ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA

LÊ CHÍ HIỆP

GIÁO TRÌNH

ĐIỀU HÒA KHÔNG KH´

(Tái bản lần thứ nhất có sửa chữa)

TRƯỜNG CĐ. CÔNG THƯƠNG TPHCM
THƯ VIỆN
Số: 1207384K

NHÀ XUẤT BẢN ĐẠI HỌC QUỐC GIA
TP HỒ CHÍ MINH - 2011

GT.02. KTh(V)
ĐHQG.HCM-11 84-2011/CXB/436-04 KTh.GT.869-11(T)

MỤC LỤC

LỜI NÓI ĐẦU 7

Chương 1 MỘT SỐ VẤN ĐỀ CHUNG VỀ ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ 9

§1.1. Khái niệm chung 9

§1.2. Các thành phần của hệ thống điều hòa không khí 10

§1.3. Mối quan hệ giữa môi trường và cơ thể con người 11

§1.4. Các phương pháp tiêu chuẩn hóa trạng thái không khí trong không gian cần điều hòa 15

§1.5. Ô nhiễm không khí và vấn đề thông gió 18

§1.6. Tiêu chuẩn môi trường trong điều tiết không khí 21

§ 1.7. Tiếng ồn 22

§ 1.8. Chuyển tải lạnh 22

Chương 2 PHÂN LOẠI HỆ THỐNG ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ 25

§2.1. Hệ thống điều hòa không khí dùng trực tiếp môi chất lạnh làm chất chuyển tải lạnh 25

§2.2. Hệ thống điều hòa không khí với chất chuyển tải lạnh là không khí 31

§2.3. Hệ thống điều hòa không khí với chất chuyển tải lạnh là nước 35

§2.4. Hệ thống điều hòa không khí với chất chuyển tải lạnh là nước kết hợp với không khí 36

§2.5. Một số cách phân loại khác 40

§2.6. Tính chất, đặc điểm và phạm vi sử dụng các loại hệ thống điều hòa không khí 41

Chương 3 KHÔNG KHÍ ẨM VÀ CÁC QUÁ TRÌNH ĐIỂN HÌNH TRONG KỸ THUẬT ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ 50

§3.1. Không khí khô 51

§3.2. Hơi nước 52

§3.3. Phân loại không khí ẩm 54

§3.4. Các thông số biểu diễn trạng thái của không khí ẩm 56

§3.5. Các loại đồ thị của không khí ẩm 66

§3.6. Xác định độ ẩm tương đối bằng cặp nhiệt kế khô - ướt 72

§3.7. Một số công thức gần đúng khác 76
§3.8. Một số thuật ngữ 77
§3.9. Quá trình hòa trộn không khí ẩm 95
§3.10. Quá trình hâm nóng và làm mát không khí ẩm 98
§3.11. Quá trình tăng ẩm và giảm ẩm 111
§3.12. Quá trình trao đổi nhiệt và ẩm đa biến 119
§3.13. Xác định lưu lượng không khí thông qua các hệ số ESHF, BF và nhiệt độ đọng sương của thiết bị 123
§3.14. Một số ví dụ điển hình 125

Chương 4 **MÁY LẠNH CÓ MÁY NÉN HƠI TRONG KỸ THUẬT ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ** 146
§4.1. Sơ đồ và nguyên lý hoạt động 146
§4.2. Các thành phần cơ bản 148
§4.3. Một số tính toán 179
§4.4. Xác định tổn thất áp suất và kích thước của ống dẫn môi chất lạnh 198

Chương 5 **MÔI CHẤT LẠNH VÀ MÔI TRƯỜNG** 238
§5.1. Tổng quát 238
§5.2. Ozone và hiện tượng suy giảm tầng ozone 238
§5.3. Hiệu ứng nhà kính và hiện tượng gia tăng nhiệt độ của bầu khí quyển 241
§5.4. Các thỏa thuận quốc tế 242
§5.5. Môi chất lạnh 243
§5.6. Qui định về cách gọi tên các môi chất lạnh 254
§5.7. Các vấn đề khác 260

Chương 6 **MÁY LẠNH HẤP THỤ H_2O-LiBr TRONG KỸ THUẬT ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ** 264
§6.1. Khái niệm chung 264
§6.2. Dung dịch H_2O-LiBr 266
§6.3. Máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Single Effect 296
§6.4. Máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Double Effect 304

Chương 7 **LÀM MÁT BAY HƠI VÀ TÁCH ẨM BẰNG CHẤT HÚT ẨM** 318
§7.1. Làm mát bay hơi 319
§7.2. Chất hút ẩm 328

Chương 8 **TÍNH TOÁN PHỤ TẢI LẠNH** 342
§8.1. Một số vấn đề chung 342
§8.2. Xác định các thành phần nhiệt thừa xuất phát từ bên trong không gian cần điều hòa 346
§8.3. Xác định các thành phần nhiệt thừa xuất phát từ bên ngoài không gian cần điều hòa 353
§8.4. Xác định phụ tải lạnh 404

Chương 9 **QUẠT** 405
§9.1. Tổng quát 405
§9.2. Một số định nghĩa và thuật ngữ 406
§9.3. Các định luật về quạt 409
§9.4. Đường đặc tính của quạt 416
§9.5. Các loại quạt 417
§9.6. Lựa chọn quạt 424
§9.7. Ảnh hưởng của các ống nối ở đầu ra và đầu vào của quạt 425
§9.8. Điều chỉnh lưu lượng qua quạt 438

Chương 10 **MỘT SỐ VẤN ĐỀ CHUNG VỀ ỐNG DẪN KHÔNG KHÍ** 439
§10.1. Khái niệm chung 439
§10.2. Phân loại ống dẫn không khí 440
§10.3. Phương trình Bernoulli và các loại áp suất trong ống dẫn 441
§10.4. Sự biến đổi của các loại áp suất 444
§10.5. Cân bằng áp suất 446
§10.6. Hiệu ứng ống khói 447
§10.7. Tổn thất áp suất do ma sát 448
§10.8. Tổn thất áp suất do chuyển đổi hướng, do rẽ nhánh hoặc do thay đổi tiết diện ống 450
§10.9. Một số vấn đề khác 451

Chương 11 **THIẾT KẾ ỐNG DẪN KHÔNG KHÍ** 458
§11.1. Các phương pháp thiết kế ống dẫn không khí 458
§11.2. Xác định tổn thất áp suất trong các đoạn ống dẫn thẳng có tiết diện không thay đổi 465
§11.3. Xác định tổn thất áp suất ở các đoạn cong 473
§11.4. Xác định tổn thất áp suất ở những đoạn ống có tiết diện thay đổi 492
§11.5. Xác định tổn thất áp suất ở những đoạn ống rẽ nhánh, đoạn ống hội tụ, miệng vào và miệng ra của các ống dẫn 504

Chương 12 **THIẾT KẾ ỐNG DẪN NƯỚC** 557
§12.1. Một số vấn đề chung 557
§12.2. Ống dẫn nước và một số vấn đề thực tế của ống dẫn nước 561
§12.3. Bố trí đường ống dẫn nước 568
§12.4. Tổn thất áp suất của đường ống dẫn nước 573

Chương 13 **PHÂN BỐ KHÔNG KHÍ TRONG KHÔNG GIAN CẦN ĐIỀU HÒA** 607
§13.1. Khái niệm chung 607
§13.2. Phân loại các miệng thổi 608
§13.3. Một số thuật ngữ 611
§13.4. Luồng không khí không đẳng nhiệt được phát triển hoàn toàn 614
§13.5. Luồng không khí không đẳng nhiệt và bị biến dạng 617
§13.6. Miệng thổi khuếch tán gắn trên trần 619
§13.7. Lựa chọn miệng thổi 620
§13.8. Chỉ số hiệu suất khuếch tán không khí ADPI 621
§13.9. Một vài vấn đề minh họa 623

Chương 14 **SỬ DỤNG HIỆU QUẢ NĂNG LƯỢNG TRONG KỸ THUẬT ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ** 628
§14.1. Đặt vấn đề 628
§14.2. Các cơ hội và giải pháp 629
§14.3. Nguyên lý hiệu quả biên đồng đều 643
§14.4. Tích trữ lạnh 647

PHỤ LỤC 660
CÁC KÝ HIỆU 677
TÀI LIỆU THAM KHẢO 679

LỜI NÓI ĐẦU

Giáo trình ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ là quyển sách được viết lại trên cơ sở quyển *Kỹ thuật điều hòa không khí* của chính tác giả đã được xuất bản lần đầu tiên vào năm 1996 bởi Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.

Trong quá trình viết quyển sách này, tác giả đã cố gắng bám sát đề cương môn học Điều hòa không khí trong chương trình khung giáo dục đại học ngành Kỹ thuật Nhiệt-Lạnh đã được Bộ GD-ĐT ban hành ngày 21/11/2007. So với đề cương này và so với ấn bản cuối cùng của quyển *Kỹ thuật điều hòa không khí* xuất bản năm 2007, tác giả đã đưa thêm vào những nội dung khác vừa nhằm mục tiêu cập nhật kiến thức, vừa nhằm mục tiêu đáp ứng các yêu cầu về sử dụng hiệu quả năng lượng và bảo vệ môi trường, cụ thể các nội dung đó là:

- Máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr trong kỹ thuật điều hòa không khí.
- Kỹ thuật làm mát bay hơi và tách ẩm bằng chất hút ẩm.
- Sử dụng hiệu quả năng lượng trong kỹ thuật điều hòa không khí.

Đây là những vấn đề lớn thể hiện các hướng phát triển chính của kỹ thuật điều hòa không khí trong những năm gần đây. Tuy nhiên, do khuôn khổ có hạn của quyển sách, tác giả không thể trình bày thật tỉ mỉ các vấn đề đã đề cập ở trên như mong muốn lúc ban đầu. Tác giả rất mong bạn đọc thông cảm và tiếp tục tìm kiếm những nội dung có liên quan ở các quyển sách chuyên sâu khác hoặc ở các tài liệu khác.

Để thuận tiện cho bạn đọc, tác giả đã tổ chức các nội dung này thành các chương riêng rẽ. Tuy nhiên, các nội dung cập nhật không chỉ được thể hiện trong các chương mới đó, mà còn được trình bày tản mạn trong các chương còn lại ở những vị trí thích hợp và ở phần phụ lục. Do máy lạnh có máy nén hơi hiện vẫn đang được sử dụng rộng rãi trong kỹ thuật điều hòa không khí cho nên tác giả đã tập trung đầu tư thêm về nội dung này, cụ thể là bổ sung phần máy nén và kỹ thuật điều chỉnh năng suất lạnh của máy nén. Đặc biệt, trong mục này tác giả đã giới thiệu khá tỉ mỉ kỹ thuật điều chỉnh năng suất lạnh của máy nén xoắn ốc loại Digital, đây là kỹ thuật khá hiện đại và hiệu quả mới được phát triển trong vài năm gần đây bởi *Emerson Copeland*. Ngoài ra, để đánh giá chính xác hơn khả năng làm việc của máy lạnh ở các mức tải khác nhau, tác giả cũng giới thiệu thêm hệ số IPLV (*Integrated Part Load Value*). Như vậy, cùng với các hệ số quen thuộc là COP và EER, có thể quyển sách này sẽ mang đến cho bạn đọc thêm một công cụ hữu hiệu

mang tính thực tế để góp phần đánh giá tính hiệu quả ở các góc độ khác nhau của hệ thống điều hòa không khí đang khảo sát.

Bên cạnh những sửa đổi mang tính nội dung, trên cơ sở kinh nghiệm của nhiều năm giảng dạy môn học *Kỹ thuật điều hòa không khí*, tác giả đã có một số điều chỉnh về cách diễn giải các hiện tượng và quá trình, bổ sung thêm các bàn luận ở một số ví dụ, điều chỉnh tính thống nhất của các ký hiệu và gia tăng hàm lượng thực tế của các vấn đề có trong quyển sách,... Tác giả hy vọng các cố gắng đó có thể sẽ giúp ích cho bạn đọc một phần nào đó khi nghiên cứu môn học này.

Mặc dù đã hết sức nỗ lực trong lần xuất bản này nhưng chắc chắn không thể nào tránh được các thiếu sót, tác giả rất mong nhận được các ý kiến phản hồi của bạn đọc. Xin vui lòng gửi các ý kiến đóng góp về địa chỉ sau:

Bộ môn Công nghệ nhiệt lạnh, Trường Đại học Bách khoa - Đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh, 268 Lý Thường Kiệt, Quận 10, TP Hồ Chí Minh.

Trân trọng cảm ơn.

Tác giả

LÊ CHÍ HIỆP

Chương **1**

MỘT SỐ VẤN ĐỀ CHUNG VỀ ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

§1.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Hệ thống điều hòa không khí được áp dụng lần đầu tiên vào khoảng năm 1920, mục đích của nó là nhằm tạo ra môi trường thuận lợi cho các hoạt động của con người và thiết lập các điều kiện phù hợp với các công nghệ sản xuất, chế biến, bảo quản máy móc và thiết bị.

Trước đây, thường có ý nghĩ sai lầm rằng hệ thống điều hòa không khí là hệ thống dùng để làm mát không khí. Thực ra, vấn đề không hoàn toàn đơn giản như vậy. Ngoài nhiệm vụ duy trì nhiệt độ trong không gian cần điều hòa ở mức yêu cầu, hệ thống điều hòa không khí còn phải giữ độ ẩm không khí trong không gian đó ổn định ở một mức qui định nào đó. Bên cạnh đó, cũng cần phải chú ý đến vấn đề bảo đảm độ trong sạch của không khí, khống chế độ ồn và tổ chức sự lưu thông hợp lý của dòng không khí.

Nói chung, có thể chia khái niệm điều hòa không khí thường được mọi người sử dụng ra thành ba loại với các nội dung rộng hẹp khác nhau:

- Điều tiết không khí: thường được dùng để thiết lập các môi trường thích hợp cho việc bảo quản máy móc, thiết bị và đáp ứng các yêu cầu của những công nghệ sản xuất, chế biến cụ thể.
- Điều hòa không khí: nhằm tạo ra môi trường tiện nghi cho các sinh hoạt của con người.
- Điều hòa nhiệt độ: nhằm tạo ra môi trường có nhiệt độ thích hợp.

Một cách tổng quát, nhiệt độ trong không gian cần điều hòa không khí không phải lúc nào cũng được điều chỉnh theo chiều hướng giảm so với nhiệt độ của môi trường xung quanh. Phụ thuộc vào thời tiết và các yêu cầu cụ thể, có khi còn cần phải làm tăng nhiệt độ của không khí trong không gian cần điều hòa không khí. Tương tự như vậy, độ ẩm của không khí cũng có thể được điều chỉnh không chỉ theo chiều hướng giảm, mà có khi còn được yêu cầu tăng lên so với độ ẩm ở bên ngoài.

Một hệ thống điều hòa không khí đúng nghĩa là hệ thống có thể duy trì trạng thái của không khí bên trong không gian cần điều hòa ở trong *vùng trạng thái* đã qui định. Trạng thái đó phải ít bị ảnh hưởng bởi sự thay đổi của điều kiện khí hậu ở bên ngoài, hoặc bởi sự biến đổi của phụ tải ở bên

trong. Từ những điều đã nói, rõ ràng có mối liên hệ mật thiết giữa điều kiện thời tiết ở bên ngoài không gian cần điều hòa với chế độ hoạt động và các đặc điểm của hệ thống điều hòa không khí.

Mặc dù hệ thống điều hòa không khí về mặt tổng quát có những tính chất như đã nêu ở trên, tuy nhiên khái niệm điều hòa không khí được đề cập trong quyển sách này về cơ bản chỉ tập trung đáp ứng các nhu cầu tiện nghi của con người trong phạm vi dân dụng. Với ý nghĩa đó, có thể nói rằng, trong điều kiện khí hậu của Việt Nam, nhất là ở các tỉnh phía nam, nhiệm vụ của hệ thống điều hòa không khí thường chỉ là làm giảm nhiệt độ và độ ẩm của không khí ở bên trong không gian cần điều hòa so với không khí ở bên ngoài và duy trì nó trong vùng đã qui định. Điều hòa không khí không chỉ được ứng dụng cho các không gian đứng yên như nhà ở, hội trường, siêu thị, nhà hát, khách sạn, nhà hàng, bệnh viện, văn phòng làm việc,... mà còn được ứng dụng cho các không gian di động như ô tô, tàu thủy, xe lửa, máy bay, ...Trong những năm gần đây, kỹ thuật này còn được ứng dụng rộng rãi để đáp ứng nhu cầu xây dựng *phòng sạch*.

§1.2. CÁC THÀNH PHẦN CỦA HỆ THỐNG ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

Về mặt thiết bị, hệ thống điều hòa không khí là một tổ hợp bao gồm các thành phần như sau:

- Máy lạnh: là bộ phận cơ bản của hệ thống, đóng vai trò chủ yếu trong việc khống chế trạng thái của không khí trong không gian cần điều hòa không khí ở trong *vùng* qui định.
- Bộ gia nhiệt và hâm nóng: là bộ phận hỗ trợ máy lạnh trong việc điều chỉnh các thông số của không khí. Bộ phận này không nhất thiết phải có mặt trong tất cả các hệ thống điều hòa không khí. Với các không gian cần điều hòa không khí có yêu cầu kỹ thuật cao và có phụ tải nhiệt ẩn lớn, bộ gia nhiệt và hâm nóng là thiết bị cần thiết và giữ vai trò rất quan trọng. Ở những vùng có khí hậu thường xuyên nóng bức, có sự biến động của phụ tải không nhiều và có các yêu cầu kỹ thuật không quá cao thì có thể không cần dùng đến bộ phận này.
- Chất tải lạnh: có thể là nước, không khí hoặc kết hợp giữa nước và không khí. Ở các hệ thống cỡ nhỏ, chất tải lạnh có thể là chính bản thân môi chất lạnh.
- Hệ thống vận chuyển chất tải lạnh: là hệ thống dùng để vận chuyển chất tải lạnh từ nguồn sinh lạnh (bình bay hơi hay dàn lạnh của hệ thống máy lạnh) đến không gian cần điều hòa không khí. Nếu chất tải lạnh là không khí thì sẽ được vận chuyển bằng các ống dẫn không khí, nếu chất tải lạnh là nước thì sẽ được vận chuyển bằng các ống dẫn nước, còn nếu chất tải lạnh là môi chất lạnh thì sẽ được vận chuyển bằng các ống đồng.

- Hệ thống phun ẩm: thường được dùng cho những nơi có yêu cầu gia tăng độ chứa hơi của không khí trong không gian cần điều hòa không khí.
- Hệ thống phân bố không khí: bao gồm các ống dẫn không khí và các miệng thổi gió.
- Hệ thống giảm ồn, lọc bụi, chống cháy, khử mùi.
- Hệ thống thải không khí bên trong không gian cần điều hòa ra ngoài trời hoặc đưa tuần hoàn trở lại vào hệ thống.
- Bộ điều chỉnh và khống chế tự động để theo dõi và duy trì tự động các thông số làm việc chính của hệ thống.
- Hệ thống làm mát nước giải nhiệt bình ngưng.

Tất nhiên, không phải bất kỳ hệ thống điều hòa không khí nào cũng phải có đầy đủ các bộ phận đã nêu ở trên. Ở một số trường hợp, có thể có thêm một số bộ phận phụ khác.

Cần lưu ý, cho đến hiện nay, trong hầu hết các trường hợp thì máy lạnh được sử dụng trong kỹ thuật điều hòa không khí vẫn là máy lạnh có máy nén hơi. Tuy nhiên, trong những năm gần đây, do các yêu cầu về bảo vệ môi trường và sử dụng năng lượng hiệu quả, người ta đang dần dần chuyển đổi từ máy lạnh có máy nén hơi sang máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr (H_2O-LiBr Absorption Chiller). Đây là xu hướng cần phải được các chủ đầu tư, các nhà thiết kế và các nhà tư vấn trong nước quan tâm. Hiện nay, ở Mỹ và Nhật, số lượng các công trình điều hòa không khí trung tâm có sử dụng máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr đã chiếm tỉ trọng lên đến khoảng 50%. Tương tự như vậy - ở Trung Quốc, Ấn Độ và Hàn Quốc - số lượng máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr được đưa vào sử dụng cũng gia tăng đáng kể. Bên cạnh máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr, kỹ thuật làm lạnh bay hơi và tách ẩm bằng chất hút ẩm (Evaporative Cooling and Desiccant) cũng đang rất được chú ý.

§1.3. MỐI QUAN HỆ GIỮA MÔI TRƯỜNG VÀ CƠ THỂ CON NGƯỜI

Như đã nói ở trên, tùy từng mục đích cụ thể mà hệ thống điều hòa không khí sẽ có chức năng khác nhau, chủ yếu ta xem hệ thống điều hòa không khí là phương tiện nhằm tạo ra môi trường tiện nghi, thoải mái cho các hoạt động của con người.

Không thể có tiêu chuẩn hoặc yêu cầu về môi trường giống nhau cho tất cả mọi con người. Nói chung, tùy theo tuổi tác và mức độ vận động của cơ thể mà mức độ phát nhiệt và sự cảm nhận dễ chịu hay không dưới tác động của môi trường xung quanh hoàn toàn khác nhau.

Như chúng ta đã biết, dưới góc độ điều hòa không khí, cơ thể con người có thể được xem tương tự như một cái *máy phát nhiệt*. Đối với một người ở tình trạng sức khỏe bình thường, nhiệt độ phần bên trong của cơ thể

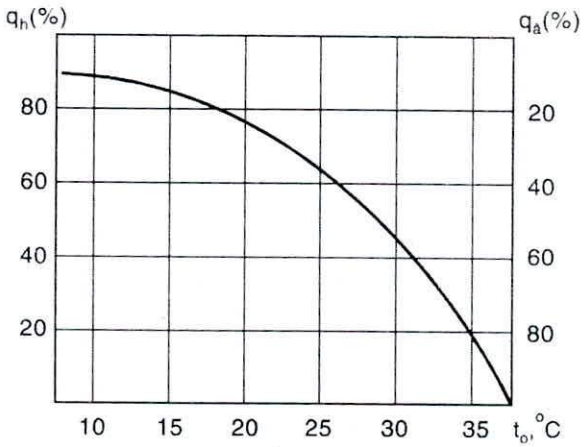
luôn luôn được duy trì ổn định ở mức khoảng 37^oC. Về mặt sinh lý, do cơ thể luôn luôn sản sinh ra một lượng nhiệt nhiều hơn nó cần, cho nên - để duy trì sự ổn định nhiệt độ của phần bên trong - cơ thể con người luôn luôn phải thải nhiệt ra môi trường xung quanh. Đặc biệt, khi nhiệt độ môi trường xung quanh quá cao, thậm chí có khi cao hơn 37^oC, cơ thể con người vẫn cần phải thải nhiệt. Trong trường hợp này, nhiệt lượng thải ra từ cơ thể con người chủ yếu được thực hiện thông qua cơ chế đổ mồ hôi.

Các quan sát thực tế cho thấy, nhiệt lượng thải ra từ cơ thể con người phụ thuộc rất nhiều vào mức độ vận động của cơ thể. Thông thường người ta chia mức độ vận động của cơ thể ra thành các loại là nhẹ, trung bình và nặng. Có thể đưa ra một số ví dụ sau: hoạt động của cơ thể con người trong các lớp học, thư viện, văn phòng làm việc,... được xem là vận động nhẹ; các hoạt động trong vũ trường, phòng tập thể dục, xưởng sản xuất,... được xem là vận động nặng.

Như đã rõ, nhiệt lượng thải ra từ cơ thể con người có thể thông qua ba hình thức là *đối lưu*, *bức xạ* và *bay hơi*. Ở trường hợp đối lưu, lớp không khí tiếp xúc trực tiếp với cơ thể sẽ dần dần nóng lên và có xu hướng đi lên, khi đó lớp không khí lạnh hơn sẽ tiến đến thế chỗ và từ đó hình thành nên sự chuyển động tự nhiên của lớp không khí bao quanh cơ thể, chính sự chuyển động này đã tạo điều kiện cho một phần nhiệt lượng của cơ thể thải ra môi trường bên ngoài. Trong trường hợp tốc độ chuyển động của không khí gia tăng, nhiệt lượng từ cơ thể thải ra môi trường bên ngoài bằng hình thức đối lưu cũng sẽ gia tăng đáng kể. Bức xạ là hình thức thải nhiệt thứ hai, trong trường hợp này nhiệt lượng từ cơ thể sẽ bức xạ ra bất kỳ bề mặt xung quanh nào có nhiệt độ nhỏ hơn nhiệt độ của cơ thể, hình thức trao đổi nhiệt này hoàn toàn độc lập với hiện tượng đối lưu đã nói ở trên và không phụ thuộc (hoặc phụ thuộc gián tiếp) vào nhiệt độ của không khí xung quanh. Cần lưu ý, cường độ trao đổi nhiệt bằng hình thức đối lưu phụ thuộc nhiều vào độ chênh lệch nhiệt độ giữa bề mặt cơ thể và không khí, phụ thuộc mạnh mẽ vào tốc độ chuyển động của không khí; còn hình thức trao đổi nhiệt bức xạ phụ thuộc vào độ chênh lệch nhiệt độ giữa cơ thể và các bề mặt bao quanh ở bên trong không gian cần điều hòa không khí. Khi các độ chênh lệch nhiệt độ này giảm xuống thì lượng nhiệt phát ra từ cơ thể do đối lưu và bức xạ cũng giảm bớt. Người ta gọi lượng nhiệt này là *nhiệt hiện* Q_h. Nhiệt lượng đi vào môi trường không khí xung quanh thông qua hình thức bay hơi hoặc bốc ẩm từ cơ thể con người (mồ hôi, hơi thở) được gọi là *nhiệt ẩn* $Q_ẩ$.

Hình 1.1 biểu diễn mối quan hệ giữa Q_h và $Q_ẩ$ theo nhiệt độ môi trường xung quanh t_o tương ứng với trường hợp cơ thể ở trạng thái yên tĩnh. Từ đồ thị, có thể thấy rõ rằng khi nhiệt độ môi trường xung quanh thấp hơn 15^oC thì thành phần $Q_ẩ$ không đáng kể, khi nhiệt độ môi trường xung quanh cao hơn 28^oC thì thành phần $Q_ẩ$ chiếm tỉ trọng khá lớn trong tổng nhiệt

lượng từ cơ thể phát ra. Như vậy, ứng với mức vận động của cơ thể như nhau, chính nhiệt độ môi trường xung quanh quyết định tỉ lệ giữa các thành phần Q_h và $Q_{ẩ}$.



Hình 1.1 *Sự biến đổi của q_h và $q_ẩ$ phụ thuộc vào nhiệt độ môi trường*

Cần phải khẳng định rằng, ba thông số có ảnh hưởng lớn đến mức độ trao đổi nhiệt giữa cơ thể và môi trường xung quanh là *tốc độ* chuyển động của không khí, *nhiệt độ* và *độ ẩm tương đối* của không khí.

Mặc dù ở các phần trước ta đã đề cập sơ bộ đến ảnh hưởng của nhiệt độ, tuy nhiên cũng cần phải phân tích một cách cặn kẽ hơn về ảnh hưởng của ba yếu tố đã nêu ở trên:

- Ảnh hưởng của tốc độ chuyển động của không khí

Phụ thuộc vào mức độ chuyển động của không khí mà lượng ẩm thoát ra từ cơ thể sẽ nhiều hay ít. Khi tốc độ chuyển động của không khí tăng lên thì lớp mỏng không khí bão hòa bao xung quanh bề mặt cơ thể sẽ càng dễ bị kéo đi để nhường chỗ cho lớp không khí khác ít bão hòa hơn, do đó khả năng nhả ẩm từ cơ thể sẽ nhiều hơn. Cũng cần phải thấy, tốc độ chuyển động của dòng không khí không chỉ ảnh hưởng đến lượng ẩm nhả ra, mà còn ảnh hưởng mạnh mẽ đến cường độ trao đổi nhiệt bằng hình thức đối lưu. Rõ ràng, ứng với nhiệt độ không khí như nhau, nhiệt lượng nhả ra từ cơ thể thông qua hình thức đối lưu sẽ càng nhiều khi tốc độ chuyển động của không khí càng lớn.

Các nghiên cứu thực nghiệm đã chỉ ra rằng, đối với nhiều người, để tạo cảm giác dễ chịu thì tốc độ chuyển động của không khí trong vùng ưu tiên nên vào khoảng 0,25*m/s*. Tuy vậy, trong quá trình thiết kế, khi chọn tốc độ chuyển động của không khí ta cần phải lưu ý đến sự tương thích với nhiệt độ của không khí. Từ bảng 1.1 ta thấy khi nhiệt độ không khí xung quanh tăng lên thì tốc độ của không khí cũng nên tăng lên một chút.

Bảng 1.1

Nhiệt độ, ^oC	21	22	23	24
Tốc độ chuyển động của không khí, *m/s*	0,15 đến 0,20	0,20 đến 0,24	0,25 đến 0,30	0,30 đến 0,35

- Ảnh hưởng của nhiệt độ

Khi nhiệt độ không khí xung quanh giảm xuống, cường độ trao đổi nhiệt bằng hình thức đối lưu giữa cơ thể và môi trường sẽ tăng lên. Cường độ này càng tăng khi độ chênh lệch nhiệt độ giữa bề mặt cơ thể và không khí càng tăng, nếu độ chênh lệch này lớn thì nhiệt lượng cơ thể mất đi càng nhiều và đến một mức nào đó sẽ bắt đầu xuất hiện cảm giác khó chịu và ớn lạnh. Việc giảm nhiệt độ của các bề mặt xung quanh sẽ làm gia tăng cường độ trao đổi nhiệt bằng hình thức bức xạ, ngược lại, nếu nhiệt độ của các bề mặt xung quanh tiến gần đến nhiệt độ cơ thể thì thành phần trao đổi nhiệt bằng hình thức bức xạ sẽ giảm đi rất nhanh.

Các nghiên cứu và kinh nghiệm thực tế đã chỉ ra rằng, trong phần lớn các trường hợp thì con người sẽ cảm thấy dễ chịu trong vùng có nhiệt độ khoảng từ 22^oC đến 27^oC. Trong những năm gần đây, xuất phát từ yêu cầu tiết kiệm năng lượng, nhiệt độ trong không gian điều hòa không khí được khuyến cáo chỉ nên được cài đặt ở mức từ 25^oC đến 27^oC.

- Ảnh hưởng của độ ẩm tương đối

Chính độ ẩm tương đối của không khí xung quanh quyết định mức độ bay hơi hoặc nhả ẩm từ cơ thể ra ngoài môi trường. Khi độ ẩm tương đối giảm xuống, lượng ẩm nhả ra từ cơ thể sẽ càng nhiều, điều đó cũng có nghĩa là cơ thể sẽ thải nhiệt ra môi trường xung quanh nhiều hơn. Kinh nghiệm cho thấy, nếu nhiệt độ không khí là 27^oC thì độ ẩm không khí để con người có cảm giác dễ chịu nên vào khoảng 50%.

Cần chú ý, ở trạng thái bình thường, mặc dù nhiệt độ phần bên trong của cơ thể luôn luôn được duy trì ổn định ở mức 37^oC, nhưng nhiệt độ bề mặt lớp da bao quanh cơ thể không hoàn toàn ổn định mà có thể biến đổi trong một khoảng rất rộng. Phụ thuộc vào nhiệt độ, độ ẩm của không khí xung quanh và mức độ trao đổi nhiệt mà nhiệt độ có thể chịu đựng được của lớp da có thể biến thiên trong khoảng từ $4,4^oC$ cho đến 40^oC. Ngoài ra, dưới góc độ thiết kế và vận hành, cũng cần lưu ý đến độ chênh lệch giữa nhiệt độ không khí bên trong không gian cần điều hòa và nhiệt độ của dòng không khí thổi trực tiếp vào cơ thể. Để đảm bảo sức khỏe cho con người thì độ chênh lệch đó không nên vượt quá 6^oC.

§1.4. CÁC PHƯƠNG PHÁP TIÊU CHUẨN HÓA TRẠNG THÁI KHÔNG KHÍ TRONG KHÔNG GIAN CẦN ĐIỀU HÒA

Như đã trình bày trong phần §1.3, mức độ cảm nhận của cơ thể con người đối với một môi trường cụ thể nào đó phụ thuộc đáng kể vào khả năng trao đổi nhiệt và chất giữa cơ thể và môi trường; có nghĩa là phụ thuộc vào nhiệt độ, độ ẩm và tốc độ chuyển động của lớp không khí bao xung quanh.

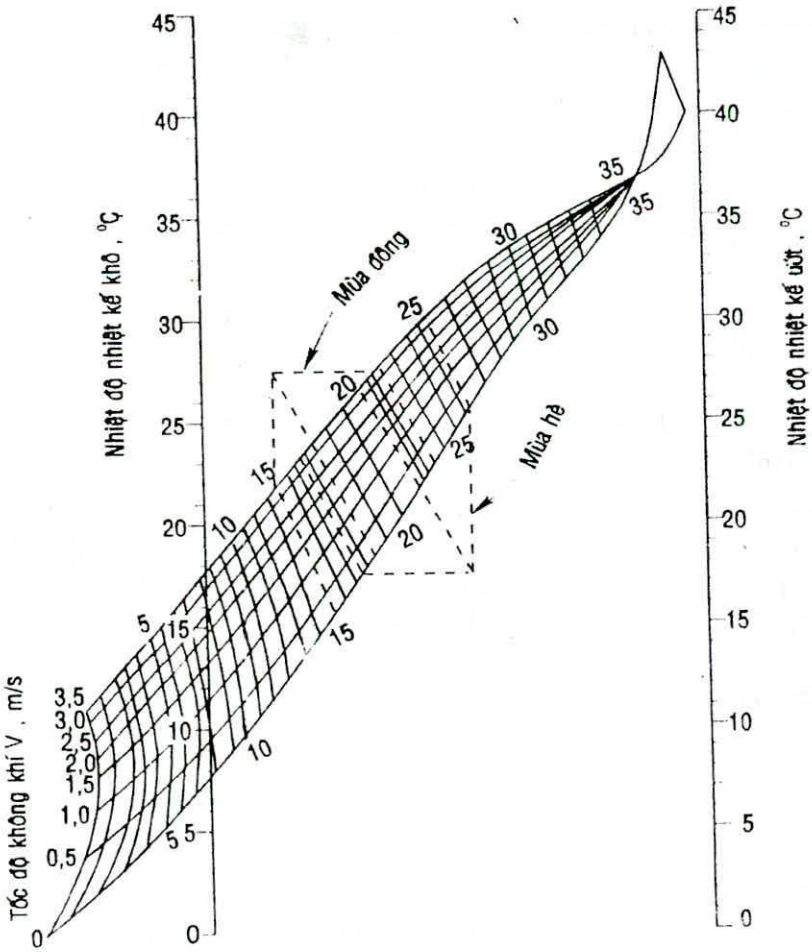
Thực nghiệm đã chứng tỏ rằng, đối với một con người cụ thể và ở mức độ cảm nhận như nhau đối với môi trường, khi nhiệt độ môi trường tăng lên thì cần phải giảm độ ẩm xuống. Điều đó cho thấy, mức độ cảm nhận của cơ thể đối với môi trường (có nghĩa là cảm giác dễ chịu hay khó chịu) có thể như nhau ứng với nhiều trạng thái khác nhau của không khí.

Để có thể chuẩn hóa các trạng thái khác nhau của môi trường nhưng gây ra mức độ cảm nhận như nhau, các nhà nghiên cứu đã suy nghĩ và đề xuất một số thông số mới. Phần dưới đây trình bày một vài thông số thường được sử dụng trong kỹ thuật điều hòa không khí.

1.4.1. Nhiệt độ hiệu dụng

Khái niệm nhiệt độ hiệu dụng được Jagiello và các cộng sự đưa ra lần đầu tiên vào năm 1923. Theo đó, nhiệt độ hiệu dụng t_e là nhiệt độ của khối không khí bão hòa đứng yên sao cho cảm giác của con người đối với môi trường đó tương tự như ở các môi trường không khí chưa bão hòa đứng yên có nhiệt độ khác với t_c. Như vậy, ứng với một giá trị nhiệt độ hiệu dụng t_e cụ thể nào đó, có thể có nhiều trạng thái không khí chưa bão hòa ở các nhiệt độ khác với t_e nhưng tác dụng tạo cảm giác thì như nhau.

Đồ thị ở hình 1.2 bao gồm các thang nhiệt độ nhiệt kế khô, thang nhiệt độ nhiệt kế ướt và các đường cong tương ứng với các tốc độ chuyển động khác nhau của không khí. Như vậy, từ trạng thái không khí đã biết, ta có thể xác định được hai vị trí tương ứng trên hai thang nhiệt độ nhiệt kế khô và nhiệt độ nhiệt kế ướt. Nối hai điểm này ta sẽ được một đường chéo, giao điểm giữa đường chéo này và đường cong ứng với tốc độ $V = 0$ sẽ cho phép ta xác định được nhiệt độ hiệu dụng t_e.



Hình 1.2

Ví dụ 1.1

Giả sử trạng thái không khí trong phòng được xác định bởi $t = 25^oC$, $\varphi = 50\%$ và đang đứng yên. Xác định giá trị nhiệt độ hiệu dụng t_e tương ứng.

Giải

Bằng cách tính toán hoặc tra đồ thị không khí ẩm, ta xác định được nhiệt độ nhiệt kế ướt tương ứng với trạng thái không khí đã cho là $t_ư = 18^oC$. Nối hai điểm ứng với $t = 25^oC$ (trên thang nhiệt độ nhiệt kế khô) và $t_ư = 18^oC$ (trên thang nhiệt độ nhiệt kế ướt) ở hình 1.2 ta sẽ có một đường chéo. Giao điểm của đường chéo này với đường V = 0 cho ta giá trị $t_e = 21,6^oC$. Ta hiểu, trạng thái không khí đang khảo sát và trạng thái không khí bão hòa đứng yên có nhiệt độ $21,6^oC$ sẽ tạo mức độ cảm giác như nhau đối với cơ thể.

1.4.2. Nhiệt độ hiệu dụng tương đương

Ở trên ta đã đề cập đến khái niệm nhiệt độ hiệu dụng t_e, nhưng cần chú ý rằng khái niệm nhiệt độ hiệu dụng được dùng để chuẩn hóa mức độ cảm nhận của cơ thể con người đối với môi trường không khí *đứng yên*. Trong trường hợp khối không khí đang xét có một chuyển động nào đó, được thể hiện thông qua tốc độ V, người ta không dùng t_e mà dùng nhiệt độ hiệu dụng tương đương t_{ee}.

Nhiệt độ hiệu dụng tương đương t_{ee} là nhiệt độ của khối không khí bão hòa đứng yên có khả năng tạo cảm giác đối với cơ thể con người tương đương với một khối không khí khác chưa bão hòa và đang chuyển động. Việc xác định trị số của t_{ee} cũng được thực hiện bằng đồ thị ở hình 1.2. Chú ý, trong trường hợp này thì cơ thể con người đang ở trạng thái nghỉ ngơi hoặc lao động nhẹ nhàng.

Trên đồ thị ở hình 1.2, tốc độ không khí được cho thay đổi từ V = 0 đến V = 3,5*m/s*. Các đường cong ứng với các tốc độ khác nhau đều giao nhau tại cùng một điểm.

Ví dụ 1.2

Khảo sát không khí có $t = 25^oC$, $t_{tr} = 18^oC$ và V = 1*m/s*, xác định nhiệt độ hiệu dụng tương đương ứng với trạng thái không khí đã nêu.

Giải

Đầu tiên ta xác định hai điểm tương ứng với các giá trị nhiệt độ nhiệt kế khô và nhiệt độ nhiệt kế ướt trên hai thang chia nhiệt độ, sau đó tìm giao điểm giữa đường nối hai điểm này với đường cong có V = 1*m/s*. Tại vị trí giao điểm ta đọc được $t_{ee} = 20,5^oC$. Ta hiểu, trạng thái không khí đang khảo sát và trạng thái không khí bão hòa đứng yên có nhiệt độ $20,5^oC$ sẽ tạo mức độ cảm giác như nhau.

Nhận xét, qua các ví dụ 1.1 và 1.2, ta thấy mặc dù trạng thái của không khí khảo sát ở cả hai ví dụ là giống nhau, nhưng ở trường hợp đầu không khí đứng yên còn ở trường hợp sau thì không khí có chuyển động, kết quả ta có $t_e > t_{ee}$. Độ chênh lệch $t_e - t_{ee}$ biểu diễn hiệu quả làm mát của dòng không khí có chuyển động.

Từ đồ thị ở hình 1.2, đối với các địa phương có mùa đông và mùa hè phân biệt rõ rệt thì người ta rất chú ý đến các giá trị t_{ee} thích hợp để con người có cảm giác dễ chịu. Theo đó thì vào mùa đông t_{ee} nên khoảng từ $15,6^oC$ đến $23,3^oC$; còn vào mùa hè thì t_{ee} nên khoảng từ $17,8^oC$ đến $26,1^oC$. Các giá trị trung bình tương ứng như sau: vào mùa đông $t_{ee} = 18,9^oC$ và vào mùa hè $t_{ee} = 21,7^oC$.

TRƯỜNG CĐ. CÔNG THƯƠNG TPHCM
THƯ VIỆN
Số: 12073848

1.4.3. Chỉ số đánh giá mức độ cảm nhận

Với mục đích xác định mức độ cảm nhận của cơ thể con người ứng với các trạng thái khác nhau của không khí xung quanh sao cho tiện dụng nhất, các nhà nghiên cứu Mỹ (The National Weather Service of National Oceanic and Atmospheric Administration) đã đề nghị công thức sau:

$$DI = 0,72\ (t + t_{ư}) + 40,6 \qquad (1.1)$$

Tương tự như vậy, các nhà nghiên cứu Nhật (The Meteorological Agency in Japan) đã đề nghị công thức sau:

$$DI = 0,99\ t + 0,36\ t_{ư} + 41,5 \qquad (1.2)$$

Trong các công thức trên:

DI - chỉ số đánh giá *mức độ cảm nhận* của cơ thể con người (Discomfort Index).

t - nhiệt độ nhiệt kế khô, ^oC

$t_{ư}$ - nhiệt độ nhiệt kế ướt, ^oC

Đối với cơ thể của người Châu Á, có thể tham khảo các số liệu dưới đây để dự đoán mức độ cảm nhận của cơ thể đối với môi trường xung quanh:

- Khi DI ≥ 75: hơi nóng.
- Khi DI ≥ 80: đủ nóng để đổ mồ hôi.
- Khi DI ≥ 85: rất nóng.

§1.5. Ô NHIỄM KHÔNG KHÍ VÀ VẤN ĐỀ THÔNG GIÓ

Một trong những vấn đề cơ bản mà người thiết kế hệ thống điều hòa không khí cần phải chú ý là việc thông gió cho không gian cần điều hòa không khí.

Như đã biết, không gian cần điều hòa không khí là không gian khép kín, trong không gian đó có thể có sự hiện diện của đủ loại người và có thể có sự tồn tại của đủ loại vật dụng khác nhau. Bên cạnh ảnh hưởng của bụi bặm và các vật thể li ti có sẵn trong không khí, chính người và các vật dụng đã nói là nguyên nhân gây ra sự ô nhiễm không khí trong không gian cần điều hòa, trong đó sự hiện diện của con người và các hoạt động của con người trong không gian cần điều hòa không khí là nguyên nhân chủ yếu.

Có thể kể ra đây một số nguyên nhân cụ thể như sau:

- Do hít thở
- Do hút thuốc lá
- Do những loại mùi khác nhau tỏa ra từ cơ thể.

Chính đây là nguồn gốc làm gia tăng hàm lượng CO_2 và CO; là môi trường làm lây lan các loại bệnh cảm cúm, một vài loại vi khuẩn, các loại nấm gây bệnh và làm tăng tác động của một số loại khí độc khác hiện diện trong không gian cần điều hòa.

Để làm cho không khí trong không gian cần điều hòa trong lành hơn, bớt ô nhiễm hơn, cần thiết phải thực hiện kỹ thuật thông gió. Trong điều hòa không khí, có thể hiểu thông gió là biện pháp kỹ thuật nhằm thay đổi một bộ phận không khí trong không gian đó bằng một lượng không khí tươi tương ứng lấy từ bên ngoài. Tất nhiên, để hạn chế bụi bặm và các vật thể li ti khác, cần thiết phải sử dụng các biện pháp lọc và làm sạch không khí tươi trước khi đưa nó vào không gian cần điều hòa.

Trước đây, khi nói đến sự ô nhiễm không khí người ta thường nghĩ đến nồng độ CO_2 có trong không khí. Gần đây, ngoài CO_2, người ta còn lưu ý đến việc khử các loại mùi phát ra từ cơ thể con người và đang nghiên cứu tìm các loại chỉ số thích hợp để đánh giá tác động của yếu tố này đến môi trường không khí ở bên trong không gian cần điều hòa. Mặc dù vậy, cho đến nay người ta vẫn còn sử dụng nồng độ CO_2 như là chỉ số biểu diễn mức độ ô nhiễm. Bảng 1.2 sau đây sẽ trình bày một số kết quả đó.

Bảng 1.2

Nồng độ CO_2, *% thể tích*	Ý nghĩa	Ghi chú
0,07	Đây là mức độ chấp nhận được khi có nhiều người trong phòng (theo Pettenkofer)	Các giá trị này bản thân nó chưa được xem là mức độ nguy hiểm, tuy nhiên - với tư cách là chỉ số ô nhiễm không khí - nó là các con số cần lưu ý nếu như nồng độ CO_2 tiếp tục gia tăng.
0,10	Nồng độ cho phép trong các trường hợp thông thường (theo Pettenkofer)	
0,15	Nồng độ cho phép khi dùng để tính toán thông gió (theo Rietchel)	
0,20 ÷ 0,50	Nồng độ tương đối nguy hiểm	
0,50 hoặc lớn hơn	Nồng độ nguy hiểm	
4÷ 5	Hệ thần kinh bị kích thích gây ra thở sâu và nhịp thở gia tăng. Nếu sự hít thở trong môi trường này kéo dài thì có thể gây ra nguy hiểm.	
8	Nếu kéo dài sự hít thở trong môi trường này lâu hơn 10*phút* thì mặt sẽ đỏ bừng và bị đau đầu.	
18 hoặc lớn hơn	Hết sức nguy hiểm, có thể dẫn đến tử vong.	

Ứng với nồng độ CO_2 ở mức độ chấp nhận nào đó, có thể tính lưu lượng không khí tươi cần phải đưa vào không gian điều hòa như sau:

$$\dot{m}_{va} = \frac{k}{\beta - a} \quad (1.3)$$

Ở đây:

k - lượng khí CO_2 do con người thải ra thông qua hoạt động hít thở, $m^3/(h.người)$

β - nồng độ CO_2 có thể chấp nhận trong không gian cần điều hòa, % *thể tích*

a - nồng độ CO_2 trong không khí ở ngoài trời (thông thường là 0,03% *thể tích*)

$\dot{m}_{va}$ - lưu lượng không khí tươi phải cung cấp vào không gian cần điều hòa để nồng độ CO_2 luôn luôn được duy trì ở mức chấp nhận β, $m^3/(h.người)$

Bảng 1.3 trình bày một vài số liệu về vấn đề trên.

Bảng 1.3

Cường độ vận động	k, $m^3/(h.người)$	$\dot{m}_{va}$, $m^3/(h.người)$	
		khi β = 0,10%	khi β = 0,15%
- Nghỉ ngơi	0,013	18,6	10,8
- Rất nhẹ	0,022	31,4	18,3
- Nhẹ	0,030	43,0	25,0
- Trung bình	0,046	65,7	38,3
- Nặng	0,074	106,0	61,7

Như vậy, từ bảng 1.3, ta thấy lưu lượng không khí tươi cần thiết cho một người trong một giờ phụ thuộc vào cường độ vận động của người đó tương ứng với nồng độ CO_2 ở mức qui định.

Trong trường hợp những người hiện diện trong không gian cần điều hòa có hút thuốc lá, lượng không khí tươi cung cấp vào cần phải nhiều hơn để loại trừ ảnh hưởng của khói thuốc. Các số liệu tương ứng với trường hợp này được trình bày trong bảng 1.4. Tất nhiên ở đây có ảnh hưởng của mức độ hút thuốc, để thể hiện điều đó người ta đưa ra thông số phỏng chừng tính theo *số điếu thuốc/(h.người)*.

Bảng 1.4

Mức độ hút thuốc, *số điếu thuốc/(h.người)*	Lưu lượng không khí tươi tối thiểu được đề nghị để khử ảnh hưởng của khói thuốc, $m^3/(h.người)$
0,8 ÷ 1,0	13 ÷ 17
1,2 ÷ 1,6	20 ÷ 26
2,5 ÷ 3,0	42 ÷ 51
3,0 ÷ 5,1	51 ÷ 85

Trong những năm gần đây, bên cạnh việc làm trong sạch không khí trong không gian cần điều hòa bằng kỹ thuật thông gió, người ta còn ứng dụng khá nhiều các tiến bộ của *công nghệ vật liệu* (ví dụ *Silver Nano*) để giải quyết vấn đề này. Tuy vậy, ở các hệ thống điều hòa không khí cỡ năng suất lạnh trung bình và lớn, cho đến nay thông gió vẫn được xem là giải

pháp chính không thể thay thế được.

Ngoài những điều đã trình bày ở trên, có thể tham khảo thêm các số liệu trong bảng 1.5 khi cần đánh giá mức độ vệ sinh của một môi trường nào đó theo nhiều yếu tố tổng hợp khác nhau.

Bảng 1.5

Yếu tố khảo sát	Số liệu tham khảo
- Các hạt lơ lửng	- Nên nhỏ hơn 0,15*mg/m³ không khí*
- Nồng độ CO	- Nên nhỏ hơn 0,001*% theo thể tích*
- Nồng độ CO_2	- Nên nhỏ hơn 0,1*% theo thể tích*
- Nhiệt độ	- Khoảng từ 17°*C* đến 28°*C*
- Độ ẩm tương đối	- Khoảng từ 40% đến 70%
- Tốc độ chuyển động của không khí	- Nên nhỏ hơn 0,5*m/s*

§1.6. TIÊU CHUẨN MÔI TRƯỜNG TRONG ĐIỀU TIẾT KHÔNG KHÍ

Để đáp ứng yêu cầu ngày càng cao trong các hoạt động sản xuất, gia công, chế biến,... nhằm mục tiêu gia tăng năng suất lao động, nâng cao chất lượng sản phẩm, phục vụ các yêu cầu công nghệ và cải thiện điều kiện lao động, người ta đang ứng dụng ngày càng nhiều kỹ thuật điều hòa không khí và thông gió để tạo ra môi trường có nhiệt độ và độ ẩm thích hợp.

Với mục đích minh họa cho những điều đã nói ở trên, bảng 1.6 sẽ đưa ra một vài số liệu cụ thể cho một số trường hợp.

Bảng 1.6

Trường hợp	Công nghệ sản xuất, chế biến	Nhiệt độ, °*C*	Độ ẩm, %
Xưởng in	- Đóng và gói sách	21 ÷ 24	45
	- Phòng in ấn	24 ÷ 27	45 ÷ 50
	- Nơi lưu trữ giấy	20 ÷ 23	50 ÷ 60
	- Phòng làm bản kẽm	21 ÷ 23	40 ÷ 50
Sản xuất bia	- Nơi lên men	3 ÷ 4	50 ÷ 70
	- Xử lý malt	10 ÷ 15	80 ÷ 85
	- Ủ chín	18 ÷ 22	50 ÷ 60
	- Các bộ phận chế biến khác	16 ÷ 24	45 ÷ 65
Xưởng bánh	- Nhào bột	24 ÷ 27	45 ÷ 55
	- Đóng gói	18 ÷ 24	50 ÷ 65
	- Lên men	27	70 ÷ 80
Chế biến thực phẩm	- Chế biến bơ	16	60
	- Mayonaise	24	40 ÷ 50
	- Macaloni	21 ÷ 27	38
Công nghệ chính xác	- Lắp ráp chính xác	20 ÷ 24	40 ÷ 50
	- Gia công khác	24	45 ÷ 55
Xưởng len	- Chuẩn bị	27 ÷ 29	60
	- Kéo sợi	27 ÷ 29	50 ÷ 60
	- Dệt	27 ÷ 29	60 ÷ 70
Xưởng sợi bông	- Chải sợi	22 ÷ 25	55 ÷ 65
	- Se sợi	22 ÷ 25	60 ÷ 70
	- Dệt và điều tiết cho sợi	22 ÷ 25	70 ÷ 90

Ngoài nhiệt độ và độ ẩm, trong một số ngành như quang học, điện tử, cơ khí chính xác, phim ảnh, tin học,... người ta còn đặc biệt chú ý đến độ trong sạch của không khí. Khái niệm độ trong sạch ở đây được hiểu là mức độ nhiễm bẩn do bụi và các hạt lơ lửng khác, ví dụ: trong các phòng đặt máy tính thì số lượng các loại hạt không được vượt quá 2.10^5 *hạt/m*^{3} (chỉ tính các hạt bụi và các hạt khác có kích thước từ $3\mu m$ trở lên).

§ 1.7. TIẾNG ỒN

Bất cứ một hệ thống điều hòa không khí nào cũng có các bộ phận có thể gây ồn ở một mức độ nhất định, nguyên nhân tiếng ồn là do:

- Máy nén, bơm, quạt
- Các ống dẫn không khí và nước
- Các miệng thổi không khí

Tùy từng trường hợp cụ thể mà mức ồn cho phép sẽ khác nhau, người thiết kế cần phải xem yêu cầu giảm tiếng ồn là một trong những nhiệm vụ cơ bản.

Bảng 1.7 dưới đây trình bày các tiêu chuẩn về độ ồn cực đại cho phép trong một số trường hợp cụ thể. Cần lưu ý rằng, trong mọi trường hợp, nếu độ ồn lớn hơn 90*dB* thì có thể gây nguy hại cho thính giác khi phải tiếp xúc lâu với môi trường đó.

Bảng 1.7

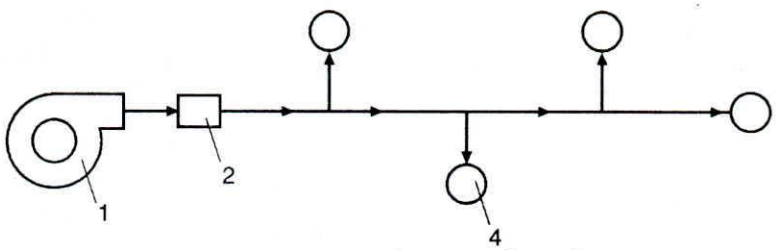
Trường hợp	Giờ trong ngày	Độ ồn cực đại có thể chấp nhận, *dB*	
		Cho phép	Nên chọn
Phòng của bệnh nhân ở các bệnh viện hoặc viện điều dưỡng	6 ÷22 22 ÷ 6	35 30	30 30
Giảng đường, lớp học		40	35
Phòng đặt máy tính		40	35
Văn phòng làm việc		50	45
Phân xưởng sản xuất		85	80
Nhà hát, phòng hòa nhạc		30	30
Phòng hội thảo, phòng họp		55	50
Phòng chiếu phim		40	35
Phòng ở	6 ÷22 22 ÷ 6	40 30	30 30
Phòng ở khách sạn	6 ÷22 22 ÷ 6	45 40	35 30
Phòng ăn lớn, tiệm ăn lớn		50	45

§ 1.8. CHUYỂN TẢI LẠNH

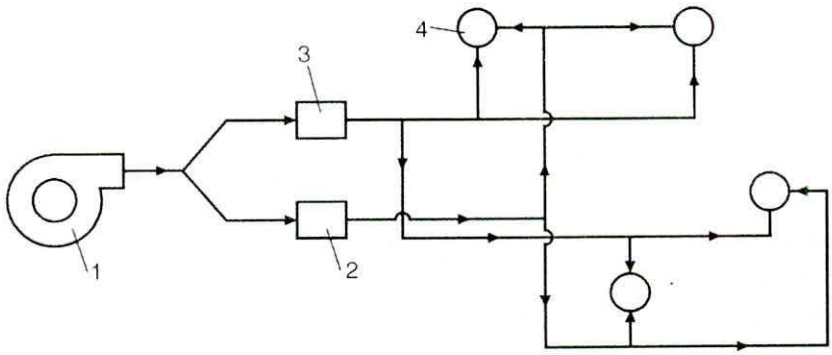
Trong các hệ thống điều hòa không khí loại tập trung, việc sản xuất lạnh thông thường được thực hiện tại một nơi thích hợp nào đó, sau đó thông qua các hệ thống chuyển tải người ta phân phối lạnh đến các nơi có yêu cầu. Để vận chuyển lạnh từ nơi sản xuất đến nơi tiêu thụ, người ta có thể vận dụng nhiều phương pháp khác nhau. Tuy nhiên, có hai phương pháp phổ biến hơn cả là phương pháp chuyển tải lạnh bằng *không khí* và phương pháp chuyển tải lạnh bằng *nước*. Trong thực tế, ở khá nhiều trường hợp, ta có thể gặp phương pháp chuyển tải lạnh phối hợp giữa không khí và nước.

Nói chung, không có qui luật rõ ràng về việc lựa chọn phương pháp chuyển tải lạnh, điều này phụ thuộc rất lớn vào đặc điểm của từng trường hợp cụ thể. Thực tế cho thấy, việc lựa chọn phương án chuyển tải lạnh là bài toán tối ưu trên cơ sở xem xét nhiều yếu tố khác nhau như năng suất lạnh, yêu cầu kỹ thuật, tính kinh tế và mỹ thuật, vấn đề bảo dưỡng và vận hành, đặc điểm của khu vực cần điều hòa,... Ngoài những yếu tố đã nêu, thông thường người ta hay dùng nước để chuyển tải lạnh cho những trường hợp mà không gian cần tiêu thụ lạnh bị phân tán lẻ tẻ trên diện rộng, khoảng cách từ nơi sản xuất đến nơi tiêu thụ lạnh khá xa, trong những trường hợp ngược lại thì phương án chuyển tải lạnh bằng không khí có thể được sử dụng.

Ở một số trường hợp, như đã trình bày ở mục §1.2, để tạo điều kiện thuận lợi cho việc khống chế các thông số của không khí bên trong không gian cần điều hòa, hệ thống ống dẫn không khí bao gồm ống dẫn không khí nóng (từ bộ gia nhiệt và hâm nóng) và ống dẫn không khí lạnh có thể được đưa vào sử dụng. Các hình 1.3 và 1.4 dưới đây biểu diễn sơ đồ nguyên tắc của hệ thống một ống dẫn và hệ thống hai ống dẫn với chất làm việc là không khí.



Hình 1.3 *Hệ thống một ống dẫn*



1- Quạt gió 2- Cụm làm mát không khí 3- Cụm làm nóng không 4- Miệng thổi không khí

Hình 1.4

Từ sơ đồ ở hình 1.4, có thể thấy rõ mỗi miệng thổi không khí của hệ thống hai ống dẫn đều được kết nối cùng lúc với ống dẫn không khí nóng và ống dẫn không khí lạnh. Bằng sự hòa trộn hai dòng không khí này ở tỉ lệ thích hợp, có thể dễ dàng khống chế nhiệt độ của từng không gian riêng biệt mà không cần phải thay đổi lưu lượng không khí cấp vào. Thông thường hệ thống hai ống dẫn được sử dụng trong các hệ thống có tốc độ cao.

Nếu không gian cần điều hòa thuộc loại nhỏ hoặc trung bình, có khi người ta trực tiếp dùng môi chất lạnh để chuyển tải lạnh đến nơi có yêu cầu. Bảng 1.8 dưới đây trình bày một vài tên thương mại của hệ thống điều hòa không khí loại chuyển tải lạnh bằng môi chất lạnh và tên tương ứng của các hãng sản xuất.

Bảng 1.8

Hãng sản xuất	Tên thương mại của sản phẩm	Ghi chú
DAIKIN	VRV	Variable Refrigerant Volume
TOSHIBA	VRF	Variable Refrigerant Flow
HITACHI	SET-FREE	-
TRANE	TVR	Trane Variable Refrigerant
REETECH	RMV	Reetech Multi Variable
FUJITSU	VRF	
LG	Multi Split	

Hiện nay, bằng sự tiến bộ của công nghệ, một số trục trặc thường gặp ở những hệ thống chuyển tải lạnh bằng môi chất lạnh (ví dụ rò rỉ) đã được khắc phục đáng kể. Chính vì vậy, trong những năm gần đây, trên thị trường ngày càng xuất hiện nhiều hơn các hệ thống điều hòa không khí loại chuyển tải lạnh bằng môi chất lạnh. Với các không gian phức tạp có nhiều không gian nhỏ, việc ứng dụng các hệ thống loại này tỏ ra thuận lợi do có thể thi công nhanh chóng hơn, đảm bảo tính mỹ thuật hơn, và đặc biệt có thể dễ dàng cài đặt chế độ vận hành riêng biệt cho từng không gian nhỏ. Chương 2 sẽ trình bày chi tiết hơn các nội dung có liên quan đến mục này.

Chương 2

PHÂN LOẠI HỆ THỐNG ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

Do tính chất phức tạp và đa dạng của không gian điều hòa không khí cho nên hệ thống điều hòa không khí có rất nhiều chủng loại khác nhau. Việc phân loại hệ thống điều hòa không khí có thể được tiến hành theo nhiều cách khác nhau, tuy nhiên phổ biến hơn cả vẫn là cách phân loại theo đặc điểm của chất chuyển tải lạnh.

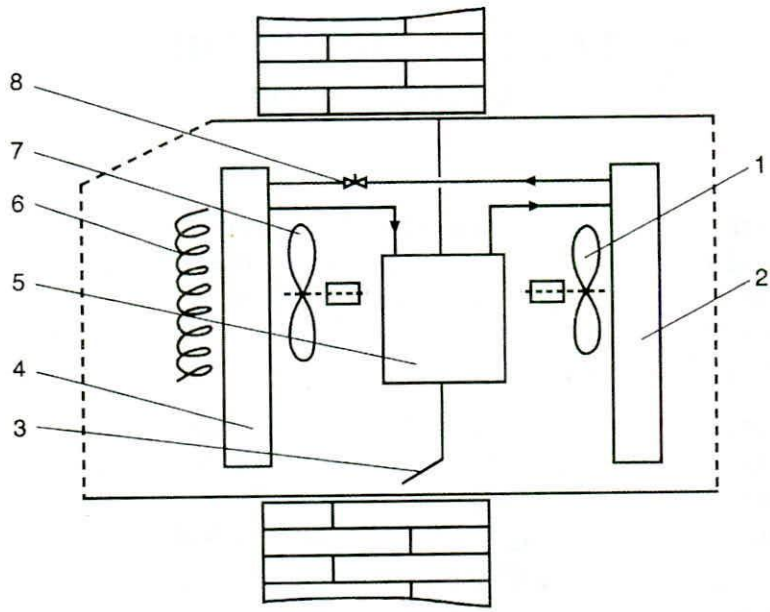
Trong chương 1 ta đã đề cập đến không khí và nước như là chất trung gian chính để chuyển tải lạnh từ nguồn sinh lạnh đến nơi có nhu cầu. Nếu xem môi chất lạnh cũng là một loại chất chuyển tải lạnh thì ta có thể chia các hệ thống điều hòa không khí hiện có thành các loại sau:

- Hệ thống điều hòa không khí dùng trực tiếp môi chất lạnh làm chất chuyển tải lạnh.
- Hệ thống điều hòa không khí với chất chuyển tải lạnh là không khí.
- Hệ thống điều hòa không khí với chất chuyển tải lạnh là nước.
- Hệ thống điều hòa không khí sử dụng phối hợp nước và không khí làm chất chuyển tải lạnh.

§2.1. HỆ THỐNG ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ DÙNG TRỰC TIẾP MÔI CHẤT LẠNH LÀM CHẤT CHUYỂN TẢI LẠNH

Trong trường hợp không gian cần điều hòa có kích thước nhỏ và có các yêu cầu kỹ thuật không quá phức tạp, thông thường người ta sử dụng các máy điều hòa loại cửa sổ (Window Type) hay hai mảng (Split Type). Về cấu tạo, máy điều hòa không khí loại cửa sổ có dạng hình khối chữ nhật, trong đó người ta lắp đặt đầy đủ và hoàn chỉnh các bộ phận cần thiết của một máy lạnh. Như vậy, ở loại máy điều hòa này, khi người sử dụng cần đưa máy vào tình trạng vận hành thì chỉ phải lựa chọn vị trí thích hợp và đục tường hoặc cửa sổ để gắn máy vào. Đương nhiên, phải đặt máy sao cho phần dàn lạnh của máy quay vào trong không gian cần điều hòa, còn phần dàn nóng quay ra phía ngoài.

Hình 2.1 trình bày sơ đồ nguyên lý của một máy điều hòa không khí loại cửa sổ. Từ sơ đồ, ta thấy toàn bộ cụm máy lạnh và các chi tiết có liên quan được lắp đặt ở dạng nguyên cụm và trong cùng một vỏ máy. Trong một số trường hợp người ta có thể lắp đặt thêm điện trở ở vị trí gần dàn lạnh.



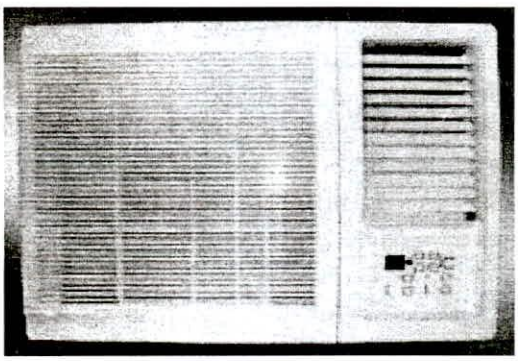
1- Quạt dàn nóng 2 - Dàn nóng 3- Cửa trao đổi gió 4- Dàn lạnh
5- Máy nén 6- Điện trở 7- Quạt dàn lạnh 8- Ống tiết lưu

Hình 2.1 *Máy điều hòa không khí loại cửa sổ*

Nói chung, máy điều hòa không khí loại cửa sổ có những ưu điểm như rẻ tiền và dễ lắp đặt. Tuy nhiên, máy điều hòa loại này cũng có một số nhược điểm như:

- Do dàn lạnh và dàn nóng được lắp cố định trong cùng một vỏ máy cho nên có thể xảy ra một số bất hợp lý trong quá trình lắp đặt. Ví dụ, có khi dàn lạnh được chọn đặt ở vị trí thích hợp trong không gian cần điều hòa thì vị trí tương ứng của dàn nóng không hợp lý so với không gian bên ngoài, và ngược lại.
- Sau một thời gian sử dụng, độ ồn do máy điều hòa cửa sổ gây ra càng ngày càng tăng.
- Tính mỹ quan hơi kém, điều này càng thể hiện rõ ở những nơi cần phải lắp nhiều máy.

- Nếu không gian cần điều hòa hơi lớn, cần phải lắp nhiều máy cho cùng một không gian, lúc đó việc lựa chọn vị trí lắp đặt càng tỏ ra khó khăn. Hơn nữa, do đặc điểm của loại máy này là phải được đặt xuyên qua tường hoặc cửa sổ, cho nên chính điều này làm hạn chế khả năng phân phối đồng đều gió lạnh đến các nơi khác nhau trong không gian đó.



Hình 2.2 *Hình dáng bên ngoài của máy điều hòa không khí loại cửa sổ*

Từ những nhược điểm đã nêu ở trên, bên cạnh máy điều hòa không khí loại cửa sổ ta thấy trên thị trường còn có các loại máy điều hòa không khí loại hai mảng. Về cấu tạo, máy hai mảng (Split Type) được cấu tạo từ hai phần hoàn toàn riêng biệt nhau:

- Phần lắp bên trong không gian cần điều hòa (Indoor Unit) về cơ bản bao gồm dàn lạnh, quạt dàn lạnh và ống tiết lưu.
- Phần lắp ở ngoài trời (Outdoor Unit) gồm có máy nén, dàn nóng và quạt dàn nóng.

Tuy nhiên, trong những năm gần đây, một số hãng đã chọn phương án bố trí ống tiết lưu ở phần lắp ngoài trời. Khi thực hiện phương án này, cần phải chú ý bọc cách nhiệt thật kỹ đoạn ống dẫn đi từ ống tiết lưu đến dàn lạnh vì đoạn ống này khá dài và có nhiệt độ khá thấp so với môi trường xung quanh. Ưu điểm của phương án này là hạn chế độ ồn của tác nhân lạnh khi đi qua ống tiết lưu vào những thời điểm máy nén khởi động.

So với máy điều hòa loại cửa sổ, máy điều hòa không khí loại hai mảng có khá nhiều ưu điểm, cụ thể như:

- Do dàn nóng và dàn lạnh hoàn toàn rời nhau cho nên ta có nhiều cơ hội lựa chọn vị trí lắp đặt hợp lý cho cả hai, tuy nhiên cần lưu ý không nên để hai phần này cách xa hơn khoảng cách quy định cho từng loại máy. Cũng do đặc điểm này mà vị trí lắp đặt dàn lạnh cơ động hơn, do đó gia tăng khả năng đáp ứng yêu cầu phân phối gió lạnh đồng đều trong các không gian hơi lớn.

- Độ ồn rất ít.
- Tính mỹ quan khá cao, có thể lắp đặt ở những nơi có cấu trúc và địa hình phức tạp.

Tuy nhiên, loại máy điều hòa hai mảng cũng có những nhược điểm nhất định, đó là giá thành hơi cao và đòi hỏi phải có thợ chuyên môn mới lắp đặt được.

Một điểm cần lưu ý khi sử dụng máy điều hòa không khí loại cửa sổ và loại hai mảng, đặc biệt là loại hai mảng, là nên chú ý vấn đề thông gió để cải thiện độ trong sạch của không khí trong không gian cần điều hòa không khí. Điều này càng trở nên bức thiết ở những nơi mà mật độ người trong không gian đó khá cao và việc hút thuốc lá không bị ngăn cấm. Thực tế hiện nay cho thấy, ở khá nhiều trường hợp, do không hiểu rõ vấn đề nên người ta cố tình làm cho không gian cần điều hòa thật kín, càng kín càng tốt. Đây là ý nghĩ hoàn toàn sai lầm nếu xét theo quan điểm thông gió và làm trong sạch bầu không khí. Rõ ràng, không gian càng kín thì càng tiết kiệm năng lượng vận hành máy lạnh, nhưng không phải vì mục đích tiết kiệm năng lượng mà ta có thể chấp nhận hạ thấp chất lượng của không khí trong không gian cần điều hòa. Với những không gian nhỏ ta *nên tạo ra một số khe hở ở những vị trí hợp lý* để tận dụng hiện tượng thông gió tự nhiên, trong trường hợp thật cần thiết thì nên lắp đặt thêm quạt hút gió. Với những không gian lớn hơn và có nhiều người hơn, ta nên thiết kế hệ thống thông gió cưỡng bức để đảm bảo cung cấp đủ gió tươi cho người sử dụng.

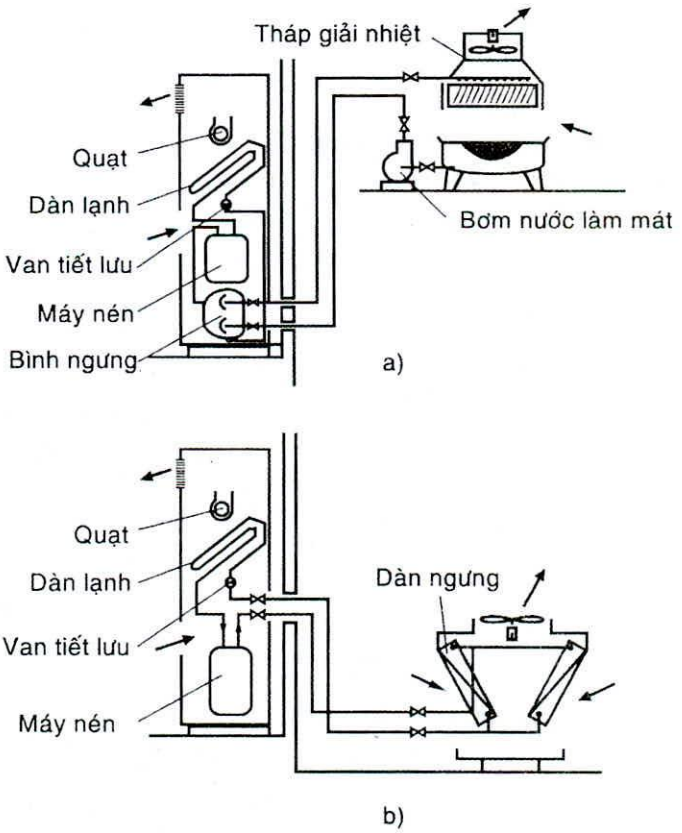
Trong trường hợp không gian cần điều hòa không khí có phụ tải lớn hơn, ta có thể sử dụng loại máy điều hòa nguyên cụm (Packaged Unit). Ở trường hợp này, về cấu tạo máy được bố trí tương tự như máy điều hòa loại cửa sổ, có nghĩa là tất cả mọi bộ phận của hệ thống lạnh đều được lắp đặt trong cùng một vỏ máy. Nếu phân biệt theo cách chuyển tải lạnh ta có thể có các loại như sau:

- Loại thổi gió lạnh trực tiếp vào không gian cần điều hòa.
- Loại chuyển tải lạnh bằng không khí thông qua đoạn ống dẫn ngắn.
- Loại dùng đường ống dẫn không khí dài hơn để phân phối gió lạnh.

Ở những máy có sử dụng đường ống cấp không khí, nói chung có thể có hay không có đường ống hồi không khí. Trong trường hợp phải có đường ống gió hồi, thông thường trong thực tế người ta hay dùng khoảng không gian phía trên trần giả làm nhiệm vụ của đường ống gió hồi. Bằng cách này, tổng chi phí về đường ống sẽ giảm bớt, tuy nhiên mức độ đồng đều về mặt nhiệt độ và độ trong sạch của không khí trong không gian cần điều hòa sẽ không cao.

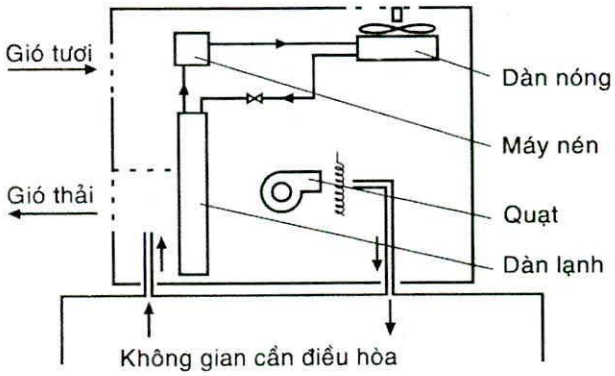
Nói chung, về nguyên tắc có thể dùng gió hay dùng nước để giải nhiệt cho môi chất lạnh trong quá trình ngưng tụ. Tuy nhiên, phương pháp giải nhiệt phổ biến hiện nay vẫn là dùng nước. Như vậy, trong trường hợp này, nhất định trong hệ thống máy lạnh phải có bình ngưng tụ (thay vì dàn ngưng tụ) và phải có tháp giải nhiệt (Cooling Tower) đi kèm.

Hình 2.3 a và b trình bày sơ đồ của loại máy nguyên cụm với thiết bị ngưng tụ giải nhiệt bằng nước và bằng không khí. Ở hình 2.3b ta thấy xu hướng bố trí thiết bị gần tương tự như loại hai mảng đã được trình bày ở trên.



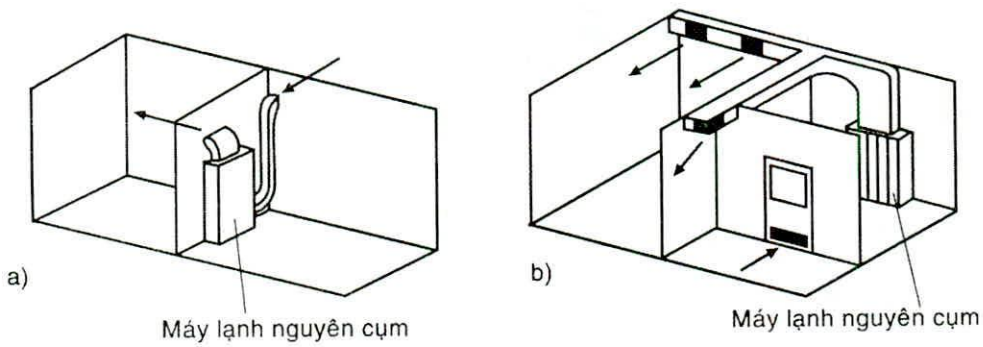
Hình 2.3 *a) Giải nhiệt bằng nước b) Giải nhiệt bằng không khí*

Trong một số trường hợp ta có thể thấy người ta bố trí máy lạnh ở phía trên không gian cần điều hòa, ta gọi loại máy này là loại đặt trên nóc nhà hay trên sân thượng (Rooftop Unit). Ở những loại máy này người ta thường dùng gió để giải nhiệt cho thiết bị ngưng tụ. Hình 2.4 giới thiệu máy điều hòa không khí loại Rooftop Unit.



Hình 2.4

Hình 2.5a trình bày sơ đồ của loại nguyên cụm thổi trực tiếp không khí vào không gian cần điều hòa, còn hình 2.5b - sơ đồ ứng với trường hợp không khí lạnh được thổi vào qua trung gian một đoạn ống dẫn. Cần lưu ý, do đặc điểm sử dụng của loại nguyên cụm, thông thường các ống dẫn không khí đi kèm với loại máy này không quá dài và không quá phức tạp.



Hình 2.5

Trong những năm gần đây, trên thị trường xuất hiện một số máy loại hai phần rời với cỡ năng suất lạnh tương đối lớn. Ở những loại máy này, thông thường một cụm bên ngoài có thể đi kèm với nhiều cụm bên trong, các cụm bên trong được thiết kế thích hợp để có thể gắn lên tường, trần hoặc ở những vị trí đặc biệt khác (xem mục §1.8). Có thể nói DAIKIN là hãng đi tiên phong trong việc phát triển công nghệ này. Sau này, một số hãng khác như MITSUBISHI và HITACHI cũng sản xuất những sản phẩm tương tự. Ưu điểm nổi bật của loại sản phẩm này là có thể dễ dàng cài đặt chế độ làm việc riêng biệt cho từng không gian nhỏ, thậm chí có thể cài sẵn chương trình làm việc tỉ mỉ trong một khoảng thời gian rất dài. Chính nhờ điều này nên khả năng tiết kiệm năng lượng vận hành rất lớn. Ngoài ưu điểm đó, hệ thống này còn có những ưu điểm khác như thời gian thi công rất nhanh, tính

mỹ thuật rất cao và tiết giảm khá đáng kể diện tích lắp đặt. Tuy nhiên, có lẽ cũng cần phải nhắc đến một điểm yếu cơ bản của các hệ thống loại này, đó là giá thành vẫn còn hơi cao so với các hệ thống khác.

§2.2. HỆ THỐNG ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ VỚI CHẤT CHUYỂN TẢI LẠNH LÀ KHÔNG KHÍ

Các loại máy điều hòa không khí đã nêu ở mục §2.1 không thích hợp cho những không gian điều hòa không khí có năng suất lạnh lớn và có mật độ người đông. Trong những trường hợp như vậy, có thể nghĩ đến nhiều phương án khác. Mục này sẽ chỉ khảo sát phương án dùng không khí để làm chất chuyển tải lạnh.

Hình 2.6 trình bày sơ đồ nguyên tắc của hệ thống điều hòa không khí hoàn toàn dùng không khí làm chất chuyển tải lạnh. Từ sơ đồ, ta thấy về cơ bản hệ thống bao gồm những chi tiết và thiết bị như sau:

- Máy lạnh

Máy lạnh được dùng để sản xuất không khí có nhiệt độ đủ thấp theo yêu cầu. Thông thường đây là cụm thiết bị hoàn chỉnh có các bộ phận chính như máy nén lạnh, thiết bị ngưng tụ và thiết bị bay hơi. Ở trường hợp này, thiết bị ngưng tụ có thể được giải nhiệt bằng nước hay bằng gió, trong khi đó thiết bị bay hơi thường là loại có cấu tạo ống-cánh với không khí chuyển động bên ngoài ống.

- Đường ống gió cấp

Đây là hệ thống đường ống dẫn không khí đã được làm lạnh từ thiết bị bay hơi đến các nơi cần tiêu thụ lạnh, người ta còn gọi đường ống gió cấp là đường ống đi.

- Miệng thổi gió

Miệng thổi gió được dùng để phân phối gió lạnh vào không gian cần điều hòa tại các vị trí đã được xác định trước. Cần nghiên cứu bố trí các miệng thổi gió và lựa chọn kích thước của các miệng thổi gió một cách hợp lý để đảm bảo trường tốc độ và trường nhiệt độ của không khí không khác nhau quá nhiều trong *vùng ưu tiên*. Miệng thổi gió được đặt tại vị trí cuối cùng của đường ống gió cấp.

- Đường ống gió hồi

Đây là hệ thống đường ống được dùng để hút không khí trong không gian cần điều hòa trở về thiết bị bay hơi. Mục đích của đường ống này là cải thiện chất lượng không khí trong không gian cần điều hòa trên cơ sở có lưu ý đến yêu cầu tiết kiệm năng lượng. Người ta còn gọi đường ống gió hồi là đường ống về.

- Miệng hút gió

Miệng hút gió được bố trí ở đầu các đường ống gió hồi để đưa không khí trong không gian cần điều hòa quay về thiết bị bay hơi. Một phần lượng gió hồi có thể được thải bỏ ra ngoài trời để cải thiện chất lượng không khí. Khi lắp đặt các miệng gió hồi, cần lưu ý không để xảy ra tình trạng miệng hút gió hồi có thể hút một phần lượng gió vừa mới được cung cấp vào không gian cần điều hòa.

- Quạt hút gió hồi

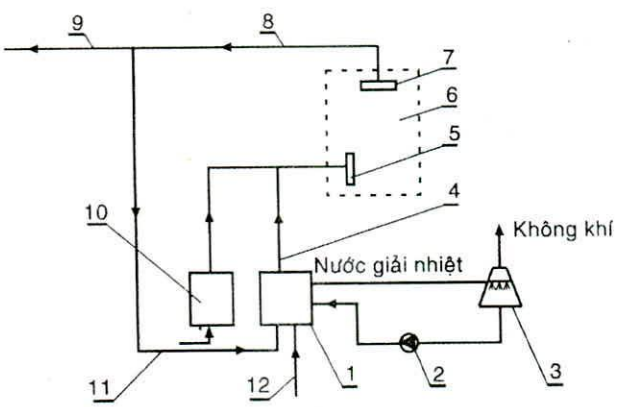
Mục đích của quạt hút gió hồi là đưa gió hồi trở về thiết bị bay hơi và thải bỏ một phần ra ngoài. Tuy nhiên, không phải ở bất kỳ đường ống gió hồi nào cũng đều phải có quạt hút gió hồi. Ở những trường hợp đường ống gió hồi có cấu tạo đơn giản, có thể không cần quạt hút gió hồi. Quạt hút gió hồi thường thuộc loại *hướng trục*.

- Thiết bị hâm nóng không khí

Trong những trường hợp thật cần thiết, nhất là ở những trường hợp có yêu cầu khắt khe về nhiệt độ và độ ẩm, có thể lắp đặt thêm thiết bị hâm nóng không khí để phối hợp với không khí lạnh nhằm gia tăng chất lượng xử lý không khí. Thiết bị hâm nóng không khí còn được sử dụng để sưởi ấm không gian cần điều hòa trong trường hợp nhiệt độ không khí ngoài trời hạ thấp.

- Đường ống gió thải

Mục đích của đường ống này là thải bỏ một phần không khí hồi trở về thiết bị bay hơi để duy trì chất lượng không khí trong không gian cần điều hòa. Về nguyên tắc, lượng gió thải ra sẽ bằng lượng gió tươi hút vào.



1- Máy lạnh
2- Bơm nước giải nhiệt
3- Tháp giải nhiệt
4- Đường ống gió cấp
5- Miệng thổi gió
6- Không gian cần điều hòa
7- Miệng hút gió
8- Đường ống gió hồi
9- Đường ống gió thải
10- Thiết bị hâm nóng không khí
11- Ống gió hồi
12- Ống gió tươi

Hình 2.6

Sơ đồ ở hình 2.6 được xem là khá phổ biến nếu dùng không khí làm chất chuyển tải lạnh. Từ sơ đồ, ta thấy không khí hồi được cho hòa trộn với không khí tươi ở ngoài trời theo một tỉ lệ yêu cầu, sau đó đi qua bộ lọc, thiết bị bay hơi và đi vào đường ống gió cấp. Ở trường hợp này, thông thường độ chứa hơi và nhiệt độ của không khí cấp vào nhỏ hơn các giá trị tương ứng của không khí trong không gian cần điều hòa. Chính vì vậy cho nên quá trình giải phóng lượng nhiệt thừa ẩn và hiện trong không gian đó mới có thể diễn ra. Do nhiệt độ bề mặt của các đường ống dẫn không khí hơi thấp, có khả năng thấp hơn nhiệt độ đọng sương của lớp không khí bao quanh, cho nên cần phải bọc ống dẫn bằng một lớp cách nhiệt có bề dày thích hợp để tránh *hiện tượng đọng sương*. Ngoài ra, việc bọc cách nhiệt đường ống dẫn không khí còn cần thiết nhằm mục đích hạn chế bớt tổn thất lạnh khi không khí di chuyển trong đoạn ống dẫn ở bên ngoài không gian cần điều hòa.

Ở các thiết bị bay hơi làm mát không khí, thông thường ta thấy quạt gió cấp được lắp đặt phía sau dàn lạnh (nếu tính theo chiều chuyển động của dòng không khí). Mục đích của cách lắp đặt này là hạn chế hiện tượng các hạt nước bị kéo theo khi đi vào ống gió cấp. Khi thiết kế đường ống gió cấp, cần lưu ý đến lưu lượng và cột áp định mức của quạt để có sự phù hợp cần thiết.

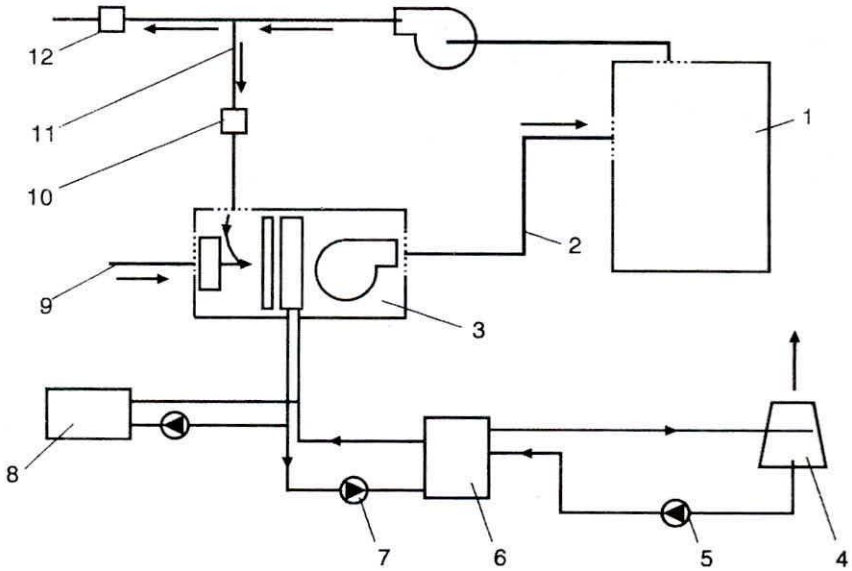
Ở các hệ thống điều hòa không khí dùng không khí làm chất chuyển tải lạnh, việc lắp đặt đường gió hồi và đường gió thải được xem là cần thiết. Nhờ những đường ống này nên áp suất trong không gian cần điều hòa không bị gia tăng, do đó không gây ảnh hưởng xấu đến sự hoạt động của quạt gió cấp. Cũng cần nhắc lại, trong trường hợp đường ống gió hồi khá dài và phức tạp, nên lắp đặt thêm quạt hút phụ trên đường ống này để hỗ trợ quạt gió cấp nhằm làm cho dòng không khí chuyển động dễ dàng hơn.

Ưu điểm của hệ thống chuyển tải lạnh bằng không khí là có điều kiện thuận lợi để đảm bảo chất lượng không khí trong không gian cần điều hòa. Nhờ có sự chuyển động liên tục của không khí đi vào và đi ra khỏi không gian cần điều hòa cho nên mức độ ô nhiễm của không khí sẽ được giảm bớt, các loại mùi khó chịu cũng sẽ được thải ra bên ngoài. Tuy nhiên, nhược điểm lớn nhất của phương pháp này là độ choán chỗ của hệ thống ống dẫn không khí khá lớn, khó đảm bảo tính mỹ thuật và khả năng gây ồn cũng khá đáng kể. Chính vì các đặc điểm đã nêu cho nên chỉ nên sử dụng hệ thống này cho những không gian tập trung rộng lớn và có nhiều người như nhà hát, hội trường, siêu thị,...Nếu không gian cần điều hòa bao gồm nhiều không gian riêng biệt khác nhau, có mức độ cấu trúc phức tạp, có độ cao và độ xa khá lớn thì không nên dùng phương pháp này.

Tùy theo mức độ điều chỉnh phụ tải và yêu cầu khống chế các thông số trong không gian cần điều hòa mà ta có thể gặp các hệ thống sau đây:

- Theo số đường ống dẫn không khí: ta có loại một ống dẫn và loại hai ống dẫn. Nếu hệ thống có hai ống dẫn thì ta sẽ có một ống dẫn không khí lạnh và một ống dẫn không khí nóng.
- Theo cách điều chỉnh và khống chế lưu lượng không khí: ta có hệ thống với lưu lượng không thay đổi (Constant Volume) và hệ thống với lưu lượng thay đổi được (Variable Air Volume – VAV). Hệ thống VAV được ứng dụng rộng rãi kể từ năm 1971, sau lúc xảy ra cuộc khủng hoảng năng lượng trên phạm vi toàn thế giới.
- Theo yêu cầu khống chế nhiệt độ, giá trị điểm đọng sương, lưu lượng và độ trong sạch của không khí: ta có loại đơn vùng và đa vùng. Ở loại đơn vùng, các thông số đã nêu được điều khiển theo yêu cầu kỹ thuật của vùng chính. Ở loại đa vùng, việc điều khiển được tiến hành trên cơ sở có quan tâm đến yêu cầu của tất cả các vùng.

Trong một số trường hợp, tùy theo qui mô và đặc điểm của không gian cần điều hòa, có thể có một ít điều chỉnh so với sơ đồ trình bày ở hình 2.6. Trong những trường hợp như vậy, người ta có thể sử dụng máy lạnh sản xuất nước lạnh, sau đó dùng bơm đưa nước đã được làm lạnh đến các thiết bị trao đổi nhiệt đặt tại những vị trí thuận lợi đã được lựa chọn trước. Thông thường khoảng cách từ máy lạnh đến các thiết bị trao đổi nhiệt không quá xa. Thiết bị trao đổi nhiệt đang được đề cập là loại ống-cánh với chất làm việc là nước và không khí, nước chuyển động bên trong ống, còn không khí chuyển động bên ngoài ống. Việc sử dụng các thiết bị trao đổi nhiệt loại này có thêm lợi thế là có thể làm việc với nước nóng để sưởi ấm vào mùa đông. Trong kỹ thuật điều hòa không khí người ta thường gọi đó là các AHU (Air Handling Unit). Hình 2.7 trình bày sơ đồ hệ thống điều hòa không khí với chất chuyển tải lạnh là không khí nhưng sử dụng máy lạnh sản xuất nước lạnh.



1- Không gian cần điều hòa
2- Đường ống gió cấp
3- AHU
4- Tháp giải nhiệt
5- Bơm nước giải nhiệt
6- Cụm máy lạnh (Water chiller)
7- Bơm nước lạnh
8- Bộ gia nhiệt để cấp nước nóng
9- Đường hút gió tươi
10- Điều chỉnh lưu lượng gió hồi
11- Đường ống gió hồi
12- Điều chỉnh lưu lượng gió thải

Hình 2.7

§2.3. HỆ THỐNG ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ VỚI CHẤT CHUYỂN TẢI LẠNH LÀ NƯỚC

Trên cơ sở những nhược điểm đã nêu của hệ thống điều hòa không khí với chất chuyển tải lạnh là không khí, người ta nghĩ đến việc thay thế đường ống dẫn không khí bằng đường ống dẫn nước để tiết kiệm không gian, giảm bớt sự khó khăn trong quá trình lắp đặt và hạ thấp các chi phí đầu tư.

Như đã trình bày ở trên, ngược với trường hợp chất chuyển tải lạnh là không khí, hệ thống với chất chuyển tải lạnh là nước được xem là thích hợp cho những tòa nhà có nhiều tầng, có nhiều không gian riêng biệt, có cấu trúc phức tạp và có thể có các yêu cầu kỹ thuật không hoàn toàn giống nhau.

Về cơ bản, sơ đồ của hệ thống với chất chuyển tải lạnh là nước cũng có các bộ phận và thiết bị giống như đã mô tả ở hình 2.7, ngoại trừ đường ống dẫn không khí. Trong trường hợp này, cần phải sử dụng các thiết bị trao đổi nhiệt (AHU hoặc FCU) được đặt ngay bên trong các không gian cần điều hòa. Như vậy, mỗi không gian riêng biệt có thể sẽ có một AHU, hoặc hai AHU, hoặc nhiều FCU, hoặc phối hợp giữa AHU và FCU. Về mặt cấu tạo FCU (Fan Coil Unit) cũng là thiết bị trao đổi nhiệt loại ống-cánh, nhưng

kích thước và năng suất nhỏ hơn nhiều so với AHU. Trong trường hợp này, số lượng các không gian riêng biệt thông thường sẽ nhiều hơn, do đó phụ tải của mỗi không gian có thể cũng sẽ nhỏ hơn so với trường hợp đã nêu ở trên. Chính vì lý do đó cho nên kích thước của các AHU có thể cũng sẽ nhỏ hơn so với các AHU ở hình 2.7. Vào mùa hè, nước lạnh từ máy lạnh sẽ được đưa đến các AHU và FCU để làm mát không khí trong không gian cần điều hòa. Vào mùa đông, thiết bị sản xuất nước nóng sẽ hoạt động để đưa nước nóng vào các AHU và FCU nhằm mục đích sưởi ấm.

Có thể thấy, bằng cách này, những nhược điểm cơ bản của hệ thống dùng không khí làm chất chuyển tải lạnh đã được giải quyết. Tuy nhiên, hệ thống với chất chuyển tải lạnh là nước không thể có được những ưu điểm của hệ thống sử dụng chất chuyển tải lạnh là không khí như đã trình bày ở trên. Ta thấy rõ, trong trường hợp này, về nguyên tắc hệ thống hoàn toàn không có khả năng thực hiện các yêu cầu về thông gió, không khử được mùi và không thể làm giảm mức độ ô nhiễm của không khí.

Rõ ràng, nếu thực hiện đúng theo những điều đã trình bày ở trên, không khí vào và ra khỏi AHU (hoặc FCU) hoàn toàn là không khí trong không gian cần điều hòa mà không phải là không khí tươi ở ngoài trời. Trong trường hợp cần phải sử dụng phương án này, cần thiết phải tạo ra đường thông gió cưỡng bức nhằm cải thiện một phần nào các nhược điểm đã nêu ở trên.

§2.4. HỆ THỐNG ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ VỚI CHẤT CHUYỂN TẢI LẠNH LÀ NƯỚC KẾT HỢP VỚI KHÔNG KHÍ

Như đã trình bày ở trên, hệ thống điều hòa không khí với chất chuyển tải lạnh hoàn toàn là nước hay hoàn toàn là không khí đều có ưu điểm và nhược điểm. Đặc biệt, nếu chú ý ta sẽ thấy ưu điểm của hệ thống này là nhược điểm của hệ thống kia và ngược lại. Chính vì vậy, phương án kết hợp không khí và nước làm chất chuyển tải lạnh thường được các nhà thiết kế sử dụng nhằm phát huy ưu điểm và hạn chế nhược điểm của từng phương án riêng rẽ.

Việc cung cấp nước lạnh cho các AHU và FCU được lấy từ chung một nguồn, đó là cụm máy lạnh dùng để sản xuất nước lạnh (Water Chiller). Trong trường hợp cần sưởi ấm các không gian đó vào mùa đông, nói chung người ta vẫn thường sử dụng phương án đã được đề cập ở phần trên là cung cấp môi chất nóng (ví dụ như nước nóng) vào các AHU và FCU.

Như vậy, một cách tổng quát, hệ thống dùng không khí và nước làm chất chuyển tải lạnh có thể bao gồm các bộ phận và thiết bị sau:

- Máy lạnh

Được sử dụng để sản xuất nước lạnh cung cấp cho các AHU và các FCU, đây là tổ hợp máy lạnh (Water Chiller) hoàn chỉnh và thường được chế tạo theo kiểu nguyên cụm. Thông thường máy lạnh dùng trong hệ thống điều hòa không khí tập trung là loại máy lạnh có máy nén hơi. Tuy nhiên, trong những năm gần đây, nhiều nước đang thay thế máy lạnh có máy nén hơi bằng máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr để tiết giảm lượng điện năng tiêu thụ và gia tăng hiệu quả sử dụng năng lượng.

- AHU và FCU

Như đã trình bày ở trên, AHU là các thiết bị trao đổi nhiệt loại ống-cánh được sử dụng để làm giảm nhiệt độ của không khí trước khi đưa nó vào đường ống cấp, AHU thường được đặt bên ngoài không gian cần điều hòa, ở một số trường hợp cũng có thể đặt AHU ở ngay bên trong không gian cần điều hòa. FCU cũng là thiết bị trao đổi nhiệt giữa nước và không khí nhưng thường được đặt ở vị trí gần cuối của đường ống gió cấp hoặc ở ngay bên trong không gian cần điều hòa. Trong vài năm gần đây, trên thị trường xuất hiện một số bộ trao đổi nhiệt tương tự FCU nhưng được thiết kế để lắp đặt bên trong đường ống gió cấp, mục đích nhằm giúp phối hợp điều chế nhiệt độ không khí đúng theo yêu cầu.

- Đường ống dẫn nước

Là đường ống dẫn nước lạnh từ bình bay hơi của máy lạnh đến các AHU và FCU, sau đó dẫn nước lạnh quay trở về bình bay hơi để tạo nên chu trình khép kín. Do số lượng các AHU và FCU trong một công trình thường khá lớn cho nên hệ thống đường ống dẫn nước cũng khá phức tạp.

- Đường ống cấp không khí

Nói chung đường ống cấp không khí là đường ống có nhiều nhánh rẽ và thường cũng khá phức tạp. Điểm xuất phát của đường ống này thông thường là các AHU, điểm cuối cùng của từng đoạn ống nhánh có thể là đầu vào của các FCU hay có thể là các miệng thổi gió đặt trong không gian cần điều hòa.

- Đường ống hồi và đường ống thải

Là hệ thống đường ống nhằm mục đích duy trì độ trong sạch của không khí trong không gian cần điều hòa trên cơ sở có lưu ý đến yêu cầu tiết kiệm năng lượng.

- PAU và FAU

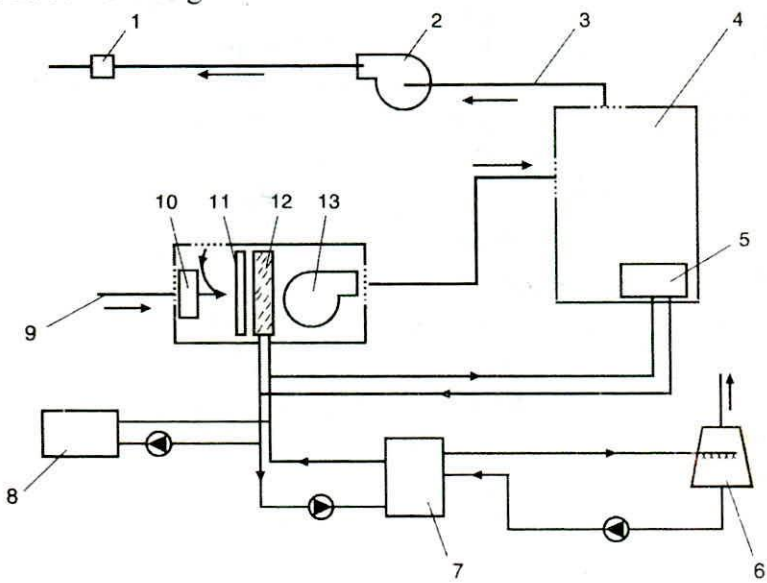
Cũng là thiết bị trao đổi nhiệt loại ống-cánh với nước lạnh chuyển động bên trong và không khí chuyển động bên ngoài. PAU (Primary Air Unit) thường được sử dụng để làm mát sơ bộ không khí, không khí này sau đó có thể được tiếp tục làm mát ở AHU hoặc FCU trước khi được cấp vào

không gian cần điều hòa. FAU (Fresh Air Unit) là thiết bị được sử dụng để làm mát và lọc sạch không khí tươi, đây là nhiệm vụ chính của FAU, không khí này sau đó có thể được cấp trực tiếp vào không gian cần điều hòa hoặc cũng có thể được cấp vào AHU hoặ FCU.

- Thiết bị cung cấp môi chất nóng

Trong trường hợp này môi chất nóng thường là nước nóng, được sử dụng để sưởi ấm không gian cần điều hòa không khí vào mùa đông. Với các hệ thống có chất lượng cao, nước nóng còn có thể được sử dụng phối hợp với nước lạnh để gia tăng độ linh hoạt trong quá trình điều chỉnh vào mùa hè.

Hình 2.8 trình bày sơ đồ nguyên lý của hệ thống chuyển tải lạnh phối hợp giữa nước và không khí.



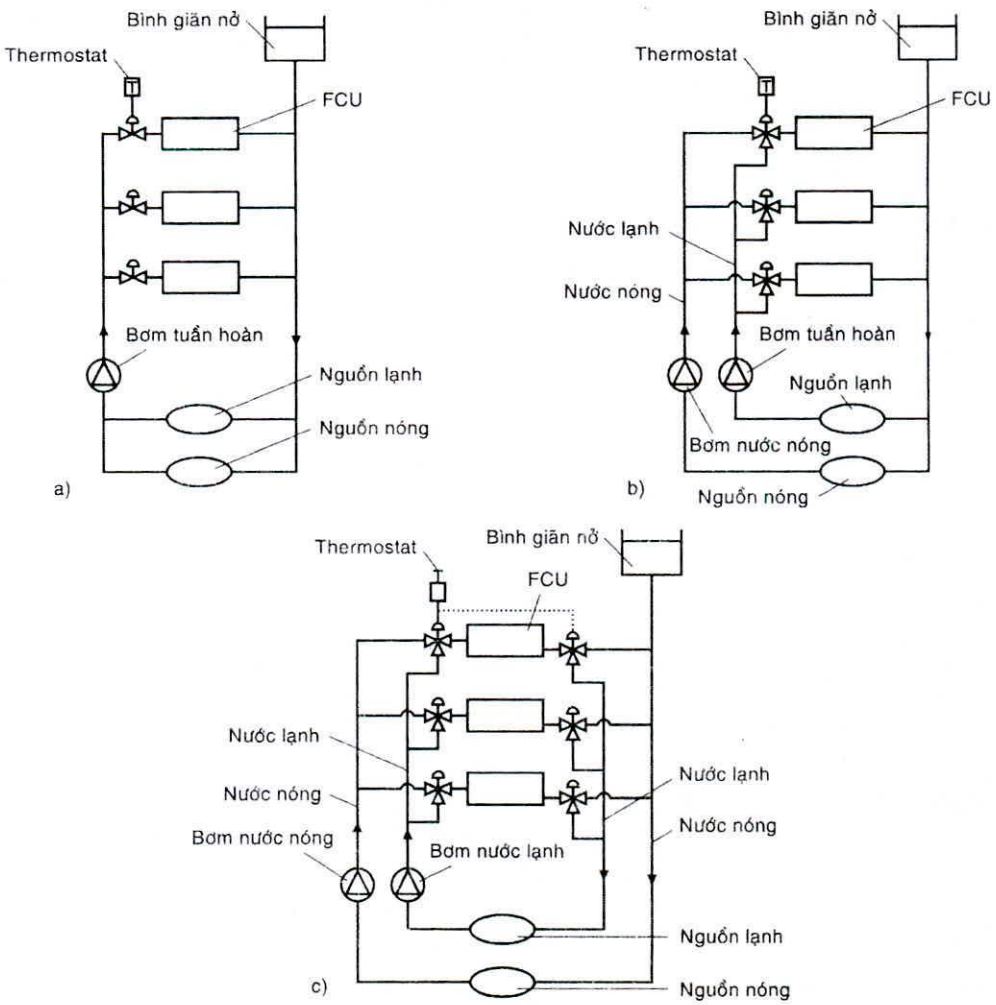
1- Điều chỉnh lưu lượng gió thải
2- Quạt hút gió thải
3- Đường gió thải
4- Không gian cần điều hòa
5- FCU 6- Tháp giải nhiệt
7- Cụm máy lạnh (Water Chiller)
8- Bộ gia nhiệt để cấp nước nóng
9- Đường hút gió tươi
10- Điều chỉnh lưu lượng gió tươi
11- Bộ lọc
12- Bộ trao đổi nhiệt nước – không khí
13- Quạt cấp

Hình 2.8

Đối với hệ thống dùng nước và không khí làm chất chuyển tải lạnh, ngoài sơ đồ thông thường như đã nêu ở hình 2.8, dưới góc độ đường nước ta nên lưu ý thêm một số sơ đồ khác như sau:

- Hệ hai đường ống.
- Hệ ba đường ống.
- Hệ bốn đường ống.

Hình 2.9 trình bày sơ đồ nguyên tắc của các loại hệ thống đường nước đã nêu ở trên. Ở hình 2.9a, ta thấy chỉ có một đường ống đi và một đường ống về, nước lạnh và nước nóng sẽ được hòa trộn trước khi đi vào bơm, điều này dẫn đến kết quả là ta chỉ có thể điều chỉnh lưu lượng nước trước khi đi vào các thiết bị làm mát không khí như AHU và FCU tương ứng với nhiệt độ nước đã xác định. Ở hình 2.9b, ta thấy ở mỗi thiết bị làm mát không khí có hai đường nước đi vào, một đường nước nóng và một đường nước lạnh. Như vậy, việc điều chỉnh sẽ linh hoạt hơn, trong trường hợp này ở mỗi thiết bị làm mát không khí ta không chỉ điều chỉnh được lưu lượng, mà còn điều chỉnh được nhiệt độ của nước. Hình 2.9c tương ứng với trường hợp có hai đường ống đi và hai đường ống về. Trong trường hợp này, mức độ linh hoạt trong quá trình điều chỉnh sẽ còn tăng cao hơn nữa do ta có thể tác động đến đường nước ở đầu ra của các thiết bị làm mát không khí.



Hình 2.9 *a) Hệ hai đường ống b) Hệ ba đường ống c) Hệ bốn đường ống*

§2.5. MỘT SỐ CÁCH PHÂN LOẠI KHÁC

2.5.1. Theo tốc độ chuyển động của không khí

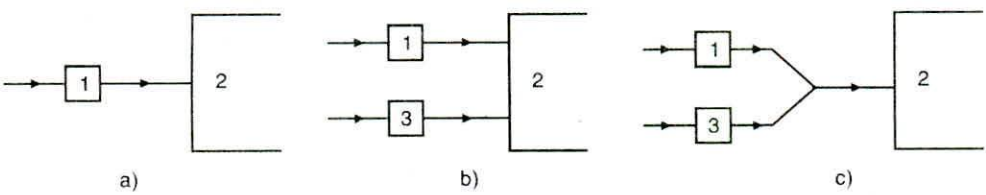
Nếu tốc độ chuyển động của không khí trong các ống dẫn lớn hơn 12,7*m/s* thì ta gọi đó là hệ thống tốc độ cao, nếu tốc độ không khí nhỏ hơn 12,7*m/s* thì ta gọi đó là hệ thống tốc độ thấp.

2.5.2. Theo số ống dẫn không khí

Tùy theo số ống dẫn cấp không khí vào không gian cần điều hòa mà ta có loại một ống dẫn, loại hai ống dẫn và loại không có ống dẫn.

Nếu hệ thống nào có đường ống cấp không khí tương đối ngắn thì ta cũng có thể xem như đó là loại không có ống dẫn. Trong trường hợp hệ thống có hai ống dẫn, thông thường một đường ống sẽ dẫn không khí lạnh và đường ống còn lại sẽ dẫn không khí nóng. Chính sự hòa trộn hai dòng không khí này theo nhiều khả năng điều chỉnh khác nhau sẽ tạo cơ hội đáp ứng tốt hơn các yêu cầu của mỗi không gian cần điều hòa.

Hình 2.10 trình bày sơ đồ nguyên tắc của loại một ống dẫn và loại hai ống dẫn.



1- Thiết bị làm mát không khí 2- Không gian cần điều hòa 3- Thiết bị gia nhiệt không khí

Hình 2.10 *a) Loại một ống dẫn; b,c) Loại hai ống dẫn*

2.5.3. Theo trạng thái của không khí

Phụ thuộc vào trạng thái của không khí trước khi đi vào AHU hoặc FCU mà ta có loại tuần hoàn hay không tuần hoàn. Ở hệ thống tuần hoàn, không khí ở đầu vào AHU hoặc FCU là kết quả hòa trộn giữa không khí tươi ở ngoài trời và không khí hồi về theo một tỉ lệ thích hợp đã được xác định. Rõ ràng, để thực hiện điều này thì phải có đường ống hồi. Mục đích cơ bản của hệ thống này là đáp ứng một cách hợp lý các yêu cầu về thông gió và tiết kiệm năng lượng. Tuy nhiên, trong thực tế, có khi vì cấu trúc không gian phức tạp và vì những khó khăn khác mà người thiết kế lựa chọn phương án không tuần hoàn. Như vậy, ở trường hợp này, không khí đi vào AHU hoàn toàn là không khí tươi, việc tuần hoàn không khí có thể được thực hiện ở phạm vi nội bộ từng không gian ngay tại đầu vào của các FCU,

việc xả bỏ không khí có thể được thực hiện trực tiếp bằng những quạt hút gió từ không gian cần điều hòa ra ngoài môi trường xung quanh.

2.5.4. Theo nguyên lý hoạt động của máy lạnh

Tùy vào nguyên lý hoạt động của máy lạnh được sử dụng trong hệ thống mà ta có thể có các loại sau:

- Máy nén hơi.
- Hấp thụ.
- Hấp phụ.
- Ejector.
- Hiệu ứng nhiệt điện.

Như đã đề cập ở trên, hiện nay trong thực tế hầu hết các hệ thống điều hòa không khí đều trang bị máy lạnh có máy nén hơi và năng lượng tiêu thụ thường là điện. Tuy nhiên, do yêu cầu bảo vệ môi trường và sử dụng hiệu quả năng lượng, hiện nay ở khá nhiều nước người ta đang phát triển hệ thống điều hòa không khí và sưởi ấm trên cơ sở sử dụng máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr, năng lượng đầu vào ở các máy lạnh loại này là nhiệt năng, chính đây là yếu tố thuận lợi để có thể ứng dụng năng lượng mặt trời và tận dụng nhiệt thải. Bên cạnh đó, trong những trường hợp thích hợp, người ta cũng đang ứng dụng ngày càng nhiều kỹ thuật làm lạnh bay hơi và tách ẩm bằng chất hút ẩm (Evaporative Cooling & Desiccant).

§2.6. TÍNH CHẤT, ĐẶC ĐIỂM VÀ PHẠM VI SỬ DỤNG CÁC LOẠI HỆ THỐNG ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

Ở các mục trước ta đã đề cập sơ bộ đến phạm vi sử dụng của từng hệ thống. Tuy nhiên, do đây là vấn đề quan trọng cho nên ta cần phải phân tích kỹ hơn các vấn đề có liên quan đến nội dung đã đề cập. Việc phân tích này là cơ sở ban đầu có thể giúp người thiết kế định hướng trước các nội dung kỹ thuật mà mình sẽ phải thực hiện.

Cần phải thấy rằng, do đặc điểm của hệ thống điều hòa không khí sử dụng không khí làm chất chuyển tải lạnh, thông thường người ta lựa chọn phương án này cho những không gian có cấu trúc không quá phức tạp như nhà hát, hội trường, phân xưởng,... Về mặt thiết bị, có thể chú ý các loại sau:

- Máy lạnh sản xuất gió lạnh.
- Máy lạnh sản xuất nước lạnh và AHU đi kèm.
- Máy lạnh dạng nguyên cụm (Packaged Unit, Rooftop Unit).

Trong thực tế, ở những trường hợp này người ta thường sử dụng loại máy lạnh nguyên cụm. Khi lựa chọn không khí làm chất chuyển tải lạnh,

cần lưu ý đảm bảo sao cho lưu lượng không khí ứng với trạng thái cần thiết được đưa đầy đủ đến những vị trí qui định. Nếu không gian cần điều hòa có dạng tập trung, ví dụ hội trường hay phân xưởng, tất nhiên ta phải dùng khá nhiều miệng thổi cho không gian đó, lúc đó độ sai biệt (nếu có) về lưu lượng không khí phun ra tại các miệng thổi không có khả năng gây ảnh hưởng xấu vì ta không thể nào nhận biết rõ rệt. Tuy nhiên, nếu trong không gian chính đó có thêm một số không gian nhỏ được cấu trúc riêng biệt, ở mỗi không gian nhỏ này có thể chỉ yêu cầu một hay hai miệng thổi, và nếu như lưu lượng không khí phun ra ở các miệng thổi này quá nhiều hay quá ít so với yêu cầu, người sử dụng sẽ dễ dàng nhận biết. Chính vì vậy, ở những trường hợp này cần lưu ý thiết kế thật kỹ lưỡng đường ống dẫn không khí đi kèm, ở những vị trí cần thiết nên lắp đặt thêm cơ cấu điều chỉnh lưu lượng để khắc phục những điều không mong muốn có thể xảy đến. Một điểm nữa mà người thiết kế và thi công cần phải chú ý là cột áp của các quạt cấp trong máy nguyên cụm thông thường chỉ thuộc loại trung bình, do đó không nên lắp đặt đường ống dẫn không khí quá dài và quá phức tạp. Thực tế cho thấy, nếu không chú ý đến điều này, lưu lượng thật sự đi qua quạt cấp có thể sẽ bị giảm xuống, điều đó có thể kéo theo sự sụt giảm năng suất lạnh của máy lạnh.

Trong trường hợp không gian cần điều hòa bao gồm nhiều không gian nhỏ riêng biệt, có nhiều tầng hoặc có tính chất phân tán, người ta thường nghĩ đến việc dùng nước để chuyển tải lạnh thay cho không khí. Tuy nhiên, vì hệ thống hoàn toàn dùng nước vẫn còn một số nhược điểm như đã nêu ở trên cho nên trong thực tế ta thường sử dụng hệ thống kết hợp không khí và nước làm chất chuyển tải lạnh. Ở trường hợp này, có thể ta thường gặp hệ thống làm mát không khí theo kiểu hai cấp, trong đó ở cấp thứ nhất không khí có thể được làm mát sơ bộ bởi AHU, PAU hoặc FAU, ở cấp thứ hai không khí được làm mát bởi FCU. Do làm mát hai cấp cho nên nhiệt độ không khí sau khi đi qua cấp thứ nhất không cần phải hạ xuống quá thấp như ở sơ đồ với chất tải lạnh hoàn toàn là không khí. Giá trị nhiệt độ không khí sau khi đi qua cấp thứ nhất nên xấp xỉ hoặc lớn hơn một ít so với nhiệt độ không khí cần phải duy trì trong không gian đó, như vậy lượng nhiệt thừa của không gian cần điều hòa được lấy đi chủ yếu bằng sự hoạt động của các FCU. Tuy nhiên, không phải lúc nào cũng bắt buộc phải thực hiện những điều vừa nêu. Trong một số trường hợp, để giảm nhẹ phụ tải cho các FCU, có thể giảm nhiệt độ không khí sau khi đi qua cấp thứ nhất nhiều hơn nữa. Khi đó, lượng nhiệt thừa của không gian cần điều hòa sẽ được lấy đi bởi cả hệ thống FCU đặt trong không gian đó và bởi cả hệ thống AHU (hoặc PAU, hoặc FAU) đặt ở bên ngoài.

Ở những hệ thống có ống dẫn không khí, việc lựa chọn tốc độ chuyển động của không khí cũng là vấn đề cần phải suy nghĩ. Có thể thấy rõ rằng,

nếu chọn tốc độ cao thì kích thước của ống dẫn sẽ gọn hơn, đỡ tốn kém vật tư hơn và không gian đỡ bị choán chỗ hơn; tuy nhiên, hệ thống này sẽ có khả năng gây ồn nhiều hơn và chi phí vận hành (năng lượng tiêu tốn để vận hành quạt) cũng sẽ gia tăng. Trong thực tế, thông thường các hệ thống ống dẫn được thiết kế theo loại tốc độ thấp, tất nhiên kích thước hệ thống ống dẫn sẽ lớn hơn nhưng bù lại độ ồn và năng lượng tiêu tốn cho sự vận hành quạt cũng sẽ giảm xuống đáng kể.

Hệ thống điều hòa không khí với không khí và nước là chất chuyển tải lạnh được sử dụng khá phổ biến ở các nhà hàng, khách sạn, những tòa nhà nhiều tầng và những nơi có cấu trúc phức tạp. Ở các địa phương mà khí hậu trong năm thay đổi không nhiều, ví dụ như Thành phố Hồ Chí Minh và các tỉnh phía nam, thông thường người ta sử dụng loại một ống dẫn. Tất nhiên việc sử dụng hệ thống hai ống dẫn sẽ giúp chúng ta dễ dàng hơn trong việc khống chế các thông số của không khí trong không gian cần điều hòa, tuy nhiên phương án này phức tạp hơn và tốn kém hơn so với phương án một ống dẫn, do vậy nó chỉ được sử dụng ở những nơi có yêu cầu kỹ thuật cao, có tỉ lệ phụ tải nhiệt ẩn cao, có khả năng thay đổi khí hậu tương đối lớn và có sự biến đổi đáng kể của phụ tải theo thời gian.

Hiện nay, do chi phí đầu tư cao và phí tổn năng lượng lớn nên người ta rất ít sử dụng hệ thống hai ống dẫn. Để tăng cường khả năng khống chế trạng thái của không khí, người ta có xu hướng sử dụng các sơ đồ trình bày ở hình 2.9.

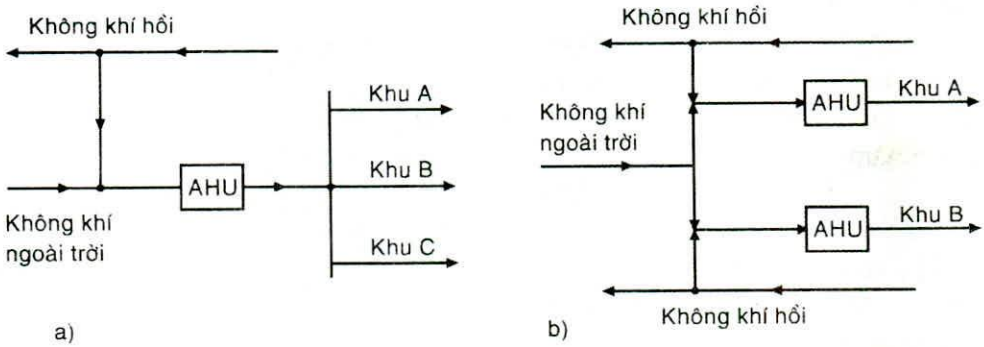
Về phương pháp điều chỉnh phụ tải, có thể nêu ra đây hai phương pháp chính cho những hệ thống có đường ống dẫn không khí: phương pháp không thay đổi lưu lượng và phương pháp thay đổi lưu lượng. Ở trường hợp thứ nhất, nhiệt độ không khí cấp vào được thay đổi tùy theo yêu cầu của phụ tải; còn ở trường hợp thứ hai, nhiệt độ không khí cấp vào được giữ cố định (hệ thống VAV). Nếu hệ thống có thêm các FCU, có thể tăng cường khả năng điều chỉnh phụ tải thông qua việc khống chế lưu lượng nước, trong trường hợp này thì các FCU sẽ giữ vai trò quyết định.

Không nên nghĩ rằng có thể khống chế cùng một lúc nhiệt độ và độ ẩm tại những giá trị qui định trước. Trong thực tế người ta cố gắng sao cho nhiệt độ và độ ẩm của không khí trong không gian cần điều hòa biến thiên trong *vùng* chấp nhận được. Như vậy, khi biểu diễn trạng thái của không khí trên ẩm đồ, vùng chấp nhận mà ta đang đề cập sẽ được xác định bằng các giá trị nhỏ nhất và lớn nhất có thể có của cả nhiệt độ và độ ẩm.

Thực tế cho thấy, có khá nhiều trường hợp không gian cần điều hòa bao gồm nhiều không gian riêng biệt có độ lớn nhỏ khác nhau với các đặc điểm và yêu cầu cũng khác nhau. Khi đó, thông thường người ta lưu ý chủ

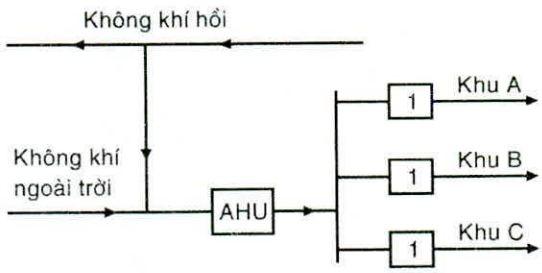
yếu đến các yêu cầu của không gian chính và thiết kế hệ thống theo các yêu cầu này.

Các hình 2.11 và 2.12 trình bày một vài phương án làm mát không khí. Trong đó, hình 2.11a thể hiện phương án xử lý không khí từ một AHU chung rồi sau đó mới cấp vào các không gian khác nhau, hình 2.11b thể hiện phương án xử lý không khí riêng biệt cho từng không gian.



Hình 2.11

Ở hình 2.12, đầu tiên không khí được hạ nhiệt độ đến mức thấp nhất theo yêu cầu của các không gian khảo sát, sau đó người ta lại sử dụng bộ gia nhiệt phụ để nâng nhiệt độ không khí theo đúng yêu cầu của mỗi không gian.



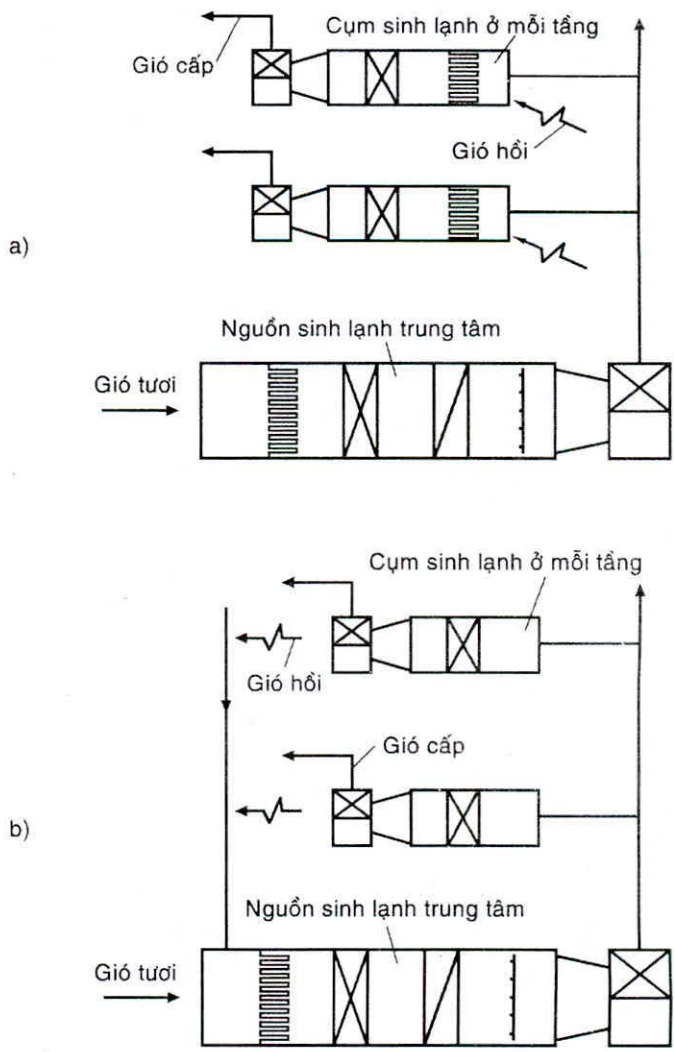
1- Bộ gia nhiệt

Hình 2.12

Rõ ràng, có sự khác nhau rất lớn về chất lượng giữa các phương án. Phương án ở hình 2.11a chỉ thích hợp cho các không gian có yêu cầu kỹ thuật không cao. Phương án ở hình 2.11b đáp ứng tốt hơn yêu cầu kỹ thuật của từng không gian riêng biệt, tuy nhiên nhược điểm của phương án này là mức độ tốn kém nói chung sẽ nhiều hơn. Phương án ở hình 2.12 cũng có ưu điểm tương tự như phương án ở hình 2.11b, tuy nhiên tổn hao năng lượng trong quá trình vận hành chắc chắn sẽ gia tăng đáng kể. Để giảm bớt chi phí

năng lượng trong quá trình vận hành, người ta thường nghĩ đến việc sử dụng nước giải nhiệt bình ngưng để cung cấp cho các bộ gia nhiệt phụ.

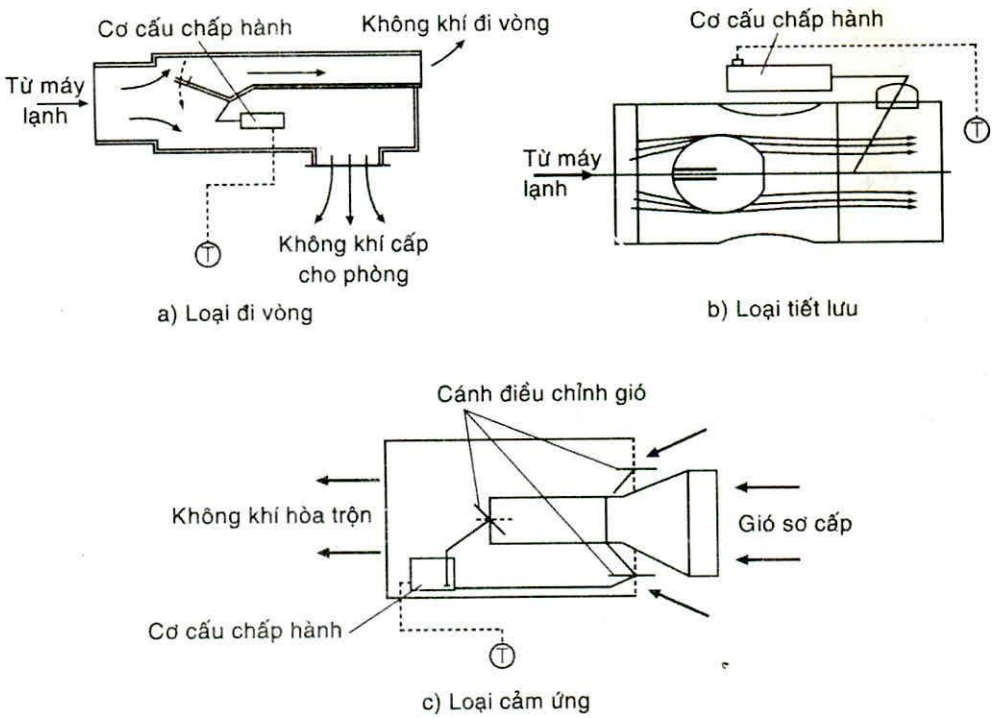
Nếu không gian cần điều hòa rất lớn, có nhiều tầng với đặc điểm phụ tải và thời gian sử dụng không hoàn toàn trùng khít nhau, ta có thể tham khảo thêm sơ đồ trình bày ở hình 2.13. Trong sơ đồ này, ta thấy hệ thống bao gồm một nguồn sinh lạnh trung tâm đặt ở bên ngoài không gian cần điều hòa, sau đó ở mỗi tầng lại có riêng một cụm sinh lạnh khác để tiếp tục xử lý không khí trước khi cấp nó vào tầng tương ứng. Ở hình 2.13a, đường không khí hồi được thực hiện riêng cho từng tầng. Ở hình 2.13b, đường không khí hồi được thực hiện chung cho toàn bộ hệ thống.



Hình 2.13

Một điểm khác mà người thiết kế cũng nên lưu ý là, trong trường hợp nếu hệ thống có ống dẫn không khí và nếu sự biến đổi phụ tải chủ yếu là do thành phần nhiệt hiện, lúc đó ta nên sử dụng phương pháp điều chỉnh phụ tải bằng cách thay đổi lưu lượng không khí. Để thay đổi lưu lượng không khí, có thể có ba cách sau:

- Cho không khí đi vòng (By pass – hình 2.14a).
- Dùng cánh bướm để trực tiếp điều chỉnh lưu lượng (hình 2.14b).
- Loại cảm ứng (Induction – hình 2.14c).

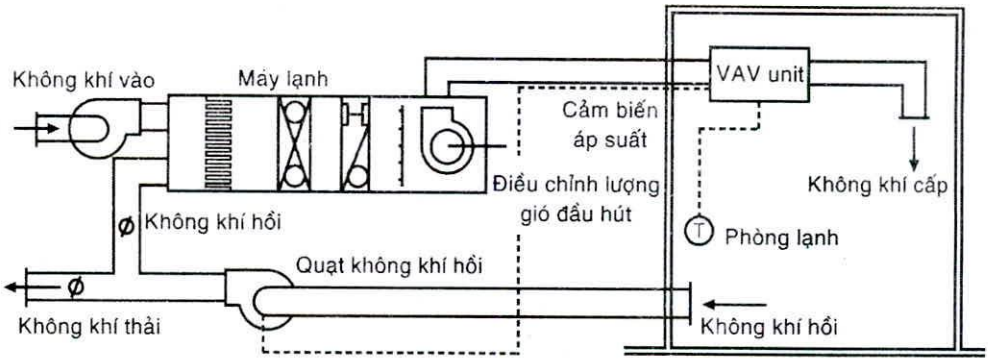


Hình 2.14

Như đã trình bày ở trên, sự thay đổi phụ tải trong trường hợp này chủ yếu là do sự thay đổi nhiệt hiện, cho nên tín hiệu cơ bản dùng để khống chế các cơ cấu điều chỉnh lưu lượng không khí là nhiệt độ của không khí trong không gian cần điều hòa.

Hình 2.15 trình bày một ví dụ về hệ thống điều hòa không khí loại một ống dẫn có lưu lượng thay đổi được bằng cơ cấu cánh bướm. So với hệ thống một ống dẫn có lưu lượng cố định thì hệ thống với lưu lượng điều chỉnh được có những ưu điểm như sau:

- Có thể tiết kiệm năng lượng vận hành quạt khi lưu lượng giảm.
- Việc thiết kế và lắp đặt đơn giản.
- Kiểm soát tốt hơn sự biến đổi của phụ tải.



Hình 2.15

Ngoài các bộ trao đổi nhiệt loại bề mặt, trong một số trường hợp người ta còn sử dụng các thiết bị có cấu tạo khác để tạo ra sự tiếp xúc trực tiếp giữa không khí và nước. Ở các thiết bị này (Air Washer), giữa không khí và nước không chỉ có trao đổi nhiệt, mà còn có cả trao đổi ẩm. Để làm cho sự trao đổi nhiệt và ẩm giữa không khí và nước dễ dàng xảy ra, người ta thường cho nước đã được tán sương tiếp xúc với không khí. Cách xử lý không khí như vậy thường được ứng dụng ở những nơi có khí hậu khô và có trạng thái không khí bên ngoài biến đổi phức tạp. Trong công nghiệp người ta thường sử dụng Air Washer để điều tiết không khí trong các phân xưởng dệt. Hiện nay, do yêu cầu tiết kiệm năng lượng và bảo vệ môi trường, các nhà nghiên cứu cũng đang tìm cách ứng dụng công nghệ này ngay cả cho những nơi có khí hậu nóng và ẩm như Việt Nam. Nói chung, công nghệ này thích hợp cho các không gian lớn có mật độ người đông như nhà hát, hội trường, siêu thị.... Trong những trường hợp như vậy, để làm giảm độ chứa hơi của không khí người ta kết hợp sử dụng các chất hút ẩm rắn và lỏng (Solid & Liquid Desiccants).

Các hệ thống điều hòa không khí mà ta đang đề cập tất nhiên vừa có ưu điểm, vừa có khuyết điểm. Tuy nhiên, nếu xét theo góc độ đáp ứng tốt hơn các biến đổi của phụ tải và giảm chi phí năng lượng trong quá trình vận hành, các hệ thống đã trình bày - ở các mức độ khác nhau - vẫn còn những tồn tại nhất định. Chính vì vậy, trong vài năm gần đây, trên thị trường có xuất hiện một số máy điều hòa không khí loại chuyển tải lạnh bằng môi chất lạnh (xem mục §1.8). Các loại máy này có những đặc điểm như sau:

- Về cấu tạo, có thể xem đây là loại hai phần rời. Thông thường, một cụm bên ngoài được thiết kế để có thể làm việc cùng một lúc với nhiều cụm bên trong. Chiều dài ống dẫn môi chất lạnh từ cụm bên ngoài đến cụm bên trong có thể dài hơn trường hợp bình thường rất nhiều. Cụ thể, chiều dài tối đa có thể chấp nhận được khoảng 150*m*, có thể đặt cụm bên ngoài cao hơn

các cụm bên trong khoảng 60m, khoảng chênh lệch độ cao giữa các cụm bên trong cao nhất đến các cụm bên trong thấp nhất trong cùng một hệ có thể lên đến 15*m*.

- Tốc độ của động cơ kéo máy nén có thể được điều chỉnh tương đối mềm nhờ vào thiết bị điều tần, đây là thiết bị điều chỉnh tần số của nguồn điện cung cấp cho động cơ ở đầu vào. Hiện nay, bộ điều tần trong các loại máy này có thể thay đổi tần số nguồn điện trong phạm vi từ 34*Hz* đến 116*Hz*, bước biến đổi thông thường là 4*Hz*, năng suất tương ứng của máy nén có thể được điều chỉnh khá mềm trong khoảng từ 30% đến 100%. Tuy nhiên, các thông tin mới nhất từ Emerson Climate Technologies cho thấy, trên cơ sở sáng tạo cách điều chỉnh mới (không điều chỉnh bằng tần số), hoàn toàn có thể điều chỉnh gần như liên tục năng suất lạnh của máy lạnh trong khoảng từ 10% đến 100% thông qua máy nén xoắn ốc loại Digital của Copeland.

- Hệ thống điều khiển máy khá hiện đại. Thông qua hệ thống này, các biến đổi của phụ tải sẽ được ghi nhận và phản ánh kịp thời đến bộ xử lý trung tâm (CPU), từ đó hệ thống sẽ đề ra những quyết định đối phó thích hợp cho các cơ cấu chấp hành.

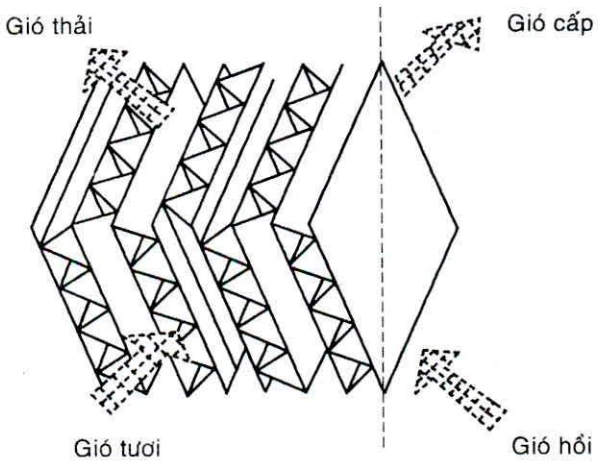
Trên cơ sở những đặc điểm vừa nêu, có thể thấy rõ hệ thống này có khá nhiều ưu điểm, cụ thể như:

- Giảm bớt khá nhiều chi phí lắp đặt, thời gian lắp đặt và thể tích không gian bị choán chỗ.
- Đáp ứng nhanh chóng và hợp lý các biến đổi của phụ tải.
- Tiết kiệm năng lượng vận hành.
- Hiệu quả cao hơn hẳn so với các hệ thống khác khi vận hành non tải, ưu điểm này sẽ càng thể hiện rõ khi phụ tải thường xuyên bị biến đổi với mức độ biến đổi cao.
- Dễ bảo dưỡng, dễ điều khiển.

Hiện nay, với các tiến bộ của kỹ thuật điện tử, kỹ thuật vi điện tử và kỹ thuật điều khiển, các hãng sản xuất thường thiết kế cơ cấu lập trình đi kèm với thiết bị máy lạnh. Chính vì vậy, có thể lập trình kế hoạch vận hành hệ thống trong ngày, trong tuần, và nếu cần có thể trong cả tháng, trong cả năm. Không những thế, có thể cài đặt chế độ làm việc ngay cả cho từng không gian riêng biệt. Các thông số cài đặt chính bao gồm sự thay đổi nhiệt độ và phụ tải theo thời gian, thời gian khởi động và tắt máy,...Chính vì đặc điểm này mà mức độ tiết kiệm năng lượng càng được gia tăng đáng kể.

Tuy có nhiều ưu điểm như vậy nhưng các loại máy lạnh này vẫn có một điểm yếu cơ bản là giá thành khá đắt. Ngoài ra, do đường ống khá dài nên khả năng rò rỉ tác nhân lạnh tương đối cao hơn so với các hệ thống loại khác, tuy nhiên nhược điểm này hiện nay đã được giải quyết khá tốt.

Một vấn đề khác cũng nên chú ý là, ở những trường hợp thích hợp, nên tận dụng dòng không khí thải ra từ không gian cần điều hòa để làm mát sơ bộ dòng không khí đi vào. Trong trường hợp này, người ta gọi bộ trao đổi nhiệt là bộ hồi nhiệt (Heat Reclaim Ventilation). Hình 2.16 trình bày cấu tạo có tính nguyên lý của bộ hồi nhiệt HRV.



Hình 2.16

Thông thường, hiệu suất của bộ hồi nhiệt HRV có thể đạt khoảng 60% đến 70%. Các số liệu thực tế cho thấy nhiệt độ của không khí tươi có thể giảm bớt khoảng 4^oC đến 5^oC khi đi qua bộ hồi nhiệt. Tất nhiên không nên thực hiện việc trao đổi nhiệt như đã trình bày ở trên vào những thời điểm nhiệt độ không khí ngoài trời giảm xuống, chính vì vậy nên các nhà thiết kế đã chuẩn bị sẵn phương án by pass ngay trong bộ hồi nhiệt. Vào mùa trời mát thì không khí ngoài trời được cho đi vòng qua bộ hồi nhiệt. Việc chuyển đổi chế độ hoạt động của bộ hồi nhiệt từ Heat Exchange sang By Pass hoàn toàn tự động trên cơ sở xử lý các số liệu nhiệt độ giữa không khí bên trong và bên ngoài không gian cần điều hòa.

Chương 3

KHÔNG KHÍ ẨM VÀ CÁC QUÁ TRÌNH ĐIỂN HÌNH TRONG KỸ THUẬT ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

Phụ thuộc vào *lãnh vực nghiên cứu* mà không khí ẩm có thể được khảo sát dưới nhiều góc độ khác nhau và được phân tích thành phần theo những cách khác nhau. Trong lãnh vực nhiệt động nói chung và điều hòa không khí nói riêng, có thể xem không khí ẩm là hỗn hợp bao gồm *không khí khô* và *hơi nước*. Các số liệu thực tế cho thấy, lượng hơi nước chứa trong không khí ẩm thông thường chiếm một tỉ trọng *khá nhỏ* cho dù địa điểm khảo sát có khí hậu ẩm ướt đến như thế nào. Mặc dù vậy, cần lưu ý rằng trạng thái của hơi nước giữ vai trò rất quan trọng trong việc phản ánh trực tiếp trạng thái của không khí ẩm đang khảo sát. Chính vì vậy, trong các trường hợp này, mặc dù đối tượng khảo sát trực tiếp là không khí ẩm, nhưng hơi nước cũng được xem là đối tượng quan trọng của việc nghiên cứu. Do không khí ẩm và các thành phần của không khí ẩm hầu hết đều ở thể khí hoặc ở gần với thể khí, cho nên - nếu không yêu cầu độ chính xác cao - có thể sử dụng phương trình trạng thái của khí lý tưởng trong các tính toán có liện quan.

Rõ ràng *không khí ẩm* là đối tượng xử lý chính trong kỹ thuật điều hòa không khí, cho nên mục tiêu của chương này là rà soát lại các vấn đề hết sức cơ bản của không khí ẩm và phân tích kỹ các thông số thường được sử dụng trong kỹ thuật điều hòa không khí. Trên cơ sở các hiểu biết về không khí ẩm đã được trình bày, chương này sẽ tiếp tục khảo sát các quá trình nhiệt động cơ bản của không khí ẩm trong kỹ thuật điều hòa không khí. Về cơ bản, các quá trình được đề cập trong chương này là các quá trình biến đổi trạng thái điển hình của không khí ẩm trong kỹ thuật điều hòa không khí có sử dụng *máy lạnh có máy nén hơi* hoặc *máy lạnh hấp thụ* H_2O-*LiBr*. Tuy nhiên, trong những năm gần đây, do các yêu cầu về bảo vệ môi

trường và sử dụng hiệu quả năng lượng, ở một số trường hợp thích hợp người ta đang dần dần chuyển sang sử dụng kỹ thuật *làm mát bay hơi* và *tách ẩm bằng chất hút ẩm*. Chính vì vậy, để chuẩn bị cơ sở lý luận cho việc nghiên cứu kỹ thuật điều hòa không khí theo xu hướng thân thiện với môi trường, chương này cũng sẽ khảo sát một số quá trình biến đổi trạng thái cơ bản của không khí ẩm trong lãnh vực làm mát bay hơi và tách ẩm bằng chất hút ẩm.

Gọi:

p, V, t là áp suất, thể tích và nhiệt độ của khối không khí ẩm đang khảo sát.

p_k, V_k, t_k là phân áp suất, thể tích và nhiệt độ của khối không khí khô đang có trong không khí ẩm.

p_h, V_h, t_h là phân áp suất, thể tích và nhiệt độ của lượng hơi nước có trong không khí ẩm.

Ta có thể viết được các mối quan hệ sau:

$$p = p_k + p_h \tag{3.1}$$

$$V = V_k = V_h \tag{3.2}$$

$$t = t_k = t_h \tag{3.3}$$

§3.1. KHÔNG KHÍ KHÔ

Không khí khô chiếm tỉ trọng rất lớn trong không khí ẩm. Trong lãnh vực nhiệt động nói chung và điều hòa không khí nói riêng, ta xem không khí khô như là một thành phần đồng nhất. Tuy nhiên, nếu xét tỉ mỉ hơn, rõ ràng không khí khô là hỗn hợp cơ học của nhiều chất khí thành phần khác nhau bao gồm N_2, O_2, CO_2 và một số chất khí khác. Bảng 3.1 dưới đây trình bày chi tiết các thành phần và hàm lượng của từng thành phần thường có trong không khí khô.

Bảng 3.1

Thành phần	Hàm lượng thể tích, %	Khối lượng phân tử, *kg/kmol*
N_2	78,03	28,02
O_2	20,99	32,00
CO_2	0,03	44,00
H_2	0,01	2,02
Ar	0,94	39,91

Trên cơ sở các số liệu đã nêu ở trên, khối lượng phân tử tương đương của không khí khô có thể được tính như sau:

$$\mu_k = 28,02 \,.\, 0,7803 + 32 \,.\, 0,209 + 44 \,.\, 0,0003$$
$$+ 2,02 \,.\, 0,0001 + 39,91 \,.\, 0,0094 = 28,97 kg/kmol$$

Cần chú ý rằng, các thành phần cơ bản của không khí khô đều có nhiệt độ tới hạn khá thấp so với các giá trị nhiệt độ thường gặp của không khí ẩm, do đó - trong kỹ thuật điều hòa không khí - trong bất cứ quá trình biến đổi trạng thái nào của không khí ẩm thì không khí khô và các thành phần của nó vẫn luôn luôn tồn tại ở thể khí. Bảng 3.2 cung cấp một vài thông số vật lý cần thiết của không khí khô ứng với áp suất 760*mmHg* và nhiệt độ ở trong khoảng thông dụng.

Bảng 3.2

t, ^oC	ρ, kg/m^3	c_p, *kJ/(kg.K)*	$\lambda.10^2$, *W/(m.K)*
-40	1,515	1,013	2,12
-30	1,453	1,013	2,20
-20	1,395	1,009	2,28
-10	1,342	1,009	2,36
0	1,293	1,005	2,41
10	1,247	1,005	2,51
20	1,205	1,005	2,59
30	1,165	1,005	2,67
40	1,128	1,005	2,76
50	1,093	1,005	2,83
60	1,060	1,005	2,90
70	1,029	1,005	2,96

Ở đây:

ρ - khối lượng riêng, kg/m^3

c_p - nhiệt dung riêng khối lượng đẳng áp, *kJ/(kg.K)*

λ - hệ số dẫn nhiệt, *W/(m.K)*.

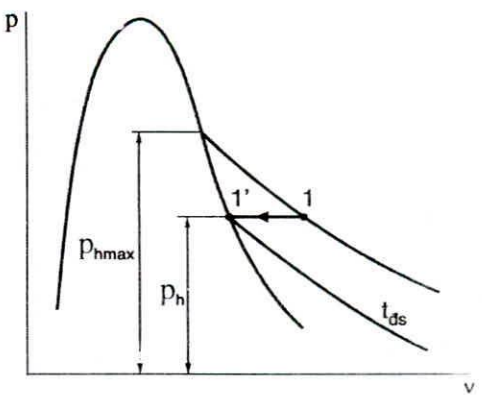
§3.2. HƠI NƯỚC

Hơi nước không phải là hỗn hợp cơ học của một số thành phần như không khí khô, do vậy không thể xác định khối lượng phân tử của hơi nước theo tỉ lệ các thành phần mà phải theo công thức hóa học:

$$\mu_h = 2 \,.\, 1,01 + 1 \,.\, 16 = 18,02 kg/kmol$$

Cần lưu ý, do nhiệt độ tới hạn của nước và hơi nước cao hơn khá đáng kể so với các giá trị nhiệt độ thường gặp của không khí ẩm, cho nên trong quá trình biến đổi trạng thái của không khí ẩm thì trạng thái của hơi nước có khả năng bị biến đổi từ *hơi quá nhiệt* đến *hơi bão hòa khô*, và ngược lại. Chính vì vậy, như đã đề cập ở phần mở đầu, khi nghiên cứu không khí ẩm thì ta cần lưu ý tách riêng không khí khô và hơi nước, trong đó trạng thái và số lượng của hơi nước có ảnh hưởng rất lớn đến các tính chất và đặc điểm của không khí ẩm.

Nói chung, trong phạm vi khảo sát của kỹ thuật điều hòa không khí, không khí ẩm thông thường là không khí ẩm chưa bão hòa, do đó trạng thái của hơi nước có trong không khí ẩm thông thường là hơi quá nhiệt. Khi không khí ẩm được làm cho bão hòa, trạng thái của hơi nước có trong không khí ẩm sẽ chuyển từ hơi quá nhiệt sang hơi bão hòa khô. Ở khá nhiều trường hợp, các quá trình biến đổi trạng thái của không khí ẩm trong kỹ thuật điều hòa không khí phần lớn đều có liên quan đến quá trình mà ta gọi là làm lạnh đẳng áp. Trong quá trình này, về mặt lý thuyết, không khí ẩm sẽ biến đổi từ trạng thái chưa bão hòa trở thành bão hòa khi phân áp suất hơi nước được giữ không đổi. Nhiệt độ tương ứng với lúc không khí ẩm bắt đầu trở thành bão hòa theo quá trình làm lạnh đẳng áp được gọi là nhiệt độ đọng sương (Dew Point Temperature). Hình 3.1 biểu diễn quá trình làm lạnh đẳng áp và cách xác định nhiệt độ đọng sương của không khí ẩm trên đồ thị p-v của hơi nước.



Hình 3.1 *Đồ thị p-v của hơi nước*

Như vậy, từ nhận xét đã nêu ở trên, ta thấy để xác định nhiệt độ đọng sương của không khí ẩm đang khảo sát ta cần phải biết phân áp suất của hơi nước có trong không khí ẩm. Tương ứng với quá trình làm lạnh đẳng áp mô tả trên đồ thị p-v ở hình 3.1, ta thấy rõ nhiệt độ đọng sương ứng với trạng thái không khí ẩm đang khảo sát chính là nhiệt độ bão hòa tương ứng với phân áp suất hiện có của hơi nước. Mối quan hệ giữa nhiệt độ và áp suất của hơi nước ở trạng thái bão hòa thông thường được cho ở dạng bảng, tuy nhiên cũng có thể xác định theo công thức gần đúng sau:

$$\log p = 28{,}59051 - 8{,}2.\log(t + 273{,}16) + 0{,}0024804.(t + 273{,}16) \qquad (3.4)$$

Trong đó đơn vị của t là ^oC và của p là *bar*. Công thức (3.4) sẽ cho kết quả chính xác hơn nếu nhiệt độ khảo sát nhỏ hơn 100^oC.

§3.3. PHÂN LOẠI KHÔNG KHÍ ẨM

Phụ thuộc vào lượng hơi nước có chứa trong không khí ẩm mà ta có thể chia không khí ẩm ra làm hai loại là không khí ẩm bão hòa (Saturated Moist Air) và không khí ẩm chưa bão hòa (Unsaturated Moist Air).

Một cách tổng quát, có thể xem không khí ẩm bão hòa là không khí ẩm mà ta không thể thêm vào nó bất kỳ một lượng hơi nước nào nữa. Trong trường hợp nếu không khí ẩm vẫn còn khả năng tiếp nhận hơi nước thì ta gọi đó là không khí ẩm chưa bão hòa.

Khi thêm một lượng hơi nước nào đó vào không khí ẩm bão hòa thì tất yếu sẽ có một lượng hơi nước đúng bằng như thế ngưng tụ trở lại. Trạng thái của không khí ẩm đã bão hòa mà có thêm một lượng hơi nước nào đó bay vào được gọi là *không khí ẩm quá bão hòa*, tuy nhiên đây là trạng thái không bền vững và trong thực tế không tồn tại.

Gọi p và t là áp suất và nhiệt độ của không khí ẩm đang khảo sát, còn $t_s(p)$ là nhiệt độ bão hòa của nước và hơi nước ở áp suất p, ta hãy khảo sát không khí ẩm ở các trường hợp sau:

- Trường hợp $t < t_s(p)$

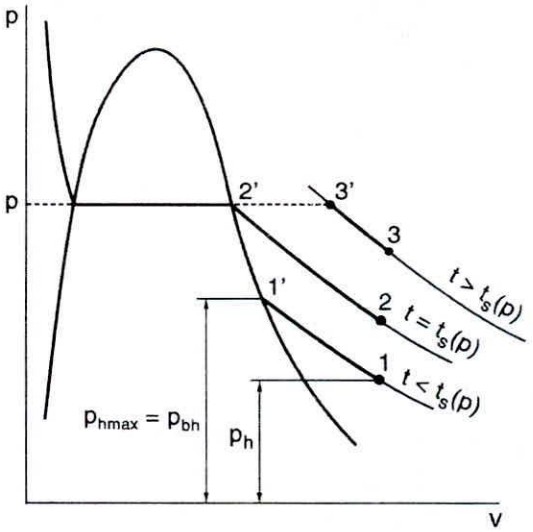
Giả sử lúc ban đầu không khí ẩm chưa bão hòa, nếu ta cho thêm hơi nước bay vào không khí ẩm đó ở điều kiện nhiệt độ không đổi thì phân áp suất p_h của hơi nước dần dần tăng lên. Trạng thái của hơi nước sẽ dần dần di chuyển từ điểm 1 đến điểm 1'. Tại 1', trạng thái của hơi nước có trong không khí ẩm là trạng thái hơi bão hòa khô, lúc đó ta nói không khí ẩm đã đạt đến trạng thái bão hòa. Khi không khí ẩm đã đạt đến trạng thái bão hòa thì phân áp suất của hơi nước có trong không khí ẩm đạt đến giá trị cực đại. Như vậy, ở trường hợp này, khi không khí ẩm đã bão hòa thì không khí ẩm gồm có không khí khô và hơi nước ở trạng thái bão hòa khô.

- Trường hợp $t = t_s(p)$

Bằng cách cho hơi nước bay thêm vào không khí ẩm ở điều kiện đẳng nhiệt, điểm 2 biểu diễn trạng thái của hơi nước có trong không khí ẩm lúc chưa bão hòa sẽ di chuyển trên đường đẳng nhiệt $t = t_s(p)$ và càng ngày càng tiến gần điểm 2'. Tại 2' thì không khí ẩm tương ứng được xem là bão hòa, khi đó phân áp suất của hơi nước đạt giá trị cực đại. Lúc này không khí ẩm bão hòa đang khảo sát chỉ có hơi nước ở trạng thái bão hòa khô mà không có không khí khô.

- Trường hợp $t > t_s(p)$

Tương tự như hai trường hợp đã trình bày ở trên, khi cho thêm hơi nước bay vào không khí ẩm thì điểm ba biểu diễn trạng thái của hơi nước có trong không khí ẩm chưa bão hòa lúc ban đầu sẽ tiến dần đến điểm 3' theo đường đẳng nhiệt t = const. Tại 3' thì ta không thể cho thêm hơi nước vào được nữa mặc dù trạng thái của hơi nước vẫn còn là *hơi quá nhiệt*. Lúc này ta cũng có thể gọi không khí ẩm đang khảo sát là bão hòa. Tuy nhiên, trong thành phần của không khí ẩm bão hòa này không có không khí khô mà chỉ có hơi nước ở trạng thái quá nhiệt.

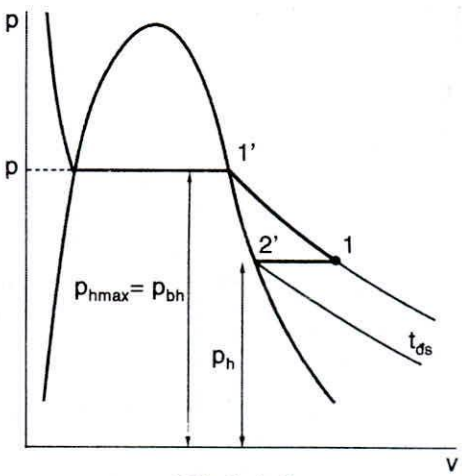


Hình 3.2

Hình 3.2 minh họa tất cả các trường hợp đã được đề cập.

Mặc dù về mặt tổng quát ta có thể gặp tất cả các trường hợp đã nêu ở trên, tuy nhiên trong kỹ thuật điều hòa không khí hầu như ta chỉ có thể gặp trường hợp thứ nhất. Ứng với trường hợp thứ nhất, ta cần phải tìm hiểu kỹ hơn các phương pháp làm cho không khí chưa bão hòa trở thành bão hòa để lý giải các hiện tượng có thể gặp trong thực tế sau này.

Giả sử lúc ban đầu không khí ẩm đang khảo sát là chưa bão hòa, hơi nước có trong không khí ẩm đó nhất định phải có trạng thái quá nhiệt 1. Nói chung, có thể có hai cách để đưa không khí ẩm từ trạng thái chưa bão hòa tiến đến trạng thái bão hòa:



Hình 3.3

- *Cách thứ nhất*: cho thêm hơi nước vào trong không khí ẩm và duy trì nhiệt độ không khí không đổi, điểm biểu diễn trạng thái của hơi nước sẽ đi từ vị trí ban đầu 1 và tiến dần đến điểm 1'. Tại 1' thì trạng thái của hơi nước có trong không khí ẩm sẽ là hơi bão hòa khô và không khí đang khảo sát được xem là bão hòa;

- *Cách thứ hai*: giảm dần nhiệt độ của không khí ẩm trên cơ sở giữ áp suất không đổi, điểm biểu diễn trạng thái của hơi nước có trong không khí ẩm sẽ di chuyển từ 1 hướng đến 2'. Tại 2' thì bắt đầu có hiện tượng đọng sương và không khí ẩm được xem như đạt đến trạng thái bão hòa. Người ta gọi đây là quá trình làm lạnh đẳng áp.Trong kỹ thuật điều hòa không khí; quá trình biến đổi trạng thái của không khí khi đi qua các dàn lạnh, các AHU, các FCU,...là quá trình làm mát có tách ẩm, tức là sự phát triển tiếp tục của quá trình làm lạnh đẳng áp với độ chứa hơi giảm dần.

Hình 3.3 trình bày quá trình đang khảo sát.

§3.4. CÁC THÔNG SỐ BIỂU DIỄN TRẠNG THÁI CỦA KHÔNG KHÍ ẨM

Để xác định trạng thái của không khí ẩm, ta cần phải biết ít nhất hai thông số trạng thái độc lập với nhau. Khi nghiên cứu không khí ẩm, lẽ dĩ nhiên đối tượng nghiên cứu là không khí ẩm, tuy nhiên ta cũng cần phải chú ý ngay cả các thành phần của nó là không khí khô và hơi nước. Điều này có nghĩa là, khi đề cập đến một thông số nào đó, ta cần phải khẳng định rõ thông số đang được nói đến là thông số của không khí ẩm hay của thành phần nào. Đặc biệt, đối với các thông số trạng thái tính theo đơn vị khối lượng, người ta thấy cần phải thống nhất lựa chọn một trong các thành phần của không khí ẩm làm *đơn vị khối lượng chuẩn* trong các tính toán, không nên lúc thì tính theo thành phần này, lúc thì tính theo thành phần khác. Xuất phát từ nhận thức như vậy, các nhà nghiên cứu đều thống nhất lựa chọn *kg không khí khô* làm đơn vị chuẩn cho tất cả các tính toán trong quá trình nghiên cứu không khí ẩm. Có thể thấy rõ điều này ở các thông số trạng thái như độ chứa hơi, thể tích riêng và enthalpy của không khí ẩm.

3.4.1. Độ ẩm tuyệt đối

Gọi:

m_h - lượng hơi nước có chứa trong không khí ẩm, *kg hơi nước*

V - thể tích của khối không khí ẩm đang khảo sát, m^3

Lúc đó, ta gọi độ ẩm tuyệt đối là tỉ số sau đây:

$$\rho_h = \frac{m_h}{V} \tag{3.5}$$

Nói chung, trong thực tế kỹ thuật người ta ít dùng độ ẩm tuyệt đối vì bản thân thông số này không thể hiện rõ tính chất cần thiết của không khí ẩm. Đơn vị của độ ẩm tuyệt đối là *kg hơi nước/m^3*.

3.4.2. Độ ẩm tương đối

Thông thường người ta ký hiệu độ ẩm tương đối là φ và tính bằng %. Theo định nghĩa, độ ẩm tương đối φ là tỉ số giữa lượng hơi nước hiện có trong khối không khí ẩm đang khảo sát so với lượng hơi nước có chứa trong không khí đó khi không khí đó được làm cho bão hòa ở điều kiện *nhiệt độ không đổi*. Ta có:

$$\varphi = \frac{m_h}{m_{bh}} \tag{3.6}$$

Trong đó:

m_h - lượng hơi nước có chứa trong khối không khí ẩm đang khảo sát, *kg hơi nước*

m_{bh} - lượng hơi nước có chứa trong không khí đó khi làm cho nó bão hòa ở điều kiện nhiệt độ không đổi, *kg hơi nước*

Sử dụng phương trình trạng thái của khí lý tưởng, ta viết được:

$$p_h V = m_h R_h T$$

$$p_{bh} V = m_{bh} R_h T$$

Chia hai phương trình trên, vế theo vế, ta có:

$$\varphi = \frac{p_h}{p_{bh}} \tag{3.7}$$

Trong đó:

p_h - phân áp suất của hơi nước ứng với trạng thái đang khảo sát của không khí ẩm.

p_{bh} - phân áp suất của hơi nước tương ứng với lúc không khí ẩm đạt đến trạng thái bão hòa ở điều kiện nhiệt độ như cũ.

Công thức (3.6) là công thức mang tính định nghĩa, trong tính toán thường không sử dụng công thức này do không thuận tiện. Công thức (3.7) thường được sử dụng để xác định độ ẩm tương đối của không khí ẩm trong các bài toán thực tế. Cần lưu ý, các giá trị m_{bh} và p_{bh} đều mang *ý nghĩa cực đại*. Ta hiểu m_{bh} là lượng hơi nước *tối đa* mà không khí ẩm đang khảo sát có thể chứa được ứng với điều kiện nhiệt độ được giữ không đổi, còn p_{bh} là áp suất riêng phần *tối đa* của hơi nước có trong không khí ẩm bão hòa ở nhiệt độ đang khảo sát.

Đồ thị p-v trình bày ở hình 3.2 giúp ta thấy rõ hơn ý nghĩa của độ ẩm tương đối. Từ công thức (3.7), ta hiểu độ ẩm tương đối thể hiện *mức độ bão*

hòa của không khí ẩm, đó chính là tỉ số giữa phân áp suất của hơi nước ứng với không khí ẩm đang khảo sát và phân áp suất của hơi nước ứng với không khí ẩm bão hòa có cùng nhiệt độ. Đây là thông số rất quan trọng và rất thường được sử dụng để xác định trạng thái của không khí ẩm. Cần lưu ý, có thể tra giá trị p_{bh} trong công thức (3.7) bằng bảng *'Nước và hơi nước trên đường bão hòa'*, theo đó thì p_{bh} chính là giá trị áp suất bão hòa tương ứng với nhiệt độ đã cho của không khí ẩm. Ngoài ra, cũng có thể sử dụng công thức (3.4) để xác định p_{bh} trên cơ sở nhiệt độ không khí ẩm khảo sát đã được xác định.

3.4.3. Độ chứa hơi

Độ chứa hơi thường được ký hiệu là d và được xác định như sau:

$$d = \frac{m_h}{m_k} \tag{3.8}$$

Ở đây:

m_h - lượng hơi nước có trong không khí ẩm đang khảo sát, *kg hơi nước*

m_k - lượng không khí khô có trong không khí ẩm đang khảo sát, *kg không khí khô*

Như vậy, độ chứa hơi d biểu thị số lượng hơi nước có chứa trong không khí ẩm tính trên 1kg không khí khô. Từ phương trình trạng thái của khí lý tưởng, ta có thể viết:

$$p_k V = m_k R_k T \tag{3.9}$$

$$p_h V = m_h R_h T \tag{3.10}$$

Từ đó:

$$d = \frac{R_k}{R_h} \cdot \frac{p_h}{p_k} \tag{3.11}$$

Tỉ số (R_k/R_h) có thể được xác định thông qua các khối lượng phân tử của không khí khô và của hơi nước mà ta đã xác định ở trên. Ta có:

$$d = \frac{18,02}{28,97} \cdot \frac{p_h}{p_k}$$

Như vậy, kết hợp với (3.1), ta có thể viết lại biểu thức (3.11) như sau:

$$d = 0,622 \cdot \frac{p_h}{p - p_h} \tag{3.12}$$

Trong công thức (3.12), đơn vị của độ chứa hơi d là *kg hơi nước/kg không khí khô*, còn p là áp suất của không khí ẩm đang khảo sát. Nếu d được tính bằng *gam hơi nước/kg không khí khô* thì công thức nói trên trở thành:

$$d = 622.\frac{p_h}{p - p_h} \tag{3.13}$$

Cần lưu ý, lượng hơi nước chứa trong không khí ẩm thông thường khá nhỏ, do đó trong thực tế người ta hay sử dụng đơn vị *gam hơi nước/kg không khí khô* hơn là đơn vị *kg hơi nước/kg không khí khô*.

3.4.4. Mức độ bão hòa

Mức độ bão hòa μ được định nghĩa như là tỉ số giữa độ chứa hơi d của không khí ẩm đang khảo sát so với độ chứa hơi d_{bh} của không khí ẩm bão hòa ở cùng nhiệt độ:

$$\mu = \frac{d}{d_{bh}} \tag{3.14}$$

Mặc dù cả μ và φ đều thể hiện mức độ bão hòa, nhưng hai thông số này không hoàn toàn giống nhau, do đó cần lưu ý để không bị lẫn lộn. Từ định nghĩa của độ chứa hơi ta có:

$$d = \frac{R_k}{R_h}.\frac{p_h}{p - p_h}$$

$$d_{bh} = \frac{R_k}{R_h}.\frac{p_{bh}}{p - p_{bh}}$$

Như vậy: $$\mu = \frac{d}{d_{bh}} = \frac{p_h(p - p_{bh})}{p_{bh}(p - p_h)}$$

Phối hợp với biểu thức (3.7), ta có thể thiết lập biểu thức thể hiện mối quan hệ giữa mức độ bão hòa μ và độ ẩm tương đối φ như sau:

$$\mu = \varphi.\frac{(p - p_{bh})}{(p - p_h)} \tag{3.15}$$

Biểu thức (3.15) xác nhận rõ sự không hoàn toàn giống nhau giữa μ và φ. Tuy nhiên, ứng với trường hợp không khí ẩm bão hòa và không khí khô thì μ và φ đồng nhất với nhau.

3.4.5. Nhiệt độ đọng sương

Nhiệt độ đọng sương là thông số quan trọng dùng để xác định khả năng không khí ẩm đang khảo sát có bị đọng sương hay không. Về nguyên tắc, khi làm lạnh đẳng áp không khí ẩm đang khảo sát xuống thấp hơn *nhiệt độ đọng sương* thì không khí ẩm sẽ bị đọng sương, lúc đó tương ứng ta sẽ có *quá trình làm mát có tách ẩm.*

Theo định nghĩa, nhiệt độ đọng sương là nhiệt độ của không khí ẩm bão hòa có cùng phân áp suất hơi nước với không khí ẩm đang khảo sát.

Quan sát đồ thị p-v của hơi nước ở hình 3.1, ta thấy điểm 1 biểu diễn trạng thái của hơi nước có trong không khí ẩm chưa bão hòa đang khảo sát, còn điểm 1' biểu diễn trạng thái của hơi nước có trong không khí ẩm bão hòa ứng với cùng phân áp suất hơi nước, đường đẳng nhiệt đi qua điểm 1' chính là nhiệt độ đọng sương cần xác định.

Khi thực hiện các tính toán trên máy tính, có thể sử dụng công thức dưới đây để xác định nhiệt độ đọng sương:

$$t_{ds} = 6{,}54 + 14{,}256.a + 0{,}7389.a^2 + 0{,}09486.a^3 + 0{,}4569.p_h^{0{,}1984} \quad (3.16)$$

Các thông số và hệ số trong công thức (3.16) có ý nghĩa như sau:

t_{ds} - nhiệt độ đọng sương cần phải xác định, ^oC

p_h - phân áp suất của hơi nước có trong không khí ẩm đang khảo sát, *kPa*

$a = \ln(p_h)$

Các ví dụ 3.1 và 3.2 minh họa rõ hơn cách xác định nhiệt độ đọng sương bằng phương pháp sử dụng bảng và công thức, còn mục §3.5 và ví dụ 3.6 minh họa cách xác định nhiệt độ đọng sương bằng phương pháp đồ thị.

Ví dụ 3.1

Xác định độ ẩm tương đối và nhiệt độ đọng sương của không khí ẩm có nhiệt độ $t = 30^oC$ và phân áp suất hơi nước $p_h = 0{,}035bar$.

Giải

Tra bảng *'Nước và hơi nước trên đường bão hòa'*, ta có áp suất bão hòa p_{bh} ứng với nhiệt độ $t = 30^oC$ là:

$$p_{bh} = 0{,}04241bar$$

Từ công thức (3.7), độ ẩm tương đối của không khí ẩm đang khảo sát là:

$$\varphi = \frac{p_h}{p_{bh}} = \frac{0,035}{0,04241} = 82,52\%$$

Tra bảng *'Nước và hơi nước trên đường bão hòa'*, ta có nhiệt độ bão hòa t_{bh} ứng với áp suất $p_h = 0,035bar$ là:

$$t_{bh} = 26,692^oC$$

Như vậy, nhiệt độ đọng sương của không khí ẩm đang khảo sát là $t_{ds} = 26,692^oC$

Ví dụ 3.2

Xác định lại nhiệt độ đọng sương của không khí trong ví dụ 3.1 bằng cách sử dụng công thức (3.16).

Giải

Phân áp suất của hơi nước đang khảo sát là $p_h = 0,035bar = 3,5kPa$. Như vậy giá trị tương ứng của hệ số a là:

$$a = \ln(p_h) = 1,252762968$$

Nhiệt độ đọng sương cần tìm có giá trị là:

$$t_{ds} = 6,54 + 14,256.(1,252762968) + 0,7389.(1,252762968)2 +$$
$$+ 0,09486.(1,252762968)3 + 0,4569.(3,5)0,1984 = 26,331^oC$$

3.4.6. Thể tích riêng của không khí ẩm

Ngay từ đầu chương 3, ta đã khẳng định không khí khô và hơi nước có trong không khí ẩm đều có cùng nhiệt độ và chiếm thể tích như nhau tại các phân áp suất tương ứng. Và ta cũng đã biết, để thuận lợi cho các tính toán, thể tích riêng của không khí ẩm được định nghĩa như là thể tích choán chỗ của không khí ẩm tương ứng với $1kg$ *không khí khô* ở điều kiện khảo sát. Thật ra, ta có thể tính thể tích riêng của không khí ẩm theo ba cách khác nhau như sau:

- Tính thể tích choán chỗ của $1kg$ không khí khô ở nhiệt độ đã cho và ở phân áp suất p_k.
- Tính thể tích choán chỗ của d *kg* hơi nước ở nhiệt độ đã cho và ở phân áp suất p_h.
- Tính thể tích choán chỗ của (1 + d) *kg* không khí ẩm ở nhiệt độ đã cho và ở áp suất $p = p_k + p_h$.

Rõ ràng, cách thứ nhất tiện lợi hơn cả vì ta đã biết hằng số chất khí R_k của không khí khô, còn cách thứ hai cũng có thể dùng được vì ta đã biết hằng số R_h của hơi nước. Tuy nhiên, ở trường hợp này ta cần phải xác định thêm độ chứa hơi d. Ở cả ba cách nêu trên ta đều được phép sử dụng phương trình trạng thái của khí lý tưởng.

Ví dụ 3.3

Khảo sát không khí ẩm có nhiệt độ $t = 25^oC$ và phân áp suất của hơi nước $p_h = 0{,}027bar$, xác định thể tích riêng của không khí ẩm nói trên. Cho biết áp suất khí quyển $p = 1bar$.

Giải

Từ công thức $pV = mRT$, ta viết lại như sau:

$$p_k v = R_k T$$

Trong đó v là thể tích của không khí khô có trong không khí ẩm khi xem khối lượng của không khí khô là $1kg$, như vậy v cũng chính là thể tích riêng của không khí ẩm mà ta muốn xác định.

Ta có:

$$v = \frac{R_k T}{p_k} = \frac{8314.(273{,}15 + 25)}{28{,}97.(1 - 0{,}027).10^5}$$

$$v = 0{,}87895 m^3/kg \text{ không khí khô}$$

3.4.7. Nhiệt độ nhiệt kế ướt

Nhiệt độ nhiệt kế ướt $t_ư$ là giá trị nhiệt độ được chỉ bởi nhiệt kế thông thường nhưng bầu nhiệt kế được bao bọc bằng một miếng vật liệu có tính thấm ướt tốt (nhiệt kế ướt).

Khi không khí bao quanh nhiệt kế ướt chưa bão hòa thì nhất định sẽ xảy ra hiện tượng bay hơi nước từ miếng vật liệu có tính thấm ướt tốt vào môi trường không khí xung quanh, quá trình bay hơi này cần nhiệt lượng và nhiệt lượng đó - vào lúc ban đầu - được lấy một phần từ không khí xung quanh và một phần khác từ chính bản thân của nước thấm trong miếng vật liệu. Khi quá trình bay hơi đã ổn định thì toàn bộ nhiệt lượng dùng cho quá trình bay hơi được lấy từ môi trường không khí bao quanh miếng vật liệu thấm ướt gắn ở bầu nhiệt kế, lúc đó lớp mỏng không khí bao quanh bầu nhiệt kế ướt được xem là bão hòa và nhiệt độ của nó được chỉ bởi nhiệt kế ướt, ta gọi giá trị này là *nhiệt độ nhiệt kế ướt* $t_ư$.

Cần nhấn mạnh rằng, khi xem hệ khảo sát là toàn bộ khối không khí ẩm bao quanh khu vực đặt nhiệt kế, ta có thể coi quá trình đang khảo sát là quá trình đoạn nhiệt vì nhiệt lượng cung cấp cho quá trình bay hơi cuối cùng cũng quay trở lại khối không khí đó. Như vậy, có thể xem enthalpy của lớp không khí mỏng bão hòa bao xung quanh bầu nhiệt kế ướt và enthalpy của khối không khí đang khảo sát có giá trị bằng nhau. Mục §3.5 và ví dụ 3.6 minh họa cách xác định nhiệt độ nhiệt kế ướt bằng phương pháp đồ thị. Cũng cần nói thêm, khi bàn đến nhiệt độ nhiệt kế ướt người ta cũng thường gọi nhiệt độ chỉ bởi nhiệt kế thông thường (không làm ướt bầu nhiệt kế) là *nhiệt độ nhiệt kế khô*.

3.4.8. Enthalpy của không khí ẩm

Gọi I là enthalpy của không khí ẩm, i_k là enthalpy đơn vị của không khí khô và i_h là enthalpy đơn vị của hơi nước. Ta có:

$$I = i_k + d.i_h \tag{3.17}$$

Cần nhắc lại, vì lý do tiện lợi, người ta thường tính enthalpy của không khí ẩm theo *kg không khí khô*.

Nếu ta quy ước chọn điểm gốc để tính enthalpy tại $t = 0^oC$ và $p = 101{,}325kPa$, lúc đó ta có thể viết được:

$$i_k = 1{,}006.t \tag{3.18}$$

$$i_h = 2500{,}77 + 1{,}84.t \tag{3.19}$$

Ở đây:

i_k - enthalpy đơn vị của không khí khô có trong không khí ẩm đang khảo sát, *kJ/kg không khí khô*

i_h - enthalpy đơn vị của hơi nước có trong không khí ẩm đang khảo sát, *kJ/kg hơi nước*

t - nhiệt độ của không khí ẩm, ^oC

Như vậy, từ công thức (3.17), ta có thể tính enthalpy của không khí ẩm bằng công thức sau:

$$I = 1{,}006.t + d.(2500{,}77 + 1{,}84.t) \tag{3.20}$$

Trong đó:

I - enthalpy của không khí ẩm, *kJ/kg không khí khô*

d - độ chứa hơi, *kg hơi nước/kg không khí khô*

Ví dụ 3.4

Khảo sát không khí ẩm có nhiệt độ t = 30^oC và phân áp suất của hơi nước p_h = 0,038*bar*. Xác định enthalpy của không khí ẩm đó, cho biết áp suất của khí quyển p = 1*bar*.

Giải

Từ công thức (3.12), ta có thể tính độ chứa hơi như sau:

$$d = 0{,}622.\frac{p_h}{p - p_h} = 0{,}622.\frac{0{,}038}{1 - 0{,}038}$$

$$d = 0{,}02457 kg \text{ hơi nước/kg không khí khô}$$

Do đó, enthalpy của không khí ẩm tính theo công thức (3.20) có giá trị là:

$$I = 1{,}006.t + d(2500{,}77 + 1{,}84.t)$$
$$= 1{,}006.30 + 0{,}02457(2500{,}77 + 1{,}84.30)$$
$$= 92{,}98 kJ/kg \text{ không khí khô}$$

3.4.9. Nhiệt hiện và nhiệt ẩn

Từ công thức (3.20) dùng để tính enthalpy của không khí ẩm, ta có thể viết lại như sau:

$$I = (1{,}006 + 1{,}84.d).t + 2500{,}77.d \qquad (3.21)$$

Trong công thức (3.21), thành phần thứ nhất của vế phải được gọi là *nhiệt hiện*, còn thành phần thứ hai được gọi là *nhiệt ẩn*. Ta thấy, về mặt thực tế, giá trị của 1,84.d chỉ chiếm khoảng trên dưới 3% so với tổng (1,006 +1,84.d). Chính vì vậy, có thể xem một cách gần đúng tổng số (1,006 + 1,84.d) = c_p = const. Thông thường có thể chọn c_p vào khoảng 1,024*kJ/(kg.K)*. Như vậy, thành phần nhiệt hiện đã nói ở trên có thể được hiểu là nhiệt lượng để làm cho 1*kg* không khí biến đổi nhiệt độ từ 0^oC đến giá trị t.

Nếu khảo sát không khí ẩm giữa hai trạng thái bất kỳ khác nhau mà ta ký hiệu là 1 và 2, ta có thể viết:

$$\Delta I = I_2 - I_1 = \Delta I_h + \Delta I_{\hat{a}} \qquad (3.22)$$

Ở đây:

ΔI - lượng biến đổi enthalpy của không khí ẩm

ΔI_h - lượng biến đổi nhiệt hiện của không khí ẩm

$\Delta I_{\hat{a}}$ - lượng biến đổi nhiệt ẩn của không khí ẩm

Biểu thức (3.22) cho thấy, một cách tổng quát, lượng biến đổi enthalpy của không khí ẩm trong một quá trình nào đó có thể bao gồm hai thành phần là lượng biến đổi nhiệt hiện và lượng biến đổi nhiệt ẩn. Rõ ràng, lượng biến đổi nhiệt hiện của không khí ẩm hầu như chỉ phụ thuộc vào độ chênh lệch nhiệt độ giữa trạng thái 1 và 2. Trong khi đó, lượng biến đổi nhiệt ẩn có liên quan đến sự thay đổi độ chứa hơi d của không khí ẩm.

Nếu $d_1 = d_2$, lượng biến đổi enthalpy của không khí ẩm chính bằng lượng biến đổi nhiệt hiện do lượng biến đổi nhiệt ẩn bằng không. Như vậy, chỉ có những quá trình nào làm cho độ chứa hơi của không khí ẩm thay đổi thì mới có sự xuất hiện của lượng biến đổi nhiệt ẩn.

Ta chú ý các nhận xét tóm tắt sau:

- Trong một quá trình nào đó, nếu t và d cùng biến đổi thì lượng biến đổi enthalpy của không khí ẩm bao gồm hai thành phần là lượng biến đổi nhiệt hiện và lượng biến đổi nhiệt ẩn.
- Trong một quá trình nào đó, nếu t biến đổi còn d không biến đổi thì lượng biến đổi enthalpy của không khí ẩm chỉ có một thành phần là lượng biến đổi nhiệt hiện, trong trường hợp này lượng biến đổi nhiệt ẩn bằng không.
- Trong một quá trình nào đó, nếu d biến đổi còn t không biến đổi thì lượng biến đổi enthalpy của không khí ẩm chỉ có một thành phần là lượng biến đổi nhiệt ẩn, trong trường hợp này lượng biến đổi nhiệt hiện bằng không.

Cần lưu ý, trong kỹ thuật điều hòa không khí thì khái niệm nhiệt hiện và nhiệt ẩn giữ vai trò vô cùng quan trọng. Ta sẽ quay trở lại các khái niệm này trong chương *xác định phụ tải* của không gian cần điều hòa không khí.

Ví dụ 3.5

Khảo sát không khí ẩm có các trạng thái 1 và 2 được xác định bằng các thông số sau: $t_1 = 30^oC$, $\varphi_1 = 70\%$, $t_2 = 22^oC$ và $\varphi_2 = 50\%$. Xác định độ chênh lệch enthalpy, lượng biến đổi nhiệt hiện và lượng biến đổi nhiệt ẩn của không khí giữa hai trạng thái trên.

Giải

Tra bảng *'Nước và hơi nước trên đường bão hòa'* ở phần phụ lục, ta có:

$$p_{bh1} = 0{,}04241 bar \quad \text{và} \quad p_{bh2} = 0{,}026686 bar$$

Như vậy:

$p_{h1} = 0,04241 \,.\, 0,7 = 0,029687 bar$

$p_{h2} = 0,026686 \,.\, 0,5 = 0,013343 bar$

Sử dụng công thức (3.12) ta có:

$$d_1 = 0,622.\frac{0,029687}{1-0,029687} = 0,01903 kg \text{ hơi nước/kg không khí khô}$$

$$d_2 = 0,622.\frac{0,01343}{1-0,013343} = 0,008411 kg \text{ hơi nước/kg không khí khô}$$

Từ công thức (3.20):

$I_1 = 1,006.30 + 0,01903.(2500,77 + 1,84.30) = 78,82 kJ/kg$ *không khí khô*

$I_2 = 1,006.22 + 0,0084116.(2500,77 + 1,84.22) = 43,5 kJ/kg$ *không khí khô*

Như vậy, độ chênh lệch enthalpy giữa trạng thái 1 và 2 là:

$\Delta I = I_1 - I_2 = 78,82 - 43,5 = 35,32 kJ/kg$ *không khí khô*

Lượng biến đổi nhiệt hiện:

$\Delta I_h = 1,024.(30 - 22) = 8,192 kJ/kg$ *không khí khô*

Lượng biến đổi nhiệt ẩn:

$\Delta I_{\hat{a}} = 2500,77.(0,01903 - 0,0084116) = 26,55 kJ/kg$ *không khí khô*

Ta thấy có một sự sai lệch nhỏ giữa tổng $(\Delta I_h + \Delta I_{\hat{a}})$ và độ chênh lệch enthalpy ΔI. Lý do của sự sai lệch này là ta đã xem nhóm $(1,006 + 1,84.d)$ = const và lấy giá trị gần đúng của nó là $1,024 kJ/(kg.K)$.

§3.5. CÁC LOẠI ĐỒ THỊ CỦA KHÔNG KHÍ ẨM

Đồ thị của không khí ẩm là đồ thị mà ta dùng nó để tra các thông số trạng thái cần biết khi trạng thái của không khí ẩm đã được xác định. Ngoài ra, đồ thị của không khí ẩm cũng là phương tiện rất tốt để biểu diễn các quá trình đang khảo sát.

Về mặt hình thức, có thể có hai loại đồ thị là đồ thị I-d và đồ thị t-d. Mặc dù chức năng và giá trị sử dụng của hai loại đồ thị này là như nhau; tuy nhiên cũng cần nhận thấy rằng phần lớn các nước châu Âu thường sử dụng đồ thị I-d, trong khi đó các nước nói tiếng Anh như Mỹ và Úc thường sử dụng đồ thị t-d, các nước còn lại tùy theo mức độ ảnh hưởng của hai nhóm nước trên có thể sử dụng đồ thị I-d hay t-d.

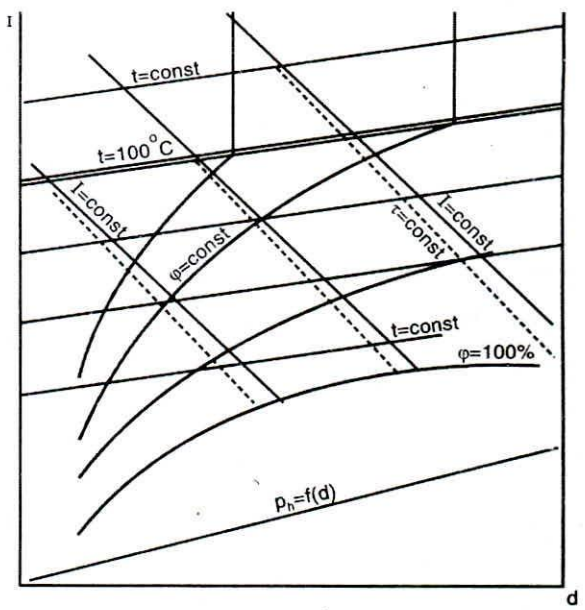
Do độ ẩm tương đối φ của không khí ẩm không thể nào lớn hơn 100%, cho nên khi nghiên cứu đồ thị của không khí ẩm ta cần xác định rõ vị trí của đường cong ứng với φ = 100% để xác định ranh giới giữa vùng có thể sử dụng được và vùng không thể sử dụng được.

3.5.1. Đồ thị I – d

Hình dạng chi tiết của đồ thị I – d được trình bày trên hình 3.4. Bằng cách sử dụng đồ thị, ta có thể tìm thấy hầu hết những thông số trạng thái quan trọng của không khí ẩm như nhiệt độ nhiệt kế khô, nhiệt độ nhiệt kế ướt, nhiệt độ đọng sương, enthalpy, độ ẩm tương đối, độ chứa hơi và phân áp suất của hơi nước có trong không khí ẩm. Cần chú ý hình dạng của các đường đặc biệt trên đồ thị I – d, cụ thể:

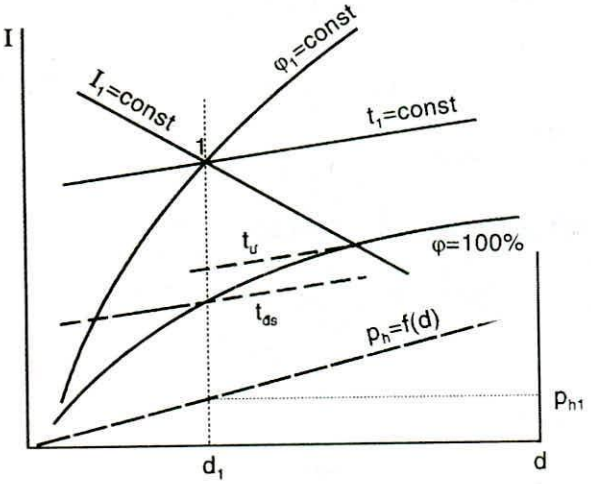
- Đường φ = const là những đường cong lồi hướng về phía trên, có xu hướng hội tụ tại gốc của đồ thị, càng đi về phía trên thì giá trị của φ càng giảm.
- Đường I = const là những đường thẳng nghiêng về phía dưới khi đi từ trái qua phải, càng đi về phía trên thì giá trị của I càng tăng.
- Đường t = const là những đường thẳng hơi nghiêng về phía trên khi đi từ trái qua phải, càng đi về phía trên thì giá trị của t càng tăng.
- Đường d = const là những đường thẳng song song với trục tung.

Thông thường, phía dưới đường φ = 100% (vùng để trống) người ta bố trí sẵn đường hỗ trợ cho việc xác định phân áp suất của hơi nước. Đường này có xu hướng nghiêng về phía trên khi đi từ trái qua phải.



Hình 3.4 *Đồ thị I – d*

Để minh họa, ta hãy khảo sát ví dụ ở hình 3.5. Giả sử trạng thái của không khí đang khảo sát được xác định bằng điểm 1. Từ đồ thị I – d ta đọc được các thông số có liên quan như độ ẩm tương đối φ_1, enthalpy I_1, nhiệt độ t_1, độ chứa hơi d_1 và phân áp suất của hơi nước p_{h1}. Để xác định nhiệt độ đọng sương t_{ds1} tương ứng với trạng thái 1, từ điểm 1 ta kẻ đường thẳng đứng hướng xuống dưới, nhiệt độ tương ứng với giao điểm giữa đường này và đường cong $\varphi = 100\%$ chính là nhiệt độ đọng sương t_{ds1} cần tìm. Trong khi đó, như đã trình bày ở mục 3.4.7, việc xác định nhiệt độ nhiệt kế ướt $t_{ư1}$ sẽ được tiến hành qua trung gian của đường đẳng enthalpy. Từ 1 ta kẻ đường I = const, nhiệt độ tương ứng với giao điểm giữa đường này và đường cong $\varphi = 100\%$ chính là nhiệt độ nhiệt kế ướt $t_{ư1}$ cần tìm. Để chính xác hơn, từ 1 ta nên kẻ theo đường nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt. Tuy nhiên, do thực tế đường nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt và đường đẳng enthalpy gần như song song với nhau cho nên kết quả giữa hai cách không khác nhau nhiều.



Hình 3.5

Cần lưu ý rằng, đồ thị I – d thường được xây dựng ứng với một giá trị cụ thể của áp suất khí quyển, ví dụ ứng với áp suất khí quyển $p_o = 101{,}3kPa$. Do đó, nếu áp suất của không khí ẩm đang khảo sát không giống với áp suất p_o khi xây dựng đồ thị thì việc tra số liệu từ đồ thị sẽ dẫn đến một số sai lệch nhất định. Thông thường, trong các phép tính của kỹ thuật điều hòa không khí thì ta có thể bỏ qua những sai lệch đã nói. Tuy nhiên, khi cần thiết phải hiệu chỉnh thì ta phải lưu ý những tính toán dưới đây:

$$d = 0{,}622.\frac{p_h}{p_o - p_h} = 0{,}622.\frac{\varphi.p_{bh}}{p_o - \varphi.p_{bh}}$$

$$d = 0{,}622.\frac{\left(\frac{\varphi}{p_o}\right).p_{bh}}{1 - \left(\frac{\varphi}{p_o}\right).p_{bh}}$$

Từ đó:

$$\left(\frac{\varphi}{p_o}\right) = \frac{d}{622.p_{bh} + d.p_{bh}} \tag{3.23}$$

Ta đã biết, áp suất bão hòa p_{bh} chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ, do vậy nếu nhiệt độ và độ chứa hơi không thay đổi thì tỉ số (φ/p_o) cũng không thay đổi. Kết luận nói trên cho phép ta sử dụng đồ thị I – d ứng với áp suất khí quyển p_o cho các trường hợp áp suất của không khí ẩm đang khảo sát là p'_o không giống p_o. Cụ thể, giả sử không khí ẩm đang khảo sát có nhiệt độ t và độ chứa hơi d, khi tra đồ thị đã nói ta đọc được độ ẩm tương đối là φ. Gọi φ' là độ ẩm thực sự của không khí ẩm đang khảo sát, ta có:

$$\left(\frac{\varphi}{p_o}\right) = \left(\frac{\varphi'}{p'_o}\right)$$

Do đó:

$$\varphi' = p'_o.\left(\frac{\varphi}{p_o}\right) \tag{3.24}$$

3.5.2. Đồ thị t – d

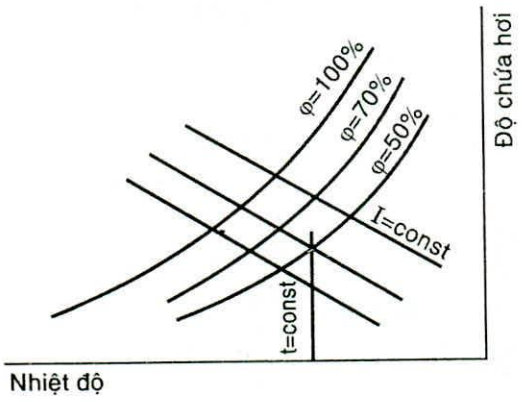
Như đã nói, chức năng và giá trị sử dụng của đồ thị t – d cũng giống như chức năng và giá trị sử dụng của đồ thị I – d. Tuy nhiên, trong lãnh vực điều hòa không khí, đồ thị t – d được sử dụng phổ biến hơn. Lý do của nhận xét này có thể là:

- Đồ thị t-d rất thuận tiện để biểu diễn các thành phần biến đổi *nhiệt ẩn* và *nhiệt hiện* của không khí ẩm trong kỹ thuật điều hòa không khí, đặc biệt cũng rất thuận tiện để xác định *nhiệt độ nhiệt kế ướt* và *nhiệt độ đọng sương* của không khí ẩm.
- Trên thị trường, các thiết bị điều hòa không khí phần lớn được sản xuất bởi những nước nói tiếng Anh, hoặc từ những nước chịu ảnh hưởng của các nước này.

Hình 3.6 trình bày cấu trúc cơ bản của đồ thị t – d. Từ hình vẽ, ta thấy trục hoành biểu thị nhiệt độ nhiệt kế khô t, trục tung biểu thị độ chứa hơi d. Cần hết sức lưu ý, do cách bố trí đồ thị có vẻ không thuận (trục tung thường được bố trí bên phải của đồ thị) cho nên khi sử dụng cần ghi nhận rõ ràng chiều biến đổi của t và d trên các trục của đồ thị, nhất là chiều biến đổi của t. Chiều tăng của t là chiều đi từ trái qua phải.

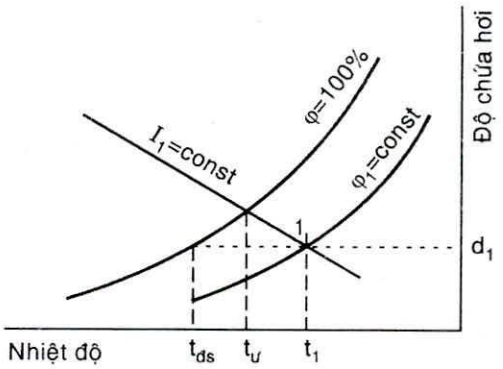
Trên đồ thị t – d, các đường đặc biệt có hình dạng như sau:

- Đường φ = const là những đường cong lồi hướng về phía dưới, có xu hướng hội tụ tại góc dưới bên trái của đồ thị, càng đi về phía dưới thì giá trị của φ càng giảm.
- Đường I = const là những đường thẳng nghiêng về phía dưới khi đi từ trái qua phải, càng đi về phía trên thì giá trị của I càng tăng.
- Đường t = const là những đường thẳng đứng với giá trị tăng dần khi đi từ trái qua phải. Ở một số đồ thị, đường t = const có thể không hoàn toàn thẳng đứng mà hơi nghiêng một chút.
- Đường d = const là những đường thẳng song song với trục hoành. Ở một số đồ thị, đường d = const có thể không hoàn toàn nằm ngang mà hơi nghiêng một chút.



Hình 3.6 *Đồ thị t – d*

Để minh họa cách sử dụng đồ thị t – d và hiểu rõ hình dạng của những đường đặc biệt có liên quan, ta hãy khảo sát ví dụ ở hình 3.7. Gọi 1 là trạng thái của không khí ẩm đang khảo sát, ta có thể đọc được các giá trị enthalpy I_1, nhiệt độ t_1, độ chứa hơi d_1, độ ẩm tương đối φ_1 như cách minh họa trên hình vẽ.



Hình 3.7

Trên đồ thị t-d, cách xác định nhiệt độ đọng sương và nhiệt độ nhiệt kế ướt cũng tương tự như cách đã trình bày ở trên nhưng có vẻ thuận tiện hơn:

- Từ trạng thái không khí ẩm đang khảo sát, ta kẻ đường thẳng song song với đường d = const. Xác định giao điểm giữa đường này với đường φ = 100%, nhiệt độ tương ứng với điểm này chính là nhiệt độ đọng sương cần tìm.
- Từ trạng thái không khí ẩm đang khảo sát, ta kẻ đường thẳng song song với đường I = const. Xác định giao điểm giữa đường này với đường φ = 100%, nhiệt độ tương ứng với điểm này chính là nhiệt độ nhiệt kế ướt cần tìm.

Bằng cách biểu diễn trên đồ thị, ta thấy rõ khi không khí ẩm bão hòa thì $t_{ds} = t_{ư} = t$, còn khi không khí ẩm chưa bão hòa thì $t_{ds} < t_{ư} < t$.

Để thuận tiện cho việc sử dụng, trên một số đồ thị I – d và t – d, đặc biệt là đồ thị I-d, có khi người ta còn trình bày các đường biểu diễn tỉ số $\varepsilon = \Delta I/\Delta d$. Ta gọi ε là tỉ số độ sai biệt giữa enthalpy và độ chứa hơi. Ta viết được:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1}, \; kJ/kg \; hơi \; nước \tag{3.25}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_a(I_2 - I_1)}{\dot{m}_a(d_2 - d_1)} = \frac{Q}{W} \tag{3.26}$$

Trong đó:

$\dot{m}_a$ - lưu lượng không khí khô tương ứng với quá trình đang khảo sát, *kg không khí khô/s*

I_1, d_1, I_2, d_2 - enthalpy và độ chứa hơi của không khí ẩm đang khảo sát ứng với các trạng thái 1 và 2

Q - nhiệt lượng trao đổi của không khí trong một giây, *kW*

W - lượng ẩm trao đổi trong một giây, *kg hơi nước/s*

Ví dụ 3.6

Không khí ẩm có nhiệt độ t = 25^oC và d = 12*gam hơi nước/kg không khí khô*. Hãy dùng đồ thị t – d để xác định enthalpy, độ ẩm tương đối, nhiệt độ đọng sương và nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí ẩm.

Giải

Trước hết ta cần phải xác định rõ trạng thái đã cho của không khí ẩm trên đồ thị t – d. Trạng thái đó được ký hiệu là 1, điểm 1 là giao điểm của đường thẳng đứng ứng với t = 25^oC và đường nằm ngang có d = 12*gam hơi nước/kg không khí khô*. Đường đẳng enthalpy đi qua điểm 1 có giá trị là:

$$I_1 = 55{,}6 kJ/kg \text{ không khí khô}$$

Đường cong có độ ẩm không đổi đi qua điểm 1 là: $\varphi_1 = 60{,}5\%$

Nhiệt độ đọng sương là: $t_{ds1} = 16{,}8^oC$

Nhiệt độ nhiệt kế ướt là: $t_{u1} = 19{,}42^oC$

§3.6. XÁC ĐỊNH ĐỘ ẨM TƯƠNG ĐỐI BẰNG CẶP NHIỆT KẾ KHÔ - ƯỚT

Độ ẩm tương đối là một trong các thông số quan trọng dùng để xác định trạng thái của không khí ẩm. Tuy nhiên, cho đến hiện nay, các dụng cụ dùng để đo trực tiếp độ ẩm tương đối của không khí ẩm thường có độ chính xác không cao lắm. Chỉ những dụng cụ đo đắt tiền mới đáng tin cậy. Chính vì vậy, nên tìm hiểu phương pháp đo gián tiếp độ ẩm tương đối bằng cặp nhiệt kế khô - ướt, có thể xem đây là phương pháp đo bổ sung để sử dụng khi cần thiết. So với các phương pháp đo trực tiếp khác, phương pháp này có tính nhiệt động cao hơn, có độ chính xác chấp nhận được và dụng cụ đo cũng khá đơn giản.

Về nguyên tắc, trong trường hợp không thuận lợi thì có thể chỉ cần dùng một nhiệt kế. Nếu sử dụng hai nhiệt kế thì nên chọn loại giống nhau và nên cân chỉnh *số chỉ* lúc ban đầu. Trong trường hợp này, để tạo ra nhiệt kế ướt (Wet-bulb Thermometer), người ta dùng một miếng vật liệu có tính thấm ướt tốt để bọc bầu nhiệt kế và duy trì độ ẩm ướt bằng cách nhúng một phần miếng vật liệu đó vào nơi chứa nước. Ta gọi nhiệt độ chỉ bởi nhiệt kế ướt là nhiệt độ nhiệt kế ướt (Wet-bulb Temperature). Các nghiên cứu thực nghiệm cho thấy, để giá trị của nhiệt độ nhiệt kế ướt có thể chấp nhận được thì tốc độ gió thổi ngang qua miếng vật liệu thấm ướt nên khoảng từ 2,5*m/s* đến 5*m/s*. Ta gọi nhiệt kế ở tình trạng bình thường, không bọc miếng vật liệu ướt, là nhiệt kế khô (Dry-bulb Thermometer). Giá trị nhiệt độ chỉ bởi nhiệt kế khô được gọi là nhiệt độ nhiệt kế khô (Dry-bulb Temperature).

Trên cơ sở nhiệt độ nhiệt kế khô t và nhiệt độ nhiệt kế ướt t_u ghi nhận được, ta có thể gián tiếp xác định độ ẩm tương đối bằng phương pháp đồ thị tuần tự theo các bước sau:

- Kẻ đường t_u = const, tìm giao điểm của đường này với đường φ = 100%.
- Từ giao điểm này ta kẻ đường I = const, giao điểm của đường này với đường t = const là trạng thái không khí ẩm đang khảo sát.
- Tìm đường φ = const đi qua trạng thái nói trên, giá trị tương ứng của φ là độ ẩm tương đối cần xác định.

Trong một số trường hợp, nhất là trong trường hợp tính toán bằng máy tính, có thể sử dụng các công thức dưới đây để xác định độ ẩm tương đối φ [7]:

$$\varphi = \frac{p_{sw} - p_m}{p_{sd}} \tag{3.27}$$

$$p_m = p.\left(\frac{T_{db} - T_{wb}}{1514}\right).\left(1 + \frac{T_{wb} - 273,2}{873}\right) \tag{3.28}$$

$$p_s(T) = p_c.10^{K(1-T_c/T)} \tag{3.29}$$

$$K = 4,39553 - 6,2442.\left(\frac{T}{1000}\right) + 9,953.\left(\frac{T}{1000}\right)^2 - 5,151.\left(\frac{T}{1000}\right)^3 \tag{3.30}$$

Trong đó:

p_{sw} - áp suất bão hòa của hơi nước ứng với nhiệt độ nhiệt kế ướt, *bar*

p_{sd} - áp suất bão hòa của hơi nước ứng với nhiệt độ nhiệt kế khô, *bar*

p_m - giá trị áp suất trung gian, thể hiện ảnh hưởng của sự sai lệch giữa nhiệt độ nhiệt kế khô và nhiệt độ nhiệt kế ướt, *bar*

$p_s(T)$ - áp suất bão hòa tương ứng của hơi nước ứng với nhiệt độ T, *bar*

p - áp suất của không khí ẩm đang khảo sát, *bar*

T_{db} và T_{wb} - nhiệt độ nhiệt kế khô và nhiệt độ nhiệt kế ướt, *K*

p_c - áp suất tới hạn của nước, $p_c = 221 bar$

T_c - nhiệt độ tới hạn của nước, $T_c = 647,3K$

T - nhiệt độ khảo sát, *K*

Ví dụ 3.7

Tính độ ẩm tương đối của không khí ẩm ứng với trạng thái có nhiệt độ nhiệt kế khô t = 30^oC và nhiệt độ nhiệt kế ướt $t_u = 27^oC$. Cho biết áp suất của không khí ẩm đang khảo sát là $101,3kPa$.

Giải

Đầu tiên ta phải tính các áp suất bão hòa của hơi nước tương ứng với nhiệt độ nhiệt kế khô và nhiệt độ nhiệt kế ướt. Từ công thức (3.29) và (3.30) ta có:

- Khi T = 303,15*K*: ta có K = 3,2737766 và p_s = 0,0424471555*bar*
- Khi T = 300,15*K*: ta có K = 3,2787136 và p_s = 0,035667301*bar*

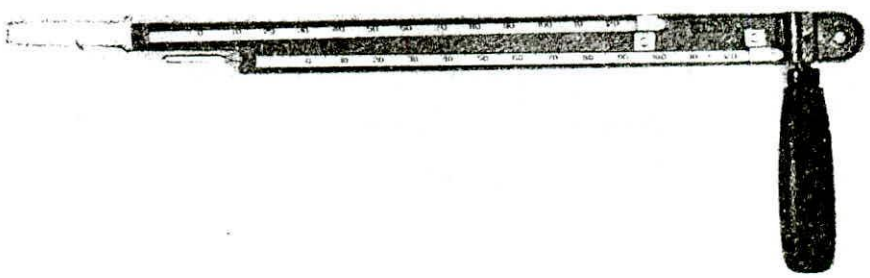
Áp suất trung gian được tính theo công thức (3.28):

$$p_m = p.\left(\frac{303,15-300,15}{1514}\right).\left(1+\frac{300,15-273,2}{873}\right) = 0,0020692309bar$$

Từ công thức (3.27), độ ẩm tương đối của không khí ẩm đang khảo sát có giá trị là:

$$\varphi = \frac{p_{sw} - p_m}{p_{sd}} = \frac{0,035667301-0,0020692309}{0,0424471555} = 79,152\%$$

Phương pháp sử dụng hai nhiệt kế như đã mô tả ở trên có thể sử dụng được trong thực tế, ở những trường hợp không cần độ chính xác cao. Tuy nhiên, với các thí nghiệm mang tính nghiên cứu, người ta sử dụng cặp nhiệt kế khô - ướt chuyên dùng được thiết kế đặc biệt để có thể ghi nhận chính xác hơn giá trị nhiệt độ nhiệt kế ướt. Hình 3.8 trình bày sơ bộ cấu tạo của dụng cụ đo này, ta gọi đó là cặp nhiệt kế khô - ướt loại quay (*Sling Psychrometer*). Ở dụng cụ đo này ta thấy người ta có bố trí tay quay, mục đích của việc thiết kế tay quay là để chủ động tạo ra sự chuyển động tương đối giữa không khí và bầu nhiệt kế ướt theo yêu cầu về tốc độ như đã nêu ở trên.



Hình 3.8 *Cặp nhiệt kế khô – ướt loại quay*

Như đã rõ, lượng ẩm bay ra từ bầu nhiệt kế ướt phản ánh trực tiếp giá trị nhiệt độ nhiệt kế ướt. Chính vì vậy, cần nghiên cứu cách xác định lượng ẩm bay ra từ bầu nhiệt kế ướt. Có thể xác định lượng ẩm đó bằng công thức sau:

$$W_{â} = \beta'.(p_{sw} - p_h).101,3.10^3.F/p_o \quad (3.31)$$

Khi quá trình đã ổn định, nhiệt lượng cần thiết cho quá trình bay hơi được lấy từ không khí bao xung quanh bầu nhiệt kế ướt và được tính bằng công thức sau:

$$Q = \alpha.(t - t_ư).F \quad (3.32)$$

Trong đó:

β' - hệ số trao đổi chất, $kg/(s.m^2.Pa)$

p_{sw} - áp suất bão hòa của hơi nước ứng với nhiệt độ nhiệt kế ướt $t_ư$, Pa

p_h - phân áp suất của hơi nước có trong không khí ẩm, Pa

F - diện tích bề mặt của bầu nhiệt kế ướt (ta giả sử toàn bộ diện tích này được làm ướt), m^2

p_o - áp suất khí quyển, Pa

α - hệ số tỏa nhiệt đối lưu, $W/(m^2.K)$

Khi quá trình bay hơi đã ổn định thì lượng nhiệt ẩn tương ứng với số lượng ẩm Wâ đã nói có giá trị bằng:

$$Q' = W_{â}.r \quad (3.33)$$

Nói chung, có thể xem Q = Q', lúc đó ta có:

$$\alpha.(t - t_ư).F = r.\beta'.(p_{sw} - p_h).101,3.10^3.F/p_o$$

Từ đó:

$$p_{sw} - p_h = A.(t - t_ư).p_o \quad (3.34)$$

Trong đó, ta đặt: $A = \alpha/(r.\beta'.101,3.10^3)$ và gọi là *hệ số ẩm*, nó phụ thuộc nhiều vào tốc độ gió trong khu vực đang khảo sát và được tính gần đúng.theo công thức sau:

$$A = (65 + \frac{6,75}{V}).10^{-5} \quad (3.35)$$

Ở đây:

V - tốc độ gió ở lân cận bầu nhiệt kế ướt, *m/s*

Từ công thức (3.34), có thể xác định công thức tính phân áp suất của hơi nước có trong không khí ẩm đang khảo sát như sau:

$$p_h = p_{sw} - A.(t - t_{ư}).p_o \tag{3.36}$$

Như vậy, trên cơ sở phương trình (3.7) và (3.36), ta có thể tính độ ẩm tương đối φ theo nhiệt độ nhiệt kế khô và nhiệt độ nhiệt kế ướt. Phương pháp này thích hợp cho các tính toán trên máy tính. Cần chú ý rằng, giá trị áp suất p_{bh} hoàn toàn không phụ thuộc vào áp suất khí quyển. Trong điều kiện thường gặp của kỹ thuật điều hòa không khí, ta có thể chọn $A = 6{,}66.10^{-4}.K^{-1}$.

Từ những điều đã trình bày ở các mục 3.4.7, 3.5.2 và 3.6; rõ ràng ta thấy khi độ chênh lệch $\Delta t = t - t_{ư}$ càng lớn thì độ ẩm tương đối φ càng nhỏ, và ngược lại. Khi không khí bão hòa, tức $\varphi = 100\%$, thì $t = t_{ư}$.

§3.7. MỘT SỐ CÔNG THỨC GẦN ĐÚNG KHÁC

Để thuận tiện khi tính toán các quá trình của không khí ẩm trên máy tính, có thể lưu ý thêm các công thức gần đúng được trình bày dưới đây.

- Nếu quá trình có độ chứa hơi không đổi:

$$\frac{\Delta t}{\Delta I} = 0{,}98 \tag{3.37}$$

- Nếu quá trình có enthalpy không đổi:

$$\frac{\Delta t}{\Delta d} = 2{,}45 \tag{3.38}$$

- Nếu quá trình có nhiệt độ không đổi:

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} = 2{,}53 \tag{3.39}$$

- Quá trình trao đổi nhiệt và ẩm đa biến:

$$\frac{\Delta t}{\Delta I} = 0{,}98 - \frac{2{,}45}{\varepsilon} \tag{3.40}$$

Ở đây:

Δt - độ biến đổi nhiệt độ trong quá trình khảo sát, ^oC

ΔI - độ biến đổi enthalpy trong quá trình khảo sát, *kJ/kg không khí khô*

Δd - độ biến đổi độ chứa hơi trong quá trình khảo sát, *gam hơi nước/kg không khí khô*

ε - tỉ số độ sai biệt giữa enthalpy và độ chứa hơi, *kJ/gam hơi nước*.

Trong kỹ thuật điều hòa không khí, có một số quá trình làm cho độ ẩm tương đối của không khí ở đầu ra đạt rất gần giá trị 100% (ví dụ quá trình *làm mát có tách ẩm* ở các AHU và FCU), trong những trường hợp như vậy ta có thể dùng các công thức sau:

$$I = A + B.t \tag{3.41}$$

$$I = C + D.d \tag{3.42}$$

Đơn vị của I, t và d trong các công thức trên lần lượt là *kJ/kg không khí khô*, ^oC và *gam hơi nước/kg không khí khô*. Tất nhiên, đây là những thông số trạng thái của không khí ẩm rất gần trạng thái bão hòa mà ta muốn tính.

Bảng 3.3 dưới đây trình bày các hệ số A, B, C, D trong các công thức (3.41) và (3.42). Cần chú ý, các số liệu này được xây dựng ứng với áp suất khí quyển là 101,3*kPa*.

Bảng 3.3

φ, %	Giá trị của các hệ số A, B, C và D ứng với các khoảng nhiệt độ khác nhau		
	t = 0^oC đến 10^oC	t = 10^oC đến 20^oC	t = 20^oC đến 30^oC
90	A = 8,60 B = 1,88 C = –9,66 D = 5,37	A = 1,40 B = 2,60 C = –1,3 D = 4,16	A = –24,4 B = 3,89 C = 7,11 D = 3,52
95	A = 9,1 B = 1,94 C = –9,77 D = 5,17	A = 1,5 B = 2,7 C = –1,32 D = 4,03	A = –25,5 B = 4,05 C = 6,29 D = 3,49
100	A = 9,5 B = 1,98 C = –9,8 D = 5,08	A = 1,3 B = 2,8 C = –1,27 D = 3,97	A = –28,1 B = 4,27 C = 7,15 D = 3,4

§3.8. MỘT SỐ THUẬT NGỮ

Để tiến hành khảo sát các bài toán trong kỹ thuật điều hòa không khí, ta cần phải làm rõ một số thuật ngữ mà trong quá trình tính toán thiết kế hệ thống điều hòa không khí có thể ta phải sử dụng đến.

3.8.1. Hệ số SHF

Khảo sát quá trình biến đổi trạng thái của không khí ẩm từ trạng thái ban đầu 1 đến trạng thái cuối 2, rõ ràng tổng các biến đổi nhiệt hiện và nhiệt ẩn của không khí ẩm chính là lượng thay đổi enthalpy của không khí ẩm đang khảo sát. Thông thường ta sử dụng các ký hiệu sau:

SHF: hệ số nhiệt hiện (Sensible Heat Factor)

SH: lượng biến đổi nhiệt hiện (Sensible Heat)

LH: lượng biến đổi nhiệt ẩn (Latent Heat)

TH: lượng biến đổi nhiệt tổng (Total Heat), hay lượng biến đổi enthalpy của không khí ẩm, đây chính là tổng của SH và LH.

Ta định nghĩa hệ số SHF như sau:

$$SHF = \frac{SH}{TH} = \frac{SH}{SH + LH} \tag{3.43}$$

$$SHF = \frac{1,024.(t_2 - t_1)}{I_2 - I_1} \tag{3.44}$$

Ở đây:

t_1, t_2 - nhiệt độ của không khí ở đầu và cuối quá trình, ^oC

I_1, I_2 - enthalpy của không khí ở đầu và cuối quá trình, *kJ/kg không khí khô*

3.8.2. Hệ số RSHF

Giả sử tổng phụ tải nhiệt RTH (Room Total Heat) của không gian cần điều hòa đã được xác định, lúc đó ta gọi:

RSH: phụ tải nhiệt hiện của không gian cần điều hòa (Room Sensible Heat)

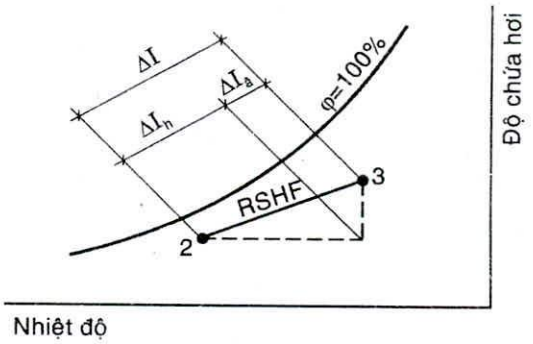
RLH: phụ tải nhiệt ẩn của không gian cần điều hòa (Room Latent Heat)

RSHF: hệ số nhiệt hiện của không gian cần điều hòa (Room Sensible Heat Factor)

Theo đó, hệ số RSHF được định nghĩa như sau:

$$RSHF = \frac{RSH}{RTH} = \frac{RSH}{RSH + RLH} \tag{3.45}$$

Trên đồ thị t – d ở hình 3.9, nếu gọi 2 và 3 lần lượt là trạng thái của không khí cấp vào không gian cần điều hòa và trạng thái của không khí cần duy trì trong không gian cần điều hòa, khi đó đoạn 2–3 được gọi là đường RSHF.



Hình 3.9

Việc xác định đường RSHF có thể được thực hiện theo nhiều cách khác nhau. Tuy nhiên, quan trọng nhất vẫn là làm thế nào để có thể nhanh chóng xác định được độ nghiêng của đường này trên các loại đồ thị của không khí ẩm. Thông thường, ở các đồ thị loại t – d, người ta đã thiết lập sẵn phương tiện để chúng ta có thể thực hiện yêu cầu này.

Quan sát đồ thị t – d trình bày trong phần phụ lục, ta chú ý điểm đánh dấu tròn tại vị trí có $t = 24^oC$ và $\varphi = 50\%$, ta gọi điểm này là *điểm cơ sở*. Ngoài ra, song song với trục biểu diễn độ chứa hơi, ta thấy có một trục thứ hai biểu diễn các giá trị khác nhau của hệ số nhiệt hiện SHF (Sensible Heat Factor).

Ví dụ 3.8 dưới đây sẽ minh họa cách sử dụng phối hợp thang chia SHF và điểm cơ sở. Cần chú ý rằng, ở một số đồ thị t – d khác thì thang chia SHF có thể được trình bày ở góc trái về phía bên dưới của ẩm đồ, điểm cơ sở cũng có thể được chọn ở một vị trí không giống như vị trí mà ta đã chỉ ra ở trên.

Ví dụ 3.8

Khảo sát không gian cần điều hòa không khí có phụ tải nhiệt hiện là $16kW$ và phụ tải nhiệt ẩn là $4kW$. Cho biết không khí cấp vào không gian đó có trạng thái được xác định bởi $t = 16^oC$ và $\varphi = 90\%$. Biểu diễn cách xác định đường RSHF trên đồ thị t – d.

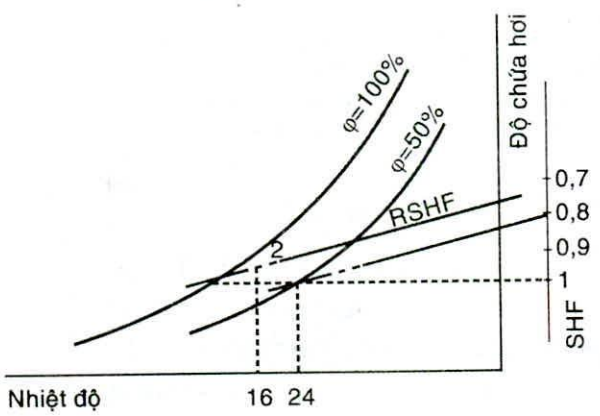
Giải

Trong trường hợp này, hệ số RSHF có giá trị là:

$$RSHF = \frac{16}{16+4} = 0,8$$

Trên thang chia SHF của đồ thị t – d, ta xác định vị trí tương ứng với giá trị 0,8 và nối điểm này với *điểm cơ sở*, như vậy ta được một đoạn thẳng có độ nghiêng tương ứng với SHF = 0,8. Cần phải hiểu rõ, trên đồ thị t – d, bất cứ quá trình nào song song với đoạn thẳng này cũng đều có SHF = 0,8.

Với những thông số đã cho của đề bài, ta có thể xác định được điểm 2 biểu diễn trạng thái của không khí cấp vào không gian cần điều hòa. Kẻ đường thẳng đi qua điểm 2 và song song với đoạn thẳng vừa vẽ ở trên thì ta sẽ xác định được đường RSHF mong muốn.



Hình 3.10

Hình 3.10 minh họa cách xây dựng đường RSHF của ví dụ này.

3.8.3. Hệ số GSHF

Gọi 1 và 2 lần lượt là trạng thái của không khí đi vào và đi ra khỏi dàn lạnh (hoặc AHU, FCU, PAU, FAU). Ta có:

$$Q = \dot{m}.(I_1 - I_2) = \dot{m}.\Delta I_h + \dot{m}.\Delta I_{\hat{a}}$$

Trong đó:

Q - năng suất của dàn lạnh (Grand Total Heat, GTH), *kW*

$\dot{m}$ - lưu lượng không khí qua dàn lạnh, *kg/s*

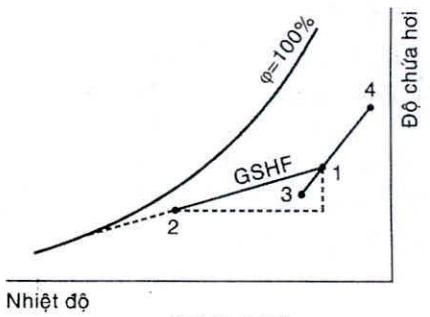
$\dot{m}.\Delta I_h$ - lượng biến đổi nhiệt hiện của dòng không khí (Total Sensible Heat), *kW*

$\dot{m}.\Delta I_{\hat{a}}$ - lượng biến đổi nhiệt ẩn của dòng không khí (Total Latent Heat), *kW*

Ta định nghĩa hệ số GHSF như sau:

$$GHSF = \frac{TSH}{GTH} = \frac{\dot{m}.\Delta I_h}{\dot{m}.\Delta I_h + \dot{m}.\Delta I} \quad (3.46)$$

Trên đồ thị t – d ở hình 3.11, giả sử 1 là trạng thái của điểm hòa trộn giữa không khí ngoài trời (trạng thái 4) và không khí cần duy trì trong không gian cần điều hòa (trạng thái 3), ta gọi đoạn thẳng nối điểm 1 với điểm 2 là đường GSHF. Cách xác định đường GSHF trên đồ thị t – d cũng tương tự như cách đã trình bày trong ví dụ 3.8.

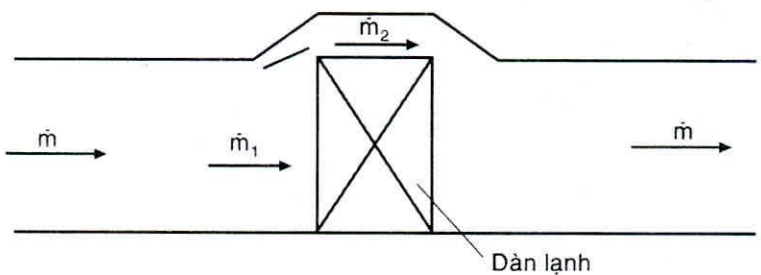


Hình 3.11

3.8.4. Hệ số đi vòng BF

Khái niệm về hệ số đi vòng BF (Bypass Factor) có thể được hiểu theo *hai* cách khác nhau. Tuy nhiên, để dễ nắm bắt khái niệm này chúng ta hãy khảo sát sơ đồ mô tả ở hình 3.12.

Gọi $\dot{m}$ là lưu lượng tổng của không khí đi vào dàn lạnh. Do nhiều lý do kỹ thuật khác nhau, có thể lưu lượng không khí $\dot{m}_1$ trực tiếp đi qua dàn lạnh sẽ nhỏ hơn $\dot{m}$, như vậy sẽ có lưu lượng không khí $\dot{m}_2 = \dot{m} - \dot{m}_1$ đi vòng qua dàn lạnh. Thông thường, việc sử dụng sơ đồ ở hình 3.12 nhằm kiểm soát tốt hơn trạng thái của không khí ở đầu ra của dàn lạnh để phù hợp với những biến động về phụ tải.



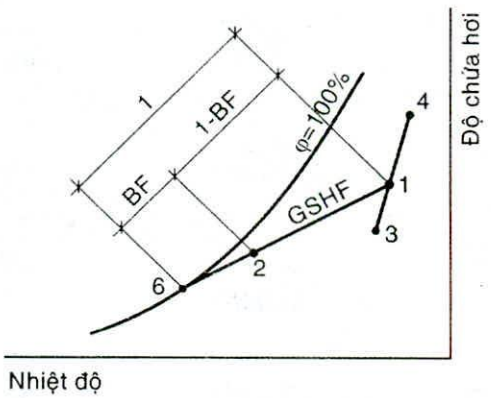
Hình 3.12

Ta đặt:

$$BF = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}} \quad (3.47)$$

Hệ số BF trong công thức (3.47) được gọi là *hệ số đi vòng*, đó chính là tỉ số giữa lưu lượng không khí không trực tiếp đi qua dàn lạnh (đi vòng qua dàn lạnh) so với toàn bộ lưu lượng không khí lúc đi vào dàn lạnh.

Trong thực tế của kỹ thuật điều hòa không khí, việc ứng dụng hệ số đi vòng BF có thể được hiểu theo một cách khác. Như đã biết, khi không khí đi qua dàn lạnh (hay FCU, AHU, PAU, FAU) để tiến hành quá trình làm mát có tách ẩm thì không khí ở đầu ra *không thể* có độ ẩm 100%, mà chỉ có thể rất gần 100% mà thôi. Lý do của hiện tượng này được hiểu tương tự như sơ đồ trình bày ở hình 3.12, trong đó – do cấu tạo của thiết bị, nhất là các bộ trao đổi nhiệt loại ống-cánh – ta xem như phần lớn không khí có thể tiếp xúc trực tiếp với bề mặt của thiết bị (lưu lượng $\dot{m}_1$), bộ phận không khí còn lại được xem như đi vòng qua thiết bị (lưu lượng $\dot{m}_2$) và do đó không hề bị biến đổi trạng thái (do không tiếp xúc với bề mặt của thiết bị). Như vậy, trạng thái 2 của không khí ở đầu ra chính là kết quả hòa trộn giữa không khí bão hòa 6 (trực tiếp tiếp xúc với bề mặt của thiết bị) và không khí đi vòng qua thiết bị (trạng thái 1). Hình 3.13 mô tả quá trình trên.



Hình 3.13

Nếu viết phương trình cân bằng năng lượng ở đầu ra của thiết bị, ta có:

$$\dot{m} . I_2 = \dot{m}_1 . I_6 + \dot{m}_2 . I_1$$

Sử dụng hệ số BF ở công thức (3.47), ta được:

$$\dot{m} . I_2 = \dot{m} (1 - BF) . I_6 + \dot{m} . BF . I_1$$

$$I_2 = (1 - BF) . I_6 + BF . I_1$$

Từ đó:

$$BF = \frac{I_2 - I_6}{I_1 - I_6} \qquad (3.48)$$

Tương tự, ta có thể viết:

$$BF = \frac{d_2 - d_6}{d_1 - d_6} \qquad (3.49)$$

$$BF = \frac{t_2 - t_6}{t_1 - t_6} \tag{3.50}$$

Hệ số (1 – BF) biểu diễn tỉ lệ không khí đi qua dàn lạnh có tiếp xúc với bề mặt của dàn lạnh và được gọi là *hệ số tiếp xúc*. Ta cũng có thể chứng minh được:

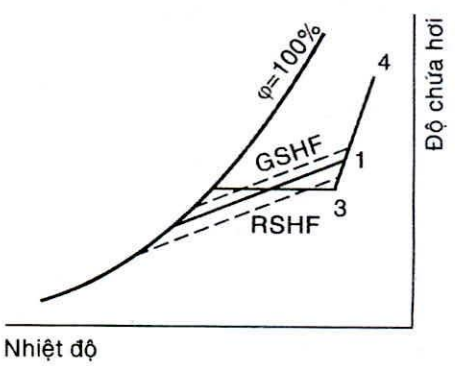
$$1 - BF = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_6} \tag{3.51}$$

$$1 - BF = \frac{d_1 - d_2}{d_1 - d_6} \tag{3.52}$$

$$1 - BF = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_6} \tag{3.53}$$

Có thể thấy rõ rằng, việc tăng hay giảm số lượng cánh có trên 1*m* chiều dài ống của dàn lạnh (hay của FCU, AHU, PAU, FAU) sẽ ảnh hưởng đến hệ số đi vòng BF nhiều hơn so với sự thay đổi tốc độ của không khí đi qua dàn lạnh.

Ứng với một dàn lạnh cụ thể nào đó, khi không thay đổi lưu lượng không khí và khi đã xác định trạng thái không khí ở bên ngoài cũng như ở bên trong không gian cần điều hòa, lúc đó các đường RSHF và GSHF cũng được xác định. Nếu phụ tải thay đổi, có thể trạng thái không khí và lưu lượng không khí cần cấp vào sẽ bị thay đổi, lúc đó ta thấy vị trí của các đường RSHF và GSHF cũng sẽ bị biến đổi. Hình 3.14 trình bày sự biến đổi này.



Hình 3.14

Như vậy, việc thay đổi lưu lượng không khí đi qua dàn lạnh sẽ làm biến đổi hệ số đi vòng BF, từ đó dẫn đến sự thay đổi vị trí tương đối giữa GSHF và RSHF, làm cho nhiệt độ không khí vào/ra thiết bị và *nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị* (điểm 6, hình 3.13) cũng bị thay đổi theo.

Từ hình 3.14, ta thấy trạng thái của không khí được cấp vào không gian cần điều hòa cũng thay đổi, nhưng sẽ cnạy dọc theo đường GSHF.

Việc xác định hệ số đi vòng BF có ảnh hưởng đến chi phí đầu tư và phí tổn vận hành hệ thống. Bảng 3.4 dưới đây trình bày một số giá trị của hệ

số BF trong một vài trường hợp ứng dụng khác nhau, đây là các giá trị có thể tham khảo khi tính toán phụ tải lạnh của hệ thống.

Bảng 3.4

Hệ số BF	Đặc điểm của trường hợp ứng dụng	Loại không gian
0,3 – 0,5	Tổng phụ tải nhỏ, thành phần nhiệt ẩn hơi lớn	Nhà ở
0,2 – 0,3	Tổng phụ tải tương đối nhỏ, hệ số SHF bé	Nhà ở, cửa hàng, phân xưởng nhỏ
0,1 – 0,2	Các ứng dụng trong điều hòa không khí điển hình	Cửa hàng, ngân hàng, phân xưởng
0,05 – 0,1	Ứng dụng cho trường hợp có thành phần phụ tải nhiệt hiện khá lớn hoặc cần lượng không khí tươi nhiều	Văn phòng làm việc, cửa hàng, nhà hàng, phân xưởng
0 – 0,1	Chỉ sử dụng không khí tươi	Bệnh viện, phòng ở

Bảng 3.5 trình bày các giá trị tham khảo của hệ số đi vòng BF theo số hàng ống và tốc độ chuyển động của không khí đi qua dàn lạnh. Cần lưu ý, khái niệm số hàng ống mà ta đề cập trong bảng chính là số hàng ống dọc theo chiều chuyển động của dòng không khí. Bảng 3.5 đưa ra các số liệu BF ứng với hai trường hợp:

- Trường hợp thứ nhất ta xem như có khoảng 315*cánh/m chiều dài ống.*
- Trường hợp thứ hai ta xem như có 550*cánh/m chiều dài ống.*

Trong cả hai trường hợp thì tốc độ không khí đi qua dàn lạnh khoảng từ 1,5 – 3,5*m/s*.

Bảng 3.5

Số hàng ống theo chiều chuyển động của dòng không khí	Hệ số BF	
	Trường hợp thứ nhất	Trường hợp thứ hai
2	0,42 – 0,55	0,22 – 0,38
3	0,27 – 0,40	0,10 – 0,23
4	0,12 – 0,28	0,04 – 0,14
5	0,08 – 0,22	0,02 – 0,09
6	0,05 – 0,15	0,01 – 0,05
8	0,02 – 0,08	0,00 – 0,02

Trong trường hợp nếu không khí được cho đi qua cơ cấu tiếp xúc trực tiếp giữa không khí và nước, lúc đó vẫn tồn tại khái niệm hệ số đi vòng BF. Ta hiểu mức độ bão hòa của không khí khi đi qua các cơ cấu này tương tự

như hệ số tiếp xúc (1 – BF). Rõ ràng, giá trị cụ thể của mức độ bão hòa phụ thuộc vào nhiều yếu tố như tốc độ chuyển động của không khí, áp suất tại các lỗ phun nước và kích thước của lỗ, lưu lượng nước được phun ra, số hàng bố trí lỗ phun và số lỗ phun trên cùng một hàng. Ngoài ra, cần phải lưu ý thêm đến mối tương quan giữa chiều không khí chuyển động và chiều phun của nước.

Bảng 3.6 trình bày một vài số liệu về mức độ bão hòa của cơ cấu tiếp xúc trực tiếp giữa không khí và nước trong một số trường hợp. Trong bảng 3.6, đơn vị $lít/(s.m^2)$ tương ứng với thể tích nước được phun ra trong $1giây$ ứng với $1m^2$ diện tích mặt cắt của cơ cấu. Tốc độ không khí đi qua cơ cấu nên nằm trong khoảng từ $1,5m/s$ đến $4m/s$.

Bảng 3.6

Số hàng lỗ phun	Hướng phun nước	Lỗ phun $6mm$, áp suất $170kPa$, lưu lượng $2lít/(s.m^2)$		Lỗ phun $3mm$, áp suất $210kPa$, lưu lượng $1,7lít/(s.m^2)$	
		Tốc độ, m/s			
		1,5	3,5	1,5	3,5
1	Song song	0,70	0,50	0,80	0,60
	Hỗn hợp	0,75	0,65	0,82	0,70
2	Song song	0,90	0,85	0,92	0,87
	Ngược chiều	0,98	0,92	0,98	0,93
	Hỗn hợp	0,99	0,93	0,99	0,94

3.8.5. Hệ số nhiệt hiện hiệu dụng ESHF

Theo định nghĩa ta có:

$$ESHF = \frac{ERSH}{ERTH} = \frac{ERSH}{ERSH + ERLH} \qquad (3.54)$$

Trong đó:

ESHF - hệ số nhiệt hiện hiệu dụng (Effective Sensible Heat Factor)

ERSH - nhiệt hiện hiệu dụng của không gian cần điều hòa (Effective Room Sensible Heat)

ERLH - nhiệt ẩn hiệu dụng của không gian cần điều hòa (Effective Room Latent Heat)

ERTH - nhiệt tổng hiệu dụng của không gian cần điều hòa (Effective Room Total Heat)

Mục đích của việc đưa ra hệ số ESHF *nhằm xây dựng mối quan hệ giữa hệ số đi vòng BF và điểm đọng sương của thiết bị* (dàn lạnh, AHU, FCU, PAU, FAU), qua đó làm đơn giản quá trình tính toán lưu lượng không khí cần thiết và hỗ trợ cho việc lựa chọn thiết bị. Ta có:

$$ESHF = \frac{RSH + BF.Q_h}{RSH + BF.Q_h + RLH + BF.Q} \quad (3.55)$$

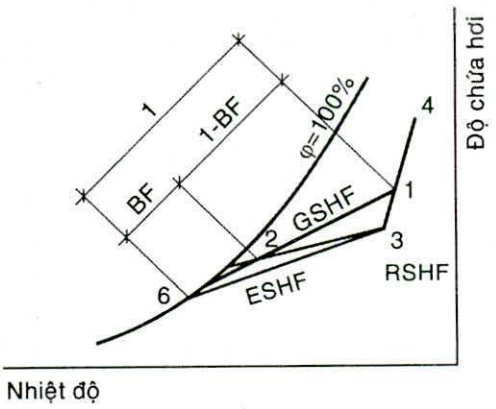
Liên hệ các công thức (3.54) và (3.55), ta thấy:

$$ERSH = RSH + BF.Q_h \quad (3.56)$$

$$ERLH = RLH + BF.Q_â \quad (3.57)$$

$$ERTH = RSH + BF.Q_h + RLH + BF.Q_â \quad (3.58)$$

Trong đó, Q_h và $Q_â$ lần lượt là *nhiệt hiện* và *nhiệt ẩn* mà không khí tươi cần phải nhả ra để trở thành trạng thái của không khí trong không gian cần điều hòa. Như vậy, có thể hiểu, do ảnh hưởng của hệ số BF cho nên không phải tất cả không khí tươi đều bị biến đổi trạng thái khi đi qua thiết bị, điều này đồng nghĩa với việc có một lượng không khí tươi đi thẳng vào không gian cần điều hòa mà không bị biến đổi trạng thái, chính vì vậy nên phụ tải nhiệt hiện của không gian cần điều hòa đã bị gia tăng thêm một lượng nào đó. Kết quả là, nhiệt hiện hiệu dụng của không gian cần điều hòa ERSH được xem như là tổng của RSH và lượng nhiệt hiện do không khí tươi mang thêm vào không gian cần điều hòa. ERLH cũng được hiểu tương tự.



Hình 3.15

Hình 3.15 trình bày cách biểu diễn các hệ số đã đề cập trên đồ thị t – d và cách thể hiện mối quan hệ qua lại giữa các hệ số GSHF, RSHF, ESHF, BF với điểm đọng sương của thiết bị (trạng thái 6). Ta gọi:

1- Trạng thái không khí đi vào dàn lạnh, thường là kết quả hòa trộn giữa không khí trong phòng và không khí ngoài trời.

2- Trạng thái không khí đi ra khỏi dàn lạnh để đi vào không gian cần điều hòa.

3- Trạng thái không khí cần duy trì trong không gian cần điều hòa.

4- Trạng thái không khí ở ngoài trời.

6- Trạng thái bão hòa của thành phần không khí được tiếp xúc với bề mặt dàn lạnh, ta gọi đây là điểm đọng sương của thiết bị.

Cách xác định đường ESHF trên đồ thị t – d cũng được tiến hành tương tự như cách đã trình bày trong ví dụ 3.8.

Các bảng 3.7, 3.8, 3.9, 3.10, 3.11, 3.12, 3.13 và 3.14 dưới đây trình bày một vài số liệu đã được chuẩn bị sẵn để đơn giản hóa việc xác định *nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị*. Khi sử dụng bảng này, ta cần phải xác định trước nhiệt độ của không khí trong không gian cần điều hòa và hệ số ESHF (không cần vẽ đường ESHF trên đồ thị t – d).

Trong các bảng này, các ký hiệu t và φ lần lượt chỉ nhiệt độ và độ ẩm tương đối của không khí trong không gian cần điều hòa ở điều kiện thiết kế, ký hiệu ADP (Apparatus Dew Point) chỉ trị số nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị.

Nếu không biết rõ trạng thái của không khí trong không gian cần điều hòa, lúc đó ta có thể tính nhiệt độ điểm đọng sương t_{adp} của thiết bị bằng các công thức sau:

$$ESHF = \frac{1}{1 + 2,45.\left(\frac{d - d_{adp}}{t - t_{adp}}\right)} \tag{3.59}$$

$$ESHF = \frac{1,02.(t - t_{adp})}{1,02.(t - t_{adp}) + \frac{2500}{1000}.(d - d_{adp})} \tag{3.60}$$

Trong đó:

t, t_{adp} - nhiệt độ của không khí trong không gian cần điều hòa và nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị, ^oC

d, d_{adp} - độ chứa hơi của không khí trong không gian cần điều hòa và độ chứa hơi tương ứng với điểm đọng sương của thiết bị, *gam hơi nước/kg không khí khô*

Bảng 3.7

t, °C	φ, %	Xác định nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị, °C			
20	20	ESHF 1,00	0,98	0,95	0,92
		ADP -3,0	-4,0	-6,0	-8,0
	25	ESHF 1,00	0,98	0,96	0,93
		ADP -0,4	-1,0	-2,0	-3,0
	30	ESHF 1,00	0,96	0,93	0,89
		ADP 2,0	1,0	0	-2,0
	35	ESHF 1,00	0,95	0,91	0,88
		ADP 4,2	3,0	2,0	1,0
	40	ESHF 1,00	0,94	0,89	0,86
		ADP 6,0	5,0	4,0	3,0
	45	ESHF 1,00	0,94	0,88	0,84
		ADP 7,7	7,0	6,0	5,0
	50	ESHF 1,00	0,97	0,88	0,83
		ADP 9,3	9,0	8,0	7,0
	55	ESHF 1,00	0,97	0,92	0,83
		ADP 10,8	10,5	10,0	9,0
	60	ESHF 1,00	0,92	0,85	0,78
		ADP 12,1	11,5	11,0	10,0
	65	ESHF 1,00	0,94	0,87	0,82
		ADP 13,3	13,0	12,5	12,0
	70	ESHF 1,00	0,89	0,81	0,76
		ADP 14,5	14,0	13,5	13,0

Bảng 3.8

t, ^oC	φ, %	Xác định nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị, ^oC			
21	20	ESHF 1,00	0,98	0,96	0,94
		ADP -2,3	-2,8	-4,3	-5,7
	25	ESHF 1,00	0,96	0,94	0,90
		ADP 0,5	-1,0	-2,0	-4,0
	30	ESHF 1,00	0,96	0,93	0,88
		ADP 2,9	2,0	1,0	-1,0
	35	ESHF 1,00	0,95	0,92	0,86
		ADP 5,0	4,0	3,0	1,0
	40	ESHF 1,00	0,94	0,89	0,86
		ADP 7,0	6,0	5,0	4,0
	45	ESHF 1,00	0,95	0,88	0,83
		ADP 8,6	8,0	7,0	6,0
	50	ESHF 1,00	0,98	0,89	0,83
		ADP 10,2	10,0	9,0	8,0
	55	ESHF 1,00	0,91	0,87	0,83
		ADP 11,7	11,0	10,5	10,0
	60	ESHF 1,00	0,93	0,86	0,78
		ADP 13,0	12,5	12,0	11,0
	65	ESHF 1,00	0,94	0,86	0,81
		ADP 14,2	14,0	13,5	13,0
	70	ESHF 1,00	0,89	0,81	0,75
		ADP 15,4	15,0	14,5	14,0
	75	ESHF 1,00	0,86	0,77	0,70
		ADP 16,4	16,0	15,5	15,0
	80	ESHF 1,00	0,83	0,73	0,65
		ADP 17,4	17,0	16,5	16,0
	85	ESHF 1,00	0,79	0,68	0,60
		ADP 18,4	18,0	17,5	17,0
	90	ESHF 1,00	0,73	0,60	0,52
		ADP 19,3	19,0	18,5	18,0
	95	ESHF 1,00	0,71	0,53	0,44
		ADP 20,2	20,0	19,5	19,0

Bảng 3.9

t, °C	φ, %	Xác định nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị, °C			
22	20	ESHF 1,00	0,96	0,93	0,90
		ADP -1,6	-3,0	-5,0	-8,0
	25	ESHF 1,00	0,96	0,91	0,87
		ADP 1,3	0	-2,0	-5,0
	30	ESHF 1,00	0,97	0,93	0,88
		ADP 3,8	3,0	2,0	0
	35	ESHF 1,00	0,95	0,91	0,85
		ADP 5,9	5,0	4,0	2,0
	40	ESHF 1,00	0,94	0,89	0,82
		ADP 7,8	7,0	6,0	4,0
	45	ESHF 1,00	0,96	0,88	0,83
		ADP 9,5	9,0	8,0	7,0
	50	ESHF 1,00	0,94	0,88	0,83
		ADP 11,1	10,5	10,0	9,0
	55	ESHF 1,00	0,93	0,88	0,83
		ADP 12,5	12,0	11,5	11,0
	60	ESHF 1,00	0,93	0,88	0,78
		ADP 13,8	13,5	13,0	12,0
	65	ESHF 1,00	0,95	0,87	0,80
		ADP 15,2	15,0	14,5	14,0
	70	ESHF 1,00	0,89	0,81	0,73
		ADP 16,4	16,0	15,5	15,0

Bảng 3.10

t, ^oC	φ, %	Xác định nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị, ^oC			
23	20	ESHF 1,00	0,97	0,93	0,89
		ADP -0,7	-2,0	-4,0	-7,0
	25	ESHF 1,00	0,96	0,91	0,86
		ADP 2,2	1,0	-1,0	-4,0
	30	ESHF 1,00	0,96	0,94	0,88
		ADP 4,6	4,0	3,0	1,0
	35	ESHF 1,00	0,96	0,91	0,85
		ADP 6,7	6,0	5,0	3,0
	40	ESHF 1,00	0,95	0,89	0,82
		ADP 8,7	8,0	7,0	5,0
	45	ESHF 1,00	0,95	0,88	0,79
		ADP 10,5	10,0	9,0	7,0
	50	ESHF 1,00	0,94	0,88	0,82
		ADP 12,1	11,5	11,0	10,0
	55	ESHF 1,00	0,94	0,88	0,83
		ADP 13,5	13,0	12,5	12,0
	60	ESHF 1,00	0,95	0,87	0,78
		ADP 14,9	14,5	14,0	13,0
	65	ESHF 1,00	0,88	0,80	0,75
		ADP 16,1	15,5	15,0	14,5
	70	ESHF 1,00	0,91	0,81	0,74
		ADP 17,3	17,0	16,5	16,0

Bảng 3.11

t, ^oC	φ, %	Xác định nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị, ^oC			
24	20	ESHF	1,00	0,97	0,93	0,89
		ADP	0,2	-1,0	-3,0	-6,0
	25	ESHF	1,00	0,96	0,91	0,86
		ADP	3,0	2,0	0	-3,0
	30	ESHF	1,00	0,97	0,91	0,84
		ADP	5,6	5,0	3,0	0
	35	ESHF	1,00	0,96	0,91	0,85
		ADP	7,6	7,0	6,0	4,0
	40	ESHF	1,00	0,95	0,89	0,81
		ADP	9,6	9,0	8,0	6,0
	45	ESHF	1,00	0,97	0,89	0,83
		ADP	11,3	11,0	10,0	9,0
	50	ESHF	1,00	0,94	0,89	0,82
		ADP	13,0	12,5	12,0	11,0
	55	ESHF	1,00	0,93	0,87	0,82
		ADP	14,5	14,0	13,5	13,0
	60	ESHF	1,00	0,95	0,87	0,77
		ADP	15,8	15,5	15,0	14,0
	65	ESHF	1,00	0,88	0,81	0,71
		ADP	17,0	16,5	16,0	15,0
	70	ESHF	1,00	0,92	0,82	0,73
		ADP	18,3	18,0	17,5	17,0

Bảng 3.12

t, ^oC	φ, %	Xác định nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị, ^oC			
25	20	ESHF 1,00	0,97	0,93	0,88
		ADP 1,00	0	-2,0	-5,0
	25	ESHF 1,00	0,97	0,91	0,85
		ADP 4,0	3,0	1,0	-3,0
	30	ESHF 1,00	0,93	0,87	0,82
		ADP 6,5	5,0	3,0	0
	35	ESHF 1,00	0,97	0,92	0,87
		ADP 8,5	8,0	7,0	6,0
	40	ESHF 1,00	0,97	0,90	0,85
		ADP 10,4	10,0	9,0	8,0
	45	ESHF 1,00	0,97	0,88	0,83
		ADP 12,4	12,0	11,0	10,0
	50	ESHF 1,00	0,94	0,89	0,82
		ADP 14,0	13,5	13,0	12,0
	55	ESHF 1,00	0,94	0,88	0,83
		ADP 15,4	15,0	14,5	14,0
	60	ESHF 1,00	0,96	0,86	0,76
		ADP 16,7	16,5	16,0	15,0
	65	ESHF 1,00	0,88	0,79	0,69
		ADP 18,0	17,5	17,0	16,0
	70	ESHF 1,00	0,92	0,81	0,73
		ADP 19,2	19,0	18,5	18,0

Bảng 3.13

t, °C	φ, %	Xác định nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị, °C			
26	20	ESHF 1,00	0,95	0,90	0,86
		ADP 1,6	0	-3,0	-8,0
	25	ESHF 1,00	0,94	0,87	0,83
		ADP 4,8	3,0	0	-3,0
	30	ESHF 1,00	0,94	0,87	0,81
		ADP 7,2	6,0	4,0	1,0
	35	ESHF 1,00	0,92	0,84	0,78
		ADP 9,4	8,0	6,0	3,0
	40	ESHF 1,00	0,97	0,90	0,81
		ADP 11,4	11,0	10,0	8,0
	45	ESHF 1,00	0,98	0,89	0,83
		ADP 13,2	13,0	12,0	11,0
	50	ESHF 1,00	0,96	0,90	0,81
		ADP 14,9	14,5	14,0	13,0
	55	ESHF 1,00	0,95	0,86	0,82
		ADP 16,3	16,0	15,5	15,0
	60	ESHF 1,00	0,88	0,82	0,76
		ADP 17,6	17,0	16,5	16,0
	65	ESHF 1,00	0,90	0,80	0,70
		ADP 19,0	18,5	18,0	17,0
	70	ESHF 1,00	0,83	0,73	0,64
		ADP 20,1	19,5	19,0	18,0

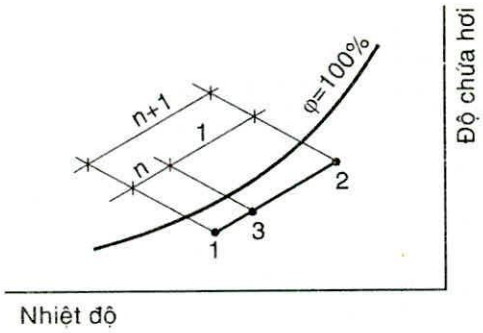
Bảng 3.14

t, °C	φ, %	Xác định nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị, °C			
27	20	ESHF 1,00	0,96	0,90	0,86
		ADP 2,4	1,0	-2,0	-6,0
	25	ESHF 1,00	0,95	0,89	0,86
		ADP 5,5	4,0	2,0	0
	30	ESHF 1,00	0,95	0,87	0,81
		ADP 8,1	7,0	5,0	2,0
	35	ESHF 1,00	0,93	0,88	0,81
		ADP 10,3	9,0	8,0	6,0
	40	ESHF 1,00	0,99	0,91	0,85
		ADP 12,3	12,0	11,0	10,0
	45	ESHF 1,00	0,94	0,90	0,83
		ADP 14,1	13,5	13,0	12,0
	50	ESHF 1,00	0,97	0,90	0,82
		ADP 15,8	15,5	15,0	14,0
	55	ESHF 1,00	0,88	0,82	0,75
		ADP 17,2	16,5	16,0	15,0
	60	ESHF 1,00	0,90	0,82	0,77
		ADP 18,6	18,0	17,5	17,0
	65	ESHF 1,00	0,90	0,80	0,75
		ADP 19,8	19,5	19,0	18,5
	70	ESHF 1,00	0,84	0,74	0,68
		ADP 21,0	20,5	20,0	19,5

§3.9. QUÁ TRÌNH HÒA TRỘN KHÔNG KHÍ ẨM

Gọi 1 và 2 là trạng thái của các không khí ẩm thành phần trước lúc hòa trộn. Sau khi hòa trộn, trạng thái của không khí được biểu diễn bằng điểm 3. Rõ ràng, điểm 3 phải nằm trên đoạn thẳng nối liền điểm 1 và 2 và trong khoảng từ 1 đến 2.

Hình 3.16 minh họa chi tiết cách xác định trạng thái của không khí ẩm sau khi hòa trộn bằng đồ thị, trong đó n được gọi là tỉ lệ hòa trộn.



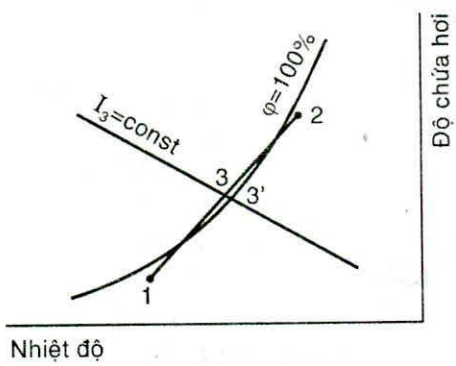
Hình 3.16 *Quá trình hòa trộn không khí ẩm*

Gọi m_1 và m_2 là lượng không khí ở trạng thái 1 và 2 tham gia vào quá trình hòa trộn. Trong trường hợp này, ta đặt tỉ lệ hòa trộn n là tỉ số giữa lượng không khí ở trạng thái 2 tham gia vào hòa trộn so với lượng không khí ở trạng thái 1, ta có:

$$n = \frac{m_2}{m_1} \tag{3.61}$$

Từ cách xác định điểm hòa trộn như đã trình bày trên đồ thị t – d ở hình 3.16, ta thấy n chính là *tỉ số* giữa chiều dài đoạn thẳng 1 – 3 và chiều dài đoạn thẳng 2 – 3. Bằng phương pháp đồ thị hoặc bằng phương pháp tính toán, ta hoàn toàn có thể xác định được những thông số trạng thái cần thiết của không khí ẩm sau khi hòa trộn.

Ở một số trường hợp đặc biệt, nếu theo đúng phương pháp xác định như đã trình bày ở trên, ta thấy điểm 3 biểu diễn trạng thái không khí ẩm sau khi hòa trộn hơi vượt quá đường φ = 100%. Trong thực tế chắc chắn điều này không thể xảy ra. Chính vì vậy, khi hòa trộn không khí ở trạng thái 1 và 2 với tỉ lệ hòa trộn như đã cho, ta sẽ thấy xuất hiện *một số hạt nước*. Các hạt nước này thể hiện một bộ phận hơi nước có trong không khí ở trạng thái 3 đang bị ngưng tụ, điều đó có nghĩa là điểm 3 sẽ tiến dần về đường φ = 100% để trở thành điểm 3'. Hình 3.17 trình bày quá trình hòa trộn không khí ẩm có xảy ra hiện tượng ngưng tụ.



Hình 3.17

Nếu xem nhiệt độ các hạt nước bị tách ra gần bằng nhiệt độ nhiệt kế ướt ứng với điểm 3, lúc đó trạng thái 3' của không khí sau khi hòa trộn sẽ là giao điểm của đường đẳng enthalpy I_3 = const và đường $\varphi = 100\%$.

Lượng ẩm bị tách ra trong quá trình hòa trộn này được tính như sau:

$$\Delta d = d_3 - d_{3'} \tag{3.62}$$

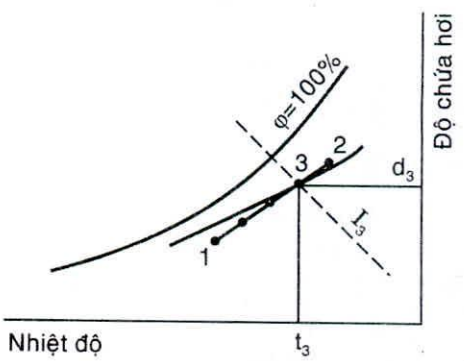
Cần chú ý, dù là đồ thị I – d hay đồ thị t – d, một cách gần đúng ta có thể xem các đường đẳng enthalpy và đường nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt song song với nhau (mặc dù trên thực tế hai đường này không hoàn toàn song song với nhau).

Ví dụ 3.9

Khảo sát không khí ẩm ứng với các trạng thái 1 và 2 có các thông số lần lượt là $d_1 = 10$*gam hơi nước/kg không khí khô*, $t_1 = 20^oC$, $\varphi_2 = 60\%$ và $d_2 = 24$*gam hơi nước/kg không khí khô*. Giả sử ta hòa trộn 1*kg* không khí ở trạng thái 1 với 3*kg* không khí ở trạng thái 2, hãy dùng đồ thị t – d để xác định enthalpy, độ ẩm tương đối, nhiệt độ và độ chứa hơi của không khí sau khi hòa trộn.

Giải

Với những thông số đã cho, ta có thể xác định được điểm 1 và 2 trên đồ thị t – d. Gọi 3 là điểm biểu diễn trạng thái của không khí ẩm sau khi hòa trộn, ta có thể xác định các thông số cần biết của điểm 3 theo đồ thị trình bày ở hình 3.18.



Hình 3.18

Dựa vào đồ thị t – d, ta tra được:

$I_3 = 86$*kJ/kg không khí khô*

$\varphi_3 = 65{,}5\%$

$t_3 = 32{,}97^oC$

$d_3 = 20{,}6$*gam hơi nước/kg không khí khô*

§3.10. QUÁ TRÌNH HÂM NÓNG VÀ LÀM MÁT KHÔNG KHÍ ẨM

3.10.1. Quá trình hâm nóng

Để hâm nóng không khí, thông thường người ta sử dụng những bộ trao đổi nhiệt loại bề mặt, trong đó không khí nhận nhiệt và tác nhân cấp nhiệt không có sự tiếp xúc trực tiếp với nhau. Ta gọi quá trình như vậy là quá trình hâm nóng không khí theo kiểu gián tiếp. Quá trình hâm nóng không khí theo kiểu gián tiếp là quá trình có d = const. Quá trình làm tăng nhiệt độ của không khí ẩm bằng điện trở cũng là quá trình hâm nóng gián tiếp, tức là quá trình cũng có d = const.

Gọi 1 là trạng thái của không khí ẩm lúc ban đầu, nếu ta hâm nóng không khí ẩm đến trạng thái 2 thì đoạn 1-2 phải nằm ngang vì $d_1 = d_2$. Hình 3.19 biểu diễn minh họa quá trình hâm nóng không khí ẩm trên đồ thị t - d.

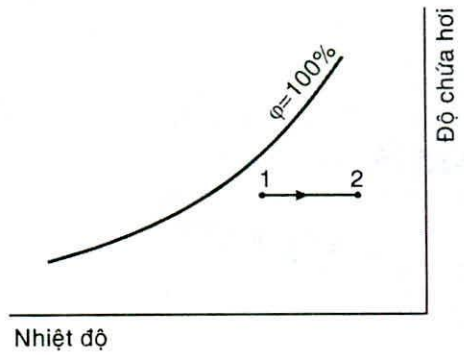
Từ đồ thị ta có:

$t_2 > t_1$

$d_2 = d_1$

$\varphi_2 < \varphi 1$

$I_2 > I_1$



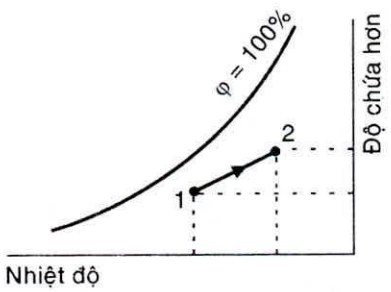
Hình 3.19 *Quá trình hâm nóng*

Gọi $\dot{m}$ là lưu lượng không khí tham gia vào quá trình và Q là nhiệt lượng cần để hâm nóng không khí, rõ ràng ta phải có:

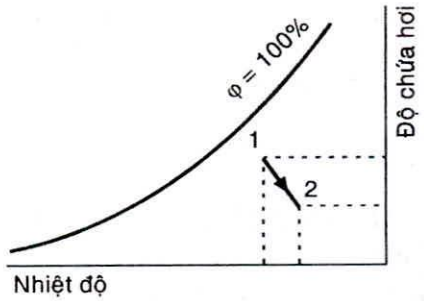
$$Q = \dot{m} .(I_2 - I_1) \tag{3.63}$$

Ứng với quá trình này, nhiệt lượng không khí nhận vào chỉ là nhiệt hiện mà không có nhiệt ẩn. Kết quả, lượng biến đổi enthalpy $\Delta I = I_2 - I_1$ đúng bằng lượng nhiệt hiện mà không khí nhận vào tương ứng với $1kg$ không khí khô. Như vậy, trong trường hợp này thành phần nhiệt hiện của không khí gia tăng, trạng thái hơi nước có trong không khí ẩm ở cuối quá trình sẽ có độ quá nhiệt cao hơn so với trạng thái hơi nước có trong không khí ẩm ở đầu quá trình.

Trong kỹ thuật điều hòa không khí, có khi ta cũng có thể gặp trường hợp hâm nóng không khí mà cả nhiệt độ và độ chứa hơi đều gia tăng. Lúc đó, lượng biến đổi enthalpy $\Delta I = I_2 - I_1$ đúng bằng lượng nhiệt hiện cộng với lượng nhiệt ẩn nhận vào tương ứng với $1kg$ không khí khô. Hình 3.20 trình bày quá trình hâm nóng không khí ẩm ứng với trường hợp nhiệt độ và độ chứa hơi đều gia tăng.



Hình 3.20 *Quá trình hâm nóng gia tăng cả nhiệt hiện và nhiệt ẩn*



Hình 3.21 *Quá trình hâm nóng có nhiệt hiện gia tăng nhưng nhiệt ẩn giảm*

Ngoài ra, trong công nghệ điều hòa không khí có sử dụng chất hút ẩm (Desiccant), chắc chắn ta sẽ gặp quá trình làm nhiệt độ không khí gia tăng nhưng độ chứa hơi lại giảm xuống. Lúc đó không khí sẽ nhận nhiệt hiện và nhả nhiệt ẩn. Tùy theo tương quan về độ lớn giữa lượng nhiệt hiện và nhiệt ẩn này mà enthalpy của không khí có thể tăng hay giảm. Hình 3.21 minh họa quá trình đang đề cập.

3.10.2. Quá trình làm mát

Trong mục này ta sẽ lần lượt khảo sát các quá trình thành phần sau:

- Quá trình làm mát khô.
- Quá trình làm mát có tách ẩm lý thuyết và thực tế.
- Quá trình làm mát có tách ẩm kết hợp với quá trình hâm nóng.

a. Quá trình làm mát khô

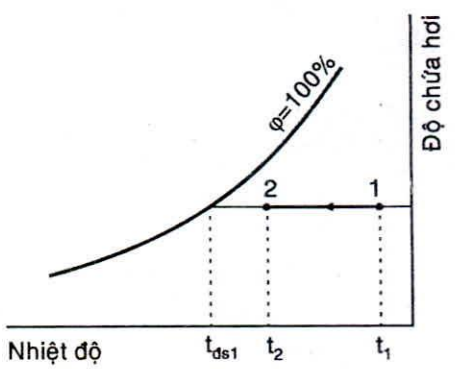
Trong trường hợp nếu ta làm mát không khí ẩm từ trạng thái 1 đến trạng thái 2 theo quá trình d = const biểu diễn trên hình 3.22, ta có:

$$t_2 < t_1$$

$$d_2 = d_1$$

$$\varphi_2 > \varphi_1$$

$$I_2 < I_1$$



Hình 3.22 *Quá trình làm mát với độ chứa hơi được giữ không đổi*

Ta gọi đó là quá trình *làm mát khô* hay quá trình làm mát với độ chứa hơi không đổi.

Tương tự như quá trình hâm nóng (d = const) đã trình bày ở trên nhưng theo chiều hướng ngược lại, trong trường hợp này không khí ẩm nhả ra một nhiệt lượng là:

$$Q' = \dot{m} .(I_1 - I_2) \quad (3.64)$$

Từ hình 3.22, ta thấy khi làm mát không khí ẩm với d = const thì nhiệt độ điểm 2 vẫn còn lớn hơn nhiệt độ đọng sương t_{ds1} tương ứng với trạng thái 1 và mức độ quá nhiệt của hơi nước có trong không khí ẩm giảm dần. Lúc đó, rõ ràng độ chênh lệch enthalpy giữa điểm đầu và điểm cuối của quá trình chính bằng lượng sụt giảm thành phần nhiệt hiện vì thành phần nhiệt ẩn không thay đổi.

b. Quá trình làm mát có tách ẩm lý thuyết và thực tế

Nếu ta tiếp tục làm mát không khí sao cho nhiệt độ không khí ở cuối quá trình (trạng thái 2) nhỏ hơn nhiệt độ đọng sương t_{ds1}, lúc đó một bộ phận hơi nước có trong không khí ẩm sẽ bị tách ra và như vậy độ chứa hơi của không khí ẩm sẽ bị giảm, ta gọi quá trình đó là quá trình *làm mát có tách ẩm*. Ở quá trình này, quan hệ giữa các thông số ứng với trạng thái đầu và cuối như sau:

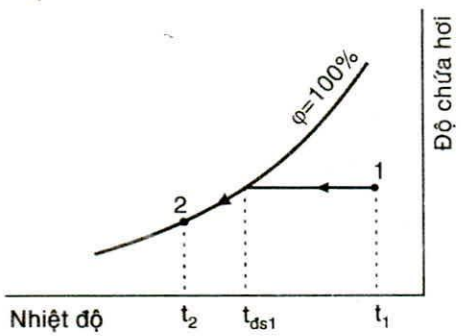
$$d_2 < d_1$$

$$t_2 < t_{ds1} < t_1$$

$$\varphi_2 > \varphi_1$$

$$I_2 < I_1$$

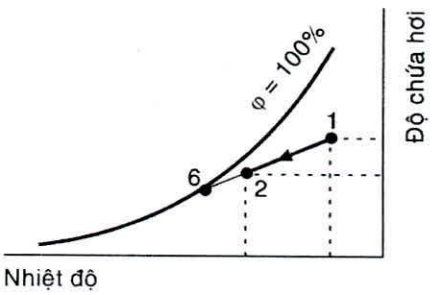
Vì trong quá trình này nhiệt độ và độ chứa hơi đều giảm, cho nên nhiệt lượng do không khí ẩm nhả ra bao gồm hai thành phần là nhiệt hiện và nhiệt ẩn.



Hình 3.23 Quá trình làm mát có tách ẩm lý thuyết

Cần chú ý rằng, khi khảo sát quá trình làm mát không khí có tách ẩm dưới *góc độ thực tế*, các kết quả đo đạc cho thấy điểm 2 không hoàn toàn nằm trên đường φ = 100%. Việc xem điểm 2 nằm trên đường φ = 100% chỉ thích hợp với các *tính toán lý thuyết*. Sở dĩ độ ẩm φ_2 hơi nhỏ hơn 100% là do trong thực tế luôn luôn tồn tại hiện tượng đi vòng (thể hiện bằng *hệ số BF*) ở các thiết bị trao đổi nhiệt dạng ống-cánh.

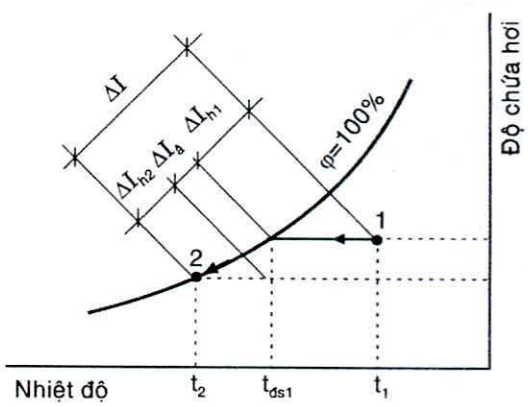
Các hình 3.23 và 3.24 mô tả trên đồ thị t – d hai loại quá trình làm mát có tách ẩm, trong đó hình 3.23 ứng với quá trình làm mát có tách ẩm *lý thuyết*, còn hình 3.24 ứng với quá trình làm mát có tách ẩm *thực tế*.



Hình 3.24 *Quá trình làm mát có tách ẩm thực tế*

Việc xác định các thành phần *nhiệt hiện* và *nhiệt ẩn* trong quá trình làm mát có tách ẩm rất cần thiết, chính nhờ kết quả này ta có thể đánh giá được khả năng làm việc của dàn lạnh cũng như đặc điểm phụ tải trong không gian cần khảo sát. Hình 3.25 trình bày cách xác định các thành phần nhiệt hiện và nhiệt ẩn trên đồ thị t – d của quá trình làm mát có tách ẩm *lý thuyết*, cách xác định các thành phần nhiệt hiện và nhiệt ẩn trong quá trình làm mát có tách ẩm thực tế cũng được thực hiện bằng cách tương tự.

Trong kỹ thuật điều hòa không khí thì quá trình *làm mát có tách ẩm* giữ vai trò rất quan trọng, trong trường hợp này *nhất định* ta phải xem xét quá trình dưới góc độ thực tế để đánh giá đúng tình hình và hiểu biết đúng vấn đề. Xin được nhấn mạnh một lần nữa, độ ẩm tương đối của không khí sau khi ra khỏi dàn lạnh (hoặc AHU, FCU, PAU, FAU) chỉ đạt đến giá trị gần 100% mà không thể đạt đến 100%. Sở dĩ có hiện tượng đó là do mức độ hiệu quả của các thiết bị không hoàn toàn tuyệt đối, có nghĩa là không phải

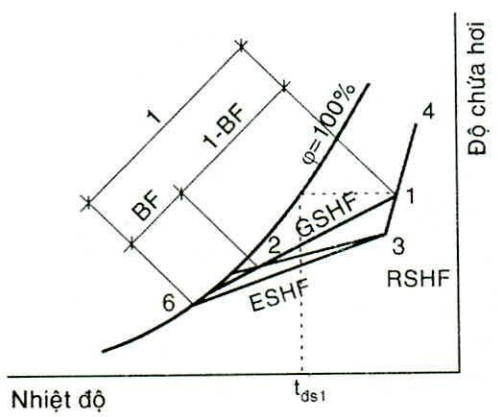


Hình 3.25 *Cách xác định các thành phần nhiệt hiện và nhiệt ẩn của quá trình làm mát có tách ẩm lý thuyết*

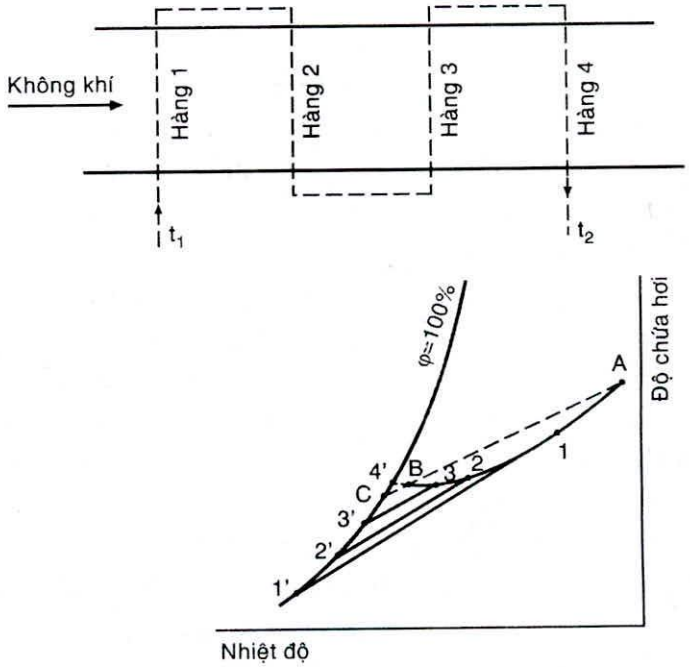
toàn bộ không khí đều có khả năng tiếp xúc với bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị. Để xác định *mức độ hiệu quả* đã đề cập người ta dùng hệ số đi vòng BF, hoặc hệ số tiếp xúc (1–BF). Như đã trình bày ở trên, trong trường hợp này trạng thái 2 của không khí đi ra khỏi thiết bị là kết quả hòa trộn giữa không khí ở trạng thái 6 và không khí ở trạng thái 1 đi vào thiết bị. Từ đồ thị t-d ở hình 3.15, ta thấy $t_6 < t_2 < t_1$, trong đó t_6 chính là nhiệt độ của thành phần không khí bão hòa tiếp xúc với bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị, hay còn gọi là nhiệt độ đọng sương của thiết bị.

Vì tách ẩm là mục đích cơ bản của quá trình này, do đó nhiệt độ bề mặt của dàn lạnh phải nhỏ hơn nhiệt độ đọng sương t_{ds1} của không khí tương ứng với trạng thái 1 ở đầu vào. Quá trình này nhất định có các trị số ESHF và GSHF nhỏ hơn 1, giá trị ESHF càng lớn khi thành phần nhiệt hiện trong phụ tải càng lớn; ngược lại, giá trị ESHF càng nhỏ khi thành phần nhiệt ẩn càng nhiều. Thông thường ESHF thay đổi trong khoảng từ 0,45 đến 0,95 và hệ số tiếp xúc nằm trong khoảng từ 0,8 đến 0,95. Hình 3.26 trình bày lại quá trình làm mát có tách ẩm thực tế với sự chú ý đến nhiệt độ đọng sương t_{ds1}.

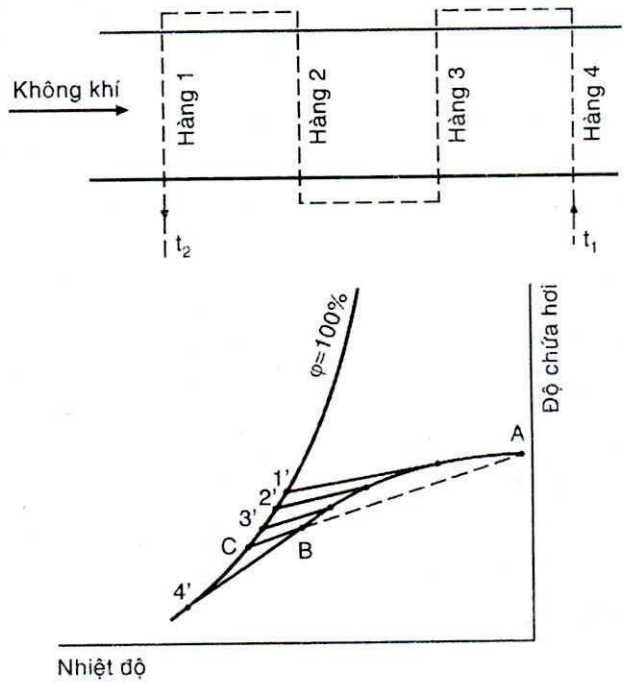
Ở hình 3.26, ta thấy quá trình làm mát có tách ẩm được biểu diễn bằng đoạn thẳng. Tuy nhiên, nếu khảo sát tỉ mỉ thì diễn biến có phức tạp hơn và đường biểu diễn quá trình có dạng *hơi cong*. Để làm rõ điều này ta có thể xem xét các hình vẽ minh họa 3.27 và 3.28, trong đó *nước* được dùng để làm chất tải lạnh.



Hình 3.26



Hình 3.27



Hình 3.28

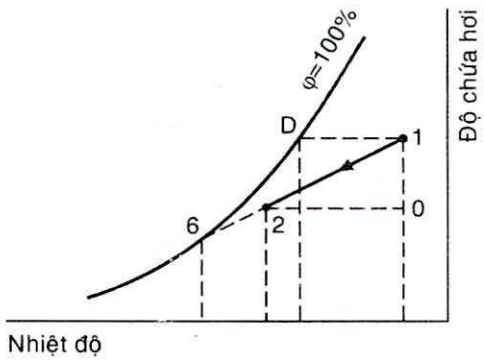
Ở hình 3.27, *nước lạnh* trong các ống chảy thuận chiều với không khí cần làm mát. Không khí ở trạng thái ban đầu A sau khi đi qua hàng ống thứ nhất sẽ có trạng thái 1, đây chính là điểm hòa trộn giữa không khí ở trạng thái A và 1'. Như vậy, khi đi vào hàng ống thứ 2 thì trạng thái của không khí là 1 và khi đi ra khỏi hàng ống thứ 2 thì trạng thái của nó là 2, đây là điểm hòa trộn giữa không khí ở trạng thái 1 và 2'. Tương tự như vậy ở các hàng kế tiếp. Nhận xét, ta thấy *nhiệt độ đọng sương của thiết bị ở mỗi hàng ống cứ dần dần tăng lên*, điều này hoàn toàn phù hợp với chiều dòng chảy của nước ở bên trong các ống vì nhiệt độ trung bình của nước trong hàng ống thứ nhất nhỏ hơn nhiệt độ trung bình của nước trong hàng ống thứ hai, có nghĩa là nhiệt độ của nước tăng dần theo chiều chuyển động của không khí. Theo cách phân tích nói trên ta thấy đường biểu diễn quá trình làm mát không khí có tách ẩm thực chất là đường cong, đó chính là đường A-1-2-3-B. Tuy nhiên, trong thực tế ta có thể xem đường A-B đại diện cho toàn bộ quá trình; các điểm A, B, C nằm trên cùng một đường thẳng và nhiệt độ của điểm C mang ý nghĩa trung bình, đó chính là nhiệt độ bề mặt hiệu dụng. Ở hình 3.28 thì nước lạnh trong các ống chảy ngược chiều với không khí cần làm mát, việc giải thích hiện tượng cũng tương tự như trên, tuy nhiên theo chiều chuyển động của dòng không khí thì nhiệt độ đọng sương của thiết bị ở mỗi hàng ống sẽ dần dần giảm xuống.

Rõ ràng, quá trình làm mát có tách ẩm sẽ làm giảm cả thành phần nhiệt hiện và nhiệt ẩn của không khí. Với mục đích hỗ trợ cho các tính toán có liên quan, trong mục này ta sẽ viết biểu thức xác định hệ số tiếp xúc (1 – BF). Ta có:

$$\mathrm{SHF} = \frac{SH}{SH + LH}$$

Theo các ký hiệu ở hình 3.29 thì ta có:

$$\mathrm{SHF} = \frac{SH}{SH + LH} = \frac{I_0 - I_2}{I_1 - I_2}$$



Hình 3.29

Gọi:

$\dot{m}_V$ - lưu lượng không khí đi qua thiết bị, m^3/s

R_a - nhiệt trở bề mặt của thiết bị (về phía không khí)

Δt_{tb} - độ chênh lệch trung bình logarit giữa nhiệt độ không khí và *nhiệt độ bề mặt hiệu dụng của thiết bị*

F_t - tổng diện tích trao đổi nhiệt của dàn lạnh, m^2

t_{sm} - nhiệt độ bề mặt hiệu dụng, ^oC

t_1 - nhiệt độ không khí đi vào dàn lạnh, ^oC

t_2 - nhiệt độ không khí ra khỏi dàn lạnh, ^oC

F_f - diện tích mặt cắt của dàn lạnh, m^2

v_f - tốc độ không khí ở mặt cắt ngang, m/s

Q_s - lượng nhiệt hiện do không khí nhả ra trong 1giây, kW

Ta có: $$Q_s = \frac{1}{R_a} . F_t . \Delta t_{tb} \quad (3.65)$$

Với: $$\Delta t_{tb} = \frac{(t_1 - t_{sm}) - (t_2 - t_{sm})}{\ln[(t_1 - t_{sm})/(t_2 - t_{sm})]} \quad (3.66)$$

Và: $$Q_s = 1{,}2 . \dot{m}_V . (t_1 - t_2) \quad (3.67)$$

Trong công thức (3.67) thì hệ số 1,2 được hiểu là *tích số* giữa 1,2 và 1; với 1,2 là khối lượng riêng trung bình của không khí ẩm (kg/m^3), còn 1 là nhiệt dung riêng trung bình của không khí ẩm ($kJ/kg.K$).

Biến đổi, ta được:

$$\ln[(t_1 - t_{sm})/(t_2 - t_{sm})] = \frac{F_t}{R_a}.\frac{1}{1{,}2.\dot{m}_v} \tag{3.68}$$

Trong đó:

$$\dot{m}_v = F_f.v_f$$

Cho nên:

$$\ln[(t_1 - t_{sm})/(t_2 - t_{sm})] = \frac{F_t}{F_f}.\frac{1}{1{,}2.R_a.v_f} = k \tag{3.69}$$

Hệ số k trong biểu thức (3.69) có giá trị không đổi ứng với mỗi thiết bị cụ thể và tốc độ v_f cụ thể. Từ (3.69) ta có thể viết lại như sau:

$$\frac{t_2 - t_{sm}}{t_1 - t_{sm}} = e^{-k} \tag{3.70}$$

So sánh với (3.50), ta có:

$$BF = e^{-k} \tag{3.71}$$

Rõ ràng ta cũng có $F_t = F_r.r$, với r là số hàng ống và F_r là diện tích trao đổi nhiệt của một hàng ống trong dàn lạnh. Lúc đó, ta có thể xác định *hệ số tiếp xúc* (1 – BF) như sau:

$$(1 - BF) = 1 - \exp\left[-\frac{F_r.r}{1{,}2.F_f.R_a.v_f}\right] \tag{3.72}$$

Cần chú ý, hệ số tiếp xúc của một dàn lạnh nào đó sẽ độc lập với trạng thái của không khí và nhiệt độ của chất tải lạnh khi tỉ số giữa lưu lượng không khí và lưu lượng chất tải lạnh được giữ không đổi.

Ở phần trên ta đã đề cập đến *nhiệt độ bề mặt hiệu dụng* của thiết bị, do đó cũng cần phải làm rõ thuật ngữ này. Ta biết, về mặt tổng quát có thể có 3 loại dàn lạnh (hoặc AHU, FCU, PAU, FAU): (i) loại dùng nước lạnh, (ii) loại dùng nước muối lạnh hoặc một chất lỏng khác và (iii) loại dùng trực tiếp môi chất lạnh; trong đó thông thường người ta hay dùng nước lạnh và môi chất lạnh cho trường hợp của điều hòa không khí. Khi dòng không khí chuyển động ngang qua dàn lạnh thì tùy loại dàn lạnh mà nhiệt độ bề mặt của thiết bị có mức độ đồng đều khác nhau. Loại dàn lạnh có môi chất lạnh tiết lưu trực tiếp vào sẽ có nhiệt độ bề mặt đồng đều hơn cả, trong các trường hợp khác thì nói chung nhiệt độ bề mặt không đồng đều lắm (xem hình 3.27 và 3.28).

Người ta gọi nhiệt độ bề mặt hiệu dụng là giá trị nhiệt độ đồng đều trên toàn bộ diện tích trao đổi nhiệt của thiết bị sao cho trạng thái của không khí ở đầu ra của thiết bị giống như trạng thái thực tế với sự phân bố không đồng đều của nhiệt độ bề mặt. Trong ứng dụng, nhiệt độ bề mặt hiệu dụng chính là giá trị nhiệt độ của điểm giao nhau giữa đường GSHF và đường φ = 100%, ta cũng xem điểm này là điểm đọng sương của thiết bị.

Như đã biết, không khí khi đi qua dàn lạnh sẽ nhả một phần nhiệt lượng để biến đổi trạng thái. Nếu bỏ qua tổn thất, có thể xem như chất tải lạnh trong dàn lạnh sẽ nhận toàn bộ nhiệt lượng này. Lượng nhiệt đi từ không khí vào chất tải lạnh - về cơ bản - sẽ chịu ảnh hưởng của các yếu tố như: hệ số tỏa nhiệt đối lưu α_f giữa không khí và bề mặt vách ngoài của các ống trao đổi nhiệt, hệ số dẫn nhiệt của vật liệu làm ống và hệ số tỏa nhiệt đối lưu α_w từ vách bên trong ống đến chất tải lạnh. Ta gọi các giá trị $R_f = 1/\alpha_f$, R_m và $R_w = 1/\alpha_w$ là nhiệt trở tương ứng của lớp không khí bên ngoài, của vách ống và của chất tải lạnh bên trong.

Hệ số α_f phụ thuộc nhiều vào tốc độ chuyển động v_f của không khí. Đối với các loại dàn lạnh thường dùng trong kỹ thuật điều hòa không khí, với số cánh bình quân khoảng chừng 300*cánh* tính trên 1*m* chiều dài ống, có thể tham khảo các số liệu ở bảng 3.15. Các số liệu α_f trong bảng này được tính theo diện tích trao đổi nhiệt phía có cánh.

Bảng 3.15

v_f, *m/s*	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
α_f, $W/(m^2.K)$	35	45	54	62	69	75

Trong trường hợp quá trình làm mát có tách ẩm đang khảo sát có tỉ lệ nhiệt ẩn nhả ra khá cao, có nghĩa là hầu như toàn bộ bề mặt bên ngoài của thiết bị đều ẩm ướt, thì cần phải chia các giá trị α_f trong bảng 3.15 cho hệ số SHF.

Thực tế cho thấy, nếu ống trao đổi nhiệt thuộc loại trơn thì có thể bỏ qua nhiệt trở của kim loại làm ống, trong trường hợp ống có cánh thì có thể lấy nhiệt trở R_m của ống khoảng từ 0,0009($m^2.K/W$) đến 0,0005($m^2.K/W$), giá trị này tương ứng với bề mặt tổng phía bên ngoài của dàn lạnh.

Các nghiên cứu thực nghiệm cho thấy hệ số α_w phụ thuộc nhiều vào loại chất tải lạnh chuyển động bên trong dàn lạnh. Bảng 3.16 dưới đây trình bày một số giá trị nhiệt trở R_w ($m^2.K/W$) ứng với bề mặt bên trong của ống ($R_w = 1/\alpha_w$) theo sự thay đổi của nhiệt độ và tốc độ chuyển động của nước.

Bảng 3.16

Tốc độ của nước, *m/s*	Đường kính xấp xỉ bên trong của ống			
	15*mm*		25*mm*	
	5^oC	15^oC	5^oC	15^oC
0,4	0,00064	0,00050	0,00069	0,00064
0,5	0,00053	0,00042	0,00057	0,00053
0,75	0,00037	0,00029	0,00042	0,00036
1,00	0,00028	0,00022	0,00033	0,00027
1,25	0,00023	0,00019	0,00027	0,00022
1,50	0,00021	0,00017	0,00023	0,00020
1,75	0,00018	0,00015	0,00020	0,00018
2,00	0,00016	0,00014	0,00018	0,00016
2,25	0,00015	0,00013	0,00017	0,00015
2,50	0,00014	0,00012	0,00016	0,00014

Từ bảng 3.16, có thể thấy tốc độ của nước ảnh hưởng nhiều đến giá trị của nhiệt trở R_w, còn nhiệt độ không ảnh hưởng nhiều lắm.

Nếu gọi:

Q_t - tổng nhiệt lượng trao đổi giữa không khí và chất tải lạnh trong 1*giây*, *W*

F_t - diện tích trao đổi nhiệt của dàn lạnh (tính về phía có cánh), m^2

t_1, t_2 - nhiệt độ không khí vào và ra khỏi dàn lạnh, ^oC

t_{w1}, t_{w2} - nhiệt độ vào và ra khỏi dàn lạnh của chất tải lạnh, ^oC

F_i - diện tích trao đổi nhiệt của dàn lạnh tính theo bề mặt bên trong, m^2

Ta có:

$$Q_t = \frac{F_i}{R_f + R_m + R_w.F_i / F_t} \cdot \frac{(t_1 - t_{w2}) - (t_2 - t_{w1})}{\ln[(t_1 - t_{w2})/(t_2 - t_{w1})]} \qquad (3.73)$$

Trong trường hợp dàn lạnh thuộc loại tiết lưu trực tiếp, tức là chuyển động bên trong các ống là môi chất lạnh đang sôi, ta vẫn có thể sử dụng công thức (3.73). Lúc đó, nhiệt trở R_w ($m^2.K/W$) được xác định theo bảng 3.17.

Bảng 3.17

Năng suất lạnh tính theo *kW/nhánh*	Đường kính ngoài, *mm*		
	12	15	18
1,75	7.10^{-4}	-	-
2,46	$4,7.10^{-4}$	-	-
2,81	-	7.10^{-4}	-
4,21	-	$4,4.10^{-4}$	7.10^{-4}
5,26	-	$3,5.10^{-4}$	-
5,98	-	-	$4,7.10^{-4}$

Do đây là quá trình sôi cho nên nhiệt độ môi chất lạnh hầu như không thay đổi. Tuy nhiên, trong thực tế trạng thái của môi chất lạnh khi ra khỏi dàn lạnh thường không phải là hơi bão hòa khô mà có một độ quá nhiệt nhất định nào đó, thông thường độ quá nhiệt này khoảng chừng 5^oC. Như vậy, nhiệt lượng mà tác nhân lạnh nhận vào để biến đổi trạng thái không chỉ ở thành phần nhiệt ẩn mà còn thể hiện ở dạng nhiệt hiện, rõ ràng trong trường hợp này thì lượng nhiệt ẩn sẽ lớn hơn rất nhiều so với lượng nhiệt hiện.

Khi sử dụng công thức (3.73) cho trường hợp tiết lưu trực tiếp, ta không xem $t_{w1} = t_{w2}$ mà có thể lấy $(t_{w2} - t_{w1})$ bằng khoảng $1 \div 2^oC$. Ở bảng 3.17, khái niệm nhánh được hiểu là đoạn ống nối tiếp trong dàn lạnh giữa ống góp ở đầu vào và ống góp ở đầu ra.

Xét về phía không khí, rõ ràng quá trình làm mát có tách ẩm sẽ làm giảm thành phần nhiệt hiện và nhiệt ẩn của không khí. Có thể tham khảo các công thức trong mục 3.4.9 để tính các giá trị này.

Để bảo đảm tốt quá trình trao đổi nhiệt ở dàn lạnh, rõ ràng phải làm thế nào để toàn bộ bề mặt bên ngoài của dàn lạnh được bao phủ bởi lớp mỏng nước ngưng từ không khí ẩm tách ra, điều này có nghĩa là nhiệt độ của không khí ẩm ở đầu vào không nên vượt quá một giá trị giới hạn nào đó để sự tách ẩm có thể diễn ra ngay từ hàng ống đầu của dàn lạnh, và như vậy, càng đi sâu vào dàn lạnh thì nhiệt độ của không khí càng hạ thấp xuống.

c. Quá trình làm mát có tách ẩm kết hợp với quá trình hâm nóng

Với các không gian cần điều hòa không khí có yêu cầu *chất lượng cao*, việc đảm bảo cùng một lúc nhiệt độ và độ ẩm của không khí nằm trong vùng cho phép tương ứng với bất kỳ phụ tải nào là bài toán không dễ giải quyết. Đặc biệt, với những không gian có phụ tải thường xuyên thay đổi, có hệ số RSHF nhỏ (có nghĩa là có thành phần nhiệt ẩn cao, ví dụ như nhà hàng và vũ trường) và cũng thường xuyên thay đổi thì vấn đề này càng trở nên thật sự khó khăn nếu chỉ áp dụng những giải pháp thông thường.

Trong những trường hợp như vậy, cần phải nghĩ đến việc ứng dụng quá trình làm mát có tách ẩm kết hợp với hâm nóng bổ sung để tăng cường tính linh hoạt trong việc đảm bảo chất lượng của không khí trong không gian cần điều hòa. Hình 3.30 biểu diễn toàn bộ quá trình làm mát có tách ẩm kết hợp với hâm nóng bổ sung.

Các ký hiệu ở hình 3.30 có ý nghĩa như sau:

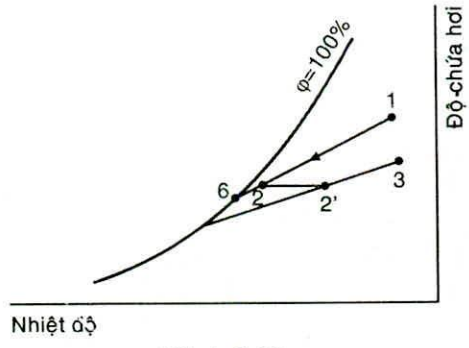
1- Trạng thái không khí đi vào dàn lạnh

2- Trạng thái không khí ra khỏi dàn lạnh

2'- Trạng thái không khí ra khỏi bộ hâm nóng để cấp vào không gian cần điều hòa

3- Trạng thái không khí trong không gian cần điều hòa

6- Điểm đọng sương của thiết bị



Hình 3.30

Nhận xét, ta thấy quá trình này bao gồm hai thành phần cơ bản là thành phần làm mát có tách ẩm và thành phần hâm nóng. Rõ ràng, nếu phụ tải giảm xuống thì nhiệt độ không khí cấp vào không gian cần điều hòa thường phải được điều chỉnh tăng lên. Như vậy, với các không gian có phụ tải thường xuyên thay đổi, khi phụ tải càng giảm xuống thì trạng thái không khí cấp vào không gian cần điều hòa càng phải dịch chuyển nhiều hơn về phía bên phải. Cụ thể, khi hệ thống hoạt động ở chế độ đầy tải thì trạng thái không khí cấp vào không gian cần điều hòa là 2, khi hệ thống hoạt động non tải thì trạng thái không khí cấp vào không gian cần điều hòa là 2'.

Cũng cần nhắc lại, trong bất kỳ tình huống nào thì điểm đọng sương 6 tất yếu phải tồn tại. Điều này có nghĩa là, đường thẳng nối các điểm biểu diễn trạng thái không khí vào và ra khỏi dàn lạnh phải cắt được đường $\varphi = 100\%$. Giả sử, trong trường hợp cụ thể nào đó, nếu trạng thái không khí cấp vào không gian cần điều hòa phải là 2', ta thấy không thể chỉ dùng dàn lạnh để tạo ra quá trình 1–2', vì đường thẳng nối điểm 1 và 2' không thể cắt đường $\varphi = 100\%$. Trong trường hợp đó ta phải sử dụng dàn lạnh để tạo ra quá trình 1–2 và kết hợp với quá trình hâm nóng để tạo ra quá trình 2–2'.

Từ đồ thị, ta thấy phụ tải của dàn lạnh tỉ lệ với $(I_1 - I_2)$, còn nhiệt lượng dùng để hâm nóng tỉ lệ với $(I_{2'} - I_2)$. Có thể thấy rõ một phần phụ tải của dàn lạnh đã bị khử bởi quá trình hâm nóng, chính vì vậy cho nên hiện nay - do yêu cầu sử dụng hiệu quả năng lượng - người ta ít sử dụng quá

trình làm mát có tách ẩm kết hợp với hâm nóng bổ sung. Thay vào đó, có thể nghĩ đến phương án sử dụng máy lạnh có máy nén hơi kết hợp với kỹ thuật tách ẩm bằng chất hút ẩm.

§3.11. QUÁ TRÌNH TĂNG ẨM VÀ GIẢM ẨM

Như đã đề cập ở các phần trên, trong những năm gần đây, do các yêu cầu về bảo vệ môi trường và sử dụng hiệu quả năng lượng, bên cạnh máy lạnh có máy nén hơi người ta càng ngày càng sử dụng nhiều hơn công nghệ *làm mát bay hơi* và *tách ẩm bằng chất hút ẩm* trong kỹ thuật điều hòa không khí, trong kỹ thuật *phòng sạch*, và trong khá nhiều các kỹ thuật khác. Để chuẩn bị cơ sở lý luận nhằm nghiên cứu kỹ hơn các vấn đề có liên quan, mục này sẽ khảo sát một số quá trình biến đổi trạng thái cơ bản của không khí ẩm theo chiều hướng làm tăng và làm giảm độ chứa hơi, đây là những quá trình thành phần có khả năng xuất hiện trong công nghệ nêu trên.

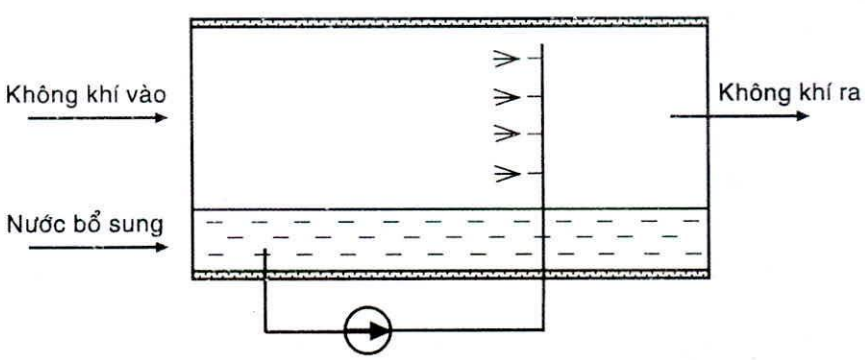
3.11.1. Quá trình tăng ẩm

Mục tiêu cơ bản của quá trình tăng ẩm là làm gia tăng độ chứa hơi của không khí. Trong mục này, theo thứ tự ta sẽ lần lượt khảo sát các quá trình thành phần sau đây:

- Quá trình tăng ẩm đoạn nhiệt.
- Quá trình tăng ẩm đẳng nhiệt.
- Quá trình tăng ẩm phức tạp.

a. Quá trình tăng ẩm đoạn nhiệt

Trước tiên, cần nhắc lại khái niệm *đoạn nhiệt*. Một quá trình được gọi là đoạn nhiệt khi không có trao đổi nhiệt giữa hệ thống và môi trường. Hình 3.31 trình bày sơ đồ để khảo sát quá trình tăng ẩm đoạn nhiệt.



Hình 3.31 *Sơ đồ khảo sát quá trình tăng ẩm đoạn nhiệt*

Từ hình vẽ ta thấy hệ thống bao gồm:

- Một buồng được cách nhiệt tốt và ở trạng thái cân bằng nhiệt với môi trường xung quanh.
- Hệ thống phun nước ở dạng sương bao gồm bộ phun, bơm và ống dẫn. Trong trường hợp này, ta bỏ qua năng lượng do bơm và nước bổ sung mang vào hệ thống, các ống dẫn được xem như cách nhiệt khá tốt.
- Hệ thống cấp nước bổ sung.

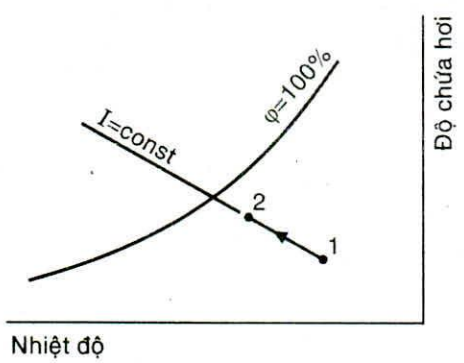
Khi hệ thống hoạt động, không khí chưa bão hòa ở ngoài trời (trạng thái 1) được thổi đi qua buồng cách nhiệt và tiếp xúc với các hạt nước do cơ cấu tán sương phun ra. Nếu gọi 2 là trạng thái không khí ở đầu ra của buồng, ta có các nhận xét sau:

- Nhiệt độ t_2 của không khí ở đầu ra sẽ nhỏ hơn nhiệt độ t_1 của không khí ở đầu vào. Như vậy, trong quá trình này, lượng sụt giảm thành phần nhiệt hiện của không khí đã được dùng để làm cho nước bay hơi vào không khí. Tất nhiên, cuối cùng chính lượng hơi nước bay vào không khí đã mang trả lại không khí lượng nhiệt hiện đã mất bằng sự gia tăng nhiệt ẩn.

- Độ chứa hơi của không khí ở đầu ra lớn hơn độ chứa hơi của không khí ở đầu vào, độ chênh lệch $\Delta d = d_2 - d_1$ chính là lượng nước từ cơ cấu phun sương bay hơi vào không khí. Nếu quá trình được thực hiện liên tục thì phải bổ sung nước vào hệ thống, lưu lượng nước bổ sung chính bằng lượng nước bị bay hơi.

- Nếu không tính đến lượng nhiệt do nước bổ sung mang vào thì có thể coi enthalpy của không khí ở đầu ra và đầu vào đều như nhau. Trong trường hợp cần chính xác, rõ ràng ta thấy I_2 hơi lớn hơn I_1 và độ chênh lệch $\Delta I = I_2 - I_1$ chính là nhiệt lượng do nước bổ sung mang vào hệ thống. Trong trường hợp này, nhiệt độ của nước bổ sung phải là t_{u1}.

Từ những điều đã nêu, khi chấp nhận mức độ chính xác đủ dùng, có thể xem quá trình tăng ẩm đoạn nhiệt 1-2 trùng với đường đẳng enthalpy đi qua điểm 1. Hình 3.32 trình bày cách biểu diễn quá trình tăng ẩm đoạn nhiệt trên đồ thị t – d.



Hình 3.32 *Sơ đồ khảo sát quá trình tăng ẩm đoạn nhiệt*

Về mặt nguyên tắc, nếu hệ thống ở hình 3.32 được thiết kế phù hợp thì không khí đi ra khỏi hệ thống

có thể sẽ đạt đến trạng thái bão hòa, quá trình ứng với trạng thái 2 bão hòa được gọi là quá trình bão hòa đoạn nhiệt. Tuy nhiên, cần lưu ý, trong thực tế trạng thái 2 rất khó đạt đến trạng thái bão hòa hoàn toàn.

Gọi i_W là enthalpy của nước được cấp bổ sung vào hệ thống, ta có thể viết phương trình cân bằng nhiệt như sau:

$$I_1 + (d_2 - d_1).i_W = I_2 \qquad (3.74)$$

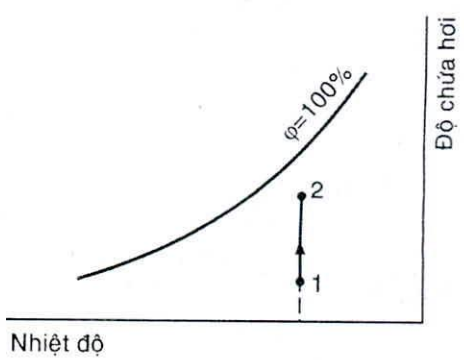
Như vậy, khi quá trình là bão hòa đoạn nhiệt, điểm 1 và 2 có cùng nhiệt độ nhiệt kế ướt, nhưng enthalpy của không khí bão hòa I_2 hơi lớn hơn enthalpy của không khí chưa bão hòa I_1 một lượng là $(d_2 - d_1).i_W$. Chính điều này giải thích tại sao các đường nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt và các đường đẳng enthalpy thực tế *không hoàn toàn song song* với nhau.

Trước đây, khi xây dựng đồ thị của không khí ẩm người ta thường bỏ qua sai lệch này. Tuy nhiên, đồ thị t – d trình bày ở phần phụ lục là một trong số ít những đồ thị có chú ý đến việc hiệu chỉnh để đạt được giá trị chính xác hơn, tức là có chú ý đến độ sai lệch giữa các đường nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt và các đường đẳng enthalpy.

b. Quá trình tăng ẩm đẳng nhiệt

Nếu nước phun vào không khí (đương nhiên phải được tán sương tốt) có nhiệt độ giống như nhiệt độ của không khí thì quá trình đó sẽ làm cho độ chứa hơi của không khí tăng lên nhưng nhiệt độ vẫn được giữ như cũ, ta gọi quá trình có đặc điểm như vậy là quá trình tăng ẩm đẳng nhiệt.

Hình 3.33 trình bày quá trình tăng ẩm đẳng nhiệt trên đồ thị t – d, rõ ràng quá trình đó trùng với đường t = const.



Hình 3.33

c. Quá trình tăng ẩm phức tạp

Một cách tổng quát, để thực hiện quá trình tăng ẩm người ta có thể cho không khí tiếp xúc trực tiếp hoặc gián tiếp với nước đã được phun sương trong buồng công tác, hoặc có thể bổ sung thêm hơi nước vào không khí. Trong mục này ta sẽ nghiên cứu quá trình làm tăng ẩm bằng cách cho không khí tiếp xúc trực tiếp với nước đã được phun sương trong buồng công tác hoặc phun hơi nước vào buồng công tác.

Trước khi nghiên cứu quá trình này, cần lưu ý là ta có thể thực hiện bằng ba cách khác nhau như sau:

- Cách thứ nhất

Phun *nước* đã được tán sương vào buồng công tác. Trong trường hợp này lưu lượng nước phun vào khá lớn so với lưu lượng nước bị bay hơi, như vậy sẽ có một bộ phận đáng kể nước quay trở lại bồn chứa nước để tiếp tục được phun vào buồng công tác.

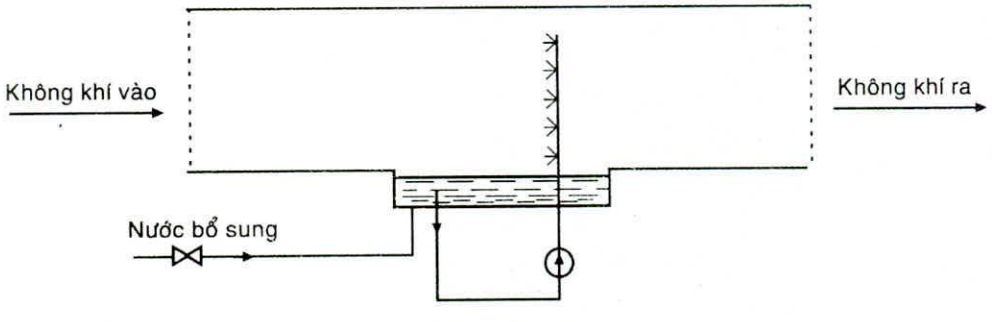
- Cách thứ hai

Phun *nước* đã được tán sương vào buồng công tác nhưng giảm bớt lưu lượng. Trong trường hợp này lưu lượng nước phun vào chỉ đúng bằng lưu lượng nước bị bay hơi, điều này có nghĩa là toàn bộ nước phun vào đều có thể bay hơi để hoà trộn *vào không khí.*

- Cách thứ ba

Phun *hơi nước* ở trạng thái *bão hòa khô* vào buồng công tác.

Đối với cách thứ nhất, người ta thường không dùng hệ số tiếp xúc (1 – BF) mà dùng *hệ số tăng ẩm* η để đánh giá hiệu quả hoạt động của thiết bị. Ta có thể gọi thiết bị được sử dụng để tạo nên quá trình tăng ẩm trong trường hợp này là *Air Washer*. Trong rất nhiều trường hợp thực tế thì nhiệt độ nước phun vào buồng công tác của thiết bị tăng ẩm thường ở trong vùng từ $t_{ư}$ đến t, trong đó $t_{ư}$ và t lần lượt là nhiệt độ nhiệt kế ướt và nhiệt độ nhiệt kế khô của không khí ở đầu vào. Như sẽ thấy rõ ở mục §3.12, các quá trình tăng ẩm phức tạp ứng với trường hợp nhiệt độ t_w của nước phun vào nằm trong khoảng $t_{ư} < t_w < t$ sẽ làm cho enthalpy của không khí gia tăng do *một bộ phận* nước bay hơi mang vào ở dạng nhiệt ẩn (thành phần nhiệt hiện của không khí bị giảm, thành phần nhiệt ẩn của không khí gia tăng, lượng gia tăng nhiệt ẩn lớn hơn lượng sụt giảm nhiệt hiện) và do nhiệt lượng xâm nhập từ bên ngoài vào hệ thống qua các bộ phận như buồng công tác, bồn chứa nước, ống tuần hoàn nước, bơm nước, nước bổ sung,...Hình 3.34 trình bày sơ đồ nguyên lý của thiết bị tương ứng với trường hợp này.



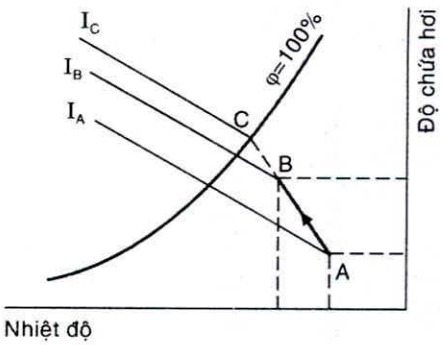
Hình 3.34

Hình 3.35 biểu diễn trên đồ thị t-d quá trình tăng ẩm phức tạp ứng với cách thứ nhất, trong đó ta sử dụng các ký hiệu sau:

A - trạng thái không khí ở đầu vào

B - trạng thái không khí ở đầu ra

C - trạng thái không khí khi xem hệ số tăng ẩm $\eta = 100\%$



Hình 3.35

Ta có thể xác định hệ số tăng ẩm η như sau:

$$\eta = \frac{I_B - I_A}{I_C - I_A}.100, \% \tag{3.75}$$

$$\eta = \frac{d_B - d_A}{d_C - d_A}.100, \% \tag{3.76}$$

Ở cách thứ hai, lưu lượng nước phun vào buồng công tác đúng bằng lưu lượng nước bay hơi vào không khí do toàn bộ nước phun vào đều hóa thành hơi để hòa trộn với không khí. Tất nhiên trong trường hợp này I_B cũng lớn hơn I_A. Ta có:

$$I_B = I_A + g_W.i_W \tag{3.77}$$

$$d_B = d_A + g_w \tag{3.78}$$

Ở đây:

g_w - lượng nước phun vào ứng với 1*kg không khí khô*

i_w - enthalpy của nước ứng với trạng thái đầu vào có nhiệt độ t_w

d_A, d_B - độ chứa hơi của không khí ở đầu vào và ra khỏi buồng công tác

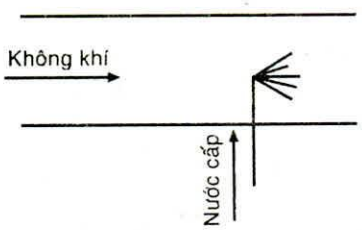
I_A, I_B - enthalpy của không khí ở đầu vào và ra khỏi buồng công tác

Từ khái niệm tỉ số độ sai biệt ε giữa enthalpy và độ chứa hơi đã trình bày ở mục §3.7, ta có:

$$\varepsilon = \frac{I_B - I_A}{d_B - d_A} = i_w = c_w.t_w \tag{3.79}$$

Trong đó c_w là nhiệt dung riêng khối lượng của nước.

Việc xác định hệ số ε có thể giúp ta xác định hướng diễn biến của quá trình, nếu đã tính được ε thì coi như tia AB đã được xác định vì trong hầu hết các đồ thị không khí ẩm người ta đã xây dựng sẵn thang chia trị số ε.



Hình 3.36

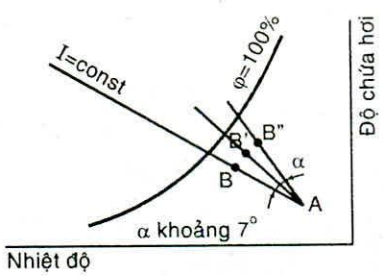
Hình 3.36 mô tả sơ đồ ứng với trường hợp *toàn bộ nước phun vào đều được hóa thành hơi.*

Rõ ràng, trạng thái của không khí ở đầu ra nằm gần hay xa đường bão hòa φ = 100% là do lượng nước phun vào nhiều hay ít. Nói chung, khi đã biết t_w và g_w thì coi như ta đã có đủ điều kiện để xác định hướng diễn biến của quá trình và xác định vị trí của điểm B.

Cần lưu ý, do có cùng mục đích cho nên đường biểu diễn quá trình ứng với thiết bị ở hình 3.34 (trường hợp $t_{ư} < t_w < t$, nước phun vào chỉ bay hơi một phần) và thiết bị ở hình 3.36 (toàn bộ nước phun vào đều hóa thành hơi) hoàn toàn tương tự nhau, tuy nhiên giữa chúng cũng có một vài khác biệt cơ bản.

Quan sát công thức (3.77), ta có thể thấy rõ nếu $t_w = 0^oC$ thì $I_A = I_B$, còn nếu $t_w > 0^oC$ thì I_B luôn luôn lớn hơn I_A. Ứng với điều kiện áp suất khí quyển, nhiệt độ nước phun vào buồng công tác ở hình 3.36 – về nguyên tắc – có thể thay đổi trong khoảng từ 0^oC cho đến 100^oC. Ta có thể chứng minh rằng, khi t_w = const còn g_w thay đổi thì điểm biểu diễn trạng thái của không khí ở đầu ra của bộ tăng ẩm ở hình 3.36 sẽ thay đổi nhưng vẫn di chuyển trên đường thẳng có ε = const đi qua điểm A.

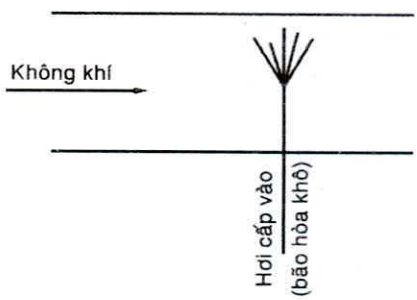
Nếu gọi B" và B là các trạng thái không khí ở đầu ra của buồng công tác ứng với $t_w = 100^oC$ và $t_w = 0^oC$ (trong trường hợp này g_w là một giá trị thích hợp tùy ý), ta thấy đoạn AB hợp với đoạn AB" thành một góc khoảng chừng 7^o. Hình 3.37 trình bày đồ thị t-d mô tả vùng giới hạn của các trạng thái không khí ra khỏi buồng công tác ứng với cách thứ hai.



Hình 3.37

Từ đồ thị ở hình 3.37, ta thấy quá trình này có những đặc điểm tương đối khác so với các trường hợp sẽ được trình bày ở mục §3.12. Ở trường hợp này (cách thứ hai), dù t_w có giá trị bất kỳ nào trong khoảng từ 0^oC đến 100^oC thì nhiệt độ của không khí ở đầu ra vẫn luôn luôn nhỏ hơn nhiệt độ của không khí ở đầu vào.

Hình 3.38 mô tả trường hợp tương ứng với *cách thứ ba*, trong trường hợp này ta sử dụng hơi bão hòa khô để phun vào buồng công tác thay vì sử dụng nước. Cũng cần chú ý rằng, lưu lượng hơi bão hòa khô phun vào buồng công tác chỉ nên vừa đủ để không xảy ra hiện tượng ngưng tụ.



Hình 3.38

Nếu cứ ứng với 1*kg* không khí khô người ta phun vào m_h *kg* hơi bão hòa khô, lúc đó ta có:

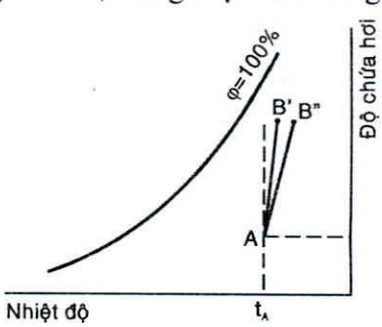
$$d_B = d_A + m_h \tag{3.80}$$

$$I_B = I_A + m_h.i_h \tag{3.81}$$

Ý nghĩa của các ký hiệu dùng ở đây cũng giống như ở các công thức (3.77) và (3.78). Tương tự như trên, trong trường hợp này ta cũng có $\varepsilon = i_h$. Như vậy, có thể thấy rõ, nếu trạng thái của hơi nước phun vào đã được xác định thì ta hoàn toàn có thể xác định được hướng của tia AB.

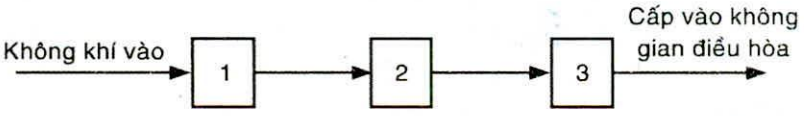
Hình 3.39 biểu diễn quá trình biến đổi trạng thái của không khí ẩm ứng với cách thứ ba. Ở quá trình này, điểm B gần như nằm trên cùng đường đẳng nhiệt với điểm A. Trong khá nhiều trường hợp thực tế thì hơi bão hòa khô ở đầu vào thường có nhiệt độ từ 100^oC đến 234^oC, ở hai trường hợp biên này thì trạng thái của không khí ở đầu ra lần lượt là B' và B", có thể chứng minh dễ dàng rằng độ lệch của các tia AB' và AB" ra khỏi đường thẳng đứng ($t = t_A = const$) không đáng kể. Góc tạo bởi các tia AB' và AB" khoảng chừng 4^o. Nếu hơi nước phun vào là hơi quá nhiệt thì nhiệt độ của không khí ở đầu ra có thể tăng thêm một lượng xác định nào đó, tất nhiên mức gia tăng nhiệt độ tùy thuộc vào độ quá nhiệt của hơi.

Bên cạnh ba cách điển hình đã trình bày ở trên, trong một số trường hợp đôi khi ta cần phải thực hiện các quá trình vừa làm gia tăng độ chứa hơi vừa làm gia tăng nhiệt độ của không khí. Quá trình như vậy rất cần thiết ở các xứ lạnh và khô, bởi vì vào mùa đông độ chứa hơi của không khí thường khá nhỏ, nếu trực tiếp đưa không khí này vào phòng và gia nhiệt đến nhiệt độ cần thiết thì độ ẩm tương đối của không khí sẽ giảm xuống đáng kể, giá trị này trong nhiều trường hợp không thích hợp với sức



Hình 3.39

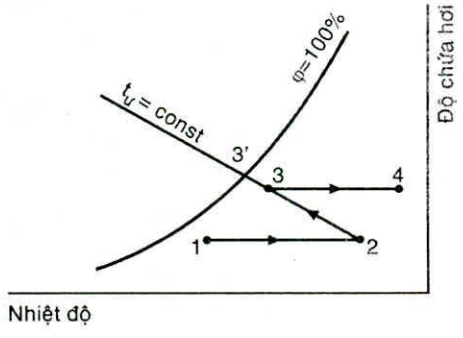
khỏe của con người. Trong trường hợp này, quá trình tăng ẩm thông thường được thực hiện theo sơ đồ ở hình 3.40, đây là phương án có tính hiệu quả cao và được sử dụng rộng rãi ở các xứ lạnh và khô.



1- Bộ gia nhiệt 2- Air Washer 3- Bộ hâm nóng

Hình 3.40

Theo sơ đồ ở hình 3.40, không khí bên ngoài trời (có nhiệt độ và độ chứa hơi nhỏ) được làm nóng đến nhiệt độ cần thiết ở bộ gia nhiệt sơ bộ, sau đó đi qua Air Washer để tăng ẩm và tiếp tục được gia nhiệt ở bộ hâm nóng trước khi được đưa vào không gian cần điều hòa. Hình 3.41 thể hiện toàn bộ quá trình đã nói trên đồ thị t – d, trong đó:



Hình 3.41

1- Trạng thái không khí ngoài trời (vào mùa đông, ở xứ lạnh)
2- Trạng thái không khí sau khi đi qua bộ gia nhiệt sơ bộ
3- Trạng thái không khí ở đầu ra của Air Washer
4- Trạng thái không khí sau khi đi ra khỏi bộ hâm nóng

Rõ ràng, trạng thái 4 đã được nâng lên cả nhiệt độ và độ chứa hơi so với trạng thái 1 ở ngoài trời. Thông thường, trong trường hợp này người ta thiết kế Air Washer ở điều kiện sao cho có thể tạo ra quá trình tăng ẩm đoạn nhiệt, như vậy nhiệt độ của nước cấp vào Air Washer phải bằng $t_{u2} = t_{3'}$, ở điều kiện đó thì quá trình 2-3 trùng với đường t_u = const.

Cần chú ý, trong điều kiện khí hậu của Việt Nam, quá trình tăng ẩm thuần túy hầu như ít được dùng đến. Tuy vậy, hiện nay ở các nơi công cộng - đặc biệt ở những nơi có đông người - người ta vẫn thường ứng dụng quá trình phun nước trình bày ở hình 3.34 vào những mùa nóng nực. Như đã trình bày trên đồ thị ở hình 3.35, kết quả ta sẽ có không khí mát hơn nhưng độ chứa hơi cao hơn.

Quá trình tăng ẩm đang khảo sát được xem là một bộ phận quan trọng trong công nghệ làm mát bay hơi và tách ẩm bằng chất hút ẩm, công nghệ này hiện đang được từng bước phát triển ở Việt Nam.

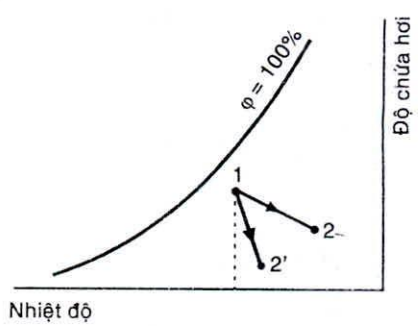
3.11.2. Quá trình giảm ẩm

Đây cũng là một bộ phận quan trọng trong công nghệ làm mát bay hơi và tách ẩm bằng chất hút ẩm với mục đích làm giảm độ chứa hơi của không khí ẩm. Có hai thuật ngữ có liên quan đến quá trình này là hấp thụ (Absorption) và hấp phụ (Adsorption), tương ứng ta sẽ có *chất hấp thụ* và *chất hấp phụ*. Chất hấp thụ là chất mà trong quá trình làm việc thì các tính chất vật lý và hóa học của nó có thể bị biến đổi, thông thường các chất này ở thể lỏng. Chất hấp phụ là chất mà trong quá trình làm việc thì các tính chất vật lý và hóa học của nó không bị biến đổi, thông thường các chất này ở thể rắn. Chất hấp thụ thường được sử dụng là Lithium Chloride hoặc Lithium Bromide. Quá trình hấp thụ ẩm xảy ra là do có độ chênh lệch phân áp suất hơi nước có trong không khí ẩm và phân áp suất hơi nước ở bề mặt chất hấp thụ. Chất hấp phụ thường được sử dụng là Silicagel. Quá trình hấp phụ diễn ra là do có độ chênh lệch phân áp suất hơi nước và do tác động của trường điện từ ở khu vực đó.

Trong trường hợp làm giảm độ chứa hơi của không khí bằng chất hút ẩm lỏng (Liquid Desiccant), người ta thường phun chất hút ẩm lỏng ngược chiều với dòng không khí để tạo ra sự tiếp xúc tốt giữa không khí và các hạt lỏng của chất hút ẩm. Quá trình làm giảm độ chứa hơi của không khí thông thường sẽ làm tăng nhiệt độ của không khí.

Trong trường hợp làm giảm độ chứa hơi của không khí bằng chất hút ẩm rắn, người ta thường cho không khí đi qua các rotor có chứa chất hút ẩm rắn. Trong trường hợp này thông thường nhiệt độ không khí sau khi ra khỏi rotor hút ẩm tăng lên nhiều hơn so với trường hợp của chất hút ẩm lỏng.

Đồ thị t-d ở hình 3.42 trình bày quá trình làm giảm độ chứa hơi của không khí bằng chất hút ẩm lỏng và rắn, trong đó quá trình 1-2' ứng với chất hút ẩm lỏng, còn quá trình 1-2 ứng với chất hút ẩm rắn.



Hình 3.42

§3.12. QUÁ TRÌNH TRAO ĐỔI NHIỆT VÀ ẨM ĐA BIẾN

Đây là quá trình tổng hợp có thể bao gồm cả một số quá trình đã trình bày trong các mục 3.10.2 và §3.11, hoặc ngược lại, các quá trình đã trình bày trong các mục 3.10.2 và §3.11 chỉ là trường hợp riêng của quá trình này. Trong trường hợp này chúng ta hoàn toàn có thể làm biến đổi cả *nhiệt độ* và *độ chứa hơi* của không khí theo nhiều yêu cầu khác nhau.

Xin nhấn mạnh, mục này sẽ chỉ đề cập đến quá trình *tiếp xúc trực tiếp* giữa không khí và nước, quá trình tiếp xúc gián tiếp sẽ được đề cập ở các chương sau.

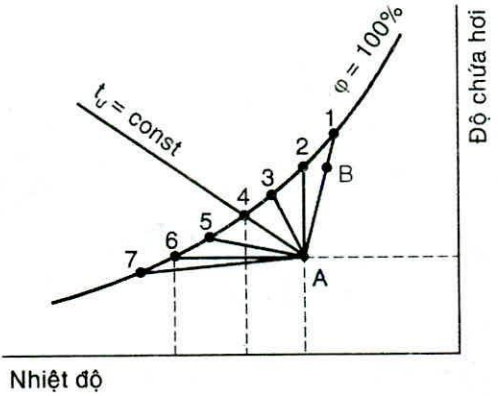
Trước khi nghiên cứu các nội dung chi tiết trong mục này, cần lưu ý là ta có thể nhận được nhiều loại quá trình, theo nhiều yêu cầu khác nhau, nếu như thay đổi *nhiệt độ* nước cấp vào. Tất nhiên nước phun vào thiết bị phải được tán sương ở một mức độ nhất định nào đó. Bằng cách cho không khí tiếp xúc với các hạt nước đã được tán sương, ta có thể xây dựng được các quá trình có tỉ số ε (tỉ số độ sai biệt giữa enthalpy và độ chứa hơi) tương ứng với nhiều giá trị khác nhau.

Phụ thuộc vào mức độ tán sương của nước mà *hiệu quả* trao đổi nhiệt và ẩm giữa nước và không khí sẽ khác nhau. Không nên nhận định sự biến đổi nhiệt độ và độ chứa hơi của không khí theo cảm tính, bởi vì sự biến đổi này hoàn toàn không đơn giản. Để hiểu rõ bản chất của quá trình đang khảo sát ta cần thống nhất một số vấn đề sau:

- Xây dựng một khái niệm mới là *lớp không khí mỏng bao xung quanh bề mặt các hạt nước*. Lớp không khí mỏng này luôn luôn ở trạng thái *bão hòa* và có nhiệt độ bằng nhiệt độ của các hạt nước.
- Chuyển đổi sự tiếp xúc trực tiếp giữa không khí và các hạt nước thành sự hòa trộn giữa không khí đang khảo sát với *lớp không khí mỏng bão hòa* bao xung quanh bề mặt các hạt nước.

Khi quá trình trao đổi nhiệt và ẩm diễn ra, tất nhiên nhiệt độ của nước cũng ít nhiều bị thay đổi, do vậy khi tiến hành xây dựng quá trình cần phải lưu ý xác định nhiệt độ trung gian của nước.

Gọi A và B là trạng thái của không khí ẩm đi vào và đi ra khỏi buồng công tác của thiết bị. Trên hình 3.43, các số từ 1 đến 7 được dùng để biểu diễn các trạng thái của lớp mỏng không khí ẩm bão hòa bao xung quanh bề mặt các hạt nước tương ứng với *bảy* trường hợp khảo sát, đương nhiên các điểm này phải nằm trên đường φ = 100%. Trên đồ thị này, điểm B biểu diễn kết quả hòa trộn sẽ nằm trên đường thẳng nối điểm A với các điểm từ 1 đến 7 (tương ứng với trường hợp khảo sát).



Hình 3.43

Việc xác định cụ thể vị trí của điểm hòa trộn B phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố, ví dụ như: diện tích bề mặt trao đổi nhiệt, thời gian tiếp xúc, tỉ số lưu lượng giữa không khí và nước, các thông số có liên quan của không khí và nước. Khi tính toán người ta thường sử dụng hệ số xối tưới, đó chính là lượng nước xối tưới (hay phun) ứng với 1*kg* không khí. Ngoài ra, các đặc điểm của buồng công tác, hướng của đường biểu diễn quá trình cũng được xem xét khi tính toán. Nếu tổ chức tốt sự tiếp xúc giữa không khí và nước, điểm biểu diễn trạng thái B của không khí sau khi hòa trộn có thể sẽ nằm rất gần đường $\varphi = 100\%$. Các kết quả thực tế cho thấy – tùy theo từng trường hợp – độ ẩm tương đối của trạng thái B có thể đạt đến khoảng từ 90% đến 95%. Hình 3.43 trình bày *bảy trường hợp* có thể xảy ra và cách xác định trạng thái không khí ra khỏi buồng công tác.

Khi khảo sát các trường hợp tiếp xúc trực tiếp giữa không khí và các hạt nước, ta cần lưu ý các nhận xét sau:

- Một bộ phận nước có thể bay hơi vào không khí, hoặc ngược lại, nước là tác nhân làm cho một bộ phận hơi nước có trong không khí bị ngưng tụ. Kết quả này phụ thuộc vào mối tương quan về độ lớn giữa phân áp suất hơi nước p_{hA} có trong không khí ẩm đang khảo sát và phân áp suất hơi nước p_{bh} có trong lớp không khí mỏng bão hòa bao xung quanh bề mặt các hạt nước. Nếu $p_{hA} > p_{bh}$ thì một bộ phận hơi nước có trong không khí sẽ bị ngưng tụ, tương ứng không khí sẽ nhả nhiệt ẩn. Ngược lại, nếu $p_{hA} < p_{bh}$ thì một bộ phận nước sẽ bị bay hơi vào không khí, tương ứng không khí sẽ nhận nhiệt ẩn.

- Không khí sẽ nhả nhiệt hiện nếu nhiệt độ t_A của không khí lớn hơn nhiệt độ t_W của nước phun vào, không khí sẽ nhận nhiệt hiện nếu nhiệt độ t_A của không khí nhỏ hơn nhiệt độ t_W của nước phun vào.

Ta sẽ lần lượt khảo sát bảy trường hợp sau:

Trường hợp 1 – Nhiệt độ của nước $t_W = t_1 > t_A$

Trong trường hợp này nhiệt độ và độ chứa hơi của không khí sau khi đi qua buồng công tác sẽ tăng lên. Ta thấy không khí nhận vào cả nhiệt ẩn và nhiệt hiện, nhiệt lượng do không khí nhận vào được cung cấp bởi chính các hạt nước. Cụ thể, không khí nhận nhiệt hiện là do nhiệt độ nước cấp vào lớn hơn nhiệt độ không khí đi vào buồng công tác, không khí nhận nhiệt ẩn là do có một bộ phận nước bị bay hơi và hòa trộn vào không khí.

Trường hợp 2 – Nhiệt độ của nước $t_W = t_2 = t_A$

Độ chứa hơi của không khí tăng lên nhưng nhiệt độ vẫn được giữ như cũ, đây chính là quá trình tăng ẩm đẳng nhiệt đã được trình bày ở mục

3.11.1. Trong trường hợp này không khí nhận nhiệt ẩn do có một bộ phận nước hóa hơi và bay vào không khí, nhiệt lượng cần thiết cho quá trình bay hơi cũng chính là nhiệt lượng lấy từ nước, không khí không nhận hay nhả nhiệt hiện do nhiệt độ nước cấp vào bằng nhiệt độ không khí đi vào buồng công tác.

Trường hợp 3 – Nhiệt độ của nước ở trong khoảng $t_{uA} < t_W = t_3 < t_A$

Trong trường hợp này t_{uA} là nhiệt độ nhiệt kế ướt ứng với không khí đi vào buồng công tác ở trạng thái A. Ta thấy độ chứa hơi của không khí tăng lên nhưng nhiệt độ bị giảm xuống. Nhiệt lượng cấp cho quá trình bay hơi được lấy một phần từ không khí và một phần từ nước. Trong trường hợp này không khí nhận nhiệt ẩn nhưng nhả nhiệt hiện, lượng nhiệt ẩn nhận vào lớn hơn lượng nhiệt hiện nhả ra do đó enthalpy của không khí cũng hơi gia tăng. Sở dĩ không khí nhả nhiệt hiện là do nhiệt độ nước cấp vào nhỏ hơn nhiệt độ không khí đi vào buồng công tác.

Trường hợp 4 – Nhiệt độ của nước $t_W = t_4 = t_{uA} < t_A$

Đây là quá trình tăng ẩm đoạn nhiệt đã được trình bày ở mục 3.11.1, quá trình này trùng với đường t_u = const. Trong trường hợp không cần chính xác lắm thì có thể coi quá trình trùng với đường I = const. Nhiệt lượng cần cho quá trình bay hơi được lấy từ không khí ở dạng nhiệt hiện, sau đó được hơi nước mang trả lại ở dạng nhiệt ẩn. Trong trường hợp này độ chứa hơi tăng nhưng nhiệt độ của không khí bị giảm, do lượng nhiệt ẩn nhận vào bằng lượng nhiệt hiện nhả ra do đó enthalpy của không khí không đổi.

Trường hợp 5 – Nhiệt độ của nước ở trong khoảng $t_{dsA} < t_W = t_5 < t_{uA}$

Trong trường hợp này t_{dsA} là nhiệt độ đọng sương ứng với không khí đi vào buồng công tác ở trạng thái A. Ta thấy độ chứa hơi của không khí tăng lên chút ít còn nhiệt độ thì bị giảm. Một phần nhiệt lượng của không khí được dùng để cấp cho quá trình bay hơi và làm nóng nước phun vào. Trong trường hợp này ta thấy lượng nhiệt ẩn do không khí nhận vào nhỏ hơn lượng nhiệt hiện do không khí nhả ra, do đó enthalpy của không khí bị giảm.

Trường hợp 6 – Nhiệt độ của nước $t_W = t_6 = t_{dsA}$

Không khí được làm mát nhưng độ chứa hơi không thay đổi, ta gọi đây là quá trình làm mát khô. Quá trình này tương tự như quá trình đã biểu diễn ở hình 3.22. Trong trường hợp này không khí chỉ nhả nhiệt hiện mà không trao đổi nhiệt ẩn.

Trường hợp 7 – Nhiệt độ của nước $t_W = t_7 < t_{dsA}$

Trong trường hợp này nhiệt độ của không khí hạ xuống, một bộ phận hơi nước có trong không khí bị ngưng tụ trên bề mặt của các hạt nước, chính vì vậy nên độ chứa hơi của không khí có xu hướng giảm, không khí nhả đồng thời nhiệt hiện và nhiệt ẩn.

§3.13. XÁC ĐỊNH LƯU LƯỢNG KHÔNG KHÍ THÔNG QUA CÁC HỆ SỐ ESHF, BF và NHIỆT ĐỘ ĐỌNG SƯƠNG CỦA THIẾT BỊ

Bằng cách sử dụng các hệ số ESHF, BF và nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị, ta có thể tính lưu lượng không khí cần thiết bằng công thức sau:

$$\dot{m}_V = \frac{ERSH}{1,2.(t - t_{adp}).(1 - BF)} \tag{3.82}$$

Các ký hiệu trong công thức (3.82) vẫn giống như đã trình bày ở trên, trong công thức này $\dot{m}_V$ là lưu lượng không khí tính bằng m^3/s. Lưu lượng $\dot{m}_V$ này chính là lưu lượng không khí cần phải cấp vào không gian cần điều hòa để giải phóng các lượng nhiệt thừa ẩn và hiện trong không gian cần điều hòa, đó cũng chính là lưu lượng không khí đi qua thiết bị ứng với phụ tải lạnh lúc đó và ở chế độ hòa trộn qui định (nếu có). Trong công thức (3.82) ta không thấy sự hiện diện của hệ số ESHF, tuy nhiên chính nhờ ESHF nên ta mới có thể xác định được nhiệt độ t_{adp}.

Cần lưu ý, về mặt thực tế, lưu lượng không khí đi qua thiết bị không hoàn toàn giống lưu lượng không khí cấp vào không gian cần điều hòa, lý do là có thể có những rò rỉ trên hệ thống ống dẫn không khí. Thêm vào đó, trạng thái không khí ra khỏi thiết bị cũng không giống trạng thái không khí cấp vào không gian cần điều hòa, lý do là có thể có sự xâm nhập nhiệt lượng từ bên ngoài vào không khí đang di chuyển trong ống dẫn (mặc dù ống dẫn đã được bọc cách nhiệt) và sự hấp thụ nhiệt nhả ra từ quạt.

Gọi 2 và 2' lần lượt là trạng thái không khí ra khỏi thiết bị và trạng thái không khí cấp vào không gian cần điều hòa, ta thấy độ chứa hơi của 2 và 2' phải bằng nhau nhưng nhiệt độ điểm 2' hơi lớn hơn nhiệt độ điểm 2. Ta có thể chứng minh được:

$$\dot{m}_{V2} = \frac{TSH}{1,2.(t_1 - t_2)} \tag{3.83}$$

$$\dot{m}_{V2'} = \frac{RSH}{1,2.(t_{3'} - t_{2'})} \tag{3.84}$$

Trong các công thức (3.82), (3.83) và (3.84) thì hệ số 1,2 được hiểu là *tích số* giữa 1,2 và 1; với 1,2 là khối lượng riêng trung bình của không khí ẩm (kg/m^3), còn 1 là nhiệt dung riêng trung bình của không khí ẩm ($kJ/kg.K$); đơn vị của ERSH, TSH và RSH là kW. Các ký hiệu khác lần lượt có ý nghĩa như sau:

$\dot{m}_{V2}$ và $\dot{m}_{V2'}$ - lần lượt là lưu lượng không khí đi qua thiết bị và lưu lượng không khí cấp vào không gian cần điều hòa, m^3/s

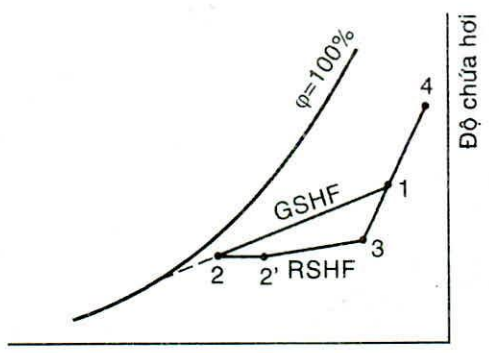
t_1 - nhiệt độ không khí đi vào thiết bị, ^oC

t_3 - nhiệt độ không khí cần duy trì trong không gian cần điều hòa, ^oC

Khi đã biết tỉ lệ hòa trộn giữa không khí ngoài trời 4 và không khí trong không gian cần điều hòa 3, ta có thể dễ dàng xác định ngay trạng thái của điểm hòa trộn 1 và từ đó tính được lưu lượng không khí cần thiết bằng phương pháp tính lặp. Quá trình tính toán được tiến hành cụ thể như sau:

- Chọn trước hiệu số $t_3 - t_{2'}$, sau đó sử dụng công thức (3.84) để tính lưu lượng không khí $\dot{m}_{V2'}$ cần phải cấp vào không gian cần điều hòa.
- Thế giá trị $\dot{m}_{V2'}$ đã tính vào công thức (3.83) ta sẽ tìm được nhiệt độ không khí ra khỏi dàn lạnh (trong trường hợp này ta xem $\dot{m}_{V2} = \dot{m}_{V2'}$).
- Kiểm tra hiệu số $t_{2'} - t_2$, hiệu số này phải phù hợp với độ gia tăng nhiệt độ khi không khí đi qua quạt và ống dẫn, đồng thời những điểm biểu diễn trạng thái không khí tương ứng phải nằm trên đường GSHF và RSHF. Khi những điều kiện nêu trên không được thỏa mãn thì cần phải chọn lại hiệu số $t_3 - t_{2'}$ và lặp lại quá trình tính toán đã nêu trên.

Từ công thức (3.84), ta thấy độ chênh lệch nhiệt độ giữa không khí trong không gian cần điều hòa và không khí cấp vào ảnh hưởng quan trọng đến lưu lượng không khí $\dot{m}_{V2'}$. Khi độ chênh lệch này tăng lên, có nghĩa là không khí cung cấp vào lạnh hơn (vì nhiệt độ không khí trong không gian cần điều hòa giả sử được giữ không đổi), thì lưu lượng không khí cần thiết sẽ giảm bớt đi. Độ chênh lệch này không thể tăng vô hạn mà sẽ đạt đến giá trị tối đa khi nhiệt độ t_2 trùng với giá trị nhiệt độ được xác định bởi giao điểm của đường RSHF và đường $\varphi = 100\%$. Hình 3.44 trình bày các quá trình có liên quan trên đồ thị t – d.



Hình 3.44

Mặc dù trong thực tế $t_{2'} > t_2$, tuy nhiên ở những hệ thống được thiết kế và thi công tốt thì vẫn có thể xem $t_{2'} = t_2$ để việc nghiên cứu được dễ dàng hơn. Ngoài ra, cũng cần lưu ý rằng, ở những điều kiện đã được xác định thì hệ số RSHF là hằng số, trong khi đó hệ số GSHF có thể tăng hay giảm khi tỉ lệ hòa trộn giữa không khí tươi ở ngoài trời và không khí trong không gian cần điều hòa có sự thay đổi. Như vậy, trong trường hợp GSHF thay đổi, điểm biểu diễn trạng thái của không khí cấp vào không gian cần điều hòa cũng phải thay đổi và di chuyển trên đường RSHF.

Để có thể tính lưu lượng cần thiết theo phương pháp đơn giản hơn, cần phải lưu ý đến khái niệm nhiệt độ bề mặt hiệu dụng đã trình bày ở các phần trước. Trong các ứng dụng thực tế, có thể xem nhiệt độ bề mặt hiệu dụng của thiết bị là nhiệt độ điểm đọng sương 6 của thiết bị, đó chính là giao điểm của đường GSHF và đường $\varphi = 100\%$.

§3.14. MỘT SỐ VÍ DỤ ĐIỂN HÌNH

Mục này trình bày một số ví dụ điển hình thường gặp trong kỹ thuật điều hòa không khí. Các ví dụ trong mục này xoay quanh một số vấn đề vừa mang tính thực tế, vừa mang tính tổng hợp. Độ khó và phức tạp của các ví dụ này theo thứ tự sẽ tăng dần, cần phải nắm vững các nội dung đã trình bày ở các phần trên trước khi đọc các ví dụ này.

Ví dụ 3.10

Khảo sát thiết bị tạo ẩm ở hình 3.34, cho biết ở đầu vào là $1kg$ không khí khô có $t_1 = 52{,}65^oC$ và ở đầu ra là không khí ẩm bão hòa có $t_2 = 19^oC$. Xác định:

- Lượng nhiệt hiện do không khí nhả ra.
- Lượng nhiệt cần thiết để làm cho không khí trở thành bão hòa ở điều kiện đã nêu.
- Enthalpy của không khí ở đầu ra của thiết bị.
- Enthalpy của không khí khô tại nhiệt độ $52{,}65^oC$.
- Độ sai lệch enthalpy giữa đầu ra và đầu vào.

Giải

Lượng nhiệt hiện do không khí ẩm nhả ra để giảm nhiệt độ từ $52{,}65^oC$ đến 19^oC có thể được xác định như sau:

$$q_1 = 1{,}006.(52{,}65 - 19) = 33{,}852 kJ/kg \text{ không khí khô}$$

Rõ ràng, độ biến đổi nhiệt hiện của không khí chính là nhiệt lượng cần thiết để làm cho một bộ phận nước bay hơi vào không khí để không khí ở đầu ra đạt đến trạng thái bão hòa. Nếu gọi q_2 là nhiệt lượng này, ta có thể xác định ngay $q_2 = 33,852 kJ/kg$ *không khí khô*. Tuy nhiên, giả sử cần phải tính toán để làm sáng tỏ vấn đề, ta có thể tiến hành các phép tính sau:

- Tra bảng *"Nước và hơi nước trên đường bão hòa"*, phân áp suất của hơi nước có trong không khí bão hòa ở đầu ra là:

$$p_{h2} = p_{bh2} = 2,21 kPa$$

- Độ chứa hơi của không khí ở trạng thái 2 là:

$$d_2 = 622.\frac{p_h}{p - p_h} = 622.\frac{2,21}{101,325 - 2,21}$$

$$d_2 = 13.869 gam\ hơi\ nước/kg\ không\ khí\ khô$$

- Tra bảng, ta được ẩn nhiệt hóa hơi của nước ở 19^oC là $2456,2 kJ/kg$. Như vậy, nhiệt lượng cần để làm cho lượng nước $d = 13,869 gam\ hơi\ nước/kg\ không\ khí\ khô$ bay hơi vào không khí là:

$$q_2 = 13,869.10^{-3}.2456,2 = 34,065 kJ/kg\ không\ khí\ khô$$

So sánh, ta thấy đây chính là độ sụt giảm nhiệt hiện của không khí như đã trình bày ở trên. Để tính enthalpy của không khí ở đầu ra ta có thể dùng công thức (3.20):

$$I_2 = 1,006.t_2 + d_2.(2500,77 + 1,84.t_2)$$

$$I_2 = 1,006.19 + 13,869.10^{-3}.(2500,77 + 1,84.19)$$

$$I_2 = 54,28 kJ/kg\ không\ khí\ khô$$

Dùng công thức (3.18) ta có thể tính được enthalpy của không khí khô ở đầu vào:

$$I_1 = 1,006.t_1 = 1,006.52,65 = 52,966 kJ/kg\ không\ khí\ khô$$

Như vậy, độ sai lệch enthalpy giữa đầu ra và đầu vào là:

$$\Delta I = I_2 - I_1 = 1,314 kJ/kg\ không\ khí\ khô$$

Ta hiểu độ sai lệch enthalpy này chính là nhiệt lượng do nước bổ sung mang vào.

Ví dụ 3.11

Một tòa nhà văn phòng cần được điều hòa không khí với điều kiện thiết kế là: $t = 24^oC$, $\varphi = 50\%$, RSH = $60kW$, RLH = $15kW$, lưu lượng không khí tươi đi vào hệ thống là $1000lít/s$. Xác định:

- Nhiệt lượng mà không khí tươi cần phải nhả ra để biến đổi từ trạng thái ngoài trời thành trạng thái trong phòng.
- Giá trị GTH.
- Hệ số ESHF.
- Nhiệt độ t_{adp}.
- Lưu lượng không khí cần phải đi qua thiết bị.

Cho biết không khí ngoài trời có $t = 35^oC$ và $t_{ư} = 25^oC$.

Giải

Gọi 4 và 3 lần lượt là trạng thái không khí ngoài trời và trạng thái không khí cần duy trì trong không gian cần điều hòa, tra đồ thị t – d ta có:

$I_4 = 76,5kJ/kg$ *không khí khô*

$I_3 = 48kJ/kg$ *không khí khô*

Để xác định rõ thành phần nhiệt hiện Q_{1h} và thành phần nhiệt ẩn $Q_{1ẩ}$ do không khí ngoài trời nhả ra để trở thành không khí trong không gian cần điều hòa, ta phải tìm enthalpy I_o của điểm trung gian 0. Trong trường hợp này điểm trung gian 0 là giao điểm giữa đường thẳng đứng đi qua điểm 4 và đường nằm ngang đi qua điểm 3 trên đồ thị t – d. Từ đồ thị ta tra được:

$I_o = 59,5kJ/kg$ *không khí khô*

Trong trường hợp của bài toán, nếu lấy khối lượng riêng trung bình của không khí là $1,1428kg$ *không khí khô*$/m^3$, ta xác định được:

$$Q_{1h} = 1000.10^{-3}.1,1428.(59,5 - 48) = 13,142kW$$

$$Q_{1ẩ} = 1000.10^{-3}.1,1428.(76,5 - 59,5) = 19,516kW$$

Do đó, nhiệt lượng mà không khí ngoài trời cần phải nhả ra để trở thành không khí trong không gian cần điều hòa là:

$$Q_1 = Q_{1h} + Q_{1ẩ} = 13,142 + 19,516 = 32,658kW$$

Ta có:

$$TSH = 60 + 13,142 = 73,142kW$$

$$TLH = 15 + 19,516 = 34,516kW$$

Như vậy:

$$GTH = 73,142 + 34,516 = 107,658kW$$

Từ bảng 3.4, ta chọn BF = 0,15. Theo công thức (3.60), ta có:

$$ESHF = \frac{60 + 0,15.13,142}{60 + 0,15.13,142 + 15 + 0,15.19,516} = 0,77556$$

Để xác định nhiệt độ điểm đọng sương t_{adp} của thiết bị, ta có thể tiến hành theo nhiều cách khác nhau. Ví dụ, nếu dùng bảng thì từ bảng 3.11 ta tra được $t_{adp} = 9,89^oC$.

Từ đó, theo công thức (3.82), ta xác định được lưu lượng không khí cần phải đi qua thiết bị là:

$$\dot{m}_V = \frac{ERSH}{1,2.(t - t_{adp}).(1 - BF)} = \frac{60 + 0,15.13,142}{1,2.(24 - 9,89).(1 - 0,15)} = 4,3058m^3/s$$

Ví dụ 3.12

Các số liệu của tòa nhà văn phòng giống như ở ví dụ 3.11, tuy nhiên trạng thái không khí cần duy trì trong không gian cần điều hòa ở trường hợp này là $t = 24^oC$ và $\varphi = 65\%$. Xác định:

- Lưu lượng không khí đi qua dàn lạnh.
- Trạng thái không khí vào và ra khỏi dàn lạnh.

Giải

Tương tự như ở ví dụ 3.11, ta xác định được:

$I_1 = 76,5kJ/kg$ *không khí khô*

$I_3 = 55,1kJ/kg$ *không khí khô*

$I_o = 66,6kJ/kg$ *không khí khô*

Nếu lấy khối lượng riêng trung bình của không khí là $1,1428kg$ *không khí khô*$/m^3$, ta xác định được:

$$Q_{1h} = 1000.10^{-3}.1,1428.(66,6 - 55,1) = 13,142kW$$

$$Q_{1â} = 1000.10^{-3}.1,1428.(76,5 - 66,6) = 11,313kW$$

Từ đó:

$$ESHF = \frac{60 + 0{,}15.13{,}142}{60 + 0{,}15.13{,}142 + 15 + 0{,}15.11{,}313} = 0{,}788$$

Theo bảng 3.11, ta tra được: $t_{adp} = 15{,}78^oC$

Lưu lượng không khí đi qua dàn lạnh:

$$\dot{m}_V = \frac{60 + 0{,}15.13{,}142}{1{,}2.(24 - 15{,}78).(1 - 0{,}15)} = 7{,}391 m^3/s$$

Ta có thể xác định trạng thái của không khí vào và ra khỏi dàn lạnh bằng nhiệt độ nhiệt kế khô t và nhiệt độ nhiệt kế ướt $t_ư$. Ta có:

- Nhiệt độ nhiệt kế khô của không khí đi vào dàn lạnh:

$$t_1 = \frac{1000.35 + (7391 - 1000).24}{7391} = 25{,}488^oC$$

- Nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí đi vào dàn lạnh (tra từ đồ thị không khí ẩm):

$$t_{ư1} = 20{,}1^oC$$

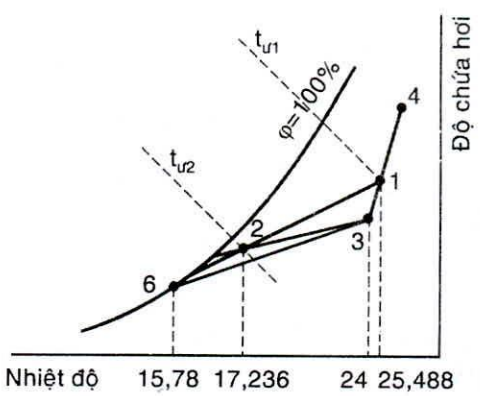
- Nhiệt độ nhiệt kế khô của không khí đi ra khỏi dàn lạnh:

$$t_2 = 15{,}78 + 0{,}15.(25{,}488 - 15{,}78) = 17{,}236^oC$$

- Nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí ra khỏi dàn lạnh (tra từ đồ thị không khí ẩm):

$$t_{ư2} = 16{,}8^oC$$

Hình 3.45 minh họa các giá trị nhiệt độ tương ứng trên đồ thị t – d.



Hình 3.45

Từ các kết quả ở ví dụ 3.11 và 3.12, ta thấy khi độ ẩm tương đối của không khí trong không gian cần điều hòa tăng lên (65% thay vì 50%, các điều kiện khác vẫn được giữ như cũ) thì nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị cũng tăng lên, lưu lượng không khí tăng lên, còn GTH thì có giảm chút ít.

Ví dụ 3.13

Khảo sát một không gian cần điều hòa có các điều kiện thiết kế là: t = 24^oC, φ = 50%, RSH = $35kW$, RLH = $19kW$, lưu lượng không khí tươi cần thiết là $1200l/s$, nhiệt độ nhiệt kế khô và ướt của không khí ngoài trời lần lượt là 32^oC và 23^oC, độ chênh nhiệt độ tối đa giữa không khí trong phòng và không khí cấp vào là 10^oC. Xác định:

- Lượng nhiệt mà không khí tươi cần phải nhả ra để biến đổi từ trạng thái ngoài trời thành trạng thái trong phòng.
- Hệ số ESHF.
- Giá trị t_{adp}.
- Lượng nhiệt hâm nóng bổ sung (nếu cần).
- Lưu lượng không khí đi qua dàn lạnh.
- Các thông số của không khí vào và ra khỏi dàn lạnh.
- Trạng thái không khí cấp vào không gian cần điều hòa.
- Lượng nhiệt tổng GTH.

Giải

Trong trường hợp này, cách xác định các lượng nhiệt hiện-nhiệt ẩn do không khí tươi nhả ra và các ký hiệu được dùng cũng tương tự như ở các ví dụ 3.11 và 3.12. Ta có:

$$Q_{1h} = 11,52kW$$

$$Q_{1â} = 16,5kW$$

$$Q_1 = Q_{1h} + Q_{1â} = 11,52 + 16,5 = 28,02kW$$

Trong trường hợp này ta chọn BF = 0,05. Từ đó:

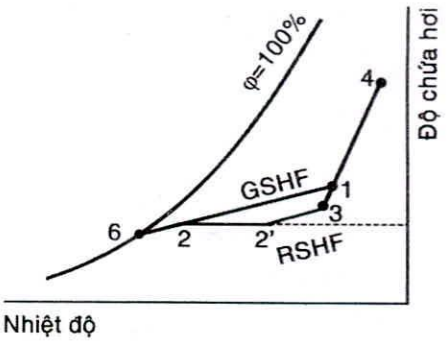
$$ESHF = \frac{35 + 0,05.11,52}{35 + 0,05.11,52 + 19 + 0,05.16,5} = 0,642$$

Ta có thể xác định t_{adp} bằng cách kẻ đường ESHF trên đồ thị t – d, đường này phải đi qua điểm có t = 24^oC và φ = 50%. Từ đồ thị t – d ta tra được:

$$t_{adp} = 2^oC$$

Kết quả đó cho thấy nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị quá thấp, điều này không tốt và không hợp lý về mặt vận hành. Do vậy, tốt nhất ta nên tăng giá trị nhiệt độ đọng sương của thiết bị, sau đó dùng biện pháp *hâm nóng bổ sung* không khí trước khi cấp nó vào không gian cần điều hòa.

Hình 3.46 minh họa bằng đồ thị quá trình hâm nóng bổ sung.



Hình 3.46

Khi gia tăng nhiệt độ đọng sương của thiết bị, chắc chắn hệ số ESHF sẽ có giá trị cao hơn giá trị đã tính. Tham khảo bảng 3.11, ta chọn ESHF = 0,74 và từ đó tra được nhiệt độ điểm đọng sương mới của thiết bị là:

$$t_{adp} = 9^oC$$

Ở trường hợp này thì tử số và mẫu số trong công thức (3.55) nhất định phải chứa thêm một thành phần khác mà ta gọi là nhiệt lượng Q_2 dùng để hâm nóng không khí trước khi cấp nó vào không gian cần điều hòa. Như vậy:

$$ESHF = \frac{RSH + BF.Q_h + Q_2}{RSH + BF.Q_h + Q_2 + RLH + BF.Q_{\hat{a}}}$$

Từ biểu thức trên ta suy ra:

$$Q_2 = \frac{ESHF.(RSH + BF.Q_h + RLH + BF.Q_{\hat{a}}) - RSH - BF.Q_h}{1 - ESHF}$$

$$Q_2 = \frac{0,74.(35 + 0,05.11,52 + 19 + 0,05.16,5) - 35 - 0,05.11,52}{1 - 0,74}$$

$$Q_2 = 20,849kW$$

Từ công thức (3.82), lưu lượng không khí đi qua dàn lạnh có giá trị là:

$$\dot{m}_V = \frac{35 + 0,05.11,52 + 20,849}{1,2.(24 - 9).(1 - 0,05)} = 3,299m^3/s$$

Nhiệt độ nhiệt kế khô của không khí đi vào dàn lạnh là:

$$t_1 = \frac{1200.32 + (3299 - 1200).24}{3299} = 26,91^oC$$

Từ đồ thị t – d, ta tra được nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí đi vào dàn lạnh là:

$$t_{ul} = 19,3^oC$$

Nhiệt độ nhiệt kế khô của không khí ra khỏi dàn lạnh:

$$t_2 = t_{adp} + BF.(t_1 - t_{adp}) = 9 + 0,05.(26,91 - 9) = 9,895^oC$$

Từ đồ thị t – d, ta tra được nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí ra khỏi dàn lạnh là:

$$t_{u2} = 9,65^oC$$

Như vậy, nhiệt độ của không khí cấp vào không gian cần điều hòa sau khi được hâm nóng là:

$$t_{2'} = t_3 - \frac{RSH}{1,2.\dot{m}} = 24 - \frac{35}{1,2.3,299} = 15,16^oC$$

Rõ ràng, độ chứa hơi của không khí cấp vào không gian cần điều hòa phải bằng độ chứa hơi của không khí ra khỏi dàn lạnh, ta tra được:

$$d_{2'} = d_2 = 7,3 gam\ hơi\ nước/kg\ không\ khí\ khô$$

Lượng nhiệt tổng:

$$GTH = 35 + 19 + 28,02 + 20,849 = 102,869 kW$$

Từ ví dụ 3.13, ta thấy nếu RSHF nhỏ hơn một mức nào đó (có nghĩa là tỉ lệ phụ tải nhiệt ẩn hơi nhiều) thì có khả năng nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị hạ xuống rất thấp hoặc không xác định được vì đường ESHF không thể cắt đường $\varphi = 100\%$, lúc đó biện pháp hâm nóng không khí (đoạn 2-2' ở hình 3.46) được xem là một trong những biện pháp hợp lý để giải quyết vấn đề này.

Ví dụ 3.14

Khảo sát không khí ẩm có $t = 28^oC$ và $t_u = 20,6^oC$ ở áp suất khí quyển $p_o = 101,325 kPa$ chuyển động qua một dàn lạnh. Sau khi ra khỏi dàn lạnh các thông số của nó là: $t = 10^oC$, $d = 7,046 gam\ hơi\ nước/kg\ không\ khí\ khô$. Tính:

- Lưu lượng không khí khô phải cấp vào không gian cần điều hòa để duy trì nhiệt độ 21^oC, cho biết phụ tải nhiệt ẩn là $0,31 kW$ và phụ tải nhiệt hiện là $2,35 kW$.
- Xác định độ ẩm tương đối của không khí trong không gian đó.

- Nếu phụ tải nhiệt hiện chỉ còn 1,175*kW* và phụ tải nhiệt ẩn không đổi thì nhiệt độ và độ chứa hơi của không khí đi vào không gian cần điều hòa phải như thế nào?
- Tính toán phụ tải lạnh ở cả hai trường hợp và lượng nhiệt cần dùng ở quá trình hâm nóng (nếu có).

Giải

- Gọi $\dot{m}_{V2'}$ là lưu lượng không khí khô cần xác định. Ứng dụng công thức (3.84) ta có:

$$\dot{m}_{V2'} = \frac{RSH}{1{,}2.(t_3 - t_{2'})} = \frac{2{,}35}{1{,}2.(21-10)} =$$

$$= 0{,}178 m^3/s = 0{,}2136 kg\ không\ khí\ khô/s$$

- Lượng ẩm do không khí mang vào không gian cần điều hòa là:

$$7{,}064.0{,}2136 = 1{,}505 gam\ hơi\ nước/s$$

Giả sử ẩn nhiệt hóa hơi của nước ở 21^oC là 2454*kJ/kg*, như vậy lượng hơi nước tương ứng với phụ tại nhiệt ẩn đã nói là:

$$\frac{0{,}31}{2454} = 1{,}263.10^{-4} kg\ hơi\ nước/s$$

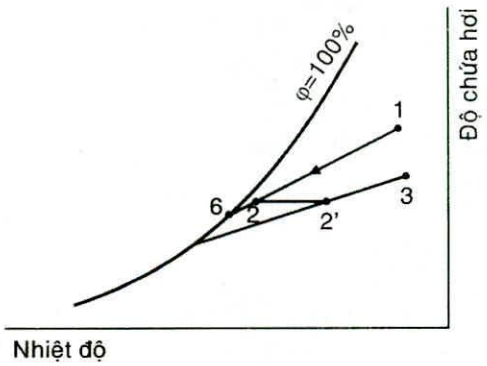
Đây chính là lượng hơi nước phát sinh trong không gian cần điều hòa. Như vậy, cứ ứng với 0,2136*kg không khí khô* thì lượng ẩm có trong phòng là 0,1263 + 1,505 = 1,6313*gam*. Từ đó có thể tính được độ chứa hơi của không khí trong không gian cần điều hòa là:

$$\frac{1{,}6313}{0{,}2136} = 7{,}637 gam\ hơi\ nước/kg\ không\ khí\ khô$$

Tra đồ thị t – d, độ ẩm tương đối ứng với t = 21^oC và d = 7,637*gam hơi nước/kg không khí khô* là:

$$\varphi = 49{,}3\%$$

- Ở chế độ toàn tải (phụ tải nhiệt hiện là 2,35*kW* và phụ tải nhiệt ẩn là 0,31*kW*) thì không khí đi vào không gian cần điều hòa là 2. Khi nhiệt hiện giảm chỉ còn 1,175*kW* và nhiệt ẩn không đổi thì trạng thái không khí cấp vào phải thay đổi, cụ thể là điểm 2'. Như vậy nhiệt độ không khí cấp vào không gian cần điều hòa đã tăng từ t_2 lên $t_{2'}$, nhiệm vụ này do bộ hâm nóng thực hiện. Hình 3.47 biểu diễn quá trình làm mát có tách ẩm và hâm nóng.



Hình 3.47

Gọi Δt là độ gia tăng nhiệt độ của không khí để giải phóng lượng nhiệt hiện 1,175*kW*. Ta có:

$$\Delta t = \frac{1{,}175}{1{,}024.0{,}2136} = 5{,}37^oC$$

Như vậy nhiệt độ không khí đi vào không gian cần điều hòa là:

$t_{2'} = 21 - 5{,}37 = 15{,}63^oC$

$d_{2'} = d_2 = 7{,}046$*gam hơi nước/kg không khí khô*

- Tính phụ tải lạnh Q và nhiệt lượng của Q' ở bộ hâm nóng:

Trường hợp toàn tải:

$Q = 0{,}2136.(I_1 - I_2)$

Tra ẩm đồ, ta có :

$I_1 = 59{,}06$*kJ/kg không khí khô* và $I_2 = 27{,}81$*kJ/kg không khí khô*

Như vậy:

$Q = 0{,}2136.(59{,}06 - 27{,}81) = 6{,}675kW$

Trường hợp giảm tải:

$Q' = 0{,}2136(I_{2'} - I_2)$

Tra ẩm đồ, ta có:

$I_{2'} = 33{,}41$*kJ/kg không khí khô*

Như vậy:

$Q' = 0{,}2136.(33{,}41 - 27{,}81) = 1{,}168kW$

Ví dụ 3.15

Không khí ẩm có trạng thái ban đầu được xác định bởi $t_1 = 19^oC$ và $t_{ds1} = 4^oC$. Sau khi cho không khí đi qua bộ hâm nóng loại bề mặt thì nhiệt độ không khí ở đầu ra là $t_2 = 25^oC$. Xác định mức độ gia tăng thành phần nhiệt hiện của không khí.

Giải

Để giải bài toán này ta có thể tiến hành theo hai cách, cần lưu ý quá trình này có d = const.

- Cách thứ nhất

Sử dụng công thức ở phần 3.4.9, ta có lượng gia tăng thành phần nhiệt hiện của không khí là:

$$\Delta I_h = 1{,}024.(25 - 19) = 6{,}144 kJ/kg \text{ không khí khô}$$

- Cách thứ hai

Tra bảng, ta có phân áp suất hơi nước $p_{h1} = 819{,}68Pa$

Như vậy:

$$d_1 = d_2 = 622.\frac{819{,}68}{101325 - 819{,}68} = 5{,}0727 g \text{ hơi nước/kg không khí khô}$$

Sử dụng công thức (3.20), ta có:

$I_1 = 1{,}006.19 + 5{,}0727.10^{-3}.(2500{,}77 + 1{,}84.19) = 31{,}977 kJ/kg \text{ không khí khô}$

$I_2 = 1{,}006.25 + 5{,}0727.10^{-3}.(2500{,}77 + 1{,}84.25) = 38{,}06 kJ/kg \text{ không khí khô}$

Lượng biến đổi entanpi của không khí:

$\Delta I = I_2 - I_1 = 38{,}069 - 31{,}977 = 6{,}092 kJ/kg \text{ không khí khô}$

Ta thấy, rõ ràng $\Delta I = \Delta I_h$

Ví dụ 3.16

Không khí ẩm chuyển động qua dàn lạnh với lưu lượng $1{,}5 m^3/s$. Trạng thái của không khí ở đầu vào được xác định bởi $t_1 = 28^oC$ và $t_{u1} = 20{,}6^oC$. Khi ra khỏi dàn lạnh trạng thái của không khí được xác định bởi $t_2 = 12{,}5^oC$ và $d_2 = 8{,}336 g$ *hơi nước/kg không khí khô*. Xác định:

- Nhiệt độ điểm đọng sương của thiết bị.
- Hệ số tiếp xúc.
- Phụ tải lạnh.

Giải

Quá trình được biểu diễn ở hình 3.48. Từ trạng thái 1 và 2 đã biết, tra đồ thị t – d ta có:

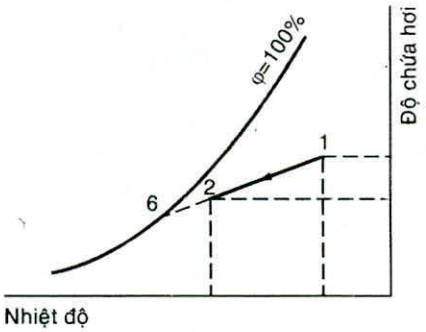
$I_1 = 59{,}06 kJ/kg$ *không khí khô*

$I_2 = 33{,}61 kJ/kg$ *không khí khô*

Gọi 6 là giao điểm của đường 1-2 và đường φ = 100%, nhiệt độ ứng với điểm 6 được gọi là nhiệt độ đọng sương của thiết bị, tra đồ thị t – d ta có:

$t_6 = 10{,}25^oC$

$I_6 = 29{,}94 kJ/kg$ *không khí khô*



Hình 3.48

Từ công thức (3.51), ta có thể tính hệ số tiếp xúc như sau:

$$(1 - BF) = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_6} = \frac{59{,}06 - 33{,}61}{59{,}06 - 29{,}94} = 0{,}8739$$

Gọi Q là phụ tải lạnh, ta có:

$$Q = \frac{1{,}5}{v}.(59{,}06 - 33{,}61)$$

Trong đó v là thể tích riêng của không khí ẩm, m^3/kg *không khí khô*. Tra bảng hoặc đồ thị, ta có $v = 0{,}8693 m^3/kg$ *không khí khô*.

Như vậy:

$$Q = \frac{1{,}5}{0{,}8693}.(59{,}03 - 33{,}61) = 43{,}914 kW$$

Ví dụ 3.17

Khảo sát một dàn lạnh có 4 hàng ống, cho biết hệ số tiếp xúc của nó là 0,85 khi tốc độ ở mặt cắt ngang là $v_f = 2{,}5 m/s$. Xác định hệ số tiếp xúc ở các trường hợp sau:

- $v_f = 3 m/s$, 4 hàng ống
- $v_f = 2 m/s$,, 4 hàng ống
- $v_f = 2{,}5 m/s$, 6 hàng ống
- $v_f = 2{,}5 m/s$, 2 hàng ống

Cho biết, có thể xem nhiệt trở R_a (từ không khí vào bề mặt ngoài của dàn lạnh) không đổi khi v_f thay đổi.

Giải

Từ công thức (3.72) ta có:

$$0,85 = 1 - \exp(-\frac{F_r.r}{1,2.F_f.R_a.v_f})$$

Suy ra: $\frac{F_r}{F_f.R_a} = 1,4228$

Từ đó ta có thể tính được hệ số tiếp xúc của các trường hợp đã nêu:

- $v_f = 3m/s$, 4 hàng ống:

$$(1 - BF) = 1 - \exp(-1,4228.\frac{4}{1,2.3}) = 0,7942$$

- $v_f = 2m/s$, 4 hàng ống:

$$(1 - BF) = 1 - \exp(-1,4228.\frac{4}{1,2.2}) = 0,90664$$

- $v_f = 2,5m/s$, 6 hàng ống:

$$(1 - BF) = 1 - \exp(-1,4228.\frac{6}{1,2.2,5}) = 0,9419$$

- $v_f = 2,5m/s$, 2 hàng ống:

$$(1 - BF) = 1 - \exp(-1,4228.\frac{2}{1,2.2,5}) = 0,6127$$

Từ các kết quả đã tính ở trên, ta thấy khi thay đổi số hàng ống r và tốc độ v_f nhưng vẫn giữ không đổi các thông số cơ bản của dàn lạnh, ta có thể rút ra các nhận xét sau:

- Khi số hàng ống giống nhau nhưng tốc độ không khí tăng dần thì hệ số tiếp xúc sẽ giảm dần.
- Khi giữ không đổi tốc độ không khí nhưng gia tăng số hàng ống thì hệ số tiếp xúc sẽ tăng.

Ví dụ 3.18

Khảo sát một AHU có khả năng làm mát và tách ẩm không khí từ trạng thái có $t_1 = 28^oC$, $t_{u1} = 19{,}5^oC$ đến $t_2 = 12^oC$ và $t_{u2} = 11{,}3^oC$. Để hấp thụ nhiệt của không khí người ta cho nước lạnh chuyển động bên trong AHU và thấy độ gia tăng nhiệt độ của nước khi đi qua AHU là $5{,}5^oC$. Cho biết AHU đang khảo sát có một số đặc điểm như sau:

- Số hàng ống: 6
- Tốc độ ở mặt cắt ngang: $2{,}64m/s$
- Số cánh tính trên $1m$ chiều dài ống: 316
- Chiều rộng cánh (theo hướng dòng không khí): $37{,}5mm$
- Kích thước mặt cắt ngang: rộng x cao = $1{,}5m$ x $1{,}2m$
- Kích thước ống: đường kính ngoài = $15mm$
  đường kính trong = $13{,}6mm$
- Lưu lượng không khí đi qua AHU: $4{,}75m^3/s$

Giả sử toàn bộ bề mặt bên ngoài các ống trao đổi nhiệt của AHU đều bị ẩm ướt, xác định nhiệt độ của nước vào và ra khỏi AHU.

Giải

Từ đồ thị t – d ta có thể xác định được một số thông số cần thiết khác của không khí. Ta có:

$I_1 = 55{,}36kJ/kg$ *không khí khô* $I_2 = 32{,}41kJ/kg$ *không khí khô*

$v_1 = 0{,}8674m^3/kg$ *không khí khô* $v_2 = 0{,}8178m^3/kg$ *không khí khô*

$d_1 = 10{,}65g$ *hơi nước/kg không khí khô* $d_2 = 8{,}062g$ *hơi nước/kg không khí khô*

Như vậy, tổng nhiệt lượng do không khí nhả ra khi đi qua AHU là:

$$Q_t = \frac{4{,}75}{0{,}8674}.(55{,}36 - 32{,}41) = 125{,}67kW$$

Lượng nhiệt hiện do không khí nhả ra được tính như sau:

$$Q_h = 1{,}024.\frac{4{,}75}{0{,}8674}.(28 - 12) = 89{,}72kW$$

Như vậy, giá trị của hệ số GSHF là:

$$GSHF = \frac{89{,}72}{125{,}67} = 0{,}71393$$

Từ các số liệu đã cho, ta thấy chiều dài của mỗi ống trong AHU là 1,5*m*; từ đó suy ra số cánh có trên một ống là:

$$1,5 \times 316 = 474 \text{ cánh}$$

Số ống tính trên một mặt cắt ngang:

$$\frac{1,2}{37,5.10^{-3}} = 32 \text{ ống}$$

Chu vi bên ngoài của ống:

$$\pi.0,015 = 0,04712m$$

Diện tích mặt bên ngoài của ống tính theo một mặt cắt ngang:

$$0,04712.1,5.32 = 2,261m^2$$

(Bỏ qua phần diện tích bị che bởi cánh)

Diện tích bên ngoài của các cánh tính cho một mặt cắt ngang:

$$2.474.37,5.10^{-3}.1,2 - \frac{\pi.(0,015)^2}{4}.474.32 = 39,96m^2$$

Diện tích toàn bộ bề mặt trao đổi nhiệt tính về phía không khí:

$$F_t = (39,96 + 2,261).6 = 253,326m^2$$

Diện tích bề mặt trao đổi nhiệt tính theo bề mặt trong của ống:

$$F_i = \pi.0,0136.1,5.32.6 = 12,3m^2$$

Ta có:

$$\frac{F_t}{F_i} = \frac{253,326}{12,3} = 20,595$$

Cách chuyển động của nước trong AHU như sau: chạy song song trong 32 ống ở một hàng, sau đó chuyển qua hàng kế tiếp. Như vậy, có thể tính tốc độ trung bình của nước trong mỗi ống như sau:

$$v_w = \frac{125,67}{4,18.5,5}.\frac{4.10^{-3}}{\pi.(0,0136)^2.32} = 1,176m/s$$

Từ bảng 3.15, ta có $\alpha'_f = 64W/(m^2.K)$

Căn cứ trên các chú thích ở bảng 3.15, do bề mặt các ống trao đổi nhiệt của AHU hầu hết đều bị ẩm ướt cho nên giá trị α_f thật sự phải là:

$$\alpha_f = \frac{64}{0,71393} = 89,64 W/(m^2.K)$$

Từ đó:

$$R_f = \frac{1}{\alpha_f} = 0,0111557 m^2.K/W$$

Về phần nhiệt trở của kim loại làm ống, có thể lấy $R_m = 0,0035 m^2.K/W$

Từ bảng 3.16, ta có thể tra được nhiệt trở R_w của màng nước bên trong ống:

$$R_w = 0,00022 m^2.K/W$$

Các giá trị R_f và R_m được tính theo diện tích bề mặt trao đổi nhiệt phía có cánh, trong khi đó giá trị R_w được tính theo bề mặt bên trong của ống, do đó cần phải chuyển đổi R_w theo diện tích bề mặt trao đổi nhiệt phía bên ngoài:

$$R'_w = R_w . \frac{F_t}{F_i} = 22.10^{-5}.20,595 = 453,1.10^{-5} m^2.K/W$$

Theo công thức (3.73), có thể tính nhiệt lượng do nước nhận vào như sau:

$$Q_t = \frac{253,326}{0,0111557 + 0,0035 + 0,004531} . \frac{(28 - t_{w2}) - (12 - t_{w1})}{\ln[(28 - t_{w2})/(12 - t_{w1})]} = 125670$$

Từ đó:

$$\frac{(28 - t_{w2}) - (12 - t_{w1})}{\ln[(28 - t_{w2})/(12 - t_{w1})]} = 9,518^oC$$

Do đó :

$$\frac{(28 - 5,5 - t_{w1}) - (12 - t_{w1})}{\ln[(28 - 5,5 - t_{w1})/(12 - t_{w1})]} = 9,518^oC$$

Suy ra:

- Nhiệt độ nước đi vào AHU: $t_{w1} = 6,785^oC$
- Nhiệt độ nước ra khỏi AHU: $t_{w2} = 12,285^oC$

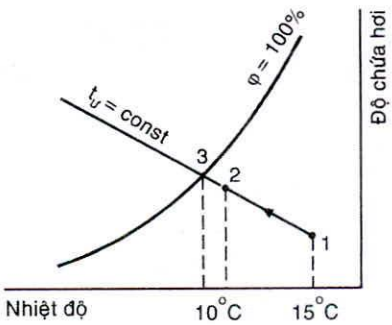
Ví dụ 3.19

Không khí ở đầu vào Air Washer có các thông số như sau: $t_1 = 15^oC$, $t_{ư1} = 10^oC$, lưu lượng $1,5m^3/s$. Cho biết hệ số tạo ẩm của thiết bị là 0,9 và thiết bị hoạt động ở chế độ đoạn nhiệt, nước bổ sung vào Air Washer có $t_w = 10^oC$.

Xác định trạng thái của không khí ra khỏi Air Washer và lưu lượng nước bổ sung.

Giải

Bằng các số liệu đã cho ta có thể biểu diễn các điểm tương ứng trên đồ thị t – d. trong đó 1 là trạng thái không khí vào, 2 là trạng thái không khí ra khỏi Air Washer. Từ đó, tra đồ thị t – d ta có:



Hình 3.49

$d_1 = 5,558g$ *hơi nước/kg không khí khô*

$d_3 = 7,659g$ *hơi nước/kg không khí khô*

$v_1 = 0,8232m^3/kg$ *không khí khô*

Sử dụng công thức (3.76), ta viết được:

$$0,9 = \frac{d_2 - 5,558}{7,659 - 5,558}$$

Suy ra: $d_2 = 7,449g$ *hơi nước/kg không khí khô*

Tương tự, ta có: $t_2 = 10,5^oC$

Trong trường hợp này, lượng nước bổ sung vào Air Washer phải bằng lượng nước bay hơi vào không khí. Rõ ràng, cứ ứng với $1kg$ không khí khô đi qua Air Washer thì độ chứa hơi của không khí gia tăng thêm một lượng là $7,449 - 5,558 = 1,891g$*am hơi nước*.

Lưu lượng khối lượng của không khí khô:

$$\dot{m} = 1,5.\frac{3600}{0,8232} = 6559,76kg \text{ không khí khô/h}$$

Như vậy, lưu lượng nước bổ sung là:

$$\dot{m}' = 6559,76.1,891.10^{-3} = 12,4kg/h$$

Ví dụ 3.20

Không khí ẩm đi vào Air Washer (Hình 3.38) có $t_1 = 21^oC$ và $t_{ư1} = 15^oC$, nếu cứ ứng với $1kg$ không khí khô người ta phun vào đó $2gam$ nước ở nhiệt độ $t_w = 100^oC$ thì nhiệt độ, enthalpy và độ chứa hơi của không khí ở đầu ra (trạng thái 2) là bao nhiêu? Cho biết toàn bộ nước phun vào đều bị bốc thành hơi.

Giải

Biểu diễn trạng thái 1 trên đồ thị t – d và tra số liệu, ta có:

$d_1 = 8,171g$ *hơi nước/kg không khí khô*

$I_1 = 41,88kJ/kg$ *không khí khô*

Từ bảng nước và hơi nước trên đường bão hòa, ta có enthalpy của nước phun vào là $i_w = 419,1kJ/kg$.

Theo công thức (3.80) và (3.81), ta có:

$I_2 = 41,88 + 2 . 10^{-3} . 419,1 = 42,718kJ/kg$ *không khí khô*

$d_2 = 8,171 + 2 = 10,171g$ *hơi nước/kg không khí khô*

Từ công thức (3.20), có thể viết:

$$42,718 = 1,006 . t_2 + 10,171 . 10^{-3}.(2500,77 + 1,84.t_2)$$

Suy ra: $t_2 = 16,86^oC$

Giá trị của nhiệt độ t_2 cũng có thể được tra trên đồ thị t – d.

Ví dụ 3.21

Không khí bên ngoài trời có $t_1 = -5^oC$ và $\varphi_1 = 86\%$ được đưa qua hệ thống mô tả ở hình 3.40 để làm nóng và gia tăng độ chứa hơi. Quá trình được biểu diễn trên hình 3.41 với các thông số tương ứng như sau: $t_2 = 23^oC$, hệ số tạo ẩm của Air Washer là 85%, chế độ hoạt động của Air Washer là tạo ẩm đoạn nhiệt, lưu lượng không khí là $2,5m^3/s$, lượng phụ tải nhiệt hiện của không gian cần điều hòa là $24kW$ và nhiệt độ được duy trì trong không gian đó là 20^oC. Xác định:

- Độ ẩm tương đối của không khí ra khỏi Air Washer.
- Lưu lượng nước lạnh bổ sung cho Air Washer.

- Công suất của bộ gia nhiệt sơ bộ.
- Nhiệt độ không khí cấp vào không gian cần điều hòa.
- Công suất của bộ hâm nóng.
- Độ ẩm tương đối của không khí trong không gian cần điều hòa khi phụ tải nhiệt ẩn là $5kW$.

Giải

Biểu diễn quá trình trên đồ thị t – d (xem hình 3.41), ta có:

$d_1 = 2,137g$ *hơi nước/kg không khí khô*

$t_{ư2} = 10^oC$

Quá trình 2-3 trùng với đường $t_ư = 10^oC$ = const. Tra đồ thị t – d, ta có: $t_{3'} = 10^oC$ và $d_{3'} = 7,659g$ *hơi nước/kg không khí khô*.

Ta có thể tính hệ số tạo ẩm qua công thức sau:

$$\eta = \frac{t_2 - t_3}{t_2 - t_{3'}}$$

$$0,85 = \frac{23 - t_3}{23 - 10} \rightarrow t_3 = 11,95^oC$$

Tương tự, ta có: $d_3 = 6,8g$ *hơi nước/kg không khí khô*

Từ đó ta tra được: $\varphi_3 = 78\%$.

Khi đi qua Air Washer, độ chứa hơi của không khí gia tăng một lượng là $d_3 - d_2 = 6,8 - 2,137 = 4,663g$ *hơi nước/kg không khí khô*.

Như vậy, điều này cũng có nghĩa là, cứ ứng với $1kg$ không khí khô đi qua Air Washer ta phải bổ sung một lượng nước là $4,663gam$. Lấy thể tích riêng trung bình của không khí là $0,8162m^3/kg$ *không khí khô*, ta tính được lưu lượng khối lượng của không khí khô đi qua Air Washer là:

$$\dot{m} = \frac{2,5}{0,8162} = 3,063kg/s$$

Như vậy lượng nước cần bổ sung là: $4,663.3,063 = 14,282gam$ *nước/s*

Từ đồ thị t – d, ta cũng có:

$I_1 = 0,299kJ/kg$ *không khí khô*

$I_2 = 28,57kJ/kg$ *không khí khô*

Công suất của bộ gia nhiệt sơ bộ được tính như sau:

$$P_1 = 3,063.(28,57 - 0,299) = 86,6kW$$

Từ số liệu của đề bài cho, có thể viết:

$$24 = 3,063.1,024.(t_4 - 20)$$

Suy ra nhiệt độ không khí cấp vào không gian cần điều hòa là:

$$t_4 = 27,65^oC$$

Từ $t_4 = 27,65^oC$ và $d_4 = 6,8g$ *hơi nước/kg không khí khô*, ta có:

$$I_4 = 45,364kJ/kg \text{ không khí khô}$$

Từ $t_3 = 11,95^oC$ và $d_3 = 6,8g$ *hơi nước/kg không khí khô*, ta có:

$$I_3 = 29,2kJ/kg \text{ không khí khô}$$

Như vậy công suất của bộ hâm nóng phải là:

$$P_2 = 3.063(45,364 - 29,25) = 49,357kW$$

Ở $t = 20^oC$, có thể lấy ẩn nhiệt hóa hơi là $2454kJ/kg$, như vậy ta viết được:

$$5 = 3,063.(d_r - 0,0068).2454$$

Suy ra độ chứa hơi d_r của không khí trong không gian cần điều hòa:

$$d_r = 7,465g \text{ hơi nước/kg không khí khô}$$

Từ $t = 20^oC$ và $d_r = 7,465g$ *hơi nước/kg không khí khô*, ta suy ra được độ ẩm tương đối của không khí trong không gian cần điều hòa: $\varphi_r = 51\%$.

Ví dụ 3.22

Một xưởng dệt có phụ tải nhiệt hiện là $150kW$. Cho biết không khí ngoài trời có $t = 35^oC$, $t_u = 23^oC$ và độ ẩm tương đối cần duy trì trong xưởng dệt là 60%. Xác định:

- Lưu lượng của không khí cấp vào nếu không khí ra khỏi thiết bị tăng ẩm đạt đến trạng thái bão hòa (trường hợp lý thuyết).
- Lưu lượng của không khí cấp vào nếu hệ số tạo ẩm của thiết bị là 95% (trường hợp thực tế).

Giải

Trong ví dụ này, để rõ ràng, cần phải nói thêm về thiết bị mà ta đang đề cập. Quá trình diễn biến của không khí ẩm trong trường hợp này là quá

trình làm mát và gia tăng độ chứa hơi. Về mặt lý luận, nếu thiết bị có độ dài khá lớn (từ $3m$ đến $4m$), buồng làm việc được cách nhiệt tốt, các cơ cấu phun nước được bố trí hợp lý và nước được bơm tuần hoàn thì không khí ở đầu ra của thiết bị có khả năng đạt đến trạng thái bão hòa tương ứng với nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí ở đầu vào. Có thể xem quá trình này là đoạn nhiệt.

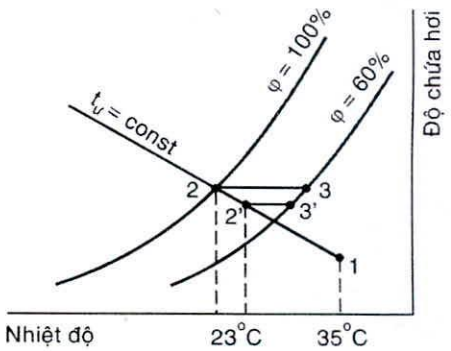
- Trường hợp lý thuyết

Từ hình 3.50, ta có:

1- Trạng thái không khí ở ngoài trời

2- Trạng thái không khí ra khỏi thiết bị

3- Trạng thái không khí cần duy trì trong xưởng dệt



Hình 3.50

Rõ ràng ta có $t_2 = 23^oC$, tra đồ thị t – d ta có $t_3 = 31,7^oC$.

Do vậy:

$$Q_h = 1,024.\dot{m}.(t_3 - t_2)$$

Từ đó có thể tính được lưu lượng không khí khô cần cấp vào xưởng:

$$\dot{m} = \frac{150000}{1,024.10^3.(31,7-23)} = 16,83kg/s$$

- Trường hợp thực tế

Nói chung không khí ra khỏi thiết bị chỉ có khả năng đạt trạng thái gần bão hòa. Nếu coi hệ số tạo ẩm của thiết bị là 95%, ta có trạng thái không khí ra khỏi thiết bị là 2' và tương ứng trạng thái không khí trong xưởng là 3' (Hình 3.50). Về mặt đồ thị, đoạn 1-2' cũng nằm trên đường $t_u = 23^oC$ = const và chiếm 95% so với chiều dài đoạn 1-2. Ta tra được: $t_2 = 23,6^oC$.

Như vậy, không khí ra khỏi thiết bị có nhiệt độ nhiệt kế khô là $23,6^oC$ và nhiệt độ nhiệt kế ướt là 23^oC. Điểm 3', giao điểm của đường nằm ngang đi qua điểm 2' và đường φ = 60%, có nhiệt độ nhiệt kế khô là $31,4^oC$. Như vậy, có thể tính lưu lượng không khí khô cần cấp vào xưởng trong trường hợp này là:

$$\dot{m} = \frac{150000}{1,024.1000.(31,4-23,6)} = 18,78kg/s$$

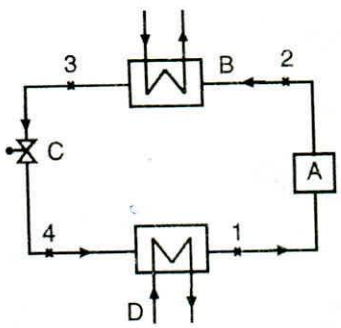
Chương **4**

MÁY LẠNH CÓ MÁY NÉN HƠI TRONG KỸ THUẬT ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

Cho đến hiện nay, máy lạnh có máy nén hơi vẫn là phương án được sử dụng phổ biến trong kỹ thuật điều hòa không khí. Về cơ bản, máy lạnh có máy nén hơi được sử dụng trong kỹ thuật điều hòa không khí là loại *máy lạnh một cấp*, có cấu tạo và sơ đồ khá đơn giản so với các loại máy lạnh được sử dụng trong các lĩnh vực khác. Tuy nhiên, nếu xét về tính đặc thù, máy lạnh có máy nén hơi trong kỹ thuật điều hòa không khí vẫn có một số nét đặc trưng khác biệt cần phải lưu ý. Chính vì vậy, mục tiêu chính của chương này là khảo sát các nét riêng biệt và các công nghệ hiện đại có liên quan trực tiếp đến máy lạnh có máy nén hơi trong kỹ thuật điều hòa không khí. Ngoài ra, để làm cơ sở nghiên cứu tiếp các vấn đề khác và thực hiện các tính toán tổng hợp khác, chương này cũng sẽ lướt qua một số vấn đề cơ bản của máy lạnh có máy nén hơi có liên quan chặt chẽ với các mối quan tâm trong kỹ thuật điều hòa không khí.

§4.1. SƠ ĐỒ VÀ NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG

Hình 4.1 trình bày sơ đồ nguyên lý của máy lạnh có máy nén hơi loại một cấp. Từ sơ đồ ta thấy, trong bất kỳ trường hợp nào máy lạnh có máy nén hơi loại một cấp cũng đều có bốn thành phần cơ bản là *máy nén*, *thiết bị ngưng tụ*, *van tiết lưu* và *thiết bị bay hơi*.



A- Máy nén
B- Bình ngưng tụ
C- Van tiết lưu
D- Bình bay hơi

Hình 4.1 *Sơ đồ nguyên lý*

Đồ thị T-s ở hình 4.2 và đồ thị logp-i ở hình 4.3 thể hiện rõ nguyên lý làm việc của máy lạnh có máy nén hơi loại một cấp. Từ đồ thị ta thấy:

- Trạng thái 1

Môi chất lạnh ra khỏi thiết bị bay hơi để đi vào máy nén. Về mặt lý luận, tốt nhất trạng thái 1 nên là *hơi bão hòa khô*. Tuy nhiên, trong thực tế, do lo ngại máy nén hút lẫn ẩm cho nên người ta thường làm cho môi chất lạnh trước khi đi vào máy nén có một độ quá nhiệt nhất định nào đó.

- Trạng thái 2

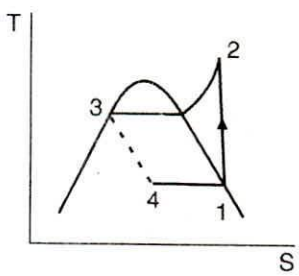
Môi chất lạnh ra khỏi máy nén để đi vào thiết bị ngưng tụ. Trong tất cả các trường hợp thì trạng thái 2 luôn luôn là *trạng thái quá nhiệt*.

- Trạng thái 3

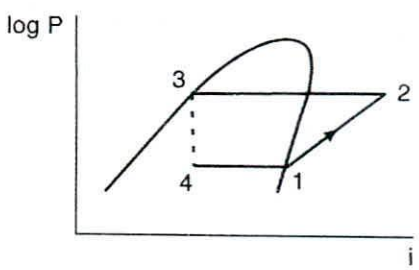
Môi chất lạnh ra khỏi thiết bị ngưng tụ để đi vào van tiết lưu. Thông thường trạng thái 3 là *lỏng sôi*. Tuy nhiên, nếu quá trình ngưng tụ không được thực hiện tốt thì trạng thái 3 không thể là lỏng sôi hoàn toàn mà chỉ là gần lỏng sôi. Ở một số thiết bị ngưng tụ, nếu thiết kế hợp lý và có điều kiện thuận tiện thì trạng thái 3 có thể là lỏng chưa sôi hay còn gọi là trạng thái quá lạnh.

-Trạng thái 4

Môi chất lạnh ra khỏi van tiết lưu để đi vào thiết bị bay hơi. Trong tất cả các trường hợp thì trạng thái 4 luôn luôn là *hơi bão hòa ẩm*.



Hình 4.2 *Đồ thị T-s*



Hình 4.3 *Đồ thị logp-i*

Cần lưu ý, về mặt lý thuyết thì quá trình 1-2 là quá trình có entropy không đổi, tuy nhiên trong thực tế thì entropy của quá trình này cũng có một sự biến đổi nhất định nào đó do tính không thuận nghịch của quá trình nén diễn ra ở máy nén. Các quá trình 2-3 diễn ra ở thiết bị ngưng tụ và quá trình 4-1 diễn ra ở thiết bị bay hơi là quá trình có áp suất không đổi, quá trình 3-4 đi qua van tiết lưu là quá trình có enthalpy của trạng thái 3 bằng enthalpy của trạng thái 4.

§4.2. CÁC THÀNH PHẦN CƠ BẢN

4.2.1. Máy nén

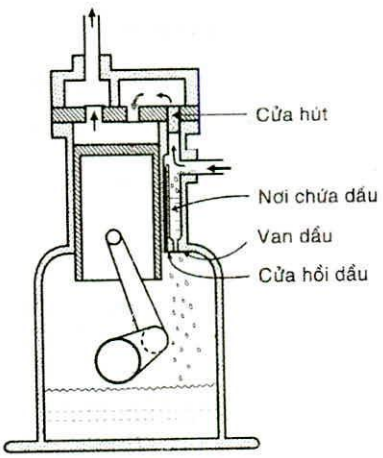
Các loại máy nén hiện đang được sử dụng trong kỹ thuật điều hòa không khí bao gồm:

- Máy nén piston (*Reciprocating Compressor*)
- Máy nén rotor (*Rotary Compressor*)
- Máy nén xoắn ốc (*Scroll Compressor*)
- Máy nén trục vít (*Screw Compressor*)
- Máy nén ly tâm (*Centrifugal Compressor*)

Người ta chia các máy nén này ra làm hai loại là máy nén *kiểu thể tích* và máy nén *kiểu động học*. Nguyên lý gia tăng áp suất của máy nén kiểu thể tích rất đơn giản, đó là dùng các kết cấu cơ khí thích hợp để làm giảm thể tích của hơi môi chất lạnh. Trong khi đó, nguyên lý gia tăng áp suất của máy nén kiểu động học có phức tạp hơn. Thông thường người ta phải dùng các cánh quay ở tốc độ đủ cao để làm gia tăng tốc độ chuyển động của dòng hơi môi chất lạnh, với mục đích làm gia tăng áp suất động của dòng hơi môi chất lạnh, sau đó thực hiện sự chuyển đổi từ áp suất động sang áp suất tĩnh để gia tăng áp suất của môi chất lạnh.

1. Máy nén piston

Máy nén piston là máy nén *kiểu thể tích* đã được sử dụng từ rất lâu trong kỹ thuật lạnh và điều hòa không khí, cho đến hiện nay vẫn còn sử dụng nhưng tỉ trọng đã giảm đi khá nhiều do sự xuất hiện của các loại máy nén lạnh khác. Máy nén piston là loại máy nén điển hình về tính không thuận nghịch, mức độ không thuận nghịch ở máy nén piston khá cao, về cơ bản được tạo nên bởi sự trao đổi nhiệt và tổn thất áp suất ở các van và các ống nối. Hình 4.4 trình bày sơ đồ nguyên lý của máy nén piston.



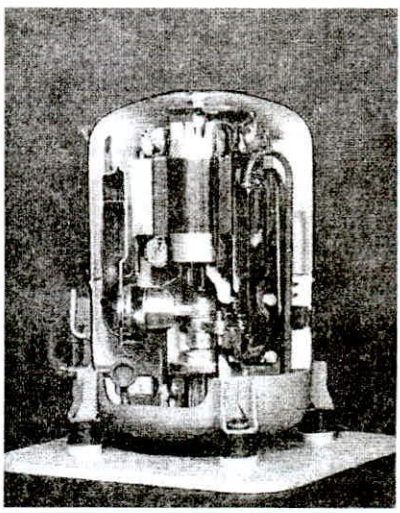
Hình 4.4 *Sơ đồ nguyên lý của máy nén piston*

Như đã biết, cơ cấu làm giảm thể tích hơi môi chất lạnh ở máy nén piston là cơ cấu kiểu xy lanh-piston. Bằng sự chuyển động của piston, độ lớn phần thể tích giới hạn giữa xy lanh và piston sẽ thay đổi tuần hoàn theo thời gian. Khi thể tích này gia tăng thì môi chất lạnh sẽ được hút vào máy nén, khi thể tích này giảm xuống thì môi chất lạnh sẽ bị đẩy ra ống dẫn ở áp suất cao. Ở máy nén piston, các bộ phận chính phải chuyển động trong quá

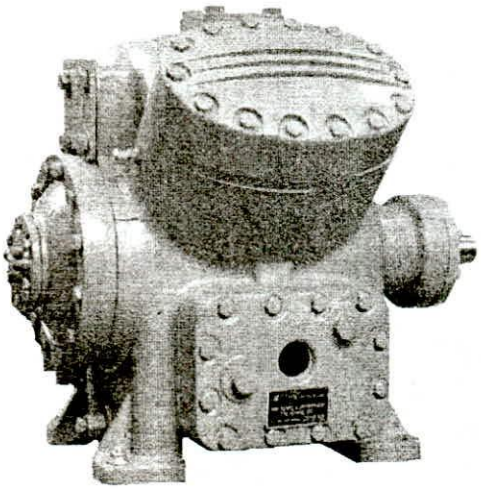
trình làm việc bao gồm piston và cơ cấu chuyển đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến. So với các máy nén thể tích loại khác, tỉ lệ giữa khối lượng của các bộ phận chuyển động so với tổng khối lượng của máy nén piston chiếm tỉ lệ khá cao, chính đây là một trong những nguyên nhân quan trọng gây ra tính kém hiệu quả của máy nén piston. Ngoài ra, ma sát giữa piston và thành xy lanh cũng là vấn đề cần phải lưu ý. Bên cạnh đó, với kết cấu của các van nạp và van thải như hiện nay, tổn thất áp suất của môi chất lạnh khi đi qua các van này khá là đáng kể, chính điều này càng làm tăng thêm độ chênh lệch giữa áp suất ngưng tụ và áp suất bay hơi của môi chất lạnh, và do đó làm tiêu tốn thêm năng lượng vận hành.

Một vấn đề khác cũng cần phải khắc phục ở máy nén piston là *thể tích thừa*. Như đã biết, nếu thể tích thừa càng lớn và tỉ số nén càng lớn thì thể tích hút của máy nén càng giảm, có nghĩa là hiệu suất của máy nén càng bị giảm. Từ trước đến nay, hầu hết các nhà sản xuất đều chú ý đến vấn đề này và đã có những cải tiến nhất định. Tuy nhiên, cần phải khẳng định không thể triệt tiêu hoàn toàn thể tích thừa. Xu thế hiện nay là cố gắng gia công sao cho các van nạp và van thải có thể âm trùng khít vào phần bề mặt phía trên của piston. Do ảnh hưởng của thể tích thừa cho nên trong thực tế người ta không sử dụng máy nén piston với tỉ số nén vượt quá 7.

Khi xét đến tổ hợp bao gồm máy nén và động cơ dẫn động, có thể chia máy nén piston ra làm ba loại là *kín* (Hermetic Type), *nửa kín* (Semi-hermetic Type) và *hở* (Open Type). Thông thường loại kín và loại nửa kín được sử dụng ở các trường hợp có năng suất lạnh nhỏ và trung bình, loại hở thường được sử dụng ở các trường hợp có năng suất lạnh trung bình và lớn.



Hình 4.5 *Máy nén piston loại kín*



Hình 4.6 *Máy nén piston loại hở*

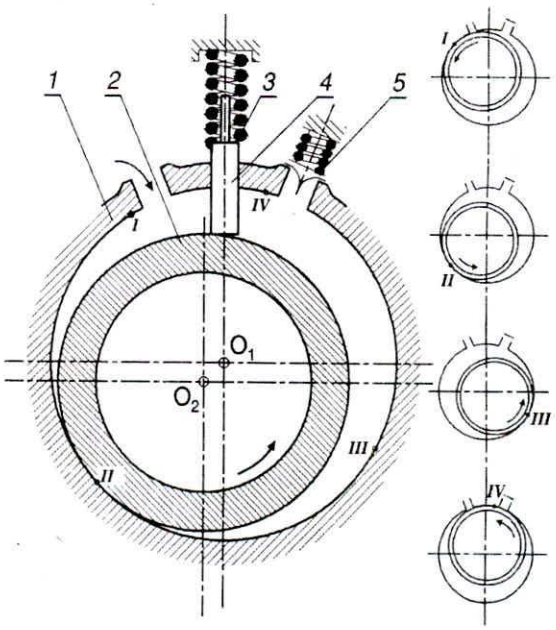
Hiện nay, vẫn còn có thể gặp máy nén piston ở các máy điều hòa không khí có năng suất lạnh nhỏ. Trong các trường hợp có năng suất lạnh trung bình và lớn, *do mức độ không thuận nghịch của quá trình nén bằng máy nén piston khá cao* cho nên người ta đang dần dần thay thế máy nén piston bằng các loại máy nén lạnh khác.

2. Máy nén rotor

Máy nén rotor cũng là máy nén *kiểu thể tích*. Trong trường hợp này cơ cấu làm giảm thể tích của môi chất lạnh không phải là cơ cấu kiểu xy lanh-piston, mà là cơ cấu bao gồm hai ống trụ không đồng trục. Người ta chia máy nén rotor ra làm hai loại là loại lăn (Blade-type) và loại quay (Vane-type).

Hình 4.7 trình bày sơ đồ nguyên lý của *máy nén rotor loại lăn*. Trong trường hợp này ống trụ bên ngoài 1 đứng yên còn ống trụ bên trong 2 chuyển động. Bề mặt bên ngoài của ống trụ bên trong luôn luôn tiếp xúc và lăn trên bề mặt bên trong của ống trụ bên ngoài. Để làm được điều đó thì *trục quay* của ống trụ bên trong phải trùng với trục của ống trụ bên ngoài, nhưng không được trùng với trục của ống trụ bên trong. Nhận xét, ta thấy giữa ống trụ bên trong và ống trụ bên ngoài luôn luôn có một khoảng trống mà tiết diện là hình lưỡi liềm. Khoảng trống này luôn luôn di động theo chuyển động lăn của ống trụ bên trong và được chia làm hai phần riêng biệt giới hạn giữa vị trí tiếp xúc giữa hai ống trụ và lá chắn 4, lá chắn này luôn luôn tựa trên bề mặt của ống trụ bên trong do tác động của

lực lò xo 3. Hai phần riêng biệt của khoảng trống hình lưỡi liềm mà ta đang đề cập là phần hút và phần đẩy của máy nén. Do vị trí tiếp xúc giữa hai ống trụ luôn luôn thay đổi, trong khi lá chắn lại đứng yên, cho nên thể tích phần hút và phần đẩy cũng liên tục tăng giảm, từ đó tạo nên quá trình hút và nén môi chất lạnh.

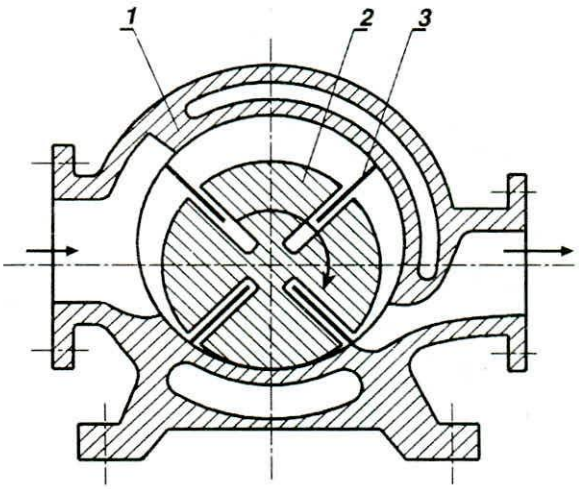


Hình 4.7 *Máy nén rotor loại lăn*

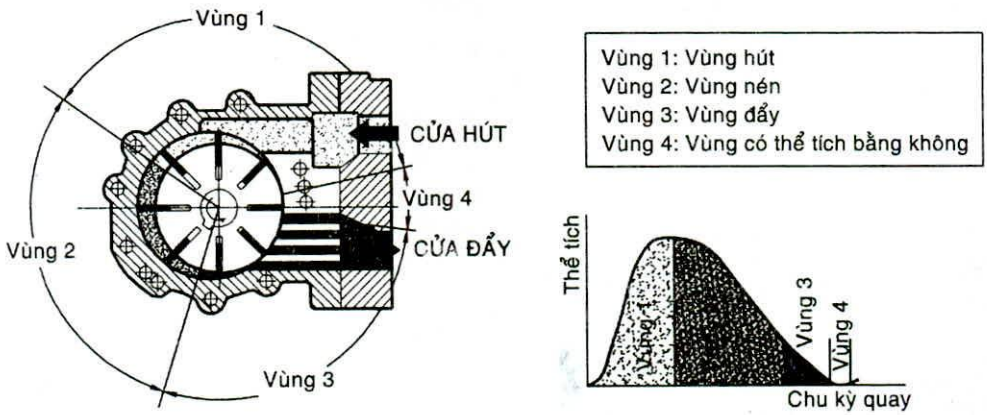
Máy nén rotor loại quay về cơ bản cũng giống như máy nén rotor loại lăn. Tuy nhiên, trong trường hợp này *trục quay* và trục của ống trụ bên trong 2 trùng với nhau, trục này không trùng với trục của ống trụ bên ngoài 1. Khi ống trụ bên trong quay, dưới tác động của lực ly tâm các cánh gạt 3 (được gắn trên ống trụ bên trong) bị trượt dọc theo rãnh và văng ra ngoài, nhờ đó các cánh gạt có thể luôn luôn tì sát vào bề mặt bên trong của ống trụ bên ngoài. Cũng tương tự như máy nén rotor loại lăn, trong trường hợp này giữa ống trụ bên trong và ống trụ bên ngoài cũng luôn luôn có một khoảng trống mà tiết diện là hình lưỡi liềm, khoảng trống này bị các cánh gạt 3 chia ra thành nhiều khoảng không gian nhỏ hơn. Cần lưu ý, do vị trí tương đối giữa ống trụ bên trong và ống trụ bên ngoài không thay đổi cho nên khoảng trống hình lưỡi liềm không chuyển động, nhưng nhờ có sự chuyển động của các cánh gạt nên các khoảng không gian nhỏ chuyển động, từ đó cũng tạo nên được quá trình hút và nén môi chất lạnh.

Hình 4.8 trình bày sơ đồ nguyên lý của máy nén rotor loại quay và hình 4.9 trình bày các vùng đặc tính làm việc của loại máy nén này. Từ hình

4.9, ta thấy có thể chia bất kỳ một chu trình hoạt động nào của máy nén rotor loại quay ra làm *bốn* vùng với các đặc tính làm việc khác nhau: (i) vùng hút, thể tích hình lưỡi liềm giới hạn giữa các cánh gạt tăng dần, môi chất lạnh được hút vào máy nén, (ii) vùng nén, thể tích hình lưỡi liềm giới hạn giữa các cánh gạt giảm dần, môi chất lạnh được nén đến áp suất mong muốn, (iii) vùng đẩy, môi chất lạnh đi vào cửa ra để đi ra khỏi máy nén, (iiii) vùng có thể tích bằng không (Zero Volume), đây là vùng chuyển đổi, tương ứng với khoảng di chuyển của các cánh gạt từ đầu ra cho đến đầu vào của máy nén.



Hình 4.8 *Máy nén rotor loại quay*



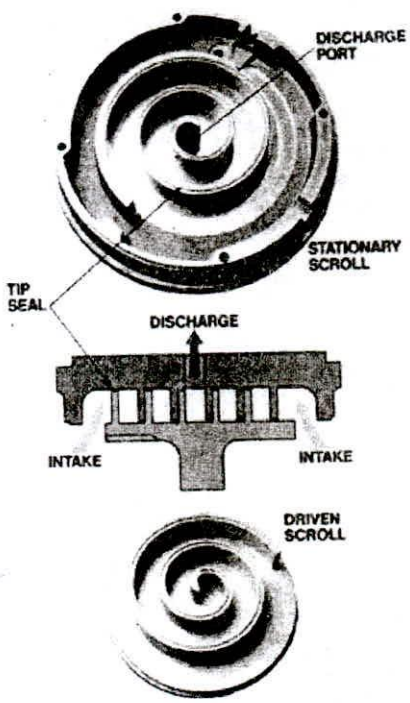
Hình 4.9 *Các vùng đặc tính của máy nén rotor loại quay*

So với máy nén piston, nói chung máy nén rotor có các ưu điểm sau: khối lượng và kích thước nhỏ gọn, khối lượng các bộ phận chuyển động

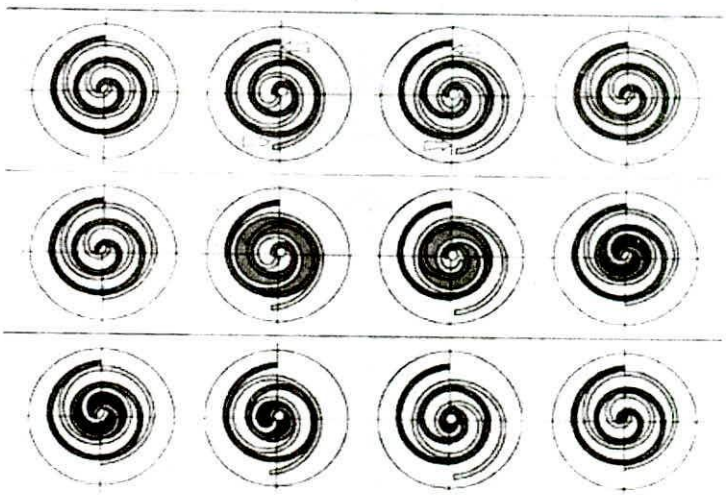
không nhiều, độ rung động và ma sát ít, độ tin cậy trong vận hành cao. Tất cả những ưu điểm đó dẫn đến kết luận là mức độ không thuận nghịch của quá trình nén ở máy nén rotor ít hơn so với máy nén piston. Nhược điểm của máy nén rotor là lá chắn và các cánh gạt mau bị mòn, công nghệ chế tạo đòi hỏi phải có độ chính xác cao, nếu không thì hiệu suất máy nén sẽ rất thấp. Tỉ số nén có thể chấp nhận được ở máy nén rotor trung bình khoảng 2,5.

3. Máy nén xoắn ốc

Máy nén xoắn ốc cũng làm việc theo *nguyên tắc thể tích*. Về mặt cấu tạo, máy nén xoắn ốc có hai đĩa đặt úp vào nhau, trên mỗi đĩa đều có vòng xoắn ốc, như vậy hai vòng xoắn ốc sẽ được lồng xoắn vào nhau. Hình 4.10 giới thiệu cấu tạo có tính chất nguyên lý của máy nén xoắn ốc, còn hình 4.11 trình bày nguyên lý hút và đẩy của máy nén xoắn ốc. Từ hình 4.10, ta thấy vòng xoắn ốc phía trên được đặt đồng tâm với trục quay và đứng yên, còn vòng xoắn ốc phía dưới được đặt lệch tâm với trục quay và được dẫn động trực tiếp bởi động cơ điện. Bằng cách đó, khi động cơ quay, khoảng không gian giới hạn giữa hai vòng xoắn ốc cũng tuần hoàn tăng giảm thể tích, nhờ đó tạo nên được quá trình hút và nén môi chất lạnh.



Hình 4.10 *Máy nén xoắn ốc*



Hình 4.11 *Nguyên lý hút và đẩy của máy nén xoắn ốc*

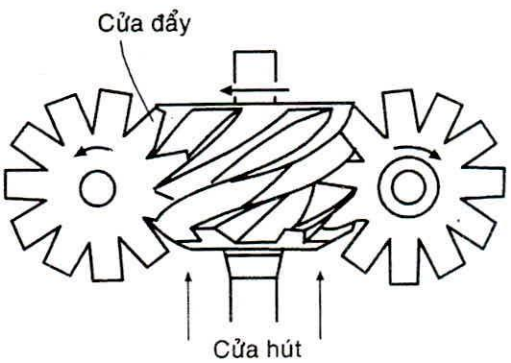
Máy nén xoắn ốc được xem là một trong những thành tựu quan trọng của khoa học và công nghệ ứng dụng trong kỹ thuật lạnh và điều hòa không khí. Cũng tương tự như máy nén rotor, so với máy nén piston thì máy nén xoắn ốc có các ưu điểm như nhỏ gọn, ít chi tiết chuyển động (giảm khoảng 65% so với máy nén piston), ít rung, chạy rất êm và ma sát không đáng kể. Tuy nhiên, so với máy nén rotor thì tuổi thọ, độ tin cậy và hiệu suất làm việc của máy nén xoắn ốc cao hơn đáng kể. Một số ưu điểm khác của máy nén xoắn ốc cũng cần phải được nhắc đến là, so với máy nén piston, máy nén xoắn ốc có thể làm việc ở chế độ hơi hút vào có lẫn ẩm hay lẫn tạp chất ở một mức độ giới hạn nào đó và có giá thành rẻ hơn. Hiện nay máy nén xoắn ốc thường được sử dụng ở những máy lạnh có năng suất lạnh nhỏ và trung bình (mức thấp). Tỉ số nén trung bình có thể chấp nhận được ở máy nén xoắn ốc vào khoảng 3.

4. Máy nén trục vít

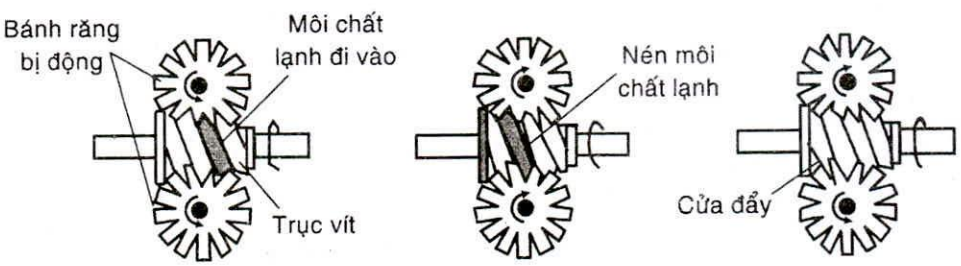
Máy nén trục vít cũng là máy nén hoạt động theo *nguyên tắc thể tích*. Nói chung, nếu quan tâm đến cách lắp đặt ta có thể chia máy nén trục vít ra thành hai loại là loại *nằm ngang* và loại *thẳng đứng*, nếu quan tâm đến kết cấu ta có thể chia máy nén trục vít ra thành hai loại là loại *một trục vít* (Single-Screw Compressor) và loại *hai trục vít* (Twin-Screw Compressor).

Đối với *máy nén một trục vít*, trục dẫn động có dạng trục vít (Main Screw Rotor) và luôn luôn được đặt ở giữa, hai bánh răng bị động (Gaterotor) được lắp ăn khớp với trục vít và được bố trí ở hai bên với chiều quay ngược nhau. Cách bố trí như vậy làm cho các quá trình tương tự có thể diễn ra đồng thời ở hai bề mặt đối diện bất kỳ của trục vít, từ đó có thể khử

được các lực tác động lên trục vít, làm tăng độ cân bằng của trục vít và làm giảm rung cho máy nén. Nói chung, có thể chia chu kỳ hoạt động của máy nén một trục vít ra làm *ba* giai đoạn: (i) *giai đoạn hút*, hơi môi chất lạnh lần lượt bị cuốn vào các rãnh xoắn trên trục vít thông qua cửa hút và sau đó bị nhốt trong không gian của rãnh xoắn bởi các răng của bánh răng bị động (vào cuối giai đoạn hút, thể tích không gian rãnh xoắn có chứa môi chất lạnh đạt giá trị cực đại, đây là không gian giới hạn giữa ba mặt của rãnh xoắn cùng với vỏ máy và răng của bánh răng bị động), (ii) *giai đoạn nén*, thể tích chứa môi chất lạnh dần dần bị giảm theo chuyển động quay của trục vít, áp suất của môi chất lạnh dần dần gia tăng đến giá trị mong muốn, và (iii) *giai đoạn đẩy*, rãnh xoắn chứa môi chất lạnh trùng với đường dẫn đến cửa đẩy, môi chất lạnh ở áp suất cao được đẩy vào khoang chứa thông qua cửa đẩy. Gọi n là số rãnh xoắn có trên trục vít (trong thực tế giá trị phổ biến của n là 6), như vậy ứng với mỗi vòng quay của trục vít sẽ có n lần nén, có nghĩa là sẽ có n lần môi chất lạnh ở áp suất cao được đẩy vào khoang chứa. Hình 4.12 trình bày cấu tạo có tính nguyên lý của máy nén một trục vít và hình 4.13 mô tả các giai đoạn làm việc ứng với một chu kỳ hoạt động của máy nén một trục vít.

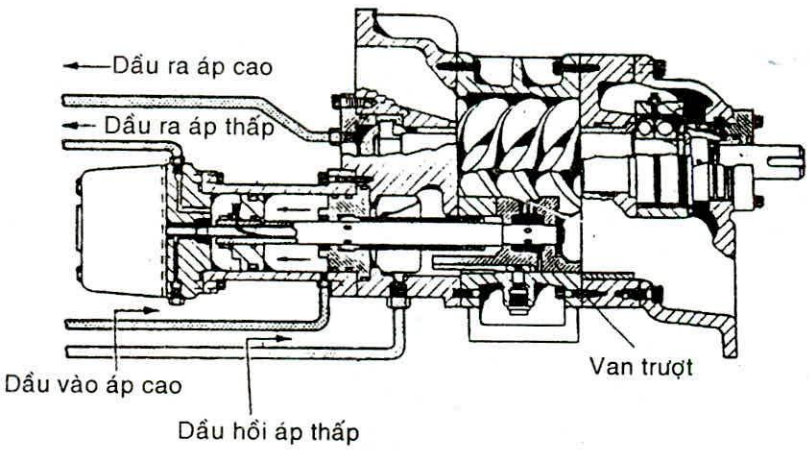


Hình 4.12 *Máy nén một trục vít*



Hình 4.13 *Chu kỳ hoạt động của máy nén một trục vít*

Máy nén hai trục vít bao gồm trục vít dẫn động (Male Screw) và trục vít bị dẫn động (Female Screw). Thông thường trục vít dẫn động có *bốn* đến *năm* răng, trục vít bị dẫn động có *sáu* đến *bảy* rãnh. Chính vì vậy, tốc độ quay của trục vít bị dẫn động luôn luôn nhỏ hơn tốc độ quay của trục vít dẫn động, và bằng tốc độ quay của trục vít dẫn động nhân với *tỉ số răng/rãnh*. Tùy vào cấp năng suất của máy nén mà tốc độ quay của trục vít dẫn động sẽ khác nhau, xu thế chung là khi cấp năng suất tăng thì tốc độ quay giảm. Tốc độ quay của trục vít dẫn động có thể biến đổi trong khoảng từ 1200*vòng/phút* đến 8000*vòng/phút*. Hình 4.14 trình bày sơ đồ nguyên lý của máy nén hai trục vít.



Hình 4.14 *Máy nén hai trục vít*

Nguyên tắc làm việc của máy nén hai trục vít cũng tương tự như nguyên tắc làm việc của máy nén một trục vít. Một chu kỳ làm việc cũng chia làm ba giai đoạn là *hút*, *nén* và *đẩy*. Giai đoạn hút bắt đầu từ thời điểm răng và rãnh tách ra, lúc đó sẽ hình thành khoảng trống và môi chất lạnh sẽ đi qua cửa hút để điền đầy khoảng trống này. Do trục vít dẫn động tiếp tục quay nên thể tích chứa hơi môi chất lạnh (là khoảng không gian giới hạn bởi rãnh và vỏ máy) tiếp tục tăng, hơi môi chất lạnh được tiếp tục hút vào. Khi đầu vào của rãnh bắt đầu lệch khỏi cửa hút (với độ rộng đủ lớn), ta xem như kết thúc giai đoạn hút. Vào thời điểm này thì thể tích dọc theo chiều dài toàn bộ của rãnh chứa đầy hơi môi chất lạnh, răng và rãnh hoàn toàn tách khỏi nhau. Giai đoạn nén thông thường không bắt đầu ngay sau lúc kết thúc giai đoạn hút, mà phải trải qua một khoảng chuyển đổi nhỏ trong đó áp suất hơi môi chất lạnh vẫn giữ như cũ. Khi bắt đầu giai đoạn nén, ta thấy rãnh chứa hơi môi chất lạnh đang khảo sát sẽ bắt đầu ăn khớp với răng của trục vít dẫn

động, nhưng lưu ý trong giai đoạn nén thì răng ăn khớp với rãnh đang khảo sát không phải là răng mới vừa tách ra trước đó. Do sự quay của trục vít dẫn động, điểm ăn khớp giữa răng và rãnh di chuyển dần dần về hướng cửa đẩy, thể tích chứa hơi môi chất lạnh giảm dần và tương ứng áp suất liên tục gia tăng. Giai đoạn đẩy bắt đầu vào thời điểm đầu ra của rãnh đang khảo sát trùng với cửa đẩy, môi chất lạnh ở áp suất cao thông qua cửa đẩy sẽ được đưa vào khoang chứa.

Cũng như máy nén piston, trong trường hợp của máy nén trục vít thì vào cuối giai đoạn đẩy vẫn còn một ít hơi môi chất lạnh ở lại trong rãnh. Tuy nhiên, so với máy nén piston thì tỉ lệ của lượng hơi môi chất lạnh này nhỏ hơn rất nhiều. Chính vì vậy hiệu suất thể tích của máy nén trục vít khá cao, thông thường khoảng từ 92% đến 94%. Tỉ số nén trung bình có thể chấp nhận được ở máy nén trục vít vào khoảng 20. Máy nén trục vít thường được sử dụng ở những cấp năng suất lạnh trung bình.

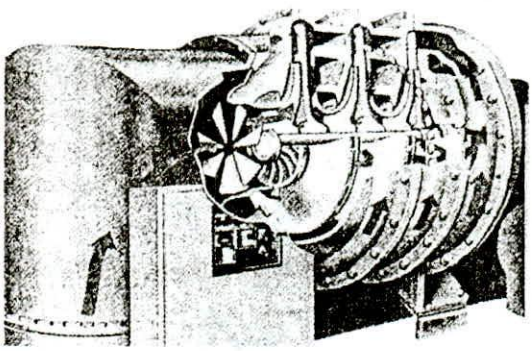
Cần chú ý, không giống như máy nén piston, ở máy nén trục vít không có van nạp/van thải, mà chỉ có cửa hút/cửa đẩy (Suction Port/Discharge Port). Nói chung, mức độ không thuận nghịch ở máy nén trục vít nhỏ hơn nhiều so với mức độ không thuận nghịch ở máy nén piston. Để điều chỉnh năng suất lạnh của máy nén trục vít người ta có thể sử dụng một số nguyên lý khác nhau, trong số đó nguyên lý thường được dùng là đưa một phần môi chất lạnh quay trở về khoang hút thông qua *cơ cấu van trượt* (Slide Valve). Trước đây động cơ kéo máy nén trục vít thường được dùng là loại một tốc độ, hiện nay – do sự xuất hiện ngày càng nhiều các bộ biến tần – tốc độ động cơ có thể được điều chỉnh để phù hợp với phụ tải yêu cầu (Variable Speed Drive).

5. Máy nén ly tâm

Máy nén ly tâm hoạt động theo nguyên tắc hoàn toàn khác hẳn, còn gọi là *nguyên tắc động học*. Trong trường hợp này, người ta tìm cách gia tăng *thành phần áp suất động* của dòng hơi môi chất lạnh để sau đó chuyển đổi thành *thành phần áp suất tĩnh*, bằng cách đó áp suất của dòng hơi môi chất lạnh được nâng lên. Do hoạt động theo nguyên tắc ly tâm cho nên trong máy nén ly tâm nhất định phải có đĩa công tác với đường kính và tốc độ quay đủ lớn. Phụ thuộc vào lưu lượng và độ gia tăng áp suất theo yêu cầu mà số lượng đĩa công tác có thể là một hay nhiều hơn một. Nói chung lưu lượng thể tích tỉ lệ với đường kính và số vòng quay của đĩa công tác, còn tỉ số nén phụ thuộc đồng thời vào đường kính, số vòng quay của đĩa công tác,

số lượng đĩa công tác được lắp nối tiếp trong máy nén và khối lượng riêng của môi chất lạnh. Thông thường tỉ số tăng áp ở mỗi đĩa công tác không vượt quá 4. Để làm tăng hiệu quả ly tâm thì môi chất lạnh làm việc với máy nén ly tâm nên có *khối lượng riêng* đủ lớn.

Máy nén ly tâm thường được sử dụng ở những trường hợp có năng suất lạnh lớn. Hiện nay, có thể tìm thấy máy nén ly tâm trong dãy năng suất lạnh từ 100*tấn lạnh* đến 10000*tấn lạnh*. So với các máy nén loại thể tích đã trình bày ở trên thì hiệu suất thể tích của máy nén ly tâm rất cao, có thể xem như bằng 1. Tuy nhiên, từ nguyên lý hoạt động đã nêu, ta thấy mức độ không thuận nghịch của quá trình nén bằng máy nén ly tâm cũng khá đáng kể, không thua gì so với mức độ không thuận nghịch ở máy nén piston. Mặc dù vậy, khi xét về nguồn gốc thì *nguyên nhân tạo nên tính không thuận nghịch* ở máy nén piston và máy nén ly tâm rất khác nhau. Ở máy nén ly tâm thì tính không thuận nghịch chủ yếu được tạo nên bởi dòng môi chất lạnh chuyển động ở tốc độ cao đi qua các *cánh hướng dòng*. Nói chung, ở điều kiện đầy tải thì hiệu suất đẳng entropy của máy nén ly tâm vào khoảng 0,83. Hiệu suất này có thể giảm đến 0,6 khi máy nén hoạt động ở tình trạng non tải. Số vòng quay của đĩa công tác có thể biến đổi từ 1800*vòng/phút* đến 50000*vòng/phút*. Do tốc độ quay khá lớn nên cần lưu ý bố trí không gian lắp đặt máy phù hợp để hạn chế bớt ảnh hưởng của những tiếng rít phát ra từ máy nén trong quá trình làm việc. Hình 4.15 trình bày sơ đồ nguyên lý của máy nén ly tâm.



Hình 4.15 *Máy nén ly tâm*

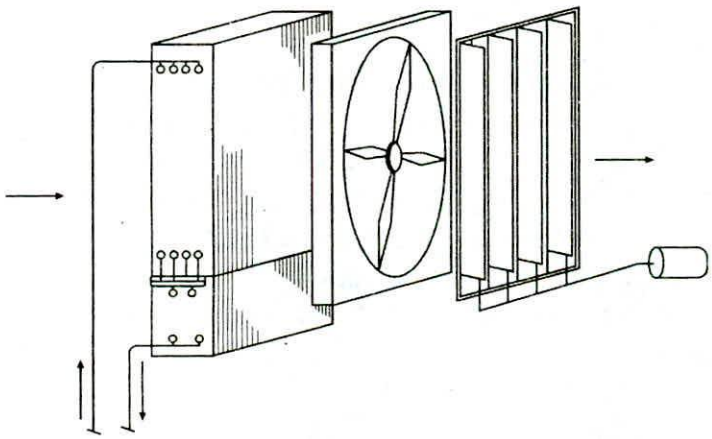
4.2.2. Thiết bị ngưng tụ

Nhiệm vụ của thiết bị ngưng tụ là giải phóng ra môi trường lượng nhiệt do môi chất lạnh nhả ra trong quá trình ngưng tụ. Tùy theo loại chất giải nhiệt được sử dụng mà ta có thể chia thiết bị ngưng tụ ra làm hai loại là dàn ngưng tụ và bình ngưng tụ.

1. Dàn ngưng tụ

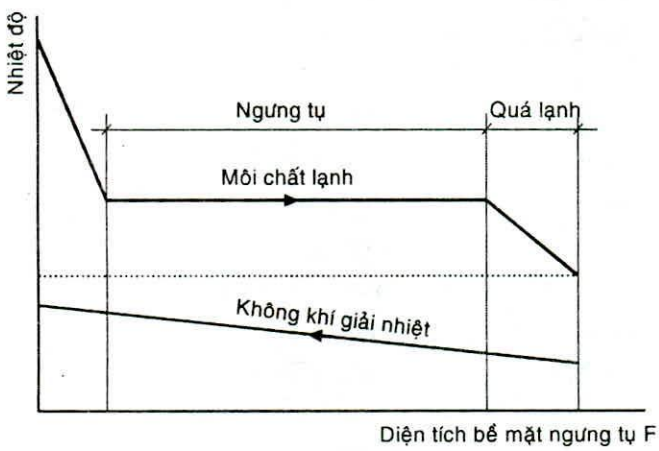
Dàn ngưng tụ còn được gọi là *dàn nóng*, đó chính là thiết bị ngưng tụ được giải nhiệt bằng *không khí*. Thông thường người ta sử dụng dàn ngưng tụ ở những máy lạnh có năng suất nhỏ và trung bình; ví dụ như máy điều hòa loại cửa sổ (Window Type), loại hai phần rời (Split Type), loại nguyên cụm (Packaged Unit) và loại đặt trên nóc nhà (Rooftop Unit). Về cấu tạo, dàn ngưng tụ bao gồm hai thành phần chính là các ống trao đổi nhiệt có cánh và quạt. Ở các dàn ngưng tụ loại trung bình, có thể có thêm các ống trao đổi nhiệt phụ và cánh hướng gió. Ống trao đổi nhiệt thường là ống đồng có cánh với mật độ khoảng 300*cánh/m* chiều dài ống đến 400*cánh/m* chiều dài ống, đường kính khoảng từ 6,35*mm* đến 19*mm*. Trước đây các ống trao đổi nhiệt thường là các ống đồng có mặt trong phẳng. Tuy nhiên, trong những năm gần đây, bằng công nghệ ép đùn, ở một số trường hợp ta có thể bắt gặp các ống trao đổi nhiệt bằng đồng với mặt trong dạng rãnh xoắn có độ cao khoảng 0,2*mm* và mật độ khoảng 2300*rãnh/m* chiều dài ống. Ở một số trường hợp, các ống trao đổi nhiệt phụ có thể được sử dụng để làm quá lạnh môi chất lạnh sau khi ngưng tụ. Với các dàn ngưng tụ có năng suất giải nhiệt trung bình và lớn, người ta thường chia các ống trao đổi nhiệt ra thành nhiều cụm song song (với mục đích làm giảm tổn thất áp suất của môi chất lạnh khi đi qua dàn ngưng tụ), lúc đó cần phải có thêm các ống góp ở đầu vào và đầu ra của dàn ngưng tụ. Để hạn chế tổn thất áp suất của không khí khi đi qua dàn ngưng tụ, người ta hầu như không thiết kế dàn ngưng tụ với số hàng ống vượt quá 4 tính theo chiều chuyển động của dòng không khí. Trong trường hợp của dàn ngưng tụ, quạt được sử dụng thường là quạt hướng trục có cột áp tổng thấp nhưng lưu lượng lớn. Nói chung, tính theo chiều chuyển động của dòng không khí, quạt thường được đặt trước các ống trao đổi nhiệt. Tuy nhiên, ở một số trường hợp, có khi quạt được đặt sau các ống trao đổi nhiệt nhằm hạn chế sự xì gió ra ngoài, có nghĩa là hạn chế lượng không khí đi qua quạt nhưng không trực tiếp đi qua các ống trao đổi nhiệt.

Từ hình 4.16 ta thấy môi chất lạnh ở trạng thái quá nhiệt sau khi ra khỏi máy nén sẽ được đưa vào phía trên của dàn ngưng tụ, bằng cách như vậy ta có thể tận dụng một phần diện tích trao đổi nhiệt của dàn ngưng tụ để làm nhiệm vụ quá lạnh. Ở một số trường hợp, có khi người ta làm thêm bình chứa để nhanh chóng giải phóng lượng môi chất lạnh ở thể lỏng ra khỏi các ống trao đổi nhiệt và để gia tăng độ ổn định vận hành của hệ thống.



Hình 4.16 *Dàn ngưng giải nhiệt bằng không khí*

Hình 4.17 biểu diễn sự thay đổi nhiệt độ của không khí và của môi chất lạnh khi đi qua dàn ngưng tụ. Ta thấy đầu tiên môi chất lạnh sẽ giảm nhiệt độ để biến đổi trạng thái từ *hơi quá nhiệt* đến *hơi bão hòa khô*, sau đó nhiệt độ của môi chất lạnh được giữ không đổi khi trạng thái biến đổi từ *hơi bão hòa khô* thành *lỏng sôi* (quá trình ngưng tụ), ở cuối quá trình có thể có thêm một đoạn quá lạnh. Nói chung, diện tích trao đổi nhiệt được sử dụng để thực hiện quá trình ngưng tụ chiếm tỉ lệ lớn nhất, vào khoảng 85% đến 90% so với tổng diện tích trao đổi nhiệt của dàn ngưng tụ. Diện tích trao đổi nhiệt tương ứng với giai đoạn làm giảm độ quá nhiệt của môi chất lạnh chiếm khoảng 5%, diện tích trao đổi nhiệt ứng với giai đoạn quá lạnh chiếm khoảng 5% đến 10% so với tổng diện tích trao đổi nhiệt của dàn ngưng tụ.

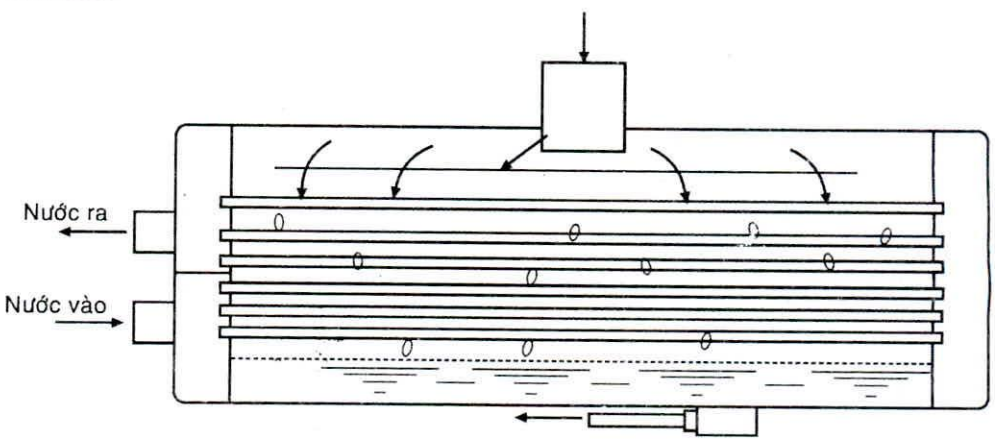


Hình 4.17

Khi thiết kế dàn ngưng tụ, cần nghiên cứu lựa chọn *độ chênh lệch nhiệt độ trung bình logarithm* giữa không khí và môi chất lạnh sao cho hợp lý. Rõ ràng, lượng nhiệt nhả ra ở dàn ngưng tụ đồng biến với độ chênh lệch nhiệt độ này. Gọi Q_k là lượng nhiệt mà môi chất lạnh nhả ra khi ngưng tụ, người ta thấy rằng nếu dàn ngưng tụ đó được cho vận hành ở chế độ có $\Delta t_{tb} = 16^oC$ thì Q_k lớn hơn khoảng 1,5 lần so với trường hợp cũng chính dàn ngưng tụ đó nhưng cho vận hành chỉ ở giá trị $\Delta t_{tb} = 8^oC$. Thông thường, người ta lựa chọn độ chênh lệch nhiệt độ trung bình logarithm theo nhiệt độ ngưng tụ t_k của môi chất lạnh. Trong trường hợp của điều hòa không khí thì Δt_{tb} nên được chọn trong khoảng từ 11^oC đến 16^oC, nếu nhiệt độ t_k giảm xuống thì Δt_{tb} cũng nên được chọn nhỏ hơn.

2. Bình ngưng tụ

Bình ngưng tụ là thiết bị ngưng tụ giải nhiệt bằng *nước*, thông thường có dạng thân ống trụ nằm ngang và được gọi là *bình ngưng tụ ống nước có thân nằm ngang*. Hình 4.18 trình bày cấu tạo có tính nguyên tắc của bình ngưng tụ ống nước có thân nằm ngang. Trong thực tế, do phải tận dụng lại lượng nước đã đi qua bình ngưng tụ cho nên người ta thường phải sử dụng thêm *tháp giải nhiệt* (Cooling Tower) để hạ nhiệt độ của nước trở lại giá trị ban đầu.



Hình 4.18 *Bình ngưng tụ ống nước có thân nằm ngang*

Trong các bình ngưng tụ loại này, nhất là các bình ngưng tụ trong kỹ thuật điều hòa không khí, người ta hay dùng các ống đồng có đường kính khoảng từ 15*mm* đến 19*mm*, bề mặt bên ngoài ống đồng thường có cánh với độ cao khoảng 1,5*mm* và mật độ từ 750*cánh/m* chiều dài ống đến 1350*cánh/m* chiều dài ống. Ở một số trường hợp, bề mặt bên trong của ống cũng có thể có những rãnh xoắn để tăng cường khả năng trao đổi nhiệt về phía nước.

Từ hình 4.18, ta thấy môi chất lạnh ở trạng thái quá nhiệt sau khi ra khỏi máy nén sẽ được đưa vào phía trên của bình ngưng tụ, nhờ tác dụng của tấm chắn nên hơi môi chất lạnh sẽ được tỏa đều ra mọi phía của bình. Để trao đổi nhiệt được tốt và để quá lạnh lượng môi chất lạnh lỏng nằm dưới đáy bình, thông thường người ta cấp nước giải nhiệt vào từ phía dưới và lấy nước giải nhiệt ra ở phía trên của bình ngưng tụ.

Việc sử dụng bình ngưng tụ giải nhiệt bằng nước có những *ưu - nhược điểm* sau:

- Diện tích choán chỗ không nhiều, có thể đặt ở trong nhà.
- Nước dùng để giải nhiệt bình ngưng tụ cần phải được xử lý tốt để tránh cáu cặn.
- Đòi hỏi phải có tháp giải nhiệt đi kèm, phải có bơm và hệ thống ống dẫn nước.
- Cần phải bảo trì tương đối thường xuyên.
- Khả năng trao đổi nhiệt tốt.
- Nhiệt độ và áp suất ngưng tụ của môi chất lạnh thấp hơn đáng kể so với thiết bị ngưng tụ giải nhiệt bằng không khí.

Với mong muốn cải thiện khả năng trao đổi nhiệt của thiết bị, thông thường người ta chia các ống trao đổi nhiệt của bình ngưng tụ ra thành một số cụm ống hoạt động nối tiếp với nhau. Ta gọi mỗi cụm ống, tức là một số ống trao đổi nhiệt hoạt động song song (có cùng chiều nước chảy) và về nguyên tắc có cùng mức nhiệt độ, là một *pass* nước.

Ở một số trường hợp, thiết bị ngưng tụ giải nhiệt bằng nước có thể được thiết kế theo kiểu bình ngưng bốc hơi. Như vậy, trong thiết bị này, bộ phận làm nhiệm vụ ngưng tụ môi chất lạnh và cơ cấu giải nhiệt nước được lắp đặt trong cùng một thiết bị. Có thể lắp bình ngưng bốc hơi ở trong nhà hoặc ngoài trời, tuy nhiên do không gian cần lắp đặt cụm thiết bị khá lớn cho nên người ta ít dùng nó trong phạm vi điều hòa không khí.

Ở các khảo sát có tính chất lý thuyết thì người ta coi quá trình diễn ra trong thiết bị ngưng tụ là đẳng áp, tuy nhiên các quan sát thực tế cho thấy có một độ sụt áp nhất định khi môi chất lạnh di chuyển qua thiết bị ngưng tụ.

Trong trường hợp thiết bị ngưng tụ được giải nhiệt bằng nước thì độ sụt áp của môi chất lạnh không nhiều lắm. Tuy nhiên, ở trường hợp thiết bị ngưng tụ giải nhiệt bằng không khí, do đường đi của môi chất lạnh phức tạp hơn cho nên độ sụt giảm áp suất tương đối nhiều hơn. Người ta đã nghiên cứu và thấy rằng, đối với các thiết bị ngưng tụ giải nhiệt bằng không khí, độ sụt giảm áp suất của môi chất lạnh khi đi qua nó trung bình vào khoảng gần $70kPa$.

Thông thường, nhiệt lượng do môi chất lạnh nhả ra để làm giảm bớt độ quá nhiệt chiếm khoảng 10% đến 20% so với nhiệt lượng toàn bộ nhả ra trong quá trình ngưng tụ. Ở giai đoạn này, do khối lượng riêng của hơi khá bé cho nên tổn thất áp suất ở giai đoạn đầu của quá trình là khá nhỏ. Chính vì vậy, khi cần khảo sát chu trình kỹ lưỡng hơn và mang tính thực tế hơn, người ta thường lưu ý đến áp suất tại đầu ra của thiết bị ngưng tụ để xác định độ sụt giảm áp suất tổng của môi chất lạnh khi đi qua thiết bị ngưng tụ. Chính vì hiện tượng này cho nên nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh trong quá trình ngưng tụ không phải hoàn toàn không đổi, mà có một sự sụt giảm nhất định nào đó. Một ví dụ, trong trường hợp môi chất lạnh là R-22 với nhiệt độ ngưng tụ ban đầu là 50^oC, nếu lấy tổn thất áp suất khi đi qua dàn ngưng tụ là $70kPa$, lúc đó nhiệt độ bão hòa tại đầu ra của dàn ngưng tụ khi xem như không có tổn thất áp suất và khi có xét đến tổn thất áp suất lệch nhau khoảng $1,6^oC$; tương ứng độ lệch enthalpy khoảng chừng $2,2kJ/kg$.

Từ các số liệu minh họa ở trên, ta thấy sự chuyển dịch của các thông số giữa hai trường hợp có và không có tính đến tổn thất áp suất thật sự không nhiều lắm. Như vậy, trong trường hợp khảo sát chu trình không cần tỉ mỉ thì ta có thể bỏ qua điều này, lúc đó ta nên xem nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh là nhiệt độ bão hòa tương ứng với áp suất của môi chất lạnh ở tại đầu vào của thiết bị.

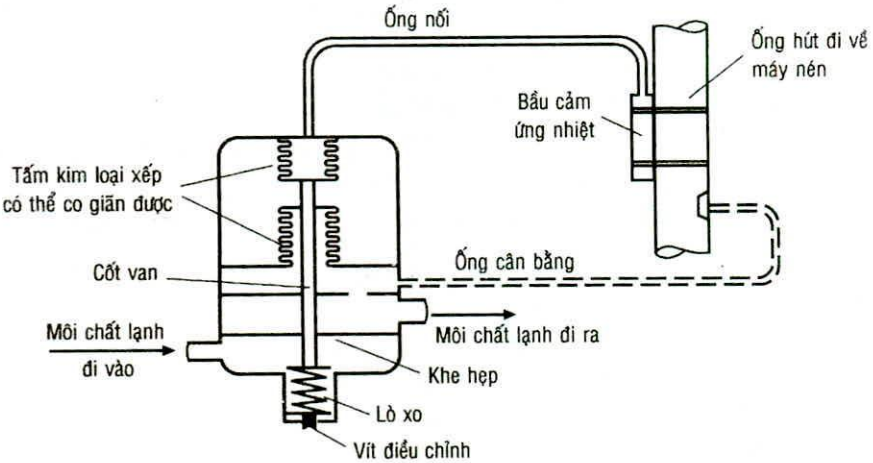
4.2.3. Van tiết lưu

Van tiết lưu là dụng cụ dùng để làm giảm áp suất của môi chất lạnh, được lắp đặt trên đường từ thiết bị ngưng tụ đi về thiết bị bay hơi. Thông qua tác động của van tiết lưu, môi chất lạnh sẽ biến đổi từ trạng thái lỏng ở áp suất ngưng tụ p_k và nhiệt độ t_k thành hơi bão hòa ẩm ở áp suất p_o và nhiệt độ t_o.

Ở các trường hợp có năng suất lạnh nhỏ thì người ta sử dụng ống tiết lưu hay ống mao dẫn. Tuy nhiên, đối với các hệ thống điều hòa không khí có năng suất lạnh trung bình và lớn thì người ta thường sử dụng các loại van tiết lưu có thể điều chỉnh tự động được. Mục đích cơ bản của các loại van tiết lưu này là tự động điều chỉnh lưu lượng môi chất lạnh đi vào thiết bị bay hơi sao cho phù hợp với yêu cầu của phụ tải lạnh tại thời điểm đó. Nói chung, về mặt nguyên tắc, để có thể khai thác hiệu quả diện tích trao đổi nhiệt của thiết bị bay hơi thì cần phải điều chỉnh lưu lượng môi chất lạnh sao cho trạng thái của nó ở đầu ra của thiết bị bay hơi đạt đến trạng thái *hơi bão hòa khô*. Tuy nhiên, trong thực tế, khi lưu ý đến việc bảo vệ máy nén do tác hại của việc hút lẫn lỏng, người ta thường điều chỉnh van tiết lưu sao cho trạng thái của hơi môi chất lạnh ở đầu ra của thiết bị bay hơi có một độ quá nhiệt khoảng từ 5^oC đến 8^oC, thông thường người ta chọn độ quá nhiệt khoảng 6^oC.

1. Van tiết lưu nhiệt (Thermostatic Expansion Valve)

Hình 4.19 trình bày sơ đồ nguyên tắc của van tiết lưu nhiệt. Cần lưu ý, ngoài việc điều chỉnh lưu lượng môi chất lạnh sao cho phù hợp với phụ tải, van tiết lưu nhiệt còn có một ưu điểm khác là nó cho phép một máy nén có thể làm việc song song với vài thiết bị bay hơi khác nhau, trong trường hợp này mỗi thiết bị bay hơi sẽ có một van tiết lưu nhiệt riêng.



Hình 4.19 *Sơ đồ nguyên lý của van tiết lưu nhiệt*

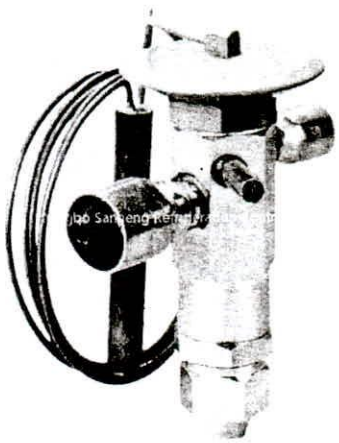
Về nguyên tắc, van tiết lưu nhiệt sẽ hoạt động theo sự tác động cùng lúc của các thông số *nhiệt độ* và *áp suất*. Để lấy tín hiệu nhiệt độ người ta dùng bầu cảm ứng nhiệt và đặt nó ở đầu ra của thiết bị bay hơi. Tín hiệu áp suất có thể được lấy từ hai vị trí khác nhau, nếu lấy ở *đầu ra* của thiết bị bay hơi thì ta gọi là *van tiết lưu nhiệt cân bằng ngoài*, nếu lấy ở *đầu vào* của thiết bị bay hơi thì ta gọi là *van tiết lưu nhiệt cân bằng trong*. Nếu van tiết lưu nhiệt thuộc loại cân bằng ngoài thì thông thường vị trí lấy tín hiệu áp suất ở phía sau vị trí lắp đặt bầu cảm ứng nhiệt (tính theo chiều chuyển động của môi chất lạnh).

Khi lượng môi chất lạnh đi vào thiết bị bay hơi phù hợp với phụ tải, ta thấy hầu như toàn bộ bề mặt trao đổi nhiệt về phía môi chất lạnh – ở các mức độ khác nhau – đều có tiếp xúc với thành phần lỏng, lúc đó nhiệt độ của hơi ở đầu ra rất gần với nhiệt độ bão hòa của môi chất lạnh ở áp suất tương ứng trong thiết bị bay hơi. Nếu lượng môi chất lạnh ít hơn so với nhu cầu, ta thấy một bộ phận bề mặt trao đổi nhiệt gần với phía đầu ra của thiết bị bay hơi sẽ hoàn toàn khô ráo, chính phần bề mặt này đã làm gia tăng độ quá nhiệt của hơi môi chất lạnh. Như vậy, ở cùng điều kiện phụ tải như nhau, nếu lượng môi chất lạnh đi vào thiết bị bay hơi càng bị giảm thì độ quá nhiệt của hơi ở đầu ra sẽ càng tăng.

Trên cơ sở những nhận xét đã nêu ở trên, ta thấy khi độ quá nhiệt của hơi vượt quá mức ấn định, van tiết lưu nhiệt sẽ mở rộng ra để lưu lượng môi chất lạnh đi qua van tiết lưu tăng lên nhằm hạ độ quá nhiệt xuống. Ngược lại, nếu độ quá nhiệt của hơi quá bé thì van tiết lưu nhiệt sẽ đóng bớt lại để giảm lượng môi chất lạnh đi vào thiết bị bay hơi.

Trong van tiết lưu nhiệt thì cả lực lò xo lẫn lực đẩy do áp suất trong thiết bị bay hơi đều có tác dụng làm giảm độ mở của van tiết lưu. Lực tác dụng theo xu hướng ngược chiều với hai lực trên được tạo bởi áp suất của chất môi giới nằm trong bầu cảm ứng nhiệt. Rõ ràng giá trị áp suất này đồng biến với nhiệt độ mà bầu cảm ứng đang theo dõi, đó là nhiệt độ của môi chất lạnh tại đầu ra của thiết bị bay hơi.

Căn cứ trên những điều đã trình bày ở trên, ta thấy van tiết lưu nhiệt ở hình 4.19 thuộc loại cân bằng ngoài vì tín hiệu áp suất được lấy ở đầu ra của thiết bị bay hơi. Hình 4.20 trình bày hình dạng thực tế của một loại van tiết lưu nhiệt, trong đó cần lưu ý rằng chất môi giới trong bầu cảm ứng nhiệt của van tiết lưu nhiệt thông thường chính là loại môi chất lạnh đang được sử dụng trong hệ thống lạnh đó.



Hình 4.20 *Van tiết lưu nhiệt*

Gọi:

p_1 - áp suất tác động lên màn chắn của van tiết lưu nhiệt do chất môi giới ở trong bầu cảm ứng nhiệt

p_2 - áp suất từ thiết bị bay hơi phản hồi về van tiết lưu

p_3 - áp suất do lực tác động của lò xo

Rõ ràng, khi van tiết lưu nhiệt đang hoạt động ổn định thì ta luôn luôn có:

$$p_1 = p_2 + p_3 \qquad (4.1)$$

Thông thường người ta sử dụng van tiết lưu nhiệt cân bằng trong cho các thiết bị bay hơi có tổn thất áp suất bé, đối với các thiết bị bay hơi có tổn thất áp suất kha khá thì người ta sử dụng van tiết lưu nhiệt cân bằng ngoài.

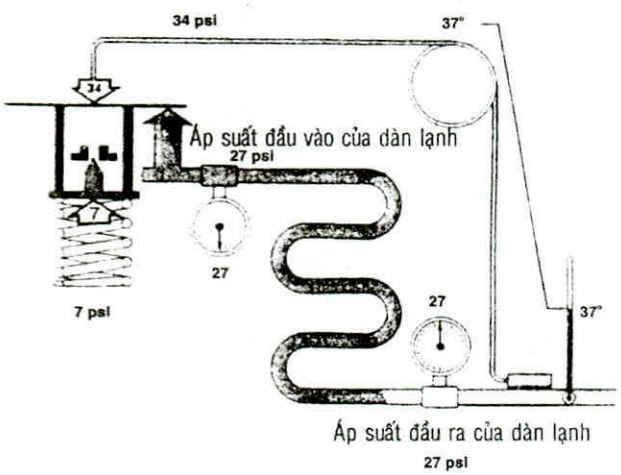
Để có thể thấy rõ sự khác nhau giữa hai loại van tiết lưu nhiệt nói trên, ta hãy khảo sát trường hợp minh họa dưới đây. Trong các trường hợp khảo sát ta coi như năng suất lạnh tương đương nhau, môi chất lạnh trong hệ thống lạnh và trong bầu cảm ứng nhiệt đều là R-22, áp suất p_3 do lực tác động của lò xo đều bằng nhau và bằng $115kPa$, áp suất tại đầu ra của thiết bị bay hơi là $565,71kPa$.

a. Trường hợp thứ nhất

Dùng van tiết lưu nhiệt loại cân bằng trong và giả sử không có tổn thất áp suất ở thiết bị bay hơi, lúc đó ta có:

- Áp suất tại đầu vào của thiết bị bay hơi là $565,71kPa$
- Áp suất đóng van (Closing Pressure) là: $115 + 565,71 = 680,71kPa$
- Áp suất p_1 cần để mở van là $680,71kPa$
- Tra bảng R-22, nhiệt độ tương ứng của bầu cảm ứng nhiệt là 10^oC
- Tra bảng R-22, nhiệt độ sôi tương ứng với áp suất của thiết bị bay hơi ở đầu ra là 4^oC
- Độ quá nhiệt của hơi là $10 - 4 = 6^oC$

Hình 4.21 trình bày sơ đồ minh họa của van tiết lưu nhiệt loại cân bằng trong.



Hình 4.21 *Van tiết lưu nhiệt loại cân bằng trong*

b. Trường hợp thứ hai

Dùng van tiết lưu nhiệt loại cân bằng trong, tổn thất áp suất qua thiết bị bay hơi là 36,57*kPa*. Ta có:

- Áp suất ở đầu vào của thiết bị bay hơi là:
  36,57 + 565,71 = 602,28*kPa*
- Áp suất đóng van là: 115 + 602,28 = 717,28*kPa*
- Áp suất p_1 cần để mở van là 717,28*kPa*
- Tra bảng R-22, nhiệt độ tương ứng của bầu cảm ứng nhiệt là 11,746^oC
- Tra bảng R-22, nhiệt độ sôi tương ứng với áp suất của thiết bị bay hơi ở đầu ra là 4^oC
- Độ quá nhiệt của hơi: 11,746 – 4 = 7,746^oC

c. Trường hợp thứ ba

Dùng van tiết lưu nhiệt loại cân bằng ngoài, tổn thất áp suất qua thiết bị bay hơi là 36,57*kPa*. Ta có:

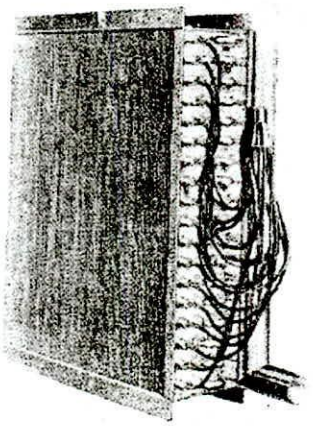
- Áp suất ở đầu vào của thiết bị bay hơi là:
  36,57 + 565,71 = 602,28*kPa*
- Áp suất đóng van là: 115 + 565,71 = 680,71*kPa*
- Áp suất p_1 cần để mở van là 680,71*kPa*
- Tra bảng R-22, nhiệt độ tương ứng của bầu cảm ứng nhiệt là 10^oC
- Tra bảng R-22, nhiệt độ sôi tương ứng với áp suất của thiết bị bay hơi ở đầu ra là 4^oC
- Độ quá nhiệt của hơi: 10 – 4 = 6^oC

Từ các kết quả trình bày ở các trường hợp minh họa đã nêu, ta có thể đưa ra một số nhận xét sau:

- Đối với van tiết lưu nhiệt loại cân bằng trong, khi tổn thất áp suất qua thiết bị bay hơi bị thay đổi thì độ quá nhiệt của hơi có bị ảnh hưởng. Cụ thể, nếu tổn thất áp suất càng tăng thì độ quá nhiệt của hơi càng tăng, điều này càng làm giảm hiệu quả của thiết bị bay hơi.

- Đối với van tiết lưu nhiệt loại cân bằng ngoài, tổn thất áp suất qua thiết bị bay hơi hầu như không ảnh hưởng gì đến độ quá nhiệt của hơi.

Như vậy, rõ ràng van tiết lưu nhiệt loại cân bằng ngoài có khả năng làm việc với độ ổn định cao hơn. Chính vì vậy, khi gặp các thiết bị bay hơi loại có năng suất lạnh lớn và có nhiều mạch song song, đặc biệt là loại có nhiều mạch song song cùng nối chung với một van tiết lưu thông qua bộ phân phối, nhất định ta phải dùng loại cân bằng ngoài mà không dùng loại cân bằng trong. Hình 4.22 trình bày một loại dàn lạnh nối với van tiết lưu thông qua bộ phân phối, còn bảng 4.1 dưới đây trình bày một vài số liệu về tổn thất áp suất ở thiết bị bay hơi ứng với nhiều loại môi chất lạnh khác nhau và nhiệt độ bay hơi khác nhau. Theo kinh nghiệm, người ta thường sử dụng van tiết lưu nhiệt loại cân bằng ngoài nếu thiết bị bay hơi đó có tổn thất áp suất cao hơn những giá trị đã ghi trong bảng 4.1.



Hình 4.22 *Dàn lạnh có nhiều mạch song song nối với van tiết lưu thông qua bộ phân phối*

Bảng 4.1

Môi chất lạnh	**Nhiệt độ bay hơi, ^oC**		
	4,44	–6,66	–17,77
	Tổn thất áp suất, *kPa*		
R12, R500	13,789	10,342	6,894
R22	20,684	13,789	10,342
R502	20,684	17,237	12,065

Ghi chú:

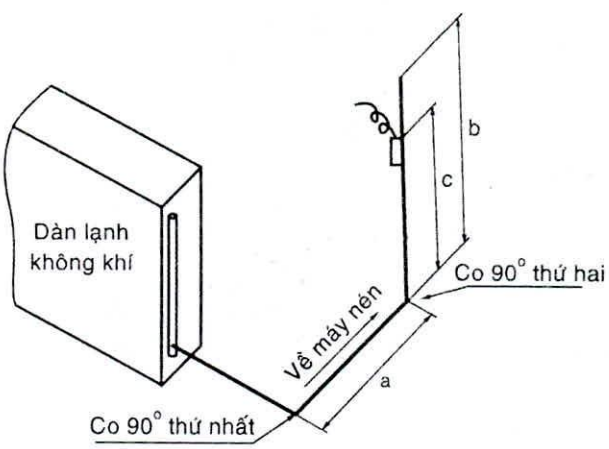
Một vài loại môi chất lạnh trong bảng này hiện đã bị cấm sử dụng, ngoài ra mức nhiệt độ bay hơi cũng không hoàn toàn phù hợp trong kỹ thuật điều hòa không khí, do đó các số liệu trong bảng này chỉ có giá trị tham khảo.

Từ các kết quả trình bày ở trên, ta thấy rõ việc thay đổi độ căng của lò xo sẽ giúp ta hiệu chỉnh được độ quá nhiệt của hơi theo từng yêu cầu cụ thể. Trong ba trường hợp minh họa đã nêu, giả sử ta vẫn giữ nguyên các số liệu khác, chỉ thay đổi áp suất do lực tác động của lò xo từ $115kPa$ xuống còn $74,8kPa$, lúc đó độ quá nhiệt của từng trường hợp sẽ như sau:

- Trường hợp thứ nhất: độ quá nhiệt là: $8^oC - 4^oC = 4^oC$
- Trường hợp thứ hai: độ quá nhiệt là: $9,82^oC - 4^oC = 5,82^oC$
- Trường hợp thứ ba: độ quá nhiệt là: $8^oC - 4^oC = 4^oC$

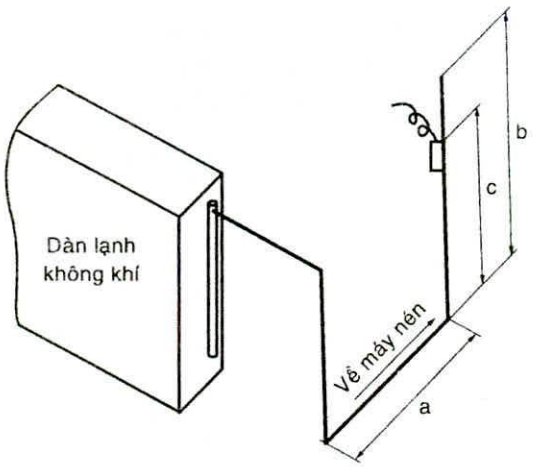
Như vậy, nếu muốn độ quá nhiệt của hơi giảm đi thì ta cần phải điều chỉnh lò xo theo hướng giảm sức căng. Ngược lại, nếu muốn làm tăng độ quá nhiệt của hơi thì ta phải điều chỉnh để lò xo có sức căng nhiều hơn.

Cần lưu ý về vị trí lắp đặt bầu cảm ứng nhiệt. Kinh nghiệm thực tế cho thấy nên lắp bầu cảm ứng nhiệt cách đầu ra của thiết bị bay hơi ít nhất hai co 90^o (90^o– Elbow) và nên đặt ở đoạn ống đứng mà môi chất lạnh đang chuyển động theo hướng đi lên. Thông thường ống đi lên này có *chiều cao tối thiểu b* bằng khoảng 15 lần so với đường kính ống, độ cao của bầu cảm ứng nhiệt c nên bằng khoảng 10 lần đường kính ống và chiều dài a của đoạn ống nằm ngang (ngay trước đoạn ống thẳng đứng có gắn bầu cảm ứng nhiệt) nên bằng khoảng 8 lần đường kính ống. Mục đích của các đề nghị trên đây nhằm làm cho bầu cảm ứng nhiệt phản ánh đúng đắn nhất thông số mà nó cần theo dõi, rõ ràng ở vị trí như vậy thì trạng thái của môi chất lạnh được xem là đồng đều hơn cả. Hình 4.23 trình bày minh họa cách bố trí bầu cảm ứng nhiệt tương ứng với trường hợp máy nén được đặt ở vị trí cao hơn thiết bị bay hơi.



Hình 4.23

Trong trường hợp máy nén được đặt thấp hơn thiết bị bay hơi, các thông số a, b và c vẫn được đề nghị như cũ, tuy nhiên đoạn ống đi lên (nơi có đặt bầu cảm ứng nhiệt) không cần phải cao hơn 15 lần so với đường kính ống dẫn, có thể ngay từ độ cao đó người ta lắp một đoạn ống nằm ngang ngắn và bắt đầu đi xuống để hướng về máy nén. Hình 4.24 mô tả cách lắp đặt bầu cảm ứng nhiệt tương ứng với trường hợp thiết bị bay hơi được lắp đặt cao hơn máy nén.



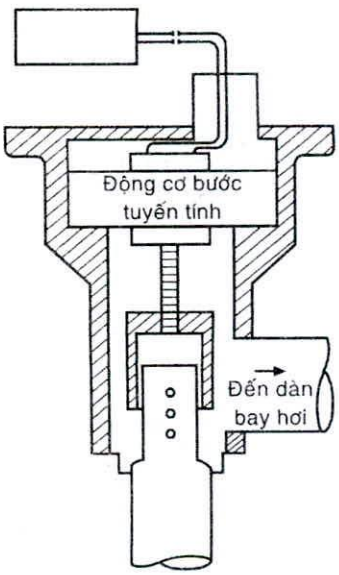
Hình 4.24

2. Van tiết lưu điện tử (Electronic Expansion Valve)

Về nguyên tắc hoạt động thì van tiết lưu điện tử và van tiết lưu nhiệt tương tự như nhau. Mục đích của van tiết lưu điện tử cũng nhằm điều chỉnh lưu lượng môi chất lạnh đi qua van tiết lưu sao cho phù hợp với phụ tải lạnh để duy trì độ quá nhiệt của hơi về máy nén ở mức quy định. Điểm khác biệt giữa van tiết lưu điện tử và van tiết lưu nhiệt là ở van tiết lưu điện tử không có bầu cảm ứng nhiệt và không có lò xo. Trong trường hợp này người ta dùng *thermistor* (sensor) thay thế cho bầu cảm ứng nhiệt để ghi nhận tín hiệu nhiệt độ và đưa về *bộ vi xử lý*. Thông thường có hai thermistors, một cái được lắp ở đầu vào của thiết bị bay hơi, cái còn lại được lắp ở đường hút của máy nén. Trên cơ sở so sánh độ chênh nhiệt độ của hai thermistors so với mức nhiệt độ đã cài đặt, bộ vi xử lý sẽ điều khiển *động cơ bước* loại tuyến tính đã được lắp sẵn trong van. Nhiệm vụ của động cơ này là xoay trục vít theo chiều tác động tương ứng để kéo piston của van tiết lưu di chuyển lên hoặc xuống nhằm làm tăng hoặc giảm số lỗ trên đường ống đưa môi chất lạnh vào van để điều chỉnh lưu lượng. Nếu độ chênh nhiệt độ của hai thermistors lớn hơn mức nhiệt độ đã cài đặt, bộ vi xử lý sẽ điều khiển động cơ bước xoay theo hướng làm tăng lưu lượng môi chất lạnh đi qua van, trong trường hợp ngược lại thì động cơ bước sẽ được điều chỉnh xoay theo hướng làm giảm lưu lượng môi chất lạnh. Thực tế cho thấy người ta thường sử dụng van tiết lưu điện tử trong các hệ thống lạnh có máy nén loại kín. Như đã biết, việc giải nhiệt cho động cơ kéo máy nén loại kín thường là do chính môi chất lạnh đảm nhiệm. Theo đó, hơi môi chất lạnh sau khi ra khỏi thiết bị bay hơi sẽ được cho đi qua cuộn dây của động cơ rồi mới cho đi vào đầu hút của máy nén. Chính vì điều này cho nên - trong trường hợp sử dụng van tiết lưu điện tử - độ quá nhiệt của hơi môi chất lạnh đi vào đầu

hút của máy nén vào khoảng 8^oC. Cần xác định lại cho rõ, một trong hai thermistors sẽ được lắp trên đường hút của máy nén nhưng ở vị trí môi chất lạnh đã đi qua cuộn dây của động cơ).

Như vậy, độ quá nhiệt thật sự của hơi môi chất lạnh ở đầu ra của thiết bị bay hơi không phải là 8^oC, mà chỉ vào khoảng từ $1,1^oC$ đến $1,6^oC$. Rõ ràng, việc sử dụng van tiết lưu điện tử đã làm gia tăng hiệu quả hoạt động của thiết bị bay hơi. Hình 4.25 trình bày hình ảnh minh họa của van tiết lưu điện tử.



Hình 4.25 *Sơ đồ nguyên lý của van tiết lưu điện tử*

Cần lưu ý, sự điều chỉnh lưu lượng của van tiết lưu điện tử khá mềm nhưng không phải hoàn toàn liên tục. Thông thường cứ mỗi *3giây* vị trí của piston trong van sẽ được hiệu chỉnh một lần để khống chế lưu lượng. Van tiết lưu điện tử chỉ làm việc ở điều kiện nhiệt độ của quá trình bay hơi thấp hơn 12^oC nhằm tránh cho máy nén khỏi bị quá tải. Một điểm khác cũng cần phải chú ý là *độ chênh lệch áp suất tối thiểu* (tức là độ chênh giữa áp suất ngưng tụ và áp suất bay hơi) ở hai đầu của van tiết lưu điện tử để nó có thể hoạt động được rất thấp so với van tiết lưu nhiệt. Đây cũng là một ưu điểm đáng kể vì lúc đó nhiệt độ và áp suất ngưng tụ có thể hạ thấp đến mức có thể được, tương ứng với điều đó thì tỉ số nén của máy nén cũng có thể hạ thấp đến mức có thể có. Bảng 4.2 trình bày một số thông số kỹ thuật của van tiết lưu nhiệt và van tiết lưu điện tử.

Bảng 4.2

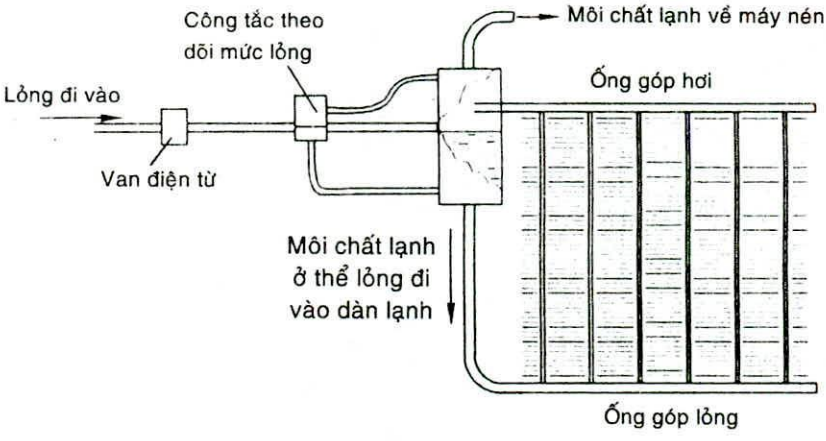
Loại van tiết lưu	Độ quá nhiệt của hơi vào máy nén	Độ quá nhiệt của môi chất lạnh	Độ chênh lệch áp suất làm việc tối thiểu
Van tiết lưu nhiệt	Từ 5^oC đến 8^oC	Từ 5^oC đến 8^oC	$480kPa$
Van tiết lưu điện tử	Khoảng 8^oC	Từ $1,1^oC$ đến $1,6^oC$	$110kPa$

4.2.4. Thiết bị bay hơi

Thiết bị bay hơi là thiết bị được sử dụng để làm giảm nhiệt độ của chất công tác, hay của chất chuyển tải lạnh. Trong trường hợp chất công tác là *không khí* thì thiết bị bay hơi được gọi là dàn bay hơi hay dàn lạnh, trong trường hợp chất công tác là *nước* thì thiết bị bay hơi được gọi là bình bay hơi.

Về cấu tạo, thiết bị bay hơi có dạng tương tự như thiết bị ngưng tụ. Ở thiết bị bay hơi môi chất lạnh sẽ nhận nhiệt và bay hơi, nhờ đó nhiệt độ của chất công tác sẽ giảm xuống. Trong tất cả các trường hợp thì môi chất lạnh đi vào thiết bị bay hơi có trạng thái *hơi bão hòa ẩm*, thành phần *lỏng sôi* trong hơi bão hòa ẩm sẽ nhận nhiệt và sôi để hóa thành hơi.

Như đã trình bày ở trên, về mặt nguyên tắc, thiết bị bay hơi được xem là làm việc hiệu quả nhất nếu như trạng thái của môi chất lạnh bay ra khỏi thiết bị bay hơi là *hơi bão hòa khô*. Có thể thỏa mãn yêu cầu này dễ dàng nếu sử dụng thiết bị bay hơi dạng ngập lỏng, trong trường hợp này máy nén tương ứng nên là loại ly tâm. Hình 4.26 trình bày sơ đồ có tính nguyên tắc của một dàn bay hơi kiểu ngập lỏng.



Hình 4.26 *Dàn bay hơi kiểu ngập lỏng*

Nói chung, với bất kỳ thiết bị bay hơi nào, nếu cần đảm bảo chắc chắn chỉ có hơi bão hòa khô đi về máy nén thì người ta có thể dùng thêm bộ tách lỏng, hoặc bố trí khu vực làm giảm tốc độ của hơi ở vị trí dự định lắp bộ tách lỏng. Trong trường hợp máy nén đi kèm là loại piston thì người ta có thể sử dụng bộ tách lỏng, bình hồi nhiệt, hoặc cả hai loại nói trên.

Hầu hết các hệ thống lạnh có máy nén piston đều sử dụng thêm van tiết lưu nhiệt (Thermostatic Expansion Valve), trong những trường hợp như vậy nói chung trạng thái của hơi môi chất lạnh đi về đầu hút của máy nén sẽ có trạng thái quá nhiệt (độ quá nhiệt thường từ 5^oC đến 8^oC).

1. Dàn bay hơi hay dàn lạnh

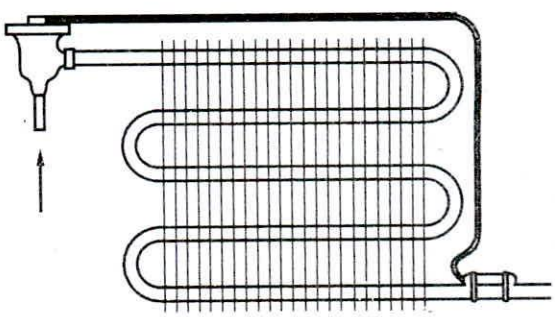
Đây là loại thiết bị bay hơi thường được sử dụng trong các máy điều hòa không khí cỡ nhỏ và cỡ trung. Kết cấu của dàn bay hơi thường là kiểu ống – cánh, trong đó môi chất lạnh sẽ sôi và bay hơi ở bên trong ống, còn

không khí sẽ chuyển động ở bên ngoài ống. Sở dĩ phải làm thêm cánh về phía bên ngoài ống vì hệ số tỏa nhiệt đối lưu ở phía bên ngoài ống khá nhỏ so với bên trong ống.

Trong trường hợp này ta sẽ có hai loại kết cấu là dàn bay hơi kiểu ngập lỏng (Flooded Coil) và dàn bay hơi tiết lưu kiểu khô (Dry Expansion Coil), có thể gọi chung cả hai kiểu trên là dàn bay hơi tiết lưu trực tiếp (Direct Expansion Coil).

Ở trường hợp của dàn bay hơi kiểu ngập lỏng (Hình 4.26), ta thấy người ta dùng van phao để duy trì mức ngập lỏng (ngập dịch) ở trong dàn. Nói chung, phần lớn bề mặt bên trong của dàn bay hơi đều được cho tiếp xúc với môi chất lạnh ở thể lỏng cho đến mức ngập lỏng, chính vì vậy hiệu quả của dàn khá cao. Quá trình sôi và bay hơi của môi chất lạnh có thể diễn ra được ở những nơi mà nhiệt độ bề mặt của dàn cao hơn so với nhiệt độ bão hòa của môi chất lạnh tương ứng với áp suất ở bên trong dàn. Tuy hiệu quả của dàn bay hơi loại ngập lỏng có cao hơn so với những dàn bay hơi kiểu khác, nhưng thực tế người ta ít dùng loại dàn bay hơi ngập lỏng trong kỹ thuật điều hòa không khí vì lượng môi chất lạnh cần phải nạp vào hệ thống khá lớn.

Loại dàn bay hơi được sử dụng phổ biến trong kỹ thuật lạnh nói chung và kỹ thuật điều hòa không khí nói riêng là dàn bay hơi tiết lưu kiểu khô. Hình 4.27 trình bày sơ đồ nguyên tắc của một loại dàn bay hơi tiết lưu kiểu khô.



Hình 4.27 *Dàn bay hơi tiết lưu kiểu khô*

Từ sơ đồ, ta thấy môi chất lạnh sẽ được đưa thẳng vào dàn bay hơi sau khi qua van tiết lưu. Ở trường hợp này, thông thường người ta dùng loại van tiết lưu nhiệt, mục đích của loại van tiết lưu này là khống chế lượng môi chất lạnh tiết lưu vào dàn sao cho nhiệt độ của hơi môi chất lạnh khi ra khỏi dàn được duy trì ổn định ở một mức quá nhiệt đã định trước. Như vậy, trong khi dàn bay hơi loại ngập lỏng được điền đầy bằng môi chất lạnh ở thể lỏng, ta thấy trong trường hợp của dàn bay hơi tiết lưu kiểu khô thì chính môi chất

lạnh ở trạng thái bão hòa ẩm sẽ chiếm hầu hết không gian bên trong của dàn. Tuy nhiên, do độ khô của hơi môi chất lạnh khi đi vào dàn thường là khá nhỏ, cho nên ở đầu vào của dàn bay hơi ta thấy môi chất lạnh phần lớn vẫn tồn tại ở thể lỏng. Càng di chuyển qua các ống trao đổi nhiệt của dàn bay hơi thì độ khô của hơi càng tăng dần, đến khi ra khỏi dàn thì hơi có một độ quá nhiệt nhất định nào đó do tác động của van tiết lưu nhiệt.

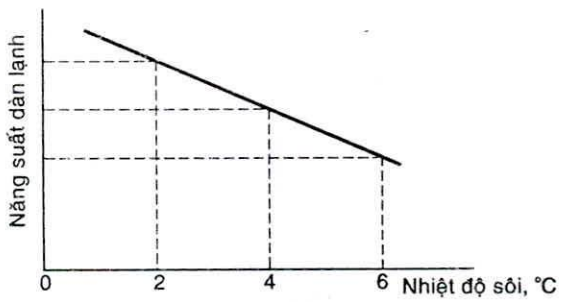
Trong thực tế, để tăng cường hiệu quả sử dụng bề mặt trao đổi nhiệt của dàn bay hơi, để gia tăng mức độ đồng đều ở bên trong các ống trao đổi nhiệt và để làm giảm tổn thất áp suất về phía môi chất lạnh, thông thường người ta chia các dàn bay hơi lớn ra thành nhiều mạch song song. Tùy vào độ lớn và độ phức tạp của dàn bay hơi mà người ta có thể chia các ống trao đổi nhiệt ra thành từ 2 đến 22 mạch song song, tất cả các mạch này đều được nối chung vào một van tiết lưu thông qua bộ phân phối môi chất lạnh. Từ hình 4.22 ta thấy bộ phân phối có dạng hình côn, đầu ra của van tiết lưu được nối với đầu vào của bộ phân phối, còn các đầu ra của bộ phân phối được nối đến các mạch song song của dàn bay hơi. Nói chung, có thể lắp bộ phân phối (Distributor) ở bất kỳ vị trí nào. Tuy nhiên, trong trường hợp bộ phân phối không gắn cố định vào van tiết lưu, người ta khuyên nên đặt bộ phân phối theo thế thẳng đứng như ở hình 4.22 và không nên cách van tiết lưu quá 600*mm*. Mặc dù vậy, các kết quả thực tế cho thấy hiệu quả của bộ phân phối môi chất lạnh sẽ tốt hơn nếu nó được gắn cố định vào van tiết lưu. Để dễ thu hồi dầu về máy nén, thông thường người ta cấp môi chất lạnh vào dàn bay hơi từ phía trên và lấy nó ra ở phía dưới.

Nhiệm vụ của dàn bay hơi trong kỹ thuật điều hòa không khí không chỉ là làm mát không khí, mà thông thường còn phải đáp ứng các yêu cầu về tách ẩm. Nếu phải thực hiện nhiệm vụ tách ẩm thì nhiệt độ bề mặt của dàn bay hơi phải thấp hơn nhiệt độ đọng sương tương ứng với trạng thái của không khí khi đi vào dàn. Trong thực tế, ở khá nhiều trường hợp thì toàn bộ bề mặt bên ngoài của dàn bay hơi đều có khả năng tách ẩm. Tuy nhiên, khi nhiệt độ không khí ở đầu vào hơi cao thì có thể xảy ra trường hợp một bộ phận bề mặt của dàn bay hơi tương ứng với vị trí không khí bắt đầu đi vào dàn vẫn còn khô ráo, chỉ có một phần diện tích bề mặt ở sâu hơn (tính theo chiều chuyển động của không khí) là có khả năng ẩm ướt do tách ẩm.

Khả năng tách ẩm của dàn bay hơi rõ ràng không phải bất biến mà phụ thuộc vào các thông số sau:

- Nhiệt độ nhiệt kế khô và nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí đi vào dàn lạnh, nói cách khác là phụ thuộc trạng thái của không khí đi vào dàn lạnh.
- Nhiệt độ sôi của môi chất lạnh ở bên trong dàn lạnh.
- Tốc độ không khí đi qua dàn lạnh.

Hình 4.28 trình bày sự thay đổi năng suất lạnh của dàn bay hơi có tách ẩm khi có sự biến đổi nhiệt độ sôi của môi chất lạnh, trong trường hợp này các ảnh hưởng còn lại được giả sử là không đổi. Từ đồ thị, rõ ràng khi nhiệt độ sôi của môi chất lạnh tăng lên thì khả năng tách ẩm của dàn bay hơi sẽ giảm đi, điều đó làm cho năng suất của dàn bay hơi cũng bị giảm theo.



Hình 4.28

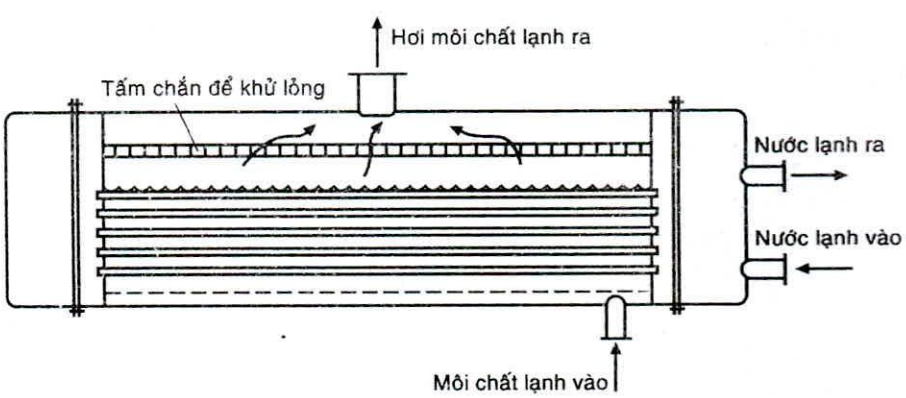
2. Bình bay hơi

Bình bay hơi của máy lạnh dùng trong kỹ thuật điều hòa không khí thường là loại ống nước có thân nằm ngang. Về cơ bản, ta thấy thiết bị gồm có thân bình nằm ngang và bên trong có bố trí các chùm ống đồng.

Tương tự như ở trường hợp dàn lạnh không khí, ở đây ta cũng có hai loại:

- Loại ngập lỏng
- Loại tiết lưu trực tiếp (khô)

Hình 4.29 trình bày kết cấu có tính nguyên tắc của bình bay hơi ống nước có thân nằm ngang loại ngập lỏng.



Hình 4.29 *Bình bay hơi ống nước có thân nằm ngang loại ngập lỏng*

Ở loại ngập lỏng, thông thường có khoảng ½ đến ¾ số ống trong bình bay hơi được ngâm trong môi chất lạnh ở thể lỏng. Sau này, trên cơ sở tương tự loại ngập lỏng, người ta chế ra loại bình có mức ngập lỏng ít hơn và gọi là loại ngập lỏng phân nửa (Semi – Flooded Type). Ở loại này, chỉ có những hàng ống dưới cùng mới được thiết kế cho ngâm trong môi chất lạnh ở thể lỏng, chính vì vậy cần phải làm sao cho hơi môi chất lạnh khi đi vào bình được phân bố đồng đều trên toàn bộ bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị.

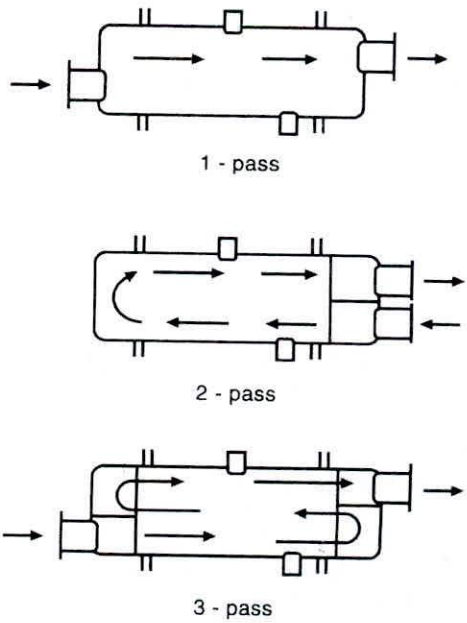
Các ống đồng trong bình bay hơi loại này thông thường có cánh ở bên ngoài. Tất nhiên, nếu ống đồng có cánh ở bên ngoài thì khả năng trao đổi nhiệt sẽ cao hơn và do đó tổng diện tích bề mặt trao đổi nhiệt cần thiết sẽ giảm xuống. Trong những năm gần đây, bằng sự tiến bộ của công nghệ, ở một số trường hợp bề mặt bên trong của ống cũng có thể có những rãnh xoắn để tăng cường khả năng trao đổi nhiệt về phía nước.

Cần lưu ý, ở những bình bay hơi loại ngập lỏng thì phải hết sức chú ý đến vấn đề tách lỏng trước khi cho hơi môi chất lạnh đi về máy nén. Thông thường người ta bố trí thêm các tấm chắn ở gần đầu ra của bình để khử lỏng, thông qua các tấm chắn này người ta có thể điều chỉnh mức độ đồng đều của dòng hơi để khai thác hiệu quả nhất khả năng trao đổi nhiệt của bề mặt truyền nhiệt.

Ở trường hợp của bình bay hơi loại ngập lỏng hay ngập lỏng phân nửa, nước được cho chuyển động bên trong các ống đồng còn môi chất lạnh sôi bên trong thân bình, tức là bên ngoài các ống đồng (Xem hình 4.29). Thông thường, ở các loại bình này, các thông số chi tiết có liên quan như sau:

- Đường kính ống đồng từ 12,7*mm* đến 25,4*mm*; thường gặp nhất là loại ống đồng có đường kính 15,87*mm* và 19*mm*.
- Số lượng ống đồng trong bình có thể từ 50 ống đến khoảng vài ngàn ống.
- Số lượng cánh trên bề mặt ngoài của ống từ 750 cánh đến 1380 cánh tính cho một *mét* chiều dài ống, chiều cao của cánh khoảng chừng 1,5*mm*.
- Bề mặt bên trong của các ống đồng cũng có thể được tạo rãnh xoắn để tăng cường hệ số truyền nhiệt.
- Tốc độ nước chảy trong ống đồng khoảng từ 1,2*m/s* đến 3,6*m/s*; không nên cho nước chảy quá 3,6*m/s* vì lúc đó dễ gây ra hiện tượng ăn mòn.
- Nên khống chế sao cho tổn thất áp suất về phía đường nước không vượt quá 6,8*m cột nước*.
- Số pass nước thường từ 1 đến 3, thông thường ta gặp bình bay hơi có 2 pass nước.

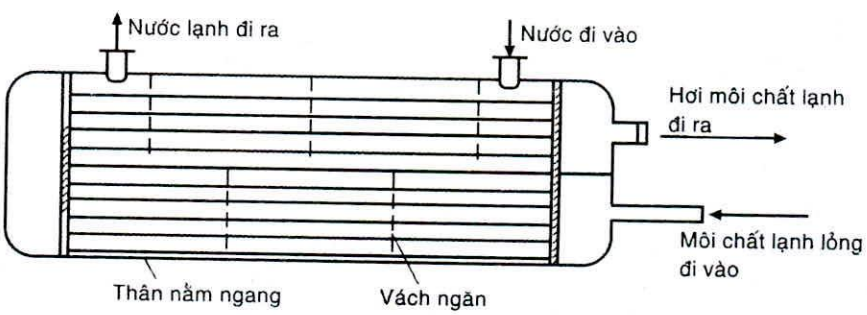
Hình 4.30 trình bày minh họa cách xác định số pass nước. Cũng như ở bình ngưng tụ, trong trường hợp này ta cũng hiểu số pass nước là số cụm ống trao đổi nhiệt hoạt động song song, tức là các ống trao đổi nhiệt có nước chảy cùng chiều và về nguyên tắc ở cùng mức nhiệt độ.



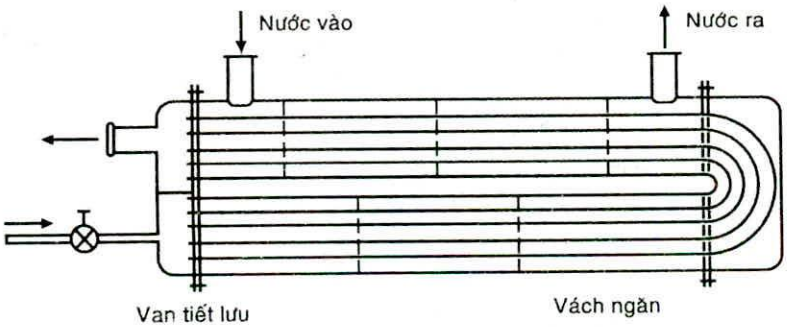
Hình 4.30 *Minh họa số pass nước*

Do bình bay hơi loại ngập lỏng có hệ số truyền nhiệt cao, chiếm khoảng không gian tương đối nhỏ và dễ bảo trì, cho nên hiện nay loại này được sử dụng khá phổ biến.

Ngoài loại bình bay hơi kiểu ngập lỏng và ngập lỏng phân nửa, trong thực tế ta còn có thể gặp loại bình bay hơi kiểu tiết lưu trực tiếp (Shell and Tube Evaporator, Direct Expansion Type). Ở loại này thì môi chất lạnh sẽ được cho chảy và sôi bên trong các ống đồng, còn nước được cho chuyển động bên ngoài các ống đồng. Nói chung, có thể có hai loại chùm ống là *chùm ống thẳng* và *chùm ống hình chữ U*. Hình 4.31 trình bày cấu tạo của bình bay hơi tiết lưu trực tiếp có thân nằm ngang với chùm ống thẳng, trong trường hợp này việc thay thế các ống đồng rất là dễ dàng khi cần phải sửa chữa do các ống đồng có dạng thẳng nằm giữa hai mặt sàng (tương tự loại ngập lỏng hay ngập lỏng phân nửa). Nếu chùm ống được làm theo kiểu chữ U, ta hoàn toàn có thể rút toàn bộ chùm ống ra khỏi thân bình để làm vệ sinh về phía đường nước. Hình 4.32 trình bày cấu tạo có tính nguyên tắc của bình bay hơi có chùm ống kiểu chữ U. Hiện nay loại bình bay hơi có chùm ống thẳng được sử dụng phổ biến hơn so với loại ống hình chữ U.



Hình 4.31 *Bình bay hơi tiết lưu trực tiếp kiểu chùm ống thẳng*

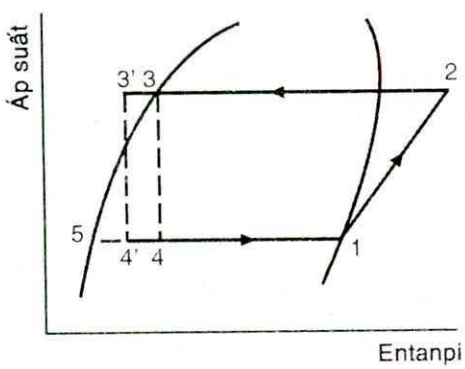


Hình 4.32 *Bình bay hơi tiết lưu trực tiếp kiểu chùm ống chữ U*

Ưu điểm của bình bay hơi loại tiết lưu trực tiếp là tổn thất áp suất về phía đường nước khá nhỏ và lượng môi chất lạnh nạp vào hệ thống cũng tương đối ít.

Nói chung, người ta thường sử dụng bình bay hơi có thân nằm ngang cho các trường hợp có năng suất lạnh trung bình và lớn. Do không được để cho nước đóng băng nên ở các bình bay hơi loại này người ta thường lắp kèm các thiết bị kiểm soát nhằm tránh hiện tượng đông đặc ngoài ý muốn.

Hình 4.33 trình bày đồ thị logp-i của chu trình thiết bị lạnh ứng với quá trình ngưng tụ có một độ quá lạnh nhất định nào đó. Ta thấy rõ, chính quá trình quá lạnh từ 3 đến 3' đã làm cho trạng thái của môi chất lạnh đi vào thiết bị bay hơi dịch chuyển từ 4 đến 4'. Từ đồ thị ở hình 4.33, rõ ràng hiện tượng quá lạnh đã làm năng suất lạnh đơn vị của môi chất lạnh gia tăng một lượng là (i_4 - $i_{4'}$). Độ dài của đoạn 5-4 (không có quá lạnh) hoặc 5-4'(có quá lạnh) thể hiện mức độ hóa hơi của môi chất lạnh lỏng sau khi đi qua van tiết lưu. Như vậy, có thể hiểu thuật ngữ tỉ số hóa hơi (%) như là tỉ số giữa lượng môi chất lạnh lỏng bị bay hơi sau khi đi qua van tiết lưu so với toàn bộ lượng môi chất lạnh đi qua van tiết lưu. Về mặt giá trị, tỉ số hóa hơi đúng bằng *độ khô* tương ứng với trạng thái môi chất lạnh ra khỏi van tiết lưu. Tuy nhiên, cần lưu ý nội dung và bản chất của mức độ hóa hơi, đó chính là lượng môi chất lạnh bay hơi để làm giảm nhiệt độ của lượng lỏng còn lại từ nhiệt độ bão hòa ứng với áp suất ngưng tụ đến nhiệt độ bão hòa ứng với áp suất sôi trong thiết bị bay hơi.



Hình 4.33 *Đồ thị logp-i*

Khảo sát đồ thị ở hình 4.33, nếu không có quá lạnh thì tỉ số hóa hơi bằng $(i_4 - i_5)/(i_1 - i_5)$, trong trường hợp có quá lạnh thì tỉ số hóa hơi bằng $(i_{4'} - i_5)/(i_1 - i_5)$. Ta thấy rõ, khi tỉ số hóa hơi càng nhỏ thì hiệu quả làm lạnh càng lớn, do đó đôi khi người ta dùng tỉ số hóa hơi để đánh giá năng suất lạnh của một máy lạnh cụ thể nào đó. Thông thường, đối với các trường hợp của điều hòa không khí thì tỉ số hóa hơi vào khoảng từ 20% đến 30%.

Ở các nghiên cứu lý thuyết, ta xem áp suất bên trong thiết bị bay hơi là không đổi, có nghĩa là không có tổn thất áp suất khi môi chất lạnh đi qua thiết bị bay hơi. Trong thực tế thì áp suất của môi chất lạnh khi ra khỏi thiết bị bay hơi nhỏ hơn áp suất tương ứng ở đầu vào một lượng nào đó, điều này cũng có nghĩa là nhiệt độ bão hòa của môi chất lạnh ở đầu ra của thiết bị bay hơi nhỏ hơn so với giá trị tương ứng ở đầu vào. Về mặt lý luận, tổn thất áp suất trong thiết bị bay hơi càng lớn thì công tiêu tốn cho máy nén càng tăng do tỉ số nén bị gia tăng.

§4.3. MỘT SỐ TÍNH TOÁN

4.3.1. Tính toán nhiệt động

Việc tính toán nhiệt động của bất kỳ một máy lạnh nào - nhất là các máy lạnh trong kỹ thuật điều hòa không khí - về cơ bản đều xoay quanh một trong hai phương trình cơ bản của định luật nhiệt động thứ nhất là $\delta q = di - vdp$. Như vậy, ta thấy vấn đề cốt lõi của bài toán nhiệt động là phải biết cách xác định enthalpy của môi chất lạnh tại các trạng thái cần khảo sát. Để xác định enthalpy của môi chất lạnh, nói chung có thể sử dụng nhiều loại phương tiện khác nhau như bảng, đồ thị hoặc các phương trình. Tuy nhiên, cho đến hiện nay, phương pháp thường được sử dụng nhất vẫn là bảng.

Khi sử dụng bảng, cần lưu ý trong cùng một bài toán không nên sử dụng lẫn lộn các giá trị enthalpy được tra từ các bảng có nguồn gốc khác nhau. Lý do là có thể ở mỗi bảng người ta chọn các trạng thái gốc khác nhau, từ đó dẫn đến giá trị enthalpy của cùng một loại môi chất lạnh - ở cùng một trạng thái - nhưng có thể có giá trị khác nhau. Trong trường hợp không thể tránh được việc sử dụng lẫn lộn nhiều bảng trong cùng một bài toán, điều trước tiên cần làm là phải qui đổi các giá trị enthalpy tra từ các bảng phụ về bảng chính.

Ví dụ 4.1

Khảo sát chu trình máy lạnh có máy nén hơi mô tả ở hình 4.1. Cho biết:

- Môi chất lạnh là HFC-134a
- Nhiệt độ sôi ở thiết bị bay hơi là $4{,}444^oC$

- Nhiệt độ ngưng tụ ở dàn ngưng tụ là 52^oC
- Dàn ngưng tụ giải nhiệt bằng không khí với lưu lượng là 3,25*kg không khí khô/s*, nhiệt độ và độ ẩm của không khí đi vào dàn ngưng tụ lần lượt là 30^oC và 80%, nhiệt độ không khí ra khỏi dàn ngưng tụ là 45^oC.

Xác định:
- Công cấp cho máy nén
- Năng suất lạnh và hệ số làm lạnh của máy lạnh

Giải

Từ đồ thị t-d của không khí ẩm, nếu gọi A và B lần lượt là trạng thái của không khí ẩm đi vào và đi ra khỏi dàn ngưng tụ, ta tra được:

$I_A = 85,1 kJ/kg$ *không khí khô*

$I_B = 101,5 kJ/kg$ *không khí khô*

Như vậy, năng suất giải nhiệt của dàn ngưng tụ có thể được xác định qua trung gian của không khí ẩm như sau:

$$Q_k = 3,25.(I_A - I_B) = 3,25.(101,5 - 85,1) = 53,3 kW$$

Để xác định các đại lượng còn lại, ta phải thiết lập bảng 4.3.

Bảng 4.3

Trạng thái	Nhiệt độ, ^oC	Áp suất, *bar*	Enthalpy, *kJ/kg*	Entropy, *kJ/(kg.K)*
1	4,444	3,4293	249,789	0,91649
2	55,91	13,7895	278,3757	0,91649
3	52	13,7895	124,144	
4	4,444	3,4293	124,144	

Trên cơ sở các số liệu ở bảng 4.3, ta có thể tính được lưu lượng môi chất lạnh đi qua dàn ngưng tụ như sau:

$$\dot{m} = \frac{Q_k}{i_2 - i_3} = 0,3455839 kg/s$$

Từ đó ta có:

$$W = 0,3455839.(278,3757 - 249,789) = 9,879 kW$$

$$Q_o = 0,3455839.(249,789 - 124,144) = 43,42 kW$$

$$\varepsilon = \frac{43,42}{9,879} = 4,395$$

Ví dụ 4.2

Khảo sát một máy điều hòa không khí loại *Rooftop Unit* làm việc ở các điều kiện sau:

- Môi chất lạnh là HCFC-22.
- Trạng thái môi chất lạnh ra khỏi dàn bay hơi là bão hòa khô ở nhiệt độ 10^oC.
- Không khí đi vào dàn bay hơi có nhiệt độ và độ ẩm lần lượt là 26^oC và 65%, không khí ra khỏi dàn bay hơi có nhiệt độ và độ ẩm lần lượt là 17^oC và 100%, lưu lượng không khí đi qua dàn bay hơi là $4,5kg$ *không khí khô/s*.
- Trạng thái môi chất lạnh ra khỏi dàn ngưng tụ là lỏng sôi ở áp suất $20bars$.

Xác định:

- Năng suất lạnh của máy điều hòa không khí.
- Độ gia tăng nhiệt độ của không khí khi đi qua dàn ngưng tụ, cho biết lưu lượng không khí đi qua dàn ngưng tụ là $4,1kg$ *không khí khô/s*.
- Công cấp cho máy nén.

Giải

Gọi C và D lần lượt là trạng thái của không khí vào và ra khỏi dàn lạnh, từ đồ thị t-d ta tra được:

$I_C = 61kJ/kg$ *không khí khô*

$I_D = 48,3kJ/kg$ *không khí khô*

$d_C = 13,65g$ *hơi nước/kg không khí khô*

$d_D = 12,21g$ *hơi nước/kg không khí khô*

Ta có thể tính năng suất lạnh của máy điều hòa không khí qua trung gian của không khí ẩm vào và ra khỏi dàn bay hơi, ta có:

$$Q_o = 4,5.(I_C - I_D) = 4,5.(61 - 48,3) = 57,15kW$$

Để giải quyết tiếp tục bài toán ta phải thiết lập bảng 4.4 (các ký hiệu số tương tự như ở hình 4.1):

Bảng 4.4

Trạng thái	Nhiệt độ, ^oC	Áp suất, *bar*	Enthalpy, *kJ/kg*	Entropy, *kJ/(kg.K)*
1	10	6,811	707,81	1,7341
2	69	20	734,8	1,7341
3	51,35	20	564,825	
4	10	6,811	564,825	

Lưu lượng khối lượng của môi chất lạnh đi qua dàn bay hơi có giá trị là:

$$\dot{m} = \frac{Q_o}{i_1 - i_4} = \frac{57,15}{707,81 - 564,825} = 0,399692 kg/s$$

Năng suất giải nhiệt của dàn ngưng tụ:

$$Q_k = 0,399692.(734,8 - 564,825) = 67,937 kW$$

Có thể xác định độ gia tăng nhiệt độ của không khí khi đi qua dàn ngưng tụ bằng công thức sau:

$$\Delta t = \frac{Q_k}{m_{ak}.c_P} = \frac{67,937}{1.4,1} = 16,57^oC$$ (Xem như nhiệt dung riêng trung bình của không khí là $1 kJ/kg.K$)

Công cung cấp cho máy nén:

$$W = 0,399692.(734,8 - 707,81) = 10,7876 kW$$

Bàn luận:

Việc tính năng suất lạnh theo cách tính ở trên thật ra không hoàn toàn chính xác, lý do là đã có một lượng nước ngưng tách ra khỏi không khí ẩm sau khi đi qua dàn bay hơi. Do đó, để xác định năng suất lạnh chính xác hơn thì ta phải tính thêm lượng nhiệt do lượng nước ngưng này mang ra khỏi không khí. Một cách trung bình, có thể tính lượng nhiệt Q_{ng} có liên quan đến lượng nước ngưng này như sau:

$$Q_{ng} = m_a.(d_C - d_D).c_P.t = 4,5.(13,65 - 12,21)10^{-3}.4,18.17 = 0,460468 kW$$

Như vậy, năng suất lạnh của máy điều hòa không khí là:

$$57,15 kW + 0,460468 kW = 57,61 kW$$

Ngoài ra, như đã đề cập ở mục 3.8.4, trong thực tế thì độ ẩm của không khí khi đi ra khỏi dàn bay hơi không thể bằng 100%, mà nhất định phải nhỏ hơn 100%.

Ví dụ 4.3

Khảo sát một *Water Chiller* làm việc với HCFC-22 với áp suất ngưng tụ là 18*bars* và nhiệt độ sôi là 5^oC. Xác định năng suất lạnh của *Water Chiller* và công cần cung cấp cho máy nén.

Nếu thay đổi điều kiện làm việc của *Water Chiller* - cụ thể áp suất ngưng tụ giảm còn 16*bars* và nhiệt độ sôi tăng lên đến 8^oC - thì năng suất lạnh của *Water Chiller* và công nén biến đổi như thế nào? Trình bày các nhận xét có liên quan.

Cho biết lưu lượng môi chất lạnh đi qua máy nén trong trường hợp thứ nhất là $4kg/s$.

Giải

Tra bảng môi chất lạnh HCFC-22 ta xây dựng được bảng số liệu 4.5 dưới đây.

Bảng 4.5

Trạng thái	Nhiệt độ, ^oC	Áp suất, *bar*	Enthalpy, *kJ/kg*	Entropy, *kJ/(kg.K)*
1	5	5,844	706,09	1,7409
2	64,46	18	733,8	1,7409
3	46,77	18	558,15	
4	5	5,844	558,15	

Từ đó ta xác định được năng suất lạnh của Water Chiller là:

$$Q_o = \dot{m} .q_o = 4.(i_1 - i_4) = 4.(706,09 - 558,15) = 591,76kW$$

Trên cơ sở đó ta xác định được công cung cấp cho máy nén là:

$$W = \dot{m} .w = 4.(i_2 - i_1) = 4.(733,8 - 706,09) = 110,84kW$$

Trong trường hợp thay đổi áp suất ngưng tụ và nhiệt độ sôi, các số liệu trong bảng 4.5 sẽ thay đổi. Từ các số liệu của đề bài ta xây dựng được bảng số liệu 4.6 dưới đây.

Bảng 4.6

Trạng thái	Nhiệt độ, ^oC	Áp suất, *bar*	Enthalpy, *kJ/kg*	Entropy, *kJ/(kg.K)*
1	8	6,411	707,13	1,7368
2	56,39	16	729,665	1,7368
3	41,81	16	551,6	
4	8	6,411	551,6	

Như vậy, trong trường hợp này ta thấy năng suất lạnh đơn vị tăng lên, còn công nén đơn vị giảm bớt. Cụ thể là:

$q_o = (i_1 - i_4) = 155,53kJ/kg$ (Ở trường hợp thứ nhất $q_o = 147,94kJ/kg$)

$w = (i_2 - i_1) = 22,535kJ/kg$ (Ở trường hợp thứ nhất $w = 27,71kJ/kg$)

Nhận xét:

Ta thấy khi giảm áp suất ngưng tụ (cũng có nghĩa là giảm nhiệt độ ngưng tụ) và tăng nhiệt độ sôi của môi chất lạnh thì năng suất lạnh đơn vị tăng lên, còn công nén đơn vị giảm xuống.

Trong thực tế, ứng với trường hợp này, mức độ tăng năng suất lạnh còn có thể cao hơn mức độ tăng năng suất lạnh đơn vị do lưu lượng khối lượng của môi chất lạnh sẽ gia tăng khi nhiệt độ sôi tăng lên. Lý do là, khi tăng nhiệt độ sôi thì áp suất bão hòa của môi chất lạnh cũng tăng theo làm cho thể tích riêng của hơi bão hòa khô giảm xuống, nếu số vòng quay của máy nén vẫn giữ như cũ thì lưu lượng thể tích của môi chất lạnh đi qua máy nén vẫn giữ không đổi nhưng lưu lượng khối lượng lại tăng lên. Trong ví dụ này, nếu lưu lượng khối lượng ở trường hợp thứ nhất là 4kg/s thì lưu lượng khối lượng ở trường hợp thứ hai sẽ là 4.(40,24/36,75)kg/s = 4,3798kg/s, trong đó (40,24/36,75) là tỉ số thể tích riêng giữa hai trường hợp.

Áp dụng các nhận xét này vào bài toán, ta thấy năng suất lạnh ở trường hợp thứ hai sẽ có giá trị là:

$$Q_o = 4,3798.(707,13 - 551,6) = 681,19kW$$

Đối với trường hợp công cung cấp cho máy nén, khi tăng nhiệt độ sôi của môi chất lạnh thì cần lưu ý có hai xu hướng ngược chiều nhau: công nén đơn vị giảm xuống nhưng lưu lượng khối lượng của môi chất lạnh đi qua máy nén lại tăng lên. Do công cung cấp cho máy nén là tích số giữa công nén đơn vị và lưu lượng khối lượng, cho nên việc tăng hay giảm công cung cấp cho máy nén phụ thuộc vào tương quan giữa hai đại lượng này.

Trong trường hợp giảm áp suất ngưng tụ (cũng có nghĩa là giảm nhiệt độ ngưng tụ) và tăng nhiệt độ sôi của môi chất lạnh như đề bài đã cho thì ta có:

$$W = 4,3798.(729,665 - 707,13) = 98,698kW$$

Thử khảo sát trường hợp khác, nếu tăng nhiệt độ sôi nhưng vẫn giữ không đổi áp suất ngưng tụ thì:

$$W = 4,3798.(732,59 - 707,13) = 111,5097kW$$

Trong đó 732,59kJ/kg là enthalpy của hơi quá nhiệt ra khỏi máy nén ở áp suất 18bars và tương ứng với hơi bão hòa khô đi vào máy nén ở nhiệt độ 8°C.

4.3.2. Tính toán trao đổi nhiệt

Như đã trình bày ở trên, trong máy lạnh có hai loại thiết bị trao đổi nhiệt cơ bản là thiết bị ngưng tụ và thiết bị bay hơi. Với mục đích chuẩn bị cơ sở cho các tính toán trao đổi nhiệt, mục này trình bày các công thức có liên quan tương ứng với các thiết bị ngưng tụ và thiết bị bay hơi thường được sử dụng trong kỹ thuật điều hòa không khí.

Một cách tổng quát, phương trình tính toán trao đổi nhiệt có dạng:

$$Q = k.F.\Delta t_{tb} \quad (4.2)$$

Với:

k - hệ số truyền nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt đang khảo sát, $W/(m^2.K)$

F - diện tích bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt đang khảo sát, m^2

Δt_{tb} - độ chênh lệch nhiệt độ trung bình logarithm, ^oC

• Trong trường hợp của thiết bị ngưng tụ, nếu gọi t_1 và t_2 là nhiệt độ của chất giải nhiệt ở đầu vào và đầu ra của thiết bị ngưng tụ, t_k là nhiệt độ bão hòa của môi chất lạnh ứng với áp suất tại đầu vào của thiết bị ngưng tụ, ta có:

$$\Delta t_{tb} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_k - t_1}{t_k - t_2}} \tag{4.3}$$

Như vậy, trong công thức (4.2), rõ ràng vấn đề chủ yếu mà ta phải giải quyết là làm thế nào để có thể xác định được hệ số truyền nhiệt k. Tuy nhiên, để làm điều này tất nhiên ta phải xác định cho được hệ số tỏa nhiệt đối lưu α ở hai bên bề mặt của ống.

1. Nếu thiết bị trao đổi nhiệt đang khảo sát là *bình ngưng tụ ống nước có thân nằm ngang*, gọi α_w là hệ số tỏa nhiệt đối lưu giữa nước giải nhiệt chảy bên trong ống và bề mặt bên trong của ống, ta có thể xác định α_w bằng công thức thực nghiệm sau:

$$\alpha_w = 1{,}163.(1230 + 19.t_w).\frac{\omega^{0,8}}{d_i^{0,2}} \tag{4.4}$$

Trong đó:

t_w - nhiệt độ trung bình của nước giải nhiệt, ^oC

ω - tốc độ của nước giải nhiệt chảy trong ống, *m/s*

d_i - đường kính trong của ống, *m*

α_w - hệ số tỏa nhiệt đối lưu giữa nước giải nhiệt chảy bên trong ống và bề mặt bên trong của ống, $W/(m^2.K)$

Bên cạnh công thức (4.4), có thể tham khảo thêm các công thức dưới đây để xác định hệ số toả nhiệt đối lưu α_w:

$$Nu_f = 0{,}021.Re_f^{\,0,8}.Pr_f^{\,0,43}.\left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25} \tag{4.5}$$

$$Nu_f = 0{,}15.Re_f^{\,0,33}.Pr_f^{\,0,43}.Gr_f^{\,0,1}.\left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25} \tag{4.6}$$

$$K_o = Nu_f.Pr_f^{\,-0,43}.\left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{-0,25} \tag{4.7}$$

Trong đó, công thức (4.5) ứng với trường hợp chất lỏng chảy rối (Re_f > 10000), công thức (4.6) ứng với trường hợp chảy tầng (Re_f < 2200), còn công thức (4.7) ứng với trường hợp chảy quá độ. Để giải bài toán chảy quá độ, cần phải tham khảo bảng 4.7 dưới đây để xác định giá trị K_o trên cơ sở giá trị Re_f đã biết trước (khi 2200 < Re_f < 10000).

Bảng 4.7

$Re_f.10^{-3}$	2,2	2,3	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10
K_o	2,7	3,3	4,1	7,0	9,0	10,3	15,5	19,5	23	27	30	33

Trong trường hợp này, do ống trao đổi nhiệt nằm ngang, ta có thể tính hệ số tỏa nhiệt đối lưu α_r giữa môi chất lạnh ngưng tụ bên ngoài ống và bề mặt bên ngoài của ống thép trơn bằng công thức sau:

$$\alpha_r = 0{,}725.\psi_h.\sqrt[4]{\frac{\rho.g.\Delta i.\lambda^3}{\nu.d_o.(t_S - t_{Vo})}} \qquad (4.8)$$

Trong đó:

ψ_h - hệ số hiệu chỉnh do ảnh hưởng của màng môi chất lạnh chảy theo hướng từ trên xuống

ρ - khối lượng riêng của màng môi chất lạnh bám trên bề mặt ống, kg/m^3

g - gia tốc trọng trường, m/s^2

Δi - độ chênh lệch enthalpy của môi chất lạnh giữa đầu vào và đầu ra của bình ngưng, J/kg

λ - hệ số dẫn nhiệt của màng môi chất lạnh bám trên bề mặt ống, $W/(m.K)$

ν - độ nhớt động học, m^2/s

d_o - đường kính ngoài của ống, m

t_S - nhiệt độ bão hoà của môi chất lạnh ứng với áp suất đang khảo sát, ^oC

t_{Vo} - nhiệt độ bề mặt vách bên ngoài của ống, ^oC

α_r - hệ số toả nhiệt đối lưu giữa môi chất lạnh đang ngưng tụ và bề mặt bên ngoài của ống thép trơn, $W/(m^2.K)$

Gọi n_Z là số hàng ống tính theo chiều thẳng đứng khi chùm ống được bố trí theo kiểu song song, ta có thể xác định ψ_h bằng công thức sau:

$$\psi_h = n_Z^{-0{,}167} \qquad (4.9)$$

Trong trường hợp chùm ống được bố trí theo kiểu so le, nếu tổng số ống trao đổi nhiệt vẫn giữ không đổi thì khi sử dụng công thức (4.9) ta nên thay n_Z bằng $0{,}5n_Z$.

Giá trị α_r được tính theo công thức (4.8) là giá trị mang tính trung bình. Thật ra giá trị này chưa tính đến ảnh hưởng do sự chuyển động của dòng hơi môi chất lạnh. Nếu tính đến ảnh hưởng này thì giá trị α_r có *tăng thêm chút ít*. Tuy nhiên, cách xác định ảnh hưởng này rất phức tạp và không chính xác, chính vì vậy trong nhiều trường hợp tính toán người ta thường bỏ qua ảnh hưởng này.

Gọi q_L (*W/m*) là mật độ dòng nhiệt ứng với một *mét* chiều dài của ống, nếu đi theo chiều truyền nhiệt từ bên ngoài vào bên trong của ống ta có thể viết:

$$q_L = \frac{2\pi\lambda.(t_{Vo} - t_{Vi})}{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)} \tag{4.10}$$

$$q_L = \alpha_i \pi d_i (t_{Vi} - t_i) = \alpha_o \pi d_o (t_k - t_{Vo}) \tag{4.11}$$

Trong đó:

λ - hệ số dẫn nhiệt của vật liệu làm ống, *W/(m.K)*

t_{Vi} và t_{Vo} - nhiệt độ bề mặt vách ống ở phía bên trong và phía bên ngoài, ^oC

t_i và t_k - nhiệt độ của chất làm việc ở phía bên trong (nước) và phía bên ngoài (môi chất lạnh), ^oC

d_i và d_o - đường kính ống ở phía bên trong và phía bên ngoài, *m*

α_i và α_o - hệ số tỏa nhiệt đối lưu ở phía bên trong và phía bên ngoài của ống, *W/(m^2.K)*

Từ đó, các thành phần nhiệt trở cục bộ lần lượt là:

$$\frac{t_{Vi} - t_i}{q_L} = \frac{1}{\alpha_i \pi d_i}$$

$$\frac{t_{Vo} - t_{Vi}}{q_L} = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)$$

$$\frac{t_k - t_{Vo}}{q_L} = \frac{1}{\alpha_o \pi d_o}$$

Cộng các phương trình ở trên vế theo vế, ta được:

$$\frac{t_k - t_i}{q_L} = \frac{1}{\alpha_i \pi d_i} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_o \pi d_o}$$

Đặt:

$$q_L = \pi.k_L .(t_k - t_i) \tag{4.12}$$

Gọi k_L là hệ số truyền nhiệt ứng với một *mét* chiều dài ống ($W/m.K$) của bình ngưng tụ, ta có thể tính hệ số truyền nhiệt của bình ngưng tụ bằng công thức sau:

$$k_L = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i d_i} + \frac{1}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_o d_o}} \tag{4.13}$$

Nếu xem L là tổng chiều dài của các ống trao đổi nhiệt, q_i và q_o lần lượt là mật độ dòng nhiệt (W/m^2) ứng với một đơn vị diện tích bề mặt bên trong và bên ngoài của các ống trao đổi nhiệt, k_i và k_o lần lượt là hệ số truyền nhiệt ($W/m^2.K$) ứng với một đơn vị diện tích bề mặt bên trong và bên ngoài của các ống trao đổi nhiệt, Δt là độ chênh lệch nhiệt độ giữa chất làm việc nóng và lạnh (có thể hiểu đó là độ chênh lệch nhiệt độ trung bình logarithm), ta viết được:

$$\pi.d_i.L.q_i = \pi.d_o.L.q_o = \pi.k_L.L.\Delta t$$

$$q_i = k_i.\Delta t \quad \text{và} \quad q_o = k_o.\Delta t$$

Trong đó:

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_i}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{d_i}{\alpha_o d_o}} \tag{4.14}$$

$$k_o = \frac{1}{\frac{d_o}{\alpha_i d_i} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_o}} \tag{4.15}$$

Nếu quan tâm đến ảnh hưởng của cáu cặn đóng ở bề mặt ống, ta có thể viết lại các phương trình (4.14) và (4.15) như sau:

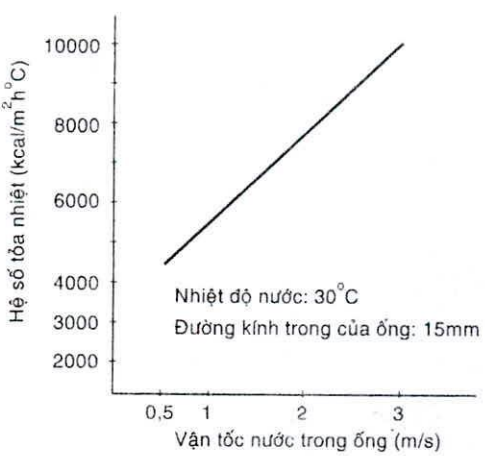
$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + r_i + \frac{d_i}{2\lambda}\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \left(r_o + \frac{1}{\alpha_o}\right)\frac{d_i}{d_o}} \qquad (4.16)$$

$$k_o = \frac{1}{\left(r_i + \frac{1}{\alpha_i}\right)\frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2\lambda}\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + r_o + \frac{1}{\alpha_o}} \qquad (4.17)$$

Trong các phương trình (4.16) và (4.17), ta hiểu r_i và r_o là nhiệt trở do cáu cặn đóng ở bề mặt bên trong và bên ngoài của ống.

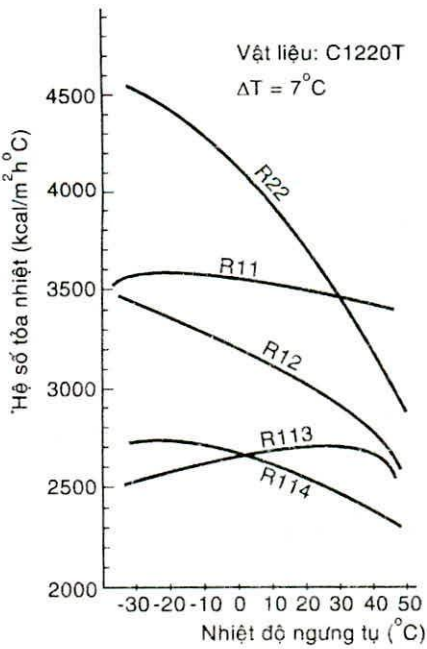
Nói chung, khi tốc độ của nước giải nhiệt đủ lớn, do giá trị của các hệ số toả nhiệt đối lưu ở hai bên bề mặt ống đều khá lớn và không khác nhau nhiều cho nên không cần sử dụng các biện pháp tăng cường truyền nhiệt. Tuy nhiên, trong trường hợp cần phải thực hiện các biện pháp tăng cường truyền nhiệt, nên áp dụng các biện pháp tăng cường truyền nhiệt ở cả hai bên bề mặt ống. Trong trường hợp này, ở bề mặt bên trong người ta làm rãnh xoắn, còn ở bề mặt bên ngoài người ta làm các cánh xoắn thấp. Để khai thác hiệu quả kết cấu này thì tốc độ nước giải nhiệt nên lớn hơn một chút so với trường hợp dùng ống trơn.

Các hình 4.34 và 4.35 trình bày các kết quả có tính chất thí nghiệm để xác định các hệ số tỏa nhiệt về phía nước α_w và về phía môi chất lạnh α_r. Hình 4.36 trình bày mối liên hệ giữa hệ số truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ giải nhiệt bằng nước và các thông số khác như tốc độ của nước và loại môi chất lạnh (*hình này chỉ có ý nghĩa tham khảo do một số môi chất lạnh đã bị cấm sử dụng*). Các thí nghiệm chứng tỏ rằng tốc độ của nước chuyển động trong các ống trao đổi nhiệt nên đủ cao, nhưng không nên quá cao, thực tế cho thấy nên chọn trong khoảng từ 1*m/s* cho đến dưới 3*m/s*. Ngoài ra, cũng cần lưu ý rằng,

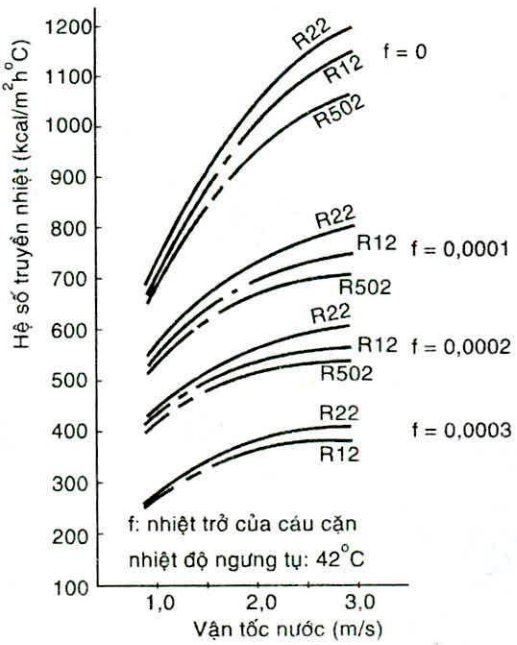


Hình 4.34 *Hệ số tỏa nhiệt α_w theo tốc độ chuyển động của nước trong ống*

trong trường hợp này độ gia tăng nhiệt độ của nước giải nhiệt chỉ nên khoảng từ 5^oC đến 6^oC.



Hình 4.35 *Hệ số tỏa nhiệt về phía môi chất lạnh α_r theo nhiệt độ ngưng tụ*



Hình 4.36 *Hệ số truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ giải nhiệt bằng nước*

Việc tính toán hệ số tỏa nhiệt đối lưu, trên cơ sở đó xác định hệ số truyền nhiệt, là bài toán mang tính học thuật nhưng về mặt thực tế có khi không dễ thực hiện. Do vậy, trong một số trường hợp, vẫn nên lưu ý đến các biện pháp khác, cụ thể ở đây là tham khảo các số liệu kinh nghiệm. Trong trường hợp thiết bị ngưng tụ là bình ngưng tụ ống nước có thân nằm ngang làm việc với các môi chất lạnh thường được sử dụng trong kỹ thuật điều hòa không khí, hệ số truyền nhiệt có thể biến đổi trong khoảng từ $400 W/(m^2.K)$ đến $470 W/(m^2.K)$, mật độ dòng nhiệt trung bình khoảng $3600 W/m^2$ và độ chênh lệch nhiệt độ trung bình logarithm Δt_{tb} khoảng từ 5^oC đến 6^oC.

2. Nếu thiết bị trao đổi nhiệt đang khảo sát là *dàn ngưng tụ* thì ta thấy không khí giải nhiệt chuyển động bên ngoài các ống, còn môi chất lạnh ngưng tụ bên trong ống. Nói chung trong trường hợp này ta vẫn có thể sử dụng công thức (4.2). Tuy nhiên, cần lưu ý độ chênh lệch nhiệt độ trung bình logarithm Δt_{tb} của trường hợp này lớn hơn rất nhiều so với trường hợp của bình ngưng tụ, lý do là *độ gia tăng nhiệt độ* của không khí khi đi qua dàn ngưng tụ thường lớn hơn 12^oC.

Gọi α_a là hệ số tỏa nhiệt đối lưu giữa không khí và bề mặt bên ngoài của ống, α_r là hệ số tỏa nhiệt đối lưu giữa môi chất lạnh và bề mặt bên trong của ống, ta có thể vận dụng các công thức dưới đây để xác định các hệ số tỏa nhiệt đối lưu.

Trong trường hợp không khí chuyển động qua chùm ống có cánh *dạng tròn*:

$$Nu = C.C_Z.C_S.\varphi_o^{-m}.Re^n \qquad (4.18)$$

Bảng 4.8 trình bày các hệ số trong công thức (4.18) với hai trường hợp là chùm ống *so le* và chùm ống *song song*.

Bảng 4.8

Bố trí ống	C	m	C_S	Re	Số hàng ống, Z			
					1	2	3	≥4
					Hệ số C_Z			
So le	0,32	0,5	$\left(\frac{S_1 - d_o}{S_3 - d_o}\right)^{0,1}$	12000	0,82	0,90	0,97	1,0
				50000	0,75	0,88	0,97	1,0
Song song	0,18	0,7	$\left(\frac{S_1 - d_o}{S_2 - d_o}\right)^{0,1}$	12000	1,4	1,3	1,0	1,0
				30000	1,2	1,2	1,0	1,0
				50000	1,0	1,0	1,0	1,0

Ta cũng có:

$$\varphi_o = \frac{F_{ot}}{F_o} \qquad (4.19)$$

$$n = 0,6.\varphi_o^{0,07} \qquad (4.20)$$

Khi sử dụng công thức (4.18), ta cần phải biết *kích thước xác định L* để có thể xác định tiêu chuẩn *Re* cũng như xác định hệ số tỏa nhiệt đối lưu α_a sau khi đã biết tiêu chuẩn *Nu*. Trong trường hợp này, kích thước xác định L được tính bằng công thức sau:

$$L = \frac{F_{og}}{F_{ot}}.d_o + \frac{F_c}{F_{ot}}\sqrt{0,785.(D^2 - d_o^2)} \qquad (4.21)$$

Trong đó:

- C_Z là hệ số hiệu chỉnh sự ảnh hưởng của số hàng ống Z theo chiều chuyển động của dòng không khí.
- C_S là hệ số hiệu chỉnh sự ảnh hưởng qua lại giữa các ống trong chùm ống có cánh.
- S_1 là bước ống thẳng góc với chiều chuyển động của dòng không khí, *m*
- S_2 là bước ống song song với chiều chuyển động của dòng không khí, *m*
- S_3 là bước ống chéo trong chùm ống, *m*
- φ_o là mức độ làm cánh ở bề mặt bên ngoài các ống trao đổi nhiệt.
- F_{ot} là toàn bộ diện tích phần có cánh và không có cánh ở bên ngoài ống, m^2/m
- F_o là diện tích bề mặt bên ngoài của ống, m^2/m
- F_{og} là diện tích bề mặt bên ngoài của ống ở khoảng giữa các cánh, m^2/m
- F_c là diện tích bề mặt ngoài của các cánh, m^2/m
- d_o là đường kính ngoài của ống, *m*
- D là đường kính ngoài cùng của cánh, *m*

Trong trường hợp không khí chuyển động qua chùm ống có cánh *hình chữ nhật* và chùm ống được bố trí theo kiểu *song song*, ta có:

$$Nu = C.Re^n.\left(\frac{L}{d_{td}}\right)^m \qquad (4.22)$$

Bảng 4.9 dưới đây trình bày cách xác định các đại lượng có liên quan trong công thức (4.22).

Bảng 4.9

Giá trị cần xác định	Ý nghĩa	Công thức, ghi chú
d_{td}	Đường kính tương đương, đây là kích thước xác định của bài toán	$d_{td} = \frac{2(S_1 - d_o)(S_c - \delta_c)}{(S_1 - d_o) + (S_c - \delta_c)}$
L	Tổng chiều dài cánh theo chiều chuyển động của không khí	Trước hết chọn sơ bộ, sau đó tính chính xác lại
n		$n = 0,45 + 0,0066\frac{L}{d_{td}}$

Giá trị cần xác định	Ý nghĩa	Công thức, ghi chú
m		$m = -0,28 + 0,08\frac{Re}{1000}$
C		$C = a.b$
b		$b = 1,36 - 0,24\frac{Re}{1000}$
S_c	Bước cánh	Thường khoảng từ 2*mm* đến 3*mm*
δ_c	Bề dày cánh	Thường khoảng từ 0,2*mm* đến 0,5*mm*

Để tính hệ số C, ta cần phải biết thêm hệ số a. Bảng 4.10 dưới đây trình bày các giá trị của a theo tỉ số L/d_{td}.

Bảng 4.10

L/d_{td}	5	10	20	30	40	50
a	0,412	0,326	0,201	0,125	0,080	0,0475

Công thức (4.22) có thể được sử dụng thích hợp trong các trường hợp sau:

$S_1 = S_2 \approx 2.d_o$

$d_o = 10mm$ đến $16mm$

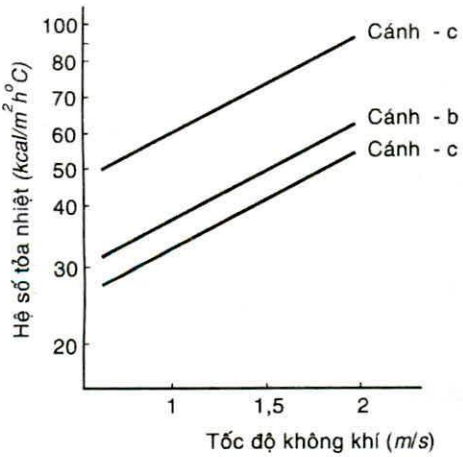
$S_c/d_o = 0,18$ đến $0,35$

$S_1/d_o = 2$ đến 5

$\omega.\rho = 2kg/m^2.s$ đến $6kg/m^2.s$

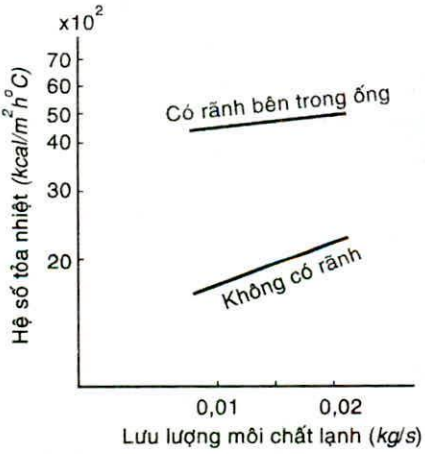
Nếu chùm ống thuộc loại có cánh *hình chữ nhật* và được bố trí theo kiểu *so le* thì ta vẫn có thể sử dụng công thức (4.22), tuy nhiên cần tăng thêm khoảng 10% so với giá trị tính toán.

Các hình 4.37 và 4.38 trình bày các hệ số tỏa nhiệt đối lưu về phía không khí α_a và về phía môi chất lạnh α_r trong trường hợp của dàn ngưng tụ, trong đó hình 4.37 trình bày hệ số tỏa nhiệt đối lưu về phía không khí α_a theo tốc độ không khí, còn hình 4.38 trình bày hệ số tỏa nhiệt đối lưu về phía môi chất lạnh α_r theo lưu lượng môi chất lạnh. Hình 4.39 trình bày hệ số truyền nhiệt của dàn ngưng tụ theo tốc độ của không khí. Các hình 4.37 và 4.38 tương ứng với nhiều kiểu cánh khác nhau mà ta ký hiệu là cánh loại a, loại b và loại c (xem hình minh họa các loại cánh ở hình 4.40).



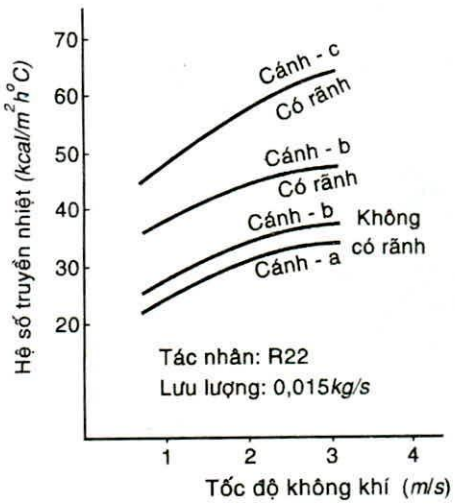
Bề dày cánh 0,115*mm*
Bước cánh 2,0*mm*
Đường kính ống 9,52*mm*
Bước của hàng 25,4*mm*
Bước của dãy 22,0*mm*

Hình 4.37 *Hệ số tỏa nhiệt đối lưu về phía không khí* α_a

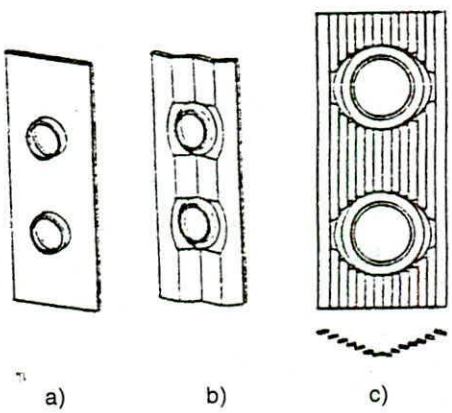


Bề dày vách ống 0,36*mm*
Nhiệt độ ngưng tụ 50°C
Đường kính ống 9,52*mm*
Môi chất lạnh R22

Hình 4.38 *Hệ số tỏa nhiệt đối lưu về phía môi chất lạnh* α_r



Hình 4.39 *Hệ số truyền nhiệt của dàn ngưng tụ giải nhiệt bằng không khí theo tốc độ chuyển động của không khí*



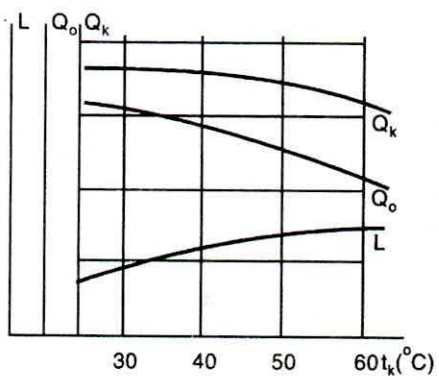
Hình 4.40 *Các loại cánh của dàn ngưng tụ giải nhiệt bằng không khí*

Từ các hình 4.37 và 4.39, ta thấy khi tốc độ chuyển động của không khí qua dàn ngưng tụ tăng lên thì hệ số tỏa nhiệt đối lưu α_a và hệ số truyền nhiệt k đều tăng. Tuy nhiên, để khống chế độ ồn và hạn chế công suất của quạt, thông thường người ta chọn tốc độ chuyển động của không khí trong khoảng từ $1,5m/s$ đến $2,5m/s$, còn tốc độ của quạt khoảng $1000vòng/phút$.

Ngoài những điều đã trình bày ở trên, nếu ta điều chỉnh lưu lượng chất tải nhiệt hoặc nhiệt độ của chất tải nhiệt (nước hay không khí) sao cho nhiệt độ của môi chất lạnh trong quá trình ngưng tụ t_k tăng lên thì ta có các nhận xét sau:

- Công cung cấp cho máy nén W sẽ tăng vì tỉ số nén của máy nén gia tăng.
- Năng suất lạnh Q_o có xu hướng hơi giảm xuống vì khối lượng môi chất lạnh hút vào máy nén bị giảm (do thể tích hiệu quả hay hiệu suất thể tích của máy nén bị giảm).
- Nhiệt lượng Q_k nhả ra từ dàn ngưng tụ có xu hướng bị giảm nhẹ vì Q_k chịu ảnh hưởng của Q_o nhiều hơn so với ảnh hưởng của W.

Hình 4.41 trình bày sự biến đổi của Q_k, Q_o và W khi nhiệt độ ngưng tụ t_k tăng lên còn nhiệt độ bay hơi t_o được giữ không đổi.



Hình 4.41

Ví dụ 4.4

Tính toán diện tích trao đổi nhiệt của bình ngưng ống nước có thân nằm ngang. Cho biết nhiệt độ ngưng tụ là 40^oC, lưu lượng nước giải nhiệt là $800lít/phút$, nhiệt độ nước ở đầu vào và ra là 30^oC và 36^oC, hệ số truyền nhiệt của thiết bị là $760kcal/(m^2.h.độ)$.

Giải

Từ công thức (4.3), có thể tính độ chênh lệch nhiệt độ trung bình logarithm giữa môi chất lạnh và nước giải nhiệt như sau:

$$\Delta t_{tb} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_k - t_1}{t_k - t_2}}$$

Ở đây ta có: $t_1 = 30^oC$

$t_2 = 36^oC$

$t_k = 40^oC$

Kết quả:

$$\Delta t_{tb} = = 6{,}548^oC$$

Từ công thức (4.2), diện tích trao đổi nhiệt của thiết bị là:

$$F = \frac{Q_k}{k.\Delta t_{tb}}$$

Về nguyên tắc, có thể xem Q_k chính là lượng nhiệt do nước nhận vào, ta có:

$$Q_k = 800.60.1.(36 - 30) = 288000 kcal/h$$

Từ đó:

$$F = 57{,}87 m^2$$

Ví dụ 4.5

Một thiết bị ngưng tụ giải nhiệt bằng không khí làm việc ở chế độ sau: nhiệt độ ngưng tụ là 48^oC, nhiệt độ không khí vào và ra khỏi thiết bị là 30^oC và 42^oC. Tính toán lại nhiệt độ ngưng tụ nếu điều kiện làm việc bị biến đổi theo hai trường hợp sau:

- Nhiệt độ môi trường không khí xung quanh là 35^oC.
- Nhiệt độ môi trường không khí xung quanh là 35^oC và có vật chướng ngại trên đường di chuyển của không khí cho nên lưu lượng thể tích bị giảm còn 75% và hệ số truyền nhiệt k bị giảm bớt 12%.

Trong ví dụ này, ta giả thiết độ chênh nhiệt độ giữa không khí và môi chất lạnh là độ chênh tính theo trung bình số học và nhiệt lượng nhả ra ở thiết bị ngưng tụ không bị ảnh hưởng gì khi chế độ làm việc bị thay đổi.

Giải

Gọi t_1 và t_2 là nhiệt độ không khí vào và ra khỏi thiết bị ngưng tụ, t_m là nhiệt độ trung bình của không khí. Ta có:

$$t_2 - t_1 = \frac{Q_k}{c.\dot{m}_a}$$

Ở đây: c và $\dot{m}_a$ là nhiệt dung riêng của không khí và lưu lượng khối lượng của không khí đi qua thiết bị.

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = t_1 + \frac{Q_k}{2.c.\dot{m}_a}$$

Theo giả thiết, ta có:

$$\Delta t = t_k - \frac{t_1 + t_2}{2}$$

Như vậy:

$$t_k = t_m + \frac{Q_k}{k.F} = t_1 + \frac{Q_k}{2.c.\dot{m}_a} + \frac{Q_k}{k.F}$$

Từ điều kiện làm việc ban đầu, ta có: $t_m = \frac{30+42}{2} = 36^oC$

Suy ra:

$$\frac{Q_k}{k.F} = t_k - t_m = 48 - 36 = 12^oC$$

Ở trường hợp 1, $t_1 = 35^oC$, còn các giá trị Q_k, k, F, c, $\dot{m}_a$ giữ không đổi, do đó:

$$t_k = 35 + 6 + 12 = 53^oC$$

Ở trường hợp 2, các giá trị Q_k, F và c giữ không đổi, còn k giảm chỉ còn 88% và $\dot{m}_a$ chỉ còn 75%, do đó:

$$t_k = 35 + \frac{Q_k}{2.c.0,75.\dot{m}_a} + \frac{Q_k}{0,88.k.F}$$

$$t_k = 35 + \frac{1}{0,75}.6 + \frac{1}{0,88}.12 = 56,63^oC$$

§4.4. XÁC ĐỊNH TỔN THẤT ÁP SUẤT VÀ KÍCH THƯỚC CỦA ỐNG DẪN MÔI CHẤT LẠNH

4.4.1. Tổn thất áp suất

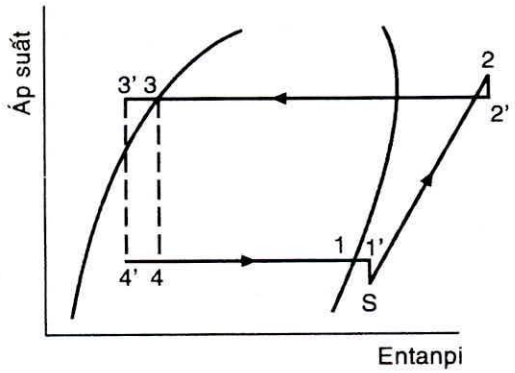
Trước hết, cần chuẩn hóa tên gọi của các ống dẫn. Ta gọi:

- Ống dẫn ga nóng *(Hot Gas Line)*: là đoạn ống dẫn môi chất lạnh từ đầu ra của máy nén cho đến đầu vào của thiết bị ngưng tụ.
- Ống dẫn môi chất lạnh ngưng tụ *(Condensate Line)*: là ống dẫn môi chất lạnh đã ngưng tụ từ đầu ra của thiết bị ngưng tụ đến bình chứa (nếu có).
- Ống dẫn lỏng *(Liquid Line)*: là đoạn ống dẫn môi chất lạnh đã ngưng tụ từ đầu ra của thiết bị ngưng tụ đến đầu vào của van tiết lưu hoặc từ đầu ra của bình chứa đến đầu vào của van tiết lưu (nếu hệ thống có bình chứa).
- Ống hút *(Suction Line)*: là đoạn ống dẫn hơi môi chất lạnh từ đầu ra của thiết bị bay hơi đến đầu vào của máy nén.

Thông thường, trong các nghiên cứu có tính lý thuyết, người ta không đề cập đến tổn thất áp suất khi môi chất lạnh di chuyển qua các ống dẫn. Tuy nhiên, trong các khảo sát thực tế thì ta cần phải tính đến các tổn thất áp suất này.

Cần lưu ý nhiệt độ môi chất lạnh tại đầu vào hoặc đầu ra của các ống dẫn này vì các giá trị nhiệt độ này có liên quan trực tiếp đến các giá trị nhiệt độ bão hòa của môi chất lạnh. Chính vì vậy, thay vì biểu diễn các tổn thất áp suất qua ống dẫn bằng một giá trị độ chênh áp suất nào đó, người ta thường biểu diễn tổn thất này bằng độ *suy giảm nhiệt độ bão hòa.* Rõ ràng, cách biểu diễn này hoàn toàn hợp lý và khá thuận tiện, chính vì áp suất bị sụt giảm (do có tổn thất áp suất) mà nhiệt độ bão hòa tương ứng của môi chất lạnh cũng bị giảm theo.

Trong các ứng dụng thông thường của kỹ thuật điều hòa không khí, người ta thường lựa chọn kích thước các ống dẫn sao cho mức độ *tổn thất áp suất tương ứng với độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa vào khoảng trên dưới* 1^oC. Lúc đó đồ thị áp suất – entanpi ở hình 4.3 cần được vẽ lại như đã trình bày ở hình 4.42.



Hình 4.42

Từ đồ thị ở hình 4.42, ta thấy:

- Hơi môi chất lạnh ra khỏi thiết bị bay hơi có trạng thái quá nhiệt 1' và đi vào máy nén với trạng thái s. Giữa trạng thái 1' và s có độ chênh lệch áp suất, đó chính là tổn thất áp suất qua đoạn ống hút.
- Hơi môi chất lạnh ra khỏi máy nén có trạng thái 2 nhưng đi vào thiết bị ngưng tụ ở trạng thái 2', độ chênh lệch áp suất giữa 2 và 2' chính là tổn thất áp suất ở đường ống dẫn ga nóng.
- Độ chênh lệch áp suất khi môi chất lạnh đi qua ống dẫn lỏng không thể hiện rõ ràng trên đồ thị áp suất – entanpi vì đoạn đó trùng với quá trình tiết lưu.

Ví dụ 4.6

Khảo sát chu trình máy lạnh của hệ thống điều hòa không khí có sơ đồ mô tả ở hình 4.1. Cho biết môi chất lạnh được sử dụng trong hệ thống là R-22, nhiệt độ sôi ở thiết bị bay hơi là 5^oC và nhiệt độ ngưng tụ là 45^oC. Xác định các tổn thất áp suất khi môi chất lạnh di chuyển qua các ống dẫn lỏng, ống hút và ống dẫn ga nóng.

Giải

Trong ví dụ này ta xem mức độ tổn thất áp suất ở các ống dẫn đã nêu trong đề bài tương đương với độ suy giảm nhiệt độ bão hòa là 1^oC.

Như vậy, ở đoạn ống dẫn lỏng, nhiệt độ bão hòa tại đầu ra của thiết bị ngưng tụ là 45^oC và nhiệt độ bão hòa tại đầu vào của van tiết lưu là 44^oC. Tra bảng các thông số nhiệt động ứng với môi chất lạnh R-22, ta có áp suất

tương ứng với 45^oC là $1729kPa$ và tương ứng với 44^oC là $1688,5kPa$. Do đó, tổn thất áp suất qua ống dẫn lỏng là:

$$1729 - 1688,5 = 40,5kPa$$

Tương tự, do đó tổn thất áp suất ở đoạn ống hút nên nhiệt độ của hơi môi chất lạnh đi vào máy nén là 4^oC, áp suất tương ứng là $565,71kPa$. Tra bảng, áp suất ứng với 5^oC là $583,78kPa$. Như vậy tổn thất áp suất qua ống hút là:

$$583,78 - 565,71 = 18,07kPa$$

Ở đoạn ống dẫn ga nóng, nhiệt độ bão hòa tương ứng với áp suất tại đầu ra của ống dẫn là 45^oC và nhiệt độ bão hòa tương ứng với áp suất tại đầu vào là 46^oC. Các giá trị áp suất bão hòa tương ứng là $1729kPa$ và $1770,2kPa$. Như vậy tổn thất áp suất ở đoạn ống dẫn ga nóng là:

$$1770,2 - 1729 = 41,2kPa$$

Ví dụ 4.7

Khảo sát chu trình thiết bị lạnh có nhiệt độ ngưng tụ là 45^oC và nhiệt độ bay hơi là 5^oC. Cho biết môi chất lạnh là R-22. Xác định năng suất lạnh đơn vị trong các trường hợp sau:

- Không có quá lạnh, độ quá nhiệt là 6^oC.
- Độ quá lạnh là 8^oC và độ quá nhiệt là 6^oC.
- Không có quá lạnh và không có quá nhiệt.
- Độ quá lạnh là 8^oC và không có quá nhiệt.

Giải

Khảo sát đồ thị ở hình 4.42, ta có thể tính toán cụ thể năng suất lạnh của từng trường hợp như trình bày dưới đây.

Trường hợp không có quá lạnh và độ quá nhiệt là 6^oC:

$$q_o = i_{1'} - i_4 = 412,5 - 256,396 = 156,1kJ/kg$$

Trường hợp độ quá lạnh là 8^oC và độ quá nhiệt là 6^oC:

$$q_o = i_{1'} - i_{4'} = 412,5 - 245 = 167,5kJ/kg$$

Trường hợp không có quá lạnh và không có quá nhiệt:

$$q_o = i_1 - i_4 = 407,143 - 256,396 = 150,74kJ/kg$$

Trường hợp độ quá lạnh là 8^oC và không có quá nhiệt:

$$q_o = i_1 - i_{4'} = 407,143 - 245 = 162,143 kJ/kg$$

Từ các kết quả tính toán đã nêu ở trên, ta có thể thấy rõ hiệu quả của quá trình quá lạnh. Do đó, trong khi thiết kế thiết bị ngưng tụ, cần lưu ý vấn đề làm lạnh môi chất lạnh trước khi đi vào van tiết lưu. Các kết quả ở trên cũng cho thấy ảnh hưởng của quá trình có quá nhiệt, tuy nhiên cần lưu ý là các tính toán này được thực hiện ứng với $1kg$ môi chất lạnh. Thực tế thì không hoàn toàn như vậy vì còn cần phải chú ý đến sự biến đổi của lưu lượng khối lượng của môi chất lạnh, nếu độ quá nhiệt của hơi ra khỏi thiết bị bay hơi càng lớn thì mức độ hiệu quả của bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị bay hơi càng giảm, điều này làm cho lưu lượng hơi đi về máy nén bị giảm.

4.4.2. Xác định kích thước

Như đã trình bày trong mục 4.4.1, ống dẫn môi chất lạnh được dùng để nối máy nén, thiết bị ngưng tụ, van tiết lưu, thiết bị bay hơi và một số thiết bị phụ khác (nếu có) thành một hệ thống.

Trong trường hợp môi chất lạnh thuộc họ fréon, thông thường người ta dùng ống đồng để làm ống dẫn môi chất lạnh. Có nhiều loại ống đồng với nhiều cỡ đường kính danh nghĩa khác nhau. Tuy vậy, về cơ bản có thể chia các loại ống đồng thường dùng trong kỹ thuật điều hòa không khí thành các loại K, L và M.

Loại K được xem là loại ống đồng có khả năng chịu được áp suất và nhiệt độ làm việc nặng nề hơn cả, nó thường được dùng để làm ống dẫn ga nóng cho trường hợp môi chất lạnh được dùng là R-22 và nhiệt độ ngưng tụ tương đối cao. Loại M có độ chịu áp tương đương loại L nhưng dễ bị biến dạng cho nên ít được dùng. Thông thường, người ta sử dụng phổ biến ống đồng loại L trong các hệ thống lạnh dùng để điều hòa không khí.

Bảng 4.11 dưới đây trình bày một vài số liệu về các loại ống đồng đã đề cập ở trên. Các loại đường kính được chọn để đưa vào bảng này là loại tương đối thông dụng trong các hệ thống điều hòa không khí. Cần lưu ý, thông thường đường kính ngoài của ống lớn hơn đường kính danh nghĩa khoảng 3,175 *mm*.

Bảng 4.11

Đường kính danh nghĩa		Loại	Đường kính trong, *mm*	Đường kính ngoài, *mm*
mm	*in*			
6,35	1/4	K	7,747	9,525
		L	8,001	9,525
9,525	3/8	K	10,21	12,7
		L	10,92	12,7
		M	11,43	12,7
12,7	1/2	K	13,385	15,875
		L	13,843	15,875
		M	14,452	15,875
15,875	5/8	K	16,56	19,05
		L	16,916	19,05
19,05	3/4	K	18,923	22,225
		L	19,939	22,225
		M	20,599	22,225
25,4	1	K	25,273	28,575
		L	26,035	28,575
		M	26,797	28,575
31,75	$1\frac{1}{4}$	K	31,623	34,925
		L	32,131	34,925
		M	32,79	34,925
38,1	$1\frac{1}{2}$	K	37,61	41,275
		L	38,227	41,275
		M	38,785	41,275
50,8	2	K	49,758	53,975
		L	50,419	53,975
		M	51,028	53,975
63,5	$2\frac{1}{2}$	K	61,85	66,675
		L	62,611	66,675
		M	63,373	66,675
76,2	3	K	73,837	79,375
		L	74,803	79,375
		M	75,717	79,375
88,9	$3\frac{1}{2}$	K	85,979	92,075
		L	86,995	92,075
		M	87,858	92,075
101,6	4	K	97,967	104,775
		L	99,187	104,775
		M	99,949	104,775
127	5	K	122,047	130,175
		L	123,825	130,175
		M	124,637	130,175
152,4	6	K	145,821	155,575
		L	148,463	155,575
		M	149,377	155,575

Như ta biết, tổn thất áp suất xuất hiện khi môi chất lạnh chuyển động qua một ống dẫn nào đó. Tuy vậy, nếu ta thiết kế khéo thì có thể giảm mức độ tổn thất áp suất đến giá trị nhỏ nhất có thể có. Rõ ràng, khi tốc độ chuyển động của môi chất lạnh càng lớn và ống dẫn càng dài thì tổn thất áp suất càng cao. Chính vì vậy, người ta khuyên nên *cố gắng làm cho đường ống ngắn nhất và đơn giản nhất* trong mức độ cho phép. Ở cùng điều kiện năng suất như nhau, nếu đường ống càng dài thì nên chọn đường kính ống tương ứng hơi cao hơn.

Khi thiết kế ống dẫn môi chất lạnh, cần lưu ý thỏa mãn các yêu cầu sau:

- Ống dẫn có khả năng chuyển môi chất lạnh đi đến các thiết bị trong hệ thống với mức độ tổn thất áp suất hợp lý nhất.
- Phải làm sao cho lượng dầu bị cuốn theo môi chất lạnh có khả năng quay trở về máy nén để mức dầu trong carter của máy nén không bị xuống thấp quá. Cần bảo đảm sao cho tốc độ chuyển động của hơi môi chất lạnh không nhỏ hơn 2,54*m/s* đối với các ống nằm ngang và không nhỏ hơn 5,08*m/s* đối với các ống thẳng đứng hướng lên. Riêng trong trường hợp ống dẫn lỏng thì tốc độ không nên vượt quá 1,52*m/s*.
- Tránh để một bộ phận môi chất lạnh lỏng bay hơi trước khi vào van tiết lưu, khả năng này có thể xảy ra nếu tổn thất áp suất ở đường ống dẫn lỏng khá lớn. Để tránh trường hợp này, nên thực hiện quá lạnh ở mức độ sao cho có thể bù lại tổn thất áp suất ở ống dẫn lỏng.
- Nên lắp đặt và định hình ống dẫn sao cho có thể tránh được khả năng tích tụ lỏng hoặc dầu trên đường ống.

Nội dung cơ bản của việc thiết kế ống dẫn môi chất lạnh là lựa chọn đường kính hợp lý của ống dẫn. Để thực hiện điều đó, cần phải tiến hành các bước sau:

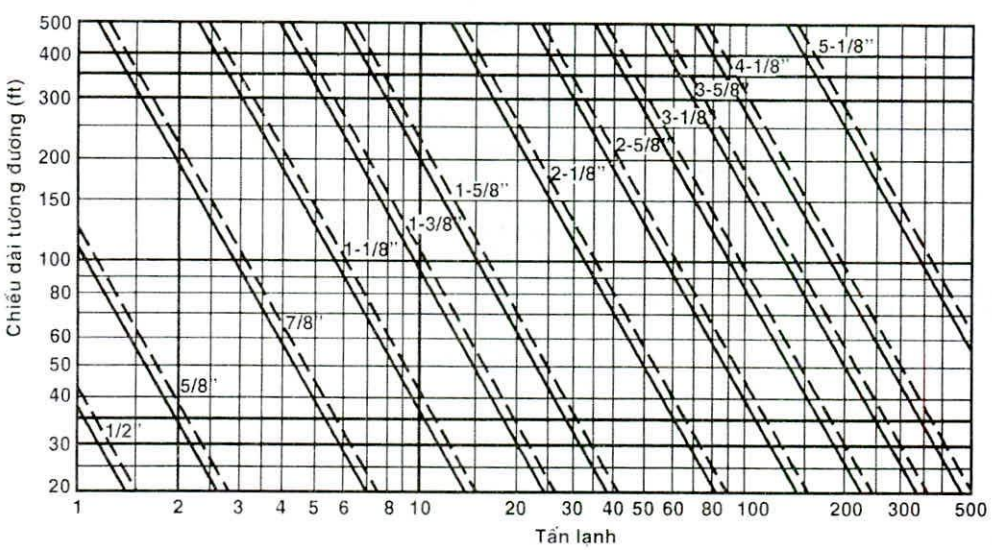
- Dựa trên vị trí lắp đặt và tình huống cụ thể mà xác định cách đi ống và chiều dài cần thiết của từng đoạn ống.
- Dự đoán chiều dài tương đương của ống dẫn đang khảo sát. Chiều dài tương đương này bao gồm chiều dài thực sự của các đoạn ống cộng với chiều dài tương đương của các chi tiết phụ trợ có trong đoạn ống như co (Elbow), van, ... Tùy theo số lượng các chi tiết phụ trợ có trong đường ống đang khảo sát mà ta có thể lấy dự đoán chiều dài tương đương toàn bộ bằng 1,5 đến 5 lần chiều dài thật sự của các đoạn ống thẳng mà ta đo được.

- Vì hầu hết các bảng và đồ thị dùng để tra kích thước ống dẫn đều được xây dựng tương ứng với nhiệt độ ngưng tụ là 40,55^oC (105^oF) và nhiệt độ đầu hút là 4,44^oC (40^oF), do đó nếu nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ hút về của trường hợp đang khảo sát không giống như trên thì cần phải nhân năng suất lạnh của trường hợp đang khảo sát với một hệ số hiệu chỉnh. Hệ số này được cho trong các bảng có liên quan ở các phần sau, tuy nhiên cần chú ý sử dụng bảng phù hợp với loại môi chất lạnh và loại ống dẫn đang khảo sát.

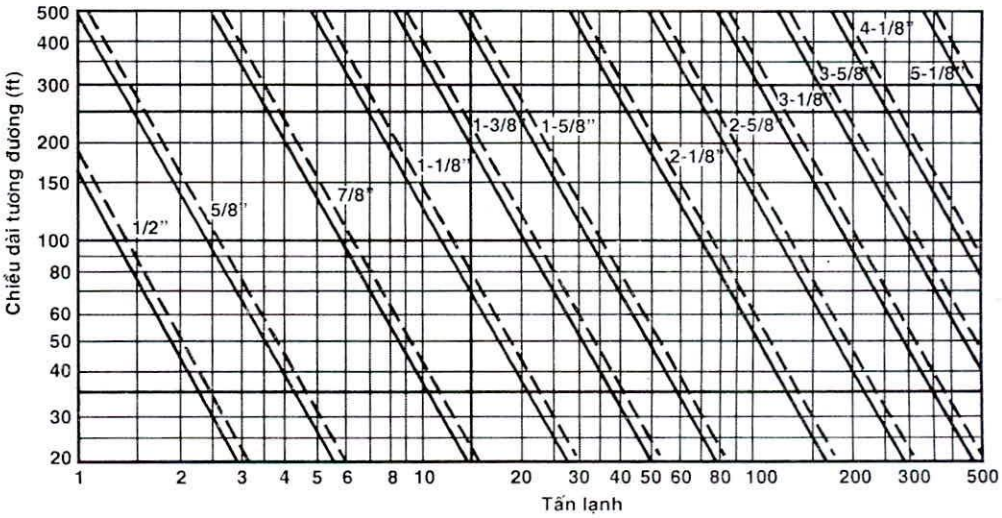
- Dựa trên giá trị năng suất lạnh đã hiệu chỉnh và chiều dài tương đương toàn bộ, có thể dùng các đồ thị ở các hình 4.43, 4.44, 4.45 và các bảng có liên quan để xác định sơ bộ đường kính ngoài của ống đồng dự định sử dụng.

- Xác định lại chiều dài tương đương của các chi tiết phụ trợ theo các số liệu cho trong bảng 4.12 trên cơ sở của đường kính ống đồng sơ bộ vừa chọn, từ đó tính lại chiều dài tương đương toàn bộ.

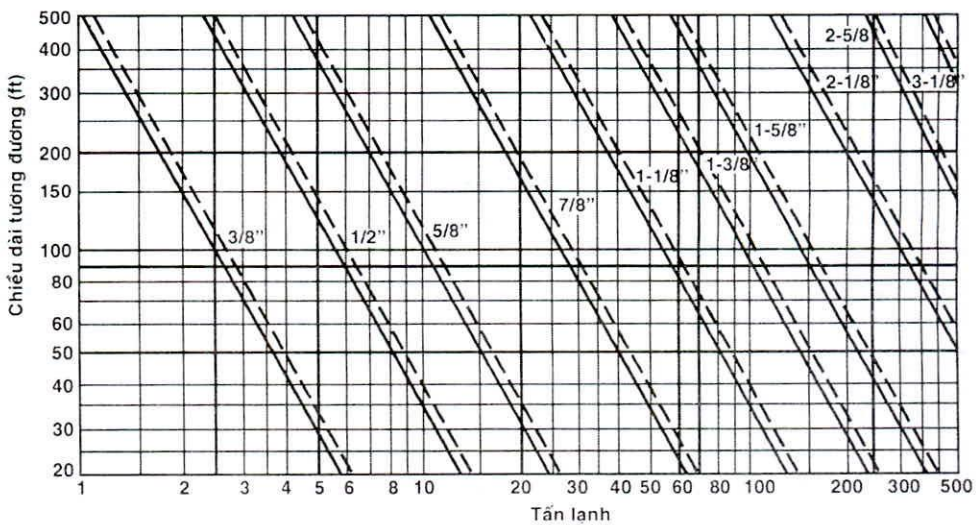
- Kiểm tra lại tính đúng đắn của đường kính sơ bộ đã chọn, nếu không hợp lý thì phải chọn đường kính khác.



Hình 4.43 *Lựa chọn đường kính ngoài của ống hút (Môi chất lạnh là R-22, ống đồng loại L, tổn thất áp suất ứng với độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa 1,11^oC)*



Hình 4.44 *Lựa chọn đường kính ngoài của ống dẫn ga nóng (Môi chất lạnh là R-22, ống đồng loại L, tổn thất áp suất ứng với độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa 1,11°C)*



Hình 4.45 *Lựa chọn đường kính ngoài của ống dẫn lỏng (Môi chất lạnh là R-22, ống đồng loại L, tổn thất áp suất ứng với độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa 1,11°C)*

Bảng 4.12 *Tổn thất áp suất của các loại co và T được thể hiện qua chiều dài tương đương (m) của đoạn ống thẳng*

Đường kính danh nghĩa, *mm*	Các loại co						Các loại T và bộ giảm d			
	90^0, tiêu chuẩn	90^0, dài	90^0, ren ngoài và ren trong	45^0, tiêu chuẩn	45^0 ren ngoài và ren trong	180^0 tiêu chuẩn	Đường Nhánh	Đường thẳng		
								Không giảm đường kính	Giảm 1/4 đường kính	Giảm 1/4 đường kính
9,525	0,4267	0,2743	0,7010	0,2134	0,3353	0,701	0,823	0,2743	0,366	0,4267
12,7	0,4877	0,3048	0,762	0,2438	0,3962	0,762	0,914	0,3048	0,427	0,4877
19,05	0,6096	0,4267	0,9754	0,2743	0,4877	0,9754	1,22	0,4267	0,58	0,6096
25,4	0,7925	0,5181	1,2497	0,3962	0,64	1,2497	1,52	0,5181	0,7	0,7925
31,75	1,0058	0,7010	1,7069	0,5182	0,914	1,707	2,13	0,7010	0,945	1,0058
38,1	1,2192	0,7925	1,9202	0,6401	1,036	1,92	2,44	0,7925	1,128	1,2192
50,8	1,524	1,0058	2,4993	0,7925	1,372	2,5	3,048	1,0058	1,432	1,524
63,5	1,8288	1,2497	3,048	0,9754	1,585	3,05	3,656	1,2497	1,7	1,829
76,2	2,286	1,524	3,6576	1,2192	1,95	3,66	4,572	1,524	2,13	2,286
88,9	2,7432	1,7983	4,572	1,4326	2,225	4,57	5,486	1,7983	2,44	2,743
101,6	3,048	2,0421	5,1816	1,5849	2,59	5,18	6,4	2,0421	2,74	3,048
127	3,9624	2,4993	6,4008	1,9812	3,353	6,4	7,62	2,5	3,65	3,962
152,4	4,8768	3,048	7,62	2,4079	3,962	7,62	9,14	3,048	4,26	4,877
203,2	6,096	3,9624	–	3,048	–	–	12,192	3,9624	5,486	6,096

1. Lựa chọn kích thước của ống hút

Ống hút là loại ống mà ta phải lưu ý nhiều nhất trong số bốn loại ống dẫn đã nêu ở trên.

Khi tiến hành xác định đường kính hợp lý của ống hút, cần đảm bảo thỏa mãn các yêu cầu sau:

- Tổn thất áp suất ở ống hút khi đầy tải cần phải được giới hạn ở mức cho phép.
- Việc hồi dầu trở về máy nén cần phải được đảm bảo ngay cả khi hệ thống vận hành ở mức phụ tải nhỏ nhất.
- Làm thế nào để hạn chế đến mức thấp nhất khả năng kéo lỏng về máy nén trong quá trình chuẩn bị dừng máy, tránh không để dầu và môi chất lạnh đi về máy nén ở trạng thái bất thường.

Như ta biết, nếu tổn thất áp suất ở ống hút cao hơn mức cho phép thì *thể tích* hơi môi chất lạnh ở đầu vào của máy nén có xu hướng gia tăng. Đây là điều không có lợi cho những máy nén loại thể tích, ví dụ như máy nén loại piston. Như vậy, rõ ràng nếu tổn thất áp suất ở ống hút càng lớn thì năng suất của máy nén càng giảm. Nếu xem nhiệt độ của quá trình ngưng tụ không thay đổi, ta thấy rõ tỉ số nén của máy nén cũng bị gia tăng vì áp suất ở đầu hút của máy nén bị giảm xuống.

Chính vì những điều đã trình bày ở trên mà ta cần phải hạn chế đến mức thấp nhất tổn thất áp suất khi hơi môi chất lạnh đi qua ống hút để về máy nén. Tuy nhiên, khi lưu ý đến khía cạnh kinh tế, thông thường người ta chọn tổn thất áp suất ở ống hút nên vào khoảng $20kPa$ ($3psi$) đối với R-22. Trong trường hợp này nhiệt độ hút về của môi chất lạnh nằm trong khoảng từ $4{,}44^oC$ đến 10^oC. Các số liệu về tổn thất áp suất nêu trên tương ứng với độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa khoảng $1{,}11^oC$ (2^oF).

Nếu nhiệt độ hút về của môi chất lạnh thấp hơn các giá trị đã nêu, người ta khuyến cáo nên coi $1{,}11^oC$ *là mức lớn nhất* của độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa. Trong trường hợp nếu nhiệt độ hút về vào khoảng -17^oC, lúc đó nên chọn tổn thất áp suất ở ống hút vào khoảng $10kPa$ đối với R-22.

Rõ ràng, tốc độ của hơi môi chất lạnh đi trong ống hút cũng là vấn đề cần phải chú ý để *đảm bảo dầu có khả năng quay trở về máy nén trong mọi tình huống*. Như đã trình bày ở phần đầu của mục 4.4.2, tốc độ của hơi môi chất lạnh không được nhỏ hơn $2{,}54m/s$ trong các ống nằm ngang và không được nhỏ hơn $5{,}08m/s$ đối với các ống hút thẳng đứng hướng lên. *Cần lưu ý là các yêu cầu này phải được đảm bảo ngay cả khi hệ thống vận hành ở mức tải thấp nhất*. Nếu lựa chọn kích thước của ống hút trên cơ sở có quan tâm đến độ ồn thì cần phải khống chế tốc độ cao nhất có thể có của hơi môi chất lạnh trong ống dẫn. Kinh nghiệm thực tế cho thấy không nên để tốc độ môi chất lạnh trong ống dẫn vượt quá $20m/s$.

Khi tiến hành xác định kích thước của ống hút, tùy vào từng trường hợp cụ thể mà có thể sử dụng đồ thị ở hình 4.43 hoặc ở các bảng 4.13 và 4.14. Tất nhiên nên tiến hành theo các bước trong trình tự chung đã nêu ở trên. Mục đích và ý nghĩa của các bảng từ 4.13 đến 4.16 được tóm tắt như sau:

- *Bảng 4.13*

Dùng để xác định kích thước ống hút của hệ thống sử dụng R-12 làm môi chất lạnh, trong trường hợp này nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ hút về lần lượt là $40{,}55^oC$ và $4{,}44^oC$ (Ghi chú: chỉ sử dụng để tham khảo vì R-12 đã bị cấm sử dụng).

- *Bảng 4.14*

Dùng để xác định kích thước ống hút của hệ thống sử dụng R-22 làm môi chất lạnh, trong trường hợp này nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ hút về lần lượt là $40,55^oC$ và $4,44^oC$.

- *Bảng 4.15*

Hệ số hiệu chỉnh năng suất lạnh trong trường hợp môi chất lạnh là R-12 (khi nhiệt độ ngưng tụ là $40,55^oC$ và nhiệt độ hút về là $4,44^oC$), được sử dụng kèm với bảng 4.13 (Ghi chú: chỉ sử dụng để tham khảo vì R-12 đã bị cấm sử dụng).

- *Bảng 4.16*

Hệ số hiệu chỉnh năng suất lạnh trong trường hợp môi chất lạnh là R-22 (khi nhiệt độ ngưng tụ là $40,55^oC$ và nhiệt độ hút về là $4,44^oC$), được sử dụng kèm với bảng 4.14.

Cần lưu ý, các số liệu bên trong các bảng 4.13 và 4.14 là *năng suất lạnh* với đơn vị là *tấn lạnh*.

Bảng 4.13

Chiều dài tương đương, *m*	Tổn thất áp suất, *psi*	Đường kính ngoài của ống đồng loại L, *mm*												
		15,875	19,05	22,225	28,575	34,925	41,275	53,975	66,675	79,375	92,075	104,775	130,175	155,575
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)
	0,3	0,7	1,2	1,9	3,7	6,6	10,7	21,8	39,4	61,5	93	130	234	376
	0,6	1,1	1,8	2,8	5,6	9,6	15,5	31,7	57	89	132	186	339	540
3,048	1	1,4	2,4	3,7	7,4	12,5	20,2	41,3	74	116	172	242	440	700
	2	2,1	3,5	5,4	10,7	18	29	59	108	167	244	349	631	1010
	3	2,6	4,3	6,6	13,2	22,1	35,9	73	133	206	302	427	779	1240
	0,3	0,5	0,9	1,3	2,6	4,6	7,4	15,2	27,4	42,7	65,5	90	162	262
	0,6	0,7	1,2	1,9	3,7	6,6	10,7	21,8	39,3	61,5	93	130	234	376
6,096	1	1	1,6	2,5	5,1	8,7	14,1	28,8	51,5	81	120	169	307	491
	2	1,4	2,4	3,7	7,4	12,5	20,2	41,3	74	116	172	242	440	700
	3	1,8	3	4,7	9,2	15,5	24,9	51	92,5	144	212	301	544	870
	0,3	0,4	0,7	1,1	2,1	3,7	6	12,2	22	34,4	52	72,5	130	209
	0,6	0,6	1	1,5	3,1	5,3	8,6	17,5	31,7	49,6	74,5	105	188	302
9,144	1	0,8	1,3	2	4,1	7,1	11,3	23,1	41,5	65,5	97,5	136	246	396
	2	1,2	1,9	3	6	10,1	16,3	33,6	60,5	94	139	197	358	570
	3	1,4	2,4	3,7	7,4	12,5	20,2	41,3	74	116	172	242	440	700
	0,3	0,4	0,6	0,9	1,8	3,2	5,1	10,5	19	29,7	44,5	63	112	180
	0,6	0,5	0,9	1,3	2,6	4,6	7,4	15,2	27,4	42,7	64,5	90	162	262
12,192	1	0,7	1,1	1,7	3,5	6,1	9,7	19,8	35.6	56	83,5	117	211	340
	2	1	1,6	2,5	5,1	8,7	14,1	28,8	51,5	81	120	169	307	491
	3	1,2	2	3,1	6,3	10,8	17,4	35,4	64	100	148	209	378	606

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)
	0,3	0,3	0,5	0,8	1,6	2,8	4,5	9,4	16,8	26	39,5	55,5	100	160
	0,6	0,5	0,8	1,2	2,3	4,1	6,6	13,5	24,2	37,6	57	80	144	230
15,24	1	0,6	1	1,5	3,1	5,3	8,6	17,5	31,7	49,6	74,5	105	188	302
	2	0,9	1,4	2,2	4,5	7,7	12,5	25,3	45,9	71,5	107	150	272	437
	3	1,1	1,8	2,8	5,6	9,6	15,5	31,7	57	89	132	187	339	540
	0,3	0,3	0,4	0,6	1,3	2,3	3,6	7,5	13,6	21	31,9	44,7	80,5	128
	0,6	0,4	0,6	0,9	1,9	3,3	5,3	10,9	19,6	30,5	46,6	64,5	116	186
22,86	1	0,5	0,8	1,2	2,5	4,3	6,9	14,2	25,3	39,8	60	84	152	242
	2	0,7	1,2	1,8	3,6	6,2	10	20,2	36,8	57,5	96	121	219	352
	3	0,9	1,4	2,2	4,5	7,7	12,5	25,3	45,9	71,5	107	150	272	437
	0,3	-	0,4	0,5	1,1	2	3,1	6,4	11,5	18	27,3	40,5	68,5	111
	0,6	0,3	0,5	0,8	1,6	2,8	4,5	9,4	16,8	26	39,6	55,5	100	160
30,48	1	0,4	0,7	1,1	2,1	3,7	6	12,2	22	34,4	52	72,5	130	209
	2	0,6	1	1,5	3,1	5,3	8,6	17,5	31,7	49,6	74,5	105	188	302
	3	0,7	1,2	1,9	3,9	5,9	9,5	19,4	34,9	54,5	82	115	207	332
	0,3	-	0,3	0,48	1	1,7	2,7	5,6	10,2	15,8	24	33,7	60,5	96,5
	0,6	0,3	0,5	0,71	1,4	2,5	4	8,2	14,9	23,1	34,9	49,1	88	142
38,1	1	0,4	0,6	0,9	1,9	3,3	5,3	10,9	19,6	30,5	46,6	64,5	116	186
	2	0,5	0,9	1,4	2,8	4,7	7,7	15,6	28	44	66,5	93	167	270
	3	0,7	1,1	1,7	3,4	5,9	9,5	19,4	34,9	54,5	82	115	207	332
	0,3	-	0,3	0,4	0,9	1,6	2,5	5,1	9,2	14,3	21,6	30,4	55	88
	0,6	0,3	0,4	0,6	1,3	2,3	3,6	7,5	13,6	21	31,9	44,7	80,5	128
45,72	1	0,3	0,6	0,9	1,7	3	4,8	9,9	17,8	30	42	58,5	106	169
	2	0,5	0,8	1,2	2,5	4,3	6,9	14,2	25,3	39,8	60	84	152	242
	3	0,6	1	1,5	3,1	5,3	8,6	17,5	31,7	49,6	74,5	105	188	302
	0,3	-	0,3	0,4	0,8	1,4	2,3	4,7	8,4	13,3	20,1	28	51	81
	0,6	-	0,4	0,6	1,2	2,1	3,3	6,8	12,4	19,3	29,2	41	73,5	118
53,34	1	0,3	0,5	0,8	1,6	2,8	4,4	9,1	16,3	25,3	38,6	54	97	156
	2	0,4	0,7	1,2	2,3	4	6,4	13,1	23,6	37,1	55,5	78	140	222
	3	0,6	0,9	1,4	2,9	5	8	16,3	29,4	45,9	69	96,5	174	280
	0,3	-	-	0,4	0,8	1,3	2,1	4,3	7,9	12,3	18,6	26	47,1	75
	0,6	-	0,4	0,5	1,1	2	3,1	6,4	11,5	18	27,3	40,5	68,5	111
60,96	1	0,3	0,5	0,7	1,5	2,6	4,1	8,5	15,2	23,7	36,2	50,5	90,5	145
	2	0,4	0,7	1,1	2,1	3,7	6	12,2	22	34,4	52	72,5	130	209
	3	0,5	0,9	1,3	2,7	4,6	7,4	15,2	27,4	42,7	64,5	90	162	262
	0,3	-	-	0,3	0,6	1,2	1,9	3,9	6,9	10,8	16,4	23	41,8	66,5
	0,6	-	0,3	0,5	1	1,7	2,7	5,6	10,2	15,8	24	33,7	60,5	96,3
76,2	1	0,3	0,4	0,6	1,3	2,3	3,6	7,5	13,6	21	32	44,7	80,5	128
	2	0,4	0,6	0,9	1,9	3,3	5,3	10,9	19,6	30,5	46,6	64,5	116	186
	3	0,5	0,8	1,2	2,4	4,1	6,6	13,5	24,2	37,6	57	80	144	230

Bảng 4.14

Chiều dài tương đương, *m*	Tổn thất áp suất, *psi*	Đường kính ngoài của ống đồng loại L, *mm*												
		12,7	15,875	19,05	22,225	28,575	34,925	41,275	53,975	66,675	79,375	92,075	104,775	130,175
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)
	0,5	0,8	1,4	2,5	3,9	7,7	13,6	21,3	44,5	78,5	125	186	260	475
	1,0	1,1	2,1	3,6	5,6	11,3	19,9	32,2	66,0	115,0	181	272	382	699
3,048	2,0	1,6	3,0	5,3	8,1	16,4	28,7	44,8	94,0	166,0	263	395	551	1010
	3,0	2,1	3,8	6,6	10,0	20,4	35,9	56,0	117,0	208,0	326	495	688	1260
	4,0	2,4	4,4	7,7	11,9	24,1	42,2	66,0	137,0	243,0	385	578	807	1490
	0,5	0,5	1,0	1,7	2,7	5,3	9,5	14,7	30,7	34,0	85,5	128	179	327
	1,0	0,8	1,4	2,5	3,9	7,7	13,6	21,3	44,5	78,5	125,0	186	260	475
6,096	2,0	1,1	2,1	3,6	5,6	11,3	19,9	31,2	66,0	115,0	181,0	272	382	699
	3,0	1,4	2,6	4,5	7,0	14,1	24,6	38,9	80,5	142,0	226,0	336	472	867
	4,0	1,6	1,0	5,3	3,1	16,4	28,7	44,8	94,0	166,0	263,0	395	551	1010
	0,5	0,4	0,8	1,4	2,1	4,3	7,6	11,9	24,8	43,5	69	103	144	263
	1,0	0,6	1,2	2,0	3,1	6,3	111,0	17,2	35,9	63,5	100	150	211	385
9,144	2,0	0,9	1,7	2,9	4,6	9,2	16,0	25,2	53,0	92,5	147	219	306	565
	3,0	1,1	2,1	3,6	5,6	11,3	19,9	31,2	66,0	115,0	181	272	382	699
	4,0	1,3	2,5	4,2	6,6	13,3	23,3	36,2	76,0	134,0	213	318	440	821
	0,5	0,4	0,7	1,2	1,8	3,7	6,5	10,2	21,3	37,2	59,0	87,5	123	225
	1,0	0,5	1,0	1,7	2,7	5,3	9,5	14,7	30,7	54,0	85,5	128,0	179	327
12,192	2,0	0,8	1,4	2,5	3,9	7,7	13,6	21,3	44,5	78,5	125,0	186,0	260	745
	3,0	1,0	1,8	3,1	4,8	9,7	17,0	26,6	56,0	98,5	156,0	233,0	324	598
	4,0	1,1	2,1	3,6	5,6	11,3	19,9	34,2	66,0	115,0	181,0	272,0	382	699
	0,5	0,3	0,6	1,1	1,6	3,3	5,7	9,0	18,9	33,0	52,5	77,5	110	200
	1,0	0,5	0,9	1,5	2,4	4,7	8,3	13,0	27,3	47,8	76,0	133,0	159	290
15,24	2,0	0,7	1,3	2,2	3,4	6,9	12,1	19,0	39,5	70,0	110,0	169,0	232	425
	3,0	0,9	1,6	2,8	4,3	8,6	15,1	23,7	49,5	86,5	139,0	207,0	287	532
	4,0	1,0	1,8	3,2	4,9	10,0	17,6	27,8	57,5	102,0	162.0	242,0	335	621
	0,5	-	0,5	0,9	1,3	2,7	4,7	7,2	15,1	25,5	42,2	63	87,5	160
	1,0	0,4	0,7	1,2	1,9	3,8	6,7	10,6	22,0	38,5	61,5	91	128,0	233
22,86	2,0	0,6	1,0	1,8	2,8	5,5	9,7	15,6	31,8	56,0	89,0	132	188,0	336
	3,0	0,7	1,3	2,2	3,4	6,9	12,1	19,0	39,5	70,0	110,0	165	232,0	425
	4,0	0,8	1,5	2,6	4,0	8,0	14,2	22,1	46,5	81,5	129,0	193	270,0	499
	0,5	-	0,4	0,7	1,1	2,3	4,0	6,2	12,9	22,5	35,9	53,5	75,5	137
	1,0	0,3	0,6	1,1	1,6	3,3	5,7	9,0	18,9	33,0	52,0	77,5	110,0	200
30,48	2,0	0,5	0,9	1,5	2,4	4,7	8,3	13,0	27,3	47,8	76,0	113,0	159,0	290
	3,0	0,6	1,1	1,9	2,9	5,9	10,3	16,3	33,9	60,0	94,5	141,0	198,0	362
	4,0	0,7	1,3	2,2	3,4	6,9	12,1	19,0	39,5	70,0	110,0	165,0	232,0	425
	0,5	-	0,3	0,7	1,0	2,0	3,5	5,4	11,5	20,0	34,8	47,2	67,0	122
	1,0	-	0,5	0,9	1,4	2,9	5,1	8,0	16,7	29,1	46,5	69,5	96,5	177
38,1	2,0	0,4	0,8	1,4	2,1	4,2	7,4	11,6	24,3	42,5	67,0	101,0	141,0	258
	3,0	0,5	1,0	1,7	2,6	5,2	9,2	14,4	30,0	52,5	83,5	125,0	174,0	319
	4,0	0,6	1,1	2,0	3,0	6,1	10,7	16,8	34,9	62,0	98,5	146,0	205,0	374

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)
	0,5	-	0,3	0,6	0,9	1,8	3,2	3,0	0,4	18,0	58,7	43,2	60,0	110
	1,0	-	0,5	0,9	1,3	2,7	4,7	7,2	15,1	26,5	42,2	63,0	87,5	160
45,72	2,0	0,4	0,7	1,2	1,9	3,8	6,7	10,6	22,0	38,5	61,5	91,0	128,0	233
	3,0	0,5	0,9	1,5	2,4	4,7	8,3	13,0	27,3	47,8	78,0	113,0	159,0	290
	4,0	0,6	1,0	1,8	2,7	5,5	9,7	15,5	31,8	56,0	88,5	132,0	185,0	335
	0,5	-	-	0,5	0,8	1,7	2,9	4,6	9,6	16,6	26,6	39,5	59,0	101
	1,0	-	0,5	0,8	1,2	2,4	4,3	6,7	14,0	24,3	38,5	57,0	80,5	147
53,34	2,0	0,3	0,7	1,1	1,7	3,5	6,2	9,7	20,2	35,6	57,0	83,5	117,0	214
	3,0	0,4	0,8	1,4	2,2	4,4	7,7	12,0	25,3	43,9	70,0	105,0	146,0	267
	4,0	0,5	0,9	1,6	2,5	5,0	9,0	14,0	29,2	51,0	81,5	122,0	170,0	311
	0,5	-	-	0,5	0,8	1,6	2,7	4,3	8,9	15,5	24,7	36,9	51,5	93,5
	1,0	-	0,4	0,7	1,1	2,3	4,0	6,2	12,9	22,5	35,9	53,5	75,5	137,0
60,96	2,0	0,3	0,6	1,1	1,6	3,3	5,7	9,0	18,9	33,0	52,5	77,5	110,0	200,0
	3,0	0,4	0,8	1,3	2,0	4,1	7,2	11,2	23,4	40,5	65,0	97,0	136,0	219,0
	4,0	0,5	0,9	1,5	2,4	4,7	8,3	13,0	27,5	47,8	76,0	113,0	159,0	290,0
	0,5	-	-	0,4	0,7	1,4	2,4	3,7	7,6	13,7	21,8	29,2	45,9	83
	1,0	-	0,3	0,7	1,0	2,0	3,5	5,4	11,5	20,0	31,8	47,2	67,0	122
76,2	2,0	-	0,5	0,9	1,4	2,9	5,1	8,0	16,7	29,1	56,5	69,5	96,5	177
	3,0	0,4	0,7	1,2	1,8	3,6	6,3	10,0	20,7	36,2	57,5	86,0	120,0	220
	4,0	0,4	0,8	1,4	2,1	4,2	7,4	11,6	24,2	42,5	67,0	101,0	140,0	257
	0,5	-	-	0,4	0,7	1,3	2,2	3,4	7,1	12,5	19,9	29,6	41,2	76
	1,0	-	0,3	0,6	0,9	1,8	3,2	5,0	10,4	18,0	28,7	43,2	60,0	110
91,44	2,0	-	0,5	0,9	1,3	2,7	4,7	7,2	15,1	26,5	42,2	63,0	87,5	160
	3,0	0,3	0,6	1,1	1,6	3,3	5,7	9,0	18,9	33,0	52,5	77,5	110,0	200
	4,0	0,4	0,7	1,2	1,9	3,8	6,7	10,6	22,0	38,5	61,5	91,0	129,0	233
	0,5	-	-	0,4	0,6	1,2	2,0	3,2	6,6	11,4	18,3	27,3	38,2	70
	1,0	-	-	0,5	0,8	1,7	2,9	4,6	9,6	16,6	26,6	29,5	59,0	101
106,68	2,0	-	0,5	0,8	1,2	2,4	4,3	6,7	14,0	34,3	38,5	57,0	80,5	147
	3,0	-	0,6	1,0	1,5	3,0	5,3	8,3	17,3	30,2	47,8	71,0	100,0	182
	4,0	0,3	0,7	1,1	1,7	3,5	6,2	9,7	20,2	35,5	57,0	83,5	117,0	214

Bảng 4.15

Nhiệt độ ngưng tụ, ^oC	Nhiệt độ hút về, ^oC										
	-17,7	-15	-12,2	-9,44	-6,66	-3,88	-1,11	1,66	4,44	7,22	10
29,44	1,46	1,36	1,29	1,21	1,13	1,07	1,02	0,97	0,91	0,87	0,82
32,22	1,50	1,39	1,32	1,23	1,16	1,10	1,04	0,99	0,93	0,89	0,84
35	1,53	1,43	1,35	1,26	1,19	1,12	1,07	1,01	0,95	0,91	0,86
37,77	1,57	1,47	1,38	1,30	1,22	1,15	1,10	1,04	0,98	0,93	0,88
40,55	1,62	1,50	1,42	1,33	1,25	1,18	1,12	1,06	1,00	0,95	0,90
43,33	1,66	1,55	1,46	1,37	1,28	1,21	1,15	1,09	1,03	0,98	0,92
46,11	1,71	1,59	1,50	1,40	1,32	1,24	1,18	1,12	1,05	1,00	0,95
48,88	1,76	1,64	1,54	1,44	1,36	1,28	1,21	1,15	1,08	1,03	0,97
51,66	1,82	1,69	1,59	1,49	1,40	1,31	1,25	1,18	1,11	1,06	1,00
54,44	1,88	1,74	1,64	1,54	1,44	1,36	1,29	1,22	1,15	1,09	1,03
57,22	1,94	1,90	1,70	1,59	1,49	1,40	1,33	1,26	1,18	1,12	1,06
60	2,01	1,87	1,76	1,64	1,54	1,45	1,37	1,30	1,22	1,16	1,09
62,77	2,09	1,94	1,82	1,70	1,59	1,50	1,42	1,34	1,26	1,20	1,13

Bảng 4.16

Nhiệt độ ngưng tụ, ^oC	Nhiệt độ hút về, ^oC										
	-17,7	-15	-12,2	-9,44	-6,66	-3,88	-1,11	1,66	4,44	7,22	10
29,44	1,45	1,37	1,28	1,20	1,13	1,07	1,02	0,96	0,91	0,87	0,84
32,22	1,49	1,41	1,31	1,23	1,16	1,09	1,04	0,99	0,93	0,89	0,86
35	1,53	1,44	1,35	1,26	1,19	1,12	1,06	1,01	0,95	0,91	0,88
37,77	1,56	1,48	1,38	1,30	1,22	1,15	1,09	1,04	0,98	0,94	0,90
40,55	1,61	1,52	1,42	1,33	1,25	1,18	1,12	1,06	1,00	0,96	0,92
43,33	1,65	1,56	1,46	1,37	1,29	1,21	1,15	1,09	1,03	0,98	0,94
46,11	1,70	1,61	1,50	1,41	1,32	1,25	1,18	1,12	1,06	1,01	0,97
48,88	1,75	1,66	1,55	1,45	1,36	1,28	1,22	1,15	1,09	1,04	1,01
51,66	1,81	1,71	1,60	1,50	1,41	1,33	1,26	1,19	1,12	1,07	1,04
54,44	1,87	1,77	1,65	1,54	1,45	1,37	1,29	1,23	1,15	1,11	1,08
57,22	1,94	1,83	1,71	1,60	1,50	1,41	1,34	1,27	1,19	1,15	1,09
60	2,02	1,90	1,77	1,66	1,56	1,46	1,39	1,31	1,24	1,18	1,13
62,77	2,10	1,98	1,84	1,73	1,62	1,52	1,44	1,37	1,28	1,23	1,17

Ở các bảng 4.13 và 4.14, ta thấy cột tổn thất áp suất được trình bày theo nhiều giá trị khác nhau. Mặc dù vậy, *giá trị tổn thất áp suất được đề nghị nên chọn là 2psi đối với R-12 và 3psi đối với R-22*, các giá trị khác được trình bày chỉ nhằm mục đích tham khảo. Trong các bảng này, các số liệu nằm cùng hàng với 2*psi* (Bảng 4.13) và 3*psi* (Bảng 4.14) *biểu diễn giá trị năng suất lạnh tối đa có thể chấp nhận được*, tuy nhiên khi thiết kế ta nên chọn nhỏ hơn giá trị này.

Ví dụ 4.8

Khảo sát hệ thống lạnh có năng suất là 50 *tấn lạnh*, dùng R-12 làm môi chất lạnh. Cho biết nhiệt độ ngưng tụ là 40,55^oC, nhiệt độ hút về là 1,66^oC, chiều dài tương đương của đoạn ống hút là 22,86*m*. Xác định đường kính hợp lý của ống hút để tổn thất áp suất qua ống khoảng 13,35 *kPa* (2 *psi*).

(Lưu ý: đây là ví dụ chỉ để tham khảo, trong thực tế không tồn tại yêu cầu này vì R-12 đã bị cấm sử dụng).

Giải

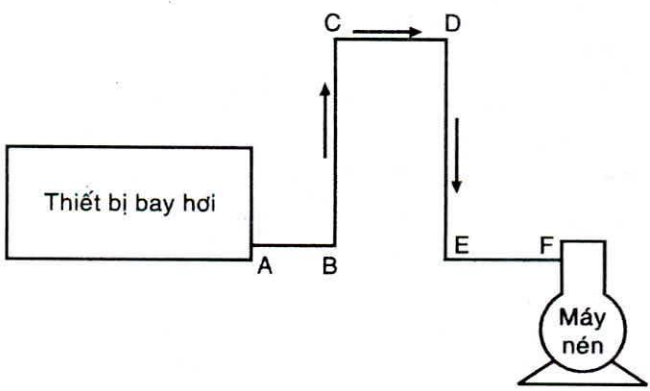
Vì hệ thống lạnh trong ví dụ này hoạt động ở điều kiện nhiệt độ hút về là 1,66^oC; do đó cần sử dụng bảng 4.15 để xác định hệ số hiệu chỉnh năng suất lạnh. Tra bảng, ta có hệ số hiệu chỉnh năng suất lạnh là 1,06, do đó năng suất lạnh đã được hiệu chỉnh là:

$$1{,}06.50 = 53 \text{ } tấn\ lạnh$$

Từ bảng 4.13, với chiều dài tương đương là 22,86*m* và tổn thất áp suất qua ống là 2 *psi* (13,35 *kPa*), ta có thể chọn ống đồng loại L có đường kính ngoài là 79,375*mm* để làm ống hút.

Ví dụ 4.9

Hình 4.46 dưới đây trình bày cụ thể cách đi ống từ thiết bị bay hơi về máy nén. Giả sử nhiệt độ hút về là $1,66^oC$, nhiệt độ ngưng tụ là $46,11^oC$, năng suất lạnh thiết kế của hệ thống là 60 *tấn lạnh* và môi chất lạnh được sử dụng là R-22. Xác định đường kính hợp lý của ống hút để tổn thất áp suất không vượt quá 20*kPa* (3*psi*). Cho biết: AB = 0,3*m*; BC = 2*m*; CD = 2,2*m*; DE = 2,3*m* và EF = 0,3*m*.



Hình 4.46

Giải

Tổng chiều dài của các đoạn ống thẳng từ thiết bị bay hơi đi về máy nén là:

$$AB + BC + CD + DE + EF = 0,3 + 2 + 2,2 + 2,3 + 0,3 = 7,1m$$

Khi tính đến chiều dài tương đương của các co, giả sử ta nhân với hệ số 1,5; như vậy chiều dài tương đương toàn bộ là:

$$7,1.1,5 = 10,65m$$

Tra bảng 4.16, hệ số hiệu chỉnh năng suất lạnh trong trường hợp này là 1,12. Như vậy năng suất lạnh đã được hiệu chỉnh có giá trị là:

$$1,12.60 = 67,2 \text{ tấn lạnh}$$

Trên cơ sở của chiều dài tương đương toàn bộ và năng suất lạnh đã hiệu chỉnh, tra bảng 4.14 ta có thể chọn được đường kính ngoài của ống hút là 66,675*mm*, ống này có đường kính danh nghĩa là 63,5*mm*.

Từ kết quả này, tra bảng 4.12 ta có chiều dài tương đương của co 90^oC (90^o long radius) ứng với đường kính danh nghĩa đã nêu ở trên là 1,249*m*. Như vậy chiều dài tương đương toàn bộ (đã được tính lại) là:

$$7,1 + 4.1,249 = 12,096m$$

Kiểm tra lại kết quả cuối cùng này, ta thấy việc chọn đường kính ống đồng đã trình bày ở trên là chấp nhận được. Từ bảng 4.14, ứng với ống đồng có đường kính ngoài là 66,675*mm* và năng suất lạnh 70 *tấn lạnh*, ta có chiều dài tương đương của ống hút là 22,86*m*. Ở điều kiện này tổn thất áp suất qua ống hút là 3*psi*, thực tế chiều dài tương đương chỉ có 12,096*m*, do đó tổn thất áp suất qua ống hút sẽ là:

$$3.\frac{12,096}{22,86} = 1,5874psi$$

Như đã nói, đối với R-22, tổn thất áp suất 3*psi* ứng với độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa là $1,11^oC$. Do đó, nếu tổn thất áp suất qua ống hút chỉ có 1,5874*psi* thì độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa tương ứng là:

$$1,11.\frac{1,5874}{3} = 0,5897^oC$$

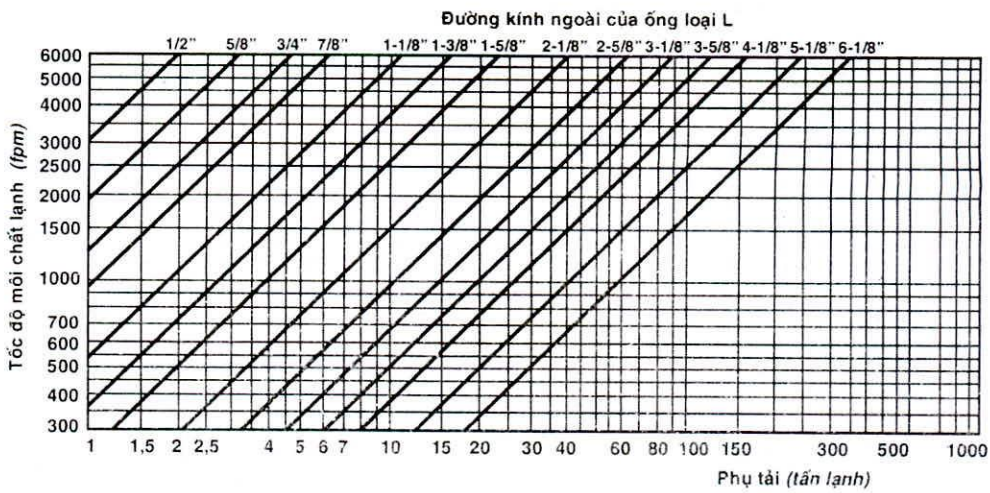
Từ các ví dụ 4.8 và 4.9, ta thấy việc xác định đường kính của ống hút trên cơ sở chỉ quan tâm đến tổn thất áp suất qua ống là chưa đầy đủ. *Cần phải kiểm tra xem tốc độ của môi chất lạnh di chuyển trong ống như thế nào và dầu có khả năng được kéo về máy nén hay không*. Để làm điều đó ta cần phải lưu ý thêm các bảng 4.17 và 4.18, các đồ thị ở các hình 4.47 và 4.48.

Bảng 4.17 *Hệ số hiệu chỉnh năng suất lạnh dùng để xác định tốc độ chuyển động của R-12 trong ống hút (chỉ để tham khảo)*

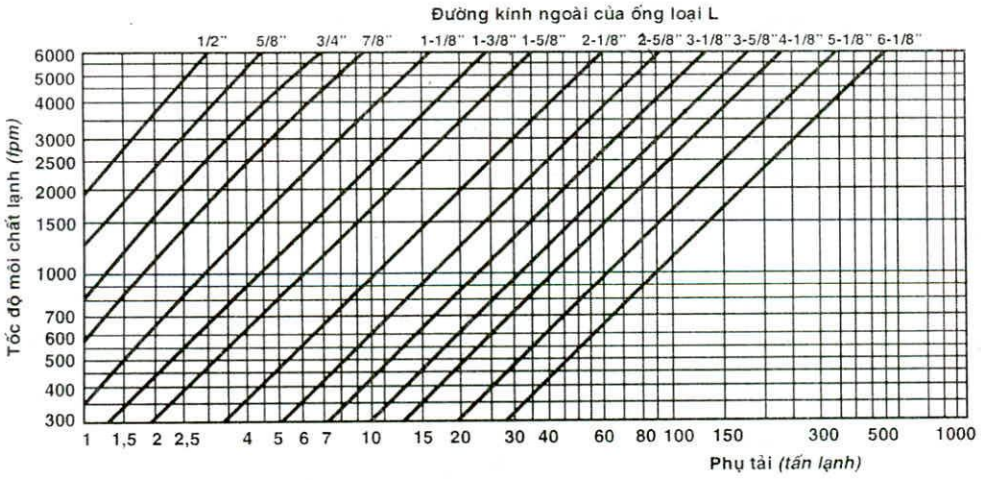
Nhiệt độ ngưng tụ, ^oC	Nhiệt độ hút về, ^oC										
	-17,7	-15	-12,2	-9,44	-6,66	-3,88	-1,11	1,66	4,44	7,22	10
29,44	2,06	1,84	1,71	1,49	1,35	1,22	1,10	1,00	0,91	0,83	0,76
32,22	2,11	1,89	1,75	1,53	1,38	1,25	1,13	1,03	0,93	0,85	0,78
35	2,16	1,93	1,80	1,56	1,41	1,27	1,15	1,05	0,95	0,87	0,79
37,77	2,21	1,98	1,84	1,60	1,45	1,31	1,18	1,07	0,98	0,89	0,81
40,55	2,28	2,04	1,89	1,64	1,48	1,34	1,21	1,10	1,00	0,91	0,83
43,33	2,34	2,09	1,94	1,69	1,52	1,37	1,25	1,13	1,03	0,93	0,85
46,11	2,40	2,15	2,00	1,74	1,56	1,41	1,28	1,16	1,05	0,96	0,88
48,88	2,48	2,22	2,06	1,79	1,61	1,45	1,31	1,19	1,08	0,99	0,90
51,66	2,55	2,28	2,12	1,84	1,66	1,50	1,35	1,23	1,11	1,02	0,92
54,44	2,64	2,36	2,19	1,90	1,71	1,54	1,39	1,26	1,15	1,04	0,95
57,22	2,73	2,44	2,26	1,96	1,77	1,59	1,44	1,30	1,18	1,07	0,98
60	2,83	2,53	2,34	2,03	1,83	1,65	1,49	1,35	1,22	1,11	1,01
62,77	2,94	2,62	2,43	2,10	1,89	1,70	1,54	1,39	1,26	1,15	1,04

Bảng 4.18 *Hệ số hiệu chỉnh năng suất lạnh dùng để xác định tốc độ chuyển động của R-22 trong ống hút*

Nhiệt độ ngưng tụ, ^oC	Nhiệt độ hút về, ^oC										
	-17,7	-15	-12,2	-9,44	-6,66	-3,88	-1,11	1,66	4,44	7,22	10
29,44	2,01	1,81	1,63	1,47	1,33	1,21	1,10	1,00	0,91	0,83	0,76
32,22	2,06	1,86	1,67	1,51	1,37	1,24	1,12	1,02	0,93	0,85	0,78
35	2,12	1,91	1,71	1,55	1,40	1,57	1,15	1,05	0,95	0,87	0,79
37,77	2,17	1,96	1,76	1,59	1,43	1,30	1,18	1,07	0,98	0,89	0,81
40,55	2,23	2,01	1,80	1,63	1,47	1,33	1,21	1,10	1,00	0,91	0,83
43,33	2,29	2,06	1,85	1,67	1,51	1,37	1,24	1,13	1,03	0,94	0,85
46,11	2,36	2,12	1,91	1,72	1,55	1,41	1,28	1,16	1,06	0,96	0,88
48,88	2,43	2,19	1,97	1,77	1,60	1,45	1,31	1,19	1,09	0,99	0,90
51,66	2,52	2,26	2,04	1,83	1,66	1,50	1,36	1,23	1,12	1,02	0,93
54,44	2,60	2,34	2,10	1,89	1,71	1,54	1,40	1,27	1,15	1,05	0,96
57,22	2,70	2,42	2,17	1,96	1,77	1,60	1,45	1,31	1,19	1,09	0,99
60	2,80	2,51	2,25	2,03	1,83	1,66	1,50	1,36	1,24	1,13	1,03
62,77	2,91	2,62	2,35	2,11	1,90	1,72	1,56	1,41	1,28	1,17	1,07



Hình 4.47 *Xác định tốc độ của môi chất lạnh R-12 trong ống hút làm bằng ống đồng loại L (chỉ để tham khảo)*



Hình 4.48 *Xác định tốc độ của môi chất lạnh R-22 trong ống hút làm bằng ống đồng loại L*

Các bảng 4.17 và 4.18 trình bày các hệ số hiệu chỉnh năng suất lạnh cho trường hợp môi chất lạnh là R-12 và R-22. Tương tự như trên, ta sẽ dùng hệ số hiệu chỉnh năng suất lạnh nếu như nhiệt độ ngưng tụ khác 40,55^oC (105^oF) và nhiệt độ hút về khác 4,44^oC (40^oF). Năng suất lạnh đã được hiệu chỉnh sẽ bằng năng suất lạnh của hệ thống đang khảo sát nhân với hệ số hiệu chỉnh. *Cần chú ý là các bảng 4.17 và 4.18 chỉ dùng cho máy nén một cấp*. Để xác định tốc độ của môi chất lạnh đang di chuyển trong ống hút, ta dùng năng suất lạnh đã được hiệu chỉnh và đường kính ngoài của ống đồng đã được chọn để tra trên các đồ thị ở hình 4.47 (đối với R-12) và hình 4.48 (đối với R-22).

Ví dụ 4.10

Xác định tốc độ của môi chất lạnh chuyển động trong đoạn ống hút ở ví dụ 4.9 với đường kính được chọn là 66,675*mm*.

Giải

Tra bảng 4.18, ta được hệ số hiệu chỉnh năng suất lạnh là 1,16. Như vậy năng suất lạnh đã được hiệu chỉnh là:

$$60.1,16 = 69,6 \text{ } tấn\ lạnh$$

Từ năng suất lạnh đã được hiệu chỉnh và đường kính ngoài của ống, tra đồ thị ở hình 4.48 ta thấy tốc độ của môi chất lạnh trong ống hút hơi lớn hơn 20,32*m/s* (4000 *fpm*). Nếu không lưu ý đến độ ồn thì đường kính ống đồng đã chọn được coi là đạt yêu cầu về tổn thất áp suất và khả năng kéo

dầu về máy nén. Tuy nhiên, nếu cần giảm độ ồn thì có thể chọn ống có đường kính hơi lớn hơn một chút, cụ thể là có thể chọn ống có đường kính ngoài là 79,375*mm*. Tra đồ thị ở hình 4.48, tốc độ môi chất lạnh trong ống hút ở trường hợp này khoảng chừng 15,24*m/s* (3000 *fpm*), tất nhiên tổn thất áp suất trong ống hút cũng có xu hướng giảm bớt.

Ví dụ 4.11

Xác định kích thước ống hút của một hệ thống máy lạnh sao cho tổn thất áp suất không vượt quá 20*kPa* (3 *psi*), không gây ồn và có khả năng kéo dầu về máy nén khi mức tải chỉ còn 20%. Cho biết năng suất lạnh của hệ thống là 40 *tấn lạnh*, nhiệt độ ngưng tụ là 54,44^oC; nhiệt độ hút về là 4,44^oC; môi chất lạnh là R-22. Giả sử ống hút có sơ đồ tương tự hình 4.46 với AB = 0,4*m*; BC = 2,5*m*; CD = 2*m*; DE = 2,7*m* và EF = 0,3*m*.

Giải

Trước hết ta cần xác định đường kính ống hút theo yêu cầu đảm bảo tổn thất áp suất không vượt quá qui định.

Ta có tổng chiều dài các đoạn ống dẫn thẳng là :

$$AB + BC + CD + DE + EF = 0,4 + 2,5 + 2 + 2,7 + 0,3 = 7,9m$$

Để dự đoán chiều dài tương đương toàn bộ (do ảnh hưởng của 4 co 90^o), giả sử ta chọn hệ số 1,7. Như vậy chiều dài tương đương toàn bộ là:

$$7,9.1,7 = 13,43\ m$$

Từ bảng 4.16, ta tra được hệ số hiệu chỉnh năng suất lạnh là 1,15. Do đó năng suất lạnh đã được hiệu chỉnh là: 40.1,15 = 46 *tấn lạnh*. Trong trường hợp này, giả sử ta dùng đồ thị ở hình 4.43, từ đồ thị ta có thể chọn đường kính ngoài của ống đồng (loại L) là 53,975*mm*, lúc đó đường kính danh nghĩa tương ứng là:

$$53,975 - 3,175 = 50,8mm$$

Tra bảng 4.12, tương ứng với đường kính danh nghĩa 50,8*mm* ta có chiều dài tương đương của co 90^o (loại long radius) là 1,0058*m*. Như vậy, chiều dài tương đương toàn bộ của ống hút đã được hiệu chỉnh là:

$$7,9 + 4.1,0058 = 11,9232m$$

Kiểm tra lại ta thấy việc lựa chọn đường kính này là hợp lý. Từ đồ thị ở hình 4.43, ta thấy ứng với ống có đường kính ngoài là 53,975*mm* và năng suất lạnh 46 *tấn lạnh*, để tổn thất áp suất có giá trị khoảng 3*psi* (tức độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa tương ứng là 1,1^oC) thì chiều dài tương đương cho

phép là 21,33*m* (70*ft*). Như vậy, trong trường hợp này, khi chiều dài tương đương chỉ có 11,9232*m* thì tổn thất áp suất sẽ là:

$$20.\frac{11,9232}{21,33} = 11,18kPa$$

Hay:

$$3.\frac{11,9232}{21,33} = 1,677psi$$

Lúc đó độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa tương ứng là:

$$1,11.\frac{11,9232}{21,33} = 0,62^oC$$

Rõ ràng, đường kính đã chọn chỉ mới được xem xét theo yêu cầu về tổn thất áp suất. Nếu lưu ý đến độ ồn và khả năng kéo dầu về máy nén thì ta phải khảo sát tiếp hai trường hợp dưới đây:

- Khảo sát tốc độ của môi chất lạnh trong ống hút khi đầy tải:

Tra bảng 4.18, hệ số hiệu chỉnh năng suất lạnh dùng để xác định tốc độ của môi chất lạnh là 1,15. Như vậy năng suất lạnh đã được hiệu chỉnh là:

40.1,15 = 46 *tấn lạnh*

Sử dụng đồ thị ở hình 4.48, ta thấy tốc độ của môi chất lạnh sẽ lớn hơn 20,32*m/s*; tức là lớn hơn 4000*fpm*. Do đó, để giảm độ ồn thì nên chọn ống có đường kính ngoài là 66,675*mm*; lúc đó tốc độ môi chất lạnh trong ống sẽ là 13,71*m/s* (2700 *fpm*).

- Khảo sát tốc độ môi chất lạnh trong ống hút khi vận hành ở mức 20% tải:

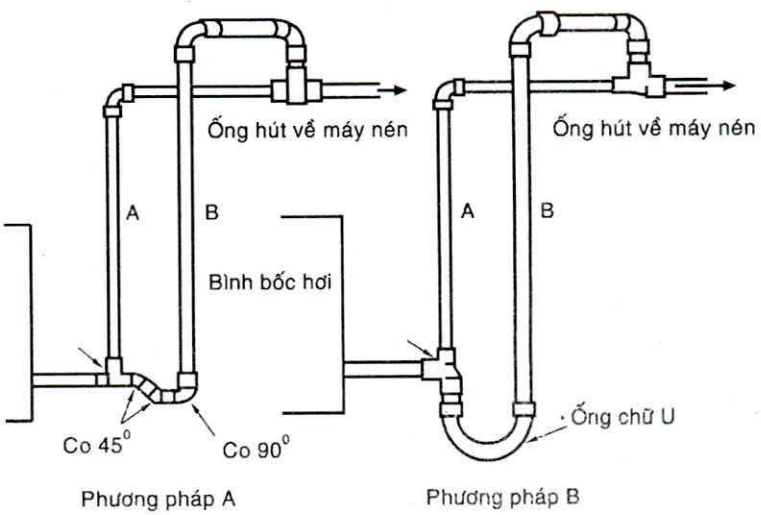
Khi vận hành ở mức 20% tải, phụ tải đã hiệu chỉnh để đưa vào đồ thị ở hình 4.48 chỉ còn:

46.0,2 = 9,2 *tấn lạnh*

Ở điều kiện này (phụ tải = 9,2 *tấn lạnh* và đường kính ngoài của ống là 66,675*mm*), tốc độ của môi chất lạnh đi trong ống hút là 2,9*m/s*. *Như vậy, ở đoạn ống thẳng đứng hướng lên BC (Hình 4.46) thì tốc độ đó quá bé để có thể kéo dầu về máy nén khi vận hành ở mức 20% tải.* Để có thể vẫn còn khả năng kéo dầu về máy nén, tức là tốc độ môi chất lạnh trong đoạn ống thẳng đứng hướng lên không nhỏ hơn 5,08*m/s*; chỉ nên vận hành hệ thống đó với mức tải tối thiểu là 17*tấn* (đã hiệu chỉnh), tức là khoảng 37% so với phụ tải lạnh thiết kế. Trong trường hợp vẫn muốn kéo được dầu về máy nén ở mức vận hành 20% tải thì có thể dùng *phương án hai ống hút thẳng đứng hướng lên.*

Ví dụ 4.11 đã chỉ ra rằng, trong thực tế có khả năng xảy ra trường hợp khó lòng chọn được đường kính ống hút sao cho có thể thỏa mãn cùng một lúc các yêu cầu về tổn thất áp suất, độ ồn và khả năng hồi dầu về máy nén ở mức tải nhỏ nhất của hệ thống. Đặc biệt, ở các hệ thống có sử dụng máy nén nhiều xylanh, mâu thuẫn này càng dễ xảy ra vì khả năng giảm tải của hệ thống là khá lớn. Trong những trường hợp như vậy, hệ thống ống hút gồm hai ống thẳng đứng hướng lên cần phải được xem xét.

Hình 4.49 trình bày 2 phương pháp xây dựng sơ đồ hai ống hút thẳng đứng hướng lên. Từ hình 4.49, ta thấy ở mỗi trường hợp đều có hai ống hút thẳng đứng hướng lên mà ta đặt là ống A và ống B. Thông thường ống B có đường kính lớn hơn ống A. Theo hình vẽ, đoạn ống nối từ ống A qua ống B có dạng cong lõm xuống mà ta gọi là *bẫy dầu*. Kích thước của ống A được chọn sao cho tốc độ qua ống A đủ để hồi dầu về máy nén khi hệ thống vận hành ở mức tải thấp nhất, còn kích thước của ống B được chọn theo yêu cầu tổn thất áp suất qua cả 2 ống A và B không vượt quá mức cho phép khi hệ thống vận hành ở chế độ đầy tải.



Hình 4.49 *Phương án 2 ống hút thẳng đứng hướng lên*

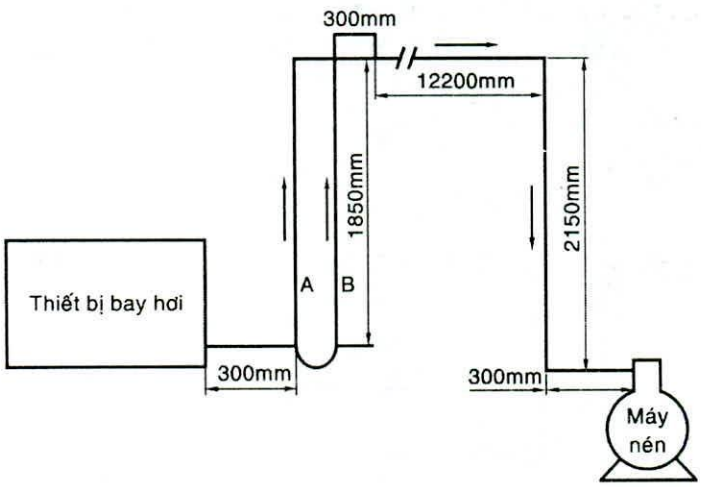
Nguyên tắc hoạt động của sơ đồ như sau: ở chế độ giảm tải, tốc độ môi chất lạnh đi qua các ống đứng A và B không đủ để kéo dầu đi theo, chính vì vậy dần dần dầu sẽ lấp đầy bẫy dầu, từ đó ta thấy rõ ống B - đến một lúc nào đó - sẽ bị che kín và môi chất lạnh chỉ còn có thể đi qua ống A. Khi xảy ra điều này, rõ ràng dầu lại có khả năng tiếp tục đi về máy nén.

Cần lưu ý, thể tích của bẫy dầu nên chọn đủ lớn nhưng không nên quá lớn để không ảnh hưởng đến mức dầu trong carter máy khi hệ thống vận

hành ở mức tải nhỏ. Ngoài ra, nếu lượng dầu trong bẫy lớn thì có thể xảy ra hiện tượng dầu bị bắn thành dòng về máy nén khi phụ tải tăng lên. Một điều khác cũng cần được chú ý là ống B nên được nối vào ống dẫn nằm ngang theo chiều từ trên xuống (Xem hình 4.49) để tránh cho dầu khỏi bị rơi ngược xuống ống B khi phụ tải giảm xuống.

Ví dụ 4.12

Khảo sát hệ thống lạnh có sơ đồ đường ống hút trình bày ở hình 4.50. Cho biết: nhiệt độ ngưng tụ là 54,44^oC, nhiệt độ hút về là 4,44°C, phụ tải lạnh thiết kế là 60 *tấn lạnh*, mức tải nhỏ nhất là 20% so với mức thiết kế, môi chất lạnh là R-22. Xác định cụ thể kích thước của ống hút.



Hình 4.50

Giải

Tổng chiều dài các đoạn ống hút thẳng từ thiết bị bay hơi về máy nén tính theo nhánh B là:

$$0,3 + 1,85 + 0,3 + 12,2 + 2,15 + 0,3 = 17,1m$$

Giả sử ta dự trù chiều dài tương đương toàn bộ bằng 1,5 chiều dài của các đoạn thẳng: 1,5.17,1 = 25,65m.

Tương tự các ví dụ ở trên, năng suất lạnh đã hiệu chỉnh là:

$$60.1,15 = 69 \text{ } tấn\ lạnh$$

Từ đồ thị ở hình 4.43, ta thấy nên chọn ống đồng có đường kính 79,375mm để làm ống hút.

Đường kính của ống thẳng đứng A được chọn sao cho tốc độ môi chất lạnh đi qua ống A không nhỏ hơn 5,08*m/s* để dầu có thể được kéo về máy nén ở mức tải chỉ còn 20%. Lúc đó năng suất lạnh đã được hiệu chỉnh là 13,8 *tấn*. Tra đồ thị ở hình 4.48, ta thấy nên chọn đường kính ngoài của ống A là 53,975*mm*.

Như vậy, tiết diện bên trong của ống hút là 4394,686mm^2, tiết diện bên trong của ống A là 1996,541mm^2. Do đó, tiết diện bên trong của ống B là 2398,145mm^2, từ đó suy ra được đường kính trong của ống B là 55,257*mm*.

Dựa vào bảng 4.11, có thể chọn ống B là ống đồng loại L có đường kính danh nghĩa là 63,5*mm* (hay đường kính ngoài là 66,675*mm*).

Kết quả, đường kính ngoài của ống A là 53,975*mm*, của ống B là 66,675*mm* và của các đoạn ống còn lại là 79,375*mm*.

Cần lưu ý, các tính toán trên đây quan tâm nhiều đến việc hồi dầu về máy nén khi phụ tải giảm xuống. Do đó, trên cơ sở các kết quả đạt được, cần khảo sát lại xem tổn thất áp suất từ thiết bị bay hơi đến máy nén khi đầy tải có hợp lý hay không.

2. Lựa chọn kích thước của ống dẫn ga nóng

Các yêu cầu của việc lựa chọn kích thước ống dẫn ga nóng tương tự như đã trình bày ở phần ống hút. Tuy nhiên, trong trường hợp này thì tổn thất áp suất không quan trọng lắm. Thông số cần lưu ý là tốc độ của môi chất lạnh, cần đảm bảo tốc độ đủ lớn để dầu có thể được kéo theo cùng với môi chất lạnh.

Độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa khi xét đến tổn thất áp suất qua ống dẫn ga nóng cũng được đề nghị nên chọn khoảng 1,11^oC (2^oF), tuy nhiên trong trường hợp này thì tổn thất áp suất tương ứng sẽ vào khoảng 40*kPa* (6*psi*) đối với R-22. Tất nhiên, nếu tổn thất áp suất càng lớn thì tỉ số nén của máy nén càng bị gia tăng, do đó làm tăng công suất của motor kéo máy nén và làm giảm hiệu suất thể tích của máy nén.

Như đã trình bày ở trên, cần lưu ý đến tốc độ của môi chất lạnh. Kinh nghiệm cho thấy, cũng tương tự như ở ống hút, tốc độ tối thiểu ở ống nằm ngang nên là 2,54*m/s* (500*fpm*) và ở ống thẳng đứng hướng lên là 5,08*m/s* (1000*fpm*). Tốc độ của môi chất lạnh trong ống cũng không nên vượt quá 20,32*m/s* (4000*fpm*) để tránh gây ồn.

Việc xác định đường kính của ống dẫn ga nóng cũng được tiến hành theo các bước đã mô tả ở trên. Trong trường hợp môi chất lạnh là R-22, khi quan tâm đến tổn thất áp suất, có thể sử dụng bảng 4.19 và đồ thị ở hình

4.44 để xác định đường kính ống dẫn. Cột tổn thất áp suất ở bảng 4.19 cũng được trình bày theo nhiều giá trị khác nhau, tuy nhiên – như đã đề cập ở trên – nên chọn *6psi đối với R-22*, các giá trị còn lại chỉ có tính chất tham khảo.

Các bảng và đồ thị đã đề cập ở trên cũng được xây dựng cho trường hợp nhiệt độ ngưng tụ là $40,55^oC$ (105^oF) và nhiệt độ hút về là $4,44^oC$ (40^oF). Nếu hệ thống hoạt động ở điều kiện khác thì cần phải nhân năng suất lạnh thiết kế với hệ số hiệu chỉnh năng suất lạnh trình bày ở bảng 4.20 (đối với R-22).

Có thể sử dụng đồ thị ở hình 4.51 khi cần *khảo sát tốc độ của môi chất lạnh trong ống dẫn* (đối với R-22). Tất nhiên đồ thị này cũng được xây dựng ở nhiệt độ ngưng tụ là $40,55^oC$ và nhiệt độ hút về $4,44^oC$. Nếu hệ thống vận hành ở điều kiện khác thì cần phải sử dụng hệ số hiệu chỉnh môi chất lạnh trình bày ở bảng 4.21.

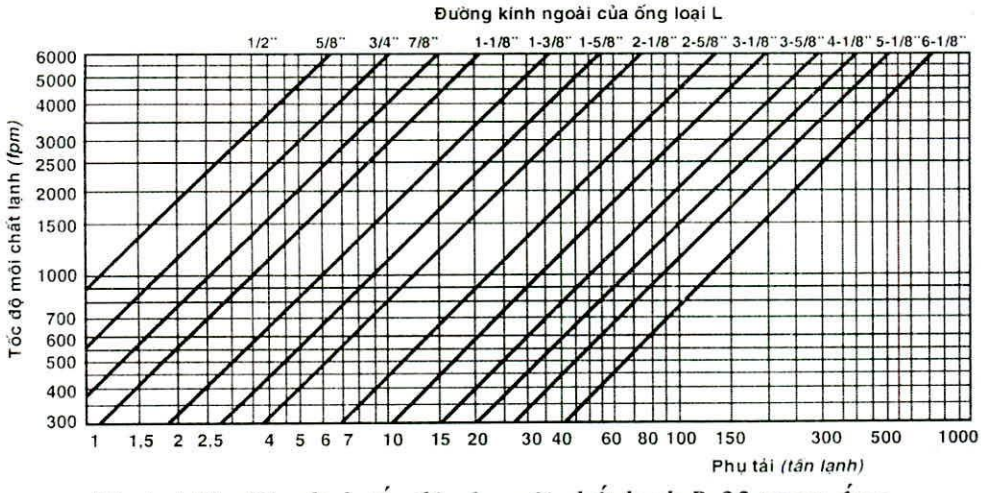
Bảng 4.19

Chiều dài tương đương, *m*	Tổn thất áp suất, *psi*	Đường kính ngoài của ống đồng loại L, *mm*												
		12,7	15,875	19,05	22,225	28,575	34,925	41,275	53,975	66,675	79,375	92,075	104,775	130,175
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)
	3	3,1	5,6	9,7	15,0	30,1	53,0	82,5	173	307	488	731	1010	1850
	4	3,5	6,6	11,4	17,6	35,2	62,1	96,5	204	362	568	860	1190	2180
3,048	5	4,0	7,5	12,9	19,9	39,7	70,0	110,0	231	405	641	965	1330	2450
	6	4,4	8,2	14,0	21,8	43,5	76,5	120,0	253	445	704	1060	1470	2730
	7	4,8	8,9	15,3	23,8	47,0	83,0	130,0	274	490	769	1160	1600	2940
	3	2,1	3,9	6,6	10,3	20,8	36,2	57,0	119	211	332	502	698	1270
	4	2,5	4,6	7,8	12,1	24,4	42,5	67,0	140	246	392	588	821	1490
6,096	5	2,8	5,1	8,8	16,3	27,4	48,5	75,0	159	279	442	664	924	1680
	6	3,1	5,6	9,7	14,9	30,1	53,0	82,5	173	307	488	731	1010	1850
	7	3,3	6,1	10,6	16,3	32,7	57,0	90,0	189	333	532	787	1100	2010
	3	1,7	3,1	5,4	8,9	16,8	29,3	46,2	96,5	189	267	402	585	1030
	4	2,0	3,7	6,3	9,7	19,6	33,9	53,5	113,0	199	313	468	658	1200
9,144	5	2,2	4,1	7,1	11,0	21,1	38,9	60,5	127,0	224	356	502	741	1360
	6	2,5	4,5	7,8	12,1	24,4	42,5	67,0	140,0	246	392	588	8241	1490
	7	2,7	4,9	8,5	13,1	26,5	46,2	73,0	152,0	268	429	636	894	1620
	3	1,5	2,7	4,6	7,1	14,4	25,1	39,2	82,5	146	230	340	485	874
	4	1,7	3,1	5,4	8,3	16,8	29,3	46,2	96,5	169	267	402	565	1030
12,192	5	1,9	3,5	6,0	9,3	18,9	32,9	51,5	109,0	190	301	455	633	1160
	6	2,1	3,9	6,6	10,3	20,8	36,2	57,0	119,0	211	332	502	698	1270
	7	2,3	4,2	7,3	11,3	22,7	39,5	62,0	130,0	231	365	545	761	1390
	3	1,3	2,4	4,1	6,3	12,8	22,3	34,6	73,5	129	204	306	429	774
	4	1,5	2,8	4,8	7,4	14,9	26,0	40,5	85,5	150	238	359	502	907
15,24	5	1,7	3,1	5,4	8,3	16,8	29,3	46,2	96,5	169	267	402	565	1030
	6	1,9	3,4	5,9	9,1	18,5	32,2	50,5	106,0	187	295	442	615	1130
	7	2,0	3,7	6,4	10,0	20,1	35,2	55,0	116,0	204	322	485	671	1230

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)
	3	1,0	1,9	3,3	5,0	10,3	17,9	28,0	59,0	103	164	245	337	628
	4	1,2	2,2	3,9	5,9	12,0	20,9	32,6	68,5	120	191	286	400	731
22,86	5	1,4	2,5	4,4	6,7	13,6	23,8	37,2	77,5	137	217	325	455	827
	6	1,5	2,8	4,8	7,4	14,9	26,0	40,5	85,5	150	238	359	502	907
	7	1,6	3,0	5,1	8,0	16,3	28,4	44,0	93,0	164	259	390	540	993
	3	0,9	1,6	2,8	4,4	8,8	15,3	24,0	50,0	89	140	210	292	535
	4	1,0	1,9	3,3	5,0	10,3	17,9	28,0	59,0	103	163	245	337	628
30,48	5	1,2	2,1	3,7	5,7	11,6	20,2	31,7	66,5	117	185	276	389	706
	6	1,3	2,4	4,1	6,3	12,8	22,3	34,5	73,5	129	204	306	429	774
	7	1,4	2,6	4,4	6,8	13,9	24,2	37,0	79,5	140	222	332	465	847
	3	0,8	1,5	2,5	3,9	7,7	13,6	21,3	44,2	78,5	124	185	258	472
	4	0,9	1,7	2,9	4,5	9,0	15,9	24,8	52,0	91,5	145	218	301	558
38,1	5	1,0	1,9	3,3	5,0	10,3	17,9	28,0	59,0	103,0	163	245	337	628
	6	1,1	2,1	3,6	5,6	11,3	19,8	31,0	65,0	114,0	180	270	375	691
	7	1,2	2,3	3,9	6,1	12,3	21,6	33,5	71,0	125,0	198	295	409	751
	3	0,7	1,3	2,3	3,4	7,0	12,3	19,3	40,2	70,5	113	167	234	429
	4	0,8	1,5	2,7	4,1	8,3	14,5	22,6	47,2	83,0	132	198	273	502
45,72	5	0,9	1,7	3,0	4,6	9,3	16,3	25,4	53,0	98,5	149	223	309	568
	6	1,0	1,9	3,3	5,1	10,3	17,9	28,0	59,0	103,0	163	245	337	628
	7	1,1	2,1	3,6	5,5	11,1	19,4	30,5	64,0	113,0	178	266	370	674
	3	0,7	1,2	2,1	3,2	6,5	11,4	17,9	37,2	66,0	104	155	216	397
	4	0,8	1,4	2,4	3,7	7,6	13,3	20,7	43,2	76,5	121	180	252	463
53,34	5	0,9	1,6	2,7	4,2	8,6	15,0	23,4	49,2	86,5	136	204	284	522
	6	0,9	1,8	3,0	4,7	9,4	16,6	25,9	54,0	95,7	151	226	314	575
	7	1,0	1,9	3,3	5,1	10,3	17,9	28,0	59,0	103,0	163	245	337	628
	3	0,6	1,1	1,9	3,0	6,0	10,6	16,6	34,2	61,0	96,5	143	200	369
	4	0,7	1,3	2,3	3,5	7,0	12,3	19,3	40,2	70,5	113,0	167	234	429
60,96	5	0,8	1,5	2,6	3,9	8,0	13,9	21,8	45,5	80,0	127,0	189	264	485
	6	0,9	1,6	2,8	4,3	8,8	15,4	24,0	50,0	89,0	140,0	210	292	535
	7	1,0	1,8	3,1	4,7	9,5	16,6	26,1	54,5	96,5	153,0	229	318	581
	3	0,5	1,0	1,7	2,7	5,3	9,3	14,6	30,5	53,5	85,5	127	177	322
	4	0,6	1,2	2,0	3,1	6,3	11,0	17,2	35,9	63,0	100,0	149	208	375
76,2	5	0,7	1,3	2,3	3,5	7,0	12,3	19,3	40,2	70,5	113,0	167	234	429
	6	0,8	1,4	2,5	3,9	7,7	13,6	21,3	44,2	78,5	124,0	185	258	472
	7	0,8	1,6	2,7	4,2	8,4	14,8	23,2	48,2	85,5	135,0	201	280	512
	3	0,5	0,9	1,6	2,4	4,8	8,5	13,3	27,7	49,0	77	116	160	294
	4	0,6	1,1	1,8	2,8	5,6	9,9	15,5	32,3	57,0	90	134	188	339
91,44	5	0,6	1,2	2,0	3,2	6,4	11,5	17,5	36,5	64,0	102	152	212	389
	6	0,7	1,3	2,3	3,5	7,0	12,3	19,3	40,2	70,5	113	167	234	429
	7	0,8	1,4	2,5	3,8	7,7	13,4	21,1	43,8	77,0	123	184	254	467
	3	0,4	0,8	1,4	2,1	4,4	7,8	12,3	25,6	44,8	72	106	148	270
	4	0,5	1,0	1,7	2,6	5,2	9,2	14,3	29,8	52,5	83	124	173	314
106,68	5	0,6	1,1	1,9	2,9	5,9	10,4	16,2	33,5	59,5	95	141	197	359
	6	0,7	1,2	2,1	3,2	6,5	11,4	17,9	37,2	66,0	104	155	216	397
	7	0,7	1,3	2,3	3,5	7,0	12,3	19,3	40,2	70,5	113	167	234	429

Bảng 4.20

Nhiệt độ ngưng tụ, ^oC	Nhiệt độ hút về, ^oC										
	-17,7	-15	-12,2	-9,44	-6,66	-3,88	-1,11	1,66	4,44	7,22	10
29,44	1,15	1,14	1,13	1,12	1,11	1,11	1,10	1,09	1,08	1,08	1,07
32,22	1,12	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1,07	1,07	1,06	1,05	1,05
35	1,10	1,09	1,08	1,07	1,07	1,06	1,05	1,04	1,04	1,03	1,02
37,77	1,08	1,07	1,06	1,05	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02	1,01	1,00
40,55	1,07	1,06	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02	1,01	1,00	0,99	0,99
43,33	1,05	1,04	1,03	1,03	1,02	1,01	1,00	0,99	0,99	0,98	0,97
46,11	1,04	1,03	1,02	1,01	1,01	1,00	0,99	0,98	0,98	0,97	0,96
48,88	1,03	1,02	1,01	1,01	1,00	0,99	0,98	0,97	0,97	0,96	0,95
51,66	1,03	1,02	1,01	1,00	0,99	0,98	0,97	0,97	0,96	0,95	0,94
54,44	1,02	1,01	1,00	1,00	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,95	0,94
57,22	1,03	1,02	1,01	1,00	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93
60	1,03	1,02	1,01	1,00	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93
62,77	1,04	0,02	1,01	1,00	0,99	0,98	0,97	0,96	0,96	0,95	0,94



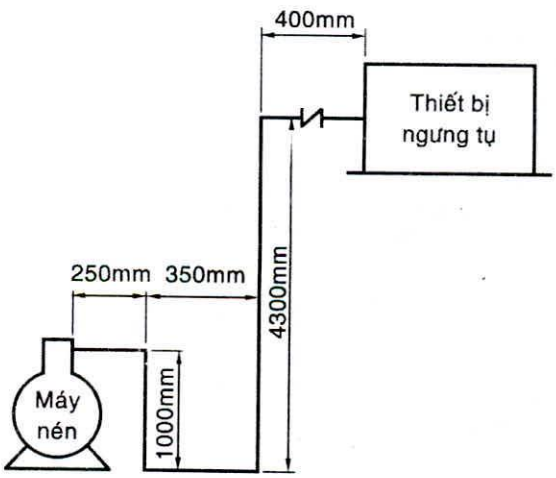
Hình 4.51 *Xác định tốc độ của môi chất lạnh R-22 trong ống dẫn ga nóng làm bằng ống đồng loại L*

Bảng 4.21

Nhiệt độ ngưng tụ, ^oC	Nhiệt độ hút về, ^oC										
	-17,7	-15	-12,2	-9,44	-6,66	-3,88	-1,11	1,66	4,44	7,22	10
29,44	1,42	1,38	1,35	1,31	1,28	1,26	1,23	1,21	1,18	1,17	1,15
32,22	1,36	1,32	1,29	1,26	1,23	1,20	1,18	1,15	1,13	1,12	1,10
35	1,30	1,27	1,24	1,21	1,18	1,15	1,13	1,10	1,08	1,07	1,05
37,77	1,26	1,22	1,19	1,16	1,13	1,11	1,08	1,06	1,04	1,02	1,013
40,55	1,21	1,18	1,15	1,12	1,09	1,07	1,04	1,02	1,00	0,98	0,97
43,33	1,17	1,14	1,11	1,08	1,05	1,03	1,01	0,98	0,96	0,95	0,93
46,11	1,14	1,10	1,08	1,05	1,02	0,99	0,97	0,95	0,93	0,91	0,90
48,88	1,11	1,07	1,05	1,02	0,99	0,97	0,94	0,92	0,90	0,89	0,87
51,66	1,08	1,05	1,02	0,99	0,97	0,94	0,92	0,90	0,88	0,86	0,85
54,44	1,05	1,02	0,99	0,97	0,94	0,91	0,89	0,87	0,85	0,84	0,82
57,22	1,04	1,01	0,97	0,95	0,92	0,90	0,87	0,85	0,83	0,82	0,81
60	1,01	0,98	0,95	0,92	0,90	0,87	0,85	0,83	0,82	0,80	0,79
62,77	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80	0,79	0,78

Ví dụ 4.13

Khảo sát một hệ thống lạnh có năng suất là 60 *tấn lạnh*, nhiệt độ ngưng tụ là 54,44^oC, nhiệt độ bay hơi là 4,44^oC, môi chất lạnh là R-22, năng suất lạnh ở mức vận hành nhỏ nhất là 20% năng suất thiết kế. Xác định đường kính ống dẫn ga nóng sao cho tổn thất áp suất không vượt quá 1,11^oC (độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa), bảo đảm không gây ồn ào và có khả năng kéo dầu theo dù hệ thống vận hành ở mức tải nhỏ nhất. Giả sử ống dẫn ga nóng có sơ đồ như trình bày ở hình 4.52.



Hình 4.52

Giải

Tổng chiều dài của các đoạn ống thẳng từ máy nén đến thiết bị ngưng tụ là:

$$0,25 + 1 + 0,35 + 4,3 + 0,4 = 6,3m$$

Để tính đến các co, ta dự trù chiều dài tương đương toàn bộ của ống dẫn ga nóng là:

$$6,3.1,5 = 9,45m$$

Tra bảng 4.20, ta có hiệu số hiệu chỉnh năng suất lạnh là 0,95.

Như vậy, năng suất lạnh đã được hiệu chỉnh là 60.0,95 = 57 *tấn lạnh*

Tra bảng 4.19 ta chọn được đường kính ống dẫn ga nóng là 41,275*mm*. Từ giá trị đường kính ngoài của ống đồng, tra bảng 4.12 ta có chiều dài tương đương toàn bộ là:

$$6,3 + 0,7925.4 = 9,47m$$

Ta thấy đường kính đã chọn vẫn thỏa mãn yêu cầu về tổn thất áp suất, độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa tương ứng là:

$$1,11.\frac{9,47}{12,192} = 0,862^oC$$

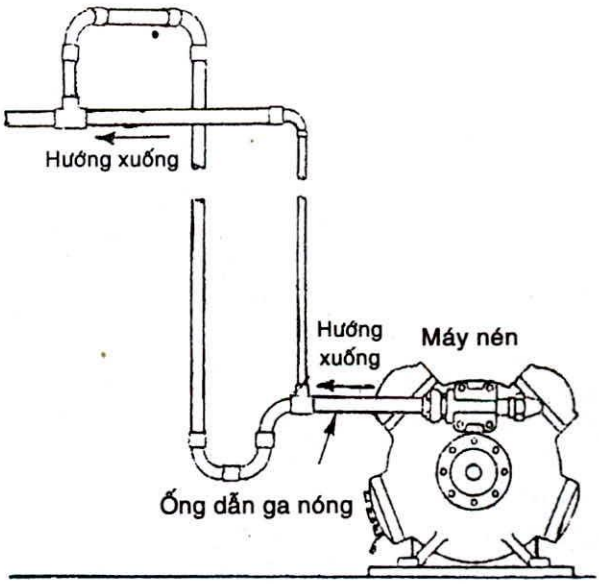
Để kiểm tra tốc độ, tra bảng 4.21 ta có hệ số hiệu chỉnh môi chất lạnh là 0,85. Như vậy, năng suất lạnh đã được hiệu chỉnh là:

$$0,85.60 = 51 \textit{ tấn lạnh}$$

Từ đồ thị ở hình 4.51, tốc độ tương ứng của môi chất lạnh trong ống dẫn ga nóng là 19,56*m/s* (3850*fpm*) ở chế độ đầy tải, như vậy thỏa mãn điều kiện chống ồn. Khi vận hành ở mức tải thấp nhất, lúc đó năng suất lạnh đã hiệu chỉnh là 10,2 *tấn lạnh*, ta có tốc độ của môi chất lạnhlà 3,91*m/s* (770*fpm*), tốc độ này không đảm bảo dầu có thể được kéo theo ở ống thẳng đứng hướng lên. Vì vậy, để dầu được kéo theo trong mọi tình huống thì mức tải tối thiểu nên vào khoảng 26% so với mức tải thiết kế.

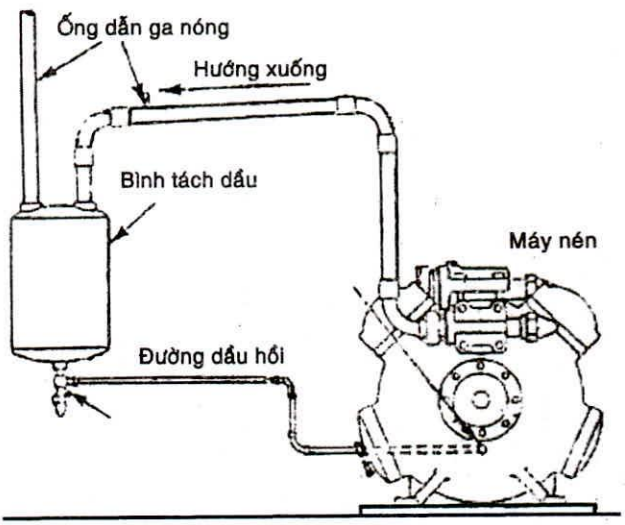
Trong trường hợp của ví dụ 4.13, nếu vẫn muốn đảm bảo có thể kéo dầu theo ở mức tải nhỏ nhất (ví dụ 20% mức tải thiết kế), người ta có thể sử dụng phương án hai ống dẫn ga nóng thẳng đứng hướng lên. Trong một vài trường hợp khác, ví dụ ống dẫn ga nóng quá dài hoặc hệ thống có nhiều máy nén (vì vậy khả năng giảm tải của hệ thống rất lớn), phương án này cũng nên được xem xét sử dụng.

Hình 4.53 trình bày sơ đồ có hai ống dẫn ga nóng thẳng đứng hướng lên. Tương tự ở trường hợp hai ống hút thẳng đứng hướng lên, trong trường hợp này cũng có một ống lớn hơn và một ống nhỏ hơn. Ống thẳng đứng có đường kính nhỏ hơn sẽ được lựa chọn sao cho ở điều kiện phụ tải nhỏ nhất tốc độ môi chất lạnh qua đó vẫn đủ để kéo dầu đi theo, còn đường kính của ống lớn hơn sẽ được lựa chọn sao cho - ở chế độ đầy tải - tốc độ của môi chất lạnh trong hai ống thẳng đứng tương đương với tốc độ trong đoạn ống nằm ngang. Giữa hai đoạn ống thẳng đứng cũng có *bẫy dầu* để chứa dầu khi hệ thống vận hành ở mức tải nhỏ nhất, chính lượng dầu bị nhốt trong bẫy làm cho ống thẳng đứng có đường kính lớn mất tác dụng khi phụ tải giảm xuống.



Hình 4.53

Trong trường hợp nếu sử dụng bình tách dầu (Oil Separator) ở vị trí thấp nhất của ống dẫn ga nóng (Hình 4.54), lúc đó có thể không cần dùng phương án hai ống dẫn ga nóng. Tuy nhiên, hiệu quả của bình tách dầu không thể đạt mức 100%, do vậy không thể không dùng phương án hai ống hút thẳng đứng hướng lên nếu ống hút có đoạn thẳng đứng.



Hình 4.54

3. Lựa chọn kích thước của ống dẫn lỏng

Việc lựa chọn đường kính của ống dẫn lỏng không quan trọng như hai trường hợp đã trình bày ở trên. Trong trường hợp này, môi chất lạnh chuyển động trong ống có dạng lỏng, do đó không nảy sinh vấn đề gì về yêu cầu kéo dầu đi theo môi chất lạnh.

Tuy vậy, tổn thất áp suất ở ống dẫn lỏng cũng nên được giới hạn ở mức cho phép. Nếu tổn thất áp suất khá lớn thì có thể làm giảm hiệu quả của van tiết lưu do một số lỏng có thể bị bay hơi trước khi vào van tiết lưu.

Kinh nghiệm cho thấy, tổn thất áp suất ở các ống dẫn lỏng qui đổi ra độ sụt giảm nhiệt độ bão hòa nên vào khoảng $0{,}555^oC$ (1^oF), giá trị này tương ứng với $20kPa$ ($3psi$) đối với R-22. Về mặt tốc độ - như đã đề cập ở trên - nên duy trì tốc độ môi chất lạnh trong ống dẫn lỏng dưới $1{,}52m/s$. Khi giữa bình chứa và thiết bị bay hơi có độ cao khác nhau thì cần lưu ý ảnh hưởng của độ cao đến giá trị tổn thất áp suất thật sự trong ống dẫn lỏng.

Bảng 4.22 trình bày một vài số liệu để lựa chọn đường kính của ống dẫn lỏng trong trường hợp môi chất lạnh là R-22. Bảng này cũng được xây dựng ứng với nhiệt độ ngưng tụ $40{,}55^oC$ và nhiệt độ bay hơi $4{,}44^oC$. Nếu hệ thống hoạt động ở điều kiện không giống như trên thì cần phải sử dụng các hệ số hiệu chỉnh môi chất lạnh tra trong bảng 4.23.

Bảng 4.22

Chiều dài tương đương, *m*	Tổn thất áp suất, *psi*	Đường kính ngoài của ống đồng loại L, *mm*												
		9,525	12,7	15,875	19,05	22,225	28,575	34,925	41,275	53,975	66,675	79,375	92,075	104,775
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)
	0,5	2,1	4,8	9,1	15,4	24,3	48,5	84,5	137	282	497	797	1250	1640
	1	3,0	7,1	13,5	22,7	35,9	72	126	204	422	731	1170	1850	2430
3,048	2	4,4	10,5	19,8	33,6	53,0	106	185	301	618	1080	1740	2720	3590
	3	5,6	13,1	24,8	42,2	66,5	133	233	377	771	1360	2190	3390	4480
	4	6,6	15,4	29,1	49,8	77,5	156	273	444	907	1590	2580	4020	5280
	0,5	1,5	3,3	6,2	10,4	16,4	32,7	52,0	92,5	191	332	536	840	1110
	1	2,1	4,8	9,1	15,5	24,3	48,5	84,5	137,0	282	497	797	1250	1640
6,096	2	3,0	7,1	13,5	22,7	35,9	72,0	126,0	204,0	422	731	1170	1850	2430
	3	3,8	8,9	16,8	28,6	44,5	89,5	157,0	256,0	525	920	1470	2320	3050
	4	4,4	10,5	19,8	33,6	53,0	106,0	185,0	301,0	618	1080	1740	2720	3590
	0,5	1,1	2,6	4,9	8,3	13,0	26,1	45,2	73,5	152	265	429	668	880
	1	1,6	3,8	7,3	12,3	19,3	38,5	67,0	109,0	225	395	635	997	1310
9,144	2	2,4	5,7	10,7	18,1	28,5	57,0	99,5	162,0	332	581	937	1400	1930

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)
	3	3,0	7,1	13,5	22,7	35,9	72,0	126,0	204,0	422	731	1170	1850	2430
	4	3,6	8,3	15,9	26,8	42,2	84,5	147,0	240,0	495	864	1390	2180	2860
	0,5	1,0	2,2	4,2	7,0	11,2	22,4	38,9	63,0	130	226	367	571	754
	1	1,5	3,3	6,2	10,4	16,4	32,7	57,0	42,5	191,	332	537	841	1110
12,192	2	2,1	4,8	9,1	15,5	24,3	48,5	84,5	137,0	282	497	797	1250	1640
	3	2,6	6,0	11,4	19,3	30,4	60,5	107,0	173,0	356	621	1000	1570	2070
	4	3,0	7,1	13,5	22,7	35,9	72,0	126,0	204,0	422	731	1170	1850	2430
	0,5	0,8	2,0	3,7	6,2	9,8	19,5	33,9	58,5	114	199	319	502	664
	1	1,02	2,9	5,7	9,2	14,6	29,0	50,0	81,5	168	293	472	744	977
15,24	2	1,8	4,3	8,0	13,6	21,4	42,9	74,5	120,0	252	435	703	1100	1440
	3	2,3	5,3	10,1	17,1	26,9	53,5	93,5	153,0	313	545	887	1390	1820
	4	2,7	6,3	11,9	20,0	31,6	63,0	110,0	179,0	369	641	1040	1620	2130
	0,5	0,7	1,6	3,0	4,9	7,8	15,6	27,2	43,5	91,5	159	254	402	528
	1	1,0	2,3	4,4	7,3	11,6	23,3	40,2	65,5	136	235	375	631	781
22,86	2	1,4	3,4	6,4	10,9	17,0	33,6	59,0	96,0	198	339	558	870	1150
	3	1,8	4,3	8,0	13,6	21,4	42,9	74,5	120,0	252	435	703	1100	1440
	4	2,1	5,0	9,4	16,0	25,1	50,0	87,5	143,0	293	505	827	1290	1700
	0,5	0,6	1,3	2,5	4,2	6,7	13,3	23,1	36,9	77	135	218	335	445
	1	0,8	2,0	3,7	6,2	9,8	19,5	33,9	58,5	114	199	319	502	664
30,48	2	1,2	2,9	5,7	9,2	14,6	29,0	50,0	81,5	168	293	472	744	977
	3	1,6	3,7	6,8	11,6	18,1	36,2	63,5	101,0	212	365	598	934	1230
	4	1,8	4,3	8,0	13,6	21,4	42,9	74,5	120,0	252	435	703	1100	1440
	0,5	0,5	1,2	2,2	3,7	5,9	11,7	20,3	32,7	69	119	191	300	385
	1	0,7	1,7	3,3	5,5	8,6	17,3	30,0	48,5	100	175	281	442	578
38,1	2	1,1	2,6	4,8	8,1	12,9	25,6	44,2	72,0	150	259	419	661	864
	3	1,4	3,2	6,0	10,2	16,1	32,0	56,0	90,0	187	326	528	824	1080
	4	1,6	3,7	7,1	12,0	18,9	37,2	66,0	107,0	220	382	618	967	1270
	0,5	0,5	1,1	2,0	3,4	5,3	10,6	18,4	29,5	62,0	107	173	271	354
	1	0,7	1,6	3,0	5,0	7,8	15,7	27,2	43,5	91,5	159	255	402	528
45,72	2	1,0	2,3	4,4	7,3	11,6	23,3	40,2	65,5	136,0	2345	375	631	781
	3	1,2	2,9	5,7	9,2	14,6	29,0	50,0	81,5	168,0	293	472	744	977
	4	1,4	3,4	6,4	10,9	17,0	33,6	59,0	96,0	198,0	339	558	870	1150
	0,5	0,4	1,0	1,9	3,1	4,8	9,7	16,7	27,2	57,0	98,5	158	248	325
	1	0,6	1,4	2,7	4,5	7,1	14,3	24,8	40,2	83,5	145,0	234	369	478
53,34	2	0,9	2,1	4,0	6,7	10,7	21,3	36,9	60,0	124,0	215,0	342	545	718
	3	1,1	2,7	5,0	8,5	13,3	26,6	46,5	75,0	156,0	271,0	437	688	900
	4	1,3	3,1	5,8	9,9	15,6	31,1	54,0	87,5	181,0	315,0	508	799	1050

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)
	0,5	0,4	0,9	1,7	2,9	4,5	9,0	15,6	25,2	53	91,5	146	232	301
	1	0,6	1,3	2,5	4,2	6,7	13,3	23,1	36,9	77	135	218	336	445
60,96	2	0,8	2,0	3,7	6,2	9,8	19,5	33,9	58,5	114	199	319	502	664
	3	1,1	2,5	4,7	7,9	12,3	24,7	43,2	70,0	143	250	402	633	832
	4	1,2	2,9	5,7	9,2	14,6	29,0	50,0	81,5	168	293	472	744	977
	0,5	0,3	0,8	1,5	2,5	3,7	8,0	13,8	22,2	46,5	80,5	130	205	266
	1	0,5	1,2	2,2	3,7	5,9	11,7	20,3	32,7	69,0	119,0	191	300	395
76,2	2	0,7	1,7	3,3	5,5	8,6	17,3	30,0	48,5	100,0	175,0	281	442	578
	3	0,9	2,2	4,1	6,9	10,9	21,8	37,5	61,0	127,0	221,0	356	562	734
	4	1,1	2,6	4,8	8,1	12,9	25,6	44,2	72,0	150,0	259,0	419	661	864
	0,5	0,3	0,7	1,4	2,3	3,6	7,2	12,5	20,0	42,2	73	117	185	244
	1	0,5	1,1	2,0	3,4	5,3	10,6	18,4	29,5	62,0	107	173	271	354
91,44	2	0,7	1,6	3,0	5,0	7,8	15,7	27,2	43,5	91,5	156	255	402	528
	3	0,8	2,0	307	6,2	9,8	19,5	33,9	58,5	114,0	199	319	502	664
	4	1,0	2,3	4,4	7,3	11,6	23,3	40,2	65,5	136,0	235	375	631	781
	0,5	0,3	0,7	1,3	2,1	3,4	6,6	11,5	18,5	38,9	67,0	108	169	221
	1	0,4	1,0	1,9	3,1	4,9	9,7	16,7	27,2	57,0	98,5	159	249	352
106,68	2	0,6	1,4	2,7	4,5	7,1	14,3	24,8	40,2	83,5	145,0	234	369	476
	3	0,8	1,8	3,4	5,7	9,0	17,9	31,2	50,5	104,0	181,0	293	462	601
	4	0,9	2,1	4,0	6,7	10,7	21,3	36,9	60,0	124,0	215,0	342	545	718

Bảng 4.23

Nhiệt độ ngưng tụ, ^oC	Nhiệt độ hút về, ^oC										
	-17,7	-15	-12,2	-9,44	-6,66	-3,88	-1,11	1,66	4,44	7,22	10
29,44	0,96	0,95	0,95	0,94	0,93	0,93	0,92	0,91	0,91	0,90	0,90
32,22	0,99	0,98	0,97	0,96	0,96	0,95	0,94	0,94	0,93	0,92	0,92
35	1,01	1,00	1,00	0,99	0,98	0,97	0,97	0,96	0,95	0,95	0,94
37,77	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00	1,00	0,99	0,98	0,98	0,97	0,96
40,55	1,07	1,06	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02	1,01	1,00	0,99	0,99
43,33	1,10	1,09	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04	1,03	1,03	1,02	1,01
46,11	1,13	1,12	1,11	1,10	1,09	1,08	1,07	1,06	1,06	1,05	1,04
48,88	1,16	1,15	1,14	1,13	1,12	1,11	1,10	1,09	1,09	1,08	1,07
51,66	1,20	1,19	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,13	1,12	1,11	1,10
54,44	1,24	1,23	1,22	1,21	1,19	1,18	1,17	1,16	1,15	1,15	1,14
57,22	1,29	1,28	1,26	1,25	1,24	1,23	1,22	1,20	1,19	1,19	1,18
60	1,34	1,32	1,31	1,30	1,28	1,27	1,26	1,25	1,24	1,23	1,22
62,77	1,39	1,38	1,36	1,35	1,33	1,32	1,31	1,30	1,28	1,27	1,26

4. Lựa chọn kích thước của ống dẫn môi chất lỏng ngưng tụ

Không phải hệ thống nào cũng có ống dẫn môi chất lạnh ngưng tụ. Tuy nhiên, khi hệ thống có sử dụng bình chứa thì cần phải hết sức lưu ý đến ống dẫn môi chất lạnh ngưng tụ, đó là đường ống nối từ đầu ra của bình ngưng cho đến bình chứa lỏng.

Nói chung, khi lựa chọn đường kính ống dẫn môi chất lạnh ngưng tụ ta cần chú ý đến các yêu cầu sau:

- Đường kính ống dẫn tuyệt đối không được nhỏ hơn giá trị phải có.
- Khoảng cách từ bình ngưng đến bình chứa nên càng ngắn càng tốt.
- Bình ngưng nên được đặt cao hơn bình chứa, nói chung không nên nhỏ hơn một độ cao tối thiểu được qui định trong bảng 4.24 (đối với R-22), về nguyên tắc thì bình ngưng càng cao hơn bình chứa thì càng tốt.

Bảng 4.24

Chiều dài tương đương, *m*	Đường kính ngoài của ống đồng loại L, *mm*																							
	12,7		15,875		19,05		22,225		28,575		34,925		41,275		53,975		66,675		79,375		92,075		104,775	
	T	H	T	H	T	H	T	H	T	H	T	H	T	H	T	H	T	H	T	H	T	H	T	H
15,24	2,2	356	3,9	330	6,2	305	9,6	244	17,5	254	28,7	229	43,9	216	82,5	178	133	152	203	140	302	127	395	127
22,86									16	317	26,6	292	40,9	279	77	229	126	203	191	190	285	165	372	165
30,84									14,8	368	24,3	343	37,9	317	72	267	117	241	179	216	268	203	349	203
45,72									13,5	470	22,4	432	34,2	406	66,5	343	109	317	167	292	252	267	328	267
60,96															60,5	394	100	356	156	330	235	318	308	318
76,2																			143	368	218	343	287	343
91,44																							266	368

Trong bảng 4.24, các ký hiệu có ý nghĩa như sau:

H- độ cao tối thiểu từ thiết bị ngưng tụ đến bình chứa, *mm*

T- năng suất lạnh đã hiệu chỉnh của hệ thống, *tấn lạnh*

Cũng giống các trường hợp trước, các số liệu trong bảng 4.24 ứng với nhiệt độ ngưng tụ là 40,55^oC và nhiệt độ bay hơi là 4,44^oC. Nếu hệ thống vận hành ở điều kiện khác thì có thể bổ sung các số liệu hiệu chỉnh tra được từ bảng 4.23 (giống các số liệu hiệu chỉnh ở trường hợp ống dẫn lỏng, môi chất lạnh là R-22).

Khi đoạn ống dẫn môi chất lạnh ngưng tụ có đoạn ống nằm ngang dài hơn 3*m* thì nên bố trí đường ống cân bằng, đường này nối phần trên của bình chứa và phần trên của thiết bị ngưng tụ lại với nhau. Bảng 4.25 trình bày một vài số liệu về kích thước của đường ống cân bằng.

Bảng 4.25 *Một vài số liệu về ống cân bằng theo đường kính ngoài của ống dẫn môi chất lạnh ngưng tụ*

Đường kính ngoài của ống dẫn môi chất lạnh ngưng tụ, *mm*	Đường kính ngoài của ống cân bằng, *mm*
12,7 đến 22,225	6,35
28,575 đến 53,975	9,525
66,675 đến 104,775	12,7

§4.5. MỘT SỐ VẤN ĐỀ KHÁC

4.5.1. Các chi tiết khác

1. Van phao (Float Valve)

Tất cả các thiết bị bay hơi loại ngập lỏng đều phải sử dụng van phao để theo dõi và khống chế mức lỏng. Như vậy van phao có hai nhiệm vụ cơ bản:

- Theo dõi mức lỏng

Cần phải nối các đầu trên và dưới của van phao thông với thiết bị bay hơi, mức lỏng trong thiết bị bay hơi được phản ánh qua mức lỏng trong van phao.

- Khống chế mức lỏng

Trong van phao có công tắc điện, chính công tắc điện này sẽ điều khiển van solenoid được lắp đặt trước đó. Tùy theo mức lỏng trong van phao mà van solenoid sẽ đóng hay mở. Khi mức lỏng cao hơn quy định, công tắc điện trong van phao sẽ làm cho van solenoid đóng lại, ngưng cấp dịch vào thiết bị bay hơi. Nếu mức lỏng hạ đến một mức nào đó, van solenoid sẽ được điều khiển để mở ra, dịch sẽ qua van để đi vào thiết bị bay hơi.

Hình 4.26 trình bày vị trí của van phao và van solenoid trong một dàn lạnh không khí loại ngập lỏng.

2. Bình chứa (Receiver)

Nhiệm vụ của bình chứa là để chứa môi chất lạnh lỏng. Nói chung, kích thước của bình chứa nên được thiết kế đủ để chứa lượng môi chất lạnh nạp vào hệ thống khi dừng máy. Thông thường, các thiết bị ngưng tụ đều có dành sẵn một phần thể tích để làm nhiệm vụ này. Trong trường hợp này, có thể lắp hay không lắp bình chứa trong hệ thống. Tuy nhiên, nếu trong hệ thống có thiết bị loại ngập lỏng, nhất định phải lắp bình chứa vì lúc đó

lượng môi chất lạnh nạp vào hệ thống khá lớn. Cần lưu ý, ngoài nhiệm vụ đã nêu ở trên, bình chứa còn có tác dụng ngăn cản hơi môi chất lạnh đi vào ống dẫn lỏng.

Nếu trong hệ thống có bình chứa lỏng thì thông thường người ta đặt nó ở gần đầu ra của thiết bị ngưng tụ, nên đặt bình chứa thấp hơn đầu ra này một chút. Thông thường, phải chọn kích thước của ống nối từ đầu ra của thiết bị ngưng tụ đến bình chứa sao cho ở chế độ đầy tải tốc độ môi chất lạnh trong ống không vượt quá 0,5*m/s*.

3. Kính xem lỏng (Sight glass)

Người ta dùng kính xem lỏng để quan sát trạng thái của môi chất lạnh lỏng trước khi đi vào van tiết lưu. Thông thường, *kính xem lỏng cần phải được đặt sát ngay đầu vào của van tiết lưu;* không nên đặt các thiết bị khác như van solenoid, bộ lọc hút ẩm hoặc những thứ khác trong khoảng từ kính xem lỏng cho đến đầu vào của van tiết lưu.

Nói chung, khi nhìn qua kính xem lỏng thì chỉ nên thấy môi chất lạnh ở thể lỏng. Nếu qua kính xem lỏng ta thấy môi chất lạnh có bị sủi bọt thì đây là điều không tốt vì chính thành phần môi chất lạnh ở thể hơi này đã cản trở lượng lỏng cần thiết đi qua van, do đó làm giảm năng suất của van và làm xấu đi sự hoạt động của hệ thống. Việc đặt kính xem lỏng sát đầu vào của van tiết lưu nhằm giúp phản ánh chính xác tình trạng của môi chất lạnh trước khi vào van tiết lưu. Nếu đặt kính xem lỏng khá xa van tiết lưu hoặc lắp đặt các thứ khác vào khoảng giữa từ kính xem lỏng đến van tiết lưu, lúc đó có thể xảy ra sự phản ánh không đúng đắn tình trạng của môi chất lạnh ở ngay tại kính xem lỏng so với ở ngay tại đầu vào của van tiết lưu. Cụ thể, có thể xảy ra trường hợp trong kính xem lỏng ta chỉ nhìn thấy lỏng, nhưng ở đầu vào của van tiết lưu có lẫn một ít hơi vì áp suất đã bị sụt giảm (do tổn thất áp suất nhiều hơn) làm một lượng lỏng nhất định bị hóa thành hơi.

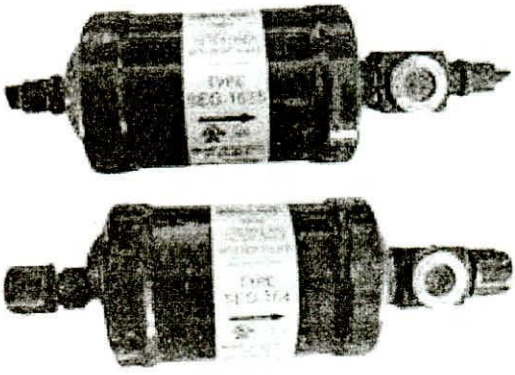
4. Bộ lọc hút ẩm (Filter – drier)

Hình 4.55 trình bày hình dáng bên ngoài của một bộ lọc hút ẩm. Nói chung, người ta có thể sử dụng bộ lọc hút ẩm để giải quyết một số vấn đề được nêu ra dưới đây:

- Khử ẩm: rõ ràng các hệ thống lạnh không chấp nhận tình trạng có lẫn ẩm hoặc nước, vấn đề này cần phải được xem xét kỹ lưỡng hơn nếu môi chất lạnh là các loại fréon. Ta biết rõ các loại fréon hầu như không tan được trong nước, chính vì vậy nếu vô tình có lẫn ẩm trong hệ thống thì dễ xảy ra *hiện tượng tắc ẩm.* Cần đảm bảo mức độ lẫn ẩm trong hệ thống càng thấp càng tốt.

- Lọc bụi, cặn bẩn: trong quá trình sửa chữa, lắp ráp hệ thống lạnh, dù có cẩn thận vẫn khó lòng tránh khỏi sự xuất hiện những loại bụi dơ, cặn bẩn trong hệ thống như: xỉ hàn, cặn dầu, đất cát,... Những loại đồ dơ, cặn bẩn này có thể đi vào hệ thống do không làm tốt khâu vệ sinh lúc sửa chữa hoặc được hình thành trong hệ thống sau một quá trình sử dụng. Để đảm bảo sự vận hành tin cậy và an toàn của hệ thống, nhất định phải lắp đặt cơ cấu lọc để tránh những hỏng hóc có thể xảy ra như nghẹt van tiết lưu hoặc làm các chi tiết chuyển động của máy nén mau bị mòn.

- Ngăn cản sự hình thành các loại acid: các loại môi chất lạnh như R-22 có tính bền vững hóa học của bản thân khá tốt cho dù ở điều kiện nhiệt độ cao. Tuy nhiên, trong điều kiện cùng tồn tại với dầu bôi trơn, R-22 có khả năng bị phân ly để tạo thành acid hydrochloric khi tiếp xúc với các loại giấy cách điện trong điều kiện nhiệt độ cao. Các loại acid này tồn tại ở thể hơi và, ở một mức độ nào đó, có tính ăn mòn các bộ phận trong hệ thống, chính vì vậy cần phải ngăn cản khả năng hình thành các loại acid này.



Hình 4.55 *Bộ lọc hút ẩm*

Có thể trung hòa các loại acid đã nêu ở trên bằng một chất nào đó có tính kiềm, tuy nhiên như vậy có thể hình thành một điều không mong muốn khác là lượng ẩm và muối trong hệ thống có xu hướng cao hơn. Chính vì vậy, thông thường người ta dùng phương pháp hấp thụ các acid đã nói bằng cách tương tự như hấp phụ ẩm.

5. Bộ tách dầu (Oil Separator)

Nhiệm vụ của bộ tách dầu là làm hạn chế lượng dầu tuần hoàn trong hệ thống do bị kéo theo môi chất lạnh. Tuy vậy, trong khá nhiều trường hợp, các hệ thống lạnh trong kỹ thuật điều hòa không khí không cần sử dụng các

bộ tách dầu. Người ta chỉ sử dụng các bộ tách dầu ở những hệ thống có nhiều thiết bị bay hơi và ở những hệ thống thường xuyên có yêu cầu biến đổi phụ tải đột ngột.

Cần nhớ rằng, dù có hay không có bộ tách dầu thì vẫn có một lượng dầu nhất định nào đó tuần hoàn trong hệ thống. Chính vì vậy, thông thường người ta hết sức quan tâm đến việc thiết kế các đường ống dẫn trong hệ thống sao cho dầu có khả năng quay trở về máy nén.

6. Van một chiều (Check Valve)

Nguyên tắc của van một chiều là chỉ cho môi chất lạnh đi qua theo chiều đã qui định, nếu vì lý do gì đó môi chất lạnh di chuyển theo chiều ngược lại thì van sẽ tự động đóng. Thông thường người ta sử dụng van một chiều ở những trường hợp mà thiết bị ngưng tụ được đặt cao hơn máy nén, lúc đó người ta đặt van một chiều trên đường ống từ máy nén đến thiết bị ngưng tụ *nhằm ngăn cản lượng môi chất lạnh ngưng tụ quay trở lại máy nén khi dừng máy.* Rõ ràng, nếu không dùng van một chiều cho những trường hợp như vậy thì máy nén có thể bị nguy hiểm khi phải khởi động trở lại. Cần lưu ý không lắp van một chiều trước van solenoid hay van tay.

4.5.2. Máy nén xoắn ốc loại Digital

Đây là công nghệ hiện đại khác hẳn với các công nghệ đã có trước đó. Như đã biết, có nhiều cách để điều chỉnh lưu lượng của môi chất lạnh đi qua máy nén nhằm điều chỉnh năng suất lạnh. Ở các máy nén loại xoắn ốc, cách phổ biến nhất vẫn là điều chỉnh tốc độ động cơ kéo máy nén bằng cách điều chỉnh tần số của nguồn điện cấp vào động cơ.

Phương pháp này có những nhược điểm cơ bản sau:

- Phạm vi điều chỉnh tải bị giới hạn, thông thường mức tải nhỏ nhất chỉ có thể biến đổi trong khoảng từ 30% đến 40%.
- Khi giảm tải, do tốc độ quay của động cơ kéo máy nén phải hạ thấp xuống, cho nên gây ảnh hưởng không tốt đến khả năng hồi dầu về máy nén.
- Trong hệ thống có nhiều mạch điện tử cho nên có thể gây ra hiện tượng nhiễu sóng đến các thiết bị lân cận khác.

Nhằm khắc phục những nhược điểm cơ bản đã trình bày ở trên, sau nhiều năm nghiên cứu Emerson Copeland đã đưa ra thị trường (2000 – 2002) dòng sản phẩm có thương hiệu là Copeland Digital Scroll™, hay còn gọi là máy nén xoắn ốc loại Digital.

Ở các máy nén xoắn ốc loại này thì việc điều chỉnh lưu lượng được thực hiện theo nguyên tắc hoàn toàn khác, có nghĩa là không cần dùng đến bộ biến tần vì tốc độ động cơ kéo quay máy nén được giữ không đổi.

"Như đã biết, ở các máy nén xoắn ốc loại tiêu chuẩn người ta sử dụng hai vòng xoắn giống nhau và đồng tâm, cái này được úp ngược vào cái kia để tạo nên không gian nén. Trong quá trình nén, một vòng xoắn (Fixed Scroll) được giữ cố định và vòng xoắn còn lại (Orbiting Scroll) chuyển động tựa vào vòng xoắn kia. Khi Orbiting Scroll chuyển động, hơi môi chất lạnh đi vào cặp vòng xoắn từ những vị trí ngoài cùng, sau đó được tăng áp dần dần và được đẩy vào không gian nhỏ hơn. Theo thời gian, hơi môi chất lạnh được đẩy đến vị trí ở giữa tâm, ở đó áp suất đạt đến giá trị cần thiết và hơi môi chất lạnh được đẩy ra khỏi máy nén.

Đặc điểm duy nhất của máy nén xoắn ốc loại tiêu chuẩn là tính tương thích hướng kính, tức là cho phép vòng xoắn cố định xê dịch một chút theo hướng bán kính. Tính tương thích hướng kính bảo đảm hai vòng xoắn luôn luôn mang tải ứng với lực tác động tối ưu nhất, trên cơ sở đó có thể bảo đảm đạt hiệu quả cao nhất.

Trong công nghệ máy nén xoắn ốc Digital, điều khác biệt mang tính cốt lõi là quá trình hoạt động của máy nén bao gồm hai giai đoạn, giai đoạn có tải và giai đoạn không tải. Trong giai đoạn có tải, máy nén xoắn ốc Digital hoạt động giống như máy nén xoắn ốc loại tiêu chuẩn, có nghĩa là ở chế độ toàn tải (tải 100%). Tuy nhiên, trong giai đoạn không tải, hai vòng xoắn được tách ra một ít theo hướng dọc trục (khoảng 1mm), điều này làm cho dòng hơi môi chất lạnh không đi qua cơ cấu nén và năng suất tương ứng bằng không. Bằng cách điều chỉnh thời gian tương đối của giai đoạn có tải và không tải, ta có thể dễ dàng điều chỉnh năng suất lạnh trong khoảng từ 10% đến 100% (*)".

Như vậy, điều khác biệt cơ bản so với các máy nén xoắn ốc loại tiêu chuẩn là, trong giai đoạn không tải, vòng xoắn cố định (Fixed Scroll) được tách ra theo hướng dọc trục khoảng 1*mm* để không tạo nên hiệu ứng nén.

Một câu hỏi thường được mọi người quan tâm là vì sao gọi máy nén xoắn ốc đó bằng thuật ngữ *Digital*. Thật ra thuật ngữ Digital trong trường hợp này không hàm ý *kỹ thuật số* theo đúng ý nghĩa của từ này. Tuy nhiên, do máy nén làm việc và điều chỉnh năng suất lạnh trên cơ sở chuyển đổi qua lại giữa chế độ có tải (1) và không tải (0), cho nên nhà sản xuất đã mượn thuật ngữ Digital để thể hiện đặc trưng của loại máy nén này.

So với công nghệ điều chỉnh năng suất lạnh của máy nén xoắn ốc bằng cách sử dụng bộ biến tần, máy nén xoắn ốc loại Digital có những ưu điểm sau:

- Độ tin cậy cao hơn vì đường ống nối đơn giản hơn và vì ít sử dụng mạch điện tử phức tạp, chính nhờ đặc điểm này nên ít gây nhiễu cho những hệ thống có liên quan ở khu vực lân cận.
- Có thể giảm đến 40% lượng điện năng tiêu thụ để vận hành máy.
- Có thể điều chỉnh phụ tải liên tục trong khoảng từ 10% đến 100%, do tốc độ quay của máy nén vẫn được giữ không đổi cho nên hầu như không gây ảnh hưởng gì đến khả năng hồi dầu về máy nén.
- Đảm bảo mức biến đổi nhiệt độ trong giới hạn ±0,5% so với giá trị cài đặt.
- Các đường biểu diễn sự biến đổi của phụ tải theo thời gian giữa *nhu cầu cần thiết* và *khả năng đáp ứng* khá trùng khít.

(*) – Phần này được trích từ eNewsletter (bằng tiếng Việt) của Emerson Climate Technologies số tháng 3.2009, nội dung phần tiếng Việt của eNewsletter này do chính tác giả soạn thảo trên cơ sở tài liệu được cung cấp bởi Emerson Climate Technologies.

Chương **5**

MÔI CHẤT LẠNH VÀ MÔI TRƯỜNG

§5.1. TỔNG QUÁT

Máy lạnh có máy nén hơi đã và đang được sử dụng rộng rãi trong mọi lĩnh vực. Đặc biệt, trong kỹ thuật điều hòa không khí, máy lạnh có máy nén hơi được xem là thành phần chủ yếu của hệ thống và giữ vai trò quan trọng trong việc thực hiện các nhiệm vụ của hệ thống. Bên cạnh các ưu điểm cơ bản đã được nhiều người nhìn nhận, người ta càng ngày càng thấy rõ hơn một số nhược điểm của máy lạnh có máy nén hơi. Một trong những nhược điểm đó là ảnh hưởng xấu của môi chất lạnh đối với môi trường.

Theo các nhà khoa học, môi chất lạnh hiện đang được sử dụng trong các loại máy lạnh có máy nén hơi là một trong những nguyên nhân gây ra việc hủy hoại tầng Ozone và làm gia tăng nhiệt độ của bầu khí quyển. Các nghiên cứu cho thấy, do sự suy giảm tầng Ozone, các tia bức xạ độc hại trong ánh nắng mặt trời càng ngày càng xâm nhập nhiều hơn vào bề mặt Trái đất. Cùng lúc đó, do ảnh hưởng của hiệu ứng nhà kính, nhiệt độ của bầu khí quyển có xu hướng càng ngày càng tăng cao, điều này báo hiệu những tác hại không lường trước được do sự biến đổi của khí hậu và thời tiết.

Đứng trước những dự báo nghiêm trọng như vậy, nói riêng trong phạm vi kỹ thuật lạnh và điều hòa không khí, các nhà khoa học và sản xuất thấy cần thiết phải có những nghiên cứu mạnh mẽ hơn về môi chất lạnh để có thể loại trừ càng nhiều càng tốt những yếu tố gây hại cho môi trường. Không những thế, về mặt pháp lý, đã có những văn bản qui định một cách chặt chẽ các biện pháp nhằm loại trừ dần các môi chất lạnh có mức độ gây hại cao. Xuất phát từ tình hình đó, việc hiểu biết tường tận những vấn đề có liên quan đến môi chất lạnh xét dưới góc độ môi trường là vấn đề hết sức cần thiết.

§5.2. OZONE VÀ HIỆN TƯỢNG SUY GIẢM TẦNG OZONE

Trước hết, cần phải trình bày khái quát về sự hình thành Ozone. Cách đây hơn 150*năm*, lần đầu tiên Ozone đã được phát hiện có mặt trong bầu khí quyển bao quanh Trái đất. Và kể từ đó, các nghiên cứu về Ozone đã được phát triển. Có thể nói, Ozone là một chất khí có mùi không dễ chịu và ở một

độ dày nhất định nào đó thì có thể có màu xanh rất nhạt. Nói chung, Ozone là sản phẩm của tự nhiên, có thể tồn tại trong điều kiện tự nhiên và quá trình hình thành Ozone cũng là quá trình có tính chất tự nhiên. Các nghiên cứu chỉ ra rằng, dưới tác động của các tia bức xạ mặt trời, các phân tử Oxygen có trong bầu khí quyển có thể bị tách ra thành các nguyên tử Oxygen tự do. Trong bầu khí quyển, các nguyên tử Oxygen tự do lại có khả năng kết hợp với các phân tử Oxygen khác để tạo thành Ozone (O_3). Đặc điểm cơ bản của Ozone là tính *kém bền vững*. Do đó, trong các điều kiện thích hợp nào đó, ở mức độ ít hơn, Ozone cũng có thể bị phân hủy bởi một số chất khí khác có chứa Chlorine, Hydrogen và Nitrogen đang tồn tại tự nhiên trong bầu khí quyển. Quá trình hình thành và phân hủy Ozone luôn luôn diễn ra, từ năm này qua năm khác. Tuy nhiên, trong điều kiện cân bằng sinh thái, mức độ phân hủy và hình thành Ozone hầu như cân bằng nhau, do đó trong bầu khí quyển luôn luôn tồn tại ổn định một lượng Ozone nào đó. Lượng Ozone này có tác động rất tích cực trong việc loại bớt những tia bức xạ độc hại, làm cho những tia bức xạ mặt trời đi đến bề mặt Trái đất trở nên có ích hơn cho sự phát triển của các sinh vật nói chung và con người nói riêng.

Người ta chia lượng Ozone đang tồn tại trong bầu khí quyển ra làm ba thành phần. Thành phần thứ nhất lơ lửng trong bầu khí quyển ở sát bề mặt đất, tuổi thọ của lớp Ozone này rất ngắn, khoảng chừng vài ngày, thành phần này không có ảnh hưởng gì đến vấn đề môi trường sẽ được đề cập trong mục này. Thành phần thứ hai nằm cao hơn, trong vùng không gian từ bề mặt đất đến độ cao cách mặt đất khoảng 10km. Người ta gọi đây là vùng đối lưu. Tổng cộng lượng Ozone thuộc hai thành phần này không nhiều so với lượng Ozone toàn bộ và nguyên nhân hình thành cũng hơi khác so với cách đã trình bày ở trên. Nói chung, chủ yếu là do tác động của tia bức xạ mặt trời làm phân hủy một số chất khí có trong thành phần của các khí thải, từ đó tạo điều kiện thuận lợi cho việc hình thành Ozone. Thành phần thứ ba được xem là thành phần chủ yếu và thường tập trung trong bầu khí quyển ở độ cao khoảng từ hơn 10*km* đến 60*km*. Đặc biệt, trong vùng có độ cao từ 19*km* đến 25*km* thì mật độ Ozone trở nên dày đặc. Trong vùng này, các chất khí có liên quan đến các hoạt động của con người hầu như không thể nào có mặt được vì hầu hết đã bị phân hủy trước khi lên đến được vùng này. Chính vì vậy, ở vùng này (còn gọi là vùng bình lưu), cơ chế hình thành Ozone về cơ bản vẫn không có gì thay đổi, nguyên nhân hình thành Ozone chủ yếu vẫn là do tác động của các tia bức xạ mặt trời đến các phân tử Oxygen như đã được trình bày ở trên. Tuy nhiên, trong vài chục năm gần đây - bên cạnh các nguyên nhân tự nhiên đã có từ bao đời nay - lại xuất hiện thêm một số nguyên nhân khác có thể làm tăng cường khả năng phân hủy Ozone và cản trở quá trình tái tạo Ozone. Nguyên nhân này hoàn toàn thuộc về con người và do các hoạt động của con người. Như đã biết, một số chất khí có chứa

Chlorine, ví dụ như khí CFC, có khả năng mạnh mẽ trong việc hủy hoại Ozone. Thông thường, đặc điểm của các chất khí này là có khả năng tồn tại trong bầu khí quyển khá lâu trước lúc bị phân hủy. Chính do đặc điểm này mà các chất khí đó có thể dần dần lên đến được vùng bình lưu. Dưới tác động của các tia bức xạ mặt trời, các chất khí này có thể bị phân hủy để phóng thích các nguyên tử Chlorine tự do. Đến lượt mình, các nguyên tử Chlorine tự do lại có khả năng phá vỡ các mối liên kết của phân tử Ozone để tạo nên khí Oxygen và ClO. Các nguyên tử Oxygen tự do lại có thể phá vỡ mối liên kết ClO để làm tái xuất hiện các nguyên tử Clorine tự do và quá trình cứ như thế lặp đi lặp lại. Các nghiên cứu cho thấy, một nguyên tử Chlorine tự do ở vùng bình lưu có thể lặp đi lặp lại chu trình phá hủy Ozone đến khoảng 100.000 *lần*. Hiện nay, các nhà khoa học đã xác định, các chất khí có thể tham gia vào việc phá hủy tầng Ozone không chỉ là các môi chất lạnh đang được dùng trong các hệ thống lạnh và điều hòa không khí, mà còn là các môi chất được sử dụng trong các lĩnh vực khác như bình chữa lửa, công nghệ tạo bọt xốp, kỹ thuật cơ khí chính xác và công nghệ điện tử, một số công nghệ trong hóa mỹ phẩm và nông nghiệp. Để đánh giá mức độ hủy hoại tầng Ozone của các chất này, người ta đặt ra chỉ số ODP (Ozone Depletion Potential).

Do đặc tính hấp thụ mạnh các tia cực tím (UV), Ozone hay tầng Ozone được xem như một lá chắn vững chắc ngăn chặn các tia bức xạ mặt trời không có lợi cho sức khỏe của con người và các sinh vật khác. Các tia cực tím thông thường có bước sóng trong khoảng từ $10.10^{-9}m$ đến $380.10^{-9}m$. Tùy theo bước sóng, người ta chia các tia cực tím ra làm ba loại:

- Tia UV – C: có bước sóng từ $10.10^{-9}m$ đến $290.10^{-9}m$
- Tia UV – B: có bước sóng từ $290.10^{-9}m$ đến $320.10^{-9}m$
- Tia UV – A: có bước sóng từ $320.10^{-9}m$ đến $380.10^{-9}m$

Các nghiên cứu cho thấy, bình thường hầu hết các tia cực tím đến được bề mặt Trái đất đều thuộc loại UV – A. Ở mức độ vừa đủ, các tia UV – A có thể tạo ra một số lợi ích nhất định cho sự phát triển da, bảo vệ da khỏi các tác động xấu gây ra do các tia khác. Tia UV – B có tác động nguy hiểm nhiều hơn khi vượt quá giới hạn cho phép. Đặc biệt tia này có thể gây ra các bệnh ung thư da, làm đục thủy tinh thể và mù lòa, làm giảm khả năng miễn dịch của cơ thể, làm hại hệ hô hấp và tim mạch. Ngoài ra, tia UV – B còn có tác động xấu đến môi trường, làm sụt giảm năng suất cây trồng và thủy hải sản. Tuy nhiên, ở điều kiện cân bằng sinh thái, hầu hết các tia UV – B đều bị hấp thụ bởi tầng Ozone. So sánh với các tia UV – A và UV – B thì mật độ các tia UV – C khá ít. Tia UV – C cũng có tác hại xấu về mặt di truyền, tuy nhiên trong điều kiện bình trường thì hầu như tia UV – C khó đến được bề mặt Trái đất do bị Ozone và Oxygen có trong bầu khí quyển hấp thụ.

Như vậy, lợi ích của tầng Ozone là quá rõ ràng. Việc hủy hoại Ozone do các chất khí nhân tạo làm mất đi sự cân bằng sinh thái, làm giảm lượng Ozone có trong bầu khí quyển, và do đó làm xuất hiện trên bề mặt Trái đất ngày càng nhiều hơn các tia cực tím có hại cho sức khỏe con người. Vì vậy, việc ngăn chặn các nguyên nhân gây hủy hoại Ozone phải là trách nhiệm của tất cả các quốc gia, của tất cả mọi người.

§5.3. HIỆU ỨNG NHÀ KÍNH VÀ HIỆN TƯỢNG GIA TĂNG NHIỆT ĐỘ CỦA BẦU KHÍ QUYỂN

Theo cách hiểu thông thường, hiệu ứng nhà kính được xem như bẫy nhiệt, nhiệt lượng có thể được cho đi vào dễ dàng nhưng khi đi ra thì bị ngăn chặn đáng kể.

Trong kỹ thuật năng lượng mặt trời, hiệu ứng nhà kính được áp dụng rất rộng rãi. Quan sát collector mặt trời dùng để cung cấp nước nóng, ta thấy phía trên bề mặt hấp thụ nhiệt thông thường người ta lắp đặt tấm trong suốt bằng mica hay bằng kính. Đặc điểm chung của các vật liệu trong suốt là có khả năng hạn chế sự xuyên qua của các tia bức xạ *sóng dài*, nhưng lại cho các tia bức xạ *sóng ngắn* đi qua dễ dàng. Như đã biết, bước sóng của các tia bức xạ phát ra từ một vật nào đó phụ thuộc rất nhiều vào nhiệt độ của vật đó. Nếu nhiệt độ của vật càng cao thì mật độ các tia bức xạ có bước sóng ngắn càng lớn. Ngược lại, nếu nhiệt độ của vật càng thấp thì hầu hết các tia bức xạ phát ra từ vật đó ở trong vùng có bước sóng dài. Như vậy, do các tia bức xạ đi vào collector xuất phát từ mặt trời cho nên bước sóng của các tia này khá nhỏ, tấm kính hoặc tấm trong suốt cho các tia này đi qua dễ dàng. Ở chiều ngược lại, các tia bức xạ đi ra từ collector có bước sóng dài hơn vì nhiệt độ làm việc của collector khá thấp, do đó phần lớn các tia này bị ngăn chặn lại. Ta gọi đó là bẫy nhiệt. Ở qui mô Trái đất, một số chất khí có trong bầu khí quyển giữ vai trò tương tự như tấm kính hay tấm trong suốt đã nêu ở trên. Chính do hiện tượng này, các tia bức xạ từ Mặt trời đi đến Trái đất được cho đi qua dễ dàng. Trong khi đó, các tia bức xạ phát ra từ bề mặt Trái đất hầu hết đều bị lớp khí này ngăn chặn. Nhờ hiệu ứng nhà kính mà Trái đất có được khí hậu tương đối ấm áp, phù hợp với sự phát triển của các sinh vật nói chung và con người nói riêng.

Các chất khí gây ra hiệu ứng nhà kính bao gồm khí CO_2 và một số chất khí khác có thể có sẵn hay không có sẵn trong thiên nhiên, ví dụ như các môi chất lạnh sử dụng trong các hệ thống lạnh và điều hòa không khí. Như vậy, một cách tổng quát, ở điều kiện cân bằng sinh thái thì hiệu ứng nhà kính cũng là hiện tượng có lợi. Tuy nhiên, do sự phát triển các hoạt

động sản xuất và sinh hoạt, con người càng ngày càng thải vào bầu khí quyển rất nhiều khí CO_2 và các chất khí lạ khác. Chính điều này làm mất đi sự cân bằng sinh thái, làm gia tăng nhiều hơn hiệu quả của hiệu ứng nhà kính, và do đó gây ra hiện tượng nóng dần của bầu khí quyển. Người ta dùng hệ số GWP (Global Warming Potential) để đánh giá khả năng của một chất nào đó tham gia vào việc làm gia tăng nhiệt độ của bầu khí quyển.

§5.4. CÁC THỎA THUẬN QUỐC TẾ

Mục này giới thiệu tổng quát một số thỏa thuận quốc tế đã đạt được trong những năm vừa qua nhằm làm giảm bớt mức độ hủy hoại tầng Ozone và làm chậm lại tốc độ gia tăng hiệu ứng nhà kính.

Trên cơ sở những phát hiện của các nhà khoa học về hiện tượng suy giảm tầng Ozone, vào tháng 3/1985, một số quốc gia đã ký thỏa thuận chung nhằm kêu gọi mọi người tham gia vào việc bảo vệ tầng Ozone, trao đổi các thông tin có liên quan đến Ozone và thể hiện cam kết trong các hoạt động phối hợp nhằm chống lại sự suy thoái tầng Ozone. Hiện nay, các thỏa thuận nói trên được gọi là Công ước *Vienna* về bảo vệ tầng Ozone.

Với mục đích triển khai cụ thể các thỏa thuận trong Công ước Vienna, vào tháng 9/1987, nghị định thư Montréal đã được ký kết. Trong nghị định thư này, một số chất có tác động mạnh đến việc hủy hoại tầng Ozone đã được đưa vào danh mục các chất cần kiểm soát. Đồng thời, nghị định thư này cũng đã đề ra các biện pháp nhằm loại trừ dần các chất ODS (Ozone Depletion Substance).

Do tốc độ suy giảm thực sự của tầng Ozone diễn ra nhanh hơn dự kiến, vào tháng 9/1990, các nước tham gia nghị định thư Montréal lại gặp nhau tại London để bàn bạc việc sửa đổi và bổ sung nghị định thư Montréal. Sau đó, vào tháng 11/1992, lần sửa đổi và bổ sung thứ hai đã được tiến hành tại Copenhagen. Tháng 12/1995, trên cơ sở các báo cáo của các nhóm làm việc ở Nairobi (5/1995) và ở Geneva (8 và 9/1995), các bên có liên quan đã nhóm họp tại Vienna để sửa đổi và bổ sung lần thứ ba cho nghị định thư Montréal. Trong lần sửa đổi này, các bên đã thống nhất mức độ và tiến trình loại trừ các chất ODS ở các nước phát triển và đang phát triển một cách cụ thể.

Về vấn đề gia tăng hiệu ứng nhà kính trên phạm vi toàn Trái đất, một trong những cuộc họp quan trọng có liên quan đến vấn đề này đã được tổ chức tại Berlin từ ngày 28/3 đến ngày 7/4/1995. Trong cuộc họp này, các bên đã bàn bạc về các nguyên nhân và các biện pháp nhằm làm giảm mức độ gia tăng của hiệu ứng nhà kính.

Kể từ đó, đã có thêm nhiều cuộc họp với các qui mô khác nhau nhằm thúc đẩy các hoạt động này. Vào năm 1997, nghị định thư Kyoto ra đời. Trong nghị định thư này, các quốc gia công nghiệp phát triển được yêu cầu cho đến năm 2012 phải giảm bớt mức phát thải các chất gây hiệu ứng nhà kính khoảng 5% so với mức phát thải của năm 1990. Tuy nhiên, kết quả thực tế vẫn chưa như mong đợi, do đó vào tháng 12 năm 2009 các nguyên thủ quốc gia của nhiều nước trên thế giới đã lại nhóm họp tại Copenhagen để đề xuất các giải pháp cụ thể nhằm làm giảm tốc độ gia tăng của hiệu ứng nhà kính. Mặc dù vậy, vì nhiều lý do khác nhau, không phải tất cả các quốc gia và tất cả mọi người đều có ý thức đầy đủ về mối nguy hiểm tiềm tàng này. Trong nhiều trường hợp, do những hạn chế về mặt kinh tế và quyền lợi, do những khó khăn trong việc thay đổi công nghệ, các kết quả đã và đang đạt được vẫn còn cách rất xa những chỉ tiêu đã được đặt ra.

Ý thức được sự cần thiết phải loại trừ dần các chất ODS, Việt Nam đã chính thức tham gia Công ước Vienna và nghị định thư Montréal vào năm 1994. Từ đó đến nay, các hoạt động nhằm bảo vệ tầng Ozone đã được tổ chức ở nhiều nơi trong nước. Tổng cục Khí tượng thủy văn (cũ) là cơ quan được Nhà nước giao cho nhiệm vụ chủ trì các hoạt động này.

§5.5. MÔI CHẤT LẠNH

Một cách tổng quát, có thể chia các loại môi chất lạnh đã và đang được sử dụng trong các máy lạnh có máy nén hơi ra thành hai loại cơ bản sau đây:

- Môi chất lạnh được sản xuất bằng các biện pháp tổng hợp hóa học.
- Môi chất lạnh có nguồn gốc thiên nhiên.

Nói chung, các môi chất lạnh có nguồn gốc thiên nhiên không trực tiếp tham gia vào việc phá hủy tầng Ozone và không gây ảnh hưởng đáng kể đến hiện tượng nóng dần của bầu khí quyển. Trong số này, có thể kể đến các chất như *propan* (R-290), *n-butan* (R-600), *isobutan* (R-600a), *ammonia* (R-717), CO_2 và *nước*. Dưới góc độ môi trường, cần lưu ý nhiều hơn đến các môi chất lạnh được sản xuất bằng các biện pháp tổng hợp hóa học.

Với mục đích cung cấp cho người sử dụng các thông tin cơ bản về thành phần hóa học của mỗi loại môi chất lạnh, người ta dần dần thay thế ký hiệu R (Refrigerant) quen thuộc bằng các ký hiệu khác. Theo cách này, các môi chất lạnh - được sản xuất bằng các biện pháp tổng hợp hóa học - được chia thành một số nhóm dựa trên chủng loại của các nguyên tố hóa học tham gia vào việc tạo nên các chất đó.

5.5.1. Môi chất lạnh loại CFC

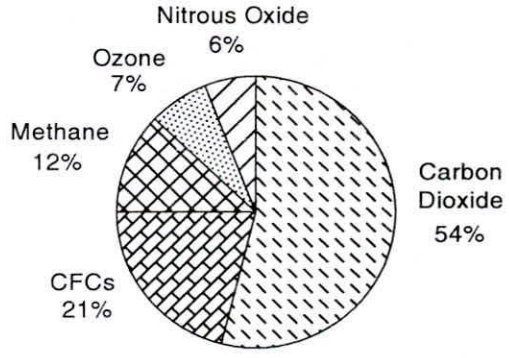
Về mặt hóa học, CFC (Fully Halogenated Chlorofluorocarbon, hay ngắn gọn hơn là Chlorofluorocarbon) là những chất được dẫn xuất từ các Hydrocarbon. Trong trường hợp này, tất cả các nguyên tử Hydrogen trong Hydrocarbon đều được thay thế bằng các nguyên tử Chlorine và Fluorine. Do có chứa Chlorine cho nên chỉ số ODP của các chất CFC rất cao; khoảng từ 0,6 cho đến 1. Hội nghị Montréal năm 1987 đã quyết định loại trừ các chất CFC, kế hoạch loại trừ được trình bày trong bảng 5.1. Theo kế hoạch này, ta thấy việc loại trừ các chất CFC có lưu ý đến trình độ phát triển cũng như mức độ tiêu thụ các chất CFC của từng quốc gia. Một số chất CFC cần phải được kiểm soát và đưa vào danh sách loại trừ là:

- CFC-11, CFC-12, CFC-113, CFC-114, CFC-115 (Phụ lục A).
- CFC-13, CFC-111, CFC-112, CFC-211, CFC-212, CFC-213, CFC-214, CFC-215, CFC-216, CFC-217 (Phụ lục B).

Bảng 5.1

Thời gian	Mức độ phát triển	
	Các nước phát triển	Các nước đang phát triển
1/1/1996	- Loại bỏ hoàn toàn các chất CFC trong phụ lục A và B.	
1/7/1999		- Bắt đầu chấm dứt các hoạt động gia tăng mức tiêu thụ các chất CFC.
1/1/2005		- Giảm 50% mức tiêu thụ các chất CFC.
1/1/2007		- Giảm 85% mức tiêu thụ các chất CFC.
1/1/2010		- Loại bỏ hoàn toàn việc tiêu thụ các chất CFC.

Bên cạnh khả năng phá hủy tầng Ozone, các chất CFC còn có khả năng làm gia tăng hiệu ứng nhà kính. Cần lưu ý, so với CO_2, hàm lượng của các chất CFC hiện có trong bầu khí quyển thật sự rất ít. Các số liệu tính toán cho thấy, các chất CFC chỉ chiếm khoảng 0,0000001% thể tích của bầu khí quyển. Tuy nhiên, hậu quả làm nóng dần trái đất do các chất CFC gây ra rất đáng kể, chiếm khoảng 21% so với hậu quả toàn bộ gây ra bởi tất cả các chất khí có thể gây ra hiệu ứng nhà kính. Hình 5.1 trình bày mức độ gây ra hiệu ứng nhà kính của một số chất khí tiêu biểu có trong bầu khí quyển.



Hình 5.1 *Mức độ gây ra hiệu ứng nhà kính của một số loại chất khí*

Trong khi đó, mặc dù hàm lượng của CO_2 rất lớn nhưng hậu quả gây ra hiệu ứng nhà kính của CO_2 tương ứng chỉ chiếm khoảng 54%. Bảng 5.2 trình bày một vài số liệu có liên quan của một số chất CFC. Trong bảng này, chỉ số ODP của CFC-11 được chọn làm chuẩn để so sánh, có nghĩa là chỉ số ODP của CFC-11 được chọn bằng 1. Với chỉ số GWP, ta có thể chọn hai chuẩn khác nhau. Nếu chọn CFC-11 làm chuẩn (có nghĩa là xem chỉ số GWP của CFC-11 bằng 1) thì ta dùng ký hiệu GWP(1), nếu chọn CO_2 làm chuẩn (có nghĩa là xem chỉ số GWP của CO_2 bằng 1) thì ta dùng ký hiệu GWP(2). Nhận xét, ta thấy các chất CFC đều có chỉ số ODP rất cao và chỉ số GWP cũng cực kỳ cao. Đó là lý do tại sao ta cần phải loại bỏ các chất CFC.

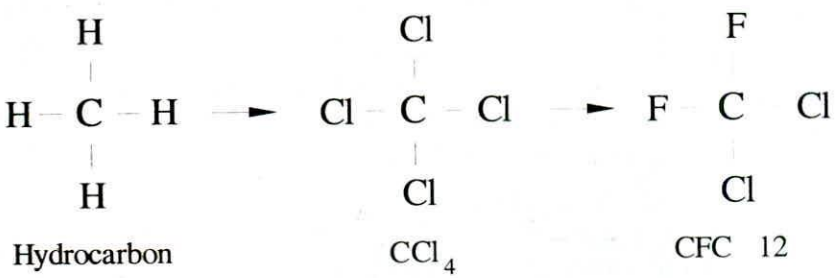
Bảng 5.2

Môi chất lạnh	Công thức hóa học	ODP	GWP(1)	GWP(2)	Thời gian tác động, *năm*
CFC – 11	$CFCl_3$	1	1	4000	50
CFC – 12	CF_2Cl_2	1	3,2	8500	102
CFC – 113	$C_2F_3Cl_3$	0,8	4,95		90
CFC – 114	$C_2F_4Cl_2$	1	10,6		200
CFC – 115	C_2F_5Cl	0,6			
CFC – 13	CF_3Cl	1			
CFC – 111	C_2FCl_5	1			
CFC – 112	$C_2F_2Cl_4$	1			
CFC – 211	C_3FCl_7	1			
CFC – 212	$C_3F_2Cl_6$	1			
CFC – 213	$C_3F_3Cl_5$	1			
CFC – 214	$C_2F_4Cl_4$	1			
CFC – 215	$C_3F_5Cl_3$	1			
CFC – 216	$C_3F_6Cl_2$	1			
CFC – 217	C_3F_7Cl	1			

Ghi chú:

- *GWP(1): chỉ số đánh giá mức độ gây ra hiệu ứng nhà kính trên cơ sở xem chỉ số GWP của CFC – 11 bằng 1.*
- *GWP(2): chỉ số đánh giá mức độ gây ra hiệu ứng nhà kính trên cơ sở xem chỉ số GWP của CO_2 bằng 1.*
- *Thời gian tác động: là khoảng thời gian chất khí đang khảo sát có thể tồn tại trong bầu khí quyển và vẫn còn khả năng gây hậu quả xấu cho môi trường.*
- *Việc xác định các giá trị ODP và GWP không phải là công việc đơn giản cho nên các số liệu có thể khác nhau tùy theo nguồn tham khảo.*

Với mục đích minh họa cơ chế hình thành các chất CFC, hình 5.2 trình bày một ví dụ về cách dẫn xuất ra CFC-12 từ Hydrocarbon.



Hình 5.2 *Dẫn xuất CFC-12 từ Hydrocarbon*

Trong số các chất CFC được nêu trong bảng 5.2, CFC-11 và CFC-12 được sử dụng rất rộng rãi. Ở một số ứng dụng đặc biệt người ta còn sử dụng cả CFC-13 và CFC-114. Việc tìm kiếm các môi chất lạnh mới thay thế cho các chất CFC thường dùng đã được tiến hành từ khá lâu. Hiện nay, hầu hết các nhà sản xuất đều đồng ý chọn HCFC-123 làm chất thay thế cho CFC-11, chọn HFC-134a làm chất thay thế cho CFC-12. Tuy nhiên, do nhiều lý do khác nhau, việc lựa chọn các chất thay thế cho các môi chất lạnh cần phải loại trừ không phải lúc nào cũng dẫn đến những kết quả giống nhau. Chính vì vậy, với một chất cần thay thế cụ thể nào đó, có thể có một vài phương án khác nhau. Trong trường hợp này, người sử dụng cần cân nhắc để lựa chọn được chất thay thế phù hợp với trường hợp riêng của mình.

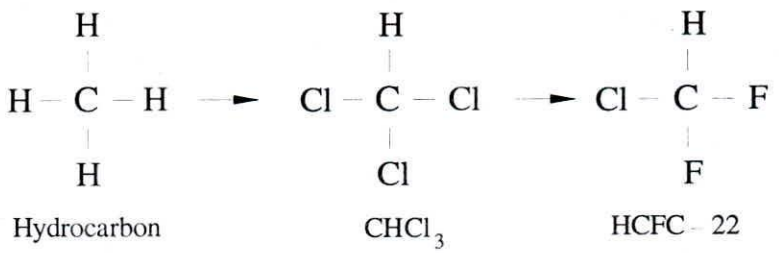
Để hệ thống hóa các phương án thay thế đối với một số chất CFC thường được dùng, bảng 5.3 sẽ trình bày cụ thể các phương án và một vài nhận xét.

Bảng 5.3

Chất cần loại trừ	Chất thay thế
CFC – 11	- HCFC–123, đây là chất thay thế có tính chất quá độ, chính bản thân chất này cũng sẽ bị cấm sản xuất hoàn toàn vào năm 2030.
CFC – 12	- HFC–134a, đây là chất có các tính chất nhiệt động rất giống so với CFC–12, có thể dùng chất này để thay thế cho CFC–12 trong nhiều ứng dụng khác nhau. - R401A / R401B và R409A / R409B - R413A - HCFC–22, bản thân chất này cũng sẽ bị cấm sử dụng hoàn toàn vào năm 2030. - HFC–23 - R170
CFC – 13	- HCFC – 124 - HFC – 236 fa
CFC – 114	- R 600a

5.5.2. Môi chất lạnh loại HCFC

Không giống như các chất CFC, trong môi chất lạnh loại HCFC (Not Fully Halogenated Hydrocarbons, hay vắn tắt hơn là Hydrochlofluorocarbons) chỉ có một số nguyên tử Hydrogen trong các Hydrocarbon được thay thế bằng các nguyên tử Chlorine và Fluorine. Như vậy, các môi chất lạnh loại HCFC có chứa đầy đủ các nguyên tử Hydrogen, Chlorine, Fluorine và Carbon. Hình 5.3 trình bày cơ chế hình thành môi chất lạnh HCFC-22.



Hình 5.3 *Cơ chế hình thành HCFC-22*

So với các chất CFC, các môi chất lạnh loại HCFC có độ bền vững kém hơn, điều này được thể hiện qua thời gian tác động (Atmospheric Lifetime). Các nghiên cứu cho thấy, thời gian tác động của các chất HCFC chỉ khoảng từ 2 *năm* đến 22 *năm*. Do thời gian tác động ngắn, hầu hết các chất HCFC đều bị phân hủy trước khi đến được tầng bình lưu của bầu khí quyển. Kết quả là, mức độ hủy hoại tầng Ozone của các chất HCFC thấp hơn rất nhiều so với các chất CFC. Khi xem xét khả năng làm gia tăng hiệu

ứng nhà kính, cũng dễ dàng nhận ra rằng các chất HCFC không ảnh hưởng nhiều đến việc làm nóng bầu khí quyển như các chất CFC. Chính do những đặc điểm này, việc kiểm soát các chất HCFC không chặt chẽ và khẩn trương như các chất CFC.

Mặc dù vậy, các thỏa thuận quốc tế vẫn qui định một số giới hạn về thời gian cho việc sử dụng và sản xuất các chất HCFC. Theo *Clean Air Act Amendment*, việc sản xuất HCFC-22 phải chấm dứt hoàn toàn vào năm 2020. Các nước Châu Âu còn tỏ ra sốt sắng hơn trong việc loại trừ dần các chất HCFC thông qua các qui định trong *EU Regulation 3093/94*. Theo đó, các thành viên EU phải chấm dứt sản xuất các thiết bị lạnh có sử dụng HCFC-22 vào ngày 01.01.2001. Một số nước khác còn đi nhanh hơn trong vấn đề này, ví dụ Thụy Điển đã ngưng sản xuất các thiết bị có sử dụng HCFC-22 vào năm 1998, Đức và Đan Mạch đã chấm dứt hoàn toàn việc sản xuất các thiết bị lạnh có chứa HCFC-22 vào ngày 01.01.2000. Theo phụ lục C trong nghị định thư Montréal, các chất HCFC cần phải được kiểm soát bao gồm 40 chất. Bảng 5.4 trình bày cụ thể một số chất này cùng các thông số có liên quan.

Bảng 5.4

Môi chất lạnh	Công thức hóa học	ODP	GWP	Thời gian tác động, *năm*
HCFC – 21	$CHFCl_2$	0,04		
HCFC – 22	CHF_2Cl	0,055	1700	13,3
HCFC – 31	CH_2FCl	0,02		
HCFC – 121	C_2HFCl_4	0,01 – 0,04		
HCFC – 122	$C_2HF_2Cl_3$	0,02 – 0,08		
HCFC – 123	$CHCl_2CF_3$	0,02	93	1,4
HCFC – 124	$CHFClCF_3$	0,022	480	6
HCFC – 131	$C_2H_2FCl_3$	0,007 – 0,05		
HCFC – 132	$C_2H_2F_2Cl_2$	0,008 – 0,05		
HCFC – 133	$C_2H_2F_3Cl$	0,02 – 0,06		
HCFC – 141b	CH_3CFCl_2	0,11	450	8
HCFC – 142b	CH_3CF_2Cl	0,065	2000	19
HCFC - 151	C_2H_4FCl	0,003 –0,005		

Ghi chú:

- *ODP: chỉ số đánh giá mức độ phá hủy tầng Ozone, mức chuẩn để so sánh là ODP của CFC-11 (có giá trị bằng 1).*
- *GWP: chỉ số đánh giá mức độ gây ra hiệu ứng nhà kính, mức chuẩn để so sánh là GWP của khí CO_2 (có giá trị bằng 1).*
- *Việc xác định các giá trị ODP và GWP không phải là công việc đơn giản cho nên các số liệu có thể khác nhau tùy theo nguồn tham khảo.*

Trong kỹ thuật lạnh và điều hòa không khí, chất HCFC được dùng nhiều nhất là HCFC-22. Như đã biết, chất này được coi là môi chất lạnh giữ vai trò quá độ. Trong một số trường hợp, để thay thế cho các chất bị cấm, có khi người ta vẫn phải dùng HCFC-22. Tuy nhiên, cũng cần phải nghĩ đến việc thay thế HCFC-22 trong các hệ thống đang vận hành vì đây cũng là đối tượng phải kiểm soát và nằm trong kế hoạch loại trừ. Theo thỏa thuận tại cuộc họp lần thứ 7 vào tháng 12/1995, các bên tham gia nghị định thư Montréal đã quyết định thời gian biểu để loại trừ dần các chất HCFC. Kế hoạch loại trừ này cũng có chú ý đến mức độ phát triển của từng quốc gia. Bảng 5.5 trình bày cụ thể kế hoạch này.

Bảng 5.5

Thời gian	Mức độ phát triển	
	Các nước phát triển	Các nước đang phát triển
1/1/1996	Chấm dứt gia tăng mức tiêu thụ HCFC	
	Giảm 35% mức tiêu thụ HCFC	
1/1/2004	Giảm 65% mức tiêu thụ HCFC	
1/1/2010	Giảm 90% mức tiêu thụ HCFC	
1/1/2015		
1/1/2016		Giữ mức tiêu thụ HCFC bằng mức năm 2015
1/1/2020	Loại bỏ các chất HCFC (một số dịch vụ khác được kéo dài đến năm 2030)	
1/1/2040		Loại bỏ các chất HCFC

Do HCFC-22 hiện đang được sử dụng rất phổ biến trong các thiết bị lạnh và điều hòa không khí cho nên việc tìm kiếm chất thay thế cho HCFC-22 rất được chú ý. Tất nhiên, tùy theo quan điểm và hoàn cảnh cụ thể mà việc lựa chọn chất thay thế có thể sẽ khác nhau. Bảng 5.6 trình bày một số chất được đề nghị làm chất thay thế cho HCFC-22.

Bảng 5.6

Chất thay thế	**Đặc điểm**
HFC – 134a	Chỉ được dùng để thay thế cho HCFC-22 trong một số trường hợp giới hạn, đặc biệt thận trọng khi nhiệt độ bốc hơi thấp vì năng suất lạnh thể tích của HFC-134a nhỏ hơn đáng kể so với HCFC-22.

Chất thay thế	Đặc điểm
R407C	Là hỗn hợp bao gồm HFC-32, HFC-125 và HFC-134a. Đây là chất được xem là rất thích hợp để thay thế cho HCFC-22 trong các máy điều hòa không khí. Về mặt thị trường, R407C còn được gọi là AC9000 (Dupont) và KLEA 66 (ICI).
R410A	Có thể được dùng để thay thế cho HCFC-22 trong trường hợp cần thiết. Tuy nhiên, cần lưu ý đến sự khác biệt khá đáng kể về tính chất nhiệt động so với HCFC-22. Ví dụ ở cùng nhiệt độ thì áp suất làm việc của R410A cao hơn, do đó cần có những thay đổi khi thiết kế các thiết bị trao đổi nhiệt cũng như lưu ý nhiều hơn về vấn đề an toàn.
R125/ R134a/ R600	Hỗn hợp này có độ trượt nhiệt độ tương đối đáng kể. Do thành phần HFC-125 hơi nhiều hơn cho nên khối lượng riêng cao hơn, nhiệt độ ở đầu đẩy của máy nén thấp hơn và enthalpy hơi cao hơn so với trường hợp của R407 C.
NH_3 (R717)	Có khá nhiều ưu điểm. Các điểm cần lưu ý là: nhiệt độ đầu đẩy, dầu bôi trơn (trong các hệ thống có năng suất lạnh không lớn), tính ăn mòn và độc hại.
R290 (Propane)	Có áp suất làm việc và năng suất lạnh tương đương với HCFC-22. Không có yêu cầu đặc biệt gì về mặt vật liệu. Có thể dùng dầu khoáng. Chú ý tính dễ cháy và do đó cần có sự bố trí phần điện sao cho hợp lý.
R1270 (Propylene)	

5.5.3. Môi chất lạnh loại HFC

Tên đầy đủ của các chất HFC là Hydrofluorocarbon. Các chất này chỉ chứa các nguyên tử Hydrogen, Fluorine và Carbon. Do không chứa Chlorine cho nên chỉ số ODP của các chất HFC bằng không, có nghĩa là các chất này không tham gia vào việc phá hủy tầng Ozone. Theo đánh giá của các chuyên gia, các chất HFC sẽ được sử dụng rộng rãi trong các hệ thống lạnh và điều hòa không khí để thay thế cho các môi chất lạnh bị cấm sử dụng. Hiện nay, một trong số những chất HFC đang được sử dụng phổ biến là HFC-134a. Bảng 5.7 trình bày một vài thông số có liên quan của các chất HFC.

Bảng 5.7

Môi chất lạnh	Công thức hóa học	ODP	GWP	Thời gian tác động, *năm*
HFC – 134a	CF_3CH_2F	0	1300	14,6
HFC – 152a	CHF_2CH_3	0	140	1,5
HFC – 125	CF_3CHF_2	0	3200	28
HFC – 143a	CF_3CH_3	0	4400	41
HFC – 32	CH_2F_2	0	580	
HFC – 227 ea	$CF_3 – CHF – CF_3$	0	3300	
HFC – 236 fa	$CF_3 – CH_2 – CF_3$	0	8000	
HFC – 23	CHF_3	0	12100	

Ghi chú:

GWP - chỉ số đánh giá mức độ gây ra hiệu ứng nhà kính, mức chuẩn để so sánh là GWP của khí CO_2 (có giá trị bằng 1).

Do có tính thân thiện với môi trường (Environmentally Friendly), các chất HFC còn được dùng để trộn lẫn với một số chất khác nhằm tạo ra các chất mới có đặc tính nhiệt động tốt hơn. Tuy nhiên, cũng cần lưu ý, do các chất HFC vẫn tham gia ở một mức độ nào đó vào việc làm gia tăng nhiệt độ của bầu khí quyển, cho nên một số nhà nghiên cứu có xu hướng đề xuất phương án sử dụng các môi chất lạnh loại thiên nhiên thay cho các chất HFC.

5.5.4. Môi chất lạnh loại hòa trộn

Việc tìm kiếm các đơn chất có các đặc tính nhiệt động tốt và thân thiện với môi trường vẫn đang được tiếp tục thực hiện. Tuy nhiên, song song với việc này, các nhà nghiên cứu đã và đang tiến hành hòa trộn một số đơn chất theo một tỉ lệ thích hợp nào đó để tạo thành những chất mới. Bảng 5.8 trình bày một số chất hòa trộn và khả năng sử dụng các chất này để thay thế cho một số loại môi chất lạnh thông dụng khác.

Bảng 5.8

Chất hòa trộn	Thành phần	ODP	GWP	Chất bị thay thế
Các chất hòa trộn không chứa Chlorine, không phá hủy tầng Ozone				
R404A	R143a/ 125/ 134a	0	3750	R502
R507A	R143a/ 125	0	3800	R502
R407A	R32/ 125/ 134a	0	1960	R502
R407B	R32/ 125/ 134a	0	2560	R502
R407C	R32/ 125/ 134a	0	1610	R22

Chất hòa trộn	Thành phần	ODP	GWP	Chất bị thay thế
ISCEON59	R125/ 134a/ 600	0	2120	R22
R410A	R32/ 125	0	1890	R22 (R13B1)
FX80	R32/ 125	0	2360	R13B1
ISCEON89	R125/ 218/ 290	0	3090	R13B1
R508A	R23/ 116	0	-	R503
R508B	R23/ 116	0	-	R503
R413A	R134a/ 218/ 600a	0	1770	R12 (R500)
Các chất hòa trộn có chứa Chlorine, được sử dụng trong giai đoạn quá độ				
R401A	R22/ 152a/ 124	0,03	1080	R12 (R500)
R401B	R22/ 152a/ 124	0,035	1190	R12 (R500)
R409A	R22/ 142b/ 124	0,05	1440	R12 (R500)
R409B	R22/ 142b/ 124	0,05	1425	R12 (R500)
R402A	R22/ 125/ 290	0,02	2570	R502
R402B	R22/ 125/ 290	0,03	2240	R502
R403A	R22/ 218/ 290	0,04	2670	R502
R403B	R22/ 218/ 290	0,03	3680	R502
R408A	R22/ 143a/ 125	0,026	3050	R502

Ghi chú:

- *ODP: chỉ số đánh giá mức độ phá hủy tầng Ozone, mức chuẩn để so sánh là ODP của CFC -11 (có giá trị bằng 1).*
- *GWP: chỉ số đánh giá mức độ gây ra hiệu ứng nhà kính, mức chuẩn để so sánh là GWP của khí CO_2 (có giá trị bằng 1).*

Về các thành phần được dùng để hòa trộn, nói chung người ta có thể dùng các chất CFC, HCFC, HFC hoặc một số chất có nguồn gốc thiên nhiên khác. Tuy nhiên, do các chất CFC là đối tượng kiểm soát và loại trừ cho nên các chất hòa trộn có CFC cũng bị loại trừ (hoặc chỉ được tạm dùng trong giai đoạn quá độ). Như vậy, từ bảng 5.8, có thể thấy rõ người ta chia các chất hòa trộn ra làm hai loại: loại có chứa Chlorine và loại không chứa Chlorine. Chất hòa trộn có chứa Chlorine được xem là chất quá độ vì vẫn có khả năng hủy hoại tầng Ozone ở một mức độ nào đó. Thông thường, trong thành phần của các chất này luôn luôn có chứa HCFC-22. Với những chất hòa trộn không chứa Chlorine, nói chung trong nhiều trường hợp người ta thường sử dụng các chất HFC để làm thành phần tham gia hòa trộn. Tất nhiên, do không chứa Chlorine cho nên hệ số ODP của các chất này luôn luôn bằng không.

Như đã nêu ở trên, việc tìm kiếm các chất mới - trên cơ sở hòa trộn một số đơn chất - nhằm mục đích hạn chế bớt nhược điểm và phát huy ưu điểm của mỗi đơn chất. Tuy nhiên, khi hòa trộn các đơn chất ta cần lưu ý

đến đặc tính *đồng sôi* hay *không đồng sôi* của chất hòa trộn. Theo định nghĩa, những chất đồng sôi là những chất mà khi ở cùng áp suất thì có nhiệt độ sôi khá gần nhau (độ chênh lệch nhiệt độ sôi không vượt quá 10^oC). Những chất không đồng sôi là những chất mà khi ở cùng áp suất thì nhiệt độ sôi chênh lệch hơn 10^oC (thông thường là chênh lệch nhiều hơn 15^oC). Đối với các chất đồng sôi, quá trình ngưng tụ và bay hơi diễn ra gần giống như các đơn chất. Trong khi đó, đối với các chất không đồng sôi, quá trình ngưng tụ và bay hơi luôn kèm theo *hiện tượng trượt nhiệt độ*. Ta hiểu, hiện tượng trượt nhiệt độ là hiện tượng chênh lệch nhiệt độ ở điểm đầu và điểm cuối của các quá trình có biến đổi pha. Đây là hiện tượng không mong muốn, do đó các nhà nghiên cứu đang tìm cách hạn chế càng nhiều càng tốt mức độ trượt nhiệt độ.

5.5.5. Môi chất lạnh loại Halon

Môi chất lạnh loại Halon là môi chất lạnh loại tổng hợp hóa học có chứa các nguyên tử Bromine, Fluorine và Carbon. Do có chứa các nguyên tử này cho nên người ta gọi các môi chất lạnh loại Halon là các chất BFC.

Một vài ví dụ, R13-B1 và R12-B1 là các môi chất lạnh thuộc loại này, ta có thể thay bằng các ký hiệu BFC-13B1 và BFC-12B1. Đặc điểm chung của các môi chất lạnh loại này là khả năng phá hủy tầng Ozone rất cao, trị số ODP của các chất này còn lớn hơn cả ODP của CFC-11. Chính vì vậy, theo nghị định thư Montréal, các môi chất lạnh loại Halon cũng cần phải được kiểm soát và loại trừ. Kế hoạch loại trừ các chất này cũng gần giống như kế hoạch loại trừ các chất CFC trình bày trong bảng 5.1.

5.5.6. Môi chất lạnh loại thiên nhiên

Bên cạnh các môi chất lạnh thuộc loại tổng hợp hóa học, còn có các môi chất lạnh khác có nguồn gốc từ thiên nhiên như R-290 (Propane, C3H8), R-600 (n-Butane C4H10), R-600a (Isobutane, C4H10), R-717 (Ammonia, NH_3), không khí, CO_2, nước và hơi nước. Trong số các môi chất lạnh đã nêu ở trên, một số môi chất lạnh đã được biết đến và đã được sử dụng. Tuy nhiên, do trước đây người ta chưa phát hiện hết các ảnh hưởng xấu đối với môi trường của các chất CFC và HCFC, cho nên việc sử dụng các chất này vẫn còn bị hạn chế. Hiện nay, song song với các môi chất lạnh thuộc loại tổng hợp hóa học, các nhà nghiên cứu đã và đang ngày càng chú ý nhiều hơn đến các môi chất lạnh loại thiên nhiên. Đặc điểm chung của các môi chất lạnh loại thiên nhiên là không tham gia vào việc phá hủy tầng Ozone và gây ảnh hưởng không đáng kể đến việc làm gia tăng nhiệt độ của bầu khí quyển.

§5.6. QUI ĐỊNH VỀ CÁCH GỌI TÊN CÁC MÔI CHẤT LẠNH

Trước đây, người ta thường gọi tên các môi chất lạnh theo công thức hóa học tương ứng với các chất này. Tuy nhiên, kể từ khi bắt đầu xuất hiện các chất CFC, người ta thấy cách gọi như vậy không còn phù hợp nữa vì nó quá dài và quá phức tạp. Để thuận tiện cho các hoạt động thương mại, ASHRAE đã đề xuất tiêu chuẩn *ANSI/ASHRAE Standard 34-1992*. Theo tiêu chuẩn này, tên gọi của các môi chất lạnh được thể hiện qua dạng con số, rất ngắn gọn, rất dễ nhớ và rất khoa học. Khi xây dựng tiêu chuẩn này, ASHRAE chia tất cả các môi chất lạnh ra thành các nhóm sau: nhóm Methane, nhóm Ethane, nhóm Propane, nhóm các hợp chất hữu cơ có cấu trúc vòng, nhóm các chất hòa trộn loại không đồng sôi, nhóm các chất hòa trộn loại đồng sôi, nhóm các hợp chất hữu cơ pha trộn (bao gồm các Hydrocarbon khác, các hợp chất có chứa Oxygen, các hợp chất có chứa Sulfur và các hợp chất có chứa Nitrogen), nhóm các chất vô cơ và nhóm các hợp chất hữu cơ chưa no. Đối với các môi chất lạnh loại Hydrocarbon và Halocarbon - hay cụ thể là các môi chất lạnh thuộc nhóm Methane, Ethane, Propane, nhóm các hợp chất hữu cơ có cấu trúc vòng và nhóm các hợp chất hữu cơ chưa no - các con số trong ký hiệu loại môi chất lạnh có ý nghĩa như sau:

- *Ký tự số thứ nhất*

Biểu diễn số lượng mối liên kết Carbon-Carbon chưa no có trong hợp chất, nếu con số này bằng không thì không cần thể hiện.

- *Ký tự số thứ hai*

Biểu diễn số nguyên tử Carbon có trong hợp chất trừ bớt 1, nếu con số này bằng không thì không cần thể hiện.

- *Ký tự số thứ ba*

Biểu diễn số nguyên tử Hydrogen có trong hợp chất cộng thêm 1.

- *Ký tự số thứ tư*

Biểu diễn số nguyên tử Fluorine có trong hợp chất.

Trong trường hợp có thêm thành phần Bromine thì ngay sau ký hiệu bằng số người ta thêm chữ B và một con số khác, con số này chỉ số nguyên tử Brome có trong hợp chất. Nếu hợp chất hữu cơ thuộc loại có cấu trúc vòng (Cyclobutane) thì người ta thêm chữ C ngay trước các ký tự số. Đối với các chất hòa trộn *không đồng sôi*, ký hiệu của các chất này gồm có ba ký tự số với ký tự số đầu tiên luôn luôn là số 4. Tương tự như vậy, đối với các chất hòa trộn loại *đồng sôi*, ký tự số đầu tiên luôn luôn là số 5. Do công thức

hóa học của các chất vô cơ khá đơn giản cho nên người ta ký hiệu các chất này theo cách khác. Theo đó, ký hiệu của các chất này luôn luôn có ba ký tự số bắt đầu bằng số 7, hai ký tự số theo sau thể hiện khối lượng phân tử của các chất này. Bảng 5.9 trình bày các tên gọi của môi chất lạnh theo ANSI/ASHRAE Standard 34-1992.

Bảng 5.9

Tên gọi theo Standard 34 - 1992	Tên gọi theo thành phần hóa học	Công thức hóa học
Nhóm Methane		
10	Tetrachloramethane	CCl_4
11	Trichlorofluoromethane	CCl_3F
12	Dichlorodifluoromethane	CCl_2F_2
12 B1	Bromochlorodifluoromethane	$CBrClF_2$
12B2	Dibromodifluoromethane	CBr_2F_2
13	Chlorotrifluoromethane	$CClF_3$
13B1	Bromotrifluoromethane	$CBrF_3$
14	Carbontetrafluoride	CF_4
20	Trichloromethane	$CHCl_3$
21	Dichlorofluoromethane	$CHCl_2F$
22	Chlorodifluoromethane	$CHClF_2$
22B1	Bromodifluoromethane	$CHBrF_2$
23	Trifluoromethane	CHF_3
30	Dichloromethane	CH_2Cl_2
31	Chlorofluoromethane	CH_2ClF
32	Difluoromethane	CH_2F_2
40	Chloromethane	CH_3Cl
41	Fluoromethane	CH_3F
50	Methane	CH_4
Nhóm Ethane		
110	Hexachloroethane	CCl_3CCl_3
111	Pentachlorofluoroethane	CCl_3CCl_2F
112	1,1,2,2-Tetrachlorodifluoroethane	CCl_2FCCl_2F
112a	1,1,1,2 - Tetrachlorodifluoroethane	$CCl_3CCl_2F_2$
113	1,1,2 - Trichlorotrifluoroethane	CCl_2FCClF_2
113a	1,1,1 - Trichlorotrifluoroethane	CCl_3CF_3
114	1,2 - Dichlorotetrafluoroethane	$CClF_2CClF_2$
114a	1,1 - Dichlorotetrafluoroethane	CCl_2FCF_3
114B2	1,2 - Dibromotetrafluoroethane	$CBrF_2CBrF_2$
115	Chloropentafluoroethane	$CClF_2CF_3$

Tên gọi theo Standard 34 - 1992	Tên gọi theo thành phần hóa học	Công thức hóa học
116	Hexafluoroethane	CF_3CF_3
120	Pentachloroethane	$CHCl_2CCl_3$
123	2,2-Dichloro -1,1,1-Trifluoroethane	$CHCl_2CF_3$
123a	1,2-Dichloro -1,1,2-Trifluoroethane	$CHClFCClF_2$
124	2-Chloro -1,1,2,2- Tetrafluoroethane	$CHClFCF_3$
124a	1-Chloro -1,1,2,2-Tetrafluoroethane	CHF_2CClF_2
125	Pentafluoroethane	CHF_2CF_3
133a	2-Chloro -1,1,1-Trifluoroethane	CH_2ClCF_3
134a	1,1,1,2 - Tetrafluoroethane	CH_2FCF_3
140a	1,1,1 - Trichloroethane	CH_3CCl_3
141b	1,1 - Dichloro -1 - Fluoroethane	CH_3CCl_2F
142b	1-Chloro - 1,1-Difluoroethane	CH_3CClF_2
143a	1,1,1-Trifluoroethane	CH_3CF_3
152a	1,1-Difluoroethane	CH_3CHF_2
160	Chloroethane	CH_3CH_2Cl
170	Ethane	CH_3CH_3
Nhóm Propane		
216 ca	1,3-Dichloro-1,1,2,2,3,3-Hexafluoropropane	$CClF_2CF_2CClF_2$
218	Octafluoropropane	$CF_3CF_2CF_3$
245cb	1,1,1,2,2 - Pentafluoropropane	$CF_3CF_2CH_3$
209	Propane	$CH_3CH_2CH_3$
Nhóm các hợp chất hữu cơ có cấu trúc vòng		
C316	1,2- Dichlorohexafluorocyclobutane	$C_4Cl_2F_6$
C317	Chloroheptafluorocyclobutane	C_4ClF_7
C318	Octafluorocyclobutane	C_4F_8
Nhóm các chất không đồng sôi		
400	R – 12 / 114	
(Và các chất có tên gọi bắt đầu bằng số 4 trong bảng 5.8)		
Nhóm các chất đồng sôi		
500	R – 12/ 152a (73,8% / 26,2% theo thành phần khối lượng)	
501	R – 22/ 12 (75% / 25%)	
502	R – 22/ 115 (48,8% / 51,2%)	
503	R – 23/ 13 (40,1% / 59,9%)	
504	R – 32/ 115 (48,2% / 51,8%)	
505	R – 12/ 31 (78% / 22%)	
506	R – 31/ 114 (55,1% / 44,9%)	
508 A/B	R – 23/ 116	

Tên gọi theo Standard 34 - 1992	Tên gọi theo thành phần hóa học	Công thức hóa học
Nhóm các chất hữu cơ pha trộn các Hydrocarbons khác		
600	Butane	$CH_3CH_2CH_2CH_3$
600a	2 – Methyl Propane (Isobutane)	$CH(CH_3)_3$
Các hợp chất có chứa Oxygen		
610	Ethyl Ether	$C_2H_5OC_2H_5$
611	Methyl Formate	$HCOOCH_3$
Các hợp chất có chứa Sulfur		
620	Dự trữ, dành để đặt tên cho các chất loại này sẽ có trong tương lai	
Các hợp chất có chứa Nitrogen		
630	Methylamine	CH_3NH_2
631	Ethylamine	$C_2H_5NH_2$
Nhóm các chất vô cơ		
702	Hydrogen	H_2
704	Helium	He
717	Ammonia	NH_3
718	Nước	H_2O
720	Neon	Ne
728	Nitrogen	N_2
732	Oxygen	O_2
740	Argon	Ar
744	Carbon dioxide	CO_2
744A	Nitrous oxide	N_2O
764	Sulfur dioxide	SO_2
Nhóm các hợp chất hữu cơ chưa no		
1112a	1,1 – Dichlorodifluoroethene	$CCl_2 = CF_2$
1113	Chlorotrifluoroethene	$CClF = CF_2$
1114	Tetrafluoroethene	$CF_2 = CF_2$
1120	Trichloroethene	$CHCl = CCl_2$
1130	1,2 – Dichloroethene	$CHCl = CHCl$
1132a	Vinylidene Fluoride	$CH_2 = CF_2$
1140	Vinylchloride	$CF_2 = CHCl$
1141	Vinylfluoride	$CF_2 = CHF$
1150	Ethene (Ethylene)	$CF_2 = CF_2$
1270	Propene (Propylene)	$CH_3CH = CF_2$

(Tài liệu: 1993 ASHRAE Handbook)

Với mục đích phân biệt các chất đồng phân, sau các ký tự số biểu diễn tên gọi của các môi chất lạnh có khi người ta thêm các ký tự a, b. Trong trường hợp của các chất vô cơ, vẫn có khả năng trùng tên gọi do giống nhau về khối lượng phân tử. Khi gặp trường hợp này, người ta dùng thêm ký tự A để phân biệt. Ví dụ, CO_2 và N_2O có khối lượng phân tử giống nhau, người ta ký hiệu CO_2 bằng số 744, còn N_2O bằng số 744A. Với các chất hòa trộn, có thể có các chất hòa trộn có cùng ký hiệu bằng số nhưng phía sau thêm vào các ký tự A, B, C. Trong trường hợp này, ta hiểu các chất này có cùng loại thành phần tham gia vào việc hình thành chất hòa trộn nhưng khác nhau về khối lượng thành phần. Trong tất cả các trường hợp, đứng trước các ký tự bằng số luôn luôn là chữ R (Refrigerant).

Ví dụ 5.1

Xác định tên gọi của Dichlorodifluoromethane.

Giải

Công thức hóa học của Dichlorodifluoromethane là CCl_2F_2. Theo Standard 34 – 1992, ta có:

- Ký tự số thứ nhất: 0, do đó không cần thể hiện.
- Ký tự số thứ hai: 1 – 1 = 0, do đó không cần thể hiện
- Ký tự số thứ ba: 0 + 1 = 1
- Ký tự số thứ tư: 2

Như vậy, tên gọi của chất này là R12.

Ví dụ 5.2

Xác định tên gọi của Bromotrifluoromethane.

Giải

Công thức hóa học của Bromotrifluoromethane là $CBrF_3$. Theo Standard 34 – 1992, ta có:

- Ký tự số thứ nhất: 0, do đó không cần thể hiện.
- Ký tự số thứ hai: 1 – 1 = 0, do đó không cần thể hiện.
- Ký tự số thứ ba: 0 + 1 = 1
- Ký tự số thứ tư: 3

Vì hợp chất này có chứa một nguyên tử Brome nên ta thêm ký tự B1vào sau các ký tự số nói trên. Như vậy, tên gọi của chất này là 13B1.

Ví dụ 5.3

Xác định tên gọi của Chloroheptafluorocyclobutane.

Giải

Công thức hóa học của chất này là C_4ClF_7. Theo Standard 34 – 1992, ta có:

- Ký tự số thứ nhất: 0 , do đó không cần thể hiện.
- Ký tự số thứ hai: 4 – 1 = 3
- Ký tự số thứ ba: 0 + 1 = 1
- Ký tự số thứ tư: 7

Vì đây là hợp chất hữu cơ có cấu trúc vòng nên ta phải thêm ký tự C vào trước các ký tự số . Như vậy, tên gọi của chất này là RC317.

Ví dụ 5.4

Xác định tên gọi của Carbon Dioxide.

Giải

Công thức hóa học của Carbon Dioxide là CO_2. Đây là chất vô cơ nên ký hiệu của chất này bắt đầu bằng số 7. Khối lượng phân tử của chất này là 44, do đó ký hiệu của CO_2 theo Standard 34 – 1992 là R744.

Ví dụ 5.5

Xác định tên gọi của Propylene.

Giải

Công thức hóa học của chất này là $CH_3CH = CH_2$

- Ký tự số thứ nhất: 1
- Ký tự số thứ hai: 3 – 1 = 2
- Ký tự số thứ ba: 6 + 1 = 7
- Ký tự số thứ tư: 0

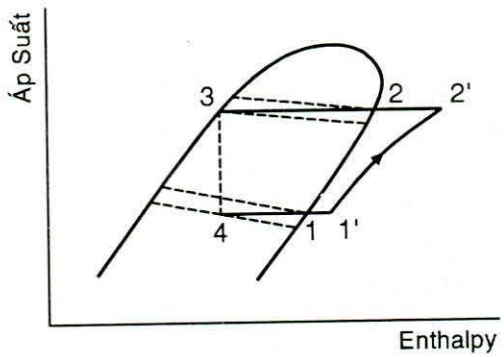
Như vậy, tên gọi của chất này là R1270.

§5.7. CÁC VẤN ĐỀ KHÁC

5.7.1. Sự trượt nhiệt độ

Khái niệm trượt nhiệt độ được dùng để đánh giá bổ sung đặc tính nhiệt động của các môi chất lạnh hòa trộn loại *không đồng sôi*. Như đã trình bày ở trên, môi chất lạnh hòa trộn loại không đồng sôi được cấu tạo nên từ ít nhất hai đơn chất thành phần mà - ở cùng áp suất như nhau - nhiệt độ sôi của các đơn chất thành phần này không giống nhau. Do có sự chênh lệch về nhiệt độ sôi của các đơn chất thành phần cho nên quá trình sôi và ngưng tụ của các môi chất lạnh hòa trộn loại không đồng sôi hơi khác so với các đơn chất thành phần, tức là quá trình sôi và ngưng tụ của các chất này không diễn ra ở nhiệt độ không đổi mà có sự biến đổi nhất định của nhiệt độ. Ta gọi sự chênh lệch nhiệt độ giữa đầu và cuối quá trình sôi và ngưng tụ của các chất hòa trộn này - khi áp suất được giữ không đổi - là sự trượt nhiệt độ.

Hình 5.4 trình bày đồ thị áp suất-enthalpy của một trong những chất hòa trộn không đồng sôi. Từ đồ thị ta thấy - trong vùng hơi bão hòa ẩm - các đường đẳng nhiệt không nằm ngang mà có một độ nghiêng nhất định nào đó. Trên đồ thị, đường đẳng nhiệt ứng với điểm 2 là đường đứt nét đi qua điểm 2. Tương tự như vậy với các điểm 3, 4 và 1. Rõ ràng, nhiệt độ điểm 2 hơi cao hơn nhiệt độ điểm 3 và nhiệt độ điểm 1 hơi cao hơn nhiệt độ điểm 4. Ta gọi độ trượt nhiệt độ trong quá trình ngưng tụ là độ chênh lệch nhiệt độ giữa điểm 2 và điểm 3, độ trượt nhiệt độ trong quá trình sôi là độ chênh lệch nhiệt độ giữa điểm 1 và điểm 4. Nói chung các nhà nghiên cứu đều mong muốn độ trượt nhiệt độ càng ít càng tốt. Về mặt lý luận, mức độ trượt nhiệt độ phụ thuộc phần lớn vào nhiệt độ sôi của từng đơn chất thành phần và phụ thuộc vào tỉ lệ khối lượng của từng đơn chất thành phần tham gia vào chất hòa trộn.



Hình 5.4

Từ đồ thị ở hình 5.4, ta thấy khi diễn ra quá trình ngưng tụ thì nhiệt độ hơi giảm và khi diễn ra quá trình sôi thì nhiệt độ hơi tăng. Sở dĩ như vậy là do - khi diễn ra quá trình có biến đổi pha - thành phần khối lượng của các đơn chất thành phần hiện diện trong pha lỏng và pha hơi của chất hòa trộn có một sự biến đổi nhẹ. Cụ thể, ứng với quá trình sôi, đơn chất thành phần có nhiệt độ sôi cao hơn sẽ dễ bay hơi hơn, làm cho thành phần khối lượng của đơn chất này có trong pha hơi của đơn chất hòa trộn gia tăng nhẹ, điều này làm nhiệt độ của pha hơi của chất hòa trộn hơi gia tăng. Ngược lại, ở quá trình ngưng tụ, đơn chất thành phần có nhiệt độ sôi cao hơn sẽ dễ ngưng tụ hơn, làm cho thành phần khối lượng của đơn chất này có trong pha hơi của chất hòa trộn giảm nhanh hơn so với đơn chất thành phần có nhiệt độ sôi nhỏ hơn, do đó nhiệt độ pha hơi của chất hòa trộn có xu hướng giảm nhẹ trong quá trình ngưng tụ.

Cần lưu ý, trong trường hợp môi chất lạnh thuộc loại hòa trộn, do thành phần khối lượng của các đơn chất có trong pha lỏng và pha hơi không hoàn toàn giống nhau cho nên cần phải triệt để ngăn chặn sự rò rỉ môi chất lạnh. Bởi vì, nếu xảy ra sự rò rỉ, đơn chất thành phần dễ bay hơi sẽ bị mất mát nhiều hơn, điều đó làm cho thành phần khối lượng của các đơn chất có trong chất hòa trộn không còn giống tỉ lệ ban đầu của nhà sản xuất.

5.7.2. Các hệ số đánh giá hệ thống lạnh dưới góc độ tác động môi trường và hiệu quả năng lượng

1. Hệ số TEWI

TEWI là chữ viết tắt của *Total Equivalent Warming Impact*, người ta dùng hệ số TEWI để đánh giá mức độ làm gia tăng nhiệt độ bầu khí quyển của một hệ thống lạnh cụ thể nào đó trong suốt thời gian vận hành của hệ thống này. Cần lưu ý, đối với một hệ thống lạnh hay hệ thống điều hòa không khí cụ thể, khả năng góp phần làm gia tăng hiệu ứng nhà kính của hệ thống này không chỉ xuất phát từ nguyên nhân trực tiếp là sự thất thoát môi chất lạnh ra ngoài môi trường, mà còn do nguyên nhân gián tiếp khác là sự tiêu thụ năng lượng - thường là điện năng - trong suốt quá trình vận hành của hệ thống này.

Như đã biết, để có được điện năng người ta phải dùng những nguồn năng lượng khác - ví dụ như dầu, than, khí đốt - để cung cấp cho các nhà máy điện hoạt động. Các dạng năng lượng này khi bị đốt cháy sẽ thải vào bầu khí quyển một lượng CO_2 nào đó, mà CO_2 được đánh giá là thành phần chủ yếu gây ra hiệu ứng nhà kính. Chính vì vậy, như đã đề cập ở trên, việc tiêu thụ điện cũng gián tiếp góp phần làm gia tăng nhiệt độ của bầu khí quyển. Các số liệu tổng kết cho thấy, ở các nước châu Âu, để sản xuất $1kWh$ điện thì người ta thải vào bầu khí quyển khoảng chừng $0,6kg$

khí CO_2. Từ các phân tích sơ bộ nêu trên, ta thấy công thức xác định giá trị của hệ số TEWI sẽ bao gồm hai thành phần là thành phần trực tiếp và thành phần gián tiếp:

$$TEWI = GWP\ [n.L + m.(1 - \alpha)] + \beta.n.E \qquad (5.1)$$

Trong đó:

GWP - Chỉ số đánh giá mức độ gây ra hiệu ứng nhà kính tương ứng với loại môi chất lạnh đang làm việc trong hệ thống khảo sát, mức chuẩn để so sánh là GWP của CO_2.

n - Thời gian hoạt động của hệ thống, *năm*

L - Mức độ rò rỉ môi chất lạnh ra môi trường, *kg/năm*

m - Lượng môi chất lạnh được nạp vào hệ thống, *kg*

α - Hệ số thu hồi môi chất lạnh (Recycling Factor).

β - Lượng CO_2 thải vào môi trường tương ứng với 1*kWh* điện, *kg/kWh*

E - Lượng điện năng hệ thống tiêu thụ trong 1 năm, *kWh/năm*

Trong công thức (5.1), thành phần thứ nhất của vế phải thể hiện các yếu tố trực tiếp tham gia vào việc làm gia tăng nhiệt độ của bầu khí quyển, thành phần thứ hai của vế phải thể hiện yếu tố gián tiếp thông qua việc tiêu thụ điện năng. Các yếu tố trực tiếp bao gồm sự rò rỉ môi chất lạnh ra ngoài hệ thống trong suốt thời gian vận hành và sự thu hồi không triệt để lượng môi chất lạnh đã nạp vào hệ thống khi hệ thống hết hạn hoạt động. Rõ ràng, đã có sự tiến bộ đáng kể trong việc đánh giá tiềm năng làm nóng bầu khí quyển của các hệ thống lạnh thông qua cách xây dựng hệ số TEWI. Chính vì vậy, ngay từ khi mới xuất hiện vào năm 1991, hệ số TEWI đã tạo ra được sự chú ý của các nhà chuyên môn. Tuy nhiên, đến năm 1995, trong hội nghị về các chất CFC được tổ chức tại Washington, Kuijpers L.J.M. đã nhìn thấy sự chưa hoàn chỉnh của hệ số TEWI khi hệ số này đã không tính đến số tiền đã đầu tư để xây dựng hệ thống. Theo đó, chỉ có thể thực hiện sự so sánh hệ số TEWI của các hệ thống khác nhau khi các hệ thống này có mức độ đầu tư như nhau, điều này đặc biệt cần thiết khi các hệ thống được đem ra đánh giá có sử dụng cả môi chất lạnh loại tổng hợp và môi chất lạnh loại thiên nhiên.

2. Hệ số IPLV

IPLV là chữ viết tắt của *Integrated Part Load Value*, về bản chất hệ số IPLV hoàn toàn khác so với hệ số COP mà ta đã biết. Bảng 5.10 trình bày ý nghĩa của các hệ số COP và IPLV để có thể nhận rõ sự giống nhau và khác nhau giữa hai hệ số này.

Bảng 5.10

Hệ số	Ý nghĩa	
	Giống nhau	**Khác nhau**
COP	Là tỉ số giữa năng suất lạnh đạt được và lượng điện năng tương ứng cần sử dụng để vận hành hệ thống, hệ số này càng lớn thì hệ thống càng hiệu quả.	Được khảo sát ứng với trạng thái luôn luôn đầy tải (100% tải).
IPLV	Là tỉ số giữa năng suất lạnh đạt được và lượng điện năng tương ứng cần sử dụng để vận hành hệ thống, hệ số này càng lớn thì hệ thống càng hiệu quả.	Được khảo sát ứng với các mức tải khác nhau: - Mức tải 25%: 25% thời gian vận hành. - Mức tải 50%: 40% thời gian vận hành. - Mức tải 75%: 30% thời gian vận hành. - Mức tải 100%: 5% thời gian vận hành.

Theo cách đánh giá trước đây, hệ thống nào có hệ số COP càng lớn thì càng hiệu quả, về mặt nguyên tắc thì điều này hoàn toàn đúng. Tuy nhiên, các khảo sát thực tế cho thấy hầu như không có bất kỳ một hệ thống điều hòa không khí nào luôn luôn hoạt động ở trạng thái đầy tải, hay nói ngược lại, tất cả các hệ thống điều hòa không khí dù ít dù nhiều đều vận hành với mức phụ tải biến đổi.

Khi phụ tải biến đổi theo chiều hướng giảm, hệ số COP chắc chắn cũng sẽ giảm theo và giảm đáng kể. Do vậy, thật không công bằng và không chính xác khi sử dụng hệ số COP ở chế độ đầy tải để đánh giá hiệu quả hoạt động của hệ thống điều hòa không khí trong suốt cả quá trình vận hành.

Nhằm khắc phục nhược điểm đã trình bày ở trên, hệ số IPLV được xây dựng để đánh giá hiệu quả hoạt động của hệ thống máy lạnh tương ứng với bốn mức phụ tải khác nhau là 25%, 50%, 75% và 100%. Tuy nhiên, lại xuất hiện một khó khăn khác, đó là làm thế nào để xác định tỉ lệ thời gian vận hành tương ứng với từng mức phụ tải mà trong thực tế các tỉ lệ này rất khác nhau giữa các hệ thống. Trên cơ sở các khảo sát thực tế, các nhà nghiên cứu đã thống nhất tiêu chuẩn *tỉ lệ thời gian* để xác định hệ số IPLV như sau:

- Mức tải 25%: chiếm 25% thời gian vận hành.
- Mức tải 50%: chiếm 40% thời gian vận hành.
- Mức tải 75%: chiếm 30% thời gian vận hành.
- Mức tải 100%: chiếm 5% thời gian vận hành.

Như vậy, cùng với hệ số COP, hệ số IPLV là một công cụ bổ sung quan trọng để có thể đánh giá chính xác hơn, hợp lý hơn mức độ hoạt động hiệu quả của hệ thống điều hòa không khí trong thực tế vận hành. Trong giai đoạn hiện nay, khi mà vấn đề môi trường và hiệu quả năng lượng rất được coi trọng, việc hiểu biết hệ số IPLV và việc sử dụng hệ số IPLV trong các đánh giá tổng thể về hệ thống điều hòa không khí rất nên được các nhà thiết kế và các nhà đầu tư quan tâm.

Chương **6**

MÁY LẠNH HẤP THỤ H_2O-LiBr TRONG KỸ THUẬT ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

§6.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Trong nhiều năm qua, và cả cho đến hiện nay, có thể nói máy lạnh có máy nén hơi cùng với các môi chất lạnh thuộc loại tổng hợp hóa học đã và đang chiếm tỉ trọng lớn trong tất cả các lãnh vực có liên quan đến kỹ thuật lạnh và điều hòa không khí. Cuộc thống trị này diễn ra trong thời gian rất dài, các kỹ thuật và nguyên lý làm lạnh khác hầu như không thể nào cạnh tranh được. Điều này hoàn toàn dễ hiểu và có thể chia sẻ được, bởi vì, so với các nguyên lý làm lạnh khác, máy lạnh có máy nén hơi tỏ ra hiệu quả hơn, gọn nhẹ hơn và tiện lợi hơn rất nhiều.

Tuy vậy, trong những năm gần đây, đứng trước các yêu cầu bức bách về *bảo vệ môi trường* và *sử dụng hiệu quả năng lượng*, đã có những biến đổi rất đáng kể trong hầu hết các lãnh vực, trong đó có lãnh vực kỹ thuật lạnh và điều hòa không khí.

Chính yêu cầu tiết kiệm năng lượng và sử dụng hiệu quả năng lượng đã là động lực thúc đẩy các nhà khoa học đánh giá lại vấn đề được xem là cơ bản nhất: có phải máy lạnh có máy nén hơi có hiệu quả sử dụng năng lượng cao nhất hay không? Bên cạnh đó, nếu như trước đây người ta chỉ nhìn thấy các ưu điểm của các môi chất lạnh thuộc loại tổng hợp hóa học, thì ngày nay, trước những biến đổi theo chiều hướng xấu đi của môi trường, người ta càng ngày càng khám phá ra những khuyết điểm của các loại môi chất lạnh này, đặc biệt là vấn đề gây ra hiệu ứng nhà kính và phá hủy tầng Ozone của bầu khí quyển. Ngày nay, mối quan hệ giữa việc sử dụng năng lượng và môi trường đã được nhận thức rõ hơn bao giờ hết. Không còn nghi ngờ gì nữa, sử dụng lãng phí năng lượng là tham gia hủy hoại môi trường, hoặc ngược lại, tiết kiệm và sử dụng hiệu quả năng lượng là góp phần bảo vệ môi trường.

Xuất phát từ những đặc điểm mang tính khách quan như vậy, trong vài năm gần đây, việc phát triển kỹ thuật lạnh nói chung và kỹ thuật điều hòa không khí nói riêng đang có những biến đổi sâu sắc. Một trong những biến đổi đó là việc ứng dụng ngày càng nhiều hơn các tổ hợp máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr trong các hệ thống điều hòa không khí loại tập trung. Các nước Mỹ, Nhật, Nga, Trung Quốc, Ấn Độ và Hàn Quốc là những nước đi tiên phong trong lãnh vực này. Trong lãnh vực điều hòa không khí, các số liệu thống kê cho thấy hiện nay ở Mỹ và Nhật có khoảng gần 50% các công trình điều hòa không khí đang sử dụng máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr. Đây là một con số rất đáng kể nếu biết rằng khoảng 20 năm trước đây hầu như không có một công trình điều hòa không khí nào có sử dụng máy lạnh hấp thụ. Chính do các diễn biến mang tính thực tế như vậy cho nên cần phải tìm hiểu thêm về máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr khi nghiên cứu kỹ thuật điều hòa không khí.

Như đã biết, điểm khác nhau cơ bản giữa máy lạnh hấp thụ và máy lạnh có máy nén hơi là năng lượng sử dụng và loại chất môi giới làm việc trong hệ thống. Máy lạnh có máy nén hơi sử dụng *cơ năng*, trong khi đó năng lượng cấp vào cho máy lạnh hấp thụ có dạng *nhiệt năng*. Thông thường, trong kỹ thuật điều hòa không khí người ta dùng khí đốt, hơi nước hoặc nước nóng để cấp vào cho máy lạnh hấp thụ. Ở những nơi có điều kiện thuận tiện, người ta có thể dùng nước nóng và hơi nước thải ra từ các quá trình sản xuất hoặc dùng các nguồn nhiệt thải khác để cung cấp cho máy lạnh hấp thụ. Hiện nay, trong xu thế hợp lý hóa việc sử dụng năng lượng và sử dụng năng lượng hiệu quả, người ta đang tìm cách thực hiện các biện pháp *Cogeneration*. Chính máy lạnh hấp thụ là một trong các phương án kỹ thuật rất thích hợp cho mục đích này.

Không như máy lạnh có máy nén hơi, trong trường hợp máy lạnh hấp thụ, chất làm việc là dung dịch được trộn lẫn từ hai chất thuần khiết khác nhau. Theo yêu cầu, hai chất thuần khiết này phải đảm bảo không tác dụng hóa học với nhau và phải có nhiệt độ sôi khá cách biệt nhau khi ở cùng điều kiện áp suất. Cho đến nay, các nhà nghiên cứu đã tìm thấy khá nhiều loại dung dịch có thể làm việc trong máy lạnh hấp thụ. Tuy nhiên, về mặt thực tế, các dung dịch NH_3-H_2O và H_2O-LiBr được sử dụng rất phổ biến. Cần phân biệt rõ, do các tính chất nhiệt động, người ta dùng dung dịch NH_3-H_2O khi cần làm lạnh dưới 0^oC và dùng dung dịch H_2O-LiBr khi nhiệt độ cần làm lạnh lớn hơn 0^oC. Chính do đặc điểm này, các máy lạnh hấp thụ trong kỹ thuật điều hòa không khí đều làm việc với dung dịch H_2O-LiBr.

Thực tế cho thấy, việc sử dụng dung dịch H_2O-LiBr hoàn toàn không gây ra bất cứ vấn đề gì về môi trường. Hiện nay, người ta dùng thuật ngữ thân thiện với môi trường (*Environmentally Friendly*) để mô tả tính chất này. Điểm đặc trưng của dung dịch H_2O-LiBr là *áp suất làm việc rất thấp*, hay chính xác hơn là ở độ chân không rất cao. Cụ thể, trong trường hợp của điều hòa không khí, mức áp suất cao và thấp trong máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Single Effect vào khoảng 9% và 0,9% so với áp suất khí quyển. Như vậy, trong quá trình vận hành, không thể nào xảy ra trường hợp chất làm việc từ máy lạnh hấp thụ rò rỉ ra bên ngoài. Ngược lại, có thể xảy ra trường hợp không khí từ môi trường bên ngoài thẩm thấu vào bên trong hệ thống. Vì lý do này, hầu hết các máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Single Effect đều có lắp đặt sẵn hệ thống xả khí (*Purge Unit*). Đối với các máy lạnh hấp thụ loại Double Effect và Triple Effect, tùy vị trí trong hệ thống mà áp suất làm việc có thể cao hay thấp hơn áp suất khí quyển.

Hiện nay, với các tiến bộ đáng kể về công nghệ chế tạo, vật liệu và kỹ thuật điều khiển, một số nhược điểm cơ bản của máy lạnh hấp thụ đã được khắc phục. Ngày nay, kích thước của máy lạnh hấp thụ đã được giảm bớt và hiệu quả làm việc đã được nâng cao. Chính vì vậy, như nhiều nhà khoa học đã nhận định, thế kỷ 21 sẽ chứng kiến sự phát triển mạnh mẽ của máy lạnh hấp thụ, đặc biệt là máy lạnh hấp thụ trong kỹ thuật điều hòa không khí.

§6.2. DUNG DỊCH H_2O-LiBr

Ở các máy lạnh hấp thụ làm việc với dung dịch H_2O-LiBr, không cần phải sử dụng biện pháp tinh chế vì LiBr (Lithium Bromide) rất khó bị kéo theo hơi nước khi bay ra khỏi bình phát sinh do LiBr và H_2O có nhiệt độ sôi khá cách biệt nhau khi ở cùng áp suất. Một cách tổng quát thì việc trộn lẫn LiBr và H_2O cũng sẽ tạo nên dung dịch đồng thể, tuy nhiên đây là dung dịch đồng thể có giới hạn, có nghĩa là không hoàn toàn đồng thể với bất kỳ trạng thái nào như dung dịch NH_3-H_2O. Chính vì vậy, cần lưu ý khả năng dung dịch bị kết tủa (*Crystallization*), phải thiết kế và vận hành hệ thống sao cho các biến đổi trạng thái của dung dịch trong quá trình làm việc không quá gần vùng trạng thái có khả năng bị kết tủa.

Như đã biết, dung dịch làm việc trong máy lạnh hấp thụ được hòa trộn từ hai chất thuần khiết khác nhau, hai chất này phải không có phản ứng hóa học với nhau và phải có nhiệt độ sôi khá cách biệt nhau khi ở cùng áp suất. Trong đó một chất giữ vai trò môi chất lạnh, còn chất kia giữ vai trò chất

hấp thụ. Đối với dung dịch H_2O-LiBr, H_2O giữ vai trò môi chất lạnh, còn LiBr giữ vai trò chất hấp thụ. Bảng 6.1 dưới đây trình bày một số đặc điểm của dung dịch H_2O-LiBr.

Bảng 6.1

Dung dịch	Tính chất	
H_2O-LiBr	H_2O	- Ẩn nhiệt hóa hơi rất cao. - Áp suất làm việc rất thấp. - Cần lưu ý đến khả năng đông đặc. - Độ nhớt khá nhỏ.
	LiBr	- Là một chất bột trắng có vị đắng, có độ pH trung tính, không cháy. - Khá ổn định ở điều kiện bình thường. - Có điểm nóng chảy và điểm sôi lần lượt là 547^oC và 1265^oC. - Là chất hút ẩm rất tốt. - Có thể hòa tan trong nước, alcohol và glycol. - Khối lượng mol là 86,84. - Độ nhớt khá nhỏ. - Không bị kéo theo môi chất lạnh khi sôi.
	Dung dịch	- Không độc hại. - Cần lưu ý đến hiện tượng kết tinh. - Khả năng hòa trộn giữa môi chất lạnh và chất hấp thụ rất tốt trong vùng không kết tinh.

Nói chung, nồng độ c của dung dịch có thể được tính theo thành phần thứ 1 hoặc thành phần thứ 2. Ví dụ, nếu $c = m_1/m$ thì ta gọi c là nồng độ tính theo thành phần thứ 1, hoặc nếu $c = m_2/m$ thì ta gọi c là nồng độ tính theo thành phần thứ 2. Điều này thật sự không quan trọng nhưng cần phải chú ý vì đây có thể là nguồn gốc gây ra một số sai sót khác. Đặc biệt, nếu dung dịch đang khảo sát là H_2O-LiBr, ta cần phải chú ý khái niệm nồng độ đang sử dụng vì trong trường hợp này - tùy theo từng tài liệu - nồng độ có lúc được tính theo H_2O, có lúc được tính theo LiBr. Trong quyển sách này nồng độ của dung dịch H_2O-LiBr được định nghĩa như sau:

$$c = \frac{m_{LiBr}}{m_{LiBr} + m_{H_2O}} \tag{6.1}$$

Trong đó:

m_{LiBr} - khối lượng thành phần LiBr có trong dung dịch.

m_{H2O} - khối lượng thành phần H_2O có trong dung dịch.

6.2.1. Đồ thị i-c

Đây là công cụ quan trọng được sử dụng để biểu diễn các quá trình biến đổi trạng thái của dung dịch H_2O-LiBr khi máy lạnh hấp thụ hoạt động. Việc hiểu rõ và nắm vững đồ thị i-c sẽ giúp giải quyết được nhiều vấn đề, trong đó quan trọng nhất là biết cách thực hiện các bài toán nhiệt động.

Trên đồ thị i-c, ở phần pha lỏng ta thấy có 2 loại đường cong là t = const và p = const. Cần lưu ý phân biệt độ dốc của 2 loại đường cong này. Đường t = const thể hiện mối quan hệ giữa enthalpy và nồng độ khi nhiệt độ dung dịch được giữ không đổi. Tất nhiên, để xây dựng các đường này, người ta phải tiến hành đo đạc hoặc tính toán các giá trị *nhiệt lượng hòa trộn* q_t. Có thể tham khảo các phương pháp do Karavan S.V., Orekhov I.I., Divnikov S.V. và Lower H. đề xuất để tính các giá trị q_t. Tuy nhiên, trong hầu hết các trường hợp, cần lưu ý thực hiện các hiệu chỉnh cần thiết bằng các biện pháp thực nghiệm.

Để xác định quan hệ giữa enthalpy i và nồng độ c khi giữ nhiệt độ không đổi, ta cần phải biết enthalpy của các chất thuần khiết thành phần và cần lưu ý sự khác nhau trong cách qui định giá trị *không* của enthalpy. Như đã biết, không thể xác định giá trị tuyệt đối của enthalpy. Các giá trị được sử dụng trong các bảng hay đồ thị chính là hiệu số giữa enthalpy ở trạng thái đang khảo sát so với enthalpy ở trạng thái gốc. Theo định nghĩa, trạng thái gốc là trạng thái mà ở đó enthalpy được qui định bằng không. Nói chung, khi trạng thái gốc của các chất thuần khiết thành phần đã được qui định rồi thì điểm *không* của dung dịch thường không tương ứng với trạng thái đó.

Giả sử ta có thể xác định được nhiệt dung riêng c_p của dung dịch ở các giá trị nhiệt độ và nồng độ khác nhau, lúc đó ta có thể tính enthalpy của dung dịch ở nhiệt độ T và nồng độ c theo công thức sau:

$$i_s(T) = i_s(T_0) + \int_{T_0}^{T} (c_p .dT) \qquad (6.2)$$

Trong đó:

$i_s(T)$ - Enthalpy của dung dịch ứng với nhiệt độ T.

$i_s(T_o)$ - Enthalpy của dung dịch ứng với nhiệt độ T_o.

Cần lưu ý, các đường đẳng nhiệt trên đồ thị i-c của các dung dịch thuộc loại hòa trộn có giới hạn, ví dụ như dung dịch H_2O-LiBr, phần lớn bị chặn lại bởi các điểm bão hòa tương ứng với nhiệt độ đó. Ta hiểu điểm bão

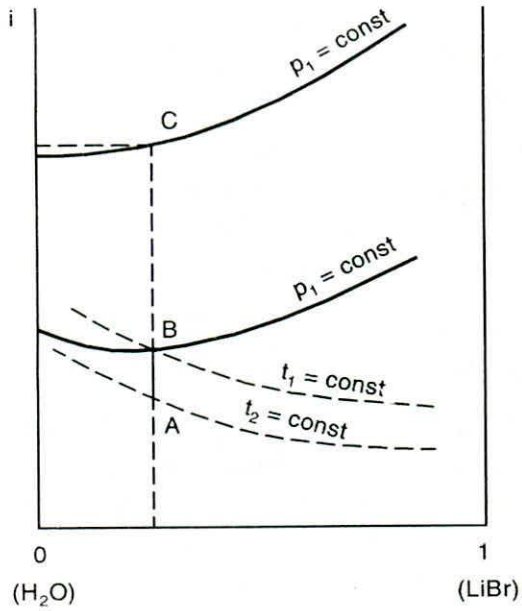
hòa là trạng thái mà bắt đầu từ đó dung dịch mất đi tính đồng thể. Khi nối các điểm bão hòa lại với nhau, ta được đường bão hòa. Đối với một số loại dung dịch, ví dụ như dung dịch H_2O-LiBr, ta có thể gọi đường bão hòa là đường kết tinh vì khi vượt quá đường này thì các cấu trúc tinh thể bắt đầu hình thành trong dung dịch. Chính đường bão hòa chia các trạng thái trên đồ thị i-c ra làm 2 vùng khác nhau: vùng có thể sử dụng được và vùng không thể sử dụng được. Trên đồ thị i-c của dung dịch H_2O-LiBr, đường bão hòa (hay đường kết tinh) nằm ở góc phải phía bên dưới của đồ thị.

Khi xây dựng đồ thị i-c, người ta còn lưu ý đến việc tạo thêm các điều kiện thuận tiện cho người sử dụng. Với mục đích đó, ngoài các đường đẳng nhiệt, ta thấy trên đồ thị i-c còn có các đường đẳng áp p = const. Ta gọi các đường này là đường sôi hay đường bay hơi. Ta hiểu, bất kỳ trạng thái dung dịch nào nằm trên đường p = const (trên đồ thị i-c) và thực tế đang ở áp suất p đều có thể sôi và bay hơi. Ngược lại, nếu trạng thái thực tế đang khảo sát có áp suất p, nhưng trên đồ thị i-c lại ở vị trí thấp hơn đường p = const, thì ta hiểu trạng thái đó là chưa sôi.

Các nghiên cứu về dung dịch H_2O-LiBr cho thấy, nếu vùng khảo sát biến đổi trong khoảng từ -100^oC đến $+150^oC$, phân áp suất của thành phần LiBr rất không đáng kể so với áp suất của lượng hơi hình thành do sự sôi và bay hơi của dung dịch đó. Điều này có nghĩa là, khi dung dịch H_2O-LiBr sôi, hầu như chỉ có thành phần H_2O trong pha hơi. Chính vì điều này, có thể xác định enthalpy của hơi bay ra từ dung dịch H_2O-LiBr bằng bảng nước và hơi nước. Cần lưu ý, hơi nước bay ra từ bình phát sinh của máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr trong tất cả các trường hợp đều có trạng thái quá nhiệt. Ngoài ra, cũng cần lưu ý thêm, do có thể sử dụng phối hợp đồ thị i-c và bảng hơi nước để tìm enthalpy của hơi nước, cho nên cần thận trọng trong việc sử dụng số liệu vì có khả năng chính điều này lại gây ra một số sai sót khác do các số liệu có nguồn gốc không giống nhau.

Để giúp cho việc xác định enthalpy của pha hơi được dễ dàng, nhiều nhà nghiên cứu – trong đó có Rozenpheld, Karnaus và Timofeevski – đã xây dựng thêm các đường hỗ trợ trên đồ thị i-c. Các đường hỗ trợ này có áp suất tương ứng với các giá trị áp suất đã có trong vùng pha lỏng. Hình 6.1 minh họa một cách tổng quát đồ thị i-c của dung dịch H_2O-LiBr. Giả sử lúc ban đầu dung dịch đang khảo sát có áp suất p_1 và nhiệt độ t_2 (điểm A) với $t_2 < t_1$. Khi cấp nhiệt cho dung dịch, nhiệt độ của dung dịch dần dần gia tăng và điểm A di chuyển lên phía trên theo hướng thẳng đứng. Khi nhiệt độ của dung dịch đúng bằng t_1 (điểm B) và áp suất vẫn là p_1, dung dịch bắt đầu sôi và bay hơi. Lượng hơi bay ra từ dung dịch chỉ toàn là *hơi nước* ở trạng thái *quá nhiệt*. Với sự trợ giúp của các đường hỗ trợ nằm ở vùng pha hơi, ta có

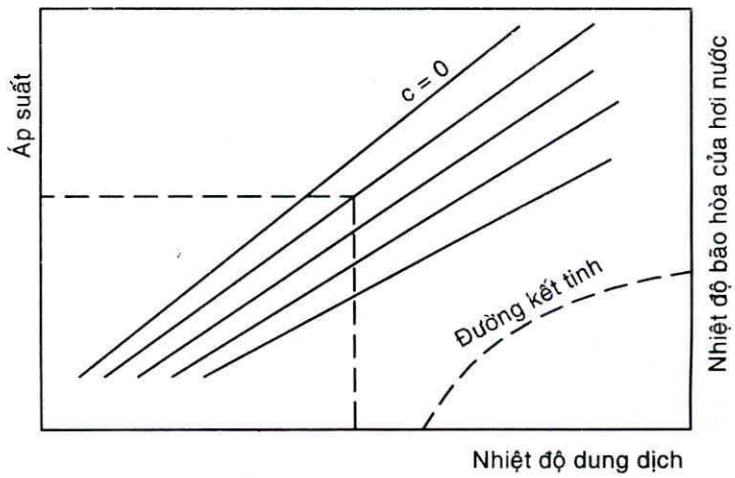
thể xác định được điểm C trung gian và qua đó có thể xác định được enthalpy của hơi nước bay ra từ dung dịch. Ứng với áp suất p_1, trạng thái của điểm A được gọi là quá lạnh, tức là trạng thái chưa sôi của dung dịch, trạng thái của điểm B là trạng thái sôi.



Hình 6.1 *Đồ thị i-c của dung dịch H_2O-LiBr*

6.2.2. Đồ thị logp-T

Đồ thị logp-T cũng thường được dùng để biểu diễn các quá trình diễn ra trong máy lạnh hấp thụ làm việc với dung dịch H_2O-LiBr. Trong trường hợp này, đồ thị thể hiện mối quan hệ giữa áp suất và nhiệt độ bão hòa của hơi nước với các thông số như nhiệt độ và nồng độ dung dịch. Đồ thị logp-T trình bày ở hình 6.2 còn được gọi là giản đồ *Düihring* . Trục hoành của đồ thị biểu diễn nhiệt độ của dung dịch, trục tung biểu diễn áp suất và nhiệt độ bão hòa tương ứng của hơi nước. Các giá trị áp suất trên trục tung được chia theo thang chia logarithm. Ở một số trường hợp, các giá trị này có thể được bố trí trên đường nằm nghiêng song song với đường c = 0 để dễ đọc. Quan sát đồ thị logp-T ở hình 6.2, ta thấy ở phía dưới đồ thị, về phía phải, có đường kết tinh. Điều này có nghĩa là, ứng với dung dịch có trạng thái ban đầu nào đó, nếu áp suất giảm và nhiệt độ tăng đến một mức giới hạn thì dung dịch mất đi tính đồng thể, có nghĩa là một bộ phận dung dịch sẽ bị kết tinh lại.



Hình 6.2 *Đồ thị logp-T của dung dịch H_2O-LiBr*

6.2.3. Bảng các thông số nhiệt động

Trong quá trình thực hiện các tính toán có liên quan đến dung dịch H_2O-LiBr, ta có thể sử dụng đồ thị i-c hoặc logp-T. Việc sử dụng đồ thị có ưu điểm là có thể biểu diễn các quá trình lên trên đồ thị, tất nhiên là có thể tra các số liệu cần thiết từ đồ thị. Tuy nhiên, việc lấy số liệu từ đồ thị có thể dẫn đến sai số do kết quả tra được phụ thuộc khá nhiều vào người tra. Chính vì vậy, phần này bổ sung một số số liệu nhiệt động của dung dịch H_2O-LiBr ở dạng bảng để người sử dụng có thêm khả năng lựa chọn. Cần lưu ý, nếu trong cùng một tính toán mà số liệu được sử dụng có nhiều nguồn gốc khác nhau thì cần phải kiểm soát, hiệu chỉnh trước để tránh sai sót.

1. Bảng áp suất bão hòa

Bảng 6.2 trình bày các số liệu áp suất bão hòa của dung dịch H_2O-LiBr theo nhiệt độ và nồng độ. Áp suất bão hòa được hiểu là áp suất mà ứng với giá trị đó thì dung dịch ở nhiệt độ và nồng độ đã cho sẽ sôi và bay hơi. Ở nhiệt độ và nồng độ đã cho, nếu áp suất của dung dịch lớn hơn giá trị áp suất bão hòa tra được từ bảng thì dung dịch có trạng thái chưa sôi. Trong bảng 6.2, đơn vị của nhiệt độ là ^oC và đơn vị của áp suất là kPa.

2. Bảng enthalpy của dung dịch

Bảng 6.3 trình bày các số liệu về enthalpy của dung dịch H_2O-LiBr theo nhiệt độ và nồng độ. Trong bảng này đơn vị của nhiệt độ và enthalpy lần lượt là ^oC và kJ/kg.

3. Bảng enthalpy của hơi

Bảng 6.4 trình bày các số liệu về enthalpy của pha hơi cân bằng với dung dịch lỏng sôi ở áp suất p và nồng độ c. Trong bảng này, đơn vị của enthalpy là *kJ/kg*, còn đơn vị của áp suất là *Pa* và *mmHg*.

4. Bảng entropy của dung dịch

Bảng 6.5 trình bày các số liệu về entropy của dung dịch H_2O-LiBr theo nhiệt độ và nồng độ. Trong bảng này, đơn vị của nhiệt độ và entropy lần lượt là ^oC và *kJ/(kg.K)*.

5. Bảng entropy của hơi

Bảng 6.6 trình bày các số liệu về entropy của pha hơi cân bằng với dung dịch lỏng sôi ở áp suất p và nồng độ c. Trong bảng này, đơn vị của entropy là *kJ/(kg.K)*, còn đơn vị của áp suất là *Pa* và *mmHg*.

Bảng 6.2 *Áp suất bão hòa (kPa) của dung dịch H_2O-LiBr*

Nồng độ, %	Nhiệt độ của dung dịch, ^oC													
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
0	0,6106	1,2266	2,3371	4,2410	7,3754	12,335	19,918	31,171	47,356	70,114	101,33	143,32	198,52	270,11
5	0,5986	1,2012	2,2931	4,1596	7,2260	12,079	19,518	30,544	46,409	68,714	99,325	140,39	194,65	264,91
10	0,5813	1,1666	2,2398	4,0396	7,0261	11,746	18,972	29,691	45,129	66,794	96,658	136,66	189,45	257,98
15	0,5586	1,1226	2,1465	3,8800	6,7594	11,306	18,265	28,598	43,463	64,394	93,192	131,86	182,65	248,91
20	0,5306	1,0666	2,0265	3,6930	6,4261	10,759	17,398	27,198	41,463	61,461	88,926	125,86	174,65	237,85
25	0,4933	0,9946	1,8798	3,4530	6,0128	10,066	16,292	25,598	38,930	57,595	83,460	118,26	164,12	223,85
30	0,4453	0,8986	1,6932	3,1331	5,4529	9,1592	14,839	23,331	35,464	52,662	76,527	108,39	150,79	206,65
35	0,3853	0,7773	1,4932	2,7198	4,7463	7,9993	12,986	20,398	31,197	46,529	67,728	96,258	134,12	183,98
40	0,3120	0,6333	1,2132	2,2265	3,920	6,6128	10,799	17,065	26,264	39,197	57,328	81,726	114,39	158,65
45	0,2293	0,4693	0,9066	1,6798	2,9731	5,0662	8,3326	13,279	20,532	31,064	45,596	65,594	92,392	130,66
50	0,1466	0,3040	0,5933	1,1199	2,0132	3,4797	5,8262	9,4259	14,799	22,665	33,597	48,662	69,061	94,659
55	0,0773	0,1663	0,3360	0,6533	1,1999	2,1332	3,6397	6,0262	9,2659	14,332	21,731	31,997	46,663	66,661
60	_	0,0813	0,1733	0,3600	0,6933	1,2532	2,1332	3,5864	5,7995	9,1992	14,132	21,332	31,197	45,063
65	_	_	_	0,2000	0,3933	0,7266	1,2932	2,1998	3,6664	5,7328	8,7992	13,332	19,732	28,531
70	_	_	_	_	_	_	_	1,2599	2,1065	3,4397	5,3995	8,266	12,132	17,465

Bảng 6.3 *Enthalpy (kJ/kg) của dung dịch H_2O-LiBr*

Nồng độ, %	Nhiệt độ của dung dịch, ^oC													
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
0	418,7	460,5	502,4	544,3	586,2	628,0	669,9	711,8	753,6	795,5	837,8	880,1	922,4	965,1
5	392,7	432,1	471,8	511,2	550,6	590,3	629,7	669,5	708,8	748,2	788,0	829,0	868,3	908,5
10	367,2	404,4	441,7	478,1	515,4	552,7	589,9	627,6	664,4	702,1	739,4	778,3	814,8	852,8
15	342,1	376,8	411,1	445,9	481,1	516,2	551,0	586,2	621,3	656,5	692,1	727,7	762,8	798,8
20	317,8	349,2	381,4	414,1	446,7	479,8	512,5	545,5	578,6	611,7	644,8	678,7	711,3	744,4
25	293,5	322,8	352,5	383,5	413,7	444,6	475,6	506,2	537,2	568,1	598,7	630,5	661,1	692,9
30	270,5	297,3	324,9	353,4	381,4	410,7	439,2	468,1	496,6	525,9	554,8	584,1	612,9	642,2
35	247,8	272,6	298,1	324,5	350,8	377,6	404,4	431,2	458,4	485,2	512,0	539,7	566,5	593,3
40	227,3	249,5	273,0	297,7	322,4	347,5	372,2	397,3	422,4	448,0	472,7	498,6	523,4	548,5
45	208,9	229,4	251,2	273,8	297,3	320,3	343,7	367,2	391,0	414,1	437,9	461,8	485,2	508,7
50	195,1	213,9	234,0	255,4	276,7	298,5	321,1	343,3	365,9	388,5	411,6	434,6	457,6	480,6
55	189,2	206,4	225,7	245,3	265,9	286,4	307,3	328,7	350,0	371,4	393,1	414,9	436,7	458,0
60	_	209,8	227,3	245,8	265,4	285,1	304,8	324,9	345,0	365,3	386,0	406,1	427,0	447,6
65	_	_	_	254,6	270,9	289,7	309,4	328,2	347,1	365,5	385,2	404,9	424,1	443,0
70	_	_	_	_	_	_	_	335,4	352,5	370,5	388,1	406,1	423,7	440,4

Bảng 6.4 *Enthalpy (kJ/kg) của hơi cân bằng với dung dịch lỏng sôi*

Nồng độ, %	Áp suất của dung dịch lỏng sôi, *Pa (mmHg)*													
	267 (2)	400 (3)	667 (5)	933 (7)	1333 (10)	2666 (20)	4000 (30)	6666 (50)	9333 (70)	13322 (100)	26664 (200)	40000 (300)	66661 (500)	101325 (760)
0	_	_	2921,5	2929,9	2940,0	2960,1	2972,6	2989,0	3000,3	3012,8	3038,8	3055,1	3075,6	3094,5
5	_	_	2922,0	2930,8	2940,8	2960,5	2973,0	2989,8	3001,1	3013,6	3040,0	3055,9	3076,9	3095,7
10	_	_	2923,2	2931,6	2941,6	2961,7	2974,3	2990,6	3002,4	3014,4	3041,3	3057,6	3078,6	3097,4
15	_	_	2924,1	2932,8	2942,5	2962,6	2975,1	2992,3	3003,6	3016,2	3043,4	3059,7	3080,2	3099,5
20	_	_	2925,3	2934,1	2944,2	2964,2	2977,2	2994,0	3005,3	3018,3	3045,5	3061,8	3082,7	3102,4
25	_	_	2926,2	2935,8	2946,2	2966,8	2979,3	2996,5	3008,2	3021,2	3048,0	3064,7	3086,1	3106,2
30	_	_	2929,5	2939,1	2949,2	2970,1	2982,7	2999,8	3011,6	3024,5	3052,6	3069,3	3091,5	3111,6
35	_	2920,3	2933,7	2942,5	2953,0	2973,9	2986,9	3004,9	3017,0	3030,4	3058,4	3075,6	3098,2	3118,7
40	_	2925,3	2939,1	2948,8	2958,8	2980,6	2993,6	3012,0	3024,5	3037,9	3066,8	3084,0	3107,4	3128,4
45	2923,2	2933,3	2947,5	2957,1	2968,0	2989,8	3003,6	3022,4	3034,6	3048,8	3078,1	3096,1	3120,0	3141,4
50	2934,5	2945,0	2958,8	2968,9	2979,7	3002,4	3014,9	3035,8	3048,0	3063,1	3093,2	3112,5	3138,4	3160,2
55	2950,0	2961,3	2976,4	2986,4	2997,7	3020,8	3035,4	3054,7	3068,5	3083,2	3114,1	3133,0	3158,1	3181,1
60	2967,6	2979,3	2993,1	3003,6	3015,8	3039,2	3053,8	3073,9	3087,8	3103,7	3135,1	3163,1	3182,8	3205,8
65	2983,1	2994,4	3010,3	3021,6	3032,9	3056,8	3072,7	3094,5	3109,1	3125,0	3158,5	3179,9	3209,6	3234,3
70	_	_	_	_	_	3077,7	3094,5	3116,6	3132,1	3147,6	3184,9	3206,7	3239,3	3264,9

Bảng 6.5 *Entropy (kJ/kg.K) của dung dịch H_2O-LiBr*

Nồng độ, %	Nhiệt độ của dung dịch, ^oC													
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
0	3,404	3,554	3,701	3,839	3,977	4,107	4,237	4,358	4,480	4,597	4,710	4,823	4,932	5,037
5	3,299	3,437	3,576	3,710	3,835	3,961	4,082	4,199	4,312	4,421	4,530	4,639	4,739	4,840
10	3,178	3,312	3,437	3,563	3,684	3,802	3,915	4,024	4,132	4,237	4,338	4,442	4,534	4,631
15	3,052	3,178	3,295	3,412	3,525	3,634	3,743	3,848	3,948	4,044	4,141	4,237	4,325	4,417
20	2,926	3,044	3,153	3,262	3,366	3,471	3,571	3,672	3,768	3,860	3,948	4,040	4,120	4,204
25	2,797	2,901	3,006	3,107	3,203	3,303	3,395	3,488	3,580	3,663	3,747	3,831	3,910	3,986
30	2,650	2,746	2,843	2,935	3,027	3,119	3,207	3,291	3,374	3,458	3,534	3,613	3,684	3,756
35	2,500	2,587	2,675	2,759	2,847	2,931	3,010	3,094	3,169	3,245	3,320	3,391	3,458	3,521
40	2,349	2,428	2,508	2,593	2,671	2,751	2,826	2,901	2,973	3,044	3,111	3,178	3,241	3,299
45	2,198	2,273	2,345	2,420	2,495	2,566	2,642	2,709	2,780	2,843	2,910	2,968	3,031	3,081
50	2,039	2,110	2,177	2,244	2,315	2,382	2,453	2,520	2,583	2,650	2,709	2,772	2,826	2,880
55	1,888	1,951	2,018	2,081	2,148	2,211	2,278	2,340	2,399	2,462	2,520	2,575	2,629	2,680
60	_	1,796	1,855	1,913	1,976	2,039	2,102	2,160	2,219	2,278	2,332	2,382	2,432	2,483
65	_	_	_	1,784	1,838	1,892	1,951	2,005	2,060	2,110	2,164	2,215	2,261	2,303
70	_	_	_	_	_	_	_	1,884	1,930	1,980	2,026	2,072	2,114	2,152

Bảng 6.6 *Entropy (kJ/kg.K) của hơi cân bằng với dung dịch lỏng sôi*

Nồng độ, %	Áp suất của dung dịch lỏng sôi, *Pa (mmHg)*													
	267 (2)	400 (3)	667 (5)	933 (7)	1333 (10)	2666 (20)	4000 (30)	6666 (50)	9333 (70)	13322 (100)	26664 (200)	40000 (300)	66661 (500)	101325 (760)
0	_	_	12,560	12,439	12,313	12,062	11,916	11,736	11,618	11,493	11,254	11,116	10,944	10,802
5	_	_	12,565	12,443	12,318	12,066	11,916	11,740	11,622	11,497	11,258	11,116	10,944	10,802
10	_	_	12,569	12,452	12,318	12,070	11,920	11,744	11,627	11,501	11,258	11,120	10,948	10,806
15	_	_	12,569	12,456	12,322	12,075	11,924	11,748	11,631	11,505	11,262	11,124	10,953	10,814
20	_	_	12,573	12,464	12,326	12,079	11,932	11,752	11,635	11,510	11,267	11,133	10,961	10,819
25	_	_	12,581	12,472	12,334	12,087	11,941	11,761	11,639	11,518	11,279	11,141	10,969	10,831
30	_	_	12,590	12,477	12,343	12,100	11,949	11,769	11,652	11,526	11,292	11,154	10,982	10,844
35	_	12,786	12,606	12,489	12,355	12,116	11,966	11,786	11,669	11,543	11,308	11,170	10,999	10,860
40	_	12,816	12,632	12,506	12,376	12,138	11,987	11,807	11,690	11,564	11,329	11,196	10,024	10,886
45	12,996	12,845	12,661	12,535	12,410	12,167	12,016	11,836	11,719	11,597	11,363	11,225	10,053	10,919
50	13,042	12,883	12,699	12,569	12,456	12,204	12,054	11,878	11,932	11,639	11,401	11,271	11,099	10,965
55	13,092	12,937	12,749	12,632	12,502	12,259	12,112	11,926	11,815	11,694	11,459	11,321	11,154	11,011
60	13,146	13,000	12,803	12,690	12,556	12,318	12,167	11,987	11,870	11,748	11,514	11,380	11,212	11,074
65	13,205	13,054	12,862	12,740	12,619	12,368	12,221	12,041	11,928	11,807	11,572	11,442	11,279	11,141
70	13,268	13,105	12,912	12,799	12,665	12,426	12,280	12,104	11,987	11,865	11,635	11,510	11,350	11,212

6.2.4. Bảng các thông số nhiệt vật lý

1. Bảng khối lượng riêng của dung dịch H_2O-LiBr

Bảng 6.7 trình bày khối lượng riêng của dung dịch H_2O-LiBr theo nhiệt độ và nồng độ. Trong bảng này, đơn vị của nhiệt độ và khối lượng riêng lần lượt là ^oC và kg/m^3.

2. Bảng nhiệt dung riêng đẳng áp

Bảng 6.8 trình bày nhiệt dung riêng đẳng áp của dung dịch H_2O-LiBr theo nhiệt độ và nồng độ. Trong bảng này đơn vị của nhiệt độ và nhiệt dung riêng lần lượt là ^oC và $kJ/(kg.K)$.

3. Bảng hệ số dẫn nhiệt

Bảng 6.9 trình bày hệ số dẫn nhiệt của dung dịch H_2O-LiBr theo nhiệt độ và nồng độ. Trong bảng này, đơn vị của nhiệt độ và hệ số dẫn nhiệt lần lượt là ^oC và $W/(m.K)$.

4. Bảng độ nhớt động lực học

Bảng 6.10 trình bày độ nhớt động lực học (*Dynamic Viscosity*) của dung dịch H_2O-LiBr theo nhiệt độ và nồng độ. Trong bảng này, đơn vị của nhiệt độ và độ nhớt lần lượt là ^oC và $Pa.s$.

5. Bảng độ nhớt động học

Bảng 6.11 trình bày độ nhớt động học (*Kinetic Viscosity*) của dung dịch H_2O-LiBr theo nhiệt độ và nồng độ. Trong bảng này, đơn vị của nhiệt độ và độ nhớt lần lượt là ^oC và m^2/s.

6. Bảng sức căng bề mặt

Bảng 6.12 trình bày sức căng bề mặt của dung dịch H_2O-LiBr theo nhiệt độ và nồng độ. Trong bảng này, đơn vị của nhiệt độ và sức căng bề mặt lần lượt là ^oC và N/m.

Bảng 6.7 *Khối lượng riêng (kg/m^3) của dung dịch H_2O-LiBr*

Nồng độ, %	Nhiệt độ của dung dịch, ^oC										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	999,8	999,7	998,2	995,7	992,2	988,0	983,2	977,8	971,8	965,3	958,4
5	1036	1036	1034	1032	1028	1024	1015	1007	998	988	977
10	1075	1074	1072	1069	1065	1060	1054	1046	1036	1025	1012
15	1118	1116	1113	1110	1106	101	1096	1090	1082	1074	1065
20	1164	1162	1159	1155	1151	1146	1141	1135	1129	1123	1116
25	1215	1212	1208	1204	1198	1193	1188	1183	1178	1172	1166
30	1267	1263	1259	1255	1250	1245	1240	1234	1228	1222	1216
35	1326	1322	1317	1312	1307	1302	1297	1292	1287	1282	1276
40	1391	1386	1381	1376	1371	1366	1361	1356	1351	1346	1341
45	1463	1458	1452	1446	1440	1435	1430	1425	1420	1415	1409
50	1544	1539	1533	1527	1521	1515	1509	1503	1497	1491	1485
55	1632	1627	1622	1616	1610	1603	1596	1590	1584	1578	1571
60	_	1725	1719	1712	1706	1699	1692	1686	1679	1672	1665
65	_	_	_	_	1810	1803	1795	1787	1779	1772	1764
70	_	_	_	_	_	_	_	_	1926	1915	1904

Bảng 6.8 *Nhiệt dung riêng đẳng áp (kJ/kg.K) của dung dịch H_2O-LiBr*

Nồng độ, %	Nhiệt độ của dung dịch, ^oC													
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
0	4,216	4,191	4,183	4,178	4,178	4,183	4,187	4,191	4,195	4,204	4,216	4,229	4,245	4,266
5	3,936	3,940	3,944	3,948	3,958	3,961	3,965	3,969	3,977	3,986	3,994	4,007	4,019	4,036
10	3,663	3,688	3,705	3,714	3,718	3,726	3,735	3,739	3,743	3,751	3,760	3,768	3,781	3,789
15	3,400	3,450	3,483	3,492	3,496	3,504	3,508	3,525	3,534	3,542	3,546	3,550	3,559	3,563
20	3,140	3,203	3,249	3,266	3,278	3,291	3,295	3,303	3,312	3,320	3,324	3,324	3,328	3,328
25	2,885	2,964	3,023	3,048	3,065	3,073	3,081	3,090	3,098	3,102	3,107	3,111	3,111	3,111
30	2,646	2,734	2,805	2,834	2,859	2,872	2,885	2,893	2,897	2,901	2,901	2,906	2,901	2,901
35	2,424	2,533	2,600	2,633	2,659	2,671	2,684	2,692	2,696	2,700	2,700	2,696	2,696	2,696
40	2,219	2,315	2,403	2,453	2,474	2,495	2,504	2,516	2,520	2,525	2,520	2,516	2,508	2,504
45	2,026	2,131	2,232	2,278	2,311	2,332	2,349	2,357	2,366	2,370	2,366	2,366	2,366	2,361
50	1,842	1,959	2,081	2,135	2,173	2,194	2,211	2,219	2,223	2,223	2,219	2,219	2,219	2,219
55	1,687	1,809	1,951	2,010	2,047	2,068	2,085	2,098	2,106	2,110	2,110	2,110	2,110	2,110
60	_	_	1,842	1,901	1,938	1,959	1,980	1,993	2,001	2,010	2,018	2,018	2,018	2,018

Bảng 6.9 *Hệ số dẫn nhiệt (W/m.K) của dung dịch H_2O-LiBr*

Nồng độ, %	Nhiệt độ của dung dịch, ^oC								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
0	0,552	0,578	0,598	0,614	0,628	0,641	0,651	0,661	0,669
5	0,541	0,565	0,585	0,601	0,614	0,627	0,637	0,647	0,655
10	0,528	0,552	0,571	0,587	0,600	0,613	0,622	0,632	0,640
15	0,514	0,537	0,556	0,571	0,584	0,597	0,606	0,614	0,623
20	0,499	0,522	0,541	0,555	0,568	0,579	0,588	0,597	0,605
25	0,484	0,506	0,524	0,538	0,550	0,562	0,571	0,579	0,586
30	0,468	0,490	0,506	0,520	0,531	0,543	0,551	0,559	0,566
35	0,452	0,473	0,490	0,502	0,514	0,524	0,534	0,541	0,548
40	0,437	0,457	0,473	0,486	0,498	0,507	0,516	0,523	0,529
45	0,423	0,442	0,457	0,470	0,481	0,491	0,499	0,506	0,512
50	0,409	0,428	0,442	0,455	0,465	0,474	0,481	0,488	0,495
55	0,393	0,412	0,426	0,437	0,448	0,457	0,464	0,470	0,477
60	_	_	0,408	0,419	0,428	0,437	0,444	0,450	0,456

Bảng 6.10 *Độ nhớt động lực học ($\mu.10^2$, Pa.s) của dung dịch H_2O-LiBr*

Nồng độ, %	Nhiệt độ của dung dịch, ^oC										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	1,789	1,308	1,003	0,798	0,652	0,546	0,466	0,404	0,355	0,315	0,283
5	1,844	1,388	1,086	0,877	0,72	0,609	0,528	0,463	0,419	0,376	0,342
10	1,936	1,482	1,179	0,962	0,794	0,679	0,600	0,534	0,477	0,436	0,394
15	2,069	1,585	1,269	1,044	0,863	0,738	0,646	0,578	0,520	0,473	0,442
20	2,213	1,708	1,379	1,132	0,944	0,802	0,707	0,636	0,576	0,528	0,480
25	2,406	1,841	1,511	1,24	1,03	0,871	0,772	0,687	0,625	0,575	0,525
30	2,674	2,06	1,687	1,339	1,163	0,984	0,855	0,765	0,700	0,636	0,584
35	3,011	2,341	1,911	1,588	1,308	1,12	0,986	0,873	0,799	0,718	0,664
40	3,492	2,745	2,211	1,831	1,536	1,318	1,158	1,031	0,926	0,842	0,771
45	4,391	3,456	2,731	2,271	1,901	1,636	1,430	1,268	1,151	1,033	0,93
50	5,807	4,567	3,635	2,979	2,495	2,122	1,841	1,624	1,445	1,298	1,173
55	8,408	6,429	5,191	4,283	3,543	2,999	2,587	2,243	1,981	1,799	1,651
60	_	_	8,478	6,628	5,41	4,537	3,859	3,322	2,906	2,608	2,415
65	_	_	_	_	_	7,410	6,067	5,075	4,323	3,575	3,299

Bảng 6.11 *Độ nhớt động học ($\nu.10^6$, m^2/s) của dung dịch H_2O-LiBr*

Nồng độ, %	Nhiệt độ của dung dịch, ^oC										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	1,77	1,3	1,0	0,8	0,66	0,55	0,47	0,41	0,365	0,325	0,295
5	1,78	1,34	1,05	0,85	0,70	0,595	0,52	0,46	0,42	0,38	0,35
10	1,80	1,38	1,10	0,90	0,745	0,64	0,57	0,51	0,46	0,425	0,39
15	1,85	1,42	1,14	0,94	0,78	0,67	0,59	0,53	0,48	0,44	0,415
20	1,9	1,47	1,19	0,98	0,82	0,7	0,62	0,56	0,51	0,47	0,53
25	1,98	1,52	1,25	1,03	0,86	0,73	0,65	0,58	0,53	0,49	0,45
30	2,11	1,63	1,34	1,11	0,93	0,9	0,69	0,62	0,57	0,52	0,48
35	2,27	1,77	1,45	1,21	1,00	0,86	0,76	0,68	0,62	0,56	0,52
40	2,51	1,98	1,6	1,33	1,12	0,965	0,85	0,76	0,685	0,625	0,575
45	3,00	2,37	1,88	1,57	1,32	1,14	0,995	0,89	0,81	0,73	0,66
50	3,76	2,96	2,37	1,95	1,64	1,4	1,22	1,08	0,965	0,87	0,79
55	5,15	3,95	3,2	2,65	2,2	1,87	1,62	1,41	1,25	1,14	1,05
60	_	_	4,93	3,87	3,17	2,67	2,28	1,97	1,73	1,56	1,45
65	_	_	_	_	_	4,11	3,38	2,84	2,43	2,12	1,87

Bảng 6.12 *Sức căng bề mặt ($\sigma.10^2$, N/m) của dung dịch H_2O-LiBr*

Nồng độ, %	Nhiệt độ của dung dịch, ^oC										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	7,66	7,45	7,26	7,07	6,92	6,71	6,58	6,42	6,26	6,11	5,95
5	7,70	7,51	7,34	7,18	7,01	6,86	6,73	6,59	6,48	6,36	6,23
10	7,76	7,60	7,43	7,29	7,13	7,00	6,88	6,77	6,66	6,56	6,45
15	7,85	7,69	7,53	7,39	7,24	7,12	6,99	6,89	6,79	6,69	6,62
20	7,93	7,79	7,65	7,51	7,37	7,24	7,14	7,04	6,94	6,87	6,76
25	8,04	7,90	7,77	7,63	7,50	7,36	7,26	7,16	7,07	7,00	6,91
30	8,18	8,04	7,91	7,75	7,65	7,52	7,41	7,31	7,27	7,15	7,07
35	8,32	8,17	8,05	7,93	7,79	7,68	7,58	7,49	7,41	7,32	7,25
40	8,46	8,29	8,20	8,08	8,02	7,87	7,77	7,68	7,60	7,52	7,44
45	8,65	8,52	8,39	8,28	8,17	8,07	7,98	7,88	7,82	7,75	7,65
50	8,86	8,74	8,61	8,51	8,40	8,30	8,21	8,14	8,05	7,98	7,91
55	9,10	8,97	8,87	8,78	8,67	8,57	8,49	8,40	8,33	8,26	8,19
60	_	_	9,17	9,05	8,95	8,86	8,78	8,69	8,62	8,55	8,51

6.2.5. Một số công thức có liên quan đến dung dịch H_2O-LiBr

Trước khi trình bày cụ thể các công thức, cần hết sức lưu ý cách nhập giá trị của nồng độ dung dịch vào trong các công thức được trình bày trong mục này. Giá trị nồng độ c đưa vào các phương trình được thể hiện ở phần số của nồng độ tính theo *phần trăm*, ví dụ nếu nồng độ là 57% thì ta không nhập c = 0,57 mà nhập c = 57 vào các phương trình có liên quan.

1. Enthalpy của dung dịch

Công thức (6.3) trình bày cách xác định enthalpy i (*kJ/kg*) của dung dịch H_2O-LiBr khi biết nồng độ c (%) và nhiệt độ t (^oC):

$$i = \sum_{i=1}^{6} \sum_{j=1}^{3} a_{ij}.c^{(i-1)}.t^{(j-1)} \qquad (6.3)$$

Các hệ số a_{ij} trong công thức (6.3) được trình bày trong bảng 6.13.

Bảng 6.13

i	j	a_{ij}
1	1	1,134125
2	1	$-4,80045.10^{-1}$
3	1	$-2,161438.10^{-3}$
4	1	$2,336235.10^{-4}$
5	1	$-1,188679.10^{-5}$
6	1	$2,291532.10^{-7}$
1	2	4,124891
2	2	$-7,643903.10^{-2}$
3	2	$2,589577.10^{-3}$
4	2	$-9,500522.10^{-5}$
5	2	$1,708026.10^{-6}$
6	2	$-1,102363.10^{-8}$
1	3	$5,743693.10^{-4}$
2	3	$5,870921.10^{-5}$
3	3	$-7,375319.10^{-6}$
4	3	$3,277592.10^{-7}$
5	3	$-6,062304.10^{-9}$
6	3	$3,901897.10^{-11}$

Ngoài ra, có thể tham khảo thêm công thức (6.4) khi cần tính enthalpy của dung dịch H_2O-LiBr. Trong công thức này, đơn vị của i là *Btu/lb*, đơn vị của c là *%*, còn đơn vị của t là ^oF:

$$i = A + B.t + D.t^2 \tag{6.4}$$

Với:

$$A = -1015{,}07 + 79{,}5387.c - 2{,}358016.c^2 + 0{,}03031583.c^3 - 1{,}400261.10^{-4}.c^4$$

$$B = 4{,}68108 - 3{,}037766.10^{-1}.c + 8{,}44845.10^{-3}.c^2 - 1{,}047721.10^{-4}.c^3 + 4{,}80097.10^{-7}.c^4$$

$$D = -4{,}9107.10^{-3} + 3{,}83184.10^{-4}.c - 1{,}078963.10^{-5}.c^2 + 1{,}3152.10^{-7}.c^3 - 5{,}897.10^{-10}.c^4$$

2. Khối lượng riêng của dung dịch

Mối quan hệ giữa khối lượng riêng ρ (kg/m^3) của dung dịch H_2O-LiBr theo nhiệt độ t (^oC) và nồng độ c (%) được trình bày trong công thức (6.5):

$$\rho = 1000. \sum_{i=1}^{5} \sum_{j=1}^{3} a_{ij}.c^{(i-1)}.t^{(j-1)} \tag{6.5}$$

Bảng 6.14 trình bày cụ thể các hệ số a_{ij} trong công thức (6.5).

Bảng 6.14

i	j	a_{ij}
1	1	$9{,}939006.10^{-1}$
2	1	$1{,}046888.10^{-2}$
3	1	$-1{,}667939.10^{-4}$
4	1	$5{,}332835.10^{-6}$
5	1	$-3{,}440005.10^{-8}$
1	2	$-5{,}631094.10^{-4}$
2	2	$1{,}633541.10^{-5}$
3	2	$-1{,}110273.10^{-6}$

4	2	$2,882292.10^{-8}$
5	2	$-2,523579.10^{-10}$
1	3	$1,392527.10^{-6}$
2	3	$-2,801009.10^{-7}$
3	3	$1,734979.10^{-8}$
4	3	$-4,232988.10^{-10}$
5	3	$3,503024.10^{-12}$

3. Nhiệt độ bão hòa của môi chất lạnh

Trong trường hợp này, môi chất lạnh là nước và hơi nước. Các công thức (6.6) và (6.7) dưới đây giúp ta tính được nhiệt độ bão hòa của môi chất lạnh T (*K*) khi đã biết áp suất p (*MPa*):

Khi $p < 12,33 MPa$:

$$T = 42,6776 - \frac{3892,7}{\ln(p) - 9,48654} \tag{6.6}$$

Khi $p \geq 12,33 MPa$:

$$T = -387,592 - \frac{12587,5}{\ln(p) - 15,2578} \tag{6.7}$$

4. Enthalpy của môi chất lạnh

Gọi i' và i" lần lượt là enthalpy của môi chất lạnh (*kJ/kg*) ở trạng thái lỏng sôi và ở trạng thái hơi bão hòa khô ứng với nhiệt độ T (*K*), ta có thể tính i' và i'' theo các công thức (6.8) và (6.9) dưới đây:

$$i' = 2099,3.[a_1 + \sum_{i=2}^{8} a_i.T_R^{(i-1)}] \tag{6.8}$$

$$i'' = 2099,3.[1 + b_1.T_R^{1/3} + b_2.T_R^{5/6} + b_3.T_R^{7/8} + \sum_{i=4}^{8} b_i.T_R^{(i-3)}] \tag{6.9}$$

Trong các công thức (6.8) và (6.9), T_R là thông số trung gian được xác định như sau:

$$T_R = \frac{647,3 - T}{647,3} \tag{6.10}$$

Bảng 6.15 trình bày cụ thể giá trị của các hệ số a_i và b_i.

Bảng 6.15

i	a_i	b_i
1	$8,839230108.10^{-1}$	$4,57874342.10^{-1}$
2	-2,67172935	5,08441288
3	6,22640035	-1,48513244
4	-13,1789573	-4,81351884
5	-1,91322436	2,69411792
6	68,7937653	-7,39064542
7	$-1,24819906.10^{2}$	10,4961689
8	72,1435404	-5,46840036

5. Nhiệt độ bão hòa của môi chất lạnh cân bằng với dung dịch lỏng sôi

Khảo sát dung dịch H_2O-LiBr đang sôi có nồng độ c (%), nhiệt độ t (^oF) và áp suất p. Ở trạng thái này, có thể xác định nhiệt độ bão hòa t_d (^oF) của môi chất lạnh ứng với áp suất p bằng công thức (6.11) dưới đây:

$$t_d = \sum_{i=1}^{6} \sum_{j=1}^{3} a_{ij}.c^{(i-1)}.t^{(j-1)} \qquad (6.11)$$

Các hệ số a_{ij} trong công thức (6.11) được trình bày trong bảng 6.16.

Bảng 6.16

i	j	a_{ij}
1	1	$-1,313448.10^{-1}$
2	1	$1,820914.10^{-1}$
3	1	$-5,177356.10^{-2}$
4	1	$2,827426.10^{-3}$
5	1	$-6,380541.10^{-5}$
6	1	$4,340498.10^{-7}$
1	2	$9,967944.10^{-1}$
2	2	$1,778069.10^{-3}$
3	2	$-2,215597.10^{-4}$
4	2	$5,913618.10^{-6}$
5	2	$-7,308556.10^{-8}$
6	2	$2,788472.10^{-10}$
1	3	$1,978788.10^{-5}$
2	3	$-1,779481.10^{-5}$
3	3	$2,002427.10^{-6}$
4	3	$-7,667546.10^{-8}$
5	3	$1,201525.10^{-9}$
6	3	$-6,64171.10^{-12}$

6. Áp suất bão hòa của môi chất lạnh

Gọi p là áp suất bão hòa của nước và hơi nước ứng với nhiệt độ t.

Trong trường hợp $t < 100^oC$ thì ta có thể tính p theo công thức (6.12):

$$\log p = 28{,}59051 - 8{,}2.\log(t + 273{,}15) + 0{,}0024804.(t + 273{,}15) - \frac{3142{,}31}{t + 273{,}15} \quad (6.12)$$

Khi t có giá trị nhỏ (rất gần nhiệt độ đông đặc của nước), ta có thể tính p bằng công thức sau:

$$\log p = 10{,}5380997 - 2663{,}91 / (273{,}15 + t) \quad (6.13)$$

Trong công thức (6.12) thì nhiệt độ t và áp suất p có đơn vị lần lượt là ^oC và *bar*, còn trong công thức (6.13) thì nhiệt độ t và áp suất p có đơn vị lần lượt là ^oC và *mbar*.

7. Nhiệt độ sôi của dung dịch

Khảo sát dung dịch H_2O-LiBr ở áp suất p và nồng độ c. Gọi t là nhiệt độ sôi của dung dịch, ta có thể xác định giá trị của t bằng công thức sau đây:

$$t = A.\left(\frac{-2E}{D + [D^2 - 4(F - N).E]^{0,5}} - 459{,}72\right) + B \quad (6.14)$$

Trong đó:

$$A = -2{,}00755 + 0{,}16976.c - 3{,}133362.10^{-3}.c^2 + 1{,}97668.10^{-5}.c^3$$

$$B = 321{,}128 - 19{,}322.c + 0{,}374382.c^2 - 2{,}0637.10^{-3}.c^3$$

$$D = -2886{,}373$$

$$E = -337269{,}46$$

$$F = 6{,}21147$$

$$N = \log(p)$$

Trong công thức (6.14), đơn vị của áp suất p, nhiệt độ t và nồng độ c lần lượt là *psia*, ^oF và *%*.

8. Áp suất bão hòa của dung dịch

Gọi p là áp suất bão hòa của dung dịch H_2O-LiBr ở nhiệt độ t và nồng độ c, khi biết t và c ta có thể xác định giá trị tương ứng của p bằng công thức dưới đây:

$$\log p = F + \frac{D}{TR + 459,72} + \frac{E}{(TR + 459,72)^2} \qquad (6.15)$$

TR là giá trị nhiệt độ trung gian được xác định như sau:

$$TR = \frac{t - B}{A} \qquad (6.16)$$

Trong công thức (6.15) và biểu thức (6.16) thì các hệ số A, B, D, E và F vẫn được xác định giống như ở công thức (6.14). Trong trường hợp này thì đơn vị của áp suất p và nhiệt độ t là *psia* và ^oF.

9. Nồng độ của dung dịch

Khảo sát dung dịch H_2O-LiBr ở áp suất p và nồng độ c. Gọi t (^oC) là nhiệt độ sôi của dung dịch và t'(^oC) là nhiệt độ bão hòa của hơi nước ứng với áp suất p. Ta đã biết, hơi nước bay ra từ dung dịch H_2O-LiBr đang sôi sẽ có trạng thái quá nhiệt và ở cùng nhiệt độ t với dung dịch. Gọi t_{sv} là độ quá nhiệt của hơi nước, có nghĩa là $t_{sv} = t - t'$, ta có thể sử dụng công thức (6.17) dưới đây để xác định nồng độ c của dung dịch:

$$c = 38,3893 + a_1.t_{sv} + a_2.t_{sv}^2 + a_3.t' + a_4.(t')^2 + a_5.t_{sv}.t' + a_6.t_{sv}^2.t' + a_7.t_{sv}.(t')^2 + a_8.(t_{sv}.t')^2 \qquad (6.17)$$

Các hệ số a_i trong công thức (6.17) có giá trị được trình bày trong bảng 6.17 dưới đây.

Bảng 6.17

a_1	0,5362	a_5	$4,7942.10^{-3}$
a_2	$2,103.10^{-4}$	a_6	$-7,4752.10^{-5}$
a_3	$-0,1335$	a_7	$-4,5258.10^{-5}$
a_4	$7,7844.10^{-4}$	a_8	$6,1135.10^{-7}$

Ví dụ 6.1

Khảo sát dung dịch H_2O-LiBr ở các trạng thái sau:

a- Nhiệt độ 139,7^oC và nồng độ 57,5%.

b- Nhiệt độ 149^oC và nồng độ 60,7%.

c- Nhiệt độ 92^oC và nồng độ 64%.

Xác định enthalpy của dung dịch đang khảo sát bằng các công thức (6.3) và (6.4), so sánh các kết quả nhận được.

Giải

Bảng 6.18 trình bày các kết quả xác định enthalpy của dung dịch H_2O-LiBr bằng các công thức (6.3) và (6.4).

Bảng 6.18

Trạng thái	(6.3) *kJ/kg*	(6.4) *Btu/lb*
Nhiệt độ 139,7^oC và nồng độ 57,5%.	302,9746	130,452
Nhiệt độ 149^oC và nồng độ 60,7%.	326,6381	141,0354
Nhiệt độ 92^oC và nồng độ 64%.	232,7459	100,6052

Khi so sánh các giá trị enthalpy nhận được bằng cách sử dụng các công thức có nguồn gốc khác nhau, ta chỉ nên so sánh *hiệu số enthalpy* giữa các trạng thái mà không cần chú ý đến giá trị enthalpy ở mỗi trạng thái. Bằng cách chuyển đổi *Btu/lb* sang *kJ/kg*, ta thấy hiệu số enthalpy của các trường hợp đang khảo sát không sai khác nhau bao nhiêu. Như vậy, khi xác định enthalpy của các trạng thái trong cùng một bài toán, ta có thể sử dụng bất kỳ công thức nào. Tuy nhiên, trong cùng một bài toán, khi đã chọn công thức nào thì nên sử dụng chỉ công thức ấy cho toàn bộ bài toán.

Ví dụ 6.2

Xác định khối lượng riêng của dung dịch H_2O-LiBr bằng công thức (6.5) ứng với các trạng thái sau:

a- Nhiệt độ 40^oC và nồng độ 50%.

b- Nhiệt độ 70^oC và nồng độ 35%.

c- Nhiệt độ 60^oC và nồng độ 60%.

So sánh các kết quả tính được với các số liệu tra từ bảng 6.7.

Giải

Bảng 6.19 trình bày các giá trị khối lượng riêng (kg/m^3) tính được và các số liệu tra được từ bảng 6.7.

Bảng 6.19

Trạng thái	Tính toán	Tra bảng
Nhiệt độ 40^oC và nồng độ 50%.	1531,69	1521
Nhiệt độ 70^oC và nồng độ 35%.	1298,16	1292
Nhiệt độ 60^oC và nồng độ 60%.	1693,8	1692

Ví dụ 6.3

Tính toán nhiệt độ bão hòa của nước và hơi nước ở các trạng thái sau:

a- p = 3*bar*

b- p = 5*bar*

c- p = 7*bar*

d- p = 0,01*bar*

e- p = 0,05*bar*

f- p = 0,1*bar*

So sánh với các giá trị tương ứng tra từ bảng.

Giải

Bảng 6.20 trình bày nhiệt độ bão hòa của nước và hơi nước ở các trạng thái đã cho.

Bảng 6.20

Áp suất, *bar*	Nhiệt độ tính toán		Nhiệt độ tra bảng, ^oC
	K	^oC	
3	406,8042	133,6542	133,54
5	425,0764	151,9264	151,84
7	438,148	164,998	164,96
0,01	280,12	6,97	6,92
0,05	305,9673	32,8173	32,88
0,1	318,918	45,768	45,84

Ví dụ 6.4

Tính toán enthalpy của nước sôi và hơi nước ở trạng thái bão hòa khô ứng với các giá trị nhiệt độ sau: 50^oC, 100^oC, 150^oC, 200^oC, 220^oC và 250^oC. So sánh với các giá trị tra được từ bảng hơi nước.

Giải

Bảng 6.21 trình bày các kết quả enthalpy tính toán và tra bảng.

Bảng 6.21

Nhiệt độ,^oC	Enthalpy, *kJ/kg* (tính toán)		Enthalpy, *kJ/kg* (tra bảng)	
	i'	i"	i'	i"
50	209,5577	2592,2	209,3	2592
100	419,6104	2676,1	419,1	2676
150	631,9209	2746,8	632,2	2746
200	852,5865	2793,3	852,4	2793
220	944,0471	2802,2	943,7	2802
250	1086	2801,6	1085,7	2801

Ví dụ 6.5

Khảo sát dung dịch H_2O-LiBr đang sôi có nồng độ c và nhiệt độ t. Xác định nhiệt độ bão hòa của hơi nước khi ở cùng áp suất với dung dịch đang khảo sát trong các trường hợp sau:

a- c = 50%, t = 200^oF

b- c = 60%, t = 150^oF

c- c = 70%, t = 250^oF

d- c = 0%, t = 180^oF

e- c = 40%, t = 170^oF

f- c = 45%, t = 200^oF

Giải

Bảng 6.22 trình bày các kết quả tính toán dựa theo phương trình (6.11).

Bảng 6.22

Trạng thái của dung dịch	Nhiệt độ bão hòa của hơi nước, o^0F
c = 50%, t = 200^0F	149,52
c = 60%, t = 150^0F	73,7969
c = 70%, t = 250^0F	119,0027
c = 0%, t = 180^0F	179,9328
c = 40%, t = 170^0F	145,0567
c = 45%, t = 200^0F	162,6123

Ví dụ 6.6

Tính toán áp suất bão hòa của nước và hơi nước ứng với các nhiệt độ $0,01^oC$, 5^oC, 10^oC, 20^oC, 30^oC, 40^oC và 50^oC. So sánh các kết quả tính được với các kết quả tra từ bảng.

Giải

Bảng 6.23 trình bày các giá trị áp suất tính theo các công thức (6.12), (6.13) và tra bảng.

Bảng 6.23

Nhiệt độ, ^oC	Áp suất bão hòa, *bar*	
	Tính toán	Tra bảng
0,01	0,00610805	0,006108
5	0,00871298	0,008719
10	0,01226345	0,012277
20	0,023355124	0,02337
30	0,0423957	0,04241
40	0,07371523	0,07375
50	0,123293165	0,12335

Ví dụ 6.7

Xác định nhiệt độ sôi của dung dịch H_2O-LiBr ở các trạng thái sau:

a- p = 6,5*mmHg* và c = 45%
b- p = 64*mmHg* và c = 60%
c- p = 580*mmHg* và c = 64%
d- p = 70*mmHg* và c = 50%
e- p = 570*mmHg* và c = 62%

Giải

Bảng 6.24 trình bày các kết quả tính toán nhiệt độ sôi của dung dịch ứng với các trạng thái đã cho.

Bảng 6.24

Trạng thái của dung dịch	Nhiệt độ sôi, ^oC
p = 6,5*mmHg* và	18,96977
p = 64*mmHg* và	88,334329
p = 580*mmHg*	157,9825
p = 70*mmHg* và	70,146
p = 570*mmHg*	151,5102

Ví dụ 6.8

Xác định áp suất bão hòa của dung dịch H_2O-LiBr ứng với các trạng thái sau:

a- t = 18,96977^oC và c = 45%

b- t = 88,334329^oC và c = 60%

c- t = 157,9825^oC và c = 64%

d- t = 70,146^oC và c = 50%

e- t = 151,5102^cC và c = 62%

Giải

Bảng 6.25 trình bày áp suất bão hòa của dung dịch ứng với các trạng thái đã cho.

Bảng 6.25

Trạng thái của dung dịch	Áp suất bão hòa, *mmHg*
t = 18,96977^oC và c = 45%	6,499
t = 88,334329^oC và c = 60%	63,999
t = 157,9825^oC và c = 64%	579,999
t = 70,146^oC và c = 50%	69,999
t = 151,5102^oC và c = 62%	569,999

Ví dụ 6.9

Xác định nồng độ và áp suất của dung dịch H_2O-LiBr làm việc ở các điều kiện sau:

- Nhiệt độ sôi của dung dịch: 75^oC.
- Nhiệt độ bão hòa của hơi nước ở cùng áp suất: 40^oC.

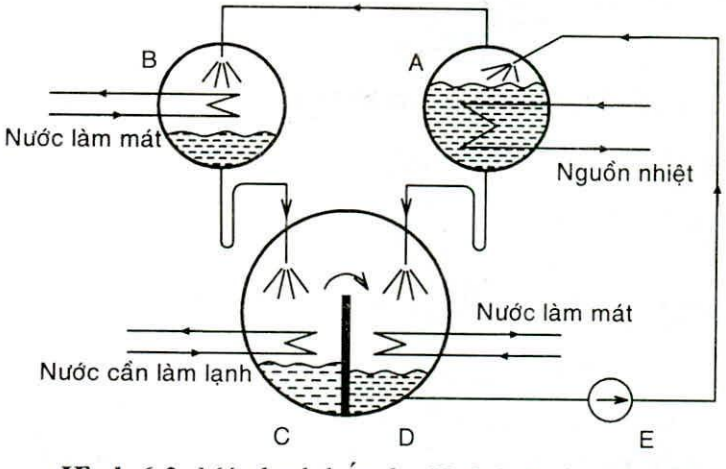
Giải

Từ công thức (6.17), ta tính được nồng độ của dung dịch H_2O-LiBr là 55,0322%. Áp suất tương ứng của dung dịch đang khảo sát được tính theo công thức (6.15), giá trị cụ thể là 56,56*mmHg*.

§6.3. MÁY LẠNH HẤP THỤ H_2O-LiBr LOẠI SINGLE EFFECT

6.3.1. Sơ đồ và nguyên lý hoạt động

Sơ đồ nguyên lý của máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Single Effect được trình bày ở hình 6.3. Trong sơ đồ này, ta gọi A là bình phát sinh (Generator), B là bình ngưng tụ (Condenser), C là bình bay hơi (Evaporator), D là bình hấp thụ (Absorber) và E là bơm dung dịch.



Hình 6.3 *Máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Single Effect*

Khái niệm nồng độ trong trường hợp này được định nghĩa theo công thức (6.1). Ta thấy, dưới tác động của nguồn nhiệt cấp từ bên ngoài, dung dịch H_2O-LiBr trong bình phát sinh A sẽ sôi và bay hơi. Ở điều kiện áp suất như nhau, do nước có nhiệt độ sôi thấp hơn khá đáng kể so với LiBr nên trong thực tế chỉ có hơi nước bay ra từ bình phát sinh ở trạng thái *hơi quá nhiệt*.

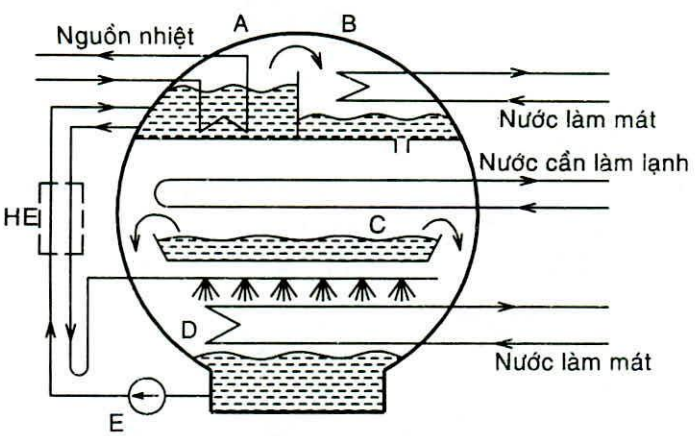
Tại bình ngưng tụ, hơi nước quá nhiệt đến từ bình phát sinh sẽ nhả nhiệt cho nước làm mát để trở thành trạng thái lỏng sôi. Nước ở trạng thái lỏng sôi sẽ được cho đi qua cơ cấu giảm áp để đi vào bình bay hơi C. Cần nhấn mạnh, cũng như ở máy lạnh có máy nén hơi, môi chất lạnh (trong trường hợp này là hơi nước) khi đi vào bình bay hơi sẽ có trạng thái bão hòa ẩm. Tương ứng với điều này, áp suất của hơi nước giảm từ giá trị p_k trong bình phát sinh và bình ngưng tụ đến giá trị p_o trong bình bay hơi và bình hấp thụ. Ở bình bay hơi, hơi nước ở trạng thái bão hòa ẩm sẽ nhận nhiệt từ lượng nước cần làm lạnh để sôi và bay hơi. Trong trường hợp này, cũng như ở các Water Chiller làm việc với máy nén hơi, lượng nước cần được làm lạnh chính là lượng nước trở về từ các FCU, AHU, FAU và PAU. Khi ra khỏi bình bay hơi, trạng thái hơi nước được xem là bão hòa khô và hơi nước được tiếp tục cho đi qua bình hấp thụ. Tại đây, hơi nước sẽ được hấp thụ bởi dung dịch đậm đặc trở về từ bình phát sinh. Chính vì điều này, dung dịch ở đầu ra của bình hấp thụ sẽ có nồng độ loãng hơn. Do quá trình hấp thụ phát sinh nhiệt lượng cho nên cần phải giải nhiệt cho bình hấp thụ. Trong nhiều trường hợp, người ta dùng nước ở trạng thái tự nhiên để giải nhiệt cho bình hấp thụ. Nước giải nhiệt cho bình ngưng tụ và bình hấp thụ có thể là 2 hệ thống riêng biệt, không liên quan gì với nhau, hoặc cũng có thể được đấu song song hoặc nối tiếp với nhau. Trong trường hợp nối tiếp, người ta có thể cho nước giải nhiệt đi qua bình ngưng tụ trước hoặc đi qua bình hấp thụ trước. Khi thực hiện cần nghiên cứu kỹ để lựa chọn phương án phù hợp. Từ bình hấp thụ, dung dịch loãng được bơm E đưa trở lại bình phát sinh để bắt đầu chu trình mới.

Trên cơ sở những điều đã trình bày ở trên, cần phải nhấn mạnh một lần nữa các đặc điểm sau:

- Bình phát sinh và bình ngưng tụ về nguyên tắc có áp suất làm việc giống nhau và gọi là p_k.
- Bình bay hơi và bình hấp thụ về nguyên tắc có áp suất làm việc giống nhau và gọi là p_o.
- Trong loại máy lạnh này thì H_2O giữ vai trò môi chất lạnh, còn LiBr giữ vai trò chất hấp thụ.
- Trong các ứng dụng về điều hòa không khí thì các giá trị p_k và p_o đều rất nhỏ, nhỏ hơn rất nhiều so với áp suất khí quyển. Chính vì vậy, một trong những nhược điểm cơ bản của máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr là khả năng bị không khí bên ngoài xâm nhập vào hệ thống. Thực sự thì tỉ số p_k/p_o khá lớn, vào khoảng 10 lần, nhưng hiệu số $(p_k - p_o)$ thì rất nhỏ. Chính vì vậy, ở máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Single Effect, người ta không dùng van tiết lưu như ở máy lạnh có máy nén hơi mà sử dụng các cơ cấu giảm áp khá đơn giản.

- Dung dịch H_2O-LiBr có thể bị *kết tinh* trong một số vùng trạng thái nhất định, do đó cần lưu ý đến hiện tượng này khi thiết kế và vận hành để tránh những sự cố ngoài ý muốn.
- Đối với máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Single Effect thì không nên cấp nhiệt bằng những nguồn nhiệt có nhiệt thế cao, lý do là các máy lạnh loại này không có khả năng khai thác hiệu quả exergy của nguồn nhiệt. Để vận hành các sơ đồ loại Single Effect, nhiệt độ nguồn nhiệt cấp vào nên ở trong khoảng từ 100^oC đến 110^oC, thông thường người ta dùng nước nóng hoặc hơi nước ở áp suất thấp.

Do áp suất làm việc trong hệ thống quá thấp (độ chân không rất cao) cho nên các máy lạnh hấp thụ loại này thường được trang bị cơ cấu xả khí (*Purge Unit*) để có thể duy trì tốt độ chân không trong hệ thống. Ngoài ra, để tăng độ tin cậy trong việc đảm bảo độ chân không theo yêu cầu, trong thực tế người ta không sản xuất máy lạnh hấp thụ loại này ở dạng nhiều bình rời như mô tả ở hình 6.3. Thay vào đó, người ta thường dùng cấu tạo kiểu một vỏ ống (*Single Shell Design*) như trình bày ở hình 6.4. Từ hình vẽ này, ta thấy người ta bố trí các bình phát sinh A, bình ngưng tụ B, bình bay hơi C và bình hấp thụ D trong cùng một vỏ bọc hình trụ nằm ngang. Để thuận tiện cho sự chuyển động của dung dịch, bình phát sinh A và bình ngưng tụ B được bố trí ở phía trên, còn bình bay hơi C và bình hấp thụ D được bố trí ở phía dưới.



Hình 6.4 *Bố trí kiểu một vỏ ống*

Một nhận xét khác, dung dịch đậm đặc đi đến bình hấp thụ từ bình phát sinh có nhiệt độ khá cao, trong khi đó dung dịch loãng đi đến bình phát sinh từ bình hấp thụ có nhiệt độ khá thấp. Chính vì vậy, để có thể tiết kiệm lượng nhiệt cấp vào bình phát sinh, người ta thường dùng thêm bộ trao đổi

nhiệt HE để tạo điều kiện cho hai dòng dung dịch này có thể trao đổi nhiệt với nhau, nhờ quá trình này mà nhiệt độ dòng dung dịch loãng khi đi vào bình phát sinh có thể tăng thêm đến một giá trị tương ứng nào đó. Ta gọi các sơ đồ ở các hình 6.3 và 6.4 là sơ đồ loại Single Effect vì chỉ thực hiện cấp nhiệt một lần ở bình phát sinh và ngưng tụ một lần ở bình ngưng tụ.

Gọi:

Q_h - nhiệt lượng cấp vào bình phát sinh.

Q_k - nhiệt lượng nhả ra ở bình ngưng tụ.

Q_o - nhiệt lượng nhận vào ở bình bay hơi (hay năng suất lạnh).

Q_a - nhiệt lượng nhả ra ở bình hấp thụ.

W - công cấp cho bơm dung dịch.

Theo nguyên tắc cân bằng năng lượng, ta viết được:

$$Q_h + Q_o + W = Q_a + Q_k \tag{6.18}$$

Tuy nhiên, do W khá nhỏ, chỉ chiếm *vài phần trăm* so với Q_h, nên ta có thể bỏ qua W. Vì vậy phương trình (6.18) được viết lại như sau:

$$Q_h + Q_o = Q_a + Q_k \tag{6.19}$$

Để đánh giá hiệu quả của máy lạnh hấp thụ người ta sử dụng hệ số COP (Coefficient of Performance). Ta định nghĩa hệ số COP như sau:

$$COP = \frac{Q_o}{Q_h} \tag{6.20}$$

Đối với máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Single Effect, giá trị của hệ số COP biến đổi trong khoảng từ 0,6 đến khoảng trên dưới 0,7.

6.3.2. Biểu diễn các quá trình trên các đồ thị cơ bản

1. Trên đồ thị i – c

Gọi:

1 - Dung dịch loãng bắt đầu sôi và bay hơi trong bình phát sinh.

2 - Hơi nước ở trạng thái quá nhiệt bay ra khỏi bình phát sinh.

2'- Nước ngưng tụ trong bình ngưng.

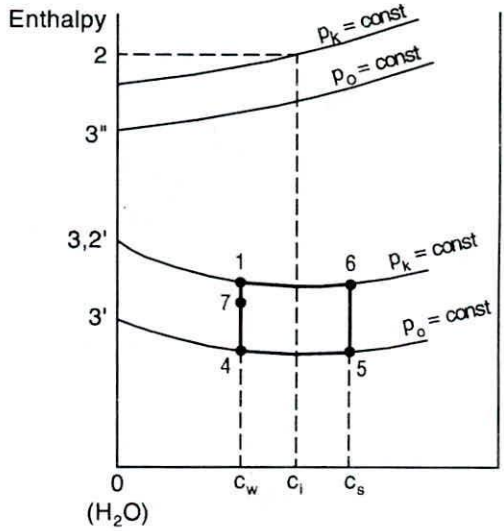
3 - Hơi nước đi vào bình bay hơi sau khi đi qua cơ cấu giảm áp.

3`- Nước ở trạng thái lỏng sôi ứng với áp suất p_o.

3"- Hơi nước bão hòa khô bay ra khỏi bình bay hơi để đi vào bình hấp thụ.
4 - Dung dịch loãng ra khỏi bình hấp thụ để đi vào bộ trao đổi nhiệt.
5 - Dung dịch đậm đặc sau khi ra khỏi bộ trao đổi nhiệt để đi vào bình hấp thụ.
6 - Dung dịch đậm đặc rời khỏi bình phát sinh để đi vào bộ trao đổi nhiệt.
7 - Dung dịch loãng ra khỏi bộ trao đổi nhiệt để đi vào bình phát sinh.

Hình 6.5 trình bày đồ thị i – c của máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Single Effect mô tả ở hình 6.3. Trên đồ thị này, các mức áp suất cao và thấp lần lượt được ký hiệu bằng p_k và p_o, các mức nồng độ đậm đặc và loãng lần lượt được ký hiệu bằng c_s và c_w. Từ đồ thị i – c ở hình 6.5, ta thấy dung dịch loãng đi vào bình phát sinh có trạng thái 7 ứng với nồng độ c_w, bắt đầu sôi trong bình phát sinh ở trạng thái 1, và rời khỏi bình phát sinh ở trạng thái 6 với nồng độ c_s. Như vậy, trong bình phát sinh, tùy theo vị trí mà nồng độ dung dịch có thể biến đổi từ c_w đến c_s. Tương ứng với điều này, trạng thái dung dịch lỏng sôi trong bình phát sinh ở áp suất p_k không chỉ là 1 và 6, mà là toàn bộ các trạng thái nằm trên đường p_k = const ứng với nồng độ thay đổi từ c_w đến c_s. Như đã biết, ứng với mỗi một trạng thái lỏng sôi của dung dịch H_2O-LiBr, bằng phương pháp đồ thị ta có thể xác định được trạng thái tương ứng của hơi nước bay ra. Điều này có nghĩa là, hơi nước bay ra từ bình phát sinh không phải chỉ ở một trạng thái, mà là nhiều trạng thái cân bằng với nhiều trạng thái dung dịch lỏng sôi trong bình phát sinh ở áp suất p_k = const. Chính vì vậy, để xác định trạng thái đại diện hoặc trạng thái trung bình của hơi nước bay ra từ bình phát sinh, người ta đặt ra khái niệm nồng độ trung gian c_i (*Intermediate Concentration*). Về mặt giá trị, có thể xem c_i là trung bình cộng của c_w và c_s. Trên cơ sở đó, ta có thể xem trạng thái hơi nước trung bình (trạng thái 2) bay ra từ bình phát sinh là trạng thái hơi nước cân bằng với dung dịch lỏng sôi ở nồng độ c_i và áp suất p_k.

Sau khi đi vào bình ngưng tụ và nhả nhiệt cho nước làm mát, hơi quá nhiệt 2 trở thành lỏng sôi ở trạng thái 2' và đi qua cơ cấu giảm áp để đi đến bình bay hơi ở trạng thái 3. Trên đồ thị i – c, 2' là giao điểm của đường p_k = const (trong vùng lỏng) và trục tung ứng với nồng độ c = 0. Ở đầu ra của cơ cấu giảm áp, nhận xét ta thấy enthalpy của trạng thái 3 bằng enthalpy của trạng thái 2', do đó trên đồ thị i- c điểm 3 trùng với điểm 2'. Tuy nhiên, do điểm 2' ứng với áp suất p_k, còn điểm 3 ứng với áp suất p_o, nên điểm 3 có trạng thái hơi bão hòa ẩm. Ta hiểu điểm 3 là trạng thái hòa trộn giữa trạng thái lỏng sôi 3' và trạng thái hơi bão hòa khô 3". Trên đồ thị i – c, điểm 3' là giao điểm giữa đường p_o = const (trong vùng lỏng) và trục tung ứng với nồng độ c = 0, còn điểm 3" là giao điểm giữa đường p_o = const (trong vùng hơi) và trục tung ứng với nồng độ c = 0.



Hình 6.5 *Đồ thị i-c của máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Single Effect*

Do ở bình phát sinh luôn luôn có một lượng hơi nước bay ra, cho nên nồng độ dung dịch rời bình phát sinh (trạng thái 6) đậm đặc hơn so với nồng độ dung dịch đi vào bình phát sinh (trạng thái 7). Dung dịch ở trạng thái 6 được cho đi qua bộ trao đổi nhiệt HE để nhả nhiệt và trở thành trạng thái 5. Chính do nhiệt lượng nhả ra từ dòng dung dịch đậm đặc này mà dòng dung dịch loãng đến từ bình hấp thụ biến đổi trạng thái từ 4 đến 7. Hình 6.6 mô tả bộ trao đổi nhiệt giữa dòng dung dịch đậm đặc và dòng dung dịch loãng.



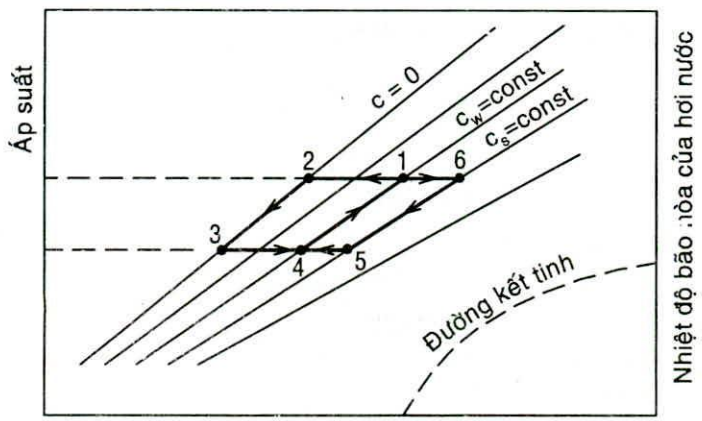
Hình 6.6 *Bộ trao đổi nhiệt*

Ở bình hấp thụ, hơi nước đến từ bình bay hơi có trạng thái 3" được hấp thụ bởi dòng dung dịch đậm đặc đến từ bình phát sinh có trạng thái 5. Do kết quả của quá trình giải nhiệt, dung dịch loãng rời bình hấp thụ có trạng thái 4 và được bơm dung dịch E bơm trở lại vào bình phát sinh.

2. Trên đồ thị log p-T

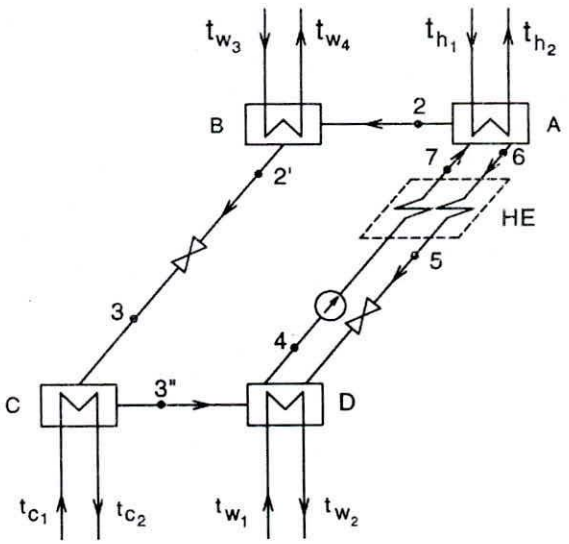
Hình 6.7 trình bày đồ thị logp-T (còn gọi là giản đồ *Dühring*) của máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Single Effect. So với đồ thị i – c, đồ thị

logp-T có nhược điểm là không thể phân biệt rõ trạng thái lỏng sôi và trạng thái hơi bão hòa khô của môi chất lạnh (c = 0). Ngoài ra, trên đồ thị này ta cũng không thể nào biểu diễn được hơi nước ở trạng thái quá nhiệt. Như vậy, có thể xem điểm 2 trên đồ thị logp-T đại diện cho các điểm 2 và 2', điểm 3 đại diện cho các điểm 3, 3' và 3". Tuy nhiên, bên cạnh nhược điểm đã nêu, đồ thị logp-T có ưu điểm rất tuyệt vời là có khả năng thể hiện rõ sự phân tách môi chất lạnh và dung dịch, nhờ đó ta thấy rõ – khi hệ thống hoạt động – chất làm việc trong hệ thống được tách ra thành hai mạch vòng khác nhau: mạch thứ nhất đi qua các điểm 1-2-3-4-1, mạch thứ hai đi qua các điểm 1-6-5-4-1. Như vậy, mạch thứ nhất biểu diễn các trạng thái cơ bản của môi chất lạnh, còn mạch thứ hai biểu diễn các trạng thái cơ bản của dung dịch. Ngoài ra, đồ thị logp-T còn có các ưu điểm khác như giúp ta thấy rõ các mức áp suất, nồng độ và nhiệt độ làm việc trong sơ đồ.



Hình 6.7 *Đồ thị logp-T của máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Single Effect*

Để thấy rõ sự khác nhau giữa các mức nồng độ, nhiệt độ và áp suất của chất làm việc tại mỗi thiết bị, ta có thể biểu diễn lại các sơ đồ trình bày ở các hình 6.3 và 6.4 bằng sơ đồ trình bày ở hình 6.8. Nói chung, sơ đồ ở hình 6.8 là sơ đồ biểu diễn vị trí của các thiết bị theo kiểu giản đồ *Dühring* . Rõ ràng, từ sơ đồ ở hình 6.8, ta nhìn thấy rất rõ các nhận xét đã nêu ở mục 6.3.1 như: dung dịch đi vào bình phát sinh là dung dịch loãng, dung dịch đi vào bình hấp thụ là dung dịch đậm đặc, nhiệt độ làm việc của bình ngưng tụ và bình hấp thụ khá giống nhau, áp suất làm việc trong bình phát sinh và bình ngưng tụ giống nhau và cao hơn áp suất làm việc trong bình bay hơi và bình hấp thụ...



Hình 6.8

Ví dụ 6.10

Khảo sát máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Single Effect ứng với hai mức áp suất làm việc là $p_k = 65mmHg$ và $p_o = 6,4mmHg$. Cho biết nồng độ dung dịch loãng cấp vào bình phát sinh và nồng độ dung dịch đậm đặc rời bình phát sinh lần lượt là 58% và 62%. Xác định nhiệt độ dung dịch loãng rời bình hấp thụ, nhiệt độ dung dịch loãng bắt đầu sôi trong bình phát sinh, nhiệt độ dung dịch đậm đặc rời bình phát sinh, nhiệt độ hơi nước bay ra khỏi bình phát sinh, nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh trong bình ngưng tụ và nhiệt độ sôi của môi chất lạnh trong bình bay hơi. Có đề xuất gì về phương án giải nhiệt cho bình ngưng tụ và bình hấp thụ? Có nhận xét gì về nhiệt độ của nguồn nhiệt cấp vào bình phát sinh?

Giải

Bằng cách sử dụng các công thức trong mục 6.2.5, ta có thể xác định được các giá trị nhiệt độ cần tìm. Bảng 6.26 dưới đây trình bày các giá trị nhiệt độ tính được cùng với áp suất và nồng độ.

Bảng 6.26

Trạng thái	Thuyết minh	Nồng độ, %	Áp suất, *mmHg*	Nhiệt độ, ^oC
1	Dung dịch loãng bắt đầu sôi trong bình phát sinh	58	65	84,2262
2	Hơi nước quá nhiệt bay ra khỏi bình phát sinh.	0	65	88,68148
2'	Nước ngưng tụ trong bình ngưng.	0	65	42,9916
4	Dung dịch loãng đi ra khỏi bình hấp thụ.	58	6,4	39,96009
6	Dung dịch đậm đặc rời khỏi bình phát sinh.	62	65	93,3563
3	Hơi nước đi vào bình bay hơi.	0	6,4	4,6953

Nhận xét

Ta thấy nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh trong bình ngưng tụ và nhiệt độ của dung dịch loãng rời bình hấp thụ khác nhau không nhiều lắm, do đó có thể chọn phương án giải nhiệt bình ngưng tụ và bình hấp thụ theo kiểu song song. Ngoài ra, do nhiệt độ dung dịch đậm đặc rời bình phát sinh là $93,3563^oC$ cho nên nhiệt độ nguồn nhiệt cấp vào cần phải lớn hơn giá trị này. Nói chung nhiệt độ nguồn nhiệt cấp vào có thể từ 100^oC đến 105^oC là vừa đủ.

§6.4. MÁY LẠNH HẤP THỤ H_2O-LiBr LOẠI DOUBLE EFFECT

Trong máy lạnh hấp thụ loại Single Effect, khi nhiệt độ nguồn nhiệt cấp vào gia tăng thì giá trị của COP tăng theo rất chậm. Đến một mức nhiệt độ nào đó thì COP không thể gia tăng được nữa cho dù nhiệt độ nguồn nhiệt vẫn tiếp tục tăng. Do các nhược điểm có tính bản chất này mà COP của máy lạnh hấp thụ loại Single Effect hầu như rất khó vượt quá 0,7.

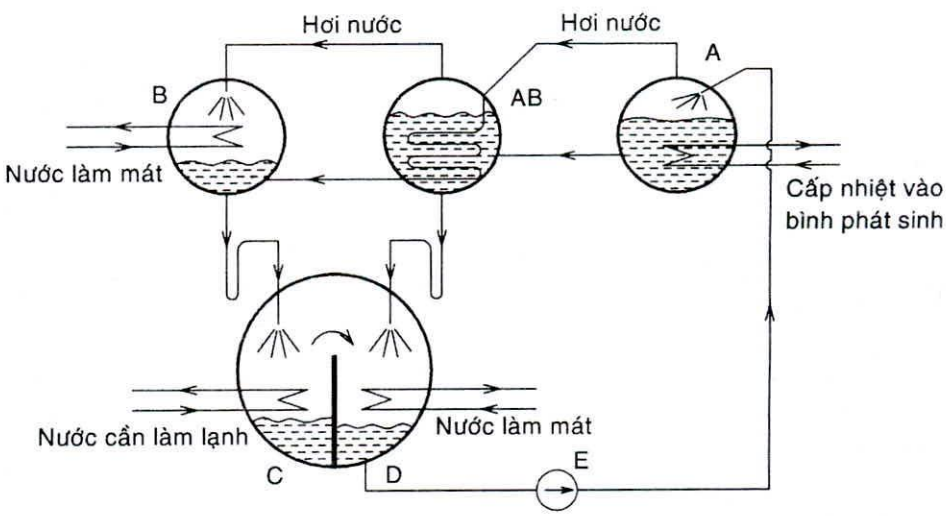
Từ đó, ta thấy không nên sử dụng các nguồn nhiệt có nhiệt thế cao để cung cấp nhiệt cho các máy lạnh hấp thụ loại Single Effect, mà chỉ nên sử dụng các nguồn nhiệt có nhiệt thế thấp hoặc các nguồn nhiệt không phải mất tiền mua như *năng lượng mặt trời*.

Như vậy, vấn đề đặt ra ở đây là làm thế nào để gia tăng hệ số COP của máy lạnh hấp thụ, hoặc, làm thế nào để khai thác hiệu quả các nguồn nhiệt có nhiệt thế cao khi sử dụng các nguồn nhiệt này để cung cấp nhiệt cho máy lạnh hấp thụ? Các nghiên cứu lý thuyết cho thấy, để có thể khai thác một

cách hiệu quả energy của các nguồn nhiệt có nhiệt thế cao, nên có những thay đổi cơ bản về mặt sơ đồ cũng như nguyên tắc hoạt động của máy lạnh hấp thụ. Trên cơ sở những suy nghĩ như vậy, các nhà nghiên cứu đã đi dần đến một loại sơ đồ khác, đó là sơ đồ loại Double Effect. Hiện nay, máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Double Effect cấp nhiệt bằng khí đốt đang được sử dụng rất rộng rãi do có thể cạnh tranh được với các loại máy lạnh khác.

6.4.1. Sơ đồ và nguyên lý hoạt động

Hình 6.9 trình bày sơ đồ nguyên lý của máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Double Effect. Trong sơ đồ này, ta thấy có thêm bình AB, ta gọi đó là *bình phát sinh/ngưng tụ*. Về mặt cấu tạo, bình AB bao gồm một vỏ bình chứa dung dịch để làm nhiệm vụ phát sinh bổ sung môi chất lạnh, bên trong vỏ bình có bố trí bộ trao đổi nhiệt để làm ngưng tụ lượng môi chất lạnh đến từ bình phát sinh A.



Hình 6.9 *Máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Double Effect*

Như đã trình bày ở trên, trong trường hợp này ta nên sử dụng nguồn nhiệt có nhiệt thế cao, ví dụ như khí đốt. Từ sơ đồ ở hình 6.9, ta thấy khi cấp nhiệt vào bình phát sinh A, sẽ có một lượng hơi nước ở *trạng thái quá nhiệt* bay ra khỏi bình phát sinh A để đi vào bộ trao đổi nhiệt đặt trong bình AB. Do có một lượng hơi nước bay ra, nồng độ dung dịch rời bình A để đi vào phần vỏ của bình AB lớn hơn nồng độ dung dịch đi vào bình A từ bình hấp thụ D. Trong sơ đồ ở hình 6.9, ta gọi nồng độ dung dịch loãng đi vào bình A là c_w và nồng độ dung dịch trung gian đi vào bình AB là c_i. Khi đi vào bộ trao đổi nhiệt đặt trong bình AB, lượng hơi nước đến từ bình phát sinh A sẽ

nhả nhiệt để thực hiện quá trình ngưng tụ, lượng nhiệt này được sử dụng để làm nóng dung dịch có nồng độ trung gian và do đó sẽ có một lượng hơi nước khác bay ra từ bình AB để đi đến bình ngưng tụ B. Rõ ràng, ta thấy ở bình AB cùng một lúc diễn ra quá trình *phát sinh* và *ngưng tụ*. Về mặt lý luận, ta thấy ta có thể có thêm một lượng hơi nước bổ sung bay ra từ bình AB mà không phải tốn thêm một chút nhiệt lượng nào cấp từ bên ngoài. Thêm vào đó, bằng cách bố trí như đã trình bày, ta còn có thể tiết kiệm được lượng nước làm mát cần dùng ở bình ngưng tụ B và bình hấp thụ D. Chính điều này làm tăng hiệu quả sử dụng năng lượng của máy lạnh hấp thụ loại Double Effect.

Ở bình ngưng tụ B, lượng hơi nước bổ sung phát sinh từ bình AB sẽ nhả nhiệt để thực hiện quá trình ngưng tụ. Lượng nước ngưng này sẽ được trộn với lượng nước ngưng (*chính xác hơn đó là hơi bão hòa ẩm có độ khô khá nhỏ*) đến từ bình AB để sau đó đi qua cơ cấu giảm áp rồi đi vào bình bay hơi C. Ở bình bay hơi C và bình hấp thụ D, các quá trình diễn ra giống như đã mô tả đối với trường hợp Single Effect.

Về mặt thuật ngữ, sở dĩ ta gọi sơ đồ ở hình 6.9 là sơ đồ loại Double Effect vì trong máy lạnh này – ứng với mỗi chu trình – có 2 lần diễn ra quá trình phát sinh và 2 lần diễn ra quá trình ngưng tụ.

Cần lưu ý, rõ ràng nhiệt độ làm việc trong bình AB phải thấp hơn nhiệt độ làm việc trong bình A, do đó áp suất làm việc trong bình AB cũng phải thấp hơn áp suất làm việc trong bình A để đảm bảo dung dịch trong bình AB có thể sôi và bay hơi được.

Nhìn chung, sơ đồ loại Double Effect trình bày ở hình 6.9 có phức tạp hơn so với sơ đồ loại Single Effect đã trình bày ở mục §6.3. Tuy nhiên, hệ số COP của máy lạnh hấp thụ loại Double Effect có giá trị cao hơn, nói chung có thể biến đổi trong khoảng từ 1 đến 1,3.

Thực ra thì sơ đồ ở hình 6.9 là sự phát triển tiếp tục của hệ thống máy lạnh hấp thụ loại Dual-Loop (*Dual-Loop Absorption System*). Trong hệ thống Dual-Loop, có 2 cụm máy lạnh hấp thụ riêng biệt hoạt động ở các mức nhiệt độ khác nhau. Trong đó, bình ngưng của máy lạnh hấp thụ làm việc ở mức nhiệt độ cao hơn sẽ được bố trí để cấp nhiệt cho bình phát sinh của máy lạnh hấp thụ làm việc ở mức nhiệt độ thấp hơn.

6.4.2. Các loại sơ đồ

Khi chú ý đến cách cấp dịch vào bình phát sinh A và bình phát sinh/ngưng tụ AB, ta chia các sơ đồ của máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Double Effect ra làm hai loại là sơ đồ cấp dịch *loại nối tiếp* và sơ đồ cấp dịch *loại song song*.

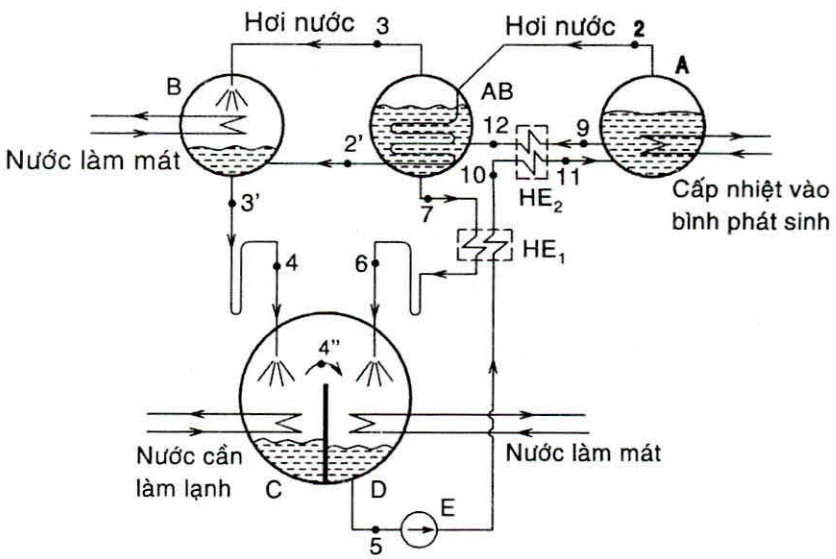
1. Sơ đồ cấp dịch loại nối tiếp

Người ta chia sơ đồ cấp dịch loại nối tiếp ra làm hai loại nhỏ:

- Sơ đồ cấp dung dịch loãng từ bình hấp thụ D vào bình phát sinh A.
- Sơ đồ cấp dung dịch loãng từ bình hấp thụ D vào bình phát sinh/ngưng tụ AB.

a. Sơ đồ cấp dịch loại nối tiếp, dung dịch loãng được cấp vào bình A

Hình 6.9 đã trình bày ở trên là sơ đồ cấp dịch loại nối tiếp với dung dịch loãng được bơm E đưa từ bình hấp thụ D vào bình phát sinh A. Với sơ đồ loại này, để gia tăng hiệu quả sử dụng năng lượng ta có thể bố trí thêm các bộ trao đổi nhiệt HE1 và HE2 như mô tả ở hình 6.10.



Hình 6.10 *Máy lạnh hấp thụ Double Effect loại cấp dịch nối tiếp, dung dịch loãng được đưa vào bình phát sinh A.*

Ta có một số nhận xét sau:

- Dung dịch loãng từ bình hấp thụ D được cấp hoàn toàn vào bình phát sinh A.

- Dung dịch loãng đầu tiên được cho đi qua bộ trao đổi nhiệt HE1, sau đó mới đến bộ trao đổi nhiệt HE2. Bộ trao đổi nhiệt HE1 làm việc với dòng dung dịch loãng đến từ bình hấp thụ D và dòng dung dịch đậm đặc đến từ bình phát sinh/ngưng tụ AB. Bộ trao đổi nhiệt HE2 làm việc với dòng dung dịch loãng đến từ bộ trao đổi nhiệt HE1 và dòng dung dịch trung gian đến từ

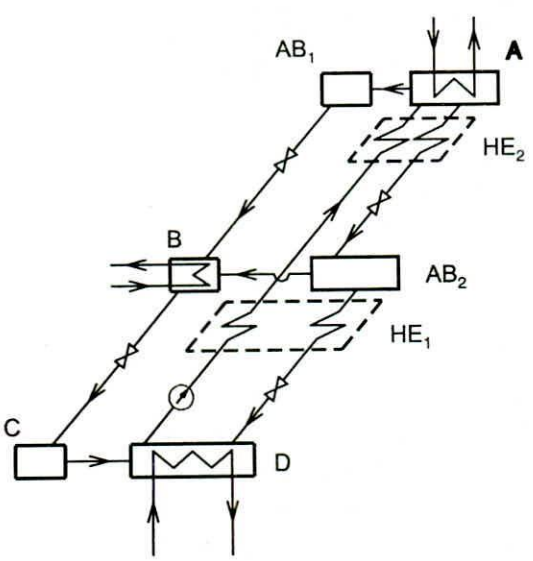
bình phát sinh A. Như vậy, mức nhiệt độ làm việc của bộ trao đổi nhiệt HE2 cao hơn mức nhiệt độ làm việc của bộ trao đổi nhiệt HE1.

- Sơ đồ ở hình 6.10 ứng với 3 mức áp suất khác nhau. Áp suất làm việc trong bình phát sinh A và trong bộ trao đổi nhiệt (đặt trong bình AB) có giá trị lớn nhất và gọi là p_A, áp suất làm việc trong bình AB (phần chứa dung dịch) và trong bình ngưng tụ B có giá trị trung gian và gọi là p_k và áp suất làm việc trong bình bay hơi C và trong bình hấp thụ D có giá trị nhỏ nhất và gọi là p_o.

- Về mặt nhiệt độ, nhiệt độ làm việc trong bình phát sinh A có giá trị cao nhất, kế đến là nhiệt độ làm việc trong bình phát sinh/ngưng tụ AB, nhiệt độ làm việc trong bình ngưng tụ B và bình hấp thụ D, cuối cùng là nhiệt độ làm việc trong bình bay hơi C.

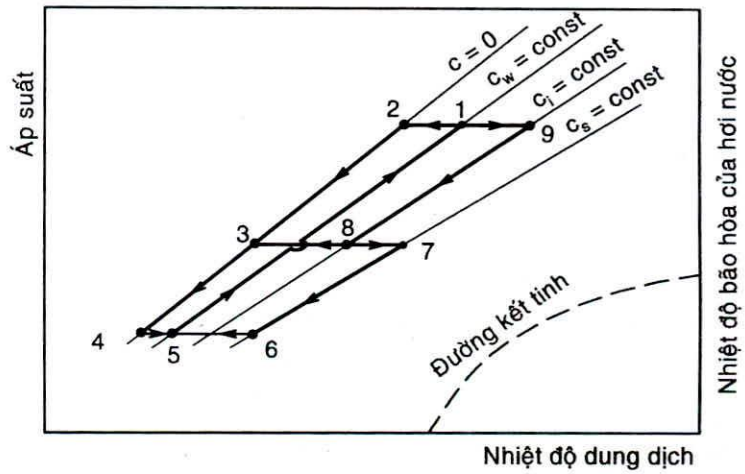
- Nếu không tính môi chất lạnh, ta thấy sơ đồ ở hình 6.10 có 3 mức nồng độ xếp theo thứ tự từ nhỏ đến lớn là c_w, c_i và c_s. Nồng độ c_w là nồng độ của dung dịch rời bình hấp thụ D để đi vào bình phát sinh A, nồng độ c_i (còn được gọi là nồng độ trung gian) là nồng độ của dung dịch rời bình phát sinh A để đi vào bình phát sinh/ngưng tụ AB và nồng độ c_s là nồng độ của dung dịch rời bình phát sinh/ngưng tụ AB để quay về bình hấp thụ D.

Hình 6.11 trình bày – theo kiểu giản đồ *Dühring* – sơ đồ máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Double Effect với dung dịch loãng được cấp hoàn toàn vào bình phát sinh A. Trong sơ đồ này, ký hiệu AB1 biểu diễn bộ trao đổi nhiệt đặt trong bình AB, còn ký hiệu AB2 biểu diễn không gian chứa dung dịch của bình AB.



Hình 6.11

Tương tự như vậy, hình 6.12 trình bày trên đồ thị logp – T các quá trình diễn ra trong máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Double Effect mô tả ở các hình 6.9 và hình 6.10. Nhận xét, ta thấy sơ đồ ở hình 6.11 và đồ thị ở hình 6.12 rất ăn khớp với nhau. Ưu điểm của cách trình bày này là giúp ta thấy rõ mối tương quan giữa các mức áp suất, các mức nhiệt độ và các mức nồng độ của dung dịch làm việc trong sơ đồ.



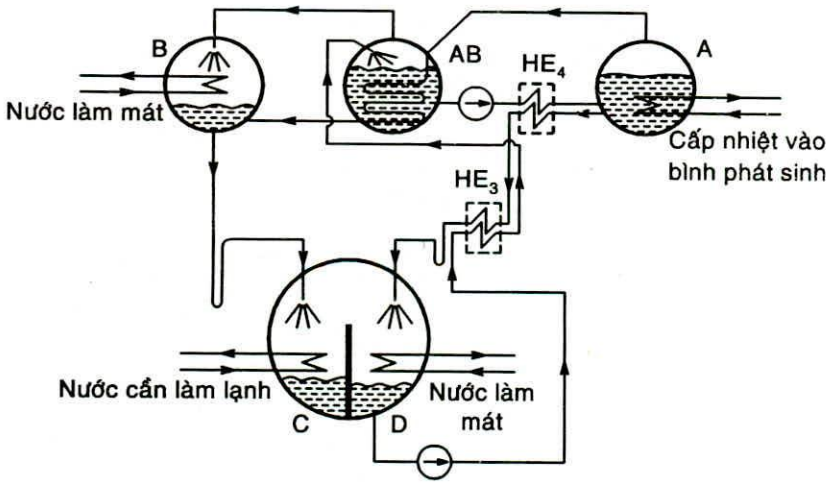
Hình 6.12

b. Sơ đồ cấp dịch loại nối tiếp, dung dịch loãng được cấp vào bình AB

Hình 6.13 trình bày sơ đồ máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Double Effect với cách cấp dịch nối tiếp, trong đó dung dịch loãng từ bình hấp thụ D được đưa hoàn toàn vào bình phát sinh/ngưng tụ AB. Trong trường hợp này người ta phải dùng hai bơm dung dịch: bơm thứ nhất đưa dung dịch từ bình hấp thụ D vào bình AB, bơm thứ hai đưa dung dịch từ bình AB vào bình phát sinh A.

Nói chung, trong trường hợp này, ta có một số nhận xét tương tự nhưng cũng có một số nhận xét khác hơn so với sơ đồ ở hình 6.10:

- Dung dịch loãng từ bình hấp thụ D được cho đi qua bộ trao đổi nhiệt HE3 trước khi được cấp hoàn toàn vào bình phát sinh/ngưng tụ AB.
- Bộ trao đổi nhiệt HE3 làm việc với dòng dung dịch loãng đến từ bình hấp thụ D và dòng dung dịch đậm đặc đến từ bộ trao đổi nhiệt HE4. Bộ trao đổi nhiệt HE4 làm việc với dòng dung dịch có nồng độ trung gian đến từ bình phát sinh/ngưng tụ AB và dòng dung dịch đậm đặc đến từ bình phát sinh A. Như vậy, mức nhiệt độ làm việc của bộ trao đổi nhiệt HE4 cao hơn mức nhiệt độ làm việc của bộ trao đổi nhiệt HE3.



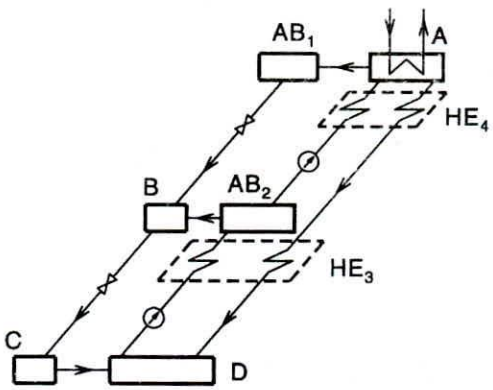
Hình 6.13 *Máy lạnh hấp thụ Double Effect loại cấp dịch nối tiếp, dung dịch loãng được đưa vào bình phát sinh AB*

- Sơ đồ ở hình 6.13 cũng ứng với 3 mức áp suất khác nhau. Áp suất làm việc trong bình phát sinh A và trong bộ trao đổi nhiệt (đặt trong bình AB) có giá trị lớn nhất và gọi là p_A, áp suất làm việc trong bình AB (phần chứa dung dịch) và trong bình ngưng tụ B có giá trị trung gian và gọi là p_k, áp suất làm việc trong bình bay hơi C và trong bình hấp thụ D có giá trị nhỏ nhất và gọi là p_o. Như vậy, ở sơ đồ này, dòng dung dịch đậm đặc đi vào bình hấp thụ D chính là dòng dung dịch đậm đặc đi ra khỏi bình phát sinh A. Nhận xét, ta thấy trong trường hợp này áp suất làm việc của dòng dung dịch đậm đặc phải giảm từ p_A đến p_o. Đây là độ chênh lệch áp suất khá lớn trong sơ đồ, do đó cần lưu ý lựa chọn phương án giảm áp thích hợp.

- Về mặt nhiệt độ, nhiệt độ làm việc trong bình phát sinh A có giá trị cao nhất, kế đến là nhiệt độ làm việc trong bình phát sinh/ngưng tụ AB, nhiệt độ làm việc trong bình ngưng tụ B và bình hấp thụ D, cuối cùng là nhiệt độ làm việc trong bình bay hơi C.

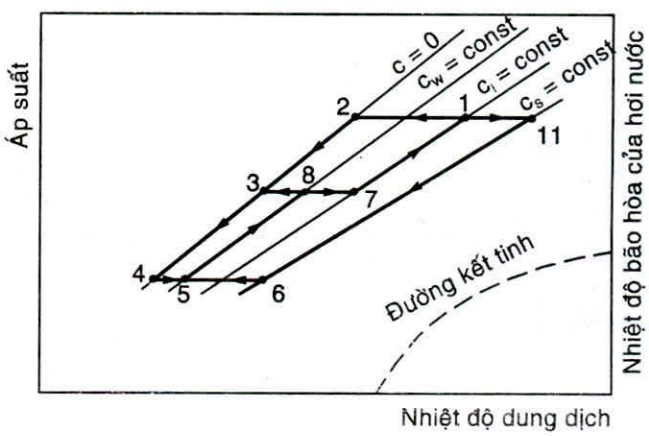
- Nếu không tính môi chất lạnh, ta thấy sơ đồ ở hình 6.13 có 3 mức nồng độ xếp theo thứ tự từ nhỏ đến lớn là c_w, c_i và c_s. Nồng độ c_w là nồng độ của dung dịch rời bình hấp thụ D để đi vào bình phát sinh/ngưng tụ AB, nồng độ c_i (còn được gọi là nồng độ trung gian) là nồng độ của dung dịch rời bình phát sinh/ngưng tụ AB để đi vào bình phát sinh A và nồng độ c_s là nồng độ của dung dịch rời bình phát sinh A để quay về bình hấp thụ D.

Hình 6.14 trình bày – theo kiểu giản đồ *Dühring* – sơ đồ của máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Double Effect với cách cấp dịch nối tiếp vào bình AB. Các ký hiệu AB1 và AB2 cũng có ý nghĩa tương tự như đã trình bày ở hình 6.11.



Hình 6.14

Hình 6.15 trình bày trên đồ thị logp – T các quá trình diễn ra trong các sơ đồ mô tả ở hình 6.13 và 6.14.

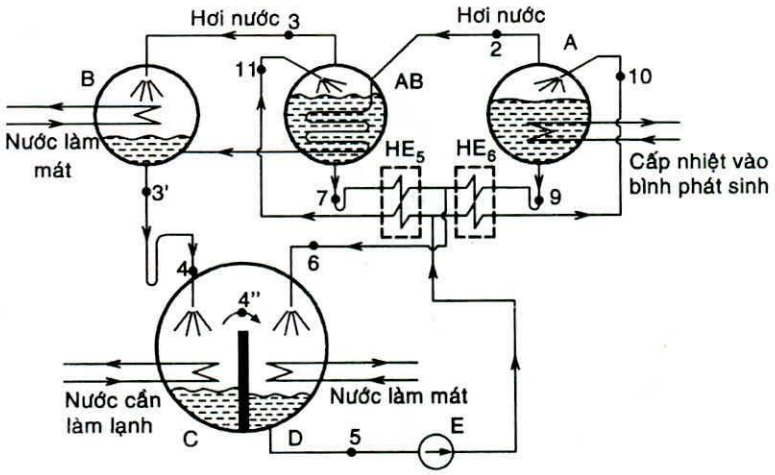


Hình 6.15

2. Sơ đồ cấp dịch loại song song

Trong trường hợp này, dung dịch loãng từ bình hấp thụ D được cấp đồng thời vào bình phát sinh A và bình phát sinh/ngưng tụ AB. Hình 6.16 trình bày sơ đồ máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Double Effect với cách cấp dịch song song. Từ sơ đồ, ta thấy dung dịch loãng đến từ bình hấp thụ D

được chia làm hai nhánh, nhánh thứ nhất đi qua bộ trao đổi nhiệt HE5 trước khi đi vào bình phát sinh/ngưng tụ AB, nhánh thứ hai đi qua bộ trao đổi nhiệt HE6 trước khi đi vào bình phát sinh A.



Hình 6.16 *Máy lạnh hấp thụ Double Effect loại cấp dịch song song*

Ở sơ đồ này, người ta có thể sử dụng 1 bơm dung dịch như hình 6.16, hoặc sử dụng 1 bơm cho mỗi nhánh dung dịch. Ta có các nhận xét sau:

- Dung dịch loãng được cấp đồng thời vào bình phát sinh A và bình phát sinh/ngưng tụ AB theo một tỉ lệ nào đó. Tuy nhiên, trong thực tế thì lưu lượng dung dịch trong 2 nhánh không khác nhau nhiều.

- Bộ trao đổi nhiệt HE5 làm việc với dòng dung dịch loãng đến từ bình hấp thụ D và dòng dung dịch đậm đặc đến từ bình phát sinh/ngưng tụ AB. Bộ trao đổi nhiệt HE6 làm việc với dòng dung dịch loãng đến từ bình hấp thụ D và dòng dung dịch đậm đặc đến từ bình phát sinh A. Mức nhiệt độ làm việc của bộ trao đổi nhiệt HE6 cao hơn mức nhiệt độ làm việc của bộ trao đổi nhiệt HE5.

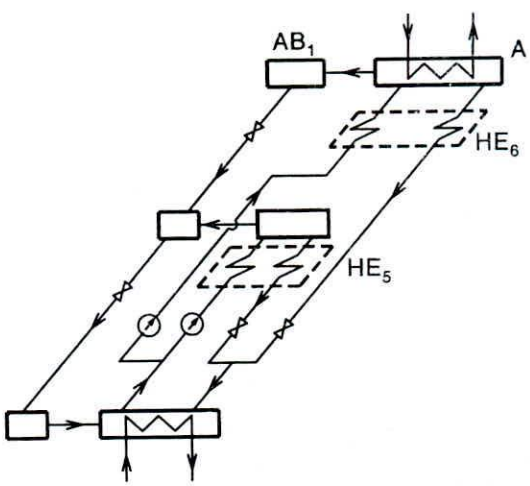
- Sơ đồ ở hình 6.16 cũng ứng với 3 mức áp suất khác nhau. Áp suất làm việc trong bình phát sinh A và trong bộ trao đổi nhiệt (đặt trong bình AB) có giá trị lớn nhất và gọi là p_A, áp suất làm việc trong bình AB (phần chứa dung dịch) và trong bình ngưng tụ B có giá trị trung gian và gọi là p_k, áp suất làm việc trong bình bay hơi C và trong bình hấp thụ D có giá trị nhỏ nhất và gọi là p_o. Từ hình 6.16, ta thấy dung dịch đậm đặc rời bình A và dung dịch đậm đặc rời bình AB, sau khi đi qua các bộ trao đổi nhiệt tương ứng HE6 và HE5, được cho hòa trộn với nhau. Do có sự chênh lệch về áp

suất, dung dịch đậm đặc sau khi đi qua bộ trao đổi nhiệt HE6 phải được giảm áp từ p_A đến p_k để có thể hòa trộn. Dòng dung dịch hòa trộn sau đó phải tiếp tục được giảm áp từ p_k đến p_o để đi vào bình hấp thụ D.

- Về mặt nhiệt độ, nhiệt độ làm việc trong bình phát sinh A có giá trị cao nhất, kế đến là nhiệt độ làm việc trong bình phát sinh/ngưng tụ AB, nhiệt độ làm việc trong bình ngưng tụ B và bình hấp thụ D, cuối cùng là nhiệt độ làm việc trong bình bay hơi C.

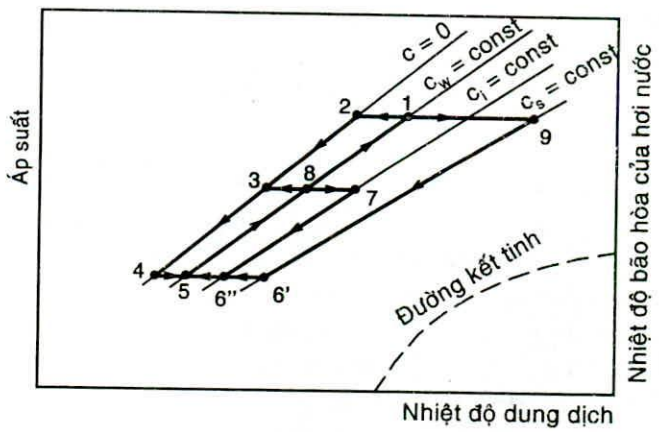
- Nếu không tính môi chất lạnh, ta thấy sơ đồ ở hình 6.16 cũng có 3 mức nồng độ xếp theo thứ tự từ nhỏ đến lớn là c_w, c_i và c_s. Nồng độ c_w là nồng độ của dung dịch loãng rời bình hấp thụ D để đi vào bình phát sinh A và bình phát sinh/ngưng tụ AB, nồng độ c_i là nồng độ của dung dịch đậm đặc rời bình phát sinh/ngưng tụ AB để quay về bình hấp thụ D và nồng độ c_s là nồng độ của dung dịch đậm đặc rời bình phát sinh A để quay về bình hấp thụ D. Trong thực tế thì độ sai lệch giữa c_s và c_i không nhiều lắm. Sau khi ra khỏi các bộ trao đổi nhiệt HE5 và HE6, các dòng dung dịch đậm đặc đến từ các bình phát sinh/ngưng tụ AB và bình phát sinh A được cho hòa trộn với nhau trước khi đi về bình hấp thụ D. Như vậy, bên cạnh các giá trị nồng độ đã trình bày ở trên, trong sơ đồ có thể xuất hiện một giá trị nồng độ khác là c_{si}, đó là nồng độ trung bình của 2 dòng dung dịch đậm đặc khi đi về bình hấp thụ D.

Hình 6.17 trình bày – theo kiểu giản đồ *Dühring* – sơ đồ của máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Double Effect với cách cấp dịch song song. Trong sơ đồ này, AB1 vẫn được dùng để chỉ bộ trao đổi nhiệt đặt trong bình AB, còn AB2 được dùng để chỉ không gian chứa dung dịch trong bình AB.



Hình 6.17

Hình 6.18 trình bày trên đồ thị logp – T các quá trình diễn ra trong máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Double Effect với cách cấp dịch song song.



Hình 6.18

Ví dụ 6.11

Khảo sát máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr loại Double Effect có đường cấp dung dịch loãng được bố trí theo kiểu nối tiếp như mô tả ở hình 6.10. Cho biết:

- Năng suất lạnh: $500kW$.
- Nhiệt độ và nồng độ của dung dịch loãng rời bình hấp thụ: 40^oC và 57,5%.
- Nhiệt độ dung dịch loãng sau khi đi qua bộ trao đổi nhiệt HE1 là 75^oC.
- Nhiệt độ dung dịch loãng bắt đầu sôi trong bình phát sinh A: 149^oC.
- Nồng độ của dung dịch trung gian rời bình phát sinh A là 60,706%.
- Nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh trong bình ngưng tụ là 42^oC.
- Nhiệt độ của dung dịch đậm đặc rời bình AB nhỏ hơn $3,5^oC$ so với nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh trong bộ trao đổi nhiệt đặt trong bình AB.

Xác định các giá trị Q_h, Q_k, Q_a và hệ số COP.

Giải

Trong máy lạnh loại này, có 3 cấp áp suất làm việc theo thứ tự từ lớn đến nhỏ là p_A, p_k và p_o:

- Từ nồng độ 57,5% và nhiệt độ 149^oC, ta có thể xác định được áp suất làm việc trong bình phát sinh là $p_A = 765,28mmHg$. Ở áp suất này, nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh là $100,288^oC$.
- Từ nhiệt độ và nồng độ của dung dịch loãng rời bình hấp thụ, ta xác định được áp suất làm việc trong bình hấp thụ và bình bay hơi là $p_o = 6,8053mmHg$. Như vậy, nhiệt độ sôi của môi chất lạnh trong bình bay hơi là $5,57^oC$.
- Từ nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh trong bình ngưng tụ, ta xác định được áp suất làm việc trong bình ngưng tụ B và trong bình phát sinh/ngưng tụ AB (phần chứa dung dịch) là $p_k = 61,457mmHg$.

Ứng với áp suất $61,457mmHg$, enthalpy của môi chất lạnh ở đầu ra của bình ngưng tụ có giá trị là $i_{3'} = 175,769kJ/kg$. Như vậy, enthalpy của môi chất lạnh ở trạng thái bão hòa ẩm đi vào bình bay hơi là $i_4 = i_{3'} = 175,769kJ/kg$. Ở nhiệt độ $5,57^oC$, enthalpy của hơi bão hòa khô đi vào bình hấp thụ là $i_{4''} = 2511,71kJ/kg$.

Gọi $\dot{m}_r$ là lưu lượng môi chất lạnh đi qua bình bay hơi, ta có:

$$\dot{m}_r = \frac{500}{2511,71 - 175,769} = 0,214046kg/s$$

Dung dịch có nồng độ trung gian bắt đầu sôi trong bình AB tại nhiệt độ $89,049^oC$. Trên cơ sở nhiệt độ của dung dịch đậm đặc rời bình AB là $96,788^oC$ và nhiệt độ bão hòa của môi chất lạnh ứng với áp suất p_k, ta xác định được nồng độ của dung dịch đậm đặc rời bình AB là 64,6349%.

Gọi $\dot{m}_{rAB}$ và $\dot{m}_{rA}$ lần lượt là lưu lượng khối lượng môi chất lạnh bay ra khỏi bình AB và bay ra khỏi bình A, ta có:

$$\frac{\dot{m}_{rAB}}{\dot{m}_{rA}} = \frac{c_w.(c_s - c_i)}{c_s.(c_i - c_w)} = 1,0902$$

Giải phương trình, ta được kết quả sau:

$$\dot{m}_{rA} = 0,1024045kg/s$$

$$\dot{m}_{rAB} = 0,11164144kg/s$$

Gọi $\dot{m}_s$ và $\dot{m}_l$ lần lượt là lưu lượng khối lượng của dung dịch đậm đặc ra khỏi bình AB và lưu lượng khối lượng của dung dịch có nồng độ trung gian ra khỏi bình A, ta cũng có:

$\dot{m}_s = 1{,}724986\ kg/s$

$\dot{m}_i = 1{,}836627\ kg/s$

Từ đó ta có thể xác định được enthalpy của dung dịch có nồng độ trung gian đi vào bình AB:

$$\dot{m}_i .i_{12} + \dot{m}_{rA} .i_2 = \dot{m}_{rAB} .i_3 + \dot{m}_{rA} .i_{2'} + \dot{m}_s .i_7$$

$$i_{12} = 260{,}78 kJ/kg$$

Ở bộ trao đổi nhiệt HE1, ta có:

$$\dot{m}_a .(i_{10} - i_5) = \dot{m}_s .(i_7 - i_6)$$

$$i_6 = 166{,}398 kJ/kg$$

Ở bộ trao đổi nhiệt HE2, ta có:

$$\dot{m}_a .(i_{11} - i_{10}) = \dot{m}_i .(i_9 - i_{12})$$

$$i_{11} = 251{,}328 kJ/kg$$

Bảng 6.27 trình bày các giá trị enthalpy của các trạng thái cần thiết trong quá trình tính toán.

Bảng 6.27

Trạng thái	Thuyết minh	Nhiệt độ, ^oC	Nồng độ, %	Áp suất, *mmHg*	Enthalpy, *kJ/kg*
1	Dung dịch loãng bắt đầu sôi trong bình phát sinh A.	149	57,5	765,28	321,669
2	Hơi nước ở trạng thái quá nhiệt bay ra khỏi bình phát sinh A.	153,182	0	765,28	2771,14
2'	Môi chất lạnh ở trạng thái lỏng sôi ở đầu ra của bộ trao đổi nhiệt đặt trong bình AB.	100,288	0	765,28	420,819
3	Hơi nước ở trạng thái quá nhiệt bay ra từ bình AB.	88,418	0	61,457	2667,09
3'	Môi chất lạnh ở trạng thái lỏng sôi đi ra khỏi bình ngưng tụ B.	42	0	61,457	175,77
4	Môi chất lạnh ở trạng thái bão hòa ẩm đi vào bình bay hơi C.	5,57	0	6,8053	175,77
4"	Môi chất lạnh ở trạng thái bão hòa khô đi vào bình hấp thụ D.	5,57	0	6,8053	2511,7
5	Dung dịch loãng rời bình hấp D.	40	57,5	6,8053	104
6	Dung dịch đậm đặc đi vào bình hấp thụ D.	-	64,635	6,8053	166,398
7	Dung dịch rời bình phát sinh/ngưng tụ AB.	96,788	64,635	61,457	244,573
8	Dung dịch có nồng độ trung gian bắt đầu sôi trong bình AB.	80,049	60,706	61,457	195,19
9	Dung dịch có nồng độ trung gian rời bình A.	157,365	60,706	765,28	342,9
10	Dung dịch loãng sau khi đi qua HE_1.	75	57,5	-	173,545
11	Dung dịch loãng sau khi đi qua HE_2.	-	57,5	765,28	251,328
12	Dung dịch có nồng độ trung gian sau khi đi qua HE_2.	-	60,706	765,28	260,78

Chương 7

LÀM MÁT BAY HƠI VÀ TÁCH ẨM BẰNG CHẤT HÚT ẨM

Công nghệ *làm mát bay hơi* (Evaporative Cooling) thông thường được áp dụng ở những địa phương có khí hậu *nóng và khô*, trong trường hợp khí hậu *nóng và ẩm* thì việc ứng dụng công nghệ này không phù hợp lắm vì sẽ làm gia tăng độ chứa hơi của không khí. Để giải quyết hậu quả tăng ẩm do ảnh hưởng của quá trình làm mát bay hơi, hoặc thậm chí để làm giảm lượng hơi nước đang chứa trong không khí ẩm, người ta có thể phải sử dụng thêm kỹ thuật *tách ẩm bằng chất hút ẩm* (Desiccant). Việc sử dụng phối hợp công nghệ làm mát bay hơi và tách ẩm bằng chất hút ẩm hoàn toàn có thể giải quyết được những yêu cầu về xử lý không khí trong kỹ thuật điều hòa không khí.

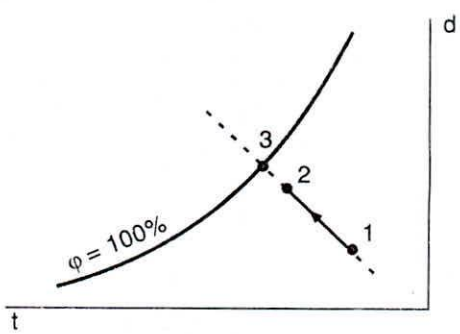
So với hệ thống điều hòa không khí sử dụng máy lạnh có máy nén hơi thì công nghệ làm mát bay hơi và tách ẩm bằng chất hút ẩm có thể thỏa mãn nhiều hơn các yêu cầu về tiết kiệm năng lượng và bảo vệ môi trường, tuy nhiên do độ phức tạp cao hơn và do độ choán chỗ cũng nhiều hơn cho nên chỉ nên sử dụng hệ thống này ở những không gian lớn có mật độ tập trung người đông như hội trường, nhà hát, siêu thị, nhà ga, sân bay...

Trong những năm gần đây, công nghệ làm mát bay hơi và tách ẩm bằng chất hút ẩm còn được chú ý ứng dụng ở những công trình có tính đặc thù cao như *phòng sạch* (Clean Room) và ở các không gian cần độ ẩm rất nhỏ. Ở một số công trình như nhà xưởng hoặc chuồng trại chăn nuôi heo, bò, người ta có thể chỉ ứng dụng công nghệ làm mát bay hơi để làm giảm nhiệt độ của không khí. Về cơ bản, công nghệ này bao gồm hai quá trình thành phần là làm mát bay hơi và làm giảm lượng hơi nước chứa trong không khí ẩm bằng cách sử dụng các chất hút ẩm rắn và lỏng. Việc phối hợp hai quá trình cơ bản này theo những sơ đồ khác nhau có thể làm tăng thêm tính đa dạng trong ứng dụng, cũng cần chú ý một ưu điểm khác của các loại sơ đồ này là có thể giúp tận dụng nhiệt thải hoặc năng lượng mặt trời.

§7.1. LÀM MÁT BAY HƠI

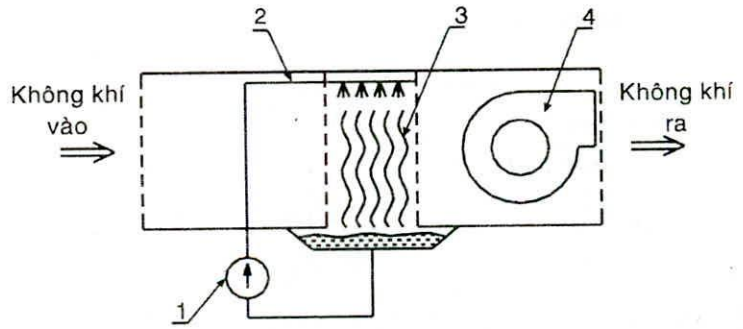
Khi cho không khí tiếp xúc với các bề mặt ẩm ướt hoặc với các hạt nước đã được tán sương, ta thấy một bộ phận nước sẽ bị bay hơi vào không khí. Chính sự bay hơi của một bộ phận nước đã làm giảm nhiệt độ của không khí vì quá trình bay hơi là quá trình nhận nhiệt. Ta gọi quá trình như vậy là quá trình làm mát bay hơi. Phụ thuộc vào trạng thái và cách thức trao đổi nhiệt-ẩm giữa không khí và nước mà quá trình biến đổi trạng thái của không khí sẽ rất khác nhau. Hình 7.1 trình bày sự biến đổi trạng thái của không khí đang khảo sát trên đồ thị t-d. Từ đồ thị t-d ở hình 7.1, ta thấy rõ khi tiến hành quá trình làm mát bay hơi thì nhiệt độ của không khí sẽ giảm và độ chứa hơi của không khí sẽ tăng.

Cần lưu ý, như đã trình bày ở mục §3.12, khi tiến hành quá trình trao đổi nhiệt và ẩm giữa không khí và nước thì nhiệt độ và độ chứa hơi của không khí đều có thể giảm hoặc tăng, như vậy quá trình làm mát bay hơi *chỉ là một trong số các quá trình* đã được trình bày ở mục §3.12. Từ đó, ta thấy tùy theo nhu cầu sử dụng, có thể điều chỉnh nhiệt độ nước phun vào để làm tăng thêm tính đa dạng của quá trình xử lý không khí. Chính vì vậy, thuật ngữ *làm mát bay hơi* trong chương này *có thể được hiểu rộng hơn* nghĩa vốn có của nó.



Hình 7.1

Hình 7.2 trình bày sơ đồ nguyên lý của hệ thống làm mát bay hơi. Quan sát sơ đồ ở hình 7.2, ta thấy trong trường hợp này bộ phận 3 giữ nhiệm vụ hết sức quan trọng bởi vì ở đây sẽ là nơi diễn ra quá trình trao đổi nhiệt và ẩm giữa nước và không khí.



1- Bơm nước 2- Ống dẫn nước 3- Cơ cấu xối hay tưới nước 4- Quạt

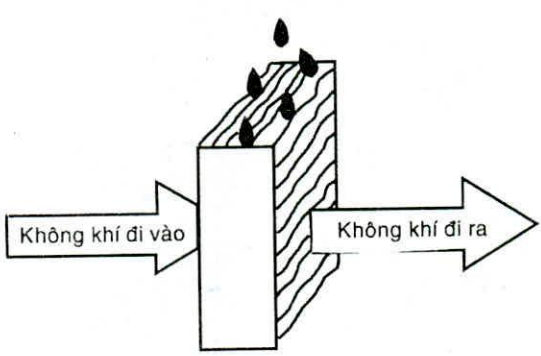
Hình 7.2

Một cách tổng quát, có thể chia quá trình làm mát bay hơi nói riêng hoặc quá trình trao đổi nhiệt và ẩm giữa nước và không khí nói chung ra làm ba kiểu là *trực tiếp*, *gián tiếp* và *hỗn hợp*. Trong điều kiện khí hậu của Việt Nam, cần quan tâm nhiều hơn đến các phương án trao đổi nhiệt và ẩm theo kiểu gián tiếp và hỗn hợp vì các phương án này có thể giúp hạn chế sự gia tăng độ chứa hơi của không khí.

7.1.1. Làm mát bay hơi kiểu trực tiếp

Hình 7.3 trình bày sơ đồ nguyên lý của phương án làm mát bay hơi kiểu trực tiếp thường gặp, trong sơ đồ này ta thấy:

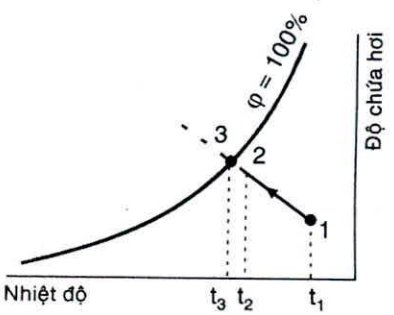
- Bộ trao đổi nhiệt giữa nước và không khí được làm từ các loại vật liệu xốp và có tính thấm ướt tốt, nước được tưới từ trên xuống.
- Không khí đi qua bộ trao đổi nhiệt có thể tiếp xúc trực tiếp với màng nước bám trên các bề mặt thấm ướt của thiết bị.



Hình 7.3 *Làm mát bay hơi kiểu trực tiếp*

Theo cách bình thường thì quá trình diễn ra ở hình 7.3 sẽ là trường hợp 3 trình bày ở hình 3.43, có nghĩa là nhiệt độ không khí đi ra sẽ nằm

trong khoảng từ nhiệt độ nhiệt kế ướt cho đến nhiệt độ nhiệt kế khô của không khí đi vào. Hình 7.4 trình bày sự biến đổi trạng thái của không khí đi qua thiết bị làm mát bay hơi kiểu trực tiếp trên đồ thị t-d. Tất nhiên, như đã đề cập ở trên, nếu cần thiết thì ta vẫn có thể xử lý không khí theo các quá trình thích hợp khác bằng cách điều chỉnh nhiệt độ của nước tưới hay phun vào thiết bị.



Hình 7.4

Để đánh giá hiệu quả làm việc của thiết bị làm mát bay hơi kiểu trực tiếp ta vẫn sử dụng *hệ số tăng ẩm* hay *hệ số tạo ẩm* η như đã trình bày ở chương 3 ($\eta < 1$), hệ số tăng ẩm lớn thể hiện trạng thái không khí ra khỏi thiết bị rất gần đường bão hòa $\varphi = 100\%$, ngược lại thì trạng thái không khí ra khỏi thiết bị cách xa đường bão hòa hơn. Ta có:

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} \tag{7.1}$$

Trong đó:

t_1 - nhiệt độ không khí đi vào thiết bị.

t_2 - nhiệt độ không khí đi ra khỏi thiết bị.

t_3 - nhiệt độ không khí nếu như không khí đi ra khỏi thiết bị có độ ẩm $\varphi = 100\%$.

Ở thiết bị làm mát bay hơi kiểu trực tiếp ta phải hết sức chú ý đến tỉ số E vì tỉ số này có ảnh hưởng trực tiếp đến giá trị của hệ số tăng ẩm η. Tỉ số E (*kg nước/kg không khí*) được định nghĩa như sau:

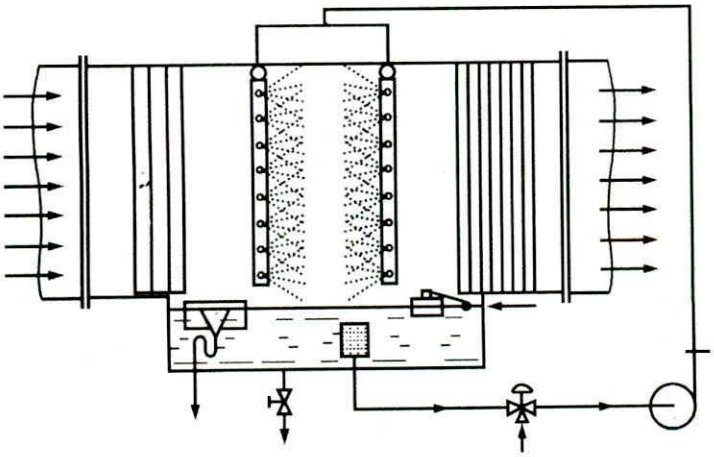
$$E = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_a} \tag{7.2}$$

Trong đó:

$\dot{m}_W$ - lưu lượng khối lượng của nước đi qua thiết bị.

$\dot{m}_a$ - lưu lượng khối lượng của không khí đi qua thiết bị.

Hình 7.5 trình bày sơ đồ nguyên lý của thiết bị làm mát bay hơi kiểu trực tiếp với các dãy ống phun nước được bố trí ngược chiều nhau, đây là trường hợp thường được sử dụng khi cần *làm mát không khí với độ chứa hơi gia tăng* ở mức *năng suất lớn*.



Hình 7.5

Ở sơ đồ này ta thấy thiết bị bao gồm các bộ phận sau:

- *Buồng công tác* thường được làm bằng tôn hay plastic, chiều dài của buồng công tác khoảng từ 1,2*m* đến 2,2*m*.
- *Máng hứng nước* được lắp ngay phía dưới buồng công tác để thu gom lượng nước đã phun vào buồng.
- *Bơm nước* và hệ thống ống dẫn nước.
- *Cơ cấu phun* và tán sương nước.
- *Các cánh hướng dòng* ở đầu vào của buồng và *các tấm chặn* ở đầu ra của buồng để ngăn không cho các hạt nước bị kéo theo.
- *Cửa quan sát* và làm vệ sinh.

Trong trường hợp này các lỗ phun có đường kính khoảng 1,58*mm*, áp suất nước khoảng 2,7*at* và giá trị của tỉ số E nên ở trong khoảng từ 0,3 đến 0,6. Một ví dụ cụ thể, nếu chiều dài của buồng công tác là 1,5*m* và chọn E = 0,45 ($\dot{m}_W = 0{,}253kg/s$, $\dot{m}_a = 0{,}563kg/s$) thì hệ số tăng ẩm η khoảng 0,85 đến 0,9.

Như đã đề cập ở trên, có thể điều chỉnh nhiệt độ của nước phun vào để thực hiện ngay cả quá trình *làm mát không khí có tách ẩm*. Trong trường hợp này thì các lỗ phun nên có đường kính lớn hơn, vào khoảng 4,76*mm*, còn áp suất nước có thể nhỏ hơn (vào khoảng 1,7*at*). Ứng với trường hợp này thì giá trị của tỉ số E nên ở trong khoảng từ 0,5 đến 1,2. Một ví dụ cụ thể, nếu chiều dài của buồng công tác là 1,5*m* và chọn E = 0,9 ($\dot{m}_W = 0{,}51kg/s$, $\dot{m}_a = 0{,}566kg/s$) thì hệ số tăng ẩm η khoảng 0,75 đến 0,85.

Rõ ràng hiệu quả trao đổi nhiệt và ẩm giữa nước và không khí phụ thuộc vào đường kính d_n của các hạt nước. Gọi F_n là tổng diện tích bề mặt

bên ngoài của các hạt nước ứng với 1*kg* nước được phun vào, ta thấy rõ nếu d_n càng nhỏ thì F_n càng tăng, bảng 7.1 trình bày các số liệu thực nghiệm của quan hệ này.

Bảng 7.1

d_n, *mm*	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,8
F_n, m^2	120	60	30	20	15	12	7,5

Khảo sát sơ đồ ở hình 7.5, ta thấy quạt hút có thể được đặt ở đầu vào hay đầu ra của buồng công tác, tuy nhiên trường hợp thường gặp là buồng công tác nằm về phía đầu hút của quạt. Bảng 7.2 trình bày một vài số liệu có liên quan để tham khảo.

Bảng 7.2

Số dãy ống phun nước			Lưu lượng nước qua mỗi lỗ phun, *lít/ph.*	Tốc độ không khí, *m/s*	Tổn thất áp suất về phía không khí, mmH_2O	Mật độ lỗ phun tính theo 1m^2 tiết diện ngang của buồng, *cái/(m^2.dãy)*	Đường kính lỗ phun thường dùng, *mm*
1	2	3					
Hệ số tăng ẩm η							
0,65	0,80	0,90	4,7÷7,5	2,5÷4	6÷25	18÷24	2,5 - 3 - 3,5 - 4 - 4,5 - 5 - 6

Gọi:

I_1 - enthalpy của không khí ở đầu vào của thiết bị, *kJ/kg không khí khô*
I_2 - enthalpy của không khí ở đầu ra của thiết bị, *kJ/kg không khí khô*
I_{W1} - enthalpy của nước ở đầu vào của thiết bị, *kJ/kg*
t_{W1} và t_{W2} - nhiệt độ của nước ở đầu vào và đầu ra của thiết bị, ^oC
c - nhiệt dung riêng của nước, *kJ/(kg.K).*

Ta có:

$$\dot{m}_a (I_1 - I_2) = \dot{m}_W .c.(t_{W2} - t_{W1}) \quad (7.3)$$

$$I_1 - I_2 = E.c.(t_{W2} - t_{W1}) \quad (7.4)$$

Đặt:

$$H = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{W1}} \quad (7.5)$$

Bảng 7.3 trình bày quan hệ thực nghiệm giữa E và H ứng với thiết bị có hai dãy ống phun ngược chiều nhau với đường kính lỗ phun từ 4,5*mm* đến 5,5*mm* (trong trường hợp này $I_2 < I_1$).

Bảng 7.3

E	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4	1,45	1,5	1,55	1,6
H	0,435	0,46	0,475	0,487	0,5	0,515	0,53	0,54	0,55	0,565	0,575	0,59	0,6	0,61	0,62	0,63	0,64

Để thuận tiện cho quá trình tính toán, cần lưu ý thêm một số đồ thị được trình bày dưới đây. Hình 7.6 trình bày mối quan hệ giữa đường kính lỗ phun và lưu lượng nước đi qua lỗ phun phụ thuộc vào áp suất nước ở lỗ phun. Mối quan hệ đó có thể được mô tả thông qua công thức thực nghiệm sau:

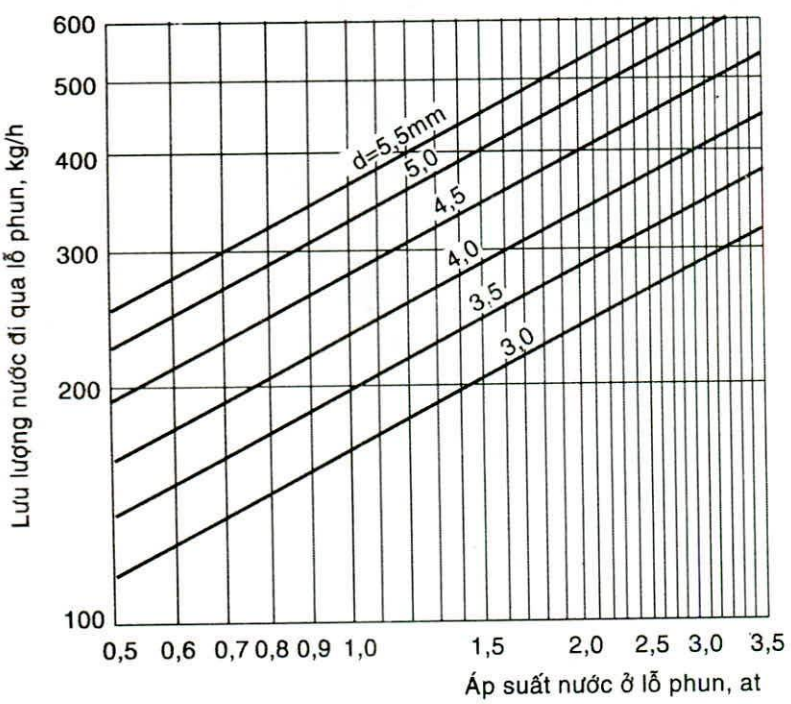
$$g_n = 38{,}5.d^{1{,}38}.p_n^{0{,}48} \qquad (7.6)$$

Trong đó:

g_n - lưu lượng nước đi qua lỗ phun, *kg/h*

d - đường kính lỗ phun, *mm*

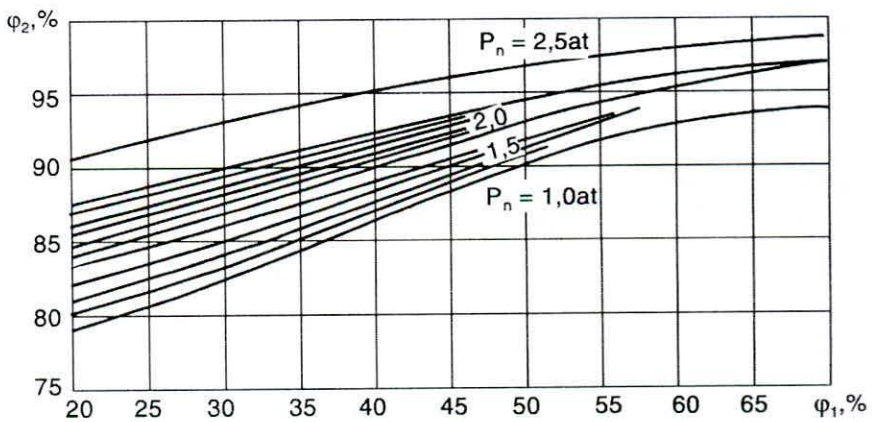
p_n - áp suất nước ở lỗ phun, *at*.



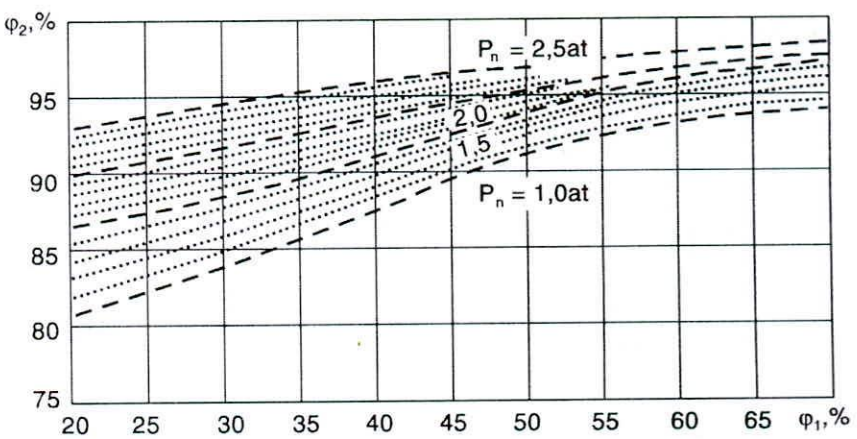
Hình 7.6

Các hình 7.7 và 7.8 mô tả mối quan hệ giữa độ ẩm tương đối φ_2 của không khí ở đầu ra và độ ẩm tương đối φ_1 của không khí ở đầu vào của thiết bị theo áp suất nước p_n ở lỗ phun, trong trường hợp này đường kính d của lỗ phun ở trong khoảng từ 4,5*mm* đến 5,5*mm*. Hình 7.7 ứng với lưu lượng khối lượng của không khí tính theo $1m^2$ mặt cắt của buồng có giá trị từ $2,8kg/(s.m^2)$ đến $3,2kg/(s.m^2)$, còn hình 7.8 ứng với các giá trị từ $2,2kg/(s.m^2)$ đến $2,6kg/(s.m^2)$.

Cần lưu ý, trong tất cả các trường hợp, nên hạn chế lưu lượng thể tích của dòng không khí đi vào, có nghĩa là hạn chế tốc độ của dòng không khí đi qua thiết bị, để tránh làm văng nước. Các số liệu thực tế cho thấy tốc độ của dòng không khí không nên vượt quá 3*m/s*.



Hình 7.7



Hình 7.8

Ví dụ 7.1 Khảo sát thiết bị mô tả ở hình 7.5 với hai dãy ống phun nước bố trí ngược chiều nhau. Cho biết:

- Tiết diện mặt cắt của buồng công tác là $3,4m^2$.
- Lưu lượng không khí đi qua buồng công tác là $32530m^3/h$.
- Nhiệt độ và độ ẩm của không khí lúc đi vào thiết bị là 30^oC và 50%.
- Đường kính lỗ phun là $5mm$ với mật độ $18cái/(m^2.dãy)$.
- Nhiệt độ nước đi vào là 7^oC (enthalpy tương ứng là $23,408kJ/kg$).
- Áp suất nước ở lỗ phun là $2at$.

Xác định các thông số cần thiết của không khí và nước khi ra khỏi thiết bị, tính lượng nhiệt hiện và nhiệt ẩn mà không khí trao đổi với nước.

Giải

Tổng số lỗ phun có trong thiết bị là:

$$18 \,.\, 3,4 \,.\, 2 = 122 \text{ cái}$$

Theo đồ thị ở hình 7.6 ta tra được lưu lượng nước đi qua một lỗ phun là $g_n = 480kg/h$, như vậy lưu lượng nước phun vào thiết bị là:

$$\dot{m}_W = 480 \,.\, 122 = 58560kg/h$$

Giá trị của E là:

$$E = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_a} = \frac{58560}{32530.1,2} = 1,5kg \text{ nước/kg không khí}$$

Từ phương trình (7.5) ta có:

$$I_2 = I_1 - H.(I_1 - I_{W1}), \text{ với } I_1 = 64,372kJ/kg \text{ không khí khô}$$

Tra bảng 7.3 ta thấy khi E = 1,5 thì H = 0,62. Từ đó:

$$I_2 = 64,372 - 0,62.(64,372 - 23,408) = 38,974kJ/kg \text{ không khí khô}$$

Trên cơ sở đó ta có thể xác định được lưu lượng không khí đi qua buồng tính trên $1m^2$ diện tích mặt cắt như sau:

$$\frac{32530.1,2}{3600.3,4} = 3,19kg/(m^2.s)$$

Như vậy, để xác định độ ẩm φ_2 của không khí ở đầu ra của thiết bị ta có thể sử dụng đồ thị trình bày ở hình 7.7. Với $\varphi_1 = 50\%$ và $p_n = 2at$ ta tra được $\varphi_2 = 95,1\%$. Trên đồ thị t-d, trạng thái của không khí ở đầu ra của thiết bị được xác định bằng: $I_2 = 38,974kJ/kg$ *không khí khô* và $\varphi_2 = 95,1\%$. Từ đó ta xác định được $t_2 = 14,5^oC$ và $d_2 = 9,65gam$ *hơi nước/kg không khí khô*.

Từ công thức (7.4) ta có:

$$t_{W2} = 7 + \frac{64,342 - 38,974}{1,5.4,18} = 11,046^oC$$

Lượng nhiệt hiện do không khí nhả ra :

$$Q_h = 32530 \,.\, 1,2 \,.\, (30 - 14,5)/3600 = 168,071kW$$

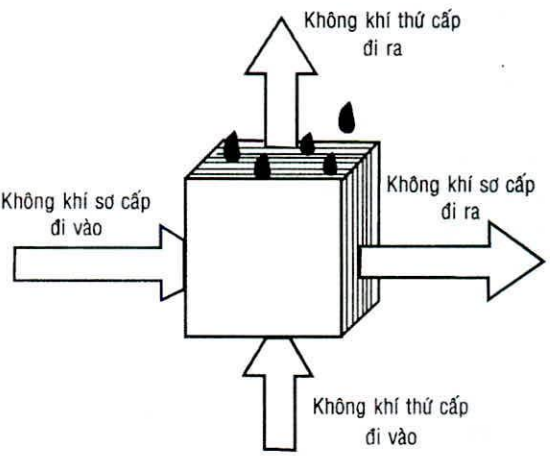
Lượng nhiệt ẩn do không khí nhả ra :

$$Q_{ẩ} = Q_t - Q_h = 32530 \,.\, 1,2 \,.\, (64,372 - 38,974)/3600 - 168,071$$

$$Q_{ẩ} = 107,327kW$$

7.1.2. Làm mát bay hơi kiểu gián tiếp

Ở phương án làm mát bay hơi kiểu gián tiếp ta thấy có hai dòng không khí đi vào thiết bị, hai dòng này lần lượt có tên gọi là *dòng không khí sơ cấp* và *dòng không khí thứ cấp*. Dòng không khí sơ cấp là dòng không khí mà ta cần xử lý, còn dòng không khí thứ cấp là phương tiện mà ta cần sử dụng để xử lý dòng không khí sơ cấp. Hình 7.9 trình bày sơ đồ của phương án làm mát bay hơi kiểu gián tiếp.

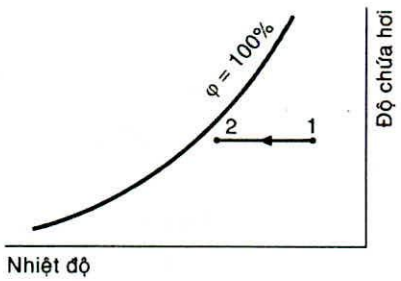


Hình 7.9 *Làm mát bay hơi kiểu gián tiếp*

Từ hình vẽ mô tả thiết bị ta thấy dòng không khí thứ cấp được cho tiếp xúc trực tiếp với nước, còn dòng không khí sơ cấp thì không tiếp xúc trực tiếp với nước. Như vậy, từ hình 7.9, ta thấy rõ dòng không khí sơ cấp và thứ cấp được bố trí chuyển động trong hai không gian *cách biệt nhau* bởi bề mặt trao đổi nhiệt, bề mặt này được thấm ướt về phía dòng không khí thứ cấp. Trong trường hợp này thì mục đích của dòng không khí thứ cấp là để làm

giảm nhiệt độ của bề mặt trao đổi nhiệt bằng hiện tượng bay hơi nước về phía bề mặt bị thấm ướt, chính điều này giúp cho dòng không khí sơ cấp có thể nhả bớt nhiệt lượng trong khi *độ chứa hơi* vẫn giữ như cũ.

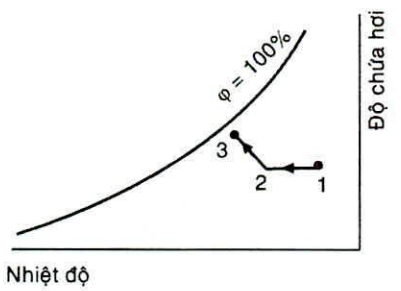
Do muốn hạ thấp nhiệt độ của bề mặt thấm ướt cho nên cường độ bay hơi nước vào dòng không khí thứ cấp càng nhiều càng tốt. Thực tế cho thấy độ ẩm tương đối của dòng không khí thứ cấp đi ra khỏi thiết bị có giá trị rất cao, vào khoảng 95%. Như vậy, về mặt nguyên tắc, nếu không có cách xử lý đặc biệt nào khác thì không thể nào làm mát dòng không khí sơ cấp đến nhiệt độ bằng *nhiệt độ nhiệt kế ướt* ứng với trạng thái không khí thứ cấp lúc đi vào thiết bị. Hình 7.10 trình bày quá trình biến đổi trạng thái của dòng không khí sơ cấp trong phương án làm mát bay hơi kiểu gián tiếp.



Hình 7.10

7.1.3. Làm mát bay hơi kiểu hỗn hợp

Làm mát bay hơi kiểu hỗn hợp là phương án kết hợp giữa phương án làm mát bay hơi kiểu gián tiếp và phương án làm mát bay hơi kiểu trực tiếp. Hình 7.11 mô tả quá trình làm mát bay hơi kiểu hỗn hợp. Từ hình vẽ ta thấy quá trình 1-2 ứng với phương án làm mát bay hơi kiểu gián tiếp, còn quá trình 2-3 ứng với phương án làm mát bay hơi kiểu trực tiếp.



Hình 7.11

§7.2. CHẤT HÚT ẨM

7.2.1. Tổng quát

Như đã đề cập ở các chương trước, hiện nay vấn đề *sử dụng hiệu quả năng lượng* và *bảo vệ môi trường* được xem là một trong các tiêu chí quan trọng để đánh giá chất lượng của các bản thiết kế kỹ thuật nói chung và các bản thiết kế hệ thống điều hòa không khí nói riêng. Đặc biệt, trong những năm gần đây, *chất lượng không khí* trong không gian cần điều hòa không khí càng ngày càng được yêu cầu cao hơn và càng ngày càng được yêu cầu kiểm soát chặt chẽ hơn. Chính điều đó đã đưa đến rất nhiều biến đổi trong

xu hướng thiết kế các tòa nhà và các thiết bị có liên quan, bảng 7.1 dưới đây trình bày tóm tắt các xu hướng biến đổi cơ bản và những tác động tương ứng kèm theo.

Bảng 7.1

Xu hướng biến đổi	Mục đích	Tác động
Vật liệu làm vách tường và kính cửa sổ phải có tính cách nhiệt tốt hơn.	Nhằm làm giảm lượng nhiệt từ bên ngoài xâm nhập vào bên trong.	Có thể góp phần làm giảm bớt thành phần phụ tải nhiệt hiện của không gian cần điều hòa không khí.
Ứng dụng kỹ thuật chiếu sáng hiện đại hơn và hiệu quả hơn.	Ở cùng mức độ chiếu sáng nhưng có thể giảm công suất điện tiêu thụ.	
Lượng không khí thực hiện nhiệm vụ thông thoáng phải nhiều hơn.	Để cải thiện chất lượng không khí trong không gian cần điều hòa.	Có thể làm gia tăng phụ tải của không gian cần điều hòa, đặc biệt là thành phần phụ tải nhiệt ẩn.
Nhiệt độ bay hơi của máy lạnh được thiết kế ở mức cao hơn.	Để giảm mức tiêu thụ điện của máy lạnh.	Làm giảm khả năng tách ẩm của dàn lạnh theo phương pháp cơ học.

Trên cơ sở các thông tin được trình bày trong bảng 7.1, ta thấy rõ – thông qua xu hướng thiết kế mới – hiện nay đang phát sinh hai vấn đề rất mâu thuẫn nhau:

- Hệ số RSHF có xu hướng giảm, hoặc nói cách khác thì thành phần phụ tải nhiệt ẩn của các không gian cần điều hòa không khí có xu hướng chiếm tỉ lệ càng ngày càng nhiều hơn.
- Hệ số GSHF của dàn lạnh có xu hướng gia tăng do nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh được chủ động thiết kế ở mức cao hơn.

Để giải quyết hài hòa hai vấn đề mâu thuẫn này, đã và đang xuất hiện nhu cầu tìm kiếm giải pháp hợp lý để tách ẩm không khí *một cách riêng biệt* trong những trường hợp thích hợp.

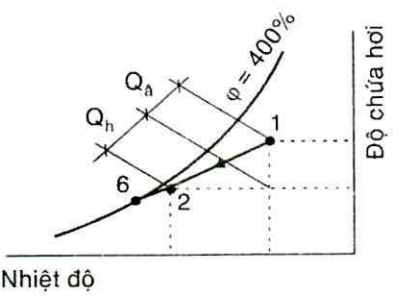
Như ta đã biết, trong kỹ thuật điều hòa không khí, có thể thực hiện nhiệm vụ tách ẩm không khí bằng hai phương pháp rất khác nhau về bản chất là *phương pháp cơ học* và *phương pháp hóa học*.

Tuy nhiên, một điều dễ nhận thấy là, trong hầu hết các máy điều hòa không khí và hệ thống điều hòa không khí, phương pháp tách ẩm vẫn thường được sử dụng là dùng dàn lạnh hạ nhiệt độ không khí xuống thấp hơn nhiệt độ đọng sương tương ứng với trạng thái không khí đi vào dàn lạnh. Ta gọi phương pháp đó là *phương pháp cơ học*, phương pháp này có hai nhược điểm cơ bản sau:

- Quá trình làm giảm nhiệt ẩn và nhiệt hiện của không khí luôn luôn gắn bó chặt chẽ với nhau, chính vì như vậy cho nên thông thường ta phải làm giảm lượng nhiệt hiện của không khí nhiều hơn mức cần thiết.
- Quá trình tách ẩm rất hao tốn năng lượng.

Hình 7.12 trình bày quá trình đang đề cập, đó chính là quá trình làm mát không khí có tách ẩm mà ta đã nghiên cứu ở chương 3.

Từ hình 7.12 ta thấy, nhiệt lượng do không khí nhả ra khi đi qua dàn lạnh luôn luôn bao gồm hai thành phần là nhiệt hiện Q_h và nhiệt ẩn $Q_ẩ$, trong đó thành phần nhiệt ẩn $Q_ẩ$ thường chiếm một tỉ lệ khá đáng kể. Các khảo sát thực tế cho thấy, đối với các nước ở khu vực Đông Nam Á, thành phần nhiệt ẩn $Q_ẩ$ có thể chiếm từ 35% đến 45% so với tổng nhiệt lượng do không khí nhả ra. Như vậy, vấn đề đặt ra ở đây là, có cách nào thay thế quá trình tách ẩm thường được sử dụng trong các hệ thống điều hòa không khí bằng quá trình khác hay không? Trong trường hợp này, mục đích của sự thay thế là tìm kiếm giải pháp hợp lý để có thể đáp ứng yêu cầu *tiết giảm năng lượng* vận hành máy lạnh và thỏa mãn nhiều hơn các yêu cầu về *bảo vệ môi trường*.



Hình 7.12

Thực tế cho thấy, *chất hút ẩm* (Desiccant) có thể là sự lựa chọn hợp lý mà ta nên nghĩ đến để đáp ứng các yêu cầu này. Như vậy, trong trường hợp này, phương pháp tách ẩm không khí bằng chất hút ẩm chính là *phương pháp hóa học* mà ta đã đề cập ở trên. Về mặt phân loại, hiện nay có hai loại chất hút ẩm có thể được sử dụng trong kỹ thuật điều hòa không khí là *chất hút ẩm rắn* và *chất hút ẩm lỏng*. Liên quan đến kỹ thuật tách ẩm bằng chất hút ẩm, ta cần chú ý hai thuật ngữ có liên quan là *chất hấp thụ* và *chất hấp phụ*:

- Chất hấp thụ (Absorption) là chất mà trong quá trình làm việc thì các tính chất vật lý và hóa học của nó có thể bị biến đổi, thông thường các chất này ở thể *lỏng*.
- Chất hấp phụ (Adsorption) là chất mà trong quá trình làm việc thì các tính chất vật lý và hóa học của nó không bị biến đổi, thông thường các chất này ở thể *rắn*.

Để thỏa mãn các chỉ tiêu kinh tế-kỹ thuật và môi trường, chất hút ẩm làm nhiệm vụ tách ẩm trong các hệ thống điều hòa không khí cần đáp ứng một số yêu cầu sau:

- Có khả năng hút một lượng ẩm khá lớn so với khối lượng bản thân của nó.
- Có thể giải phóng dễ dàng lượng ẩm đã hút vào (quá trình hoàn nguyên) ở mức nhiệt độ yêu cầu không cao để chuẩn bị sẵn sàng cho chu kỳ làm việc kế tiếp.
- Có tính ổn định cao.
- Khó bay hơi ở điều kiện áp suất khí quyển (đối với chất hút ẩm lỏng).
- Không màu, không mùi, không độc hại.
- Không gây ô nhiễm môi trường.
- Không dễ cháy.
- Giá cả hợp lý.

So với hệ thống điều hòa không khí tách ẩm bằng phương pháp cơ học, bảng 7.2 dưới đây trình bày thêm một số ưu – khuyết điểm cơ bản của hệ thống điều hòa không khí tách ẩm bằng chất hút ẩm mà ta cần phải chú ý.

Bảng 7.2

Ưu điểm	Khuyết điểm
- Quá trình tách ẩm độc lập với quá trình làm mát không khí. - Loại bỏ hiện tượng đọng sương ở các dàn lạnh, hoặc ở các FCU và AHU. - Giảm bớt độ ẩm tương đối của không khí chuyển động trong các ống dẫn không khí, điều này có thể giúp hạn chế khả năng phát triển nấm mốc và các vi sinh vật, từ đó giúp làm tăng chất lượng không khí bên trong không gian cần điều hòa. - Ứng với cùng mức độ yêu cầu về độ cảm nhận dễ chịu trong không gian cần điều hòa, có khả năng duy trì nhiệt độ không khí trong không gian cần điều hòa hơi cao hơn so với phương pháp tách ẩm cơ học (do độ ẩm tương đối giảm), chính điều này góp phần làm giảm năng lượng vận hành máy lạnh do có thể cài đặt máy lạnh ở nhiệt độ cao hơn. - Năng suất máy lạnh sẽ nhỏ hơn do chỉ được sử dụng để lấy đi lượng nhiệt hiện cần thiết của không khí, ống dẫn không khí có thể cũng sẽ nhỏ hơn.	- Chi phí đầu tư ban đầu và chi phí bảo dưỡng hệ thống cao hơn do có sự hiện diện của các thiết bị hút ẩm. - Cần có nguồn nhiệt hỗ trợ để thực hiện nhiệm vụ giải phóng ẩm, ví dụ như khí đốt. - Cần có cán bộ kỹ thuật lành nghề để vận hành thiết bị.

Đương nhiên, khi nghiên cứu xác định phương pháp tách ẩm không khí thì ta phải căn cứ vào đặc điểm và yêu cầu của từng trường hợp cụ thể để lựa chọn. Tuy nhiên, có một điều chắc chắn là, đối với các không gian có yêu cầu kiểm soát chặt chẽ độ ẩm, hoặc các không gian có yêu cầu độ ẩm nhỏ và rất nhỏ (nhỏ hơn 40%), hoặc các không gian có hệ số RSHF nhỏ,... thì phương pháp tách ẩm bằng chất hút ẩm là lựa chọn rất hợp lý mà người thiết kế nên lưu ý. Thêm vào đó, trong tất cả các trường hợp, không nên

không quan tâm đến một số vấn đề khác mang *tính kinh tế* như giá điện và giá nhiên liệu (ví dụ như khí đốt) để có cách đánh giá toàn diện hơn trước khi quyết định.

7.2.2. Chất hút ẩm

1. Chất hút ẩm rắn (Solid Desiccant)

Thông thường chất hút ẩm rắn hút ẩm theo nguyên tắc *hấp phụ*. Để đánh giá khả năng và chất lượng của chất hút ẩm rắn người ta sử dụng các chỉ số sau:

- *Mức độ khô* (Level of Dryness): là tỉ số giữa độ chứa hơi của không khí lúc đi vào và đi ra khỏi chất hút ẩm rắn ứng với một tốc độ xác định.
- *Năng suất* (Capacity): thể hiện khối lượng hơi nước hút được tính trên một đơn vị khối lượng của chất hút ẩm rắn.

Nói chung *mức độ khô* và *năng suất* của chất hút ẩm rắn không phải lúc nào cũng đồng biến với nhau. Một số chất hút ẩm rắn có thể có *mức độ khô* cao nhưng *năng suất* lại thấp. Rõ ràng năng suất của chất hút ẩm rắn không chỉ phụ thuộc vào loại vật chất và phương pháp tạo nên chất hút ẩm rắn, mà còn phụ thuộc vào một số kích thước khác như diện tích bề mặt tiếp xúc giữa không khí cần xử lý và chất hút ẩm rắn, bề dày của chất hút ẩm rắn tính theo chiều chuyển động của không khí,...

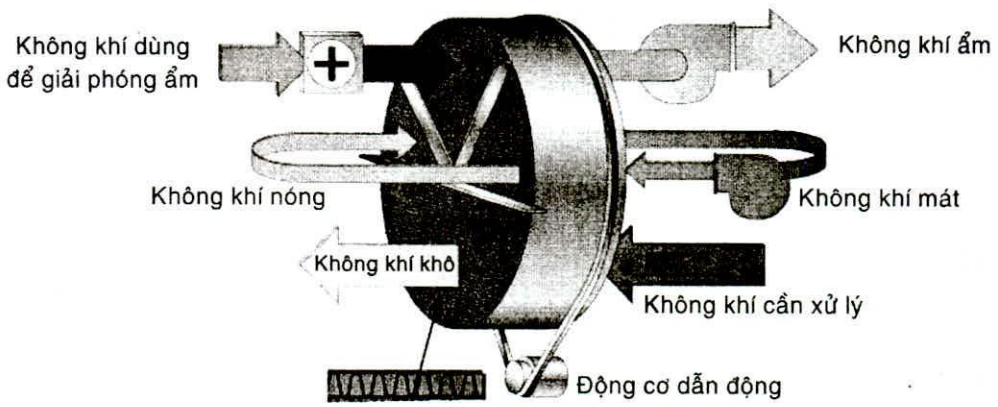
Các chất hút ẩm rắn thường được sử dụng là *Silica Gel*, *Zeolite*, *Anhydrous Magnesium Perchlorate*, *Calcium Sulfate*, *Activated Alumina*, *than hoạt tính*, *Montmorillonite Clay* và *Calcium Oxide*. Bảng 7.3 trình bày một số tính chất cơ bản của các chất hút ẩm rắn đã nêu ở trên. ***Bảng 7.3***

Chất hút ẩm rắn	Tính chất
Silica Gel	Được tổng hợp từ Sodium Silicate, có dạng như những hột thủy tinh với kích thước rất nhỏ, có độ xốp rất cao với nhiều mạch mao dẫn (các mạch mao dẫn có thể chiếm ½ thể tích của Silica Gel), hoàn toàn không độc hại, khó bắt cháy, có tính ổn định hóa học cao và không gây phản ứng trong điều kiện thông thường, mức độ khô và năng suất rất cao (tuy nhiên năng suất sẽ giảm đáng kể khi bị gia nhiệt trên 260^oC), rất hiệu quả khi khối lượng ẩm chứa trong nó còn ở mức dưới 1/5 khối lượng của bản thân nó (tuy nhiên nó có thể hút một khối lượng ẩm lên đến 40% khối lượng của bản thân), vùng làm việc tốt nhất là t = 20^oC đến 32^oC và φ = 60% đến 90%, nhiệt độ hoàn nguyên khoảng chừng 120^oC, không nên sử dụng chất này ở mức nhiệt độ cao, năng suất có thể bị giảm nếu nhiệt độ hoàn nguyên cao hơn 260^oC.
Zeolite	Có nguồn gốc tự nhiên hoặc được sản xuất theo phương

Chất hút ẩm rắn	Tính chất
	pháp tổng hợp hóa học, hiện trên thị trường có khoảng 50 loại Zeolites với các cấu trúc tinh thể và thành phần hóa học khác nhau, Zeolite tự nhiên được hình thành do tác động của đá núi lửa hoặc tro núi lửa với nước ngầm có tính kiềm, Zeolite là các aluminosilicates thuộc họ các chất rắn có nhiều mao mạch mà người ta hay gọi là Molecular Sieves, độ xốp của Zeolite rất cao do bên trong có nhiều rãnh mao dẫn rất nhỏ với đường kính khoảng từ 2,5 đến 4,3*angstroms* (1*angstrom* = $10^{-10}m$ = 0,1*nanometer*), một trong những tính chất quan trọng của Zeolite là khả năng trao đổi các cations, diện tích bề mặt ứng với 1*g* khối lượng có thể từ $700m^2$ đến $800m^2$.
Anhydrous Magnesium Perchlorate	Có màu trắng, là chất oxýt hóa mạnh, có thể phát lửa và gây nổ khi tiếp xúc với các chất hữu cơ nóng, có thể làm mắt bị kích thích và làm da bị dị ứng, công thức hóa học là $Mg(ClO_4)_2$, khối lượng phân tử là 223,23*kg/kmol*, nhiệt độ nóng chảy là 251^oC, hút ẩm theo cơ chế hydrat hóa, mức độ khô và năng suất thuộc loại cao, khá đắt tiền.
Calcium Sulfate	Có màu trắng và không mùi, công thức hóa học là $CaSO_4$, khối lượng phân tử là 136,14*kg/kmol*, khối lượng riêng là $2,96g/cm^3$ (trạng thái khan), nhiệt độ nóng chảy là 1460^oC, có thể hòa tan 0,0021*g* trong 100*ml* nước (ở 20^oC), do năng suất thấp nên giá không đắt (chỉ có thể hấp thụ một lượng ẩm tối đa bằng 10% khối lượng của nó), có tên thương mại là Drierite®.
Activated Alumina	Đây là một loại oxýt nhôm có công thức hóa học là Al_2O_3 (nhôm hoạt tính) và có độ xốp khá cao do được cấu tạo từ rất nhiều ống mao dẫn li ti, diện tích bề mặt ứng với 1*g* khối lượng có thể từ $200m^2$ đến $350m^2$, nhiệt độ hoàn nguyên có thể từ 177^oC đến 316^oC.
Than hoạt tính (Activated Charcoal, Activated Coal, Activated Carbon)	Là carbon có nhiều mạch mao dẫn với màu đen tuyền và độ xốp rất cao, diện tích bề mặt ứng với 1*g* khối lượng có thể từ $300m^2$ lên đến $2000m^2$, khối lượng phân tử là 12,01*kg/kmol*; có thể có các loại như PAC (Powdered Activated Carbon), GAC (Granular Activated Carbon), EAC (Extruded Activated Carbon), IC (Impregnated Carbon) và PCC (Polymers Coated Carbon).
Montmorillonite Clay	Là chất ở điều kiện tự nhiên đã có sẵn những lỗ tổ ong rất nhỏ, có nhiệt độ hoàn nguyên khá thấp, tuy nhiên cũng vì đặc tính này nên có thể xảy ra điều không mong muốn là hơi nước có thể thoát ngược ra khi nhiệt độ tăng nhẹ, giá cả không đắt, hiệu quả tương đối cao trong vùng nhiệt độ và độ ẩm bình thường.
Calcium Oxide	Công thức hóa học là CaO, ở vùng độ ẩm thấp thì chất này có khả năng hút ẩm tốt hơn các chất khác, giá cả không đắt lắm.

Thông thường các chất hút ẩm rắn được gắn lên các bánh xe mà ta gọi là rotor hút ẩm, đường kính của rotor hút ẩm có thể từ 0,3*m* đến trên 3,5*m*. Để không khí có điều kiện tiếp xúc tốt với chất hút ẩm rắn, tốc độ quay của rotor hút ẩm thông thường được thiết kế rất chậm, chỉ vào khoảng từ 6*vòng/giờ* đến 20*vòng/giờ*. Tuy nhiên, ở một số trường hợp đặc biệt tốc độ quay của rotor có thể hơi cao hơn, khoảng từ 33*vòng/giờ* đến 76*vòng/giờ*.

Hình 7.13 trình bày sơ đồ cơ bản của một *rotor hút ẩm* (Desiccant Wheel). Từ sơ đồ ta thấy không khí cần xử lý được đưa đi vào rotor hút ẩm, khi đi ra khỏi rotor hút ẩm thì không khí đã khô hơn do một bộ phận hơi nước có trong không khí đã được hút bởi chất hút ẩm rắn gắn trên rotor. Phần diện tích rotor đã tiếp xúc với dòng không khí cần xử lý sau đó sẽ được cho tiếp xúc với dòng không khí có nhiệt độ nóng hơn để giải phóng ẩm. Để góp phần làm tăng hiệu quả của rotor hút ẩm, ta thấy nếu có thể thì phần diện tích rotor đã đi qua khu vực giải phóng ẩm cần phải được làm mát trước khi quay trở lại khu vực hút ẩm, còn phần diện tích rotor vừa mới ra khỏi khu vực hút ẩm sẽ được hâm nóng sơ bộ trước khi đi vào khu vực giải phóng ẩm. Quan sát hình 7.13 - theo chiều quay của rotor - ta thấy trong trường hợp này rotor hút ẩm đã được thiết kế theo xu hướng ta vừa nêu ở trên.

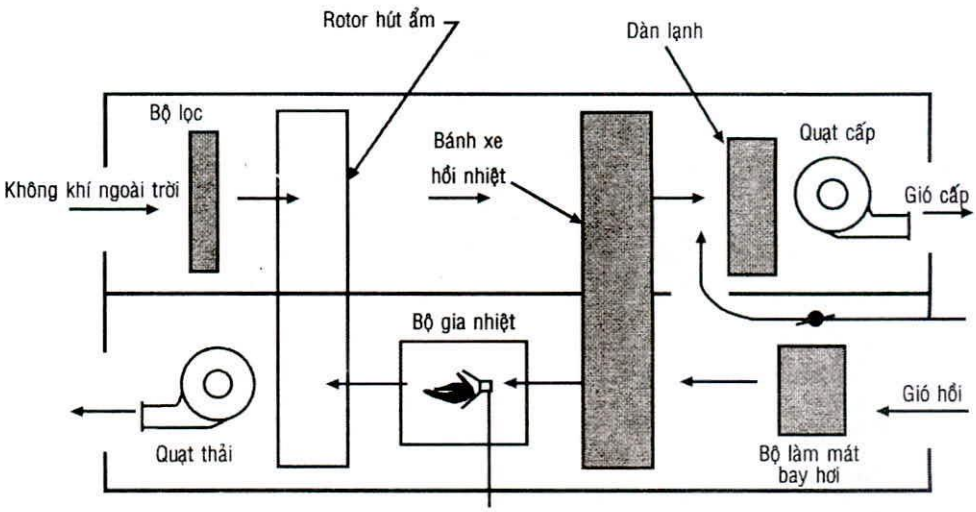


Hình 7.13

Hình 7.14 trình bày một phương án khác, trong phương án này người ta sử dụng thêm *bánh xe hồi nhiệt* (Heat Recovery Wheel) để làm tăng hiệu quả hoạt động của rotor hút ẩm. Từ sơ đồ ta thấy không khí ngoài trời sau khi đi qua bộ lọc sẽ được cho đi vào rotor hút ẩm, sau đó không khí sẽ được cho tiếp xúc với bánh xe hồi nhiệt để giảm nhiệt độ đến mức có thể được, kế tiếp không khí được cho đi qua dàn lạnh để giảm nhiệt độ đến mức mong muốn trước khi được cấp vào không gian cần điều hòa không khí. Để thực hiện quá trình nêu trên, cần phải quan tâm đến phương án làm mát bánh xe

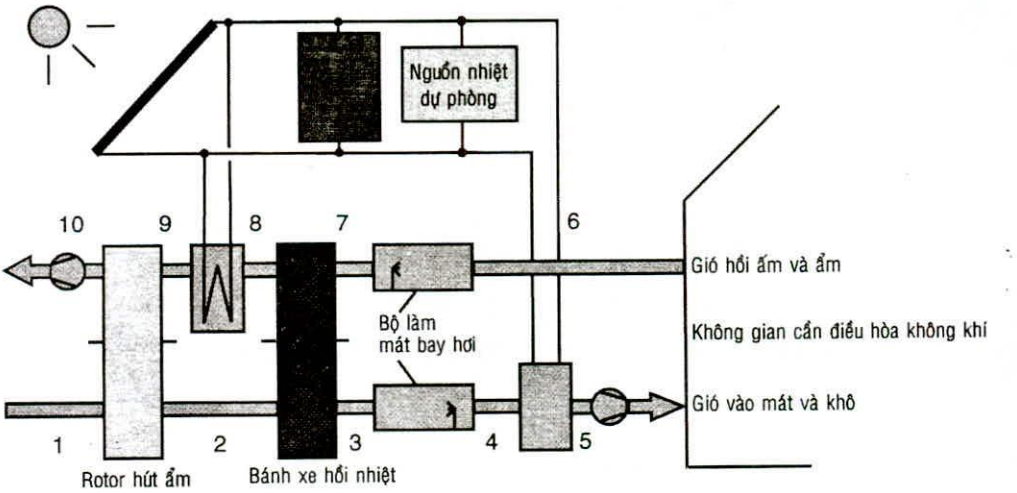
hồi nhiệt. Trong trường hợp này ta có thể sử dụng bộ làm mát bay hơi như đã mô tả ở hình 7.14. Từ hình vẽ ta thấy không khí hồi về từ không gian cần điều hòa không khí sẽ được lần lượt cho đi qua các thiết bị sau:

- *Bộ làm mát bay hơi*: để giảm nhiệt độ không khí trước khi đi vào bánh xe hồi nhiệt.
- *Bánh xe hồi nhiệt*: để làm mát phần diện tích của bánh xe vừa mới tiếp xúc với dòng không khí cần xử lý.
- *Bộ gia nhiệt*: để hâm nóng không khí trước khi cho đi qua rotor hút ẩm.
- *Rotor hút ẩm*: để giải phóng lượng ẩm tích lũy trong chất hút ẩm rắn gắn trên rotor.



Hình 7.14

Như đã trình bày ở bảng 7.2, trong nhiều trường hợp người ta thường sử dụng khí đốt để hâm nóng không khí nhằm mục đích thực hiện nhiệm vụ giải phóng ẩm (hoàn nguyên). Tuy nhiên, khi có điều kiện thuận lợi, ở một số trường hợp người ta có thể nghĩ đến việc sử dụng *nhiệt thải* hoặc *năng lượng mặt trời*. Nhiệt độ hoàn nguyên thông thường khá cao, với một số chất như Activated Alumina thì nhiệt độ hoàn nguyên có thể lên đến 200^oC. Hình 7.15 trình bày phương án sử dụng năng lượng mặt trời (thông qua nước được làm nóng bằng năng lượng mặt trời) để giải phóng ẩm của rotor hút ẩm và để hâm nóng không khí trước khi cấp vào không gian cần điều hòa.



Hình 7.15

Về mặt cấu tạo, hiện nay trên thị trường có hai loại rotor hút ẩm, đó là loại một bánh xe và loại hai bánh xe:

- *Rotor hút ẩm loại một bánh xe* (Single-Wheel) là tổ hợp bao gồm rotor hút ẩm, dàn lạnh và bộ gia nhiệt.
- *Rotor hút ẩm loại hai bánh xe* (Dual-Wheel) là tổ hợp bao gồm rotor hút ẩm, bánh xe nhiệt hiện, máy lạnh có máy nén hơi và dàn lạnh loại tiết lưu trực tiếp.

Cần lưu ý, do tác động của *hiệu ứng nhiệt hấp phụ* (bao gồm nhiệt ẩn do sự bay hơi của nước và nhiệt ướt – Heat of Wetting), sau khi đi qua rotor hút ẩm thì nhiệt độ của không khí thường gia tăng và gia tăng tương đối đáng kể (đương nhiên độ chứa hơi của không khí sẽ giảm xuống). Bảng 7.4 trình bày *hiệu ứng nhiệt hấp phụ* (Heat of adsorption) và bảng 7.5 so sánh *năng suất hấp phụ ở vùng có độ ẩm thấp* của một số loại chất hút ẩm rắn.

Bảng 7.4

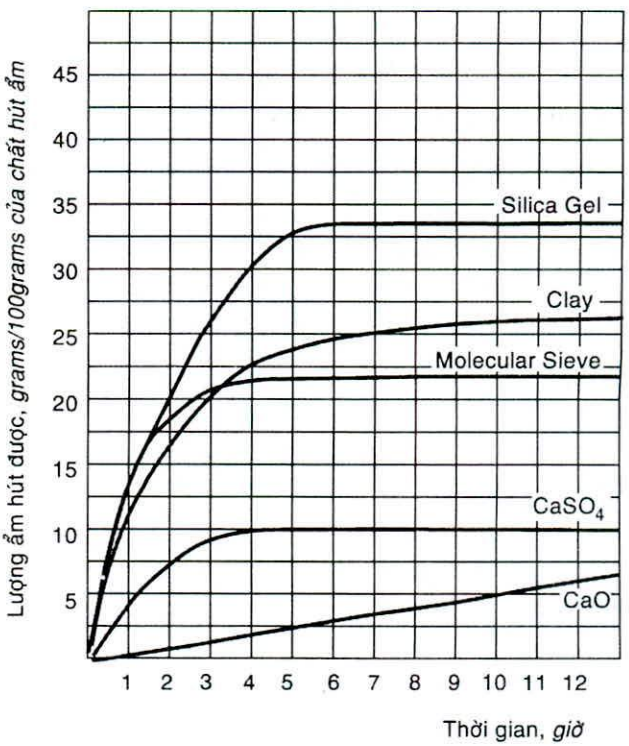
Chất hút ẩm rắn	**Nhiệt hấp phụ, *kJ/kg ẩm***
Silicagel	3024
Zeolite	4186

Bảng 7.5

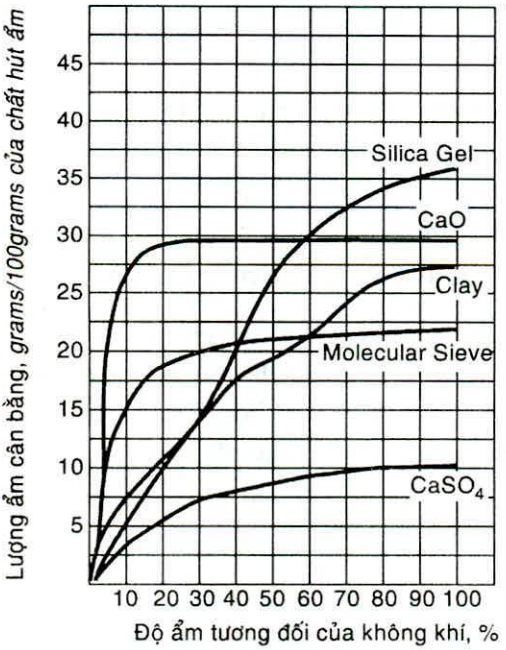
Chất hút ẩm rắn				
Molecular Sieve	Silica Gel	Montmorillonite Clay	CaO	$CaSO_4$
Năng suất hấp phụ ở vùng có độ ẩm thấp				
Rất tốt	Không tốt	Tương đối tốt	Rất tốt	Tốt

Để có thêm các thông tin cần thiết, cần lưu ý các đồ thị được trình bày dưới đây:

- Hình 7.16: đồ thị biểu diễn sự phụ thuộc của lượng ẩm hút được theo thời gian tương ứng với các chất hút ẩm rắn như Silica Gel, Clay, Molecular Sieve, $CaSO_4$ và CaO. Trong trường hợp này đơn vị của lượng ẩm hút được là *grams/100grams của chất hút ẩm*, còn không khí đi vào rotor hút ẩm có nhiệt độ 25^oC và độ ẩm 75%.
- Hình 7.17: đồ thị biểu diễn sự phụ thuộc của lượng ẩm cân bằng theo độ ẩm của không khí đi vào rotor hút ẩm tương ứng với các chất hút ẩm rắn như Silica Gel, Clay, Molecular Sieve, $CaSO_4$ và CaO. Trong trường hợp này đơn vị của lượng ẩm cân bằng là *grams/100grams của chất hút ẩm*, còn nhiệt độ của không khí đi vào rotor hút ẩm là 25^oC.



Hình 7.16



Hình 7.17

2. Chất hút ẩm lỏng (Liquid Desiccant)

Trong trường hợp này chất hút ẩm lỏng sẽ hút ẩm của không khí đi qua nó theo *nguyên tắc hấp thụ*. Thông thường chất hút ẩm lỏng là dung dịch giữa *nước* và một *chất hấp thụ* nào đó. Bảng 7.6 trình bày một số chất hấp thụ thường được sử dụng. Đặc biệt trong kỹ thuật điều hòa không khí ta nên chú ý đến ba chất đầu tiên là Lithium Bromide, Lithium Chloride và Calcium Chloride.

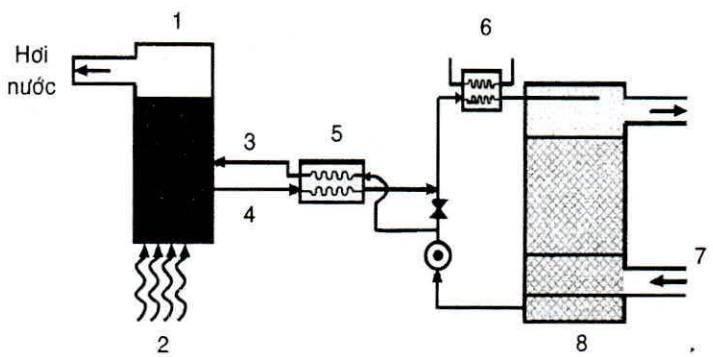
Bảng 7.6

Chất hấp thụ	Tính chất
Lithium Bromide	Là chất bột màu trắng có vị đắng, có độ pH trung tính (pH = 7), ở điều kiện bình thường có tính ổn định hóa học cao, khối lượng phân tử là 86,84*kg/kmol*, có thể hòa tan tốt trong nước (ngoại trừ một số vùng đặc biệt có thể bị kết tinh), độ nhớt khá nhỏ, nhiệt độ nóng chảy và nhiệt độ sôi lần lượt là 547^oC và 1265^oC.
Lithium Chloride	Cũng là chất bột màu trắng được điều chế từ Lithium Carbonate và Hydrochloric Acid, khối lượng phân tử là 42,394*kg/kmol*, khối lượng riêng là 2,068g/cm^3(trạng thái khan), nhiệt dung riêng là 1,132*kJ/(kg.K)*, nhiệt độ nóng chảy và nhiệt độ sôi lần lượt là 605^oC và 1382^oC.

Chất hấp thụ	Tính chất
Calcium Chloride	Là chất muối khan màu trắng có công thức hóa học là $CaCl_2$ với khối lượng phân tử là 110,98*kg/kmol*, khối lượng riêng là 2,15g/cm^3(trạng thái khan), nhiệt độ nóng chảy và nhiệt độ sôi lần lượt là 772^oC và 1935^oC, có thể hòa tan 74,5*g* trong 100*ml* nước (ở 20^oC) và 59,5*g* trong 100*ml* nước (ở 0^oC).
Ethylene Glycol	Công thức hóa học là $C_2H_6O_2$, khối lượng phân tử là 62,068*kg/kmol*, khối lượng riêng là 1,1132g/cm^3, nhiệt độ nóng chảy và nhiệt độ sôi lần lượt là –12,9^oC và 197,3°C, độ nhớt là 1,61 x 10^{-2}N.s/m^2, có thể hòa trộn với nước ở bất kỳ tỉ lệ nào.
Sulfuric Acid	Công thức hóa học là H_2SO_4, khối lượng phân tử là 98,08*kg/kmol*, khối lượng riêng là 1,84g/cm^3, nhiệt độ nóng chảy và nhiệt độ sôi lần lượt là 10^oC và 337°C, có tính ăn mòn, có thể hòa trộn với nước ở bất kỳ tỉ lệ nào.

Hình 7.18 trình bày sơ đồ của thiết bị hút ẩm lỏng. Về nguyên tắc, ta thấy thiết bị hút ẩm lỏng dùng trong kỹ thuật điều hòa không khí bao gồm hai thành phần cơ bản là *cụm hút ẩm* và *cụm giải phóng ẩm*:

- Cụm hút ẩm: bao gồm bộ hấp thụ ẩm, bộ làm mát dung dịch hút ẩm và bơm dung dịch tuần hoàn.
- Cụm giải phóng ẩm: bao gồm bộ giải phóng ẩm, bộ tiết kiệm nhiệt và bộ hâm nóng dung dịch.



1- Bộ giải phóng ẩm
2- Hâm nóng dung dịch
3- Dung dịch loãng
4- Dung dịch đậm đặc
5- Bộ tiết kiệm nhiệt
6- Bộ làm mát dung dịch hút ẩm
7- Không khí cần xử lý
8- Bộ hấp thụ ẩm

Hình 7.18 *Cụm thiết bị hút ẩm lỏng*

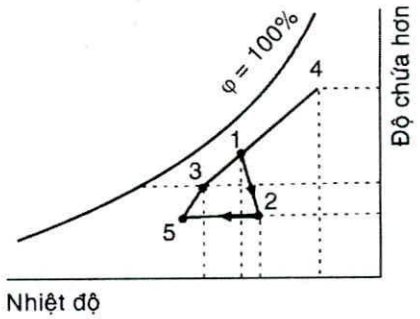
Từ hình vẽ ta thấy dung dịch ra khỏi bộ giải phóng ẩm sẽ có nồng độ đậm đặc hơn (do một lượng nước đã được giải phóng khỏi dung dịch), dung dịch này sau đó sẽ được đưa qua bộ tiết kiệm nhiệt để đi đến cụm hút ẩm. Ở cụm hút ẩm dung dịch có thể sẽ được làm mát thêm bởi bộ làm mát dung dịch trước khi được phun hay tưới vào bộ hấp thụ ẩm theo chiều từ trên xuống, cùng lúc không khí cần xử lý cũng được đưa vào bộ hấp thụ ẩm theo chiều từ dưới lên. Về cơ bản bộ hấp thụ ẩm có cấu tạo gần giống với tháp giải nhiệt mà ta đã biết. Sau khi hấp thụ ẩm từ không khí, dung dịch sẽ được đưa trở lại bộ giải phóng ẩm thông qua bộ tiết kiệm nhiệt. Do tác động cấp nhiệt của bộ hâm nóng dung dịch cho nên một lượng nước sẽ được giải phóng khỏi dung dịch, nhờ vậy dung dịch có thể trở lại nồng độ đậm đặc ban đầu để tiếp tục tiến hành chu kỳ mới.

So với chất hút ẩm rắn, chất hút ẩm lỏng có thể có thêm một số ưu điểm khác như:

- Có khả năng lọc bớt bụi hoặc các vật li ti không mong muốn ra khỏi không khí.
- Một số chất hút ẩm lỏng có thể có thêm tính diệt khuẩn.
- Nhiệt độ không khí cần để thực hiện quá trình giải phóng ẩm thường nhỏ hơn.

Với mục đích minh họa, hình 7.19 trình bày đồ thị t-d của quá trình xử lý không khí ẩm bằng chất hút ẩm lỏng là dung dịch *Calcium Chloride*. Trên đồ thị này giả sử ta có:

- Không khí ngoài trời: nhiệt độ $t_4 = 40^oC$ và $d_4 = 0{,}028$*kg hơi nước/kg không khí khô*.
- Không khí cần duy trì trong không gian cần điều hòa: $t_3 = 26^oC$ và $d_3 = 0{,}012$*kg hơi nước/kg không khí khô*.
- Không khí đi vào cụm hút ẩm (là kết quả hòa trộn giữa không khí có trạng thái 3 và 4): $t_1 = 27{,}5^oC$ và $d_1 = 0{,}01345$*kg hơi nước/kg không khí khô*.
- Không khí đi ra khỏi cụm hút ẩm: $t_2 = 28{,}9^oC$ và $d_2 = 0{,}0088$*kg hơi nước/kg không khí khô*.
- Không khí cấp vào không gian cần điều hòa: $t_5 = 23^oC$ và $d_5 = 0{,}0088$*kg hơi nước/kg không khí khô*.



Hình 7.19

Nhận xét quá trình hút ẩm 1-2, ta thấy không khí sau khi đi ra khỏi cụm hút ẩm chỉ đạt yêu cầu về mặt độ chứa hơi, còn nhiệt độ thì không đạt. Như vậy cần phải làm mát không khí theo quá trình có d = const từ trạng thái 2 đến trạng thái 5, thông thường quá trình này được thực hiện bằng máy lạnh có máy nén hơi. Trong trường hợp này, do nhiệm vụ của máy lạnh có máy nén hơi là chỉ lấy *nhiệt hiện* của không khí ẩm, vì vậy cho nên năng suất lạnh của máy lạnh không lớn lắm. Một nhận xét khác, so với chất hút ẩm rắn thì nhiệt độ của không khí sau khi đi qua cụm hút ẩm (bằng chất hút ẩm lỏng) thường gia tăng không đáng kể.

Chương **8**

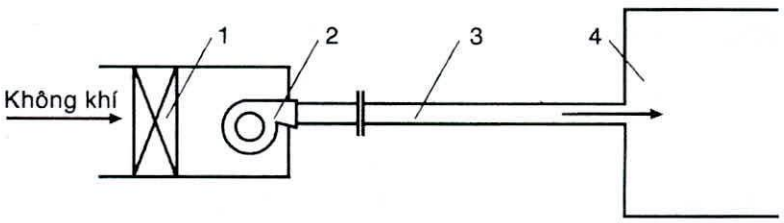
TÍNH TOÁN PHỤ TẢI LẠNH

§8.1. MỘT SỐ VẤN ĐỀ CHUNG

Như đã trình bày ở chương 1, kỹ thuật điều hòa không khí là kỹ thuật khống chế các thông số của không khí trong không gian cần điều hòa *nằm ở trong vùng cho phép*. Tùy theo đặc điểm cụ thể của môi trường không khí xung quanh và yêu cầu của trường hợp đang khảo sát mà hệ thống điều hòa sẽ có hay không có các bộ phận gia nhiệt và hâm nóng không khí. Tuy nhiên, có thể khẳng định rằng, *đại bộ phận* các hệ thống điều hòa không khí *đều phải có cụm thiết bị máy lạnh.*

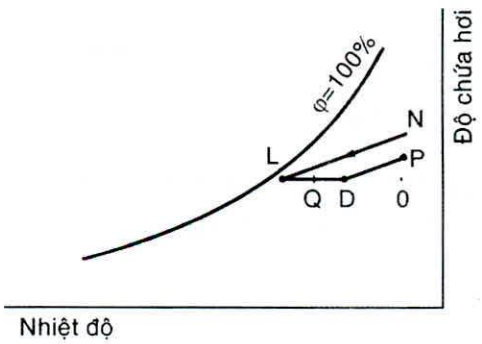
Ta gọi phụ tải lạnh của hệ thống điều hòa không khí là phụ tải của hệ thống máy lạnh, sao cho nó có khả năng khử được các lượng nhiệt thừa phát sinh trong không gian cần điều hòa, nhằm duy trì không khí trong không gian đó ổn định ở mức nhiệt độ và độ ẩm yêu cầu. Cần lưu ý, về mặt trị số, phụ tải lạnh của hệ thống điều hòa không khí không phải là lượng nhiệt thừa phát sinh trong các không gian cần điều hòa đang khảo sát, nói chung phụ tải lạnh phải luôn luôn lớn hơn *khả năng phát nhiệt tính toán* của các không gian đang khảo sát.

Hình 8.1 dưới đây mô tả sơ đồ nguyên lý của một hệ thống điều hòa không khí loại đơn giản nhất và hình 8.2 trình bày các quá trình cơ bản trên đồ thị t-d. Trong hệ thống này, ta thấy không khí ngoài trời ở trạng thái N được cho đi qua dàn lạnh của hệ thống máy lạnh và đi ra khỏi dàn lạnh ở trạng L. Không khí ở trạng thái L được hút vào quạt và khi ra khỏi quạt trạng thái của nó là Q, ta thấy nhiệt độ ứng với trạng thái Q hơi lớn hơn nhiệt độ ứng với trạng thái L do một bộ phận năng lượng cấp cho quạt đã bị biến thành nhiệt. Khi đi qua ống dẫn, trạng thái không khí cũng biến đổi từ Q thành D, ta gọi D là trạng thái không khí sau khi đi qua ống dẫn hay trạng thái không khí đi vào không gian cần điều hòa, ở đây ta cũng thấy nhiệt độ của trạng thái D lớn hơn nhiệt độ của trạng thái Q. Cần lưu ý, quá trình từ L-Q và từ Q-D là *quá trình có độ chứa hơi d = const,* như vậy trong quá trình này chỉ có thành phần nhiệt hiện của không khí biến đổi mà thôi.



1- Dàn lạnh; 2- Quạt; 3- Ống dẫn không khí; 4- Không gian cần điều hòa

Hình 8.1



Hình 8.2

Trong ví dụ khảo sát đã nêu ở trên, không khí đi vào hệ thống hoàn toàn là không khí tươi (Fresh Air) ở ngoài trời. Để biểu diễn các lượng nhiệt trao đổi tương ứng trong từng quá trình, ta đặt các ký hiệu sau:

I_N - entanpi của không khí ở ngoài trời.

I_L - entanpi của không khí sau khi ra khỏi dàn lạnh.

I_Q - entanpi của không khí sau khi đi qua quạt.

I_D - entanpi của không khí sau khi đi qua ống dẫn không khí.

I_P - entanpi của không khí trong không gian cần điều hòa.

$\dot{m}$ - lưu lượng khối lượng của không khí đi qua quạt.

Ta có:

- Phụ tải lạnh của hệ thống máy lạnh:

$$Q = \dot{m} . (I_N - I_L) \qquad (8.1)$$

- Nhiệt lượng mà không khí bị hấp thụ vào khi đi qua quạt:

$$Q_1 = \dot{m} . (I_Q - I_L) \qquad (8.2)$$

- Nhiệt lượng mà không khí bị hấp thụ vào khi đi qua ống dẫn không khí:

$$Q_2 = \dot{m} \cdot (I_D - I_Q) \quad (8.3)$$

- Lượng nhiệt hiện mà không khí cần hấp thụ để duy trì ổn định trạng thái không khí trong không gian cần điều hòa, hay nói một cách khác, đây cũng chính là lượng nhiệt hiện phát sinh trong không gian cần điều hòa mà ta cần phải giải phóng:

$$Q_3 = \dot{m} \cdot (I_o - I_D) \quad (8.4)$$

- Lượng nhiệt ẩn mà không khí cần phải hấp thụ hay nhiệt lượng ẩn phát sinh trong không gian cần điều hòa mà ta phải giải phóng:

$$Q_4 = \dot{m} \cdot (I_P - I_o) \quad (8.5)$$

- Nhiệt lượng mà không khí tươi cần phải nhả ra để biến đổi từ trạng thái ngoài trời thành trạng thái trong không gian cần điều hòa:

$$Q_5 = \dot{m} \cdot (I_N - I_P) \quad (8.6)$$

Như vậy, ta có thể viết:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (8.7)$$

Từ biểu thức (8.7), có thể thấy rõ rằng, về mặt nguyên tắc thì *phụ tải lạnh Q của hệ thống lạnh hoàn toàn không phải là nhiệt thừa $Q_3 + Q_4$ của không gian cần điều hòa.* Tất nhiên, như đã trình bày ở hình 8.1, biểu thức (8.7) được viết cho trường hợp chất tải lạnh là không khí và hệ thống không có đường không khí hồi (Return Air). Nếu hệ thống có đường tái tuần hoàn, tức là có sự hòa trộn giữa không khí tươi và không khí hồi trước khi vào dàn lạnh, lúc đó biểu thức (8.1) được biến đổi thành:

$$Q = \dot{m} \cdot (I_H - I_L) \quad (8.8)$$

Còn biểu thức (8.6) trở thành:

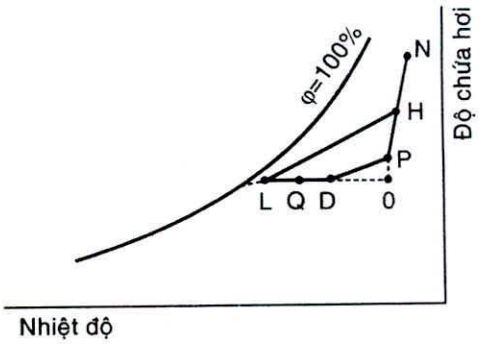
$$Q_5 = \dot{m}' \cdot (I_N - I_P) \quad (8.9)$$

Ở đây:

$\dot{m}'$ - lưu lượng không khí tươi đi vào hệ thống.

I_H - entanpi của không khí ẩm sau khi hòa trộn giữa không khí tươi và không khí hồi theo một tỉ lệ nào đó.

Trong trường hợp này, biểu thức (8.7) vẫn được thỏa mãn. Nếu chất tải lạnh là nước hoặc là một hỗn hợp nào khác thì tất nhiên biểu thức (8.7) sẽ được viết lại cho phù hợp, tuy nhiên phụ tải lạnh vẫn phải lớn hơn khả năng phát nhiệt tính toán của không gian cần điều hòa.



Hình 8.3

Hình 8.3 biểu diễn trên đồ thị t-d quá trình biến đổi trạng thái của không khí trong trường hợp có đường không khí hồi.

Trong số các thành phần ở vế phải của biểu thức (8.7), ta thấy tổng các lượng nhiệt thừa Q_3 và Q_4 chiếm tỉ lệ lớn và việc xác định cụ thể các lượng nhiệt thừa này là nhiệm vụ hết sức quan trọng, đây chính là nội dung cơ bản mà ta cần phải tiến hành khi xác định phụ tải lạnh của hệ thống điều hòa không khí.

Về các yếu tố phát sinh lượng nhiệt thừa trong không gian cần điều hòa không khí, dựa vào *nguồn gốc* xuất phát ta có thể phân thành hai nhóm sau:

- Nhiệt thừa *xuất phát từ bên trong* không gian cần điều hòa.
- Nhiệt thừa *do sự xâm nhập của các nguồn nhiệt bên ngoài* vào trong không gian cần điều hòa.

Như đã rõ, nhiệt thừa có thể được chia thành hai loại là *nhiệt hiện thừa* và *nhiệt ẩn thừa*. Nguyên nhân tạo nên lượng nhiệt hiện thừa sẽ được xem xét tỉ mỉ trong các mục kế tiếp, trong khi đó nguồn gốc phát sinh lượng nhiệt ẩn thừa có thể được nêu ra cụ thể như sau:

- Do sự bài tiết mồ hôi và các hoạt động của cơ quan hô hấp.
- Do sự xâm nhập của không khí ngoài trời vào trong không gian cần điều hòa.
- Do sự thoát hơi nước từ các hoạt động nấu nướng và sự bay hơi từ thức ăn.

Cũng cần lưu ý về tính *không đồng thời* khi thực hiện bài toán xác định nhiệt thừa. Thực tế cho thấy, thông thường các thành phần nhiệt thừa ít khi xuất hiện đồng thời, thậm chí trong mỗi loại nhiệt thừa cũng hiếm khi có trường hợp thành phần đó đạt *giá trị tổng* như đã tính toán. Mặt khác, có những thành phần nhiệt thừa chịu ảnh hưởng trực tiếp của điều kiện môi trường bên ngoài, cụ thể là chịu ảnh hưởng của *nhiệt độ không khí* bên ngoài và *thời điểm* khảo sát. Do vậy, không nên tính nhiệt thừa theo kiểu cộng tất cả các thành phần nhiệt thừa mà không xem xét đến tính không đồng thời,

cũng như không nên xác định nhiệt thừa ở những điều kiện môi trường cực kỳ bất lợi. Cách làm như vậy chỉ có lợi cho người thiết kế, nhưng gây hại cho chủ đầu tư nói riêng và xã hội nói chung. Việc xác định *hợp lý* nhiệt thừa là bài toán khó, thật sự rất khó giải quyết bài toán này một cách máy móc bằng cách sử dụng các công thức. Bài toán xác định giá trị hợp lý của lượng nhiệt thừa phát sinh từ không gian cần điều hòa về cơ bản phụ thuộc rất lớn vào kinh nghiệm và sự hiểu biết thấu đáo của người thiết kế.

§8.2. XÁC ĐỊNH CÁC THÀNH PHẦN NHIỆT THỪA XUẤT PHÁT TỪ BÊN TRONG KHÔNG GIAN CẦN ĐIỀU HÒA

8.2.1. Nhiệt thừa phát ra từ cơ thể con người

Con người mà ta đề cập ở đây chính là những người hiện diện và hoạt động trong không gian cần điều hòa không khí. Như đã trình bày trong mục §1.3, có thể xem cơ thể con người là một *máy phát nhiệt*. Lượng nhiệt thừa phát ra từ cơ thể con người phụ thuộc vào cường độ hoạt động của con người và được thể hiện thông qua hai hình thức là *nhiệt ẩn* và *nhiệt hiện*. Cần lưu ý, ở điều kiện môi trường như nhau, tỉ lệ giữa lượng nhiệt ẩn và lượng nhiệt hiện trong lượng nhiệt thừa ở mỗi trường hợp phụ thuộc đáng kể vào cường độ hoạt động của con người, rõ ràng khi cường độ hoạt động càng nhiều thì tỉ lệ này càng lớn.

Về mặt nguyên tắc, có thể xây dựng công thức để biểu diễn mối quan hệ giữa lượng nhiệt thừa phát ra từ cơ thể con người và các thông số có liên quan, tuy nhiên đây là mối quan hệ lý luận và rất khó sử dụng trong thực tế. Các quan sát thực nghiệm cho thấy, lượng nhiệt thừa này không chỉ phụ thuộc vào cường độ hoạt động mà còn chịu ảnh hưởng của độ chênh lệch nhiệt độ và phân áp suất hơi nước giữa bề mặt cơ thể và môi trường xung quanh, thêm vào đó, giới tính và tuổi tác cũng có ảnh hưởng ở một mức độ nào đó.

Bảng 8.1 trình bày một vài số liệu trên cơ sở khảo sát lượng nhiệt thừa phát ra từ cơ thể của một *người đàn ông trung niên* có khối lượng cơ thể khoảng chừng 68*kg*. Các giá trị trong bảng 8.1 được trình bày theo nhiều mức độ hoạt động khác nhau và ứng với nhiều giá trị nhiệt độ khác nhau của không gian đang khảo sát. Rõ ràng, thông thường trong một không gian cần điều hòa nào đó đang khảo sát trong thực tế sẽ bao gồm cả đàn ông và đàn bà, do đó các số liệu ở cột 4 của bảng 8.1 được hiểu là *giá trị nhiệt thừa trung bình trên cơ sở có lưu ý đến tỉ lệ đàn ông và đàn bà thường có ở những không gian khảo sát nêu trong bảng*. Nếu cần cụ thể thì có thể xem lượng nhiệt thừa của người đàn bà chiếm khoảng 85% so với nhiệt lượng thừa phát ra từ người đàn ông, còn lượng nhiệt thừa từ trẻ em chỉ chiếm

khoảng 75% lượng nhiệt thừa của người đàn ông. Cũng cần lưu ý thêm, các số liệu trong bảng 8.1 là giá trị nhiệt thừa trung bình nếu xét về mặt thời gian, đây cũng là khoảng thời gian hiện diện của người đó trong không gian cần điều hòa và được xem là phải lớn hơn 3*giờ*.

Bảng 8.1

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

Trong trường hợp không gian đang khảo sát là *nhà hàng* thì người ta khuyến cáo nên cộng thêm 20*W* vào lượng nhiệt thừa phát ra từ mỗi người, trong đó 10*W* là nhiệt hiện và 10*W* là nhiệt ẩn. Con số 20*W* đã nêu chính là giá trị bổ sung do ảnh hưởng của các lượng nhiệt thừa ẩn và hiện phát ra từ thức ăn tính trên một đầu người.

Khi tính toán lượng nhiệt thừa phát ra từ cơ thể con người, nhờ bảng 8.1 ta có thể xác định được lượng nhiệt thừa phát ra tính trên *một đầu người*. Tuy nhiên, một câu hỏi mà các nhà thiết kế thường gặp phải là *không biết có bao nhiêu người ở trong không gian đang khảo sát*. Rõ ràng, hoàn toàn không có cơ sở khoa học nào để giải quyết vấn đề nêu trên, số lượng người có trong mỗi không gian có thể biến động rất nhiều và hầu như rất khó xác định. Tuy vậy, trên cơ sở các kinh nghiệm và quan sát thực tế, bảng 8.2 trình bày một vài số liệu có thể được dùng để tham khảo khi tính toán lượng nhiệt thừa phát ra do sự hiện diện của con người trong không gian cần điều hòa không khí.

Bảng 8.2

Loại không gian khảo sát	Văn phòng làm việc	Nhà hàng	Cửa hàng	Siêu thị	Vũ trường	Thư viện	Nhà hàng	Cửa hàng
Mật độ, m^2/người	6 ÷ 20	2	1 ÷ 1,5	4	0,5	3	2	1 ÷ 1,5

Các số liệu trong bảng 8.1 hoàn toàn có tính chất thực nghiệm và một phần mang tính phỏng định, các số liệu này không thể hiện rõ mối quan hệ giữa các thông số có liên quan. Chính vì vậy, để hiểu rõ hơn các mối quan hệ này, cần phải khảo sát thêm các phương trình được nêu dưới đây.

Gọi:

C - lượng nhiệt hiện thừa tỏa ra từ cơ thể con người thông qua hình thức đối lưu, W/m^2

R - lượng nhiệt hiện thừa tỏa ra từ cơ thể con người thông qua hình thức bức xạ, W/m^2

α_c và α_r - hệ số tỏa nhiệt đối lưu và hệ số tỏa nhiệt đối lưu hiệu dụng do tác động của các tia bức xạ nhiệt, $W/(m^2.K)$

F_{cl} - diện tích bề mặt của cơ thể đã có quần áo, m^2

F_D - diện tích bề mặt của cơ thể (bề mặt da), m^2

t_{cl} - nhiệt độ bề mặt trung bình của quần áo, ^oC

t_a - nhiệt độ của không khí bên trong không gian cần điều hòa, ^oC

t_r - nhiệt độ bức xạ trung bình, ^oC

Ta có thể viết được phương trình sau:

$$C + R = f_{cl}.\alpha_c.(t_{cl} - t_a) + f_{cl}.\alpha_r.(t_{cl} - t_r) = f_{cl}.\alpha.(t_{cl} - t_o) \qquad (8.10)$$

Trong đó:

$$f_{cl} = \frac{F_{cl}}{F_D} \qquad (8.11)$$

$$t_o = \frac{\alpha_r.t_r + \alpha_c.t_a}{\alpha_r + \alpha_c} \qquad (8.12)$$

$$\alpha = \alpha_c + \alpha_r$$

Theo Dubois:

$$F_D = 0{,}657.m^{0{,}425}.H^{0{,}725} \qquad (8.13)$$

Cần lưu ý, trong công thức (8.13) thì m là khối lượng của cơ thể (*lb*) và H là chiều cao (*ft*), F_D được tính bằng ft^2. Do đó khi sử dụng công thức (8.11) để tính f_{cl} thì phải chuyển đổi F_D ra đơn vị m^2.

Như đã trình bày ở chương 1, rõ ràng hệ số α_c phụ thuộc nhiều vào tốc độ chuyển động của không khí V trong không gian cần điều hòa. Seppanen đã đề nghị công thức sau:

$$\alpha_c = 0{,}0681.V^{0,69}, \text{ nếu } 30fpm \leq V \leq 300fpm \quad (8.14)$$

$$\alpha_c = 0{,}7\ (Btu/h.ft^2.{}^oF), \text{ nếu } V < 30fpm \quad (8.15)$$

Trong công thức (8.10), t_r được gọi là *nhiệt độ bức xạ trung bình*, đó là nhiệt độ của một vật đen sao cho lượng trao đổi nhiệt bức xạ giữa người đang khảo sát và vật đó bằng với lượng nhiệt bức xạ trao đổi giữa người đó và không gian cần điều hòa.

Công thức (8.10) cho ta cách xác định lượng nhiệt hiện thừa tỏa ra từ cơ thể con người. Ngoài thành phần này còn có thành phần nhiệt ẩn. Việc trình bày cách xác định lượng nhiệt ẩn thừa thông qua dạng công thức cũng có thể thực hiện được, tuy nhiên có thể sẽ gặp nhiều phức tạp hơn. Mặc dù vậy, có thể thấy rõ thành phần nhiệt ẩn thừa bao gồm hai loại: thành phần nhiệt ẩn thừa do sự bài tiết mồ hôi và thành phần nhiệt ẩn thừa do các hoạt động hít thở. Chính vì vậy, nếu cường độ hoạt động càng tăng thì nhiệt ẩn thừa càng nhiều.

8.2.2. Nhiệt thừa phát ra từ các loại đèn chiếu sáng

Có thể chia các loại đèn chiếu sáng thường được sử dụng ra thành các dạng cơ bản như *đèn dây tóc*, *đèn huỳnh quang*, *đèn Compact* và *đèn Halogen*. Các loại đèn này *chỉ phát ra nhiệt hiện* và biến đổi năng lượng ở đầu vào thành nhiệt và ánh sáng, nhiệt từ đèn sẽ được trao đổi với môi trường xung quanh bằng phương thức bức xạ, đối lưu và dẫn nhiệt.

Theo các số liệu thực nghiệm, các loại đèn dây tóc chỉ có khả năng biến đổi khoảng 10% năng lượng ở đầu vào thành ánh sáng, 80% năng lượng được phát ra bằng bức xạ nhiệt và 10% năng lượng còn lại được trao đổi với môi trường bên ngoài bằng phương thức đối lưu và dẫn nhiệt. Trong khi đó, đối với loại đèn huỳnh quang, có khoảng 25% năng lượng ở đầu vào được biến thành ánh sáng, 25% phát ra các bề mặt bên ngoài bằng bức xạ và 50% còn lại bằng đối lưu và dẫn nhiệt. Cần chú ý, năng lượng tiêu thụ bởi *đèn dây tóc* và *đèn Compact* được xem là *rất khớp với số liệu ghi trên đèn*. Tuy nhiên, thông thường ở *đèn huỳnh quang* ta phải *nhân công suất ghi trên bóng đèn với hệ số 1.25* để xác định năng lượng thực sự do đèn tiêu thụ, lý

do của hệ số 1,25 là do trong đèn huỳnh quang có sử dụng chấn lưu. Hiện nay, trong một số trường hợp, người ta có thể sử dụng chấn lưu điện tử thay cho các chấn lưu dây quấn bình thường, ở những trường hợp này ta có thể điều chỉnh hệ số nhỏ hơn 1,25. Tương tự, ở *đèn Halogen*, do trong cụm đèn có bộ phận biến điện cho nên ta phải *nhân công suất ghi trên bóng đèn với hệ số khoảng 1,15 đến 1,2* để xác định năng lượng thực sự do đèn tiêu thụ.

Như đã trình bày ở trên, khi sử dụng đèn chiếu sáng bằng điện thì ta thấy một phần năng lượng ở đầu vào được biến đổi thành nhiệt năng, một phần năng lượng ở đầu vào được biến đổi thành ánh sáng, tuy nhiên cuối cùng thì năng lượng ở dạng ánh sáng này cũng được biến thành nhiệt năng sau một quá trình phản chiếu bởi vách và các bề mặt khác trong không gian cần điều hòa.

Về vấn đề chiếu sáng, có thể thấy rõ rằng cường độ sáng không chỉ phụ thuộc vào công suất điện, mà còn phụ thuộc vào loại đèn, diện tích phòng, màu và tính chất phản chiếu của tường và đồ vật. Trong những năm gần đây, do yêu cầu tiết kiệm năng lượng, người ta thường sử dụng đèn Compact thay cho đèn dây tóc. Rõ ràng, *không tồn tại mối quan hệ trực tiếp giữa công suất điện và cường độ sáng*. Có thể thấy rõ điều này khi so sánh đèn dây tóc với đèn huỳnh quang hoặc đèn Compact, với cùng một cường độ sáng yêu cầu như nhau trong cùng một căn phòng như nhau thì công suất của đèn dây tóc thông thường phải lớn hơn, do đó lượng nhiệt hiện phát ra cũng nhiều hơn.

Về tiêu chuẩn phụ tải chiếu sáng, trong phạm vi các tòa nhà như khách sạn, nhà hàng và văn phòng làm việc, người ta thường chia các không gian khảo sát ra làm hai loại là *văn phòng làm việc* và *các loại không gian khác*; theo đó *phụ tải chiếu sáng tối đa* là $15 W/m^2$ đối với trường hợp không gian khảo sát là văn phòng và *phụ tải chiếu sáng tối đa* là $25 W/m^2$ đối với trường hợp không gian khảo sát là các loại khác. Tất nhiên các số liệu vừa nêu là các giới hạn trên, trong bất cứ tình huống nào cũng không nên vượt quá các giới hạn này. Bảng 8.3 dưới đây trình bày một vài số liệu về phụ tải chiếu sáng mang tính thực tế ở các công trình có chú ý đến yêu cầu sử dụng năng lượng tiết kiệm và hiệu quả để tham khảo.

Bảng 8.3

Loại không gian	Phụ tải chiếu sáng, W/m^2
Lớp học	7 ÷ 8
Nhà hàng, nơi ăn uống	6 ÷ 10
Khách sạn	6 ÷ 13
Văn phòng làm việc	8 ÷ 10
Siêu thị	18 ÷ 20
Khu triển lãm	10 ÷ 12

8.2.3. Nhiệt thừa phát ra từ động cơ điện và các loại dụng cụ điện khác

1. Động cơ điện

Trong trường hợp này, cần lưu ý chia đối tượng khảo sát thành hai cụm chi tiết là *động cơ điện* và *cơ cấu được dẫn động* bởi động cơ điện, có thể xảy ra ba trường hợp sau đây:

- Động cơ điện và cụm chi tiết được dẫn động đều nằm bên trong không gian cần điều hòa.
- Động cơ điện nằm bên ngoài, còn cụm chi tiết được dẫn động nằm ở bên trong không gian cần điều hòa.
- Động cơ điện nằm bên trong, còn cụm chi tiết được dẫn động nằm ở bên ngoài không gian cần điều hòa.

Gọi P là công suất và η là hiệu suất của động cơ điện. Ở trường hợp thứ nhất, ta thấy rõ ràng toàn bộ năng lượng cung cấp cho động cơ điện cuối cùng đều được biến thành nhiệt và trao đổi với không khí ở bên trong không gian cần điều hòa. Cần chú ý, *nhiệt lượng do động cơ nhả ra chỉ có thành phần nhiệt hiện* mà không có thành phần nhiệt ẩn. Vì công suất P đã nói ở trên là công suất *tính ở đầu ra* của động cơ điện cho nên có thể tính lượng năng lượng do động cơ tiêu thụ bằng cách nhân P với thời gian vận hành và chia cho hiệu suất. Trong trường hợp thứ hai, vì động cơ nằm ở bên ngoài và cụm chi tiết được dẫn động nằm ở bên trong không gian cần điều hòa, cho nên lượng nhiệt thừa phát ra từ sự hoạt động của động cơ điện mà ta cần phải xác định chính là công suất P. Ở trường hợp thứ ba, do vị trí của động cơ điện và cụm chi tiết đảo ngược lại với nhau cho nên thành phần nhiệt thừa mà ta cần xác định chính là $P(1 - \eta)/ \eta$.

Cần lưu ý, khái niệm năng lượng do động cơ điện tiêu thụ mà ta đề cập ở đây chính là lượng năng lượng thực sự phải chi phí khi động cơ điện hoạt động. Nói chung, nếu động cơ hoạt động ở chế độ định mức thì những điều ta đã đề cập trên đây đều hoàn toàn đúng. Tuy nhiên, trong thực tế, có khi động cơ được cho vận hành dưới tải và có khi phải hoạt động quá tải. Chính vì vậy cần phải lưu ý điều này để có sự đánh giá đúng mức, nếu có điều kiện thì nên đo cường độ dòng điện để xác định mức tải của động cơ. Trong trường hợp không gian cần điều hòa là xưởng công nghiệp, có khả năng không gian đó có chứa nhiều cụm thiết bị có động cơ điện, lúc đó cần phải hết sức lưu ý vấn đề này vì lượng nhiệt thừa phát ra từ động cơ điện chắc chắn sẽ chiếm một phần đáng kể trong tổng nhiệt thừa.

Bảng 8.4 dưới đây sẽ trình bày một vài số liệu về hiệu suất của các loại động cơ điện thường dùng. Những số liệu này có ý nghĩa trung bình và được dùng để tham khảo khi xác định nhiệt thừa phát ra từ các động cơ điện, trong trường hợp này xem như động cơ điện hoạt động liên tục.

Bảng 8.4

Công suất định mức ở đầu ra của động cơ, *kW*	Hiệu suất khi động cơ hoạt động ở tải định mức, %	Công suất định mức ở đầu ra của động cơ, *kW*	Hiệu suất khi động cơ hoạt động ở tải định mức, %
0,04	41	4,0	83
0,06	49	5,5	84
0,09	55	7,5	85
0,12	60	11	86
0,18	64	15	87
0,25	67	18,5	88
0,37	70	22	88
0,55	72	30	89
0,75	73	37	89
1,1	79	45	90
1,5	80	55	90
2,2	82		

Ngoài vấn đề xác định đúng mức phụ tải, cần phải lưu ý thời gian hoạt động của động cơ, tức là động cơ hoạt động liên tục hay gián đoạn, nếu hoạt động gián đoạn thì mức độ gián đoạn như thế nào để có cách điều chỉnh hợp lý các số liệu tính toán.

2. Các dụng cụ điện khác

Tùy theo chức năng hoạt động của dụng cụ điện đang khảo sát mà nhiệt thừa do các dụng cụ này phát ra chỉ có thành phần nhiệt hiện hay có cả thành phần nhiệt hiện và nhiệt ẩn. Ví dụ, nhiệt thừa phát ra từ các máy vi tính chỉ có thành phần nhiệt hiện, trong khi đó máy sấy tóc có thể phát ra cả nhiệt hiện và nhiệt ẩn.

Việc xác định nhiệt thừa phát ra từ các dụng cụ điện thật sự khá phức tạp bởi tính đa dạng về chủng loại và chức năng. Tuy nhiên, thông thường thành phần này chiếm một tỉ lệ không đáng kể, do đó có thể xác định lượng nhiệt thừa đó theo nguyên tắc sau:

- Nếu chức năng của dụng cụ điện đó không thể gây ra hiện tượng bay hơi nước vào không gian đang khảo sát thì có thể xác định theo công suất điện đã được nhà chế tạo ghi trên dụng cụ.

- Nếu nhận thấy dụng cụ đó có thể gây ra hiện tượng bay hơi nước vào không gian điều hòa không khí thì cần lưu ý không chỉ thành phần nhiệt hiện mà cả thành phần nhiệt ẩn.

Khi tính toán phần này, tùy vào từng trường hợp cụ thể mà có cách xử lý thích hợp và nên tham khảo những bảng tra cần thiết.

8.2.4. Nhiệt thừa phát ra từ các dụng cụ trong nhà bếp

Đây cũng là trường hợp khá phức tạp. Nói chung, trong trường hợp này nhiệt thừa bao gồm cả thành phần nhiệt hiện và nhiệt ẩn. Cần lưu ý, không phải bất cứ nhà bếp nào trong đối tượng đang khảo sát cũng đều được điều hòa không khí. Ở khá nhiều trường hợp, người ta thường tách nhà bếp ra khỏi không gian cần điều hòa và thực hiện việc rút nhiệt từ trong nhà bếp ra ngoài bằng hệ thống thông gió bình thường. Do vậy, khi gặp những trường hợp này, ta không đưa thành phần nhiệt thừa này vào nhiệt thừa của hệ thống điều hòa không khí.

8.2.5. Nhiệt thừa phát ra từ các ống và thùng chứa môi chất nóng

Ở một số trường hợp, nhất là ở các xưởng sản xuất, có khi trong không gian cần điều hòa có một số ống dẫn môi chất nóng hoặc có các thùng chứa nước nóng. Các ống dẫn môi chất nóng làm gia tăng thành phần nhiệt hiện trong không gian cần điều hòa, còn các thùng chứa môi chất nóng ở dạng hở có thể làm tăng cả thành phần nhiệt hiện và nhiệt ẩn. Khi gặp các trường hợp này, có thể sử dụng các công thức trong các môn học *Nhiệt động* và *Truyền nhiệt* để tính toán.

§8.3. XÁC ĐỊNH CÁC THÀNH PHẦN NHIỆT THỪA XUẤT PHÁT TỪ BÊN NGOÀI KHÔNG GIAN CẦN ĐIỀU HÒA

Một cách tổng quát, có nhiều loại nhiệt thừa có nguồn gốc từ bên ngoài có thể xâm nhập vào không gian cần điều hòa không khí. Bảng 8.5 dưới đây trình bày các loại nhiệt thừa có thể có.

Bảng 8.5

Loại nhiệt thừa	Thuyết minh
1. Do tác động của các tia bức xạ mặt trời.	Đây là thành phần chủ yếu, có thể xâm nhập vào không gian cần điều hòa không khí thông qua hai cách cơ bản là các cửa sổ bằng kính và các kết cấu bao che. Cần lưu ý, do có sự tích lũy năng lượng mặt trời trong các kết cấu bao che cho nên thành phần này vẫn có thể xuất hiện ngay cả khi không còn sự tác động trực tiếp của các tia bức xạ mặt trời. Ngoài ra, về mặt phương pháp, do tác động của các tia bức xạ mặt trời lên các kết cấu bao che cho nên - trong một số trường hợp - người ta có thể thực hiện kết hợp bài toán này với bài toán do có sự chênh lệch nhiệt độ giữa không khí bên ngoài và bên trong không gian cần điều hòa.

Loại nhiệt thừa	Thuyết minh
2. Do có sự chênh lệch nhiệt độ giữa không khí bên ngoài và bên trong không gian cần điều hòa.	So với thành phần thứ nhất thì thành phần này chiếm tỉ trọng không nhiều, lý do là độ chênh lệch nhiệt độ thường không lớn và nhiệt trở của kết cấu bao che khá lớn.
3. Do rò rỉ, do các cửa ra vào được mở hoặc không được đóng kín (do thường xuyên có người qua lại).	Đây là bài toán khó vì phụ thuộc rất lớn vào người sử dụng và có nhiều yếu tố không rõ ràng. Để hạn chế thành phần này, hiện nay ở những công trình có nhiều người ra vào người ta thường sử dụng các loại cửa xoay, hoặc cửa tự đóng mở, hoặc sử dụng màn gió (Air Curtain) để hạn chế sự trao đổi nhiệt giữa không khí bên ngoài và bên trong không gian cần điều hòa.
4. Do hiện tượng hấp thụ nhiệt khi không khí đi qua quạt hoặc đi qua ống dẫn.	Thành phần nhiệt thừa này chỉ có một thành phần là nhiệt hiện, nói chung thành phần này chiếm tỉ trọng không nhiều (do ống dẫn được bọc cách nhiệt) và việc xác định cũng không phức tạp lắm.

8.3.1. Nhiệt thừa do tác động của các tia bức xạ mặt trời

Nhiệt thừa do tác động của các tia bức xạ mặt trời được xem là thành phần khá quan trọng trong số các thành phần có nguồn gốc từ bên ngoài xâm nhập vào bên trong không gian cần điều hòa. Có thể xem Mặt trời là một quả cầu khổng lồ với đường kính trung bình khoảng $1,39.10^6 km$ và ở cách xa Trái đất khoảng chừng $150.10^6 km$. Theo các số liệu hiện có, nhiệt độ bề mặt của Mặt trời khoảng $6000K$, trong khi đó nhiệt độ ở vùng trung tâm bên trong rất lớn, khoảng $8.10^6 K$ đến $40.10^6 K$.

Khối lượng riêng của Mặt trời khá lớn, trung bình vào khoảng 80 đến 100 lần lớn hơn so với *nước*. Về mặt năng lượng, Mặt trời được xem như một lò phản ứng nhiệt hạch hoạt động liên tục, năng lượng bức xạ phát ra từ mặt trời có bước sóng thay đổi trong phạm vi rất rộng, phần lớn tập trung trong vùng có bước sóng từ $0,29\mu m$ đến $4,75\mu m$, tuy nhiên chỉ có các bước sóng từ $0,29\mu m$ đến $2,5\mu m$ là có thể có ý nghĩa dưới góc độ năng lượng.

Nếu coi Mặt trời là một quả cầu có bán kính R, bằng các số liệu tính toán, người ta thấy khoảng 90% năng lượng bức xạ từ Mặt trời xuất phát ở trong phạm vi từ tâm đến 0,23R, phần thể tích này chiếm khoảng 40% khối lượng của Mặt trời. Trong phạm vi từ 0,7R trở đi, nhiệt độ hạ xuống còn khoảng $130.000K$, khối lượng riêng còn khoảng $70 kg/m^3$ và diễn ra quá trình đối lưu mạnh, bởi vậy vùng này được gọi là *vùng đối lưu* của Mặt trời. Ở bề mặt, khối lượng riêng trở nên cực kỳ nhỏ, chỉ vào khoảng $10^{-5} kg/m^3$ và nhiệt độ cũng giảm xuống đáng kể.

Tùy vào thời điểm trong năm, khoảng cách từ Mặt trời đến Trái đất có bị biến đổi, tuy nhiên mức độ thay đổi luôn ở trong vùng $\pm 1,7\%$ so với khoảng các trung bình đã nói ở trên. Mặc dù vậy, bức xạ mặt trời ghi nhận được ở bên ngoài bầu khí quyển thay đổi không nhiều, người ta thấy nó có thể biến đổi nhẹ xung quanh giá trị $1362 W/m^2$, ta gọi đó là *hằng số mặt trời.*

Do ảnh hưởng của bầu khí quyển, lượng bức xạ đến mặt đất giảm đi khá nhiều. Tùy vào tình trạng của bầu khí quyển nơi đang khảo sát (ví dụ mức độ nhiễm bụi, hơi nước, độ trong sáng của bầu trời...), thời điểm và địa điểm của nơi đang đo đạc, vị trí tương ứng của mặt phẳng đo và tia bức xạ mà mức độ suy giảm của lượng bức xạ sẽ khác nhau.

Người ta đã nghiên cứu và chia tổng lượng bức xạ mặt trời đến một mặt phẳng bất kỳ đặt trên bề mặt Trái đất ra làm ba thành phần: thành phần trực xạ, thành phần khuếch tán bầu trời và thành phần phản chiếu từ mặt đất. Trong nhiều trường hợp, thành phần thứ ba chiếm một tỉ lệ không đáng kể, tuy nhiên cần lưu ý thành phần này ở những nơi mà bề mặt đất có tuyết phủ.

1. Một số định nghĩa và thuật ngữ

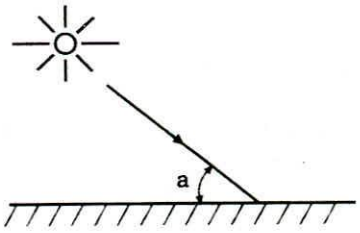
- *Tia trực xạ:* là thành phần bức xạ đến thẳng từ Mặt trời mà không bị thay đổi hướng.

- *Tia khuếch tán:* là thành phần bức xạ bị tán xạ bởi các vật thể li ti có trong bầu khí quyển như bụi, hạt nước ... hoặc bị phản xạ bởi các bề mặt khác. Các tia này không có hướng xác định.

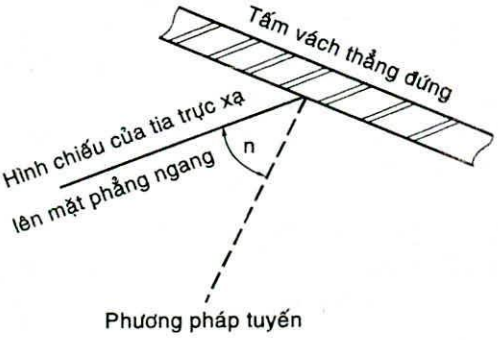
- *Góc cao độ của mặt trời:* là góc tạo bởi tia trực xạ và hình chiếu của chính nó lên mặt phẳng nằm ngang. Góc cao độ a phụ thuộc vào thời điểm và vị trí khảo sát. Hình 8.4 minh họa góc cao độ a.

- *Góc phương vị của mặt trời:* là góc tạo bởi hình chiếu của tia trực xạ lên mặt phẳng nằm ngang so với phương Nam (đối với các vị trí nằm ở Bắc bán cầu). Góc phương vị z được đo bằng *độ* theo chiều từ Đông sang Tây so với hướng Nam.

- *Góc phương vị của tấm vách thẳng đứng:* là góc tạo bởi hình chiếu của tia trực xạ trên mặt phẳng nằm ngang so với phương pháp tuyến của tấm vách thẳng đứng. Hình 8.5 minh họa cách xác định góc phương vị n. Góc n chỉ có thể có giá trị từ 0^o đến 90^o, trong trường hợp $n > 90^o$ thì điều này có nghĩa là tấm vách đang ở về phía râm mát.

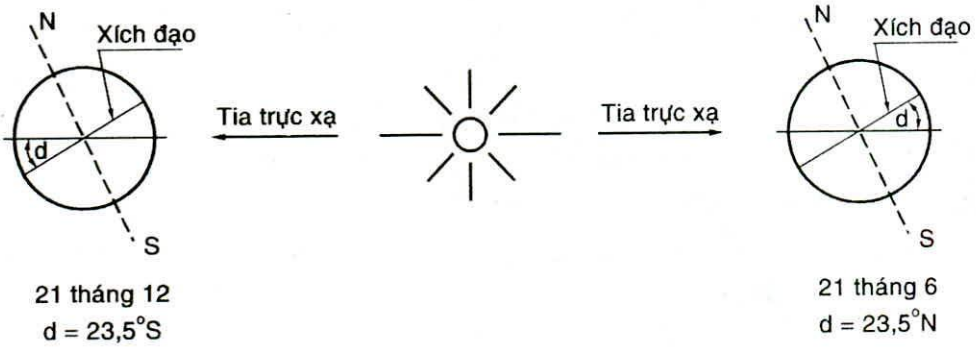


Hình 8.4



Hình 8.5

- *Góc lệch của mặt trời:* là góc tạo bởi tia trực xạ và mặt phẳng xích đạo của Trái đất. Thực tế trục quay của Trái đất lệch khỏi mặt phẳng quỹ đạo của Trái đất một góc 23,5^o, do đó giá trị của góc lệch d sẽ biến thiên trong phạm vi từ +23,5^o đến -23,5^o. Thông thường người ta biểu diễn d theo *độ*, về hướng Bắc hay Nam xích đạo. Hình 8.6 dưới đây minh họa các xác định góc lệch d, rõ ràng d phụ thuộc vào ngày khảo sát của năm khảo sát.



Hình 8.6

- *Thời gian mặt trời:* cũng được tính bằng *giờ* nhưng điểm gốc để tính là *giữa trưa* (Solar Noon). Khái niệm giữa trưa ở đây là thời điểm ứng với lúc mặt trời ở vị trí cao nhất. Trước lúc giữa trưa T có dấu dương, sau lúc giữa trưa T có dấu âm, ngay tại giữa trưa T = 0. Ký hiệu T được dùng để chỉ thời gian mặt trời. Cần lưu ý, nói chung thời gian mặt trời và thời gian theo đồng hồ ứng với địa phương đang khảo sát không hoàn toàn giống nhau, tuy nhiên độ lệch đó ứng với trường hợp của Việt Nam không lớn lắm.

- *Góc giờ:* tương tự như thời gian mặt trời nhưng được tính bằng *độ*, trong trường hợp này người ta coi như 1 giờ ứng với 15^o. Trước giữa trưa góc giờ h mang dấu dương, tại giữa trưa h = 0 và sau giữa trưa h mang dấu âm.

Rõ ràng, bức xạ mặt trời đến một vị trí nào đó trên mặt đất phụ thuộc rất lớn vào các thông số đã nêu ở trên. Do đó, để tiện lợi trong các bài toán cụ thể sau này, cần phải trình bày cách xác định các thông số đó ở dạng biểu thức.

Gọi:

L - vĩ độ của vị trí đang khảo sát, *độ*

n' - số thứ tự của ngày trong năm

Ta có:

$$\text{sina} = \text{sind.sinL} + \text{cosd.cosL.cosh} \tag{8.16}$$

$$h = \frac{360^o}{24}.T \tag{8.17}$$

$$\text{tgz} = \frac{\text{sinh}}{\sin L.\cosh - \cos L.\text{tgd}} \tag{8.18}$$

$$d = 23{,}45.\sin\left[360.\left(\frac{284 + n'}{365}\right)\right] \tag{8.19}$$

Trong một số trường hợp, thay vì dùng góc cao độ a, người ta sử dụng *góc thiên đỉnh* θ_z. Theo định nghĩa, góc thiên đỉnh θ_z là góc tạo bởi phương của tia trực xạ và đường thẳng đứng của mặt phẳng nằm ngang đang khảo sát. Ta có:

$$\cos\theta_z = \text{sina} = \text{sind.sinL} + \text{cosd.cosL.cosh} \tag{8.20}$$

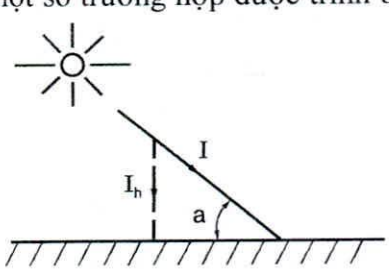
2. Xác định cường độ của tia trực xạ đến một mặt phẳng bất kỳ

Gọi I (W/m^2) là cường độ của tia trực xạ đến một mặt phẳng thẳng góc với phương của nó. Về nguyên tắc, khi biết I ta có thể dùng các phép tính lượng giác để xác định thành phần bức xạ thẳng góc với bất kỳ mặt phẳng đang khảo sát nào. Có thể xem xét một số trường hợp được trình bày cụ thể dưới đây.

- Xác định thành phần của tia trực xạ I_h đến một mặt phẳng nằm ngang.

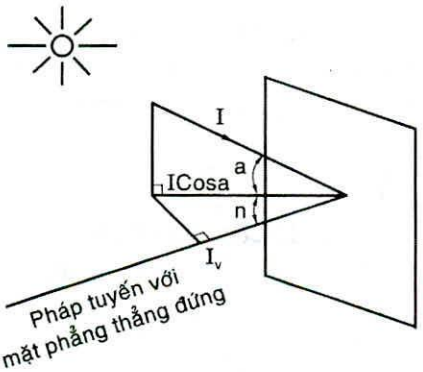
Ta có:

$$I_h = I.\text{sina} \tag{8.21}$$



Hình 8.7

- Xác định thành phần của tia trực xạ I_v đến một mặt phẳng thẳng đứng.



Hình 8.8

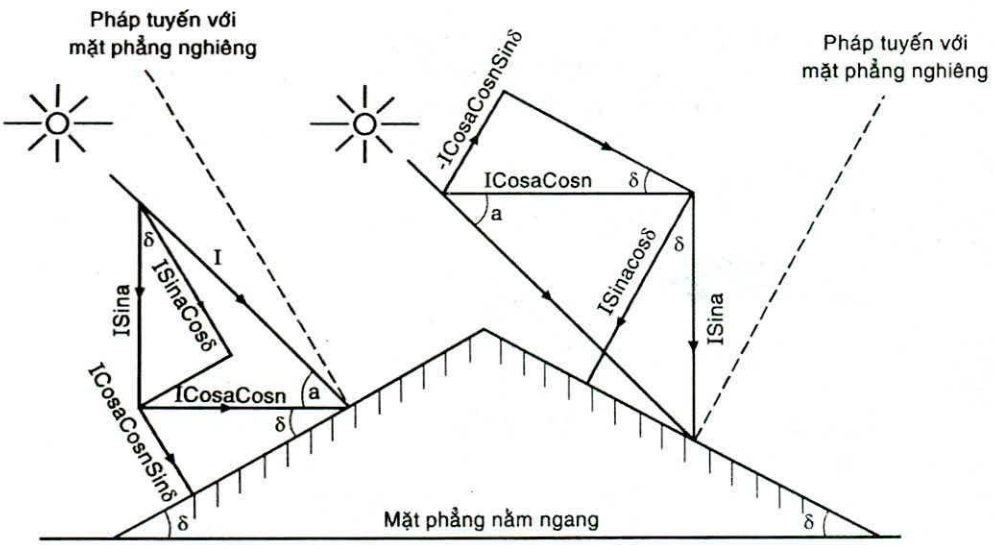
Ta có:

$$I_v = I.cosa.cosn \quad (8.22)$$

- Xác định thành phần của tia trực xạ I_δ đến một mặt phẳng nghiêng.

Gọi δ là góc nghiêng giữa mặt phẳng đang khảo sát so với mặt phẳng nằm ngang. Trong trường hợp $\delta = 0$ thì $I_\delta = I_h$, nếu $\delta = 90^o$ thì $I_\delta = I_v$. Như vậy, nếu δ không thuộc vào 2 trường hợp nêu trên thì thành phần I_δ cần xác định chính là tổng của 2 vectơ I_h và I_v theo phương pháp tuyến với mặt phẳng nghiêng đang khảo sát.

Từ hình vẽ 8.9, có thể thấy rằng hình chiếu của I.sina và I.cosa.cosn theo phương pháp tuyến với mặt phẳng đang khảo sát là I.sina.cosδ và I.cosa.cosn.sinδ. Giá trị của I_δ là tổng đại số của 2 hình chiếu nói trên.



Hình 8.9

Trong trường hợp mặt phẳng nghiêng về hướng mặt trời thì:

$$I_\delta = I.sina.cos\delta + I.cosa.cosn.sin\delta \quad (8.23)$$

Nếu mặt phẳng đang khảo sát không nghiêng về hướng mặt trời thì:

$$I_\delta = I.sina.cos\delta - I.cosa.cosn.sin\delta \quad (8.24)$$

Có thể biểu diễn các phương trình (8.23) và (8.24) ở dạng đơn giản hơn. Gọi i là góc tới của tia trực xạ so với mặt phẳng nghiêng, có nghĩa là góc tạo bởi tia tới và pháp tuyến với mặt phẳng nghiêng đang khảo sát. Ta có:

$$I_\delta = I.cosi \quad (8.25)$$

Với:

$$\begin{aligned} cosi = {} & sind.sinL.cos\delta - sind.cosL.sin\delta.cosn \\ & + cosd.cosL.cos\delta.cosh + cosd.sinL.sin\delta.cosn.cosh \\ & + cosd.sin\delta.sinn.sinh \end{aligned} \quad (8.26)$$

3. Xác định cường độ tia trực xạ I đến một mặt phẳng thẳng góc với phương của nó

Từ các công thức ở trên, ta thấy vấn đề cơ bản là phải xác định cho được cường độ I đến một mặt phẳng thẳng góc với phương của nó. Tuy nhiên, đây là điều không đơn giản vì nó *phụ thuộc rất nhiều vào thời gian và địa điểm khảo sát*. Chính vì vậy, thông thường người ta phải trực tiếp đo đạc những thông số này để phục vụ cho các nhu cầu khác nhau.

Trong trường hợp không cần độ chính xác cao, ta có thể công thức hóa đại lượng I với giả thiết là I không phụ thuộc vào địa điểm khảo sát, lúc đó xem như I chỉ phụ thuộc vào độ cao của mặt trời, ta có công thức sau:

$$I = \frac{A}{\exp(B/\sin a)}, kW/m^2 \quad (8.27)$$

Trong công thức (8.27), giá trị của các hệ số A và B được cho trong bảng 8.6 (ở độ cao mực nước biển), còn a là góc cao độ của mặt trời được tính bằng *độ*.

Bảng 8.6

Tháng	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
A,kW/m^2	1,23	1,213	1,186	1,135	1,104	1,088	1,085	1,107	1,152	1,192	1,22	1,233
B	0,142	0,144	0,156	0,180	0,196	0,205	0,207	0,201	0,177	0,160	0,149	0,142

4. Tính thành phần bức xạ khuếch tán

Như đã trình bày ở các mục trước đó, tổng xạ I_t đến một bề mặt bất kỳ trên mặt đất bao gồm thành phần trực xạ I.cosi, thành phần khuếch tán bầu trời I_s và thành phần phản chiếu từ mặt đất (và từ các bề mặt khác) I_r. Ta có:

$$I_t = I.\cos i + I_s + I_r \tag{8.28}$$

Thông thường, có thể gọi chung tổng $(I_s + I_r)$ là thành phần bức xạ khuếch tán. Theo tài liệu của ASHRAE, ta có:

$$I_s + I_r = C.I.F_s + \rho.I.(C + \sin a).F_g \tag{8.29}$$

Trong công thức (8.29), hệ số C thay đổi tùy theo *tháng* trong năm và có những giá trị cụ thể được trình bày trong bảng 8.7.

Bảng 8.7

Tháng	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
C	0,058	0,060	0,071	0,097	0,121	0,134	0,136	0,122	0,092	0,073	0,063	0,057

Các hệ số F_g và F_s trong công thức (8.29) được tính như sau:

$$F_g = 0{,}5.(1 - \cos\delta) \tag{8.30}$$

$$F_s = 1 - F_g \tag{8.31}$$

Trong khi đó, ρ là hệ số phụ thuộc rất lớn vào đặc điểm phản xạ của mặt đất tại vị trí đang khảo sát, giá trị của nó thay đổi từ 0,1 đến 0,7. LIU và JORDAN đề nghị lấy $\rho = 0{,}2$ cho các vùng không có tuyết và lấy $\rho = 0{,}7$ cho các nơi có tuyết phủ.

5. Các yếu tố ảnh hưởng đến cường độ của các tia bức xạ mặt trời

- Sương mù và bụi

Bầu trời càng có nhiều sương mù thì cường độ các tia bức xạ càng giảm. Tuy nhiên, ở các tỉnh phía Nam Việt Nam thì vấn đề này không quan trọng lắm, các tỉnh phía Bắc cần lưu ý đến yếu tố này để hiệu chỉnh khi cần thiết. Trong khi đó, bụi có thể có mặt ở khắp mọi nơi, nhất là ở các khu công nghiệp và các thành phố lớn theo nhịp độ gây ô nhiễm môi trường như hiện nay. Rõ ràng, bụi làm tăng cường khả năng khuếch tán các tia bức xạ và do đó làm giảm lượng bức xạ đến mặt đất. Vào khoảng sau giữa trưa, khi nhiệt độ bề mặt Trái đất đạt đến giá trị cao nhất, khả năng đối lưu của lớp không khí sát mặt đất càng nhiều, lúc này là lúc thuận tiện nhất để bụi khuếch tán vào không khí.

- Độ cao so với mực nước biển

Các khảo sát thực tế cho thấy, khi độ cao càng tăng thì thành phần bức xạ khuếch tán bầu trời càng bị giảm. Trong khi đó, càng lên cao thì thành phần trực xạ càng tăng. Bảng 8.8 trình bày mức gia tăng tia trực xạ theo độ cao và góc cao độ a. Các số liệu này được tính theo % so với mức chuẩn ở độ cao mực nước biển.

Bảng 8.8

Độ cao trên mực nước biển, *m*	Góc cao độ a, *độ*									
	10	20	25	30	35	40	50	60	70	80
1000	32	22	17	16	14	13	12	11	10	10
1500	51	32	26	23	21	19	16	15	14	14
2000	66	40	34	29	27	24	21	19	18	18
3000	89	51	43	37	34	34	31	27	22	22

- Nhiệt độ điểm đọng sương

Khi độ cao càng tăng thì nhiệt độ điểm đọng sương càng giảm, có khi ở cùng một độ cao nhưng nhiệt độ điểm đọng sương cũng có thể khác nhau. Sự biến đổi nhiệt độ điểm đọng sương là do sự biến đổi độ chứa hơi, do đó làm thay đổi khả năng hấp thụ các tia bức xạ mặt trời. Người ta thấy, khi nhiệt độ đọng sương giảm xuống 5^oC thì cường độ tia trực xạ có thể tăng thêm 7%.

6. Xác định lượng bức xạ mặt trời xâm nhập vào không gian cần điều hòa qua các cửa sổ bằng kính

- Các loại kính dùng trong kỹ thuật xây dựng

Hiện nay trong kỹ thuật xây dựng người ta dùng rất nhiều loại kính khác nhau. Các loại kính này có thể trong suốt hay có màu, bề dày có thể từ 6*mm* đến 12*mm*, ở một số trường hợp bề dày của kính có thể lớn hơn. Như đã biết, bất kỳ một tia bức xạ nào tác động lên mặt kính cũng đều được chia ra làm ba thành phần, đó là:

Thành phần hấp thụ α

Thành phần phản xạ ρ

Thành phần xuyên qua τ

Tùy theo cấu tạo và đặc điểm của từng loại kính mà các thành phần này sẽ có các giá trị khác nhau, tuy nhiên tổng của các thành phần này đương nhiên phải bằng 1. Nói chung, kính trong thường có α thấp và τ lớn, trong khi đó kính màu thường có α lớn hơn nhưng τ nhỏ hơn.

Để chuẩn bị cho các tính toán sau này, ta nên xây dựng một khái niệm mới để làm cơ sở cho các tính toán mà ta gọi là kính cơ bản. *Kính cơ bản* là loại kính trong suốt, dày 3*mm*, có hệ số hấp thụ $\alpha = 6\%$ và hệ số phản xạ $\rho = 8\%$ (ứng với góc tới tiêu chuẩn của các tia bức xạ là 30^o).

Bảng 8.9 dưới đây trình bày cụ thể một vài số liệu về hệ số α và τ của loại kính cơ bản theo góc tới i.

Từ bảng 8.9 có thể thấy rằng, trong phạm vi góc tới từ 0^o đến 60^o, hệ số xuyên qua của kính cơ bản vào khoảng 86%, hệ số hấp thụ khoảng 6% và hệ số phản xạ khoảng 8%. Nếu góc tới lớn hơn 60^o thì hệ số xuyên qua sẽ giảm rất nhanh và hệ số phản xạ sẽ tăng lên, trong khi đó hệ số hấp thụ hầu như không đổi.

Bảng 8.9

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

Nếu kính có kết cấu có 2 lớp thì hệ số xuyên qua (toàn bộ) vào khoảng 75%, hệ số hấp thụ tăng lên và chiếm khoảng 15%.

Những số liệu vừa nêu ứng với trường hợp tia tới là tia trực xạ. Nếu tia tới là loại khuếch tán thì ta không thể nào xác định được góc tới, do đó bình quân người ta lấy hệ số xuyên qua của kính cơ bản trong trường hợp tia tới là tia khuếch tán vào khoảng 79%, hệ số hấp thụ vẫn không đổi (khoảng 6%).

Bảng 8.9 không đáp ứng được các yêu cầu thực tế vì trong thực tế chủng loại kính khá đa dạng, hơn nữa loại kính cơ bản vừa được đề cập ở trên hầu như không được sử dụng trong kỹ thuật xây dựng. Do đó, nhằm mục đích cung cấp các số liệu cần thiết tương ứng với các loại kính thường dùng trong kỹ thuật xây dựng, bảng 8.10 sẽ nêu một số hệ số cụ thể ứng với nhiều loại kính khác nhau.

Bảng 8.10

Loại kính	**Hệ số hấp thụ**	**Hệ số phản xạ**	**Hệ số xuyên qua**	**Hệ số của kính**
. Kính cơ bản	0,06	0,08	0,86	1
. Kính trong, phẳng, dày 6*mm*	0,15	0,08	0,77	0,94
. Kính Spectrafloat, màu đồng thiếc, dày 6*mm*	0,34	0,10	0,56	0,80
. Kính Antisun, màu xám, dày 6*mm*	0,51	0,05	0,44	0,73
. Kính Antisun, màu đồng thiếc, dày 12*mm*	0,74	0,05	0,21	0,58
. Kính Calorex, màu xanh, dày 6*mm*	0,75	0,05	0,20	0,57
. Kính Stopray, màu vàng, dày 6*mm*	0,36	0,39	0,25	0,44
. Kính Reflectoshield, có phủ control film RS20 lên lớp kính trong, dày 6*mm*	0,44	0,44	0,12	0,34
. Kính Scotchtint, có phủ control film A18 lên lớp kính trong, dày 4*mm*	0,30	0,53	0,17	0,33

(*Tài liệu: CARRIER Corporation*)

- Tính toán lượng bức xạ xâm nhập qua cửa sổ bằng kính

Phương pháp này dựa cơ sở trên các nghiên cứu của J.M.Stagg, P.Moon, R.C.Jordan, J.I.Threlkeld và các tài liệu của ASHRAE về việc xác định cường độ I (xem công thức 8.27).

Gọi:

F_t - diện tích tổng của phần có kính, m^2

F_n - phần diện tích của phần kính trực tiếp bị chiếu nắng, m^2

R_{xn} - lượng bức xạ xâm nhập vào không gian cần điều hòa qua cửa sổ bằng kính, *kW*

τ_d - hệ số xuyên qua kính của tia trực xạ.

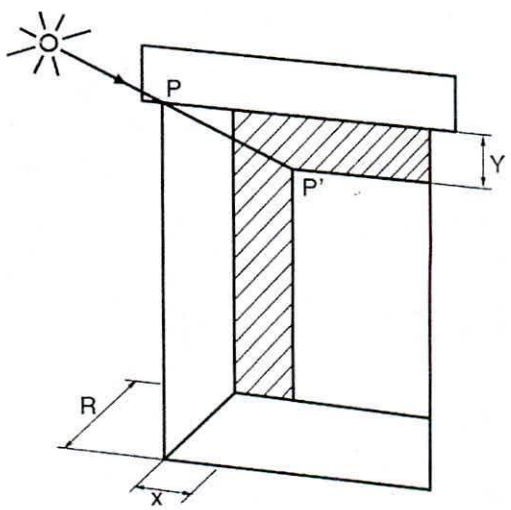
τ_{sr} - hệ số xuyên qua của tia khuếch tán.

Ta có:

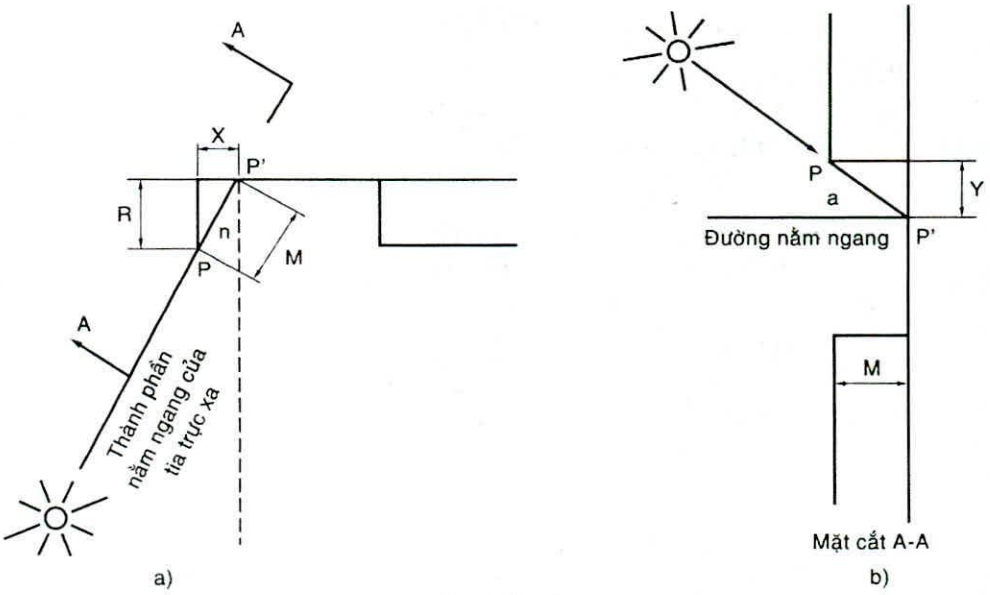
$$R_{xn} = I_\delta.\tau_d.F_n + (I_s + I_r).\ \tau_{sr}.F_t \qquad (8.32)$$

Trong công thức (8.32), F_n được hiểu là phần diện tích của kính bị các tia trực xạ chiếu vào. Như vậy, ta hiểu là sẽ có một phần diện tích của kính bị che tối, tức là bị chắn do ảnh hưởng của các kết cấu khác, nhất là do ảnh hưởng của bản thân kết cấu cửa sổ.

Hình 8.10 trình bày kết cấu có tính nguyên tắc của một cửa sổ và mô tả cách xác định *phần diện tích bị che tối*. Các kích thước X và Y của phần bị che tối được minh họa ở các hình 8.11a và 8.11b, đó là hình chiếu mặt cắt ngang của cửa sổ trình bày ở hình 8.10.



Hình 8.10



Hình 8.11

Ta có:

$$X = R.tgn \tag{8.33}$$

Nếu cắt hình 8.11a theo tiết diện A – A ta sẽ được hình 8.11b, từ đó:

$$Y = R.\frac{tga}{\cos n} \tag{8.34}$$

Cần lưu ý, trong công thức (8.32) người ta chưa đề cập đến ảnh hưởng của *khung cửa sổ* cũng như chưa lưu ý đến việc *tiếp tục khuếch tán lượng nhiệt do kính hấp thụ* sau khi đã đạt đến trạng thái ổn định.

- Xác định lượng bức xạ xâm nhập vào không gian cần điều hòa qua cửa sổ bằng kính theo phương pháp tra bảng

Việc tính toán lượng bức xạ xâm nhập R_{xn} theo công thức (8.32) rất phức tạp, tốn nhiều công sức và chưa thể hiện được đầy đủ mọi yếu tố. Do đó, để đơn giản hóa vấn đề, CARRIER đã nghiên cứu và đề xuất cách xác định gọn nhẹ hơn thông qua các bảng số liệu được soạn sẵn trên cơ sở tổng hợp các số liệu thực tế.

Để chuẩn bị, cần nêu ra một số khái niệm và thông số cần thiết khác. Như đã rõ, bất cứ một loại kính nào cũng đều có khả năng hấp thụ các tia bức xạ mặt trời. Khi quá trình đạt tới trạng thái ổn định thì nhiệt lượng do kính hấp thụ sẽ được tỏa ra hai bên bề mặt kính, trong kỹ thuật điều hòa không khí ta chỉ lưu ý đến lượng nhiệt bị nhả thêm vào bên trong không gian cần điều hòa.

Gọi α' là tỉ số giữa *lượng nhiệt khuếch tán vào bên trong không gian cần điều hòa (do nhiệt độ của kính đã đạt đến mức ổn định) so với lượng nhiệt mà kính hấp thụ*. Ta thấy rõ α' phụ thuộc vào tốc độ của gió ở bề mặt bên ngoài và bên trong của kính. Bảng 8.11 trình bày một vài số liệu thực nghiệm (từ ASHRAE, TRANE và CARRIER) về mối quan hệ giữa tốc độ không khí V (*m/s*) và hệ số tỏa nhiệt đối lưu α_c ($W/m^2.K$) giữa lớp không khí mỏng sát bề mặt kính và bề mặt kính.

Bảng 8.11

Tốc độ không khí, *m/s*	α_c, $W/(m^2.K)$
0	8,4
1,0	10,5
2,0	15,0
2,5	16,7
3,0	18,2
4,0	21,2
5,0	24,1
6,0	26,5
7,0	28,9

Gọi:

α_{ct} - hệ số tỏa nhiệt đối lưu giữa lớp không khí mỏng sát bề mặt bên trong của kính và bề mặt kính.

α_{cn} - hệ số tỏa nhiệt đối lưu giữa lớp không khí mỏng sát bề mặt bên ngoài của kính và bề mặt kính.

Ta có:

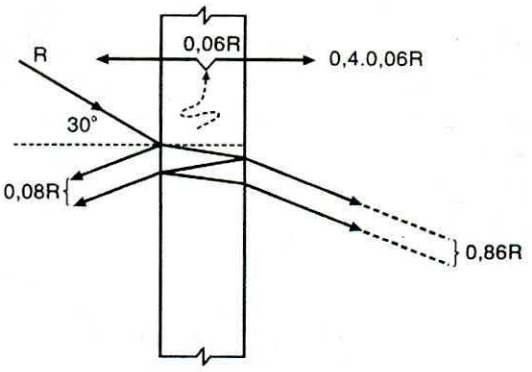
$$\alpha' = \frac{\alpha_{ct}}{\alpha_{ct} + \alpha_{cn}} \tag{8.35}$$

Trong các tính toán này, ta cần lưu ý đến trường hợp tính toán được sử dụng làm chuẩn mà ta gọi là *trường hợp tham khảo*. Ta gọi *trường hợp tham khảo* là trường hợp mà tốc độ gió bên ngoài mặt kính là 2,5*m/s*, tốc độ gió bên trong là 1*m/s* và góc tới trung bình của các tia bức xạ là 30^o.

Khảo sát kính cơ bản ở trường hợp tham khảo đã trình bày ở trên, gọi R là lượng bức xạ đến bên ngoài bề mặt kính và R_{xn} là lượng bức xạ đã xâm nhập vào bên trong qua cửa sổ bằng kính, ta có:

$$R_{xn} = 0,86R + 0,4.0,06R = 0,88R \tag{8.36}$$

Hình 8.12 trình bày cách xác định các thành phần bức xạ tương ứng với kính cơ bản ở trường hợp tham khảo.



Hình 8.12

Cần chú ý đến hệ số 0,88 trong biểu thức (8.36) vì người ta xây dựng các bảng tra ở những điều kiện tương tự như vậy. Trong (8.36), hệ số 0,4 chính là giá trị cụ thể của α' ở trường hợp tham khảo, ta có:

$$\alpha' = \frac{10,5}{10,5+16,7} = 0,386 \approx 0,4$$

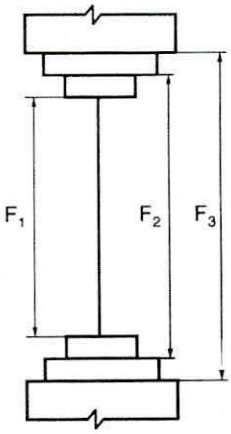
Bảng 8.12 dưới đây trình bày các số liệu về lượng bức xạ mặt trời xâm nhập qua các cửa sổ bằng kính. Cần nhấn mạnh, đây không phải là lượng bức xạ đến bên ngoài bề mặt kính, mà là lượng bức xạ đã xâm nhập vào bên trong không gian cần điều hòa. Bảng 8.12 được xây dựng ở các điều kiện sau đây:

- Xem như diện tích phần có kính chiếm 85% diện tích toàn bộ kể cả khung. Như vậy $F_1 = 0,85F_2$ (xem hình 8.13). Tỉ lệ này được xem là tiêu chuẩn đối với các cửa sổ có khung gỗ. Nếu khung cửa sổ bằng kim loại thì có thể lấy $F_1 = F_2$ vì độ dẫn nhiệt của kim loại khá tốt, có thể xem như nhiệt lượng do khung cửa sổ hấp thụ truyền tức thời vào bên trong.
- Bầu trời xem như không có sương mù.
- Ở độ cao của mực nước biển.
- Nhiệt độ đọng sương là 20^oC.
- Kính được dùng là loại *kính cơ bản*, không có vật gì che chắn ở hai bên bề mặt kính, được xét ở trường hợp tham khảo, có tính đến nhiệt lượng tiếp tục khuếch tán vào bên trong α'.

Hình 8.13 trình bày cách biểu diễn các diện tích F_1, F_2 và F_3 của cửa sổ, trong đó:

F_1: diện tích phần có kính.
F_2: diện tích phần kính và khung.
F_3: diện tích phần cửa sổ có tính đến phần xây.

Khi sử dụng bảng số liệu này, nếu các điều kiện cụ thể không giống như đã trình bày ở trên thì cần phải hiệu chỉnh. Các giá trị hiệu chỉnh cụ thể như sau:



F_1: diện tích phần có kính

F_2: diện tích phần kính và khung

F_3: diện tích phần cửa sổ có kể phần xây

Hình 8.13

- Nếu nhiệt độ đọng sương tăng thêm 10^oC thì số liệu tra được sẽ giảm đi 13%, nếu nhiệt độ đọng sương giảm thì số liệu tra được sẽ tăng theo tỉ lệ tương tự.
- Nếu độ cao tăng thêm 1000*m* thì số liệu tra được sẽ tăng thêm 2,3%.
- Nếu có sương mù thì số liệu tra được sẽ bị giảm, tối đa là 15%.
- Nếu khung cửa sổ làm bằng kim loại (hoặc không có khung) thì nhân kết quả tra được với hệ số $\frac{1}{0,85} = 1,1765$.

Bảng 8.12 *Lượng bức xạ mặt trời xâm nhập vào bên trong cửa sổ lắp kính cơ bản tương ứng với trường hợp tham khảo, W/m^2*

Vĩ độ: 0^o		Giờ mặt trời												
Tháng	**Hướng**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
6	Bắc	0	142	205	233	246	252	259	252	246	233	205	142	0
	Đông Bắc	0	375	492	486	419	300	167	63	44	41	35	19	0
	Đông	0	366	464	426	293	136	44	44	44	41	35	19	0
	Đông Nam	0	117	132	85	47	44	44	44	44	41	35	19	0
	Nam	0	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19	0
	Tây Nam	0	19	35	41	44	44	44	44	47	85	132	117	0
	Tây	0	19	35	41	44	44	44	136	293	426	464	366	0
	Tây Bắc	0	19	35	41	44	63	167	300	419	486	492	375	0
	Mặt nằm ngang	0	88	274	464	602	684	713	684	602	464	274	88	0
5 và 7	Bắc	0	117	170	192	205	208	211	208	205	192	170	117	0
	Đông Bắc	0	372	483	473	391	271	136	50	44	41	35	19	0
	Đông	0	382	479	438	303	136	44	44	44	41	35	19	0
	Đông Nam	0	145	164	114	57	44	44	44	44	41	35	19	0
	Nam	0	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19	0
	Tây Nam	0	19	35	41	44	44	44	44	57	114	164	145	0

Bảng 8.12 (tiếp theo)

Vĩ độ: 0^o		Giờ mặt trời												
Tháng	**Hướng**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
5 và 7	Tây	0	19	35	41	44	44	44	136	303	438	479	382	0
	Tây Bắc	0	19	35	41	44	50	136	271	391	473	483	372	0
	Mặt nằm ngang	0	91	287	476	615	703	735	703	615	476	287	91	0
4 và 8	Bắc	0	54	88	98	104	107	107	107	104	98	88	54	0
	Đông Bắc	0	347	445	419	322	192	76	44	44	41	38	19	0
	Đông	0	407	514	467	325	145	44	44	44	41	38	19	0
	Đông Nam	0	211	249	205	110	47	44	44	44	41	38	19	0
	Nam	0	19	38	41	44	44	44	44	44	41	38	19	0
	Tây Nam	0	19	38	41	44	44	44	47	110	205	249	211	0
	Tây	0	19	38	41	44	44	44	145	325	465	514	407	0
	Tây Bắc	0	19	38	41	44	44	76	192	322	419	445	347	0
	Mặt nằm ngang	0	98	306	473	650	738	773	738	650	473	306	98	0
3 và 9	Bắc	0	19	38	41	44	44	44	44	44	41	38	19	0
	Đông Bắc	0	300	372	319	214	98	44	44	44	41	38	19	0
	Đông	0	423	527	476	337	148	44	44	44	41	38	19	0
	Đông Nam	0	300	372	319	214	98	44	44	44	41	38	19	0
	Nam	0	19	38	41	44	44	44	44	44	41	38	19	0
	Tây Nam	0	19	38	41	44	44	44	98	214	319	372	300	0
	Tây	0	19	38	41	44	44	44	148	337	476	527	423	0
	Tây Bắc	0	19	38	41	44	44	44	98	214	319	372	300	0
	Mặt nằm ngang	0	101	315	514	662	757	789	757	662	514	315	101	0
2 và 10	Bắc	0	19	38	41	44	44	44	44	44	41	38	19	0
	Đông Bắc	0	211	249	205	110	47	44	44	44	41	38	19	0
	Đông	0	407	514	467	325	145	44	44	44	44	38	19	0
	Đông Nam	0	347	445	419	322	192	76	44	44	41	38	19	0
	Nam	0	54	88	98	104	107	107	107	104	98	88	54	0
	Tây Nam	0	19	38	41	44	44	75	192	322	419	445	347	0
	Tây	0	19	38	41	44	44	44	145	325	467	514	407	0
	Tây Bắc	0	19	38	41	44	44	44	47	101	205	249	211	0
	Mặt nằm ngang	0	98	306	473	650	738	773	738	650	473	306	98	0
1 và 11	Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19	0
	Đông Bắc	0	145	164	114	57	44	44	44	44	41	35	19	0
	Đông	0	382	479	438	303	136	44	44	44	41	35	19	0
	Đông Nam	0	372	483	473	391	271	136	50	44	41	35	19	0
	Nam	0	117	170	192	205	208	211	208	205	192	170	117	0
	Tây Nam	0	19	35	41	44	50	136	271	391	473	483	372	0
	Tây	0	19	35	41	44	44	44	136	303	438	479	382	0
	Tây Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	57	114	164	145	0
	Mặt nằm ngang	0	91	287	476	615	703	735	703	615	476	287	91	0
12	Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19	0
	Đông Bắc	0	117	132	85	47	44	44	44	44	41	35	19	0
	Đông	0	366	464	426	293	136	44	44	44	41	35	19	0
	Đông Nam	0	375	492	486	419	300	167	63	44	41	35	19	0
	Nam	0	142	205	233	246	252	259	252	246	233	205	142	0

Bảng 8.12 (tiếp theo)

Vĩ độ: 0^o		Giờ mặt trời												
Tháng	**Hướng**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
12	Tây Nam	0	19	35	41	44	63	167	300	419	486	492	375	0
	Tây	0	19	35	41	44	44	44	136	293	426	464	366	0
	Tây Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	47	85	132	117	0
	Mặt nằm ngang	0	88	274	464	602	684	713	684	602	464	274	88	0
Vĩ độ: 10^o Bắc														
6	Bắc	60	139	158	142	139	136	129	136	139	142	158	139	6
	Đông Bắc	173	413	483	442	334	205	88	44	44	41	35	25	6
	Đông	170	423	489	438	309	129	44	44	44	41	35	25	6
	Đông Nam	57	155	173	136	79	44	44	44	44	41	35	25	6
	Nam	6	25	35	41	44	44	44	44	44	41	35	25	6
	Tây Nam	6	25	25	41	44	44	44	44	79	136	173	155	57
	Tây	6	25	25	41	44	44	44	129	309	438	489	423	170
	Tây Bắc	6	25	25	41	44	57	88	205	334	442	483	413	173
	Mặt nằm ngang	13	139	337	524	647	735	766	735	647	524	337	139	13
5 và 7	Bắc	16	107	123	110	104	98	95	98	104	110	123	107	16
	Đông Bắc	132	401	467	419	344	177	69	44	44	41	35	22	3
	Đông	158	426	498	448	309	136	44	44	44	41	35	22	3
	Đông Nam	82	180	208	177	101	44	44	44	44	41	35	22	3
	Nam	3	22	35	41	44	44	44	44	44	41	35	22	3
	Tây Nam	3	22	35	41	44	44	44	44	101	177	208	180	82
	Tây	3	22	35	41	44	44	44	136	309	448	498	426	158
	Tây Bắc	3	22	35	41	44	44	69	177	344	419	467	401	132
	Mặt nằm ngang	9	132	337	524	662	744	779	744	662	524	337	132	9
4 và 8	Bắc	3	47	50	47	47	44	44	44	47	47	50	47	3
	Đông Bắc	54	356	410	350	252	107	44	44	44	41	35	22	3
	Đông	79	435	514	470	328	145	44	44	44	41	35	22	3
	Đông Nam	57	249	296	268	189	85	44	44	44	41	35	22	3
	Nam	3	22	35	41	44	44	44	44	44	41	35	22	3
	Tây Nam	3	22	35	41	44	44	44	85	189	268	296	249	57
	Tây	3	22	35	41	44	44	44	145	252	470	514	435	79
	Tây Bắc	3	22	35	41	44	44	44	107	237	350	410	356	54
	Mặt nằm ngang	6	120	331	527	672	763	789	763	672	527	331	120	6
3 và 9	Bắc	3	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19	3
	Đông Bắc	3	281	325	252	142	54	44	44	44	41	35	19	3
	Đông	3	410	517	476	334	148	44	44	44	41	35	19	3
	Đông Nam	3	306	401	385	296	177	66	44	44	41	35	19	3
	Nam	3	19	41	60	76	85	88	85	76	60	41	19	3
	Tây Nam	3	19	35	41	44	44	66	177	296	385	401	306	3
	Tây	3	19	35	41	44	44	44	148	334	476	517	410	3
	Tây Bắc	3	19	35	41	44	44	44	54	142	252	325	281	3
	Mặt nằm ngang	3	98	306	505	653	741	779	741	653	505	306	98	3

Bảng 8.12 (tiếp theo)

Vĩ độ: 10^o Bắc		Giờ mặt trời												
Tháng	**Hướng**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
2 và 10	Bắc	0	16	32	41	44	44	44	44	44	41	32	16	0
	Đông Bắc	0	183	208	139	88	44	44	44	44	41	32	16	0
	Đông	0	372	489	457	315	126	44	44	44	41	32	16	0
	Đông Nam	0	325	464	470	388	255	145	57	44	41	32	16	0
	Nam	0	57	126	173	205	224	230	224	205	173	126	57	0
	Tây Nam	0	16	32	41	44	57	145	255	388	470	464	325	0
	Tây	0	16	32	41	44	44	44	126	315	457	489	372	0
	Tây Bắc	0	16	32	41	44	44	44	44	88	139	208	183	0
	Mặt nằm ngang	0	69	268	438	609	694	735	694	609	438	268	69	0
1 và 11	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Bắc	0	85	117	54	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông	0	312	451	416	293	123	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Nam	0	312	483	508	460	344	221	98	54	38	28	13	0
	Nam	0	110	205	287	303	328	334	328	303	287	205	110	0
	Tây Nam	0	13	28	38	54	98	221	344	460	508	483	312	0
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	123	293	416	451	312	0
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	54	117	85	0
	Mặt nằm ngang	0	54	196	413	552	637	662	637	552	413	196	54	0
12	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Bắc	0	47	88	54	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông	0	271	432	410	287	132	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Nam	0	312	486	514	470	382	249	114	73	38	28	13	0
	Nam	0	158	233	296	344	366	378	366	344	296	233	158	0
	Tây Nam	0	13	28	38	73	114	249	382	470	514	486	312	0
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	132	287	410	432	271	0
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	54	88	47	0
	Mặt nằm ngang	0	44	208	378	527	609	637	609	527	378	208	44	0
Vĩ độ: 20^o Bắc														
6	Bắc	88	129	104	79	60	54	47	54	60	79	104	129	88
	Đông Bắc	255	454	385	262	120	47	44	44	44	38	28	9	9
	Đông	255	467	505	451	303	129	44	44	44	44	38	28	9
	Đông Nam	88	196	230	208	139	66	44	44	44	44	38	28	9
	Nam	9	28	38	44	44	44	44	44	44	44	38	28	9
	Tây Nam	9	28	38	44	44	44	44	66	139	208	230	196	88
	Tây	9	28	38	44	44	44	44	129	302	451	505	467	255
	Tây Bắc	9	28	38	44	44	44	47	120	262	385	454	486	255
	Mặt nằm ngang	35	189	382	555	681	732	789	732	681	555	382	189	35
5 và 7	Bắc	63	88	73	54	47	44	44	44	47	54	73	88	63
	Đông Bắc	224	416	435	350	230	98	44	44	44	41	38	25	9
	Đông	237	467	514	457	312	145	44	44	44	41	38	25	9
	Đông Nam	98	221	268	249	180	91	44	44	44	41	38	25	9
	Nam	9	25	38	41	44	44	44	44	44	41	38	25	9
	Tây Nam	9	25	38	41	44	44	44	91	180	249	268	221	98

Bảng 8.12 (tiếp theo)

Vĩ độ: 20° Bắc		Giờ mặt trời												
Tháng	**Hướng**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
5 và 7	Tây	9	25	38	41	44	44	44	145	312	457	514	467	237
	Tây Bắc	9	25	38	41	44	44	44	98	230	350	435	416	224
	Mặt nằm ngang	25	173	372	552	681	757	792	757	681	552	372	173	25
4 và 8	Bắc	19	32	35	41	44	44	44	44	44	41	35	32	19
	Đông Bắc	142	350	372	281	158	57	44	44	44	41	35	22	6
	Đông	167	448	520	470	334	161	44	44	44	41	35	22	6
	Đông Nam	91	281	356	341	309	173	63	44	44	41	35	22	6
	Nam	6	22	35	44	63	76	82	76	63	44	35	22	6
	Tây Nam	6	22	35	41	44	44	63	173	309	341	356	281	91
	Tây	6	22	35	41	44	44	44	161	334	470	520	148	167
	Tây Bắc	6	22	35	41	445	44	44	57	158	281	372	350	142
	Mặt nằm ngang	16	151	337	527	662	741	779	741	662	527	337	151	16
3 và 9	Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19	0
	Đông Bắc	0	262	274	186	69	44	44	44	44	41	35	19	0
	Đông	0	410	514	470	328	142	44	44	44	41	35	19	0
	Đông Nam	0	312	429	442	378	265	129	47	44	41	35	19	0
	Nam	0	25	69	120	164	199	205	199	164	120	69	25	0
	Tây Nam	0	19	35	41	44	47	129	265	378	442	429	312	0
	Tây	0	19	35	41	44	44	44	142	328	470	514	410	0
	Tây Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	69	186	274	262	0
	Mặt nằm ngang	0	95	293	483	624	710	735	710	624	483	293	95	0
2 và 10	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Bắc	0	139	164	91	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông	0	312	464	445	315	155	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Nam	0	287	460	505	470	375	233	85	41	38	28	13	0
	Nam	0	66	158	240	293	335	350	334	293	240	158	66	0
	Tây Nam	0	13	28	38	41	85	233	375	470	505	460	287	0
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	155	315	445	464	312	0
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	91	164	139	0
	Mặt nằm ngang	0	57	214	401	539	618	656	618	539	401	214	57	0
1 và 11	Bắc	0	9	25	35	41	41	41	41	41	35	25	9	0
	Đông Bắc	0	76	82	44	41	41	41	41	41	35	25	9	0
	Đông	0	224	404	401	287	136	41	41	41	35	25	9	0
	Đông Nam	0	230	450	517	498	426	287	145	50	35	25	9	0
	Nam	0	88	218	315	388	429	445	429	388	315	218	88	0
	Tây Nam	0	9	25	35	50	145	287	426	498	517	454	230	0
	Tây	0	9	25	35	38	41	41	136	287	401	404	224	0
	Tây Bắc	0	9	25	35	38	41	41	41	41	44	82	76	0
	Mặt nằm ngang	0	16	151	319	460	542	568	542	460	319	151	16	0
12	Bắc	0	6	22	35	38	41	41	41	38	35	22	6	0
	Đông Bắc	0	44	57	38	38	41	41	41	38	35	22	6	0
	Đông	0	177	372	382	268	107	41	41	38	35	22	6	0
	Đông Nam	0	186	438	527	501	423	306	189	63	35	22	6	0
	Nam	0	79	233	350	416	460	470	460	416	350	233	79	0

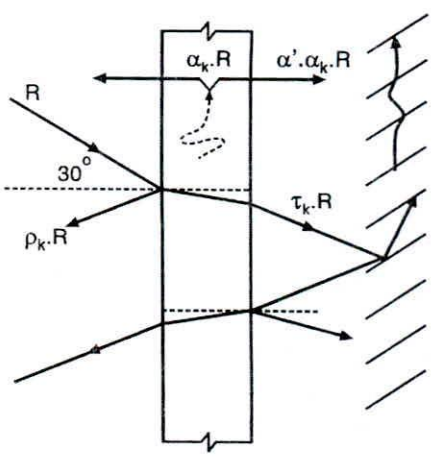
Bảng 8.12 (tiếp theo)

Vĩ độ: 20° Bắc		Giờ mặt trời												
Tháng	**Hướng**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
12	Tây Nam	0	6	22	35	63	198	306	423	501	527	438	186	0
	Tây	0	6	22	35	38	41	41	107	268	382	372	177	0
	Tây Bắc	0	6	22	35	38	41	41	41	38	38	57	44	0
	Mặt nằm ngang	0	13	114	290	426	508	536	508	426	290	114	13	0
Vĩ độ: 30° Bắc														
6	Bắc	104	91	57	44	44	44	44	44	44	44	57	91	104
	Đông Bắc	331	410	306	173	60	44	44	44	44	38	32	16	16
	Đông	341	492	508	451	309	139	44	44	44	44	38	32	16
	Đông Nam	132	237	284	284	230	139	54	44	44	44	38	32	16
	Nam	16	32	38	44	47	60	66	60	47	44	38	32	16
	Tây Nam	16	32	28	44	44	44	54	139	230	284	284	237	132
	Tây	16	32	38	44	44	44	44	139	309	451	508	492	341
	Tây Bắc	16	32	38	44	44	44	44	60	173	306	410	438	331
	Mặt nằm ngang	60	192	413	568	684	757	789	757	684	568	413	192	60
5 và 7	Bắc	69	63	44	44	44	44	44	44	44	44	44	63	69
	Đông Bắc	293	413	388	281	145	50	44	44	44	41	38	28	13
	Đông	315	489	517	457	312	139	44	44	44	41	38	28	13
	Đông Nam	132	259	315	315	262	167	69	44	44	41	38	28	13
	Nam	13	28	38	44	63	85	95	85	63	44	38	28	13
	Tây Nam	13	28	38	41	44	44	44	167	262	315	315	258	132
	Tây	13	28	38	41	44	44	44	139	312	457	517	489	315
	Tây Bắc	13	28	38	41	44	44	44	50	145	281	388	413	293
	Mặt nằm ngang	47	208	388	555	675	744	776	744	675	555	388	208	47
4 và 8	Bắc	19	25	35	41	41	44	44	44	41	41	35	25	19
	Đông Bắc	173	341	315	208	85	44	44	44	41	41	35	25	6
	Đông	208	464	520	467	322	145	44	44	41	41	35	25	6
	Đông Nam	117	309	401	407	353	259	123	47	41	41	35	25	6
	Nam	6	25	41	85	148	183	198	183	148	85	41	25	6
	Tây Nam	6	25	35	41	41	47	123	259	353	407	401	309	117
	Tây	6	25	35	41	41	44	44	145	322	467	520	464	208
	Tây Bắc	6	25	35	41	41	44	44	44	85	208	315	341	173
	Mặt nằm ngang	19	148	337	508	631	710	741	710	631	508	337	148	19
3 và 9	Bắc	0	16	32	38	41	44	44	44	41	38	32	16	0
	Đông Bắc	0	233	284	126	47	44	44	44	41	38	32	16	0
	Đông	0	391	498	454	325	151	44	44	41	38	32	16	0
	Đông Nam	0	309	413	479	445	356	211	79	41	38	32	16	0
	Nam	0	28	57	189	259	309	331	309	259	189	57	28	0
	Tây Nam	0	16	32	38	41	79	211	356	445	479	413	309	0
	Tây	0	16	32	38	41	44	44	151	325	454	498	391	0
	Tây Bắc	0	16	32	38	41	44	44	44	47	126	284	233	0
	Mặt nằm ngang	0	79	255	426	565	637	669	637	565	426	255	79	0
2 và 10	Bắc	0	9	25	35	38	41	44	41	38	35	25	9	0
	Đông Bắc	0	140	123	57	38	41	44	41	38	35	25	9	0

Bảng 8.12 (tiếp theo)

Vĩ độ: 30° Bắc		Giờ mặt trời												
Tháng	**Hướng**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
2 và 10	Đông	0	249	426	416	296	136	44	41	38	35	25	9	0
	Đông Nam	0	230	448	514	501	429	290	148	47	35	25	9	0
	Nam	0	57	180	290	382	438	457	438	382	290	180	57	0
	Tây Nam	0	9	25	35	47	148	290	429	501	514	448	230	0
	Tây	0	9	25	35	38	41	44	136	296	416	426	294	0
	Tây Bắc	0	9	25	35	38	41	44	41	38	57	123	104	0
	Mặt nằm ngang	0	19	155	315	451	539	565	538	451	315	155	19	0
1 và 11	Bắc	0	3	19	28	35	38	38	38	35	28	19	3	0
	Đông Bắc	0	25	50	28	35	38	38	38	35	28	19	3	0
	Đông	0	85	344	366	262	110	38	38	35	28	19	3	0
	Đông Nam	0	88	401	508	511	451	328	202	73	28	19	3	0
	Nam	0	32	214	344	432	486	501	486	432	344	214	32	0
	Tây Nam	0	3	19	28	73	202	328	451	511	508	401	88	0
	Tây	0	3	19	28	35	38	38	110	262	366	344	85	0
	Tây Bắc	0	3	19	28	35	38	38	38	35	28	50	25	0
	Mặt nằm ngang	0	6	85	224	344	429	457	429	344	224	85	6	0
12	Bắc	0	0	13	28	35	38	38	38	35	28	13	0	0
	Đông Bắc	0	0	32	28	35	38	38	38	35	28	13	0	0
	Đông	0	0	290	331	252	101	38	38	35	28	13	0	0
	Đông Nam	0	0	360	495	511	451	341	227	88	28	13	0	0
	Nam	0	0	202	356	448	501	514	501	448	356	202	0	0
	Tây Nam	0	0	13	28	88	227	341	451	511	495	360	0	0
	Tây	0	0	13	28	35	38	38	101	252	331	290	0	0
	Tây Bắc	0	0	13	28	35	38	38	38	35	28	32	0	0
	Mặt nằm ngang	0	0	60	189	306	385	413	385	306	189	60	0	0

Cần lưu ý thêm, các số liệu trong bảng 8.12 chưa tính đến lượng nhiệt thừa do *độ chênh lệch nhiệt độ giữa không khí bên ngoài và bên trong không gian cần điều hòa,* lượng bức xạ xâm nhập được tính bằng *Watt* trên $1m^2$ *diện tích cửa sổ có kể cả khung.*



Hình 8.14

Thông thường, ở các cửa sổ bằng kính người ta thường có treo rèm cửa hay màn che ở bên trong. Về nguyên tắc, nếu xét dưới góc độ ngăn cản các tia bức xạ mặt trời đi vào không gian cần điều hòa thì màn che được đặt ở bên ngoài cửa sổ sẽ có tác dụng tốt hơn so với màn che được đặt ở bên trong. Tuy nhiên, trong thực tế, ta thấy ở hầu hết các trường hợp người ta đều treo màn che hay rèm cửa ở bên trong không gian

cần điều hòa. Hình 8.14 trình bày các quá trình phản chiếu, hấp thụ và xuyên qua của một cửa sổ lắp kính có gắn màn che ở bên trong.

Nếu gọi:

α_k, τ_k, ρ_k - hệ số hấp thụ, xuyên qua và phản xạ của kính

α_m, τ_m, ρ_m - hệ số hấp thụ, xuyên qua và phản xạ của màn che (rèm cửa)

R- lượng bức xạ mặt trời đến bề mặt bên ngoài của kính, W/m^2

R_{xn} - lượng bức xạ mặt trời xâm nhập vào không gian cần điều hòa, W/m^2 (tương ứng với các điều kiện khi xây dựng bảng 8.12).

Ta có thể viết:

$$R_{xn} = [0,4.\ \alpha_k + \tau_k.(\ \alpha_m + \tau_m + \rho_k.\ \rho_m + 0,4.\ \alpha_k.\ \rho_m)].R \qquad (8.37)$$

Khi sử dụng công thức (8.37), cần lưu ý cách xác định giá trị R, ta xem R là giá trị tra từ bảng 8.12 chia cho hệ số 0,88.

Bảng 8.13 trình bày một vài số liệu có liên quan của các loại màn che và rèm cửa thường được sử dụng.

Bảng 8.13

Loại màn che, rèm cửa	Hệ số hấp thụ α_m	Hệ số phản xạ ρ_m	Hệ số xuyên qua τ_m	Hệ số mặt trời
- Cửa chớp màu nhạt	0,37	0,51	0,12	0,56
- Cửa chớp màu trung bình	0,58	0,39	0,03	0,65
- Cửa chớp màu đậm	0,72	0,27	0,01	0,75
- Màn che loại Metalon 310/2	0,29	0,48	0,23	0,58
- Màn che Brella trắng kiểu Hà Lan	0,09	0,77	0,14	0,33

(*Tài liệu: CARRIER Corporation*)

Nên chú ý các khái niệm *hệ số của kính* (bảng 8.10) và *hệ số mặt trời* (bảng 8.13). *Hệ số của kính* là tỉ số giữa lượng bức xạ xâm nhập vào không gian cần điều hòa thông qua cửa sổ có lắp *loại kính đang khảo sát* (không có màn che, rèm cửa) so với lượng bức xạ đi qua cửa sổ lắp *loại kính cơ bản*, cả hai trường hợp đều đang được xét ở *trường hợp tham khảo*. Trong khi đó, *hệ số mặt trời* là tỉ số giữa lượng bức xạ mặt trời xâm nhập vào không gian cần điều hòa qua cửa sổ có lắp *loại kính cơ bản có màn che đang khảo sát* so với trường hợp cửa sổ *chỉ có loại kính cơ bản* (không có màn che, rèm cửa), đương nhiên ta cũng giả sử cả hai đang ở *trường hợp tham khảo*.

Tóm lại, trên cơ sở những điều đã trình bày ở trên, khi cần xác định lượng bức xạ xâm nhập qua cửa sổ được lắp bằng một loại kính khác (có hay không có màn che, rèm cửa), ta cần lưu ý những hướng dẫn sau đây:

- Trong trường hợp cửa sổ đang khảo sát được lắp bằng một loại kính khác (không phải kính cơ bản) và không dùng màn che hay rèm cửa, lượng bức xạ R_{xn} xâm nhập qua cửa sổ đúng bằng tích số giữa các số liệu tra từ bảng 8.12 và hệ số của kính tra từ bảng 8.10.
- Trong trường hợp cửa sổ đang khảo sát được lắp bằng kính cơ bản và có màn che hay rèm cửa, lượng bức xạ R_{xn} xâm nhập qua cửa sổ đúng bằng tích số giữa các số liệu tra từ bảng 8.12 và hệ số mặt trời tương ứng tra từ bảng 8.13.
- Trong trường hợp cửa sổ đang khảo sát được lắp bằng một loại kính khác (không phải kính cơ bản) và có sử dụng màn che hay rèm cửa, nên sử dụng công thức (8.37) để xác định lượng bức xạ R_{xn} xâm nhập qua cửa sổ.

Ví dụ 8.1

Xác định lượng bức xạ mặt trời lớn nhất có khả năng xâm nhập vào không gian cần điều hòa không khí qua một cửa sổ bằng kính. Cho biết: địa điểm khảo sát là TP Hồ Chí Minh, cửa sổ quay về hướng Đông, khung cửa sổ bằng sắt, nhiệt độ đọng sương trung bình là 24^oC, dùng loại kính cơ bản, diện tích cửa sổ (kể cả khung) là $4m^2$.

Ghi chú: trường hợp này chỉ là ví dụ để tính toán, trong thực tế hầu như người ta không sử dụng kính cơ bản để lắp ở các cửa sổ.

Giải

Cần lưu ý, TP Hồ Chí Minh nằm ở Bắc bán cầu ứng với vĩ độ $10^o24'$, bầu trời hầu như không có sương mù và ở độ cao gần bằng mực nước biển.

Tra bảng 8.12, ứng với vĩ độ 10^o Bắc, nếu cửa sổ quay về hướng đông thì giá trị bức xạ lớn nhất đạt được vào lúc 8 giờ sáng của một ngày nào đó trong tháng 3 và tháng 9, giá trị cụ thể là $517W/m^2$.

Các hệ số hiệu chỉnh:

- Do nhiệt độ đọng sương lớn: giảm đi $\frac{4}{10}.13\% = 5,2\%$

- Do khung cửa bằng sắt: nhân với $\frac{1}{0,85}$

Như vậy:

$$R_{xn} = 517.\frac{1}{0,85}.(1 - 0,052) = 567W/m^2$$

Do diện tích cửa sổ là $4m^2$ nên lượng nhiệt xâm nhập là:

$$576.4 = 2304W$$

Ví dụ 8.2

Kiểm tra lại hệ số của kính (bảng 8.10) trong hai trường hợp sau:

- Cửa sổ lắp kính Reflectoshield, có phủ lớp control film RS20 lên lớp kính trong dày *6mm*.
- Cửa sổ lắp kính Spectrafloat, màu đồng thiếc, dày *6mm*.

Giải

Ở trường hợp thứ nhất, ta có $\alpha_k = 0,44$, $\rho_k = 0,44$ và $= \tau_k$ 0,12. Như vậy:

$$R_{xn} = 0,12.R + 0,4.0,44.R = 0,296.R$$

Như vậy hệ số của kính trong trường hợp này là:

$$\frac{0,296.R}{0,88.R} = 0,336$$

Ở trường hợp thứ hai, ta có $\alpha_k = 0,34$, $\rho_k = 0,10$ và $\tau_k = 0,56$. Như vậy:

$$R_{xn} = 0,56.R + 0,4.0,34.R = 0,696.R$$

Từ đó, hệ số của kính là:

$$\frac{0,696.R}{0,88.R} = 0,79$$

Ví dụ 8.3

Kiểm tra lại hệ số mặt trời (bảng 8.13) trong hai trường hợp sau:

- Cửa sổ được lắp bằng loại kính cơ bản và treo cửa chớp màu đậm.
- Cửa sổ được lắp bằng loại kính cơ bản và treo màn che Brella trắng kiểu Hà Lan.

Giải

Từ công thức (8.37), ta có:

$$R_{xn} = [0,4.0,06 + 0,86(0,72 + 0,01 + 0,08.0,27 + 0,4.0,06.0,27).R$$

$$= 0,676R$$

Hệ số mặt trời trong trường hợp này là: $\frac{0,676.R}{0,88.R} = 0,768$

Tương tự, ở trường hợp thứ hai, ta có:

$R_{xn} = [0,4.0,06 + 0,86(0,09 + 0,14 + 0,08.0,77 + 0,4.0,06.0,77).R$

$= 0,29R$

Hệ số mặt trời là: $\frac{0,29.R}{0,88.R} = 0,329$

Ví dụ 8.4

Xác định lượng bức xạ mặt trời lớn nhất có khả năng xâm nhập qua một cửa sổ quay về hướng Nam. Cho biết: vị trí khảo sát là TP Hồ Chí Minh, dùng loại kính Antisun màu đồng thiếc dày 12*mm*, bên trong có màn che loại Metalon 310/2, khung bằng sắt, nhiệt độ đọng sương trung bình là 24^oC.

Giải

Từ bảng 8.10, ta có:

$\alpha_k = 0,74$

$\rho_k = 0,05$

$\tau_k = 0,21$

Từ bảng 8.13, ta có:

$\alpha_m = 0,29$

$\rho_m = 0,48$

$\tau_m = 0,23$

Theo công thức (8.37), ta có:

$R_{xn} = [0,4.0,74 + 0,21.(0,29 + 0,23 + 0,05.0,48 + 0,4.0,74.0,48)].R$

$= 0,44.R$

Từ bảng 8.12, ứng với vĩ độ 10^o Bắc và theo hướng Nam, ta thấy giá trị bức xạ lớn nhất đạt được vào lúc 12 giờ trưa của một ngày trung bình trong tháng 12, giá trị cụ thể là 378 W/m^2. Như vậy:

$$R = \frac{378}{0,88} = 429,54 W/m^2$$

Các hệ số hiệu chỉnh:

- Do khung bằng sắt: nhân với $\frac{1}{0,85}$

- Do nhiệt độ đọng sương lớn: giảm đi 5,2%

Kết quả:

$$R_{xn} = 0,44.429,54.\frac{1}{0,85}(1 - 0,052) = 210,788 W/m^2$$

Ví dụ 8.5

Khảo sát một cửa sổ bằng kính Calorex màu xanh, dày 6*mm*, quay về hướng Tây và được đặt ở TP Hồ Chí Minh. Xác định lượng bức xạ lớn nhất có thể xâm nhập qua cửa sổ vào tháng 3 và tháng 4. Cho biết: khung cửa bằng gỗ và nhiệt độ đọng sương là 24°C, bên trong không có màn che.

Giải

Tra bảng 8.12, ở vĩ độ 10° Bắc và theo hướng Tây, ta thấy lượng bức xạ xâm nhập có thể đạt giá trị lớn nhất (trong tháng 3 và tháng) vào lúc 4 giờ chiều của một ngày nào đó trong tháng 3, giá trị cụ thể là $517 W/m^2$.

Từ bảng 8.10, ta thấy hệ số của kính Calorex là 0,57. Hệ số hiệu chỉnh do nhiệt độ đọng sương cao hơn giá trị khi xây dựng bảng là (100 – 5,2)%. Như vậy:

$$R_{xn} = 517.0,57.(1 - 0,052) = 279,36 W/m^2$$

- Nhận xét về tác động của lượng bức xạ mặt trời xâm nhập qua cửa sổ bằng kính đến phụ tải lạnh tức thời của hệ thống

Như đã trình bày ở trên, lượng bức xạ mặt trời xâm nhập qua các cửa sổ bằng kính chiếm một tỉ lệ khá đáng kể trong tổng lượng nhiệt thừa của hệ thống đang khảo sát. Tuy nhiên, *không phải toàn bộ lượng nhiệt xâm nhập do các tia bức xạ mặt trời có thể tác động ngay tức thời đến phụ tải của hệ thống*. Chính vì vậy, việc nhìn nhận một cách chính xác hơn *mức độ tác động* của thành phần nhiệt thừa này đến *phụ tải tức thời* của hệ thống điều hòa không khí là hết sức cần thiết, điều này sẽ giúp người thiết kế lựa chọn được thiết bị lạnh đi kèm theo xu hướng hợp lý hơn, tránh được tình trạng công suất máy lạnh lắp đặt vượt xa phụ tải yêu cầu.

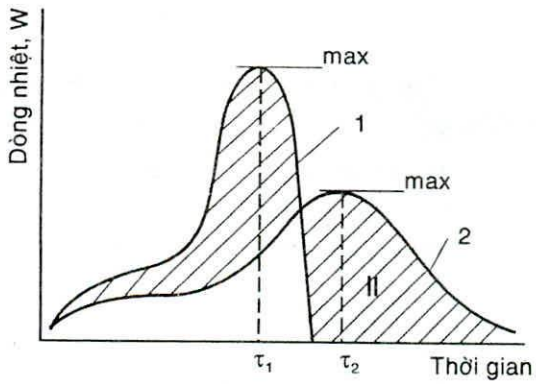
Rõ ràng, lượng bức xạ mặt trời xâm nhập vào không gian cần điều hòa qua các kết cấu có kính thông thường sẽ bao gồm hai thành phần là bức xạ và đối lưu. Người ta đã khảo sát thực tế và thấy rằng, bình quân có khoảng chừng 42% nhiệt lượng xâm nhập sẽ thể hiện ở hình thức đối lưu và 58% ở hình thức bức xạ. Các số liệu vừa nói ứng với trường hợp cửa sổ có treo màn che, nếu không có màn che ở bên trong thì hầu như toàn bộ nhiệt lượng xâm nhập vào đều ở dạng bức xạ.

Cần lưu ý, khi thành phần *bức xạ* càng lớn thì khả năng tích tụ nhiệt trong các kết cấu bề mặt của không gian cần điều hòa càng lớn, điều này làm giảm bớt *phụ tải lạnh của hệ thống tại thời điểm đang khảo sát* và do đó có khả năng làm giảm bớt *phụ tải đỉnh* của hệ thống.

Ta thấy, khi xâm nhập vào bên trong không gian cần điều hòa, thành phần nhiệt thừa ở dạng bức xạ sẽ cấp nhiệt cho các bề mặt của không gian đó, ví dụ: vách tường, sàn nhà, trần, ... Do tác động này, nhiệt độ của các bề mặt sẽ dần dần tăng lên, một phần đi vào kết cấu bên trong của các bề mặt, phần còn lại sẽ trao đổi với không khí của không gian cần điều hòa. Người ta đã khảo sát và thấy *một bộ phận rất lớn nhiệt thừa ở dạng bức xạ* đã nói sẽ tích tụ trong vật liệu tạo nên các bề mặt. Rõ ràng, nếu khối lượng riêng của vật liệu càng lớn thì lượng nhiệt bị vật liệu đó hấp thụ càng nhiều. Ở trường hợp này, *do diện tích của các bề mặt có vai trò quan trọng trong việc hứng các tia bức xạ* cho nên người ta thể hiện mức độ nặng nhẹ của vật liệu thông qua đơn vị kg/m^2, nếu giá trị này càng lớn thì lượng nhiệt tích tụ trong vật liệu càng nhiều, do đó *độ chậm trễ* giữa điểm cực đại của đường biểu diễn nhiệt lượng xâm nhập do các tia bức xạ mặt trời và điểm cực đại của đường biểu diễn phụ tải lạnh theo thời gian càng lớn.

Hình 8.15 biểu diễn các đường cong mô tả mối quan hệ giữa nhiệt lượng xâm nhập tức thời do các tia bức xạ mặt trời và phụ tải lạnh theo thời gian. Từ hình vẽ, ta gọi $\Delta t = \tau_2 - \tau_1$ là *độ chậm trễ*, diện tích I biểu diễn phần nhiệt lượng tích tụ trong các vật liệu và diện tích II biểu diễn phần nhiệt lượng bị tích tụ nhả trở lại ra không gian bên trong nơi cần điều hòa. Về nguyên tắc, ta có diện tích I bằng diện tích II.

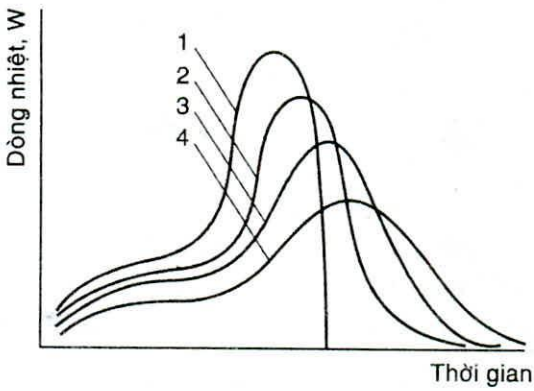
Như đã biết, tính chất $\rho'(kg/m^2)$ biểu diễn khối lượng của vật liệu tính trên một đơn vị diện tích của bề mặt (chịu tác động của các tia bức xạ mặt trời) trong không gian cần điều hòa không khí có ảnh hưởng đáng kể đến độ chậm trễ, theo đó nếu ρ' càng lớn thì độ chậm trễ càng nhiều, hình 8.16 minh họa các nhân xét này.



1- Nhiệt lượng xâm nhập do các tia bức xạ mặt trời

2- Phụ tải lạnh

Hình 8.15



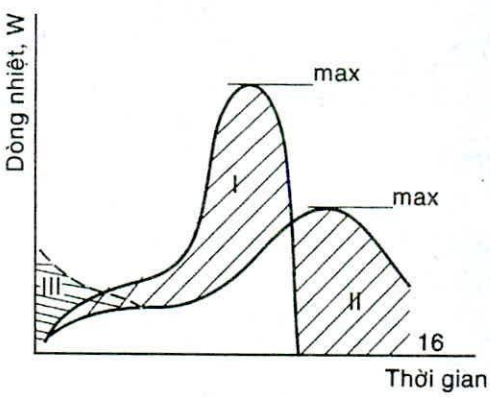
1- Nhiệt lượng xâm nhập tức thời (do các tia bức xạ mặt trời)

2- Phụ tải lạnh với $\rho' = 150 kg/m^2$

3- Phụ tải lạnh với $\rho' = 500 kg/m^2$

4- Phụ tải lạnh với $\rho' = 700 kg/m^2$

Hình 8.16



Hình 8.17

Cần lưu ý, các hình 8.15 và 8.16 tương ứng với trường hợp hệ thống điều hòa không khí hoạt động 24/24. Như vậy, ở đây ta *thấy thời gian hoạt động của hệ thống trong một ngày* có ảnh hưởng đến vấn đề tích tụ nhiệt và nhả nhiệt xâm nhập qua cửa kính do tác động của các tia bức xạ mặt trời. Tùy theo đặc điểm của không gian cần điều hòa mà thời gian hoạt động của hệ thống trong *một ngày* có thể có nhiều loại, ví dụ có loại 12 *giờ*, 16 *giờ* hoặc 24 *giờ*. Hình 8.17 mô tả các đường biểu diễn tương tự của trường hợp 16 *giờ*. Từ hình vẽ, ta thấy đường biểu diễn phụ tải lạnh

chỉ được trình bày trong thời gian 16 giờ của một ngày. Như vậy, khi hệ thống điều hòa không khí ngừng hoạt động, lượng nhiệt tích tụ trong các bề mặt xung quanh vẫn tiếp tục nhả vào không gian cần điều hòa, chính vì vậy cho nên đường biểu diễn phụ tải lạnh của chu kỳ tiếp theo hoạt động vào ngày hôm sau phải gánh thêm một số phụ tải ngay từ đầu chu kỳ mới. Phần diện tích III trên hình 8.17 biểu diễn lượng nhiệt thừa do số lượng nhiệt tích lũy trong các bề mặt của ngày hôm trước nhả ra sau khi hệ thống ngừng hoạt động.

Từ các hình 8.15 và 8.17, ta thấy:

- Khi lượng bức xạ xâm nhập qua các cửa kính có giá trị lớn, một bộ phận sẽ tác động tức thời đến phụ tải lạnh của hệ thống, phần còn lại sẽ tích tụ trong các bề mặt xung quanh.
- Khi lượng bức xạ xâm nhập giảm xuống, bộ phận nhiệt lượng tích tụ trước đó sẽ nhả trở lại vào không gian cần điều hòa.

Như vậy, có thể xem các bề mặt xung quanh của không gian cần điều hòa thực hiện *chức năng điều nhiệt*, nhờ đó lượng bức xạ mặt trời xâm nhập vào không gian cần điều hòa được phân bố tương đối đồng đều hơn theo thời gian, chính điều này góp phần làm giảm bớt *phụ tải đỉnh* của hệ thống điều hòa không khí.

Việc tính toán chính xác diễn biến của các quá trình đã nêu được xem là khá phức tạp nếu mô tả ở dạng công thức. Chính vì vậy, ASHRAE và CARRIER đã đề xuất phương pháp sau:

- Tùy theo hướng, vĩ độ và tháng của trường hợp đang khảo sát, xác định *lượng bức xạ lớn nhất* có thể xâm nhập qua một cửa sổ được lắp bằng kính cơ bản (tra theo bảng 8.14 và hiệu chỉnh tùy theo loại khung cửa sổ, độ cao, nhiệt độ đọng sương, độ sương mù).
- Dựa trên loại kính và màn che của cửa sổ đang khảo sát, xác định các hệ số tương ứng theo loại kính (bảng 8.10) và theo loại màn che (bảng 8.13), hoặc tính trực tiếp theo công thức (8.37) để xác định lượng bức xạ xâm nhập cho trường hợp đang xem xét.
- Từ bảng 8.15, xác định hệ số tác động trực tiếp của lượng bức xạ xâm nhập đến phụ tải lạnh tức thời.

Bảng 8.14 *Lượng bức xạ mặt trời lớn nhất xâm nhập qua cửa sổ lắp kính cơ bản, W/m²*

Vĩ độ bắc	Tháng	Hướng								
		Bắc	Đông Bắc	Đông	Đông Nam	Nam	Tây Nam	Tây	Tây Bắc	Mặt nằm ngang
0	6		492	464	132	44	132	464	492	713
	7 và 5	151	483	479	164	44	164	479	483	735
	8 và 4	79	445	514	294	44	294	514	445	773
	9 và 3	32	372	527	372	44	372	527	372	789
	10 và 2	32	249	514	445	107	445	514	249	773
	11 và 1	32	164	479	483	211	483	479	164	735
	12	32	132	464	492	259	492	464	132	713
10	6	126	483	489	173	44	173	489	483	766
	7 và 5	95	467	498	208	44	208	498	467	779
	8 và 4	41	410	514	296	44	296	514	410	789
	9 và 3	32	325	517	401	88	401	517	325	779
	10 và 2	32	208	489	470	230	470	489	208	725
	11 và 1	28	117	451	508	334	508	451	117	662
	12	28	88	432	514	378	514	432	88	637
20	6	82	486	505	230	44	230	505	486	789
	7 và 5	60	435	514	268	44	268	514	435	792
	8 và 4	35	372	520	356	82	356	520	372	779
	9 và 3	32	274	514	442	205	442	514	274	735
	10 và 2	28	164	464	505	350	505	464	164	656
	11 và 1	25	82	404	517	445	517	404	82	568
	12	25	57	382	527	470	527	382	57	536
30	6	63	438	508	284	66	284	508	438	789
	7 và 5	50	413	517	315	95	315	517	413	776
	8 và 4	35	341	520	407	199	407	520	341	741
	9 và 3	28	284	498	479	331	479	498	284	669
	10 và 2	25	123	426	514	457	514	426	123	565
	11 và 1	22	50	366	511	501	511	366	50	457
	12	19	38	331	511	514	511	331	38	413

Bảng 8.15a *Mức độ tác động tức thời của lượng bức xạ mặt trời xâm nhập qua cửa kính (Hoạt động 24/24, nhiệt độ không khí không đổi)*

Hướng	Khối lượng,	Sáng								Chiều, tối											Sáng				
	kg/m^2 sàn	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5
Nam	700 và lớn hơn	0,06	0,06	0,23	0,38	0,51	0,60	0,66	0,67	0,64	0,59	0,42	0,24	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07	
	500	0,04	0,04	0,22	0,38	0,52	0,63	0,70	0,71	0,69	0,59	0,45	0,26	0,22	0,18	0,16	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05
	150	0,10	0,21	0,43	0,63	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,50	0,24	0,16	0,11	0,08	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0
Đông nam	700 và lớn hơn	0,04	0,28	0,47	0,59	0,64	0,62	0,53	0,41	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05
	500	0,03	0,28	0,47	0,61	0,67	0,65	0,57	0,44	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03
	150	0	0,32	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	0
Đông	700 và lớn hơn	0,39	0,56	0,62	0,59	0,49	0,33	0,23	0,21	0,20	0,18	0,17	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04
	500	0,40	0,58	0,65	0,63	0,52	0,35	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,01	0,04	0,03	0,03	0,02
	150	0,46	0,70	0,80	0,79	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0
Đông Bắc	700 và lớn hơn	0,47	0,58	0,54	0,42	0,27	0,21	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03
	500	0,48	0,60	0,57	0,46	0,30	0,24	0,20	0,19	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02
	150	0,55	0,76	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0
Tây Bắc	700 và lớn hơn	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,33	0,49	0,61	0,60	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06
	500	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,34	0,52	0,65	0,64	0,23	0,18	0,15	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05
	150	0,03	0,05	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80	0,79	0,28	0,18	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	0
Tây	700 và lớn hơn	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,18	0,36	0,52	0,63	0,65	0,55	0,22	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07
	500	0,07	0,08	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,18	0,36	0,54	0,66	0,68	0,60	0,25	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05
	150	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,08	0,08	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85	0,74	0,30	0,19	0,13	0,09	0,06	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0
Tây Nam	700 và lớn hơn	0,08	0,08	0,9	0,10	0,11	0,24	0,39	0,53	0,63	0,66	0,61	0,47	0,23	0,19	0,18	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07
	500	0,07	0,08	0,08	0,08	010	0,24	0,40	0,55	0,66	0,70	0,64	0,50	0,26	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
	150	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,23	0,47	0,67	0,81	0,86	0,79	0,60	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0
Bắc	700 và lớn hơn	0,08	0,36	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,87	0,88	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10
	500	0,06	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,91	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08
	150	0	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01

Bảng 8.15b *Mức độ tác động tức thời của lượng bức xạ mặt trời xâm nhập qua cửa kính (Hoạt động 16/24, nhiệt độ không khí không đổi)*

Hướng	Khối lượng, kg/m^2 sàn	Sáng							Chiều, tối								
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Nam	700 và lớn hơn	0,19	0,18	0,34	0,48	0,60	0,68	0,73	0,72	0,66	0,59	0,42	0,24	0,22	0,19	0,17	0,15
	500	0,16	0,14	0,31	0,46	0,59	0,69	0,76	0,70	0,69	0,59	0,45	0,26	0,22	0,18	0,16	0,13
	150	0,12	0,23	0,44	0,64	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,50	0,24	0,16	0,11	0,08	0,05	0,04
Đông Nam	700 và lớn hơn	0,14	0,37	0,55	0,66	0,70	0,68	0,58	0,46	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11
	500	0,11	0,35	0,53	0,66	0,72	0,69	0,61	0,47	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12	0,10	0,09
	150	0,02	0,31	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,03
Đông	700 và lớn hơn	0,47	0,63	0,68	0,64	0,54	0,38	0,27	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08
	500	0,46	0,63	0,70	0,67	0,56	0,38	0,27	0,24	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07
	150	0,47	0,71	0,80	0,79	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,11	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02	0,02
Đông Bắc	700 và lớn hơn	0,53	0,64	0,59	0,47	0,31	0,25	0,24	0,22	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07
	500	0,53	0,65	0,61	0,50	0,33	0,27	0,22	0,21	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06
	150	0,56	0,77	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,07	0,04	0,02	0,02
Tây Bắc	700 và lớn hơn	0,21	0,21	0,20	0,19	0,18	0,18	0,17	0,16	0,16	0,33	0,49	0,61	0,53	0,19	0,17	0,15
	500	0,19	0,19	0,18	0,17	0,17	0,16	0,16	0,15	0,16	0,34	0,52	0,65	0,23	0,18	0,15	0,12
	150	0,12	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80	0,78	0,28	0,18	0,12
Tây	700 và lớn hơn	0,23	0,23	0,21	0,21	0,20	0,19	0,18	0,25	0,36	0,52	0,63	0,65	0,56	0,22	0,19	0,17
	500	0,22	0,21	0,19	0,19	0,17	0,16	0,15	0,23	0,36	0,54	0,66	0,68	0,60	0,25	0,20	0,17
	150	0,12	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85	0,74	0,30	0,19	0,13
Tây Nam	700 và lớn hơn	0,22	0,21	0,20	0,20	0,20	0,32	0,47	0,60	0,63	0,66	0,61	0,47	0,23	0,19	0,18	0,16
	500	0,20	0,19	0,18	0,17	0,18	0,31	0,46	0,60	0,66	0,70	0,64	0,50	0,26	0,20	0,17	0,15
	150	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,24	0,47	0,67	0,81	0,86	0,79	0,60	0,26	0,17	0,12	0,08
Bắc	700 và lớn hơn	0,23	0,56	0,75	0,79	0,80	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,87	0,88	0,39	0,35	0,31
	500	0,25	0,46	0,73	0,78	0,82	0,82	0,83	0,84	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,40	0,34	0,29
	150	0,07	0,22	0,69	0,80	0,86	0,93	0,94	0,95	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,35	0,23	0,16

Bảng 8.15c *Mức độ tác động tức thời của lượng bức xạ mặt trời xâm nhập qua cửa kính (Hoạt động 12/24, nhiệt độ không khí không đổi)*

Hướng	Khối lượng, kg/m^2 sàn	Sáng						Chiều, tối					
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5
Nam	700 và lớn hơn	0.28	0.25	0.40	0.53	0.64	0.72	0.77	0.77	0.74	0.67	0.49	0.31
	500	0.26	0.22	0.38	0.51	0.64	0.73	0.79	0.79	0.77	0.65	0.51	0.31
	150	0.21	0.29	0.48	0.67	0.79	0.88	0.89	0.83	0.56	0.50	0.24	0.16
Đông Nam	700 và lớn hơn	0.20	0.42	0.59	0.70	0.74	0.71	0.61	0.48	0.33	0.30	0.26	0.24
	500	0.18	0.40	0.57	0.70	0.75	0.72	0.63	0.49	0.34	0.28	0.25	0.21
	150	0.09	0.35	0.61	0.78	0.86	0.82	0.69	0.50	0.30	0.20	0.17	0.13
Đông	700 và lớn hơn	0.51	0.66	0.71	0.67	0.57	0.40	0.29	0.26	0.25	0.23	0.21	0.19
	500	0.52	0.67	0.73	0.70	0.58	0.40	0.29	0.26	0.24	0.21	0.19	0.16
	150	0.53	0.74	0.82	0.81	0.65	0.43	0.25	0.19	0.16	0.14	0.11	0.09
Đông Bắc	700 và lớn hơn	0.59	0.57	0.62	0.49	0.33	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21	0.20	0.17
	500	0.59	0.68	0.64	0.52	0.35	0.29	0.24	0.23	0.20	0.19	0.17	0.15
	150	0.62	0.80	0.75	0.60	0.37	0.25	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11
Tây Bắc	700 và lớn hơn	0.68	0.28	0.27	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.24	0.41	0.56	0.67
	500	0.71	0.31	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19	0.18	0.23	0.40	0.58	0.70
	150	0.82	0.33	0.25	0.20	0.18	0.15	0.14	0.13	0.19	0.41	0.64	0.80
Tây	700 và lớn hơn	0.63	0.31	0.28	0.27	0.25	0.24	0.22	0.29	0.46	0.61	0.71	0.72
	500	0.67	0.33	0.28	0.26	0.24	0.22	0.20	0.28	0.44	0.61	0.72	0.73
	150	0.77	0.34	0.25	0.20	0.17	0.14	0.13	0.12	0.44	0.67	0.82	0.85
Tây Nam	700 và lớn hơn	0.31	0.27	0.27	0.26	0.25	0.24	0.50	0.63	0.72	0.74	0.69	0.54
	500	0.33	0.28	0.25	0.23	0.23	0.35	0.50	0.64	0.74	0.77	0.70	0.55
	150	0.29	0.21	0.18	0.15	0.14	0.27	0.50	0.69	0.82	0.87	0.79	0.60
Bắc	700 và lớn hơn	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96
	500	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98
	150	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Ghi chú:
(có giá trị cho các bảng 8.12a, 8.12b và 8.12c)

1- Khối lượng (kg/m^2) là khối lượng bình quân của các bề mặt tạo nên không gian cần điều hòa tính trên $1m^2$ sàn.

2- Nếu không gian đang khảo sát có một vách (hoặc nhiều hơn) quay ra phía ngoài thì ta tính khối lượng bình quân trên $1m^2$ sàn như sau:

[khối lượng của vách quay ra ngoài + 0,5 khối lượng của các bề mặt khác như: sàn, trần, vách không quay ra ngoài…]/diện tích sàn.

3- Nếu không gian đang khảo sát không có vách nào quay ra ngoài thì ta tính khối lượng bình quân trên $1m^2$ sàn như sau:

4- Nếu không gian đang khảo sát có sàn nằm trên mặt đất thì ta tính khối lượng bình quân trên $1m^2$ sàn như sau:

[khối lượng của vách quay ra ngoài + khối lượng của sàn + 0,5 khối lượng của các bề mặt còn lại]/diện tích sàn.

Trong bảng 8.14, các giá trị được trình bày là các giá trị lớn nhất được trích từ bảng 8.12 theo vĩ độ, tháng và hướng tương ứng (ngoại trừ hướng Bắc). Các giá trị theo hướng Bắc được xem là trung bình cộng của các giá trị tương ứng trong bảng 8.12 tính từ 6 giờ sáng đến 6 giờ chiều.

Cần lưu ý, bảng 8.15 được sử dụng để xác định *mức độ tác động tức thời* của lượng bức xạ xâm nhập qua cửa kính đến phụ tải lạnh của hệ thống khi *duy trì ổn định nhiệt độ của không khí trong không gian cần điều hòa.* Các số liệu này được tính toán trên cơ sở các loại vật liệu xây dựng và kết cấu nhà cửa thường thấy ở Mỹ, do đó khi ứng dụng trong điều kiện của Việt Nam thì cần phải xem xét thêm để có sự hiệu chỉnh khi cần thiết. Do nhiệt dung riêng của đa số các loại vật liệu xây dựng thường nằm trong khoảng trên dưới $0,84 kJ/kg.^oC$, cho nên có thể xem dung lượng riêng của vật liệu tỉ lệ với khối lượng của nó. Như đã đề cập ở trên, trong trường hợp này người ta biểu diễn mức độ nặng nhẹ của vật liệu (ρ') theo đơn vị kg/m^2 diện tích bề mặt hứng các tia bức xạ. Cần chú ý, ở bảng 8.15, số liệu có đơn vị kg/m^2 biểu diễn khối lượng của các loại vật liệu tạo nên không gian cần điều hòa mà ta đang khảo sát *tính theo* $1m^2$ *diện tích sàn.*

Từ những điều đã trình bày ở trên, có thể xác định thành phần nhiệt thừa (do các tia bức xạ mặt trời xâm nhập qua cửa sổ bằng kính) *gây tác động tức thời đến phụ tải của hệ thống điều hòa không khí* bằng công thức sau:

$$R'_{xn} = R^{max}_{xn}.k.n \qquad (8.38)$$

Ở đây:

R'_{xn} - lượng bức xạ mặt trời xâm nhập qua cửa sổ bằng kính gây tác động tức thời đến phụ tải của hệ thống điều hòa không khí, tính bằng *W* trên 1 m^2 diện tích cửa sổ (kể cả khung).

R^{max}_{xn} - lượng bức xạ mặt trời lớn nhất xâm nhập qua cửa kính, W/m^2

k - thể hiện một loạt các hệ số hiệu chỉnh như: độ sương mù, độ cao, nhiệt độ đọng sương, loại khung cửa sổ, loại kính và màn che (rèm cửa) được sử dụng.

n - hệ số thể hiện mức độ tác động tức thời so với R^{max}_{xn} (tra bảng 8.15)

Để có thể nắm rõ hơn các nội dung đã trình bày ở trên, ta hãy khảo sát các ví dụ dưới đây.

Ví dụ 8.6

Khảo sát một phòng làm việc nằm trong một tòa nhà. Cho biết căn phòng đó có kích thước $8m \times 8m \times 3m$, một vách của căn phòng hướng ra phía bên ngoài và trên đó có cửa sổ bằng sắt với kích thước $4m \times 1,5m$. Người ta dùng kính loại Calorex màu xanh dày $6mm$ để lắp ở cửa sổ và bên trong có treo cửa chớp màu nhạt. Các vách được làm bằng loại vật liệu có khối lượng (tính trên một đơn vị diện tích bề mặt) là $360kg/m^2$, trần và sàn có cùng một loại vật liệu với khối lượng $410kg/m^2$. Cửa sổ quay về hướng Tây, tòa nhà tọa lạc ở TP Hồ Chí Minh và hệ thống hoạt động 24/24. Xác định:

a) Lượng bức xạ mặt trời lớn nhất xâm nhập vào căn phòng thông qua cửa sổ vào tháng 4.

b) Thành phần bức xạ mặt trời có tác động tức thời đến phụ tải của hệ thống điều hòa không khí vào lúc 15 giờ và 21 giờ của một ngày trong tháng 4.

Giải

a) Từ bảng 8.12, ứng với vĩ độ $10^oBắc$ và vào tháng 4, ta tra được $R_{xn} = 514W/m^2$ (cũng có thể tra số liệu này từ bảng 8.14). Giá trị R_{xn} này được hiểu là lượng bức xạ xâm nhập qua cửa sổ bằng kính loại cơ bản ứng với các điều kiện khi xây dựng bảng 8.12.

Từ bảng 8.10 và 8.13 ta có:

$\alpha_k = 0,75$ $\rho_k = 0,05$ $\tau_k = 0,20$

$\alpha_m = 0,37$ $\rho_m = 0,51$ $\tau_m = 0,12$

Trong trường hợp này, ta dùng hệ số $\frac{1}{0,85}$ để hiệu chỉnh do sử dụng khung cửa sổ bằng sắt. Như vậy, có thể xác định lượng bức xạ mặt trời đến trên bề mặt ngoài của kính là:

$$R = \frac{514}{0,88} = 584,1W/m^2$$

Theo công thức (8.37), có thể xác định lượng bức xạ lớn nhất xâm nhập qua cửa sổ ở các điều kiện đã nêu ở trên như sau:

$$R_{xn}^{max} = [0,4.0,75 + 0,2(0,37 + 0,12 + 0,05.0,51 + 0,4.0,75.0,51)].584,1.\frac{1}{0,85} =$$

$$= 298,02W/m^2$$

Như vậy, vào tháng 4, lượng bức xạ mặt trời lớn nhất xâm nhập vào phòng có giá trị là:

$$298,02.4.1,5 = 1788,12W$$

b) Khối lượng của vách tường có cửa sổ:

$$\left(\frac{8.3 - 4.1,5}{8.8}\right).360 = 101,25kg/m^2 \text{ sàn}$$

Khối lượng của vách còn lại (3 vách):

$$\frac{0,5.(8.3.3)}{8.8}.360 = 202,5kg/m^2 \text{ sàn}$$

Khối lượng của sàn (tương tự khối lượng của trần):

$$\frac{0,5.(8.8).410}{8.8} = 205kg/m^2 \text{ sàn}$$

Tổng khối lượng của các bề mặt tạo nên không gian cần điều hòa tính trên $1m^2$ sàn nhà là:

$$101,25 + 202,5 + 205 + 205 = 713,75kg/m^2 \text{ sàn}$$

Tra bảng 8.15a, ta có hệ số biểu diễn mức độ tác động tức thời ở hai trường hợp như sau:

- Lúc 15 giờ: 0,52
- Lúc 21 giờ: 0,17

Tương ứng, lượng nhiệt (do sự xâm nhập của các tia bức xạ mặt trời) tác động tức thời đến phụ tải vào lúc 15 giờ là $1788,12.0,52 = 929,8W$ và vào lúc 21 giờ là $1788,12.0,17 = 303,98W$.

Ví dụ 8.7

Sử dụng lại các số liệu ở ví dụ 8.6, xác định lượng bức xạ xâm nhập qua cửa sổ lúc 15 giờ của một ngày nào đó trong tháng 4. So sánh và nhận xét với các kết quả đã tính được ở ví dụ 8.6.

Giải

Tra bảng 8.12, ở vĩ độ $10^oBắc$ và vào lúc 15 giờ của một ngày nào đó trong tháng 4, ta có số liệu sau: $470W/m^2$.

Như vậy, nhiệt lượng xâm nhập qua cửa sổ do các tia bức xạ mặt trời ở vào thời điểm đã đề cập ở trên là:

$$[0,4.0,75 + 0,2(0,37 + 0,12 + 0,05.0,51 + 0,4.0,75.0,51)].4.1,5.\frac{470}{0,85.0,88} =$$

$$= 1635,0722W$$

Nhận xét

Vào lúc 15 giờ của một ngày nào đó trong tháng 4, nhiệt lượng do các tia bức xạ mặt trời xâm nhập vào cửa sổ ở ví dụ này là $1635,0722W$. Tuy nhiên, chỉ có $929,8W$ gây tác động trực tiếp đến phụ tải lạnh tại thời điểm này, lượng còn lại ($1625,0722 - 929,8 = 705,27W$) bị tích tụ trong các bề mặt xung quanh. Ta thấy, vào lúc 21 giờ, không còn các tia bức xạ mặt trời nữa, nhưng vì các lượng nhiệt đã bị tích tụ trước đó nhả ngược ra nên ta coi như có một lượng $303,98W$ tác động vào phụ tải của hệ thống (tại thời điểm đó) do ảnh hưởng gián tiếp của các tia bức xạ mặt trời.

- Xác định lượng nhiệt xâm nhập vào không gian cần điều hòa do sự hấp thụ các tia bức xạ mặt trời bởi kết cấu bao che và do sự chênh lệch nhiệt độ không khí giữa bên ngoài và bên trong

Cần lưu ý, các mục vừa được đề cập ở trên trình bày cách xác định lượng bức xạ tức thời *xâm nhập qua cửa sổ bằng kính* và mức độ tác động tức thời của thành phần nhiệt thừa này đến phụ tải lạnh của hệ thống tại thời điểm khảo sát. Ngoài cửa kính, ta thấy *các tia bức xạ mặt trời còn tác động lên các kết cấu bao che khác* của không gian cần điều hòa như: vách, mái, sân thượng,... Rõ ràng, các kết cấu bao che này thông thường là vật *không trong suốt*, do đó các tia bức xạ mặt trời sẽ xâm nhập vào không gian cần điều hòa theo cơ chế như sau:

- Dưới tác động của các tia bức xạ mặt trời, bề mặt bên ngoài cùng của kết cấu bao che sẽ dần dần nóng lên do hấp thụ nhiệt. Lượng nhiệt này sẽ di chuyển về 2 phía ngược chiều nhau, tuy nhiên ta chỉ lưu ý đến thành phần đi sâu vào kết cấu bao che bằng hiện tượng dẫn nhiệt.

- Sau một khoảng thời gian nào đó, lượng nhiệt tích tụ trong kết cấu bao che sẽ đi vào bề mặt bên trong và làm gia tăng nhiệt độ của bề mặt này, lúc đó nhiệt lượng này sẽ nhả vào bên trong không gian cần điều hòa bằng hiện tượng đối lưu và bức xạ. Tùy theo loại vật liệu, bề dày của kết cấu bao che và cường độ các tia bức xạ mà *độ chậm trễ* của quá trình đã nêu sẽ có mức độ khác nhau, tuy nhiên thông thường độ chậm trễ có thể từ 2 đến 10 giờ.

Rất dễ quan sát hiện tượng đã nói trong thực tế, nhất là ở những nơi có nhiều nắng và có bề mặt của kết cấu bao che lớn. Việc xác định chính xác lượng nhiệt xâm nhập vào không gian cần điều hòa do sự hấp thụ và tích tụ các tia bức xạ mặt trời bởi kết cấu bao che là vấn đề không đơn giản. Để giải quyết vấn đề này nhằm phục vụ cho bài toán tính nhiệt thừa trong điều hòa không khí, như đã đề cập trong bảng 8.5, thông thường người ta xây dựng

phương pháp tính gộp chung cả lượng nhiệt này và lượng nhiệt xâm nhập do độ chênh lệch nhiệt độ giữa không khí bên ngoài và bên trong không gian cần điều hòa.

Phương pháp thường được các hãng sản xuất máy điều hòa không khí sử dụng là phương pháp xác định *độ chênh nhiệt độ tương đương* và dùng công thức của trường hợp dòng nhiệt ổn định để tính toán, ta có:

$$Q' = k \,.\, F \,.\, \Delta t_{td} \tag{8.39}$$

Trong đó:

Q' - dòng nhiệt đi vào không gian cần điều hòa do sự tích nhiệt của các kết cấu bao che và do độ chênh lệch nhiệt độ của không khí, *W*

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

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

Δt_{td} - độ chênh lệch nhiệt độ tương đương, ^oC

Trong công thức (8.39), độ chênh lệch nhiệt độ tương đương Δt_{td} là giá trị sao cho tổng nhiệt lượng tính theo giá trị này đúng bằng lượng nhiệt thừa do *hiện tượng tích nhiệt* của kết cấu bao che dưới tác động của các tia bức xạ mặt trời cộng với *lượng nhiệt đi vào do sự chênh lệch nhiệt độ* giữa không khí bên trong và bên ngoài.

Rõ ràng, giá trị cụ thể là Δt_{td} phụ thuộc nhiều vào loại vật liệu dùng làm kết cấu bao che, hướng, thời điểm, địa điểm và các điều kiện thiết kế khác. Hiện nay, có một số tài liệu trình bày các bảng số liệu về Δt_{td}, tuy nhiên cần cẩn thận khi sử dụng vì các số liệu đó được tính toán trong những điều kiện không phù hợp lắm so với điều kiện của Việt Nam.

Một phương pháp khác thường được các viện nghiên cứu sử dụng là phương pháp xác định *nhiệt độ tương đương* t_{as}. Ta gọi t_{as} là giá trị nhiệt độ tương đương của không khí bên ngoài sao cho dòng nhiệt ổn định đi qua vách do độ chênh $t_{as} - t_{fi}$ (t_{fi} là nhiệt độ của không khí bên trong không gian cần điều hòa) bằng dòng nhiệt đi qua vách do độ chênh lệch nhiệt độ thực tế cộng với dòng nhiệt do sự hấp thụ các tia bức xạ mặt trời. Rõ ràng, t_{as} phải lớn hơn t_{fo} (t_{fo} là nhiệt độ của không khí bên ngoài). Ta có:

$$q' = \alpha_{os}(t_{as} - t_{os}) \tag{8.40}$$

Ở đây:

q' - lượng nhiệt đi vào bề mặt ngoài của vách do hiện tượng chênh lệch nhiệt độ không khí ngoài - trong và do sự tích tụ các tia bức xạ mặt trời bởi vách, W/m^2

α_{os}- hệ số tỏa nhiệt đối lưu giữa không khí và bề mặt vách bên ngoài, $W/m^2.^oC$

t_{os} - nhiệt độ của bề mặt vách bên ngoài, ^oC.

Có thể biểu diễn q' bằng cách khác như sau:

$$q' = \alpha.I_t + \alpha_{os}(t_{fo} - t_{os}) \quad (8.41)$$

Trong công thức (8.41), α là hệ số hấp thụ các tia bức xạ của vách, I_t là tổng xạ đến bề mặt ngoài của vách. Kết hợp các công thức (8.40) và (8.41), ta có:

$$t_{as} = t_{fo} + \frac{\alpha.I_t}{h_{os}} \quad (8.42)$$

Cần lưu ý, thông thường người ta xác định lượng nhiệt đi vào không gian cần điều hòa do độ chênh lệch nhiệt độ không khí và do dòng nhiệt tích tụ trong vách *ứng với thời điểm dòng nhiệt đó có giá trị lớn nhất.*

Từ các công thức (8.40), (8.41) và (8.42), có thể xây dựng cách tính q' theo công thức sau:

$$q' = \frac{1}{R}.(t_{as} - t_{fi}) \quad (8.43)$$

Trong đó R là nhiệt trở của toàn bộ vách:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 \ (m^2.^oC/W)$$

Với:

R_1 - nhiệt trở do hiện tượng trao đổi nhiệt đối lưu giữa không khí và vách bên ngoài.

R_2 - nhiệt trở của các vật liệu cấu tạo nên vách.

R_3 - nhiệt trở do hiện tượng trao đổi nhiệt đối lưu giữa vách bên trong và không khí.

Bảng 8.16 trình bày một vài số liệu về *nhiệt trở* của các loại vật liệu thường được dùng để làm kết cấu bao che.

Bảng 8.16

Tên vật liệu	Khối lượng riêng, kg/m^3	Bề dày, *mm*	Nhiệt trở, $m^2.{}^oC/W$
- Gạch	1762	90	0,111
	1874	90	0,074
	1922	90	0,063
	1970	90	0,061
	2034	90	0,054

Tên vật liệu	Khối lượng riêng, kg/m^3	Bề dày, *mm*	Nhiệt trở, $m^2.{}^oC/W$
- Bê tông (dạng tế bào)	320	100	1,196
	480	100	0,925
	641	100	0,693
	801	100	0,495
	961	100	0,385
	1281	100	0,231
	1601	100	0,154
- Bê tông (trộn sỏi)	2400	100	0,069
- Lớp xi măng	1490	6	0,0189
	1362	6	0,03 ÷ 0,018
	1522	6	0,018 ÷ 0,012
	2002	6	0,012 ÷ 0,009
- Mạt cưa	1057	100	0,330
	1185	100	0,267
	721	100	0,578
	785	100	0,514
- Gạch Silica	737 ÷ 1041	-	-
	2243	90	0,101
	2243	90	0,096
	2243	90	0,082
	2243	90	0,071
	2243	90	0,047
- Cao su	80	50	1,24
	160	50	1,16
	240	50	0,913
	400	50	0,598
- Cao su tấm	929	4	0,025
- Cao su tổng hợp	961	4	0,025
- Gỗ để làm nhà	96	25	0,525
	128	25	-
	160	25	0,444
	705	25	0,150
- Vữa (hồ)			
xi măng/cát: 1/3	2002	15	0,013
xi măng/cát: 1/4	1954	15	0,016
- Thạch cao	1105	9	0,033
	1217	15	0,041
	881	12	0,071
- Kính tấm (dạng tế bào)	144	50	0,913
- Kính cửa sổ	2515	4	0,004

Các bảng 8.17 và 8.18 trình bày *hệ số truyền nhiệt* của một số vật liệu thường được dùng để làm mái, sàn và các bề mặt khác trong không gian cần điều hòa, các loại vật liệu này được trình bày theo kg/m^2 bề mặt để tiện dụng khi tra các số liệu từ bảng 8.15.

Bảng 8.17 *Hệ số truyền nhiệt của các sàn bê tông và sàn gỗ*

Cấu trúc sàn			k, $W/(m^2.^oC)$		
Mô tả	Bề dày, *mm*	Khối lượng, kg/m^2	Đặc điểm bề mặt		
			Bình thường	Có lát gạch Vinyl 3*mm*	Có lót giấy và trải thảm
- Sàn bê tông dày 100*mm*, bên trên có lớp vữa 25*mm*	125	287	3,14 (2,40)	3,07 (2,35)	1,38 (1,22)
- Sàn bê tông dày 150*mm*, bên trên có lớp vữa 25*mm*	175	407	2,84 (2,21)	2,78 (2,17)	1,32 (1,17)
- Sàn bê tông dày 300*mm*, bên trên có lớp vữa 25*mm*	325	767	2,18 (1,80)	2,15 (1,77)	1,16 (1,04)
- Sàn gỗ dày 22*mm* và có khoảng trống 100*mm*	122	32	2,65 (2,10)	2,60 (2,06)	1,28 (1,13)

Ghi chú:

- Các giá trị của hệ số truyền nhiệt k có ngoặc đơn tương ứng với chiều dòng nhiệt từ trên xuống (tổn thất), các giá trị không có ngoặc đơn tương ứng với chiều dòng nhiệt đi lên (xâm nhập).
- Các giá trị khối lượng tính trên $1m^2$ diện tích bề mặt (kg/m^2) ở trong bảng là giá trị chưa xét đến đặc điểm bề mặt của sàn, nếu sàn có lót tấm Vinyl dày 3*mm* thì ta cộng thêm $5kg/m^2$, còn nếu sàn có lót giấy và trải thảm thì ta cộng thêm $11kg/m^2$.
- Lượng nhiệt xâm nhập = diện tích sàn x hệ số k x 0,5 độ chênh lệch nhiệt độ không khí giữa bên ngoài và bên trong, trong trường hợp này ta giả sử nhiệt độ của không khí trong không gian không điều hòa là trung bình cộng giữa nhiệt độ không khí bên ngoài và bên trong.

Bảng 8.18 *Hệ số truyền nhiệt của mái và trần*

Cấu tạo		k, $W/m^2.^oC$				
Mô tả	Khối lượng, kg/m^2	Trần bằng gỗ cứng dày 12 *mm* Cách nhiệt			Tấm thạch cao 12 *mm* (trần)	Tấm bông thủy tinh (trần)
		Không có	Dày 50 *mm*	Dày 100 *mm*		
- Mái bê tông dày 100*mm*, có lớp vữa dày 25*mm* và phía trên có lớp *bitum*	317	1,97 (1,72)	0,566 (0,546)	0,333 (0,324)	2,03 (1,77)	1,75 (1,55)
- Mái bê tông dày 150*mm*, có lớp vữa dày 25*mm* và phía trên có lớp *bitum*	437	1,85 (1,62)	0,558 (0,536)	0,329 (0,321)	1,90 (1,67)	1,65 (1,47)
- Mái bê tông dày 300*mm*, có lớp vữa dày 25*mm* và phía trên có lớp *bitum*	797	1,55 (1,39)	0,527 (0,508)	0,318 (0,311)	1,59 (1,42)	1,41 (1,28)
- Mái tôle	9,4	2,56 (2,16)	0,62 (0,58)	0,367 (0,356)	2,67 (2,32)	2,20 (1,89)
- Mái gỗ dày 22*mm*, có lớp *bitum* 12*mm*	62	2,02 (1,75)	0,582 (0,553)	0,353 (0,345)	2,08 (1,81)	1,78 (1,58)

Ghi chú:

- Các số liệu trên đây được ứng dụng cho trường hợp khoảng cách giữa mái (sàn) và trần lớn hơn 100*mm*.
- Giá trị khối lượng (kg/m^2) trong bảng chỉ mới tính cho phần mái, nếu có trần bằng gỗ cứng dày 12*mm* thì cộng thêm 11kg/m^2, nếu có thêm lớp cách nhiệt dày 50*mm* thì cộng thêm 3kg/m^2 và dày 100*mm* thì cộng thêm 6kg/m^2. Trong trường hợp trần được làm bằng tấm thạch cao dày 12*mm* thì cộng thêm 24kg/m^2, nếu trần làm bằng tấm bông thủy tinh thì cộng thêm 11kg/m^2.
- Các số liệu trong bảng ứng với trường hợp không khí bên trong không gian cần điều hòa chuyển động rất ít, còn không khí bên ngoài thì chuyển động với tốc độ 3,5*m/s* (số liệu trong dấu ngoặc đơn) và 7*m/s* (số liệu không có dấu ngoặc đơn).
- Lượng nhiệt xâm nhập vào không gian cần điều hòa = diện tích x hệ số k x ($t_{as} - t_{fi}$).

8.3.2. Nhiệt thừa do sự chênh lệch nhiệt độ giữa không khí bên ngoài và bên trong không gian cần điều hòa

Như đã trình bày trong bảng 8.5, so với thành phần nhiệt thừa do tác động của các tia bức xạ mặt trời thì thành phần này chiếm tỉ trọng không nhiều, lý do là độ chênh lệch nhiệt độ giữa không khí bên ngoài và bên

trong thường không lớn và nhiệt trở của kết cấu bao che thường khá lớn. Chính vì vậy cho nên người ta thường tính gộp thành phần nhiệt thừa này trong bài toán xác định thành phần nhiệt thừa do tác động của các tia bức xạ mặt trời.

Tuy nhiên, nếu cần tính riêng thì đương nhiên ta vẫn có thể tính được, thậm chí có thể nói đây là bài toán đơn giản nhất trong số các bài toán xác định nhiệt thừa.

Ta có công thức:

$$Q = k. F. \Delta t \quad (8.44)$$

Trong đó:

Q - thành phần nhiệt thừa do sự chênh lệch nhiệt độ giữa không khí bên ngoài và bên trong không gian cần điều hòa, *W*

k - hệ số truyền nhiệt qua vách, $W/(m^2.^oC)$

F - diện tích vách khảo sát, m^2

Δt - độ chênh lệch nhiệt độ giữa không khí bên ngoài và bên trong không gian cần điều hòa, ^oC

Cần lưu ý, trong nhiều trường hợp thì bề mặt của vách khảo sát trực tiếp tiếp xúc với không khí ngoài trời, lúc đó thành phần Δt trong công thức (8.44) chính là $t_{fo} - t_{fi}$ (t_{fo} là nhiệt độ của không khí ở bên ngoài, t_{fi} là nhiệt độ của không khí ở bên trong không gian cần điều hòa).

Tuy nhiên, trong thực tế có khi vách khảo sát ngăn cách không gian cần điều hòa không khí với không gian không điều hòa không khí, trong đó không gian không điều hòa không khí có thể tiếp giáp gần hay xa với không khí ngoài trời. Trong những trường hợp như vậy, nên nhân thành phần Δt trong công thức (8.44) với hệ số điều chỉnh $\psi < 1$. Kinh nghiệm cho thấy:

- Nếu vách khảo sát cách không khí ngoài trời bằng *một* không gian không điều hòa không khí thì có thể lấy $\psi = 0,7$.
- Nếu vách khảo sát cách không khí ngoài trời bằng *hai* không gian không điều hòa không khí thì có thể lấy $\psi = 0,4$.

8.3.3. Nhiệt thừa do tác động của sự rò rỉ

Không gian cần điều hòa không khí là không gian khép kín, tuy nhiên vẫn có thể có hiện tượng rò rỉ do sự xâm nhập của không khí qua những khe hở ở cửa sổ, cửa chính và ở các nơi khác.

Mức độ rò rỉ không khí phụ thuộc vào độ chênh lệch áp suất, vận tốc gió, đặc điểm của khe hở, số lần đóng mở cửa,... Do *tính không quy luật của hiện tượng rò rỉ* cho nên việc tính toán thành phần nhiệt thừa này khá khó khăn.

Nếu gọi Q_h và $Q_{ẩ}$ là thành phần nhiệt thừa hiện và nhiệt thừa ẩn mà ta phải tính thêm vào do hiện tượng rò rỉ, tức là do không khí từ bên ngoài mang vào không gian cần điều hòa, ta có thể sử dụng các công thức kinh nghiệm sau:

$$Q_h = 0{,}3367.(t_{fo} - t_{fi}).V'.\xi \quad (8.45)$$

$$Q_{ẩ} = 836.(d_o - d_i).V'.\xi \quad (8.46)$$

Trong các công thức trên, Q_h và $Q_{ẩ}$ được tính bằng *W*, V' là thể tích của không gian cần điều hòa không khí (m^3), ξ là hệ số kinh nghiệm được xác định theo bảng 8.19, d_o và d_i là độ chứa hơi của không khí ở bên ngoài và bên trong không gian cần điều hòa (*kg hơi nước/kg không khí khô*).

Bảng 8.19

Thể tích V', m^3	< 500	500	1000	1500	2000	2500	> 3000
Hệ số ξ	0,7	0,6	0,55	0,50	0,42	0,40	0,35

Các công thức (8.45) và (8.46) được dùng để tính nhiệt lượng xâm nhập vào không gian cần điều hòa do hiện tượng rò rỉ trên cơ sở thể tích V'. Trong trường hợp nếu số lượt người qua lại cửa ra vào tương đối đáng kể thì có thể bổ sung thêm vào thành phần đó một lượng nhiệt thừa được tính qua trung gian $\dot{m}_C$ như sau:

$$\dot{m}_C = L_c.n.\rho \quad (8.47)$$

Ở đây:

$\dot{m}_C$ - lượng không khí lọt qua cửa, *kg/h*

L_c - lượng không khí lọt qua cửa khi có một người đi qua, m^3/*người*

n - số lượt người qua lại cửa ra vào trong 1 giờ.

ρ - khối lượng riêng của không khí, kg/m^3

Bảng 8.20 trình bày một vài số liệu tham khảo của L_c.

Bảng 8.20

n, *người/h*	Loại cửa	
	Cửa thông thường	Cửa xoay
< 100	3	0,8
100 ÷ 700	3	0,7
700 ÷ 1400	3	0,5
1400 ÷ 2100	2,75	0,3

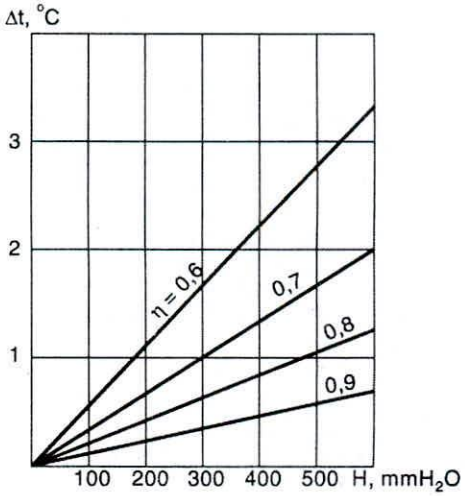
8.3.4. Nhiệt thừa do không khí đi qua quạt và ống dẫn

Khi không khí di chuyển qua quạt thì nhiệt độ của nó sẽ bị tăng lên một lượng Δt *do một bộ phận năng lượng cung cấp cho quạt hoạt động đã bị biến đổi thành nhiệt năng.* Việc xác định chính xác Δt là một vấn đề khó, tuy nhiên với mức độ chính xác đủ dùng trong các bài toán kỹ thuật ta có thể tham khảo công thức sau:

$$\Delta t = 0{,}0078.H.\frac{1-\eta}{\eta}, {}^{o}C \quad (8.48)$$

Trong đó:
H - cột áp của quạt, *mm* H_2O
η - hiệu suất của quạt

Trong các tính toán sơ bộ có thể chọn Δt = 0,5^{o}C. Hình 8.18 thể hiện mối quan hệ trình bày ở công thức (8.48) ra dạng đồ thị.



Hình 8.18

Thông thường, hiệu suất của quạt ly tâm dùng trong các hệ thống điều hòa không khí tập trung vào khoảng 70%, còn hiệu suất của các quạt dùng trong các máy lạnh nguyên cụm vào khoảng 50%.

Với các phép tính sơ bộ, để dự đoán cột áp tổng của quạt có thể tham khảo các số liệu sau đây:

- Không có ống dẫn không khí: cột áp tổng của quạt khoảng từ 12,5mmH_2O đến 25mmH_2O.
- Hệ thống tốc độ thấp, chiều dài ống dẫn không khí không nhiều: cột áp tổng của quạt khoảng từ 20mmH_2O đến 40mmH_2O.
- Hệ thống tốc độ thấp, ống dẫn không khí tương đối dài: cột áp tổng của quạt từ 30mmH_2O đến 50mmH_2O.
- Hệ thống tốc độ cao, ống dẫn không khí vừa phải: cột áp tổng của quạt từ 50mmH_2O đến 100mmH_2O.

- Hệ thống tốc độ cao, ống dẫn không khí khá dài: cột áp tổng của quạt từ $75mmH_2O$ đến $200mmH_2O$.

Bên cạnh tác động của quạt, không khí khi di chuyển trong ống gió cấp vẫn có thể bị hấp thụ một lượng *nhiệt hiện* nào đó do sự chênh lệch nhiệt độ giữa không khí ở bên ngoài và không khí đang chuyển động ở bên trong ống dẫn, thành phần nhiệt thừa này cũng có tác động làm tăng nhiệt độ của không khí. Trong thực tế do các ống dẫn không khí đều được bọc cách nhiệt cho nên lượng nhiệt hiện này rất không đáng kể, tuy nhiên thành phần này vẫn tồn tại và rõ ràng nó phụ thuộc vào chất lượng bọc cách nhiệt cũng như loại vật liệu cách nhiệt được sử dụng.

Gọi Q là lượng nhiệt hiện xâm nhập qua vách ống dẫn từ môi trường bên ngoài (*W*), ta có:

$$Q = C.L.k.\left[t_{fo} - \left(\frac{t_1 + t_2}{2}\right)\right] \tag{8.49}$$

Trong đó:
C- chu vi phía bên ngoài của ống dẫn, *m*
L- chiều dài của ống dẫn, *m*
k- hệ số truyền nhiệt, $W/(m^2.^oC)$
t_{fo} - nhiệt độ của không khí ở bên ngoài ống dẫn, ^oC
t_1 và t_2 - nhiệt độ của không khí ở đầu vào và đầu ra của ống dẫn, ^oC

Trong công thức (8.49), cần chú ý đến hệ số truyền nhiệt k. Khi bỏ qua nhiệt trở của vật liệu làm ống dẫn, ta có:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \tag{8.50}$$

Ở đây:
α_1 - hệ số tỏa nhiệt đối lưu ở vách ngoài của ống dẫn, $W/(m^2.^oC)$
α_2 - hệ số tỏa nhiệt đối lưu ở vách trong của ống dẫn, $W/(m^2.^oC)$
δ - bề dày lớp vật liệu cách nhiệt bọc ống dẫn, *m*
λ - hệ số dẫn nhiệt của vật liệu cách nhiệt, $W/(m.^oC)$

Thông thường có thể chọn $\lambda = 0,03 \div 0,07 W/(m.^oC)$. Cần thấy rõ giá trị của λ không ảnh hưởng nhiều đến trị số của k, do đó khi tính toán có thể lấy trung bình $\lambda = 0,045 W/(m.^oC)$. Giá trị của α_1 có thể tham khảo trong bảng 8.11, thông thường lấy $\alpha_1 = 10 W/(m^2.^oC)$. Riêng đối với α_2, ta thấy α_2 phụ thuộc nhiều vào tốc độ chuyển động của không khí trong ống dẫn, tức là phụ thuộc nhiều vào tiêu chuẩn Reynolds. Có thể sử dụng các công thức sau để xác định α_2:

$$\alpha_2 = 3{,}4965.\frac{V^{0,8}}{D^{0,25}} \tag{8.51}$$

$$\alpha_2 = 3{,}4965.\frac{V^{0,8}}{[2ab/(a+b)]^{0,25}} \tag{8.52}$$

Trong các công thức trên:

V - tốc độ trung bình của không khí trong ống dẫn, *m/s*

D - đường kính bên trong của ống dẫn tròn, *m*

a,b - kích thước của ống dẫn tiết diện chữ nhật, *m*

Việc xác định t_2 được xem là vấn đề quan trọng, đó cũng là mục đích chính của bài toán này, ASHRAE đã đề nghị công thức sau:

$$t_2 = \frac{t_1(y-1) + 2t_{fo}}{y+1} \tag{8.53}$$

Với:

$$y = \frac{503.\rho.D.V}{k.L} \tag{8.54}$$

Công thức (8.53) được sử dụng cho ống dẫn có *tiết diện tròn*. Ta thấy α_2 phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của không khí và kích thước của ống dẫn, tuy nhiên trong vùng các giá trị thường gặp của V và D có thể thấy trị số của α_2 không bị biến đổi nhiều lắm. Ví dụ khi V = 8*m/s* và D = 75*mm* thì α_2 = 35,264$W/(m^2.^oC)$, khi V = 20*m/s* và D = 750*mm* thì h_2 = 41,275$W/(m^2.^oC)$. Từ đó, có thể xem như hệ số truyền nhiệt k không phụ thuộc nhiều vào tốc độ chuyển động của không khí mà chủ yếu chịu ảnh hưởng bề dày δ của lớp vật liệu cách nhiệt.

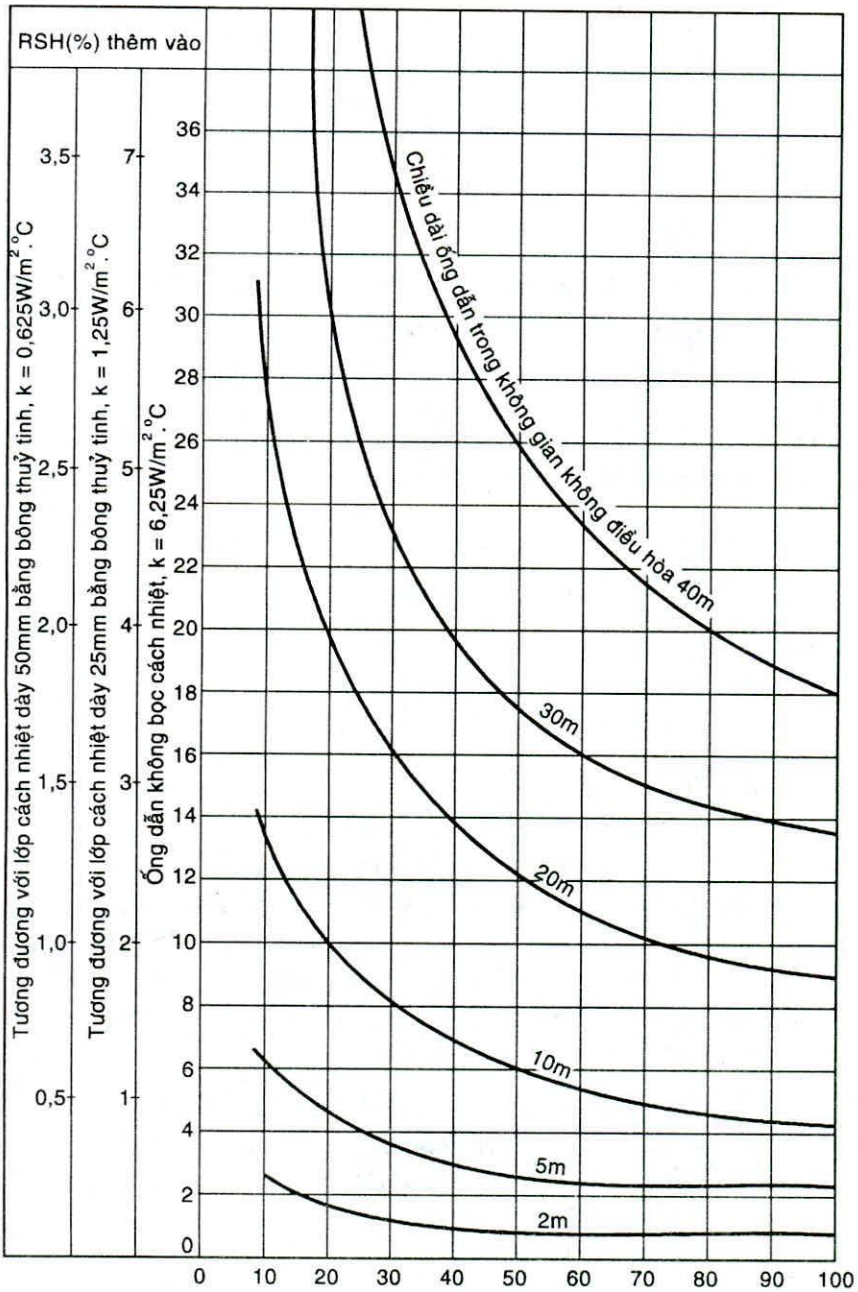
Khi lấy khối lượng riêng của không khí ρ = 1,165kg/m^3, L = 1*m*, λ = 0,045$W/(m.^oC)$ và α_2 = 38,5$W/(m^2.^oC)$, ta có thể xây dựng được các công thức xác định t_2 theo các giá trị δ thường gặp trong thực tế như sau:

- Khi δ = 25*mm*: $t_2 = t_1 + \frac{t_{fo} - t_1}{200.D.V}$ (8.55)

- Khi δ = 50*mm*: $t_2 = t_1 + \frac{t_{fo} - t_1}{363.D.V}$ (8.56)

- Khi δ = 75*mm*: $t_2 = t_1 + \frac{t_{fo} - t_1}{523.D.V}$ (8.57)

Các công thức (8.55), (8.56) và (8.57) được xây dựng để tính độ gia tăng nhiệt độ của không khí khi di chuyển qua 1*m* ống dẫn.

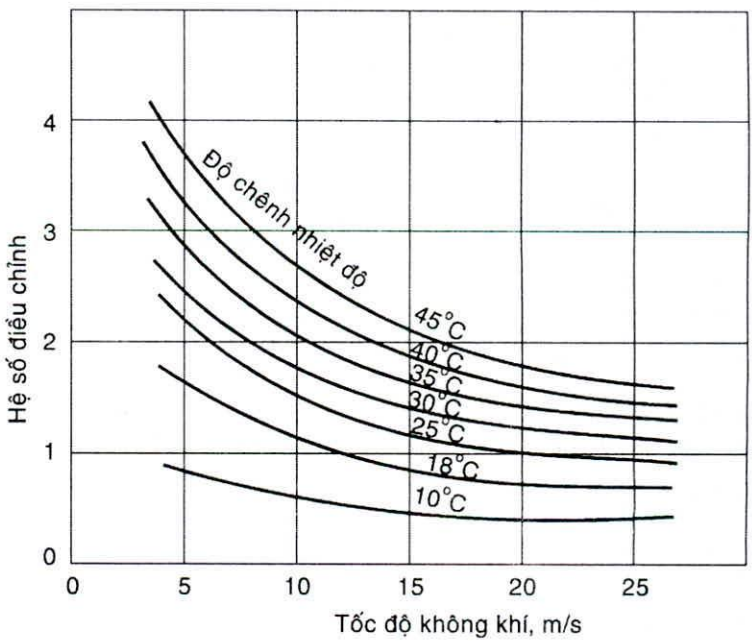


Hình 8.19

Ngoài phương pháp đã trình bày ở trên, ta cũng có thể xác định lượng nhiệt hiện xâm nhập vào không khí khi đi qua ống dẫn bằng phương pháp đồ thị. Hình 8.19 trình bày đồ thị được sử dụng cho mục đích này, đồ thị này được xây dựng ở các điều kiện sau:

- Nhiệt độ không khí bên trong không gian cần điều hòa là 24^oC.
- Nhiệt độ không khí bên ngoài không gian cần điều hòa là 32^oC.
- Nhiệt độ không khí đi vào ống dẫn là 14^oC.
- Tốc độ không khí chuyển động trong ống dẫn là $10m/s$.
- Ống dẫn có tiết diện hình chữ nhật với tỉ số của các cạnh là 2 : 1.

Nếu trường hợp đang khảo sát không ở cùng các điều kiện đã nêu ở trên thì có thể sử dụng phối hợp đồ thị ở hình 8.20 với các số liệu trình bày trong bảng 8.21 để thực hiện các hiệu chỉnh cần thiết.



Hình 8.20

Bảng 8.21 *Hệ số hiệu chỉnh theo nhiệt độ của không gian cần điều hòa*

Nhiệt độ của không gian cần điều hòa, ^oC	Hệ số hiệu chỉnh
24	1,00
24,5	0,95
25	0,91
25,5	0,88
26	0,86
26,5	0,84
27	0,82

Khi sử dụng đồ thị ở hình 8.20, cần phải dự đoán chiều dài của đoạn ống dẫn không khí *không* nằm trong không gian cần điều hòa, ngoài ra cũng cần phải xác định các thông số sau:

- Tốc độ của không khí chuyển động trong ống dẫn.
- Nhiệt độ của không khí đi vào ống dẫn và nhiệt độ của không khí bên ngoài không gian cần điều hòa.
- Tổng nhiệt hiện của không gian cần điều hòa.

Cần chú ý, khi bàn đến vấn đề xâm nhập nhiệt từ bên ngoài vào ống dẫn không khí, hầu như ta chỉ chú ý đến đoạn ống dẫn *không* nằm trong không gian cần điều hòa. Điều này hoàn toàn hợp lý. Tuy nhiên có thể xuất hiện câu hỏi: liệu có cần bọc cách nhiệt cho đoạn ống dẫn nằm bên trong không gian cần điều hòa hay không? Để trả lời câu hỏi này ta nên lưu ý đến nhiệm vụ của lớp bọc cách nhiệt trong hai trường hợp sau đây:

- Đối với đoạn ống dẫn nằm *bên ngoài* không gian cần điều hòa: cần phải bọc cách nhiệt thật kỹ vì lớp cách nhiệt này không chỉ có chức năng chống sự xâm nhập nhiệt lượng từ bên ngoài vào, mà còn có chức năng chống đọng sương trên bề mặt ống dẫn.

- Đối với đoạn ống dẫn nằm *bên trong* không gian cần điều hòa: vẫn phải bọc cách nhiệt thật kỹ mặc dù ta không quan tâm đến sự trao đổi nhiệt giữa không khí bên ngoài và bên trong ống dẫn, lý do của việc bọc cách nhiệt là để ngăn cản hiện tượng đọng sương trên bề mặt ống dẫn.

Ví dụ 8.8

Khảo sát một đoạn ống dẫn không khí có chiều dài của đoạn ống không nằm trong không gian cần điều hòa là $30m$, tốc độ của không khí chuyển động trong ống dẫn đó là $8m/s$, nhiệt độ của không khí đi vào ống dẫn là 15^oC, nhiệt độ của không khí bên ngoài không gian cần điều hòa là 40^oC, tổng nhiệt hiện của không gian cần điều hòa là $100kW$. Xác định lượng nhiệt hiện xâm nhập qua đoạn ống dẫn đang khảo sát (giả sử không bọc cách nhiệt).

Giải

Độ chênh lệch nhiệt độ giữa không khí bên ngoài không gian cần điều hòa và không khí bên trong ống dẫn là:

$$40^oC - 15^oC = 25^oC.$$

Từ đồ thị ở hình 8.19, ta tra được tỉ lệ lượng nhiệt hiện thừa cần bổ sung vào so với tổng nhiệt hiện của không gian cần điều hòa là 13,4%, tuy nhiên cần lưu ý hiệu chỉnh vì điều kiện đang khảo sát không hoàn toàn giống điều kiện khi xây dựng đồ thị. Sử dụng đồ thị ở hình 8.20 ta xác định được hệ số hiệu chỉnh là 1,59.

Như vậy, lượng nhiệt hiện thừa cần bổ sung, hay lượng nhiệt hiện xâm nhập qua đoạn ống dẫn đang khảo sát là:

$$100\text{kW}.1,59.13,4\% = 21,306kW$$

Cần lưu ý, trong quá trình chế tạo và lắp đặt ống dẫn không khí, phải cố gắng sao cho không khí không bị rò rỉ ra bên ngoài, đặc biệt là ở các đoạn ống dẫn không khí nằm bên ngoài không gian cần điều hòa. Thực tế cho thấy, rất khó tránh khỏi điều không mong muốn này. Trong các hệ thống lớn, lượng không khí bị rò rỉ có thể chiếm khoảng từ 5% đến 30% tùy theo đặc điểm của hệ thống ống dẫn và tùy theo thời điểm khảo sát. Chính vì vậy, khi thiết kế hệ thống điều hòa không khí, cần lưu ý các số liệu trình bày ở bảng 8.22 để có những bổ sung cần thiết vào tổng phụ tải của không gian cần khảo sát nhằm khắc phục ảnh hưởng của hiện tượng rò rỉ.

Bảng 8.22

Trường hợp	Mức độ tổn thất
1. Ống dẫn không khí loại tốc độ cao	Khoảng 1%
2. Ống dẫn không khí loại tốc độ thấp	Khoảng 10%

Một điều đáng mừng là hiện nay công nghệ gia công ống dẫn không khí và công nghệ bọc cách nhiệt đã được cải tiến rất nhiều, do đó mức độ rò rỉ không khí càng ngày càng được giảm bớt. Bảng 8.23 trình bày một vài số liệu của các tấm cách nhiệt thường được sử dụng trong những năm trước đây với sự hỗ trợ của keo và băng keo nhôm.

Bảng 8.23

Vật liệu	Hệ số dẫn nhiệt, $W/(m.^oC)$	Bề rộng, *m*	Bề dài, *m*	Bề dày, *mm*	Ghi chú
Bông thủy tinh	0,032 ÷ 0,035	1,2	10 hoặc 20	25, 38 và 50	Một mặt được dán giấy bạc

§8.4. XÁC ĐỊNH PHỤ TẢI LẠNH

Các mục đã đề cập ở trên trình bày cách xác định từng thành phần nhiệt thừa phát sinh trong không gian cần điều hòa không khí, tuy nhiên không phải lúc nào thì nhiệt thừa của không gian cần điều hòa không khí cũng là tổng của các thành phần này. Thêm vào đó, như đã trình bày ở phần đầu của mục §8.1, phụ tải lạnh của máy lạnh đi kèm thông thường phải lớn hơn *khả năng phát nhiệt tính toán* của các không gian đang khảo sát.

Như vậy, cần lưu ý có sự khác biệt đáng kể giữa các thành phần đã đề cập ở trên. Việc tính toán phụ tải lạnh trên cơ sở cộng toàn bộ các thành phần nhiệt thừa là công việc dễ dàng, nhưng sẽ dẫn đến sự phí phạm về công suất lắp đặt, làm gia tăng chi phí đầu tư và phí tổn vận hành, ngoài ra còn có thể dẫn đến những khó khăn khác về mặt kỹ thuật khi hệ thống hoạt động ở điều kiện thực. Chính vì vậy cho nên bài toán xác định *phụ tải lạnh hợp lý* của hệ thống điều hòa không khí đang khảo sát rõ ràng là bài toán không đơn giản, cần phải hiểu rõ các chi tiết mang tính đặc thù của hệ thống và cũng cần phải có đủ kinh nghiệm thực tế mới có thể giải quyết được yêu cầu này.

Để có thể lựa chọn thiết bị phù hợp hơn với phụ tải thực, cần lưu ý các điều sau đây:

- Tính toán đầy đủ các thành phần nhiệt thừa phát sinh trong không gian cần điều hòa trên cơ sở có lưu ý đến *tác động chậm trễ* hoặc *tác động không đồng thời* của các thành phần chính.

- Đặc biệt, với thành phần nhiệt thừa do tác động của các tia bức xạ mặt trời, cần lưu ý xây dựng đường biểu diễn sự biến đổi của nhiệt thừa theo thời gian tương ứng với từng không gian khác nhau và các hướng khác nhau, trên cơ sở đó sẽ xác định được đường biểu diễn sự biến đổi tổng nhiệt thừa do tác động của các tia bức xạ mặt trời theo thời gian.

- Với các thành phần nhiệt thừa chịu ảnh hưởng trực tiếp của nhiệt độ không khí bên ngoài, không nên chọn *nhiệt độ cực đại* của không khí bên ngoài làm giá trị tính toán vì trong thực tế tần suất xuất hiện của giá trị này thường không cao. Việc chọn giá trị nào làm giá trị nhiệt độ tính toán phần lớn phụ thuộc vào kinh nghiệm của người thiết kế tương ứng với địa phương đang khảo sát, không nên sử dụng bất kỳ công thức nào cho trường hợp này.

Chương **9**

QUẠT

§9.1. TỔNG QUÁT

Trong các hệ thống điều hòa không khí loại tập trung, quạt là phương tiện không chỉ được sử dụng ở các thiết bị như dàn nóng, dàn lạnh, các FCU, AHU, FAU và PAU, mà còn được sử dụng để tạo nên sự chuyển động của không khí trong các ống dẫn không khí.

Về nguyên tắc, quạt sẽ chuyển đổi cơ năng nhận được ở trục để tạo nên độ chênh áp nhằm làm cho không khí có thể chuyển động được. Như đã biết, với một loại quạt cụ thể và ứng với một tốc độ quay cụ thể thì lưu lượng thể tích của không khí đi qua quạt sẽ không đổi. Tuy nhiên, ở những điều kiện như vậy thì lưu lượng khối lượng của không khí đi qua quạt vẫn có thể thay đổi, giá trị này phụ thuộc vào trạng thái của không khí ở đầu vào của quạt. Chính vì vậy, để chuẩn hóa các thông số kỹ thuật của quạt, người ta thường trình bày các thông số đó ứng với *không khí ở trạng thái tiêu chuẩn*.

Gọi:

p_r - Áp suất tuyệt đối của không khí tại đầu ra của quạt.

p_v - Áp suất tuyệt đối của không khí tại đầu vào của quạt.

Ta định nghĩa *tỉ số nén* của quạt như sau:

$$R = p_r/p_v \tag{9.1}$$

Cần lưu ý, về nguyên tắc thì quạt cũng không khác gì máy nén, đó là thiết bị vận chuyển dòng chất làm việc ở thể khí theo nguyên tắc chuyển đổi *công* nhận được ở đầu trục thành *độ gia tăng áp suất* của dòng chất làm việc. Tuy nhiên, điểm khác biệt lớn nhất là tỉ số nén của quạt rất nhỏ so với tỉ số nén của máy nén, theo đó thì tỉ số nén của quạt thông thường không vượt quá 1,07. Điều này có nghĩa là, độ chênh lệch áp suất của dòng không khí giữa đầu ra và đầu vào của quạt thông thường sẽ không vượt quá $725mmH_2O$. Tuy vậy, trong thực tế thì hầu như không có loại quạt nào có thể làm gia tăng áp suất của dòng không khí đến mức như đã trình bày, các loại quạt được sử dụng trong kỹ thuật sưởi ấm và điều hòa không khí có độ gia tăng áp suất tối đa khoảng từ $250mmH_2O$ cho đến $300mmH_2O$.

§9.2. MỘT SỐ ĐỊNH NGHĨA VÀ THUẬT NGỮ

9.2.1. Không khí ở trạng thái tiêu chuẩn

Hiện nay, có khá nhiều tiêu chuẩn khác nhau tùy theo từng trường hợp ứng dụng. Tuy nhiên, các tiêu chuẩn thường được sử dụng trong thực tế là IUPAC (International Union of Pure and Applied Chemistry) và NIST (National Institute of Standards and Technology). Bảng 9.1 dưới đây trình bày các giá trị nhiệt độ và áp suất của không khí ở trạng thái tiêu chuẩn ứng với 2 trường hợp đã đề cập.

Bảng 9.1

Tiêu chuẩn	Nhiệt độ, *K*	Áp suất tuyệt đối, *kPa*
IUPAC	273,15	100
NIST	293,15	101,325

Mặc dù vậy, trong kỹ thuật quạt – nhất là quạt trong kỹ thuật điều hòa không khí – thì tiêu chuẩn về không khí cần phải cụ thể hơn. Bảng 9.2 trình bày các thông số trạng thái của không khí ẩm được sử dụng làm tiêu chuẩn để xác định các thông số kỹ thuật của quạt.

Bảng 9.2 *Không khí ở trạng thái tiêu chuẩn*

Nhiệt độ, ^oC	Áp suất, *mmHg*	Độ ẩm tương đối, %	Khối lượng riêng, kg/m^3
20	760	50	1,201

9.2.2. Các loại áp suất trong kỹ thuật quạt

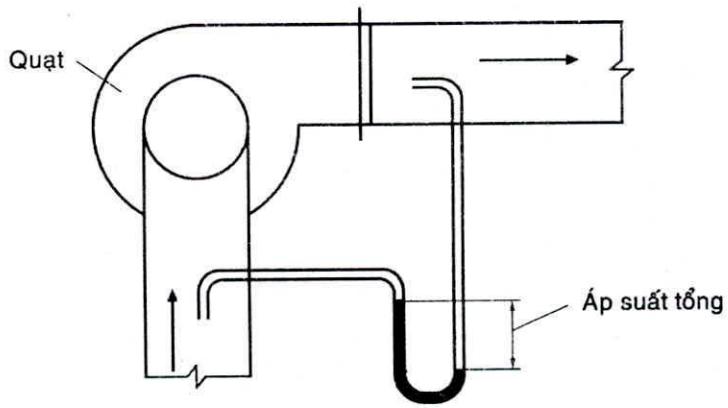
Trước khi bàn đến các loại áp suất (cột áp) trong kỹ thuật quạt, cần nhắc lại một vài vấn đề cơ bản như sau:

- Về mặt tổng quát, áp suất của khối chất khí đang khảo sát bao gồm hai thành phần là áp suất động và áp suất tĩnh, tổng của hai thành phần này được gọi là áp suất tổng.
- Thành phần áp suất động có liên quan trực tiếp đến sự chuyển động của khối chất khí, nếu khối chất khí đứng yên thì thành phần này bằng không.

1. Áp suất tổng

Áp suất tổng của quạt là hiệu số giữa áp suất tổng ở đầu ra và áp suất tổng ở đầu vào của quạt. Về mặt ý nghĩa, áp suất tổng của quạt là thông số thể hiện mức gia tăng năng lượng của dòng không khí khi tiếp nhận lượng cơ năng chuyển đến từ quạt.

Hình 9.1 trình bày cách xác định áp suất tổng p_f của quạt.



Hình 9.1

2. Áp suất động

Áp suất động của quạt là thành phần áp suất có liên quan đến sự chuyển động của dòng không khí khi đi qua quạt, thông thường áp suất động được xác định theo tốc độ của không khí ở *đầu ra* của quạt. Ở điều kiện không khí tiêu chuẩn, có thể xác định áp suất động của quạt p_{fd} bằng công thức sau:

$$p_{fd} = \left(\frac{V}{4{,}04}\right)^2 \tag{9.2}$$

Trong đó:

V - tốc độ trung bình của không khí ở đầu ra của quạt, *m/s*

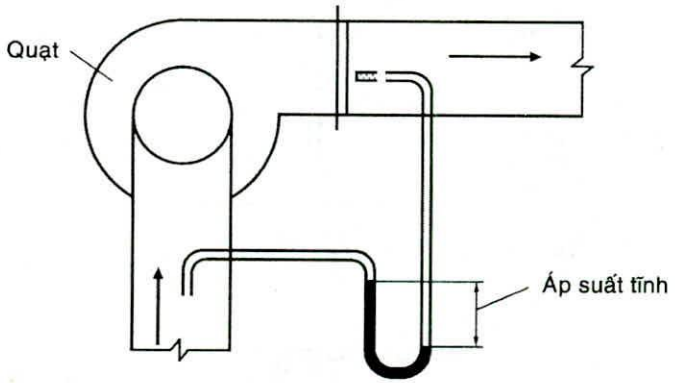
p_{fd} - áp suất động của quạt, mmH_2O

3. Áp suất tĩnh

Gọi p_{ft} là áp suất tĩnh của quạt, ta có:

$$p_{ft} = p_f - p_{fd} \tag{9.3}$$

Hình 9.2 trình bày cách xác định áp suất tĩnh p_{ft} của quạt.



Hình 9.2

Từ định nghĩa áp suất tổng p_f của quạt, ta có thể viết:

$$p_f = p_{fr} - p_{fv}$$

Từ đó:

$$p_{ft} = p_{fr} - p_{fv} - p_{fd}$$

$$p_{ft} = p_{fr} - p_{fv} - (p_{fr} - p_{ftr})$$

$$p_{ft} = p_{ftr} - p_{fv} \quad (9.4)$$

Trong đó, ta ký hiệu:

p_{fr}, p_{fv} - áp suất tổng tại đầu ra và đầu vào của quạt.

p_{ftr} - áp suất tĩnh tại đầu ra của quạt.

Từ công thức (9.4), ta thấy cũng có thể xem áp suất tĩnh của quạt là hiệu số giữa áp suất tĩnh tại đầu ra của quạt và áp suất tổng tại đầu vào của quạt.

9.2.3. Tốc độ tại đầu ra của quạt

Ta xem tốc độ tại đầu ra của quạt là trị số trung bình có giá trị đúng bằng lưu lượng thể tích của quạt chia cho tiết diện tại đầu ra của quạt. Thực tế các giá trị tốc độ trên cùng một tiết diện sẽ không đồng đều với nhau, nhất là tại đầu ra của quạt. Do đó, tốc độ tại đầu ra của quạt theo định nghĩa đã trình bày hoàn toàn có tính chất lý thuyết (xem hình 9.23).

9.2.4. Công suất lý thuyết của quạt và các loại hiệu suất

Công suất lý thuyết là công suất cần thiết để kéo quạt khi không xét đến các tổn thất. Ta có công thức tính công suất lý thuyết (Air Horsepower) của quạt như sau:

$$P = \frac{\dot{m}_v.p_f}{3600.102} \quad (9.5)$$

Ở đây:

P - công suất lý thuyết của quạt, *kW*
$\dot{m}_v$ - lưu lượng thể tích của quạt, m^3/h
p_f - áp suất tổng của quạt, kgf/m^2

Do trong thực tế luôn luôn tồn tại các tổn thất cho nên hiệu suất của quạt luôn luôn nhỏ hơn 100%. Ta gọi công suất thực tế (Brake Horsepower) của quạt là công suất cần thiết để làm cho quạt hoạt động ở điều kiện đã chỉ định khi có xét đến các tổn thất. Rõ ràng, công suất lý thuyết của quạt luôn luôn nhỏ hơn công suất thực tế.

Nói chung không thể tính chính xác công suất thực tế mà chỉ có thể xác định bằng thí nghiệm cho từng mẫu quạt cụ thể.

Gọi N là công suất thực tế của quạt và η_f là *hiệu suất toàn phần* của quạt, ta có thể tính hiệu suất η_f như sau:

$$\eta_f = \frac{P}{N} = \frac{\dot{m}_v.p_f}{3600.102.N} \quad (9.6)$$

Tương tự, có thể tính *hiệu suất tĩnh* η_{ft} của quạt bằng công thức sau:

$$\eta_{ft} = \frac{\dot{m}_v.p_{ft}}{3600.102.N} \quad (9.7)$$

Như vậy, hiệu suất toàn phần của quạt là tỉ số giữa công suất lý thuyết và công suất cần thiết ở đầu vào (công suất thực tế). Trong khi đó, hiệu suất tĩnh của quạt là tỉ số giữa năng lượng tĩnh ở đầu ra và năng lượng cấp vào.

9.2.5. Vùng làm việc của quạt

Về nguyên tắc, quạt có thể vận hành ở nhiều chế độ khác nhau. Tuy nhiên, khi lưu ý đến vấn đề hiệu quả, chỉ nên sử dụng một loại quạt cụ thể nào đó trong phạm vi áp suất và lưu lượng đã được nhà chế tạo quy định. Ta gọi các giá trị áp suất và lưu lượng hoạt động có hiệu quả là *vùng làm việc* của quạt.

§9.3. CÁC ĐỊNH LUẬT VỀ QUẠT

Có khá nhiều định luật liên quan đến sự hoạt động của quạt. Tuy nhiên, với mục đích ứng dụng trong thực tế, phần này sẽ trình bày một số

mối quan hệ giữa tốc độ của quạt, lưu lượng thể tích, áp suất, kích thước, công suất của quạt và khối lượng riêng của không khí đi vào quạt.

Ta gọi:

n - tốc độ quay của quạt, *vòng/phút*

$\dot{m}_V$ - lưu lượng thể tích của quạt, m^3/h

p_{ft} - áp suất tĩnh của quạt, kgf/m^2

D - đường kính ngoài cùng phần rotor của quạt, *mm*

N - công suất thực tế của quạt, *kW*

ρ - khối lượng riêng của không khí, kg/m^3

9.3.1. Trường hợp 1

Khi tốc độ của quạt thay đổi, khối lượng riêng của không khí không biến đổi và các khảo sát được tiến hành riêng trên một hệ thống cụ thể nào đó.

- Quan hệ giữa tốc độ và lưu lượng:

$$\frac{\dot{m}_{V1}}{\dot{m}V_2} = \frac{n_1}{n_2} \tag{9.8}$$

- Quan hệ giữa tốc độ và áp suất:

$$\frac{p_{ft1}}{p_{ft2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \tag{9.9}$$

- Quan hệ giữa tốc độ và công suất:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \tag{9.10}$$

9.3.2. Trường hợp 2

Khi khối lượng riêng của không khí thay đổi, tốc độ quay của quạt không đổi và hệ thống khảo sát cũng không biến đổi.

- Quan hệ giữa lưu lượng thể tích và khối lượng riêng: mặc dù khối lượng riêng thay đổi nhưng vì tốc độ quay của quạt không đổi cho nên lưu lượng thể tích của quạt cũng không đổi. Ta có:

$$\dot{m}_{V1} = \dot{m}_{V2} \tag{9.11}$$

- Quan hệ giữa áp suất và khối lượng riêng: rõ ràng khối lượng riêng của không khí càng tăng thì áp suất của quạt càng lớn. Ta có:

$$\frac{p_{ft1}}{p_{ft2}} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \tag{9.12}$$

- Quan hệ giữa công suất và khối lượng riêng: tương tự như trên, khi khối lượng riêng càng lớn thì công suất cần thiết của quạt càng tăng. Ta có:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \tag{9.13}$$

9.3.3. Trường hợp 3

Khi tốc độ quay của quạt thay đổi, khối lượng riêng của không khí cũng thay đổi, còn hệ thống khảo sát và áp suất của quạt được giữ như cũ.

Trong trường hợp này lưu lượng thể tích, tốc độ của quạt và công suất phụ thuộc vào khối lượng riêng của không khí theo quan hệ (9.14) dưới đây:

$$\frac{\dot{m}_{V1}}{\dot{m}_{V2}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{9.14}$$

9.3.4. Trường hợp 4

Khi tốc độ quay của quạt thay đổi, lưu lượng khối lượng và hệ thống khảo sát không biến đổi.

Trong trường hợp này, rõ ràng lưu lượng thể tích và áp suất của quạt đều bị biến đổi. Do tốc độ của quạt thay đổi nhưng lưu lượng khối lượng được giữ không đổi cho nên khối lượng riêng của không khí phải bị thay đổi. Ta có:

$$\frac{\dot{m}_{V1}}{\dot{m}_{V2}} = \frac{p_{ft1}}{p_{ft2}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \tag{9.15}$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^2 \tag{9.16}$$

9.3.5. Trường hợp 5

Khi kích thước D của quạt thay đổi; điểm làm việc, tốc độ tiếp tuyến với vành ngoài của rotor, khối lượng riêng của không khí và các *kích thước tương đối* khác của quạt không bị biến đổi.

Trong trường hợp này, cần trình bày rõ thêm một số thuật ngữ khác.

Ta gọi *tốc độ tiếp tuyến với vành ngoài của rotor* (Tip Speed – hình 9.3) là giá trị được tính bởi công thức sau:

$$u = \frac{\pi.D.n}{60} \tag{9.17}$$

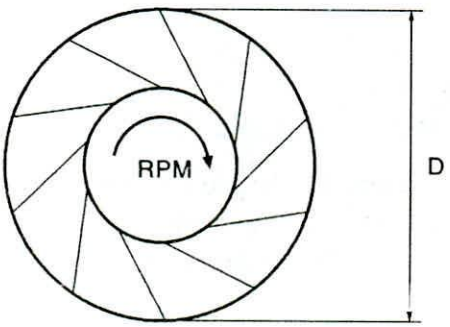
Trong khi đó, thuật ngữ *kích thước tương đối của quạt* là kích thước các loại của một quạt cụ thể chia cho đường kính ngoài D của phần rotor.

Ở trường hợp này ta có:

$$\frac{\dot{m}_{V1}}{\dot{m}_{V2}} = \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \tag{9.18}$$

$$p_{ft1} = p_{ft2} \tag{9.19}$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \tag{9.20}$$



Hình 9.3

9.3.6. Trường hợp 6

Khi kích thước D của quạt thay đổi, tốc độ quay của quạt, khối lượng riêng của không khí, các kích thước tương đối của quạt và điểm làm việc không bị biến đổi. Ta có:

$$\frac{\dot{m}_{Vi}}{\dot{m}_{V2}} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \tag{9.21}$$

$$\frac{p_{ft1}}{p_{ft2}} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \tag{9.22}$$

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{D_1}{D_2} \tag{9.23}$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \tag{9.24}$$

Ví dụ 9.1

Khảo sát một quạt làm việc ở đường ống gió cấp của một hệ thống điều hòa không khí với các thông số như sau: n = 600*vòng/phút*, N = 4,8*kW*, p_{ft} = 50mmH_2O, $\dot{m}_V$ = 30000m^3/h (ứng với không khí ở trạng thái tiêu chuẩn). Nếu lưu lượng không khí cần thiết tăng lên đến 36000m^3/h thì các thông số n, p_{ft} và N biến đổi như thế nào?

Giải

Đây là trường hợp thứ nhất trong số các trường hợp đã nêu ở trên. Từ công thức (9.8) ta có:

$$n_2 = n_1.\frac{\dot{m}_{V2}}{\dot{m}_{V2}} = 600.\frac{36000}{30000} = 720 vòng/phút$$

Lúc đó áp suất tĩnh của quạt p_{ft2} và công suất N_2 là:

$$p_{ft2} = p_{ft1}.\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = 50.\left(\frac{720}{600}\right)^2 = 72 mmH_2O$$

$$N_2 = N_1.\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 = 4,8.\left(\frac{720}{600}\right)^3 = 8,294 kW$$

Ví dụ 9.2

Khảo sát một quạt thổi có các thông số như sau: n = 2714*vòng/phút*, p_{ft} = 76mmH_2O, $\dot{m}_V$ = 6000m^3/h và N = 2,1 *kW*. Cho biết công suất lắp đặt của motor kéo quạt là 5*HP*. Hỏi có thể tăng lưu lượng quạt đến giá trị nào mà không làm cho motor quá tải, lúc đó các giá trị n và p_{ft} biến đổi như thế nào?

Giải

Từ công thức (9.10), ta thấy trong điều kiện như vậy chỉ có thể tăng số vòng quay của quạt đến giá trị cao nhất là:

$$n_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{\frac{1}{3}}.n_1 = \left(\frac{5.0,745}{2,1}\right)^{\frac{1}{3}}.2714 = 3318 \ vòng/phút$$

Lúc đó, theo công thức (9.8), lưu lượng thể tích có giá trị là:

$$\dot{m}_{V2} = \dot{m}_{V1}.\frac{n_2}{n_1} = 6000.\frac{3318}{2714} = 7335,3\, m^3/h$$

Và áp suất tĩnh của quạt theo công thức (9.9) là:

$$p_{ft2} = p_{ft1}.\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = 76.\left(\frac{3318}{2714}\right)^2 = 113,6\ mmH_2O$$

Ví dụ 9.3

Khảo sát một quạt thổi có đường kính ngoài của phần rotor là D = 760*mm*. Cho biết nếu lưu lượng không khí (ở trạng thái tiêu chuẩn) cần thiết là 13200m^3/h và áp suất tĩnh $p_{ft} = 77mmH_2O$ thì quạt phải quay với tốc độ n = 694*vòng/phút* và công suất thực tế cần thiết là N = 1,3*kW*. Giả sử nhà chế tạo sản xuất một quạt khác đồng dạng với quạt đã nêu ở trên nhưng có D = 1500*mm*, nếu cho quạt này quay với tốc độ tương tự (n = 694*vòng/phút*) thì các thông số N, Q, p_{ft} và u biến đổi như thế nào?

Giải

Đây là trường hợp thứ 6 như đã nêu ở mục 9.3.6. Từ công thức (9.21), ta có lưu lượng tương ứng với quạt có D = 1500*mm* là:

$$\dot{m}_{V2} = \dot{m}_{V1}.\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 = 13200.\left(\frac{1500}{760}\right)^3 = 101486,2\, m^3/h$$

Ta có thể tính N, p_{ft} và u từ các công thức (9.24), (9.22) và (9.17) như sau:

$$N_2 = N_1.\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 = 1,3.\left(\frac{1500}{760}\right)^5 = 38,934\ kW$$

$$p_{ft2} = p_{ft1}.\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = 77.\left(\frac{1500}{760}\right)^2 = 299,948\ mmH_2O$$

$$u_2 = \frac{\pi.D.n}{60} = \frac{\pi.1,5.694}{60} = 54,5\ m/s$$

Ví dụ 9.4

Giả sử không khí ở đầu vào của quạt đang khảo sát có nhiệt độ là 115^oC. Cho biết ở trạng thái đó lưu lượng qua quạt là $32000m^3/h$, tốc độ quay của quạt là 800*vòng/phút*, áp suất tĩnh của quạt là $60mmH_2O$ và công suất yêu cầu là $7,3kW$. Nếu nhiệt độ không khí đi vào quạt chỉ còn 30^oC thì áp suất tĩnh của quạt và công suất yêu cầu tăng hay giảm? Cho biết tốc độ quay của quạt được giữ như cũ.

Giải

Đây là trường hợp thứ hai như đã nêu. Rõ ràng, khi tốc độ quay của quạt không thay đổi thì lưu lượng thể tích qua quạt cũng không thay đổi. Tuy nhiên, do khối lượng riêng của không khí gia tăng (vì nhiệt độ giảm xuống) cho nên áp suất tĩnh của quạt và công suất cần thiết đều bị tăng lên.

Cần chú ý, *khối lượng riêng của không khí gần như tỉ lệ nghịch với nhiệt độ tuyệt đối*. Như đã biết, ở nhiệt độ $293K$ thì khối lượng riêng của không khí là $1,2kg/m^3$, do đó:

- Khối lượng riêng của không khí ở 115^oC là:

$$1,2.\frac{293}{115+273} = 0,90618\ kg/m^3$$

- Khối lượng riêng của không khí ở 30^oC là:

$$1,2.\frac{293}{30+273} = 1,16\ kg/m^3.$$

Từ công thức (9.12), ta có:

$$p_{ft2} = p_{ft1}.\frac{\rho_2}{\rho_1} = 60.\frac{1,16}{0,90618} = 76,8\ mmH_2O$$

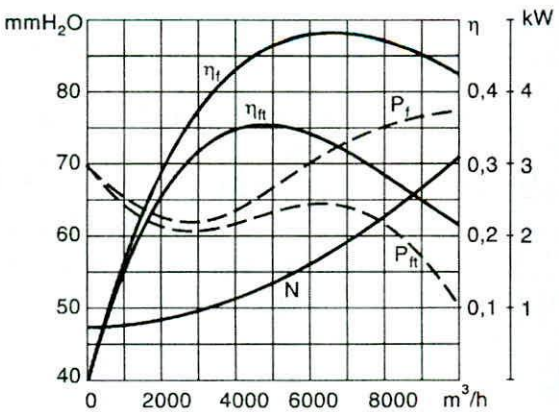
Từ công thức (9.13), ta có:

$$N_2 = N_1.\frac{\rho_2}{\rho_1} = 7,3.\frac{1,16}{0,90618} = 9,344\ kW$$

§9.4. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA QUẠT

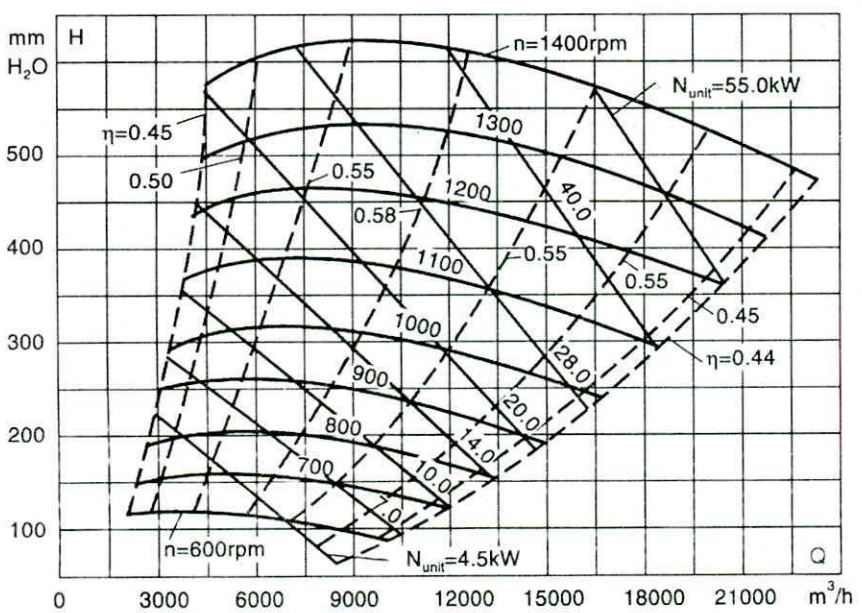
Người ta gọi các đường cong biểu diễn các mối quan hệ giữa áp suất tổng, áp suất tĩnh, công suất tiêu thụ, hiệu suất toàn phần và hiệu suất tĩnh của quạt theo lưu lượng thể tích ứng với một tốc độ quay cụ thể của quạt là các *đường đặc tính* của quạt.

Như đã nói ở trên, các đường đặc tính của quạt sẽ được trình bày ứng với không khí ở trạng thái tiêu chuẩn. Hình 9.4 biểu diễn minh họa các đường đặc tính của một quạt cụ thể nào đó ứng với tốc độ quay của quạt n = const.



Hình 9.4

Trong trường hợp n biến đổi, sự thay đổi của các thông số cơ bản của quạt sẽ được trình bày ở hình 9.5. Cần lưu ý, chế độ làm việc của quạt ứng với hiệu suất toàn phần cực đại η_{fmax} được gọi là chế độ định mức. Nói chung, khi vận hành cần phải đảm bảo sao cho hiệu suất toàn phần của quạt không nhỏ hơn 0,9 η_{fmax}.



Hình 9.5

Thông thường, trong các catalog người ta không trình bày toàn bộ các đường đặc tính mà chỉ trình bày một phần, phần này tương ứng với phạm vi hoạt động có hiệu quả của quạt. Rõ ràng, tùy theo yêu cầu cụ thể mà tốc độ quay của một loại quạt nào đó có thể có nhiều giá trị khác nhau.

Về mặt sản phẩm, có thể có nhiều cỡ quạt đồng dạng hình học với nhau, do đó để thuận tiện đôi khi người ta trình bày các đường đặc tính của quạt theo các giá trị không thứ nguyên tương ứng với các thông số cần biểu diễn. Các giá trị không thứ nguyên này là hàm số của đường kính ngoài cùng phần rotor của quạt. Gọi $\overline{\dot{m}_V}$, $\overline{N}$, $\overline{\eta}_f$, $\overline{\eta}_{ft}$, $\overline{p}_f$ và $\overline{p}_{ft}$ là các giá trị không thứ nguyên tương ứng với lưu lượng thể tích, công suất, hiệu suất toàn phần, hiệu suất tĩnh, áp suất tổng và áp suất tĩnh của quạt, ta có:

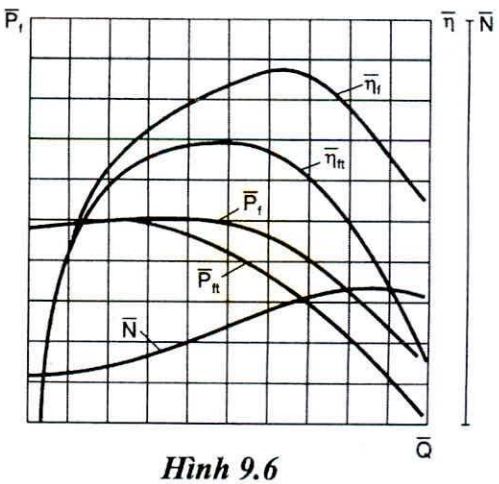
$$\overline{\dot{m}_V} = \frac{\dot{m}_V}{0,785.u.D^2} \qquad (9.25)$$

$$\overline{N} = \frac{N}{0,785.\rho.u^3.D^2} \qquad (9.26)$$

$$\overline{p}_f = \frac{p_f}{u^2} \qquad (9.27)$$

$$\overline{p}_{ft} = \frac{p_{ft}}{u^2} \qquad (9.28)$$

$$\overline{\eta} = \eta \qquad (9.29)$$



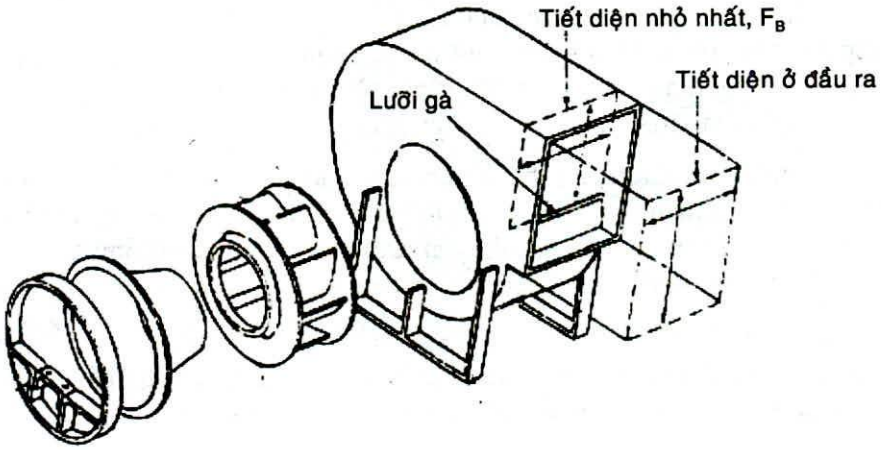
Hình 9.6

Hình 9.6 trình bày đồ thị biểu diễn các đường đặc tính không thứ nguyên của quạt.

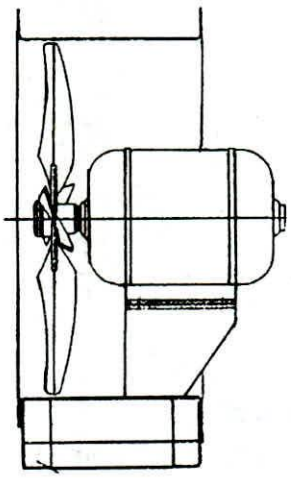
§9.5. CÁC LOẠI QUẠT

Nói chung, có thể chia quạt ra làm hai loại: *quạt ly tâm* (Centrifugal Fan) và *quạt hướng trục* (Axial Fan). Ở quạt ly tâm, dòng chuyển động của không khí có xu hướng tiếp tuyến với phần rotor của quạt. Trong khi đó, ở quạt hướng trục, dòng không khí song song với trục quay của quạt.

Các hình 9.7 và 9.8 minh họa một số nét đặc trưng của quạt ly tâm và quạt hướng trục.



Hình 9.7



Hình 9.8

9.5.1. Quạt ly tâm

Tùy theo cấu trúc và hướng của cánh mà người ta chia quạt ly tâm ra thành các loại sau:

- Cánh cong về phía trước (Forward Curve – FC)
- Cánh nghiêng về phía sau (Backward Inclined – BI)
- Cánh hướng kính (Radial Blade – RB)
- Ly tâm dạng ống (Tubular Centrifugal – TC)

1- Quạt ly tâm có cánh cong về phía trước (FC)

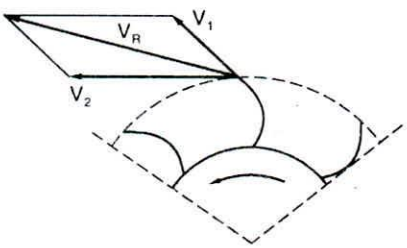
Hình 9.9 trình bày kết cấu có tính nguyên tắc của quạt ly tâm loại FC. Thông thường, người ta dùng quạt kiểu FC cho những trường hợp *cần lưu lượng lớn nhưng áp suất tĩnh thấp*. Ở cùng điều kiện lưu lượng như nhau thì đường kính phần rotor của quạt FC và tốc độ quay cần thiết của quạt sẽ nhỏ hơn.

Những quạt ly tâm loại FC dùng trong kỹ thuật điều hòa không khí thường có từ 24 đến 64 cánh, cả phần đỉnh cánh và chân cánh đều nghiêng theo hướng quay của quạt. Thông thường, người ta dùng loại vật liệu nhẹ và rẻ tiền để chế tạo quạt FC.

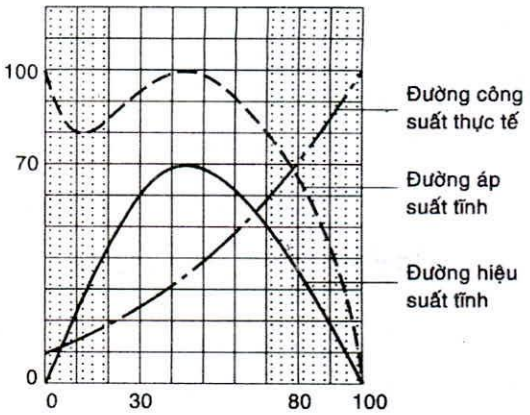
Các đường đặc tính cơ bản của quạt loại FC được trình bày ở hình 9.10. Từ hình vẽ, ta thấy vùng làm việc điển hình của loại quạt này nằm trong khoảng từ 30% đến 80% so với lưu lượng của quạt ở chế độ mở hoàn toàn. Từ những điều đã trình bày ở trên, ta thấy quạt ly tâm loại FC có những ưu điểm sau:

- Rẻ tiền
- Tốc độ quay thấp
- Phạm vi hoạt động rộng

Tuy nhiên, quạt FC cũng có những nhược điểm như: có khả năng làm động cơ bị quá tải nếu áp suất tĩnh của hệ thống bị giảm xuống, kết cấu của quạt không vững chắc.



Hình 9.9

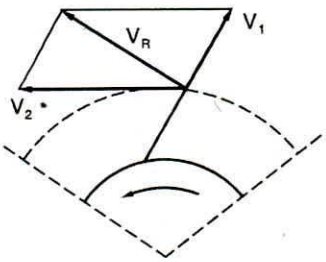


Hình 9.10

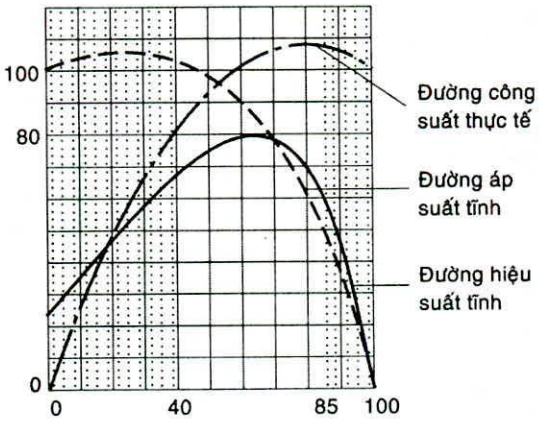
2- Quạt ly tâm có cánh nghiêng về phía sau (BI)

Hình 9.11 trình bày nguyên tắc kết cấu cánh của quạt ly tâm loại BI và hình 9.12 trình bày các đường đặc tính cơ bản của nó.

Nếu cánh được thiết kế theo dạng khí động thì ta có thể gọi là loại *cánh hai lớp*. Nói chung, các đường đặc tính của loại BI và loại cánh hai lớp tương tự nhau, hiệu suất của loại cánh hai lớp hơi cao hơn. Đặc điểm của quạt ly tâm loại BI là tốc độ quay khá lớn, khoảng gần hai lần so với tốc độ của quạt FC, áp suất tĩnh tạo bởi quạt BI cũng lớn hơn. Do đặc điểm của quạt loại BI như vậy cho nên giá thành và khối lượng của quạt BI thường cao hơn so với quạt FC. Tuy vậy, ưu điểm nổi bật của quạt BI là hiệu suất khá lớn và khả năng gây quá tải cho động cơ giảm bớt do đường đặc tính N thông thường đạt giá trị cực đại ở khoảng giữa vùng hoạt động bình thường của quạt. Từ đồ thị ở hình 9.12, ta thấy vùng làm việc điển hình của quạt BI nằm trong khoảng từ 40% đến 85% so với lưu lượng ở chế độ mở hoàn toàn. Cũng từ đồ thị, có thể thấy rõ hiệu suất tĩnh η_{ft} của quạt BI đạt giá trị cực đại khoảng chừng 80%, đây là giá trị tương đối lớn so với quạt FC.



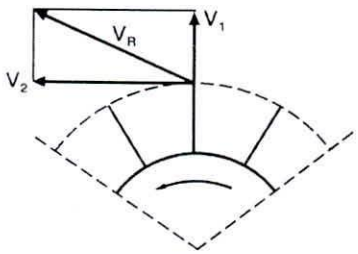
Hình 9.11



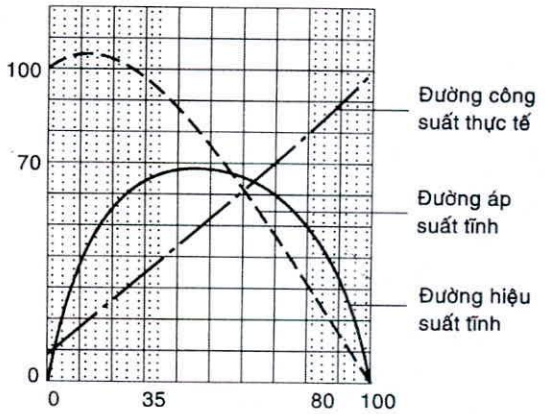
Hình 9.12

3- Quạt ly tâm có cánh hướng kính (RB)

Hình 9.13 trình bày dạng cánh của quạt ly tâm loại RB. Thông thường người ta ít dùng loại quạt này trong kỹ thuật điều hòa không khí do đường kính rotor lớn. Đặc điểm của quạt ly tâm loại RB là khả năng tạo ra áp suất tĩnh lớn, chính vì vậy nó thường được sử dụng ở những nơi cần vận chuyển các vật liệu dạng hạt. Một đặc điểm khác của quạt RB là đường đặc tính N tương đối thẳng, đây là một ưu điểm đáng kể vì nó thích hợp với việc kiểm soát lưu lượng thông qua năng lượng cấp vào motor. Khuyết điểm của quạt RB là giá thành khá cao và hiệu suất hơi thấp. Hình 9.14 trình bày một vài đường đặc tính của quạt ly tâm loại RB.



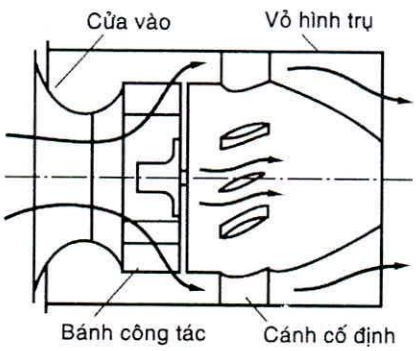
Hình 9.13



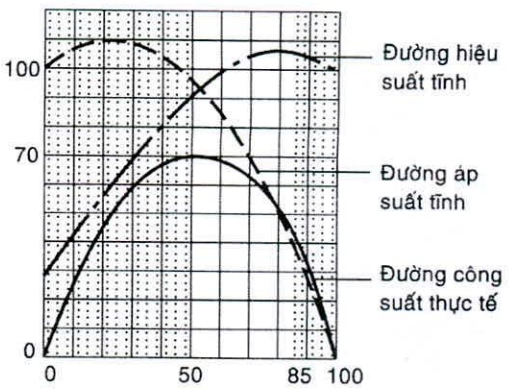
Hình 9.14

4- Quạt ly tâm dạng ống (TC)

Hình 9.15 trình bày cấu trúc có tính nguyên tắc của quạt ly tâm loại TC. Trong trường hợp này dòng không khí có xu hướng chuyển động dọc trục. Các đường đặc tính của quạt TC được trình bày ở hình 9.16. Đặc điểm của quạt TC là khả năng gây ồn lớn, độ choán chỗ không nhiều và hiệu suất tĩnh hơi bị giảm.

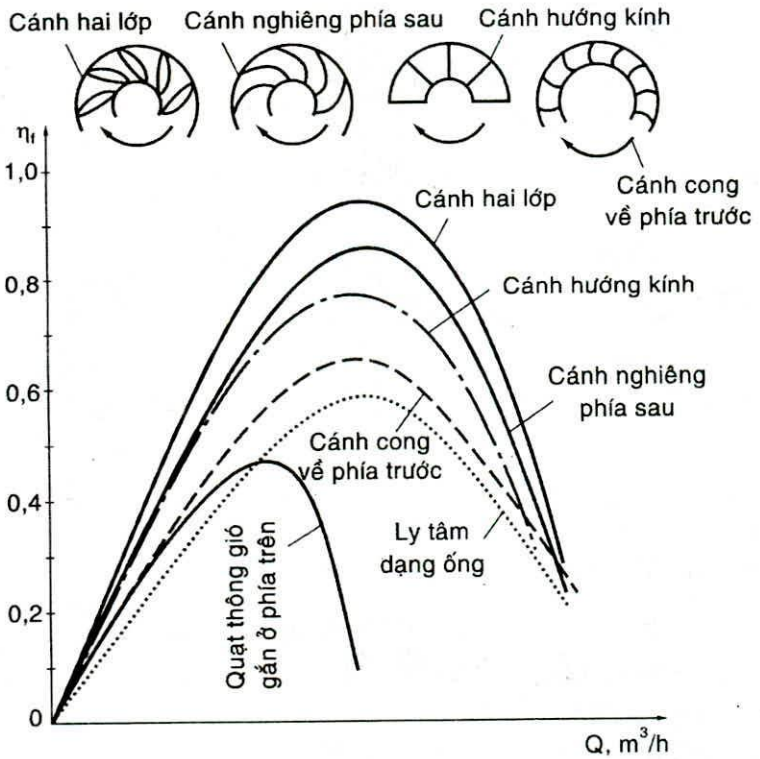


Hình 9.15



Hình 9.16

Hình 9.17 dưới đây trình bày đồ thị biểu diễn mối quan hệ giữa hiệu suất toàn phần η_f và lưu lượng thể tích của các loại quạt đã trình bày ở trên.



Hình 9.17

9.5.2. Quạt hướng trục

Đối với quạt hướng trục, tỉ số R_h mà ta định nghĩa dưới đây có ảnh hưởng rất lớn đến đặc tính của quạt.

Gọi D là đường kính của cánh quạt và D_h là đường kính của bầu cánh, ta có:

$$R_h = \frac{D_h}{D} \tag{9.30}$$

Khi giá trị của tỉ số R_h càng lớn thì mức độ chuyển đổi từ áp suất động sang áp suất tĩnh càng lớn. Lưu lượng và áp suất tổng của quạt hướng trục có thể gia tăng nếu ta tăng tốc độ quay của quạt hoặc chỉnh cho góc nghiêng của cánh lớn lên.

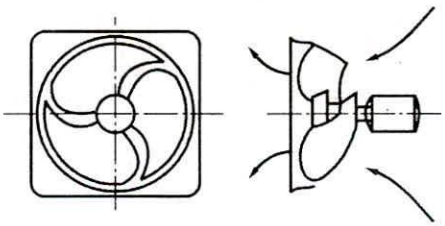
Có thể chia các loại quạt hướng trục hiện có thành 3 loại sau:

- Loại có ít cánh (Propeller – P)
- Loại có số cánh trung bình (Tube axial – T)
- Loại có nhiều cánh (Vane axial – V)

1- Loại có ít cánh, P

Trong trường hợp này, bánh công tác sẽ có từ 3 đến 6 cánh. Hình 9.18 trình bày sơ đồ tổng quát của quạt hướng trục loại P. Thông thường, cánh được làm từ các lá tôn hoặc từ nhựa và bề rộng cánh ở phần đỉnh khá lớn.

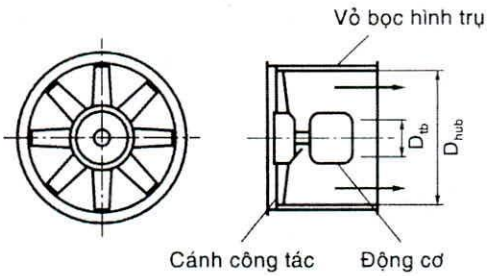
Đối với các quạt hướng trục loại P thì tỉ số R_h không vượt quá 0,15.



Hình 9.18

2- Loại có số cánh trung bình, T

Hình 9.19 trình bày hình dạng của quạt hướng trục loại T. Trong trường hợp này bánh công tác có từ 6 đến 9 cánh và quạt được lắp đặt trong một vỏ bọc dạng xy lanh, cánh thường được làm từ tôn mỏng uốn cong hoặc được chế tạo theo dạng khí động. Tỉ số R_h của loại quạt này thông thường không vượt quá 0,3 và khe hở giữa phần quay-phần tĩnh nhỏ hơn so với loại P. Đặc biệt, các cánh của loại T thường được thiết kế sao cho có thể hiệu chỉnh được góc nghiêng của cánh lúc quạt ngưng hoạt động.

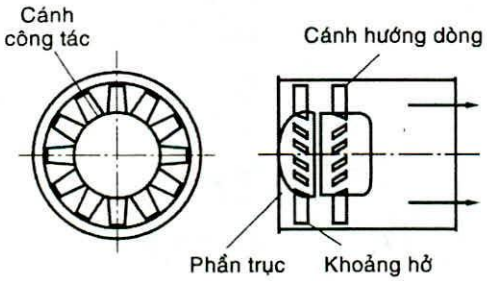


Hình 9.19

3- Loại có nhiều cánh, V

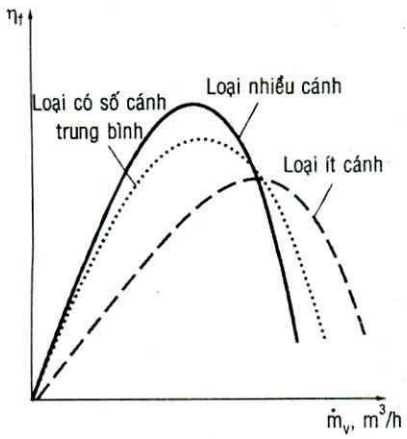
Ở loại này bánh công tác thường có từ 8 đến 16 cánh, thông thường cánh có dạng khí động. Trong trường hợp này tỉ số R_h bằng hoặc lớn hơn 0,3 để có thể gia tăng áp suất tổng. Điểm đặc biệt của quạt hướng trục loại V là ở phía sau của cánh quạt (theo chiều chuyển động của không khí) có lắp các *cánh hướng dòng*, nhiệm vụ của các cánh này là tăng cường chuyển đổi

áp suất động của dòng không khí đang còn xu hướng quay sang áp suất tĩnh. Hình 9.20 trình bày hình dạng cơ bản của quạt hướng trục loại V.

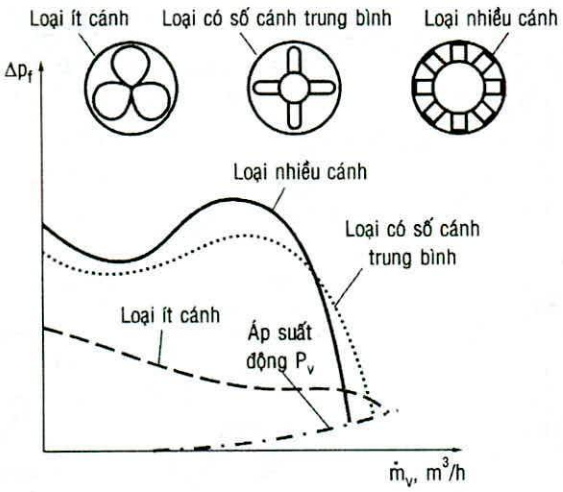


Hình 9.20

Đường đặc tính biểu diễn sự phụ thuộc của hiệu suất toàn phần vào lưu lượng của các loại quạt hướng trục đã nêu được trình bày ở hình 9.21, sự phụ thuộc của áp suất tổng vào lưu lượng được trình bày ở hình 9.22.



Hình 9.21



Hình 9.22

§9.6. LỰA CHỌN QUẠT

Trước khi tiến hành lựa chọn quạt, cần lưu ý xác định rõ các vấn đề sau:

- Nơi đặt và nhiệm vụ kỹ thuật mà quạt phải thực hiện
- Các đặc điểm của hệ thống ống dẫn đi kèm
- Yêu cầu về độ ồn
- Chi phí năng lượng
- Các đặc điểm về vận hành.

Thông thường, việc lựa chọn quạt phải trải qua hai bước: đầu tiên cần phải *chọn loại quạt thích hợp*, sau đó phải *xác định hợp lý các thông số cần thiết và kích thước của quạt* để đảm bảo yêu cầu đề ra.

Trong khi tiến hành các bước chọn quạt, cần xem xét kỹ các yếu tố sau đây:

- Ở chế độ hoạt động bình thường của quạt, lưu lượng và áp suất tổng của quạt phải đảm bảo đáp ứng được các yêu cầu của hệ thống. Cần lưu ý, *lưu lượng* và *áp suất* là hai thông số hết sức quan trọng, nếu chọn các thông số này nhỏ hơn yêu cầu thì không thỏa mãn được chỉ tiêu kỹ thuật đề ra, nếu chọn quá lớn thì sẽ hao tốn tiền đầu tư ban đầu và gia tăng chi phí năng lượng trong quá trình vận hành.

- Do phụ tải của hệ thống thường không ổn định cho nên cần phải có cơ cấu điều chỉnh mức độ làm việc của quạt phù hợp với phụ tải yêu cầu, đây là yếu tố ảnh hưởng trực tiếp đến tính kinh tế và hiệu quả của hệ thống trong quá trình vận hành.

- Cần lưu ý đến hiệu suất quạt vì năng lượng tiêu tốn cho sự hoạt động của quạt chiếm một phần đáng kể trong tổng năng lượng chi phí cho toàn bộ hệ thống.

- Thông thường, nguyên nhân gây ồn trong hệ thống điều hòa không khí phần lớn xuất phát từ quạt và ống dẫn không khí, đây là điều cần được sự quan tâm đúng mức của người thiết kế để đảm bảo mức độ ồn trong không gian cần điều hòa không khí nằm trong giới hạn cho phép.

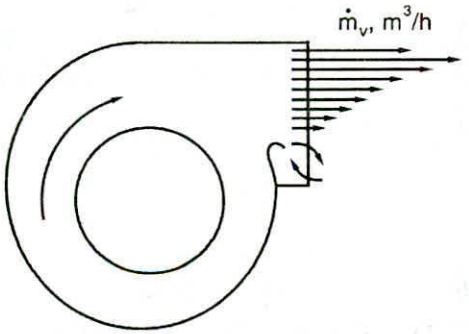
- Giá tiền đầu tư cho cụm quạt cần được xem xét trên cơ sở có lưu ý đến các thiết bị đi kèm với quạt.

- Việc nối các ống dẫn ở đầu vào và đầu ra của quạt có ảnh hưởng đáng kể đến các đặc tính của toàn bộ hệ thống ống dẫn không khí, do đó khi lựa chọn quạt cần quan tâm đến việc đảm bảo đáp ứng được các yêu cầu kèm theo của hệ thống ống dẫn.

§9.7. ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC ỐNG NỐI Ở ĐẦU RA VÀ ĐẦU VÀO CỦA QUẠT

9.7.1. Ở đầu ra của quạt

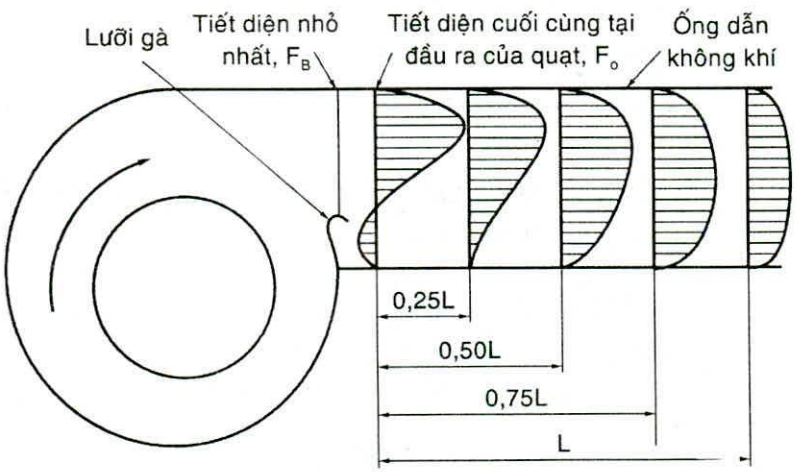
Hình 9.23 mô tả sự phân bố tốc độ gió ở đầu ra của quạt. Rõ ràng, tại tiết diện ở miệng thổi của quạt, tốc độ gió hoàn toàn không đồng đều. Đây là điều hết sức quan trọng mà ta cần lưu ý khi thiết kế các ống dẫn không khí.



Hình 9.23

Để đảm bảo cho quạt hoạt động ở điều kiện tốt nhất và hiệu suất cao nhất có thể có, cần phải làm sao cho *trường tốc độ của gió ra khỏi quạt chuyển dần từ tình trạng không đồng đều đến tình trạng đồng đều và ổn định hơn*, chỉ khi nào trường tốc độ đạt đến tình trạng như đã đề cập ở trên thì mới nên lắp đặt các bộ phận rẽ nhánh hoặc đổi hướng (nếu có yêu cầu và điều kiện thực tế cho phép). Ngược lại, nếu lắp đặt các bộ phận rẽ nhánh hoặc đổi hướng tại vị trí mà trường tốc độ vẫn còn chưa ổn định thì tổn thất áp suất sẽ gia tăng rất đáng kể.

Nhằm thực hiện yêu cầu nêu trên, *cần phải lắp đặt nối tiếp vào đầu ra của quạt một đoạn ống thẳng* có chiều dài tối thiểu là L. Như vậy, ta hiểu *chiều dài tối thiểu* L của đoạn ống thẳng là chiều dài cần thiết để làm cho trường tốc độ của gió chuyển đến tình trạng đồng đều và ổn định. Hình 9.24 mô tả quá trình chuyển đổi đã đề cập.



Hình 9.24

Các nghiên cứu thực nghiệm đã chỉ ra rằng, tiết diện của đoạn ống dẫn nối vào đầu ra của quạt nên ở trong khoảng từ 87% đến 107% so với *tiết diện miệng thổi của quạt*.

Thực nghiệm cho thấy, nếu tốc độ không khí trong ống dẫn ở đầu ra của quạt nhỏ hơn 12,7*m/s* (2500*fpm*) thì chiều dài tối thiểu L được lấy bằng $2,5D_{td}$, trong đó D_{td} được gọi là đường kính tương đương của tiết diện ống dẫn. Gọi a và b là các cạnh của tiết diện ống dẫn nối vào đầu ra của quạt, ta có thể xác định D_{td} như sau:

$$D_{td} = \sqrt{\frac{4ab}{\pi}} \tag{9.31}$$

Cần chú ý, giá trị D_{td} mà ta xác định theo công thức (9.31) hoàn toàn *không phải là đường kính tương đương* mà ta dùng để xác định tổn thất áp suất qua ống dẫn.

Trong trường hợp tốc độ không khí vượt quá 12,7*m/s* thì có thể tính chiều dài tối thiểu L bằng công thức sau:

$$L = \left(2,5 + \frac{V - 12,7}{5,08}\right).D_{td} \tag{9.32}$$

Ở đây:

V- tốc độ của không khí, *m/s* (V > 12,7*m/s*).

Trong thực tế, có khá nhiều trường hợp mà người lắp đặt không thể thỏa mãn các đề nghị đã nêu ở trên (AMCA Standard 210), lúc đó cần lưu ý thực hiện các biện pháp khác nhằm hạn chế tổn thất áp suất qua ống dẫn.

Bảng 9.1 và đồ thị ở hình 9.25 cung cấp một số phương tiện để xác định tổn thất áp suất bổ sung mà ta *cần phải cộng thêm vào tổn thất áp suất của hệ thống* cho các trường hợp sau:

- Không có đoạn ống dẫn thẳng
- Có đoạn ống thẳng dài 0,12L
- Có đoạn ống thẳng dài 0,25L
- Có đoạn ống thẳng dài 0,5L
- Có đoạn ống thẳng dài L

Nếu ngay sau đoạn ống dẫn thẳng người ta dùng các co 90^0 (90^0 – Elbow) để đổi hướng chuyển động của dòng không khí thì việc xác định các tổn thất áp suất bổ sung được hướng dẫn trong bảng 9.2. Cần lưu ý, ở trường hợp này thì cách xác định tổn thất áp suất bổ sung không chỉ phụ thuộc vào chiều dài đoạn ống dẫn thẳng, mà còn phụ thuộc vào cách đặt co (Hình 9.26).

Cần lưu ý, các thông tin trong bảng 9.2 được dành cho các quạt loại *SWSI* (Single Width Single Inlet – hình 9.26). Nếu quạt đang khảo sát thuộc loại *DWDI* (Double Width Double Inlet) thì ta cứ tiến hành như với quạt SWSI, sau đó nhân thêm với hệ số 1,25 (vị trí B), hệ số 0,85 (vị trí D) và hệ số 1 (vị trí A và C).

Ở một số trường hợp, nếu tốc độ gió tại đầu ra của quạt lớn hơn giá trị tốc độ mong muốn trong ống dẫn thì người ta có thể gắn vào đầu ra của quạt một đoạn ống thẳng có tiết diện lớn dần. Lúc đó, do tốc độ có xu hướng giảm xuống nên áp suất động sẽ giảm và áp suất tĩnh sẽ tăng. Rõ ràng, hiệu quả chuyển đổi từ áp suất động sang áp suất tĩnh không thể bằng 100%. Hiệu quả này phụ thuộc vào tỉ số F_B/F_o, chiều dài và góc nghiêng của đoạn thẳng có tiết diện lớn dần đó. Các kết quả thực nghiệm cho thấy góc nghiêng không nên vượt quá 7^0. Trong các bảng 9.1 và 9.2, ký hiệu F_B chỉ tiết diện nhỏ nhất tại cửa ra của quạt (Blast Area, xem hình 9.24) và F_o chỉ diện tích tại tiết diện cuối cùng ở đầu ra của quạt. Hình 9.27 minh họa một số cách thiết kế và lắp đặt đoạn ống thẳng có tiết diện lớn dần.

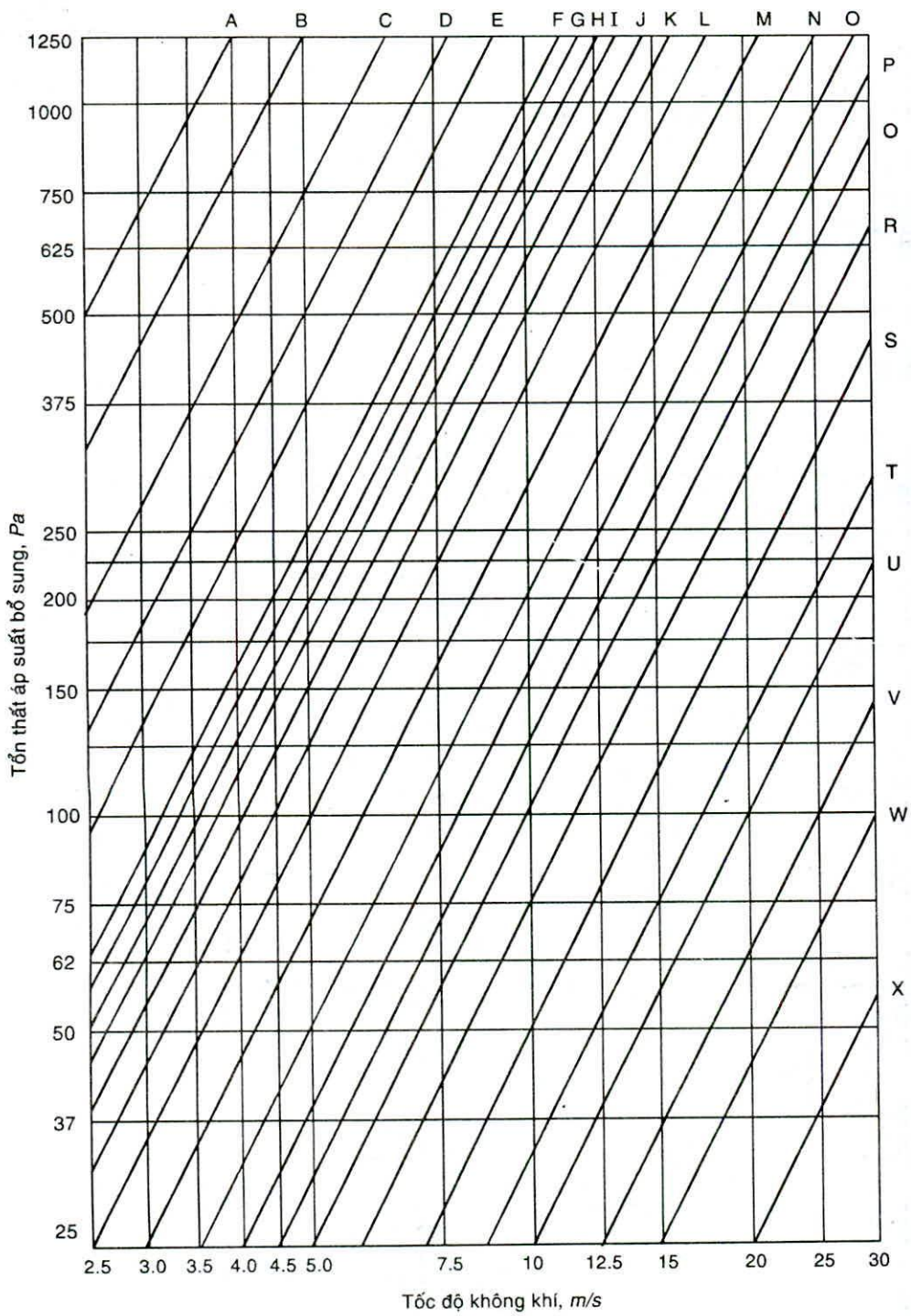
Bảng 9.1

	Không có ống dẫn thẳng	Ống dẫn thẳng dài 0,12L	Ống dẫn thẳng dài 0,25L	Ống dẫn thẳng dài 0,5L	Ống dẫn thẳng dài L
Tỉ số F_B / F_o	Vùng tương ứng trên đồ thị ở hình 9.25				
0,4	P	R – S	U	W	–
0,5	P	R – S	U	W	–
0,6	R – S	S – T	U – V	W – X	–
0,7	S	U	W – X	–	–
0,8	T – U	V – W	X	–	–
0,9	V – W	W – X	–	–	–
1,0	–	–	–	–	–

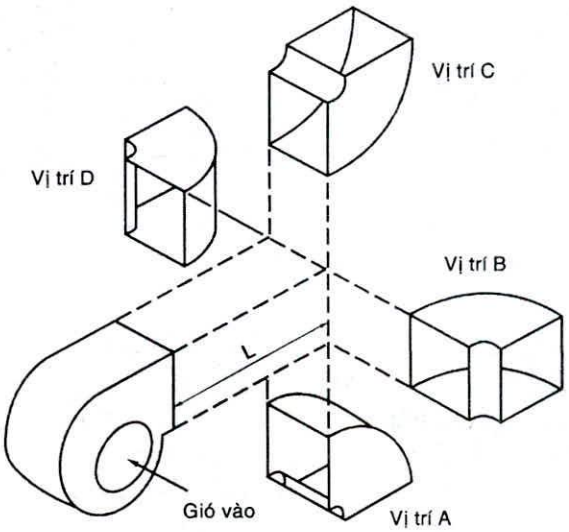
Cần lưu ý, thông thường người ta sử dụng các lá hướng dòng để làm giảm tổn thất áp suất ở các co. Tuy nhiên, lá hướng dòng (Hình 9.28) sẽ đem lại kết quả mong muốn nếu như trường tốc độ đi vào lá hướng dòng có *độ đồng đều* cao. Trong trường hợp trường tốc độ có khả năng không đồng đều (ví dụ gần đầu ra của quạt), việc sử dụng lá hướng dòng có khi đưa đến kết quả ngược với sự mong muốn vì nó chuyển toàn bộ trường tốc độ không đồng đều đó về phía sau co, do đó có thể làm gia tăng tổn thất áp suất của các thành phần nằm sau co đó.

Bảng 9.2

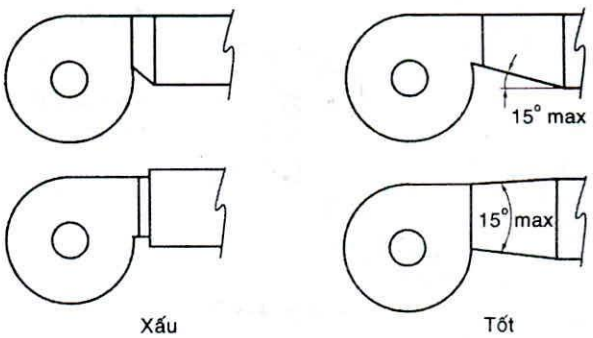
Tỉ số F_B/F_o	Vị trí của co (Hình 9.26)	Không có ống dẫn thẳng	Ống dẫn dài 0,12L	Ống dẫn dài 0,25L	Ống dẫn dài 0,5L	Ống dẫn dài L
0,4	A	N	O	P – Q	S	*Tổn thất áp suất bổ sung bằng không*
	B	M	M – N	O	R	
	C	L – M	M	N	Q	
	D	L – M	M	N	Q	
0,5	A	P	Q	R	T	
	B	N – O	O – P	P – Q	S	
	C	M – N	N – O	O – P	R – S	
	D	M – N	N – O	O – P	R – S	
0,6	A	Q	Q – R	R – S	U	
	B	P	Q	R	T	
	C	N – O	O – P	P – Q	S	
	D	O	P	Q – R	S – T	
0,7	A	S – T	T	U	W	
	B	R – S	S	T	V	
	C	Q –R	R	S	U – V	
	D	R	R – S	S – T	U – V	
0,8	A	S	S – T	T – U	V – W	
	B	R	R – S	S – T	U – V	
	C	Q	Q – R	R – S	U	
	D	Q – R	R	S	U – V	
0,9	A	S – T	T	U	W	
	B	R – S	S	T	V	
	C	R	R – S	S – T	U – V	
	D	R – S	S	T	V	
1,0	A	R – S	S	T	V	
	B	S – T	T	U	W	
	C	R – S	S	T	V	
	D	R – S	S	T	V	


A B C D E F G H I J K L M N O
1250
1000
750
625
500
375
250
200
150
100
75
62
50
37
25
P
O
R
S
T
U
V
W
X
Tổn thất áp suất bổ sung, Pa
2.5 3.0 3.5 4.0 4.5 5.0 7.5 10 12.5 15 20 25 30
Tốc độ không khí, m/s

Hình 9.25

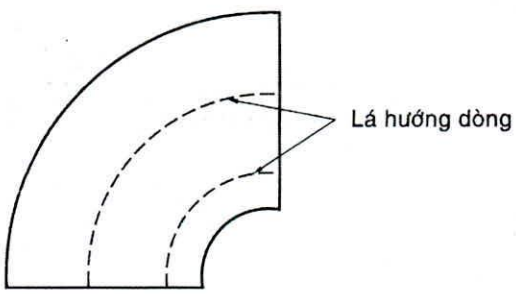


Hình 9.26



Hình 9.27

Việc hiệu chỉnh lưu lượng qua quạt là một vấn đề mang tính thực tế, một trong những cách điều chỉnh lưu lượng là sử dụng cơ cấu điều chỉnh lưu lượng như trình bày ở hình 9.29.



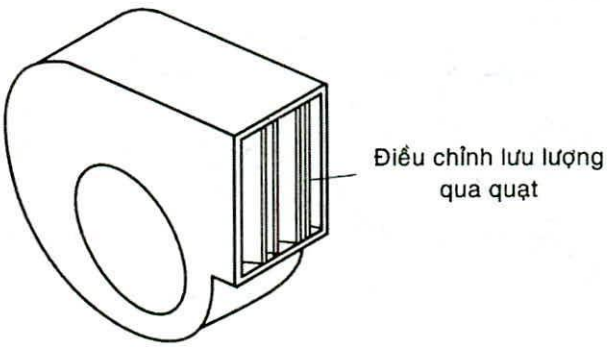
Hình 9.28



a) b)

Hình 9.29

Thông thường người ta lắp cơ cấu điều chỉnh lưu lượng ngay tại miệng ra của quạt (Hình 9.30). Đối với quạt ly tâm, tốt nhất là lắp sao cho các cánh của cơ cấu điều chỉnh thẳng góc với trục quay của quạt. Trong các catalog, tổn thất áp suất ở các cơ cấu điều chỉnh lưu lượng được nhà sản xuất cho ứng với trường tốc độ ở đầu vào là đồng đều. Do đó, nếu lắp ngay tại miệng ra của quạt thì cần phải có hệ số hiệu chỉnh vì trường tốc độ tại miệng ra của quạt rất không đồng đều.



Hình 9.30

Bảng 9.3 trình bày một vài số liệu hiệu chỉnh áp suất tĩnh. Khi sử dụng, ta nhân các giá trị tổn thất áp suất trong catalog với các hệ số này.

Trong thực tế, nếu nhà sản xuất không cho cụ thể giá trị của F_B (diện tích nhỏ nhất tại miệng ra của quạt) thì ta cũng rất khó xác định. Để có thể sử dụng được các bảng 9.1, 9.2 và 9.3, ta có thể xem như tỉ số $F_B/F_o = 0,6$.

Bảng 9.3

F_B / F_o	Hệ số hiệu chỉnh
0,4	7,5
0,5	4,8
0,6	3,3
0,7	2,4
0,8	1,9
0,9	1,5
1,0	1,2

Ví dụ 9.5

Cho biết lưu lượng không khí ở miệng ra của quạt ly tâm đang khảo sát là $13500m^3/h$, các cạnh a và b của miệng ra lần lượt là $400mm$ và $750mm$, đoạn thẳng nối ở miệng ra có chiều dài là $386mm$, tỉ số $F_B/F_o = 0,5$. Ở những điều kiện như vậy, có cần cộng thêm vào tổn thất áp suất của hệ thống một lượng tổn thất áp suất bổ sung nào hay không? Nếu có thì cho biết cụ thể giá trị của lượng tổn thất bổ sung đó.

Giải

Tốc độ không khí ở miệng ra:

$$V = \frac{13500}{3600.0,4.0,75} = 12,5\,m/s$$

Đường kính tương đương tính theo công thức (9.31):

$$D_{td} = \sqrt{\frac{4.0,4.0,75}{\pi}} = 0,618\ m$$

Như vậy, để trường tốc độ của không khí ra khỏi quạt đạt đến mức độ đồng đều thì cần phải nối vào đó một đoạn ống dẫn thẳng với chiều dài tối thiểu là $2,5D_{td} = 1,545m$. Nếu thực hiện được điều đã nói thì ta chỉ cần tính trở lực của hệ thống ống dẫn và chọn quạt sao cho nó có khả năng đáp ứng được yêu cầu này. Tuy nhiên, vì ống dẫn thẳng nối vào quạt chỉ dài có $386mm$, tức là khoảng 25% chiều dài tối thiểu yêu cầu, do đó cần phải xác định tổn thất áp suất bổ sung và cộng giá trị này vào tổn thất toàn bộ của hệ thống.

Từ bảng 9.1, ta thấy cần phải tra đồ thị ở hình 9.25 theo đường U. Trên cơ sở tốc độ $V = 12,5m/s$ ta kẻ đường thẳng đứng trên đồ thị hình 9.25, từ giao điểm của đường này với đường U ta kẻ đường nằm ngang, giá trị đọc được trên trục tung là $37,8Pa$. Như vậy lượng tổn thất áp suất bổ sung cần cộng vào trước khi chọn quạt là $37,8Pa$.

Ví dụ 9.6

Giả sử ngay sau đoạn ống dẫn thẳng dài $386mm$ ở ví dụ 9.5 người ta gắn co 90^0 (90^0 – Elbow) theo các vị trí A, B, C và D như mô tả ở hình 9.26. Xác định tổn thất áp suất bổ sung tương ứng với từng vị trí.

Giải

Ở vị trí A, tra bảng 9.2, ta thấy cần phải xác định tổn thất áp suất bổ sung ở đồ thị hình 9.25 theo đường R. Tương tự, ở các trường hợp B, C và D, cần phải xác định tổn thất áp suất bổ sung trong vùng P–Q, O–P và O–P.

Kết quả ta có giá trị tổn thất áp suất bổ sung ở từng vị trí như sau:

- Vị trí A: 120*Pa*
- Vị trí B: từ 155*Pa* đến 185*Pa*
- Vị trí C: từ 185*Pa* đến 240*Pa*
- Vị trí D: từ 185*Pa* đến 240*Pa*

Qua các kết quả đã trình bày ở trên, ta thấy nếu lắp đặt các chi tiết rẽ nhánh hay đổi hướng rất gần đầu ra của quạt (chiều dài đoạn thẳng ngắn hơn chiều dài tối thiểu L) thì sẽ làm gia tăng một lượng tổn thất áp suất rất đáng kể cho toàn bộ hệ thống. Nếu không lưu ý điều này, có khả năng quạt sẽ không đáp ứng được yêu cầu do lưu lượng qua quạt sẽ sụt giảm so với giá trị mong muốn.

9.7.2. Ở đầu vào của quạt

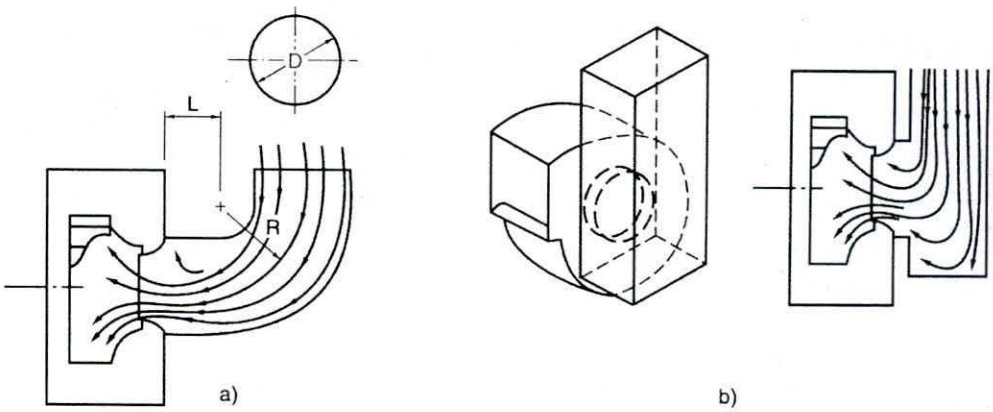
Như đã biết, các số liệu về quạt do nhà sản xuất cung cấp được cho ở điều kiện trường tốc độ vào và ra khỏi quạt đạt *mức độ đồng đều cao*. Cũng như ở đầu ra, nếu trường tốc độ của gió đi vào quạt không đồng đều thì sẽ gây ảnh hưởng xấu đến sự hoạt động của quạt và hệ thống, cụ thể là làm gia tăng tổn thất áp suất và kéo theo sự gia tăng năng lượng vận hành quạt. Trong những trường hợp như vậy, nói chung không thể nào đạt được chế độ làm việc như đã ghi trong catalog.

Người ta đã khảo sát và thấy có ba nguyên nhân có thể gây ra hậu quả trên:

- Tốc độ gió tại tiết diện đầu vào của quạt không đồng đều.
- Gió vào bị tạo thành dòng xoáy (Swirl, Vorticity).
- Dòng vào bị thu hẹp hoặc bị các vật khác cản trở.

Thực tế, do cách lắp đặt các ống dẫn ở đầu vào của quạt rất đa dạng cho nên khó lòng trình bày được cách xác định các tổn thất áp suất cụ thể cho từng trường hợp, tuy nhiên có thể hướng dẫn các trường hợp *nên tránh* hoặc các cách *nên làm* để giảm bớt trở lực ở đầu vào của quạt.

Hình 9.31 trình bày một vài cách nối ống dẫn vào đầu hút của quạt mà ta nên tránh, trong đó hình 9.31a ứng với ống dẫn tròn và hình 9.31b ứng với ống dẫn tiết diện hình chữ nhật.



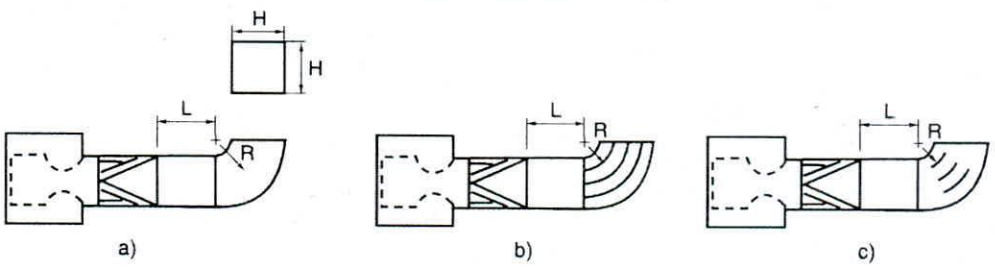
Hình 9.31

Ở hình 9.31a, do co 90^0 được gắn quá gần miệng vào của quạt nên khả năng tạo mức độ không đồng đều rất lớn. Trong trường hợp nếu có thể, cần đưa co 90^0 ra xa miệng hút càng nhiều càng tốt. Gọi L là khoảng cách từ miệng hút đến co, bảng 9.4 dưới đây trình bày cách xác định tổn thất áp suất bổ sung cho những trường hợp tương tự như hình 9.31a ứng với các giá trị L khác nhau.

Bảng 9.4

R/D	L = 0	L = 2D	L = 5D
0,75	Q – R	S	U
1,0	R	S – T	U – V
2,0	R – S	T	U – V
3,0	S – T	U	V – W

Việc lắp đặt ống hút theo sơ đồ trình bày ở hình 9.31b là trường hợp *tuyệt đối phải tránh*. Trong trường hợp cần thiết, nên áp dụng các sơ đồ ở hình 9.32a, b và c. Ở những sơ đồ này, tiết diện trước khi đi vào co 90^0 nên được đổi thành dạng vuông. Sau khi qua co một đoạn L, cần đổi tiết diện vuông thành tròn để đưa vào đầu hút của quạt. Bằng cách như vậy các nhược điểm ở hình 9.31b có thể được cải thiện đáng kể.



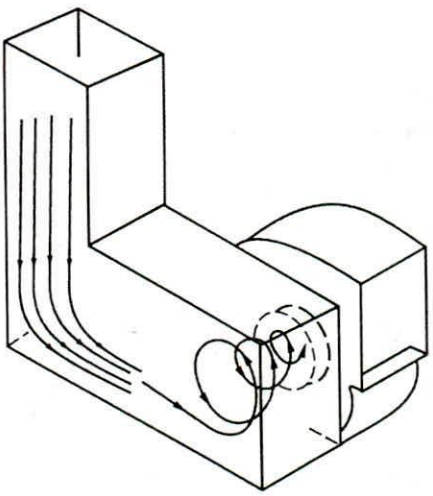
Hình 9.32

Bảng 9.5 trình bày một vài chi tiết về việc xác định lượng tổn thất áp suất bổ sung cho các trường hợp đã trình bày ở hình 9.32.

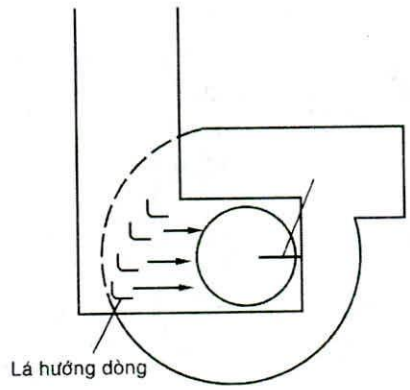
Bảng 9.5

Trường hợp	Tỉ số R/H	L = 0	L = 2D	L = 5D
Hình 9.32a	0,5	O	Q	S
	0,75	P	R	S – T
	1,0	R	S – T	U – V
	2,0	S	T – U	V
Hình 9.32b	0,5	S	T – U	V
	1,0	T	U – V	W
	2,0	V	V – W	W – X
Hình 9.32c	0,5	S	T – U	V
	1,0	T	U – V	W
	2,0	V	V – W	W – X

Nếu ống hút của quạt được lắp đặt như mô tả ở hình 9.33, lúc đó nguyên nhân làm cho hiệu suất của quạt giảm đi *là do tác động của các dòng không khí xoáy* ở đầu vào của quạt. Tất nhiên đây cũng là trường hợp cần phải tránh, tuy nhiên nếu hoàn cảnh bắt buộc phải thực hiện một cách lắp đặt tương tự như vậy thì ta nên sửa đổi theo sơ đồ ở hình 9.34. Ở sơ đồ này, ngay tại co vuông người ta đặt thêm các lá hướng dòng và tại đầu vào của quạt người ta đặt tấm điều chỉnh để làm giảm sự xoáy của không khí.

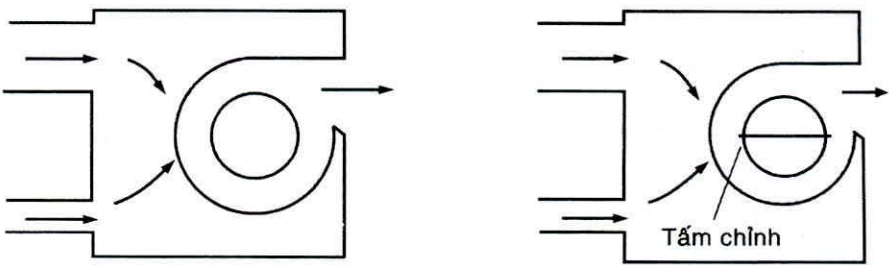


Hình 9.33



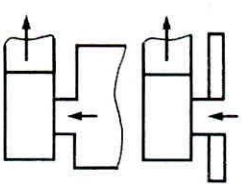
Hình 9.34

Hình 9.35a mô tả một trường hợp khác có khả năng làm cho không khí ở đầu vào của quạt bị xoáy. Ở trường hợp này, ngay tại đầu hút của quạt người ta không đặt ống mà thiết kế dạng hộp khá lớn, không khí đi vào hộp này được cấp từ hai ống có kích thước không đồng đều nhau. Để hạn chế sự xoáy trộn của không khí, nên đặt một tấm điều chỉnh ở miệng hút của quạt như hình 9.35b.

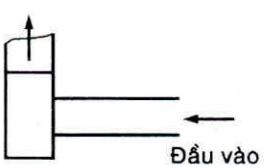


Hình 9.35

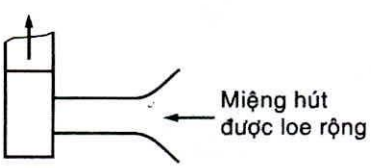
Ở một số trường hợp khác, có thể không gian lắp đặt đòi hỏi quạt phải hút không khí vào từ một thể tích tương đối lớn và đi vào quạt bằng một ống thẳng khá ngắn (Hình 9.36), lúc đó tổn thất áp suất ở đầu hút của quạt tương đối đáng kể, chiếm vào khoảng 50% so với áp suất động ở đầu vào của quạt.



Hình 9.36



Hình 9.37



Hình 9.38

Nếu lắp đặt ống hút như mô tả ở hình 9.37, tổn thất áp suất ở đầu hút có thể lên đến 90% so với áp suất động ở đầu vào của quạt.

Để cải thiện những trường hợp vừa nêu, cần loe miệng ống hút như mô tả ở hình 9.38, lúc đó tổn thất áp suất sẽ giảm đáng kể, chỉ còn khoảng 5% so với áp suất động ở đầu vào của quạt.

Trong thực tế lắp đặt của kỹ thuật điều hòa không khí, có khá nhiều trường hợp quạt được đặt trong một không gian rộng và hoàn toàn không cần ống hút, lúc đó nên lưu ý giữ khoảng cách từ miệng hút của quạt đến vách tường (hay các vật chắn khác) không nhỏ hơn 1/2 đường kính ngoài cùng phần rotor của quạt. Người ta đã khảo sát và thấy rằng, nếu khoảng cách nói trên chỉ vào khoảng 1/3 đường kính của rotor, lúc đó lưu lượng và cột áp của quạt bị giảm khoảng 10%.

§9.8. ĐIỀU CHỈNH LƯU LƯỢNG QUA QUẠT

Như đã trình bày trong mục §2.6, có hai phương pháp điều chỉnh phụ tải thường được sử dụng là:

- Giữ không đổi lưu lượng thể tích, điều chỉnh nhiệt độ cấp vào.
- Giữ không đổi nhiệt độ cấp vào, điều chỉnh lưu lượng thể tích qua quạt.

Trong hai phương pháp trên, chi phí năng lượng ở phương pháp thứ nhất nhiều hơn vì quạt phải hoạt động hầu như liên tục ở điều kiện thiết kế. Ngược lại, ở phương pháp điều chỉnh lưu lượng, do lưu lượng quạt được điều chỉnh phù hợp với tải nên có thể tiết kiệm được năng lượng vận hành.

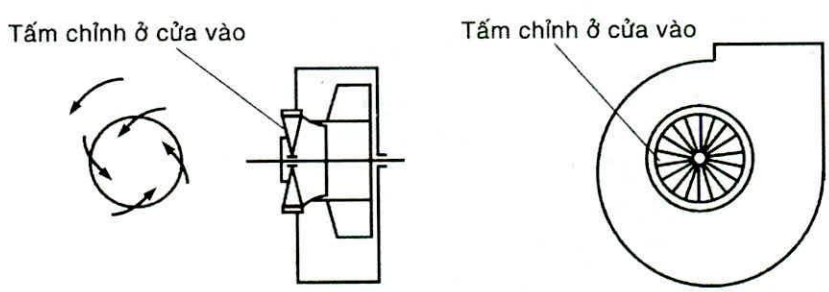
Để có thể khống chế lưu lượng qua quạt, hiện nay người ta thường sử dụng các phương pháp sau:

- Lắp đặt cơ cấu điều chỉnh lưu lượng ở đầu ra của quạt.
- Thay đổi tốc độ của động cơ kéo quạt.
- Lắp van điều chỉnh độ mở miệng hút.

Nói chung, cần lưu ý đặc điểm của quạt để chọn phương pháp khống chế lưu lượng cho phù hợp. Thông thường, người ta chọn cách lắp đặt điều chỉnh lưu lượng ở đầu ra của quạt đối với các quạt ly tâm loại FC. Tuy vậy, cũng có một ít nhà sản xuất lắp các van điều chỉnh độ mở của miệng hút cho các loại quạt này. Trong thực tế, van điều chỉnh độ mở của miệng hút thường được sử dụng phổ biến ở các loại quạt có cánh thuộc loại hai lớp và các quạt loại BI.

Việc điều chỉnh tốc độ của động cơ kéo quạt tùy theo phụ tải yêu cầu là phương pháp tốt nhất trong các phương pháp đã đề cập. Cho đến hiện nay, có nhiều cách để thực hiện mục tiêu này, tuy nhiên hầu hết các biện pháp đều khá đắt tiền và mức độ phức tạp khá cao.

Hình 9.39 mô tả cách bố trí các van điều chỉnh độ mở miệng hút của quạt.



Hình 9.39

Chương 10

MỘT SỐ VẤN ĐỀ CHUNG VỀ ỐNG DẪN KHÔNG KHÍ

§10.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Như đã trình bày trong mục §1.8, ống dẫn không khí là một trong các phương tiện dùng để vận chuyển và phân phối lạnh đến nơi có yêu cầu. Về mặt cấu tạo, hệ thống ống dẫn không khí bao gồm một số đoạn ống ghép nối tiếp với nhau, có hoặc không có rẽ nhánh, tiết diện ống có thể có tiết diện tròn, chữ nhật, vuông hoặc một tiết diện bất kỳ nào khác. Trong hệ thống, người ta dùng quạt để làm không khí chuyển động. Nói chung, có thể gặp cả hai loại quạt ly tâm và quạt hướng trục trong các thành phần của hệ thống điều hòa không khí.

Đường ống dẫn không khí từ bộ phận làm lạnh của hệ thống lạnh đến không gian cần điều hòa được gọi là *ống cấp hay ống đi*, còn đường ống dẫn không khí từ bên trong không gian cần điều hòa trở về hệ thống lạnh được gọi là *ống tái tuần hoàn hay ống về*. Ngoài hai loại ống nêu trên còn có thể có loại *ống thải*, đó là ống dùng để thải bớt một phần không khí trong không gian cần điều hòa ra ngoài môi trường.

Khi thiết kế hệ thống ống dẫn không khí, cần chú ý một số yêu cầu sau:

- Ít gây tiếng ồn.
- Tổn thất lạnh nhỏ.
- Tổn thất áp suất trên đường ống ít.
- Chiếm không gian không nhiều và bảo đảm các yêu cầu về mặt mỹ thuật.
- Có cơ cấu hợp lý, dễ lắp đặt và giá thành thích hợp.
- Chi phí vận hành thấp.

Ngoài ra, cần phải lưu ý đến một số yếu tố khác như:

- Độ trong sạch của không khí.
- Phương pháp khống chế nhiệt độ và độ ẩm của không khí.
- Vấn đề thông gió, phân phối gió và tốc độ chuyển động của không khí trong khu vực cần điều hòa.

§10.2. PHÂN LOẠI ỐNG DẪN KHÔNG KHÍ

Thông thường, các loại ống dẫn không khí được phân loại theo áp suất và tốc độ của dòng không khí chuyển động bên trong ống.

10.2.1. Phân loại theo tốc độ

Phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của không khí bên trong ống dẫn mà người ta chia ống dẫn không khí ra thành hai loại: loại tốc độ cao và loại tốc độ thấp.

Tất nhiên không thể xác định rõ ràng ranh giới giữa 2 loại nêu trên, tuy nhiên ta có thể tham khảo các số liệu ở bảng 10.1 để phân loại các ống đi và các ống về. Cần chú ý rằng, thông thường các ống về được thiết kế ở tốc độ thấp cho dù ống đi có thể thuộc loại tốc độ thấp hay cao, *tốc độ của ống về thường nhỏ hơn tốc độ của ống đi.*

Bảng 10.1

	Hệ thống điều hòa không khí cho phòng ở, hội trường, khách sạn, nhà hàng, …		Hệ thống điều hòa không khí cho các xưởng sản xuất	
	Ống đi	Ống về	Ống đi	Ống về
Tốc độ thấp	Dưới 12,7*m/s*. Thông thường từ 6*m/s* đến 11,2*m/s*	Dưới 10,2*m/s*. Thông thường từ 7,6*m/s* đến 9,2*m/s*	Dưới 12,7*m/s*. Thông thường từ 11,2*m/s* đến 12,7*m/s*	Dưới 12,7*m/s*. Thông thường từ 9,2*m/s* đến 11,2*m/s*
Tốc độ cao	Trên 12,7*m/s*	–	Từ 12,7*m/s* đến 25,4*m/s*	–

10.2.2. Phân loại theo áp suất

Các ống dẫn không khí có thể được phân loại theo áp suất thành các cỡ thấp, trung bình và cao.

- Loại áp suất thấp: dưới 95mmH_2O.
- Loại áp suất trung: từ 95mmH_2O đến 172mmH_2O.
- Loại áp suất cao: từ 172mmH_2O đến 310mmH_2O.

Trong trường hợp này, áp suất được hiểu là áp suất tổng của hệ thống, nó bao gồm các tổn thất áp suất ở đầu vào từ cửa hút không khí, thông qua hệ thống ống dẫn không khí, cho đến các miệng phân phối không khí đặt ở khu vực cần sử dụng lạnh.

§10.3. PHƯƠNG TRÌNH BERNOULLI VÀ CÁC LOẠI ÁP SUẤT TRONG ỐNG DẪN

Khảo sát dòng không khí chuyển động bên trong ống dẫn trình bày ở hình 10.1, nếu không tính đến tổn thất áp suất thì phương trình Bernoulli có dạng như sau:

$$p_t + \frac{\gamma}{2g}.V^2 + \gamma.z = \text{const} \qquad (10.1)$$

Trong đó:

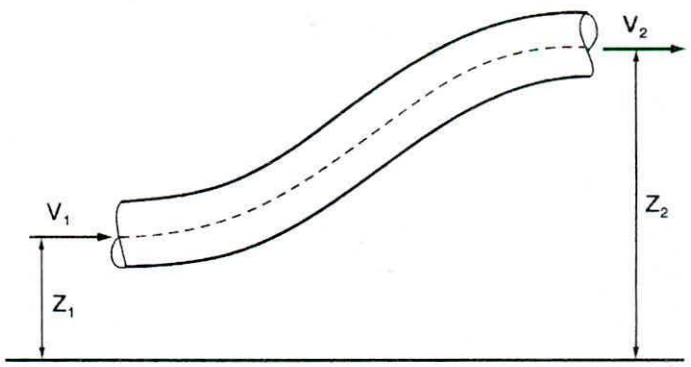
p_t - áp suất tĩnh (Static Pressure), mmH_2O

γ - trọng lượng riêng của không khí, kgf/m^3

g - gia tốc trọng trường, g = 9,8m/s^2

V - tốc độ chuyển động của không khí trong ống dẫn, *m/s*

z - độ cao tính từ mặt phẳng qui chuẩn, *m*



Hình 10.1

Trong thực tế, ảnh hưởng của sự thay đổi độ cao z không đáng kể, do vậy có thể bỏ qua thành phần $\gamma.z$ trong công thức (10.1). Thành phần $\frac{\gamma}{2g}.V^2$ trong công thức (10.1) được gọi là áp suất động (Velocity Pressure). Tổng của áp suất tĩnh p_t và áp suất động p_d được gọi là áp suất tổng p (Total Pressure), ta có:

$$p = p_t + p_d \qquad (10.2)$$

Về mặt lý thuyết, bất kỳ sự chuyển động nào của không khí trong ống dẫn cũng đều chịu một tổn thất áp suất nhất định, tổn thất này do nhiều nguyên nhân gây ra, ví dụ như do ma sát giữa không khí và thành ống dẫn, do sự chuyển đổi hướng và sự thay đổi tốc độ của dòng không khí.

Trong trường hợp có tính đến tổn thất áp suất thì phương trình Bernoulli được viết với 2 tiết diện bất kỳ nào đó có dạng như sau:

$$p_{t1} + \frac{\gamma}{2g}.V_1^2 = p_{t2} + \frac{\gamma}{2g}.V_2^2 + \Delta p \qquad (10.3)$$

Ở đây:

Δp - tổn thất áp suất giữa 2 tiết diện đang khảo sát.

Nếu chọn trọng lượng riêng của không khí là $1,2 kgf/m^3$ thì thành phần áp suất động có thể được viết cụ thể như sau:

$$p_đ = \frac{\gamma}{2g}.V^2 = \frac{1,2}{2.9,8}.V^2 = \left(\frac{V}{4,04}\right)^2, mmH_2O \qquad (10.4)$$

Như vậy, từ việc khảo sát phương trình Bernoulli, ta đã lần lượt đề cập đến ba loại áp suất khác nhau, cần phải phân biệt rõ ba loại áp suất này:

- Áp suất động

Từ công thức (10.4), ta thấy áp suất động là áp suất có khả năng tạo nên dòng chảy với tốc độ tương đương là V. Nói một cách khác, năng lượng tương ứng với giá trị áp suất động đang khảo sát sẽ được biến đổi toàn bộ thành động năng. Hướng tác động của áp suất động là *hướng chuyển động của dòng không khí.*

- Áp suất tĩnh

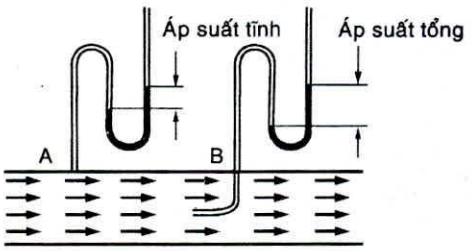
Đây không phải là yếu tố trực tiếp gây ra chuyển động, trong trường hợp không có dòng không khí chuyển động (hay ở trạng thái tĩnh) thì áp suất tĩnh bằng áp suất tổng. *Áp suất tĩnh tác động đồng đều theo mọi hướng.*

- Áp suất tổng

Tại bất kỳ tiết diện nào của ống dẫn thì áp suất tổng luôn luôn bằng áp suất động cộng áp suất tĩnh. Nếu tính theo chiều chuyển động của dòng không khí thì áp suất tổng luôn luôn bị suy giảm trị số do luôn luôn tồn tại tổn thất áp suất.

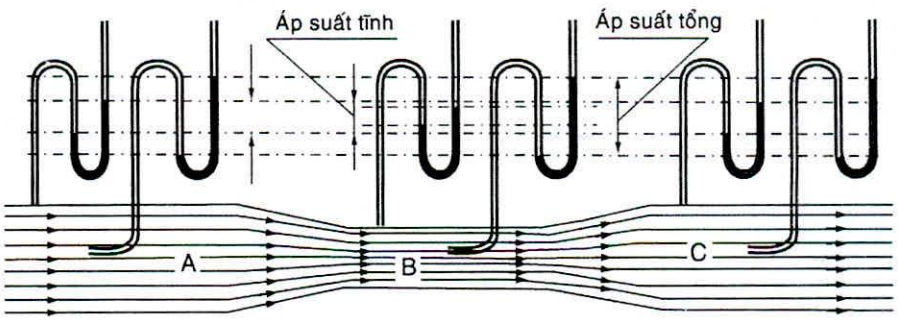
Nói chung, không thể trực tiếp đo áp suất động. Có thể dùng ống Pitot để đo áp suất tĩnh và áp suất tổng, từ đó có thể suy ra được giá trị tương ứng của áp suất động.

Hình 10.2 trình bày phương pháp đo áp suất tĩnh và áp suất tổng. Cần chú ý cách lắp đặt miệng của ống đo ở từng trường hợp. Để đo áp suất tổng thì miệng của ống đo phải được bố trí nằm ngang hướng dòng chảy (ống B, hình 10.2), ở vị trí này có sự tác động của cả áp suất tĩnh và áp suất động. Trong khi đó, để đo áp suất tĩnh thì miệng của ống đo nên đặt sát bề mặt trong của ống dẫn (ống A, hình 10.2) và thẳng góc với ống dẫn, vị trí này đảm bảo chỉ ghi nhận sự tác động của áp suất tĩnh.



Hình 10.2

Để khảo sát sự chuyển đổi qua lại giữa áp suất tĩnh và áp suất động, cần phải nghiên cứu ống dẫn không khí trình bày ở hình 10.3.



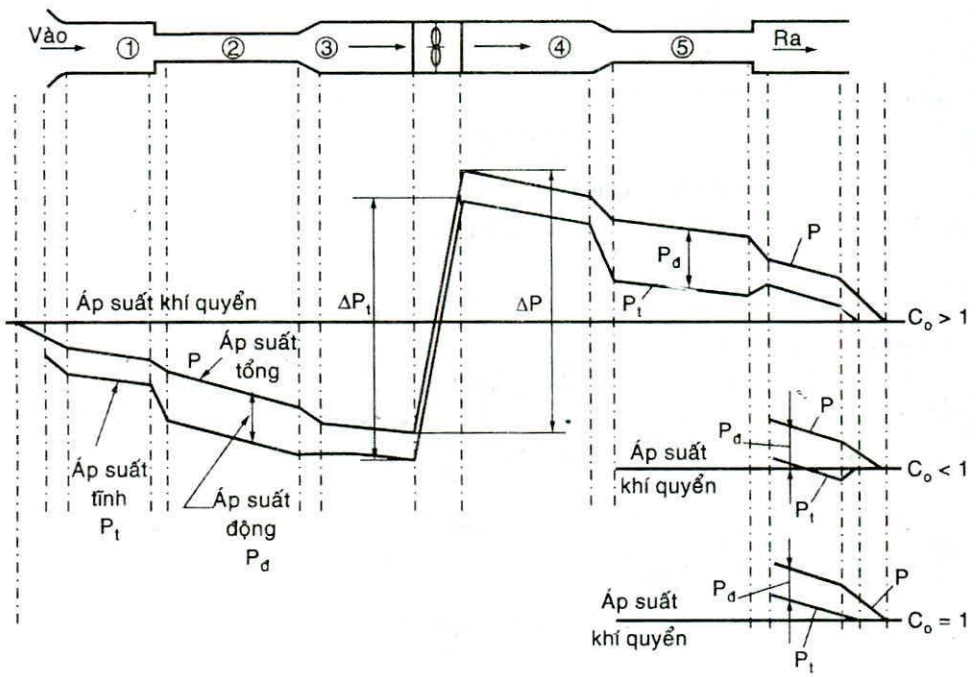
Hình 10.3

Trong trường hợp ở hình 10.3, giả sử ta *bỏ qua tổn thất áp suất* do ma sát, lúc đó áp suất tổng tại mọi tiết diện của ống dẫn đều có giá trị như nhau. Tuy nhiên, cần chú ý rằng, điều đó không có nghĩa là không có sự biến đổi của áp suất tĩnh và áp suất động. Tại đoạn ống A và C ở hình 10.3, ta thấy áp suất tĩnh có giá trị giống nhau. Tại đoạn ống B thì áp suất tĩnh giảm xuống do áp suất động tăng lên, độ gia tăng của áp suất động chính bằng độ sụt giảm của áp suất tĩnh. Ở trường hợp này, khi chuyển đổi từ đoạn ống A sang đoạn ống B, ta thấy *một phần áp suất tĩnh đã được chuyển đổi thành áp suất động hay tốc độ; nói một cách khác, đã có sự chuyển đổi từ thế năng sang động năng*. Tương tự như vậy, khi chuyển từ đoạn ống B sang đoạn ống C, *một phần động năng của dòng không khí đã được chuyển đổi sang dạng thế năng.*

§10.4. SỰ BIẾN ĐỔI CỦA CÁC LOẠI ÁP SUẤT

Trong thực tế, luôn luôn tồn tại một giá trị tổn thất áp suất nhất định nào đó khi có sự chuyển động của không khí qua ống dẫn.

Do nhiều yêu cầu khác nhau, tiết diện của các ống dẫn không khí thường có sự biến đổi, có lúc mở rộng, có lúc thu hẹp. Để nắm được quy luật biến đổi của các loại áp suất trong trường hợp có tính đến tổn thất áp suất, có thể dùng ví dụ ở hình 10.4 để làm đối tượng khảo sát.



Hình 10.4

Từ sơ đồ, ta có một số nhận xét như sau:

- Đối với những đoạn ống thẳng có tiết diện không đổi, tổn thất áp suất tĩnh bằng tổn thất áp suất tổng. Lý do là vì trong những đoạn ống này tốc độ chuyển động của không khí không thay đổi, tức là áp suất động cũng không thay đổi. Người ta gọi tổn thất áp suất trong trường hợp này là tổn thất áp suất do ma sát.

Các nghiên cứu và quan sát thực nghiệm đã chỉ ra rằng, tổn thất áp suất càng tăng khi tốc độ chuyển động của không khí càng lớn, người ta thấy rằng tổn thất áp suất gần như tỉ lệ với bình phương tốc độ. Chính vì vậy, nếu tiết diện đoạn ống thẳng càng nhỏ thì độ suy giảm của áp suất tổng và áp suất tĩnh càng nhanh.

- Đối với những đoạn ống có tiết diện giảm dần, rõ ràng tốc độ chuyển động của dòng không khí tăng lên, do đó áp suất động cũng gia tăng. Trong khi đó, theo hướng chuyển động của dòng không khí thì áp suất tổng và áp suất tĩnh bị giảm đi. Do áp suất động tăng lên cho nên ta thấy *mức độ sụt giảm của áp suất tĩnh nhiều hơn mức độ sụt giảm của áp suất tổng*. Đối với các đoạn ống có tiết diện đột ngột thu hẹp thì các kết quả cũng tương tự như đã trình bày ở trên.

- Ở những trường hợp mà tiết diện đoạn ống được mở rộng dần hay mở rộng đột ngột thì rõ ràng áp suất động bị giảm xuống do tốc độ bị suy giảm, trong trường hợp này tất nhiên áp suất tổng cũng bị giảm đi, tuy nhiên cần lưu ý là áp suất tĩnh lại được gia tăng do *có sự chuyển đổi một bộ phận áp suất động thành áp suất tĩnh*. Sự gia tăng áp suất tĩnh thông thường được gọi là *sự phục hồi áp suất tĩnh* (Static Regain).

- Tại cửa ra, tổn thất áp suất phụ thuộc vào hình dạng của cửa và đặc tính của dòng chuyển động. Nếu ta gọi C_o là hệ số tổn thất ở cửa ra thì C_o có thể lớn hơn 1, nhỏ hơn 1 hay bằng 1. Hình 10.4 trình bày một số trường hợp thay đổi áp suất tổng và áp suất tĩnh ở cửa ra ứng với các giá trị C_o khác nhau.

- Tại cửa vào, hệ số tổn thất áp suất cũng có thể lớn hay nhỏ hơn 1, ở một mức độ nào đó thì các hệ số này chịu ảnh hưởng của áp suất động ở ngay sau cửa vào. Cần chú ý, *ở phía đường ống hút của quạt thì áp suất tĩnh luôn luôn âm so với áp suất khí quyển, trong khi đó giá trị của áp suất động luôn luôn dương*.

Như đã đề cập trong các mục 10.2.2 và §10.3, cần phân biệt rõ áp suất tổng và áp suất tĩnh. Thông thường *áp suất tĩnh được dùng làm cơ sở cho việc thiết kế hệ thống ống dẫn*, còn *áp suất tổng được xem như giá trị xác định lượng năng lượng* thật sự cần thiết cho hệ thống để duy trì dòng không khí chuyển động ở chế độ đã xác định.

Theo chiều chuyển động của dòng không khí thì áp suất tổng luôn luôn giảm; trong khi đó giá trị của áp suất tĩnh có lúc giảm, có lúc tăng, ngoài ra nó còn có thể có giá trị âm (so với áp suất khí quyển).

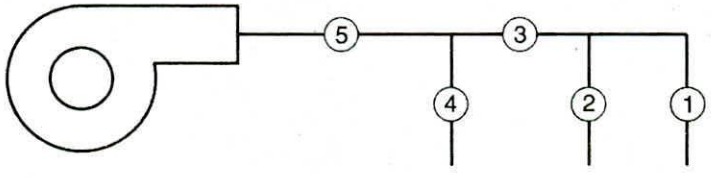
Trên hình 10.4 giá trị Δp biểu thị cho toàn bộ trở lực cho hệ thống. Vì nguồn động lực tạo chuyển động cho không khí ở hình 10.4 là *quạt hướng trục* cho nên tốc độ không khí ở đầu vào và đầu ra của quạt tương đương nhau, do vậy ta có thể viết:

$$\Delta p = \Delta p_t$$

Nếu *quạt ly tâm* được dùng thì rõ ràng $\Delta p \neq \Delta p_t$, lý do là vì tiết diện miệng hút và miệng đẩy của quạt không giống nhau cho nên tốc độ và từ đó áp suất động ở hai phía của quạt không bằng nhau. Ở đây, Δp là tổn thất áp suất tổng của hệ thống, còn Δp_t là tổn thất áp suất tĩnh của hệ thống.

§10.5. CÂN BẰNG ÁP SUẤT

Vấn đề cân bằng áp suất cần phải được lưu ý khi thiết kế bất kỳ một hệ thống ống dẫn không khí nào. Hình 10.5 trình bày một ví dụ về hệ thống ống dẫn không khí với 3 miệng thổi gió ra, hệ thống này gồm có 3 đường dẫn không khí là: 1-3-5, 2-3-5 và 4-5.



Hình 10.5

Để thỏa mãn điều kiện cân bằng áp suất cho hệ thống, cần phải bảo đảm thỏa mãn các phương trình sau:

$$\Delta p_1 + \Delta p_{t1} = \Delta p_2 + \Delta p_{t2} \quad (10.5a)$$

$$\Delta p_4 + \Delta p_{t4} = \Delta p_3 + \Delta p_2 + \Delta p_{t2} \quad (10.5b)$$

$$\Delta p_4 + \Delta p_{t4} = \Delta p_3 + \Delta p_1 + \Delta p_{t1} \quad (10.5c)$$

Hay:

$$p = \Delta p_5 + \Delta p_3 + \Delta p_1 + \Delta p_{t1} + \Delta p_V \quad (10.6a)$$

$$p = \Delta p_5 + \Delta p_3 + \Delta p_2 + \Delta p_{t2} + \Delta p_V \quad (10.6b)$$

$$p = \Delta p_5 + \Delta p_4 + \Delta p_{t4} + \Delta p_V \quad (10.6c)$$

Trong đó:

Δp_i - tổn thất áp suất tổng của đoạn ống ứng với tiết diện i

Δp_{ti} - tổn thất áp suất ở miệng thổi gió ra ở các nhánh tương ứng

Δp_V - tổn thất áp suất ở miệng vào của quạt

p - áp suất tổng của quạt.

Việc sử dụng các bộ phận điều chỉnh để đạt đến sự cân bằng áp suất trong các nhánh với lưu lượng không khí mong muốn là biện pháp không kinh tế, đồng thời có thể đó là nguồn gốc tạo ra những tiếng ồn ngoài ý muốn. Tuy nhiên, đối với những hệ thống ống dẫn khá phức tạp, việc sử dụng các bộ phận điều chỉnh cũng nên được xem xét khi thiết kế để giúp thiết lập sự cân bằng cho hệ thống trong quá trình vận hành. Cần nhắc lại, khái niệm cân bằng áp suất mà ta đang đề cập chính là sự cân bằng áp suất ở các nhánh *tương ứng với lưu lượng không khí mong muốn ở mỗi nhánh.*

§10.6. HIỆU ỨNG ỐNG KHÓI

Khi không khí bên ngoài lạnh hơn bên trong thì sẽ có dòng không khí chuyển động từ dưới lên trên ở bên trong tòa nhà dọc theo các đường ống thông hơi, các hố thang máy, ... Hiện tượng này được gọi là hiệu ứng ống khói thuận và được tạo nên do sự chênh lệch nhiệt độ giữa không khí bên trong và bên ngoài tòa nhà. Hiệu ứng ống khói thuận càng lớn khi tòa nhà càng cao và độ chênh lệch nhiệt độ không khí giữa bên trong và bên ngoài càng nhiều.

Trong trường hợp ngược lại, khi nhiệt độ không khí bên ngoài cao hơn nhiệt độ không khí bên trong, sẽ có dòng không khí di chuyển từ trên xuống dưới, ta gọi đó là hiệu ứng ống khói ngược.

Như vậy, dù là hiệu ứng ống khói thuận hay ngược, sự chuyển động của dòng không khí là do độ chênh lệch áp suất Δp giữa vị trí đang khảo sát so với mặt phẳng quy chuẩn.

Ở điều kiện áp suất khí quyển tiêu chuẩn, ta có công thức sau:

$$\Delta p = k_s.\left(\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_i}\right).h \qquad (10.7)$$

Ở đây:

Δp - độ chênh lệch áp suất, *Pa*

k_s - hệ số, có giá trị là 3460

T_o - nhiệt độ tuyệt đối của không khí ở ngoài trời, *K*

T_i - nhiệt độ tuyệt đối của không khí trong tòa nhà, *K*

h - khoảng cách tính từ mặt phẳng quy chuẩn, *m*

Ví dụ, nếu chiều cao tòa nhà là 60*m*, nhiệt độ không khí bên ngoài là 30^oC, nhiệt độ không khí bên trong 24^oC, mặt phẳng quy chuẩn được chọn ở giữa tòa nhà (tính theo độ cao), lúc đó ta tính được $\Delta p = 6{,}92Pa$. Như vậy, tại vị trí cao nhất của tòa nhà thì áp suất bên ngoài lớn hơn bên trong $6{,}92Pa$; ngược lại, ở vị trí thấp nhất của các đường ống thông hơi hay hố thang máy thì áp suất bên trong lớn hơn bên ngoài $6{,}92Pa$.

Trong điều kiện Việt Nam, nhất là ở các tỉnh phía Nam, do nhiệt độ bên trong và bên ngoài thông thường không chênh lệch nhau nhiều cho nên ảnh hưởng của hiệu ứng ống khói không đáng kể. Tuy nhiên, ở các nước có khí hậu khắc nghiệt, hoặc lạnh quá hoặc nóng quá, cần phải khảo sát hiệu ứng ống khói một cách kỹ lưỡng hơn.

§10.7. TỔN THẤT ÁP SUẤT DO MA SÁT

Tổn thất áp suất do ma sát ở đoạn ống dẫn thẳng có tiết diện không đổi phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của dòng không khí, kích thước của ống dẫn, chiều dài của ống dẫn và độ nhám của bề mặt bên trong ống dẫn. Thông thường, trong thực tế người ta tính toán tổn thất áp suất do ma sát Δp_{ms} bằng cách tra các loại đồ thị tương ứng đã được xây dựng sẵn. Tuy vậy, về mặt lý luận, có thể biểu diễn mối quan hệ giữa Δp_{ms} và các thông số khác bằng công thức sau:

$$\Delta p_{ms} = \lambda . \frac{l.\gamma}{d.2g} . V^2 \qquad (10.8)$$

Trong đó:

Δp_{ms} - tổn thất áp suất do ma sát, mmH_2O

λ - hệ số trở lực ma sát

l - chiều dài của ống dẫn, *m*

d - đường kính của ống dẫn, *m*

V - tốc độ chuyển động của không khí trong ống dẫn, *m/s*

Hệ số trở lực ma sát λ là một hàm phụ thuộc vào độ nhẵn bề mặt bên trong của ống, tốc độ của dòng, độ nhớt động học của không khí, đường kính và chiều dài của ống dẫn.

Trong hệ thống đơn vị Anh – Mỹ, mối quan hệ giữa các yếu tố đã nêu ở trên được mô tả ở dạng tương tự như sau:

$$\Delta p_{ms} = 0,03.f_1.\left(\frac{1}{d^{1,22}}\right).\left(\frac{V}{1000}\right)^{1,82} \qquad (10.9)$$

Ở đây:

Δp_{ms} - tổn thất áp suất do ma sát, $in.H_2O$

f_1 - độ nhẵn bề mặt bên trong của ống (f_1 = 0,9 cho trường hợp ống làm bằng tôn tráng kẽm)

l - chiều dài của ống dẫn, *ft*

d - đường kính của ống dẫn, hoặc đường kính tương đương nếu là ống dẫn tiết diện chữ nhật, *in*

V - tốc độ không khí chuyển động trong ống dẫn, *fpm*.

Nói chung, việc xác định hệ số trở lực ma sát λ không phải là vấn đề đơn giản, ở đây ta sẽ giới thiệu một số các kết quả đã công bố để tham khảo.

Đối với các ống nhôm hoặc tôn mỏng có bề mặt trong láng và tiết diện tròn, ta có:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}, \text{ khi } Re < 10^5 \qquad (10.10)$$

$$\lambda = 0,0032 + 0,221.Re^{-0,237}, \text{ khi } Re > 10^5 \qquad (10.11)$$

Đối với các ống mà bề mặt bên trong hơi nhám:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,81.\log\frac{Re}{Re\frac{k_1}{d} + 7}\right)^2} \qquad (10.12)$$

Ở đây:

$Re = \frac{V.d}{\upsilon}$ – tiêu chuẩn Reynolds

υ - hệ số nhớt động học của không khí, m^2/s

k_1 - mức độ gồ ghề trung bình, *m*

Có thể tham khảo một số giá trị minh họa của k_1 trình bày trong bảng 10.2

Bảng 10.2

Loại ống	$k_1.10^3$, *mm*
kéo liền	0 ÷ 0,2
mới, sạch	3 ÷ 10
không bị ri	6 ÷ 20
tráng kẽm, mới	10 ÷ 30

Trong trường hợp ống dẫn không khí làm bằng Polyethylene và Vinylplast, ta có:

$$\lambda = \frac{0,323}{d^{0,07}.Re^{0,25}}, \text{ đối với Polyethylene} \qquad (10.13)$$

$$\lambda = d^{0,01}.\frac{0,39}{Re^{0,25}}, \text{ đối với Vinylplast} \qquad (10.14)$$

§10.8. TỔN THẤT ÁP SUẤT DO CHUYỂN ĐỔI HƯỚNG, DO RẼ NHÁNH HOẶC DO THAY ĐỔI TIẾT DIỆN ỐNG

Như đã trình bày sơ bộ trong mục §10.3, ngoài tổn thất áp suất do ma sát giữa không khí và thành ống, sự chuyển đổi hướng chuyển động của dòng không khí ở những đoạn ống cong (Elbow), sự rẽ nhánh hoặc sự thay đổi tiết diện ống dẫn cũng đưa đến sự sụt giảm áp suất tổng.

Trong mục này, ta gọi *trở lực cục bộ* là hệ số phản ánh các tổn thất áp suất ở những trường hợp đã nêu ở trên, ... Rõ ràng, tổn thất áp suất do trở lực cục bộ lớn hơn tổn thất áp suất do ma sát, do đó cần chú ý nhiều hơn đến cách xác định tổn thất áp suất do trở lực cục bộ. Để thuận tiện, thông thường người ta qui đổi tổn thất ở những vị trí này thành một chiều dài xác định nào đó của đoạn ống dẫn thẳng và gọi là *chiều dài tương đương*. Cần chú ý rằng, chiều dài tương đương cũng bị biến đổi bởi kích thước của ống dẫn.

Khi chiều dài tương đương ứng với các tổn thất áp suất do trở lực cục bộ được cộng vào chiều dài hiện có của đoạn ống dẫn thẳng, ta gọi toàn bộ chiều dài đó là chiều dài tổng tương đương của đoạn ống dẫn.

Như đã đề cập ở trên, việc xác định tổn thất áp suất do ma sát thông thường được tiến hành bằng phương pháp đồ thị, ở các loại đồ thị này trục tung chỉ lưu lượng không khí đi qua ống, trục hoành chỉ trị số tổn thất áp suất do ma sát tính trên một đơn vị chiều dài của ống (thông thường là $1m$), ngoài ra còn cần phải biết thêm đường kính ống hoặc tốc độ chuyển động của dòng không khí.

Từ đó, ta thấy việc xác định tổn thất áp suất gây ra do các trở lực cục bộ thực chất là việc *xác định chiều dài tương đương* ở từng trường hợp như đã nêu ở trên. Sau khi xác định xong chiều dài tương đương thì việc tìm cụ thể trị số tổn thất áp suất rất đơn giản.

Gọi Δp_{cb} là tổn thất áp suất do trở lực cục bộ, ta có:

$$\Delta p_{cb} = \beta.\frac{\gamma}{2g}.V^2 \qquad (10.15)$$

Trong công thức trên, ký hiệu β được gọi là *hệ số trở lực cục bộ*, các thông số còn lại có ý nghĩa tương tự như đã giới thiệu ở trên.

Khi so sánh công thức (10.8) với (10.15), ta rút ra được kết quả sau:

$$l = \frac{\beta.d}{\lambda} \qquad (10.16)$$

Trong trường hợp này, l được hiểu là chiều dài tương đương như đã đề cập ở trên, ta thường dùng ký hiệu l_{td}.

Tổn thất áp suất do trở lực cục bộ cũng chính là tổn thất áp suất tổng ở những vị trí tương ứng. Tuy nhiên, không giống như trường hợp của đoạn ống dẫn thẳng có tiết diện không đổi, trong trường hợp này thì áp suất tĩnh có quy luật biến đổi phức tạp hơn.

Gọi β_T và β_S lần lượt là hệ số β trong công thức (10.15) ứng với trường hợp tổn thất áp suất tổng Δp và áp suất tĩnh Δp_t, ta có:

$$\beta_T = \beta_S + 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2 \qquad (10.17)$$

Ở đây V_1 và V_2 là tốc độ của không khí vào và ra khỏi những đoạn ống cần xác định trở lực cục bộ.

Cần lưu ý, trong những năm gần đây, do yêu cầu nâng cao độ chính xác cho nên các hãng sản xuất thường tiến hành làm thí nghiệm và trình bày cụ thể các hệ số trở lực cục bộ tương ứng với các trường hợp thường gặp trong thực tế. Mặc dù vậy, phương pháp chiều dài tương đương vẫn còn được sử dụng ở những trường hợp đơn giản.

§10.9. MỘT SỐ VẤN ĐỀ KHÁC

Ngoài những nội dung đã trình bày ở trên, khi thiết kế hệ thống ống dẫn không khí ta còn cần phải lưu ý một số vấn đề được nêu ra dưới đây.

10.9.1. Lựa chọn tốc độ chuyển động của không khí trong ống dẫn

Để đảm bảo yêu cầu của phụ tải lạnh, rõ ràng cần phải xác định lưu lượng không khí cần thiết đi qua hệ thống và đi vào từng không gian cần điều hòa. Tùy theo việc lựa chọn giá trị tốc độ của không khí mà kích thước của ống dẫn sẽ to hay nhỏ, ngoài ra việc lựa chọn tốc độ còn ảnh hưởng đến các vấn đề khác như chi phí vận hành và độ ồn.

- Hệ thống ống dẫn không khí loại tốc độ cao tất nhiên sẽ làm cho kích thước ống dẫn nhỏ hơn, chi phí vật tư ít hơn; tuy nhiên chi phí vận hành chắc chắn sẽ cao hơn do động cơ dẫn động quạt có công suất lớn hơn, từ đó dẫn đến việc tốn kém điện năng nhiều hơn. Trong trường hợp ngược lại, có nghĩa là chọn tốc độ nhỏ hơn, rõ ràng kích thước ống dẫn sẽ lớn hơn, nhưng chi phí vận hành sẽ giảm đi và độ ồn cũng bớt đi một phần nào đó.

Như vậy cần phải lưu ý đến vấn đề lựa chọn tốc độ của không khí khi thiết kế ống dẫn không khí. Cho đến hiện nay, không có một tiêu chuẩn hoặc công thức cụ thể nào để giải quyết vấn đề này. Tuy vậy, trong những trường hợp thực tế ta có thể tham khảo các hướng dẫn ở bảng 10.3, bảng này sẽ trình bày các trị số *tốc độ không khí tối đa* (*m/s*) được đề nghị cho từng trường hợp cụ thể ứng với các loại ống dẫn có tốc độ thấp.

Bảng 10.3

Trường hợp	Yếu tố quan tâm là độ ồn ống chính	Yếu tố quan tâm là tổn thất áp suất			
		Ống chính		Ống nhánh	
		Ống đi	Ống về	Ống đi	Ống về
- Nhà ở	3	5	4	3	3
- Phòng ở - Phòng ngủ ở khách sạn và bệnh viện	5	7,6	6,6	6	5
- Phòng làm việc - Phòng giám đốc - Thư viện	6	10,2	7,6	8,1	6
- Nhà hát - Giảng đường	4	6,6	5,6	5	4
- Văn phòng tổng hợp - Nhà hàng và cửa hàng loại cao cấp - Ngân hàng	7,6	10,2	7,6	8,1	6
- Các cửa hàng loại trung bình - Tiệm café	9,1	10,2	7,6	8,1	6
- Phân xưởng sản xuất	12,7	15,2	9,1	11,2	7,6

10.9.2. Xác định đường kính tương đương

Để vận chuyển không khí đến nơi tiêu thụ lạnh, tùy từng trường hợp cụ thể mà ống dẫn không khí có thể có nhiều tiết diện khác nhau. Tuy vậy, trong thực tế người ta thường sử dụng phổ biến ống dẫn có tiết diện hình tròn hoặc hình chữ nhật.

Để hỗ trợ cho việc thiết kế ống dẫn không khí, thông thường người ta xây dựng sẵn các giản đồ, trong đó ống dẫn được xem như có *tiết diện dạng tròn* và đường kính của ống dẫn là một trong vài thông số chủ yếu của giản đồ. Trong trường hợp ống dẫn có tiết diện chữ nhật, ta vẫn có thể sử dụng giản đồ đã đề cập ở trên, tuy nhiên cần phải tính thông số mới là đường kính tương đương d_{td}. Nếu gọi a, b là kích thước tiết diện chữ nhật của ống dẫn, lúc đó ta có thể tính d_{td} bằng công thức sau:

$$d_{td} = 1,3.\left[\frac{(a.b)^5}{(a+b)^2}\right]^{\frac{1}{8}}, mm \qquad (10.18)$$

Với a và b là các cạnh của tiết diện chữ nhật tính bằng *mm*.

Cần lưu ý rằng, với giá trị d_{td} được xác định bằng công thức đã nêu ở trên, ta có thể xem như ống dẫn có tiết diện hình chữ nhật và ống dẫn có tiết diện hình tròn ứng với đường kính d_{td} có cùng tổn thất áp suất khi chúng có cùng *lưu lượng không khí* chuyển động qua ống và tính trên một đoạn ống có *chiều dài* như nhau. Tuy nhiên, tiết diện thực sự của ống dẫn chữ nhật có kích thước a, b và ống dẫn tròn có đường kính d_{td} tính theo công thức (10.18) sẽ không bằng nhau, ta luôn luôn có $A' > A$.

Trong đó:

A' - tiết diện của ống dẫn chữ nhật, $A' = a.b$

A - tiết diện của ống dẫn tròn, $A = \frac{\pi.d_{td}^2}{4}$

Mối quan hệ giữa các kích thước của tiết diện hình chữ nhật và đường kính tương đương d_{td} (*mm*) của ống dẫn tròn được trình bày chi tiết trong bảng 10.4.

Bảng 10.4 *Đường kính tương đương của ống dẫn có tiết diện hình chữ nhật, mm*

a, *mm*	b, *mm*																			
	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900
100	109																			
125	122	137																		
150	133	150	164																	
175	143	161	177	191																
200	152	172	189	204	219															
225	161	181	200	216	232	246														
250	169	190	210	228	244	259	273													
275	176	199	220	238	256	272	287	301												
300	183	207	229	248	266	283	299	314	328											
350	195	222	245	267	286	305	322	339	354	383										
400	207	235	260	283	305	325	343	361	378	409	437									
450	217	247	274	299	321	343	363	382	400	433	464	492								
500	227	258	287	313	337	360	381	401	420	455	488	518	547							
550	236	269	299	326	352	375	398	419	439	477	511	543	573	601						
600	245	279	310	339	365	390	414	436	457	496	533	567	598	628	656					
650	253	289	321	351	378	404	429	452	474	515	553	589	622	653	683	711				
700	261	298	331	362	391	418	443	467	490	533	573	610	644	677	708	737	765			
750	268	306	341	373	402	430	457	482	506	550	592	630	666	700	732	763	792	820		
800	275	314	350	383	414	442	470	496	520	567	609	649	687	722	755	787	818	847	875	
900	289	330	367	402	435	465	494	522	548	597	643	686	726	763	799	833	866	897	927	984

1000	301	344	384	420	454	486	517	546	574	626	674	719	762	802	840	876	911	944	976	1037
1100	313	358	399	437	473	506	538	569	598	652	703	751	795	838	878	916	953	988	1022	1086
1200	324	370	413	453	490	525	558	590	620	677	731	780	827	872	914	954	993	1030	1066	1133
1300	334	382	426	468	506	543	577	610	642	701	757	808	857	904	948	990	1031	1069	1107	1177
1400	344	394	439	428	522	559	595	629	662	724	781	835	886	934	980	1024	1066	1107	1146	1220
1500	353	404	452	495	536	575	612	648	681	745	805	860	913	961	1011	1057	1100	1143	1183	1260
1600	362	415	463	508	551	591	629	665	700	766	827	885	939	991	1041	1088	1133	1177	1219	1298
1700	371	425	475	521	564	605	644	682	718	785	849	908	964	1018	1069	1118	1164	1209	1253	1335
1800	379	434	485	533	577	619	660	698	735	804	869	930	988	1043	1096	1146	1195	1241	1286	1371
1900	387	444	496	544	590	663	674	713	751	823	889	952	1012	1068	1122	1174	1224	1271	1318	1405
2000	395	453	506	555	602	646	688	728	767	840	908	973	1034	1092	1147	1200	1252	1300	1348	1438
2100	402	461	516	566	614	659	702	743	782	857	927	993	1055	1115	1172	1226	1279	1329	1378	1470
2200	410	470	525	577	625	671	715	757	797	874	945	1013	1076	1137	1195	1251	1305	1356	1406	1501
2300	417	478	534	587	636	683	728	771	812	890	963	1031	1097	1159	1218	1275	1330	1383	1434	1532
2400	424	486	543	597	647	695	740	784	826	905	980	1050	1116	1180	1241	1299	1355	1409	1461	1561
2500	430	494	552	606	658	706	753	797	840	920	996	1068	1136	1200	1262	1322	1379	1434	1488	1589
2600	437	501	560	616	668	717	764	810	853	935	1012	1085	1154	1220	1283	1344	1402	1459	1513	1617
2700	443	509	569	625	678	728	776	822	866	950	1028	1102	1173	1240	1304	1366	1425	1483	1538	1644
2800	450	516	577	634	688	738	787	834	879	964	1043	1119	1190	1259	1324	1387	1447	1506	1562	1670
2900	456	523	585	643	697	749	798	845	891	977	1058	1135	1208	1277	1344	1408	1469	1529	1586	1696

	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600	2700	2800	2900
1000	1093																			
1100	1146	1202																		
1200	1196	1256	1312																	
1300	1244	1306	1365	1421																
1400	1289	1354	1416	1475	1530															
1500	1332	1400	1464	1526	1584	1640														
1600	1373	1444	1511	1574	1635	1693	1749													
1700	1413	1486	1555	1621	1684	1745	1803	1858												
1800	1451	1527	1598	1667	1732	1794	1854	1912	1968											
1900	1488	1566	1640	1710	1778	1842	1904	1964	2021	2077										
2000	1523	1604	1680	1753	1822	1889	1952	2014	2073	2131	2186									
2100	1558	1640	1719	1793	1865	1933	1999	2063	2124	2183	2240	2296								
2200	1591	1676	1756	1833	1906	1977	2044	2110	2173	2233	2292	2320	2405							
2300	1623	1710	1793	1871	1947	2019	2088	2155	2220	2283	2343	2402	2459	2514						
2400	1655	1744	1828	1909	1986	2060	2131	2200	2266	2330	2393	2453	2511	2568	2624					
2500	1685	1776	1862	1945	2024	2100	2173	2243	2311	2377	2441	2502	2562	2621	2678	2733				
2600	1715	1808	1896	1980	2061	2139	2213	2285	2355	2422	2487	2551	2612	2672	2730	2787	2842			
2700	1744	1839	1929	2015	2097	2177	2253	2327	2398	2466	2533	2598	2661	2722	2782	2840	2896	2952		
2800	1772	1869	1961	2048	2133	2214	2292	2367	2439	2510	2578	2644	2708	2771	2832	2891	2949	3006	3061	
2900	1800	1898	1992	2031	2167	2250	2329	2406	2480	2552	2621	2689	2755	2819	2881	2940	3001	3058	3115	3170

Trong một số trường hợp, có thể ta sẽ gặp ống dẫn không khí có tiết diện hình oval. Việc tính toán tổn thất áp suất của loại ống dẫn này vẫn tương tự như đã trình bày ở trên, tuy nhiên ở đây cần lưu ý tính đường kính tương đương của ống dẫn theo công thức sau:

$$d_{td} = \frac{1,55A^{0,625}}{P^{0,25}}, mm \qquad (10.19)$$

Trong đó:

A - tiết diện mặt cắt của ống dẫn oval, mm^2:

$$A = \frac{\pi.b^2}{4} + b.(a - b) \qquad (10.19a)$$

P - chu vi của mặt cắt, *mm*:

$$P = \pi.b + 2.(a - b) \qquad (10.19b)$$

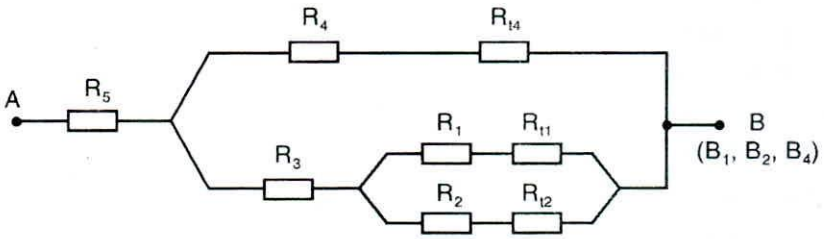
a, b - các cạnh tương ứng của hình chữ nhật ngoại tiếp với tiết diện oval, trong đó a là cạnh dài còn b là cạnh ngắn, *mm*

10.9.3. Thiết kế ống dẫn không khí theo phương pháp mạch điện

Đã từ lâu, các nhà khoa học trong các lĩnh vực phi điện nhận ra rằng, phương pháp tính toán mạch điện là công cụ vô cùng sắc bén không chỉ trong phạm vi kỹ thuật điện - điện tử mà còn cho cả các ngành khoa học khác.

Trong trường hợp thiết kế ống dẫn không khí, việc ứng dụng các phương pháp tính toán này cũng có một lợi ích nhất định nào đó. Để có thấy rõ hơn những điều đã đề cập ở trên, cần khảo sát lại ví dụ ở hình 10.5.

Gọi A là vị trí đầu tiên của ống dẫn (ngay tại miệng ra của quạt); B_1, B_2 và B_4 là môi trường không khí tại các miệng thổi không khí theo các nhánh 1, 2 và 4. Rõ ràng, áp suất tại các điểm B_1, B_2 và B_4 được xem là bằng nhau vì cùng là áp suất của không khí trong không gian cần điều hòa đang khảo sát. Ta có thể vẽ mạch tương đương sau:



Hình 10.6

Trong hình vẽ 10.6, ta gọi:

- R_1, R_2, R_3, R_4 và R_5: trở lực của các đoạn ống dẫn không khí ở hình 10.5 ứng với điều kiện làm việc thực tế.
- R_{t1}, R_{t2}, R_{t4}: trở lực của miệng thổi không khí ứng với điều kiện làm việc thực tế.

Trên cơ sở của sơ đồ ở hình 10.6, ta có thể thực hiện các phép tính đơn giản trong lý thuyết mạch điện để đáp ứng việc tính toán lưu lượng hay tổn thất áp suất của một đoạn ống cụ thể nào đó. Cần lưu ý, trong trường hợp này ta xem lưu lượng không khí tương đương dòng điện, trở lực đường ống tương đương điện trở và tổn thất áp suất tương đương độ sụt điện áp. Ta có các nhận xét sau:

- Nếu các ống dẫn không khí đang khảo sát đều bắt đầu từ cùng một điểm giống nhau thì tổn thất áp suất thực tế (khi hệ thống hoạt động) của các nhánh đều bằng nhau. Trong trường hợp này, tổn thất áp suất được xem là độ chênh lệch áp suất tại điểm chung đó so với áp suất môi trường (tức là sau khi ra khỏi miệng thổi).

- Các trở lực đường ống nối tiếp hay song song được tính tương tự như mạch điện trở nối tiếp hay song song.

Dễ dàng thấy rằng, nếu hệ thống ống dẫn không khí có tính *đối xứng* cao thì các số liệu mong muốn khi thiết kế rất có khả năng phù hợp với các số liệu thực tế khi vận hành. Điều này có nghĩa là các số liệu khi vận hành thực tế, nhất là *lưu lượng* không khí, lệch rất ít so với các số liệu thiết kế. Tuy nhiên, nếu hệ thống ống dẫn phức tạp và không đối xứng thì có thể khẳng định rằng - dù thiết kế hệ thống ống dẫn bằng bất kỳ phương pháp nào - rất khó lòng thỏa mãn điều kiện tổn thất áp suất trong các nhánh song song bằng nhau tương ứng với *lưu lượng thiết kế*. Cũng cần lưu ý, có thể mức độ đúng đắn khi thiết kế hệ thống ống dẫn không cao, nhưng khi hoạt động thì tổn thất áp suất ở các nhánh song song như đã nêu ở trên đều phải bằng nhau, tuy nhiên *lưu lượng không khí thực tế đi qua các nhánh sẽ không đúng như mong muốn*. Để đạt được lưu lượng thiết kế trong những hệ thống ống dẫn phức tạp, người ta thường phải đặt thêm các bộ điều chỉnh gió trong các nhánh hoặc dùng miệng thổi có cơ cấu điều chỉnh lưu lượng. Ta hiểu việc đặt thêm các bộ phận đó nhằm mục đích điều chỉnh trở lực trong mỗi nhánh theo yêu cầu, điều mà ta khó lòng đạt được trong quá trình thiết kế.

Cần nói rõ thêm, khi thiết kế hệ thống ống dẫn không khí, người ta thường khuyên nên chọn quạt theo tổn thất áp suất lớn nhất có thể có trong các nhánh. Điều này cho thấy việc đạt được tổn thất áp suất bằng nhau ở các nhánh (với lưu lượng yêu cầu) khi thiết kế là điều rất khó thực hiện trong thực tế.

Nhằm hạn chế việc sử dụng các bộ điều chỉnh gió để tiết kiệm năng lượng khi vận hành quạt, nên tiến hành việc thiết kế ống dẫn không khí theo các bước sau:

- Bằng kinh nghiệm hoặc các phép tính sơ bộ, xác định trước nhánh ống dẫn có thể có tổn thất áp suất lớn nhất.

- Ứng với lưu lượng yêu cầu, cố gắng thiết kế đường nhánh chính này sao cho tổn thất áp suất tương ứng có giá trị nhỏ nhất hoặc hợp lý nhất.

- Trên cơ sở tổn thất áp suất đã xác định ở đường nhánh chính và lưu lượng yêu cầu ở các nhánh song song còn lại, tiến hành thiết kế các đường nhánh đó. Ở giai đoạn này, điều đặc biệt quan trọng là các đoạn ống nhánh tương ứng với lưu lượng yêu cầu phải có tổn thất áp suất giống như tổn thất áp suất đã xác định ở đường nhánh chính.

Nếu thực hiện tốt các yêu cầu đã nêu ở trên, có khả năng độ sai lệch về lưu lượng không khí trong mỗi nhánh - giữa số liệu yêu cầu khi thiết kế và kết quả vận hành thực tế - sẽ giảm đi rất đáng kể.

10.9.4. Ống gió vải

Thông thường ống dẫn không khí được làm bằng tôn tráng kẽm hoặc bằng nhựa dạng tấm. Tuy nhiên, trong những năm gần đây, ống gió vải (*Textile Air Duct*) càng ngày càng được sử dụng rộng rãi. Nói chung, so với các phương án truyền thống khác, ống gió vải có những ưu điểm sau:

- Thi công nhanh chóng, không phải tự chế tạo do đây là các sản phẩm đã được sản xuất hàng loạt theo các tiêu chuẩn qui định.

- Có khá nhiều loại tiết diện, từ những loại tiết diện thường được sử dụng trong thực tế như *hình tròn* và hình *chữ nhật*, cho đến các loại tiết diện mang tính đặc thù như *nửa tròn* (Half-Round), *một phần tư hình tròn* (Quarter-Round), *một phần cung tròn* (Segment), hay *một phần của hình tròn* (Sector) ứng với góc bất kỳ nhỏ hơn 180^o. Chính vì tính đa dạng cho nên ống gió vải có thêm tính năng trang trí, có thể giúp tiết kiệm đáng kể không gian lắp đặt.

- Ở ống gió vải người ta không dùng các miệng thổi gió truyền thống như đã biết, thay vào đó nhà sản xuất đã bố trí sẵn các lỗ nhỏ trên ống gió vải để làm nhiệm vụ khuếch tán gió lạnh ra không gian cần điều hòa (Perforation). Nói chung các ống gió vải đều được sản xuất bằng loại vải có tính thấm không khí (Micro-perforation), chính nhờ khả năng này nên đã loại trừ được hiện tượng đọng sương trên ống gió vải.

- Có thể giải quyết tốt yêu cầu phân bố gió đồng đều bên trong không gian cần điều hòa.

- Thuận lợi cho công tác vệ sinh và bảo trì.

- Thích hợp để lắp đặt *bên trong* những không gian lớn như siêu thị, nhà xưởng, kho hàng, phòng tập thể dục, hội trường, sân bay, nhà ga,...

Chương 11

THIẾT KẾ ỐNG DẪN KHÔNG KHÍ

§11.1. CÁC PHƯƠNG PHÁP THIẾT KẾ ỐNG DẪN KHÔNG KHÍ

Cho đến hiện nay, có khá nhiều phương pháp có thể được sử dụng để thiết kế ống dẫn không khí trong các hệ thống điều hòa không khí. Tuy nhiên, mỗi phương pháp đều có một đặc điểm riêng và trường hợp ứng dụng riêng. Không có phương pháp nào có khả năng cho ra các kết quả tối ưu nhất trong mọi tình huống. Do đó, tùy vào điều kiện cụ thể và khả năng của người thiết kế mà phương pháp được lựa chọn sẽ khác nhau.

Thông thường, khi thiết kế ống dẫn không khí người ta có thể sử dụng một trong ba phương pháp sau:

- Phương pháp ma sát đồng đều (Equal Friction)
- Phương pháp giảm tốc độ (Velocity Reduction)
- Phương pháp phục hồi áp suất tĩnh (Static Regain).

Ngoài ba phương pháp đã nêu ở trên, nên lưu ý thêm các phương pháp dưới đây để tham khảo khi cần thiết:

- Phương pháp T (T-method)
- Phương pháp tốc độ không đổi (Constant Velocity)
- Phương pháp áp suất tổng (Total Pressure).

Cần phải chú ý xem xét kỹ lưỡng những yếu tố cấu thành chi phí toàn bộ của hệ thống ống dẫn trong quá trình lựa chọn phương pháp thiết kế. Giá thành của hệ thống bao gồm các thành phần sau: vật tư chế tạo ống dẫn, cách nhiệt, công lắp đặt, kết cấu các đoạn cong, rẽ nhánh, quạt gió, không gian cần để lắp đặt, phương pháp cân bằng áp suất, mức độ ồn, các bộ phận phân phối gió và bộ phận gia nhiệt,...

Tùy theo phương pháp thiết kế mà tổn thất áp suất trong hệ thống sẽ khác nhau và kích thước tiết diện của các đoạn ống cũng sẽ khác nhau. Ở một số phương pháp, kết quả nhận được còn phụ thuộc một phần đáng kể vào kiến thức và kinh nghiệm của người thiết kế.

Để có cái nhìn tổng quát, cần phải làm rõ nội dung của từng phương pháp để dễ quyết định lựa chọn khi tiến hành thiết kế.

11.1.1. Phương pháp giảm tốc độ

Được xem là phương pháp đơn giản nhất, tuy nhiên đòi hỏi người thiết kế phải có kinh nghiệm thực tế. Thông thường người ta chỉ có thể sử dụng phương pháp này cho những hệ thống ống dẫn không khí tương đối đơn giản. Để thực hiện phương pháp này, người thiết kế - bằng kinh nghiệm của mình - *chủ động lựa chọn tốc độ chuyển động của không khí* trên cơ sở mức độ ồn chấp nhận được và *chủ động thực hiện việc giảm bớt tốc độ ở các đoạn ống kế tiếp.*

Trong trường hợp người thiết kế chưa có nhiều kinh nghiệm thì tốt nhất không nên thử dùng phương pháp này.

Khi thiết kế ống dẫn theo phương pháp này, cần thực hiện tuần tự các bước sau:

- Chọn tốc độ chuyển động của không khí trong đoạn ống chính trước lúc rẽ nhánh.
- Ở những đoạn ống kế tiếp và đoạn ống nhánh, tốc độ được chọn phải theo khuynh hướng giảm dần so với giá trị lúc ban đầu ở đoạn ống chính.
- Ứng với các tốc độ đã chọn và lưu lượng không khí qua từng đoạn ống đã biết, xác định cụ thể kích thước của từng đoạn ống.
- Trên cơ sở lưu lượng, tốc độ và kích thước của từng đoạn ống, tra đồ thị để tìm các giá trị tổn thất áp suất tương ứng.
- Giá trị tổn thất áp suất lớn nhất tính theo một đường dẫn bất kỳ nào đó trong hệ thống là giá trị cần thiết để lựa chọn quạt gió.

Để đảm bảo tính cân bằng của hệ thống, đảm bảo sự phân phối không khí đồng đều, có thể sử dụng thêm các bộ điều chỉnh gió ở những vị trí cần thiết. Khi lựa chọn tốc độ, bên cạnh kinh nghiệm, nên lưu ý tham khảo thêm các số liệu trình bày ở bảng 10.3.

11.1.2. Phương pháp ma sát đồng đều

Nội dung cơ bản của phương pháp này là tổn thất áp suất tính trên *một đơn vị chiều dài ống* đều như nhau trong toàn bộ hệ thống. Phương pháp ma sát đồng đều đặc biệt thích hợp cho các hệ thống thuộc loại tốc độ thấp, được dùng phổ biến để thiết kế các ống đi, ống về và ống thải. Thông thường, người ta *không dùng phương pháp này để thiết kế các hệ thống có áp suất cao.*

Đối với các ống đi, phương pháp này đồng thời giảm luôn tốc độ di chuyển của không khí theo hướng chuyển động của dòng, điều này giúp giảm bớt độ ồn của hệ thống.

Về mặt tin cậy, phương pháp này được đánh giá cao hơn phương pháp giảm tốc độ đã trình bày ở trên, nó ít đòi hỏi hệ thống phải cân bằng hay đối xứng như phương pháp trước đó.

Quá trình thiết kế hệ thống ống dẫn theo phương pháp ma sát đồng đều có thể được tiến hành theo một trong hai hướng sau:

- Lựa chọn tiết diện điển hình trong hệ thống ống dẫn và lựa chọn tốc độ không khí thích hợp tương ứng với tiết diện đó. Từ giá trị lưu lượng đã biết, xác định cụ thể các kích thước của tiết diện này và trên cơ sở đó tính toán tổn thất áp suất. Giá trị tổn thất áp suất đã xác định ở tiết diện điển hình được xem như yếu tố chuẩn (được giữ không đổi) để tính tiếp kích thước của các đoạn ống còn lại.

- Chọn giá trị tổn thất áp suất hợp lý và giữ nguyên giá trị này cho toàn bộ hệ thống. Trên cơ sở lưu lượng đã biết, có thể xác định được kích thước của ống dẫn ở các vị trí khác nhau.

Thông thường, khi thực hiện phương pháp này, người thiết kế sẽ băn khoăn trước vấn đề lựa chọn tổn thất áp suất hợp lý. Rõ ràng, nếu chọn tổn thất áp suất chuẩn thấp thì tương ứng tốc độ chuyển động của không khí sẽ nhỏ và kích thước ống sẽ lớn, ngược lại, nếu tổn thất áp suất chuẩn được chọn khá cao thì kích thước ống sẽ nhỏ hơn nhưng độ ồn sẽ nhiều hơn và chi phí vận hành sẽ gia tăng. Như vậy, việc lựa chọn tổn thất áp suất chuẩn để làm cơ sở thiết kế là vấn đề quan trọng cần phải cân nhắc. Để giải quyết vấn đề này, các nhà nghiên cứu đã đề nghị, đối với các hệ thống tốc độ thấp nên chọn giá trị tổn thất áp suất chuẩn vào khoảng trên dưới $1 N/m^2$ cho $1m$ chiều dài ống dẫn (thường được viết gộp lại là $1 N/m^3$), cụ thể có thể chọn từ $0,5 N/m^3$ đến $1,5 N/m^3$. Tuy nhiên, các nhà thiết kế thực tế đề nghị cụ thể hơn, chỉ nên chọn từ $0,8 N/m^3$ đến $1 N/m^3$.

Trong thực tế, khi quá trình thiết kế được thực hiện theo hướng thứ nhất, người ta thường chọn tiết diện của đoạn ống chính ở gần quạt là tiết diện điển hình và chọn tốc độ dựa theo hướng dẫn ở bảng 10.3.

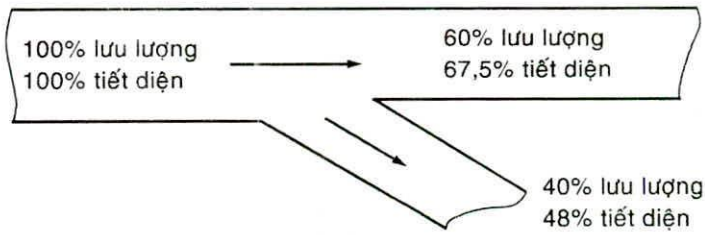
Để quá trình tính toán được thuận lợi, bảng 11.1 sẽ trình bày một vài số liệu cần thiết có ý nghĩa thực tiễn. Theo bảng này, nếu lấy tiết diện và lưu lượng của đoạn ống ở gần quạt làm chuẩn, khi biết số phần trăm lưu lượng của một đoạn ống nào đó so với lưu lượng chuẩn, có thể dễ dàng xác định được kích thước tiết diện của đoạn ống đó sao cho tổn thất áp suất tính trên một đơn vị chiều dài của ống hoàn toàn giống nhau trong toàn bộ hệ thống.

Tương tự như phương pháp trước đó, tổn thất áp suất của hệ thống là tổn thất lớn nhất của một đường đi bất kỳ trong hệ thống, trong trường hợp này cũng nên lưu ý tính tổn thất ở những đoạn cong, ở những đoạn thay đổi tiết diện, ... vào tổn thất chung của hệ thống.

Bảng 11.1

Lưu lượng, %	Tiết diện, %	Lưu lượng, %	Tiết diện, %	Lưu lượng, %	Tiết diện, %	Lưu lượng, %	Tiết diện, %
1	2,0	26	33,5	51	59,0	76	81,0
2	3,5	27	34,5	52	60,0	77	82,0
3	5,5	28	35,5	53	61,0	78	83,0
4	7,0	29	36,5	54	62,0	79	84,0
5	9,0	30	37,5	55	63,0	80	84,5
6	10,5	31	39,0	56	64,0	81	85,5
7	11,5	32	40,0	57	65,0	82	86,0
8	13,0	33	41,0	58	65,5	83	87,0
9	14,5	34	42,0	59	66,5	84	87,5
10	16,5	35	43,0	60	67,5	85	88,5
11	17,5	36	44,0	61	68,0	86	89,5
12	18,5	37	45,0	62	69,0	87	90,0
13	19,5	38	46,0	63	70,0	88	90,5
14	20,5	39	47,0	64	71,0	89	91,5
15	21,5	40	48,0	65	71,5	90	92,0
16	24,0	41	49,0	66	72,5	91	93,0
17	24,0	42	50,0	67	73,5	92	94,0
18	25,0	43	51,0	68	74,5	93	94,5
19	26,0	44	52,0	69	75,5	94	95,0
20	27,0	45	53,0	70	76,5	95	96,0
21	28,0	46	54,0	71	77,0	96	96,5
22	29,5	47	55,0	72	78,0	97	97,5
23	30,5	48	56,0	73	79,0	98	98,0
24	31,5	49	57,0	74	80,0	99	99,0
25	32,5	50	58,0	75	80,5	100	100,0

Hình 11.1 minh họa cách sử dụng các số liệu trong bảng 11.1.



Hình 11.1

11.1.3. Phương pháp phục hồi áp suất tĩnh

Có thể sử dụng phương pháp này để thiết kế các ống đi với bất kỳ loại tốc độ và áp suất nào. Thông thường người ta *không sử dụng phương pháp này để thiết kế các ống về*. Phương pháp này có phần phức tạp hơn so với phương pháp ma sát đồng đều.

Nguyên tắc cơ bản của phương pháp phục hồi áp suất tĩnh là xác định kích thước của ống dẫn sao cho tổn thất áp suất trong đoạn ống đó đúng bằng độ gia tăng áp suất tĩnh do sự giảm tốc độ chuyển động của không khí sau mỗi nhánh rẽ.

So với phương pháp ma sát đồng đều, hệ thống ống dẫn không khí được thiết kế bởi phương pháp này có những đặc điểm sau:

- Kích thước của ống dẫn chính (gần quạt) tương đương nhau.
- Kích thước của các ống nhánh hơi lớn hơn, do đó khối lượng toàn bộ của hệ thống ống dẫn lớn hơn (khoảng 13%) so với phương pháp ma sát đồng đều.
- Chi phí đầu tư ban đầu lớn hơn nhưng chi phí vận hành sẽ nhỏ hơn.

Phương pháp này *có những đặc điểm phù hợp với các yêu cầu về độ ồn.* Rõ ràng, bằng phương pháp này, tốc độ trong các ống nhánh cũng tuần tự giảm đi, điều đó cho phép một bộ phận đáng kể áp suất động biến đổi sang áp suất tĩnh để bù đắp tổn thất áp suất do ma sát ở những đoạn ống kế tiếp.

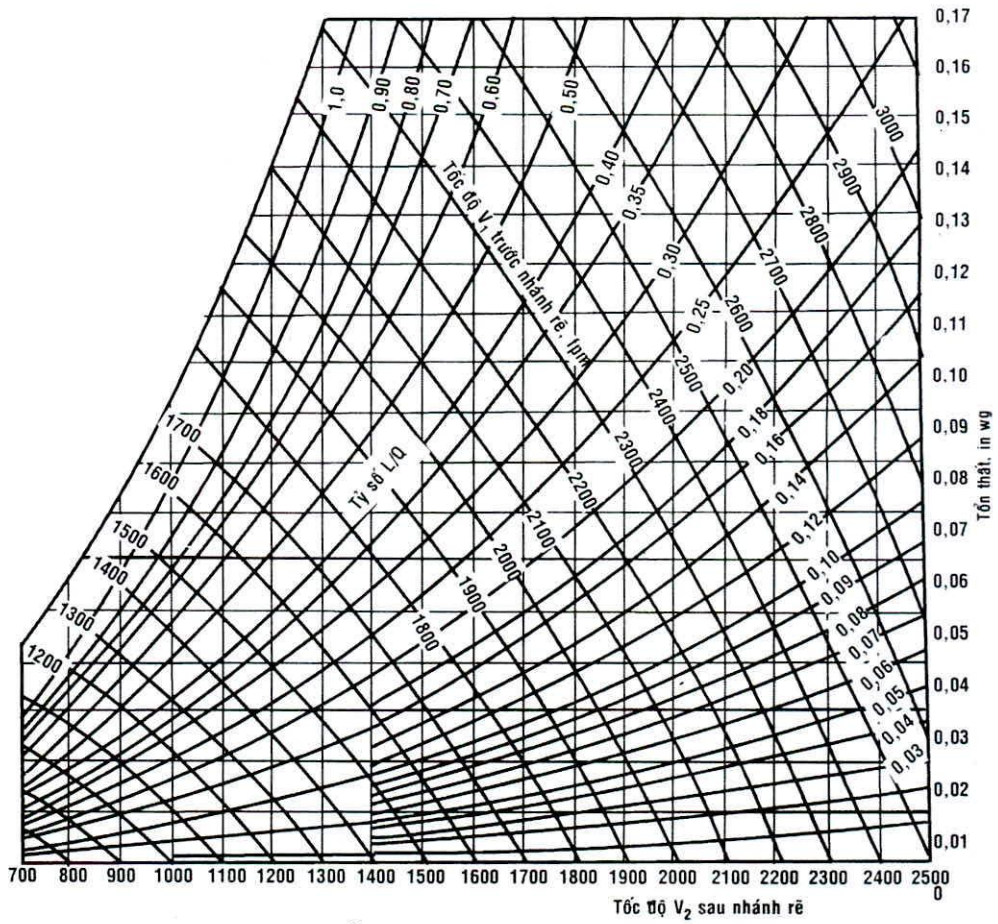
Một ưu điểm khác là hệ thống *dễ thỏa mãn yêu cầu về độ cân bằng* (xem mục 10.9.3) bởi vì lượng tổn thất áp suất và lượng gia tăng áp suất tĩnh tỉ lệ với tốc độ. Vì vậy, phương pháp phục hồi áp suất tĩnh là *phương pháp tốt nhất* để thiết kế các hệ thống có lưu lượng không khí thay đổi (Variable Air Volume System). Tuy nhiên, nhược điểm của phương pháp phục hồi áp suất tĩnh là kích thước của các đoạn ống dẫn ở xa quạt có khả năng lớn hơn bình thường, nhất là đối với những hệ thống có chiều dài khá lớn.

Để tiến hành tính toán hệ thống ống dẫn không khí bằng phương pháp phục hồi áp suất tĩnh, cần phải thực hiện các bước sau:

- Chọn tốc độ hợp lý ở ống dẫn chính theo bảng 10.3.

- Xác định kích thước của ống dẫn chính.

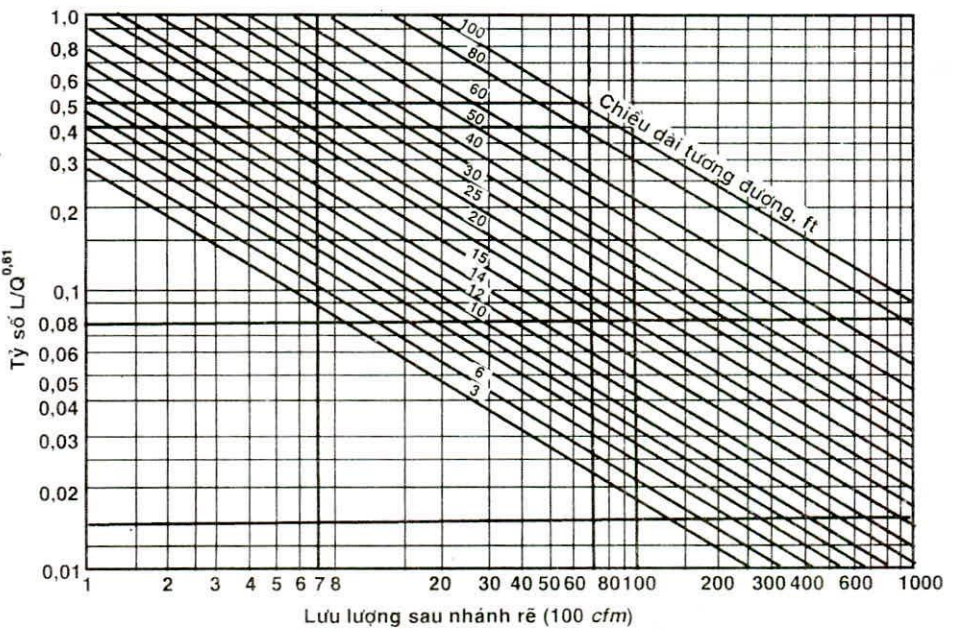
- Kích thước của các tiết diện còn lại trong hệ thống ống dẫn được xác định nhờ vào các đồ thị trình bày ở các hình 11.2 và 11.3. Đồ thị ở hình 11.3 cho phép ta xác định "tỉ số L/Q" khi biết chiều dài tương đương L của ống dẫn giữa các nhánh rẽ và lưu lượng Q của không khí qua đoạn ống đó. Cần chú ý rằng, "tỉ số L/Q" mà ta đã đề cập ở trên chính là $L/Q^{0,61}$, còn chiều dài L bao gồm luôn cả chiều dài tương đương ở các đoạn cong, nó không tính đến các vị trí chuyển đổi tiết diện. Sau khi có "tỉ số L/Q", bằng đồ thị ở hình 11.2, ta có thể xác định được tốc độ V_2 ở đoạn ống đang cần xác định kích thước. Khi tra đồ thị này, ta phải lưu ý sử dụng tốc độ V_1 ở đoạn ống ngay trước đoạn ống mà ta đang khảo sát.



Hình 11.2

- Khi đã có tốc độ V_2, kết hợp với lưu lượng không khí qua ống đã biết, ta sẽ tính được kích thước của các tiết diện đó.

Nói chung, việc cân bằng hệ thống trong trường hợp này khá đơn giản, do đó không cần dùng bộ điều chỉnh gió. Tuy nhiên, trong thực tế, để đảm bảo sự thiết kế hoàn hảo ta nên thêm vào hệ thống bộ điều chỉnh gió để chủ động điều chỉnh lượng không khí đi vào các nhánh rẽ. Khi thực hiện phương pháp này, áp suất tĩnh ở các miệng thổi gần như bằng nhau.



Hình 11.3

11.1.4. Phương pháp T

Là phương pháp đặt nặng vấn đề *tối ưu hóa* trong việc thiết kế hệ thống ống dẫn không khí đã được phát triển trong khoảng 20 năm gần đây. Điểm đặc biệt của phương pháp này là hết sức chú ý đến các vấn đề có khi mâu thuẫn nhau như: chi phí đầu tư ban đầu, chi phí vận hành, sự tiêu hao năng lượng, số giờ vận hành,... Có thể thực hiện các tính toán theo phương pháp này bằng tay và bằng các phương trình cho sẵn (xem chương 32, ASHRAE Fundamentals Handbook, 1989). Tuy nhiên, tốt nhất là nên thực hiện các chương trình tính toán trên máy tính. Phương pháp T đã được nghiên cứu và đề xuất bởi R.J.Tsal, H.F.Behls và R.Mangel (xem ASHRAE Technical Data Bulletin, Volume 4 , N.3, 1988).

11.1.5. Phương pháp tốc độ không đổi

Nội dung cơ bản của phương pháp này là việc lựa chọn một tốc độ hợp lý nhất cho toàn bộ hệ thống. Khi thực hiện phương pháp này, đòi hỏi người thiết kế phải có khá nhiều kinh nghiệm.

Phương pháp tốc độ không đổi được áp dụng thích hợp cho các hệ thống áp suất cao. Ở các hệ thống này, trước khi phân phối không khí vào các không gian cần điều hòa người ta thường sử dụng các hộp (Plenum) để làm suy giảm tốc độ và hạn chế độ ồn.

11.1.6. Phương pháp áp suất tổng

Là phương pháp được cải biên trên cơ sở phương pháp phục hồi áp suất tĩnh. Phương pháp này cho phép người thiết kế xác định các tổn thất áp suất tổng tức thời tại mỗi tiết diện của hệ thống ống dẫn. Ưu điểm của phương pháp này là xác định ngay các tổn thất áp suất tại các tiết diện của ống dẫn, từ đó có thể biết được các yêu cầu về áp suất tổng mà quạt phải đáp ứng.

Từ việc phân tích các phương pháp thiết kế ống dẫn không khí, ta thấy dù việc thiết kế được tiến hành theo phương pháp nào thì ta vẫn phải tính toán tổn thất áp suất của hệ thống trên cơ sở các kích thước chi tiết của ống dẫn mà ta đã xác định được bằng phương pháp đã chọn. Như vậy, rõ ràng vấn đề *xác định tổn thất áp suất lớn nhất* trong hệ thống ống dẫn là một khâu then chốt để có cơ sở lựa chọn quạt thích hợp. Cần lưu ý, trong thực tế người ta *thường chọn phương pháp ma sát đồng đều* để thiết kế ống dẫn không khí.

§11.2. XÁC ĐỊNH TỔN THẤT ÁP SUẤT TRONG CÁC ĐOẠN ỐNG DẪN THẲNG CÓ TIẾT DIỆN KHÔNG THAY ĐỔI

Các công thức cơ bản cho việc xác định tổn thất áp suất do ma sát trong các đoạn ống dẫn thẳng có tiết diện không thay đổi đã được đề cập trong mục §10.7. Tuy nhiên, rõ ràng trong thực tế việc sử dụng trực tiếp các công thức đó không được thuận tiện lắm, vẫn còn những trở ngại nhất định. Mặc dù vậy, với mục đích tham khảo, mục này trình bày thêm một số công thức khác để tùy từng trường hợp người sử dụng có thể vận dụng nhằm giải quyết công việc của mình.

Với mục đích công thức hóa các mối quan hệ giữa Δp_{ms} và các thông số có liên quan, Fritzsche đã đề nghị thêm công thức sau:

$$\Delta p_{ms} = \frac{91,16.V^{1,852}.l}{d^{1,269}} \quad (11.1)$$

Ở đây:

Δp_{ms} - tổn thất áp suất do ma sát, N/m^2

V - tốc độ chuyển động trung bình của không khí, *m/s*

l - chiều dài của ống dẫn không khí, *m*

d - đường kính bên trong của ống dẫn, *mm*.

Vào năm 1959, Viện kỹ thuật nhiệt và thông gió (Institution of Heating and Ventilating Engineers - IHVE) đã giới thiệu một công thức phức tạp hơn của Colebrook và White:

$$\dot{m}_V = -4.\left(N_3.\Delta p_{ms}.d^5\right)^4.\log\left(\frac{k_s}{3,7.d} + \frac{N_4.d}{\sqrt{N_3.\Delta p_{ms}.d^5}}\right) \quad (11.2)$$

Trong đó:

$\dot{m}_V$ - lưu lượng thể tích của không khí, m^3/s

Δp_{ms} - tổn thất áp suất tính trên 1*mét* chiều dài ống, N/m^2

d - đường kính bên trong của ống, *m*

k_s - độ nhấp nhô tuyệt đối của bề mặt bên trong ống, *m*.

$$N_3 = \frac{\pi^2}{32.\gamma} = 0,30842.\gamma^{-1}$$

$$N_4 = \frac{1,255.\pi.\mu}{4.\gamma} = 0,98567.\mu.\gamma^{-1}$$

γ - trọng lượng riêng của không khí, kgf/m^3

μ - độ nhớt tuyệt đối của không khí, *kg/(m.s)*

Ngoài ra, Darcy cũng đề nghị phương trình sau:

$$\Delta p_{ms} = f.\left(\frac{1000.L}{D_h}\right).p_đ \quad (11.3)$$

Trong đó:

Δp_{ms} - tổn thất áp suất do ma sát, *Pa*

f - hệ số ma sát

L - chiều dài của ống dẫn, *m*

D_h - đường kính tính toán, *mm*

$p_đ$ - áp suất động, *Pa*.

Các nghiên cứu chỉ ra rằng, khi tiêu chuẩn Reynolds nhỏ hơn 2000, hệ số ma sát f chỉ phụ thuộc vào tiêu chuẩn Reynolds. Khi chuyển sang chế độ chảy rối, hệ số f không chỉ phụ thuộc vào tiêu chuẩn Reynolds, mà còn phụ thuộc vào độ nhám của bề mặt ống dẫn và những chỗ nhấp nhô ở bên trong ống dẫn. Trong thực tế, chế độ chuyển động của không khí trong các ống dẫn thường là chế độ chảy rối và các bề mặt bên trong của ống dẫn đều có một độ nhám nhất định, lúc đó có thể xác định f theo công thức sau:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.\log\left(\frac{\varepsilon}{3{,}7.D_h} + \frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\sqrt{f}}\right) \tag{11.4}$$

Ở đây:

ε - hệ số độ nhám tuyệt đối của vật liệu, *mm*

$D_h = \frac{4.A}{P}$ với A: tiết diện ống dẫn, mm^2

P: chu vi của ống dẫn, *mm*

Công thức (11.4) rõ ràng không ở dạng tường minh, muốn giải phải dùng phương pháp lặp.

Để đơn giản hóa công thức tính hệ số ma sát, Altshut (1963) và Tsal (1989) đã đề nghị:

$$f' = 0{,}11.\left(\frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25} \tag{11.5}$$

Nếu $f' \geq 0{,}018$ thì có thể lấy $f = f'$

Nếu $f' < 0{,}018$ thì $f = 0{,}85.f' + 0{,}0028$

Trong các công thức trên, Reynolds được tính như sau:

$$\mathrm{Re} = \frac{D_h.V}{1000.\upsilon}$$

Với:

V - tốc độ, *m/s*

υ - độ nhớt động học, m^2/s

Giá trị hệ số độ nhám tuyệt đối ε của một số loại vật liệu thường dùng được trình bày trong bảng 11.2.

Bảng 11.2

Loại vật liệu	Mức độ nhám	Hệ số độ nhám tuyệt đối ε, *mm*
- Thép Carbon không tráng - PVC plastic - Nhôm	láng, trơn	0,03
- Thép có mạ, tráng	tương đối láng	0,09
- Thép có mạ, tráng	trung bình	0,15
- Béton	nhám	3,0

Công thức (11.2) của Colebrook và White tương đối chính xác nhưng khó có thể giải trực tiếp để tìm ra nghiệm số, bởi vậy IHVE (Institution of Heating and Ventilating Engineers) đã xây dựng trên cơ sở của phương trình này một loại *đồ thị dùng để tra tổn thất áp suất ma sát*.

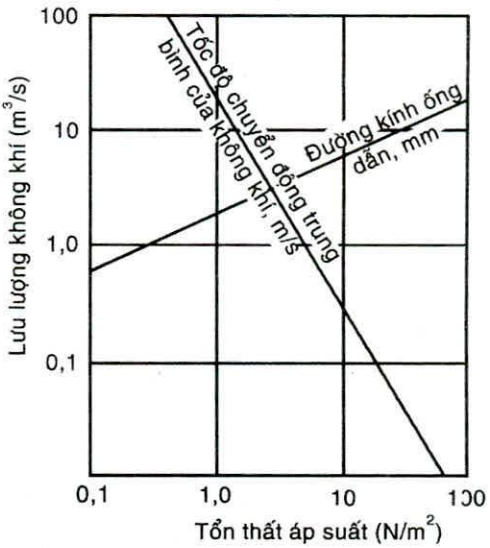
Đồ thị do IHVE đề xuất có trục tọa độ logarit, đồ thị này cho các mối quan hệ gần như tuyến tính giữa lưu lượng, đường kính ống dẫn và tốc độ không khí theo tổn thất áp suất. Khi xây dựng đồ thị, các thông số của không khí được chọn là $t = 20^oC$ và $p = 1{,}013bar$, vật liệu làm ống dẫn là tôn tráng kẽm nhẵn, sạch.

Trong trường hợp vật liệu của ống dẫn và nhiệt độ không khí không giống như đã nêu ở trên, khi cần thiết có thể bổ sung vào kết quả tra được những hệ số hiệu chỉnh. Phương trình hiệu chỉnh khi có sự thay đổi nhiệt độ được viết như sau:

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left(\frac{293}{273 + t_2} \right)^{0,857} = \Delta p_1 . E . \left(\frac{293}{273 + t_2} \right) \qquad (11.6)$$

Ở đây E là hệ số hiệu chỉnh do sự biến thiên độ nhớt của không khí.

Hình 11.4 mô tả kết cấu cơ bản đồ thị được sử dụng để xác định tổn thất áp suất theo phương trình Colebrook – White, trục tung của đồ thị này biểu diễn lưu lượng không khí qua ống dẫn, trục hoành biểu diễn tổn thất áp suất Δp_{ms} trên một đơn vị chiều dài của ống. Ngoài ra bên trong đồ thị còn có nhiều đường song song với nhau theo 2 nhóm: nhóm thứ nhất chỉ đường kính ống dẫn, nhóm thứ hai chỉ tốc độ trung bình của không khí.



Hình 11.4

Cần chú ý rằng, đồ thị xây dựng theo phương trình Colebrook – White trong thực tế không khác lắm so với đồ thị xây dựng theo công thức Fritzsche.

Để minh họa cụ thể đồ thị xây dựng từ phương trình Colebrook – White, các hình 11.5 và 11.6 dưới đây trình bày một vài dạng trong số những dạng hiện có. Ở hình 11.5, lưu lượng được đo bằng *lít/s*, tốc độ – *m/s*, đường kính ống – *mm* và tổn thất áp suất – *Pa/m* chiều dài ống. Ở hình 11.6, lưu lượng được đo bằng *cfm*, tốc độ – *fpm*, đường kính ống – *in* và tổn thất áp suất – *in.H_2O/100ft* chiều dài ống.

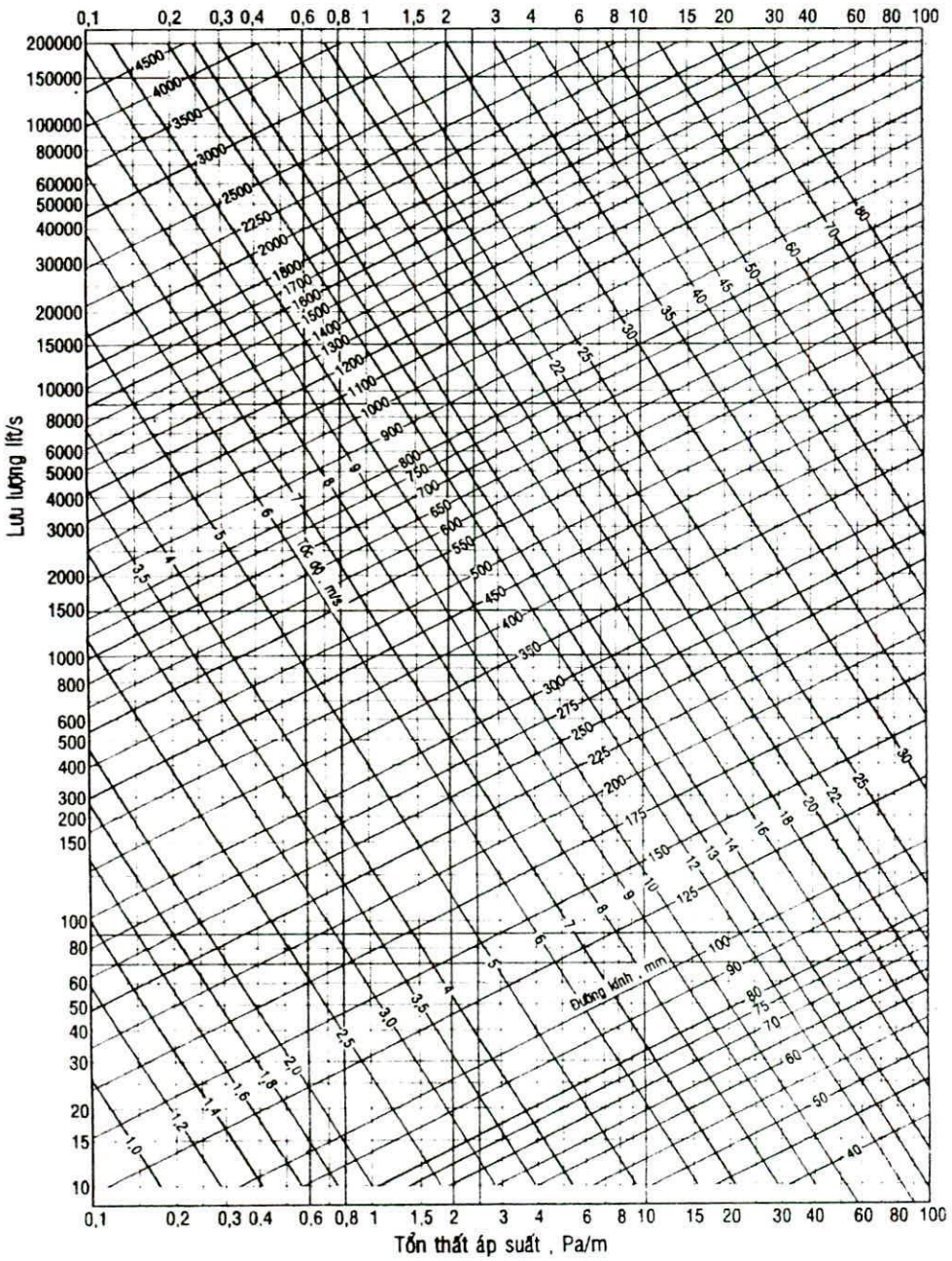
Mặc dù các đồ thị được xây dựng ở điều kiện nhiệt độ không khí bằng 20^oC, trong thực tế nếu nhiệt độ không khí biến đổi trong khoảng từ 0^oC đến 50^oC thì vẫn có thể sử dụng được mà không cần có một sự hiệu chỉnh nào.

Nếu nhiệt độ không khí lớn hơn 50^oC thì có thể sử dụng công thức (11.6) để hiệu chỉnh, hệ số E trong công thức (11.6) sẽ thay đổi từ 1,014 đến 1,054 khi nhiệt độ biến đổi từ 50^oC đến 150^oC.

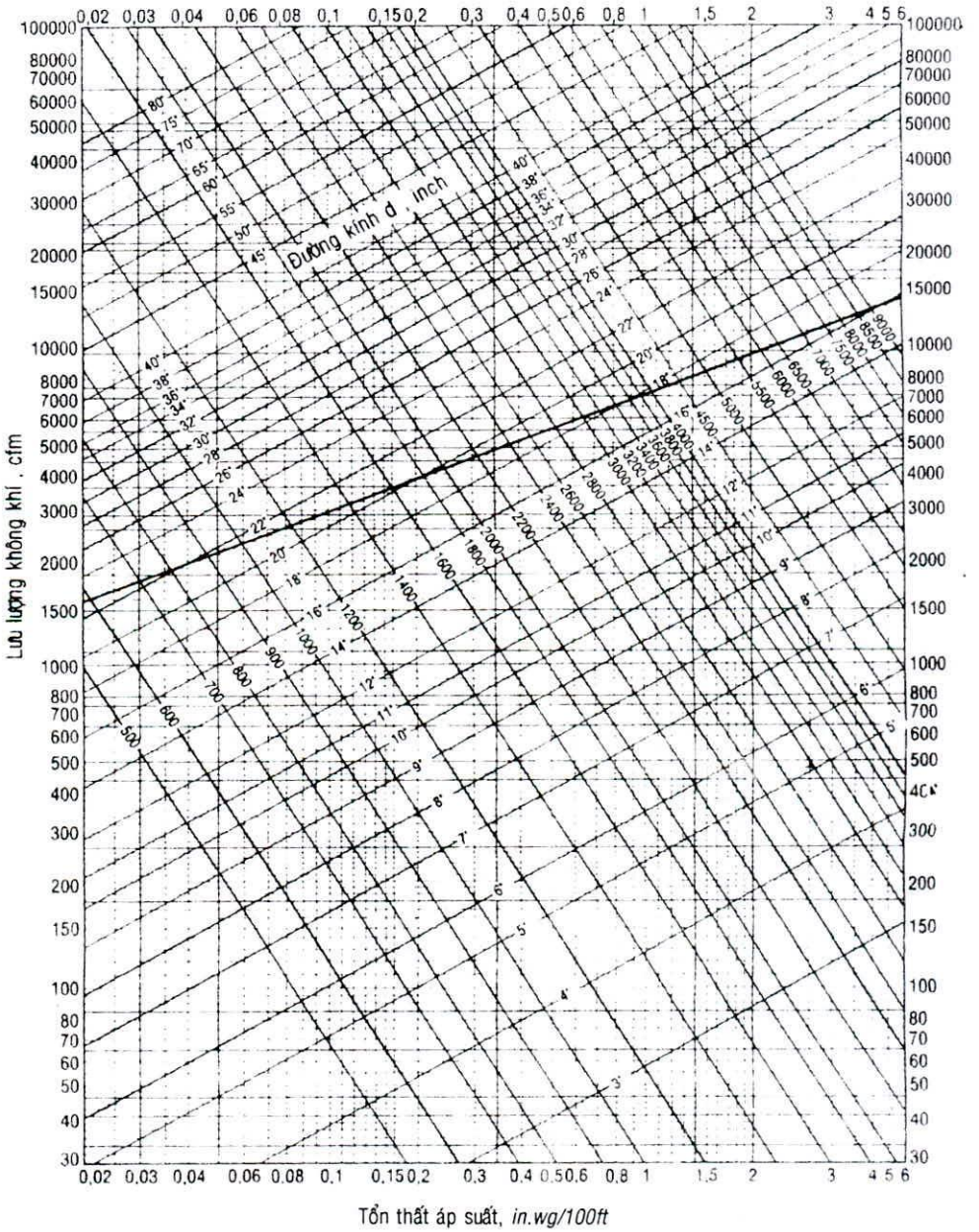
Các đồ thị đã nêu ở trên được dùng để tra tổn thất áp suất của các ống dẫn có *tiết diện tròn*, trong trường hợp ống dẫn có *tiết diện chữ nhật* với các cạnh lần lượt là a và b thì ta phải tính đường kính tương đương theo công thức (10.18) hoặc tra bảng 10.4.

Như đã trình bày trong mục 10.9.2, vì tiết diện của ống dẫn chữ nhật đang khảo sát lớn hơn tiết diện của ống dẫn tròn có đường kính tương đương d_{td} tính theo công thức (10.18), cho nên ứng với cùng một lưu lượng

thể tích như nhau thì tốc độ thực sự của không khí đi qua ống dẫn chữ nhật sẽ hơi nhỏ hơn so với tốc độ tra được từ đồ thị theo lưu lượng yêu cầu và đường kính d_{td}.



Hình 11.5

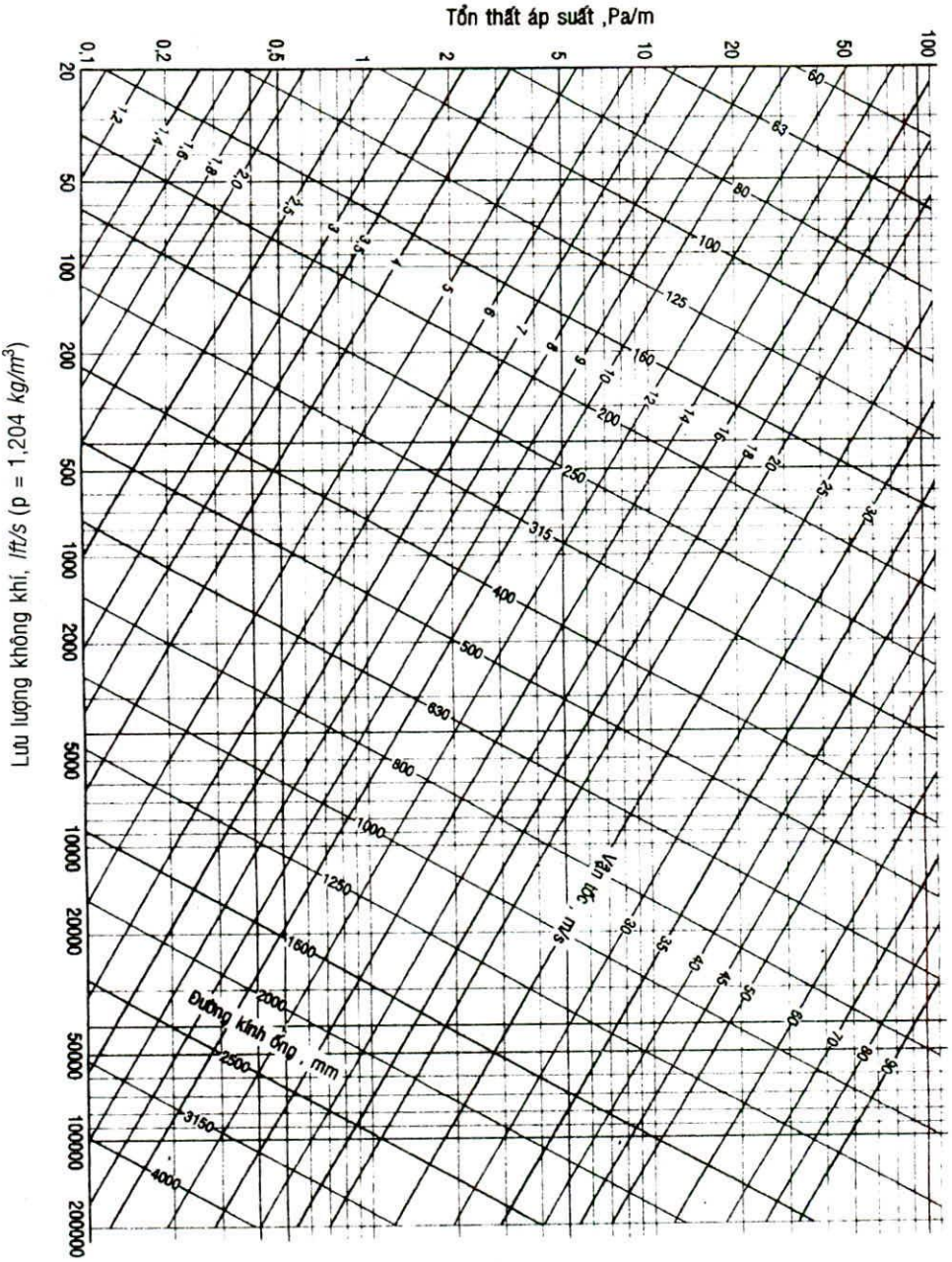


Hình 11.6

Như vậy, để xác định tổn thất áp suất của đoạn ống dẫn thẳng có tiết diện chữ nhật thì ta *không nên dùng tốc độ* mà nên tiến hành theo các bước sau:

- Tính đường kính tương đương.
- Dùng đường kính tương đương và lưu lượng yêu cầu để tra tổn thất áp suất do ma sát của đoạn ống.

Ngoài các đồ thị ở hình 11.5 và 11.6, có thể tham khảo thêm đồ thị ở hình 11.7 khi xác định tổn thất áp suất trong ống dẫn không khí, đây là dạng đồ thị tương tự nhưng có cách bố trí hơi khác.



Hình 11.7

§11.3. XÁC ĐỊNH TỔN THẤT ÁP SUẤT Ở CÁC ĐOẠN CONG

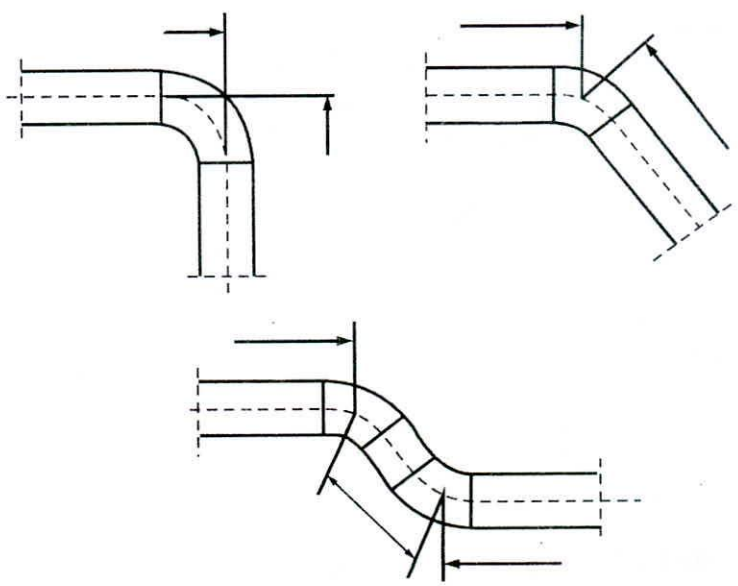
Đoạn cong là thuật ngữ dùng để chỉ đoạn ống có tiết diện giống hoặc khác đoạn ống trước đó nhưng không rẽ nhánh, được dùng với mục đích thay đổi hướng chuyển động của dòng không khí.

Như đã trình bày trong mục §10.8, trong trường hợp này ta cần phải tính chiều dài tương đương l_{td} và kết hợp với các đồ thị ở hình 11.5, 11.6, 11.7 để xác định tổn thất áp suất ở các đoạn cong đó. Cần nhắc lại, khái niệm chiều dài tương đương được hiểu là chiều dài của đoạn ống dẫn thẳng có cùng tổn thất áp suất như đoạn cong cụ thể mà ta đang khảo sát, cần chú ý là tiết diện và lưu lượng của đoạn cong đang khảo sát và của đoạn ống dẫn thẳng tương đương đều phải lấy giống nhau.

Do vấn đề khá phức tạp, phụ thuộc nhiều vào từng trường hợp cụ thể, cho nên người ta đã tiến hành *nghiên cứu thực nghiệm* và cho ra các kết quả có tính thực dụng cao.

Sau khi xác định được l_{td}, các phần việc còn lại được giải quyết tương tự như đã trình bày trong mục §11.2.

Trong hệ thống ống dẫn có các đoạn cong, cần phải quy định rõ cách xác định ranh giới giữa đoạn ống dẫn thẳng và các đoạn cong. Hình 11.8 dưới đây minh họa một số quy tắc nói trên.



Hình 11.8

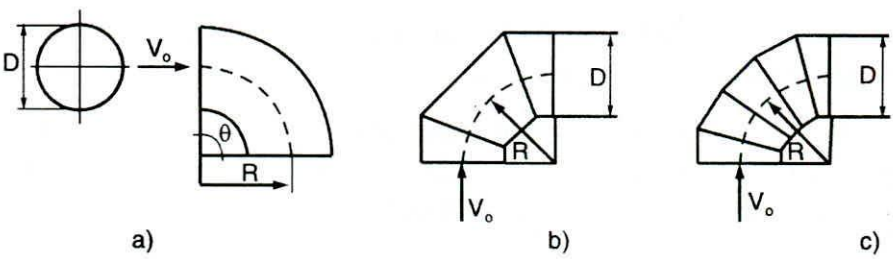
11.3.1. Đoạn cong có tiết diện tròn

Để thuận tiện khi trình bày, cần phải giới thiệu rõ một số thuật ngữ được sử dụng trong phần này.

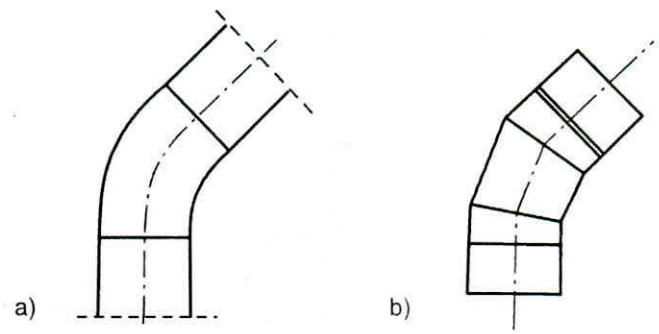
- Đoạn cong liên tục (Smooth Elbow): là đoạn cong được gia công liên tục, không phải do sự lắp ghép của nhiều đoạn nhỏ.
- Đoạn cong do lắp ghép: là đoạn cong được chế tạo bằng cách lắp ghép nhiều đoạn khác nhau, trong ống dẫn của hệ thống điều hòa không khí thường dùng đoạn cong do 3 đoạn nhỏ (3-piece elbow) hoặc do 5 đoạn nhỏ ghép lại (5-piece elbow).

Ngoài ra, tùy theo góc chuyển hướng của đoạn cong mà ta có thể có loại 45^o hoặc 90^o. Ví dụ, đoạn cong 45^o là đoạn cong sẽ làm cho hướng chuyển động của dòng không khí lệch khỏi hướng cũ 45^o.

Các hình 11.9 và 11.10 sẽ mô tả hình dạng cơ bản của một số loại đoạn cong đã được đề cập ở trên.



Hình 11.9 *Một số đoạn cong tiết diện tròn góc cong 90^o*
a) Đoạn cong dạng liên tục
b) Đoạn cong ghép từ 3 đoạn nhỏ
c) Đoạn cong ghép từ 5 đoạn nhỏ



Hình 11.10 *Một số đoạn cong tiết diện tròn góc cong 45^o*
a) Đoạn cong dạng liên tục
b) Đoạn cong ghép từ 3 đoạn nhỏ

Bảng 11.3 đưa ra một số kết quả có tính chất thực nghiệm để xác định chiều dài tương đương của một số đoạn cong thường được sử dụng. Trong các trường hợp này thông thường người ta chọn tỉ số R/D = 1,5 và xem là giá trị tiêu chuẩn. Ở đây R là bán kính cong của đường tâm đoạn ống, còn D là đường kính của tiết diện tròn của đoạn ống cong.

Thông thường, trong bảng người ta không trực tiếp cho kích thước l_{td} của mỗi trường hợp mà chỉ cho tỉ số $a = l_{td}/D$, như vậy có thể tính l_{td} như sau:

$$l_{td} = a.D \qquad (11.7)$$

Bảng 11.3

Dạng đoạn cong (tiết diện tròn)	Tỉ số R/D	Tỉ số $a = l_{td}/D$
Loại liên tục, 90°	1,5	9
Ghép từ 3 đoạn nhỏ, 90°	1,5	17
Ghép từ 5 đoạn nhỏ, 90°	1,5	12
Ghép từ 3 đoạn nhỏ, 45°	1,5	6
Loại liên tục, 45°	1,5	4,5
Loại kết nối thẳng góc (xem hình 11.11b)	- Không có tấm hướng dòng - Có tấm hướng dòng	65 22

Về mặt kết cấu, dễ dàng thấy rằng loại ghép từ 3 đoạn nhỏ (90°) có tổn thất áp suất cục bộ lớn hơn cả (ngoại trừ kết nối thẳng góc). Các số liệu ở bảng 11.3 đã khẳng định điều đó. Tuy nhiên, khi lựa chọn dạng đoạn cong ta nên để ý đến các chi phí gia công. Chính vì vậy, nếu đường kính D của ống dẫn không quá lớn, tốt nhất nên dùng loại liên tục. Các đoạn cong loại ghép từ 3 đoạn nhỏ hoặc loại ghép từ 5 đoạn nhỏ chỉ được sử dụng khi loại liên tục không thích hợp cho trường hợp đó. Trong thực tế, người ta chỉ sử dụng loại liên tục có góc cong 90° hoặc 45° cho các trường hợp mà đường kính ống dẫn không khí $D \leq 200mm$.

Ở một số tài liệu khác, thay vì đưa ra các kết quả xác định l_{td} như đã đề cập ở trên, người ta tiến hành thực nghiệm *nhằm tìm ra các giá trị hệ số trở lực cục bộ* β trong công thức (10.15). So với bảng 11.3 thì các kết quả này chính xác hơn và chi tiết hơn. Từ các công thức (10.4) và (10.15), ta có thể viết:

$$\Delta p_{cb} = \beta.p_d \qquad (11.8)$$

Như đã trình bày trong mục §10.8, tổn thất áp suất do trở lực cục bộ Δp_{cb} cũng chính là tổn thất áp suất tổng ở đoạn cong tương ứng, đó chính là mục tiêu mà ta đang tìm các xác định.

Bảng 11.4 dưới đây trình bày mối quan hệ giữa tốc độ chuyển động của không khí và áp suất động $p_đ$ tương ứng ở điều kiện tiêu chuẩn, có thể sử dụng giá trị này để tính Δp_{cb} khi đã xác định được hệ số trở lực cục bộ β.

Bảng 11.4 *Mối quan hệ giữa tốc độ không khí (m/s) và áp suất động (Pa) tương ứng*

Tốc độ, *m/s*	Áp suất động, *Pa*	Tốc độ, *m/s*	Áp suất động, *Pa*	Tốc độ, *m/s*	Áp suất động, *Pa*	Tốc độ, *m/s*	Áp suất động, *Pa*	Tốc độ, *m/s*	Áp suất động, *Pa*
1,0	0,6	10,0	60	19,0	217	28,0	472	37,0	824
1,2	0,9	10,2	63	19,2	222	28,2	479	37,2	833
1,4	1,2	10,4	65	19,4	227	28,4	486	37,4	482
1,6	1,5	10,6	68	19,6	231	28,6	493	37,6	851
1,8	2,0	10,8	70	19,8	236	28,8	499	37,8	860
2,0	2,4	11,0	73	20,0	241	29,0	506	38,0	870
2,2	2,9	11,2	76	20,2	246	29,2	513	38,2	879
2,4	3,5	11,4	78	20,4	251	29,4	521	38,4	888
2,6	4,1	11,6	81	20,6	256	29,6	528	38,6	897
2,8	4,7	11,8	84	20,8	261	29,8	535	38,8	907
3,0	5,4	12,0	87	21,0	266	30,0	542	39,0	916
3,2	6,2	12,2	90	21,2	271	30,2	549	39,2	925
3,4	7,0	12,4	93	21,4	276	30,4	557	39,4	935
3,6	7,8	12,6	96	21,6	281	30,6	564	39,6	944
3,8	8,7	12,8	99	21,8	286	30,8	571	39,8	945
4,0	9,6	13,0	102	22,0	291	31,0	579	40,0	963
4,2	10,6	13,2	105	22,2	297	31,2	586	40,2	973
4,4	11,7	13,4	108	22,4	302	31,4	594	40,4	983
4,6	12,7	13,6	111	22,6	308	31,6	601	40,6	993
4,8	13,9	13,8	115	22,8	313	31,8	609	40,8	1002
5,0	15,1	14,0	118	23,0	319	32,0	617	41,0	1012
5,2	16,3	14,2	121	23,2	324	32,2	624	41,2	1022
5,4	17,6	14,4	125	23,	330	32,4	632	41,4	1032
5,6	18,9	14,6	128	23,6	335	32,6	640	41,6	1042
5,8	20,3	14,8	132	23,8	341	32,8	648	41,8	1052
6,0	21,7	15,0	135	24,0	347	33,0	656	42,0	1062
6,2	23,1	15,2	139	24,2	353	33,2	664	42,2	1072
6,4	24,7	15,4	143	24,4	359	33,4	672	42,4	1083
6,6	26,2	15,6	147	24,6	364	33,6	680	42,6	1093
6,8	27,8	15,8	150	24,8	370	33,8	688	42,8	1103
7,0	29,5	16,0	154	25,0	376	34,0	696	43,0	1113
7,2	31,2	16,2	158	25,2	382	34,2	704	43,2	1124
7,4	33,0	16,4	162	25,4	389	34,1	713	43,4	1134
7,6	34,8	16,6	166	25,6	395	34,6	721	43,6	1145
7,8	36,6	16,8	170	25,8	401	34,8	729	43,8	1155
8,0	38,5	17,0	174	26,0	407	35,0	738	44,0	1166
8,2	40,5	17,2	178	26,2	413	35,2	746	44,2	1176
8,4	42,5	17,4	182	26,4	420	35,4	755	44,4	1187
8,6	44,5	17,6	187	26,6	426	35,6	763	44,6	1198
8,8	46,6	17,8	191	26,8	433	35,8	772	44,8	1209
9,0	48,8	18,0	195	27,0	439	36,0	780	45,0	1219
9,2	51,0	18,2	199	27,2	446	36,2	789	45,2	1230
9,4	53,2	18,4	204	27,4	452	36,4	798	45,4	1241
9,6	55,5	18,6	208	27,6	459	36,6	807	45,6	1252
9,8	57,8	18,8	213	27,8	465	36,8	815	45,8	1263

Khi sử dụng công thức (11.8), tốc độ được dùng để tra bảng 11.4 là tốc độ chuyển động thực sự của không khí trong đoạn ống dẫn đó. Mối quan hệ giữa tốc độ V (*m/s*) và áp suất động p_d (*Pa*) trong bảng 11.4 được trình bày qua công thức sau:

$$p_d = 0{,}602.V^2 \qquad (11.9)$$

Nếu đoạn cong là loại liên tục 90°, các giá trị cụ thể của hệ số β được xác định theo bảng 11.5a. Trong bảng này, các ký hiệu R và D tương tự như ở các hình trước đó. Khi góc cong θ khác 90°, cần phải nhân thêm vào kết quả một hệ số k được cho trong bảng 11.5b.

Bảng 11.5a *Xác định hệ số trở lực cục bộ β của loại đoạn cong liên tục (90°)*

R/D	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5
β	0,71	0,33	0,22	0,15	0,13	0,12

Bảng 11.5b *Xác định hệ số k, dùng để hiệu chỉnh khi θ ≠ 90°*

θ	0°	20°	30°	45°	60°	75°	90°	110°	130°	150°	180°
k	0	0,31	0,45	0,60	0,78	0,90	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40

Đối với các đoạn ống cong được lắp ghép từ một số đoạn cong khác, giá trị tương ứng của β được cho trong bảng 11.6, trong trường hợp này góc cong θ = 90°. Nếu góc cong θ ≠ 90°, ta cũng cần phải nhân thêm một hệ số hiệu chỉnh nào đó, có thể tham khảo bảng 11.5b cho trường hợp của đoạn cong lắp ghép. Trong bảng 11.6, n là số đoạn cong thành phần được lắp ghép vào đoạn cong đang khảo sát.

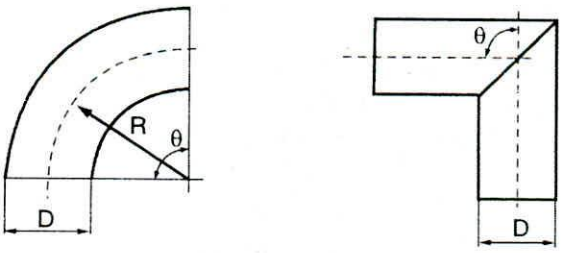
Bảng 11.6 *Xác định hệ số β của các đoạn cong lắp ghép có θ = 90°*

n	R/D				
	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0
5	–	0,46	0,33	0,24	0,19
4	–	0,50	0,37	0,27	0,24
3	0,98	0,54	0,42	0,34	0,33

Khi đoạn cong có dạng kết nối thẳng góc (xem hình 11.11b), hệ số β được xác định theo bảng 11.7a, trong trường hợp này giá trị của β cũng phụ thuộc vào góc cong θ.

Bảng 11.7 *a) Xác định hệ số β của loại đoạn cong kết nối thẳng góc*

θ	20°	30°	45°	60°	75°	90°
β	0,08	0,16	0,34	0,55	0,81	1,2



a) b)

Hình 11.11 *Minh họa cách xác định góc cong θ trong một số trường hợp a) Dạng liên tục; b/ Dạng kết nối thẳng góc*

Cần chú ý, các giá trị β trong các bảng 11.5a và 11.6 hầu như không phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của không khí, trong khi đó – đối với trường hợp đoạn ống dạng kết nối thẳng góc – cần nhân thêm hệ số hiệu chỉnh k' vào kết quả tính tổn thất áp suất. Ta gọi:

k' - hệ số hiệu chỉnh phụ thuộc vào tiêu chuẩn Reynolds.

Re = 66,4.D.V, với D là đường kính của tiết diện ống (*mm*), còn V là tốc độ không khí (*m/s*).

Giá trị của k' được cho trong bảng 11.7b

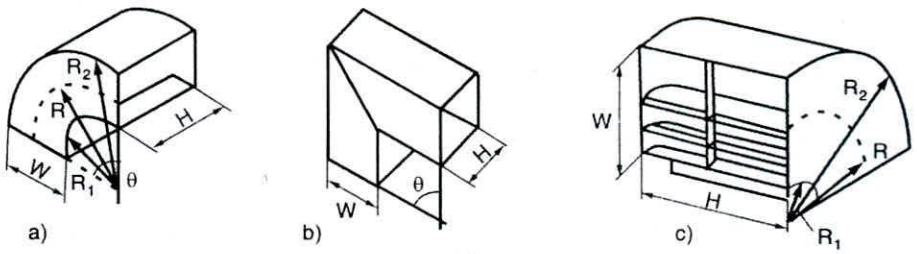
Bảng 11.7b

$Re.10^{-4}$	1	2	3	4	6	8	10	≥ 14
k'	1,40	1,26	1,19	1,14	1,09	1,06	1,04	1,0

11.3.2. Đoạn cong có tiết diện chữ nhật

Tương tự như ở mục 11.3.1, ở đây ta cũng sẽ giới thiệu cách tính chiều dài tương đương của một số đoạn cong điển hình có tiết diện hình chữ nhật trước, sau đó là phần tính toán theo hệ số trở lực cục bộ β.

Hình 11.12 trình bày cấu tạo cơ bản và các kích thước tương ứng của một số đoạn cong.

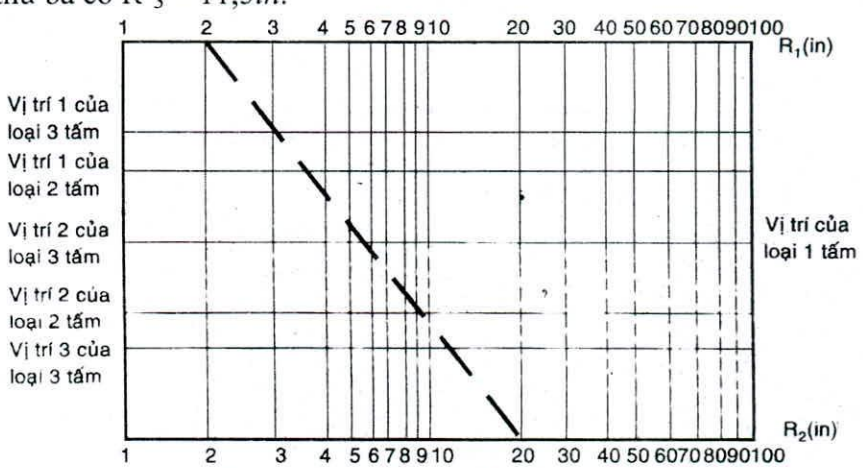


Hình 11.12 *a) Đoạn cong liên tục, tiết diện chữ nhật, không có tấm hướng dòng (Elbow, rectangular, smooth radius without vanes)*
b) Đoạn cong tiết diện chữ nhật, dạng kết nối thẳng góc (Elbow, rectangular, mitered)
c) Đoạn cong liên tục, tiết diện chữ nhật, có tấm hướng dòng (Elbow, rectangular, smooth radius with splitter vanes)

Trong số các đoạn cong trên, cần chú ý một vài đặc điểm sau:

- Ở hình 11.12a, kích thước R_1 có thể được tùy chọn theo từng trường hợp cụ thể, tuy nhiên không nên quá bé. Theo kinh nghiệm thực tế, nên chọn $R_1 = \frac{3}{4}W$, $R_2 = W + \frac{3}{4}W$, *∂*lúc đó tỉ số R/W có giá trị bằng 1,25, tỉ số này được xem là tỉ số tối ưu.

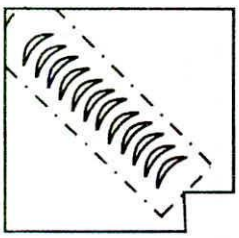
- Đoạn cong ở hình 11.12c có hình dạng tương tự đoạn cong ở hình 11.12a, tuy nhiên trong trường hợp này người ta lắp đặt thêm vào đó các tấm hướng dòng, số lượng các tấm hướng dòng thông thường từ 1 đến 3. Vị trí lắp đặt hợp lý các tấm hướng dòng có thể được xác định theo giản đồ ở hình 11.13. Ví dụ, nếu có $R_1 = 2in$, $R_2 = 20in$ và đoạn cong có tất cả 3 tấm hướng dòng thì tấm thứ nhất có $R'_1 = 3{,}5in$, tấm thứ hai có $R'_2 = 6{,}25in$ và tấm thứ ba có $R'_3 = 11{,}5in$.



(Tài liệu: Fan Engineering. Buffalo Forge Co.)

Hình 11.13

- Đối với các đoạn cong ở hình 11.12b, để giảm bớt tổn thất người ta cũng có thể lắp đặt thêm vào đó các tấm hướng dòng, tuy nhiên các tấm hướng dòng này thường phải có dạng khí động. Hình vẽ 11.14 minh họa cho loại đoạn cong đã đề cập.



Hình 11.14

Để tính toán chiều dài tương đương, ta có thể tham khảo các số liệu trong bảng 11.8. Các ký hiệu được dùng trong bảng có ý nghĩa tương tự như các ký hiệu ở hình 11.12.

Bảng 11.8

<table>
<tr><td>Dạng đoạn cong
(tiết diện chữ nhật)</td><td colspan="2">Đặc điểm và giá trị của $a = l_{td}/W$</td></tr>
<tr><td>Đoạn cong ở hình 11.12a</td><td colspan="2"><table>
<tr><td rowspan="2">H/W</td><td colspan="5">R/W</td></tr>
<tr><td>0,5</td><td>0,75</td><td>1,00</td><td>1,25</td><td>1,50</td></tr>
<tr><td colspan="6">Tỉ số $a = l_{td}/W$</td></tr>
<tr><td>0,5</td><td>33</td><td>14</td><td>9</td><td>5</td><td>4</td></tr>
<tr><td>1</td><td>45</td><td>18</td><td>11</td><td>7</td><td>4</td></tr>
<tr><td>3</td><td>80</td><td>30</td><td>14</td><td>8</td><td>5</td></tr>
<tr><td>6</td><td>125</td><td>40</td><td>18</td><td>12</td><td>7</td></tr>
</table></td></tr>
<tr><td>Đoạn cong ở hình 11.12c</td><td colspan="2"><table>
<tr><td rowspan="2">Số lượng tấm hướng dòng</td><td colspan="4">R/W</td></tr>
<tr><td>0,5</td><td>0,75</td><td>1,00</td><td>1,50</td></tr>
<tr><td colspan="5">Tỉ số $a = l_{td}/W$</td></tr>
<tr><td>1</td><td>18</td><td>10</td><td>8</td><td>7</td></tr>
<tr><td>2</td><td>12</td><td>8</td><td>7</td><td>7</td></tr>
<tr><td>3</td><td>10</td><td>7</td><td>7</td><td>6</td></tr>
</table></td></tr>
<tr><td>Đoạn cong giống hình 11.12a hay 11.12c, nhưng góc cong $\theta \neq 90^0$</td><td colspan="2">Trong trường hợp này, chiều dài tương đương sẽ bằng chiều dài tương đương của trường hợp tương tự nhân với $\theta/90$, θ tính bằng độ.</td></tr>
<tr><td>Đoạn cong ở các hình 11.12b và 11.14</td><td colspan="2">- Hình 11.12b, a = 60
- Hình 11.14:
a = 10 (tấm hướng dòng có dạng khí động)
a = 15 (tấm hướng dòng bằng tôn mỏng)</td></tr>
</table>

Các trường hợp trong bảng 11.8 vẫn chưa hoàn toàn đầy đủ, do đó để làm phong phú thêm nguồn tư liệu cần thiết khi tính toán ta nên tham khảo thêm các bảng 11.9 và 11.10. Cần chú ý rằng, do đây là kết quả thực nghiệm cho nên có thể có sự sai khác trong một mức độ nào đó giữa các bảng, cần nghiên cứu lựa chọn khi sử dụng.

Bảng 11.9

Trường hợp	Kết quả xác định $a = l_{td}/W$				
	H/W	R/W			
		0,5	0,75	1,0	1,5
Đoạn cong có tiết diện chữ nhật ở hình 11.12a	0,25	25	12	7	3,5
	0,5	33	16	9	4
	1,0	45	19	11	4,5
	4,0	90	35	17	6

Bảng 11.10

Trường hợp	Kết quả			
Đoạn cong có tiết diện chữ nhật ở hình 11.12b	H/W =	0.25	l_{td}/W =	25
		0.5		49
		1.0		75
		4.0		110

Bên cạnh việc xác định tổn thất áp suất thông qua chiều dài tương đương, ta cũng có thể sử dụng công thức (11.8) bằng cách xác định hệ số trở lực cục bộ β ở từng trường hợp.

Cần nhắc lại, do tốc độ chuyển động thực sự của không khí trong ống dẫn chữ nhật nhỏ hơn so với tốc độ được tính toán thông qua lưu lượng và tiết diện của ống tròn tương đương, cho nên cần lưu ý xác định áp suất động theo bảng 11.4 với *tốc độ là tốc độ của không khí trong ống dẫn chữ nhật.*

Các bảng 11.11, 11.12, 11.13 và 11.14 dưới đây trình bày một số kết quả xác định hệ số trở lực cục bộ β trong một số trường hợp thường gặp.

Bảng 11.11a *Xác định hệ số β của đoạn cong ở hình 11.12a, góc cong* $\theta = 90^0$

R/W	H/W										
	0,25	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0
0,5	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2
0,75	0,57	0,52	0,48	0,44	0,40	0,39	0,39	0,40	0,42	0,43	0,44
1,0	0,27	0,25	0,23	0,21	0,19	0,18	0,18	0,19	0,20	0,27	0,21
1,5	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,14	0,15	0,16	0,17	0,17
2,0	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15

Nếu góc cong $\theta \neq 90^o$, các giá trị β tra được từ bảng 11.11a cần phải được hiệu chỉnh bằng cách nhân thêm hệ số k từ bảng 11.5b. Trong trường hợp này, cũng cần lưu ý ảnh hưởng của tiêu chuẩn Reynolds, hệ số k' thể hiện sự hiệu chỉnh này được trình bày trong bảng 11.11b.

Bảng 11.11b

R/W	Re,10^{-4}								
	1	2	3	4	6	8	10	14	≥ 20
0,5	1,40	1,26	1,19	1,14	1,09	1,06	1,04	1,0	1,0
≥ 0,75	2,0	1,77	1,64	1,56	1,46	1,38	1,30	1,15	1,0

Ở đây: $Re = 66{,}4.D.V$, trong đó

$$D = \frac{2HW}{H + W}, mm$$

V - tốc độ không khí, *m/s*

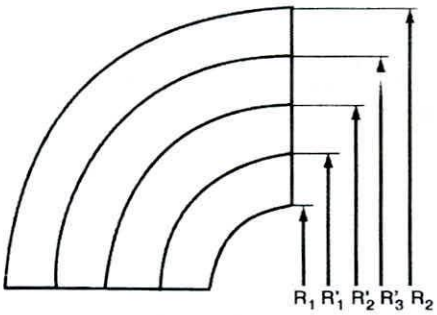
Bảng 11.12 *Xác định hệ số β của đoạn cong ở hình 11.12b*

θ, độ	H/W										
	0,25	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0
20	0,08	0,08	0,08	0,07	0,07	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,05
30	0,18	0,17	0,17	0,16	0,15	0,15	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11
45	0,38	0,37	0,36	0,34	0,33	0,31	0,28	0,27	0,26	0,25	0,24
60	0,60	0,59	0,57	0,55	0,52	0,49	0,46	0,43	0,41	0,39	0,38
75	0,89	0,87	0,81	0,81	0,77	0,73	0,67	0,63	0,61	0,58	0,57
90	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1	0,98	0,92	0,89	0,85	0,83

Các hệ số trở lực cục bộ β tra trong bảng 11.12 cũng cần phải được hiệu chỉnh theo Reynolds, các giá trị hiệu chỉnh k' được lấy theo bảng 11.7b. Chú ý, trong trường hợp này $D = \frac{2HW}{H + W}$ vì tiết diện ống có dạng chữ nhật.

Như đã trình bày ở trên, đoạn cong ở hình 11.12c tương tự đoạn cong ở hình 11.12a, ở đây người ta đã lắp thêm vào đó các tấm hướng dòng để làm giảm bớt trở lực. Từ bảng 11.11, ta thấy khi R/W ≥ 1 thì hệ số β tương đối bé. Tuy nhiên, trong thực tế – do hoàn cảnh cụ thể – ta thường gặp trường hợp R/W < 1, vì vậy khi cần thiết ta nên đặt các tấm hướng dòng. Vị

trí đặt các tấm hướng dòng được thể hiện qua các bán kính R'_1, R'_2, R'_3 (hình 11.15), số lượng các tấm hướng dòng thông thường từ 1 đến 3.



Hình 11.15

Việc xác định các bán kính R'_i có thể được tiến hành dựa vào hình 11.13. Ngoài cách trên, có thể thực hiện tính toán theo thứ tự sau:

- Lập tỉ số R_1/W.
- Lựa chọn số lượng tấm hướng dòng cần dùng.
- Tra bảng 10.13 để tìm tỉ số cong CR (Curve Ratio).
- Tính toán:

$$R'_1 = R_1 / (CR)$$

$$R'_2 = R_1 / (CR)^2$$

$$R'_3 = R_1 / (CR)^3$$

Hệ số trở lực β của đoạn cong ở hình 11.12c có thể được xác định từ bảng 11.13.

Bảng 11.13 *Xác định hệ số trở lực cục bộ β của đoạn cong ở hình 11.12c, $\theta = 90^o$*

Số lượng tấm hướng dòng	R_1/W	CR	H/W										
			0,25	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
	0,05	0,218	0,52	0,40	0,43	0,49	0,55	0,66	0,75	0,84	0,93	1,0	1,1
	0,10	0,302	0,36	0,27	0,25	0,28	0,30	0,35	0,39	0,42	0,6	0,49	0,52
	0,15	0,361	0,28	0,21	0,18	0,19	0,20	0,22	0,25	0,26	0,28	0,30	0,32
	0,20	0,408	0,22	0,16	0,14	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21

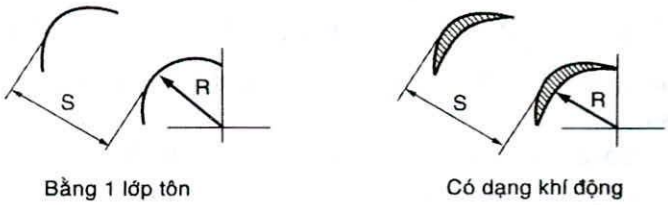
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1	0,25	0,447	0,18	0,13	0,11	0,11	0,11	0,12	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15
	0,30	0,480	0,15	0,11	0,09	0,09	0,09	0,09	0,10	0,10	0,11	0,11	0,12
	0,35	0,509	0,13	0,09	0,08	0,07	0,07	0,08	0,08	0,08	0,08	0,09	0,09
	0,40	0,535	0,11	0,08	0,07	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,07	0,07
	0,45	0,557	0,10	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06	0,06
	0,50	0,577	0,09	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05
2	0,05	0,362	0,26	0,20	0,22	0,25	0,28	0,33	0,37	0,41	0,045	0,48	0,51
	0,10	0,450	0,17	0,13	0,11	0,12	0,13	0,15	0,16	0,17	0,19	0,20	0,21
	0,15	0,507	0,12	0,09	0,08	0,08	0,08	0,09	0,10	0,10	0,11	0,11	0,11
	0,20	0,550	0,09	0,07	0,06	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,07
	0,25	0,585	0,08	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
	0,30	0,613	0,06	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04
	0,35	0,638	0,05	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
	0,40	0,659	0,05	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
	0,45	0,677	0,04	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
	0,50	0,693	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
3	0,05	0,467	0,11	0,10	0,12	0,13	0,14	0,16	0,18	0,19	0,21	0,22	0,23
	0,10	0,549	0,07	0,05	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08	0,08	0,09
	0,15	0,601	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05
	0,20	0,639	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
	0,25	0,669	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
	0,30	0,693	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	0,35	0,714	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	0,40	0,731	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	0,45	0,746	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	0,50	0,760	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

Trong trường hợp đoạn cong có dạng tương tự như hình 11.14, lúc đó hệ số trở lực β phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ của không khí và đặc điểm của các tấm hướng dòng, người ta phân biệt ra hai loại: tấm hướng dòng bằng tôn mỏng (Single Thickness Vanes) và tấm hướng dòng có dạng khí động thích hợp (Double Thickness Vanes). Bảng 11.14 dưới đây trình bày một số kết quả xác định β của loại đoạn cong đã đề cập ở trên.

Bảng 11.14

Loại tấm hướng dòng	Các kích thước của tấm hướng dòng, mm		Tốc độ không khí, *m/s*			
			5	7,5	10	12,5
Bằng một lớp tôn	R = 50	S = 38	0,24	0,23	0,22	0,20
	R = 114	S = 83	0,26	0,24	0,23	0,22
Có dạng khí động	R = 50	S = 38	0,43	0,42	0,41	0,40
	R = 50	S = 56	0,53	0,52	0,50	0,49
	R = 114	S = 83	0,27	0,25	0,24	0,23

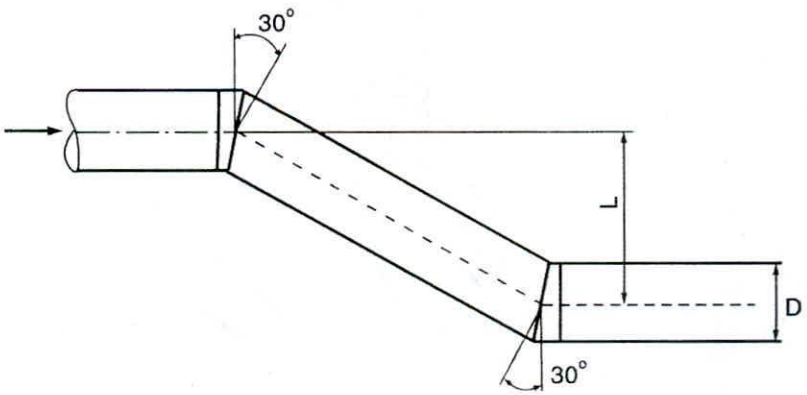
Các kích thước R và S của tấm hướng dòng được minh họa ở hình 11.16.



Hình 11.16

11.3.3. Một số dạng đặc biệt của đoạn cong có tiết diện tròn và tiết diện chữ nhật

1- Đoạn cong có tiết diện tròn, dạng Z – 30⁰ (hình 11.17)



Hình 11.17

Hệ số trở lực cục bộ β của đoạn cong ở hình 11.17 được cho trong bảng 11.15

Bảng 11.15

L/D	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
β	0	0,15	0,15	0,16	0,16	0,16	0,16

Các kết quả trong bảng 11.15 cần phải được hiệu chỉnh tùy theo giá trị Reynolds, các hệ số hiệu chỉnh này được trình bày trong bảng 11.7b.

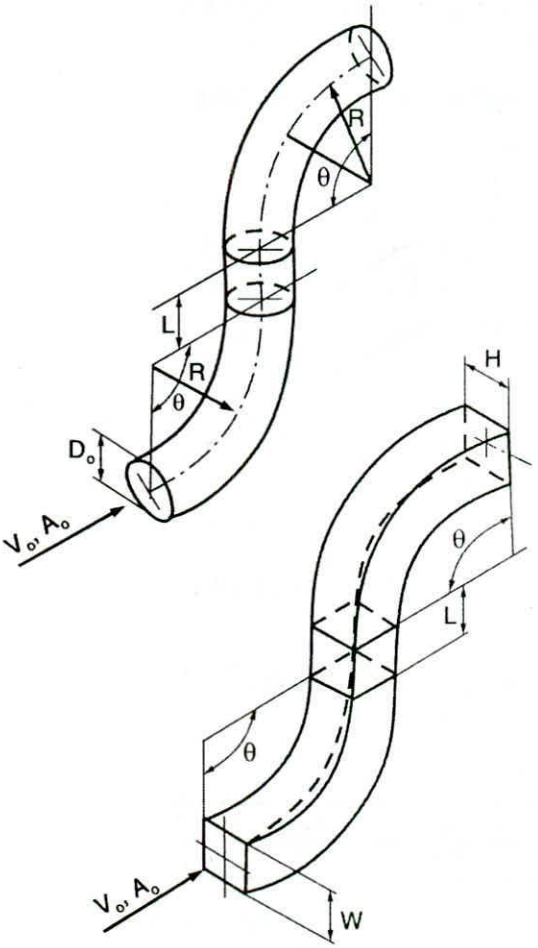
2- Đoạn cong dạng S, có tiết diện tròn hay chữ nhật

Hình 11.18 minh họa các loại đoạn cong dạng S, dù tiết diện đoạn cong là chữ nhật hay tròn thì các bảng tra kết quả vẫn giống nhau. Trong trường hợp đoạn cong có tiết diện chữ nhật với các cạnh lần lượt là H và W

thì nên chuyển đổi sang $D = \frac{2HW}{H + W}$ trước khi tra bảng. Cần chú ý, trong trường hợp này đoạn cong dạng S *nằm trên cùng một mặt phẳng.*

Để xác định hệ số trở lực cục bộ của đoạn cong dạng S, cần thực hiện các bước sau:

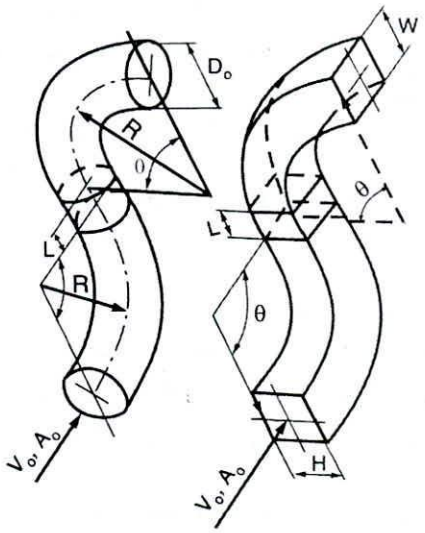
- Tùy vào dạng đoạn cong trong đoạn cong S, tra các số liệu tương ứng trong các bảng 11.5a, 11.5b, 11.6 và 11.11.
- Nhân các số liệu vừa tra được với các số liệu trong bảng 11.16, kết quả này coi như là hệ số trở lực cục bộ β phải tìm.



Hình 11.18

Trong trường hợp đoạn cong có dạng chữ S nhưng hai nhánh đoạn cong không cùng nằm trên một mặt phẳng mà nằm trên hai mặt phẳng lệch nhau 90° (hình 11.19), lúc đó cách xác định hệ số trở lực cục bộ β

vẫn theo các bước đã nói ở trên, tuy nhiên thay vì tra bảng 11.16 thì ta phải tra bảng 11.17.



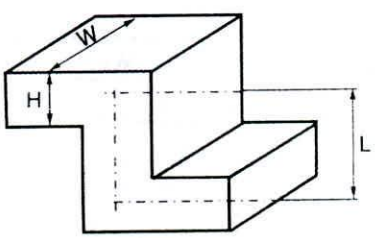
Hình 11.19

Bảng 11.17

θ,	L/D												
độ	0	1	2	3	4	6	8	10	12	14	20	25	40
60	2,0	1,90	1,50	1,35	1,30	1,20	1,25	1,50	1,63	1,73	1,85	1,95	2,0
90	2,0	1,80	1,60	1,55	1,55	1,65	1,80	1,90	1,93	1,98	2,0	2,0	2,0

3- Đoạn cong 90^0, dạng Z, tiết diện hình chữ nhật

Trong trường hợp này, giá trị hệ số trở lực cục bộ β chịu ảnh hưởng của tốc độ chuyển động của không khí và các kích thước hình học của đoạn cong.



Hình 11.20

Bảng 11.18 dưới đây trình bày các số liệu về hệ số trở lực cục bộ β khi W/H = 1.

Bảng 11.18

L/H	0	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
β	0	0,62	0,90	1,6	2,6	3,6	4,0	4,2	4,2	4,2
L/H	2,4	2,8	3,2	4,0	5,0	6,0	7,0	9,0	10,0	∞
β	3,7	3,3	3,2	3,1	2,9	2,9	2,8	2,7	2,5	2,3

Khi tỉ số W/H ≠ 1 thì cần phải nhân vào các kết quả đã tra trong bảng 11.18 một hệ số hiệu chỉnh k_1. Bảng 11.19 trình bày các giá trị k_1 theo W/H.

Bảng 11.19

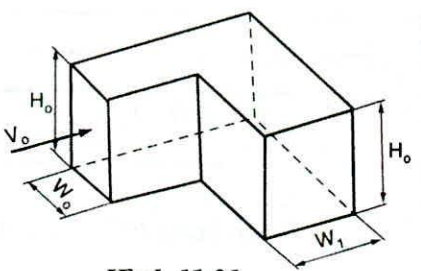
W/H	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	8,0
k_1	1,10	1,07	1,04	1,0	0,95	0,90	0,83	0,78	0,72	0,70

Việc hiệu chỉnh hệ số trở lực cục bộ do ảnh hưởng của Reynolds cũng được thực hiện theo hướng dẫn ở bảng 11.7b.

4- Đoạn cong tiết diện chữ nhật có kích thước miệng vào - miệng ra khác nhau

Trong trường hợp này, cần lưu ý giá trị áp suất động $p_đ$ trong công thức (11.8) là giá trị ứng với *tốc độ ở đầu vào* của đoạn cong.

Hệ số trở lực cục bộ của đoạn cong ở hình 11.21 được cho trong bảng 11.20.



Hình 11.21

Bảng 11.20

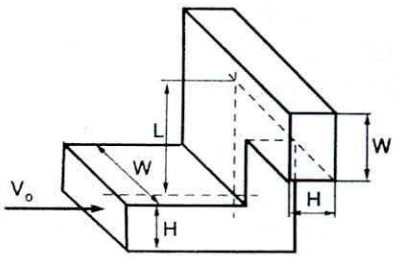
H_o/W_o	W_1/W_o					
	0,6	0,8	1,2	1,4	1,6	2,0
0,25	1,8	1,4	1,1	1,1	1,1	1,1
1,0	1,7	1,4	1,0	0,95	0,90	0,84
4,0	1,5	1,1	0,81	0,76	0,72	0,66
∞	1,5	1,0	0,69	0,63	0,60	0,55

Các giá trị tra từ bảng 11.20 cần phải được nhân thêm với hệ số hiệu chỉnh do ảnh hưởng của Reynolds (bảng 11.7b).

5- *Đoạn cong tiết diện chữ nhật, có các miệng vào và miệng ra không nằm ở cùng độ cao*

Khi H/W = 1, hệ số trở lực cục bộ được cho trong bảng 11.21.

Trong trường hợp H/W ≠ 1 thì các số liệu tra từ bảng 11.21 cần phải được nhân thêm với hệ số hiệu chỉnh k_1 trong bảng 11.22.



Hình 11.22

Bảng 11.21

L/W	0	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
β	1,2	2,4	2,9	3,3	3,4	3,4	3,4	3,3	3,2	3,1
L/W	2,4	2,8	3,2	4,0	5,0	6,0	7,0	9,0	10,0	∞
β	3,2	3,2	3,2	3,0	2,9	2,8	2,7	2,5	2,4	2,3

Bảng 11.22

H/W	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	8,0
k_1	1,10	1,07	1,04	1,0	0,95	0,90	0,83	0,78	0,72	0,70

Tương tự, việc hiệu chỉnh hệ số trở lực cục bộ do ảnh hưởng của Reynolds cũng được tiến hành theo bảng 11.7b.

Ví dụ 11.1

Xác định tổn thất áp suất của một đoạn ống dẫn thẳng có tiết diện hình tròn. Cho biết D = 200*mm*, lưu lượng 904,7m^3/h, chiều dài ống l = 10*m*.

Giải

Tốc độ không khí đi qua ống:

$$V = \frac{904,7.4}{3600.\pi.(0,2)^2} = 8\,m/s$$

Từ đồ thị ở hình 11.5, với D = 200*mm* và V = 8*m/s*, ta tra được tổn thất áp suất trên 1 mét chiều dài ống là 4,15*Pa*. Như vậy, tổn thất áp suất trên toàn bộ chiều dài ống là 41,5*Pa*.

Ví dụ 11.2

Xác định tổn thất áp suất của một đoạn ống dẫn thẳng có tiết diện hình chữ nhật. Cho biết lưu lượng không khí qua ống là $11690 m^3/h$, các cạnh của tiết diện chữ nhật là a = 400*mm* và b = 900*mm*, chiều dài ống là 20*m*.

Giải

Có thể xác định đường kính tương đương D_{td} với tiết diện chữ nhật nói trên bằng công thức (10.18) hay bảng 10.4. Ta có:

$$D_{td} = 643mm$$

Như vậy, tốc độ được dùng để tra đồ thị có giá trị là:

$$V = \frac{11690.4}{3600.\pi.(0,643)^2} = 10\ m/s$$

Từ D_{td} = 643*mm* và V = 10*m/s*, tra đồ thị ở hình 11.5 ta có tổn thất áp suất trên 1 mét chiều dài ống là 1,51*Pa*. Như vậy, tổn thất áp suất trên toàn bộ ống là: 1,51.20 = 30,2*Pa*.

Ví dụ 11.3

Lưu lượng không khí đi vào co 90° (có hình dạng mô tả ở hình 11.9a) là $1590 m^3/h$, đường kính tiết diện của co là 250*mm* và tỉ số R/D = 1,5. Xác định tổn thất áp suất ở co.

Giải

Từ bảng 11.3, ta có chiều dài tương đương của co là 9.0,25 = 2,25*m*. Tốc độ trung bình của không khí đi qua co là:

$$V = \frac{1590.4}{3600.\pi.(0,25)^2} = 9\ m/s$$

Với V = 9*m/s* và D_{td} = 250*mm*, tra đồ thị ở hình 11.5 ta có tổn thất áp suất trên 1 mét chiều dài là 4,1*Pa*. Như vậy, tổn thất áp suất ở co là: 4,1.2,25 = 9,225*Pa*.

Có thể giải bài toán này bằng cách sử dụng bảng 11.5a, từ bảng ta có β = 0,15. Như vậy tổn thất áp suất ở co là (xem các công thức 11.8 và 11.9):

$$\Delta p_{cb} = 0,15.0,602.(9)^2 = 7,3143\,Pa$$

Rõ ràng, có độ sai lệch giữa hai phương pháp. Các kết quả thực tế cho thấy phương pháp sử dụng hệ số trở lực cục bộ β cho kết quả chính xác hơn.

Ví dụ 11.4

Lưu lượng không khí qua co chữ nhật 90° là 1000*lít/s*. Cho biết các cạnh của co có kích thước là H = 600*mm* và W = 200*mm*, tỉ số R/W = 1,5. Xác định tổn thất áp suất ở co.

Giải

Co chữ nhật trong ví dụ này có dạng ở hình 11.12a với H/W = 3 và R/W = 1,5. Tra bảng 11.8 ta có: a = l_{td}/W = 5, do đó chiều dài tương đương của co là l_{td} = 5.0,2 = 1*m*.

Đường kính tương đương với tiết diện nói trên được tra từ bảng 10.4, kết quả: D_{td} = 365*mm*. Với D_{td} và lưu lượng, tra đồ thị ở hình 11.5 ta có tổn thất áp suất trên 1 mét chiều dài là 2,75*Pa*, đây cũng chính là tổn thất áp suất ở co.

Nếu dùng bảng 11.11, ta có hệ số trở lực cục bộ β = 0,14. Từ các công thức (11.8) và (11.9), ta có:

$$\Delta p_{cb} = 0,14.0,602.\left(\frac{1000.10^{-3}}{0,6.0,2}\right)^2 = 5,85\text{Pa}$$

Ví dụ 11.5

Xác định tổn thất áp suất ở một co tiết diện hình chữ nhật có hình dạng như mô tả ở hình 11.15. Cho biết tiết diện chữ nhật đó có W = 1000*mm*, H = 1500*mm*, R_1 = 250*mm*, lưu lượng qua co là 40132m^3/h. Yêu cầu xác định tổn thất áp suất trong hai trường hợp:

- Không có tấm hướng dòng.
- Có hai tấm hướng dòng.

Giải

Nếu tính toán thông qua chiều dài tương đương thì ta phải xác định D_{td}, ta có D_{td} = 1332*mm*. Như vậy tốc độ qua co là:

$$V = \frac{40132.4}{3600.\pi.(1,332)^2} = 8\ m/s$$

Từ đồ thị ở hình 11.5, tổn thất áp suất tương ứng là 0,4*Pa/m*. Ở trường hợp không có tấm hướng dòng thì có thể dùng bảng 11.8 để xác định l_{td}, ở trường hợp này ta có H/W = 1,5 và R/W = 0,75, suy ra $l_{td} = 21.1 = 21m$. Như vậy tổn thất áp suất ở co khi không có tấm hướng dòng là: 0,4.21 = 8,4*Pa*.

Nếu dùng bảng 11.11 thì tổn thất áp suất ở trường hợp này là:

$$\Delta p_{cb} = 0,4.0,602.\left(\frac{40132}{3600.1,5.1}\right)^2 = 13,29\ Pa$$

Trong trường hợp nếu ta lắp thêm hai tấm hướng dòng thì nên chọn các bán kính R'_1 và R'_2 của tấm hướng dòng theo bảng 11.13. Vì R_1/W = 0,25 và H/W = 1,5 cho nên ta có CR = 0,585 và β = 0,04. Từ đó:

$$R'_1 = \frac{R_1}{CR} = \frac{250}{0,585} = 427,3\ mm$$

$$R'_2 = \frac{R_1}{(CR)^2} = \frac{250}{(0,585)^2} = 730,5\ mm$$

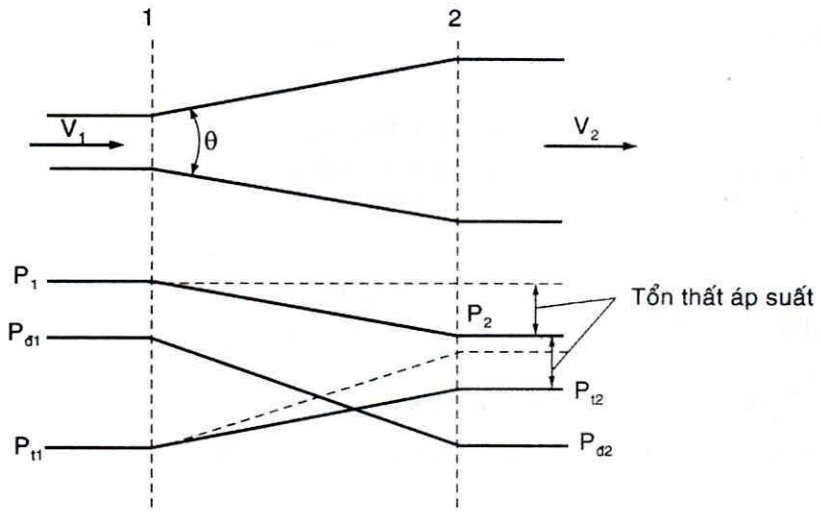
Tổn thất áp suất trong trường hợp có lắp hai tấm hướng dòng là:

$$\Delta p_{cb} = 0,04.0,602.\left(\frac{40132}{3600.1,5.1}\right)^2 = 1,329\ Pa$$

§11.4. XÁC ĐỊNH TỔN THẤT ÁP SUẤT Ở NHỮNG ĐOẠN ỐNG CÓ TIẾT DIỆN THAY ĐỔI

11.4.1. Đoạn ống có tiết diện mở rộng từ từ

Như đã rõ ở mục §10.4, khi đoạn ống có tiết diện mở rộng theo chiều chuyển động của không khí thì áp suất động sẽ giảm xuống còn áp suất tĩnh sẽ tăng lên. Hình 11.23 trình bày sự biến đổi của các loại áp suất, trong đó đường liền nét ứng với trường hợp có xét đến tổn thất áp suất, còn đường đứt đoạn ứng với trường hợp bỏ qua tổn thất áp suất.



Hình 11.23

Nếu chuyển động của dòng không khí không gây ra tổn thất áp suất thì ta có:

$$p_1 = p_2 \tag{11.10}$$

Do đó:

$$p_{t1} + p_{đ1} = p_{t2} + p_{đ2} \tag{11.11}$$

Ở đây:

p - áp suất tổng

$p_đ$ - áp suất động

p_t - áp suất tĩnh

Như vậy:

$$p_{đ1} - p_{đ2} = p_{t2} - p_{t1} \tag{11.12}$$

Phương trình (11.12) chỉ ra rằng, trong trường hợp không có tổn thất áp suất thì sự suy giảm của áp suất động khi đi qua đoạn ống mở rộng sẽ được bù đắp hoàn toàn bởi sự gia tăng áp suất tĩnh.

Tuy nhiên, trong thực tế thì luôn luôn có tổn thất áp suất, do đó p_2 luôn luôn nhỏ hơn p_1. Ta gọi tổn thất này là tổn thất áp suất do trở lực cục bộ Δp_{cb}:

$$\Delta p_{cb} = p_1 - p_2$$

Suy ra:

$$\Delta p_{cb} = p_{t1} + p_{đ1} - (p_{t2} + p_{đ2}) \quad (11.13)$$

Về cơ bản, việc tính Δp_{cb} sẽ được tiến hành theo công thức (11.8), tức là việc chủ yếu vẫn phải làm là xác định hệ số trở lực cục bộ β. Tuy nhiên, cần lưu ý rằng giá trị $p_đ$ trong công thức (11.8) được tra trong bảng 11.4 theo *tốc độ ở đầu vào của đoạn ống*.

Ta lần lượt khảo sát hai trường hợp thường gặp là đoạn ống có tiết diện hình tròn và đoạn ống có tiết diện hình chữ nhật.

1- Đoạn ống có tiết diện hình tròn

Trước tiên, cần phải xác định tiêu chuẩn Reynolds:

$$Re = 66{,}4.D.V$$

Ở đây:

D - đường kính ở đầu vào của đoạn ống, *mm*

V - tốc độ không khí ở đầu vào của đoạn ống, *m/s*

Gọi:

A_1 - tiết diện của đoạn ống ở đầu vào.

A_2 - tiết diện của đoạn ống ở đầu ra.

Bảng 11.23 trình bày các giá trị của hệ số trở lực cục bộ β theo θ, Re và tỉ số A_2/A_1.

Bảng 11.23

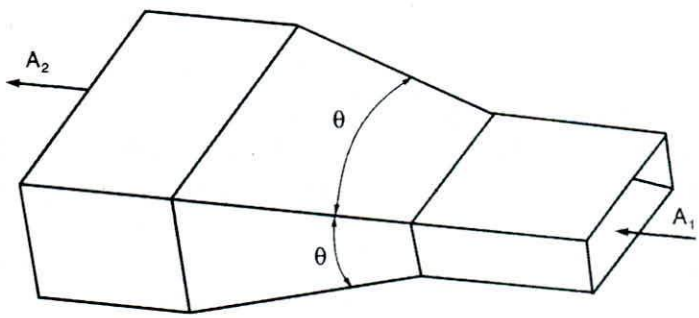
Re	A_2/A_1	θ						
		16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°
$0{,}5.10^5$	2	0,14	0,19	0,32	0,33	0,33	0,32	0,31
	4	0,23	0,30	0,46	0,61	0,68	0,64	0,63
	6	0,27	0,33	0,48	0,66	0,77	0,74	0,73
	10	0,29	0,38	0,59	0,76	0,80	0,83	0,84
	≥ 16	0,31	0,38	0,60	0,84	0,88	0,88	0,88
2.10^5	2	0,07	0,12	0,23	0,28	0,27	0,27	0,26
	4	0,15	0,18	0,36	0,55	0,59	0,59	0,57
	6	0,19	0,28	0,44	0,90	0,70	0,71	0,69
	10	0,20	0,24	0,43	0,76	0,80	0,81	0,81
	≥ 16	0,21	0,28	0,52	0,76	0,87	0,87	0,87
$\geq 6.10^5$	2	0,05	0,07	0,12	0,26	0,27	0,27	0,07
	4	0,17	0,24	0,36	0,51	0,56	0,58	0,57
	6	0,16	0,29	0,46	0,60	0,69	0,71	0,70
	10	0,21	0,33	0,52	0,60	0,76	0,83	0,83
	≥ 16	0,21	0,34	0,56	0,72	0,79	0,85	0,89

2- Đoạn ống có tiết diện hình chữ nhật

Với các ký hiệu θ, A_1 và A_2 như đã giới thiệu ở trên, trong trường hợp này các giá trị β được cho trong bảng 11.24.

Bảng 11.24

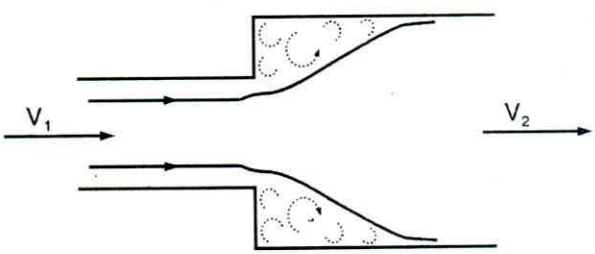
A_2/A_1	θ						
	16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°
2	0,18	0,22	0,25	0,29	0,31	0,32	0,33
4	0,36	0,43	0,50	0,56	0,61	0,63	0,63
6	0,42	0,47	0,58	0,68	0,72	0,76	0,76
≥ 10	0,42	0,49	0,59	0,70	0,80	0,87	0,85



Hình 11.24 *Đoạn ống mở rộng từ từ có tiết diện hình chữ nhật*

11.4.2. Đoạn ống có tiết diện mở rộng đột ngột

Đoạn ống có tiết diện mở rộng đột ngột là trường hợp đặc biệt của đoạn ống mở rộng từ từ, trong trường hợp này θ =180°. Hình 11.25 trình bày hình vẽ có tính nguyên tắc của đoạn ống mở rộng đột ngột.



Hình 11.25 *Đoạn ống mở rộng đột ngột*

Trong trường hợp này ta cũng lần lượt khảo sát hai trường hợp thường gặp là đoạn ống có tiết diện hình tròn và đoạn ống có tiết diện hình chữ nhật.

1- Đoạn ống có tiết diện hình tròn

Các giá trị của β được cho trong bảng 11.25. Giá trị áp suất động tính toán được xác định theo *tốc độ ở đầu vào* của đoạn ống.

Bảng 11.25

A_2/A_1	Re		
	$0,5.10^5$	2.10^5	6.10^5
2	0,30	0,26	0,27
4	0,62	0,57	0,57
6	0,72	0,69	0,70
10	0,83	0,81	0,83
≥ 16	0,88	0,87	0,89

2- Đoạn ống có tiết diện hình chữ nhật

Trong trường hợp này giá trị β hầu như chỉ phụ thuộc vào tỉ số A_2/A_1, áp suất động vẫn được tính theo *tốc độ ở đầu vào* của đoạn ống. Bảng 11.26 trình bày một số giá trị của hệ số trở lực cục bộ β trong trường hợp này.

Bảng 11.26

A_2/A_1	2	4	6	≥ 10
β	0,30	0,63	0,75	0,86

11.4.3. Đoạn ống có tiết diện thu hẹp từ từ

Tương tự, như đã khảo sát ở mục §10.4, khi đoạn ống có tiết diện thu hẹp theo chiều chuyển động của dòng không khí thì tốc độ sẽ tăng lên, tức là áp suất động sẽ tăng lên. Hình 11.26 trình bày sơ đồ có tính nguyên tắc của đoạn ống có tiết diện thu hẹp từ từ.

Nếu không tính đến tổn thất áp suất ta sẽ có:

$$p_1 = p_2$$

Do đó:

$$p_{t1} + p_{đ1} = p_{t2} + p_{đ2}$$

Suy ra:

$$p_{t1} - p_{t2} = p_{đ2} - p_{đ1} \qquad (11.14)$$

Tức là, độ gia tăng của áp suất động chính bằng độ sụt giảm của áp suất tĩnh.

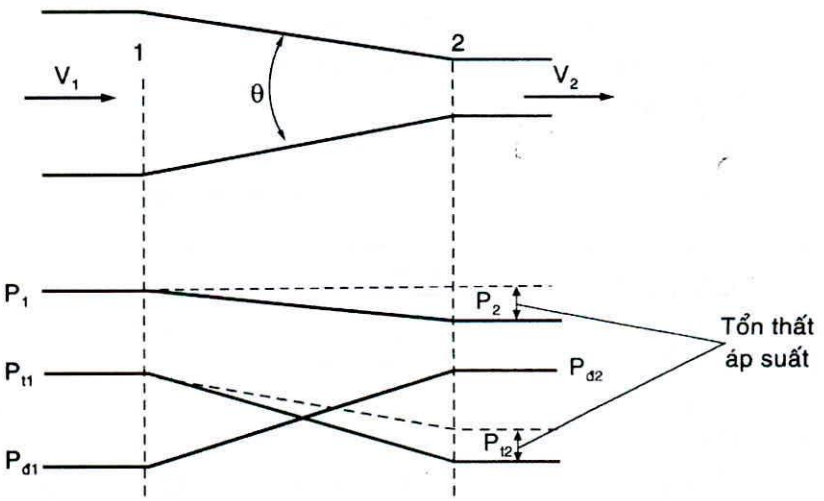
Tuy nhiên, do sự xuất hiện của ma sát và do sự rối loạn của dòng không khí cho nên tổn thất áp suất luôn luôn tồn tại, ta có:

$$\Delta p_{cb} = p_1 - p_2$$

$$\Delta p_{cb} = (p_{t1} + p_{đ1}) - (p_{t2} + p_{đ2})$$

Suy ra:

$$p_{t1} - p_{t2} = (p_{đ2} - p_{đ1}) + \Delta p_{cb} \qquad (11.15)$$



Hình 11.26 *Đoạn ống có tiết diện thu hẹp từ từ*

Phương trình (11.15) chỉ ra rằng, trong trường hợp này độ sụt giảm của áp suất tĩnh lớn hơn độ sụt giảm của áp suất tổng, nó bằng tổng của $(p_{đ2} - p_{đ1})$ và Δp_{cb}.

Cần chú ý, việc xác định Δp_{cb} cũng có thể được tiến hành theo công thức (11.8). Tuy nhiên, cần lưu ý thành phần áp suất động $p_đ$ trong công thức này được xác định *theo tốc độ đầu ra* của đoạn ống.

Gọi A_1 và A_2 là tiết diện ở đầu vào và đầu ra của đoạn ống, có thể xác định các giá trị β của trường hợp này theo các số liệu cho trong bảng 11.27.

Bảng 11.27

A_1/A_2	θ					
	10°	15° – 40°	50° – 60°	90°	120°	150°
2	0,05	0,05	0,06	0,12	0,18	0,24
4	0,05	0,04	0,07	0,17	0,27	0,35
6	0,05	0,04	0,07	0,18	0,28	0,36
10	0,05	0,05	0,08	0,19	0,29	0,37

Các số liệu trong bảng 11.27 dùng được cho cả trường hợp tiết diện đoạn ống là tròn hay chữ nhật. Nếu ống có tiết diện hình chữ nhật thì hình vẽ minh họa tương tự như ở hình 11.24, chỉ phải đổi ngược chiều chuyển động của không khí ($D = \frac{2HW}{H + W}$).

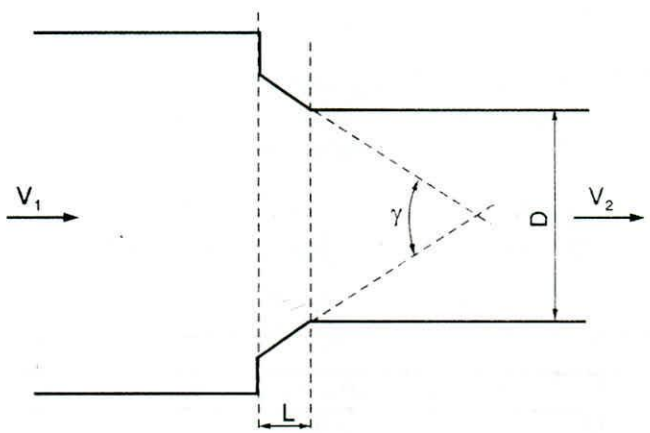
11.4.4. Đoạn ống có tiết diện thu hẹp đột ngột

Đoạn ống có tiết diện thu hẹp đột ngột cũng là trường hợp đặc biệt của đoạn ống có tiết diện thu hẹp từ từ đã trình bày ở trên, trong trường hợp này $\theta = 180^o$. Giá trị β của đoạn ống có tiết diện thu hẹp đột ngột với tiết diện ống có dạng tròn được cho trong bảng 11.28.

Bảng 11.28

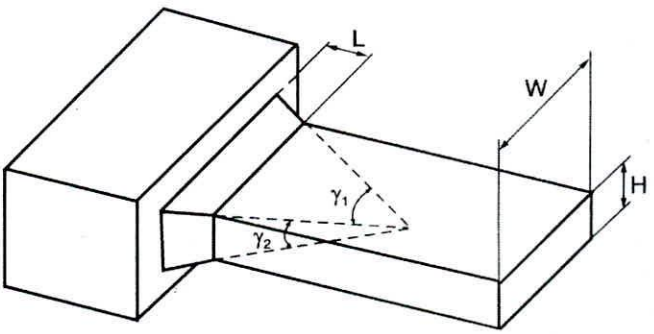
A_1/A_2	2	4	6	10
β	0,26	0,41	0,42	0,43

Để giảm bớt trở lực của đoạn ống thu hẹp đột ngột, trong một số trường hợp người ta có thể cấu tạo ống theo hình 11.27. Bảng 11.29a trình bày một số giá trị của hệ số trở lực cục bộ β' theo γ và tỉ số L/D (xem minh họa ký hiệu ở hình 11.27), bảng 11.29b trình bày giá trị của hệ số hiệu chỉnh k phụ thuộc vào tỉ số A_2/A_1. Như vậy hệ số trở lực cục bộ cuối cùng trong công thức (11.8) sẽ là $\beta = k.\beta$', còn giá trị áp suất động p_d vẫn được xác định theo *tốc độ ở đầu ra* của đoạn ống.



Hình 11.27

Các bảng 11.29a và 11.29b không chỉ được dùng cho đoạn ống có tiết diện hình tròn, mà còn cho cả đoạn ống có tiết diện hình chữ nhật. Trong trường hợp đoạn ống có tiết diện hình chữ nhật thì ta vẫn lấy D = 2HW/(H + W), còn γ được xem là giá trị lớn nhất trong hai giá trị tương ứng (xem hình 11.28).



Hình 11.28

Bảng 11.29a

L/D	γ								
	0°	10°	20°	30°	40°	60°	100°	140°	180°
0,025	0,50	0,47	0,45	0,43	0,41	0,40	0,42	0,45	0,50
0,05	0,50	0,45	0,41	0,36	0,33	0,30	0,35	0,42	0,30
0,075	0,50	0,42	0,35	0,30	0,26	0,23	0,30	0,40	0,50
0,10	0,50	0,39	0,32	0,25	0,22	0,18	0,27	0,38	0,50
0,15	0,50	0,37	0,27	0,20	0,16	0,16	0,25	0,37	0,50
0,60	0,50	0,27	0,18	0,13	0,11	0,12	0,23	0,36	0,50

Bảng 11.29b

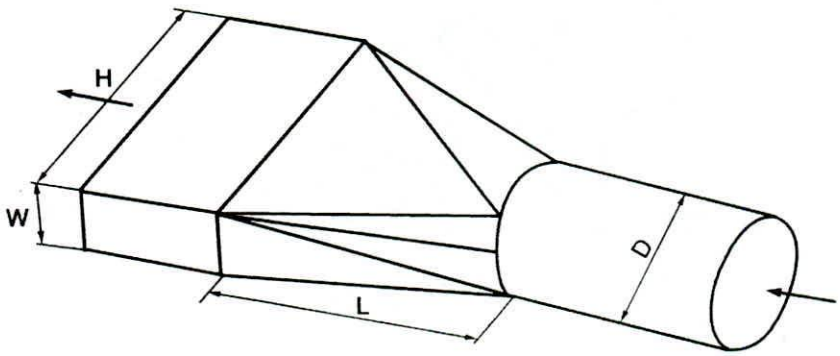
A_2/A_1	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0
k	1,0	0,85	0,68	0,50	0,30	0,18	0

11.4.5. Một số trường hợp đặc biệt

Cần nhắc lại, trong các trường hợp này, nếu đoạn ống mở rộng dần dần thì áp suất động được tra theo *tốc độ ở đầu vào*, còn nếu ống có tiết diện thu hẹp dần dần thì áp suất động được tra theo *tốc độ ở đầu ra*. Như vậy, bản chất của vấn đề là ta luôn luôn chọn phía có *tốc độ lớn hơn* để xác định áp suất động.

1- Đoạn ống mở rộng dần, tiết diện chuyển từ dạng tròn sang dạng chữ nhật

Trong trường hợp này, hệ số trở lực cục bộ β cũng được tra từ bảng 11.24 với A_1, A_2 lần lượt là tiết diện của đoạn ống ở đầu vào và đầu ra. Hình 11.29 mô tả sơ đồ có tính nguyên tắc của đoạn ống mở rộng dần có tiết diện chuyển từ dạng tròn sang dạng chữ nhật.



Hình 11.29

Cần chú ý, giá trị θ có thể được tính theo công thức dưới đây:

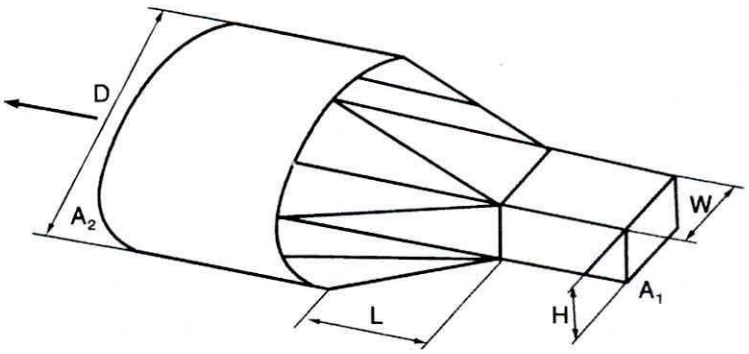
$$tg\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{1{,}13.\sqrt{HW} - D}{2L} \qquad (11.16)$$

2- Đoạn ống mở rộng dần, tiết diện chuyển từ dạng chữ nhật sang dạng tròn

Tương tự như trên, ta vẫn dùng bảng 11.24 để tra hệ số trở lực cục bộ β, giá trị θ tương ứng được tính bằng công thức sau:

$$tg\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{D - 1{,}13.\sqrt{HW}}{2L} \qquad (11.17)$$

Hình 11.30 mô tả sơ đồ có tính nguyên tắc của đoạn ống mở rộng dần có tiết diện chuyển từ dạng chữ nhật sang dạng tròn.



Hình 11.30

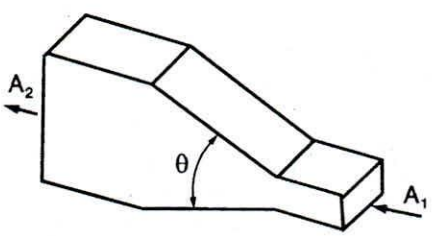
3- Đoạn ống mở rộng dần, tiết diện vào và ra đều có dạng chữ nhật, có hai mặt bên hoàn toàn phẳng

Hình 11.31 mô tả sơ đồ có tính nguyên tắc của đoạn ống mở rộng dần có tiết diện vào và ra đều có dạng chữ nhật, có hai mặt bên hoàn toàn phẳng.

Hệ số trở lực cục bộ β của trường hợp này được cho trong bảng 11.30.

Bảng 11.30

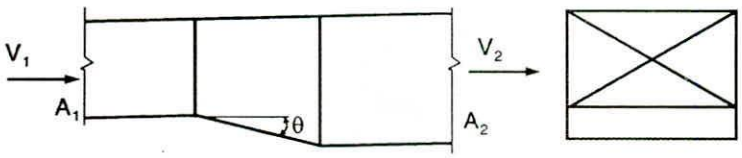
A_2/A_1	θ						
	14°	20°	30°	45°	60°	90°	180°
2	0,09	0,12	0,20	0,34	0,37	0,38	0,35
4	0,16	0,25	0,42	0,60	0,68	0,70	0,66
6	0,19	0,30	0,48	0,65	0,76	0,83	0,80



Hình 11.31

4- Đoạn ống mở rộng dần, tiết diện vào và ra đều có dạng chữ nhật, có ba mặt bên hoàn toàn phẳng

Hình 11.32 mô tả sơ đồ có tính nguyên tắc của đoạn ống mở rộng dần, tiết diện vào và ra đều có dạng chữ nhật, có ba mặt bên hoàn toàn phẳng.



Hình 11.32

Trong trường hợp này, hệ số trở lực cục bộ β phụ thuộc vào tỉ số A_1/A_2 và góc mở rộng θ. Bảng 11.31 trình bày một số kết quả xác định β.

Bảng 11.31

A_1/A_2	θ						
	10°	15°	20°	30°	45°	60°	90°
0,06	0,26	0,27	0,40	0,56	0,71	0,86	1,00
0,1	0,24	0,26	0,36	0,53	0,69	0,82	0,93
0,25	0,17	0,19	0,22	0,42	0,60	0,68	0,70
0,5	0,14	0,13	0,15	0,24	0,35	0,37	0,38

5- Đoạn ống thu hẹp dần, tiết diện chuyển từ dạng chữ nhật sang dạng tròn

Hình vẽ minh họa của trường hợp này tương tự như hình 11.29 nhưng chiều chuyển động của không khí thì ngược lại.

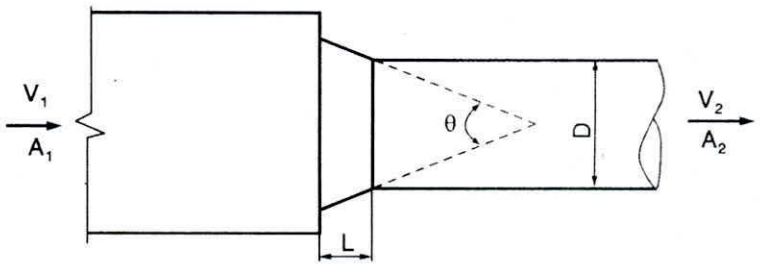
Ta vẫn gọi:
A_1 - tiết diện ở đoạn ống ở đầu vào.
A_2 - tiết diện ở đoạn ống ở đầu ra.

Trong trường hợp này thì $A_1 > A_2$, hệ số trở lực cục bộ β phụ thuộc chủ yếu vào tiêu chuẩn Reynolds và được tra theo bảng 11.32.

Bảng 11.32

$Re,10^{-4}$	1	2	4	6	8	10	20	≥ 40
β	0,27	0,25	0,20	0,17	0,14	0,11	0,04	0

Nếu đoạn ống cũng thuộc loại thu hẹp dần, tiết diện vào vẫn là dạng chữ nhật và tiết diện ra vẫn có dạng tròn, nhưng cấu tạo của đoạn ống tương tự như mô tả ở hình 11.33 thì hệ số trở lực cục bộ β được cho trong bảng 11.33.



Hình 11.33

Bảng 11.33

A_2/A_1	L/D	θ									
		0^0	10^0	20^0	30^0	45^0	60^0	90^0	120^0	150^0	180^0
0,1	0,025	0,46	0,43	0,42	0,40	0,38	0,37	0,38	0,40	0,43	0,45
	0,05	0,46	0,42	0,38	0,33	0,30	0,28	0,31	0,36	0,41	0,46
	0,075	0,46	0,39	0,32	0,28	0,23	0,21	0,26	0,32	0,39	0,46
	0,1	0,46	0,36	0,30	0,23	0,19	0,17	0,23	0,30	0,38	0,46
	0,15	0,46	0,34	0,25	0,18	0,15	0,14	0,21	0,29	0,37	0,46
	0,3	0,46	0,31	0,22	0,16	0,13	0,13	0,20	0,28	0,37	0,46
	0,6	0,46	0,25	0,17	0,12	0,10	0,11	0,19	0,27	0,36	0,46
0,25	0,025	0,40	0,38	0,36	0,35	0,33	0,32	0,33	0,35	0,37	0,40
	0,05	0,40	0,36	0,33	0,29	0,26	0,24	0,27	0,21	0,35	0,40
	0,075	0,40	0,34	0,28	0,24	0,20	0,19	0,23	0,28	0,34	0,40
	0,1	0,40	0,31	0,26	0,20	0,17	0,14	0,20	0,26	0,33	0,40
	0,15	0,40	0,30	0,22	0,16	0,13	0,12	0,18	0,25	0,32	0,40
	0,3	0,40	0,17	0,19	0,14	0,11	0,11	0,18	0,25	0,32	0,40
	0,6	0,40	0,22	0,14	0,10	0,09	0,10	0,16	0,24	0,32	0,40
0,5	0,025	0,30	0,28	0,27	0,25	0,24	0,24	0,25	0,26	0,27	0,30
	0,05	0,30	0,27	0,24	0,21	0,19	0,18	0,20	0,23	0,26	0,30
	0,075	0,30	0,,25	0,21	0,18	0,15	0,14	0,17	0,21	0,25	0,30
	0,1	0,30	0,23	0,19	0,15	0,12	0,11	0,15	0,19	0,24	0,30
	0,15	0,30	0,32	0,16	0,12	0,09	0,09	0,13	0,18	0,24	0,30
	0,3	0,30	0,20	0,14	0,10	0,08	0,08	0,13	0,18	0,24	0,30
	0,6	0,30	0,16	0,11	0,08	0,07	0,07	0,12	0,17	0,23	0,30
0,8	0,025	0,15	0,14	0,13	0,13	0,12	0,02	0,12	0,13	0,14	0,15
	0,05	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,10	0,12	0,13	0,15
	0,075	0,15	0,13	0,10	0,09	0,08	0,07	0,08	0,10	0,13	0,15
	0,1	0,15	0,12	0,10	0,07	0,06	0,05	0,07	0,10	0,12	0,15
	0,15	0,15	0,11	0,08	0,06	0,05	0,04	0,07	0,09	0,12	0,15
	0,3	0,15	0,10	0,07	0,05	0,04	0,04	0,07	0,09	0,12	0,15
	0,6	0,15	0,08	0,05	0,04	0,03	0,04	0,06	0,09	0,12	0,15

§11.5. XÁC ĐỊNH TỔN THẤT ÁP SUẤT Ở NHỮNG ĐOẠN ỐNG RẼ NHÁNH, ĐOẠN ỐNG HỘI TỤ, MIỆNG VÀO VÀ MIỆNG RA CỦA CÁC ỐNG DẪN

11.5.1. Xác định tổn thất áp suất ở các đoạn ống rẽ nhánh

Ta gọi đoạn ống rẽ nhánh là đoạn ống làm phân tách dòng không khí theo chiều chuyển động của không khí. Tổn thất áp suất vẫn được tính theo công thức (11.8) nhưng chú ý áp suất động được xác định *theo tốc độ không khí ở đầu vào của đoạn rẽ nhánh.* Để tránh nhầm lẫn trong quá trình sử dụng các số liệu trong các bảng có liên quan, cần lưu ý các ký hiệu sau:

A- tiết diện ống tại vị trí khảo sát

$\dot{m}_V$ - lưu lượng thể tích của không khí tại tiết diện khảo sát

V- tốc độ không khí tại tiết diện khảo sát

c- chỉ số thể hiện vị trí khảo sát là tiết diện đi vào của đoạn ống rẽ nhánh

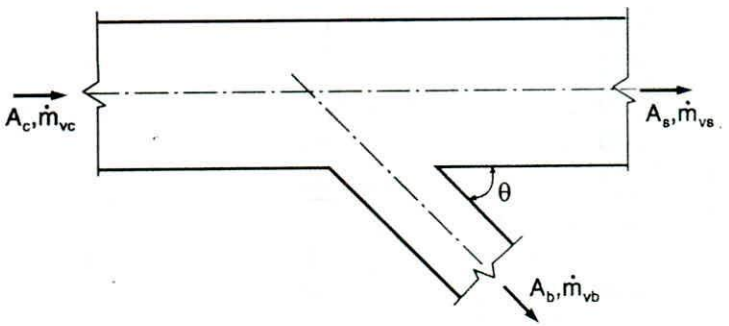
s- chỉ số thể hiện vị trí khảo sát là tiết diện đi ra của đoạn ống rẽ nhánh nhưng không bị đổi hướng

b- chỉ số thể hiện vị trí khảo sát là tiết diện đi ra của đoạn ống rẽ nhánh nhưng đã bị đổi hướng

$\beta_{c,s}$ - hệ số trở lực cục bộ của nhánh không khí đi thẳng (không bị đổi hướng)

$\beta_{c,b}$ - hệ số trở lực cục bộ của nhánh không khí đã bị đổi hướng

1- Đoạn ống rẽ nhánh dạng chữ Y, tiết diện tròn hay chữ nhật



Hình 11.34

Trong trường hợp này $A_c = A_s$, nếu tiết diện ống có dạng chữ nhật thì bề cao của đoạn ống nhánh đi thẳng bằng bề cao của đoạn ống chính.

Hệ số trở lực cục bộ $\beta_{c,s}$ của đoạn ống chính được cho trong bảng 11.34a.

Bảng 11.34a

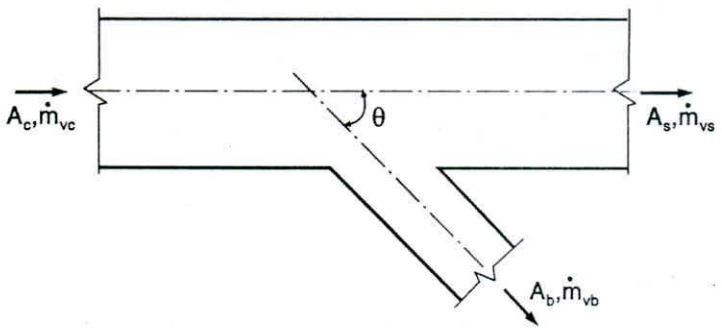
V_s/V_c	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
$\beta_{c,s}$	0,40	0,32	0,26	0,20	0,14	0,10	0,06	0,02	0

Bảng 11.34b dưới đây trình bày các số liệu về hệ số trở lực cục bộ $\beta_{c,b}$ của đoạn ống nhánh.

Bảng 11.34b

θ	A_b/A_c	$\dot{m}_{Vb}/\dot{m}_{Vc}$								
		0,1	**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**	**0,6**	**0,7**	**0,8**	**0,9**
	0,8	0,75	0,55	0,40	0,28	0,21	0,16	0,15	0,16	0,19
	0,7	0,72	0,51	0,36	0,25	0,18	0,15	0,16	0,20	0,26
	0,6	0,69	0,46	0,31	0,21	0,17	0,16	0,20	0,28	0,39
30^o	0,5	0,65	0,41	0,26	0,19	0,18	0,22	0,32	0,47	0,67
	0,4	0,59	0,33	0,21	0,20	0,27	0,40	0,62	0,92	1,3
	0,3	0,55	0,28	0,24	0,38	0,76	1,3	2,0	3,0	4,1
	0,2	0,40	0,26	0,58	1,3	2,5	4,1	6,1	8,6	11,0
	0,1	0,28	1,5	4,3	8,3	15,0	–	–	–	–

2- Đoạn ống rẽ nhánh dạng chữ Y, tiết diện chữ nhật



Hình 11.35

Trong trường hợp này θ có thể biến thiên từ 15^o đến 90^o và $A_c = A_s + A_b$. Các giá trị hệ số trở lực cục bộ $\beta_{c,s}$ và $\beta_{c,b}$ lần lượt được trình bày trong các bảng 11.35a và 11.35b. Cần lưu ý, ở trường hợp này thì thì bề cao của đoạn ống nhánh đi thẳng nhỏ hơn bề cao của đoạn ống chính.

Bảng 11.35a *Các giá trị* $\beta_{c,s}$

θ	15° – 60°	90°				
V_s/V_c	A_s/A_c					
	0 – 0,1	0 – 0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
0,1	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
0,2	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64
0,3	0,50	0,50	0,52	0,52	0,50	0,50
0,4	0,36	0,36	0,40	0,38	0,37	0,36
0,5	0,25	0,25	0,30	0,28	0,27	0,25
0,6	0,16	0,16	0,23	0,20	0,18	0,16
0,8	0,04	0,04	0,17	0,10	0,07	0,04
1,0	0	0	0,20	0,10	0,05	0
1,2	0,07	0,07	0,36	0,21	0,14	0,07
1,4	0,39	0,39	0,79	0,59	0,39	–
1,6	0,90	0,90	1,4	1,2	–	–
1,8	1,8	1,8	2,4	–	–	–
2,0	3,2	3,2	4,0	–	–	–

Bảng 11.35b *Các giá trị* $\beta_{c,b}$

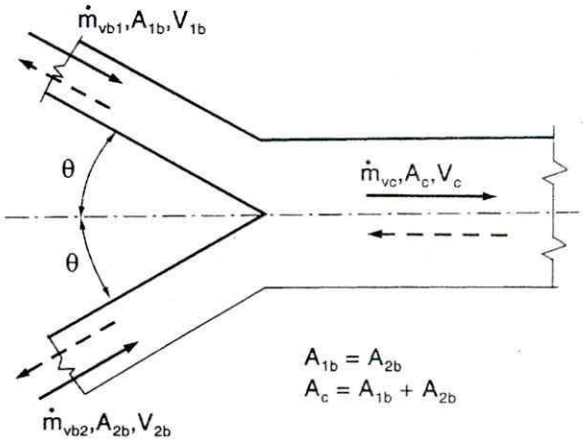
θ	V_b/V_c												
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
15°	0,81	0,65	0,51	0,38	0,28	0,20	0,11	0,06	0,14	0,30	0,31	0,76	1,0
30°	0,84	0,69	0,56	0,44	0,34	0,26	0,19	0,15	0,15	0,30	0,51	0,76	1,0
45°	0,87	0,74	0,63	0,54	0,45	0,38	0,29	0,24	0,23	0,30	0,51	0,76	1,0
60°	0,90	0,82	0,79	0,66	0,59	0,53	0,43	0,36	0,33	0,39	0,51	0,76	1,0
90°	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

3- Đoạn ống rẽ nhánh dạng chữ Y đối xứng

Hình 11.36 trình bày đoạn ống rẽ nhánh dạng chữ Y, tiết diện có thể tròn hay chữ nhật, 2 nhánh rẽ đối xứng nhau. Trong trường hợp này, ta có:

$$A_{1b} = A_{2b}$$

$$A_c = A_{1b} + A_{2b}$$



Hình 11.36

Bảng 11.36 trình bày hệ số trở lực cục bộ $\beta_{c,b}$ ở mỗi nhánh rẽ.

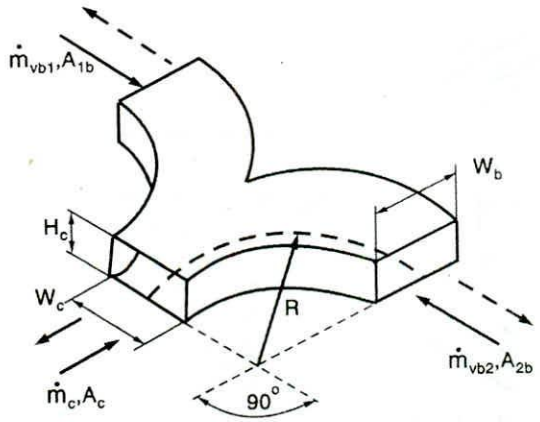
Nếu đoạn ống rẽ nhánh có tiết diện chữ nhật, hai nhánh hai bên đối xứng và được minh họa như hình 11.37 thì có thể tham khảo bảng 11.37 để xác định hệ số $\beta_{c,b}$.

Bảng 11.36

θ	V_{1b}/V_c hay V_{2b}/V_c												
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
15°	0,81	0,65	0,51	0,38	0,28	0,20	0,11	0,06	0,14	0,30	0,51	0,76	1,0
30°	0,84	0,69	056	0,44	0,34	0,26	0,19	0,15	0,15	0,30	0,51	0,76	1,0
45°	0,87	0,74	0,63	0,54	0,45	0,38	0,29	0,24	0,23	0,30	0,51	0,76	1,0
60°	0,90	0,82	0,79	0,66	0,59	0,53	0,43	0,36	0,33	0,39	0,51	0,76	1,0
90°	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

Bảng 11.37

A_{1b}/A_c hay A_{2b}/A_c	0,5	1,0
R/W_c	1,5	1,5
$\dot{m}_{Vb1} / \dot{m}_{Vc}$ hay $\dot{m}_{Vb2} / \dot{m}_{Vc}$	0,5	0,5
$\beta_{c,b}$	0,30	0,25

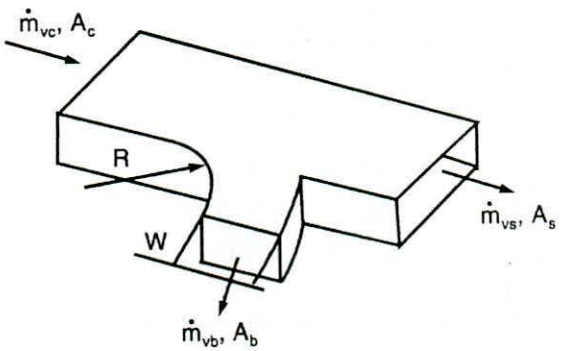


Hình 11.37

4- Đoạn ống rẽ nhánh dạng chữ Y, tiết diện chữ nhật, nhánh rẽ thẳng góc với đoạn ống chính

Trong trường hợp này, ta có:

$$\frac{R}{W} = 1$$



Hình 11.38

Các bảng 11.38a và 11.38b lần lượt trình bày các giá trị $\beta_{c,s}$ và $\beta_{c,b}$.

Bảng 11.38a *Các giá trị* $\beta_{c,s}$

A_b/A_s	A_b/A_c	$\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vc}$								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,25	0,25	–0,01	–0,03	–0,01	0,05	0,13	0,21	0,29	0,38	0,46
0,33	0,25	0,08	0	–0,02	–0,01	0,02	0,08	0,16	0,24	0,34
0,5	0,5	–0,03	–0,06	–0,05	0	0,06	0,12	0,19	0,27	0,35
0,67	0,5	0,04	–0,02	–0,04	–0,03	–0,01	0,04	0,12	0,23	0,37
1,0	0,5	0,72	0,48	0,28	0,13	0,05	0,04	0,09	0,18	0,30
1,0	1,0	–0,02	–0,54	–0,04	–0,01	0,06	0,13	0,22	0,30	0,38
1,33	1,0	0,10	0	0,01	–0,03	–0,1	0,03	0,10	0,20	0,30
2,0	1,0	0,62	0,38	0,23	0,23	0,08	0,05	0,06	0,10	0,20

Ghi chú*: dấu trừ biểu diễn áp suất tĩnh phục hồi vượt quá lượng áp suất động tổn thất.*

Bảng 11.38b *Các giá trị* $\beta_{c,b}$

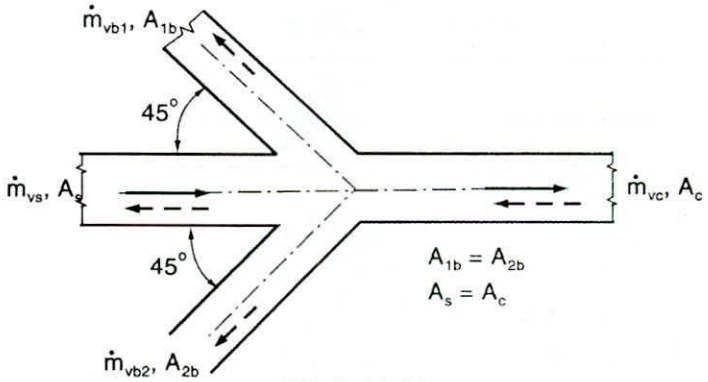
A_b/A_s	A_b/A_c	$\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vc}$								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,25	0,25	0,55	0,50	0,60	0,85	1,2	1,8	3,1	4,4	6,0
0,33	0,25	0,35	0,35	0,50	0,80	1,3	2,0	2,8	3,8	5,0
0,5	0,5	0,62	0,48	0,40	0,40	0,48	0,60	0,78	1,1	1,5
0,67	0,5	0,52	0,40	0,32	0,30	0,34	0,44	0,62	0,92	1,4
1,0	0,5	0,44	0,38	0,38	0,41	0,52	0,68	0,92	1,2	1,6
1,0	1,0	0,67	0,55	0,46	0,37	0,32	0,29	0,29	0,30	0,37
1,33	1,0	0,70	0,60	0,51	0,42	0,34	0,28	0,26	0,26	0,29
2,0	1,0	0,60	0,52	0,43	0,33	0,24	0,17	0,15	0,17	0,21

5- Đoạn ống rẽ nhánh dạng chữ Y kép, tiết diện có thể tròn hay chữ nhật

Trong trường hợp này, các số liệu tương ứng ở các bảng 11.34a và 11.34b vẫn thích hợp. Các điều kiện để áp dụng các bảng số nói trên là:

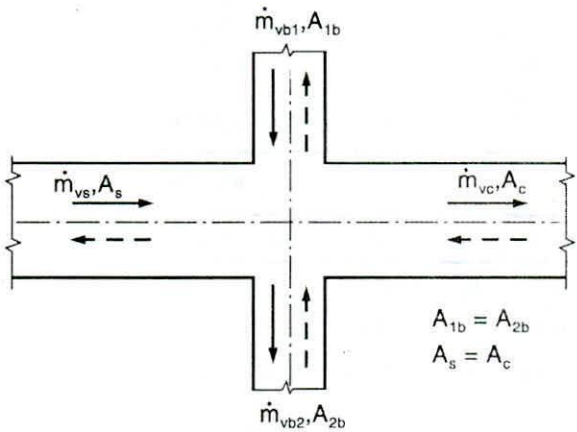
$$A_s = A_c$$

$$A_{1b} = A_{2b}$$



Hình 11.39

6- Đoạn ống rẽ nhánh thẳng góc, tiết diện tròn hay chữ nhật

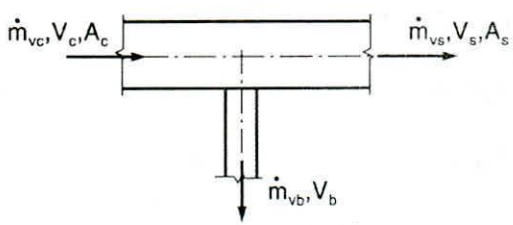


Hình 11.40

Ở trường hợp này: $A_{1b} = A_{2b}$ và $A_s = A_c$.

Vẫn có thể sử dụng được các số liệu trong các bảng 11.34a và 11.34b.

7- Rẽ nhánh dạng chữ T, ống chính có tiết diện chữ nhật, ống nhánh có tiết diện tròn



Hình 11.41

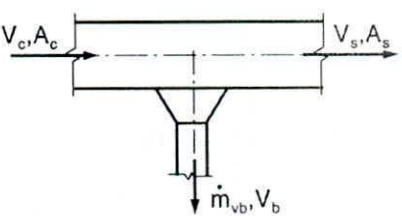
Ở trường hợp này: $A_c = A_s$

Các hệ số $\beta_{c,b}$ được trình bày trong bảng 11.39, còn các số liệu của $\beta_{c,s}$ tương tự như ở bảng 11.34a.

Bảng 11.39

V_b/V_c	$\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vc}$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,2	1,00								
0,4	1,01	1,07							
0,6	1,14	1,10	1,08						
0,8	1,18	1,31	1,12	1,13					
1,0	1,30	1,38	1,20	1,23	1,26				
1,2	1,46	1,58	1,45	1,31	1,39	1,48			
1,4	1,70	1,82	1,65	1,51	1,56	1,64	1,71		
1,6	1,93	2,06	2,00	1,85	1,70	1,76	1,80	1,88	
1,8	2,06	2,17	2,10	2,13	2,06	1,98	1,99	2,00	2,07

8- Rẽ nhánh dạng chữ T, ống chính có tiết diện chữ nhật, ống nhánh có tiết diện tròn, ống nhánh được nối vào ống chính bằng một ống dạng conical



Hình 11.42

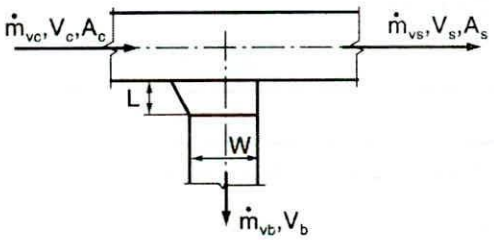
Ở trường hợp này: $A_c = A_s$

Trong trường hợp này, hệ số $\beta_{c,s}$ cũng được tra theo bảng 11.34a, còn hệ số $\beta_{c,b}$ được cho trong bảng 11.40.

Bảng 11.40

V_b/V_c	0,40	0,50	0,75	1,0	1,3	1,5
$\beta_{c,b}$	0,80	0,83	0,90	1,0	1,1	1,4

9- Rẽ nhánh dạng chữ T, ống chính và ống nhánh đều có dạng chữ nhật, ống nhánh nối vào ống chính bằng một cạnh nghiêng 45°



Hình 11.43

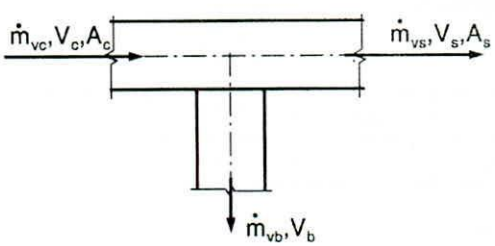
Trong trường hợp này $A_c = A_s$ và nên chọn sao cho L = 0,25W, tuy nhiên không nên chọn L < 75*mm*.

Hệ số trở lực cục bộ theo ống chính $\beta_{c,s}$ được tra theo bảng 11.34a, còn hệ số trở lực cục bộ theo ống nhánh $\beta_{c,b}$ được cho trong bảng 11.41.

Bảng 11.41

V_b/V_c	$\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vc}$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,2	0,91								
0,4	0,81	0,79							
0,6	0,77	0,72	0,70						
0,8	0,78	0,73	0,69	0,66					
1,0	0,78	0,98	0,85	0,79	0,74				
1,2	0,90	1,11	1,16	1,23	1,03	1,86			
1,4	1,19	1,22	1,26	1,29	1,54	1,25	0,92		
1,6	1,35	1,42	1,55	1,59	1,63	1,50	1,31	1,09	
1,8	1,44	1,50	1,75	1,74	1,72	2,24	1,63	1,40	1,17

10- Rẽ nhánh dạng chữ T, ống chính và ống nhánh đều có dạng chữ nhật



Hình 11.44

Ở trường hợp này: $A_c = A_s$

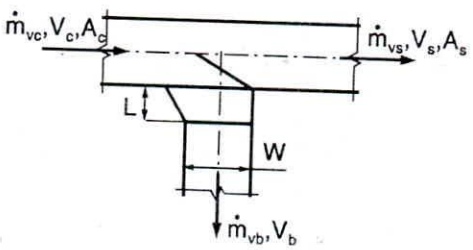
Hệ số trở lực cục bộ theo ống nhánh $\beta_{c,b}$ được cho trong bảng 11.42, còn hệ số trở lực cục bộ của ống chính $\beta_{c,s}$ vẫn được tra trong bảng 11.34a.

Bảng 11.42

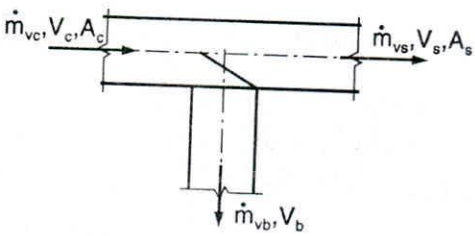
V_b/V_c	$\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vc}$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,2	1,03								
0,4	1,04	1,01							
0,6	1,11	1,03	1,05						
0,8	1,16	1,21	1,17	1,12					
1,0	1,38	1,40	1,30	1,36	1,27				
1,2	1,52	1,61	1,68	1,91	1,47	1,66			
1,4	1,79	2,01	1,90	2,31	2,28	2,20	1,95		
1,6	2,07	2,28	2,13	2,71	2,99	2,81	2,09	2,20	
1,8	2,32	2,54	2,64	3,09	3,72	3,48	2,21	2,29	2,27

11- Một số dạng rẽ nhánh chữ T không nên sử dụng

Các hình 11.45, 11.46 và 11.47 trình bày một số rẽ nhánh dạng chữ T được khuyến cáo không nên sử dụng, các dạng rẽ nhánh này đều có tiết diện chữ nhật. Bằng cách sử dụng các rẽ nhánh dạng này, nói chung ta có thêm khả năng khống chế lưu lượng không khí. Tuy nhiên khi tỉ số V_b/V_c và $\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vc}$ hơi lớn thì tổn thất áp suất do trở lực cục bộ ở nhánh rẽ khá lớn, cùng lúc đó tổn thất áp suất cục bộ ở ống chính cũng tăng lên.



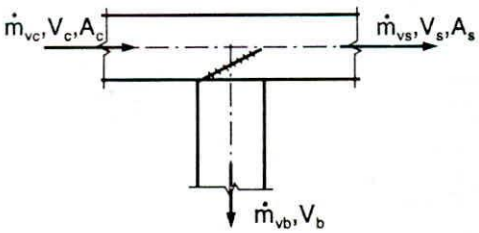
Hình 11.45



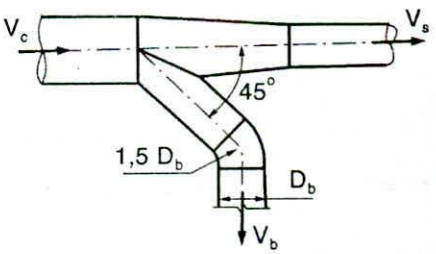
Hình 11.46

12- Đoạn ống rẽ nhánh dạng chữ Y, tiết diện tròn, ống nhánh và ống chính đều có dạng côn

Sơ đồ nguyên tắc của đoạn ống này được trình bày ở hình 11.48.



Hình 11.47



Hình 11.48

Bảng 11.43a trình bày hệ số trở lực cục bộ $\beta_{c,s}$ của đoạn ống chính, còn bảng 11.43b trình bày hệ số trở lực cục bộ $\beta_{c,b}$ của đoạn nhánh rẽ.

Bảng 11.43a

V_s/V_c	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\beta_{c,s}$	0,14	0,06	0,05	0,09	0,18	0,30	0,46	0,64	0,84	1,0

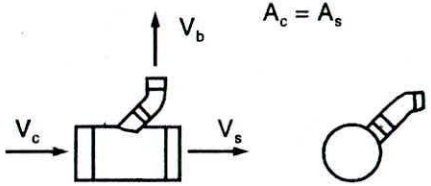
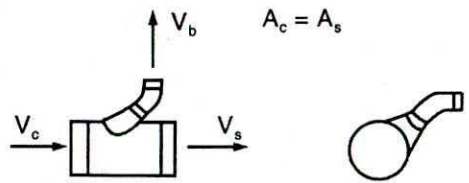
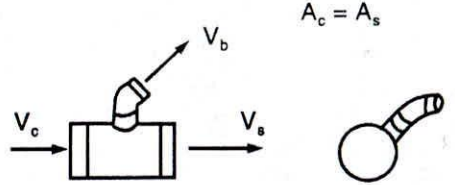
Bảng 11.43b

V_b/V_c	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
$\beta_{c,b}$	0,76	0,60	0,52	0,50	0,51	0,52	0,56	0,61	0,68	0,86	1,1	1,4	1,8	2,2	2,6	3,1	3,7	4,2

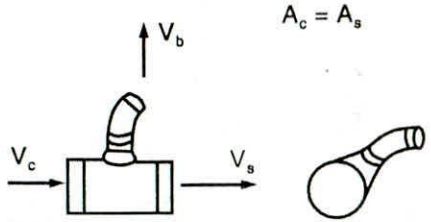
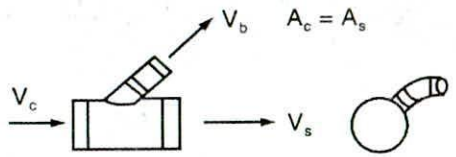
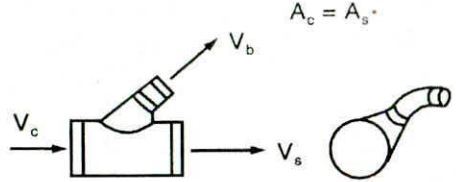
13- Một số rẽ nhánh tiết diện tròn dạng chữ Y và T ($A_c = A_s$)

Bảng 11.44 dưới đây mô tả các dạng rẽ nhánh đang được đề cập và các giá trị cụ thể của hệ số $\beta_{c,b}$ cho từng trường hợp. Riêng hệ số $\beta_{c,s}$ của ống chính được xác định theo bảng 11.34a.

Bảng 11.44

Dạng rẽ nhánh	Thuyết minh	V_b/V_c										
		0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
	Dạng chữ Y, tiết diện tròn, co 60°, ống nhánh thẳng góc với ống chính	Hệ số $\beta_{c,b}$										
		1,0	0,88	0,77	0,68	0,65	0,69	0,73	0,88	1,14	1,54	2,2
	Dạng chữ Y, tiết diện tròn, co 60°, ống nhánh thẳng góc với ống chính nối dạng conical	Hệ số $\beta_{c,b}$										
		1,0	0,82	0,63	0,52	0,45	0,42	0,41	0,40	0,41	0,45	0,56
	Dạng chữ T, tiết diện tròn, co 60°, ống nhánh và ống chính tạo góc 45°	Hệ số $\beta_{c,b}$										
		1,0	1,06	1,15	1,29	1,45	1,65	1,89	2,2	2,5	2,9	3,3

Bảng 11.44 (tiếp theo)

Dạng rẽ nhánh	Thuyết minh	V_b/V_c										
		0	**0,2**	**0,4**	**0,6**	**0,8**	**1,0**	**1,2**	**1,4**	**1,6**	**1,8**	**2,0**
	Dạng chữ T, tiết diện tròn, co 60°, ống nhánh và ống chính tạo góc 45°, nối dạng conical	Hệ số $\beta_{c,b}$										
		1,0	0,95	0,90	0,86	0,81	0,79	0,79	0,81	0,86	0,96	1,1
	Dạng chữ Y, tiết diện tròn, co 30°, ống nhánh và ống chính tạo góc 45°	Hệ số $\beta_{c,b}$										
		1,0	0,84	0,72	0,62	0,54	0,50	0,56	0,71	0,92	1,22	1,66
	Dạng chữ Y, tiết diện tròn, co 30°, ống nhánh và ống chính tạo góc 45°, nối dạng conical	Hệ số $\beta_{c,b}$										
		1,0	0,93	0,71	0,55	0,44	0,42	0,42	0,44	0,47	0,54	0,62

Ví dụ 11.6

Xác định tổn thất áp suất của một đoạn ống rẽ nhánh có dạng mô tả ở hình 11.38. Cho biết lưu lượng không khí đi vào là $\dot{m}_{Vc} = 30000 m^3/h$ và lưu lượng qua nhánh rẽ là $\dot{m}_{Vb} = 9000 m^3/h$, kích thước của đoạn ống lần lượt là $H_c = H_b = H_s = 800mm$, $W_c = 1250mm$, $W_b = 312mm$ và $W_s = 945mm$, tỉ số $R/W_b = 1$.

Giải

Ta có:

$$\frac{\dot{m}_{Vb}}{\dot{m}_{Vc}} = \frac{9000}{30000} = 0,3$$

$$\frac{A_b}{A_s} = \frac{W_b}{W_s} = \frac{312}{945} = 0,33$$

$$\frac{A_b}{A_c} = \frac{W_b}{W_c} = \frac{312}{1250} = 0,25$$

Từ bảng 11.38a, ta tra được hệ số trở lực cục bộ của nhánh chính là $\beta_{c,s} = -0,02$. Từ bảng 11.38b, hệ số trở lực cục bộ của nhánh rẽ là $\beta_{c,b} = 0,5$. Tốc độ không khí ở đầu vào đoạn ống đang khảo sát là:

$$V = \frac{30000}{3600.0,8.1,25} = 8,333\ m/s$$

Như vậy, tổn thất áp suất ở nhánh rẽ là:

$$\Delta p_{cb,b} = 0,5.0,602.(8,333)^2 = 20,9\,Pa$$

Ở nhánh chính, hệ số $\beta_{c,s} = -0,02$ mang ý nghĩa áp suất tĩnh phục hồi (Static Regain) vượt quá giá trị áp suất động bị tổn thất tại vị trí này.

Ví dụ 11.7

Khảo sát một đoạn ống mở rộng dần (hình 11.29) có các số liệu như sau: $D = 500mm$, $W = 350mm$, $H = 1122mm$, $L = 388mm$, lưu lượng không khí đi vào ống là $7060 m^3/h$. Xác định tổn thất áp suất ở đoạn ống nói trên.

Giải

Từ công thức (11.16), có thể tính góc θ như sau:

$$tg\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{1,13.\sqrt{1,122.0,35} - 0,5}{2.0,388} = 0,2682$$

Suy ra: $\theta = 30^o$.

Ta có:

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{1,122.0,35.4}{\pi.(0,5)^2} = 2$$

Tra bảng 11.24, ta có $\beta = 0,25$. Như vậy tổn thất áp suất của đoạn ống là:

$$\Delta p_{cb} = 0,25.0,602.\left(\frac{7060.4}{3600.\pi.(0,5)^2}\right)^2 = 15,013Pa.$$

Ví dụ 11.8

Khảo sát một đoạn ống rẽ nhánh có kết cấu được mô tả ở hình 11.39 với các số liệu như sau: $A_c = A_s = 500mm$ x $1200mm$, $A_{1b} = A_{2b} = 500mm$ x $360mm$, $\theta = 45^o$, lưu lượng ở đầu vào là $17280m^3/h$ và lưu lượng qua mỗi nhánh rẽ là $5184m^3/h$. Xác định tổn thất áp suất ở nhánh chính và nhánh rẽ.

Giải

Ta có:

$$\frac{\dot{m}_{Vb1}}{\dot{m}_{Vc}} = \frac{\dot{m}_{Vb2}}{\dot{m}_{Vc}} = \frac{5184}{17280} = 0,3$$

$$\frac{A_{1b}}{A_c} = \frac{A_{2b}}{A_c} = \frac{500.360}{500.1200} = 0,3$$

$$V_c = \frac{17280}{3600.0,5.1,2} = 8m/s$$

$$V_s = \frac{17280 - 2.5184}{3600.0,5.1,2} = 3,2m/s$$

Từ bảng 11.34a, hệ số trở lực cục bộ ở nhánh chính là $\beta_{c,s} = 0,14$. Tra bảng 11.34b, hệ số trở lực cục bộ của nhánh rẽ là $\beta_{c,b} = 0,52$.

Như vậy, tổn thất áp suất ở nhánh chính là:

$$\Delta p_{cb,s} = 0,14.0,602.(8)^2 = 5,394Pa.$$

Tổn thất áp suất ở mỗi nhánh rẽ là:

$$\Delta p_{cb,b} = 0,52.0,602.(8)^2 = 20,034Pa$$

11.5.2. Xác định tổn thất áp suất ở các đoạn ống hội tụ

Đoạn ống hội tụ là đoạn ống góp ít nhất từ hai dòng không khí trở lên, đây là trường hợp ngược với đoạn ống rẽ nhánh. Thông thường ta gặp đoạn ống hội tụ trong các ống về hoặc ống thải, ở một số trường hợp có thể gặp đoạn ống hội tụ trong các ống đi. Cần lưu ý, trong trường hợp này, người ta dùng *tốc độ không khí ở đầu ra* của đoạn ống hội tụ để xác định áp suất động cần cho việc tính toán tổn thất áp suất. Về mặt ký hiệu, ý nghĩa của các chỉ số ở trường hợp đoạn ống hội tụ hơi khác so với trường hợp của đoạn ống rẽ nhánh:

c- chỉ số thể hiện vị trí khảo sát là tiết diện đi ra của đoạn ống hội tụ

s- chỉ số thể hiện vị trí khảo sát là tiết diện đi vào của đoạn ống hội tụ nhưng không bị đổi hướng so với dòng đi ra

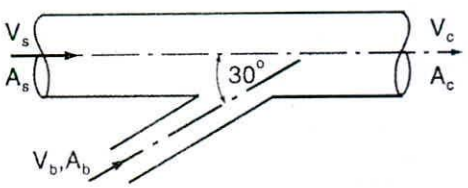
b- chỉ số thể hiện vị trí khảo sát là tiết diện đi vào của đoạn ống hội tụ nhưng dòng chuyển động khác với dòng chuyển động đi ra

$\beta_{c,s}$ - hệ số trở lực cục bộ của nhánh không khí đi thẳng (không bị đổi hướng)

$\beta_{c,b}$ - hệ số trở lực cục bộ của nhánh không khí đã bị đổi hướng

1- Đoạn ống hội tụ dạng chữ Y, góc hội tụ 30°, tiết diện tròn

Trong trường hợp này ta có $A_s = A_c$. Bảng 11.45a trình bày các giá trị của hệ số trở lực cục bộ theo đường nhánh $\beta_{c,b}$, còn bảng 11.45b trình bày các hệ số tương ứng của đường chính $\beta_{c,s}$.



Hình 11.49

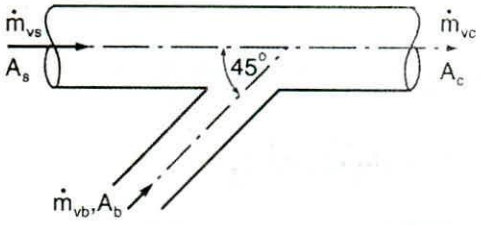
Bảng 11.45a

$\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vc}$	A_b/A_c						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	–1,0	–1,0	–1,0	–0,9	–0,9	–0,9	–0,9
0,1	0,21	–0,46	–0,57	–0,51	–0,53	–0,54	–0,54
0,2	3,1	0,37	–0,06	–0,16	–0,23	–0,24	–0,28
0,3	7,6	1,5	0,50	0,15	–0,04	–0,06	–0,08
0,4	14	3,0	1,2	0,42	0,19	0,13	0,12
0,5	21	4,6	1,8	0,53	0,24	0,19	0,15
0,6	30	6,4	2,6	0,77	0,35	0,25	0,17
0,7	41	8,5	3,4	0,99	0,42	0,28	0,22
0,8	51	12	4,2	1,2	0,47	0,29	0,25
0,9	58	14	5,3	1,4	0,49	0,29	0,22
1,0	64	17	6,3	1,6	0,49	0,21	0,15

Bảng 11.45b

$\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vc}$	A_b/A_c						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	0	0	0	0	0	0	0
0,1	0,02	0,11	0,13	0,15	0,16	0,17	0,17
0,2	–0,33	0,01	0,13	0,19	0,24	0,27	0,29
0,3	–1,1	–0,25	–0,01	0,10	0,22	0,30	0,35
0,4	–2,2	–0,75	–0,30	–0,05	0,17	0,26	0,36
0,5	–3,6	–1,4	–0,70	–0,35	0	0,21	0,32
0,6	–5,4	–2,4	–1,3	–0,70	–0,20	0,06	0,25
0,7	–7,6	–3,4	–2,0	–1,2	–0,50	–0,15	0,1
0,8	–10	–4,6	–2,7	–1,8	–0,90	–0,43	–0,15
0,9	–13	–6,2	–3,7	–2,6	–1,4	–0,80	–0,45
1,0	–16	–7,7	–4,8	–3,4	–1,9	–1,2	–0,75

2- Đoạn ống hội tụ dạng chữ Y, góc hội tụ 45^o, tiết diện tròn



Hình 11.50

Trong trường hợp này ta có $A_s = A_c$.

Bảng 11.46a trình bày hệ số trở lực cục bộ theo đường nhánh $\beta_{c,b}$, còn bảng 11.46b trình bày hệ số trở lực cục bộ theo đường chính $\beta_{c,s}$.

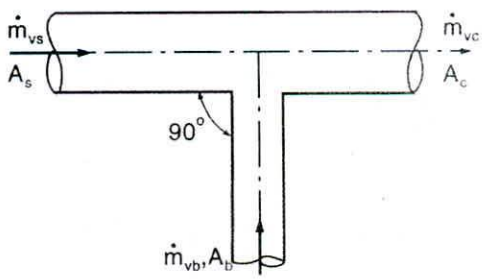
Bảng 11.46a

$\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vc}$	A_b/A_c						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	–0,1	–0,1	–0,1	–0,90	–0,90	–0,90	–0,90
0,1	–0,24	–0,45	–0,56	–0,50	–0,52	–0,53	–0,53
0,2	3,2	0,54	–0,02	–0,14	–0,21	–0,23	–0,23
0,3	8,0	1,6	0,60	0,23	0,56	0	–0,22
0,4	14	3,2	1,3	0,52	0,25	0,18	0,15
0,5	22	5,0	2,1	0,65	0,33	0,25	0,22
0,6	32	7,0	3,0	0,91	0,81	0,61	0,51
0,7	43	9,2	3,9	1,2	0,56	0,39	0,33
0,8	56	12	4,9	1,5	0,66	0,39	0,36
0,9	71	15	6,2	1,8	0,72	0,44	0,35
1,0	87	19	7,4	2,0	0,78	0,44	0,32

Bảng 11.46b

$\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vc}$	A_b/A_c						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	0	0	0	0	0	0	0
0,1	0,05	0,12	0,14	0,16	0,17	0,17	0,17
0,2	–0,20	0,17	0,22	0,27	0,27	0,29	0,31
0,3	–0,76	–0,13	0,08	0,20	0,28	0,32	0,40
0,4	–1,7	–0,50	–0,12	0,08	0,26	0,36	0,41
0,5	–2,8	–1,0	–0,49	–0,13	0,16	0,30	0,40
0,6	–4,3	–1,7	–0,87	–0,45	–0,04	0,20	0,33
0,7	–6,1	–2,6	–1,4	–0,85	–0,25	0,08	0,25
0,8	–8,1	–3,6	–2,1	–1,3	–0,55	–0,17	0,06
0,9	–10	–4,8	–2,8	–1,9	–0,88	–0,40	–0,18
1,0	–13	–6,1	–3,7	–2,6	–1,4	–0,77	–0,42

3- Đoạn ống hội tụ dạng chữ T, tiết diện tròn



Hình 11.51

Trong trường hợp này ta có $A_S = A_c$.

Bảng 11.47a trình bày các hệ số $\beta_{c,b}$, còn bảng 11.47b trình bày các hệ số $\beta_{c,s}$.

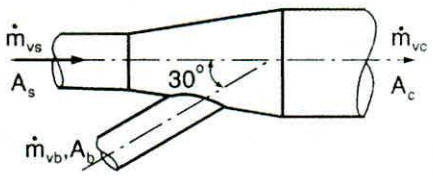
Bảng 11.47a

$\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vc}$	A_b/A_c						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	–1,0	–1,0	–1,0	–0,90	–0,90	–0,90	–0,90
0,1	0,40	–0,37	–0,51	–0,46	–0,50	–0,51	–0,52
0,2	3,8	0,72	0,17	–0,02	–0,14	–0,18	–0,24
0,3	9,2	2,3	1,0	0,44	0,21	0,11	–0,08
0,4	16	4,3	2,1	0,94	0,54	0,40	0,32
0,5	26	6,8	3,2	1,1	0,66	0,49	0,42
0,6	37	9,7	4,7	1,6	0,92	0,69	0,57
0,7	43	13	6,3	2,1	1,2	0,88	0,72
0,8	65	17	7,9	2,7	1,5	1,1	0,86
0,9	82	21	9,7	3,4	1,8	1,2	0,99
1,0	101	26	12	4,0	2,1	1,4	1,1

Bảng 11.47b

$\dot{m}_{Vb}/\dot{m}_{Vc}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\beta_{c,b}$	0	0,16	0,27	0,38	0,46	0,53	0,57	0,59	0,60	0,59	0,55

4- Đoạn ống hội tụ dạng chữ Y, góc hội tụ 30^0, tiết diện tròn, ống chính dạng côn



Hình 11.52

Bảng 11.48a trình bày các hệ số $\beta_{c,b}$, còn bảng 11.48b trình bày các hệ số $\beta_{c,s}$.

Bảng 11.48a

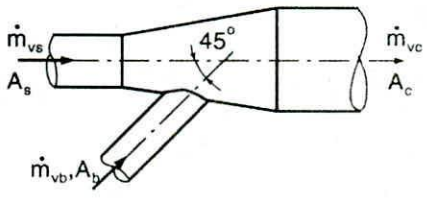
$\frac{A_s}{A_c}$	$\frac{A_b}{A_c}$	$\dot{m}_{Vb}/\dot{m}_{Vs}$									
		0,2	**0,4**	**0,6**	**0,8**	**1,0**	**1,2**	**1,4**	**1,6**	**1,8**	**2,0**
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
0,3	0,2	-2,4	-0,11	1,8	3,4	4,8	6,0	7,1	8,0	8,9	9,7
	0,3	-2,8	-1,3	0,14	0,72	1,4	2,0	2,4	2,8	3,2	3,5
0,4	0,2	-1,4	0,61	2,3	3,8	5,2	6,3	7,3	8,3	9,1	9,8
	0,3	-1,8	-0,54	0,42	1,2	1,8	2,3	2,7	3,1	3,4	3,7
	0,4	-1,9	-0,89	-0,17	0,36	0,76	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9
0,5	0,2	-0,82	0,97	2,6	4,0	5,3	6,4	7,4	8,3	9,1	9,9
	0,3	-1,2	-0,15	0,71	1,4	2,0	2,5	2,9	3,3	3,6	3,9
	0,4	-1,4	-0,54	0,06	0,50	0,85	1,1	1,3	1,5	1,7	1,8
	0,5	-1,4	-0,66	-0,15	0,21	0,48	0,68	0,84	0,97	1,1	1,2
0,6	0,2	-0,52	1,2	2,7	4,1	5,3	6,4	7,4	8,3	9,1	9,9
	0,3	-0,93	0,06	0,85	1,5	2,1	2,6	3,0	3,4	3,7	4,0
	0,4	-1,1	-0,37	0,16	0,55	0,86	1,1	1,3	1,4	1,6	1,8
	0,5	-1,1	-0,49	-0,06	0,25	0,48	0,66	0,79	0,90	1,0	1,1
	0,6	-1,2	-5,5	-0,15	0,12	0,31	0,45	0,56	0,65	0,71	0,77
0,8	0,2	-0,27	1,3	2,7	4,0	5,2	6,3	7,3	8,2	9,0	9,7
	0,3	-0,67	0,18	0,90	1,5	2,0	2,5	2,9	3,3	3,6	4,0
	0,4	-0,85	-0,27	0,16	0,49	0,75	0,97	1,2	1,3	1,4	1,6
	0,5	-0,90	-0,40	-0,07	0,18	0,36	0,50	0,61	0,70	0,78	0,84
	0,6	-0,92	-0,46	-0,16	0,04	0,18	0,29	0,37	0,44	0,49	0,53
	0,7	-0,93	-0,49	-0,21	-0,03	0,10	0,19	0,25	0,30	0,34	0,37
	0,8	-0,93	-0,50	-0,24	-0,07	0,05	0,13	0,19	0,23	0,27	0,29

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
	0,2	-0,26	1,2	2,6	3,9	5,1	6,1	7,1	8,0	8,8	9,5
	0,3	-0,65	0,12	0,79	1,4	1,9	2,4	2,8	3,1	3,5	3,8
	0,4	-0,83	-0,34	0,04	0,33	0,58	0,78	0,95	1,1	1,2	1,3
1,0	0,5	-0,89	-0,48	-0,20	0	0,15	0,27	0,37	0,45	0,51	0,57
	0,6	-0,91	-0,54	-0,31	-0,14	-0,03	0,06	0,12	0,18	0,22	0,25
	0,8	-0,93	-0,59	-0,38	-0,25	-0,16	-0,10	-0,06	-0,03	-0,01	0,01
	1,0	-0,93	-0,60	-0,40	-0,28	-0,20	-0,14	-0,11	-0,08	-0,07	-0,06

Bảng 11.48b

$\frac{A_s}{A_c}$	$\frac{A_b}{A_c}$	$\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vs}$									
		0,2	**0,4**	**0,6**	**0,8**	**1,0**	**1,2**	**1,4**	**1,6**	**1,8**	**2,0**
0,3	0,2	4,5	2,8	1,5	0,56	-0,17	-0,74	-1,2	-1,6	-1,9	-2,1
	0,3	4,6	2,1	2,0	1,2	0,57	0,08	-0,30	-0,62	-0,89	-1,1
	0,2	1,6	0,85	0,16	-0,43	-0,92	-1,3	-1,7	-1,9	-2,2	-2,4
0,4	0,3	1,7	1,1	0,58	0,13	-0,24	-0,56	-0,82	-1,1	-1,3	-1,4
	0,4	1,8	1,3	0,80	0,42	0,11	-0,15	-0,37	-0,55	-0,72	-0,86
	0,2	0,67	0,18	-0,33	-0,79	-1,2	-1,5	-1,8	-2,1	-2,3	-2,5
0,5	0,3	0,75	0,42	0,07	-0,25	-0,54	-0,80	-1,0	-1,2	-1,4	-1,5
	0,4	0,80	0,55	0,28	0,03	-0,20	-0,40	-0,57	-0,73	-0,85	-0,98
	0,5	0,82	0,62	0,41	0,20	0,02	-0,15	-0,29	-0,42	-0,53	-0,63
	0,2	0,26	-0,11	-0,54	-0,95	-1,3	-1,6	-1,9	-2,1	-2,4	-2,5
	0,3	0,34	0,13	-0,14	-0,42	-0,67	-0,90	-1,1	-1,3	-1,4	-1,6
0,6	0,4	0,39	0,25	0,05	-0,14	-0,33	-0,51	-0,66	-0,80	-0,93	-1,0
	0,5	0,41	0,32	0,18	0,03	-1,2	-0,26	-0,38	-0,50	-0,60	-0,69
	0,6	0,43	0,37	0,26	0,14	0,02	-0,09	-0,19	-0,29	-0,37	-0,45
	0,2	-0,01	-0,30	-0,67	-1,1	-1,4	-1,7	-2,0	-2,2	-2,4	-2,6
	0,3	0,07	-0,07	-0,29	-0,58	-0,76	-0,97	-1,2	-1,3	-1,5	-1,6
	0,4	0,11	0,05	-0,09	-0,26	-0,42	-0,58	-0,72	-0,85	-0,97	-1,1
0,8	0,5	0,14	0,12	0,03	-0,09	-0,21	-0,34	-0,45	-0,55	-0,64	-0,73
	0,6	0,15	0,17	0,11	0,02	-0,07	-0,17	-0,26	-0,34	-0,42	-0,49
	0,7	0,17	0,21	0,17	0,11	0,03	-0,05	-0,12	-0,19	-0,26	-0,32
	0,8	0,17	0,23	0,22	0,17	0,11	0,05	-0,02	-0,07	-0,13	-0,18
	0,2	-0,05	-0,33	-0,70	-1,1	-1,4	-1,7	-2,0	-2,2	-2,4	-2,6
	0,3	0,03	-0,10	-0,31	-0,55	-0,78	-0,98	-1,2	-1,3	-1,5	-1,6
	0,4	0,07	0,02	-0,12	-0,28	-0,44	-0,59	-0,73	-0,86	-0,98	-1,1
1,0	0,5	0,09	0,09	0,01	-0,11	-0,23	-0,35	-0,46	-0,56	-0,65	-0,74
	0,6	0,11	0,14	0,09	0	-0,09	-0,18	-0,27	-0,35	-0,43	-0,50
	0,8	0,13	0,20	0,19	0,15	0,09	0,03	-0,03	-0,08	-0,14	-0,19
	1,0	0,14	0,24	0,25	0,24	0,20	0,16	0,12	0,08	0,04	0

5- Đoạn ống hội tụ dạng chữ Y, góc hội tụ 45°, tiết diện tròn, ống chính dạng côn



Hình 11.53

Bảng 11.49a trình bày các hệ số $\beta_{c,b}$, còn bảng 11.49b trình bày các hệ số $\beta_{c,s}$.

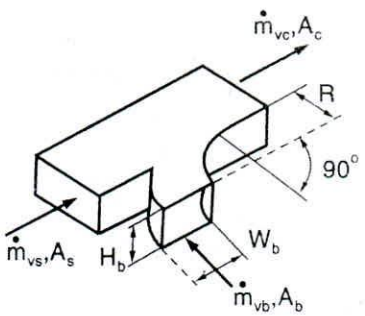
Bảng 11.49a

$\frac{A_s}{A_c}$	$\frac{A_b}{A_c}$	$\dot{m}_{Vb}/\dot{m}_{Vs}$									
		0,2	**0,4**	**0,6**	**0,8**	**1,0**	**1,2**	**1,4**	**1,6**	**1,8**	**2,0**
0,3	0,2	-2,4	-0,01	2,0	3,8	5,3	6,6	7,8	8,9	9,8	11
	0,3	-2,8	-1,2	0,12	1,1	1,9	2,6	3,2	3,7	4,2	4,6
0,4	0,2	-1,2	0,93	2,8	4,5	5,9	7,2	8,4	9,5	10	11
	0,3	-1,6	-0,27	0,81	1,7	2,4	3,0	3,6	4,1	4,5	4,9
	0,4	-1,8	-0,72	0,07	0,66	1,1	1,5	1,8	2,1	2,3	2,5
0,5	0,2	-0,46	1,5	3,3	4,9	6,4	7,7	8,8	9,9	11	12
	0,3	-0,94	0,25	1,2	2,0	2,7	3,3	3,8	4,2	4,7	5,0
	0,4	-1,1	-0,24	0,42	0,92	1,3	1,6	1,9	2,1	2,3	2,5
	0,5	-1,2	-0,38	0,18	0,58	0,88	1,1	1,3	1,5	1,6	1,7
0,6	0,2	-0,55	1,3	3,1	4,7	6,1	7,4	8,6	9,6	11	12
	0,3	-1,1	0	0,88	1,6	2,3	2,8	3,3	3,7	4,1	4,5
	0,4	-1,2	-0,48	0,10	0,54	0,89	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
	0,5	-1,3	-0,62	-0,14	0,21	0,47	0,68	0,85	0,99	1,1	1,2
	0,6	-1,3	-0,69	-0,26	0,04	0,26	0,42	0,57	0,66	0,75	0,82
0,8	0,2	0,06	1,8	3,5	5,1	6,5	7,8	8,9	10	11	12
	0,3	-0,52	0,35	1,1	1,7	2,3	2,8	3,2	3,6	3,9	4,2
	0,4	-0,67	-0,05	0,43	0,80	1,1	1,4	1,6	1,8	1,9	2,1
	0,6	-0,75	-0,27	0,05	0,28	0,45	0,58	0,68	0,76	0,83	0,88
	0,7	-0,77	-0,31	-0,02	0,18	0,32	0,43	0,50	0,56	0,61	0,65
	0,8	-0,78	-0,34	-0,07	0,12	0,24	0,33	0,39	0,44	0,47	0,50
1,0	0,2	0,40	2,1	3,7	5,2	6,6	7,8	9,0	11	11	12
	0,3	-0,21	0,54	1,2	1,8	2,3	2,7	3,1	3,7	3,7	4,0
	0,4	-0,33	0,21	0,62	0,96	1,2	1,5	1,7	2,0	2,0	2,1
	0,5	-0,38	0,05	0,37	0,60	0,79	0,93	1,1	1,2	1,2	1,3
	0,6	-0,41	-0,02	0,23	0,42	0,55	0,66	0,73	0,80	0,85	0,89
	0,8	-0,44	-0,10	0,11	0,24	0,33	0,39	0,43	0,46	0,47	0,48
	1,0	-0,46	-0,14	0,05	0,16	0,23	0,27	0,29	0,30	0,30	0,29

Bảng 11.49b

A_s/A_c	A_b/A_c	$\dot{m}_{Vb}/\dot{m}_{Vs}$									
		0,2	**0,4**	**0,6**	**0,8**	**1,0**	**1,2**	**1,4**	**1,6**	**1,8**	**2,0**
0,3	0,2	5,3	-1,0	2,0	1,1	0,34	-0,20	-0,61	-0,93	-1,2	-1,4
	0,3	5,4	3,7	2,5	1,6	1,0	0,53	0,16	0,14	-0,38	-0,58
0,4	0,2	1,9	1,1	0,46	-0,07	-0,49	-0,83	-1,1	-1,3	-1,5	-1,7
	0,3	2,0	1,4	0,81	0,42	0,08	-0,20	-0,43	-0,62	-0,78	-0,92
	0,4	2,0	1,5	1,0	0,68	0,39	0,16	-0,04	-0,21	-0,35	-0,47
0,5	0,2	0,77	0,34	-0,09	-0,48	-0,81	-1,1	-1,3	-1,5	-1,7	-1,8
	0,3	0,85	0,56	0,25	-0,03	-0,27	-0,48	-0,67	-0,82	-0,96	1,1
	0,4	0,88	0,66	0,43	0,21	0,02	-0,15	-0,30	-0,42	-0,54	-0,64
	0,5	0,91	0,73	0,54	0,36	0,21	0,06	-0,06	-0,17	-0,26	-0,35
0,6	0,2	0,30	0	-0,34	-0,67	-0,96	-1,2	-1,4	-1,6	-1,8	-1,9
	0,3	0,37	0,21	-0,02	-0,24	-0,44	-0,63	-0,79	-0,93	-1,1	-1,2
	0,4	0,40	0,31	0,16	-0,1	-0,16	-0,30	-0,43	-0,54	-0,61	-0,73
	0,5	0,43	0,37	0,26	0,14	0,02	-0,09	-0,2,	-0,29	-0,37	-0,45
	0,6	0,44	0,41	0,33	0,24	0,14	0,05	-0,03	-0,11	-0,18	-0,25
0,8	0,2	-0,06	-0,27	-0,57	-0,86	-1,1	-1,4	-1,6	-1,7	-1,9	-2,0
	0,3	0	-0,08	-0,25	-0,43	-0,62	-0,78	-0,93	-1,1	-1,2	-1,3
	0,4	0,04	0,02	-0,08	-0,21	-0,34	-0,46	-0,57	-0,67	-0,77	-0,85
	0,5	0,06	0,08	0,02	-0,06	-0,16	-0,25	-0,34	-0,42	-0,50	-0,57
	0,6	0,07	0,12	0,09	0,03	-0,04	-0,11	-0,18	-0,25	-0,31	-0,37
	0,7	0,08	0,15	0,14	0,10	0,5	-0,01	-0,07	-0,12	-0,17	-0,22
	0,8	0,09	0,17	0,18	0,16	0,11	0,07	0,02	-0,02	-0,07	-0,11
1,0	0,2	-0,19	-0,39	-0,67	-0,96	-1,2	-1,5	-1,6	-1,8	-2,0	-2,1
	0,3	-0,12	-0,19	-0,35	-0,54	-0,71	-0,87	-1,0	-1,2	-1,3	-1,4
	0,4	-0,09	-0,10	-0,19	-0,31	-0,43	-0,55	-0,66	-0,77	-0,88	-0,94
	0,5	-0,07	-0,04	-0,09	-0,17	-0,26	-0,35	-0,44	-0,52	-0,59	-0,66
	0,6	-0,06	0	-0,02	-0,07	-0,14	-0,21	-0,28	-0,34	-0,40	-0,46
	0,8	-0,04	0,06	0,07	0,05	0,02	-0,03	-0,07	-0,12	-0,16	-0,20
	1,0	-0,3	0,09	0,13	0,13	0,11	0,08	0,06	0,03	-0,01	-0,03

6- Đoạn ống hội tụ dạng chữ T, tiết diện chữ nhật



Hình 11.54

Trong trường hợp này ta có $R/W_b = 1$

Bảng 11.50a trình bày các hệ số $\beta_{c,b}$, còn bảng 11.50b trình bày các hệ số $\beta_{c,s}$.

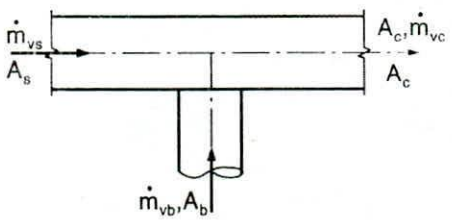
Bảng 11.50a

$\frac{A_b}{A_s}$	$\frac{A_b}{A_c}$	$\dot{m}_{Vb}/\dot{m}_{Vc}$								
		0,1	**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**	**0,6**	**0,7**	**0,8**	**0,9**
0,25	0,25	-0,50	0	0,50	1,2	2,2	3,7	5,8	8,4	11
0,33	0,25	-1,2	-0,40	0,40	1,6	3,0	4,8	6,8	8,9	11
0,5	0,5	-0,50	-0,20	0	0,25	0,45	0,70	1,0	1,5	2,0
0,67	0,5	-1,0	-0,60	-0,20	0,10	0,30	0,60	1,0	1,5	2,0
1,0	0,5	-2,2	-1,50	-0,95	-0,50	0	0,40	0,80	1,3	1,9
1,0	1,0	-0,60	-0,30	-0,10	-0,04	0,13	0,21	0,29	0,36	0,42
1,33	1,0	-1,2	-0,80	-0,40	-0,20	0	0,16	0,24	0,32	0,38
2,0	1,0	-2,1	-1,4	-0,90	-0,50	-0,20	0	0,20	0,25	0,30

Bảng 11.50b

$\frac{A_s}{A_c}$	$\frac{A_b}{A_c}$	$\dot{m}_{Vb}/\dot{m}_{Vc}$								
		0,1	**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**	**0,6**	**0,7**	**0,8**	**0,9**
0,75	0,25	0,30	0,30	0,20	-0,10	-0,45	-0,92	-1,5	-2,0	-2,6
1,0	0,5	0,17	0,16	0,10	0	-0,08	-0,18	-0,27	-0,37	-0,46
0,75	0,5	0,27	0,35	0,32	0,25	0,12	-0,03	-0,23	-0,42	-0,58
0,5	0,5	1,2	1,1	0,90	0,65	0,35	0	-0,40	-0,80	-1,3
1,0	1,0	0,18	0,24	0,27	0,26	0,23	0,18	0,10	0	-0,12
0,75	1,0	0,75	0,36	0,38	0,35	0,27	0,18	0,05	-0,08	-0,22
0,5	1,0	0,80	0,87	0,80	0,68	0,55	0,40	0,25	0,08	-0,10

7- Đoạn ống hội tụ dạng chữ T, ống chính có tiết diện chữ nhật, ống nhánh có tiết diện tròn



Hình 11.55

Bảng 11.51 trình bày hệ số trở lực cục bộ $\beta_{c,b}$ của đường nhánh, còn hệ số trở lực cục bộ $\beta_{c,s}$ của đường chính được tra theo bảng 11.47b.

Bảng 11.51

V_c, *m/s*	$\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vc}$									
	0,1	**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**	**0,6**	**0,7**	**0,8**	**0,9**	**1,0**
$V_c < 6$	-0,63	-0,55	0,13	0,23	0,78	1,30	1,93	3,10	4,88	5,60
$V_c > 6$	-0,49	-0,21	0,23	0,60	1,27	2,06	2,75	3,70	4,93	5,95

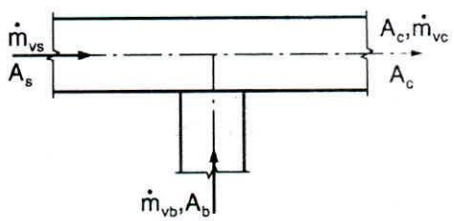
Trong trường hợp này, lưu ý các tỉ số sau:

$A_b/A_s = 0,5$

$A_s/A_c = 1$

$A_b/A_c = 0,5$

8- Đoạn ống hội tụ dạng chữ T, ống chính và ống nhánh đều có tiết diện chữ nhật



Hình 11.56

Tương tự như trên, hệ số trở lực cục bộ $\beta_{c,s}$ của đường chính được tra theo bảng 11.47b. Bảng 11.52 trình bày các hệ số trở lực cục bộ $\beta_{c,b}$ của đường nhánh với:

$A_b/A_s = 0,5$

$A_s/A_c = 1$

$A_b/A_c = 0,5$

Bảng 11.52

V_c, *m/s*	$\dot{m}_{Vb} / \dot{m}_{Vc}$									
	0,1	**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**	**0,6**	**0,7**	**0,8**	**0,9**	**1,0**
$V_c < 6$	-0,75	-0,53	-0,03	0,33	1,03	1,10	2,15	2,93	4,18	4,78
$V_c > 6$	-0,69	-0,21	0,23	0,67	1,17	1,66	2,67	3,36	3,93	5,13

9- Đoạn ống hội tụ dạng chữ Y đối xứng, tiết diện chữ nhật

Đoạn ống này có hình dạng tương tự như đã mô tả ở hình 11.37.

Bảng 11.53 trình bày hệ số trở lực cục bộ $\beta_{c,b}$ của mỗi nhánh. Trong trường hợp này ta có:

$$R/W_c = 1,5$$

$$\frac{\dot{m}_{V1b}}{\dot{m}_{Vc}} = \frac{\dot{m}_{V2b}}{\dot{m}_{Vc}} = 0,5$$

Bảng 11.53

A_{1b}/A_c hay A_{2b}/A_c	0,5	1,0
$\beta_{c,1b}$ hay $\beta_{c,2b}$	0,23	0,07

10- Đoạn ống hội tụ dạng chữ Y đối xứng, các đường nhánh lệch khỏi đường chính một góc θ

Đoạn ống này có hình dạng tương tự như đã mô tả ở hình 11.36.

Bảng 11.54 trình bày các hệ số trở lực cục bộ $\beta_{c,1b}$ hay $\beta_{c,2b}$. Ở trường hợp này $A_{1b} = A_{2b} = A_c/2$, tuy nhiên $\dot{m}_{V1b}$ và $\dot{m}_{V2b}$ có thể không giống nhau.

Bảng 11.54

θ, *độ*	$\dot{m}_{V1b}/\dot{m}_{Vc}$ hay $\dot{m}_{V2b}/\dot{m}_{Vc}$										
	0	**0,1**	**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**	**0,6**	**0,7**	**0,8**	**0,9**	**1,0**
15	-2,6	-1,9	-1,3	-0,77	-0,30	0,10	0,41	0,67	0,85	0,97	1,0
30	-2,1	-1,5	-1,0	-0,53	-0,10	0,28	0,69	0,91	1,1	1,4	1,6
45	-1,3	-0,93	-0,55	-0,16	0,20	0,56	0,92	1,3	1,6	2,0	2,3

11- Đoạn ống hội tụ góp từ ba nhánh, có dạng đối xứng, tiết diện có thể tròn hay chữ nhật

Đoạn ống này có hình dạng tương tự như đã mô tả ở hình 11.39.

Ở trường hợp này ta có:

$$A_{1b} = A_{2b}$$

$$A_s = A_c$$

Bảng 11.55a trình bày các hệ số trở lực cục bộ theo đường nhánh, còn bảng 11.55b trình bày các hệ số trở lực cục bộ theo đường chính.

Bảng 11.55a

$\frac{A_{1b}}{A_c}$	$\frac{Q_{2b}}{Q1b}$	$\dot{m}_{V1b} / \dot{m}_{Vc}$						
		0	**0,1**	**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**	**0,6**
0,2	0,5	-1,0	-0,36	0,59	1,8	3,2	4,9	6,8
	1,0	-1,0	-0,24	0,63	1,7	2,6	3,7	
	2,0	-1,0	-0,19	0,21	0,04			
0,4	0,5	-1,0	-0,48	-0,02	0,58	0,92	1,3	16
	1,0	-1,0	-0,36	0,17	0,55	0,72	0,78	
	2,0	-1,0	-0,18	0,16	-0,06			
0,6	0,5	-1,0	-0,50	-0,07	0,31	0,60	0,82	0,92
	1,0	-1,0	-0,37	0,12	0,55	0,60	0,52	
	2,0	-1,0	-0,18	0,26	0,16			
1,0	0,5	-1,0	-0,51	-0,09	0,25	0,50	0,65	0,64
	1,0	-1,0	-0,37	0,13	0,46	0,61	0,54	
	2,0	-1,0	-0,15	0,38	0,42			

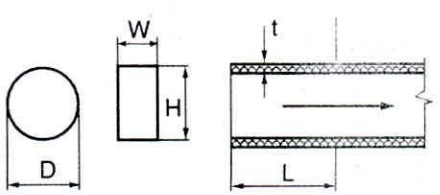
Bảng 11.55b

$\frac{A_{1b}}{A_c}$	$\frac{A_{2b}}{A_{1b}}$	$\dot{m}_{Vs} / \dot{m}_{Vc}$										
		0	**0,1**	**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**	**0,6**	**0,7**	**0,8**	**0,9**	**1,0**
0,2	0,5 và 2	-2,9	-1,9	-1,3	-0,80	-0,56	-0,23	-0,01	0,16	0,22	0,15	0
	1,0	-2,5	-1,9	-1,3	-0,80	-0,42	-0,12	0,08	0,20	0,22	0,15	0
0,4	0,5 và 2	-0,98	-0,61	-0,30	-0,05	0,14	0,26	0,33	0,34	0,28	0,17	0
	1,0	-0,77	-0,44	-0,16	0,05	0,21	0,31	0,36	0,35	0,29	0,17	0
0,6	0,5 và 2	-0,32	0,08	0,11	0,27	0,37	0,43	0,44	0,40	0,31	0,18	0
	1,0	-0,18	-0,04	0,21	0,34	0,42	0,46	0,46	0,41	0,31	0,18	0
1,0	0,5 và 2	0,11	0,36	0,46	0,53	0,57	0,56	0,52	0,44	0,33	0,18	0
	1,0	0,29	0,42	0,51	0,57	0,58	0,58	0,54	0,45	0,33	0,18	0

11.5.3. Xác định tổn thất áp suất ở miệng vào các ống dẫn

1- Miệng vào của ống dẫn tròn hay chữ nhật, gắn trên tường

Hình 11.57 trình bày hình vẽ của trường hợp này.



Hình 11.57

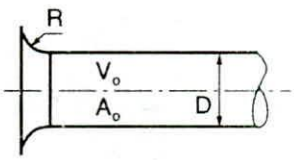
Hệ số trở lực cục bộ β ở cửa vào của ống dẫn mô tả ở hình 11.57 được trình bày trong bảng 11.56, nếu ống có tiết diện chữ nhật thì D được tính bằng công thức: $D = \frac{2HW}{H + W}$.

Bảng 11.56

t/D	L/D						
	0	**0,002**	**0,01**	**0,05**	**0,2**	**0,5**	**≥ 1,0**
≈ 0	0,50	0,57	0,68	0,80	0,92	1,0	1,0
0,02	0,50	0,51	0,52	0,55	0,66	0,72	0,72
≥ 0,05	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

2- Miệng vào của ống dẫn tiết diện tròn, miệng vào không gắn trên tường và được loe rộng theo bán kính cong R

Hình 11.58 trình bày hình vẽ của trường hợp này.



Hình 11.58

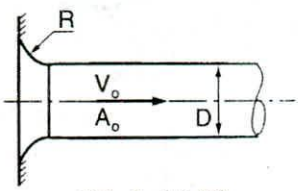
Bảng 11.57 trình bày hệ số trở lực cục bộ β của trường hợp này tùy theo tỉ số R/D.

Bảng 11.57

R/D	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	≥0,20
β	1,0	0,87	0,74	0,61	0,51	0,40	0,32	0,20	0,15	0,10	0,06	0,03

3- Miệng vào của ống dẫn tiết diện tròn, miệng vào được gắn liền lên vách tường và được loe rộng theo bán kính cong R

Hình 11.59 trình bày hình vẽ của trường hợp này.



Hình 11.59

Hệ số trở lực cục bộ của trường hợp này được trình bày trong bảng 11.58. Chú ý, ở trường hợp hình 11.59, miệng vào được lắp bằng mặt với vách tường.

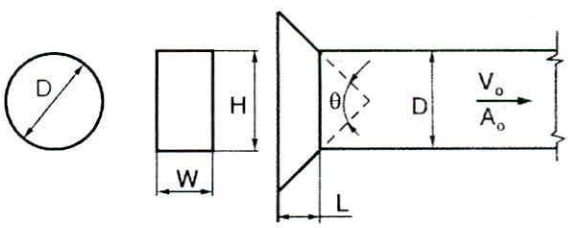
Bảng 11.58

R/D	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	≥0,20
β	0,50	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22	0,20	0,15	0,12	0,09	0,06	0,03

Nhận xét các số liệu trong các bảng 11.57 và 11.58, ta thấy tổn thất áp suất của miệng vào ở hình 11.59 ít hơn so với trường hợp ở hình 11.58.

4- Miệng vào có dạng conical, tiết diện tròn hay chữ nhật, không gắn lên tường

Hình 11.60 trình bày hình vẽ của trường hợp này.



Hình 11.60

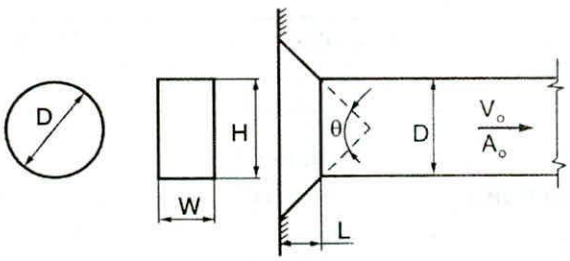
Trong trường hợp này, θ là góc loe ở miệng vào. Nếu tiết diện có dạng chữ nhật thì ta chọn θ theo giá trị lớn nhất có thể có, lúc đó $D = \frac{2HW}{H + W}$.

Bảng 11.59

L/D	θ, *độ*									
	0	10	20	30	45	60	90	120	150	180
0,025	1,0	0,96	0,93	0,90	0,85	0,80	0,72	0,64	0,57	0,50
0,05	1,0	0,93	0,86	0,80	0,73	0,67	0,60	0,56	0,52	0,50
0,10	1,0	0,80	0,67	0,55	0,46	0,41	0,41	0,43	0,46	0,50
0,25	1,0	0,68	0,45	0,30	0,21	0,17	0,21	0,28	0,38	0,50
0,60	1,0	0,46	0,27	0,18	0,14	0,13	0,19	0,27	0,37	0,50
1,0	1,0	0,32	0,20	0,14	0,11	0,10	0,16	0,24	0,35	0,50

5- Miệng vào có dạng conical, tiết diện tròn hay chữ nhật, được gắn bằng mặt với vách tường

Hình 11.61 trình bày hình vẽ của trường hợp này.



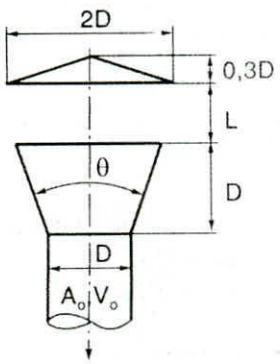
Hình 11.61

Bảng 11.60

L/D	θ, *độ*									
	0	10	20	30	45	60	90	120	150	180
0,025	0,50	0,47	0,45	0,43	0,41	0,40	0,42	0,44	0,46	0,50
0,05	0,50	0,45	0,41	0,36	0,32	0,30	0,34	0,39	0,44	0,50
0,075	0,50	0,42	0,35	0,30	0,25	0,23	0,28	0,35	0,43	0,50
0,10	0,50	0,39	0,32	0,25	0,21	0,18	0,25	0,33	0,41	0,50
0,15	0,50	0,37	0,27	0,20	0,16	0,25	0,23	0,31	0,40	0,50
0,60	0,50	0,27	0,18	0,13	0,11	0,12	0,20	0,30	0,40	0,50

6- Miệng hút của ống có tiết diện tròn, phía trên có mũ

Hình 11.62 trình bày hình vẽ của trường hợp này.



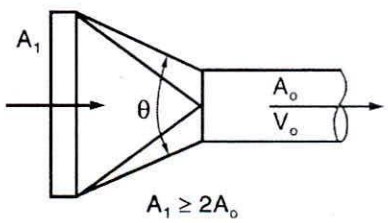
Hình 11.62

Bảng 11.61 *Hệ số trở lực cục bộ β*

θ, *độ*	L/D								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	4,0
0	2,63	1,83	1,53	0,39	1,31	1,19	1,08	1,06	1,0
15	1,32	0,77	0,60	0,48	0,41	0,30	0,28	0,25	0,25

7- Miệng có tiết diện tròn hay chữ nhật

Hình 11.63 trình bày hình vẽ của trường hợp này.



Hình 11.63

Bảng 11.62 trình bày hệ số trở lực cục bộ β của trường hợp ống hút có tiết diện tròn. Trong trường hợp ống hút có tiết diện chữ nhật thì góc θ được lấy theo giá trị lớn nhất (vì góc θ có hai giá trị), bảng 11.63 trình bày hệ số trở lực cục bộ β của trường hợp này.

Bảng 11.62

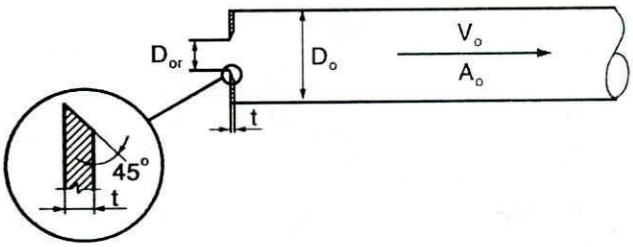
θ, *độ*	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
β	1,0	0,11	0,06	0,09	0,14	0,18	0,27	0,32	0,43	0,50

Bảng 11.63

θ, *độ*	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
β	1,0	0,19	0,13	0,16	0,21	0,27	0,33	0,43	0,53	0,62

8- Miệng vào có dạng lỗ vát cạnh nghiêng 45^o

Hình 11.64 trình bày hình vẽ của trường hợp này.



Hình 11.64

Trong trường hợp này, $t/D_{or} \leq 0,015$. Ký hiệu A_o và A_{or} lần lượt biểu diễn diện tích tiết diện ống dẫn tròn và diện tích tiết diện lỗ. Hệ số trở lực cục bộ β của trường hợp này được trình bày trong bảng 11.64, ta thấy nó không chỉ phụ thuộc vào tỉ số A_{or}/A_o, mà còn phụ thuộc vào tiêu chuẩn Reynolds.

Bảng 11.64

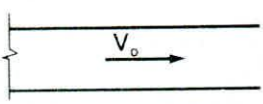
$Re.10^{-3}$	A_{or}/A_o							
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
4	45	18	7,9	3,9	2,3	1,3	0,83	0,51
10	49	20	9,2	4,4	2,7	1,5	0,96	0,59
20	50	21	9,3	4,9	2,9	1,6	1,1	0,65
100	55	23	11	5,6	3,3	1,9	1,2	0,75

11.5.4. Xác định tổn thất áp suất ở miệng ra của các ống dẫn

1- Miệng ra có tiết diện chữ nhật hay tròn

Hình 11.65 trình bày hình vẽ của trường hợp này.

Trong trường hợp này, tiết diện cuối cùng của ống kết thúc có tính chất đột ngột. Các nghiên cứu thực nghiệm cho thấy, nếu trường tốc độ của không khí tại gần miệng ra đạt độ đồng đều cao thì hệ số trở lực cục bộ tại miệng ra $\beta = 1$. Nếu trường tốc độ không đồng đều thì β có thể biến thiên từ 1 đến 3,67.

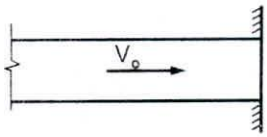


Hình 11.65

2- Miệng ra có tiết diện chữ nhật hay tròn, kết thúc đột ngột, tiết diện cuối cùng gần như bằng với mặt tường

Hình 11.66 trình bày hình vẽ của trường hợp này.

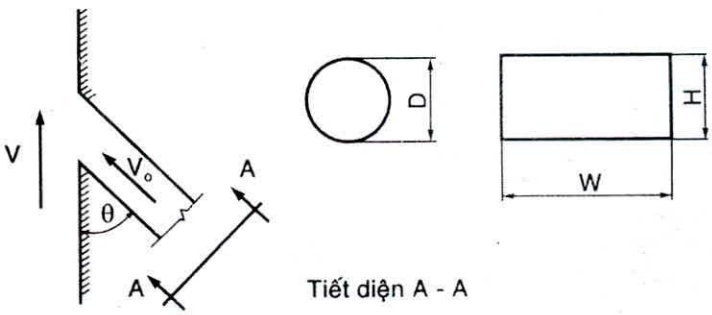
Trong trường hợp này, nhờ tác dụng của tường cho nên tổn thất áp suất giảm bớt so với trường hợp trên. Có thể xem hệ số trở lực cục bộ $\beta = 0,88$.



Hình 11.66

3- Miệng ra có tiết diện chữ nhật hay tròn, tạo với vách tường một góc θ, dọc theo vách có một dòng không khí khác chuyển động với tốc độ V

Hình 11.67 trình bày hình vẽ của trường hợp này.



Hình 11.67

Bảng 11.65 trình bày hệ số trở lực β của trường hợp tiết diện ống dẫn có dạng tròn, ở bảng này ta thấy β phụ thuộc vào góc θ và tỉ số V/V_o (V: tốc độ không khí chuyển động dọc theo tường, V_o: tốc độ không khí trong ống dẫn ở gần miệng ra). Hệ số β của trường hợp ống dẫn tiết diện chữ nhật sẽ được trình bày trong bảng 11.66, ngoài các thông số đã nêu ta thấy β còn phụ thuộc vào tỉ số H/W.

Bảng 11.65

θ, *độ*	V/V_o				
	0	**0,5**	**1,0**	**1,5**	**2,0**
≤ 45	1,0	1,0	1,1	1,3	1,6
60	1,0	0,90	1,1	1,4	1,6
90	1,0	0,80	0,95	1,4	1,7
120	1,0	0,80	0,95	1,3	1,7
150	1,0	0,82	0,83	1,0	1,3

Bảng 11.66

H/W	θ, *độ*	V/V_0				
		0	0,5	1,0	1,5	2,0
≤ 0,2	≤ 90	1,0	0,95	1,2	1,5	1,8
	120	1,0	0,92	1,1	1,4	1,9
	150	1,0	0,75	0,95	1,4	1,8
0,5 ÷ 2,0	≤ 45	1,0	1,0	1,1	1,3	1,6
	60	1,0	0,90	1,1	1,4	1,6
	90	1,0	0,80	0,95	1,4	1,7
	120	1,0	0,80	0,95	1,3	1,7
	150	1,0	0,82	0,83	1,0	1,3
≥ 5	≤ 45	1,0	0,92	0,93	1,1	1,3
	60	1,0	0,87	0,87	1,0	1,3
	90	1,0	0,82	0,80	0,97	1,2
	120	1,0	0,80	0,76	0,90	0,98

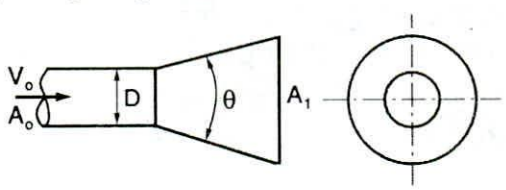
4- Miệng ra có tiết diện tròn, loe góc θ

Gọi:

A_o - tiết diện ống dẫn

A_1 - tiết diện cuối cùng của phần loe ống

Hình 11.68 trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.67.



Hình 11.68

Bảng 11.67

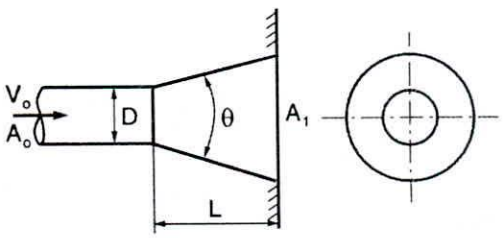
A_1/A_0	θ, *độ*						
	8	10	14	20	30	45	≥ 60
2	0,36	0,33	0,37	0,51	0,90	1,0	1,0
4	0,24	0,21	0,28	0,40	0,70	0,99	1,0
6	0,20	0,19	0,26	0,37	0,67	0,99	1,0
10	0,18	0,16	0,24	0,36	0,68	0,99	1,0
16	0,16	0,16	0,20	0,36	0,66	0,99	1,0

5- Miệng ra có tiết diện tròn, loe góc θ, tiết diện cuối được gắn lên tường

Hình 11.69 trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.68.

Bảng 11.68

L/D	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
θ, *độ*	34	24	16	13	11	10	9	8	7	6	6
β	0,41	0,32	0,24	0,20	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,11	0,10



Hình 11.69

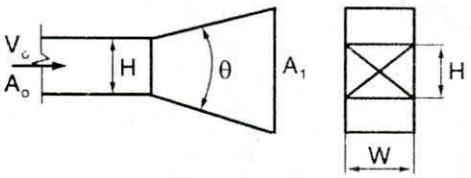
6- Miệng ra có tiết diện chữ nhật, ở phần cuối có đoạn mở rộng với góc θ, có hai mặt bên song song, dạng đối xứng

Bảng 11.69 trình bày các giá trị của hệ số trở lực cục bộ β theo góc mở rộng θ và tỉ số diện tích A_1/A_o. Trong trường hợp này, ta có $0,5 \le \frac{H}{W} \le 2$.

Hình 11.70 trình bày hình vẽ của trường hợp này.

Bảng 11.69

$\frac{A_1}{A_o}$	θ, *độ*						
	8	**10**	**14**	**20**	**30**	**45**	**≥ 60**
2	0,50	0,51	0,56	0,63	0,80	0,96	1,0
4	0,34	0,38	0,48	0,63	0,76	0,91	1,0
6	0,32	0,34	0,41	0,56	0,70	0,84	0,96



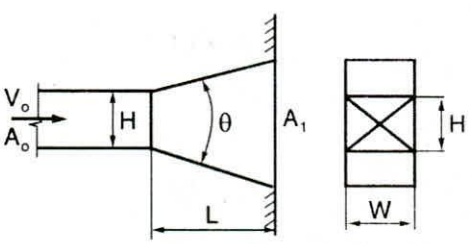
Hình 11.70

7- Miệng ra có tiết diện chữ nhật, ở phần cuối có đoạn mở rộng với góc θ và được gắn lên tường, có hai mặt bên song song, dạng đối xứng

Hình 11.71 trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.70.

Bảng 11.70

L/H	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
θ, *độ*	50	35	25	21	18	16	15	13	12	11	10
β	0,53	0,44	0,35	0,31	0,28	0,25	0,24	0,22	0,20	0,19	0,19



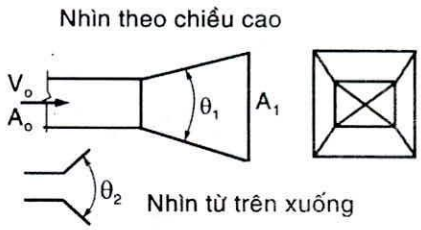
Hình 11.71

8- Miệng ra có tiết diện chữ nhật, ở phần cuối có đoạn mở rộng và được mở theo bốn phía

Trong trường hợp này, vì đoạn cuối có phần mở rộng ở cả bốn phía cho nên ta có hai góc mở: θ_1 và θ_2. Giá trị θ trong bảng 11.71 được hiểu là giá trị lớn nhất trong hai giá trị đã nêu ở trên.

Bảng 11.71

$\frac{A_1}{A_o}$	θ, *độ*						
	8	**10**	**14**	**20**	**30**	**45**	**≥ 60**
2	0,65	0,68	0,74	0,82	0,92	1,1	1,1
4	0,53	0,60	0,69	0,78	0,90	1,0	1,1
6	0,50	0,57	0,66	0,77	0,91	1,0	1,1
10	0,45	0,53	0,64	0,74	0,85	0,97	1,1



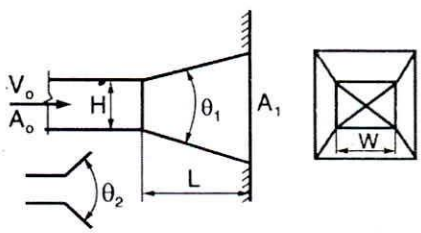
Hình 11.72

9- Miệng ra có tiết diện chữ nhật, ở phần cuối có đoạn mở rộng theo bốn phía, được gắn lên tường

Góc mở θ trong bảng 11.72 cũng được chọn như đã trình bày ở phần 11.5.4 (mục 8), giá trị D được lấy bằng 2HW/(H+W).

Bảng 11.72

L/D	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
θ, *độ*	26	19	13	11	9	8	7	6	6	5	5
β	0,49	0,40	0,30	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,16	0,15	0,14



Hình 11.73

10- Miệng ra có tiết diện tròn hay chữ nhật, qua một co 90^0 trước khi thổi ra ngoài

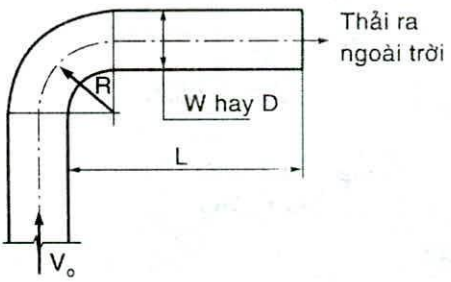
Bảng 11.73 trình bày hệ số trở lực cục bộ β của trường hợp tiết diện hình chữ nhật, bảng 11.74 trình bày hệ số trở lực cục bộ β của trường hợp tiết diện tròn. Trong trường hợp này ta có $\frac{R}{D}=1$.

Bảng 11.73

R/W	L/W									
	0	**0,5**	**1,0**	**1,5**	**2,0**	**3,0**	**4,0**	**6,0**	**8,0**	**12**
0	3,0	3,1	3,2	3,0	2,7	2,4	2,2	2,1	2,1	2,1
0,75	2,2	2,2	2,1	1,8	1,7	1,6	1,6	1,5	1,5	1,5
1,0	1,8	1,5	1,4	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2
1,5	1,5	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
2,5	1,2	1,1	1,1	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

Bảng 11.74

L/D	0,9	1,3
β	1,5	1,4



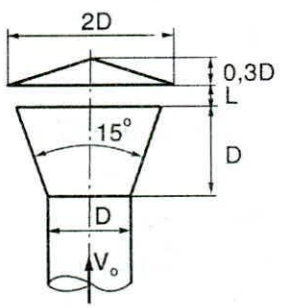
Hình 11.74

11- Miệng ra có nắp che (hình 10.75)

Hình 11.75 trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.75.

Bảng 11.75

L/D	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
β	2,6	1,2	1,0	0,80	0,70	0,65	0,60	0,60	0,60	0,60



Hình 11.75

§11.6. XÁC ĐỊNH TỔN THẤT ÁP SUẤT DO CÓ CÁC BỘ ĐIỀU CHỈNH GIÓ VÀ CÁC VẬT CHẮN TRONG ỐNG DẪN

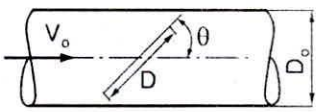
11.6.1. Bộ điều chỉnh gió

1- Có bộ điều chỉnh gió (dạng cánh bướm) trong ống dẫn tiết diện tròn

Hình 11.76 trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.76.

Bảng 11.76

D/D_0	θ, độ										
	0	**10**	**20**	**30**	**40**	**50**	**60**	**70**	**75**	**80**	**85**
0,5	0,19	0,27	0,37	0,49	0,61	0,74	0,86	0,96	0,99	1,0	1,0
0,6	0,19	0,32	0,48	0,69	0,94	1,2	1,5	1,7	1,8	1,9	1,9
0,7	0,19	0,37	0,64	1,0	1,5	2,1	2,8	3,5	3,7	3,9	4,1
0,8	0,19	0,45	0,87	1,6	2,6	4,1	6,1	8,4	9,4	10	10
0,9	0,19	0,54	1,2	2,5	5,0	9,6	17	30	38	45	50
1,0	0,19	0,67	1,8	4,4	11	32	113	–	–	–	–



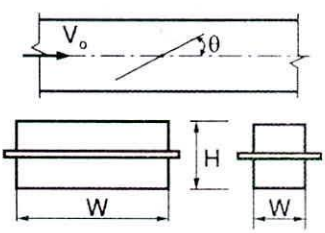
Hình 11.76

2- Có bộ điều chỉnh gió (dạng cánh bướm) trong ống dẫn tiết diện hình chữ nhật

Hình 11.77 trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.77.

Bảng 11.77

Loại	**H/W**	θ, *độ*								
		0	**10**	**20**	**30**	**40**	**50**	**60**	**65**	**70**
1	< 0,25	0,04	0,30	1,1	3,0	8,0	23	60	100	190
1	0,25 ÷ 1	0,08	0,33	1,2	3,3	9,0	26	70	128	210
2	> 1	0,13	0,35	1,3	3,6	10	29	80	155	230



Hình 11.77

3- Có bộ điều chỉnh gió (dạng cổng) trong ống dẫn tiết diện tròn

Hình 11.78 trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.78.

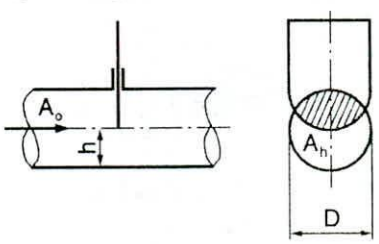
Bảng 11.78

h/D	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
A_h/A_o	0,25	0,38	0,50	0,61	0,71	0,81	0,90	0,96
β	35	10	4,6	2,1	0,98	0,44	0,17	0,06

Ở đây:

A_o- tiết diện của ống dẫn tròn

A_h- tiết diện của ống không bị bộ điều chỉnh gió che



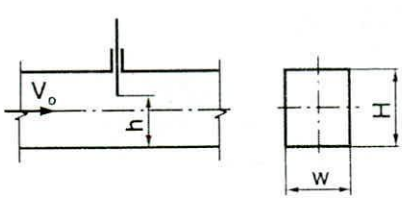
Hình 11.78

4- Có bộ điều chỉnh gió (dạng cánh bướm) trong ống dẫn tiết diện chữ nhật

Hình 11.79 trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.79.

Bảng 11.79

H/W	h/H						
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,5	14	6,9	3,3	1,7	0,83	0,32	0,09
1,0	19	8,8	4,5	2,4	1,2	0,55	0,17
1,5	20	9,1	4,7	2,7	1,2	0,47	0,11
2,0	18	8,8	4,5	2,3	1,1	0,51	0,13



Hình 11.79

5- Có bộ điều chỉnh gió dạng các cánh thẳng song song trong ống dẫn chữ nhật

Hình 11.80 trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.80.

Gọi:

N - số cánh thẳng song song có trong bộ điều chỉnh gió

W - cạnh ống dẫn song song với trục quay của các lá cánh

H - chiều cao của các ống dẫn

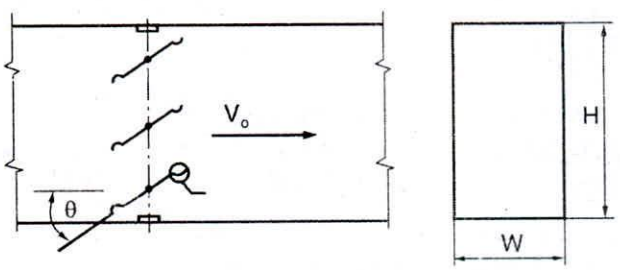
L - tổng chiều dài của các lá cánh trong bộ điều chỉnh gió

R - chu vi của tiết diện ống dẫn

Ta có: $$\frac{L}{R} = \frac{NW}{2(H + W)}$$

Bảng 11.80

L/R	θ, *độ*							
	0	10	20	30	40	50	60	70
0,3	0,52	0,79	1,4	2,3	5,0	9	14	32
0,4	0,52	0,85	1,5	2,4	5,0	9	16	38
0,5	0,52	0,92	1,5	2,4	5,0	9	18	45
0,6	0,52	0,92	1,5	2,4	5,4	9	21	45
0,8	0,52	0,92	1,5	2,5	5,4	9	22	55
1,0	0,52	1,0	1,6	2,6	5,4	10	24	65
1,5	0,52	1,0	1,6	2,7	5,4	10	28	102



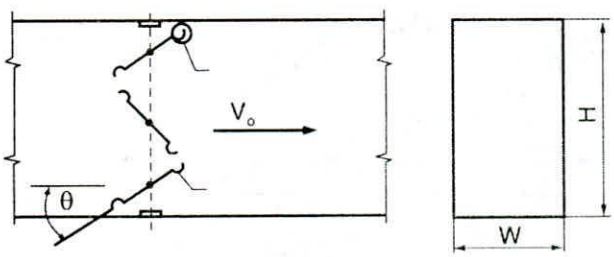
Hình 11.80

6- Có bộ điều chỉnh gió dạng các lá cánh đối nhau trong ống dẫn chữ nhật

Hình 11.81 trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.81.

Bảng 11.81

L/R	θ, *độ*							
	0	**10**	**20**	**30**	**40**	**50**	**60**	**70**
0,3	0,52	0,85	2,1	4,1	9	21	73	284
0,4	0,52	0,92	2,2	5,0	11	28	100	332
0,5	0,52	1,0	2,3	5,4	13	33	122	377
0,6	0,52	1,0	2,3	6,0	14	38	148	411
0,8	0,52	1,1	2,4	6,6	18	54	188	495
1,0	0,52	1,2	2,7	7,3	21	65	245	547
1,5	0,52	1,4	3,2	9,0	28	107	361	677



Hình 11.81

11.6.2. Các vật chắn

1- Có lưới chắn trong ống dẫn tiết diện chữ nhật hay tròn

Các hình 11.82a và 11.82b trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.82.

Gọi:

A_o - diện tích tiết diện của ống dẫn

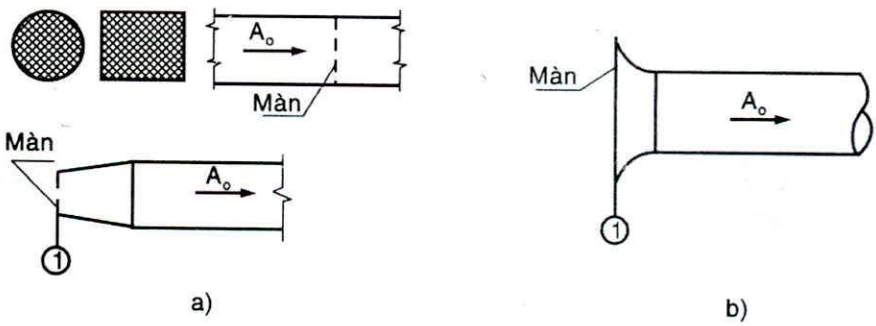
A_s - diện tích tiết diện mặt cắt tại vị trí đặt lưới chắn

n - tỉ số phần diện tích còn trống của lưới chắn

Bảng 11.82

A_S/A_O	n							
	0,3	**0,4**	**0,5**	**0,6**	**0,7**	**0,8**	**0,9**	**1,0**
(1)	**(2)**	**(3)**	**(4)**	**(5)**	**(6)**	**(7)**	**(8)**	**(9)**
0,2	155	75	42	24	15	8,0	3,5	0
0,3	69	33	19	11	6,4	3,6	1,6	0
0,4	39	19	10	6,1	3,6	2,0	0,88	0
0,6	17	8,3	4,7	2,7	1,6	0,89	0,39	0
0,8	9,7	4,7	2,7	1,5	0,91	0,50	0,22	0

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
1,0	6,2	3,0	1,7	0,97	0,58	0,32	0,14	0
1,2	4,3	2,1	1,2	0,67	0,40	0,22	0,10	0
1,4	3,2	1,5	0,87	0,49	0,30	0,16	0,07	0
1,6	2,4	1,2	0,66	0,38	0,23	0,12	0,05	0
2,0	1,6	0,75	0,43	0,24	0,15	0,08	0,04	0
2,5	0,99	0,48	0,27	0,16	0,09	0,05	0,02	0
3,0	0,69	0,33	0,19	0,11	0,06	0,04	0,02	0
4,0	0,39	0,19	0,11	0,06	0,04	0,02	0,01	0
6,0	0,17	0,08	0,05	0,03	0,02	0,01	0	0



Hình 11.82

2- Có tấm mỏng đục lỗ đặt trong ống dẫn tròn hay chữ nhật

Ở trường hợp này ta có:

$$t/d \geq 0,015$$

$$A_{or} = \pi d^2/4$$

$$n = \sum \frac{A_{or}}{A_o}$$

Với:

A_0 - diện tích tiết diện của ống dẫn

A_{or} - diện tích của một lỗ

d - đường kính lỗ

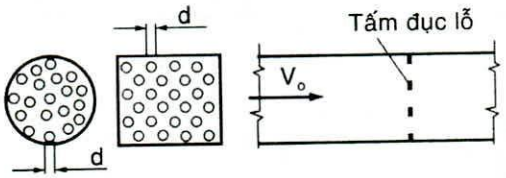
n - tỉ số phần diện tích còn trống của tấm

t - bề dày của tấm.

Hình 11.83 trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.83.

Bảng 11.83

t/d	n								
	0,20	**0,25**	**0,30**	**0,40**	**0,50**	**0,60**	**0,70**	**0,80**	**0,90**
0,015	52	30	18	8,3	4,0	2,0	0,97	0,42	0,13
0,2	48	28	17	7,7	3,8	1,9	0,91	0,40	0,13
0,4	46	27	17	7,4	3,6	1,8	0,88	0,39	0,13
0,6	42	24	15	6,6	3,2	1,6	0,80	0,36	0,13



Hình 11.83

3- Có ống dẫn tròn đâm thẳng góc vào ống dẫn tiết diện chữ nhật hay tròn

Đặt: $S_m = d.L$

$$R_e = dV_o/\upsilon \text{ với } \frac{S_m}{A_o} < 0,3$$

Trong trường hợp này, hệ số trở lực cục bộ β sẽ bằng tích số của số liệu tra từ bảng 11.84a và hệ số k trong bảng 11.84b.

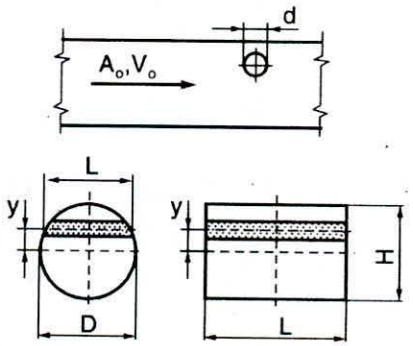
Bảng 11.84a

Re	S_m/A_o			
	0,05	**0,10**	**0,15**	**0,20**
0,1	3,9	8,4	14	19
0,5	1,5	3,2	5,2	7,1
1	0,66	1,4	2,3	3,2
5	0,30	0,64	1,1	1,4
10	0,17	0,38	0,62	0,84
50	0,11	0,24	0,38	0,52
100	0,10	0,21	0,35	0,47
$(0,5 \div 200).10^3$	0,07	0,15	0,24	0,33
3.10^5	0,07	0,16	0,26	0,35
4.10^5	0,05	0,11	0,19	0,25
5.10^5	0,04	0,09	0,14	0,19
$(6 \div 10).10^5$	0,02	0,05	0,07	0,10

Bảng 11.84b

y/D (hay y/H)	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40
k	1,0	0,97	0,93	0,89	0,84	0,79	0,74	0,67	0,58

Hình 11.84 trình bày hình vẽ của trường hợp này.

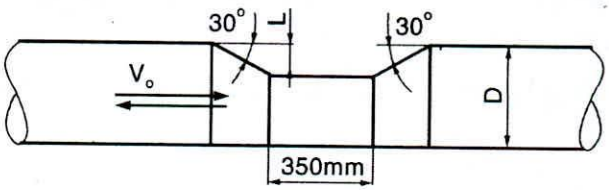


Hình 11.84

4- Ống dẫn tròn bị co hẹp (giảm đường kính) để tránh vật chắn đi ngang

Nếu L/D = 0,33 thì có thể lấy hệ số trở lực cục bộ β = 0,24.

Hình 11.85 trình bày hình vẽ của trường hợp này.



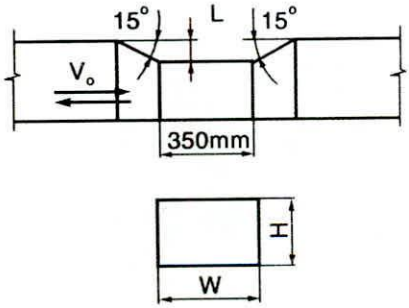
Hình 11.85

5- Ống dẫn chữ nhật bị giảm chiều cao để tránh vật chắn đi ngang

Hình 11.86 trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.85.

Bảng 11.85

W/H	L/H			
	0,125	0,15	0,25	0,30
1	0,26	0,30	0,33	0,35
4	0,10	0,14	0,22	0,30



Hình 11.86

§11.7. TỔN THẤT ÁP SUẤT Ở CHỖ NỐI GIỮA ỐNG DẪN VÀ QUẠT

Trong mục §9.7, một số ảnh hưởng do việc nối ống dẫn vào quạt không hợp lý đã được trình bày, đồng thời đã đưa ra cách xác định tổn thất áp suất bổ sung ở những vị trí đó bằng đồ thị. Ở mục này, tổn thất áp suất ở chỗ nối giữa ống dẫn và quạt được trình bày thông qua hệ số trở lực cục bộ β. Có thể các số liệu trong phần này không hoàn toàn giống các số liệu đã nhận được từ đồ thị ở mục §9.7, do đó cần xem xét lựa chọn số liệu hợp lý để sử dụng.

11.7.1. Ở đầu ra

1- Đầu ra của quạt được đưa vào không gian rộng

Hình 11.87 trình bày hình vẽ của trường hợp này, các số liệu β tương ứng được trình bày trong bảng 11.86.

Trong trường hợp này, ta định nghĩa chiều dài đoạn ống hiệu dụng L_e như sau:

$$L_e = \frac{V_o\sqrt{A_o}}{4500}, \text{ khi } V_o > 13m/s$$

$$L_e = \frac{\sqrt{A_o}}{350}, \text{ khi } V_o \le 13m/s$$

Ở đây:

A_b - diện tích miệng ra của quạt ở vị trí nhỏ nhất (Blast Area), m^2

V_0 - tốc độ không khí trong ống dẫn, *m/s*

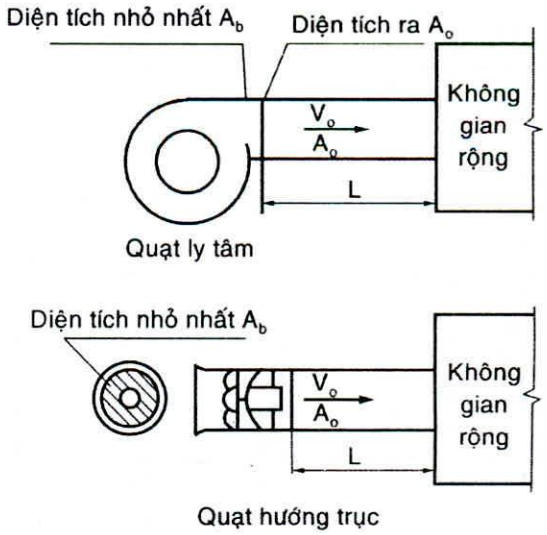
L_e - chiều dài hiệu dụng, *m*

A_o - diện tích tiết diện ống, m^2

L - chiều dài của đoạn ống thẳng, *m*.

Bảng 11.86

A_b/A_o	L/L_e				
	0	**0,12**	**0,25**	**0,5**	**≥ 1,0**
0,4	2,0	1,0	0,40	0,18	0
0,5	2,0	1,0	0,40	0,18	0
0,6	1,0	0,66	0,33	0,14	0
0,7	0,8	0,40	0,14	0	0
0,8	0,47	0,22	0,10	0	0
0,9	0,22	0,14	0	0	0
1,0	0	0	0	0	0

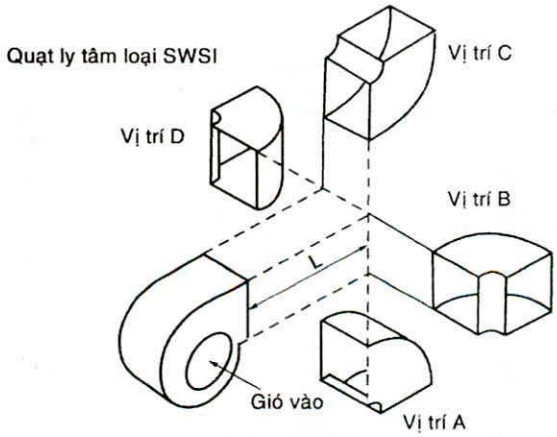


Hình 11.87

2- Đầu ra của quạt được gắn với các co 90°

Các hình 11.88 và 11.89 trình bày hình vẽ của trường hợp này.

Ở hình 11.88 quạt chỉ có một đầu hút, ta gọi đó là quạt loại SWSI (Single Width Single Inlet), các ký hiệu được dùng tương tự như ở mục 11.7.1 (phần 1). Hệ số trở lực cục bộ β của trường hợp này được cho trong bảng 11.87.

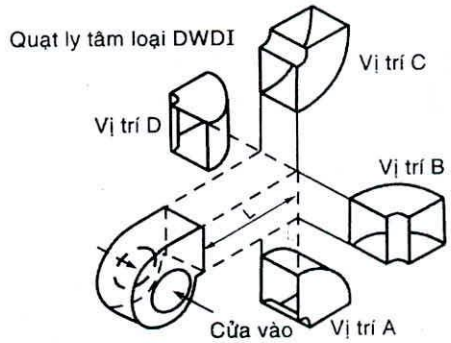


Hình 11.88

Bảng 11.87

A_b/A_o	Vị trí co	L/L_e				
		0	0,12	0,25	0,5	≥ 1
0,4	A	3,2	2,7	1,8	0,84	0
	B	4,0	3,3	2,2	1,0	0
	C	5,8	4,8	3,2	1,5	0
	D	5,8	4,8	3,2	1,5	0
0,5	A	2,3	1,9	1,3	0,60	0
	B	2,8	2,4	1,6	0,72	0
	C	4,0	3,3	2,2	1,0	0
	D	4,0	3,3	2,2	1,0	0
0,6	A	1,6	1,3	0,88	0,40	0
	B	2,0	1,7	1,1	0,52	0
	C	2,9	2,4	1,6	0,76	0
	D	2,9	2,4	1,6	0,76	0
0,7	A	1,1	0,88	0,60	0,28	0
	B	1,3	1,1	0,72	0,36	0
	C	2,0	1,6	1,1	0,52	0
	D	2,0	1,6	1,1	0,52	0
0,8	A	0,76	0,64	0,44	0,20	0
	B	0,96	0,80	0,52	0,24	0
	C	1,4	1,2	0,76	0,36	0
	D	1,4	1,2	0,76	0,36	0
0,9	A	0,60	0,48	0,32	0,16	0
	B	0,76	0,64	0,44	0,20	0
	C	1,1	0,92	0,64	0,28	0
	D	1,1	0,92	0,64	0,28	0
1,0	A	0,56	0,48	0,32	0,16	0
	B	0,68	0,56	0,36	0,16	0
	C	1,0	0,84	0,56	0,26	0
	D	1,0	0,84	0,56	0,28	0

Hình 11.89 trình bày trường hợp quạt có hai đầu hút, ta gọi đó là quạt loại DWDI (Double Width Double Inlet). Hệ số trở lực cục bộ β của trường hợp này được trình bày trong bảng 11.88.



Hình 11.89

Bảng 11.88

A_b/A_o	Vị trí co	L/L_e				
		0	**0,12**	**0,25**	**0,5**	**≥ 1**
0,4	A	3,2	2,7	1,8	0,84	0
	B	5,0	4,2	2,8	1,3	0
	C	5,8	4,8	3,2	1,5	0
	D	4,9	4,1	2,7	1,3	0
0,5	A	2,3	1,9	1,3	0,60	0
	B	3,6	3,0	2,0	0,90	0
	C	4,0	3,3	2,2	1,0	0
	D	3,4	2,8	1,9	0,88	0
0,6	A	1,6	1,3	0,88	0,40	0
	B	2,5	2,1	1,4	0,65	0
	C	2,9	2,4	1,6	0,76	0
	D	2,5	2,1	1,4	0,65	0
0,7	A	1,1	0,88	0,60	0,28	0
	B	1,7	1,4	0,90	0,45	0
	C	2,0	1,6	1,1	0,52	0
	D	1,7	1,4	0,92	0,44	0
0,8	A	0,76	0,64	0,44	0,20	0
	B	1,2	1,0	0,65	0,30	0
	C	1,4	1,2	0,76	0,36	0
	D	1,2	0,99	0,65	0,31	0
0,9	A	0,60	0,48	0,32	0,16	0
	B	0,94	0,80	0,55	0,25	0
	C	1,1	0,92	0,78	0,54	0
	D	0,95	0,78	0,54	0,24	0
1,0	A	0,56	0,48	0,32	0,16	0
	B	0,85	0,70	0,45	0,20	0
	C	1,0	0,84	0,56	0,28	0
	D	0,85	0,71	0,48	0,24	0

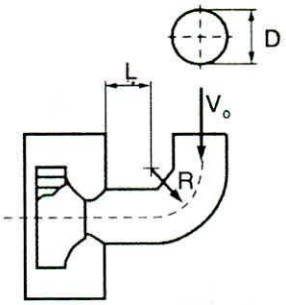
11.7.2. Ở đầu vào

1- Ống dẫn đi vào quạt có tiết diện tròn, có co loại liên tục (90°) cách miệng hút của quạt một đoạn L

Hình 11.90 trình bày hình vẽ của trường hợp này. Hệ số trở lực cục bộ β của trường hợp này được trình bày trong bảng 11.89.

Bảng 11.89

R/D	L/D		
	0	2	≥ 5
0,75	1,4	0,80	0,40
1,0	1,2	0,66	0,33
1,5	1,1	0,60	0,33
2,0	1,0	0,53	0,33
3,0	0,66	0,40	0,22



Hình 11.90

2- Ống dẫn đi vào quạt có tiết diện tròn, có co loại kết nối thẳng góc và loại ghép từ nhiều mảnh ở cách miệng hút của quạt một đoạn L

Bảng 11.90 trình bày các số liệu β của loại kết nối thẳng góc, bảng 11.91 trình bày các số liệu β của loại 3 mảnh và bảng 11.92 trình bày các số liệu β của loại từ 4 mảnh trở lên (xem hình ở bảng 11.3 về kết cấu các loại co đã nêu). Các hình 11.91, 10.92 và 10.93 trình bày hình vẽ minh họa của các trường hợp này.

Bảng 11.90

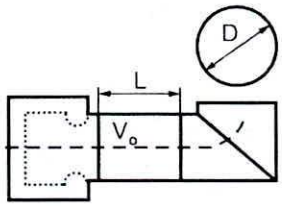
L/D	0	2	≥5
β	3,2	2	1

Bảng 11.91

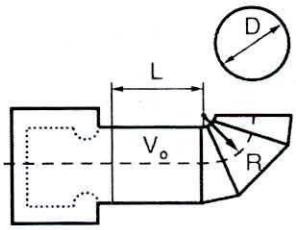
R/D	L/D		
	0	2	≥ 5
0,50	2,5	1,6	0,80
0,75	1,6	1,0	0,47
1,0	1,2	0,66	0,33
1,5	1,1	0,66	0,33
2,0	1,0	0,53	0,33
3,0	0,8	0,47	0,26

Bảng 11.92

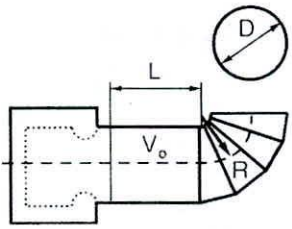
R/D	L/D		
	0	2	≥ 5
0,50	1,8	1,0	0,53
0,75	1,4	0,80	0,40
1,0	1,2	0,66	0,33
1,5	1,1	0,60	0,33
2,0	1,0	0,53	0,33
3,0	0,66	0,40	0,22



Hình 11.91 *Loại kết nối thẳng góc không có tấm hướng dòng*



Hình 11.92 *Loại ghép từ ba đoạn cong nhỏ (90°)*



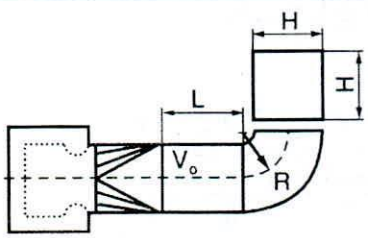
Hình 11.93 *Loại ghép từ bốn đoạn cong nhỏ (90°)*

3- Ống dẫn đi vào quạt có tiết diện vuông, đi qua co loại liên tục (90°, không có tấm hướng dòng) và được đổi thành tiết diện tròn để vào miệng hút của quạt

Hình 11.94 trình bày hình vẽ minh họa của trường hợp này. Hệ số trở lực cục bộ β của trường hợp này được trình bày trong bảng 11.93.

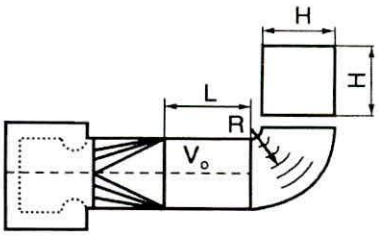
Bảng 11.93

R/H	L/H		
	0	2,5	≥ 6
0,50	2,5	1,6	0,80
0,75	2,0	1,2	0,66
1,0	1,2	0,66	0,33
1,5	1,0	0,57	0,30
2,0	0,8	0,47	0,26

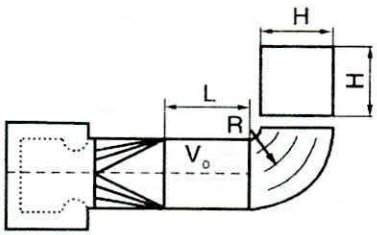


Hình 11.94

Trong trường hợp nếu co vuông (xem hình 11.95) có các tấm hướng dòng loại dài thì hệ số β được cho trong bảng 11.94, nếu các tấm hướng dòng thuộc loại ngắn thì hệ số β được cho trong bảng 11.95 (xem hình 11.96).



Hình 11.95



Hình 11.96

Bảng 11.94

R/H	L/H		
	0	2,5	≥ 6
0,50	0,80	0,47	0,26
1,0	0,53	0,33	0,18
1,5	0,40	0,28	0,16
2,0	0,26	0,22	0,14

Bảng 11.95

R/H	L/H		
	0	2,5	≥ 6
0,50	0,83	0,49	0,28
1,0	0,55	0,35	0,19
1,5	0,42	0,29	0,17
2,0	0,26	0,22	0,14

Trong các trường hợp này, tiết diện hình tròn của miệng hút của quạt nên là vòng tròn nội tiếp với hình vuông có cạnh HxH.

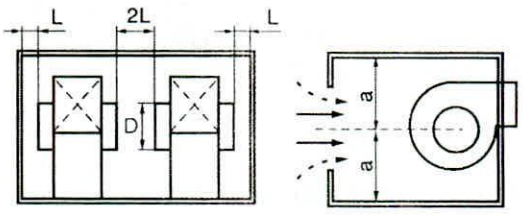
11.7.3. Các trường hợp khác

1- Quạt (miệng hút) được đặt trong không gian rộng

Hệ số trở lực cục bộ β được trình bày trong bảng 11.96, ta thấy β phụ thuộc vào khoảng cách L từ miệng hút đến vách ngăn. Ở đây ta gọi D là đường kính miệng hút của quạt. Hình 11.97 trình bày hình vẽ minh họa của trường hợp này.

Bảng 11.96

L/D	β
0,75	0,22
0,5	0,40
0,4	0,53
0,3	0,80
0,2	1,2



Hình 11.97

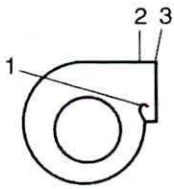
2- Miệng ra của quạt không gắn với bất cứ ống nào

Đây là trường hợp được khuyến cáo không nên sử dụng.

Gọi:

A_b - diện tích miệng ra của quạt ở vị trí nhỏ nhất (Blast Area)

A_o - diện tích miệng ra của quạt.



1- Diện tích miệng ra
2- Diện tích nhỏ nhất
3- Lưỡi gà

Hình 11.98

Bảng 11.97

A_b/A_o	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
β	2,0	2,0	1,0	0,80	0,47	0,22	0

3- Miệng ra của quạt được gắn với ống khuếch tán, không nối với ống dẫn

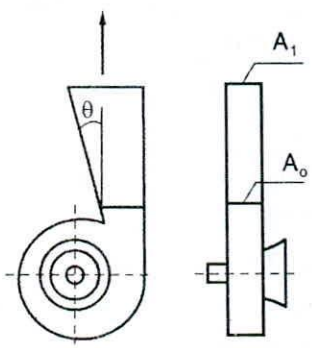
Gọi:

A_1 - diện tích tiết diện cuối cùng của ống khuếch tán

A_o - diện tích miệng ra của quạt.

Bảng 11.98 *Hệ số trở lực cục bộ β tương ứng với hình 11.99*

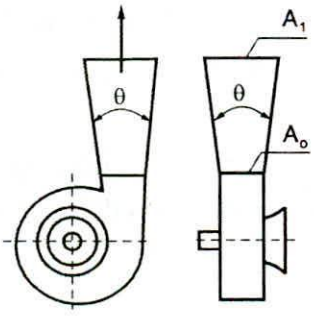
θ, *độ*	A_1/A_o					
	1,5		**1,5**		**1,5**	
10	0,51	10	0,51	10	0,51	10
15	0,54	15	0,54	15	0,54	15
20	0,55	20	0,55	20	0,55	20
25	0,59	25	0,59	25	0,59	25
30	0,63	30	0,63	30	0,63	30
35	0,65	35	0,65	35	0,65	35



Hình 10.99

Bảng 11.99 *Hệ số trở lực cục bộ β tương ứng với hình 11.100*

θ, *độ*	A_1/A_0					
	1,5	**2,0**	**2,5**	**3,0**	**3,5**	**4,0**
10	0,54	0,42	0,37	0,34	0,32	0,31
15	0,67	0,58	0,53	0,51	0,50	0,51
20	0,75	0,67	0,65	0,64	0,64	0,65
25	0,80	0,74	0,72	0,70	0,70	0,72
30	0,85	0,78	0,76	0,75	0,75	0,76

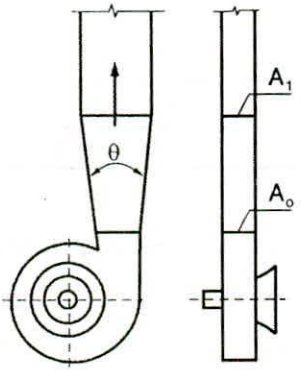


Hình 10.100

4- Miệng ra của quạt có ống khuếch tán, sau đó nối với ống dẫn

Bảng 11.100 *Hệ số trở lực cục bộ β tương ứng với hình 11.101*

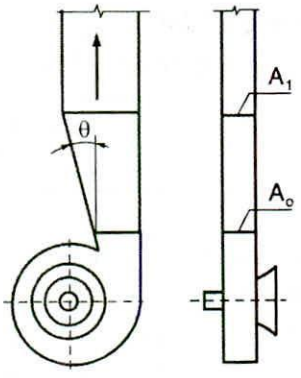
θ, *độ*	A_1/A_0					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,05	0,07	0,09	0,0	0,11	0,11
15	0,06	0,09	0,11	0,13	0,13	0,14
20	0,07	0,10	0,13	0,15	0,16	0,16
25	0,08	0,13	0,16	0,19	0,21	0,23
30	0,16	0,24	0,30	0,32	0,34	0,35
35	0,24	0,34	0,39	0,44	0,48	0,50



Hình 11.101

Bảng 11.101 *Hệ số trở lực cục bộ β tương ứng với hình 11.102*

θ, *độ*	A_1/A_0					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,08	0,09	0,10	0,10	0,11	0,11
15	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15
20	0,12	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18
25	0,15	0,18	0,21	0,23	0,25	0,26
30	0,18	0,25	0,30	0,33	0,35	0,35
35	0,21	0,31	0,38	0,41	0,43	0,44



Hình 11.102

Chương 12

THIẾT KẾ ỐNG DẪN NƯỚC

Như đã trình bày ở chương 2, trong khá nhiều trường hợp, người ta thường dùng nước để làm chất trung gian cung cấp lạnh hoặc sưởi ấm cho các không gian cần điều hòa không khí. Ngoài ra, ở các máy điều hòa không khí cỡ trung hoặc lớn, thông thường người ta cũng dùng nước để giải nhiệt bình ngưng. Chính vì vậy, việc tính toán hệ thống *ống dẫn nước* được xem là một trong những nội dung quan trọng khi thiết kế hệ thống điều hòa không khí loại tập trung.

Một cách tổng quát, việc tính toán đường ống dẫn nước cũng có những nét tương tự như việc tính toán đường ống dẫn không khí. Mục tiêu của việc tính toán đường ống dẫn nước là xác định kích thước hợp lý của ống dẫn, lựa chọn sơ đồ hợp lý để phân phối nước, từ đó xác định tổn thất áp suất của hệ thống ống dẫn để có cơ sở lựa chọn bơm nước. Trong tất cả mọi trường hợp thì thông số ban đầu mà ta cần biết trước là *lưu lượng nước* qua từng ống nhánh của hệ thống ống dẫn. So với đường ống dẫn không khí, khi thiết kế đường ống dẫn nước ta cần lưu ý các điểm khác biệt sau:

- Đường ống dẫn nước chỉ có một loại tiết diện là *tròn*, đường kính của ống dẫn nước thường được sản xuất theo tiêu chuẩn, do đó sau khi tính toán xong ta phải tham khảo các bảng tiêu chuẩn ống để lựa chọn loại ống thích hợp.
- Tổn thất áp suất trong đường ống dẫn nước thường rất lớn so với tổn thất áp suất trong đường ống dẫn không khí.

§12.1. MỘT SỐ VẤN ĐỀ CHUNG

Chuyển động của nước, cũng như của bất kỳ chất lỏng nào trong ống dẫn, nhất định đều có gây ra tổn thất áp suất. Nguyên nhân của những tổn thất này, về cơ bản, là do ma sát trong nội bộ chất lỏng và do ma sát giữa chất lỏng với vách ống dẫn.

Trong mỗi trường hợp, sự phân bố tốc độ chất lỏng trên cùng một tiết diện phụ thuộc rất nhiều vào chế độ chảy của dòng, và do đó, chế độ chảy của dòng chất lỏng giữ vai trò quan trọng trong việc xác định các tổn thất áp suất.

Tùy theo giá trị của tiêu chuẩn Reynolds mà người ta phân chế độ chảy của dòng ra thành các trường hợp như *chảy tầng*, *chảy quá độ* và *chảy rối*. Nói chung, có thể xem chế độ chảy của chất lỏng là chảy tầng nếu giá trị Reynolds nhỏ hơn 2200.

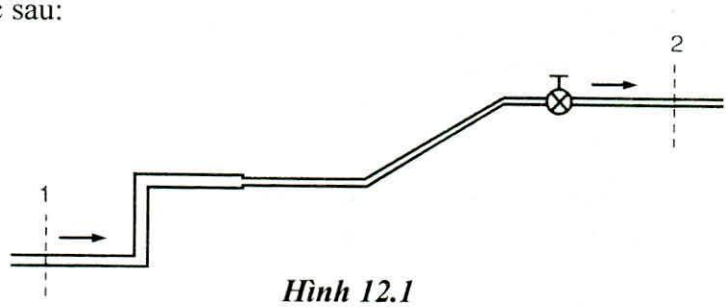
Cần chú ý rằng, sự phân bố tốc độ tại các tiết diện khác nhau có thể không giống nhau, nhất là tại những tiết diện ở gần đầu vào và đầu ra của ống. Lý do của hiện tượng này có liên quan đến vấn đề phát triển và ổn định của dòng chảy. Rõ ràng, nếu bắt đầu xét từ đầu vào của ống dẫn thì dòng chảy chỉ có thể đạt đến độ phát triển ổn định sau một đoạn dài L nào đó. Ví dụ, nếu tiết diện ống có dạng hình tròn và chất lỏng chảy tầng thì L được xác định bằng công thức sau:

$$L = 0{,}057.Re.d \tag{12.1}$$

Trong trường hợp chất lỏng chảy rối thì L có giá trị trong khoảng từ 25 đến 50 lần đường kính d của ống dẫn, ở đây Re là tiêu chuẩn Reynolds tương ứng.

Trong các hệ thống thực tế thì L khá nhỏ so với chiều dài của phần ống có chế độ chảy đã phát triển hoàn toàn và ổn định. Do đó khi tính toán ta chỉ cần quan tâm đến đoạn ống có chế độ chảy đã ổn định, nếu cần thiết thì có thể thêm vào một hệ số hiệu chỉnh nào đó, thông thường hệ số này khá bé.

Khảo sát trường hợp tổng quát ở hình 12.1, ta có thể chứng minh được công thức sau:



Hình 12.1

$$\frac{p_1}{\rho}+\frac{V_1^2}{2}+gz_1=\frac{p_2}{\rho}+\frac{V_2^2}{2}+gz_2+\sum\left(\frac{f.L}{d}.\frac{V^2}{2}\right)+\sum\left(\frac{kV^2}{2}\right) \tag{12.2}$$

Ở đây:

p_1, p_2 - áp suất của chất lỏng tại các tiết diện đang khảo sát, *Pa*

ρ - khối lượng riêng của chất lỏng đang chuyển động, kg/m^3

V_1, V_2 - tốc độ của chất lỏng tại các tiết diện đang khảo sát, *m/s*

g - gia tốc trọng trường, m/s^2 (có thể lấy $g = 9{,}81 m/s^2$)

z_1, z_2 - độ cao của vị trí đang khảo sát so với mặt phẳng chuẩn, *m*
f - hệ số ma sát của đoạn ống có đường kính d
L - chiều dài của toàn bộ đoạn ống có đường kính d, *m*
V - tốc độ tương ứng của chất lỏng trong đoạn ống có đường kính d, *m/s*
k - hệ số tổn thất khi chất lỏng chuyển động qua các van, co (Elbow), T (Tee),... ứng với đoạn ống có đường kính d.

Công thức (12.2) cũng được xem là một trong những dạng của phương trình Bernoulli, trong công thức đó d là đường kính của ống dẫn tròn. Nếu ống dẫn có tiết diện không tròn thì d được gọi là đường kính tương đương và được tính bằng công thức sau:

$$d = \frac{4.A}{U} \tag{12.3}$$

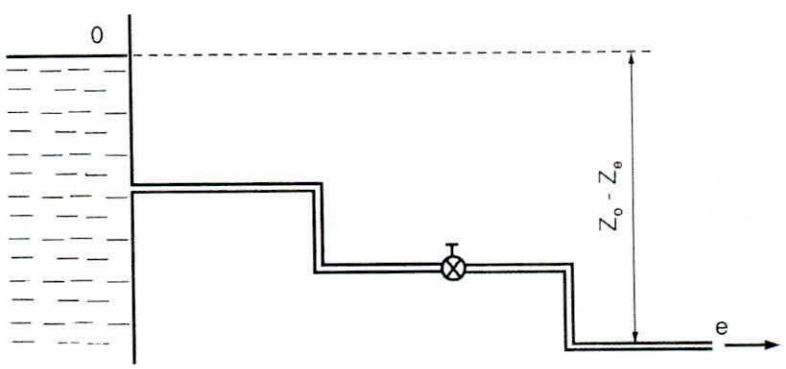
Trong đó:
A - tiết diện của ống dẫn, m^2
U - chu vi của tiết diện ống, *m*

Ở một số trường hợp ta có thể gặp bài toán tương tự như mô tả ở hình 12.2, lúc đó phương trình (12.2) được chuyển đổi thành phương trình (12.4):

$$\frac{p_o}{\rho} + \frac{V_o^2}{2} + gz_o = \frac{p_e}{\rho} + \frac{V_e^2}{2} + gz_e + \sum\left(\frac{f.L}{d}.\frac{V^2}{2}\right) + \sum\left(\frac{kV^2}{2}\right)$$

Do $V_o = 0$ và $p_o = p_e$ = áp suất khí quyển, ta có:

$$g(z_o - z_e) = \frac{V_e^2}{2} + \sum\left(\frac{f.L}{d}.\frac{V^2}{2}\right) + \sum\left(\frac{kV^2}{2}\right) \tag{12.4}$$



Hình 12.2

Thông thường, mục đích của bài toán ở hình 12.2 là xác định tốc độ V_e ở đầu ra, tuy nhiên do chưa xác định được lưu lượng của dòng chảy cho nên ta không thể tính trực tiếp phương trình (12.4) mà phải giải quyết bằng phương pháp lặp.

Như đã trình bày ở trên, tiêu chuẩn Reynolds giữ một vai trò quan trọng trong việc xác định các giá trị của hệ số ma sát f, ta có:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho V d}{\mu} \tag{12.5}$$

Trong đó Re là một số không thứ nguyên; còn đơn vị của ρ, V, d và μ lần lượt là kg/m^3, m/s và $kg/(m.s)$.

Nói chung, khó có thể tính chính xác hệ số ma sát f. Tuy vậy, nếu chất lỏng chảy tầng trong ống dẫn tròn thì có thể sử dụng công thức sau:

$$f = \frac{64}{\mathrm{Re}} \tag{12.6}$$

Trong trường hợp chất lỏng chảy rối thì tốt nhất nên sử dụng đồ thị để xác định hệ số ma sát f. Tuy nhiên, với ý định công thức hóa hệ số ma sát f để tiện dụng khi cần thiết, Lewis F.Moody đã đề nghị công thức sau:

$$f = 5{,}5.10^{-3}.\left[1 + \left(20000.\frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^8}{\mathrm{Re}}\right)^{\frac{1}{3}}\right] \tag{12.7}$$

Trong đó:

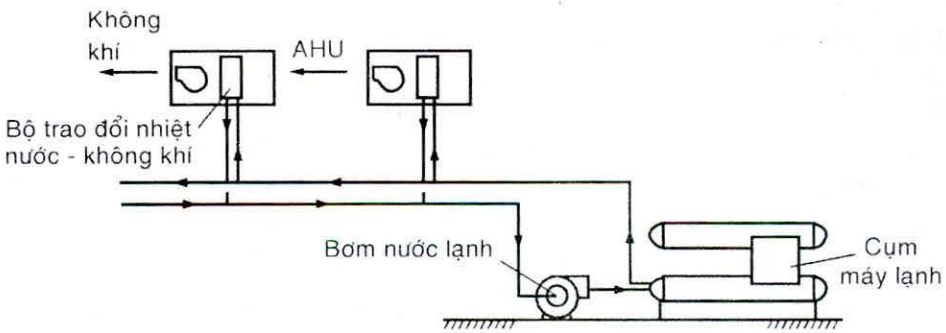
e - độ nhám của bề mặt ống dẫn, *m*

Việc tính toán tổn thất áp suất trong các đường ống dẫn nước xem ra đơn giản hơn so với đường ống dẫn không khí, tuy nhiên đây là cũng là một công việc khá phức tạp. Người ta có thể tính tổn thất áp suất bằng hai cách: sử dụng giản đồ Moody để tra hệ số ma sát f hoặc dùng bảng (hay đồ thị) được thiết lập từ công thức Darcy – Weisbach để trực tiếp xác định tổn thất áp suất.

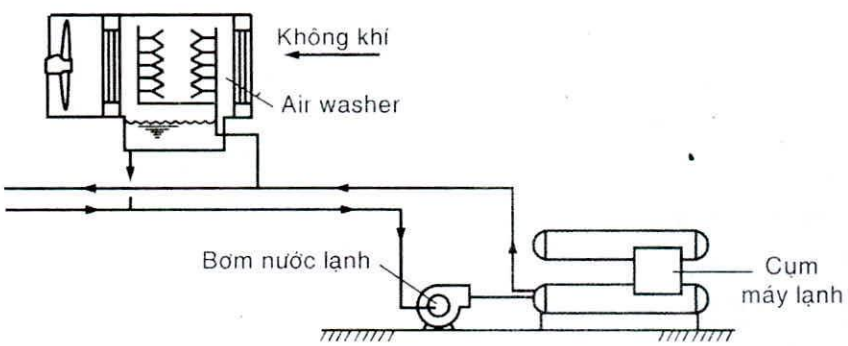
§12.2. ỐNG DẪN NƯỚC VÀ MỘT SỐ VẤN ĐỀ THỰC TẾ CỦA ỐNG DẪN NƯỚC

12.2.1. Phân loại ống và các bảng tiêu chuẩn ống dẫn

Trước hết, cần trình bày sơ qua về một số trường hợp có sử dụng ống dẫn nước. Các hình 12.3 và 12.4 trình bày hai trường hợp làm mát không khí bằng nước lạnh từ cụm máy lạnh (Water Chiller). Ở hình 12.3, nước lạnh từ bình bay hơi của Water Chiller được đưa đến cấp cho các AHU (Air Handling Unit), còn ở hình 12.4 ta thấy nước lạnh được phun vào Air Washer.



Hình 12.3



Hình 12.4

Hệ thống ống dẫn nước ở hình 12.3 được gọi là hệ thống kín. Nói chung nước sẽ tuần hoàn trong hệ thống trong suốt quá trình làm việc. Mục đích của việc tuần hoàn này là để tiết kiệm nước và tiết kiệm năng lượng. Cũng ở hệ thống kín đó, có khi nước được dẫn trong ống là nước nóng thay vì nước lạnh.

Trong khi đó, ta gọi hệ thống trình bày ở hình 12.4 là hệ thống hở. Từ hình vẽ ta thấy nước được phun ra để tiếp xúc với không khí và được hứng để đưa trở về hệ thống nhằm tiết kiệm năng lượng. Cần lưu ý đến chất lượng nước trong hệ thống hở nhiều hơn so với hệ thống kín vì có khả năng có sự xâm nhập của bụi và các vật dơ khác. Ngoài ra, lượng nước bổ sung ở hệ thống hở thường phải nhiều hơn vì một bộ phận nước đã bị bốc hơi trong quá trình làm việc.

Thông thường, nước ở các cụm máy lạnh được làm lạnh đến nhiệt độ khoảng từ 4^oC đến 10^oC và được đưa đến các nơi có nhu cầu làm lạnh, sau đó nước quay trở về cụm máy lạnh với nhiệt độ khoảng từ 10^oC đến $15,5^oC$. Không nên làm lạnh nước đến nhiệt độ dưới 4^oC vì để đề phòng *hiện tượng đóng băng*. Ở một số trường hợp, nếu có điều kiện và yêu cầu, người ta có thể pha thêm vào nước một số chất khác như *Ethylene Glycol* hoặc *Propylene Glycol* để có thể hạ thấp nhiệt độ đông đặc. Trong trường hợp có nhu cầu làm nóng không khí, có thể sử dụng nước như chất tải nhiệt trung gian, lúc đó nhiệt độ của nước ra khỏi thiết bị làm nóng nước nên đạt giá trị khoảng từ 35^oC đến 65^oC, độ sụt nhiệt độ ở thiết bị trao đổi nhiệt thông thường khoảng từ 10^oC đến 20^oC.

Về vật liệu làm ống dẫn nước trong các hệ thống điều hòa không khí, ta thấy thông thường người ta hay dùng ống thép^oC đen. Ở một số trường hợp, ta có thể bắt gặp các ống đồng cứng và các ống loại PVC (*Polyvinyl Chloride*).

Bảng 12.1 dưới đây trình bày các vật liệu làm ống dẫn nước tương ứng với một số trường hợp sử dụng thực tế.

Bảng 12.1

Trường hợp	Loại ống
- Để dẫn nước lạnh	Ống thép đen
- Để dẫn nước nóng	Ống thép đen, ống đồng cứng
- Để dẫn nước làm mát và nước ngưng tụ	Ống thép đen, ống tráng kẽm, ống PVC

Các ống thép đen hiện đang sử dụng có thể được chia thành nhiều loại với độ dày mỏng khác nhau. Nếu tính theo độ tăng của bề dày ống thì người ta chia ống thép đen thành các loại từ Schedule 10 đến Schedule 160. Các ống thép tiêu chuẩn loại Schedule 40 (40ST) thông thường có đường kính nhỏ hơn $254mm$. Bảng 12.2 trình bày một vài số liệu về các ống thép thường được sử dụng để dẫn nước trong các hệ thống điều hòa không khí, trong bảng này ký hiệu ST để chỉ loại ống có bề dày tiêu chuẩn và XS để chỉ loại ống có bề dày rất lớn.

Bảng 12.2

Đường kính danh nghĩa		Đường kính trong, *mm*	Đường kính ngoài, *mm*	Áp suất làm việc, *psig*	Loại
in	*mm*				
1/4	6,35	9,245	13,716	188	40ST
1/4	6,35	7,67	13,716	871	80XS
3/8	9,525	12,52	17,145	203	40ST
3/8	9,525	10,74	17,145	820	80XS
1/2	12,7	15,798	21,336	214	40ST
1/2	12,7	13,868	21,336	753	80XS
3/4	19,05	20,93	26,67	217	40ST
3/4	19,05	18,46	26,67	681	80XS
1	25,4	26,64	28,83	226	40ST
1	25,4	24,3	28,83	642	80XS
$1\frac{1}{4}$	31,75	35,05	42,164	229	40ST
$1\frac{1}{4}$	31,75	32,46	42,164	594	80XS
$1\frac{1}{2}$	38,1	40,98	48,26	231	40ST
$1\frac{1}{2}$	38,1	38,1	48,26	576	80XS
2	50,8	52,5	60,325	230	40ST
2	50,8	49,25	60,325	551	80XS
$2\frac{1}{2}$	63,5	62,71	73,025	533	40ST
$2\frac{1}{2}$	63,5	59	73,025	835	80XS
3	76,2	77,927	88,9	482	40ST
3	76,2	73,66	88,9	767	80XS
4	101,6	102,26	114,3	430	40ST
4	101,6	97,18	114,3	695	80XS
6	152,4	154,05	168,275	696	40ST
6	152,4	146,33	168,275	1209	80XS
8	203,2	205	219,07	526	30
8	203,2	202,171	219,07	643	40ST
8	203,2	193,675	219,07	1106	80XS
10	254	257,45	273,05	485	30
10	254	254,5	273,05	606	40ST
10	254	247,65	273,05	887	80XS
12	304,8	307,08	323,85	449	30ST
12	304,8	303,225	323,85	583	40
12	304,8	298,45	323,85	748	XS
12	304,8	288,95	323,85	1076	80
14	355,6	336,55	355,6	481	30ST
14	355,6	333,4	355,6	580	40
14	355,6	330,2	355,6	681	XS
14	355,6	317,5	355,6	1081	80

Ghi chú: psig là áp suất dư chỉ bằng đơn vị psi.

Trong khi đó, ống đồng thường được phân chia thành các loại K, L, M và DWV. Loại K có bề dày lớn nhất, còn loại DWV có bề dày nhỏ nhất. *Trong thực tế người ta hay dùng ống đồng loại L.* Ở những nơi có áp suất làm việc tương đương áp suất khí quyển thì người ta dùng loại ống DWV. Thông thường người ta qui định đường kính danh nghĩa của ống đồng bằng đường kính ngoài của ống trừ đi 3,175*mm*. Bảng 12.3 trình bày bổ sung một vài số liệu mà bảng 4.11 chưa nêu. Như vậy, có thể sử dụng phối hợp các số liệu ở bảng 4.11 và bảng 12.3 khi cần lựa chọn ống đồng để dẫn nước.

Bảng 12.3

Đường kính danh nghĩa		Loại	Đường kính trong, *mm*	Đường kính ngoài, *mm*
in	*mm*			
$1\frac{1}{4}$	31,75	DWV	32,89	34,925
$1\frac{1}{2}$	38,1	DWV	39,14	41,275
2	50,8	DWV	51,84	53,975
3	76,2	DWV	77,089	79,375
4	101,6	DWV	101,828	104,775
5	127	DWV	126,517	130,175
6	152,4	DWV	151,358	155,57
8	203,2	K	192,6	206,375
8	203,2	L	196,215	206,375
8	203,2	M	197,74	206,375
8	203,2	DWV	200,83	206,375
10	254	K	240	257,175
10	254	L	244,475	257,175
10	254	M	246,4	257,175
12	304,8	K	287,4	307,975
12	304,8	L	293,75	307,975
12	304,8	M	295,07	307,975

12.2.2. Một số vấn đề thực tế cần lưu ý

1. Sự giãn nở và sự co rút

Trong quá trình làm việc, do nhiệt độ của nước có thể có sự biến đổi cho nên *cần phải lưu ý đến hiện tượng giãn nở và co rút của các ống dẫn nước* để có biện pháp đối phó thích hợp.

Chú ý rằng, sự biến đổi nhiệt độ không chỉ xuất hiện trong quá trình hệ thống hoạt động mà còn có thể do sự thay đổi chế độ của hệ thống từ *làm việc* sang *dừng* hoặc ngược lại, hoặc thay đổi chế độ từ *làm mát* sang *sưởi ấm*.

Ví dụ ở các đường ống dẫn nước lạnh, do nhiệt độ có thể thay đổi trong khoảng từ 4^oC đến 37^oC cho nên hiện tượng giãn nở và co rút rất đáng kể dọc theo chiều dài của ống. Nếu không có những biện pháp dự phòng

trước thì hiện tượng giãn nở và co rút (do sự biến đổi nhiệt độ) sẽ tạo nên những ứng suất cục bộ hoặc gây ra những hư hỏng không lường trước được cho các gối đỡ, mối nối và các chi tiết khác nằm trên đường ống.

Bảng 12.4 trình bày một vài số liệu thực tế về mức độ giãn nở của các ống thép và ống đồng khi nhiệt độ chất môi giới thay đổi. Các số liệu trong bảng lấy mức gốc để so sánh là 0^oC, tuy nhiên do độ giãn nở phụ thuộc *gần như tuyến tính* vào sự gia tăng nhiệt độ cho nên vấn đề chọn mức gốc không quan trọng lắm, có nghĩa là có thể lấy gốc so sánh ở các giá trị nhiệt độ khác vẫn được. Các số liệu ở bảng 12.4 tính theo *mm/m* chiều dài ống.

Bảng 12.4

Khoảng nhiệt độ, ^oC	Ống đồng	Ống thép
0	0	0
10	0,168	0,111
20	0,336	0,223
30	0,504	0,336
40	0,672	0,459
50	0,84	0,572
60	1,08	0,684
70	1,187	0,805

Để khử các ảnh hưởng do hiện tượng giãn nở và co rút ở các ống dẫn nước lạnh hoặc nước nóng trong hệ thống điều hòa không khí, người ta có thể *sử dụng các đoạn cong dạng chữ U, Z hoặc L* (U – bends, Z – bends, L – bends). Hình 12.5 trình bày một số dạng đoạn cong đã đề cập và các kích thước minh họa. Từ hình vẽ, ta thấy giữa hai điểm giữ ống ta nên bố trí một đoạn cong có khả năng khử được hậu quả do sự giãn nở hoặc co rút ống dẫn.

Thông thường, người ta hay dùng công thức kinh nghiệm để xác định các kích thước chỉ ra trên hình 12.5. Năm 1990, Waller đã đề nghị các công thức sau:

- Trường hợp đoạn cong dạng chữ U:

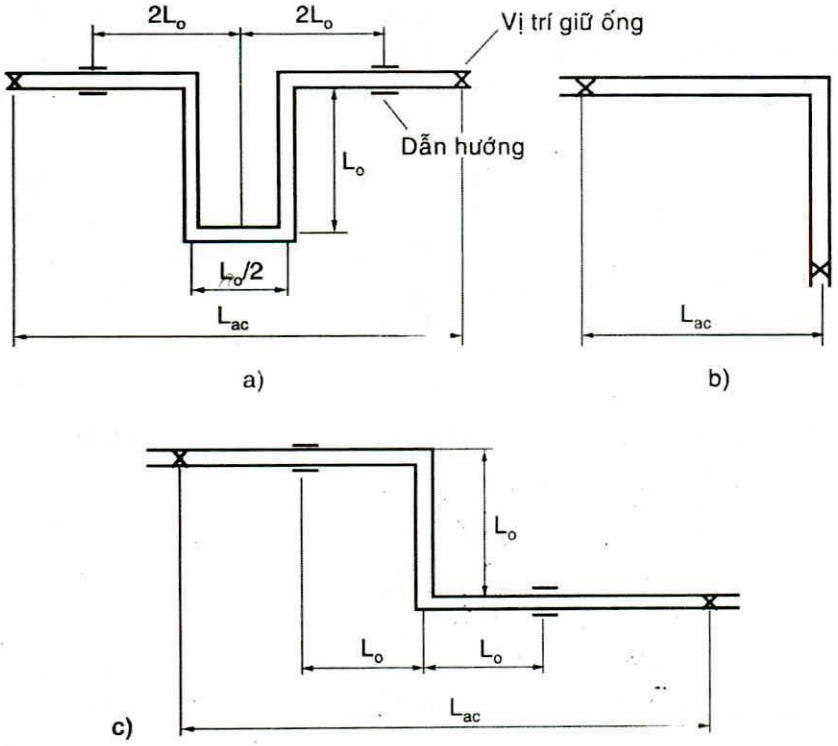
$$L_o = 0{,}041 \cdot d^{0,48} \cdot L_{ac}^{0,46} \cdot \Delta t \qquad (12.8)$$

- Trường hợp đoạn cong dạng chữ Z:

$$L_o = (0{,}13 \cdot d \cdot L_{ac} \cdot \Delta t)^{0,5} \qquad (12.9)$$

- Trường hợp đoạn cong dạng chữ L:

$$L_o = (0{,}314 \cdot d \cdot L_{ac} \cdot \Delta t)^{0,5} \qquad (12.10)$$



Hình 12.5

Trong các công thức này: d chỉ đường kính ống (in.), Δt chỉ độ biến đổi nhiệt độ nước (°F), L_{ac} chỉ khoảng cách giữa hai vị trí giữ ống (100ft.) và L_o là giá trị cần xác định được tính bằng ft.

Ngoài các phương án đã nêu ở trên, trong thực tế còn có một số biện pháp khác để giải quyết vấn đề này. Trong một số trường hợp, nếu điều kiện thực tế không cho phép sử dụng các đoạn cong ở hình 12.5 thì người ta có thể sử dụng *joăng giãn nở*. Có hai loại joăng giãn nở: loại trượt và loại xếp. Ở loại trượt, ta thấy joăng có xu hướng trượt được, như vậy cần phải làm thế nào để đảm bảo độ trơn và độ kín của joăng. Do đặc điểm như vậy cho nên phải lắp đặt loại joăng này ở những vị trí mà ta có thể với tới được lúc cần, ngoài ra cần phải đặt những ống dẫn hướng để đảm bảo ống không bị cong và không làm mất tác dụng của joăng. Đối với loại joăng xếp, joăng được thiết kế sao cho có thể xếp lại được, tức là có khả năng co lại hoặc dài ra để khử ảnh hưởng do sự co giãn của ống. Một phương án khác có thể được sử dụng trong trường hợp này là dùng ống cao su, nói chung người ta chỉ nghĩ đến phương án này khi đường kính ống khá nhỏ.

2. Treo và đỡ ống

Các đường ống dẫn nước thông thường được bố trí dọc theo tường, trần hoặc sàn. Để giữ cố định các ống dẫn người ta phải gia công các chi tiết phụ với mục đích treo và đỡ ống. Cơ cấu treo cần phải chịu đựng được sức nặng của ống dẫn, lượng nước chuyển động trong ống dẫn, các khớp nối và các thành phần khác nằm trên ống dẫn. Trong trường hợp ống dẫn có độ co rút và giãn nở lớn thì bề mặt tiếp xúc giữa ống và cơ cấu treo nên được thiết kế sao cho ống có thể lăn được trên điểm tựa của cơ cấu treo. Tương tự như vậy, bề mặt của các chi tiết đỡ ống cũng nên láng và nhẵn.

Việc lắp đặt các chi tiết đỡ ống nên được thực hiện hợp lý, mật độ không nên dày quá cũng không nên mỏng quá. Khái niệm dày và mỏng mà ta đang đề cập chính là khoảng cách hợp lý giữa hai vị trí đỡ ống để ống không bị võng xuống. Bảng 12.5 giới thiệu khoảng cách hợp lý giữa hai vị trí đỡ ống đối với một số loại ống thép thuộc Schedule 40.

Bảng 12.5

Đường kính danh nghĩa của ống, *mm*	**Khoảng cách hợp lý giữa hai vị trí đỡ ống, *m***
19,05 đến 31,75	2,438
38,1 đến 63,5	3,048
76,2 đến 88,9	3,657
101,6 đến 152,4	4,267
203,2 đến 304,8	4,877
355,6 đến 609,6	6,096

Bảng 12.6 giới thiệu khoảng cách hợp lý đã đề cập trong trường hợp của ống đồng.

Bảng 12.6

Đường kính ngoài của ống, *mm*	**Khoảng cách hợp lý giữa hai vị trí đỡ ống, *m***
16,875	1,829
22,225 đến 28,575	2,438
34,925 đến 53,975	3,048
66,675 đến 130,175	3,657
155,575 đến 206,375	4,267

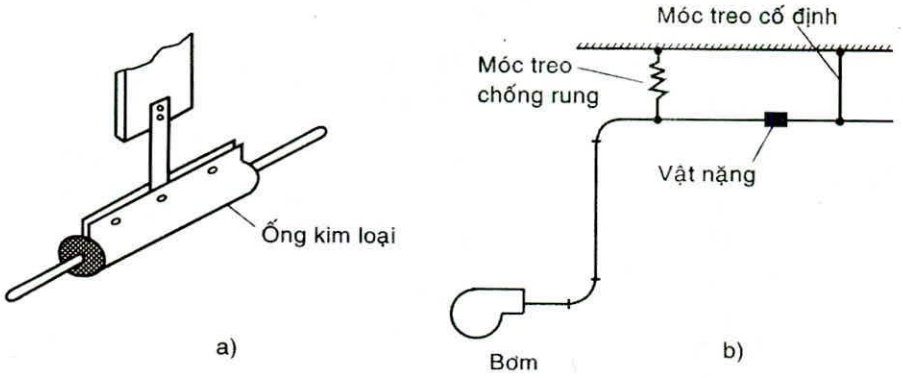
Khi lắp đặt ống, cần lưu ý định hướng một cách chủ động phần đầu ống có thể di chuyển (do giãn nở và co rút); trên cơ sở đó bố trí thích hợp các cơ cấu giữ chặt, treo hoặc đỡ ống.

3. Chống rung hệ thống ống dẫn

Nguồn gốc cơ bản làm cho hệ thống ống dẫn nước bị rung là do sự hoạt động của các thành phần trong hệ thống có chi tiết chuyển động như *bơm* và *máy nén.*

Do sự rung lắc này, có thể xảy ra một số hư hỏng trong đường ống và từ đó gây nên hiện tượng rò rỉ, ngoài ra sự rung lắc có thể tạo nên độ ồn làm khó chịu những người ở gần không gian có đường ống đi qua.

Khi thiết kế đường ống dẫn nước, cần nghĩ đến biện pháp loại trừ hiện tượng gây rung lắc đường ống. Ở vị trí treo hoặc đỡ ống rất gần nguồn gây ra chấn động, nên dùng loại cơ cấu có bộ giảm chấn như mô tả ở hình 12.6.



Hình 12.6

Cần lưu ý *không để đường ống đụng vào các kết cấu của tòa nhà* như vách, trần hoặc sàn. Nếu đường kính ống thuộc loại nhỏ thì có thể dùng ống cao su để hấp thụ chấn động. Ngoài những điều đã trình bày ở trên, một yếu tố quan trọng cần được để ý là triệt tiêu nguồn chấn động ngay tại nơi xuất phát. Do đó cần lưu ý các biện pháp khử rung động của bơm và máy nén. Ở đầu nối giữa bơm nước và đường ống, ta nên dùng một đoạn ống nối mềm.

§12.3. BỐ TRÍ ĐƯỜNG ỐNG DẪN NƯỚC

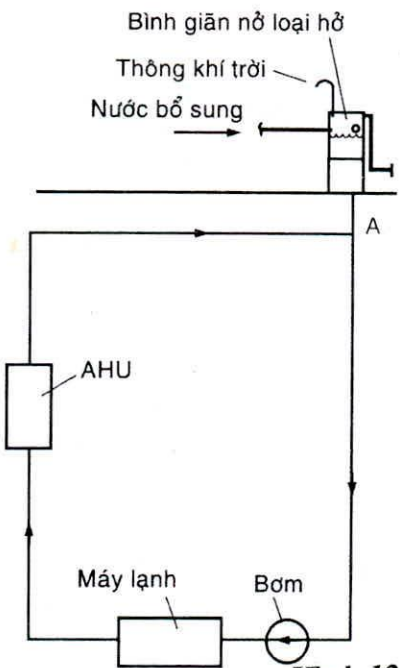
Ở mục §2.3 ta đã đề cập sơ bộ đến một số hệ thống ống dẫn nước, mục này sẽ làm rõ và chi tiết hơn.

Trong hầu hết các hệ thống ống dẫn nước loại kín, ta đều thấy có sự hiện diện của bình giãn nở (Expansion Tank). *Mục đích chính của bình giãn nở là để tạo nên một thể tích dự trữ nhằm điều hòa những ảnh hưởng do sự thay đổi thể tích (khi nhiệt độ nước biến đổi) của lượng nước tuần hoàn trong hệ thống, ngoài ra bình giãn nở còn có nhiệm vụ bổ sung nước cho hệ thống trong trường hợp bị rò rỉ và là vị trí mà ta có thể biết được áp suất nước dễ dàng nhất.*

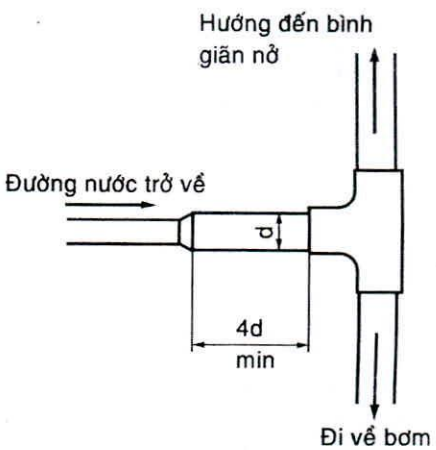
Ta gọi bình giãn nở ở hình 12.7 là *bình giãn nở loại hở*, trong trường hợp này mặt thoáng của nước trong bình được cho thông với khí trời. Về mặt lắp đặt, nên đặt bình giãn nở ở vị trí *cao hơn điểm cao nhất* trong hệ thống ống dẫn nước *tối thiểu là 1m*, đường nước bổ sung nên được lắp thông qua van phao và nên có đường ống xả tràn. Cần lưu ý, phải đặt bình giãn nở *về phía đường hút của bơm* và thể tích tối thiểu của bình nên vào khoảng 6% so với thể tích của lượng nước đang tuần hoàn trong hệ thống.

Ưu điểm của bình giãn nở loại hở là đơn giản, hoạt động ổn định và giá thành thấp. Thông thường người ta đặt bình giãn nở hở ở ngoài trời, nếu phải đặt ở nơi có mái che thì khoảng cách từ mái che đến mặt trên của bình càng lớn càng tốt. Nhược điểm của bình giãn nở loại hở là khả năng làm gia tăng độ ăn mòn hệ thống vì nước của hệ thống có thể hấp thụ oxy từ khí trời.

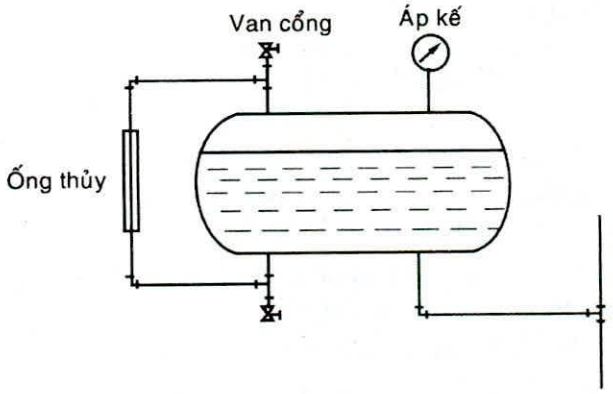
Cần lưu ý, để tạo đường thoát khí tốt thông qua bình giãn nở hở thì nên mở rộng vị trí A ở hình 12.7. Hình 12.8 biểu diễn cách nối ống ở vị trí A đã được phóng lớn lên. Từ hình vẽ, ta thấy đường ống dẫn nước đi về bơm nước nên được lắp theo kích thước bình thường đã chọn khi thiết kế, đường ống nối vào bình giãn nở không nên có đường kính danh nghĩa nhỏ hơn 38,1*mm*, đường kính d của đoạn ống có chiều dài tối thiểu 4d ở hình 12.8 nên lớn hơn đường kính của đường nước trở về 2 sizes (theo bảng tiêu chuẩn ống nước), ví dụ nếu đường nước trở về có đường kính thiết kế là 25,4*mm* thì nên chọn d là 38,1*mm* và chiều dài tối thiểu của đoạn ống đó nên là 152,4*mm*.



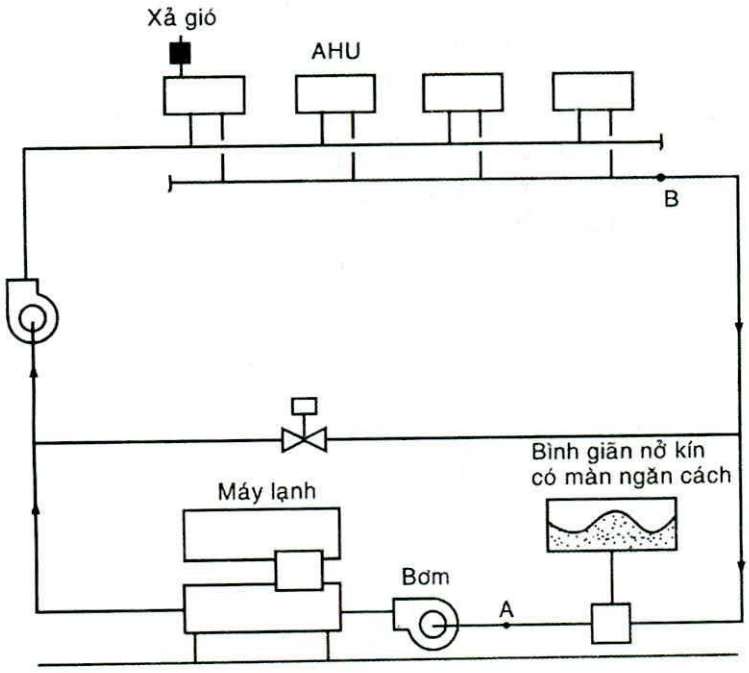
Hình 12.7



Hình 12.8



Hình 12.9



Hình 12.10

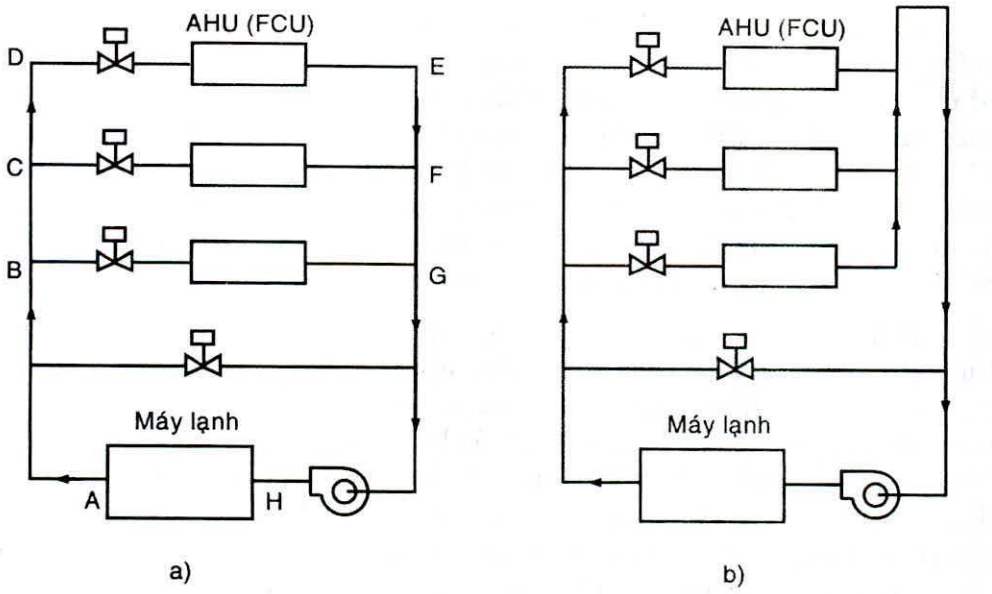
Ngoài bình giãn nở loại hở, trong một số trường hợp ta còn có thể gặp *bình giãn nở loại kín*. Hình 12.9 trình bày sơ đồ nguyên lý của bình giãn nở loại kín. Ở bình này, ngoài nước thì bình còn chứa không khí (hay một loại chất khí khác) trong một không gian hoàn toàn kín. Khi nhiệt độ của nước trong hệ thống tăng lên, thể tích của nước sẽ bị tăng theo, do đó áp suất trong hệ thống sẽ bị gia tăng. Tương tự, nếu nhiệt độ của nước giảm xuống thì áp suất bên trong hệ thống cũng giảm xuống.

Ưu điểm của loại bình giãn nở kín là không có sự tiếp xúc của không khí ngoài trời với nước đang tuần hoàn trong hệ thống. Về cấu tạo, ngay tại bề mặt tiếp xúc giữa nước và không khí trong bình có khi người ta đặt màn chắn ngăn cách, ta gọi loại bình này là bình giãn nở kín có màn ngăn. Hình 12.10 trình bày sơ đồ mô tả vị trí tương đối của một số thiết bị chính có trong đường ống dẫn nước ứng với trường hợp bình giãn nở loại kín. Trong hệ thống đường ống dẫn nước có dùng bình giãn nở kín (loại có màn ngăn) thì áp suất bên trong hệ thống luôn luôn lớn hơn áp suất khí quyển.

Hình 2.9 trình bày một số trường hợp bố trí đường nước. Ta gọi các trường hợp này là hệ thống đường ống nước 2 nhiệt độ. Ở hình 2.9a, ta thấy các nguồn nước nóng và lạnh được góp chung vào đường ống cấp chính để đưa đến các FCU, sau đó từ các FCU trở về nước chỉ được dẫn đi bằng 1 ống. Ta gọi hệ thống ở hình 2.9a là hệ thống đường nước hai ống dẫn. Ở hình 2.9b, ta thấy trước đầu vào của mỗi FCU sẽ có 2 đường nước cấp (một đường nước nóng và một đường nước lạnh), các đầu ra từ FCU sẽ góp chung vào 1 ống để đi trở về. Ta gọi sơ đồ hình 2.9b là hệ đường nước 3 ống dẫn. Ở hình 2.9c, phần cấp nước nóng và lạnh cho các FCU tương tự như sơ đồ ở hình 2.9b, riêng phần ống trở về thì vẫn được chia làm 2, ta gọi sơ đồ hình 2.9c là hệ đường nước 4 ống dẫn. Trong trường hợp của Việt Nam, nhất là ở các tỉnh phía Nam, nói chung hệ thống ống dẫn nước có đơn giản hơn vì ở hầu hết các trường hợp người ta đều không dùng đường nước nóng.

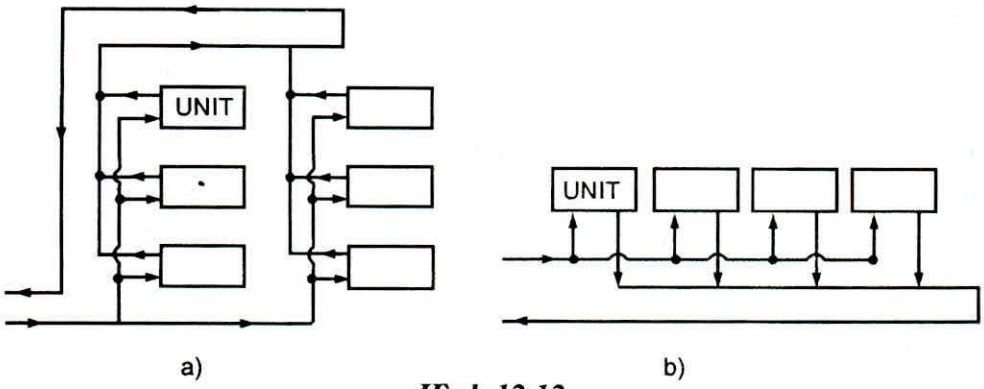
Hình 12.11 trình bày sơ đồ của ống dẫn nước chỉ có nguồn cấp nước lạnh. Ở hình 12.11a, ta thấy chiều dài của các nhánh ABGHA, ABCFGHA và ABCDEFGHA không đồng đều nhau, có nghĩa là trở lực ở mỗi nhánh sẽ không giống nhau. Ta gọi sơ đồ ở hình 12.11a là *loại đường quay về trực tiếp*, ở trường hợp này cần phải lưu ý hiệu chỉnh để lưu lượng nước qua các nhánh đồng đều như ý muốn. Nhằm khắc phục nhược điểm này, có thể ứng dụng sơ đồ ở hình 12.11b. Ta gọi sơ đồ này là *loại đường quay về không trực tiếp*, trong trường hợp này thì chiều dài của các nhánh được bố trí hầu như bằng nhau.

Cần lưu ý, nếu tổn thất áp suất ở các FCU (hoặc AHU) gần giống nhau tương ứng với các lưu lượng giống nhau thì nên áp dụng sơ đồ không trực tiếp như mô tả ở hình 12.11b. Nếu các FCU có tổn thất áp suất khác nhau thì, về mặt kinh tế, nên chọn sơ đồ thuộc loại trực tiếp, lúc đó cần sử dụng các biện pháp khác (ví dụ dùng van) để hiệu chỉnh sự cân bằng cần thiết.



Hình 12.11

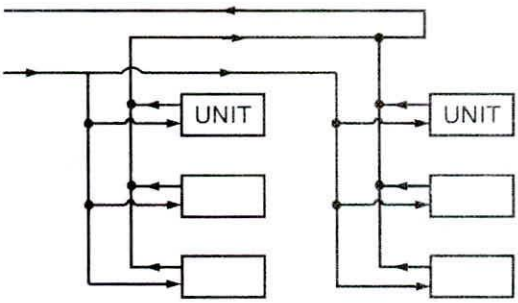
Mặc dù vậy, khi lắp đặt các hệ thống mới thì người ta hay nghĩ đến hệ thống không trực tiếp. Phương án này được áp dụng cho hầu hết các *hệ thống dẫn nước loại kín*. Hình 12.12 trình bày minh họa hệ thống không trực tiếp, trong đó hình 12.12a ứng với các ống góp thẳng đứng (vì các cụm sử dụng nước lạnh được phân bố theo chiều thẳng đứng) và hình 12.12b ứng với các ống góp nằm ngang (vì các cụm sử dụng nước lạnh được bố trí có cùng độ cao).



Hình 12.12

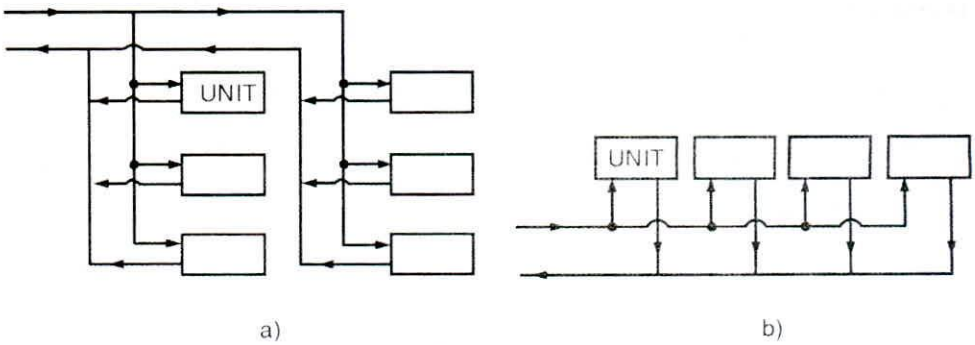
Trong thực tế, có một vài trường hợp mà việc sử dụng hệ thống đường quay về không trực tiếp tỏ ra không thích hợp. Ví dụ, giả sử ta phải lắp đặt hệ thống điều hòa không khí cho một tòa nhà cao tầng mà một vài tầng ở

phía dưới đã có sẵn các máy điều hòa không khí. Trong trường hợp này, để tránh gây phiền hà cho các tầng ở dưới người ta có thể sử dụng sơ đồ đường nước như trình bày ở hình 12.13. Sơ đồ ở hình 12.13 không hoàn toàn thuộc loại không trực tiếp mà có thể kết hợp với loại đường về trực tiếp.



Hình 12.13

Nếu hệ thống ống dẫn nước thuộc loại hở (xem hình 12.14) thì không cần thiết phải sử dụng loại đường về không trực tiếp vì hệ thống sẽ có áp suất giống nhau (áp suất khí trời) tại những vị trí hở, lúc đó chỉ nên sử dụng hệ thống đường về trực tiếp. Các hình 12.14a và 12.14b trình bày hệ thống dẫn nước loại đường về trực tiếp ở cả hai trường hợp cơ bản thẳng đứng và nằm ngang.



Hình 12.14

§12.4. TỔN THẤT ÁP SUẤT CỦA ĐƯỜNG ỐNG DẪN NƯỚC

12.4.1. Phương pháp dựa theo việc xác định hệ số ma sát f và hệ số tổn thất k

Về cơ bản, tổn thất áp suất sẽ được xác định thông qua phương trình (12.2) và những dạng biến đổi của nó. Để minh họa ta hãy khảo sát ví dụ 12.1 dưới đây, trong trường hợp này giả sử ta đã biết hệ số ma sát f và chưa cần dùng đến hệ số tổn thất k.

Ví dụ 12.1

Khảo sát một ống dẫn nước nằm ngang có đường kính trong $6cm$ và dài $20m$. Xác định tổn thất áp suất qua đoạn ống đó. Cho biết lưu lượng nước chảy qua ống là $5lít/s$, hệ số ma sát f = 0,02 và khối lượng riêng của nước là $998kg/m^3$. Nếu đoạn ống nghiêng về phía trên một góc $0,1rad$ thì tổn thất áp suất tăng hay giảm?

Giải

Từ các số liệu đã cho ta có thể tính tốc độ nước chảy trong ống như sau:

$$V = \frac{5.10^{-3}.4}{\pi.(0,06)^2} = 1,768\ m/s$$

Từ công thức (12.2), do $V_1 = V_2$ và $z_1 = z_2$, ta có thể viết lại:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \rho.\frac{f.L}{d}.\frac{V^2}{2}$$

Như vậy, tổn thất áp suất qua đoạn ống đã đề cập ở trên là:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 998.\frac{0,02.20}{0,06}.\frac{(1,768)^2}{2} = 10398,57\ Pa$$

Trong trường hợp ống nghiêng về phía trên với góc nghiêng là $0,1rad$ ta tính được:

$$z_2 - z_1 = 20.\sin(0,1) = 1,9966m$$

Như vậy từ công thức (12.2) ta có:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \rho.\left[\frac{f.L}{d}.\frac{V^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right]$$

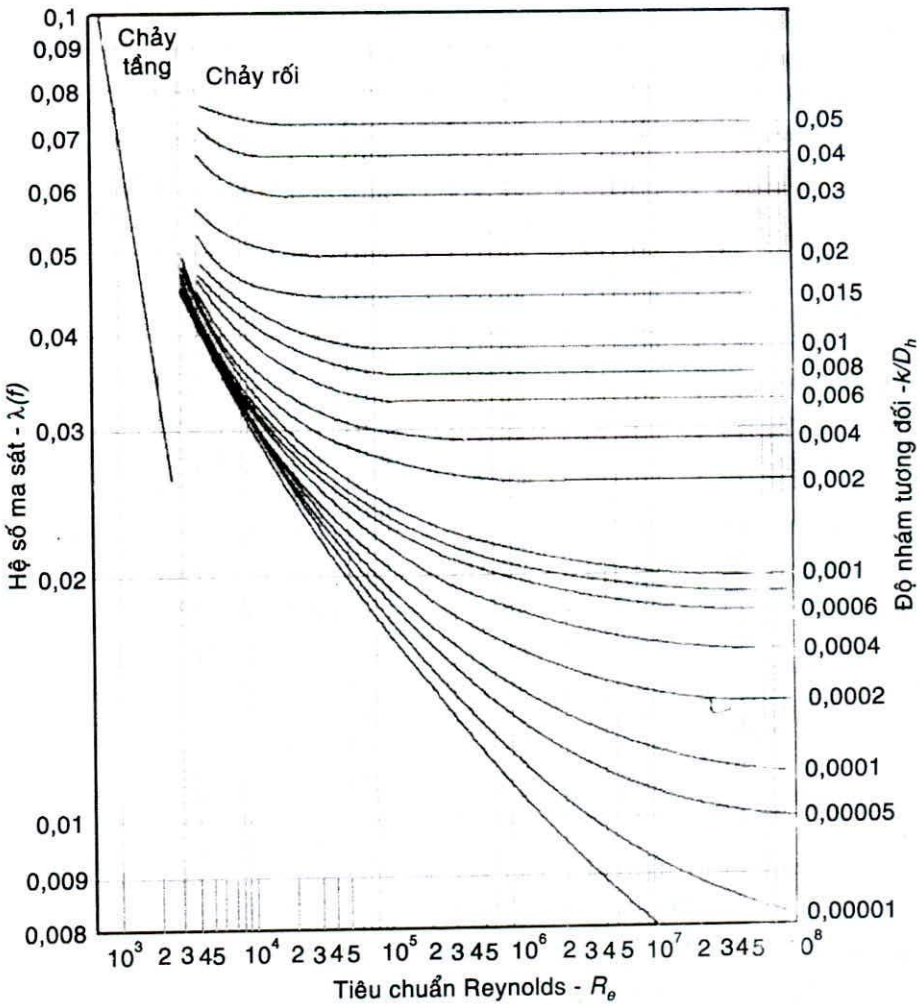
$$= 998.\left[\frac{0,02.20}{0,06}.\frac{(1,768)^2}{2} + 9,81.1,9966\right]$$

$$= 29946\ Pa$$

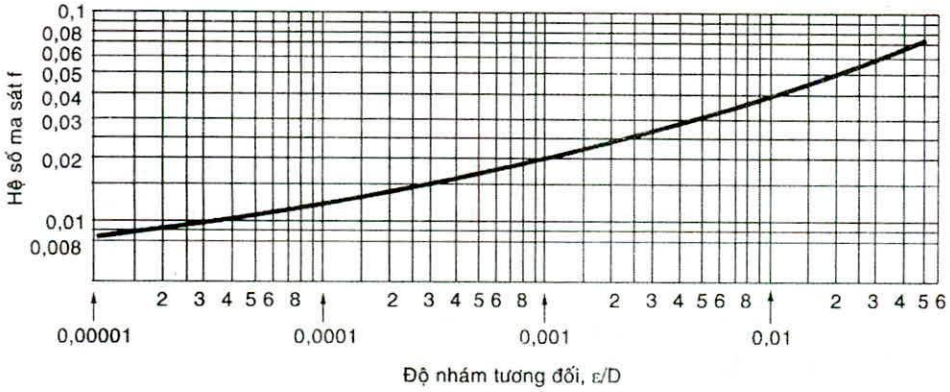
Từ ví dụ 12.1, ta thấy vấn đề khó khăn nhất của việc tính toán tổn thất áp suất theo phương pháp này là việc xác định hệ số ma sát f . Như đã biết, hệ số ma sát f giữa chất lỏng và vách ống chịu ảnh hưởng lớn của porfile tốc độ trong ống. Trong trường hợp chất lỏng chảy tầng, f hầu như chỉ phụ thuộc vào tiêu chuẩn Reynolds mà không phụ thuộc vào độ nhám của bề mặt trong ống dẫn, lý do là vì profile tốc độ của dòng chất lỏng chảy tầng thông thường có dạng parapole, do đó tốc độ của lớp chất lỏng chảy sát bề mặt ống rất thấp. Trong trường hợp chất lỏng chảy rối, có thể nói profile tốc độ hoàn toàn khác, lúc đó tốc độ của chất lỏng chảy sát vách cũng khá cao,

do đó hệ số ma sát f không chỉ phụ thuộc vào tiêu chuẩn Reynolds mà còn phụ thuộc vào độ nhám của bề mặt ống. Chính vì vậy, việc xác định hệ số ma sát f trong trường hợp chất lỏng chảy rối khá phức tạp và thông thường phải sử dụng biện pháp thực nghiệm.

Ta thấy, hệ số ma sát f tất nhiên phụ thuộc vào tốc độ V, đường kính d và các tính chất đặc trưng của chất lỏng. Ngoài những thông số đó, trong thực tế người ta hay lưu ý thêm sự phụ thuộc của f vào *độ nhám tương đối* ε/d. Ta gọi các đường cong biểu diễn sự phụ thuộc của f theo Re và ε/d là giản đồ *Moody*. Hình 12.15a trình bày hình dạng cơ bản của giản đồ Moody đã đề cập và bảng 12.7 giới thiệu một vài số liệu về độ nhám tuyệt đối ε của một số loại ống dẫn.



Hình 12.15a *Giản đồ Moody*



Hình 12.15b

Cần lưu ý, sau một thời gian sử dụng, giá trị độ nhám ε thật sự của ống thông thường sẽ cao hơn giá trị tương ứng trong bảng 12.7.

Bảng 12.7

Loại ống dẫn	Độ nhám tương đối ε, *mm*
Các loại ống thép đúc (Asphalt)	0,12
Ống sắt có xi mạ	0,15
Ống thép đúc	0,26
Ống thép cán	1,0 ÷ 10
Ống thép kéo	0,0015

Trong trường hợp chất lỏng chảy rối, có thể thay đường kính d của ống dẫn tròn bằng đường kính tương đương tính theo công thức (12.3) cho những trường hợp mà tiết diện ống có hình dạng khác. Nếu chất lỏng chảy tầng trong các ống có *tiết diện không tròn*, có thể sẽ có một vài sai số đáng kể khi tính f theo công thức đã nêu. Mức độ sai tùy thuộc phần lớn vào hình dạng của ống dẫn.

Ví dụ 12.2

Cho biết lưu lượng nước chảy qua một đoạn ống dẫn nằm ngang là 10*lít/s* ở nhiệt độ 25^oC, chiều dài của ống là 100*m* và ống dẫn thuộc loại thép đúc. Xác định tổn thất áp suất qua ống trong hai trường hợp:

a/ Tiết diện ống có dạng tròn với d = 10*cm*

b/ Tiết diện ống có dạng vuông với chiều dài a của mỗi cạnh là 10*cm*

Giải

a/ Tốc độ trung bình của nước chảy trong ống:

$$V = \frac{10.10^{-3}.4}{\pi.(0,1)^2} = 1,273\ m/s$$

Ở nhiệt độ 25^oC, ta có $\upsilon = 0,898.10^{-6} m^2/s$, do đó:

$$Re = \frac{1,273.0,1}{0,898.10^{-6}} = 1,418.10^5$$

Như vậy, chế độ chảy trong ống là rối. Tra bảng 12.7, ta có $\varepsilon = 0,26mm$, từ đó có thể xác định độ nhám tương đối: $\varepsilon/d = 0,26.10^{-3}/0,1 = 0,0026$

Từ giá trị của Re và ε/d, tra đồ thị ở hình 12.15, ta xác định được:

$$f = 0,0267$$

Trên cơ sở công thức (12.2), hiệu chỉnh cho trường hợp này, ta có:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \rho.\frac{f.L}{d}.\frac{V^2}{2}$$

Thay số vào:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 997.\frac{0,0267.100}{0,1}.\frac{(1,273)^2}{2} = 21569,16\ Pa$$

b/ Nếu ống có tiết diện vuông, tốc độ trung bình của nước chảy trong ống là:

$$V = \frac{10.10^{-3}}{(0,1)^2} = 1\ m/s$$

Đường kính tương đương của trường hợp này được tính theo công thức (12.3):

$$d = \frac{4.(0,1)^2}{4.0,1} = 0,1\ m$$

Tiêu chuẩn Reynolds:

$$Re = \frac{1.0,1}{0,898.10^{-6}} = 111,358.10^3$$

$$\varepsilon/d = \frac{0,26.10^{-3}}{0,1} = 0,0026$$

Từ đồ thị ở hình 12.15 ta tra được: $f = 0,0267$

Do đó: $$\Delta p = p_1 - p_2 = 997.\frac{0,0267.100}{0,1}.\frac{(1)^2}{2} = 13310\ Pa$$

Trong các ví dụ trên ta chỉ mới đề cập đến tổn thất áp suất của các đoạn ống dẫn thẳng. Rõ ràng, trong đường ống dẫn nước không thể không có các van, co, khớp nối, T,... Tổn thất áp suất do các thành phần này gây ra chiếm tỉ trọng rất đáng kể trong toàn bộ hệ thống. Trong công thức (12.2), tổn thất áp suất do các thành phần này gây ra được đánh giá thông qua hệ số tổn thất k. Chính vì vậy việc xác định hệ số k cho từng trường hợp là hết sức cần thiết. Thông thường, không thể xác định k bằng các công thức có tính lý luận mà phải xác định bằng thực nghiệm. Ngoài các chi tiết đã trình bày ở trên, trong các đường ống dẫn nước có thể có những vị trí mở rộng hoặc thu hẹp đột ngột, tổn thất áp suất ở những vị trí này cũng được đánh giá thông qua hệ số tổn thất k. Bảng 12.8 trình bày một vài số liệu về hệ số k của các loại co, van, khớp nối, T,..., bảng 12.9 trình bày một vài số liệu về hệ số k của các đoạn ống *thu hẹp đột ngột*.

Bảng 12.8

Chủng loại	Hệ số tổn thất k
- Co 45° tiêu chuẩn (Standard 45° elbow)	0,35
- Co 90° tiêu chuẩn (Standard 90° elbow)	0,75
- Co 90° có bán kính cong lớn (Long radius 90° elbow)	0,45
- Khớp nối chết (Coupling)	0,04
- Khớp nối sống (Union)	0,04
- Van cổng có độ mở 100%	0,20
có độ mở 75%	0,90
có độ mở 50%	4,5
có độ mở 25%	24,0
- Van cầu có độ mở 100%	6,4
có độ mở 50%	9,5
- T (theo nhánh chính)	0,4
- T (theo nhánh phụ)	1,5

Bảng 12.9

A_2/A_1	Hệ số tổn thất k
0,1	0,37
0,2	0,35
0,3	0,32
0,4	0,27
0,5	0,22
0,6	0,17
0,7	0,10
0,8	0,06
0,9	0,02
1,0	0

Nếu đoạn ống có vị trí *mở rộng đột ngột* thì có thể xác định hệ số tổn thất k bằng công thức sau:

$$k = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \qquad (12.11)$$

Các ký hiệu A_1 và A_2 trong bảng 12.9 và trong công thức (12.11) có ý nghĩa như sau:

A_1 - tiết diện của đoạn ống ở đầu vào

A_2 - tiết diện của đoạn ống ở đầu ra

Cần chú ý, giá trị tốc độ dùng để tính tổn thất áp suất trong trường hợp đoạn ống có tiết diện thay đổi đột ngột *được lấy theo phía ống có đường kính nhỏ.*

Ví dụ 12.3

Khảo sát đoạn ống trình bày ở hình 12.1. Cho biết áp suất nước tại tiết diện 1 là 250*kPa*, tiết diện 2 nằm ở vị trí cao hơn tiết diện 1 khoảng 10*m*, đường kính của đoạn ống lớn là 15*cm* và chiều dài tương ứng là 30*m*, ống dẫn thuộc loại thép đúc, lưu lượng nước qua ống là 10*lít/s*, nhiệt độ nước là 20^oC, ở đoạn ống lớn có 2 co 90^o loại tiêu chuẩn, ở đoạn ống nhỏ có 2 co 45^o loại tiêu chuẩn và một van cổng đang mở 100%. Xác định áp suất của nước tại tiết diện số 2.

Giải

Đầu tiên, nên xác định các hệ số tổn thất k của các chi tiết có trong đoạn ống. Từ bảng 12.8, ta có thể tính Σk của đoạn ống có d = 15*cm* như sau:

$$(\Sigma k)_{15} = 0,75 + 0,75 = 1,5$$

Từ bảng 12.8 và 12.9, hệ số Σk của đoạn ống có d = 7,5*cm* là:

$$(\Sigma k)_{7,5} = 0,335 + 0,35 + 0,35 + 0,2 = 1,235$$

Tốc độ của nước trong đoạn ống có d = 15*cm* là:

$$V_{15} = \frac{10.10^{-3}.4}{\pi.(0,15)^2} = 0,56588\ m/s$$

Tốc độ của nước trong đoạn ống có d = 7,5*cm* là:

$$V_{7,5} = \frac{10.10^{-3}.4}{\pi.(0,075)^2} = 2,2635\ m/s$$

Tại nhiệt độ 20^oC, ta có $\upsilon = 10^{-6} m^2/s$ và $\rho = 998,3 kg/m^3$. Ta tính được:

$$Re_{15} = \frac{0,56588 \quad .0,15}{10^{-6}} = 84882$$

$$Re_{7,5} = \frac{2,2635.0,075}{10^{-6}} = 169762$$

$$\left(\varepsilon/d\right)_{15} = \frac{0,26.10^{-3}}{0,15} = 0,00173$$

$$\left(\varepsilon/d\right)_{7,5} = \frac{0,26.10^{-3}}{0,075} = 0,00346$$

Từ giản đồ Moody ở hình 12.15, ta có:

$f_{15} = 0,025$

$f_{7,5} = 0,027$

Như vậy, từ công thức (12.2), ta có:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = g(z_2 - z_1) + \frac{V_{7,5}^2}{2}\left(1 + \frac{f.L}{d} + \Sigma k\right)_{7,5} + \frac{V_{15}^2}{2}\left(\frac{f.L}{d} + \Sigma k - 1\right)_{15}$$

$$= 9,81.10 + \frac{(2,2635)^2}{2}.\left(1 + \frac{0,027.30}{0,075} + 1,235\right) + \frac{(0,56588)^2}{2}.\left(\frac{0,025.100}{0,15} + 1,5 - 1\right)$$

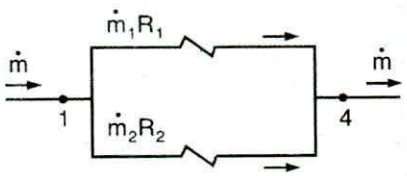
$= 134,24\ m^2/s^2$

Suy ra áp suất tại tiết diện số 2 là:

$p_2 = p_1 - \rho.134,24 = 250.10^3 - 998,3.134,24 = 115987$ Pa

$= 115,987 kPa$ (áp suất dư)

Cần chú ý, tương tự như đã trình bày trong phần ống dẫn không khí, khi các ống dẫn nước được lắp song song thì quan hệ giữa tổn thất áp suất và lưu lượng rất giống với quan hệ giữa độ sụt điện áp và cường độ dòng điện của mạch điện. Cụ thể khi ta có nhiều nhánh ống dẫn được lắp song song (hình 12.16) thì tổn thất áp suất trên các nhánh đều bằng nhau.



Hình 12.16

Gọi:

$\dot{m}$, $\dot{m}_1$, $\dot{m}_2$ - lưu lượng nước qua đường ống dẫn chính, ống nhánh 1 và ống nhánh 2

R_1, R_2 - trở lực của ống nhánh 1 và ống nhánh 2

Ta có:

$$\Delta p = p_1 - p_4 = \dot{m}_1.R_1 = \dot{m}_2.R_2 \qquad (12.12)$$

Cần lưu ý, trở lực R_1 và R_2 là toàn bộ những thành phần tạo nên trở lực trong mỗi nhánh rẽ, bao gồm cả trở lực của các đoạn ống dẫn thẳng, các co, van, T (nếu có) ở nhánh đó.

12.4.2. Phương pháp xác định trực tiếp tổn thất áp suất

Như đã trình bày trong mục §12.1, trên cơ sở công thức Darcy – Weisbach, người ta đã xây dựng sẵn các bảng (hay đồ thị) để trực tiếp xác định tổn thất áp suất của đường ống dẫn nước. Ở các bảng (hay đồ thị) này, người ta không thể hiện rõ hệ số ma sát f, mà trình bày ảnh hưởng của nó qua việc nêu rõ các bảng đó (hay đồ thị) được xây dựng tương ứng với loại ống cụ thể nào.

Rõ ràng, tổn thất áp suất phụ thuộc vào các yếu tố sau:
- Tốc độ chuyển động của nước trong ống dẫn.
- Đường kính trong ống dẫn.
- Chiều dài ống.
- Độ nhám bề mặt bên trong của ống.

Nếu một trong các yếu tố đó thay đổi thì tổn thất áp suất nhất định sẽ thay đổi. Phương pháp được giới thiệu trong mục 12.4.1 không phù hợp lắm với các trường hợp của điều hòa không khí vì các số liệu trong bảng 12.7 không đa dạng. Các bảng và các đồ thị mà ta sẽ thấy trong phần này được xây dựng trên cơ sở các loại ống thường được dùng trong kỹ thuật điều hòa không khí, *do đó phương pháp này được xem là thích hợp hơn khi phải thiết kế các hệ thống ống dẫn nước thuộc phạm vi điều hòa không khí.*

Công thức (12.13) dưới đây đã trình bày mối quan hệ giữa tổn thất áp suất và các thông số đã nêu ở trên, ta gọi công thức này là công thức Darcy - Weisbach:

$$\Delta p = f.\frac{L}{d}.\frac{\rho}{g}.\frac{V^2}{2} \qquad (12.13)$$

Trong đó:

Δp - tổn thất áp suất, *Pa*

f - hệ số ma sát

L - chiều dài ống dẫn, *m*

d - đường kính trong của ống dẫn, *m*

ρ - khối lượng riêng của chất lỏng, kg/m^3

g - hệ số chuyển đổi đơn vị, $kg.m/Ns^2$

V - tốc độ của chất lỏng, *m/s*

Cần lưu ý, thông thường các bảng và các đồ thị được xây dựng ứng với các ống còn mới. Sau một thời gian sử dụng chắc chắn độ nhám và độ bám cáu cặn của bề mặt bên trong các ống sẽ gia tăng, do đó ở các điều kiện khác như nhau thì tổn thất áp suất sẽ bị tăng lên. Rõ ràng, không thể có một tài liệu nào có thể đưa ra các số liệu hiệu chỉnh cho trường hợp các ống cũ hoặc đã trải qua một quá trình sử dụng nào đó, các kỹ sư thiết kế cần lưu ý và tự mình đánh giá tình trạng ống để đưa ra cách hiệu chỉnh cần thiết cho những trường hợp này.

Dù tính tổn thất áp suất bằng phương pháp nào, ta thấy tốc độ của nước trong các ống dẫn chắc chắn sẽ giữ một vai trò hết sức quan trọng. Khi lựa chọn tốc độ nước, người thiết kế cần quan tâm đến hai vấn đề sau:

- Nhiệm vụ của ống dẫn nước đang khảo sát trong hệ thống.
- Mức độ ăn mòn ống có thể chấp nhận được cho trường hợp đó.

Tuy nhiên, trong tất cả các trường hợp, *không nên cho tốc độ của nước vượt quá 4,5m/s và tổn thất áp suất qua ống không nên lớn hơn 0,1mH_2O/m chiều dài ống*. Đây là các số liệu giới hạn có tính chất thực tế mà ta cần chú ý.

Bảng 12.10 trình bày một vài số liệu tham khảo về tốc độ chuyển động của nước trong các ống dẫn.

Bảng 12.10

Trường hợp	Tốc độ chuyển động của nước, *m/s*
Ở đầu ra của bơm	2,4 đến 3,6
Ở đầu vào của bơm	1,2 đến 2,1
Các trường hợp thông thường	1,5 đến 3
Ống góp	1,2 đến 4,5
Ống hướng lên	0,9 đến 3
Ống xả	1,2 đến 2,1

Khi lưu ý mối quan hệ giữa thời gian vận hành và mức độ ăn mòn, bảng 12.11 dưới đây trình bày giá trị tối đa của tốc độ nước theo từng mức độ vận hành khác nhau (tính theo số giờ vận hành/năm) để cho tuổi thọ của hệ thống ống dẫn đạt mức lớn nhất trong điều kiện vận hành bình thường.

Các bảng 12.12 trình bày tổn thất áp suất của ống thép loại *Schedule 40*, nhiệt độ của nước là 15,5^oC, đơn vị của tổn thất áp suất là *m cột nước/m chiều dài ống*, độ nhám tuyệt đối của loại ống thép này trung bình khoảng 0,0457 ± 5% (*mm*) ở tình trạng còn mới và sạch. Khi cần xác định tổn thất áp suất của các ống không thuộc Schedule 40, ta có thể áp dụng công thức sau:

$$\Delta p_x = \Delta p_{40} \cdot \left(\frac{d_{40}}{d_x} \right)^5 \quad (12.14a)$$

$$V_x = V_{40} \cdot \left(\frac{d_{40}}{d_x} \right)^2 \quad (12.14b)$$

Ở đây:

Δp_{40}, Δp_x - tổn thất áp suất ở trường hợp ống dẫn thuộc loại Schedule 40 và không thuộc loại Schedule 40.

d_{40}, d_x, V_{40}, V_x - đường kính danh nghĩa và tốc độ tương ứng của trường hợp ống thép thuộc loại Schedule 40 và không thuộc loại Schedule 40.

Bảng 12.11

Số giờ vận hành/năm	Tốc độ tối đa được đề nghị, *m/s*
1500	4,5
2000	4,2
3000	3,9
4000	3,6
6000	3
8000	2,4

Bảng 12.12a

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, *m/s*	Tổn thất áp suất, *mH_2O/m ống dẫn*
in.	*mm*		
1/4	6,35	0,375	0,0365
		0,5638	0,0754
		0,7528	0,127
		0,9388	0,191
		1,127	0,268
		1,3167	0,356
		1,502	0,456
		1,691	0,569
		1,88	0,694
		2,35	1,06
		2,819	1,5
		3,292	2,02
		3,75	2,61
		4,236	3,28

Bảng 12.12b

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, *m/s*	Tổn thất áp suất, mH_2O/m ống dẫn
in.	*mm*		
3/8	9,525	0,308	0,0172
		0,4084	0,0288
		0,512	0,0429
		0,7681	0,0892
		1,0241	0,152
		1,28	0,229
		1,5362	0,322
		1,7922	0,43
		2,0482	0,553
		2,3042	0,692
		2,56	0,848
		3,0785	1,2
		3,5966	1,62
		4,0843	2,09
		4,6024	2,63
		5,12	3,23

Bảng 12.12c

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, *m/s*	Tổn thất áp suất, mH_2O/m ống dẫn
in.	*mm*		
1/2	12,7	0,323	0,0138
		0,4816	0,0286
		0,6431	0,0481
		0,8046	0,0722
		0,9662	0,101
		1,1277	0,134
		1,2862	0,172
		1,4478	0,214
		1,6093	0,261
		1,9324	0,368
		2,2524	0,494
		2,5755	0,632
		2,8956	0,796
		3,2309	0,975
		3,5357	1,18
		3,871	1,39
		4,1758	1,62
		4,511	1,88
		4,8158	2,14

Bảng 12.12d

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, *m/s*	Tổn thất áp suất, *mH_2O/m ống dẫn*
in.	*mm*		
		0,1835	0,00358
		0,2752	0,00734
		0,3657	0,0122
		0,4572	0,0182
		0,5517	0,0251
		0,6431	0,0332
		0,7345	0,0425
		0,826	0,0527
		0,9174	0,064
		1,1	0,0898
		1,2832	0,12
		1,466	0,153
		1,652	0,191
3/4	19,05	1,8349	0,233
		2,0177	0,28
		2,2	0,325
		2,3835	0,384
		2,5664	0,443
		2,7523	0,507
		2,9352	0,572
		3,109	0,644
		3,2918	0,716
		3,4747	0,796
		3,6576	0,879
		4,0233	1,06
		4,3891	1,25
		4,7549	1,46
		5,12	1,69
		5,5169	1,93

Bảng 12.12e

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ,	Tổn thất áp suất,
in.	*mm*	*m/s*	*mH_2O/m ống dẫn*
		0,1131	0,00113
		0,2261	0,00381
		0,3383	0,00778
		0,4511	0,013
		0,5669	0,0194
		0,6797	0,0271
		0,7925	0,0359
		0,9052	0,0459
		1,018	0,057
		1,1308	0,0694
		1,3563	0,0976
		1,585	0,13
1	25,4	1,8105	0,168
		2,036	0,21
		2,2616	0,257
		2,4902	0,308
		2,7157	0,362
		2,9413	0,425
		3,1699	0,489
		3,3833	0,559
		3,6271	0,632
		3,8405	0,713
		4,0843	0,796
		4,2977	0,882
		4,511	0,977

Bảng 12.12f

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ,	Tổn thất áp suất,
in.	*mm*	*m/s*	*mH_2O/m ống dẫn*
		0,13076	0,00102
		0,1963	0,00208
		0,2615	0,00354
		0,327	0,00514
		0,3932	0,00708
		0,4572	0,00935
		0,5242	0,0119
		0,5883	0,0147
		0,6553	0,0179
		0,7833	0,0249
		0,9144	0,0331
		1,0454	0,0424
		1,1765	0,0529
		1,3576	0,0643
		1,4386	0,0768
$1\frac{1}{4}$	31,75	1,5697	0,0906
		1,7	0,105
		1,8318	0,121
		1,9629	0,138
		2,091	0,156
		2,222	0,175
		2,353	0,196
		2,484	0,217
		2,6152	0,238
		2,7462	0,262
		2,8773	0,286
		3,0083	0,312
		3,1394	0,34
		3,2613	0,368
		3,5966	0,441
		3,932	0,522
		4,236	0,611
		4,572	0,705
		4,9073	0,807
		5,2425	0,915

Bảng 12.12g

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ,	Tổn thất áp suất,
in.	*mm*	*m/s*	*mH_2O/m ống dẫn*
		0,096	0,00049
		0,1442	0,000993
		0,192	0,00165
		0,2402	0,00243
		0,2883	0,00336
		0,3353	0,00443
		0,384	0,00562
		0,4328	0,00695
		0,4816	0,00839
		0,576	0,0117
		0,6736	0,0154
		0,7681	0,0198
		0,8656	0,0245
		0,96	0,0298
		1,0576	0,0356
$1\frac{1}{2}$	38,1	1,1521	0,0418
		1,2497	0,0485
		1,344	0,0559
		1,4417	0,635
		1,5362	0,0717
		1,6337	0,0804
		1,7282	0,0897
		1,8257	0,103
		1,92	0,11
		2,0178	0,12
		2,1123	0,131
		2,2098	0,143
		2,3043	0,155
		2,402	0,168
		2,6426	0,202
		2,8834	0,238
		3,1089	0,277
		3,3528	0,32
		3,5966	0,366
		3,8405	0,414
		4,0843	0,466
		4,3281	0,521
		4,572	0,578

Bảng 12.12h

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, *m/s*	Tổn thất áp suất, mH_2O/m ống dẫn
in.	*mm*		
		0,0582	0,00015
		0,1164	0,000498
		0,1749	0,00101
		0,2332	0,00168
		0,2914	0,00249
		0,3505	0,00346
		0,4084	0,00455
		0,4663	0,0058
		0,5242	0,00717
		0,5822	0,00868
		0,64	0,0103
		0,8698	0,0121
		0,7589	0,014
		0,8168	0,016
		0,8747	0,0183
		1,0211	0,0243
		1,1643	0,0311
2	50,8	1,3106	0,0389
		1,4569	0,0474
		1,6032	0,0567
		1,7495	0,0668
		1,8928	0,0779
		2,0391	0,0896
		2,1854	0,102
		2,3317	0,116
		2,478	0,13
		2,6213	0,145
		2,7675	0,161
		2,9139	0,178
		3,2	0,213
		3,505	0,253
		3,7795	0,295
		4,0843	0,34
		4,3586	0,39
		4,6634	0,442
		4,9682	0,497

Bảng 12.12i

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, *m/s*	Tổn thất áp suất, mH_2O/m ống dẫn
in.	*mm*		
$2\frac{1}{2}$	63,5	0,0817	0,000215
		0,1225	0,000432
		0,1634	0,000715
		0,2042	0,00106
		0,245	0,00146
		0,2859	0,00193
		0,3261	0,00245
		0,3688	0,00301
		0,4084	0,00365
		0,448	0,00433
		0,4907	0,00507
		0,5303	0,00585
		0,573	0,00667
		0,6126	0,0076
		0,7163	0,0101
		0,8168	0,0129
		0,9205	0,016
		1,0211	0,0194
		1,1247	0,0233
		1,2553	0,0274
		1,3289	0,0319
		1,4295	0,0366
		1,5331	0,0417
		1,6337	0,0472
		1,7373	0,0528
		1,8379	0,0589
		1,9415	0,0653
		2,0421	0,0709
		2,2463	0,0863
		2,4506	0,102
		2,6548	0,119
		2,589	0,143
		3,0785	0,157
		3,2613	0,178
		3,4747	0,201
		3,688	0,223
		3,871	0,248
		4,0843	0,273
		4,4805	0,33

Bảng 12.12j

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, *m/s*	Tổn thất áp suất, mH_2O/m ống dẫn
in.	*mm*		
		0,0661	0,000113
		0,1323	0,000375
		0,1984	0,000764
		0,2645	0,00128
		0,3322	0,0019
		0,3962	0,00262
		0,4633	0,00348
		0,5303	0,00442
		0,5943	0,00549
		0,6614	0,00666
		0,7285	0,00792
		0,7925	0,00927
		0,8595	0,0108
		0,9266	0,0124
		0,9906	0,0141
		1,0576	0,0159
3	76,2	1,1247	0,0177
		1,1917	0,0197
		1,2557	0,0219
		1,3228	0,0246
		1,4539	0,0289
		1,588	0,034
		1,719	0,0399
		1,8532	0,0456
		1,9842	0,0521
		2,1153	0,0588
		2,2494	0,0661
		2,3805	0,0737
		2,5146	0,082
		2,6456	0,0901
		2,9108	0,109
		3,1699	0,128
		3,4442	0,15
		3,7185	0,172
		3,9624	0,197
		4,2367	0,224
		4,511	0,252
		4,7548	0,282

Bảng 12.12k

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, *m/s*	Tổn thất áp suất, mH_2O/m ống dẫn
in.	*mm*		
		0,0494	0,0000564
		0,0984	0,000188
		0,1484	0,00038
		0,1978	0,000632
		0,2472	0,000936
		0,2969	0,0013
		0,3474	0,00171
		0,3962	0,00218
		0,445	0,00269
		0,4937	0,00326
		0,5944	0,00455
		0,6919	0,00604
		0,7925	0,0074
		0,89	0,00963
		0,9906	0,0117
$3\frac{1}{2}$	88,9	1,0881	0,014
		1,1856	0,0164
		1,2862	0,0191
		1,3838	0,022
		1,4844	0,025
		1,5819	0,0282
		1,6825	0,0317
		1,78	0,0353
		1,8806	0,0391
		1,9781	0,0432
		2,1763	0,0518
		2,3744	0,0612
		2,5725	0,0716
		2,7706	0,0822
		2,9687	0,0939
		3,1699	0,106
		3,3528	0,12
		3,5661	0,134
		3,749	0,148
		3,9624	0,164
		4,1453	0,181
		4,3586	0,216
		4,5415	0,215

Bảng 12.12

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, *m/s*	Tổn thất áp suất, mH_2O/m ống dẫn
in.	*mm*		
4	101,6	0,1536	0,000345
		0,2304	0,000706
		0,3078	0,00118
		0,384	0,00176
		0,4602	0,00245
		0,5364	0,00325
		0,6157	0,00414
		0,6919	0,00514
		0,7681	0,00624
		0,8443	0,00741
		0,9205	0,00875
		0,9997	0,0102
		1,0759	0,0116
		1,13521	0,0133
		1,2283	0,015
		1,3045	0,0168
		1,3838	0,0187
		1,4569	0,0207
		1,5362	0,0228
		1,6886	0,0274
		1,844	0,0323
		1,9964	0,0376
		2,1519	0,0433
		2,3043	0,0494
		2,4567	0,0559
		2,6121	0,0628
		2,7645	0,0701
		2,92	0,0781
		3,0784	0,0859
		3,2309	0,0947
		3,3833	0,103
		3,5357	0,113
		3,688	0,122
		3,8405	0,133
		4,6025	0,189
		5,3645	0,256

Bảng 12.12m

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, *m/s*	Tổn thất áp suất, mH_2O/m ống dẫn
in.	*mm*		
		0,0978	0,000117
		0,1953	0,000396
		0,2932	0,000816
		0,3901	0,00137
		0,4877	0,00206
		0,5852	0,00286
		0,6858	0,00381
		0,7833	0,00486
		0,8808	0,00604
		0,9784	0,00739
		1,0759	0,0088
		1,1735	0,0104
		1,271	0,0121
		1,3685	0,0139
		1,4661	0,0158
		1,5636	0,018
5	127	1,6612	0,0201
		1,7587	0,0224
		1,8562	0,0248
		1,9538	0,0273
		2,0543	0,03
		2,1519	0,0327
		2,2494	0,0358
		2,3469	0,0388
		2,4445	0,0419
		2,6883	0,0503
		2,9322	0,0596
		3,1699	0,0696
		3,4137	0,0804
		3,6576	0,0918
		3,9014	0,104
		4,1453	0,117
		4,3891	0,131
		4,633	0,145
		4,8768	0,161

Bảng 12.12n

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, *m/s*	Tổn thất áp suất, *mH_2O/m ống dẫn*
in.	*mm*		
		0,0676	0,0000489
		0,1353	0,000164
		0,203	0,000336
		0,2706	0,000562
		0,3383	0,000841
		0,4054	0,00117
		0,4724	0,00155
		0,5425	0,00197
		0,6096	0,00245
		0,6766	0,00297
		0,7437	0,00353
		0,8107	0,00415
		0,8808	0,00484
		0,948	0,00554
		1,015	0,00628
		1,082	0,0071
6	152,4	1,1521	0,00797
		1,2192	0,00857
		1,2862	0,00983
		1,3533	0,0108
		1,4203	0,0119
		1,4904	0,0129
		1,5575	0,014
		1,6246	0,0153
		1,6916	0,0164
		2,03	0,0233
		2,3683	0,0313
		2,7066	0,0406
		3,045	0,0508
		3,3833	0,0624
		3,7185	0,0749
		4,0538	0,0889
		4,3891	0,104
		4,7244	0,12
		5,09	0,137

Bảng 12.12o

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ,	Tổn thất áp suất,
in.	*mm*	*m/s*	*mH_2O/m ống dẫn*
		0,039	0,000013
		0,07833	0,0000431
		0,1173	0,0000881
		0,1563	0,000146
		0,1954	0,000217
		0,2347	0,000301
		0,2737	0,000398
		0,3139	0,000507
		0,3505	0,000625
		0,3901	0,000758
		0,4297	0,000899
		0,4694	0,00105
		0,509	0,00122
		0,5486	0,00140
		0,5852	0,00159
8	203,2	0,6248	0,00179
		0,6644	0,00200
		0,7041	0,00222
		0,7437	0,00246
		0,7833	0,00269
		0,8806	0,00335
		0,9784	0,0041
		1,0759	0,00488
		1,1735	0,00577
		1,271	0,00675
		1,3685	0,00773
		1,4661	0,00882
		1,5636	0,00994
		1,6611	0,0112
		1,7587	0,0122
		1,8562	0,0138
		1,9537	0,0152
		2,3469	0,0216
		2,7371	0,0290
		3,1394	0,0377
		3,5052	0,0464
		3,9014	0,0584
		4,2977	0,0698
		4,6939	0,0832

Bảng 12.12p

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ,	Tổn thất áp suất,
in.	*mm*	*m/s*	*mH_2O/m ống dẫn*
10	254	0,124	$7,25.10^{-5}$
		0,1487	$9,99.10^{-5}$
		0,1737	$1,32.10^{-4}$
		0,1984	$1,67.10^{-4}$
		0,2231	$2,07.10^{-4}$
		0,2481	$2,49.10^{-4}$
		0,2728	$2,96.10^{-4}$
		0,2975	$3,46.10^{-4}$
		0,323	$4,02.10^{-4}$
		0,3475	$4,59.10^{-4}$
		0,3718	$5,2.10^{-4}$
		0,4328	$6,87.10^{-4}$
		0,4968	$8,78.10^{-4}$
		0,5578	$1,09.10^{-3}$
		0,6187	$1,32.10^{-3}$
		0,6827	$1,57.10^{-3}$
		0,7437	$1,85.10^{-3}$
		0,8047	$2,15.10^{-3}$
		0,8687	$2,47.10^{-3}$
		0,9296	$2,81.10^{-3}$
		0,9906	$3,18.10^{-3}$
		1,0546	$3,55.10^{-3}$
		1,1155	$3,95.10^{-3}$
		1,1795	$4,38.10^{-3}$
		1,2405	$4,83.10^{-3}$
		1,4874	$6,81.10^{-3}$
		1,7373	$9,17.10^{-3}$
		1,9872	$1,18.10^{-2}$
		2,2311	$1,48.10^{-2}$
		2,481	$1,81.10^{-2}$
		2,7279	$2,19.10^{-2}$
		2,9748	$2,58.10^{-2}$
		3,2309	$3,03.10^{-2}$
		3,4747	$3,49.10^{-2}$
		3,7185	$3,99.10^{-2}$
		3,9624	$4,52.10^{-2}$
		4,2062	$5,07.10^{-2}$
		4,45	$5,69.10^{-2}$
		4,7244	$6,31.10^{-2}$

Bảng 12.12q

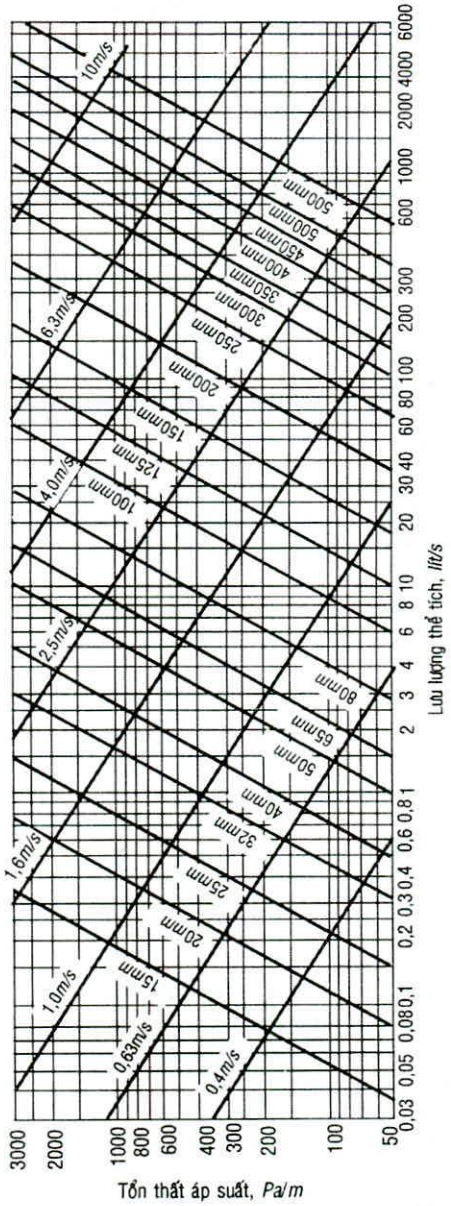
Đường kính danh nghĩa		Tốc độ,	Tổn thất áp suất,
in.	*mm*	*m/s*	mH_2O/m ống dẫn
12	304,8	0,1048	$4,45.10^{-5}$
		0,1222	$5,83.10^{-5}$
		0,1399	$7,39.10^{-5}$
		0,1573	$9,11.10^{-5}$
		0,1746	$1,1.10^{-4}$
		0,1923	$1,3.10^{-4}$
		0,2097	$1,52.10^{-4}$
		0,227	$1,76.10^{-4}$
		0,2444	$2,01.10^{-4}$
		0,2621	$2,28.10^{-4}$
		0,3505	$3,84.10^{-4}$
		0,4358	$5,74.10^{-4}$
		0,5243	$8,05.10^{-4}$
		0,6126	$1,07.10^{-3}$
		0,698	$1,36.10^{-3}$
		0,7864	$1,7.10^{-3}$
		0,8747	$2,07.10^{-3}$
		1,0485	$2,93.10^{-3}$
		1,2222	$3,12.10^{-3}$
		1,399	$5,04.10^{-3}$
		1,5727	$6,29.10^{-3}$
		1,7465	$7,72.10^{-3}$
		1,9232	$9,27.10^{-3}$
		2,097	$1,1.10^{-2}$
		2,2707	$1,28.10^{-2}$
		2,4475	$1,47.10^{-2}$
		2,6213	$1,68.10^{-2}$
		2,795	$1,9.10^{-2}$
		2,9718	$2,15.10^{-2}$
		3,1394	$2,39.10^{-2}$
		3,3223	$2,65.10^{-2}$
		3,5052	$3,04.10^{-2}$
		3,932	$3,7.10^{-2}$
		4,3586	$4,23.10^{-2}$
		4,8158	$5,44.10^{-2}$

Bảng 12.12r

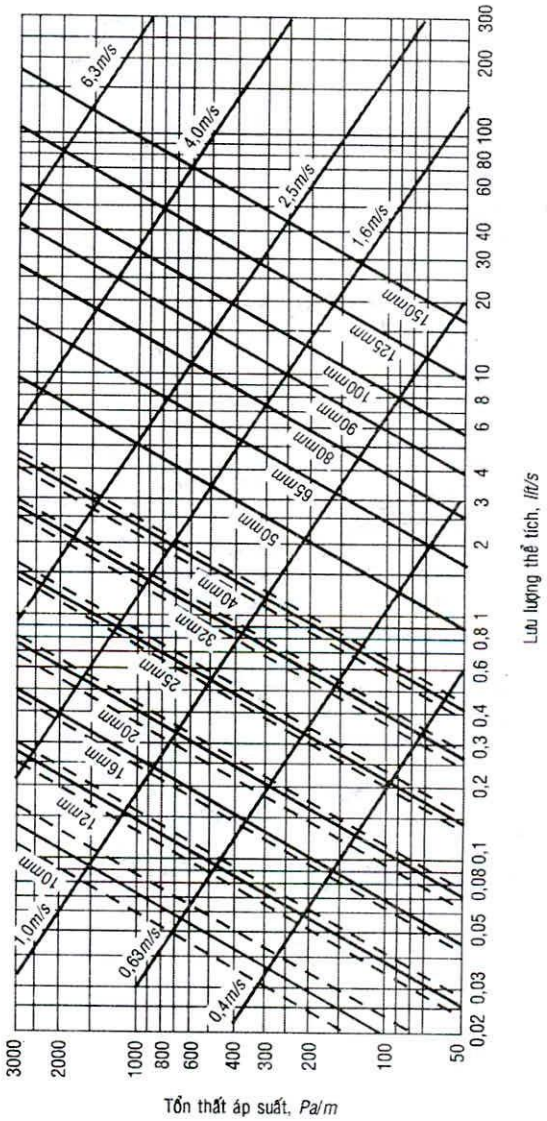
Đường kính danh nghĩa		Tốc độ,	Tổn thất áp suất,
in.	*mm*	*m/s*	*mH_2O/m ống dẫn*
14	355,6	0,1445	$6,98.10^{-5}$
		0,1807	$1,04.10^{-4}$
		0,2167	$1,44.10^{-4}$
		0,253	$1,89.10^{-4}$
		0,289	$2,42.10^{-4}$
		0,3627	$3,62.10^{-4}$
		0,4328	$5,06.10^{-4}$
		0,5059	$6,72.10^{-4}$
		0,5791	$8,55.10^{-4}$
		0,6492	$1,07.10^{-3}$
		0,7223	$1,29.10^{-3}$
		0,7955	$1,55.10^{-3}$
		0,8687	$1,83.10^{-3}$
		0,9388	$2,12.10^{-3}$
		1,012	$2,43.10^{-3}$
		1,0851	$2,78.10^{-3}$
		1,1552	$3,14.10^{-3}$
		1,2283	$3,5.10^{-3}$
		1,3015	$3,91.10^{-3}$
		1,3716	$4,32.10^{-3}$
		1,4447	$4,78.10^{-3}$
		1,8074	$7,32.10^{-3}$
		2,1671	$1,04.10^{-2}$
		2,5298	$1,4.10^{-2}$
		2,8895	$1,81.10^{-2}$
		3,2613	$2,28.10^{-2}$
		3,6271	$2,79.10^{-2}$
		4,3281	$3,96.10^{-2}$
		5,0596	$5,35.10^{-2}$
		5,7912	$6,99.10^{-2}$
		6,4922	$8,78.10^{-2}$
		7,2238	$10,8.10^{-2}$

Như đã trình bày ở trên, ngoài các bảng người ta còn xây dựng sẵn các đồ thị để xác định tổn thất áp suất trong các ống dẫn nước trên cơ sở phương trình Darcy – Weisbach (có kết hợp với giản đồ Moody, phương trình Colebrook hay phương trình Hazen – Williams). Hình 12.17 trình bày

đồ thị đã đề cập ứng với ống thép đen loại Schedule 40, tổn thất áp suất được tính theo *Pa/m* chiều dài ống, tốc độ nước được tính bằng *m/s* và lưu lượng tính bằng *lít/s*. Hình 12.18 biểu diễn đồ thị xác định tổn thất áp suất (*Pa/m*) trong các ống dẫn nước bằng đồng loại K, L, và M. Đơn vị của tốc độ nước và lưu lượng vẫn được dùng giống như ở hình 12.17.

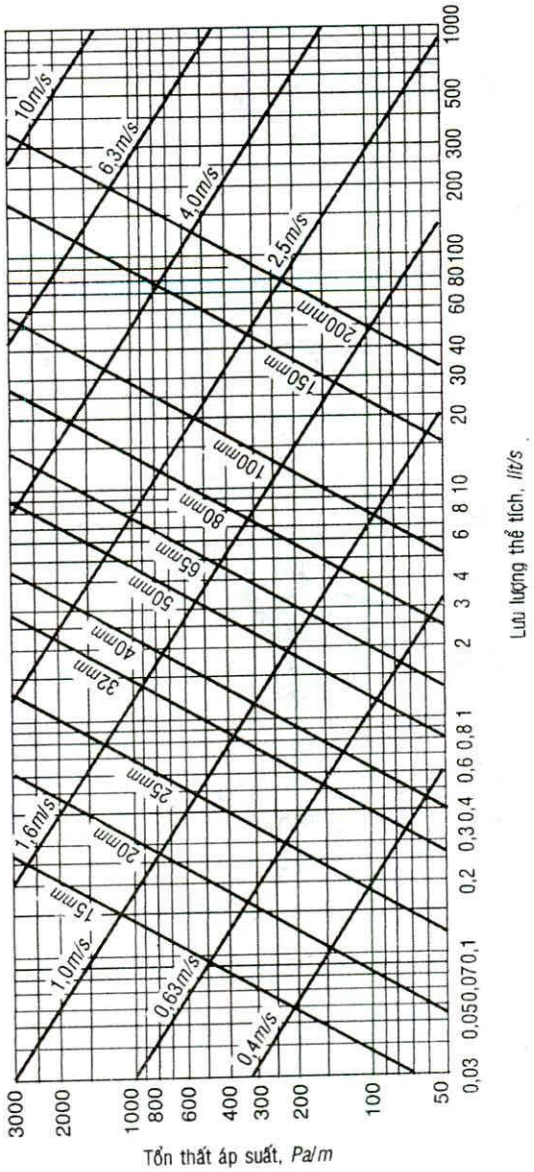


Hình 12.17



Hình 12.18

Hình 12.19 trình bày đồ thị xác định tổn thất áp suất trong các đường ống dẫn nước bằng *Plastic*. Các loại đơn vị được dùng giống như các trường hợp đã trình bày ở trên. Trong các trường hợp này, khi xây dựng đồ thị người ta lấy nhiệt độ của nước là 20^oC.



Hình 12.19

Trong hệ thống ống dẫn, ngoài các đoạn ống thẳng ta còn thấy có các chi tiết khác như van, co, T, khớp nối,...Ở mục 12.4.1, ta thấy người ta dùng hệ số tổn thất k để đánh giá mức độ tổn thất áp suất của các chi tiết này. Tuy nhiên, khi sử dụng phương pháp 12.4.2, thông thường người ta qui đổi mức độ tổn thất của các chi tiết đã nêu ở trên thành chiều dài tương đương của đoạn ống dẫn thẳng.

Bảng 12.13 trình bày chiều dài tương đương với đoạn ống dẫn thẳng (xét theo góc độ tổn thất áp suất) của một số loại van thường dùng và bảng 12.14 - chiều dài tương đương của một số loại co (Elbow) và T (Tee). *Các số liệu trong bảng 12.13 ứng với các van ở tình trạng mở hoàn toàn.* Trong trường hợp nếu ống dẫn bị mở rộng (hoặc co hẹp đột ngột), hoặc có các dạng đặc biệt khác thì tổn thất áp suất được xác định thông qua chiều dài tương đương giới thiệu ở bảng 12.15. Cần lưu ý, *ta dùng đường kính nhỏ nhất* (trong các đường kính có liên quan) để đưa vào bảng nhằm mục đích tra số liệu.

Bảng 12.13 *Chiều dài tương đương (m) của một số loại van*

Đường kính danh nghĩa của ống dẫn		Van cầu	Van Y 60°	Van Y 45°	Van góc	Van cổng	Van một chiều (Swing)	Strainer loại Y	
in.	*mm*							Mặt bích	Có ren
3/8	9,525	5,18	2,438	1,829	1,829	0,183	1,524	-	-
1/2	12,7	5,486	2,743	2,134	2,134	0,213	1,829	-	0,914
3/4	19,05	6,705	3,353	2,743	2,743	0,274	2,438	-	1,219
1	25,4	8,839	4,572	3,657	3,657	0,305	3,048	-	1,524
1,25	31,75	11,582	6,096	4,572	4,572	0,457	4,267	-	2,743
1,50	38,1	13,106	7,315	5,486	5,486	0,548	4,877	-	3,048
2	50,8	16,764	9,144	7,315	7,315	0,701	6,096	8,229	4,267
2,50	63,5	21,031	10,668	8,839	8,839	0,853	7,62	8,534	6,096
3	76,2	25,603	13,106	10,668	10,668	0,975	9,144	12,8	12,192
3,50	88,9	30,48	15,24	12,496	12,496	1,219	10,668	14,63	-
4	101,6	36,576	17,678	14,325	14,325	1,372	12,192	18,288	-
5	127	42,672	21,641	17,678	17,678	1,829	15,24	24,38	-
6	152,4	51,816	26,822	21,336	21,336	2,134	18,288	33,528	-
8	203,2	67,056	35,052	25,91	25,91	2,743	24,384	45,72	-
10	254	85,344	44,196	32	32	3,657	30,48	57,912	-
12	304,8	97,536	50,292	39,624	39,624	3,692	36,576	76,2	-
14	355,6	109,728	56,388	47,24	47,24	4,572	41,148	-	-
16	406,4	124,968	61,01	54,864	54,864	5,182	45,72	-	-
18	457,2	140,208	73,152	60,96	60,96	5,791	50,292	-	-
20	508	158,496	83,82	71,628	71,628	6,705	60,96	-	-
24	609,6	185,928	97,536	80,772	80,772	7,62	73,152	-	-

Bảng 12.14 *Chiều dài tương đương (m) của một số loại co và T*

Đường kính danh nghĩa của ống dẫn		Các loại co (Elbow)						Các loại T và bộ giảm d			
		Co 90°, loại tiêu chuẩn	Co 90°, loại dài	Co 90°, ren trong và ren ngoài	Co 45°, loại tiêu chuẩn	Co 45°, ren trong và ren ngoài	Co 180°, loại tiêu chuẩn	Đường nhánh	Đường chính		
in.	mm								Không giảm d	Giảm bớt 0,25d	Giảm bớt 0,5d
3/8	9,525	0,427	0,274	0,701	0,213	0,335	0,701	0,823	0,274	0,366	0,427
1/2	12,7	0,487	0,305	0,762	0,244	0,396	0,762	0,914	0,305	0,427	0,487
3/4	19,05	0,609	0,427	0,975	0,274	0,487	0,975	1,22	0,426	0,579	0,609
1	25,4	0,792	0,518	1,25	0,396	0,64	1,25	1,524	0,518	0,701	0,792
$1\frac{1}{4}$	31,75	1,006	0,701	1,707	0,518	0,914	1,707	2,133	0,701	0,945	1,006
$1\frac{1}{2}$	38,1	1,219	0,792	1,92	0,64	1,036	1,92	2,438	0,792	1,128	1,219
2	50,8	1,524	1,006	2,5	0,792	1,371	2,5	3,048	1,006	1,432	1,524
$2\frac{1}{2}$	63,5	1,829	1,249	3,048	0,975	1,585	3,048	3,657	1,249	1,707	1,82
3	76,2	2,286	1,524	3,657	1,22	1,951	3,657	4,572	1,524	2,133	2,286
$3\frac{1}{2}$	88,9	2,743	1,798	4,572	1,432	2,225	4,572	5,486	1,798	2,438	2,743
4	101,6	3,048	2,042	5,182	1,585	2,591	5,182	6,4	2,042	2,743	3,048
5	127	3,962	2,5	6,4	1,981	3,353	6,4	7,62	2,5	3,657	3,962
6	152,4	4,877	3,05	7,62	2,408	3,962	7,62	9,144	3,05	4,267	4,877
8	203,2	6,096	3,962	-	3,048	-	10,06	12,19	3,962	5,486	6,096
10	254	7,62	4,877	-	3,962	-	12,8	15,24	4,877	7,01	7,62
12	304,8	9,144	5,791	-	4,877	-	15,24	18,288	5,791	7,925	9,144
14	355,6	10,363	7,01	-	5,486	-	16,76	20,726	7,01	9,144	10,363
16	406,4	11,582	7,925	-	6,096	-	18,897	23,774	7,925	10,67	11,582
18	457,2	12,8	8,839	-	7,01	-	21,336	25,91	8,84	12,192	12,8
20	508	15,24	10,058	-	7,925	-	24,69	30,48	10,058	13,411	15,24
24	609,6	18,288	12,192	-	9,144	-	28,65	35,05	12,192	15,24	18,288

Bảng 12.15 *Chiều dài tương đương (m) của một số trường hợp đặc biệt*

Đường kính danh nghĩa của ống dẫn		d/D, mở rộng đột ngột			d/D, co hẹp đột ngột			Vào	Ra	Vào	Ra
		1/4	1/2	3/4	1/4	1/2	3/4				
in.	mm	d - đường kính nhỏ D - đường kính lớn			d - đường kính nhỏ D - đường kính lớn						
3/8	9,525	0,427	0,244	0,092	0,213	0,152	0,0914	0,457	0,244	0,457	0,335
1/2	12,7	0,548	0,335	0,122	0,274	0,213	0,122	0,548	0,305	0,548	0,457
3/4	19,05	0,762	0,457	0,152	0,366	0,305	0,152	0,853	0,427	0,853	0,67
1	25,4	0,975	0,609	0,213	0,487	0,366	0,213	1,127	0,548	1,127	0,823
$1\frac{1}{4}$	31,75	1,432	0,914	0,305	0,701	0,548	0,305	1,615	0,792	1,615	1,28
$1\frac{1}{2}$	38,1	1,768	1,097	0,366	0,884	0,67	0,366	2,012	1,006	2,012	1,524
2	50,8	2,438	1,463	0,488	1,22	0,914	0,488	2,743	1,341	2,743	2,073
$2\frac{1}{2}$	63,5	3,05	1,859	0,609	1,524	1,158	0,609	3,657	1,707	3,657	2,651
3	76,2	3,962	2,438	0,792	1,981	1,493	0,792	4,267	2,194	4,267	3,353
$3\frac{1}{2}$	88,9	4,572	2,804	0,914	2,347	1,829	0,914	5,181	2,59	5,181	3,962
4	101,6	5,181	3,353	1,158	2,743	2,072	1,158	6,096	3,048	6,096	4,877
5	127	7,315	4,572	1,524	3,657	2,743	1,524	8,23	4,267	8,23	6,096
6	152,4	8,839	6,705	1,829	4,572	3,353	1,829	10,058	5,791	10,058	7,62
8	203,2	-	7,62	2,591	-	4,572	2,591	14,325	7,315	14,325	10,668
10	254	-	9,753	3,353	-	6,096	3,353	18,288	8,839	18,288	14,02
12	304,8	-	12,496	3,962	-	7,62	3,962	22,25	11,28	22,25	17,37
14	355,6	-	-	4,877	-		4,877	26,21	13,716	26,21	20,117
16	406,4	-	-	5,486	-		5,486	29,26	15,24	29,26	23,47
18	457,2	-	-	6,096	-		6,096	35,05	17,678	35,05	27,43
20	508	-	-	-	-		-	43,28	21,336	43,28	32,918
24	609,6	-	-	-	-		-	49,68	25,298	49,68	39,624

Ví dụ 12.4

Khảo sát một ống dẫn nước nằm ngang có đường kính danh nghĩa là d = 152,4*mm*. Cho biết vật liệu làm ống là thép loại Schedule 40, tốc độ nước chảy trong ống là 1,6*m/s*, dọc theo ống có một van cổng đang mở 100%, chiều dài của ống là 30*m*. Xác định tổn thất áp suất qua ống.

Giải

Từ bảng 12.3, ta tra được chiều dài tương đương của van cổng đang ở trạng thái hoàn toàn mở là 2,13*m*. Như vậy chiều dài toàn bộ (kể cả van) của đoạn ống đang khảo sát là: 30+2,134 = 32,134*m*.

Theo bảng 12.12n, tổn thất áp suất ứng với 1*m* chiều dài của loại ống đang khảo sát là 0,0148234mH_2O. Do đó, tổn thất áp suất của đoạn ống là: 0,0148234 . 32,134 = 0,476335mH_2O.

Trong trường hợp nếu không dùng bảng thì ta có thể tra theo đồ thị. Từ đồ thị ở hình 12.17, với tốc độ là 1,6*m/s* và đường kính là 152,4*mm* ta tra được tổn thất áp suất là 149*Pa/m*. Như vậy, tổn thất áp suất của đoạn ống có kể cả van là: 149 . 32,134 = 4788*Pa* = 0,4788mH_2O.

Ví dụ 12.5

Khảo sát một đoạn ống dẫn nước nằm ngang có đường kính danh nghĩa là 127*mm*. Cho biết trên đó đoạn ống đó có hai co 90^o loại dài, một van cầu (mở 100%), chiều dài của đoạn ống đó là 40*m* và lưu lượng nước chảy qua ống đó là 30*lít/s*. Xác định tổn thất áp suất trong hai trường hợp sau:

a/ Ống dẫn bằng thép đen loại Schedule 40

b/ Ống dẫn bằng đồng (loại L).

Giải

a/ Từ đồ thị ở hình 12.17, ta tra được tổn thất áp suất là 390*Pa/m*. Theo bảng 12.13, chiều dài tương đương của van cầu là 42,672*m*.

Do đó, tổn thất áp suất là: 390 . 87,672 = 34192*Pa*

Có thể dùng bảng 12.12m để xác định tổn thất áp suất, trong trường hợp này tốc độ của nước chảy qua ống là:

$$V = \frac{Q.4}{\pi.d_{tr}^2} = \frac{30.10^{-3}.4}{\pi.(0,128)^2} = 2,33\ m/s$$

Ta tra được tổn thất áp suất tính trên 1*m* ống là: 0,0382mH_2O. Như vậy, tổn thất áp suất toàn bộ là: 0,0382 . 87,672 = 3,35mH_2O.

b/ Nếu ống bằng đồng (loại L), từ đồ thị ở hình 12.18 ta tra được tổn thất áp suất là 360*Pa/m*. Như vậy, tổn thất toàn bộ là:

360 . 87,672 = 31562 Pa = 3,1562mH_2O.

Chương 13

PHÂN BỐ KHÔNG KHÍ TRONG KHÔNG GIAN CẦN ĐIỀU HÒA

§13.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Mục tiêu cuối cùng mà bất cứ hệ thống điều hòa không khí nào cũng phải cố gắng đạt tới là làm sao cho không khí trong không gian cần điều hòa được duy trì ở những điều kiện phù hợp nhất so với yêu cầu đặt ra.

Để đáp ứng được nội dung đó, tất nhiên người thiết kế phải lưu ý đến từng vấn đề trong toàn bộ hệ thống. Tuy vậy, có thể nói một cách chắc chắn rằng, cho dù ta có cung cấp vào không gian cần điều hòa một lượng không khí đạt tất cả mọi yêu cầu, hệ thống điều hòa có khả năng giải phóng được hết lượng nhiệt tải, nhưng nếu người thiết kế không nghiên cứu phân bố tốt lượng gió được cung cấp vào thì mục tiêu cuối cùng vẫn khó lòng đạt được.

Điều đó chứng tỏ rằng, không nên thiếu quan tâm đến vấn đề phân bố không khí trong không gian cần điều hòa. Cần nhấn mạnh vấn đề này trong quá trình thiết kế hệ thống.

Khi đề cập đến vấn đề phân bố không khí, cần phải nghĩ ngay đến *sự phân bố nhiệt độ và mức độ chuyển động của không khí trong không gian cần điều hòa.* Thực tế cho thấy, do thiết kế không tốt, có khi nhiệt độ của không khí trong không gian cần điều hòa không được đồng đều và tốc độ chuyển động cục bộ của không khí cao quá hoặc thấp quá, chính những yếu tố này ảnh hưởng rất lớn đến mức độ cảm nhận dễ chịu của những người phải hoạt động trong những không gian đó.

Cũng cần nói thêm rằng, giữa không khí trong không gian cần điều hòa và không khí được cấp vào thông thường có sự khác nhau về nhiệt độ, từ đó dẫn đến sự khác nhau về *khối lượng riêng*.

Ở những nơi có sự thay đổi khí hậu đáng kể trong năm, không khí được cấp vào có khi lạnh hơn (chế độ làm mát) và có khi nóng hơn (chế độ sưởi ấm) không khí trong không gian cần điều hòa. Điều đó làm cho dòng không khí thổi vào có sự biến đổi đáng kể về phương hướng chuyển động và đặc điểm phân bố, đây là điều mà người thiết kế cần phải lưu ý. Tuy nhiên, ở những địa phương mà khí hậu quanh năm không có những biến đổi lớn,

lúc đó mục tiêu chính của hệ thống điều hòa không khí là làm giảm nhiệt độ, do đó không khí được cấp vào thông thường có nhiệt độ nhỏ hơn so với không khí trong không gian cần điều hòa.

Ngoài những vấn đề đã đề cập ở trên, trong khi thiết kế hệ thống phân bố không khí người thiết kế còn cần phải lưu ý đến nguyên nhân gây ồn và cố gắng hạn chế độ ồn ở mức độ chấp nhận được.

Rõ ràng, để thực hiện tốt những yêu cầu về phân bố không khí thì việc bố trí, lắp đặt và lựa chọn hợp lý kích cỡ cũng như chủng loại của các miệng thổi (Outlet, Diffuser) được xem là khá quan trọng.

§13.2. PHÂN LOẠI CÁC MIỆNG THỔI

Tùy theo cách phân loại, ta có thể có nhiều miệng thổi khác nhau.

Phân loại theo hình dạng:
- Miệng thổi loại tròn
- Miệng thổi loại vuông
- Miệng thổi loại chữ nhật

Phân loại theo vị trí đặt:
- Miệng thổi gắn lên tường
- Miệng thổi gắn lên trần
- Miệng thổi gắn trên sàn hoặc gần chân tường
- Miệng thổi gắn trên ống dẫn không khí

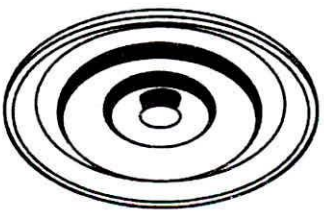
Phân loại theo hướng phân phối gió:
- Miệng thổi khuếch tán
- Miệng thổi đục lỗ hoặc có dạng lưới
- Miệng thổi có các lá hướng gió

Các nhà khoa học ở University of Illinois đã phân các miệng thổi thành 5 nhóm sau:

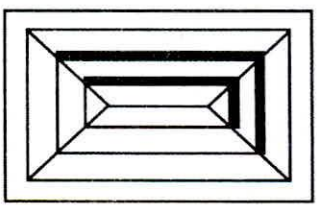
- Nhóm A: bao gồm các miệng thổi đặt trên trần hay gần trần với hướng thổi gió có xu hướng hơi nằm ngang.
- Nhóm B: bao gồm các miệng thổi đặt trên sàn hay gần chân tường, trong trường hợp này hướng thổi gió có xu hướng thẳng đứng và hạn chế mức độ khuếch tán.
- Nhóm C: bao gồm các miệng thổi đặt trên sàn hay gần chân tường, hướng thổi không khí thẳng đứng và có mức độ khuếch tán rộng.
- Nhóm D: bao gồm các miệng thổi gió đặt trên sàn hay gần chân tường nhưng có hướng thổi gió gần như nằm ngang.
- Nhóm E: bao gồm các miệng thổi gió đặt trên trần hay gần trần với hướng thổi gió hơi có xu hướng thẳng đứng.

13.2.1. Miệng thổi khuếch tán

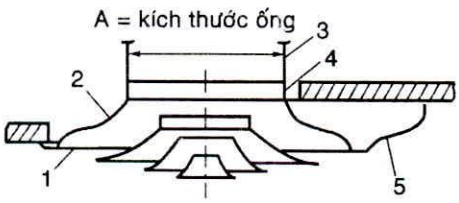
Hình 13.1 trình bày cấu tạo của một số miệng thổi khuếch tán theo nhiều loại hình dạng khác nhau. Các miệng thổi này thường là loại gắn trên trần nhà, không khí được thổi ra theo nhiều hướng khác nhau với góc khuếch tán rất rộng. Thông thường người ta sản xuất các miệng thổi này thành hai phần: phần vỏ ngoài có dạng hình nón và phần khuếch tán ở bên trong. Hiện nay, về mặt lắp đặt, để thuận tiện người ta hay dùng các ống dẫn mềm nối vào miệng thổi. Do các *ống dẫn mềm* có tiết diện hình tròn cho nên phần cổ góp của vỏ ngoài của miệng thổi khuếch tán cũng phải có dạng hình tròn.



TRÒN

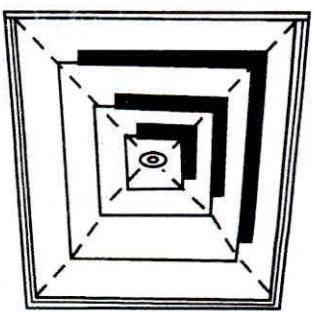


CHỮ NHẬT



1- Côn ngoài tiêu chuẩn
2- Thân ngoài 3- Ống nhánh
4- Cổ ráp miệng thổi 5- Côn ngoài kiểu "B"

KẾT CẤU ĐIỂN HÌNH

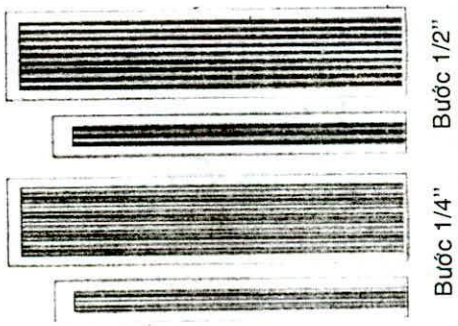


VUÔNG

Hình 13.1

Ngoài các dạng đã đề cập ở trên, trong thực tế còn có thể có các loại miệng thổi khuếch tán trình bày ở hình 13.2. Ở các loại này, thông thường chiều dài khá lớn so với chiều rộng của miệng thổi. Theo chiều nằm ngang, có thể có từ một đến một số lá dẫn hướng nằm ngang để tạo nên nhiều rãnh. Tùy theo trường hợp ứng dụng mà chiều dài của các miệng thổi này có thể từ 600*mm* đến 1500*mm*. Trong thực tế, có thể lắp đặt các miệng thổi này ở trên trần, trên tường và ở một số trường hợp có thể gắn trên sàn (gần chân tường).

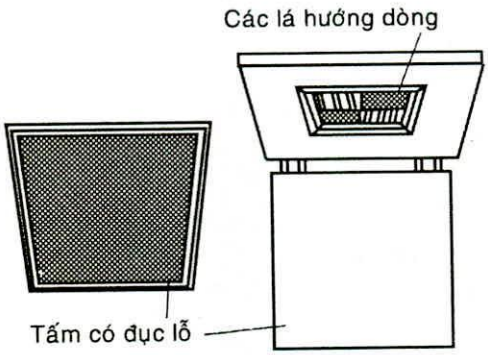
Ở cả hai loại miệng thổi khuếch tán đã trình bày ở trên, thông thường người ta có lắp đặt các bộ điều chỉnh gió ở phía sau của miệng thổi.



Hình 13.2

13.2.2. Miệng thổi đục lỗ hoặc có dạng lưới

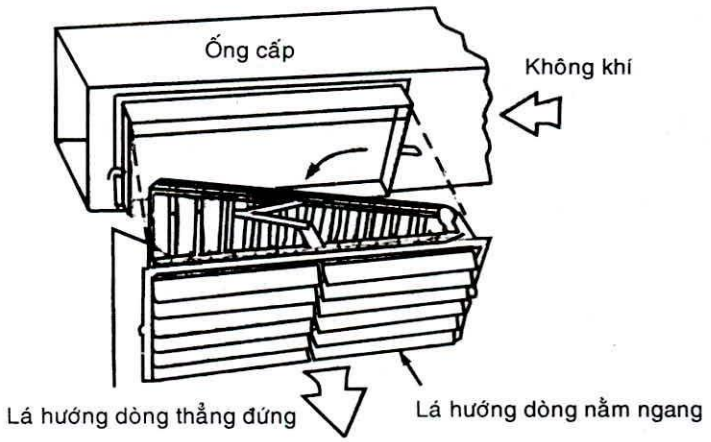
Thông thường các miệng thổi này có tiết diện phẳng hình chữ nhật hay hình vuông. Hình 13.3 trình bày hình dạng của loại miệng thổi này, các miệng thổi này thường được gắn trên trần, nhìn từ ngoài vào ta thấy có nhiều lỗ và không khí sẽ được đưa vào không gian cần điều hòa thông qua những lỗ đó.



Hình 13.3

13.2.3. Miệng thổi gắn trên ống dẫn không khí

Đây là loại miệng thổi được gắn trực tiếp bên hông của ống dẫn không khí hoặc rất gần ống dẫn không khí. Do dòng không khí trước khi đi vào miệng thổi có xu hướng chuyển động thẳng cho nên cần có các bộ phận hướng một phần dòng không khí đi vào miệng thổi (xem hình 13.4). Sau khi được trích một phần đến miệng thổi, lượng không khí này sẽ được các lá dẫn hướng đứng và nằm ngang điều chỉnh tiếp tục để dòng không khí phun ra có xu hướng thẳng góc với tiết diện của miệng thổi.



Hình 13.4

§13.3. MỘT SỐ THUẬT NGỮ

13.3.1. Luồng không khí (Air Jet)

Ta định nghĩa *luồng không khí* là dòng không khí được phun ra khỏi miệng thổi với tốc độ lớn hơn so với tốc độ không khí ở khu vực lân cận và di chuyển dọc theo trục của luồng cho đến khi tốc độ của nó giảm đến bằng hay gần bằng tốc độ của không khí bao quanh.

Do chuyển động rối của các phần tử không khí trong luồng cho nên kích thước của luồng không khí có xu hướng càng ngày càng khuếch tán rộng ra. Bên cạnh đó, như đã đề cập ở mục §13.1, do có sự sai biệt về khối lượng riêng (do sự sai biệt về nhiệt độ) cho nên luồng không khí có thể có xu hướng đi lên hoặc hạ thấp xuống so với độ cao lúc vừa mới thoát ra từ miệng thổi. Ngoài ra, hướng chuyển động của dòng không khí cũng có thể bị thay đổi do tác động của các vật cản khác có trong không gian cần điều hòa như trần, tường, cột,...hoặc do va chạm với các dòng không khí khác.

Liên quan đến thuật ngữ *luồng không khí*, ta gọi lớp bên ngoài cùng của luồng không khí - ở đó tốc độ chuyển động của không khí giảm đến mức có thể vẫn còn cảm nhận được (ví dụ như 0,75*m/s* - 0,5*m/s* - 0,25*m/s*) - là *hình bao* của luồng không khí.

Nói chung, có thể phân luồng không khí ra thành hai loại tùy theo mức độ khuếch tán và tùy thuộc vào độ lớn của không gian bao quanh luồng. *Ta gọi luồng không khí là phát triển hoàn toàn* nếu như hình bao của nó (tức là lớp biên ngoài cùng) không bị ảnh hưởng bởi không gian cần điều hòa không khí. Trong trường hợp nếu như trần, vách hay các đồ vật đặt bên trong không gian cần điều hòa có tác động cản trở sự phát triển bình thường của luồng không khí thì ta gọi đó là *luồng không khí bị biến dạng*.

Trong trường hợp lưu ý đến nhiệt độ của luồng không khí thì người ta phân ra thành *luồng không khí đẳng nhiệt* và *luồng không khí không đẳng nhiệt*. Ở *luồng không khí đẳng nhiệt* (Isothermal Air Jet) thì nhiệt độ của không khí trong luồng bằng hay gần bằng nhiệt độ của không khí xung quanh. Nếu nhiệt độ không khí trong luồng khác với nhiệt độ của không khí trong không gian cần điều hòa thì ta gọi đó là *luồng không khí không đẳng nhiệt* (Non – Isothermal Air Jet).

Ngoài ra, nếu xét luồng không khí theo hướng phun thì ta có *luồng không khí dọc trục* và *luồng không khí hướng kính*. Ta gọi luồng không khí là *dọc trục* nếu hướng chuyển động của luồng chỉ theo chiều trục của hình bao, trong trường hợp nếu luồng không khí được thổi ra theo nhiều hướng khác nhau thì ta gọi đó là luồng không khí *hướng kính*.

13.3.2. Khoảng cách phun (Throw)

Ta gọi *khoảng cách phun* là khoảng cách dọc trục tính từ miệng thổi cho đến tiết diện của luồng không khí mà ở đó tốc độ của không khí trong luồng giảm đến *mức qui định*. Tùy từng trường hợp mà mức qui định có thể là 0,25*m/s*, hoặc 0,5*m/s*, hoặc 0,75*m/s*. Tương ứng với từng mức qui định ta có thể sử dụng các ký hiệu sau để chỉ khoảng cách phun:

T_{25} - khoảng cách phun khi tốc độ của luồng giảm đến 0,25*m/s*

T_{50} - khoảng cách phun khi tốc độ của luồng giảm đến 0,5*m/s*

T_{75} - khoảng cách phun khi tốc độ của luồng giảm đến 0,75*m/s*

Ở trường hợp của luồng không khí đẳng nhiệt và phát triển hoàn toàn, ta có thể chia luồng thành bốn vùng sau:

- Vùng lõi (Core Zone)

Ở vùng này tốc độ của không khí tại những điểm nằm trên trục được duy trì hầu như không đổi. Kinh nghiệm cho thấy vùng này có chiều dài khoảng $4D_o$ tính từ miệng thổi, ở đây D_o được xem là đường kính tương đương của miệng thổi.

- Vùng chuyển tiếp (Transition Zone)

Trong vùng chuyển tiếp thì tốc độ của các điểm nằm trên trục của luồng từ từ giảm xuống theo tỉ lệ nghịch với bình phương khoảng cách tính từ miệng thổi. Chiều dài của vùng này vào khoảng $8D_o$.

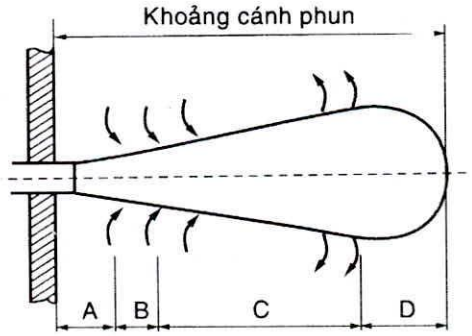
- Vùng chính (Main Zone)

Ở vùng này thì tính chất rối của dòng không khí sẽ đạt đến mức phát triển hoàn toàn và tốc độ lớn nhất ở mỗi tiết diện sẽ giảm theo tỉ lệ nghịch với khoảng cách tính từ miệng thổi. Cần lưu ý, nếu miệng thổi có tiết diện hình chữ nhật thì mặt cắt ở vùng chính vẫn có xu hướng trở thành tròn. Vùng chính có chiều dài khoảng từ $25D_o$ đến $100D_o$.

- Vùng cuối (Terminal Zone)

Ở vùng này thì tốc độ lớn nhất ở mỗi tiết diện sẽ giảm xuống nhanh chóng đến mức nhỏ hơn 0,25*m/s*, chiều dài của vùng này khoảng vài lần đường kính D_o.

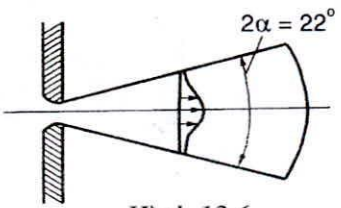
Hình 13.5 biểu diễn khoảng cách phun và các vùng trong luồng không khí đẳng nhiệt.



Hình 13.5

Gọi 2α là góc mở rộng của luồng, đối với luồng không khí đẳng nhiệt thổi ra từ một lỗ phun ta có giá trị 2α vào khoảng 22°, nếu để miệng thổi có dạng các rãnh nằm ngang thì góc mở rộng có thể lên đến 33°. Trong trường hợp nếu ở đầu ra của miệng thổi có gắn các lá dẫn hướng thì góc mở rộng có thể lớn hơn.

Ở vùng chính, profile tốc độ được xem là tương tự nhau ở bất kỳ mặt cắt ngang nào thẳng góc với trục của luồng không khí. Hình 13.6 minh họa cách xác định góc mở rộng và profile tốc độ của luồng không khí đẳng nhiệt thổi ra từ một lỗ phun.



Hình 13.6

Gọi:

V_c - tốc độ của không khí nằm trên đường trục

V - tốc độ của không khí tại cùng mặt cắt ngang đó nhưng cách trục một đoạn R

$R_{0,5}$ - khoảng cách của một điểm nằm trên mặt cắt ngang đó so với trục sao cho tốc độ của không khí tại điểm này bằng $0,5V_c$.

Ta có:

$$\left(\frac{R}{R_{0,5}}\right)^2 = 3,3 \log \frac{V_c}{V} \qquad (13.1)$$

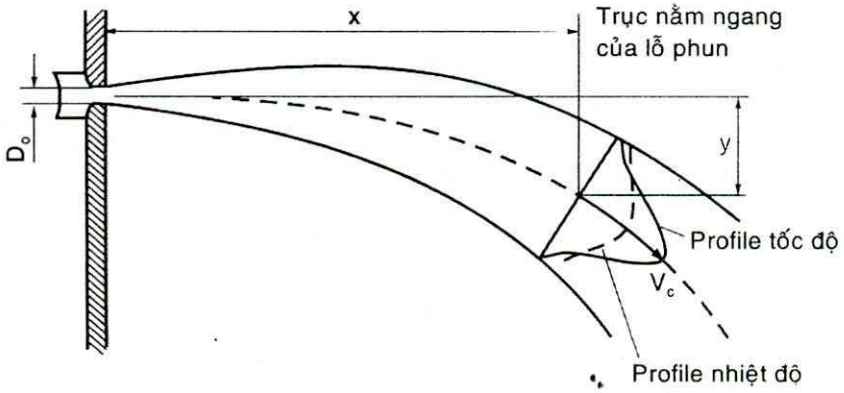
13.3.3. Vùng đứng yên

Ta gọi *vùng đứng yên (Stagnant Zone)* trong không gian cần điều hòa không khí là vùng mà trong đó không khí hầu như không chuyển động (tốc độ không khí nhỏ hơn $0,1 m/s$). Trong vùng này, không khí được xếp thành từng tầng và có nhiệt độ tăng dần theo chiều từ dưới lên trên. Gradient nhiệt độ trong vùng đứng yên thường là lớn hơn gradient nhiệt độ ở các vùng khác trong không gian có luồng không khí thổi vào. Nói chung, con người không cảm thấy dễ chịu trong vùng đứng yên.

§13.4. LUỒNG KHÔNG KHÍ KHÔNG ĐẲNG NHIỆT ĐƯỢC PHÁT TRIỂN HOÀN TOÀN

Trong thực tế, thông thường nhiệt độ của luồng không khí khác với nhiệt độ của không khí trong không gian cần điều hòa. Chính vì vậy, dọc theo khoảng cách phun không khí thoát ra từ miệng thổi sẽ không có xu hướng nằm ngang như mô tả ở hình 13.5 mà hơi đi lên hay đi xuống. Nếu nhiệt độ không khí trong luồng cao hơn nhiệt độ không khí ở xung quanh thì luồng không khí có xu hướng bị kéo lên, trong trường hợp ngược lại thì luồng không khí có xu hướng bị kéo xuống (xem hình 13.7).

Trên hình 13.7, ta thấy luồng không khí có xu hướng đi xuống mặc dù được phun ra từ một lỗ phun nằm ngang vì nhiệt độ của luồng nhỏ hơn nhiệt độ của không khí trong không gian cần điều hòa. Từ hình vẽ, profile tốc độ của luồng tại tiết diện khảo sát được vẽ bằng đường liên tục, còn profile nhiệt độ tại vị trí tương ứng được vẽ bằng đường gián đoạn.



Hình 13.7

Gọi:

x - khoảng cách nằm ngang tính từ vị trí của tiết diện đang khảo sát đến bề mặt của lỗ phun

y - khoảng cách thẳng đứng tính từ trục nằm ngang của lỗ phun đến tiết diện của luồng đang khảo sát

Theo các kết quả nghiên cứu thực nghiệm của Kostel, có thể xác định mức độ bị kéo xuống của luồng bằng công thức sau:

$$\frac{y}{\sqrt{A_o}} = \frac{x}{\sqrt{A_o}}.tg\alpha + K.Ar.\left[\frac{x}{\sqrt{A_o}.Cos\alpha}\right]^3 \qquad (13.2)$$

Ở đây:

α - góc tạo bởi trục nằm ngang của lỗ phun và đường trục của luồng không khí tại tiết diện khảo sát

K - hằng số

Ar - tiêu chuẩn Archimède

A_o - tiết diện hiệu dụng của dòng không khí, đó là diện tích nhỏ nhất tại vị trí mà ta gọi là *Vena Contracta*, ft^2

Ta có:

$$Ar = \left(g.\frac{\sqrt{A_o}}{V_0^2}\right).\frac{\Delta T_o}{T} \qquad (13.3)$$

Với:

g - gia tốc trọng trường, ft/s^2

ΔT_o - độ chênh nhiệt độ giữa không khí đi ra tại miệng thổi và không khí xung quanh, ^oF

T - nhiệt độ tuyệt đối của không khí xung quanh, R

V_o - tốc độ trung bình tại Vena Contracta, *fpm*

Đối với các luồng không khí phát triển hoàn toàn thì Kostel đã xác định hằng số K bằng 0,065.

Gọi:

V_c - tốc độ tại vị trí đường trục của tiết diện đang khảo sát;

T_c - nhiệt độ của luồng tại vị trí đường trục của tiết diện đang khảo sát;

T_s - nhiệt độ của không khí cấp vào ở tại đầu ra của miệng thổi.

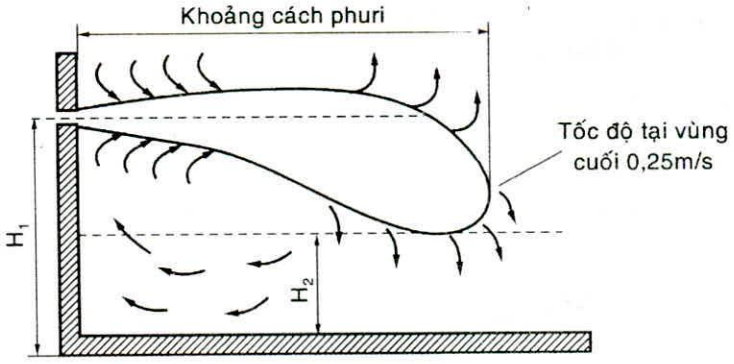
Ta có:

$$\frac{T - T_c}{T - T_s} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_o} = \frac{0,8.V_c}{V_o} \qquad (13.4)$$

Khi thổi không khí vào không gian cần điều hòa ở trường hợp của hình 13.7, ta thấy khi càng đi xa miệng thổi thì độ chênh lệch nhiệt độ giữa không khí trong luồng ngày càng nhỏ. Lý do của hiện tượng này là – theo chiều chuyển động của luồng – không khí trong luồng sẽ kéo theo không khí trong phòng và tạo nên sự hòa trộn, qua đó nhiệt độ của không khí trong luồng có xu hướng tăng cho đến nhiệt độ không khí trong phòng.

Hình 13.8 mô tả sự chuyển động của không khí trong phòng khi có tác động của luồng không khí không đẳng nhiệt.

Thông thường, đối với các không gian cần điều hòa không khí, *người ta thống nhất chọn độ cao tính từ sàn H_2 = 1800mm* để quy định vùng mà các nhà thiết kế phải lưu ý đảm bảo mức độ tiện nghi cần thiết, tức là đảm bảo sự phân bố nhiệt độ và mức độ chuyển động hợp lý của không khí.



Hình 13.8

Cần lưu ý, mức độ tiện nghi (hoặc cảm giác dễ chịu, thoải mái) mà ta đang đề cập không thể nào được tất cả mọi người cảm nhận như nhau. Thực tế cho thấy, dù hệ thống điều hòa được thiết kế tốt đến mức cao nhất thì vẫn có một ít người cảm thấy lạnh hoặc nóng. Chính vì vậy, các nhà thiết kế không nên mơ tưởng đến điều không thể đạt được, cần phải cụ thể hơn và cố gắng đạt đến các định mức được chỉ rõ bằng các số liệu sau:

- Tránh sự phân bố nhiệt độ có tính đột ngột và mức dao động nhiệt độ không nên vượt quá 2^oC.
- Tốc độ chuyển động của không khí nên ở trong khoảng từ 0,1*m/s* đến 0,25*m/s*.

Các số liệu vừa nêu ở trên được ứng dụng cho vùng có độ cao H_2 như đã đề cập và được xem là thích hợp cho hầu hết các không gian dân dụng. Các số liệu này không áp dụng cho các không gian khác như phân xưởng sản xuất, kho chứa hàng,....

Nếu không gian cần điều hòa không khí thuộc loại *nhà xưởng* thì tốc độ chuyển động cho phép của không khí trong không gian đó có thể cao hơn. *Rõ ràng, phụ thuộc vào tình trạng hoạt động của con người trong không gian đó mà tốc độ chuyển động hợp lý của không khí có khác nhau.*

Trong nhiều trường hợp, giá trị tốc độ thiết kế nên vào khoảng 0,165*m/s* đến 0,185*m/s*. Đối với không gian có người thường hoạt động ở tư thế ngồi thì tốc độ chuyển động của không khí không nên vượt quá 0,26*m/s*. Nếu tốc độ không khí lớn hơn 0,33*m/s* thì có thể làm bay giấy tờ để ở trên

bàn. Đối với không gian có người thường đi lại chậm rãi thì giới hạn tốc độ có thể chấp nhận là 0,4*m/s*.

§13.5. LUỒNG KHÔNG KHÍ KHÔNG ĐẲNG NHIỆT VÀ BỊ BIẾN DẠNG

Trong hầu hết các trường hợp thực tế thì luồng không khí không thể phát triển hoàn toàn vì bị che chắn và cản trở bởi các bề mặt khác như trần, vách, các đồ vật đặt trong không gian cần điều hòa và do các ảnh hưởng khác.

13.5.1. Ảnh hưởng của trần và vách

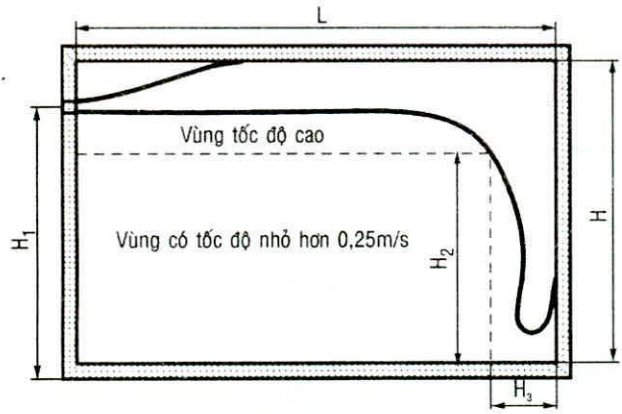
Nếu luồng không khí được thổi ra song song với trần (hay vách) và tiếp xúc hoặc rất gần trần (hay vách) thì hình dạng của luồng không khí chắc chắn sẽ bị biến dạng. Lúc đó, do tốc độ của lớp không khí gần sát các bề mặt đã đề cập vẫn còn giữ giá trị cao cho nên sẽ tạo nên vùng áp suất thấp nằm giữa luồng và bề mặt đó. Trong trường hợp này, giả sử nhiệt độ của không khí ở đầu ra của miệng thổi nhỏ hơn nhiệt độ không khí xung quanh, ta thấy khoảng cách phun có xu hướng dài hơn so với trường hợp đã trình bày ở mục §13.4 và độ cong xuống của luồng sẽ bớt đi do xuất hiện một lực nâng bổ sung.

13.5.2. Ảnh hưởng của không gian bị hạn chế

Như đã đề cập sơ bộ trong mục §13.4, trong mỗi không gian cần điều hòa người ta thường quy định vùng ưu tiên. Ta hiểu *vùng ưu tiên* là vùng mà ta cần phải lưu ý bảo đảm tốt nhất các yêu cầu về phân bố không khí.

Thông thường, người ta xem vùng ưu tiên là không gian có độ cao $H_2 = 1800mm$ tính từ sàn. Kinh nghiệm thực tế cho thấy khoảng không gian cách vách tường nhỏ hơn $300mm$ cũng được xem như nằm ngoài vùng ưu tiên.

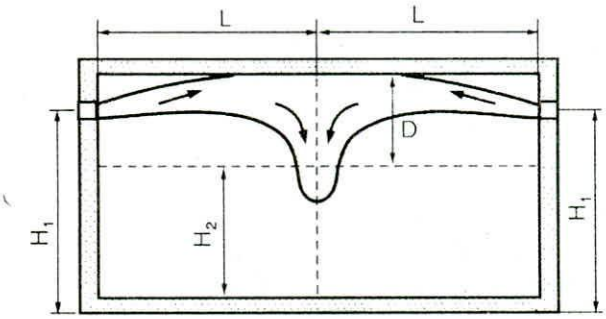
Cần lưu ý, dù kích thước không gian điều hòa không khí có bị hạn chế như thế nào thì người thiết kế vẫn phải cố gắng bảo đảm sao cho *hình bao của luồng không khí không xâm phạm vào vùng ưu tiên.* Trong những trường hợp như vậy, cho phép hình bao của luồng không khí được thổi dọc theo tường như mô tả ở hình 13.9, có thể chấp nhận tốc độ chuyển động của không khí khá cao ở không gian cách vách tường ít hơn $100mm$. Rõ ràng, tốc độ chuyển động của không khí trong vùng ưu tiên cần phải nhỏ hơn tốc độ tại vùng cuối hình bao. Từ hình 13.9, ta thấy khoảng cách phun lớn nhất có thể chấp nhận trong trường hợp này là L + H. Một ưu điểm của trường hợp này là vấn đề chuyển động của không khí trong không gian đó có xu hướng tốt hơn và không phải lo lắng nhiều về việc luồng không khí bị kéo xuống.



Hình 13.9

13.5.3. Tác động qua lại của hai luồng không khí ngược chiều

Khi hai luồng không khí được bố trí thổi ngược chiều nhau như mô tả ở hình 13.10, ta hình dung như từng luồng không khí bị va vào một vách tường thẳng đứng. Sau khi hai luồng va vào nhau, hai luồng không khí này có xu hướng đi xuống phía dưới theo chiều thẳng đứng.



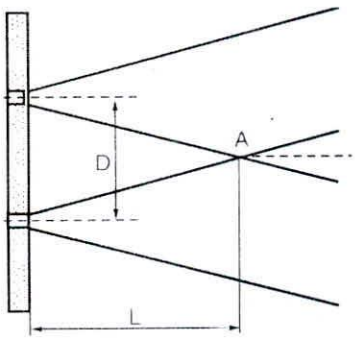
Hình 13.10

Tương tự như đã trình bày trong phần 13.5.2, khoảng cách phun của mỗi luồng bằng tổng chiều dài của đoạn nằm ngang và đoạn thẳng đứng. Nói chung, ta vẫn giữ nguyên tắc là không được xâm phạm vào vùng ưu tiên.

Thông thường, tốt nhất nên thiết kế sao cho khoảng cách phun T_{25} của mỗi luồng vừa bằng L + D (xem hình 13.10). Cần lưu ý, không nên bố trí khoảng cách hai miệng thổi liền kề nhau nhỏ hơn $2.T_{25}$, chính điều này đảm bảo các luồng không khí không xâm phạm vào vùng ưu tiên đã nêu. Hình 13.10 ứng với trường hợp khoảng cách phun T_{25} của mỗi luồng dài hơn L + D, do đó luồng không khí vẫn còn tiếp tục phát triển trong vùng ưu tiên, đây là điều cần phải tránh.

13.5.4. Tác động qua lại của hai luồng không khí đặt song song

Khi hai miệng thổi được đặt cách nhau một khoảng cách D, hai luồng không khí từ hai miệng thổi này có khả năng giao nhau bắt đầu tại điểm A. Trong khoảng cách từ miệng thổi cho đến điểm A, tương ứng với đoạn dài L, tốc độ lớn nhất của mỗi luồng vẫn là tốc độ của những điểm nằm dọc theo trục của luồng. Bắt đầu từ A trở đi, tốc độ của những điểm nằm trên đường song song với trục cũ và đi qua A sẽ có tốc độ lớn nhất. Hình 13.11 trình bày hình vẽ minh họa tương ứng với trường hợp này.

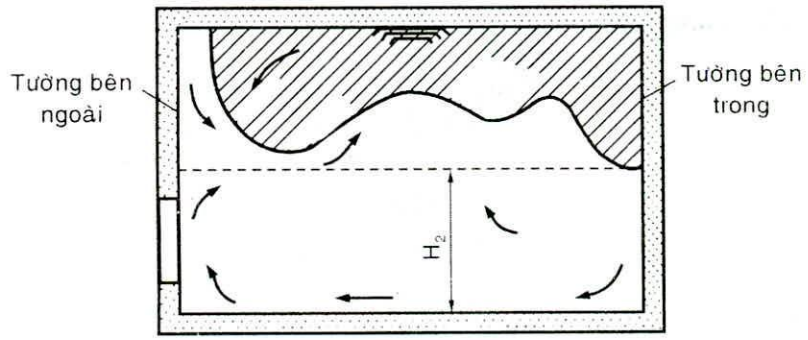


Hình 13.11

§13.6. MIỆNG THỔI KHUẾCH TÁN GẮN TRÊN TRẦN

Đây là loại miệng thổi được sử dụng khá phổ biến ở nước ta. Như đã trình bày ở trên, miệng thổi loại này có thể có hình dạng tròn, vuông và chữ nhật. Nguyên tắc chung của loại miệng thổi này là, bằng cấu tạo thích hợp của phần ở giữa, không khí sẽ được khuếch tán ra theo tất cả mọi phương. Có thể xếp loại miệng thổi mà ta đang đề cập ở đây vào nhóm A.

Hình 13.12 trình bày hình bao của luồng không khí được thổi ra từ một miệng thổi gắn trên trần ứng với trường hợp nhiệt độ không khí của luồng nhỏ hơn nhiệt độ không khí trong không gian cần điều hòa. Nếu tính chất và khoảng cách của các vách tường đến miệng thổi đều như nhau, iúc đó hình bao sẽ có dạng tương đối đối xứng và đồng đều. Trong trường hợp vách tiếp xúc với không khí bên ngoài hơi nóng hơn các vách bên trong (xem hình 13.12), luồng không khí đi từ dưới lên theo chiều sát vách bên ngoài có xu hướng mạnh hơn so với các vách bên trong, do đó luồng không khí đi ra từ miệng thổi sẽ hạ thấp xuống nhiều hơn khi chưa đụng vách. Ở các vách bên trong, luồng không khí có khả năng đi tới vách và theo vách đi dần xuống phía dưới. Đối với loại miệng thổi này, sự chênh lệch nhiệt độ của không khí ở trong không gian cần điều hòa sẽ được giảm đến mức tối thiểu và *hầu như không tạo ra vùng đứng yên*. Rõ ràng, sự biến thiên tốc độ và nhiệt độ sẽ diễn ra nhiều nhất tại ranh giới của hình bao, do đó cần phải xác định được độ hạ thấp có thể có của hình bao tại vị trí mà tốc độ và nhiệt độ của nó đạt đến mức chấp nhận được.



Hình 13.12

Như đã thấy, hình bao của miệng thổi ở hình 13.12 (hay các miệng thổi thuộc nhóm A nói chung) có xu hướng nằm ngang sát trần, do vậy lớp không khí nóng nhất trong không gian cần điều hòa được hòa trộn với lớp không khí lạnh thoát ra từ miệng thổi *tại vị trí tương đối cao phía trên vùng ưu tiên*. Chính điều này làm cho các miệng thổi đã nêu ở trên có khả năng làm việc với lượng không khí và độ chênh lệch nhiệt độ tương đối cao hơn so với các loại miệng thổi khác.

§13.7. LỰA CHỌN MIỆNG THỔI

Trước khi xem xét lựa chọn miệng thổi, cần khảo sát kỹ hơn các đặc điểm về cấu trúc, kích thước và mục tiêu sử dụng của tòa nhà mà ta đang thiết kế hệ thống điều hòa không khí.

Bên cạnh đó, cần lưu ý độ cao H_2 của vùng ưu tiên thích hợp cho không gian đó (thông thường độ cao này là $H_2 = 1800mm$) và đặc điểm của khoảng không gian cách tường $300mm$, mục tiêu của việc này là phân định lại một cách cụ thể không gian thuộc vùng ưu tiên và không gian không thuộc vùng ưu tiên để có cơ sở lựa chọn phương án bố trí miệng thổi.

Tất nhiên việc lựa chọn và bố trí miệng thổi có liên quan đến vấn đề giải phóng lượng nhiệt thừa mà ta đã đề cập trước đó, cụ thể ở đây là liên quan đến lưu lượng không khí cần phải cung cấp vào không gian cần điều hòa. Tuy nhiên, ở các phần trước hầu như ta chỉ để ý đến *số lượng nhiệt* cần phải lấy đi, còn trong phần này – khi xét đến vấn đề phân bố không khí trong không gian cần điều hòa – ngoài số lượng nhiệt ta còn phải xem xét đến *mức độ tập trung hay mật độ phát nhiệt* của các vị trí khác nhau trong không gian đang khảo sát để có cách bố trí miệng thổi thích hợp.

Thông thường, độ chênh lệch Δt giữa nhiệt độ của không khí trong không gian cần điều hòa và nhiệt độ không khí thoát ra khỏi các miệng thổi không nên vượt quá 10^oC. Tất nhiên, cũng có những trường hợp mà Δt lớn hơn hoặc nhỏ hơn giá trị đã nêu, lúc đó lưu lượng không khí tương ứng đi

qua miệng thổi sẽ giảm xuống hoặc tăng lên. Các nhà nghiên cứu (P. L. Miller, G. H. Hart và D. Int – Hout) đã nhận thấy rằng, chỉ số hiệu suất khuếch tán không khí (Air Diffusion Performance Index – ADPI) có thể được cải thiện nếu đặt các miệng thổi càng gần nhau hơn (có nghĩa là dùng nhiều miệng thổi hơn ứng với không gian và lưu lượng không khí đã cho) và giới hạn độ chênh nhiệt độ Δt ở mức phù hợp.

Việc phân bố các loại miệng thổi – như đã trình bày ở trên – cần phải được xem xét theo nhiều yếu tố khác nhau. Tuy nhiên, có thể tham khảo bảng 13.1 dưới đây như là những thông tin định hướng ban đầu. Khi quyết định lựa chọn thì cần phải lưu ý đến các chỉ dẫn, số liệu và trường hợp sử dụng mà nhà sản xuất cung cấp kèm theo các miệng thổi đó.

Bảng 13.1

Loại miệng thổi	Tỉ số lưu lượng theo diện tích sàn, *lít/(s.m²)*	Δt, ^oC
Loại khuếch tán gắn trên trần	25 đến 127	10 đến 18
Loại đục lỗ hoặc có dạng lưới	25 đến 80	10 đến 14
Loại khuếch tán kiểu khe	20 đến 50	10 đến 14
Loại chữ nhật có rãnh đứng và ngang	15 đến 30	8 đến 14

Thông thường các miệng thổi loại chữ nhật - phía ngoài có các rãnh đứng và ngang - là loại miệng thổi có khoảng cách phun lớn nhất. Ở các miệng thổi này, không khí thoát ra từ miệng thổi cần phải có một khoảng di chuyển khá dài để nhiệt độ dần dần tiến đến nhiệt độ của không khí trong không gian cần điều hòa. Như vậy, ở trường hợp này, độ khuếch tán nhiệt độ của luồng không khí khá chậm. Trong khi đó, các miệng thổi khuếch tán gắn trên trần là loại miệng thổi có khoảng cách phun ngắn nhất, tương ứng với độ khuếch tán nhiệt độ khá nhanh. Các loại miệng thổi khác thường có khoảng cách phun nằm giữa hai trường hợp giới hạn đã nêu ở trên.

§13.8. CHỈ SỐ HIỆU SUẤT KHUẾCH TÁN KHÔNG KHÍ ADPI

Trước khi bàn về chỉ số hiệu suất khuếch tán không khí, cần phải trình bày qua về một số tiêu chuẩn đánh giá mức độ tiện nghi, tức là mức độ làm cho con người cảm thấy dễ chịu.

Như đã biết, để tạo một môi trường có khả năng làm cho con người cảm thấy dễ chịu, ta cần lưu ý đến: nhiệt độ, độ ẩm, mức độ chuyển động của không khí và các tác động sinh lý khác lên cơ thể con người. Bất cứ một sự biến đổi vượt mức giới hạn của bất kỳ một yếu tố nào trong số các yếu tố đã nêu cũng làm cho con người cảm thấy khó chịu.

Rydberg và Norback đã đề xuất cách đánh giá mức độ dễ chịu hay khó chịu, tức cảm giác thấy ấm áp hay lạnh lẽo, trong một môi trường nào đó thông qua công thức sau:

$$\theta = (t_x - t_c) - a.(V_x - b) \qquad (13.5)$$

Ở đây:

θ - độ chênh lệch nhiệt độ hiệu dụng để đánh giá mức độ cảm nhận, ^oC

t_x - nhiệt độ cục bộ của dòng không khí, ^oC

t_c - nhiệt độ trung bình của không gian đang khảo sát, ^oC

V_x - tốc độ cục bộ của dòng không khí, *m/s*

Trong công thức (13.5), các hệ số a và b lần lượt có giá trị là: a = 8 và b = 0,15.

Thông thường, để đánh giá mức độ cảm nhận người ta thường so sánh với giá trị tiêu chuẩn 24^oC ngay tại giữa không gian đó, ở độ cao cách sàn 750*mm* và ứng với tốc độ gió 0,15*m/s*.

Công thức (13.5) là phương tiện đánh giá mức độ cảm nhận (cảm giác lạnh hay ấm) của một vùng nào đó trên cơ thể do ảnh hưởng của nhiệt độ và tốc độ chuyển động của không khí trong không gian cần điều hòa. Vào mùa hè, ta có $t_x < t_c$, do đó nếu $V_x > 0,15m/s$ thì θ sẽ mang giá trị âm, có nghĩa là sẽ hơi có cảm giác ớn lạnh.

Các thí nghiệm thực tế đã chứng minh rằng, người ta sẽ chấp nhận được tốc độ hơi cao hơn và nhiệt độ không khí hơi thấp hơn ở vùng mắt cá chân so với vùng cổ. Chính vì vậy, khi xem xét vấn đề phân bố không khí, *cần phải đặc biệt quan tâm đến khoảng không gian có độ cao từ 750mm đến 1500mm nhiều hơn so với khoảng không gian gần sát bề mặt sàn.*

Như vậy, khi giữ không đổi độ ẩm và các yếu tố khác, người ta tiến hành đo đạc tốc độ và nhiệt độ không khí trong không gian cần điều hòa ở nhiều vị trí khác nhau, lúc đó có thể hiểu *ADPI là tỉ số giữa các vị trí đáp ứng được các yêu cầu theo độ chênh lệch nhiệt độ hiệu dụng θ so với toàn bộ các vị trí đã đo. Rõ ràng, có thể biểu diễn chỉ số ADPI theo % và giá trị tối đa có thể có của ADPI là 100%.* Trên cơ sở của định nghĩa đã trình bày, có thể thấy nếu giá trị của ADPI càng lớn thì việc phân bố không khí trong không gian cần điều hòa – hay chính xác hơn là trong vùng ưu tiên – càng đạt kết quả tốt.

Trong thực tế, để thể hiện mức độ yêu cầu về vấn đề phân bố không khí người ta thường sử dụng chỉ số ADPI. Ví dụ, đối với các văn phòng làm việc thì chỉ số ADPI cần phải lớn hơn 80%. Để đáp ứng tốt các yêu cầu cụ thể về phân bố không khí, ta thấy – như đã trình bày ở mục §13.7 – trước nhất cần phải khảo sát kỹ các đặc điểm của không gian đó, nhất là đặc điểm

về mức tải và cần phải chọn loại miệng thổi thích hợp. Bảng 13.2 trình bày một vài số liệu cụ thể về chỉ số ADPI đối với một số loại miệng thổi theo mức tải (W/m^2 *sàn*).

Bảng 13.2

Loại miệng thổi	Mức tải, W/m^2 sàn	Giá trị ADPI tối đa, %	T_{25}/L, ứng với ADPI max
Loại miệng thổi chữ nhật có các rãnh đứng và ngang, gắn ở phần cao nhất của tường	250 190 125 65	68 72 78 85	1,8 1,8 1,6 1,5
Loại miệng thổi khuếch tán dạng tròn, gắn trên trần	250 190 125 65	76 83 88 93	0,8 0,8 0,8 0,8
Loại miệng thổi khuếch tán dạng khe (rãnh) gắn trên trần [trong trường hợp này các số liệu ở cột 4 là T_{50}/L thay vì T_{25}/L]	250 190 125 65	85 88 91 92	0,3 0,3 0,3 0,3
Loại miệng thổi đục lỗ (dạng lưới) gắn trên trần	35 ÷ 160	96	2

Trong bảng này, ta hiểu L *là chiều dài đặc trưng của không gian cần điều hòa*, đó là khoảng cách từ miệng thổi đến vách (hay vật chắn) gần nhất theo phương nằm ngang của luồng không khí. Bảng 13.3 giới thiệu cách xác định L của một vài trường hợp điển hình.

Bảng 13.3

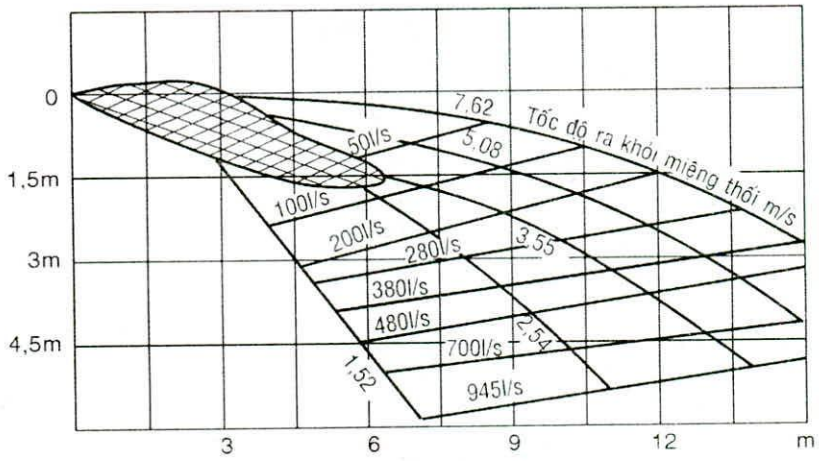
Loại miệng thổi khuếch tán	Chiều dài đặc trưng L
Loại tròn, gắn trên trần	Tính đến vách gần nhất hay phần giao của hai luồng không khí kế cận
Loại chữ nhật, gắn ở bờ tường phía trên	Tính đến vách thẳng góc với trục của luồng không khí
Loại khe và loại đục lỗ, gắn trên trần	Tính đến vách hay mặt phẳng trung gian giữa hai miệng thổi.

§13.9. MỘT VÀI VẤN ĐỀ MINH HỌA

Đối với các miệng thổi dạng chữ nhật loại gắn ở bờ tường phía trên, cần phải chọn vị trí (độ cao) thích hợp sao cho tốc độ của luồng không khí có khả năng giảm đến mức quy định trước khi đi vào vùng ưu tiên.

Trong thực tế, các nhà sản xuất thường cung cấp kèm theo sản phẩm các loại đồ thị tương ứng với từng miệng thổi và từng trường hợp sử dụng để người thiết kế biết mà tính toán, lựa chọn.

Hình 13.13 trình bày một loại đồ thị mô tả diễn biến của luồng không khí được thổi vào một không gian khá lớn (Free Space), trong trường hợp này độ chênh lệch nhiệt độ $\Delta t = 11,11^oC$, hình bao của luồng được xem là tập hợp của những điểm trong luồng có tốc độ giảm đến $0,25m/s$ và các lá thẳng đứng của miệng thổi có độ lệch 0^o.



Hình 13.13

Loại miệng thổi này thường được dùng ở những nơi mà không gian cần điều hòa không khí tương đối lớn và khoảng cách từ miệng thổi lên đến trần khá xa, ví dụ như: giảng đường, phòng tập thể dục, nhà hát,...

Ở hình 13.13, trục hoành biểu diễn khoảng cách phun (m), còn trục tung biểu diễn độ hạ thấp của luồng không khí (m). Ví dụ, nếu chọn tốc độ không khí thoát ra khỏi miệng thổi là $2,5m/s$ và lưu lượng không khí cấp vào là $280lít/s$, bằng đồ thị ở hình 13.13 ta có thể xác định được khoảng cách phun là $7,8m$ và độ hạ thấp của luồng là $3m$. Như vậy, về nguyên tắc, cần phải đặt vị trí giữa của miệng phun cách sàn một đoạn là $1,8m + 3m = 4,8m$ để đảm bảo điều kiện cần thiết của luồng không khí khi đi vào vùng ưu tiên (ở đây ta lấy độ cao của vùng ưu tiên $H_2 = 1800mm$).

Nếu trần của không gian cần điều hòa có độ cao hạn chế, ta sẽ xét đến ảnh hưởng của trần nhà nếu như khoảng cách tính từ trần đến mép trên của miệng thổi nhỏ hơn $300mm$. Trong trường hợp này, ta sẽ dùng một đồ thị khác có hình dạng tương tự như đồ thị đã trình bày ở hình 13.13. Cần lưu ý, nếu miệng thổi và các điều kiện khác vẫn như cũ thì ở trường hợp này khoảng cách phun có xu hướng dài hơn và độ hạ thấp của luồng sẽ ít hơn trường hợp ta đã khảo sát trước đó. Điều này có nghĩa là ta có thể đặt miệng thổi thấp hơn một chút so với trường hợp đã trình bày ở trên. Khi các lá thẳng đứng của miệng thổi được mở rộng ra, làm cho độ mở rộng của luồng (tính theo chiều ngang) lớn hơn, ta thấy khoảng cách phun và độ hạ thấp của luồng đều giảm bớt.

Trên cơ sở những điều đã trình bày, có thể xác định độ cao tối thiểu của trần bằng công thức sau:

$$H = H_2 + H_4 + H_5 + H_6 \quad (13.6)$$

Ở đây:

H - độ cao tối thiểu từ sàn đến trần

H_2 - độ cao của vùng ưu tiên

H_4 - độ hạ thấp của luồng không khí so với đường trục của nó

H_5 - 1/2 chiều cao của miệng thổi

H_6 - khoảng cách từ mép trên của miệng thổi đến trần

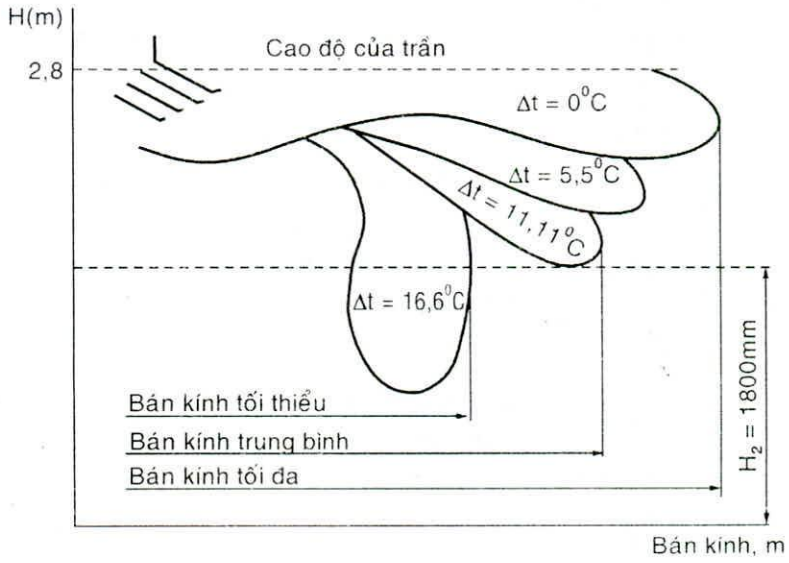
Trong những không gian có độ cao hạn chế như đã đề cập, nếu vì lý do nào đó phải đặt mép trên của miệng thổi cách trần nhiều hơn 300*mm* thì người ta phải chỉnh các lá nằm ngang của miệng thổi hơi hướng lên. Ở những trường hợp này, cố gắng giữ khoảng cách từ trần đến mép trên của miệng thổi ít hơn 2 lần độ cao của miệng thổi.

Ở các miệng thổi loại khuếch tán gắn trên trần, do không khí được khuếch tán tương đối đồng đều theo mọi phương cho nên cố gắng đặt miệng thổi ở gần hoặc ở ngay tại vị trí giữa của mặt cắt khoảng không gian mà miệng thổi đó phụ trách. Trong những trường hợp này, miệng thổi dạng tròn hoặc vuông tỏ ra thích hợp cho những không gian không có độ chênh lệch đáng kể giữa các cạnh của mặt cắt.

Hầu hết các nhà sản xuất loại miệng thổi khuếch tán gắn trên trần đều không chỉ rõ độ hạ thấp của luồng không khí vào trong catalog, thay vào đó họ luôn thống nhất xem *độ cao tối thiểu cần phải có của trần vào khoảng 2800mm* so với sàn nhà và thiết kế miệng thổi sao cho ở $\Delta t = 11{,}11^oC$ thì hình bao của luồng không khí vẫn còn nằm phía trên vùng ưu tiên, trong trường hợp này ta cũng xem giới hạn vận tốc của luồng không khí khi đi vào vùng ưu tiên là 0,25*m/s*.

Hình 13.14 giới thiệu hình dạng của luồng không khí thoát ra từ một miệng thổi khuếch tán gắn trên trần ứng với nhiều giá trị Δt khác nhau và thổi vào một không gian tương đối rộng (không bị vật cản như tường hoặc các luồng không khí khác). Trục tung của đồ thị mô tả ở hình 13.14 biểu diễn độ cao tính từ sàn, trục hoành biểu diễn bán kính của luồng tính từ tâm của miệng thổi. Giả sử đồ thị ở hình 13.14 ứng với loại miệng thổi có đường kính 12*in* và lưu lượng qua miệng thổi là 400*lít/s*, ta thấy tùy theo độ chênh lệch nhiệt độ Δt giữa không khí ở trong không gian cần điều hòa và không khí đi ra khỏi miệng thổi mà độ hạ thấp và bán kính luồng có khác nhau.

Nếu $\Delta t = 0^oC$ thì bán kính của luồng sẽ vào khoảng 4,5*m*, đây là bán kính lớn nhất có thể có của luồng. Khi Δt tăng lên thì bán kính của luồng giảm xuống còn độ hạ thấp của luồng tính từ trần sẽ tăng lên. Người ta thấy, ở độ chênh tiêu chuẩn $\Delta t = 11,11^oC$, bán kính của luồng còn khoảng 3,8*m*. Khi $\Delta t = 16,6^oC$ thì bán kính luồng chỉ còn khoảng 3*m*.



Hình 13.14

Mặc dù có khá nhiều nhà sản xuất chọn giá trị $\Delta t = 11,11^oC$ như là giá trị tiêu chuẩn, tuy vậy cũng có không ít nhà sản xuất miệng thổi khuếch tán gắn trên trần chọn $\Delta t = 0^oC$ để trình bày các số liệu của mình. Từ thực tế đó, cần phải có một sự chuyển đổi linh hoạt để vận dụng các số liệu khi cần thiết.

Các khảo sát trong nhiều trường hợp cho thấy, có thể xem bán kính luồng không khí tại tốc độ 0,5*m/s* và $\Delta t = 0^oC$ bằng với bán kính luồng ở $\Delta t = 11,11^oC$ và tốc độ 0,25*m/s*. Đây là mối quan hệ có tính thực dụng mà ta nên biết khi lựa chọn miệng thổi được sản xuất từ nhiều nguồn khác nhau.

Trong thực tế, việc bố trí *mật độ các miệng thổi* như thế nào là điều được rất nhiều người quan tâm. Để giải quyết vấn đề này, ta cần lưu ý những yêu cầu được nêu ra dưới đây:

1- Về nguyên tắc, nếu điều kiện cụ thể cho phép thì nên đặt tâm miệng thổi cách tường một đoạn bằng R_{25} và khoảng cách tâm của 2 miệng thổi kế cận đúng bằng $2.R_{25}$.

2- Nếu hoàn cảnh thực tế không cho phép thực hiện đúng yêu cầu nêu trên thì cần bảo đảm các trường hợp có tính giới hạn sau:

- Không đặt tâm miệng thổi cách tường ít hơn một khoảng cách a, trong trường hợp nếu ở không gian sát tường không có sự hiện diện của người và đồ vật thì nên cho phép đặt tâm miệng thổi gần tường hơn nhưng không được nhỏ hơn b.
- Khoảng cách tâm nhỏ nhất có thể chấp nhận được của 2 miệng thổi kế cận là 2a.
- Khoảng cách tâm lớn nhất có thể chấp nhận được của 2 miệng thổi kế cận là $2,6.R_{25}$.
- Khoảng cách lớn nhất từ tâm miệng thổi đến tường là $1,3.R_{25}$.

Các ký hiệu đã được sử dụng ở phía trên có ý nghĩa như sau:

R_{25} - bán kính của luồng không khí trong đó $\Delta t = 11,11^oC$ và tốc độ ở bìa hình bao là $0,25m/s$.

a - bán kính của một điểm nằm trong luồng có $\Delta t = 11,11^oC$ và tại vị trí đó có $V = 0,5m/s$

b - bán kính của một điểm nằm trong luồng có $\Delta t = 11,11^oC$ và tại vị trí đó có $V = 0,75m/s$.

Trên cơ sở những điều vừa trình bày ở trên, có thể kết hợp với các thông số mà nhà sản xuất cung cấp để lựa chọn miệng thổi và tìm cách bố trí hợp lý nhất nhằm bảo đảm tốt các yêu cầu về phân bố không khí.

Chương **14**

SỬ DỤNG HIỆU QUẢ NĂNG LƯỢNG TRONG KỸ THUẬT ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

§14.1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Thông thường, khi thiết kế lắp đặt các hệ thống kỹ thuật, các chủ công trình hầu như chỉ chú ý đến *chi phí đầu tư ban đầu*. Thực tế cho thấy cách suy nghĩ như vậy không còn phù hợp với tình hình hiện nay, khi mà giá năng lượng đang dần dần gia tăng và các vấn đề về môi trường đang rất được chú ý.

Trong những năm gần đây, người ta hay nhắc nhiều đến khái niệm hiệu quả toàn bộ (Total Efficiency). Ta hiểu *hiệu quả toàn bộ* là hiệu quả của hệ thống khi đáp ứng được nhu cầu sử dụng nhưng với *mức chi phí* thấp nhất và thỏa mãn nhiều nhất các *tiêu chí về mặt môi trường*.

Mức chi phí vừa được đề cập ở trên không chỉ có chi phí đầu tư ban đầu, mà còn bao gồm luôn cả các chi phí khác như chi phí bảo dưỡng và chi phí vận hành, trong đó *chi phí vận hành* trong suốt *vòng đời* của hệ thống thường chiếm một tỉ lệ rất đáng kể. Công thức (14.1) dưới đây trình bày các yếu tố cấu thành chi phí trong suốt vòng đời của một hệ thống bất kỳ nào đó:

$$LCC = C_{in} + C_{ins} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_{env} + C_d \qquad (14.1)$$

Các ký hiệu trong công thức (14.1) có ý nghĩa như sau:

LCC - chi phí trong suốt vòng đời của hệ thống khảo sát (Life Cycle Cost)

C_{in} - chi phí đầu tư ban đầu (Initial Cost)

C_{ins} - chi phí lắp đặt (Installation Cost)

C_e - chi phí năng lượng trong quá trình vận hành (Energy Cost)

C_o - chi phí trả lương cho người vận hành (Operational Cost)

C_m - chi phí bảo dưỡng (Maintenance Cost)

C_s - chi phí do dừng máy (Down Time Cost)

C_{env} - chi phí môi trường (Environmental Cost)

C_d - chi phí chuyển nhượng (Disposal Cost)

Phụ thuộc vào từng loại hệ thống cụ thể mà một số chi phí thành phần trong công thức (14.1) có thể sẽ không tồn tại hoặc tồn tại nhưng mức độ quan trọng sẽ khác nhau. Nhưng dù như thế nào thì tỉ số C_{in}/LCC cũng nên được chú ý, tùy từng hệ thống mà tỉ số C_{in}/LCC sẽ chiếm *trọng số* nhiều hay ít. Mặc dù vậy, một điều chắc chắn là, đối với hệ thống điều hòa không khí loại tập trung thì tỉ số C_{in}/LCC thông thường không quá cao, điều đó có nghĩa là các thành phần còn lại – đặc biệt là thành phần C_e – có ý nghĩa rất quan trọng.

Nhằm mục đích làm giảm chi phí vận hành, trong đó quan trọng nhất là làm giảm lượng năng lượng tiêu hao khi vận hành hệ thống, chương này sẽ bàn về các vấn đề kỹ thuật có liên quan trực tiếp và gián tiếp đến lượng năng lượng cần sử dụng để vận hành hệ thống điều hòa không khí loại tập trung. Căn cứ trên các hiểu biết này, tùy vào từng trường hợp cụ thể, người sử dụng có thể vận dụng để giải quyết bài toán sử dụng hiệu quả năng lượng trên đối tượng là hệ thống điều hòa không khí loại tập trung đang khảo sát.

Để tìm hiểu các *cơ hội tiết kiệm và sử dụng hiệu quả năng lượng* trong hệ thống điều hòa không khí loại tập trung, ta xem như *hệ thống khảo sát đã có sẵn*, có nghĩa là ta không đặt vấn đề thiết kế lại hoặc lựa chọn lại các thiết bị đã có trong hệ thống. Như vậy, mục tiêu chính của chương này là bàn luận các vấn đề lý thuyết và thực tế có liên quan để - nếu có thể - điều chỉnh cách vận hành, cách lắp đặt và bảo trì hệ thống nhằm làm giảm bớt lượng năng lượng tiêu hao trong quá trình đưa hệ thống vào sử dụng. Tuy vậy, ở một số trường hợp, nếu cần thiết vẫn nên thay đổi hoặc bổ sung một số thành phần có trong hệ thống để làm giảm tiêu hao năng lượng của toàn hệ thống. Chính vì mục tiêu như vậy cho nên chương này cũng sẽ bàn đến một số vấn đề khác nhằm *bổ sung thêm các kiến thức* có liên quan cho người đọc.

§14.2. CÁC CƠ HỘI VÀ GIẢI PHÁP

Để thuận lợi cho quá trình khảo sát, các cơ hội tiết kiệm và sử dụng hiệu quả năng lượng sẽ được xem xét theo từng cụm thiết bị hoặc từng thiết bị có trong hệ thống. Tuy nhiên, cũng cần lưu ý, về mặt tiêu thụ năng lượng rõ ràng các thiết bị hoặc cụm thiết bị này không độc lập với nhau mà có *tác động qua lại* lẫn nhau. Ta chia đối tượng khảo sát chung ra thành các nhóm sau:

- Máy nén lạnh.
- Bơm và quạt.
- Ống dẫn nước và ống dẫn không khí.
- Một số vấn đề khác.

14.2.1. Máy nén lạnh

Trong hệ thống điều hòa không khí loại tập trung thì máy nén lạnh là thành phần tiêu thụ năng lượng chính của máy lạnh cũng như của toàn hệ thống. Về mặt lý luận và thực tế, các yếu tố sau đây sẽ ảnh hưởng trực tiếp đến lượng năng lượng tiêu thụ bởi máy nén lạnh:

- Nhiệt độ ngưng tụ.
- Nhiệt độ bay hơi.
- Phương pháp điều chỉnh phụ tải.

1. Nhiệt độ ngưng tụ

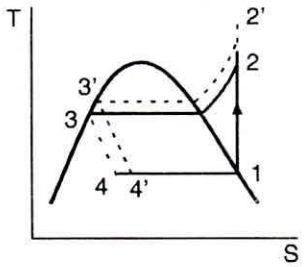
Năng lượng tiêu tốn cho máy nén có liên quan trực tiếp đến nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh, có nghĩa là có liên quan đến khả năng giải nhiệt của thiết bị ngưng tụ. Nếu thiết bị ngưng tụ được giải nhiệt tốt thì nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh có thể giảm bớt và do đó áp suất ngưng tụ của môi chất lạnh cũng giảm bớt. Trong trường hợp ngược lại thì nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh sẽ gia tăng và do đó áp suất ngưng tụ của môi chất lạnh cũng gia tăng.

Bảng 14.1 trình bày các nguyên nhân có thể làm gia tăng nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh và các giải pháp cần thực hiện để có thể hạ thấp nhiệt độ ngưng tụ.

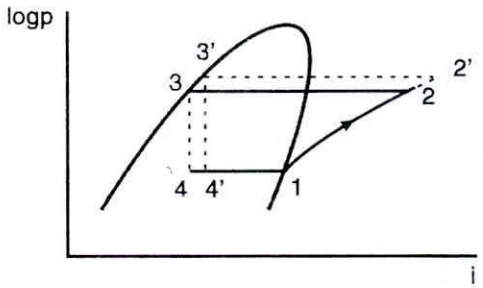
Bảng 14.1

Thiết bị ngưng tụ	Nguyên nhân	Giải pháp
1. Bình ngưng tụ	Đường ống dẫn nước giải nhiệt bị đóng cáu cặn.	Định kỳ làm vệ sinh đường ống, sử dụng nước đảm bảo chất lượng.
	Lưu lượng nước giải nhiệt không đáp ứng đủ nhu cầu.	Điều chỉnh lưu lượng nước theo hướng tăng thêm hoặc thay bơm nước có cột áp và lưu lượng lớn hơn.
	Năng suất tháp giải nhiệt không đủ so với nhu cầu, vị trí lắp đặt tháp giải nhiệt không phù hợp.	Xem lại năng suất của tháp giải nhiệt, cần lắp đặt tháp giải nhiệt ở nơi thông thoáng.
2. Dàn nóng	Lắp đặt không hợp lý: - Dàn nóng bị phơi ngoài nắng. - Dàn nóng nằm ở vị trí không thông thoáng. - Các dàn nóng được lắp đặt ở các vách đối diện quá gần nhau, hoặc có xu hướng cái này nằm trên cái khác hoặc rất gần cái khác, từ đó có thể dẫn đến hiện tượng không khí nóng đi ra từ dàn nóng này lại bị dàn nóng khác hút vào.	- Hạn chế lắp đặt dàn nóng ở vị trí thường xuyên bị chiếu nắng. - Nên lắp đặt dàn nóng ở nơi thông thoáng, tạo điều kiện thuận lợi cho không khí đi vào và đi ra khỏi dàn nóng. - Đảm bảo sao cho không khí nóng đi ra khỏi dàn nóng này không có khả năng bị hút vào dàn nóng khác.
	Dàn nóng bị bám dơ do không thường xuyên làm vệ sinh.	Định kỳ làm vệ sinh dàn nóng.

Các nghiên cứu cho thấy, nếu nhiệt độ ngưng tụ tăng thêm 1^oC thì năng lượng tiêu thụ bởi máy nén có thể tăng thêm khoảng 2%. Các hình 14.1 và 14.2 lần lượt trình bày đồ thị T-s và đồ thị logp-i của sơ đồ máy lạnh một cấp loại cơ bản để minh họa cho nhận định này.



Hình 14.1 *Đồ thị T-s ứng với trường hợp nhiệt độ ngưng tụ gia tăng*



Hình 14.2 *Đồ thị logp-i ứng với trường hợp nhiệt độ ngưng tụ gia tăng*

Về mặt lý luận ta biết rõ công nén tỉ lệ với hiệu số $(i_2 - i_1)$. Do đó, từ các hình 14.1 và hình 14.2, ta thấy nếu giải nhiệt thiết bị ngưng tụ không tốt thì trạng thái 2 sẽ tiến đến trạng thái 2', lúc đó công nén đơn vị sẽ gia tăng từ $(i_2 - i_1)$ đến $(i_{2'} - i_1)$.

Quan sát đồ thị T-s ở hình 14.1 và đồ thị logp-i ở hình 14.2, ta thấy khi nhiệt độ ngưng tụ tăng lên, có nghĩa là áp suất ngưng tụ tăng lên, thì không những chỉ có công nén bị tăng lên, mà còn sẽ kéo theo một số điều bất lợi khác, cụ thể:

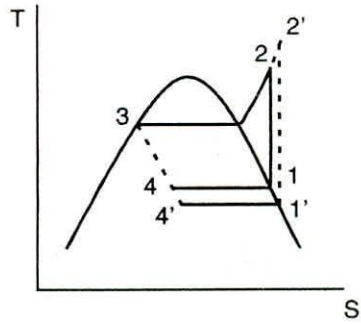
- Độ khô của hơi môi chất lạnh ra khỏi van tiết lưu sẽ tăng lên (trạng thái 4 sẽ trở thành trạng thái 4'), điều này làm sụt giảm năng suất lạnh của máy lạnh.
- Độ quá nhiệt của hơi môi chất lạnh ra khỏi máy nén cũng tăng lên, điều này ảnh hưởng không tốt đến chất lượng của dầu bôi trơn.

2. Nhiệt độ bay hơi

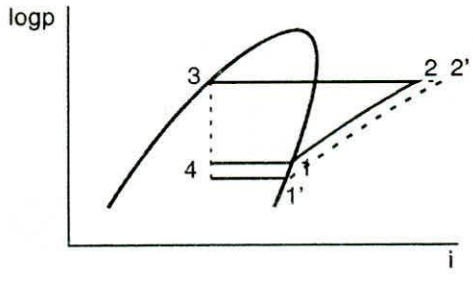
Tương tự như vậy, công nén cũng chịu ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi. Khi nhiệt độ bay hơi càng thấp thì áp suất bay hơi cũng càng thấp, điều đó làm cho công nén bị gia tăng. Ngược lại, khi nhiệt độ bay hơi tăng lên thì áp suất bay hơi cũng tăng theo, điều đó làm cho công nén có thể giảm bớt.

Các nghiên cứu cho thấy khi nhiệt độ bay hơi giảm 1^oC thì công nén có thể tăng thêm từ 2% đến 3%. Các hình 14.3 và 14.4 trình bày các đồ thị T-s và logp-i ứng với trường hợp nhiệt độ bay hơi giảm. Rõ ràng trong trường hợp này trạng thái 2 có xu hướng dịch chuyển đến 2', còn trạng thái

1 có xu hướng dịch chuyển đến 1', như vậy công nén sẽ gia tăng từ $(i_2 - i_1)$ đến $(i_{2'} - i_{1'})$.



Hình 14.3 *Đồ thị T-s ứng với trường hợp nhiệt độ bay hơi giảm*



Hình 14.4 *Đồ thị logp-i ứng với trường hợp nhiệt độ bay hơi giảm*

Từ các nhận xét đã nêu ta rút ra các kết luận sau:

- Nên duy trì nhiệt độ bay hơi ở mức cao nhất có thể có.
- Định kỳ vệ sinh thiết bị bay hơi.
- Không để dầu lắng đọng hoặc bám vào bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị bay hơi.

3. Phương pháp điều chỉnh phụ tải

Có một thực tế là, phụ tải của các hệ thống điều hòa không khí loại tập trung thường không cố định mà có thể có sự biến đổi. Như vậy, vấn đề đặt ra ở đây là, nên điều chỉnh phụ tải của máy lạnh và các bộ phận có liên quan khác như thế nào để có thể tiết kiệm năng lượng nhưng vẫn đáp ứng được nhu cầu.

Mục này sẽ bàn về các phương pháp điều chỉnh năng suất của máy nén lạnh khi phụ tải của hệ thống thay đổi. Có thể có một số phương pháp sau:

- Điều chỉnh theo kiểu ON-OFF.
- Điều chỉnh áp suất hơi hút về máy nén.
- Xả một phần hơi nén về phía đường hút.
- Vô hiệu hóa một số xy lanh.
- Điều chỉnh tốc độ động cơ kéo quay máy nén.
- Thay đổi tỉ lệ "*có tải-không tải*" trong một chu kỳ.
- Điều chỉnh vị trí van trượt.
- Điều chỉnh hướng xoắn của cánh hướng dòng.

Các phương pháp điều chỉnh năng suất vừa được trình bày ở trên hoặc có thể thích hợp cho tất cả các loại máy nén, hoặc chỉ thích hợp cho một số loại máy nén, hoặc chỉ có thể ứng dụng được cho một loại máy nén cụ thể nào đó. Bên cạnh đó, với mong muốn cung cấp thêm cho người đọc các thông tin về các phương pháp điều chỉnh thường được ứng dụng hiện nay, cho nên trong mục này có thể có một số phương pháp không thích hợp với đối tượng chính đang khảo sát là hệ thống điều hòa không khí loại tập trung, điều này sẽ được làm rõ trong phần trình bày riêng của mỗi phương pháp. Cần lưu ý rằng chất lượng điều chỉnh và lượng năng lượng tiết kiệm được rất khác nhau tùy theo từng phương pháp điều chỉnh.

Điều chỉnh theo kiểu ON-OFF

Phương pháp này thường được ứng dụng cho các máy nén piston loại nhỏ. Hiện nay vẫn còn một số máy điều hòa không khí loại nhỏ áp dụng phương pháp này. Tuy vậy, cũng cần khẳng định rằng phương pháp này không tồn tại trong các hệ thống điều hòa không khí loại tập trung.

Ưu điểm của phương pháp này là đơn giản và rẻ tiền. Tuy nhiên nhược điểm của phương pháp này là chất lượng điều chỉnh kém, độ dao động nhiệt độ tương đối cao, mức tiết kiệm năng lượng không nhiều và tuổi thọ của động cơ điện có thể mau bị giảm do phải khởi động lặp đi lặp lại nhiều lần.

Điều chỉnh áp suất hơi hút về máy nén

Phương pháp này có thể ứng dụng được cho các máy nén loại thể tích. Để hiểu rõ phương pháp này ta có thể khảo sát công thức (14.2) và hình 14.5 được trình bày dưới đây:

$$Q_o = \dot{m} \cdot q_o = \left(\frac{\dot{m}_{Vh}}{v_o} \right) \cdot q_o \qquad (14.2)$$

Trong đó:

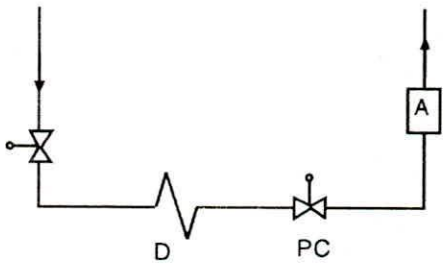
Q_o - năng suất lạnh của máy lạnh, *kW*

$\dot{m}$ - lưu lượng khối lượng của môi chất lạnh đi qua máy nén, *kg/s*

q_o - năng suất lạnh đơn vị, *kJ/kg*

$\dot{m}_{Vh}$ - thể tích hút của máy nén, m^3/s

v_o - thể tích riêng của hơi môi chất lạnh đi vào máy nén, m^3/kg



A- Máy nén
D- Thiết bị bay hơi
PC- Bộ điều chỉnh áp suất

Hình 14.5

Khi không cần điều chỉnh năng suất lạnh của máy nén, có nghĩa là khi vận hành ở 100% tải, bộ điều chỉnh áp suất PC ở hình 14.5 được mở hoàn toàn. Trong trường hợp cần điều chỉnh năng suất của máy nén theo hướng giảm bớt, người ta đóng bớt bộ điều chỉnh áp suất PC lại, như vậy sẽ xuất hiện thêm tổn thất áp suất Δp_{PC} ở bộ điều chỉnh áp suất PC. Chính do tác động này nên áp suất hơi đi vào máy nén bị giảm xuống, điều này làm cho thể tích riêng v_o của hơi môi chất lạnh đi vào máy nén tăng lên, kết quả là lưu lượng khối lượng $\dot{m}$ của môi chất lạnh đi qua máy nén sẽ giảm bớt và do đó năng suất lạnh Q_o sẽ giảm bớt.

Ưu điểm của phương pháp này là đơn giản, rẻ tiền, dễ thực hiện, dễ sửa chữa và dễ bảo dưỡng. Tuy nhiên nhược điểm của phương pháp này cũng khá nhiều và khá cơ bản, đó là hệ số làm lạnh giảm, khả năng tiết kiệm năng lượng không triệt để và không thể giảm phụ tải nhiều do không thể giảm áp suất hút quá sâu. Nói chung người ta không áp dụng phương pháp này trong các hệ thống điều hòa không khí.

Xả một phần hơi nén về phía đường hút

Ở phương pháp này, khi cần điều chỉnh năng suất lạnh của máy nén theo hướng giảm bớt người ta có thể xả một phần hơi môi chất lạnh vừa ra khỏi máy nén về lại đầu hút của máy nén. Về mặt kỹ thuật, để thực hiện điều này người ta phải lắp *van điều chỉnh áp suất* trên đường *by pass* giữa đầu đẩy và đầu hút của máy nén.

Như vậy, có thể hiểu là, khi giảm năng suất lạnh của máy nén thì lưu lượng khối lượng của môi chất lạnh đi qua máy nén vẫn như cũ, chỉ có lưu lượng khối lượng của môi chất lạnh đi qua thiết bị ngưng tụ và thiết bị bay hơi giảm xuống. Điều này cho thấy mục tiêu của phương pháp này là chỉ chú ý đến yêu cầu điều chỉnh phụ tải, hầu như không chú ý gì đến cơ hội có thể giảm mức tiêu thụ năng lượng của máy nén khi giảm năng suất lạnh của máy nén. Phương pháp này cũng có các nhược điểm khác rất đáng chú ý như khả năng gia tăng nhiệt độ hơi hút về máy nén, khả năng gia tăng nhiệt độ hơi ra khỏi máy nén, tốc độ lão hóa của dầu bôi trơn máy nén nhanh hơn

bình thường, các chi tiết máy dễ bị mài mòn và hư hỏng,...Ưu điểm cơ bản của phương pháp này là đơn giản và rẻ tiền.

Bên cạnh phương pháp cụ thể đã trình bày ở trên, phương pháp này cũng có một số biến thể khác như:

- Xả hơi nén về phía đường hút có phun lỏng trực tiếp để hạn chế sự gia tăng nhiệt độ.
- Xả một phần lỏng trong bình chứa cao áp về phía đường hút.
- Xả ngược trong máy nén (được tiến hành ngay bên trong máy nén loại piston).

Do có nhiều nhược điểm như vậy cho nên phương pháp này rất ít khi được sử dụng. Đặc biệt không nên sử dụng phương pháp này cho các môi chất lạnh có nhiệt độ cuối tầm nén cao như NH_3 và R-22. Trong các hệ thống điều hòa không khí loại tập trung người ta hoàn toàn không sử dụng phương pháp này.

Vô hiệu hóa một số xy lanh

Đương nhiên đây là phương pháp đặc thù của các máy nén piston loại lớn. Về mặt *ý tưởng* thì phương pháp này khá đơn giản, khi cần vô hiệu hóa một hay một vài xy lanh nào đó trong máy nén thì người ta chỉ cần ngừng cung cấp hơi môi chất lạnh vào xy lanh tương ứng. Tuy nhiên, về mặt *thực tế* thì cũng không dễ thực hiện do không đủ không gian để bố trí các van ở đầu xy lanh. Ở một số máy nén khác có van hút dạng vòng thì người ta có thể thực hiện yêu cầu này bằng cách bố trí các cơ cấu nâng van hút, các cơ cấu này có thể được điều khiển nhờ áp lực dầu hay các van điện từ.

Ưu điểm của phương pháp này là có thể kiểm soát tốt lưu lượng khối lượng của môi chất lạnh đi qua máy nén, điều này cũng có nghĩa là có thể tận dụng cơ hội làm giảm phụ tải theo yêu cầu để tiết kiệm năng lượng vận hành máy nén. Nhược điểm cơ bản của phương pháp này là tính phức tạp.

Hiện nay máy nén lạnh đang được sử dụng trong các hệ thống điều hòa không khí loại tập trung thường không phải là máy nén piston, do đó ít có khả năng gặp phương pháp điều chỉnh phụ tải này trong các hệ thống điều hòa không khí.

Điều chỉnh tốc độ động cơ kéo quay máy nén

Đây là một trong số các phương pháp thường được ứng dụng trong kỹ thuật điều hòa không khí. Để điều chỉnh tốc độ quay của động cơ người ta có thể sử dụng một trong hai giải pháp sau:

- Giải pháp cơ khí: dùng *hộp biến tốc* hoặc cơ cấu *pulley-dây đai*.
- Giải pháp điện: thay đổi *tần số* nguồn điện cấp vào động cơ.

Nói chung giải pháp cơ khí không hấp dẫn, trong kỹ thuật điều hòa không khí người ta chỉ sử dụng giải pháp điện.

Công thức (14.3) trình bày mối quan hệ giữa tốc độ đồng bộ và tần số nguồn điện cấp vào:

$$n = 60.f/p \tag{14.3}$$

Trong đó:

n - tốc độ đồng bộ, *vòng/phút*

f - tần số nguồn điện, *Hz*

p - số đôi cực của động cơ.

Cần lưu ý, đối với các động cơ không đồng bộ thì tốc độ quay của động cơ hơi nhỏ hơn giá trị n xác định ở công thức (14.3). Công thức (14.3) cho ta thấy mối quan hệ trực tiếp giữa tốc độ quay của động cơ và tần số nguồn điện cấp vào. Như vậy, về mặt nguyên tắc, có thể điều chỉnh phụ tải của máy nén bằng cách điều chỉnh tốc độ quay của động cơ thông qua việc điều chỉnh tần số nguồn điện.

Hiện nay các *bộ biến tần* được sử dụng khá rộng rãi. Ưu điểm của bộ biến tần là có thể điều chỉnh tần số trong phạm vi rất rộng, bước điều chỉnh có thể là 4*Hz* hoặc nhỏ hơn.

Dưới góc độ tiết kiệm năng lượng thì phương pháp này khá hiệu quả, tuy nhiên ứng với các mức phụ tải nhỏ và rất nhỏ thì phương pháp này bộc lộ một số khuyết điểm cơ bản, ví dụ như *khó hồi dầu* về máy nén do tốc độ quay của động cơ đã giảm đáng kể. Chính vì vậy cho nên *mức tải nhỏ nhất* mà phương pháp này có thể chấp nhận được chỉ vào khoảng 40% so với mức tải định mức.

Thay đổi tỉ lệ "có tải-không tải" trong một chu kỳ

Đây là phương pháp khá mới, được phát triển bởi Emerson Copeland. Có thể ứng dụng phương pháp này cho các máy nén xoắn ốc. Trong trường hợp này thì tốc độ động cơ được giữ không đổi, cơ chế điều chỉnh năng suất lạnh được thực hiện trên cơ sở thay đổi tỉ lệ *"có tải-không tải"* trong một chu kỳ bằng cách xê dịch vòng xoắn cố định theo hướng dọc trục. Các kết quả thí nghiệm thực tế cho thấy phương pháp điều chỉnh này có khả năng tiết kiệm năng lượng nhiều hơn so với phương pháp sử dụng bộ biến tần, không gặp trở ngại gì về vấn đề hồi dầu khi phụ tải giảm, do đó có thể mở rộng phạm vi điều chỉnh phụ tải, mức phụ tải nhỏ nhất có thể chấp nhận được là 10% (xem mục 4.5.2).

Điều chỉnh vị trí van trượt

Phương pháp này có thể ứng dụng được cho các máy nén loại trục vít. Về mặt kết cấu, van trượt được bố trí sao cho có thể di chuyển *song song với trục* của vít. Để giảm năng suất lạnh, van trượt được điều khiển di chuyển dần về phía *cửa đẩy*, điều này có nghĩa là lưu lượng hơi môi chất lạnh quay lại cửa hút có thể nhiều hơn. Ngược lại, khi muốn gia tăng năng suất lạnh thì van trượt được điều khiển di chuyển dần về phía *cửa hút*, điều này có nghĩa là hạn chế khả năng quay trở lại cửa hút của hơi môi chất lạnh.

Ưu điểm của phương pháp này là có thể *điều chỉnh vô cấp* năng suất lạnh trong khoảng từ 10% đến 100% và rất thuận lợi về mặt *điều khiển*. Tuy nhiên, nhược điểm cơ bản của phương pháp này là *hiệu suất của máy nén* giảm đáng kể ứng với các mức phụ tải nhỏ. Các nghiên cứu thực nghiệm cho thấy, khi phụ tải giảm còn 10% thì lượng năng lượng tiêu tốn cho máy nén còn khoảng 30% so với lượng năng lượng tiêu thụ ở chế độ toàn tải.

Điều chỉnh hướng xoắn của cánh hướng dòng

Đây là phương pháp rất đặc thù, chỉ có thể ứng dụng cho các máy nén loại ly tâm.

Về mặt cấu tạo, ở các máy nén loại ly tâm dòng hơi môi chất lạnh trước khi đi vào bánh công tác phải đi qua van trên đó có gắn các cánh hướng dòng (Inlet Guide Vanes, Pre-Rotation Vanes). Bằng cách điều chỉnh hướng xoắn của các cánh hướng dòng, ta có thể thay đổi *mức độ xoáy* của dòng hơi môi chất lạnh ở đầu vào của bánh công tác, trên cơ sở đó có thể điều chỉnh lưu lượng dòng hơi môi chất lạnh đi vào máy nén mặc dù tốc độ quay của máy nén vẫn không thay đổi. Lý do của hiện tượng đã nêu ở trên là, khi mức độ xoáy của dòng hơi môi chất lạnh tăng lên, thành phần *vận tốc tiếp tuyến* tại đầu vào của bánh công tác cũng tăng lên, do đó lưu lượng dòng hơi môi chất lạnh có thể tăng lên.

Phương pháp điều chỉnh năng suất lạnh bằng cách điều chỉnh hướng xoắn của cánh hướng dòng có hiệu quả càng cao khi góc quay của cánh hướng dòng càng lớn, có nghĩa là van càng tiến đến tình trạng *mở hoàn toàn*. Ngược lại, khi góc quay của cánh hướng dòng giảm xuống thì mức độ hiệu quả cũng giảm theo, nếu góc quay quá nhỏ thì tác động của van trên đó có gắn các cánh hướng dòng không khác gì cơ cấu tiết lưu.

Bên cạnh phương pháp đã trình bày, người ta còn có thể điều chỉnh năng suất lạnh của máy nén ly tâm bằng cách sử dụng phối hợp với ống khuếch tán hoặc thay đổi tốc độ quay của máy nén. Việc sử dụng phối hợp van trên đó có gắn các cánh hướng dòng và ống khuếch tán có thể giúp điều chỉnh năng suất lạnh của máy nén trong khoảng từ 10% đến 100%.

14.2.2. Bơm và quạt

1. Bơm nước

Bên cạnh máy nén lạnh, bơm nước giải nhiệt ở bình ngưng tụ và bơm nước làm lạnh ở bình bay hơi trong hệ thống điều hòa không khí loại tập trung cũng được xem là các thành phần có mức tiêu thụ năng lượng khá đáng kể. Trước đây người ta ít quan tâm đến các thành phần này, khi đề cập đến hiệu quả của hệ thống điều hòa không khí người ta thường chỉ nhớ đến các hệ số như COP (Coefficient of Performance) hoặc EER (Energy Efficiency Ratio) của máy lạnh. Thực tế cho thấy cần phải chú ý nhiều hơn đến lượng điện năng tiêu thụ bởi các loại bơm này trong suốt *cả vòng đời* của hệ thống.

Như đã đề cập ở trên, trong điều kiện vận hành thực tế thì phụ tải của hệ thống thường không ổn định mà có thể có sự thay đổi, điều đó có nghĩa là phụ tải của bình ngưng tụ và phụ tải của bình bay hơi cũng thay đổi. Nếu phụ tải của hệ thống giảm thì phụ tải của bình ngưng tụ và phụ tải của bình bay hơi cũng giảm, trong trường hợp ngược lại thì phụ tải của bình ngưng tụ và phụ tai của bình bay hơi sẽ tăng.

Giả sử phụ tải của hệ thống điều hòa không khí đang biến đổi theo chiều hướng giảm từ giá trị định mức đến một giá trị nho hơn nào đó, nếu không có tác động gì thì bơm nước ở bình ngưng tụ và bình bay hơi vẫn bơm một lượng nước như cũ, điều này sẽ dẫn đến hai kết quả ngược chiều nhau là:

- Nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh có thể giảm bớt và nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh có thể tăng lên, kết quả là năng lượng vận hành máy nén lạnh có thể sẽ giảm bớt.
- Lượng điện năng tiêu tốn bởi các bơm nước vẫn như cũ trong khi nhu cầu thật sự đã giảm bớt, có nghĩa là ta đã bỏ qua cơ hội tiết kiệm năng lượng vận hành bơm.

Các nghiên cứu thực tế cho thấy, trong những trường hợp như vậy thì lượng điện năng lẽ ra có thể tiết kiệm được ở các bơm nước lớn hơn khá nhiều so với lượng điện năng tiết kiệm được ở máy nén lạnh. Điều đó cho thấy cần phải nghĩ đến việc tận dụng cơ hội giảm phụ tải của hệ thống điều hòa không khí để tiết kiệm năng lượng vận hành các bơm nước. Về mặt kỹ thuật, để thực hiện yêu cầu này ta có thể làm như sau:

- Lắp đặt dụng cụ đo nhiệt độ nước ở đầu vào và đầu ra của bình ngưng tụ và bình bay hơi.
- Bổ sung cơ cấu điều khiển lưu lượng nước đi qua bình ngưng tụ và bình bay hơi, thông thường người ta lắp thêm các *bộ biến tần* để có thể điều chỉnh tốc độ quay của motor kéo bơm nước.

Khi phụ tải của hệ thống giảm thì độ chênh lệch nhiệt độ của nước giữa đầu ra và đầu vào của bình ngưng tụ và bình bay hơi sẽ giảm bớt, độ chênh lệch nhiệt độ này được sử dụng như tín hiệu điều khiển bộ biến tần để làm giảm tốc độ quay của motor, qua đó làm *giảm bớt lưu lượng* nước để đưa độ chênh lệch nhiệt độ của nước trở về giá trị cài đặt lúc ban đầu.

Ngoài ra, cũng cần chú ý đến công tác lắp đặt lúc ban đầu vì điều này nhất định ảnh hưởng đến lượng năng lượng tiêu thụ bởi bơm trong suốt vòng đời của hệ thống, cần chú ý các yêu cầu sau:

- Bình ngưng tụ và tháp giải nhiệt nên được lắp đặt càng gần càng tốt, hạn chế độ cao của tháp giải nhiệt so với bình ngưng tụ.
- Đường ống dẫn nước giải nhiệt nên ngắn đến mức có thể có, không nên có những chỗ quanh co phức tạp, đường kính ống dẫn nên đủ lớn.
- Bình bay hơi nên được lắp đặt ở vị trí tương đối trung tâm so với các vị trí cần được cung cấp nước lạnh trong toàn hệ thống như FCU, AHU, PAU và FAU.
- Tốc độ nước chảy trong các ống dẫn nước lạnh không nên quá cao (xem bảng 12.10), hạn chế những chỗ quanh co của đường ống dẫn nước lạnh.

Trong thực tế thì bình ngưng tụ và bình bay hơi cùng nằm chung trong tổ hợp máy lạnh mà ta gọi là *Water Chiller*, do đó khi thực hiện các yêu cầu này ta nên có cái nhìn tổng thể liên hệ cùng lúc với bình ngưng tụ và bình bay hơi để xác định vị trí lắp đặt hợp lý nhất. Các yêu cầu này càng có ý nghĩa đặc biệt quan trọng khi công trình điều hòa không khí thuộc loại *tòa nhà cao tầng* hoặc *ít tầng nhưng có diện tích mặt bằng rộng*.

Liên quan đến vấn đề năng lượng vận hành các bơm nước, trong những năm gần đây TRANE đã giới thiệu một phương pháp thiết kế mang tính *tổng hợp* có tên gọi là *EarthWise*. Mục tiêu của phương pháp EarthWise là nhằm giúp công trình điều hòa không khí tiếp cận nhiều hơn đến các chỉ tiêu *xanh* và *sạch* thông qua việc có thể tận dụng tốt hơn các cơ hội tiết kiệm năng lượng.

So với phương pháp thiết kế truyền thống (*ARI Standard*), hệ thống điều hòa không khí được thiết kế theo phương pháp EarthWise có những đặc điểm sau:

- Lưu lượng làm việc của các bơm nước thấp hơn rất đáng kể do *độ chênh lệch nhiệt độ* nước vào-ra ở các bình ngưng tụ và bình bay hơi được chủ động thiết kế ở mức cao hơn.
- Kích thước các ống dẫn nước và ống dẫn không khí có thể hơi nhỏ hơn.
- Năng suất của các bơm nước và năng suất của các quạt cũng nhỏ hơn.
- Tăng thêm cơ hội giảm tiền đầu tư ban đầu và giảm chi phí vận hành hệ thống.

- Chất lượng không khí bên trong không gian cần điều hòa được cải thiện tốt hơn do nhiệt độ không khí cấp vào hơi nhỏ hơn (làm gia tăng khả năng tách ẩm).

Bảng 14.2 trình bày tóm tắt một số khác biệt giữa phương pháp thiết kế truyền thống và phương pháp thiết kế EarthWise.

Bảng 14.2

Thông số	Phương pháp thiết kế	
	Phương pháp truyền thống	Phương pháp EarthWise
Nhiệt độ nước lạnh ra khỏi bình bay hơi	Khoảng 6,7^oC đến 7°C	Trung bình khoảng 5^oC
Độ chênh lệch nhiệt độ nước vào-ra ở bình ngưng tụ	Trung bình khoảng 5,5^oC	Khoảng 8^oC
Độ chênh lệch nhiệt độ nước vào-ra ở bình bay hơi	Trung bình khoảng 5,5^oC	Khoảng 9^oC
Nhiệt độ nước vào-ra khỏi bình ngưng tụ	Khoảng 32^oC đến 37^oC (hoặc 37,5^oC)	Khoảng 32^oC đến 40^oC
Nhiệt độ nước vào-ra khỏi bình bay hơi	Khoảng 12^oC đến 7^oC (hoặc nhỏ hơn một chút)	Khoảng i4^oC đến 5^oC

Khách quan mà nói thì phương pháp thiết kế EarthWise cũng có nhược điểm cơ bản là làm gia tăng công suất động cơ kéo máy nén lạnh do nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh hơi tăng và nhiệt độ sôi của môi chất lạnh hơi giảm. Tuy nhiên, so sánh giữa "được" và "mất" thì phần "được" có vẻ lấn lướt hơn. Với mục đích minh họa, bảng 14.3 trình bày công suất của một số động cơ chính trong một trường hợp cụ thể ứng với Water Chiller có năng suất 1000*tấn lạnh* để tham khảo.

Bảng 14.3

Thông số	Phương pháp thiết kế	
	Phương pháp truyền thống	Phương pháp EarthWise
Công suất động cơ kéo máy nén lạnh.	580*kW*	640*kW*
Công suất động cơ kéo bơm nước lạnh.	65*kW*	19*kW*
Công suất động cơ kéo bơm nước giải nhiệt.	45*kW*	16*kW*
Công suất động cơ kéo quạt tháp giải nhiệt.	48*kW*	48*kW*

Từ bảng 14.3 ta thấy tổng công suất của các động cơ chính ứng với phương pháp thiết kế truyền thống là 738*kW*, trong khi đó tổng công suất của các động cơ chính ứng với phương pháp thiết kế EarthWise là 723*kW*. Nếu tính trong suốt vòng đời của hệ thống thì lượng điện năng tiết kiệm được khi vận hành hệ thống thiết kế bằng phương pháp EarthWise là rất đáng kể.

2. Quạt

Trong hệ thống điều hòa không khí và máy điều hòa không khí thì quạt có thể xuất hiện ở những thiết bị như FCU, AHU, FAU, PAU, dàn lạnh, dàn nóng và tháp giải nhiệt.

Về cơ bản có thể tiết kiệm năng lượng vận hành quạt trong hệ thống điều hòa không khí loại tập trung bằng cách chú ý thiết kế hợp lý hệ thống ống dẫn không khí. Trong quá trình thiết kế chắc chắn ta phải giải quyết mối quan hệ mâu thuẫn giữa việc chọn tốc độ không khí lớn hay nhỏ, mục 10.9.1 đã bàn vấn đề này. Tuy nhiên, vấn đề không chỉ là tốc độ không khí, cách chọn đường đi của ống dẫn không khí cũng ảnh hưởng đáng kể đến năng lượng vận hành quạt, nói chung cần hạn chế các ống dẫn quanh co, hạn chế những vị trí thay đổi tiết diện đột ngột và hạn chế lắp đặt các tấm điều chỉnh lưu lượng trong ống dẫn không khí. Việc vệ sinh thiết bị cũng nên được thực hiện định kỳ để góp phần làm giảm lượng điện năng tiêu thụ bởi các quạt.

14.2.3. Ống dẫn nước và ống dẫn không khí

Tổn thất áp suất của các ống dẫn nước và ống dẫn không khí đương nhiên có ảnh hưởng quan trọng đến mức độ tiêu thụ năng lượng của các bơm và quạt. Tuy nhiên, dưới một góc độ khác thì các ống dẫn nước và ống dẫn không khí cũng có ảnh hưởng đến mức độ tiêu thụ năng lượng của hệ thống, cụ thể ở đây là mức độ tiêu thụ năng lượng của máy lạnh.

Rõ ràng, nhiệm vụ của ống dẫn nước lạnh và ống dẫn không khí lạnh là vận chuyển môi chất có nhiệt độ thấp hơn nhiệt độ môi trường xung quanh đến các địa điểm cần thiết. Như vậy, để giảm mức tiêu thụ năng lượng của máy lạnh ta cần phải:

- Bọc cách nhiệt các ống dẫn thật đúng kỹ thuật và đảm bảo mức độ yêu cầu.
- Không để môi chất chuyển động trong ống dẫn rò rỉ ra ngoài.
- Tránh để vật liệu cách nhiệt thấm ướt (ví dụ do hiện tượng đọng sương ngoài ý muốn).
- Không bố trí ống dẫn ở không gian ngoài trời hoặc ở nơi bị chiếu nắng.
- Định kỳ kiểm tra tình trạng lớp cách nhiệt, giải quyết kịp thời những hư hỏng nếu có.

Về mặt nguyên tắc, nếu một hoặc một số yêu cầu nêu trên không được thỏa mãn thì máy lạnh sẽ phải tiêu tốn năng lượng nhiều hơn. Bảng 14.4 trình bày lý do làm gia tăng mức tiêu thụ năng lượng của máy lạnh.

Bảng 14.4

Nguyên nhân	Hiện tượng	Hậu quả
- Bọc cách nhiệt không đúng kỹ thuật hoặc không đảm bảo đủ mức độ yêu cầu.	- Lớp cách nhiệt không được ép sát bề mặt ống. - Vô tình xuất hiện những khoảng hở, nhất là ở những vị trí nối ống. - Bề dày lớp cách nhiệt không đủ.	- Gia tăng lượng nhiệt từ bên ngoài xâm nhập vào bên trong ống dẫn làm tăng phụ tải lạnh. - Có thể xuất hiện hiện tượng đọng sương làm ướt vật liệu cách nhiệt, kết quả là phụ tải lạnh bị gia tăng.
- Môi chất chuyển động trong ống dẫn rò rỉ ra bên ngoài. - Không kịp thời giải quyết những hư hỏng của đường ống.	- Có thể xuất hiện hiện tượng đọng sương cục bộ. - Thất thoát môi chất chuyển tải lạnh.	- Phụ tải lạnh bị gia tăng.
- Vật liệu cách nhiệt bị thấm ướt. - Bố trí ống dẫn ở không gian ngoài trời hoặc ở nơi bị chiếu nắng.	- Xuất hiện hiện tượng chảy nước từ đường ống. - Bề mặt lớp cách nhiệt mau bị hư hỏng. - Gia tăng độ chênh lệch nhiệt độ giữa bên ngoài và bên trong ống dẫn.	- Làm suy giảm chất lượng của vật liệu cách nhiệt. - Phụ tải lạnh bị gia tăng.

14.2.4. Một số vấn đề khác

Các mục ở trên chủ yếu đề cập đến vấn đề sử dụng hiệu quả năng lượng dưới góc độ *thiết bị*. Tuy nhiên, rõ ràng mức độ tiêu tốn năng lượng của hệ thống còn phụ thuộc đáng kể vào cách *sử dụng và khai thác*.

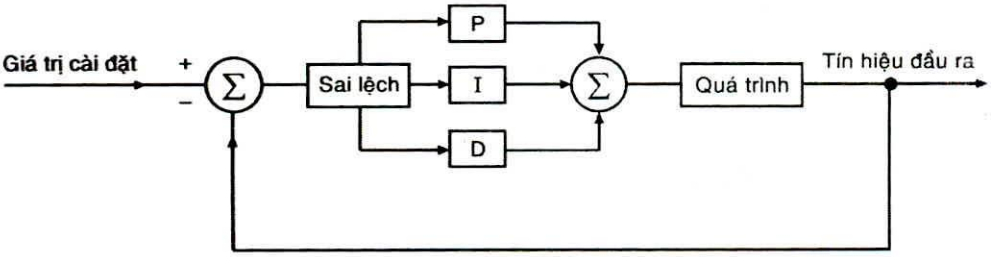
Như vậy, để hạn chế mức tiêu thụ năng lượng của hệ thống trong quá trình vận hành, về phía sử dụng ta cần chú ý thực hiện các yêu cầu sau:

- Hạn chế khả năng trao đổi giữa không khí bên ngoài và không khí bên trong không gian cần điều hòa. Ở những vị trí cửa thường xuyên có người qua lại thì nên lắp đặt các loại cửa xoay, cửa tự động, cửa tự đóng hay màn chắn gió,...
- Không nên cài đặt nhiệt độ bên trong không gian cần điều hòa quá thấp, bình quân chỉ nên khoảng từ 25^oC đến 26^oC.

- Hạn chế lượng bức xạ mặt trời chiếu trực tiếp vào các cửa sổ lắp kính bằng cách khép kín màn che ở những cửa sổ đang bị chiếu nắng.
- Phải tắt thiết bị ở những nơi không cần sử dụng và khi không cần sử dụng, hạn chế đặt vào không gian cần điều hòa những nguồn có khả năng phát nhiệt.
- Tận dụng một phần lượng không khí thải ra khỏi không gian cần điều hòa để hòa trộn với không khí tươi bên ngoài, tất nhiên phải đảm bảo đủ lượng không khí tươi cần thiết. Trong một số trường hợp, nếu có thể nên lắp đặt thêm bộ hồi nhiệt HRV (xem hình 2.16) để làm mát sơ bộ lượng không khí tươi đi vào không gian cần điều hòa trên cơ sở khai thác mức nhiệt độ thấp của dòng không khí thải ra.
- Không đặt các miệng thổi gió lạnh hoặc dàn lạnh ở các vị trí quá cao.
- Thường xuyên kiểm tra lượng môi chất lạnh đang còn trong hệ thống (nhất là ở các hệ thống cỡ trung và nhỏ) để giải quyết kịp thời nếu phát hiện hiện tượng rò rỉ.
- Định kỳ vệ sinh các bộ lọc, các màn chắn bụi và các dàn trao đổi nhiệt có trong hệ thống, kịp thời thay thế các thiết bị điều hòa không khí đã quá cũ vì thông thường các thiết bị cũ có thể tiêu thụ năng lượng nhiều hơn các thiết bị mới khoảng từ 30% đến 50%.

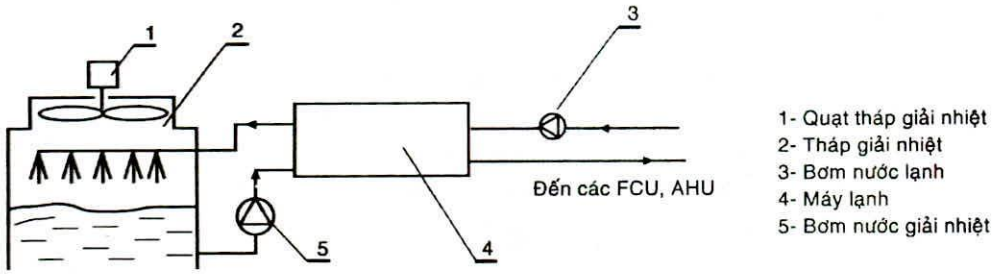
§14.3. NGUYÊN LÝ HIỆU QUẢ BIẾN ĐỔNG ĐỀU

Trong những năm gần đây, các nhà sản xuất thường sử dụng bộ biến tần để *điều chỉnh tốc độ* động cơ phù hợp với sự biến đổi của phụ tải làm việc nhằm mục đích tiết kiệm năng lượng. Đối với các hệ thống chỉ có một động cơ thì giải pháp đó tỏ ra có hiệu quả. Tuy nhiên, đối với các hệ thống có nhiều thành phần khác nhau được dẫn động bằng các động cơ khác nhau thì giải pháp đó chưa thật sự hoàn hảo do chưa tận dụng được triệt để các cơ hội tiết kiệm năng lượng. Trong những trường hợp như vậy thì phương pháp thường được sử dụng cho đến hiện nay vẫn là phương pháp điều khiển PID (Proportional-Integral-Derivative Controller). Về nguyên tắc, phương pháp PID sẽ dựa trên các sai lệch giữa *giá trị đo được* (tín hiệu đầu ra) và *giá trị cài đặt* để điều khiển các thông số đầu vào nhằm mục đích làm giảm bớt độ sai lệch thực tế. Nếu hệ thống có nhiều động cơ cần điều chỉnh tốc độ thì các tác động điều khiển thường là *độc lập* với nhau, mối liên hệ nếu có chỉ là mối liên hệ gián tiếp thông qua các tác động qua lại giữa các thành phần có trong hệ thống. Hình 14.6 trình bày sơ đồ khối thể hiện nguyên tắc điều khiển của phương pháp PID.



Hình 14.6

Để hiểu rõ phương pháp PID ta hãy khảo sát hệ thống điều hòa không khí trình bày ở hình 14.7. Giả sử phụ tải của không gian cần điều hòa không khí giảm xuống so với giá trị định mức, lúc đó ta thấy trước hết tốc độ động cơ kéo máy nén lạnh giảm xuống; sau đó tốc độ động cơ kéo bơm nước giải nhiệt, tốc độ động cơ kéo bơm nước lạnh và tốc độ động cơ kéo quạt tháp giải nhiệt cũng có thể giảm xuống.



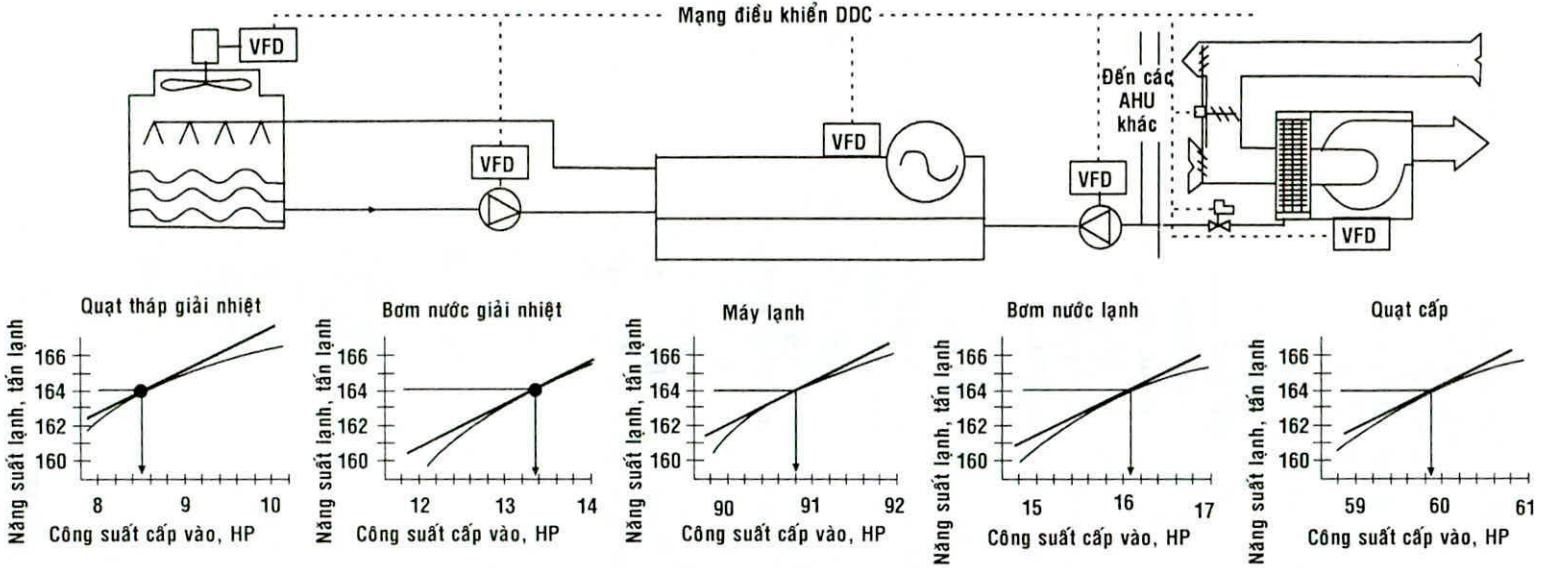
Hình 14.7

Tuy nhiên, về mặt nguyên lý, tốc độ quay của động cơ kéo máy nén lạnh giảm xuống là do độ sai lệch giữa nhiệt độ cài đặt trong phòng và nhiệt độ đo được trong phòng tăng lên, tốc độ quay của động cơ kéo bơm nước giải nhiệt giảm xuống là do độ sai lệch giữa *độ chênh lệch nhiệt độ* nước giải nhiệt đã cài đặt và *độ chênh lệch nhiệt độ* nước giải nhiệt thực tế tăng lên, tốc độ quay của động cơ kéo bơm nước lạnh giảm xuống là do độ sai lệch giữa *độ chênh lệch nhiệt độ* nước lạnh (đi qua bình bay hơi) đã cài đặt và *độ chênh lệch nhiệt độ* nước lạnh thực tế tăng lên, tương tự như vậy đối với động cơ của quạt tháp giải nhiệt. Nói chung, để áp dụng phương pháp PID nhất định ta phải sử dụng các bộ cảm biến nhiệt độ, cảm biến áp suất,...Một trong những vấn đề cần phải lưu ý khi điều khiển hệ thống bằng phương pháp PID là *độ ổn định* làm việc của hệ thống cũng như khả năng điều khiển hệ thống, nếu phụ tải của hệ thống thường xuyên thay đổi thì rất khó đảm bảo độ ổn định của hệ thống.

Từ ví dụ nêu trên ta thấy rõ các tín hiệu điều khiển tốc độ quay của các động cơ có trong sơ đồ ở hình 14.7 không phải là một, mà xuất phát từ nhiều nguồn khác nhau. Chính điều này làm hạn chế khả năng phối hợp các thành phần có trong sơ đồ để tìm kiếm chế độ hoạt động tối ưu nhất cho hệ thống.

Để giải quyết nhược điểm đó *Tom Hartman* đã đề xuất *Nguyên lý hiệu quả biên đồng đều* (Equal Marginal Performance Principle). Nội dung cơ bản của nguyên lý này là: *hiệu quả biên ở mỗi thành phần trong toàn hệ thống đều phải bằng nhau*. Trong trường hợp này thì khái niệm *hiệu quả biên* được hiểu là *độ dốc* của đường cong biểu diễn mối quan hệ giữa thông số đầu ra của toàn hệ thống tính trên một đơn vị công suất cấp vào ở mỗi thành phần có trong hệ thống. Nếu hệ thống khảo sát là hệ thống điều hòa không khí loại tập trung thì *thông số đầu ra của toàn hệ thống* chính là *năng suất lạnh* của hệ thống.

Khi áp dụng *Nguyên lý hiệu quả biên đồng đều*, phương pháp điều khiển PID được thay thế bằng *phương pháp DBC* (Demand Based Control). Trong phương pháp này thì mối quan tâm không phải là các tín hiệu nhiệt độ/áp suất đã được cài đặt, mà mối quan tâm chính yếu là công suất điện cấp vào cho từng thành phần trong mối quan hệ tổng thể sao cho công suất điện cấp vào cho toàn hệ thống là nhỏ nhất tương ứng với mức phụ tải đang khảo sát. Do không phải thường xuyên quan tâm đến việc hiệu chỉnh các *sai lệch* như ở phương pháp PID cho nên ở phương pháp này tính ổn định vận hành không phải là vấn đề đáng bàn. Hình 14.8 trình bày một ví dụ để hiểu rõ ý nghĩa của *Nguyên lý hiệu quả biên đồng đều* và phương pháp DBC.


Mạng điều khiển DDC
VFD
VFD
VFD
VFD
VFD
Đến các AHU khác
Quạt tháp giải nhiệt
Bơm nước giải nhiệt
Máy lạnh
Bơm nước lạnh
Quạt cấp
Năng suất lạnh, tấn lạnh
166
164
162
160
8
9
10
12
13
14
90
91
92
15
16
17
59
60
61
Công suất cấp vào, HP

Hình 14.8

Trong sơ đồ ở hình 14.8 có tất cả 5 động cơ cần phải quan tâm, bao gồm: động cơ kéo máy nén lạnh, động cơ kéo quạt tháp giải nhiệt, động cơ kéo bơm nước giải nhiệt bình ngưng, động cơ kéo bơm nước lạnh và động cơ kéo quạt lắp ở các AHU. Các đồ thị ở hình 14.8 có trục tung hoàn toàn giống nhau, cùng thể hiện năng suất lạnh của hệ thống. Trong khi đó trục hoành của các đồ thị thể hiện công suất của các động cơ tương ứng. Ta có các nhận xét sau:

- Khoảng chia ở trục hoành của các đồ thị hoàn toàn giống nhau, trong ví dụ này thì mỗi khoảng chia ứng với 0,2*HP*.
- Các đường cong trên các đồ thị hoàn toàn đồng dạng với nhau, hệ số góc của các tiếp tuyến với đường cong tại các điểm làm việc tương ứng của mỗi thành phần đều bằng nhau.

Bảng 14.5 trình bày công suất của các động cơ ứng với mức năng suất lạnh 164*tấn lạnh* tra được từ các đồ thị trình bày ở hình 14.8.

Bảng 14.5

Động cơ	Công suất, *HP*
Động cơ kéo máy nén lạnh	90,8
Động cơ kéo quạt tháp giải nhiệt	8,5
Động cơ kéo bơm nước giải nhiệt	13,36
Động cơ kéo bơm nước lạnh	16,1
Động cơ kéo quạt lắp ở các AHU	59,86

Như vậy, giả sử năng suất lạnh của hệ thống giảm chỉ còn 162*tấn lạnh*, từ các đồ thị ta biết sẽ phải điều chỉnh công suất động cơ của các thành phần giảm đến giá trị nào và trên cơ sở đó điều chỉnh tốc độ quay của động cơ, đó là nội dung cơ bản của *Nguyên lý hiệu quả biên đồng đều*.

Khi áp dụng *Nguyên lý hiệu quả biên đồng đều* thì trong hệ thống không tồn tại các vòng lặp ghi nhận áp suất và nhiệt độ theo kiểu thông thường, thay vào đó là cơ chế điều khiển trực tiếp công suất bằng phương pháp điều khiển mạng DDC (Direct Digital Control).

Nguyên lý hiệu quả biên đồng đều có ba ưu điểm cơ bản sau:

- Có thể tận dụng triệt để hơn các cơ hội giảm mức tiêu thụ năng lượng xuất hiện trong hệ thống khi phụ tải của hệ thống giảm xuống.
- Cấu hình của hệ thống đơn giản hơn, thuận tiện hơn cho công tác bảo dưỡng.
- Độ ổn định làm việc của hệ thống tốt hơn.

§14.4. TÍCH TRỮ LẠNH

Trong những năm gần đây kỹ thuật tích trữ lạnh rất được quan tâm, ở những trường hợp thích hợp người thiết kế thường kết nối hệ thống tích trữ lạnh với hệ thống điều hòa không khí trung tâm loại truyền thống để gia tăng tính *hiệu quả* của hệ thống.

Cần lưu ý bản chất của khái niệm *hiệu quả* trong trường hợp này. Nói chung *tích trữ lạnh* không phải là biện pháp tiết kiệm và sử dụng hiệu quả năng lượng hiểu theo ý nghĩa như đã bàn ở các mục trên, mà đúng hơn đó là giải pháp góp phần san phẳng phụ tải lạnh của hệ thống điều hòa không khí để có thể tận dụng các *lợi ích kinh tế* do giá điện thay đổi trong ngày. Như vậy khái niệm *hiệu quả* do kỹ thuật tích trữ lạnh mang lại có thể là:

- Đối với chủ đầu tư: tiết kiệm chi phí vận hành.
- Đối với xã hội: góp phần điều chỉnh phụ tải lưới điện theo hướng giảm bớt phụ tải của lưới điện vào giờ cao điểm.

Về mặt kỹ thuật, có thể ứng dụng kỹ thuật tích trữ lạnh trong các hệ thống điều hòa không khí trung tâm có các đặc điểm như sau:

- Năng suất lạnh lớn.
- Có biểu đồ phụ tải thay đổi trong ngày theo xu thế tăng cao vào giờ cao điểm và giảm xuống đáng kể vào giờ thấp điểm.

Bằng cách kết hợp với hệ thống tích trữ lạnh, năng suất thiết kế của hệ thống điều hòa không khí trung tâm có thể được giảm bớt, điều này làm cho chi phí đầu tư máy lạnh (Water Chiller) có thể giảm xuống đáng kể.

Nói chung, nguyên tắc cơ bản của hệ thống điều hòa không khí trung tâm có kết hợp với kỹ thuật tích trữ lạnh là:

- Vào giờ thấp điểm, khi phụ tải của hệ thống giảm xuống thì máy lạnh vẫn được cho hoạt động để thực hiện nhiệm vụ *tích trữ lạnh*, bằng cách này chi phí vận hành (tiền điện) tính trên một đơn vị sản phẩm sẽ giảm xuống đáng kể do giá điện giảm xuống.
- Vào giờ cao điểm, khi phụ tải của hệ thống tăng lên đáng kể thì yêu cầu này được đáp ứng hoặc là bằng nguồn lạnh đã được tích trữ trước đó, hoặc là bằng sự phối hợp giữa nguồn lạnh đã được tích trữ trước đó và máy lạnh. Như vậy, rõ ràng vào giờ cao điểm máy lạnh hoặc là ngưng hoạt động hoàn toàn, hoặc là chỉ phải đáp ứng *một phần* nhu cầu của thời điểm đó, điều này góp phần làm giảm bớt số tiền điện phải trả vào giờ cao điểm.

Rõ ràng, so với phương án không có hệ thống tích trữ lạnh, trong trường hợp hệ thống điều hòa không khí trung tâm có kết hợp hệ thống tích trữ lạnh thì biểu đồ phụ tải của máy lạnh theo thời gian tương đối đồng đều hơn, điều này giúp cho hiệu quả làm việc của máy lạnh cũng tốt hơn.

Như đã đề cập sơ bộ ở trên, về mặt vận hành, vào giờ cao điểm ta cần lưu ý có thể có hai chế độ vận hành là chế độ vận hành theo kiểu tích trữ toàn phần và chế độ vận hành theo kiểu tích trữ một phần:

- Chế độ tích trữ toàn phần

Ở chế độ này thì máy lạnh hoàn toàn ngưng hoạt động vào giờ cao điểm. Ưu điểm của chế độ vận hành này là có thể khai thác tối đa nguồn điện giá rẻ vào giờ thấp điểm, giảm rất đáng kể nhu cầu sử dụng điện vào giờ cao điểm. Nhược điểm cơ bản của chế độ vận hành này là dung lượng và kích thước của thiết bị tích trữ lạnh phải lớn, số tiền đầu tư ban đầu cũng gia tăng.

- Chế độ tích trữ một phần

Ở chế độ này thì vào giờ cao điểm máy lạnh vẫn còn hoạt động, nhưng phụ tải máy lạnh không cần phải gia tăng vì có sự chia sẻ của nguồn lạnh đã được tích trữ trước đó trong giờ thấp điểm. Như vậy, ở chế độ này máy lạnh vẫn phải hoạt động liên tục. So với chế độ tích trữ toàn phần thì ưu và khuyết điểm của chế độ này hoàn toàn ngược lại. Chế độ tích trữ một phần có thể được chia thành hai loại:

(i) Tích trữ một phần với phụ tải đồng đều: máy lạnh được cho hoạt động ổn định ở chế độ định mức suốt cả ngày. Vấn đề cần lưu ý là việc lựa chọn phụ tải định mức của máy lạnh sao cho phù hợp với trường hợp ứng dụng. Ưu điểm của chế độ này là có thể khai thác tốt nhất hiệu quả hoạt động của máy lạnh.

(ii) Tích trữ một phần với phụ tải giới hạn: máy lạnh vẫn hoạt động suốt cả ngày, nhưng phụ tải của máy lạnh có thể giảm khá thấp vào giờ cao điểm nhằm tiết kiệm chi phí vận hành.

Về mặt phương pháp tích trữ lạnh, có thể có ba cách chính như sau:

- Cách thứ nhất: phương pháp *tích trữ nhiệt dung* hay còn gọi là phương pháp *tích trữ nhiệt hiện*. Ở phương pháp này người ta thường sử dụng *nước* để làm chất tích trữ, nhiệt độ của nước ở giai đoạn tích trữ có thể từ 4^oC đến 7^oC, nhiệt độ xả tải khoảng 5^oC đến 8^oC và nhiệt độ hồi về có thể khoảng từ 12^oC đến 15^oC, *tỉ số thể tích chứa trên đơn vị năng lượng tích trữ* khoảng từ $0{,}086 m^3/kWh$ đến $0{,}118 m^3/kWh$.

- Cách thứ hai: phương pháp *tích trữ băng*. Phương pháp này có thể tận dụng cả nhiệt ẩn và nhiệt hiện trong quá trình biến đổi trạng thái của chất được sử dụng để biến thành băng (thông thường là nước). Môi chất tạo băng trong trường hợp này có thể là môi chất lạnh hay

chất tải lạnh. Do yêu cầu tạo băng cho nên nhiệt độ của môi chất lạnh hay nhiệt độ của chất tải lạnh thường phải thấp (khoảng -5^oC đến -10^oC), nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh cũng thường thấp hơn bình thường do máy lạnh vẫn còn hoạt động vào giữa khuya khi nhiệt độ môi trường xung quanh đã giảm xuống. Các nghiên cứu cho thấy, vào giai đoạn tạo băng hiệu quả của máy lạnh có hơi giảm xuống, lý do là tác động *không tốt* khi nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh giảm xuống thường lớn hơn tác động *tốt* khi nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh giảm. So với phương pháp tích trữ nhiệt hiện thì ở trường hợp này kích thước thiết bị nhỏ gọn hơn và nhiệt độ tích trữ cũng nhỏ hơn đáng kể, thông thường *tỉ số thể tích chứa trên đơn vị năng lượng tích trữ* khoảng từ $0{,}02m^3/kWh$ đến $0{,}025m^3/kWh$, nhiệt độ tích trữ khoảng từ -8^oC đến -3^oC và nhiệt độ xả tải (giai đoạn xả băng) khoảng từ 1^oC đến 3^oC.

- Cách thứ ba: phương pháp sử dụng *chất biến đổi pha* (Phase Change Material). Trong trường hợp này thì năng lượng được tích trữ chủ yếu ở dạng nhiệt ẩn, phần năng lượng được tích trữ ở dạng nhiệt hiện không đáng kể. Nhược điểm của phương pháp này là nhiệt độ tích trữ và nhiệt độ xả tải hơi cao, cụ thể nhiệt độ tích trữ khoảng từ 4^oC đến 6^oC và nhiệt độ xả tải khoảng từ 9^oC đến 10^oC, do đó cần phải làm lạnh chất làm việc thêm một lần nữa trước khi cấp vào các thiết bị của máy điều hòa không khí. *Tỉ số thể tích chứa trên đơn vị năng lượng tích trữ* của trường hợp này nằm ở khoảng giữa của các tỉ số tương ứng của cách thứ hai và cách thứ nhất.

Như vậy, mặc dù về mặt tổng quát có thể có ba phương pháp tích trữ lạnh, tuy nhiên *phương pháp tích trữ băng* được đánh giá là phương pháp thích hợp nhất với các hệ thống điều hòa không khí loại trung tâm. Có thể chia *phương pháp tích trữ băng thường được sử dụng* thành các loại sau:

- Tích trữ dạng băng bám trên ống.
- Tích trữ dạng mảnh băng rơi.
- Tích trữ dạng vảy băng.
- Tích trữ dạng khối băng.

Để hiểu rõ các loại tích trữ băng đã nêu ta cần làm rõ các thuật ngữ có liên quan sau:

- *Chất làm tan băng*: là chất lỏng (thông thường là *nước*) được sử dụng để làm tan băng bám trên bề mặt bên ngoài của các ống trao đổi nhiệt, sau đó chất này được cấp đến các FCU và các AHU để thực hiện nhiệm vụ xử lý không khí.

- *Môi chất tạo băng*: có thể là *môi chất lạnh* (nếu dàn lạnh được đặt trực tiếp trong thể tích tạo băng) hoặc là *chất tải lạnh* chuyển động khép kín giữa bình bay hơi của máy lạnh đến các ống trao đổi nhiệt của hệ thống tích trữ lạnh đặt trong thể tích tạo băng.
- *Giai đoạn tạo băng*: máy lạnh được cho hoạt động để tạo băng và tích trữ băng trong thể tích tạo băng.
- *Giai đoạn xả băng*: là giai đoạn cho chất làm tan băng chuyển động để tiến hành quá trình làm băng tan chảy.

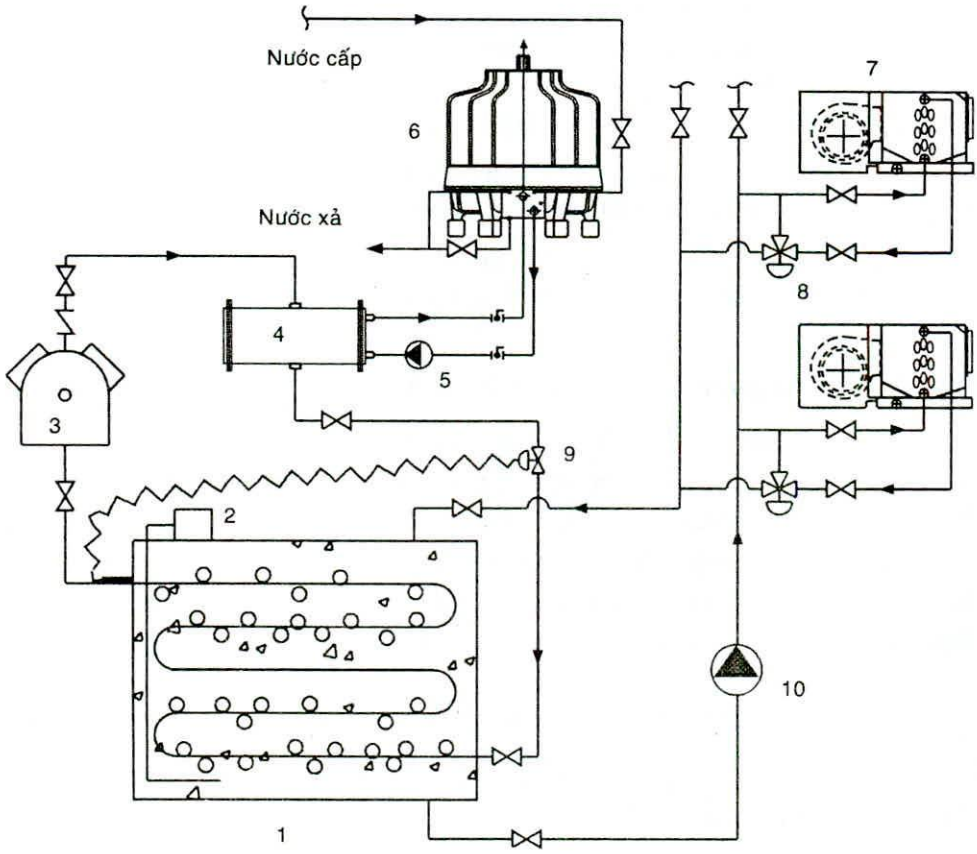
14.4.1. Phương pháp tích trữ dạng băng bám trên ống (Ice-On-Coil)

Đây là trường hợp tích trữ băng mà trong quá trình hình thành băng thì băng được tạo nên trên bề mặt bên ngoài của các ống trao đổi nhiệt và bám trên bề mặt ống. Phụ thuộc vào cách làm tan băng, cụ thể là phụ thuộc vào *vị trí chuyển động* của chất làm tan băng, mà ta có thể chia *tích trữ dạng băng bám trên ống* ra thành hai trường hợp là *chất làm tan băng chảy bên ngoài ống* và *chất làm tan băng chảy bên trong ống*.

1. Chất làm tan băng chảy bên ngoài ống (External Melt Ice-On-Coil)

Trong trường hợp này môi chất tạo băng có thể là *môi chất lạnh* và cũng có thể là *chất tải lạnh*.

Hình 14.9 trình bày sơ đồ ứng với trường hợp môi chất tạo băng là *môi chất lạnh* được cho chuyển động bên trong các ống trao đổi nhiệt của dàn lạnh, còn *chất làm tan băng* là nước được cho chuyển động bên ngoài các ống trao đổi nhiệt của dàn lạnh. Từ hình 14.9 ta thấy dàn lạnh của máy lạnh được nhúng trực tiếp vào thể tích tạo băng 1 đã chứa sẵn nước, khi cho máy lạnh hoạt động thì nước sẽ đóng băng và bám dần vào bề mặt bên ngoài của dàn lạnh. Để khởi động quá trình xả băng thì bơm 10 sẽ được cho hoạt động để bơm nước qua thể tích tạo băng. Ứng với giai đoạn đầu của quá trình xả băng thì nhiệt độ nước do băng tan hơi thấp, khoảng từ 1^oC đến 3^oC. Hỗn hợp bao gồm *nước* và *nước do băng tan* sẽ được đưa đến các AHU/FCU và được cho quay trở lại thể tích tạo băng, sau một số vòng thì nhiệt độ của hỗn hợp có thể cao hơn. Để gia tăng cường độ xả băng và làm cho nhiệt độ hỗn hợp đồng đều người ta thường sử dụng máy nén không khí để sục không khí vào thể tích tạo băng. Phương án trình bày ở hình 14.9 có nhược điểm cơ bản là làm gia tăng khối lượng môi chất lạnh nạp vào máy lạnh, làm cho áp suất hơi môi chất lạnh hút về máy nén dần dần bị giảm trong quá trình tạo băng và làm cho sơ đồ thực tế có vẻ phức tạp hơn.



1- Thể tích tạo băng 2- Máy nén không khí 3- Máy nén lạnh 4- Bình ngưng tụ;
5- Bơm nước giải nhiệt 6- Tháp giải nhiệt 7- AHU hoặc FCU 8- Van điều chỉnh
9- Van tiết lưu 10- Bơm chất làm tan băng

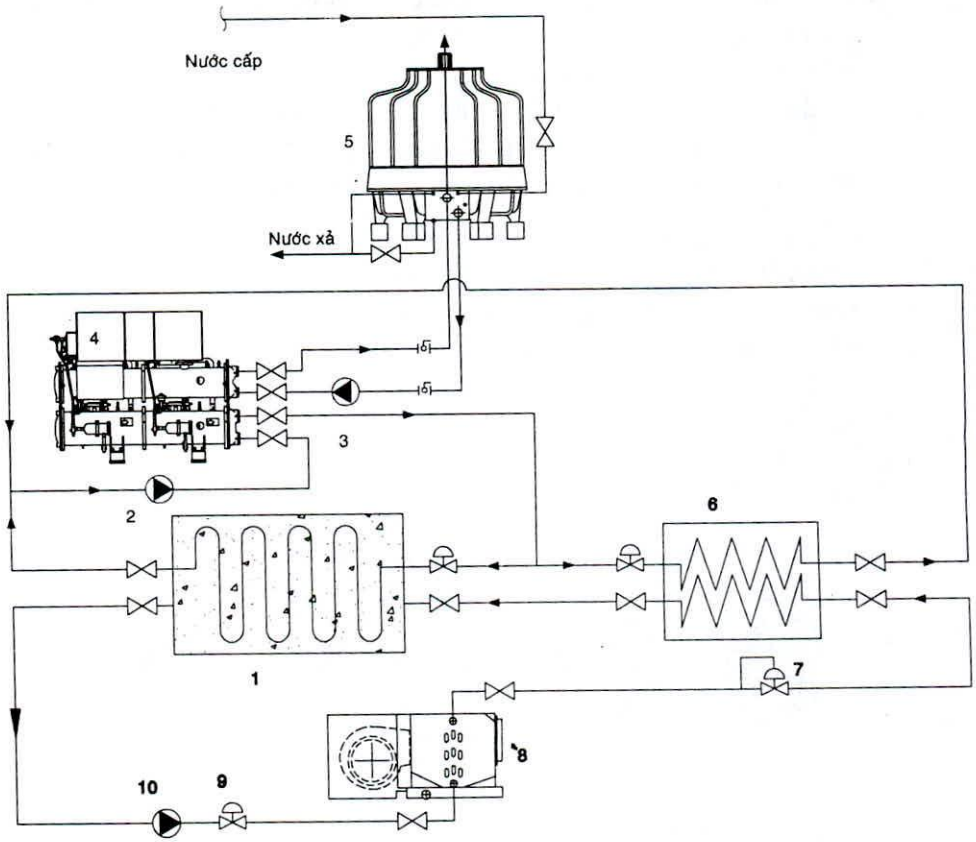
Hình 14.9

Để giải quyết nhược điểm này người ta sử dụng máy lạnh làm lạnh chất trung gian mà ta gọi là *chất tải lạnh*. Trong trường hợp này người ta đặt dàn ống trao đổi nhiệt vào thể tích tạo băng và bố trí chất tải lạnh, cũng chính là môi chất tạo băng, chuyển động bên trong các ống trao đổi nhiệt. Thông thường chất tải lạnh là dung dịch trộn lẫn nước và Ethylene Glycol ở nồng độ khoảng 25% đến 40%. Bảng 14.6 trình bày nhiệt độ đông đặc của dung dịch nước và Ethylene Glycol ứng với các nồng độ khác nhau để tham khảo. Hình 14.10 trình bày phương án ứng với trường hợp chất làm tan băng chảy bên ngoài các ống trao đổi nhiệt, còn môi chất tạo băng là dung dịch nước và Ethylene Glycol chảy bên trong các ống trao đổi nhiệt.

Bảng 14.6

Nồng độ dung dịch, %	Nhiệt độ đông đặc, ^oC
0	0
10	–4
20	–7
30	–15
40	–23
50	–34
60	–48
70	–51
80	–45
90	–29
100	–12

Ghi chú: nồng độ dung dịch là tỉ số giữa khối lượng của Ethylene Glycol và khối lượng tổng của dung dịch (bao gồm Ethylene Glycol và nước)



1- Thể tích tạo băng 2- Bơm chất tải lạnh 3- Bơm nước giải nhiệt 4- Máy lạnh
5- Tháp giải nhiệt 6- Bộ trao đổi nhiệt trực tiếp 7- Van điều chỉnh 8- AHU hay FCU
9- Van điều chỉnh 10- Bơm chất làm tan băng

Hình 14.10

Hình 14.11 trình bày tóm tắt các đặc điểm cơ bản của phương án tích trữ dạng băng bám trên ống với chất làm tan băng chảy bên ngoài ống và một số điều cần chú ý:

- Chất tạo băng có thể là môi chất lạnh hay chất tải lạnh:

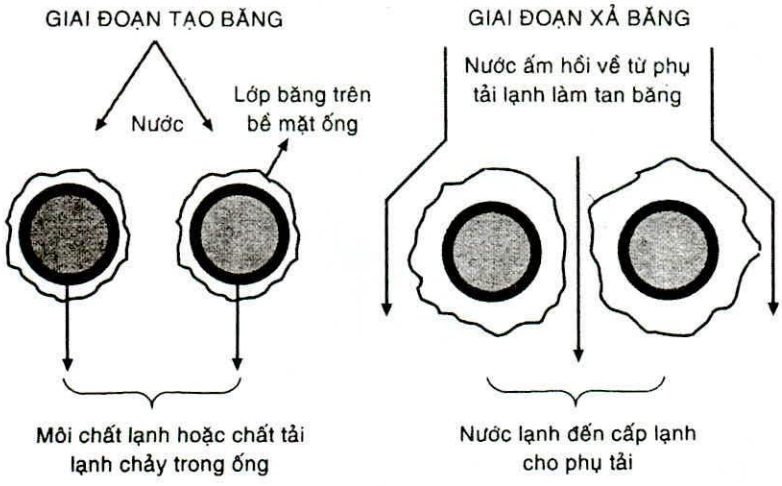
(i) Nếu là môi chất lạnh thì người ta đặt dàn lạnh của máy lạnh vào thể tích tạo băng, môi chất lạnh chuyển động bên trong các ống trao đổi nhiệt.

(ii) Nếu là chất tải lạnh thì người ta đặt bộ trao đổi nhiệt vào thể tích tạo băng, chất tải lạnh chuyển động bên trong các ống trao đổi nhiệt.

- Chất làm tan băng thường là nước được cho chuyển động bên ngoài các ống trao đổi nhiệt.

- Giai đoạn tạo băng: máy lạnh được cho hoạt động, môi chất lạnh hay chất tải lạnh chảy bên trong các ống trao đổi nhiệt sẽ làm băng bám ở bề mặt bên ngoài các ống tạo thành các ống băng. Thông thường bề dày lớp băng được thiết kế khoảng từ 25*mm* đến 40*mm*, hay tối đa là 65*mm*. Cần lưu ý không để các ống băng kết dính vào nhau để tránh cản trở sự chuyển động của chất làm tan băng.

- Giai đoạn xả băng: bơm 10 ở các hình 14.9 và 14.10 được cho hoạt động, lượng nước trong các AHU và FCU được bơm qua thể tích tạo băng để làm tan băng, sau đó cấp lại cho các AHU và FCU để làm nhiệm vụ xử lý không khí.



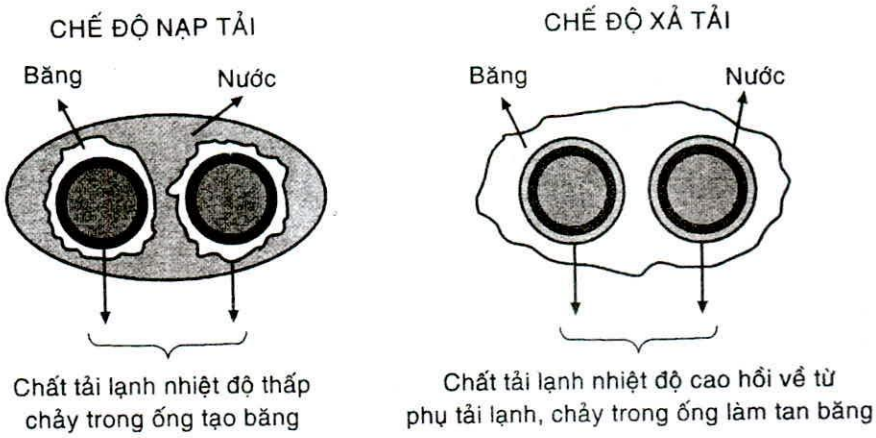
Hình 14.11

2. Chất làm tan băng chảy bên trong ống (Internal Melt Ice-On-Coil)

Đây là trường hợp hoàn toàn sử dụng chất tải lạnh, không dùng môi chất lạnh. Trong trường hợp này người ta đặt bộ trao đổi nhiệt vào thể tích tạo băng và băng được tạo nên trên bề mặt bên ngoài của ống, chất tải lạnh thường được dùng vẫn là dung dịch nước và Ethylene Glycol. Hình 14.12 trình bày tóm tắt các đặc điểm cơ bản của phương án tích trữ dạng băng bám trên ống với chất làm tan băng chảy bên trong các ống của bộ trao đổi nhiệt và một số điều cần chú ý:

- Giai đoạn tạo băng: chất tải lạnh với vai trò là môi chất tạo băng từ bình bay hơi của máy lạnh được cho chuyển động bên trong các ống trao đổi nhiệt để tạo băng, trong giai đoạn này nhiệt độ chất tải lạnh khoảng từ -6^oC đến -3^oC.

- Giai đoạn xả băng: chất tải lạnh với vai trò là chất làm tan băng được cho chuyển động bên trong các ống trao đổi nhiệt để làm tan băng bám bên ngoài ống, trong giai đoạn này nhiệt độ chất tải lạnh hơi cao hơn, có thể khoảng từ 2^oC đến 3^oC. Tuy nhiên nhiệt độ của chất tải lạnh có thể được điều chỉnh cao hơn nữa để phù hợp với khối lượng băng đã sản xuất.

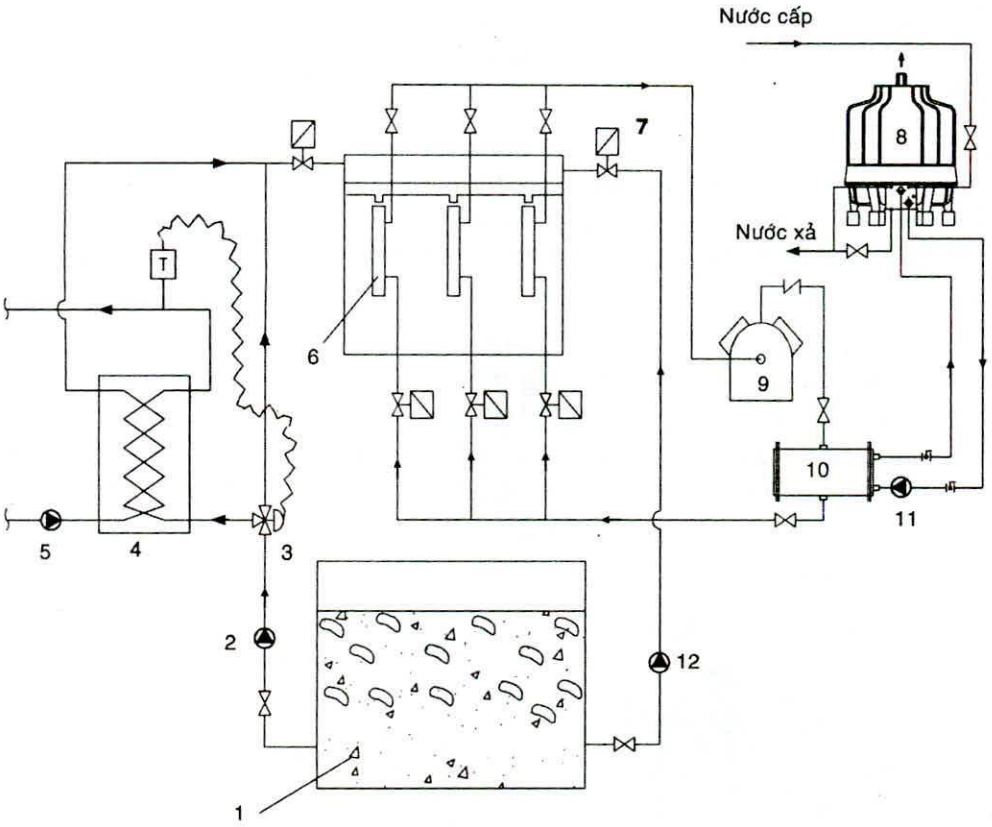


Hình 14.12

14.4.2. Phương pháp tích trữ dạng mảnh băng rơi (Ice Harvester)

Hình 14.13 trình bày sơ đồ của cụm máy lạnh có kết nối với thiết bị tích trữ lạnh hoạt động theo phương pháp tích trữ dạng mảnh băng rơi. Trong trường hợp này thiết bị tạo băng thường là dàn lạnh dạng tấm với môi chất lạnh chuyển động bên trong, bên ngoài người ta cho nước xối trên bề mặt dàn lạnh để tạo băng (các mảnh băng thường có dạng tấm mỏng với bề dày khoảng từ $5mm$ đến $10mm$). Cần lưu ý bồn chứa băng là thiết bị hoàn

toàn riêng biệt, không phải là một bộ phận của thiết bị tạo băng. Về mặt kết cấu, bồn chứa băng phải được đặt ngay phía dưới của thiết bị tạo băng để hứng những mảnh băng rơi xuống trong quá trình xả băng.



1- Bồn chứa băng 2- Bơm nước lạnh tuần hoàn 3- Van 3 ngả 4- Thiết bị trao đổi nhiệt 5- Bơm nước đến AHU 6- Dàn lạnh dạng tấm 7- Van solenoid 8- Tháp giải nhiệt 9- Máy nén lạnh 10- Bình ngưng tụ 11- Bơm nước giải nhiệt 12- Bơm nước để tạo băng

Hình 14.13

Trong trường hợp này giai đoạn tạo băng và giai đoạn xả băng có một số nét đặc thù mà ta cần phải chú ý như sau:

- Giai đoạn tạo băng: là sự lặp đi lặp lại của hai quá trình nối tiếp nhau là *quá trình tạo băng* và *quá trình xả băng*:

(i) Quá trình tạo băng kéo dài khoảng từ 10*phút* đến 30*phút*, trong quá trình này thì dàn lạnh 6 sẽ được cho hoạt động với nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh khoảng từ -9^oC đến -4^oC, cùng lúc bơm 12 sẽ vận chuyển nước

lạnh từ bồn chứa băng 1 xối trên bề mặt dàn lạnh, mục đích là để hình thành các mảnh băng bám trên bề mặt dàn lạnh. Do bề dày các mảnh băng được khống chế không vượt quá 10*mm* cho nên nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh hầu như rất ít bị biến đổi.

(ii) Kế tiếp quá trình tạo băng là quá trình xả băng kéo dài khoảng từ 20*giây* đến 60*giây*, mục đích là để làm các mảnh băng tách ra khỏi bề mặt dàn lạnh và rơi xuống tích trữ trong bồn chứa băng 1. Thông thường người ta sử dụng môi chất lạnh nóng cho vào dàn lạnh để xả băng.

- Giai đoạn xả băng: về bản chất giai đoạn này hoàn toàn khác với quá trình xả băng đã trình bày ở trên. Trong giai đoạn này người ta cho bơm 2 bơm nước lạnh từ bồn chứa băng đi qua thiết bị trao đổi nhiệt 4 để làm lạnh nước cấp cho các AHU và FCU, nước từ bơm 2 sau khi ra khỏi thiết bị trao đổi nhiệt 4 được cho xối trên dàn lạnh 6 để rơi xuống bồn chứa băng 1 nhằm tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình trao đổi nhiệt giữa băng và nước.

Ưu điểm của phương pháp tích trữ dạng mảnh băng rơi là nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh khá ổn định cho nên hiệu quả làm việc của máy lạnh được duy trì khá tốt, diện tích bề mặt tạo băng có xu thế nhỏ hơn, diện tích tiếp xúc giữa băng và nước lớn hơn nên nhiệt độ khá đồng đều và băng mau tan hơn. Tuy nhiên, nhược điểm cơ bản của phương pháp này là quá trình tạo băng không liên tục và có thể gây tổn hao năng lượng nhiều hơn do xuất hiện quá trình xả băng bằng môi chất lạnh, ngoài ra chi phí đầu tư cũng hơi cao hơn.

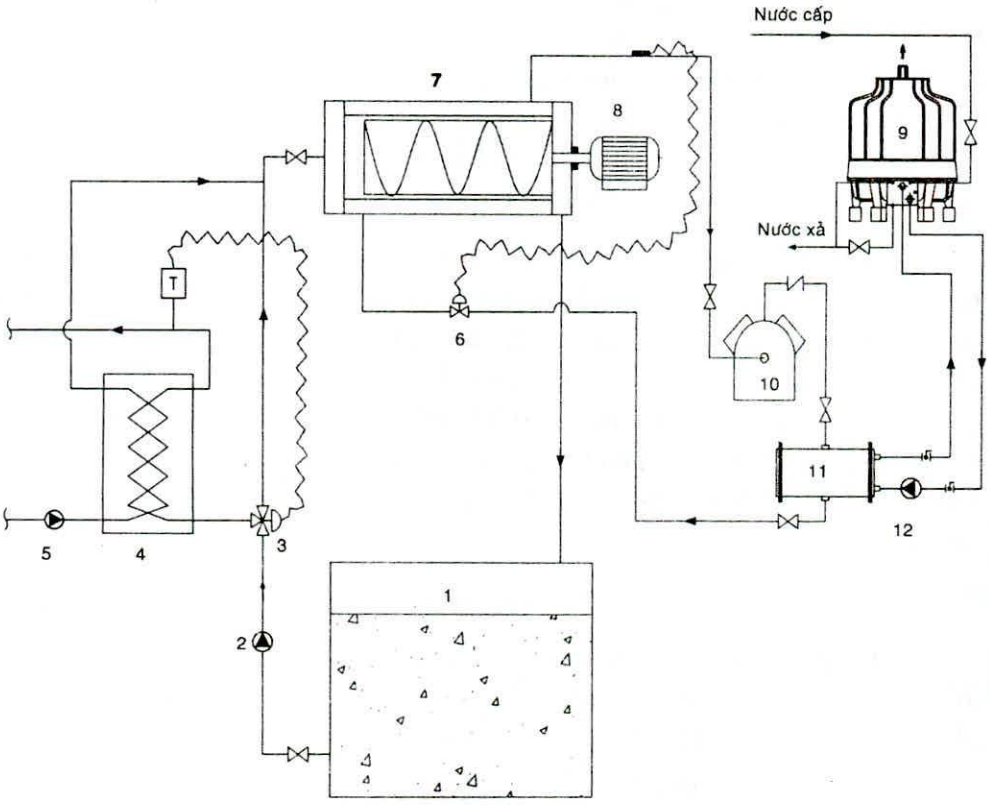
14.4.3. Phương pháp tích trữ dạng vảy băng (Ice Slurry)

Trong trường hợp này thiết bị tạo băng và bồn tích trữ có thể được bố trí chung hay riêng, do đó so với phương pháp tích trữ dạng mảnh băng rơi thì độ linh hoạt của phương pháp này cao hơn. Hình 14.14 trình bày sơ đồ tương ứng với phương pháp tích trữ dạng vảy băng. Cần lưu ý một số đặc điểm sau:

- Thiết bị tạo băng gần giống thiết bị tạo nước đá vảy có dạng ống hai lớp với môi chất lạnh chuyển động bên trong không gian hình xuyến.
- Chất tải lạnh thường là dung dịch nước và Ethylene Glycol với nồng độ từ 5% đến 10%.

Cũng như các trường hợp trước, giai đoạn tạo băng và giai đoạn xả băng ở trường hợp này cũng có một số nét đặc thù mà ta cần phải chú ý như sau:

- Giai đoạn tạo băng: máy nén lạnh 10 và bơm 2 cùng được cho hoạt động, các vảy băng hình thành trên bề mặt thiết bị tạo băng và được tách ra khỏi bề mặt thiết bị bằng các cánh gạt. Trong trường hợp này thì các vảy băng thường rất nhỏ và rất mịn, kích thước của các vảy băng thông thường không vượt quá $1mm$, các vảy băng sau khi được gạt ra khỏi bề mặt thiết bị tạo băng sẽ được đưa về bồn tích trữ 1 bằng chất tải lạnh (ở dạng hỗn hợp hơi sền sệt). Trong bồn tích trữ 1 thì các vảy băng và chất tải lạnh tự tách ra do sự khác nhau về khối lượng riêng, các vảy băng thường nổi lên trên do có khối lượng riêng nhỏ hơn (khoảng $700kg/m^3$), chất tải lạnh nằm phía dưới và tiếp tục được bơm 2 đưa quay trở lại thiết bị tạo băng.



1- Bồn tích trữ 2- Bơm chất tải lạnh 3- Van ba ngả 4- Thiết bị trao đổi nhiệt
5- Bơm nước lạnh 6- Van tiết lưu nhiệt 7- Thiết bị tạo băng 8- Động cơ điện
9- Tháp giải nhiệt 10- Máy nén lạnh 11- Bình ngưng tụ 12- Bơm nước giải nhiệt

Hình 14.14

- Giai đoạn xả băng: chất tải lạnh có nhiệt độ khoảng 2^oC đến $2,5^oC$ (thấp hơn so với phương pháp tích trữ dạng băng bám trên ống, cao hơn so với phương pháp tích trữ dạng mảnh băng rơi) được bơm từ bồn tích trữ 1 đến thiết bị trao đổi nhiệt 4 để nhận nhiệt từ lượng nước quay về từ các AHU và FCU, sau đó chất tải lạnh được bơm về bồn tích trữ qua thiết bị tạo băng.

Nói chung phương pháp này khá giống với phương pháp tích trữ dạng mảnh băng rơi, điểm khác biệt cơ bản là quá trình tạo băng có thể diễn ra liên tục do không cần quá trình xả băng. Ưu điểm của phương pháp này là các vảy băng có khả năng trao đổi nhiệt tốt hơn rất nhiều, bề dày của các vảy băng rất mỏng và ổn định nên nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh cũng ổn định, kích thước thiết bị nhỏ gọn và chi phí vận hành có thể giảm bớt. Tuy nhiên, cần chú ý là chi phí đầu tư ban đầu có thể hơi cao hơn so với các phương pháp đã trình bày ở trên.

14.4.4. Phương pháp tích trữ dạng khối băng (Encapsulated Ice)

Trong trường hợp này người ta thường sử dụng các vỏ bọc có dạng hình cầu hoặc hình khối chữ nhật làm bằng *plastic* có chứa *nước* bên trong để tạo các khối băng. Về mặt kích thước, các quả cầu có đường kính khoảng từ 80*mm* đến 100*mm*, còn các hình khối chữ nhật có thể có thể tích chứa nước lớn hơn. Cần lưu ý không được đổ đầy nước vào các vỏ bọc để tránh không làm vỡ các vỏ bọc khi nước đông đặc. Cũng vì lý do này nên trên bề mặt các quả cầu có một phần diện tích được làm lõm xuống, còn các hình khối chữ nhật thì có dạng hơi uốn cong.

Ở phương pháp tích trữ dạng khối băng thì vẫn có bồn tích trữ, người ta đặt các quả cầu hoặc các hình khối chữ nhật vào bồn tích trữ và đổ chất tải lạnh vào. Trong trường hợp này chất tải lạnh thường được sử dụng vẫn là dung dịch nước và Ethylene Glycol với nồng độ khoảng 25%.

Nói chung về cơ bản thì nguyên lý hoạt động của phương pháp này cũng tương tự như các phương pháp trước đó, chỉ có một vài nét riêng mà ta cần chú ý như sau:

- Giai đoạn tạo băng: chất tải lạnh trong bồn tích trữ được bơm qua bình bay hơi của máy lạnh rồi quay trở lại bồn tích trữ, nhiệt độ chất tải lạnh có thể đạt từ -6^oC đến -3^oC, quá trình này sẽ dần dần làm nước trong các vỏ bọc plastic đóng băng. Nếu vỏ bọc có dạng hình cầu thì chất tải lạnh được cho chuyển động theo phương thẳng đứng, còn nếu vỏ bọc có dạng hình khối chữ nhật thì chất tải lạnh được cho chuyển động theo phương ngang. Càng về cuối giai đoạn tạo băng thì nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh càng bị giảm, điều này làm cho áp suất hơi đi vào máy nén bị giảm xuống.

- Giai đoạn xả băng: chất tải lạnh từ bồn tích trữ được bơm đến thiết bị trao đổi nhiệt để nhận nhiệt từ dòng nước quay về từ các AHU và FCU, quá trình này dần dần làm tan băng chứa trong các vỏ bọc. Về nguyên tắc giai đoạn xả băng sẽ kết thúc khi băng trong các vỏ bọc tan hoàn toàn thành nước.

PHỤ LỤC 1

Đơn vị và cách chuyển đổi đơn vị

Chủng loại đơn vị	Cách chuyển đổi
1. Gia tốc	$1 ft/s^2 = 0{,}3048 m/s^2$ $1 m/s^2 = 3{,}2835 ft/s^2$
2. Lưu lượng thể tích	$1 cfm = 4{,}71947.10^{-4} m^3/s = 1{,}699 m^3/h$ $1 m^3/h = 0{,}588578 cfm$
3. Diện tích	$1 m^2 = 10{,}7639 ft^2 = 1550 in^2$ $1 are = 100 m^2$ $1 hectare = 10^4 m^2$ $1 ft^2 = 929 cm^2$ $1 in^2 = 645{,}16 mm^2$
4. Chiều dài	$1 in = 25{,}4 mm$ $1 ft = 304{,}8 mm$ $1 yard = 0{,}9144 m$ $1 mile = 1{,}609344 km = 5280 ft$ $1 m = 3{,}2808 ft$
5. Thể tích	$1 gal\ (US) = 3{,}7854 lít = 0{,}13368 ft^3$ $1 in^3 = 16{,}378 cm^3$ $1 ft^3 = 0{,}0283168 m^3$ $1 m^3 = 35{,}3147 ft^3$ $1 cm^3 = 0{,}061024 in^3$
6. Khối lượng	$1 oz = 28{,}3495 g$ $1 lb = 0{,}45359237 kg = 16 oz$ $1 kg = 2{,}2046 lb$ $1 g = 15{,}432 grains$
7. Khối lượng riêng	$1 lb/in^3 = 27{,}68 g/cm^3$ $1 lb/ft^3 = 16{,}019 kg/m^3$ $1 kg/m^3 = 0{,}06243 lb/ft^3$
8. Áp suất	$1 psi = 6{,}89476 kPa = 6894{,}76 N/m^2$ $1 inHg = 3{,}38639 kPa$ $1 inH_2O = 0{,}24908 kPa$ $1 ftH_2O = 2{,}98896 kPa$ $1 tonf/in^2 = 15{,}4443 MPa$ $1 bar = 10^5 N/m^2 = 10^5 Pa$ $1 at = 0{,}9807 bar = 735{,}5 mmHg$ $= 10 mH_2O$ $1 kgf/cm^2 = 1 at = 98{,}0665 kPa = 10^4 mmAq$ $1 mmHg = 1 torr = 133{,}322 Pa$ $1 mmH_2O = 9{,}80665 Pa$ $1 mmAq = 1 kgf/m^2 = 9{,}807 N/m^2$
9. Công suất, năng suất	$1 HP = 0{,}7457 kW$ $1 W = 1 J/s = 3{,}4118 Btu/h$ 1 tấn lạnh $= 12000 Btu/h = 3{,}5169 kW$

Chủng loại đơn vị	Cách chuyển đổi
10. Nhiệt độ	$t(^oF) = 1,8t(^oC) + 32$ $t(^oC) = \frac{5}{9}[t(^oF) - 32]$ $T(K) = t(^oC) + 273,15$
11. Năng lượng	$1kWh = 3600kJ = 3412Btu$ $1kcal = 4,187kJ$ $1Btu = 1,05506kJ = 0,25198kcal$ $1cal = 3,968Btu$ $1ft.lbf = 1,35582J$ $1kJ = 1kW.s$ $1Therm = 105,506MJ$
12. Lực	$1lbf = 4,44822N$ $1tonf = 9,964kN$ $1kip = 4,44822kN$ $1kgf = 9,80665N$
13. Hệ số truyền nhiệt Hệ số tỏa nhiệt	$1Btu/(h.ft^2.^oF) = 5,67826W/(m^2.K)$ $1kcal/(h.m^2.^oC) = 1,163W/(m^2.K)$
14. Độ chứa hơi	$1grain/lb = 0,1428g/kg$ $1g/kg = 7grain/lb$
15. Tốc độ	$1fps = 0,3048m/s$ $1fpm = 0,00508m/s$ $1m/s = 196,85fpm$
16. Số cánh trên một đơn vị chiều dài ống	$8FPI = 315cánh/m$ $13FPI = 512cánh/m$ $14FPI = 551cánh/m$ $19FPI = 748cánh/m$
17. Các thừa số thập phân	Tera T = 10^{12} Giga G = 10^9 Mega M = 10^6 Kilo k = 10^3 Hecto h = 10^2 Deca da = 10 Deci d = 10^{-1} Centi c = 10^{-2} Milli m = 10^{-3} Micro μ = 10^{-6} Nano n = 10^{-9} Pico p = 10^{-12} Femto f = 10^{-15} Alto a = 10^{-18}

PHỤ LỤC 2

Phụ lục 2.1 *Bảng nước và hơi nước trên đường bão hòa theo nhiệt độ*

Nhiệt độ, ^oC	Áp suất, *bar*	Nhiệt độ, ^oC	Áp suất, *bar*	Nhiệt độ, ^oC	Áp suất, *bar*
0,01	0,006108	40	0,07375	80	0,4736
5	0,008719	45	0,09584	85	0,5781
10	0,012277	50	0,12335	90	0,7011
15	0,017041	55	0,15740	95	0,8451
20	0,02337	60	0,19917	100	1,0132
25	0,03166	65	0,2501	105	1,2079
30	0,04241	70	0,3117	110	1,4326
35	0,05622	75	0,3855	115	1,6905

Phụ lục 2.2 *Bảng nước và hơi nước trên đường bão hòa theo áp suất*

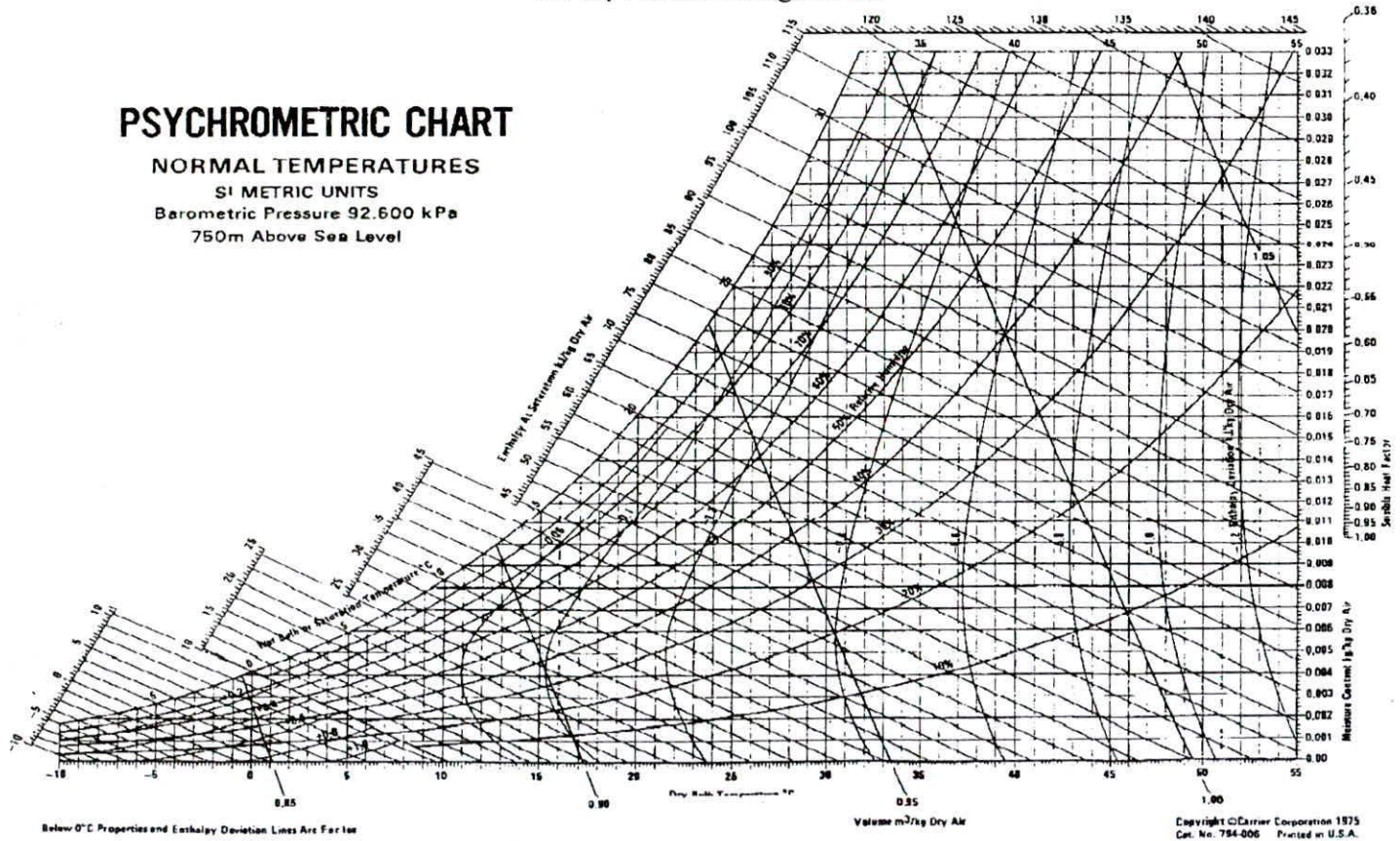
Áp suất, *bar*	Nhiệt độ, ^oC	Áp suất, *bar*	Nhiệt độ, ^oC	Áp suất, *bar*	Nhiệt độ, ^oC
0,010	6,920	0,050	32,88	0,130	51,07
0,015	13,038	0,060	36,18	0,140	52,58
0,020	17,514	0,070	39,03	0,150	54,00
0,025	21,094	0,080	41,54	0,200	60,08
0,030	24,097	0,090	43,79	0,250	64,99
0,035	26,692	0,100	45,84	0,300	69,12
0,040	28,979	0,110	47,72	0,400	75,88
0,045	31,033	0,120	49,45	0,500	81,35

Phụ lục 2.3 *Các thông số vật lý của nước trên đường bão hòa*

t,^oC	p, kgf/cm^2	ρ', kg/m^3	i', kcal/kg	c_p, kcal/kg.độ	λ.10^2, kcal/m.h.độ	a.10^4, m^2/h	μ.10^6, kg.s/m^2	υ.10^6, m^2/s	β.10^4, 1/^oC	σ.10^4, kgf/m	Pr
0	1,03	999,9	0	1,006	47,4	4,71	182,3	1,789	0,63	77,1	13,67
10	1,03	999,7	10,04	1,001	49,4	4,94	133,1	1,306	0,70	75,6	9,52
20	1,03	998,2	20,04	0,999	51,5	5,16	102,4	1,006	1,82	74,1	7,02
30	1,03	995,7	30,02	0,997	53,1	5,35	81,7	0,805	3,21	72,6	5,42
40	1,03	992,2	40,01	0,997	54,6	5,51	66,6	0,659	3,87	71,0	4,31
50	1,03	988,1	49,99	0,997	55,7	5,65	56,0	0,556	4,49	69,0	3,54
60	1,03	983,2	59,98	0,998	56,7	5,78	47,9	0,478	5,11	67,5	2,98
70	1,03	977,8	69,98	1,000	57,4	5,87	41,4	0,415	5,70	65,6	2,55
80	1,03	971,8	80,00	1,002	58,0	5,96	36,2	0,365	6,32	63,8	2,21
90	1,03	965,3	90,04	1,005	58,5	6,03	32,1	0,326	6,95	61,9	1,95
100	1,03	958,4	100,10	1,008	58,7	6,08	28,8	0,295	7,52	60,0	1,75
110	1,46	951,0	110,19	1,011	58,9	6,13	26,4	0,272	8,08	58,0	1,60
120	2,03	943,1	120,3	1,015	59,0	6,16	24,2	0,252	8,64	55,9	1,4
130	2,75	934,8	130,5	1,019	59,0	6,19	22,2	0,233	9,19	53,9	1,36
140	3,69	926,1	140,7	1,024	58,9	6,21	20,	0,217	9,72	51,7	1,26
150	4,85	917,0	151,0	1,030	58,8	6,22	19,0	0,203	10,3	49,6	1,17
160	6,30	907,4	161,3	1,038	58,7	6,23	17,7	0,191	10,7	47,5	1,10
170	8,08	897,3	171,8	1,046	58,4	6,62	16,6	0,181	11,3	45,2	1,05
180	10,23	886,9	182,3	1,055	58,0	6,20	15,6	0,173	11,9	43,1	1,00
190	12,80	876,0	192,9	1,065	57,6	6,17	14,7	0,165	12,6	40,8	0,96

PHỤ LỤC 3

Đồ thị t-d của không khí ẩm



PHỤ LỤC 4

CÁC THÔNG SỐ NHIỆT ĐỘNG CỦA MÔI CHẤT LẠNH HCFC-22

Nhiệt độ (^oC)	Áp suất (MPa)	Khối lượng riêng, ρ' (kg/m^3)	Thể tích riêng, v'' (m^3/kg)	Enthalpy (kJ/kg)		Entropy (kJ/kgK)	
				i'	i''	s'	s''
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
-100	0,00200	1571,7	8,2980	90,24	358,93	0,5027	2,0545
-90	0,00480	1545,1	3,6548	100,95	363,82	0,5629	1,9982
-80	0,01035	1518,3	1,7816	111,66	368,75	0,6197	1,9508
-70	0,02044	1491,1	0,94476	122,36	373,68	0,6738	1,9109
-60	0,03747	1463,6	0,53734	133,11	378,58	0,7253	1,8770
-50	**0,06449**	**1435,5**	**0,32405**	**143,91**	**383,39**	**0,7748**	**1,8480**
-48	0,07140	1429,8	0,29469	146,08	384,35	0,7844	1,8427
-46	0,07890	1424,1	0,26849	148,25	385,29	0,7940	1,8376
-44	0,08700	1418,4	0,24507	150,43	386,23	0,8035	1,8326
-42	0,09575	1412,6	0,22410	152,61	387,17	0,8130	1,8277
-40 [b)]	0,10132	1409,1	0,21256	153,93	387,72	0,8186	1,8249
-40	**0,10518**	**1406,8**	**0,20526**	**154,80**	**388,09**	**0,8224**	**1,8230**
-38	0,11533	1401,0	0,18832	156,99	389,01	0,8317	1,8184
-36	0,12623	1395,1	0,17306	159,19	389,93	0,8410	1,8140
-34	0,13793	1389,2	0,15927	161,40	390,84	0,8502	1,8096
-32	0,15045	1383,3	0,14680	163,61	391,74	0,8594	1,8054
-30	0,16384	1377,3	0,13551	165,82	392,63	0,8685	1,8013
-28	0,17815	1371,3	0,12525	168,04	393,52	0,8776	1,7973
-26	**0,19340**	**1365,2**	**0,11593**	**170,27**	**394,39**	**0,8866**	**1,7934**
-24	0,20965	1359,1	0,10744	172,51	395,26	0,8955	1,7896
-22	0,22693	1352,9	0,09970	174,75	396,12	0,9044	1,7859
-20	0,24529	1346,8	0,09262	177,00	396,67	0,9133	1,7822
-18	0,26477	1340,5	0,08615	179,26	397,81	0,9222	1,7787
-16	0,28542	1334,2	0,08023	181,53	398,64	0,9309	1,7752
-14	0,30728	1327,9	0,07479	183,81	399,46	0,9397	1,7719
-12	**0,33040**	**1321,5**	**0,06979**	**186,09**	**400,27**	**0,9484**	**1,7686**
-10	0,35482	1315,0	0,06520	188,38	401,07	0,9571	1,7653
-8	0,38059	1308,5	0,06096	190,69	401,85	0,9657	1,7621
-6	0,40775	1301,9	0,05706	193,00	402,63	0,9743	1,7590
-4	0,43636	1295,3	0,05345	195,32	403,39	0,9829	1,7560
-2	0,46646	1288,6	0,05012	197,66	404,14	0,9915	1,7530

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
0	0,49811	1281,8	0,04703	200,00	404,87	1,0000	1,7500
2	0,53134	1275,0	0,04417	202,35	405,59	1,0085	1,7471
4	0,56622	1268,1	0,04152	204,72	406,30	1,0170	1,7443
6	0,60279	1261,1	0,03906	207,10	406,99	1,0254	1,7415
8	0,64109	1254,0	0,03676	209,49	407,67	1,0338	1,7387
10	0,68119	1246,9	0,03463	211,89	408,33	1,0422	1,7360
12	0,72314	1239,7	0,03265	214,31	408,97	1,0506	1,7333
14	0,76698	1232,4	0,03079	216,74	409,60	1,0590	1,7306
16	0,81277	1225,0	0,02906	219,18	410,21	1,0673	1,7280
18	0,86056	1217,6	0,02744	221,63	410,80	1,0756	1,7254
20	0,91041	1210,0	0,02593	224,10	411,38	1,0840	1,7228
22	0,96236	1202,4	0,02451	226,59	411,93	1,0923	1,7202
24	1,0165	1194,6	0,02319	229,09	412,46	1,1006	1,7177
26	1,0728	1186,8	0,02194	231,60	412,98	1,1088	1,7151
28	1,1314	1178,8	0,02077	234,14	413,46	1,1171	1,7126
30	1,1924	1170,7	0,01968	236,69	413,93	1,1254	1,7101
32	1,2557	1162,5	0,01864	239,25	414,37	1,1336	1,7075
34	1,3215	1154,2	0,01767	241,84	414,79	1,1419	1,7050
36	1,3898	1145,7	0,01675	244,44	415,18	1,1501	1,7024
38	1,4606	1137,1	0,01589	247,06	415,54	1,1584	1,6999
40	1,5341	1128,4	0,01507	249,71	415,87	1,1667	1,6973
42	1,6103	1119,5	0,01430	252,37	416,17	1,1749	1,6947
44	1,6892	1110,4	0,01357	255,06	416,44	1,1832	1,6921
46	1,7709	1101,2	0,01288	257,77	416,68	1,1915	1,6894
48	1,8555	1091,8	0,01223	260,51	416,87	1,1998	1,6867
50	1,9431	1082,1	0,01161	263,27	417,03	1,2081	1,6840
55	2,1753	1057,1	0,01020	270,31	417,24	1,2291	1,6768
60	2,4274	1030,5	0,00895	277,56	417,14	1,2503	1,6692
65	2,7008	1001,8	0,00784	285,06	416,65	1,2718	1,6610
70	2,9967	970,4	0,00684	292,90	415,69	1,2940	1,6518
75	3,3168	935,3	0,00594	301,18	414,09	1,3169	1,6413
80	3,6627	894,8	0,00511	310,10	411,60	1,3413	1,6287
85	4,0368	845,1	0,00433	320,05	407,72	1,3680	1,6128
90	4,4416	777,5	0,00355	331,98	401,33	1,3998	1,5907
95	4,8820	665,4	0,00264	348,86	387,46	1,4442	1,5491
96,14 [c)]	4,9900	523,8	0,00191	366,59	366,59	1,4918	1,4918

Ghi chú: [b)] = *Điểm sôi* [c)] = *Điểm tới hạn*

PHỤ LỤC 5

Quan hệ giữa áp suất và nhiệt độ bão hòa của HFC-134a

Nhiệt độ, ^oF	Áp suất		Thể tích riêng, ft^3/lb	Khối lượng riêng, lb/ft^3	Enthalpy, *Btu/lb*	
	psia	*psig*	Hơi	Lỏng	Lỏng	Hơi
-150	0.07107	29.776*	457.0719	102.344	-32.781	80.212
-125	0.28333	29 344*	123.4418	99.641	-25.383	83.716
-100	0.89915	28.090*	41.5241	96.981	-17.939	87.245
-75	2.3866	25.062*	16.5646	94.087	-10.472	90.760
-50	5.4966	18.730*	7.5560	91.220	-2.995	94.248
-25	11.2964	6.9214*	3.8338	88.278	4.503	97.721
-15	14.6686	0.0555*	2.9960	87.078	7.518	99.109
-10	16.6293	1.9334	2.6610	86.472	9.030	99.804
-5	18.7906	4.0947	2.3705	85.862	10.546	100.499
0	21.1665	6.4706	2.1177	85.248	12.067	101.15
5	23.7710	9.0751	1.8969	84.630	13.593	101.891
10	26.619	11.923	1.7036	84.007	15.125	102.587
25	36.773	22.078	1.25178	82.110	19.763	104.677
50	60.032	45.335	0.78067	78.836	27.666	108.149
75	93.080	78.384	0.50743	75.387	35.851	111.553
86	111.321	96.626	0.42412	73.799	39.560	113.004
100	138.28	123.58	0.3993	71.701	44.393	114.782
125	198.27	183.57	0.23204	67.679	53.385	117.660
150	276.12	261.42	0.15914	63.123	62.989	119.879
175	375.69	360.99	0.10705	57.601	73.581	120.788
200	502.54	487.85	0.06542	49.439	86.528	118.155

Ghi chú:

*- Các số liệu có đánh dấu * có đơn vị là inHg và thấp hơn áp suất khí quyển.*

PHỤ LỤC 6

PHÂN LOẠI MÔI CHẤT LẠNH THEO MỨC ÁP SUẤT

Môi chất lạnh		
Mức áp suất thấp	R11	Trichlorofluoromethane
	R13	Chlorotrifluoromethane
	R113	Trichlorotrifluoroethane
	R123	Dichlorotrifluoroethane
Mức áp suất trung bình	R114	1,2-dichloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane
Mức áp suất cao	R12	Dichlorodifluoromethane
	R22	Chlorodifluoromethane
	R134a	Tetrafluoroethane
	R410A	Difluoromethane/Pentafluoroethane
	R500	Dichlorodifluoromethane/ Difluoroethane
	R502	Chlorodifluoromethane/ Chloropentafluoroethane

Ghi chú: Các số liệu trong bảng này chỉ được giới thiệu với mục đích tham khảo do một vài loại môi chất lạnh có trong bảng đã bị cấm sử dụng.

PHỤ LỤC 7

PHÂN LOẠI MÔI CHẤT LẠNH THEO THÀNH PHẦN HÓA HỌC (CFC, HCFC, HFC VÀ HC)

Môi chất lạnh		
CFC ChloroFluoroCarbons	R11	Trichlorofluoromethane
	R12	Dichlorodifluoromethane
	R13	Chlorotrifluoromethane
	R113	Trichlorotrifluoroethane
	R114	1,2-dichloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane
	R500	Dichlorodifluoromethane/ Difluoroethane
	R502	Chlorodifluoromethane/ Chloropentafluoroethane
	R503	Chlorotrifluoromethane/ Trifluoromethane
HCFC HydroChloroFluorCarbons	R22	Chlorodifluoromethane
	R123	Dichlorotrifluoroethane
	R124	Chlorotetrafluoroethane
	R401a	R22(53%)/R152a(13%)/R124(34%)
	R401b	R22(61%)/R152a(11%)/R124(28%)
	R402a	R22(38%)/R125(60%)/R290(2%)
	R403b	R22(56%)/R218(39%)/R290(5%)
	R406a	R22(55%)/R600a(4%)/R142b(41%)
	R408a	R125(7%)/R143a(46%)/R22(47%)
	R409a	R22(60%)/R124(25%)/R142b(15%)
HFC HydroFluorCarbons	R23	Trifluoromethane
	R134a	Tetrafluoroethane
	R404a	R125(44%)/R143a(52%)/R134a(4%)
	R407a	R32(20%)/R125(40%)/R134a(40%)
	R410a	R32(50%)/R125(50%)
	R416a	R134a(59%)/R124(39.5%)/R600(1.5%)
	R507	R125(50%)/R143a(50%)
	R508a	R23(39%)/R116(61%)
HC HydroCarbons	R600	Butane
	R600a	Iso-butane

Ghi chú: Các số liệu trong bảng này chỉ được giới thiệu với mục đích tham khảo do một vài loại môi chất lạnh có trong bảng đã bị cấm sử dụng.

PHỤ LỤC 8

CÁC TÍNH CHẤT VẬT LÝ CỦA MỘT SỐ LOẠI MÔI CHẤT LẠNH

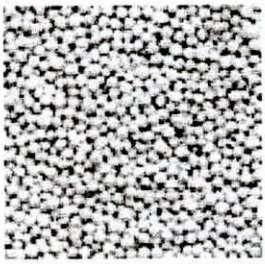
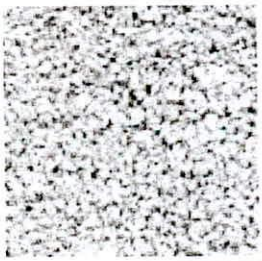
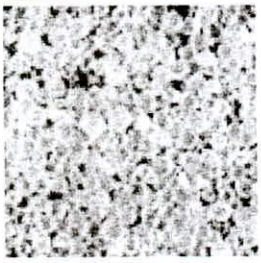
Loại môi chất lạnh	Tên gọi theo công thức hóa học	Khối lượng phân tử	Nhiệt độ sôi ở áp suất khí quyển *14.7 psia* (°F)	Nhiệt độ đông đặc ở áp suất khí quyển *14.7 psia* (°F)	Điểm tới hạn		
					Nhiệt độ (°F)	Áp suất *(psia)*	Thể tích riêng *(cu.ft./lb.)*
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
R-10	Carbontetrachloride	153.8	170.2				
R-11	Trichlorofluoromethane[1)]	137.37	74.9	-168	388	640	0.0289
R-12	Dichlorodifluoromethane[2)]	120.91	-21.8	-252	234	597	0.0287
R-13	Monochlorotrifluoromethane	104.46	-114.6	-294	84	561	0.0277
R-13B1	Bromotrifluoromethane	148.91	-72	-270	153	575	0.0215
R-14	Tetrafluoromethane (Carbon tetrafluoride)	88.00	-198.2	-299	-50	543	0.0256
R-14	Chloroform	119.4	142				
R-21	Dichloro-fluoromethane	102.92	48.1	-211			
R-22	Monochlorodifluoromethane[3)]	86.468	-41.3	-256	205	722	0.0305
R-23	Trifluormethane	70	-119.9				
R-30	Methylene Chloride	84.9	105.2				
R-31	Monochloromonofluoromethane	68.5	48.0				
R-32	Methylene Fluoride	52.0	-61.4				
R-40	Chloromethane (Methyl Chloride)	50.488	-10.7	-144	290	969	0.0454
R-41	Methyl Fluoride	34.0	-109				
R-50	Methane	16.044	-259	-296.6			
R-110	Hexachloroethane	236.8	365				
R-111	Pentachloromonofluoroethane	220.3	279				
R-112	Tetrachlorodifluoroethane	203.8	199.0				
R-113	Trichlorotrifluoroethane[4)]	187.39	118	-31	417	499	0.0278
R-114	1.2-dichloro-1.1.2.2-tetrafluoroethane	170.92	38.4	-137	294	473	0.0275
R-115	Chloropentafluoroethane	154.47	-38.0	-149	176	458	0.0261
R-116	Hexafluoroethane	138.0	-108.8				
R-120	Pentachloroethane	202.3	324				
R-123	Dichlorotrifluoroethane[5)]	152.93	82	-161	363	533	
R-124	Monochlorotetrafluoroethane	136.5	10.4				
R-125	Pentafluoroethane	120	-55				
R-133a	Monochlorotrifluoroethane	118.5	43.0				

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
R-134a	Tetrafluoroethane[6)]	102.03	-15	-142	214	590	0.0290
R-140a	Trichloroethane	133.4	165				
R-142b	1-chloro-1.1-difluoroethane	100.50	14	-204	279	598	0.0368
R-143a	Trifluoroethane	84	-53.5				
R-150a	Dichloroethane	98.9	140				
R-152a	Difluoroethane	66.05	-13				
R-160	Ethyl Chloride	64.515	12.2	-218			
R-170	Ethane	30.070	-127	-278	90	710	0.0830
R-218	Octafluoropropane	188	-36.4				
R-290	Propane	44.097	-44	-309.8	206	617	0.0728
RC-318	Octafluorocyclobutane	200.04	22	-43	240	404	0.0258
R-410A	R-32 Difluoromethane (50% weight). R-125 Pentafluoroethane (50% weight)	72.6	-55.4		162	690	
R-500	Dichlorodifluoromethane/ Difluoroethane[7)]	99.31	-28	-254	222	642	0.0323
R-502	Chlorodifluoromethane/ Chloropentafluoroethane	111.63	-50		180	591	0.0286
R-503	Chlorotrifluoromethane/ Trifluoromethane	87.50	-128		67	607	0.0326
R-600	n-Butane	58.12	31.2	-217	306	551	0.0702
R-600a	Isobutane (2-Methyl propane)	58.12	10.8	-229	275	529	0.0725
R-611	Methyl formate	60.05	89	-146	417	870	0.0459
R-702	Hydrogen	2.016	-423	-434.6			
R-704	Helium	4.0026	-452				
R-717	Ammonia	17.02	-28	-107.9	271	1657	0.0680
R-720	Neon	20.179	-410.9	-415.6			
R-728	Nitrogen	28.0134	-320.4	-346			
R-729	Air	28.966	-320	-357.2			
R-732	Oxygen	31.9988	-297.3	-361.3			
R-740	Argon	39.948	-303	-308.5			
R-744	Carbon Dioxide	44.01	-109.4	-70	88	1070	0.0342
R-744A	Nitrous Oxide	44.012	-127.3	-131.5			
R-764	Sulfur Dioxide	64.06	14.0	-104	316	1143	0.0306
R-1150	Ethylene	28.05	-155	-272	49	742	0.0700
R-1270	Propylene	42.08	-54	-301	197	670	0.0720

Ghi chú: Các số liệu trong bảng này chỉ được giới thiệu với mục đích tham khảo do một vài loại môi chất lạnh có trong bảng đã bị cấm sử dụng.

PHỤ LỤC 9

SOLID DESICCANTS

	
Molecular Sieves	Activated Carbon
	
Activated Clay	Activated Alumina
	
Non – Indicating Silica Gel	Blue Indicating Silica Gel

PHỤ LỤC 10

Danh mục các hãng sản xuất máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr dùng trong kỹ thuật điều hòa không khí

STT	Tên hãng sản xuất	Nước	Ghi chú
1	TRANE	Mỹ	
2	YORK	Mỹ	
3	CARRIER	Mỹ	
4	McQUAY (theo License của Sanyo)	Mỹ	
5	SANYO	Nhật	
6	YAZAKI	Nhật	Chỉ sản xuất loại có năng suất lạnh nhỏ.
7	EBARA (liên kết với Carrier)	Nhật	
8	MITSUBISHI (liên kết với York)	Nhật	
9	TOSHIBA	Nhật	
10	HITACHI	Nhật	
11	KAWASAKI (liên kết với Matsushita)	Nhật	
12	THERMAX (theo License của Sanyo)	Ấn Độ	
13	ENTROPIE	Pháp/Đức	
14	LG	Hàn Quốc	
15	KYUNG WON CENTURY	Hàn Quốc	
16	BUMYANG	Hàn Quốc	
17	BROAD	Trung Quốc	Chỉ sản xuất loại cấp nhiệt bằng khí đốt.
18	SHANGHAI	Trung Quốc	

PHỤ LỤC 11

Thông số làm việc của một số loại máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr

Phụ lục 11.1 *Một vài sản phẩm máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr của hãng TRANE*

Đặc điểm và các thông số làm việc cơ bản
1. Chủng loại: Single Effect
ABSC-02J
Năng suất, *tấn lạnh:* 294
Lưu lượng hơi nước, *kg/h-tấn lạnh:* 8,482177
Đường kính ống nối ở bình ngưng tụ: 152,4*mm*
Đường kính ống nối ở bình hấp thụ: 152,4*mm*
Lưu lượng nước qua tháp giải nhiệt, *lít/s*: 66,875612
Công suất của các bơm, *kW*: 7,2
Khối lượng vận chuyển, *kg*: 7257,4784
ABSC-04F
Năng suất, *tấn lạnh*: 465
Lưu lượng hơi nước, *kg/h-tấn lạnh*: 8,482177
Đường kính ống nối ở bình ngưng tụ: 203,2*mm*
Đường kính ống nối ở bình hấp thụ: 203,2*mm*
Lưu lượng nước qua tháp giải nhiệt, *lít/s*: 105,676
Công suất của các bơm, *kW*: 8,5
Khối lượng vận chuyển, *kg*: 10205,829
ABSC-11A
Năng suất, tấn lạnh: 1125
Lưu lượng hơi nước, *kg/h-tấn lạnh*: 8,482177
Đường kính ống nối ở bình ngưng tụ: 304,8*mm*
Đường kính ống nối ở bình hấp thụ: 304,8*mm*
Lưu lượng nước qua tháp giải nhiệt, *lít/s*: 255,515
Công suất của các bơm, *kW*: 15,1
Khối lượng vận chuyển, *kg*: 21999,23
2. Chủng loại: **Double Effect**, cấp nhiệt trực tiếp bằng khí đốt hoặc dầu, giá trị trung bình của hệ số COP là 1,03/nhiệt độ nước được làm lạnh: 12,2^{0}C – 6,7^{0}C/nhiệt độ nước vào-ra bình ngưng: 29,4^{0}C – 35^{0}C.
ABDL-150
Năng suất, *kW*: 506
Khối lượng vận chuyển, *kg*: 5600

Đặc điểm và các thông số làm việc cơ bản
Lưu lượng nước được làm lạnh, m^3/h: 79
Độ sụt áp ở bình bốc hơi, mH_2O: 4,1
Lưu lượng không khí cấp vào buồng đốt, m^3/h: 645
Lưu lượng khói thải, m^3/h: 1053
Công suất bơm dung dịch, kW: 2,25
Công suất bơm tác nhân lạnh, kW: 0,15
Công suất động cơ ở bộ đốt, kW: 0,75
Công suất bơm xả khí không ngưng, kW: 0,40
Công suất hệ thống điều khiển, kW: 0,60
ABDL-700
Năng suất, kW: 2363
Khối lượng vận chuyển, kg: 25300
Lưu lượng nước được làm lạnh, m^3/h: 366
Độ sụt áp ở bình bốc hơi, mH_2O: 8,1
Lưu lượng không khí cấp vào buồng đốt, m^3/h: 2955
Lưu lượng khói thải, m^3/h: 4873
Công suất bơm dung dịch, kW: 7,50
Công suất bơm tác nhân lạnh, kW: 0,30
Công suất động cơ ở bộ đốt, kW: 7,50
Công suất bơm xả khí không ngưng, kW: 0,40
Công suất hệ thống điều khiển, kW: 0,60
ABDL-1000
Năng suất, kW: 3375
Khối lượng vận chuyển, kg: 32000
Lưu lượng nước được làm lạnh, m^3/h: 523
Độ sụt áp ở bình bốc hơi, mH_2O: 3,2
Lưu lượng không khí cấp vào buồng đốt, m^3/h: 4228
Lưu lượng khói thải, m^3/h: 6962
Công suất bơm dung dịch, kW: 9,20
Công suất bơm tác nhân lạnh, kW: 0,30
Công suất động cơ ở bộ đốt, kW: 11
Công suất bơm xả khí không ngưng, kW: 0,40
Công suất hệ thống điều khiển, kW: 0,60

Phụ lục 11.2 *Một vài sản phẩm máy lạnh hấp thụ H_2O-LiBr của hãng SANYO*

1. Loại Single Effect, cấp nhiệt bằng nước nóng

Mã hiệu	Nước được làm lạnh				Nước làm mát				Năng suất *tấn lạnh*
	Nhiệt độ ^0C	Lưu lượng m^3/h	Độ sụt áp mH_2O	Ống nối *mm*	Nhiệt độ ^0C	Lưu lượng m^3/h	Độ sụt áp mH_2O	Ống nối *mm*	
LC-13	13-8	66,5	3,8	101,6	29,4-35,4	134	4,8	127	110
LC-14	13-8	81,6	4,1	101,6	29,4-35,4	164	6	127	135
LC-21	13-8	93,7	3,8	127	29,4-35,4	188	4,8	152,4	155
LC-22	13-8	109	4,1	127	29,4-35,4	219	5,7	152,4	180
LC-23	13-8	127	8,2	152,4	29,4-35,4	255	9,9	203,2	210
LC-24	13-8	145	8,5	152,4	29,4-35,4	291	11,1	203,2	240
LC-31	13-8	163	8,8	152,4	29,4-35,4	328	8,2	203,2	270
LC-32	13-8	181	8,4	152,4	29,4-35,4	364	9	203,2	300
LC-41	13-8	203	8,4	203,2	29,4-35,4	407	9,5	254	335
LC-42	13-8	227	8,4	203,2	29,4-35,4	455	10,5	254	375
LC-51	13-8	254	8,4	203,2	29,4-35,4	510	7,4	304,8	420
LC-52	13-8	284	3,8	203,2	29,4-35,4	571	9,9	304,8	470
LC-53	13-8	318	5,1	203,2	29,4-35,4	637	13	304,8	525

2. Loại Double Effect, cấp nhiệt bằng hơi nước

Mã hiệu	Nước được làm lạnh				Nước làm mát				Năng suất *tấn lạnh*
	Nhiệt độ ^0C	Lưu lượng m^3/h	Độ sụt áp mH_2O	Ống nối *mm*	Nhiệt độ ^0C	Lưu lượng m^3/h	Độ sụt áp mH_2O	Ống nối *mm*	
NC-42	12-7	302	4,8	203,2	32-37,5	500	12,7	254	500
NC-51	12-7	339	4,8	203,2	32-37,5	560	9,8	304,8	560
NC-52	12-7	381	6,6	203,2	32-37,5	630	13,2	304,8	630
NC-53	12-7	423	8,7	203,2	32-37,5	700	17,1	304,8	700
NC-61	12-7	484	5,2	254	32-37,5	800	8,9	355,6	800
NC-62	12-7	544	6,9	254	32-37,5	900	11,8	355,6	900
NC-71	12-7	605	5,2	304,8	32-37,5	1000	7,4	406,4	1000
NC-72	12-7	665	6,7	304,8	32-37,5	1100	9,3	406,4	1100
NC-73	12-7	726	8,5	304,8	32-37,5	1200	11,5	406,4	1200
NC-81	12-7	786	7	355,6	32-37,5	1300	10,7	406,4	1300
NC-82	12-7	847	8,6	355,6	32-37,5	1400	12,9	406,4	1400
NC-83	12-7	907	10,5	355,6	32-37,5	1500	15,4	406,4	1500

3. Loại Double Effect, cấp nhiệt bằng dầu hoặc khí đốt

Mã hiệu	Nước được làm lạnh				Nước làm mát				Năng suất *tấn lạnh*
	Nhiệt độ ^0C	Lưu lượng m^3/h	Độ sụt áp mH_2O	Ống nối *mm*	Nhiệt độ ^0C	Lưu lượng m^3/h	Độ sụt áp mH_2O	Ống nối *mm*	
DC-41	12-7	272	4,8	203,2	32-37,5	450	11,6	254	450
DC-42	12-7	302	4,8	203,2	32-37,5	500	12,7	254	500
DC-51	12-7	339	4,8	203,2	32-37,5	560	9,8	304,8	560
DC-52	12-7	381	6,6	203,2	32-37,5	630	13,2	304,8	630
DC-53	12-7	423	8,7	203,2	32-37,5	700	17,1	304,8	700
DC-61	12-7	484	5,2	254	32-37,5	800	8,9	355,6	800
DC-62	12-7	544	6,9	254	32-37,5	900	11,8	355,6	900
DC-71	12-7	605	5,2	304,8	32-37,5	1000	7,4	406,4	1000
DC-72	12-7	665	6,7	304,8	32-37,5	1100	9,3	406,4	1100
DC-73	12-7	726	8,5	304,8	32-37,5	1200	11,5	406,4	1200
DC-81	12-7	786	7	355,6	32-37,5	1300	10,7	406,4	1300
DC-82	12-7	847	8,6	355,6	32-37,5	1400	12,9	406,4	1400
DC-83	12-7	907	10,5	355,6	32-37,5	1500	15,4	406,4	1500

CÁC KÝ HIỆU

A - hệ số ẩm, tiết diện của ống dẫn
a - góc cao độ
ADP - điểm đọng sương của thiết bị
Ar - tiêu chuẩn Archimède
BF - hệ số đi vòng
c - nồng độ dung dịch
d - độ chứa hơi, góc lệch
DI - chỉ số đánh giá mức độ cảm nhận
e - độ nhám của bề mặt ống dẫn
ERLH - nhiệt ẩn hiệu dụng của không gian cần điều hòa
ERSH - nhiệt hiện hiệu dụng của không gian cần điều hòa
ERTH - nhiệt tổng hiệu dụng của không gian cần điều hòa
F - diện tích bề mặt
f - hệ số ma sát
g - gia tốc trọng trường
g_w - lượng nước phun vào thiết bị tăng ẩm
GWP - chỉ số đánh giá khả năng làm nóng bầu khí quyển
H - cột áp của quạt, độ cao tối thiểu từ bình ngưng đến bình chứa
h - góc giờ
H_2 - độ cao của vùng ưu tiên tính từ sàn
I - enthalpy của không khí ẩm, cường độ bức xạ mặt trời đến $1m^2$ bề mặt đặt thẳng góc với phương của nó
IPLV - chỉ số đánh giá hiệu quả của máy lạnh ứng với các mức tải khác nhau
k - hệ số truyền nhiệt, hệ số tổn thất
L - vĩ độ, chiều dài
LH - nhiệt ẩn
l_{td} - chiều dài tương đương
m - khối lượng
$\dot{m}$ - lưu lượng khối lượng
$\dot{m}_V$ - lưu lượng thể tích
N - công suất thực tế
n - tốc độ quay, tỉ lệ hòa trộn của không khí ẩm
N_r - số hàng ống có trong một dàn lạnh
ODP - chỉ số đánh giá khả năng phá hủy tầng ozone
p - áp suất
P - công suất lý thuyết
p_f - áp suất tổng của quạt
p_{fd} - áp suất động của quạt
p_{ft} - áp suất tĩnh của quạt

Q - nhiệt lượng, năng suất, phụ tải
$Q_ẩ$ - nhiệt ẩn
Q_h - nhiệt hiện
q_L - mật độ dòng nhiệt ứng với $1m$ chiều dài của ống
R - hằng số chất khí, nhiệt trở, bán kính cong, lượng bức xạ mặt trời đến bề mặt bên ngoài cửa sổ bằng kính
Re - tiêu chuẩn Reynolds
RLH - phụ tải nhiệt ẩn của không gian cần điều hòa
RSH - phụ tải nhiệt hiện của không gian cần điều hòa
RSHF - hệ số nhiệt hiện của không gian cần điều hòa
RTH - phụ tải nhiệt tổng của không gian cần điều hòa
R_{xn} - lượng bức xạ mặt trời xâm nhập vào không gian cần điều hòa qua cửa sổ bằng kính
SH - nhiệt hiện
SHF - hệ số nhiệt hiện
T - năng suất lạnh đã hiệu chỉnh của hệ thống
t - nhiệt độ
$t_{đs}$ - nhiệt độ đọng sương
t_e - nhiệt độ hiệu dụng
t_{ee} - nhiệt độ hiệu dụng tương đương
TH - nhiệt tổng
t_{sm} - nhiệt độ bề mặt hiệu dụng
$t_ư$ - nhiệt độ nhiệt kế ướt
V - thể tích
v - thể tích riêng, tốc độ
W - công
Δp_{cb} - tổn thất áp suất cục bộ
Δp_{ms} - tổn thất áp suất do ma sát
α - hệ số tỏa nhiệt đối lưu, thành phần hấp thụ
β - hệ số trở lực cục bộ
δ - bề dày
ε - tỉ số độ sai biệt giữa enthalpy và độ chứa hơi, hệ số độ nhám tuyệt đối, hệ số làm lạnh
η - hệ số tạo ẩm, hiệu suất
φ - độ ẩm tương đối
μ - khối lượng phân tử, mức độ bão hòa, độ nhớt động học
λ - hệ số dẫn nhiệt, hệ số trở lực do ma sát
θ_z - góc thiên đỉnh
ρ - thành phần phản xạ, khối lượng riêng
ρ' - khối lượng của vật liệu tính trên một đơn vị diện tích bề mặt
σ - sức căng bề mặt
τ - thành phần xuyên qua

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. A. Lowenstein, S. J. Slayzak, E. Kozubal – *A Zero Carryover Liquid-Desiccant Air Conditioner for Solar Applications* – ASME International Solar Energy Conference (ISEC 2006), Denver Colorado, July 8-13, 2006.
2. ASHRAE – 2000 Handbook.
3. ASHRAE – 2007 Handbook.
4. ASHRAE – *Design Guide For Cool Thermal Storage* – ISBN 1-883413-07-9, October 1994.
5. Committee on Industrial Ventilation – *Industrial Ventilation* – American Conference of Governmental Industrial Hygienists, Ohio 45211 USA, 1988, 108p.
6. *Cooling, Heating, and Power for Buildings* – Instructional Module, Department of Mechanical Engineering, College of Engineering, Mississippi State University, MS 39762, January 2004.
7. *Energy-Efficient Air Conditioning* – DOE/GO-10099-379, FS 206, June 1999.
8. F. Fermanel, J. Miriel – *Air Heating System: Influence of A Humidifier On Thermal Comfort* – Applied Thermal Engineering, 19 (1999), pp. 1107-1127.
9. Faye C. McQuiston, Jerald D. Parker – *Heating, Ventilating and Air Conditioning: Analysis and Design* – John Wiley & Sons, Inc., 4th edition, 1994, 742 p.
10. Howard Goodfellow, Esko Tahti – *Industrial Ventilation, Design Guidebook* – Academic Press, 2001, 1519 p.
11. *HVAC Energy Efficiency-Challenges and Opportunities* – Sustainable Energy Association of Singapore, November 10-11, 2009, Singapore.
12. Ian Knight, Gavin Dunn – *A/C Energy Efficiency in UK Office Environments* – International Conference on Electricity Efficiency in Commercial Buildings (IEECB 2002).
13. Jan F. Kreider, Ari Rabl – *Heating and Cooling of Buildings, Design For Efficiency* – McGraw-Hill International Editions, 1994, 890 p.
14. Jerry Wurm, Douglas Kosar, Tom Klemens – *Solid Desiccant Technology Review* – Bulletin of the IIR, No 2002-3.

15. John Dieckmann, Kurt Roth, James Brodrick – *Liquid Desiccant Air Conditioners* – ASHRAE Journal, October 2008.

16. Lê Chí Hiệp – *Kỹ thuật điều hòa không khí* – NXB Khoa học và Kỹ thuật, 1996, 560 trang.

17. Lê Chí Hiệp – *Máy lạnh hấp thụ trong kỹ thuật điều hòa không khí* – NXB Đại học quốc gia Tp Hồ Chí Minh, 2004, 520 trang.

18. Manuel Conde-Petit – *Liquid Desiccant Based Air Conditioning Systems* – Proceedings of the First European Conference on Polygeneration, pp. 217-234.

19. Md. Zahurul Haq – *Energy Saving Through HVAC System Improvement* – Short Course On Energy Efficiency, ISBN 984-32-1803-6.

20. Michael J. Moran, Howard N. Shapiro – *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* – John Wiley and Sons Inc., New York, 1992, 804 p.

21. Nguyễn Đức Lợi – *Hướng Dẫn Thiết Kế Hệ Thống Điều Hòa Không Khí* – NXB Khoa học và Kỹ thuật, 2005, 488 trang.

22. Paul C. Hanlon – *Compressor Handbook* – McGraw-Hill, New York, 2001, 751 p.

23. Richard J. Love, Don J. Cleland – *What Is The Optimum Compressor Discharge Pressure Set Point For Condensers?* – EcoLibrium, August 2005, pp. 24-29.

24. Robert D. Heap – *Refrigeration and Air Conditioning-The Response To Climate Change* – Bulletin of the IIR, No 2001-5.

25. S. J. Slayzak, J. P. Ryan – *Desiccant Dehumidification Wheel Test Guide* – Technical Report, National Renewable Energy Laboratory, US Department of Energy Laboratory, NREL/TP-550-26131, December 2000, 44 p.

26. Shan K. Wang – *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration* – McGraw Hill Inc., 1994.

27. Trần Thanh Kỳ – *Máy lạnh* – NXB Giáo dục, 1994, 632 trang.

28. Vijay Mittal, B. Kant Khan – *Experimental Investigation On Desiccant Air-Conditioning System In India* – Front. Energy Power. China, 2009.

29. Võ Chí Chính – *Giáo trình Điều hòa không khí* – NXB Khoa học và Kỹ thuật, 2005, 490 trang.

GIÁO TRÌNH ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

Lê Chí Hiệp

NHÀ XUẤT BẢN
ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP HỒ CHÍ MINH
KP 6, P. Linh Trung, Q. Thủ Đức, TPHCM
Số 3 Công trường Quốc tế, Q.3, TPHCM
ĐT: 38239172, 38239170
Fax: 38239172; Email: vnuhp@vnuhcm.edu.vn

***

Chịu trách nhiệm xuất bản
TS HUỲNH BÁ LÂN

Tổ chức bản thảo và chịu trách nhiệm về tác quyền
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA – ĐHQG TPHCM

Biên tập
PHẠM THỊ ANH TÚ

Sửa bản in
TRẦN VĂN THẮNG

Trình bày bìa
VÕ THỊ HỒNG

In tái bản 500 cuốn, khổ 16 x 24 cm
Số đăng ký KHXB: 84-2011/CXB/436-04/ĐHQG-TPHCM
Quyết định xuất bản số: 648/QĐ-ĐHQG-TPHCM/TB
ngày 12/12/2011 của Nhà xuất bản ĐHQG TPHCM
In tại Xưởng in Đại học Bách khoa - ĐHQG TP.HCM
Nộp lưu chiểu tháng 02 năm 2012.