



SỞ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO HÀ NỘI

GIÁO TRÌNH

THỦY KHÍ ĐỘNG LỰC

DÙNG TRONG CÁC TRƯỜNG
TRUNG HỌC CHUYÊN NGHIỆP



NHÀ XUẤT BẢN HÀ NỘI

SỞ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO HÀ NỘI

ThS. TRẦN VĂN LỊCH

GIÁO TRÌNH
THỦY KHÍ ĐỘNG LỰC

(Dùng trong các trường THCN)

NHÀ XUẤT BẢN HÀ NỘI - 2006

Lời giới thiệu

Nước ta đang bước vào thời kỳ công nghiệp hóa, hiện đại hóa nhằm đưa Việt Nam trở thành nước công nghiệp văn minh, hiện đại.

Trong sự nghiệp cách mạng to lớn đó, công tác đào tạo nhân lực luôn giữ vai trò quan trọng. Báo cáo Chính trị của Ban Chấp hành Trung ương Đảng Cộng sản Việt Nam tại Đại hội Đảng toàn quốc lần thứ IX đã chỉ rõ: “Phát triển giáo dục và đào tạo là một trong những động lực quan trọng thúc đẩy sự nghiệp công nghiệp hóa, hiện đại hóa, là điều kiện để phát triển nguồn lực con người - yếu tố cơ bản để phát triển xã hội, tăng trưởng kinh tế nhanh và bền vững”.

Quán triệt chủ trương, Nghị quyết của Đảng và Nhà nước và nhận thức đúng đắn về tầm quan trọng của chương trình, giáo trình đối với việc nâng cao chất lượng đào tạo, theo đề nghị của Sở Giáo dục và Đào tạo Hà Nội, ngày 23/9/2003, Ủyban nhân dân thành phố Hà Nội đã ra Quyết định số 5620/QĐ-UB cho phép Sở Giáo dục và Đào tạo thực hiện đề án biên soạn chương trình, giáo trình trong các trường Trung học chuyên nghiệp (THCN) Hà Nội. Quyết định này thể hiện sự quan tâm sâu sắc của Thành ủy, UBND thành phố trong việc nâng cao chất lượng đào tạo và phát triển nguồn nhân lực Thủ đô.

Trên cơ sở chương trình khung của Bộ Giáo dục và Đào tạo ban hành và những kinh nghiệm rút ra từ thực tế đào tạo, Sở Giáo dục và Đào tạo đã chỉ đạo các trường THCN tổ chức biên soạn chương trình, giáo trình một cách khoa học, hệ

thống và cập nhật những kiến thức thực tiễn phù hợp với đối tượng học sinh THCS Hà Nội.

Bộ giáo trình này là tài liệu giảng dạy và học tập trong các trường THCS ở Hà Nội, đồng thời là tài liệu tham khảo hữu ích cho các trường có đào tạo các ngành kỹ thuật - nghiệp vụ và đông đảo bạn đọc quan tâm đến vấn đề hướng nghiệp, dạy nghề.

Việc tổ chức biên soạn bộ chương trình, giáo trình này là một trong nhiều hoạt động thiết thực của ngành giáo dục và đào tạo Thủ đô để kỷ niệm “50 năm giải phóng Thủ đô”, “50 năm thành lập ngành” và hướng tới kỷ niệm “1000 năm Thăng Long - Hà Nội”.

Sở Giáo dục và Đào tạo Hà Nội chân thành cảm ơn Thành ủy, UBND, các sở, ban, ngành của Thành phố, Vụ Giáo dục chuyên nghiệp Bộ Giáo dục và Đào tạo, các nhà khoa học, các chuyên gia đầu ngành, các giảng viên, các nhà quản lý, các nhà doanh nghiệp đã tạo điều kiện giúp đỡ, đóng góp ý kiến, tham gia Hội đồng phản biện, Hội đồng thẩm định và Hội đồng nghiệm thu các chương trình, giáo trình.

Đây là lần đầu tiên Sở Giáo dục và Đào tạo Hà Nội tổ chức biên soạn chương trình, giáo trình. Dù đã hết sức cố gắng nhưng chắc chắn không tránh khỏi thiếu sót, bất cập. Chúng tôi mong nhận được những ý kiến đóng góp của bạn đọc để từng bước hoàn thiện bộ giáo trình trong các lần tái bản sau.

GIÁM ĐỐC SỞ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO

Lời nói đầu

Thủy khí động lực là môn khoa học nghiên cứu những quy luật cân bằng và chuyển động của chất khí, chất lỏng, cũng như các quy luật tương tác về lực với các vật thể chuyển động trong môi trường chất khí, chất lỏng và lực tác dụng của dịch thể lên các thành phần bao quanh nó.

Phạm vi nghiên cứu của môn học rất rộng rãi và tương đối phức tạp. Đối với ngành Máy lạnh và điều hoà không khí, các kiến thức về thủy khí động lực là rất cần thiết, nó sẽ giúp cho học sinh hiểu biết sâu sắc về các thiết bị ứng dụng của kỹ thuật này, như: Bơm, quạt, đường ống dẫn nước, đường ống dẫn không khí ...

Chính vì vậy, chúng tôi đã biên soạn giáo trình "Thủy khí động lực" để làm tài liệu giảng dạy và học tập cho giáo viên và học sinh trong trường Trung học Công nghiệp.

Nội dung của cuốn sách gồm hai phần chính:

- **Phần I: Thủy lực** - Bao gồm các chương 1,2,3,4.

- **Phần II: Khí động học** - Bao gồm các chương 5,6,7,8.

Cuốn sách nhằm cung cấp các nội dung cơ bản như sau:

- Các kiến thức cơ bản về thủy khí động lực học kỹ thuật.
- Cấu tạo, nguyên lý làm việc và phương pháp tính chọn bơm, quạt dùng trong hệ thống lạnh.
- Phương pháp tính chọn đường ống dẫn nước, dẫn khí trong hệ thống lạnh.

Cuốn sách đã chọn lọc các kiến thức cơ bản nhất của phần lý thuyết thủy khí động lực, nhằm giúp cho học sinh có thể nhanh chóng hiểu được cấu tạo, nguyên lý làm việc, phương pháp tính chọn.... của các thiết bị ứng dụng trong kỹ thuật Máy lạnh và điều hoà không khí. Đồng thời cuốn sách cũng là tài liệu tham khảo bổ ích cho những ai quan tâm đến môn học này.

Tuy nhiên, do điều kiện thời gian có hạn, cuốn sách không tránh khỏi thiếu sót, chúng tôi rất mong nhận được ý kiến đóng góp quý báu của độc giả.

Chúng tôi xin gửi lời cảm ơn PGS. TS – Bùi Hải, TS – Hà Mạnh Thự, giảng viên trường Đại học Bách khoa Hà Nội, TS – Nguyễn Duy Tiến, giảng viên trường Đại học Giao thông vận tải, KS – Vũ Văn Hiến, cán bộ Tổng công ty Hàng không Việt Nam, KS – Trần Hữu Thiết, giảng viên trường Cán bộ Thương mại Trung ương, đã đóng góp ý kiến để hoàn thiện nội dung giáo trình.

TÁC GIẢ

Bài mở đầu

ĐỐI TƯỢNG, NỘI DUNG VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU MÔN HỌC

1. Đối tượng của môn học

Thủy khí động lực là môn khoa học nghiên cứu những quy luật cân bằng và chuyển động của chất khí, chất lỏng, cũng như các quy luật tương tác về lực với các vật thể chuyển động trong môi trường chất khí, chất lỏng và lực tác dụng của dịch thể lên các thành phần bao quanh nó. Đồng thời nghiên cứu ứng dụng các quy luật đó để tính toán thiết kế, lắp đặt các thiết bị bơm, quạt và đường ống trong kỹ thuật máy lạnh và điều hòa không khí.

2. Nội dung của môn học

Về nội dung, giáo trình ngoài việc trình bày những kiến thức cơ bản về thủy khí động lực học, còn đề cập đến những tiến bộ kỹ thuật mới ... do đó giáo trình không chỉ giúp cho học sinh khi ra trường mau chóng hòa nhập với môi trường sản xuất mà còn là tài liệu tham khảo bổ ích cho những ai quan tâm ứng dụng Thủy khí động lực vào trong các ngành kỹ thuật .

Giáo trình được bố trí thành 8 chương:

Chương 1: Thủy tĩnh

Chương 2: Thủy động học

Chương 3: Máy bơm

Chương 4: Tính toán đường ống dẫn nước

Chương 5: Khái niệm về không khí

Chương 6: Khí động học

Chương 7: Quạt

Chương 8: Tính toán ống dẫn không khí

3. Phương pháp nghiên cứu môn học

Cũng như các môn học cơ sở kỹ thuật khác, việc nghiên cứu môn thủy khí động lực là phải kết hợp chặt chẽ giữa sự phân tích lý thuyết với các kết quả thực nghiệm.

Kiến thức về thủy khí động lực rất cần cho người cán bộ kỹ thuật ở nhiều ngành sản xuất để giải quyết những vấn đề kỹ thuật có liên quan đến sự cân bằng và chuyển động của chất lỏng, chất khí v.v... Đây là môn học lý thuyết cơ sở, bắt buộc đối với các học sinh theo học ngành máy lạnh và điều hòa không khí. Để có thể nắm bắt được các nội dung của môn học, học sinh cần phải có các kiến thức về các môn học cơ sở như : Nhiệt kỹ thuật, Cơ sở truyền nhiệt, Kỹ thuật lạnh cơ sở, ... Đồng thời trong quá trình học tập, sau khi học lý thuyết học sinh cần phải tìm hiểu kỹ các thiết bị thực tế đã có sẵn trong các phòng thực hành. Trên cơ sở đó, người học mới có điều kiện để so sánh hai chiều giữa kiến thức thực tế và kiến thức lý thuyết, nhằm hiểu biết sâu hơn các kiến thức cần lĩnh hội. Ngoài kiến thức được nêu ra trong giáo trình, người học cần phải thường xuyên cập nhật các thông tin mới thông qua các giáo trình tham khảo và các catalog giới thiệu sản phẩm của các hãng chế tạo bơm, quạt nổi tiếng trên thế giới. Các kiến thức trình bày trong giáo trình, mặc dù chỉ là các kiến thức cơ bản, xong để có thể lĩnh hội được nhanh chóng, thì người học cần phải tuân thủ theo kết cấu của giáo trình và cần có sự hướng dẫn của các giáo viên chuyên ngành.

Tóm lại, để có thể học tập tốt môn học, người học cần phải xác định rõ mục đích và yêu cầu của môn học. Luôn luôn kết hợp chặt chẽ giữa kiến thức lý thuyết với các kiến thức thực tế. Đồng thời phải tích cực ôn luyện theo sự hướng dẫn của các giáo viên. Đặc biệt cần ghi nhớ các kết luận rút ra từ các bài tập hoặc từ các kết quả thu được trong quá trình làm thực nghiệm trên các thiết bị thật hoặc trên các mô hình.

Chương 1

THỦY TĨNH

I. KHÁI NIỆM CHẤT LỎNG TRONG THỦY LỰC

Việc nghiên cứu môn thủy lực dựa vào khái niệm phân tử chất lỏng. Phân tử chất lỏng được coi là rất nhỏ, đồng chất, đẳng hướng và liên tục. Tuy nhiên cần phân biệt phân tử chất lỏng với phân tử chất lỏng, phân tử chất lỏng tuy nhỏ nhưng còn lớn hơn nhiều so với kích thước của phân tử chất lỏng.

Chất lỏng và chất khí khác chất rắn ở chỗ mối liên kết cơ học giữa các phân tử trong chất lỏng và chất khí rất yếu nên chất lỏng và chất khí có tính di động dễ chảy (có tính dễ chảy). Tính chất thể hiện ở chỗ chất lỏng và chất khí không có hình dạng riêng mà lấy hình dạng của bình chứa chất lỏng hay chất khí đứng yên, vì thế chất lỏng và chất khí còn gọi là chất chảy.

Trong chất lỏng, giữa các phân tử với nhau có tính dính rất lớn, vì thế sức dính phân tử này làm cho chất lỏng giữ được thể tích hầu như không thay đổi dầu có bị thay đổi về áp lực hoặc nhiệt độ. Chất lỏng gọi là chất chảy không nén được, còn chất khí thì dễ dàng co lại khi bị nén (chất khí là chất chảy nén được). Đồng thời chất lỏng cũng có tính chất không dẫn ra được. Ngược lại chất khí có thể dẫn nở rất nhiều chiếm hết được thể tích bình chứa nó.

Tại mặt tiếp xúc giữa chất lỏng và chất khí hoặc với chất rắn hay với chất lỏng khác, do lực hút đẩy các phân tử sinh ra sức căng mặt ngoài. Nhờ có sức căng mặt ngoài, một thể tích nhỏ của chất lỏng đặt ở trường trọng lực sẽ có dạng từng hạt, vì vậy chất lỏng được gọi là chất chảy dạng hạt.

Chất lỏng còn được coi như môi trường liên tục tức là những phân tử chất lỏng chiếm đầy không gian mà không có khoảng trống rỗng.

Như vậy, chất lỏng là chất chảy không nén được và có tính liên tục.

II. NHỮNG ĐẶC TÍNH VẬT LÝ CƠ BẢN CỦA CHẤT LỎNG

1. Khối lượng riêng

Chất lỏng cũng như mọi vật thể khác là có khối lượng, đặc tính đó được biểu thị bằng khối lượng đơn vị ρ (hoặc khối lượng riêng). Đối với chất lỏng đồng chất, khối lượng đơn vị ρ bằng tỉ số giữa khối lượng M đối với thể tích V của khối lượng đó của chất lỏng.

$$\rho = \frac{M}{V}, \text{ kg/m}^3 \quad 1-1$$

Đối với nước, khối lượng đơn vị lấy bằng khối lượng của đơn vị thể tích nước cất ở nhiệt độ $+4^\circ\text{C}$.

$$\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

2. Trọng lượng riêng

Chất lỏng có trọng lượng, đặc tính này được biểu thị bằng trọng lượng đơn vị (hoặc trọng lượng riêng).

Đối với chất lỏng đồng chất, trọng lượng đơn vị bằng tích số của khối lượng riêng với gia tốc rơi tự do g ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

$$\gamma = \rho \cdot g = \frac{M}{V} \cdot g, \frac{N}{m^3} \quad 1-2$$

Đối với nước ở nhiệt độ $+4^\circ\text{C}$ thì $\gamma = 9,81 \text{ N/m}^3$ hoặc biểu thị theo đơn vị kilôgam lực $\gamma = 1000 \text{ kG/m}^3$. Riêng thủy ngân có $\gamma = 13,400 \text{ N/m}^3$.

3. Giảm nở vì nhiệt của chất lỏng

Chất lỏng có đặc tính không thay đổi thể tích khi thay đổi áp suất hoặc nhiệt độ.

Thí nghiệm đã chứng tỏ trong phạm vi áp suất thay đổi từ 1 - 500 at và nhiệt độ thay đổi từ 0 - 20°C thì hệ số của thể tích $\beta_w \approx 0$. ($\beta_w = 0,00005 \text{ cm}^2/\text{kG}$). Như vậy chất lỏng coi như không nén được và không dẫn ra dưới tác dụng của nhiệt độ.

4. Sức căng mặt ngoài của chất lỏng

Chất lỏng có sức căng mặt ngoài tức là có khả năng chịu được ứng suất kéo không lớn lắm tác dụng trên mặt tự do, phân chia chất lỏng với chất khí hoặc trên mặt tiếp xúc chất lỏng với chất rắn.

Sự xuất hiện sức căng mặt ngoài được giải thích là để cân bằng với sức hút phân tử của chất lỏng tại vùng lân cận mặt tự do, vì ở vùng này sức hút phân tử

của chất lỏng không cân bằng nhau như ở vùng xa mặt tự do. Do đó có khuynh hướng giảm nhỏ diện tích mặt tự do và làm cho mặt tự do có độ cong nhất định. Do sức căng mặt ngoài mà giọt nước có dạng hình cầu. Chúng ta dùng một ống có kích thước khá nhỏ cắm vào chậu nước có hiện tượng mực nước trong ống dâng cao hơn so với mực nước ngoài chậu. Nếu chất lỏng là thủy ngân thì lại có hiện tượng mặt tự do trong ống thấp hơn thủy ngân ngoài chậu. Đó là hiện tượng mao dẫn, do tác dụng của sức căng mặt ngoài gây nên. Mặt tự do của nước trong ống là mặt lõm, mặt tự do của thủy ngân trong ống (trường hợp sau) là mặt lồi.

Trong các hiện tượng thủy lực, ta không cần xét ảnh hưởng của sức căng mặt ngoài vì trị số này rất nhỏ so với những lực khác.

5. Tính nhớt

Khi các lớp chất lỏng chuyển động, giữa chúng có sự chuyển động tương đối và nảy sinh ra tác dụng lôi đi kéo lại, hoặc nói cách khác, giữa chúng nảy sinh ra sức ma sát tạo nên sự chuyển biến một bộ phận cơ năng của chất lỏng thành nhiệt năng và mất đi. Sức ma sát này gọi là ma sát trong (nội ma sát). Tính chất nảy sinh ra sức ma sát trong hoặc nói một cách khác, tính chất nảy sinh ứng suất tiếp giữa các lớp chất lỏng chuyển động gọi là tính nhớt của chất lỏng.

Tính nhớt là biểu hiện sức dính phân tử của chất lỏng. Khi nhiệt độ tăng cao, mỗi phân tử dao động mạnh hơn xung quanh vị trí trung bình của phân tử, do đó mức dính phân tử kém đi và độ nhớt của chất lỏng giảm đi. Mọi chất lỏng đều có tính nhớt.

Trong những đặc tính nói trên của chất lỏng, những đặc tính vật lý cơ bản nhất là đặc tính có khối lượng, có trọng lượng và có tính nhớt.

III. LỰC TÁC DỤNG LÊN CHẤT LỎNG

Những lực tác dụng lên chất lỏng có thể chia làm hai loại: Nội lực và Ngoại lực.

1. Nội lực

Nội lực là tất cả những lực tác dụng lẫn nhau giữa các phân tử của một thể tích chất lỏng nhất định, những lực đó xuất hiện từng đôi một cân bằng nhau, tổng số của chúng bằng không. Ví dụ, như lực nhớt (lực ma sát trong), áp dụng trong nội bộ thể tích chất lỏng đều là những lực trong. Cần chú ý rằng công

sinh ra bởi lực nhớt khi chất lỏng chuyển động bằng không, nó chuyển thành nhiệt năng mất đi không lấy lại được cho khối chất lỏng.

2. Ngoại lực

Ngoại lực là những lực tác dụng lẫn nhau giữa khối chất lỏng cho trước và những vật thể tiếp xúc hoặc không tiếp xúc với khối chất lỏng đó. Ví dụ, áp lực tác dụng lên mặt ngoài của khối chất lỏng cho trước : Trọng lượng, lực quán tính là những lực ngoài. Lực ngoài được chia làm hai loại sau đây.

2.1. Lực thể tích (còn gọi là lực khối lượng)

Đây là lực tác dụng lên tất cả các phần tử chất lỏng, trong khối chất lỏng đang xét. Trong điều kiện phân bố đều của lực thể tích, thì lực này tỉ lệ với thể tích của vật thể, khối chất lỏng, ví dụ trọng lượng, lực quán tính và lực thể tích.

2.2. Lực mặt

Là lực tác dụng lên mặt giới hạn khối chất lỏng đang xét hoặc lên mặt đặt trong khối chất lỏng. Trong điều kiện phân bố đều lực mặt, lực này tỉ lệ với diện tích mặt chịu lực của chất lỏng, ví dụ như lực của không khí lên mặt tự do của chất lỏng, lực ma sát cũng là lực mặt.

IV. KHÁI NIỆM VỀ THỦY TĨNH

Thủy tĩnh học nghiên cứu những vấn đề về chất lỏng ở trạng thái cân bằng, tức là ở trạng thái không có sự chuyển động tương đối giữa các phần tử chất lỏng. Vì không có chuyển động tương đối nên không có tác dụng tính nhớt. Yếu tố thủy lực cơ bản của trạng thái cân bằng của chất lỏng là áp suất thủy tĩnh.

Chất lỏng có hai trạng thái tĩnh: tĩnh tương đối và tĩnh tuyệt đối.

Trạng thái tĩnh tuyệt đối của chất lỏng là trạng thái mà các phần tử chất lỏng không có sự chuyển động tương đối với nhau cũng như không có chuyển động tương đối với quả đất, nghĩa là chất lỏng đứng cân bằng với hệ tọa độ gắn chặt với quả đất.

Trạng thái tĩnh tương đối cũng nghiên cứu sự cân bằng của chất lỏng không có sự chuyển động tương đối với nhau, nhưng lại có sự chuyển động tương đối với quả đất. Khi đó cả khối chất lỏng chuyển động như một vật rắn, lực tác dụng vào chất lỏng không chỉ có trọng lực mà còn có lực quán tính.

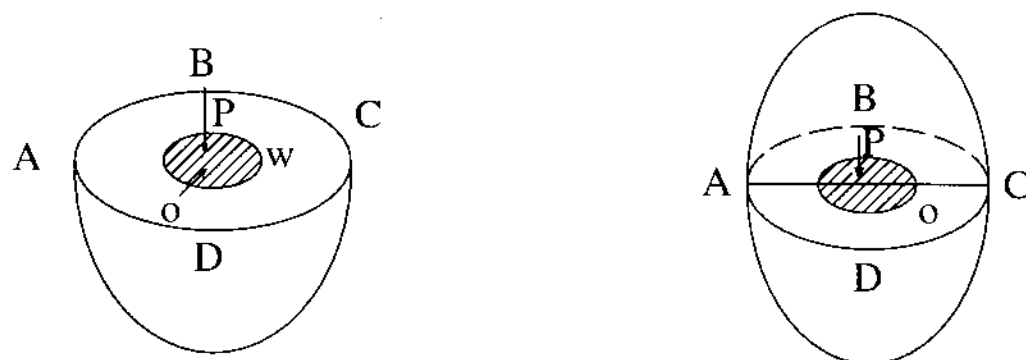
Khi lực tác dụng lên chất lỏng chỉ là trọng lượng thì chất lỏng được gọi là chất lỏng trọng lực. Mặt tự do của chất lỏng là mặt tiếp xúc giữa chất lỏng với không khí gọi là mặt thoáng của chất lỏng.

Trong chương trình môn học, ta chỉ nghiên cứu chất lỏng tĩnh tuyệt đối (chất lỏng trọng lực). Mặt thoáng của chất lỏng tĩnh tuyệt đối là một mặt phẳng nằm ngang.

V. ÁP SUẤT THỦY TĨNH - ÁP LỰC - MẶT ĐẲNG ÁP

1. Áp suất thủy tĩnh- áp lực

1.1. Áp suất thủy tĩnh



Hình 1-1. Biểu diễn áp suất thủy tĩnh

Ta lấy một khối chất lỏng đứng cân bằng, nếu chia cắt khối bằng một mặt phẳng tùy ý ABCD và vứt bỏ phần trên, muốn giữ cho dưới khối đó ở trạng thái cân bằng như cũ ta phải thay thế tác dụng phần trên lên phần dưới bằng một hệ lực tương đương.

Trên mặt phẳng ABCD, ta lấy một diện tích bất kì có chứa điểm O. Gọi P là lực của phần trên tác dụng lên w, tỉ số $\frac{P}{w} = P_{tb}$ gọi là áp suất thủy tĩnh trung bình. Nếu diện tích w vô cùng nhỏ ($w \approx 0$) thì áp suất thủy tĩnh trung bình tại một điểm gọi là áp suất thủy tĩnh, kí hiệu là P đơn vị là (N/m²).

1.2. Áp lực

Lực P tác dụng lên diện tích w gọi là áp lực lên diện tích ấy (còn gọi là tổng áp lực). Đơn vị áp lực là [N]

$$P = pw, N \quad 1-3$$

Áp lực lên diện tích w của chất lỏng bằng áp suất thủy tĩnh nhân với diện tích chịu áp lực.

Trong kĩ thuật, áp suất thường đo bằng át mét phe, kí hiệu là at.

$$1 \text{ at} = 98100 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ at} = 1 \text{ KG/cm}^2$$

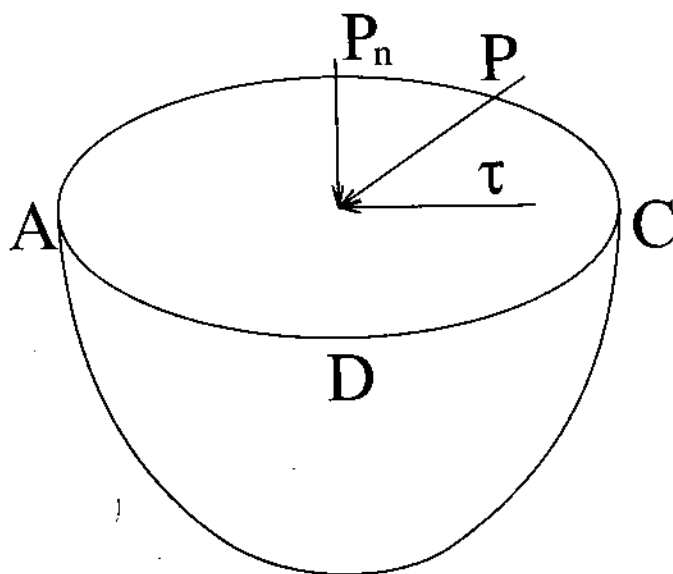
Trong thủy lực, ta cần phân biệt tổng áp lực tác dụng lên một diện tích với áp lực của chất lỏng tác dụng lên diện tích đó.

Ngoài ra trong thủy lực áp suất còn đo bằng chiều cao cột chất lỏng.

2. Tính chất cơ bản của áp suất thủy tĩnh

2.1. Tính chất 1

Áp suất thủy tĩnh tác dụng thẳng góc với diện tích chịu lực và hướng vào diện tích đó.



Hình 1-2. Áp suất thủy tĩnh

Áp suất thủy tĩnh tại điểm O lấy trên mặt phân chia ABCD có thể chia làm hai thành phần: P_n hướng theo pháp tuyến tại điểm O của mặt ABCD và τ theo hướng tiếp tuyến tại O, hình 1-2. Thành phần có tác dụng làm mặt ABCD di chuyển, tức là làm cho chất lỏng có chuyển động nhưng như đã giả thiết chất lỏng đang xét đang ở trạng thái tĩnh, do vậy thành phần $\tau = 0$. Còn thành phần P_n không thể hướng ra ngoài được vì chất lỏng không chống lại sức kéo mà chỉ chịu được sức nén. Vậy áp suất P tại điểm O chỉ có thành phần pháp tuyến hướng vào trong.

2.2. Tính chất 2

Trị số áp suất thủy tĩnh tại một điểm bất kì không phụ thuộc hướng đặt của diện tích chịu lực tại điểm ấy. Nói một cách khác "áp suất của một điểm bất kì trong chất lỏng theo mọi phương đều bằng nhau".

Vì vậy, khi nói áp suất ở một điểm, ta không cần xác định theo phương nào.

3. Mặt đẳng áp

3.1. Định nghĩa

Mặt đẳng áp là tập hợp tất cả các điểm có cùng giá trị áp suất như nhau, áp suất thủy tĩnh tại mọi điểm bất kì, đều bằng nhau được gọi là mặt đẳng áp.

$$P = \text{const} \quad 1-4$$

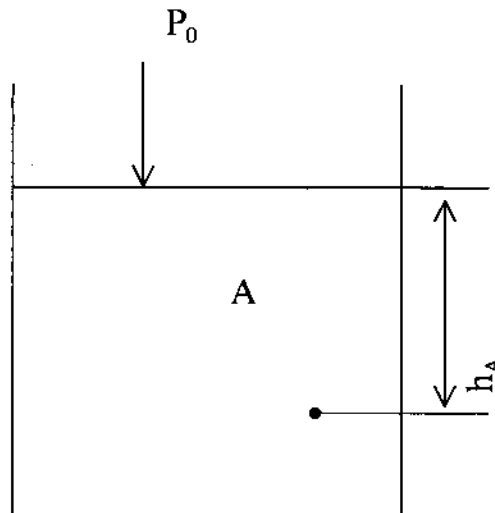
3.2. Tính chất của mặt đẳng áp

a- Hai mặt đẳng áp khác nhau không thể cắt nhau, vì nếu chúng cắt nhau thì tại cùng một giao điểm, áp suất thủy tĩnh lại có những trị số khác nhau, điều đó trái với tính chất 2 của áp suất thủy tĩnh.

b- Lực thể tích tác dụng lên mặt đẳng áp thẳng góc với mặt đẳng áp.

VI. PHƯƠNG TRÌNH CƠ BẢN CỦA THỦY TĨNH HỌC

1. Phương trình cơ bản của chất lỏng đứng tĩnh



Hình 1 - 3. Áp suất tĩnh tại điểm A

Xét một khối chất lỏng đứng tĩnh hình 1-3. Áp suất trên mặt thoáng là P_0 . Áp suất thủy tĩnh tại điểm A có độ sâu là h_A tính từ mặt thoáng chất lỏng đến điểm A được tính theo công thức sau :

$$p_A = p_0 + \gamma h_A$$

Trong đó: p_A : Áp suất thủy tĩnh tại A

p_0 : Áp suất mặt thoáng

γ : Trọng lượng riêng của chất lỏng

h_A : Độ sâu của A.

Có thể tính áp suất thủy tĩnh cho một điểm có độ sâu bất kì h theo phương trình cơ bản của thủy tĩnh học:

$$p = p_0 + \gamma h \quad 1-5$$

Trong đó: p : Áp suất thủy tĩnh tại điểm cần tính N/m^2 .

p_0 : Áp suất mặt thoáng chất lỏng N/m^2 .

h : Độ sâu tính từ mặt thoáng chất lỏng đến điểm đang xét (m).

Từ phương trình cơ bản của thủy tĩnh học (1-5) ta có thể nói: Áp suất tại những điểm cùng ở một độ sâu trong môi trường chất lỏng trọng lực đứng tĩnh thì bằng nhau. Nghĩa là $p = \text{const}$ khi $h = \text{const}$. Vì vậy cũng dễ dàng suy ra: Mặt đẳng áp của chất lỏng trọng lực là những mặt phẳng song song nằm ngang. Ví dụ mặt thoáng của chất lỏng đựng trong bình đứng tĩnh là mặt đẳng áp.

$p = p_a$ (áp suất khí trời).

2. Ví dụ

Tìm áp suất tại một điểm ở đáy bể đựng nước sâu 4m, trọng lượng riêng của nước $\gamma = 9810 N/m^3$.

Áp suất tại mặt thoáng $p_0 = 98.100 N/m^2$.

Biết đáy bể hình chữ nhật kích thước ($2^m \times 3^m$).

Tính tổng áp lực lên đáy bể?

Bài giải :

Áp dụng công thức (1-5) ta có áp suất tại một điểm bất kì ở đáy bể là:

$$p = p_0 + \gamma h = p_a + \gamma h.$$

$$p = 98.100 + 9.810.4 = 137.340 \text{ N/m}^2.$$

Tổng áp lực tác dụng lên đáy bể là :

$$P = p.w = 137.340 \times 2 \times 3 = 824.040 \text{ N}$$

VII. CÁC LOẠI ÁP SUẤT VÀ ĐỘ CAO DẪN XUẤT CỦA NÓ

1. Các loại áp suất

1.1. Áp suất tuyệt đối

Áp suất tuyệt đối được kí hiệu là p . Người ta gọi áp suất tuyệt đối p tuyệt đối hoặc áp suất toàn phần là áp suất p xác định bởi công thức cơ bản (1-5)

$$p = p_0 + \gamma h \quad 1-6$$

Áp suất tuyệt đối $p > 0$

1.2. Áp suất dư

Áp suất dư được kí hiệu là p_d , là hiệu số giữa áp suất tuyệt đối và áp suất khí trời gọi là áp suất dư (hoặc là áp suất tương đối).

$$p_d = p - p_a \quad 1-7$$

Nếu áp suất tại mặt thoáng chất lỏng là áp suất khí quyển thì ta có:

$$p_d = p - p_a = (p_a + \gamma h) - p_a = \gamma h. \quad 1-8$$

$$p_d = \gamma h.$$

Như vậy áp suất tuyệt đối biểu thị cho ứng suất nén thực tế tại điểm đang xét, còn áp suất dư là phần áp suất còn dư nếu trong trị số của áp suất tuyệt đối ta bớt đi trị số của áp suất khí trời. Bởi vì trị số của áp suất tuyệt đối có thể lớn hơn hoặc nhỏ hơn trị số của áp suất khí trời nên áp suất dư có thể lớn hơn không, nhỏ hơn không nghĩa là có thể âm hoặc dương.

$p_d > 0$ khi p tuyệt đối $> p_a$

$p_d < 0$ khi p tuyệt đối $< p_a$.

1.3. Áp suất chân không

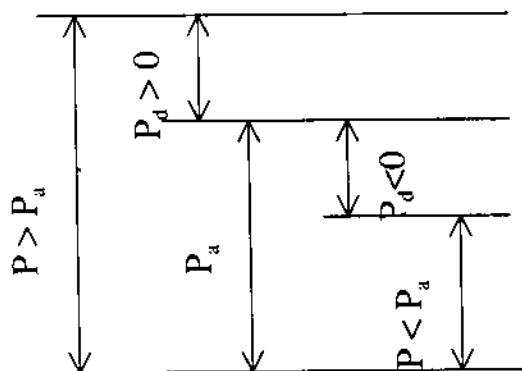
Áp suất chân không được ký hiệu là p_{ck} . Trong trường hợp áp suất dư là âm thì hiệu số của áp suất khí trời và áp suất tuyệt đối gọi là áp suất chân không (nói tắt là chân không).

$$p_{ck} = p_a - p \quad 1-9$$

Chân không nói ở đây không có nghĩa là khoảng không, không có chất khí nào như thường nói trong vật lí. Áp suất chân không là trị số áp suất còn thiếu để làm cho áp suất tuyệt đối bằng áp suất khí quyển. So sánh (1-9) với (1-7) ta thấy áp suất chân không là trị số âm của áp suất dư.

$$p_{ck} = - p_d \quad 1-10$$

Ta có thể biểu diễn ba loại áp suất trên bằng biểu đồ như hình 1-4.



Hình 1-4 Biểu diễn các loại áp suất

2. Độ cao dẫn xuất của các loại áp suất

Áp suất tại một điểm có thể đo bằng chiều cao cột chất lỏng (nước, thủy ngân, rượu) kể từ điểm đang xét đến mặt thoáng của cột chất lỏng đó. Ta có thể dùng độ cao cột chất lỏng để biểu thị các loại áp suất tuyệt đối, áp suất dư và áp suất chân không như sau:

$h = \frac{P}{\gamma}$ biểu thị cho áp suất tuyệt đối, gọi là độ cao đo áp suất tuyệt đối.

$h_{\text{dư}} = \frac{P_{\text{dư}}}{\gamma}$ biểu thị cho áp suất dư, gọi là độ cao đo áp suất dư.

$h_{\text{ck}} = \frac{P_{\text{ck}}}{\gamma}$ biểu thị cho áp suất chân không, gọi là độ cao đo áp suất chân không.

Cả ba độ cao nói trên gọi là độ cao dẫn xuất của ba loại áp suất tuyệt đối, dư và chân không, đơn vị đo ba độ cao đó đo bằng (m).

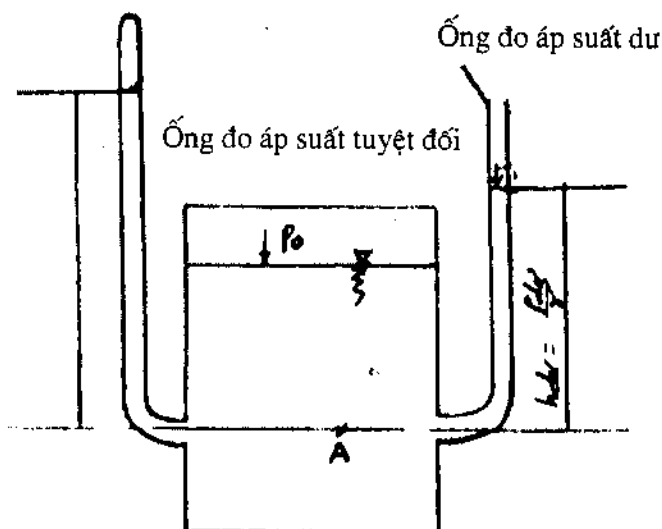
Trong máy bơm, ở cửa vào máy bơm áp suất tuyệt đối thường nhỏ hơn áp suất khí trời nên thường gắn đồng hồ chân không kế, đo áp suất chân không hoặc đo độ cao chân không h_{ck} . Ở cửa ra máy bơm, áp suất tuyệt đối thường lớn hơn áp suất khí trời nên thường gắn đồng hồ áp lực kế đo áp suất dư hoặc đo độ cao áp dư $h_{\text{dư}}$.

Trong công thức trên, $\gamma = 9810 \text{ N/m}^3$ đối với nước, còn áp suất khí trời thì $p_a = 98100 \text{ N/m}^2$ (còn gọi là 1 atm một phe kỹ thuật). Một atm một phe kỹ thuật tương đương với cột nước cao :

$$h = \frac{p_a}{\gamma} = \frac{98100}{9810} = 10 \text{ m.}$$

Trị số chân không cực đại (khi $p_{td} = 0$) lấy bằng một áp suất khí quyển hoặc bằng cột nước cao là 10 m.

Hình 1-5 cho biết cách đo áp suất tại một điểm bằng chiều cao cột chất lỏng.



Hình 1-5: Đo áp suất bằng chiều cao cột chất lỏng

Muốn đo áp suất tuyệt đối tại điểm A, nối bình chân không thông với ống kín 1, chỗ nối đặt tùy ý bên dưới mặt thoáng chất lỏng trong bình (trong bình vẽ đặt ngang với điểm A). Trong ống kín này phải hút hết không khí để cho áp suất tại mặt tự do chất lỏng trong ống bằng không, khi đó khoảng cách thẳng đứng h_{td} tính từ mặt tự do trong ống đến đường nằm ngang đi qua điểm A biểu thị áp suất tuyệt đối tại điểm A.

$$p_{td} = \gamma \cdot h_{td}$$

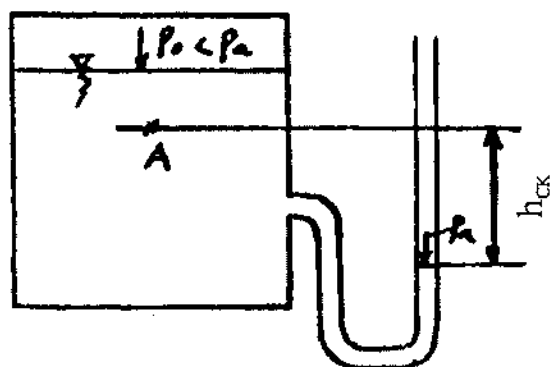
Muốn đo áp suất dư, ta chỉ cần thay ống 1 bằng ống 2, đầu trên không bịt kín mà để hở ra khí trời. Khoảng cách thẳng đứng từ mặt tự do trong ống hở đến đường nằm ngang đi qua điểm A biểu thị cho áp suất dư tại A.

$$p_{du} = \gamma \cdot h_{du}$$

Muốn đo áp suất chân không, người ta cũng nối với bình chứa một ống nhỏ, nhưng ống này lại phải uốn cong hình chữ U thì mới dễ đo hình 1-6. Mặt nước tự do trong ống thấp hơn A, và khoảng cách h dư như đã nói ở phần trên là một trị số âm. Theo (1-10) thì khoảng cách đó là độ cao chân không tại điểm A.

$$p_{ck} = \gamma \cdot h_{ck}$$

Cả ba ống nói trên đều gọi là ống đo áp.



Hình 1-6 Đo áp suất chân không

Chương 2

THỦY ĐỘNG HỌC

I. NHỮNG KHÁI NIỆM CƠ BẢN VỀ THỦY ĐỘNG

1. Khái niệm chung

1.1. Mục đích nghiên cứu

Thủy động học nghiên cứu những quy luật chung về chuyển động của chất lỏng mà không xét đến các lực tác dụng lên chất lỏng. Vì vậy, kết quả nghiên cứu áp dụng cho tất cả các chất lỏng.

1.2. Các yếu tố đặc trưng về chuyển động của chất lỏng

Môi trường chất lỏng chuyển động là môi trường liên tục, bao gồm vô số phần tử chất lỏng vô cùng nhỏ chuyển động, mỗi một phần tử nhỏ đó được đặc trưng bởi những đại lượng cơ bản của chuyển động gọi là những yếu tố của chuyển động, bao gồm các yếu tố sau :

1.2.1. Áp suất thủy động P

Ta đã biết đặc tính cơ bản của chất lỏng là tính nhớt. Vì vậy, áp suất thủy động cũng hướng vào mặt tác dụng nhưng không thẳng góc với mặt tác dụng mà nghiêng góc với mặt tác dụng (áp suất thủy động có cả thành phần theo phương pháp tuyến và theo phương tiếp tuyến).

1.2.2. Vận tốc u của phần tử chất lỏng (còn gọi là lưu tốc điểm).

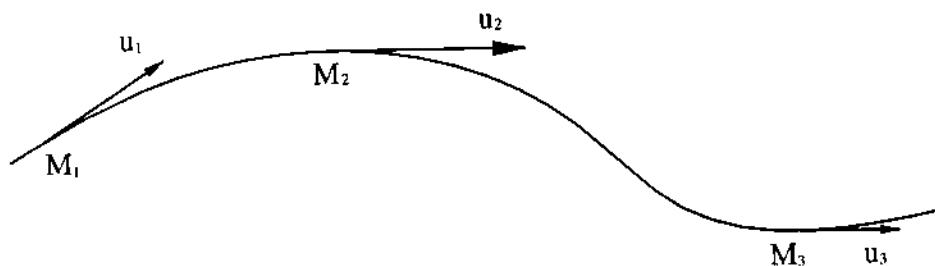
1.2.3. Gia tốc a của phần tử chất lỏng.

2. Dòng chảy và các yếu tố thủy lực của dòng chảy

2.1. Khái niệm dòng chảy

Để đi đến khái niệm về dòng chảy, ta phải làm quen với một số khái niệm về đường dòng, dòng nguyên tố, ống dòng v.v...

Đường dòng: Là đường cong tại thời điểm cho trước đi qua các phần tử chất lỏng có vectơ vận tốc là những tiếp tuyến của đường ấy. Ví dụ đường cong vẽ đi qua M_1 , M_2 , M_3 là đường dòng vì M_1 , M_2 , M_3 có vectơ vận tốc u_1 , u_2 , u_3 tại cùng thời điểm t đều tiếp tuyến với đường cong.



Hình 2-1. Hình ảnh đường dòng

Khái niệm về đường dòng khác hẳn với quỹ đạo của phần tử chất lỏng vì, quỹ đạo là đường đi của một phần tử chất lỏng trong không gian, và quỹ đạo có thể cắt nhau chứ đường dòng thì không thể cắt nhau.

Trong không gian chứa đầy chất lỏng chuyển động, ta lấy một đường cong kín giới hạn một diện tích vô cùng nhỏ dw , tất cả các đường dòng đi qua các điểm trên đường cong kín đó tạo thành một mặt có dạng hình ống gọi là ống dòng. Khối lượng chất lỏng chuyển động trong không gian giới hạn bởi ống dòng là dòng nguyên tố.

Trong không gian chứa đầy chất lỏng chuyển động, ta lấy một đường cong kín giới hạn bởi một diện tích hữu hạn w bao gồm vô số diện tích dw vô cùng nhỏ, nghĩa là tạo nên vô số đường nguyên tố. Tập hợp những dòng nguyên tố đó gọi là dòng chảy.

Tất cả những môi trường chất lỏng chuyển động mà chúng ta sẽ nghiên cứu trong quá trình học đều ở dưới dạng là dòng chảy.

2.2. Các yếu tố thủy lực của dòng chảy

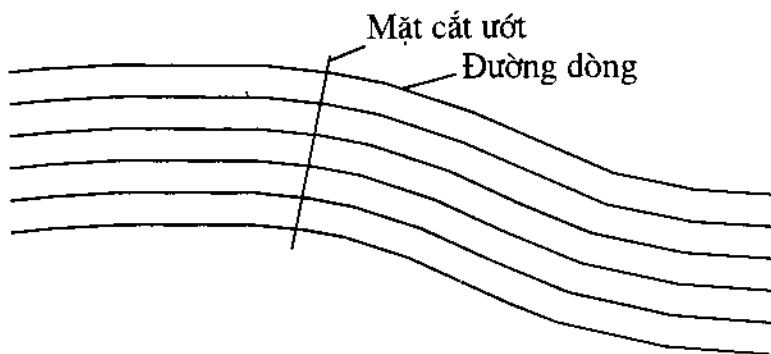
2.2.1. Mặt cắt ướt

Là mặt thẳng góc với tất cả các đường dòng, kí hiệu là ω , đơn vị là $[m^2]$; $\omega [m^2]$

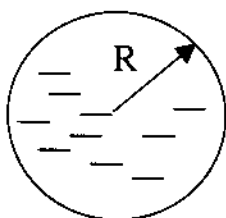
2.2.2. Chu vi ướt

Trên thực tế chất lỏng chuyển động trong những biên giới rắn, chu vi mặt cắt ướt có bộ phận là thành rắn, có bộ phận không là thành rắn. Chu vi ướt là bề

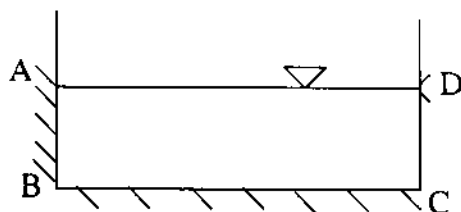
dài phần tiếp xúc giữa chất lỏng và thành rắn trên mặt cắt ướt, kí hiệu là χ đọc là "khi" đơn vị là [m]; χ [m]



Hình 2-3 Mặt cắt ướt



Hình 2-5 Chu vi ướt vật cầu



Hình 2-4 Chu vi ướt vật khối

Trên hình 2-4 thì $\chi = AB + BC + CD$.

Trên hình 2-5 thì $\chi = 2\pi R$.

2.2.3. Bán kính thủy lực

Là tỉ số giữa diện tích mặt ướt ω và chu vi ướt χ , kí hiệu là R .

$$R = \frac{\omega}{\chi} \quad 2-1$$

2.2.4. Lưu lượng Q ($l/s - m^3/s$).

Là thể tích chất lỏng đi qua mặt cắt ướt nào đó trong một đơn vị thời gian.

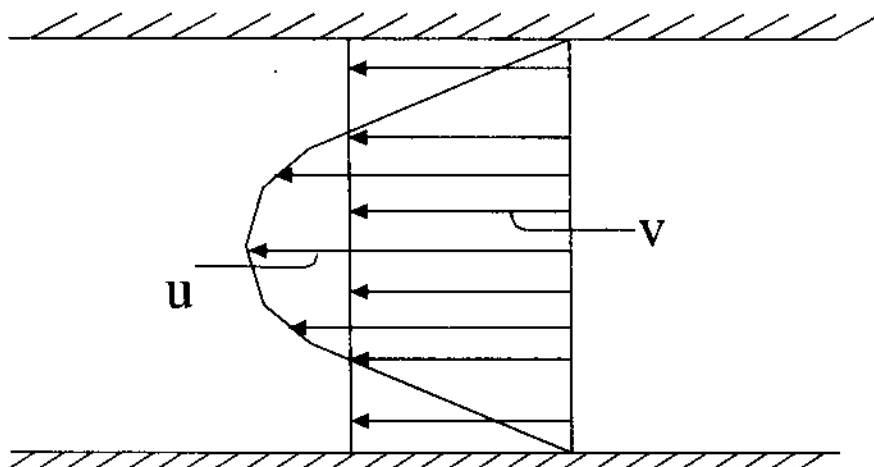
2.2.5. Vận tốc trung bình dòng chảy v [m/s] tại một mặt cắt.

Là tỉ số lưu lượng Q với diện tích ω của mặt cắt ướt đó.

$$v = \frac{Q}{\omega} \quad (2-2)$$

Theo định nghĩa trên, ta có thể thay thế dòng chảy thực tế có sự phân bố các vectơ lưu tốc điểm u không đều trên mặt cắt ướt bằng dòng chảy tương

tượng có các vectơ lưu tốc song song và bằng nhau trên mặt cắt ướt và bằng v sao cho lưu lượng đi qua hai dòng chảy đó đều bằng nhau.



Hình 2-6. Phân bố tốc độ

Việc thay thế như trên chỉ thực hiện được khi mặt cắt ướt là phẳng hoặc nói một cách khác, điều kiện các dòng chảy phải là song song. Sự thay thế đường cong phân bố lưu tốc điểm u bằng đường thẳng phân bố vận tốc trung bình v sao cho diện tích hình cong giới hạn bởi đường cong phân bố u bằng diện tích hình chữ nhật cạnh là v hình 2-6.

3. Phân loại dòng chảy

3.1. Dòng chảy ổn định và dòng chảy không ổn định

a- Dòng chảy ổn định: Là dòng chảy có các yếu tố chuyển động không biến đổi theo thời gian.

Ví dụ: Dòng chảy trong vòi từ bể chứa có cột nước không thay đổi.

b- Dòng chảy không ổn định: Là dòng chảy có các yếu tố chuyển động phụ thuộc vào thời gian.

Ví dụ: Dòng chảy qua vòi từ bể có cột nước thay đổi theo thời gian.

3.2. Dòng chảy đều và dòng chảy không đều (chảy ổn định)

a- Dòng chảy đều: Là dòng chảy có các đường dòng là những đường thẳng song song. Dọc theo dòng chảy đều, hình dạng diện tích mặt cắt, sự phân bố vận tốc tương ứng như nhau và không đổi dọc theo dòng chảy. Ví dụ dòng chảy đầy trong ống thẳng v.v...

b- Dòng chảy không đều: Là dòng chảy có các đường dòng không phải là các đường thẳng song song. Dọc theo dòng chảy không đều, mặt cắt ướt, vận tốc v.v... đều thay đổi. Ví dụ dòng chảy trong ống có tiết diện thay đổi, dòng chảy trong ống tròn uốn cong, dòng chảy trong sông thiên nhiên v.v...

3.3. Dòng chảy có áp, không áp và dòng tia

Các loại dòng chảy nêu trên có thể chia làm ba loại sau đây :

a- Dòng chảy có áp: Là dòng chảy mà chu vi của các mặt cắt ướt hoàn toàn là những thành rắn cố định. Đặc điểm của dòng chảy có áp là tại tất cả các điểm của mặt cắt ướt, áp suất thủy động không bằng áp suất khí quyển.

Ví dụ: Dòng chảy đầy trong ống là dòng có áp.

b- Dòng chảy không áp: Là dòng chảy mà chu vi của các mặt cắt ướt có bộ phận là thành rắn cố định, có bộ phận là mặt cắt tự do tiếp xúc với không khí.

Ví dụ: Dòng chảy trong sông, trong kênh là dòng chảy không áp, áp suất trên mặt tự do bằng áp suất khí quyển.

c- Dòng tia: Là dòng chảy mà toàn bộ chu vi của mặt cắt ướt không có bộ phận nào tiếp xúc với thành rắn mà tiếp xúc với không khí hoặc với chất lỏng khác.

Ví dụ: Dòng chảy qua lỗ, qua vòi v.v...

3.4. Dòng chảy đổi dần và dòng chảy đổi đột ngột

a- Dòng chảy đổi dần: Là dòng chảy có các đường dòng gần như những đường thẳng song song nhau.

b- Dòng chảy đổi đột ngột: Là dòng chảy mà các đường dòng không thể coi được như những đường thẳng song song.

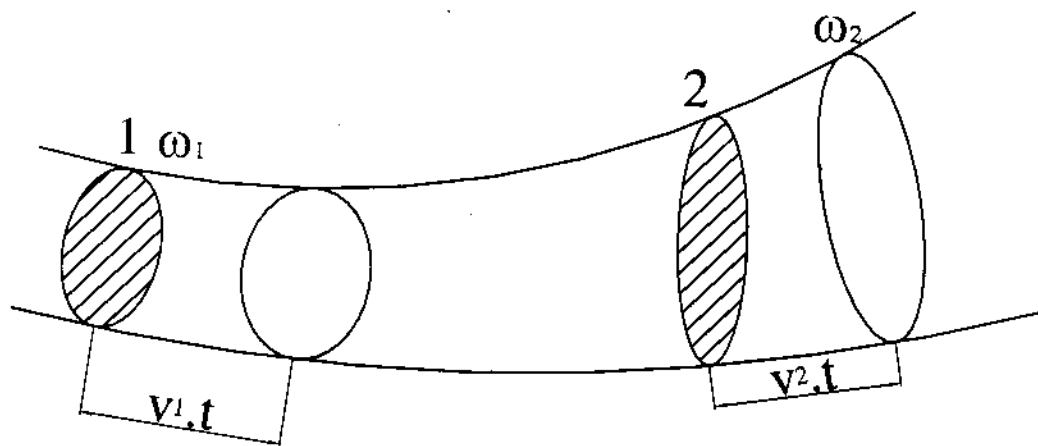
Trong thực tế, một dòng chảy có thể đồng thời mang nhiều tính chất trong sự phân loại nói trên, ví dụ một dòng chảy có thể là ổn định không áp và đổi dần.

II. PHƯƠNG TRÌNH LIÊN TỤC CỦA DÒNG CHẢY ỔN ĐỊNH

Chất lỏng chuyển động một cách liên tục, nghĩa là trong môi trường chất lỏng chuyển động, không hình thành những vùng không gian trống rỗng, không chứa chất lỏng. Tính chất liên tục đó được biểu thị bởi một biểu thức toán học gọi là phương trình liên tục.

1. Phương trình liên tục

Xét một dòng chảy trên đó có hai mặt cắt 1-1 và 2-2 hình 2-7. Diện tích tương ứng là ω_1 , và ω_2 , vận tốc trung bình mặt cắt ướt là v_1 , và v_2 .



Hình 2-7. Dòng chảy liên tục

Trong thời gian t , thể tích chất lỏng đi qua đoạn dòng chảy đang xét là w_1 , và $w_1 = \omega_1.v_1.t$. Thể tích chất lỏng đi qua hai đoạn dòng chảy $w_2 = \omega_2.v_2.t$. Vì chất lỏng không nén được và có tính liên tục (không có khoảng trống rỗng) nên thể tích chất lỏng đi vào phải bằng thể tích chất lỏng đi ra đoạn dòng chảy đang xét.

$$w_1 = w_2 \quad 2-1$$

$$\omega_1.v_1.t = \omega_2.v_2.t \quad 2-2$$

$$v_1.\omega_1 = v_2.\omega_2 \quad 2-3$$

Đó là phương trình liên tục của dòng chảy ổn định của chất lỏng không nén được. Từ công thức trên, kết hợp với 2-2 ta có:

$$Q_1 = Q_2 \quad 2-4$$

Như vậy dòng chảy ổn định, lưu lượng qua các mặt cắt đều bằng nhau.

Từ công thức (2-3) ta có thể viết:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad 2-5$$

Tức là trong dòng chảy ổn định, vận tốc trung bình tỉ lệ nghịch với diện tích mặt cắt ướt.

2. Bài tập ứng dụng

Ví dụ:

Với lưu lượng $Q = 30 \text{ l/s}$, nước chảy dần qua ống tròn có đường kính $d_1 = 20 \text{ cm}$ sang một ống tròn khác đường kính $d_2 = 10 \text{ cm}$.

Hãy tìm vận tốc trung bình v của dòng chảy trong mỗi ống?

Bài giải:

Vận tốc trung bình trong ống thứ nhất :

$$v_1 = \frac{Q}{\omega_1} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} = \frac{4.0,03}{3,14.0,2^2} = 0,95 \text{ m/s}$$

Vận tốc trung bình trong ống thứ hai :

$$v_2 = \frac{Q}{\omega_2} = \frac{4Q}{\pi d_2^2} = \frac{4.0,03}{3,14.0,1^2} = 3,8 \text{ m/s}$$

III. PHƯƠNG TRÌNH NĂNG LƯỢNG BECNULI ĐỐI VỚI DÒNG CHẢY ỔN ĐỊNH

1. Năng lượng đơn vị của dòng chảy

Tại một mặt cắt bất kì của dòng chảy, năng lượng đơn vị của dòng chảy (năng lượng của một đơn vị trọng lượng chất lỏng) bao gồm ba thành phần sau đây:

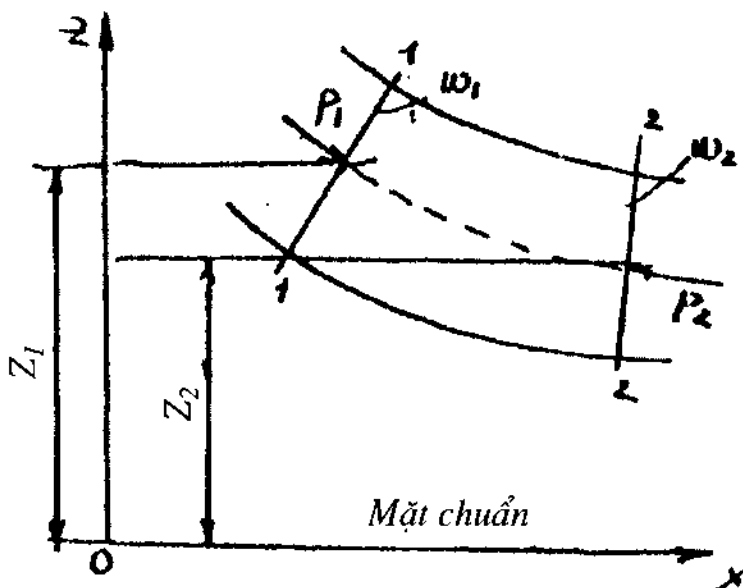
- Vị năng đơn vị (z): Đo vị trí của khối chất lỏng tại mặt cắt đó so với mặt chuẩn tạo nên - đơn vị là [m].

- Áp năng đơn vị ($\frac{P}{\gamma}$): Đo áp suất thủy động liên kết khối chất lỏng tại mặt cắt đó gây nên - đơn vị là [m].

- Động năng đơn vị ($\frac{v^2}{2g}$): Đo chuyển động của khối chất lỏng tại mặt cắt đang xét tạo nên - đơn vị là [m].

Tổng số ($z + \frac{P}{\gamma}$) gọi là thế năng đơn vị của dòng chảy.

Tổng số ($z + \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}$) gọi là tổng cơ năng của một đơn vị trọng lượng chất lỏng tức là tổng số của thế năng đơn vị và động năng đơn vị hình 2-8.



Hình 2-8. Năng lượng của dòng chảy

Kí hiệu năng lượng đơn vị của dòng chảy tại một mặt cắt bất kì là E .

$$E = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \quad 2-6$$

2. Phương trình năng lượng Becnuli

Xét một đoạn dòng chảy giới hạn bởi hai mặt cắt 1-1 và 2-2, độ cao trọng tâm hai mặt cắt đó là z_1 và z_2 so với một mặt chuẩn, áp suất thủy động lên hai mặt cắt đó là p_1 và p_2 , vận tốc trung bình mặt cắt là v_1 và v_2 . Diện tích hai mặt cắt tương ứng là ω_1 và ω_2 . Theo 2-6 ta viết:

- Năng lượng đơn vị của dòng chảy tại mặt cắt 1-1 và 2-2 là:

$$E_1 = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$$

$$E_2 = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}$$

Do chất lỏng có tính nhớt, khi chuyển động sinh ra sức ma sát làm cản trở chuyển động. Do vậy chất lỏng phải tiêu hao một năng lượng chống lại sức cản đó, tức là năng lượng của dòng chảy sẽ giảm dần theo chiều dòng chảy.

Ta có:

$$E_1 > E_2 \text{ suy ra } E_1 = E_2 + h_{w1-2}$$
$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{w1-2} \quad 2-7$$

Phương trình (2-7) là phương trình năng lượng Becnuly viết cho dòng chảy ổn định, không nén được.

Trong phương trình trên :

- z_1 và z_2 : Là độ cao của trọng tâm mặt cắt 1-1 và 2-2 so với mặt chuẩn nằm ngang, đơn vị là [m].

- p_1 và p_2 : Là áp suất thủy động lên mặt cắt 1-1 và 2-2, đơn vị là [N/m²].

- v_1 và v_2 - Là vận tốc trung bình mặt cắt 1-1 và 2-2, đơn vị là [m/s].

- α_1 và α_2 - Là hệ số sửa chữa động năng của mặt cắt 1-1 và 2-2 phụ thuộc vào sự phân bố đều vận tốc trên mặt cắt ướt.

$$\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1,1 \div 1,05.$$

- γ - Trọng lượng riêng của chất lỏng, đơn vị là [N/m³]

- g - Gia tốc rơi tự do $g = 9,81$ [m/s²].

- h_{w1-2} - Tổn thất năng lượng đơn vị của dòng chảy từ mặt cắt 1-1 đến mặt cắt 2-2, đơn vị là [m] cột nước, vì vậy còn gọi h_{w1-2} là tổn thất cột nước trong đoạn dòng chảy từ mặt cắt 1-1 đến mặt cắt 2-2.

3. Điều kiện để áp dụng viết phương trình Becnuli

* Phương trình Becnuli chỉ dùng cho dòng chảy nào thỏa mãn 5 điều kiện: dòng chảy ổn định, lực khối lượng chỉ là trọng lượng (chất lỏng trọng lực), chất lỏng không nén được, lưu lượng có trị số không đổi dọc theo dòng chảy, tại những mặt cắt viết phương trình dòng chảy phải là đối dẫn.

* Trị số $(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g})$ là giống nhau cho mọi điểm trên cùng mặt cắt ướt nên khi viết phương trình có thể chọn điểm nào để viết phương trình cũng được (nhưng nên chọn sao cho đơn giản).

* Áp suất thủy động P_1 và P_2 thường là áp suất tuyệt đối, nhưng có thể dùng áp suất dư .

* Thực tế $\alpha_1 \neq \alpha_2$ tuy nhiên cho phép coi $\alpha_1 \approx \alpha_2 = 1$.

IV. TỔN THẤT CỘT NƯỚC CỦA DÒNG CHẢY

1. Khái niệm về tổn thất và các loại tổn thất cột nước của dòng chảy

Trong phương trình Bernoulli viết cho dòng chảy ổn định, không nén được, số hạng h_w là năng lượng của một đơn vị trọng lượng chất lỏng bị tổn thất, để khắc phục sức cản của dòng chảy trong đoạn dòng đang xét, h_w còn gọi là tổn thất cột nước của dòng chảy.

Ta chia tổn thất cột nước ra làm hai dạng :

- Tổn thất dọc đường: Sinh ra trên toàn bộ bề dài dòng chảy, kí hiệu là h_d , ví dụ tổn thất trong ống thẳng dẫn nước.

- Tổn thất cục bộ: Sinh ra tại những nơi cá biệt của dòng chảy, ở đó dòng chảy bị biến dạng đột ngột, kí hiệu là h_c , ví dụ tổn thất tại nơi ống uốn cong, ống mở rộng, nơi có đặt khoá nước v.v...

Nguyên nhân gây ra tổn thất cột nước, là do sự ma sát giữa các phần tử chất lỏng với nhau và do sự ma sát của các phần tử chất lỏng với thành rắn thủy lực v.v...

Tổn thất cột nước h_w của dòng chảy có thể viết như sau :

$$h_w = \sum h_d + \sum h_c$$

Trong đó :

$\sum h_d$: Tổng cộng các tổn thất dọc đường của dòng chảy.

$\sum h_c$: Tổng cộng các tổn thất cục bộ của dòng chảy.

2. Tổn thất dọc đường, tổn thất cục bộ

2.1. Tổn thất dọc đường

2.1.1. Nguyên nhân sinh ra tổn thất dọc đường

Nguyên nhân sinh ra tổn thất dọc đường chủ yếu là do sự ma sát giữa các phần tử chất lỏng với nhau. Ta đã biết chất lỏng có tính nhớt, khi chất lỏng chuyển động, giữa các lớp chất lỏng có sự chuyển động tương đối và có tác dụng lôi kéo lại nhau, ta gọi là có sức ma sát trong. (Công tạo nên bởi lực ma sát này biến thành nhiệt năng mất đi không lấy lại được). Ngoài ra, tổn thất dọc đường còn do sự ma sát của chất lỏng với thành rắn thủy lực. Vì thế làm cản trở đến chuyển động của chất lỏng. Chất lỏng phải giảm dần năng lượng để khắc phục sức cản đó trên suốt toàn bộ bề dài dòng chảy.

2.1.2. Công thức xác định tổn thất dọc đường

Công thức tổng quát Darcy tính tổn thất dọc đường được tìm ra bằng phương trình cơ bản của dòng chảy đều và được xác định bằng thí nghiệm (Darcy tìm ra 1856).

$$h_d = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \text{ [m]} \quad 2-8$$

Trong đó:

λ - Hệ số ma sát (không có đơn vị) được xác định thông qua thực nghiệm.

l - Chiều dài của đường ống [m]

v - Vận tốc trung bình của dòng chảy [m/s]

d - Đường kính ống [m]

2.1.3. Các yếu tố ảnh hưởng đến tổn thất dọc đường

Trong công thức xác định tổn thất dọc đường, ta thấy các yếu tố ảnh hưởng đến tổn thất dọc đường là hệ số ma sát, chiều dài đường ống, đường kính ống và vận tốc chảy trong ống :

- Hệ số ma sát λ được xác định bằng thực nghiệm và bị ảnh hưởng bởi độ nhám trong ống, chế độ chảy trong ống và đường kính của ống, ống càng nhám thì tổn thất dọc đường càng lớn.

- Chiều dài ống càng dài thì tổn thất dọc đường càng lớn và ngược lại.

- Đường kính ống càng nhỏ thì tổn thất dọc đường càng lớn và ngược lại.

- Tổn thất dọc đường tỉ lệ thuận với vận tốc trung bình dòng chảy trong ống.

2.2. Tổn thất cục bộ

2.2.1. Nguyên nhân gây ra tổn thất cục bộ

Nguyên nhân gây ra tổn thất dù là dưới dạng nào thì chủ yếu là do sự ma sát giữa các phân tử chất lỏng với nhau. Trong tổn thất dọc đường, tính chất trơn, nhám mặt trong ống và mức độ rối của dòng chảy (chế độ chảy) là hai yếu tố ảnh hưởng lớn đến sức cản của dòng chảy, loại này gọi là sức cản bề mặt.

Tại những vị trí mà dòng chảy thay đổi đột ngột về phương hướng hình dạng của mặt cắt ướt, ví dụ như nơi ống uốn cong, mở rộng hoặc co hẹp đột ngột, hoặc có chướng ngại vật như van, khoá, lưới chắn rác v.v... thì tổn thất cột nước đặc biệt lớn, loại này gọi là sức cản hình dạng.

2.2.2. Công thức xác định tổn thất cục bộ

Công thức chung xác định h_c .

$$h_c = \xi_c \frac{v^2}{2g} \quad 2-9$$

Trong đó:

ξ_c - Hệ số tổn thất cục bộ, xác định bằng thực nghiệm.

v - Vận tốc trung bình dòng chảy, lấy ở mặt cắt trước và sau nơi tổn thất cục bộ (tùy theo cách xác định ξ), thường lấy vận tốc sau nơi lấy tổn thất cục bộ.

Trong chương trình môn học máy bơm, không đề cập đến cách xác định ξ , ξ là hệ số tổn thất cục bộ sẽ cho trước trong khi phải tính tổn thất.

2.2.3. Các yếu tố ảnh hưởng đến tổn thất cục bộ

Theo công thức tính tổn thất cục bộ, ta thấy h_c phụ thuộc vào các yếu tố sau:

- Tổn thất cục bộ phụ thuộc vào hệ số tổn thất cục bộ ξ_c , tức là phụ thuộc vào hình dạng hình học của nơi xảy ra tổn thất cục bộ.

- Tổn thất cục bộ phụ thuộc vào vận tốc dòng chảy trước và sau nơi xảy ra tổn thất cục bộ..

3. Tổn thất đường ống

Khi tính tổn thất trong đường ống người ta phải phân loại xem ống đó là ống ngắn hay ống dài.

Ống dài là đường ống trong đó tổn thất dọc đường là chủ yếu, tổn thất cục bộ có thể bỏ qua.

Ống ngắn là ống trong đó tổn thất dọc đường và tổn thất cục bộ đều đáng kể. Khi tính tổn thất đều phải tính cả hai loại tổn thất.

Vì vậy quan niệm về ống ngắn hay ống dài không phụ thuộc vào chiều dài ống mà phụ thuộc vào tình hình của tổn thất cột nước.

Đường ống của máy bơm thuộc loại đường của ống ngắn, vì cả hai loại tổn thất đều đáng kể. Đối với ống ngắn, ta dùng công thức sau đây để tính tổn thất cục bộ và tổn thất dọc đường.

$$h_c = \xi_c \frac{v^2}{2g}$$

$$h_d = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Tuy nhiên ta có thể sử dụng công thức tính tổn thất dọc đường đối với ống dài áp dụng cho ống hút và ống đẩy của máy bơm, để khi tính toán cho đơn giản và hợp với khả năng tính toán của công nhân. Ta có thể sử dụng công thức sau :

$$h_d = j.l \quad (\text{m}) \qquad 2-10$$

Trong đó:

h_d - Tổn thất dọc đường.

j - Tổn thất cột nước trên một mét chiều dài ống - gọi là độ dốc thủy lực - được xác định bằng thực nghiệm.

Chương 3

MÁY BƠM

I. ĐỊNH NGHĨA VÀ PHÂN LOẠI MÁY BƠM

1. Định nghĩa

Máy bơm là một loại máy thủy lực tiếp thu năng lượng từ ngoài vào và truyền năng lượng lại cho chất lỏng chảy qua máy. Nhờ có năng lượng đó mà áp lực của khối chất lỏng tăng lên, đẩy chất lỏng dâng lên tới một độ cao tương ứng.

2. Phân loại máy bơm

Dựa vào nguyên lí làm việc, máy bơm được phân ra các loại sau đây:

2.1. Máy bơm cánh quạt

Là loại bơm dùng chuyển động của bánh xe có gắn các cánh quạt để đưa chất lỏng lên một độ cao nhất định. Bơm cánh quạt có thể chia ra làm 3 loại chính, đó là: bơm li tâm, bơm hướng trục và bơm hướng chéo.

2.2. Bơm pít tông

Do chuyển động của pít tông, chất lỏng được hút lên và bị đẩy ra ngoài. Bơm pít tông được cấu tạo đơn giản nên phát triển rất sớm và được dùng nhiều trong công nghiệp, nhất là những nơi cần có áp lực cao, nhưng vì lưu lượng nhỏ nên ít dùng trong công nghiệp.

2.3. Bơm rô to

Nhờ chuyển động của bộ phận quay đều tạo ra áp lực ép chất lỏng đi vào ống đẩy như bơm bánh xe khía, bơm bản trượt v.v...

2.4. Bơm tia

Làm việc dựa vào nguyên lí truyền động năng cho chất lỏng cần hút lên nhờ một chất lỏng công tác khác. Loại bơm này dùng để hút nước giếng và dùng trong thi công cơ giới.

2.5. Máy bơm không khí ép

Đây là loại bơm hút nước giếng. Nguyên tắc làm việc là lợi dụng việc hình thành hỗn hợp khí và nước để đưa nước lên cao.

2.6. Bơm Taran

Lợi dụng hiện tượng nước ra và để đưa nước lên cao. Loại này có lưu lượng không lớn, dùng cung cấp nước cho vùng nông thôn, rất thích hợp với miền núi.

II. NHỮNG THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MÁY BƠM

1. Khái niệm chung

Thông số cơ bản của máy bơm là những số liệu chủ yếu biểu thị đặc tính cơ bản của máy bơm bao gồm: Lưu lượng Q , cột áp H , công suất N , số vòng quay n , hiệu suất η , độ cao chân không cho phép H_{ck} . Những thông số này là các thông số cơ bản của máy bơm và được ghi trên nhãn hiệu của máy bơm.

2. Các thông số cơ bản của máy bơm

2.1. Lưu lượng của máy bơm (Q)

Lưu lượng của máy bơm là thể tích khối nước (hay chất lỏng) được máy bơm bơm lên trong một đơn vị thời gian. Đơn vị đo lưu lượng thường dùng là: m^3/h , m^3/s , l/s . Lưu lượng của máy bơm được tính theo công thức:

$$Q = v \cdot \omega, [m^3/s] \quad 3-1$$

Trong đó:

v - Vận tốc trung bình của dòng chảy ở cửa ra của máy bơm $[m/s]$.

ω - Tiết diện mặt cắt tại cửa ra của máy bơm $[m^2]$.

2.2. Cột áp của máy bơm H

Cột áp của máy bơm là năng lượng mà máy bơm đã truyền cho một đơn vị khối lượng chất lỏng đi qua nó. Năng lượng đó bằng hiệu số giữa năng lượng đơn vị của chất lỏng ở cửa ra và cửa vào của máy bơm.

Năng lượng đơn vị của chất lỏng ở cửa nước vào biểu thị bằng:

$$E_1 = z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}, [m]$$

Năng lượng đơn vị của chất lỏng ở cửa nước ra biểu thị bằng :

$$E_2 = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} [m]$$

Trong đó:

z_1, z_2 - Là thế năng đơn vị, bằng khoảng cách giữa chỗ đặt chân không kế và áp lực kế đến mặt chuẩn, đơn vị là [m], hình 3-1.

$\frac{P_1}{\gamma}, \frac{P_2}{\gamma}$ - Là áp năng đơn vị tại cửa vào và cửa ra của máy bơm, tính bằng [m].

$\frac{v_1^2}{2g}, \frac{v_2^2}{2g}$ - Là động năng đơn vị của dòng chảy tại cửa ra và cửa vào của máy bơm [m].

v_1, v_2 - Là vận tốc của dòng chảy tại cửa vào và cửa ra của máy bơm [m/s].

Theo định nghĩa trên ta viết:

$$H = E_2 - E_1 = (z_2 - z_1) + \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \right) \quad 3-2$$

Nếu biểu thị $z = z_2 - z_1$ là khoảng cách từ chỗ đặt áp kế tới chân không kế và thay thế các trị số sau:

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_{ck}}{\gamma} = \frac{P_s}{\gamma} - H_{ck}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_{ck}}{\gamma} = \frac{P_s}{\gamma} - H_{ck}$$

$$\text{Trong đó : } H = z + H_{ak} + H_{ck} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad 3-3$$

Vì trị số z thay đổi phụ thuộc vào vị trí tương đối của chân không kế và áp lực kế, nó có thể là trị số âm hoặc dương, vì vậy có thể viết:

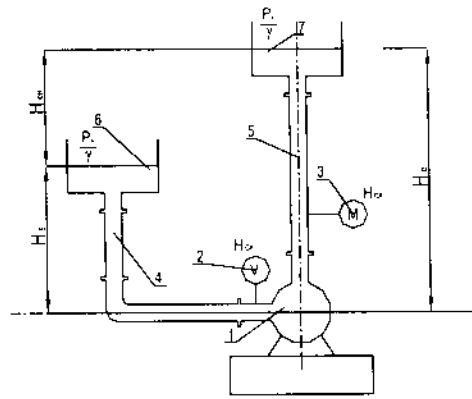
$$H = \pm z + H_{ak} + H_{ck} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad 3-4$$

Chú ý:

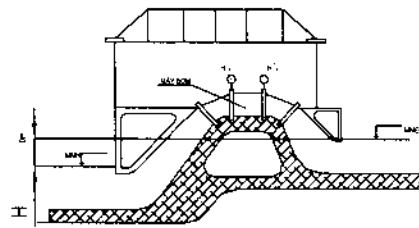
1. Các đồng hồ áp kế và chân không kế kí hiệu số đọc trên đó là M và V , các đồng hồ này có thể dùng các đơn vị khác nhau như : kG/cm^2 , at một phe hoặc mmHg . Khi tính toán phải đổi vị trị số M và V đọc được ra mét cột nước.

- Nếu trị số M và V dùng đơn vị là kG/cm^2 khi tính toán phải đổi số đọc trên đó ra mét cột nước bằng cách nhân trị số đó với 10, công thức tính cột áp sẽ là :

1. Máy bơm
2. Áp lực kế
3. Áp lực kế
4. Ống hút
5. Ống đẩy
6. Mức nước đầy
7. Mức nước tháo



Hình 3-2



Hình 3-3

Như vậy 735 mmHg tương đương với 10 m cột nước.

2. Dạng của công thức 3-4 còn phụ thuộc vào cách lắp máy bơm, theo hình 3-2 áp kế được mắc trên đường ống hút, vì vậy, công thức 3-4 có dạng:

$$H = \pm Z + H_{Ak} + H'_{Ak} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad 3-6$$

Hình 3-3 giới thiệu cho chúng ta cách lắp khác. Trên đường ống hút và ống đẩy đều lắp chân không kế, công thức 3-4 có dạng:

$$H = \pm Z + H_{ck} + H'_{ck} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad 3-7$$

2.3. Công suất của máy bơm N

Trong một tổ máy bơm bao gồm động cơ kéo máy bơm, hệ thống truyền động và máy bơm. Chúng ta thường tiếp xúc với những loại công suất sau :

Công suất của trục máy bơm là công suất mà động cơ truyền cho trục máy bơm kí hiệu là N. Công suất của trục máy bơm thường được ghi trên nhãn hiệu của máy bơm. Đơn vị công suất là W hoặc kW

$$N = \frac{\gamma.Q.H}{102.\eta}, [\text{kW}] \quad 3-8$$

Trong đó:

N - Công suất trục máy bơm, kW

γ - Trọng lượng riêng của chất lỏng, nước có $\gamma = 1000 \text{ kG/m}^3$.

Q - Lưu lượng của máy bơm, m^3/s

H - Cột nước máy bơm, m

η - Hiệu suất của máy bơm, %

Ngoài công suất của trục máy bơm, người ta thường đưa vào khái niệm về công suất hiệu quả. Công suất hiệu quả là công suất thực tế mà máy bơm truyền cho chất lỏng để nâng một lưu lượng Q lên một độ cao H, kí hiệu là N_{hq} [kW].

$$N_{hq} = \frac{\gamma.Q.H}{102.\eta}, [\text{kW}] \quad 3-9$$

Khi nối trục máy bơm với trục động cơ điện bằng khớp nối cứng hoặc khớp nối mềm (trực tiếp) thì công suất động cơ dùng để kéo máy bơm được xác định như sau: (kí hiệu là H_{dc}).

$$H_{dc} = K.N = K. \frac{\gamma.Q.H}{102.\eta}, [\text{kW}] \quad 3-10$$

Trong đó:

K- Hệ số dự trữ công suất động cơ, $K = 1,05 \div 1,5$.

N- Công suất trục máy bơm, kW.

Khi truyền động giữa trục máy bơm và trục động cơ bằng đai truyền, xích hoặc hộp giảm tốc thì N_{dc} tính theo công thức :

$$N_{dc} = K. \frac{N}{\eta_{td}}, [\text{kW}] \quad 3-11$$

Trong đó:

η_{td} - Hiệu suất truyền động.

2.4. Hiệu suất của máy bơm

Máy bơm nhận được từ động cơ công suất N nhưng một phần công suất bị tiêu hao trong lúc máy bơm hoạt động, phần còn lại là công suất hiệu quả trực tiếp truyền cho chất lỏng. Tỉ số giữa công suất hiệu quả và công suất trục bơm gọi là hiệu suất của máy bơm, kí hiệu là η (%).

$$\eta = \frac{N_{hq}}{N} \cdot 100\% \quad 3-12$$

Do $N_{hq} < N$ nên $\eta < 100\%$.

Hiệu suất η nói trên còn gọi là hiệu suất toàn phần của máy bơm.

2.5. Số vòng quay của máy bơm

Số vòng quay của máy bơm là số vòng quay của trục máy bơm trong một đơn vị thời gian, kí hiệu là n , đơn vị v/ph.

2.6. Độ chân không cho phép của máy bơm

Để biểu thị tính năng hút nước, trên nhãn hiệu các máy bơm có ghi trị số độ cao chân không cho phép H_{ck} . Trị số này cho phép máy bơm làm việc an toàn không sinh ra hiện tượng khí thực, là hiện tượng rất nguy hiểm đối với máy bơm.

III. CÁC LOẠI ĐỘ CAO CỦA MÁY BƠM

1. Độ cao chân không của máy bơm

1.1. Định nghĩa

Sở dĩ nước đi ngược được từ bể hút lên một độ cao h_s để vào máy bơm là do có độ chênh áp lực giữa mặt thoáng của bể hút và cửa vào máy bơm. Độ chênh áp lực đó gọi là áp lực chân không và được biểu thị bằng độ cao chân không.

$$H_{ck} = \frac{P_{ck}}{\gamma} = \frac{P_a - P_{td}}{\gamma} \quad 3-13$$

Độ cao chân không được đo bằng đồng hồ chân không kế, lắp ở cửa vào máy bơm.

1.2. Công thức xác định độ cao chân không

Muốn xác định H_{ck} , ta viết phương trình Bernoulli cho hai mặt cắt 0-0 và 1-1 như hình 3-4, lấy 0 - 0 làm mặt chuẩn và coi vận tốc dòng chảy trên mặt bể hút $v_0 \approx 0$.

Ta có:

$$z_0 + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + h_w$$

Trong đó:

$$z_0 = 0, \quad z_1 = h_s$$

$$p_0 = p_s, \quad p_1 = p_s + p_{ck}$$

$$v_0 = 0, \quad \alpha_0 = \alpha_1 = 1$$

Thay vào ta có :

$$\frac{p_0}{\gamma} = h_s + \frac{p_s}{\gamma} - \frac{p_{ck}}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_w^h$$

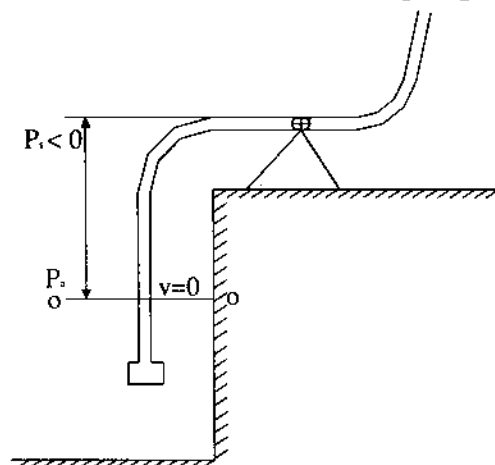
$$H_{ck} = h_s + \frac{v_1^2}{2g} + h_w^h \quad 3-14$$

Trong đó: h_s - Độ cao hút của máy bơm.

H_{ck} - Độ cao chân không của máy bơm.

v_1 - Vận tốc dòng chảy ở cửa vào của máy bơm.

h_w^h - Tổn thất cột nước trên đường ống hút của máy bơm.



Hình 3-4. Chiều cao chân không

2. Cột nước hút của máy bơm

2.1. Khái niệm

Cột nước hút của máy bơm là năng lượng mà máy bơm nhận được để hút được cột nước bao gồm độ cao hút nước địa hình và tổn thất cột nước trên đường ống hút. Kí hiệu là H_s [m].

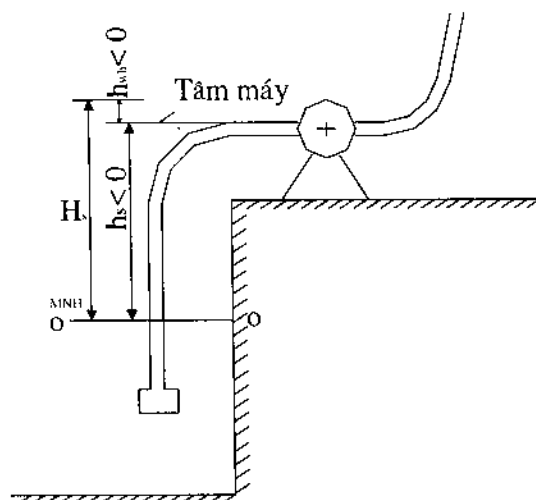
$$H_s = h_s + h_w^h \quad 3-15$$

Trong đó :

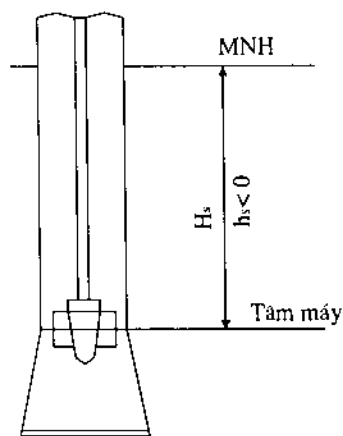
h_s - Độ cao hút nước địa hình của máy bơm (m).

h_w^h - Tổn thất cột nước trên đường ống hút (m).

2.2. Độ cao hút địa hình và độ cao hút cho phép của máy bơm



Hình 3-5. Cột nước hút của máy bơm



Hình 3-6. Độ cao địa hình

h_w^h - Tổn thất cột nước trên đường ống hút, m.

v_1 - Vận tốc dòng chảy ở cửa vào máy bơm, m/s.

Trong máy bơm, thường xảy ra một hiện tượng nguy hiểm là hiện tượng khí thực. Độ cao hút địa hình (h_s) của máy bơm là khoảng cách từ mặt nước hút đến đường nằm ngang đi qua trung tâm máy bơm.

Độ cao hút địa hình có thể lớn hơn hoặc nhỏ hơn không (hình 3-5,3-6) ($h_s > 0$, $h_s < 0$) tùy theo vị trí đặt máy bơm.

Đối với máy bơm trục ngang, ta lấy đường trung tâm của trục để tính. Đối với máy bơm trục đứng thì lấy đường nằm ngang qua trục bánh xe công tác để tính.

Từ (3-14) ta có thể tính h_s như sau:

$$h_s = H_{ck} - \frac{v_1^2}{2g} - h_w^h \quad 3-16$$

Trong đó:

h_s - Độ cao hút địa hình của máy bơm, m.

H_{ck} - Độ cao chân không của máy bơm, m.

Nguyên nhân chủ yếu sinh ra hiện tượng khí thực là do độ cao chân không ở cửa vào máy bơm quá lớn. Người ta đã dựa vào thí nghiệm mô hình, xác định sẵn các trị số độ cao chân không cho phép để máy bơm làm việc an toàn không sinh ra hiện tượng khí thực.

Độ cao đo được kí hiệu bằng H_{ck} - gọi là độ cao chân không cho phép. Trị số này thường được ghi ở nhãn hiệu máy bơm. Trị số độ cao hút địa hình tính theo độ cao chân không cho phép gọi là độ cao hút cho phép của máy bơm và kí hiệu là $[h_s]$. Trị số độ cao hút cho phép $[h_s]$ đảm bảo cho việc đặt máy bơm không sinh ra hiện tượng khí thực.

$$[h_s] = [H_{ck}] - \frac{v_1^2}{2g} - h_w^h \quad 3-17$$

Trong đó: $[h_s]$ - Độ cao hút cho phép của máy bơm.

$[H_{ck}]$ - Độ cao chân không cho phép của máy bơm.

v_1 - Vận tốc dòng chảy ở cửa vào của máy bơm.

Điều kiện trên thì khi tính toán phải hiệu chỉnh lại trị số $[H_{ck}]$ như sau :

a- Khi $\frac{P_a}{\gamma} \neq 10m$, trong phương trình (3-17) phải thay $[H_{ck}]$ bằng $[H_{ck}]'$ đã hiệu chỉnh bằng công thức:

$$[h_s] = [H_{ck}]' - \frac{v_1^2}{2g} - h_w^h$$

h_w^h - Tổn thất cột nước trên đường ống hút.

Khi lắp đặt máy bơm, độ cao hút địa hình nhất thiết phải nhỏ hơn hoặc bằng độ cao hút cho phép mới bảo đảm không sinh ra hiện tượng khí thực.

$$h_s \leq [h_s] \text{ 3-18}$$

Chú ý:

Trị số $[H_{ck}]$ được xác định bằng thí nghiệm trong điều kiện nhiệt độ nước $t^0 = 20^0\text{C}$, có cột nước áp lực bốc hơi.

$H_{bh} = 0,24$ m và áp suất khí trời $p_a = 1 \text{at}$ ($\frac{p_a}{\gamma} = 10$ m), ứng với số vòng quay thiết kế. Khi sử dụng máy bơm trong những điều kiện khác với điều kiện trên thì khi tính toán phải hiệu chỉnh như sau: $[h_s] = [H_{ck}]' - \frac{v_1^2}{2g} - h_w^h$ 3-19

Trong đó :

$$[H_{ck}]' = [H_{ck}] - 10 + H_s$$

$$H_s = \frac{P_a}{\gamma} \approx 10 \text{ m, độ cao áp lực khí trời.}$$

b - Khi $\frac{P_a}{\gamma} \neq 10$ m và $t^0 \neq 20^0\text{C}$ ta có:

$$[h_s] = [H_{ck}]'' - \frac{v_1^2}{2g} - h_w^h \quad 3-20$$

Trong đó:

$$[H_{ck}]'' = [H_{ck}] - 10 + H_s + 0,24 - H_{bh}$$

Vì $H_a = \frac{P_a}{\gamma}$ phụ thuộc vào vị trí đặt trạm so với mặt biển và H_{bh} .

Phụ thuộc vào nhiệt độ nước, người ta đã lập bảng quan hệ giữa z - cao trình đặt trạm bơm so với mực nước biển và H_a , giữa nhiệt độ môi trường nước với H_{bh} , nên trong khi tính toán, ta chỉ việc tra H_a và H_{bh} theo các bảng sau.

Bảng 3-1. Độ cao z của trạm bơm so với mặt biển

Độ cao z (m)	-600	0	100	200	300	400	500	670	700
H_s (m)	11,3	10,3	10,2	10,1	10	9,8	9,7	9,6	9,5

Bảng 3-2. Quan hệ của H_{bh} theo nhiệt độ

Nhiệt độ nước (t^0)	5	10	20	30	40	50	60	70	80
H_{bh} (m)	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82

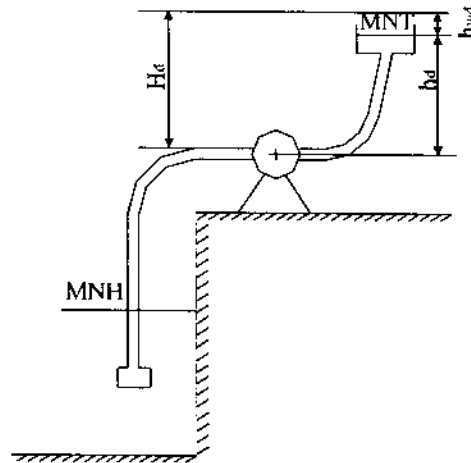
3. Cột nước đẩy của máy bơm

3.1. Định nghĩa, công thức xác định

Cột nước đẩy của máy bơm là năng lượng mà máy bơm nhận được để đẩy cột nước bao gồm độ cao đẩy nước địa hình và tổn thất cột nước trên đường ống đẩy, kí hiệu là H_d [m].

Trong đó:

- H_d - Cột nước đẩy của máy bơm, [m].
- h_d - Độ cao đẩy nước địa hình của máy bơm, [m].
- h_w^d - Tổn thất cột nước trên đường ống đẩy của máy bơm, [m].



Hình 3-7. Cột nước đẩy của bơm

3.2. Độ cao đẩy nước địa hình của máy bơm

Độ cao đẩy nước địa hình của máy bơm là khoảng cách từ đường nằm ngang qua trung tâm máy bơm đến mặt nước bể xả kí hiệu là h_d [m] hình 3-7.

Để thành lập công thức tính h_d , ta viết phương trình Bernoulli cho hai mặt cắt:

- Mặt cắt 1-1, trùng với cửa ra của máy bơm, nơi đặt đồng hồ áp kế.
- Mặt cắt 2-2, trùng với mặt thoáng của bể xả.
- Chọn mặt cắt 0-0 qua trung tâm máy bơm làm mặt chuẩn hình 3-8.

Ta có :

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w^d \quad 3-21$$

Trong đó: $z_1 = z_2$, $z_2 = h_d$

$$p_1 = p_a + p_{ak}$$

$$p_2 = p_a$$

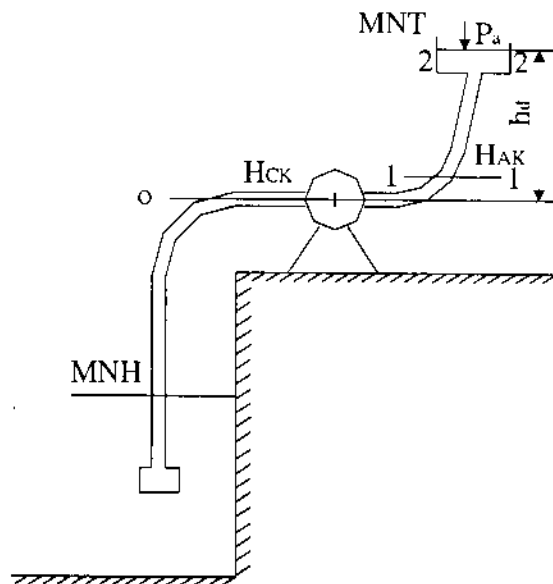
$$\alpha_0 = \alpha_1 = 1, v_2 \approx 0$$

Thay vào phương trình trên ta có:

$$z + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{p_{ak}}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = h_d + \frac{p_a}{\gamma} + h_w^d$$

Rút gọn ta có:

$$h_d = z + H_{ak} + \frac{v_1^2}{2g} - h_w^d \quad 3-22$$



Hình 3-8. Độ cao địa hình của máy bơm

Trong đó :

h_d - Độ cao đẩy nước địa hình, [m].

z - Khoảng cách từ mặt cắt đặt áp kế đến đường nằm ngang qua trung tâm máy bơm, [m].

H_{ak} - Độ cao đo áp ở cửa ra của máy bơm, [m].

v_1 - Vận tốc dòng chảy ở cửa ra máy bơm, [m/s].

h_w^d - Tổn thất cột nước trên đường ống đẩy của máy bơm, [m].

4. Cột nước yêu cầu

4.1. Định nghĩa, công thức xác định

Khi máy bơm làm việc, máy bơm phải bơm được cột nước địa hình bao gồm độ cao hút địa hình và độ cao đẩy địa hình, đồng thời máy bơm còn phải khắc phục được cột nước tổn thất ở trên đường ống hút và trên đường ống đẩy.

Cột nước yêu cầu H_{yc} của máy bơm bao gồm cột nước bơm địa hình $H_{đh}$ và cột nước tổn thất h_w trên toàn bộ đường ống, đơn vị của H_{yc} là [m].

$$H_{yc} = H_{đh} + h_w \quad 3-23$$

$$H_{yc} = (h_s + h_d) + (h_w^h + h_w^d)$$

$$H_{yc} = H_s + H_d \quad 3-24$$

4.2. So sánh cột nước yêu cầu đối với máy bơm và cột nước công tác của máy bơm

Cột nước công tác của máy bơm là cột nước mà máy bơm có khả năng bơm được. Cột nước công tác thường được ghi trên nhãn hiệu của máy bơm, còn gọi là cột áp của máy bơm, được tính theo công thức (3-4).

$$H = \pm z + H_{ak} + H_{ck} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, [m]$$

Cột nước yêu cầu được xác định dựa vào nhu cầu thực tế, tức là dựa vào địa hình bơm nước và đường ống lắp vào máy bơm. Cột nước công tác có thể đáp ứng được, hoặc không thể đáp ứng được cột nước yêu cầu. Khi thiết kế trạm bơm và lắp đặt máy bơm tại một địa hình cụ thể thì cột nước công tác của máy bơm phải đáp ứng được cột nước yêu cầu đối với nó, nghĩa là để máy bơm làm việc được thì:

$$H_{yc} \leq H.$$

IV. HIỆN TƯỢNG KHÍ THỰC

1. Quá trình phát sinh, diễn biến của quá trình khí thực

Hiện tượng khí thực xuất hiện khi áp lực trong dòng chất lỏng chảy qua các bộ phận máy thủy lực, vì một nguyên nhân nào đó bị giảm xuống tới áp lực bốc hơi. Lúc đó trong dòng chất lỏng sẽ hình thành các túi rỗng chứa đầy hơi nước và khí từ chất lỏng bốc ra. Người ta gọi túi đó là bọt hơi nước hoặc bọt khí.

Các bọt hơi nước hoặc bọt khí sẽ bị dòng chất lỏng cuốn vào vùng có áp lực cao, bị nén lại sẽ ngưng tụ thành chất lỏng và hình thành các túi rỗng trong

dòng chất lỏng, lập tức chất lỏng ở xung quanh lao vào túi rỗng với tốc độ vô cùng lớn không gặp sức cản nào, vì lượng khí loang trong túi rỗng không còn đáng kể, làm cho các bọt nước hoặc bọt khí bị co rút rất nhanh, cuối cùng bị phá hủy. Nếu các bọt nước này nằm trên các bộ phận máy khi bị phá hủy sẽ sinh ra một áp lực rất lớn làm rò các bộ phận máy đó.

2. Nguyên nhân sinh ra hiện tượng khí thực trong máy bơm

Hiện nay vẫn chưa có một giải thích nào thật thoả đáng về nguyên nhân sinh ra áp lực cao khi có hiện tượng khí thực xảy ra.

Một số tác giả đã cho rằng do tác động của lực biến đổi có chu kỳ mà chất lỏng bị đẩy ép sâu vào trong kim loại rồi lại bị hút ra khỏi kim loại qua các khe hở. Chính trong quá trình bị đẩy ép sâu như vậy, chất lỏng có thể gây ra một áp lực lớn trên một diện tích nhỏ phá hủy các bộ phận của máy. Kim loại có độ dẻo càng lớn sẽ bị phá hủy càng mạnh, các bộ phận máy bơm bị áp lực biến đổi có chu kỳ tác động mạnh đến mức làm cho toàn bộ móng máy bị rung động.

Trong khi kim loại chịu tác động bắn phá của các hạt chất lỏng, nhiệt độ tại những điểm của kim loại có chỗ nóng, chỗ lạnh, xuất hiện dòng điện, gây ra hiện tượng điện hoá làm cho bề mặt kim loại bị ăn mòn càng nhanh.

Sau khi kim loại bị bắn phá, lớp bảo vệ bị phá vỡ, mặt ngoài kim loại bị trơ ra, các hạt cứng nằm trong chất lỏng sẽ cọ sát thêm vào làm cho các bộ phận của máy bơm bị phá vỡ nhanh chóng hơn. Hình 3-9b.

Khi nghiên cứu nguyên nhân gây ra hiện tượng khí thực tức là nghiên cứu nguyên nhân làm cho áp lực tuyệt đối trong máy bơm giảm thấp. Muốn nghiên cứu những nguyên nhân làm cho áp lực tuyệt đối trong máy bơm giảm thấp, ta viết phương trình Becnuli cho mặt 0 - 0 (mặt thoáng bể hút) và mặt B - B (mặt đi qua tâm máy) trên hình 3-9a.

$$\frac{p_a}{\gamma} = \frac{p_b}{\gamma} + h_s + h_{msh} + \frac{v_B^2}{2g} \quad 3-25$$

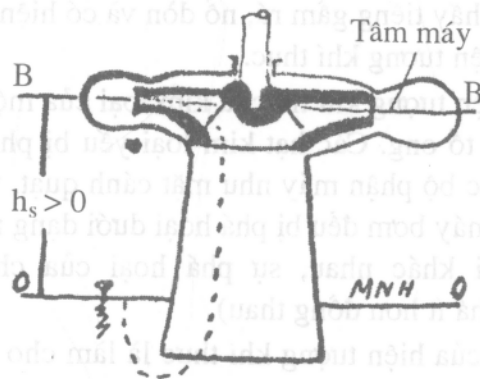
$$\frac{p_b}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - h_s - h_{msh} - \frac{v_B^2}{2g} \quad 3-26$$

Trong đó: p_B , v_B - áp lực và vận tốc tại B

p_a - Áp lực tại mặt thoáng bể hút.

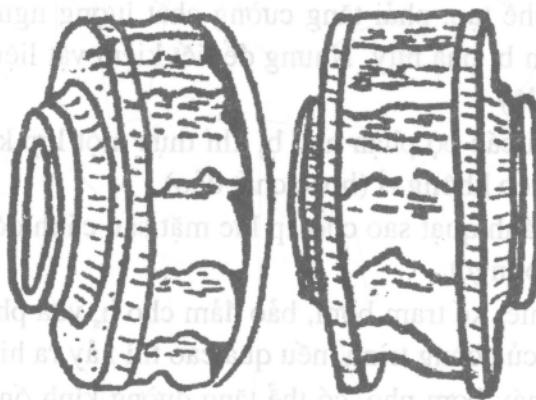
h_{msh} - Tổn thất cột nước trên đường ống hút, phương trình trên 3-26 cho ta thấy:

- Chiều cao cột nước hút địa hình (h_s) hoặc tổn thất thủy lực trong ống hút tăng quá lớn đều có thể làm cho vế trái của phương trình 3-26 giảm xuống.
- Áp lực tác dụng lên mặt thoáng bề hút (p_a) giảm thấp là do cao trình nơi đặt máy bơm quá cao so với cao trình mặt biển, hoặc nhiệt độ môi trường tăng lên.
- Áp lực tuyệt đối trong hệ thống giảm thấp (thí dụ trường hợp hút nước từ bình khí loãng).
- Nhiệt độ của chất lỏng tăng lên.



Hình 3-9a. Xác định các mặt cắt để thiết lập phương trình Becnuli

- Vận tốc dòng chảy qua máy tăng do số vòng quay tăng hoặc cột nước bơm quá nhỏ. Ngoài ra, khí thực sinh ra còn do hiện tượng chảy tách dòng trong máy thủy lực, hiện tượng rung động của máy v.v...



Hình 3-9b. Các bánh xe cánh quạt khi bị khí thực phá hoại

3. Tác hại và biện pháp để phòng hiện tượng khí thực

3.1. Tác hại của hiện tượng khí thực

Khi máy bơm có hiện tượng khí thực, máy bơm bị rung động và có tiếng động đặc biệt, nhiều khi thấy tiếng nổ dồn liên tục trong máy. Nếu các bọt của hơi nước hoặc bọt khí nhỏ kết hợp thành các bọt khí lớn thì tiếng động xuất hiện có chu kì. Khi đó các bộ phận máy bơm, đôi khi cả nhà máy sẽ bị rung chuyển làm cho độ bền vững của nhà máy bị giảm.

Vì vậy trong khi máy bơm làm việc, nhất là làm việc trong điều kiện khác với thiết kế, nếu nghe thấy tiếng gầm rú, nổ dồn và có hiện tượng rung động thì có thể kết luận là có hiện tượng khí thực.

Tác hại nữa của hiện tượng khí thực là kim loại của một số bộ phận máy bị phá hoại dưới dạng rỗ tổ ong. Các hạt kim loại yếu bị phá vỡ nhanh, còn các hạt cứng sẽ bị ở lại, các bộ phận máy như mặt cánh quạt, vỏ bơm, cánh hướng nước, nhiều khi cả vỏ máy bơm đều bị phá hoại dưới dạng rỗ lỗ chỗ như tổ ong. Đối với các kim loại khác nhau, sự phá hoại của chất lỏng cũng khác nhau. (thép tôi bị bắn phá ít hơn đồng thau).

Tác hại cuối cùng của hiện tượng khí thực là làm cho cột nước, lưu lượng, công suất và hiệu suất của máy bơm bị giảm thấp.

Khi xảy ra hiện tượng khí thực, quá trình kim loại bị phá hủy có thể diễn biến trong một thời gian dài, có khi chỉ trong một vài ngày, thậm chí một vài giờ.

3.2. Các biện pháp để phòng hiện tượng khí thực

Từ những điểm đã trình bày ở trên, ta thấy có thể đề phòng hiện tượng khí thực như sau :

- Về mặt chế tạo, phải tăng cường chất lượng nguyên vật liệu chế tạo đối với các bộ phận bị phá hủy. Nhưng để tiết kiệm vật liệu, người ta còn dùng các biện pháp sau đây :

- Bọc ngoài các bộ phận hay bị khí thực một lớp kim loại mỏng, rắn có số hiệu cao như thép không rỉ (hoặc chất dẻo).

- Chế tạo cánh quạt sao cho áp lực mặt sau cánh đồng đều không có chỗ bị giảm áp suất đột ngột.

- Về mặt thiết kế trạm bơm, bảo đảm cho h_s vừa phải. Nếu h_s quá thấp, làm tăng giá thành của công trình, nếu quá cao thì xảy ra hiện tượng khí thực.

- Đối với máy bơm nhỏ, có thể tăng đường kính ống hút, rút ngắn chiều dài ống hút, giảm chỗ ngoặt v.v..., nghĩa là giảm tổn thất cột nước trên đường ống hút.

- Trong quá trình vận hành phải đảm bảo h_s trong phạm vi $[h_{s1}]$. Nếu mực nước bể hút xuống thấp thì phải dừng máy.

Tóm lại người làm công tác quản lý vận hành máy bơm phải đảm bảo vận hành máy đúng quy trình quy phạm, đó là biện pháp hiệu quả để ngăn ngừa hiện tượng khí thực trong máy bơm.

V. MÁY BƠM LI TÂM

1. Công dụng, đặc điểm và phân loại máy bơm li tâm

1.1. Công dụng

Máy bơm li tâm là một loại máy bơm cánh quạt được dùng phổ biến trong các ngành kinh tế quốc dân. Trong công nghiệp, máy bơm li tâm dùng để cung cấp nước cho các lò cao, hầm mỏ, nhà máy ... Trong xây dựng, máy bơm li tâm được dùng để tiêu nước hố móng, phục vụ thi công các công trình cầu, đường, thủy lợi... Ngoài ra máy bơm li tâm còn được dùng để cung cấp nước sinh hoạt cho các thành phố, nông thôn, các cơ sở chăn nuôi và chế biến nông sản. Nhưng đặc biệt việc sử dụng máy bơm li tâm để tưới tiêu phục vụ nông nghiệp là phổ biến và có tầm quan trọng rất lớn.

1.2. Đặc điểm

Máy bơm li tâm làm việc dựa vào tác dụng của lực li tâm do bánh xe cánh quạt truyền cho chất lỏng khi đi qua nó. Do đó, dòng chất lỏng chuyển động sẽ có phương song song với trục của máy bơm khi đi vào bánh xe cánh quạt và vuông góc với trục của máy bơm khi đi ra khỏi bánh xe cánh quạt.

Máy bơm li tâm có cột nước tương đối lớn, lưu lượng nhỏ và trung bình so với các loại máy bơm cánh quạt khác. Kích thước máy bơm gọn nhẹ, do đó phạm vi sử dụng rộng, đặc biệt hay dùng để bơm nước ở vùng đồng bằng và trung du. Đối với máy bơm li tâm trục ngang thường hay phải mồi nước trước khi vận hành.

1.3. Phân loại máy bơm ly tâm

Tùy theo cách phân loại khác nhau mà máy bơm li tâm có nhiều loại:

- Theo cấu tạo, máy bơm li tâm được chia làm 2 loại:

+ Loại 1 cửa nước vào: Trục máy bơm đỡ bánh xe cánh quạt ở đầu mút thừa, nên gọi là kiểu công son. Kí hiệu loại K, máy bơm loại K có thể tương đối nhỏ, trọng lượng nhỏ, kết cấu đơn giản. Phương hướng miệng tháo nước

của bơm có thể đặt dựa theo yêu cầu mà điều chỉnh lên, xuống, sang trái hoặc sang phải. Sử dụng cố định hoặc lưu động đều có thể được.

+ Loại 2 cửa nước ra : Kí hiệu là ♣. Loại này lắp ráp phải cố định, thể tích lớn, trọng lượng tương đối nặng nhưng sửa chữa khá thuận tiện.

- Theo số bánh xe cánh quạt có trong máy:

+ Loại một cấp: Có một bánh xe cánh quạt.

+ Loại nhiều cấp: Có nhiều bánh xe cánh quạt trong máy bơm để tăng cột nước của máy bơm.

- Phân theo hướng đặt trục bơm có:

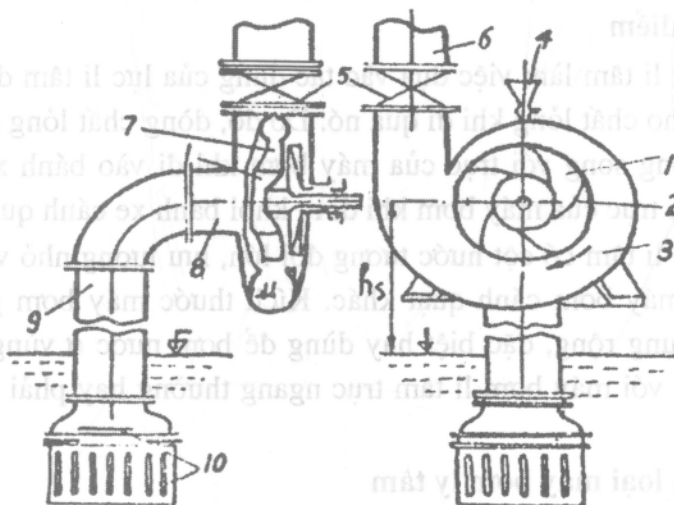
+ Máy bơm li tâm trục đứng.

+ Máy bơm li tâm trục ngang.

Tùy theo yêu cầu kĩ thuật, mục đích sử dụng và điều kiện của từng nơi sử dụng, lắp ráp và sửa chữa mà quyết định hình thức, cấu tạo, kích thước và vật liệu chế tạo của mỗi loại máy bơm cho phù hợp.

2. Cấu tạo máy bơm li tâm

Cấu tạo của máy bơm ly tâm được trình bày trên hình 3-10.



Hình 3.10: Máy bơm ly tâm

1. Bánh xe cánh quạt; 2. Cánh quạt; 3. Vỏ xoắn ốc;

4. Lỗ mối nước; 5. Khóa ống dẫn; 6. Ống dẫn; 7. Đĩa bánh xe;

8. Ống cửa vào; 9. Ống hút; 10. Van đáy và lưới chắn rác

Máy bơm li tâm có hai bộ phận chính: Bộ phận quay và bộ phận tĩnh. Bộ phận quay gồm có bánh xe cánh quạt lắp chặt trên trục bơm. Bộ phận tĩnh bao gồm vỏ bơm hình xoắn ốc đúc liền với bộ máy. Cửa nước vào và cửa nước ra của máy bơm nối với ống hút và ống đẩy. Trong vỏ bơm có lắp các hệ thống vòng đệm lót và vành chống mòn. Ngoài ra còn có các ổ trục để đỡ trục bơm.

Sau đây là cấu tạo của từng bộ phận:

2.1. Vỏ bơm

Vỏ bơm có nhiệm vụ dẫn nước từ ống hút vào bánh xe cánh quạt, nhận nước từ bánh xe cánh quạt và biến động năng của dòng chảy thành áp năng để đưa vào ống đẩy. Ngoài ra vỏ bơm còn có tác dụng gắn các bộ phận tĩnh của máy bơm thành một khối hoàn chỉnh.

Máy bơm li tâm một cấp, vỏ có dạng hình xoắn ốc bao quanh bánh xe cánh quạt, dẫn nước từ bánh xe cánh quạt ra ống đẩy. Khoảng cửa vỏ xoắn ốc mở rộng dần để chất lỏng chảy được điều hòa. Tiết diện dòng chảy lớn dần làm cho vận tốc dòng chảy giảm dần, động năng giảm từ đó áp lực dòng chảy tăng dần và tạo ra cột nước bơm.

Vỏ bơm li tâm một cấp có một cửa vào ở một bên. Cửa đó nối liền với ống hút bằng mặt bích và các bu lông. Cửa nước ra của bơm nối với ống đẩy. Vị trí nối tiếp giữa vỏ bơm với ống đẩy có thể đặt lên trên, đặt ngang hoặc đặt thấp tùy theo yêu cầu của từng nơi đặt máy.

Vỏ bơm li tâm 1 cấp có hai cửa nước vào ở hai bên bánh xe cánh quạt. Để nối với ống hút người ta bố trí 1 cửa chung ở phía dưới và có lỗ thông với 2 cửa đó. Vỏ máy bơm loại này thường có cấu tạo 2 nửa ghép lại theo phương ngang để dễ tháo lắp sửa chữa.

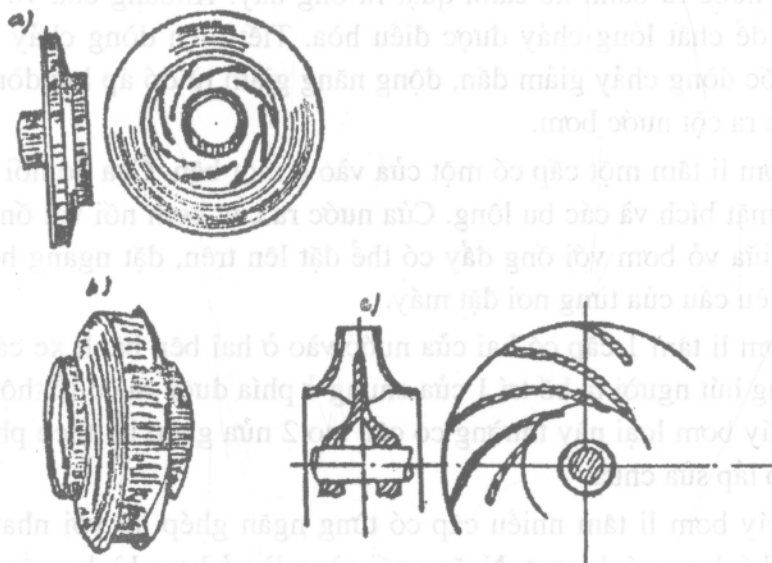
Vỏ máy bơm li tâm nhiều cấp có từng ngăn ghép lại với nhau, mỗi ngăn chứa một bánh xe cánh quạt. Ngăn cuối cùng là vỏ bơm hình xoắn ốc được nối với ống đẩy. Các ngăn được tháo lắp theo phương dọc trục. Vỏ máy bơm có hai lỗ nhỏ : lỗ ở đỉnh dùng để mỗi nước trước khi chạy máy, lỗ ở đáy dùng để tháo nước khi cần sửa chữa hoặc ngừng máy lâu dài. Ở cửa nước vào giữa vỏ bơm và bánh xe có một khe hở nhỏ đảm bảo bánh xe cánh quạt quay không cọ sát vào vỏ bơm. Do có khe hở đó, khi máy bơm làm việc sẽ có một ít nước chảy ngược từ ống đẩy vào ống hút. Tia nước chảy qua khe hở với tốc độ khá lớn làm mòn dần vỏ bơm và bánh xe cánh quạt. Khe hở đó càng lớn thì tổn thất về lưu lượng của bơm càng lớn. Để khỏi phải thay thế vỏ bơm và bánh xe cánh quạt, người

ta lắp hai vành chống mòn, 1 vành lắp ở vỏ bơm, 1 vành lắp vào bánh xe cánh quạt. Khi khe hở quá lớn thì người ta thay thế các vành mòn đó mà không phải xử lý vỏ bơm và bánh xe cánh quạt.

Vỏ bơm làm bằng gang đúc. Nếu bơm có áp lực cao thì vỏ bơm đúc bằng thép. Nếu nước bơm lên có 65% chất lơ lửng (bơm nước bùn cát) thì vỏ bơm đúc bằng gang hợp kim và cánh quạt làm bằng thép rèn.

2.2. Bánh xe cánh quạt

Là bộ phận quan trọng nhất trong máy bơm ly tâm. Hình dạng của nó và chất lượng chế tạo tốt hay xấu đều ảnh hưởng tới đặc tính làm việc của bơm. Bánh xe cánh quạt có nhiệm vụ truyền động năng của động cơ cho chất lỏng. Có hai loại bánh xe cánh quạt : Loại 1 cửa nước vào và loại 2 cửa nước vào.



Hình 3.11: Bánh xe cánh quạt của máy bơm ly tâm

a. Một cửa nước vào; b. Hai cửa nước vào; c. Sơ đồ cánh quạt

Bánh xe cánh quạt loại 1 cửa nước vào hình 3-11a có hai đĩa. Một đĩa có lỗ để lắp với trục bơm, còn đĩa kia hình vành khăn có cửa nước vào. Hai đĩa gắn chặt với nhau bằng cánh quạt có dạng cong ngược với chiều quay. Bánh xe và cánh quạt được đúc liền hoặc hàn nối với nhau tạo thành bánh xe cánh quạt hay còn gọi là bánh xe công tác.

Bánh cánh quạt loại 2 cửa nước vào hình 3-11b có thể coi là 2 bánh xe cánh quạt, 1 cửa nước vào ghép lưng lại với nhau. Hai cửa nước vào ở 2 bên, trục bơm xuyên qua ở giữa.

2.3. Trục bơm

Được nối với trục động cơ bằng khớp nối cứng, khớp nối mềm hoặc bằng dây cuaroa. Trục bơm có nhiệm vụ truyền năng lượng từ động cơ sang bánh xe cánh quạt. Trục máy bơm được đúc bằng thép. Đối với những loại máy bơm lớn, trục bơm được đúc bằng thép có pha crôm hoặc niken. Trục phải thẳng và đủ cường độ chống xoắn.

2.4. Các ổ trục

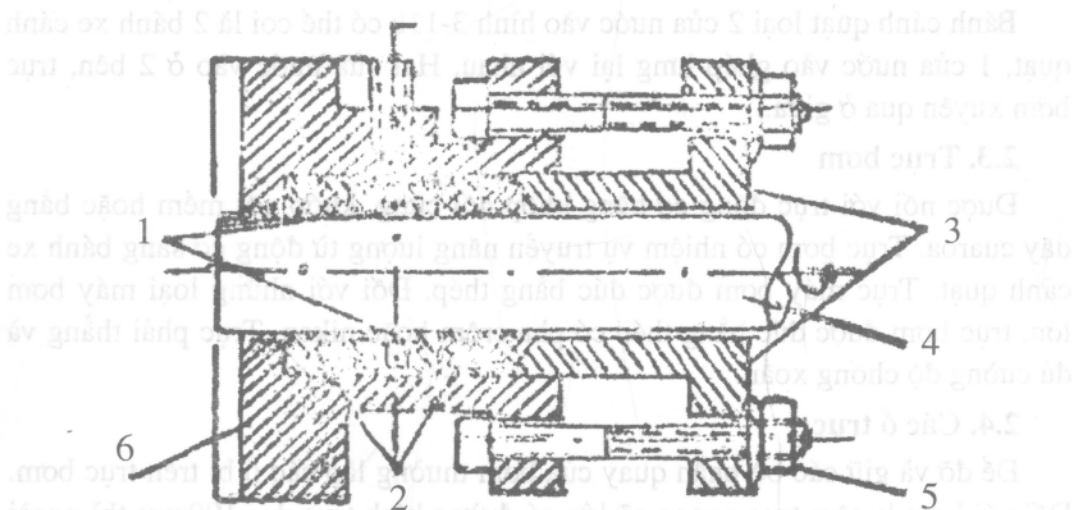
Để đỡ và giữ các bộ phận quay của bơm thường lắp các ổ bi trên trục bơm. Đối với bơm ly tâm trục ngang cỡ lớn có đường kính trục $d = 100\text{mm}$ thì ngoài ổ bi lắp ở đầu trục phía khớp nối, người ta còn lắp ổ trượt ở đầu trục phía lắp bánh xe cánh quạt. Ổ trượt có vỏ ngoài làm bằng gang, bên trong là một lớp lót trục làm bằng đồng hoặc hợp kim chịu mòn (babít). Bôi trơn các ổ trục bằng dầu hoặc mỡ.

Ở các máy bơm ly tâm trục đứng hay dùng loại ổ trục ghép bằng gỗ tốt hoặc bằng cao su bọc, được bôi trơn và làm mát bằng nước sạch.

2.5. Vòng đệm lót

Vòng đệm lót có tác dụng ngăn không cho chất lỏng từ máy bơm chảy theo trục đi ra ngoài và ngược lại, không cho không khí đi từ bên ngoài lọt vào trong máy bơm làm giảm cột nước và lưu lượng của bơm.

Cấu tạo của vòng đệm lót như hình 3-12 bao gồm: vòng chắn ép, vòng đệm, nắp ép và đỉnh bu lông cố định. Vòng chắn ép là chỗ tựa bên trong của vòng đệm. Vòng đệm gồm nhiều vòng ghép lại, thường làm bằng vải sợi tết lại rồi tẩm mỡ bôi trơn. Vòng đệm bao quanh trục bơm để chống rò. Khi cần ép vòng đệm tì sát vào trục thì vặn ê cu để ép nắp ép đè lên các vòng sợi. Giữa các vòng đệm kín có đặt một vòng dẫn nước từ ống đẩy về để làm mát và bôi trơn các vòng đệm kín. Khi bơm vận hành phải điều chỉnh nắp ép sao cho nước chảy qua các vòng đệm ra ngoài thành từng dòng nhỏ liên tục. Dùng một thời gian, vòng đệm bị mòn phải thay vòng khác, thường từ 500 ÷ 600 giờ là phải thay.



Hình 3.12: Cấu tạo vòng đệm lót

1. Vòng dẫn nước; 2. Vòng đệm; 3. Nắp ép; 4. Trục bơm;
5. Bu lông; 6. Vòng chặn ép

2.6. Vành chống mòn

Được lắp ở vỏ bơm và bánh xe cánh quạt, tạo thành khe hở nhỏ để tránh hiện tượng cọ sát giữa bánh xe cánh quạt và vỏ bơm khi máy bơm làm việc. Để giảm tổn thất về lưu lượng người ta dùng các vành chống mòn bằng kim loại tốt có hình dạng tạo thành khe hở sao cho tổn thất thủy lực qua khe hở đó là lớn nhất. Khi khe hở quá lớn thì phải thay thế vành chống mòn mới.

3. Các thiết bị kèm theo máy bơm ly tâm

3.1. Thiết bị môi nước

Trước khi vận hành máy bơm ly tâm, hướng trục hoặc hướng chéo trục ngang đều phải tiến hành môi nước vào ống hút hoặc vỏ bơm. Có nhiều hình thức môi nước.

Có thể xây bể chứa nước môi ở phía bể xả và đặt đường ống dẫn nước từ bể môi tới các máy bơm hoặc dùng một bơm nhỏ lấy nước từ bể hút đưa vào đường ống chung rồi qua các đường ống nhánh để môi nước cho từng máy bơm chính. Dùng các biện pháp môi nước kể trên thì ở đầu cuối của đường ống phải có van đẩy để giữ nước.

Các máy bơm cỡ lớn có van đẩy ở cuối đường ống hút thì phải môi nước bằng cách dùng bơm hút không khí trong đường ống và vỏ bơm để tạo ra chân

không trong máy bơm. Dùng biện pháp này thì giảm được tổn thất thủy lực của dòng chảy do van đẩy gây ra, những đầu cuối của đường ống xả phải đậy kín bằng Clapê (nắp ống xả).

3.2. Ống hút - ống xả

Tùy theo lưu lượng thiết kế của mỗi máy bơm, các ống hút và ống xả có kích thước khác nhau. Đường kính ống hút được xác định theo tốc độ cho phép ở miệng vào ống hút $v = 0,8 - 1\text{m/s}$, trong ống hút $v = 1 - 1,2\text{m/s}$. Đối với đường ống xả nên chọn đường kính ống cao cho tốc độ nước cho phép trong ống $v = 2 - 2,5\text{m/s}$. Tốc độ nước ở bể ra của máy bơm rất lớn vào khoảng $5 - 7\text{m/s}$, do đó thường phải có đoạn ống nối mở rộng dần với góc ở chóp từ $8 - 112^\circ$.

Khi lắp đặt đường ống hút và đẩy phải tuân theo những nguyên tắc đã được đề ra sẽ trình bày ở phần sau.

3.3. Van đáy

Van đáy để giữ nước trong ống hút và máy bơm khi mỗi nước. Ở các máy bơm lớn thường không có van đáy. Phía ngoài của van đáy thường bố trí lưới chắn rác hình ống có lỗ. Tổng diện tích các lỗ phải bằng ba lần diện tích mặt cắt ngang của ống hút để đủ nước chảy vào ống và giảm tổn thất thủy lực.

3.4. Van điều tiết

Van đáy được đặt trên đường ống đẩy gần máy bơm dùng để điều chỉnh lưu lượng và đóng khóa khi khởi động máy bơm.

3.5. Van một chiều

Để ngăn không cho chất lỏng chảy ngược chiều từ ống đẩy về máy bơm khi chưa đóng khóa ống đẩy lúc máy bắt đầu ngừng làm việc. Van một chiều lắp trên đường ống đẩy.

3.6. Chân không kế

Được gắn ở gần cửa vào của máy bơm trên đường ống hút để đo độ cao chân không của máy bơm.

3.7. Áp lực kế

Được gắn trên đường ống đẩy gần cửa ra của máy bơm, để đo áp lực nước khi ra khỏi máy bơm.

4. Nguyên lí làm việc của máy bơm ly tâm

Trước khi khởi động máy bơm, vỏ bơm và ống hút phải được môi đầy nước. Khi bánh xe cánh quạt quay, dưới tác dụng của lực ly tâm, chất lỏng

nằm giữa các rãnh của các cánh quạt sẽ rời khỏi vùng trung tâm bánh xe với tốc độ khá lớn để đi vào vỏ bơm hình xoắn ốc và sau đó vào ống đẩy. Do cấu tạo đặc biệt của vỏ bơm, năng lượng dòng chảy sẽ chuyển dần từ động năng thành áp năng tạo ra áp lực cần thiết tại cửa ra của bơm lớn hơn áp lực khí trời tại mặt thoáng bể xả. Chất lỏng sẽ được đẩy lên bể xả. Quá trình đẩy được thực hiện.

Sau khi chất lỏng được văng ra thì đồng thời tại cửa vào của bơm do bị cuốn hết không khí và nước sẽ xuất hiện chân không. Lúc này nước ở ngoài bể hút dưới tác dụng của áp lực khí trời sẽ bị đẩy ép đi vào ống hút và đi lên bánh xe cánh quạt, quá trình hút được thực hiện. Bánh xe cánh quạt quay lại đưa chất lỏng lên ống xả. Quá trình trên diễn ra liên tục và nước từ bể hút được máy bơm liên tục bơm lên bể xả. Bánh xe công tác đã truyền cho chất lỏng đi qua nó một động năng.

5. Những hư hỏng thường gặp của bơm ly tâm và cách xử lý

5.1. Sau khi máy chạy nước không lên

5.1.1. Do môi nước không đầy

Đối với loại bơm môi nước bằng sức người phải kiểm tra đường ống có rò rỉ không, van đáy có đóng khít không. Nếu các van bị kẹt hoặc gioăng cao su bị rách thì phải sửa chữa ngay. Cũng có thể do quên chưa mở van xả hơi trên vỏ bơm, do đó không xả hết không khí trong bơm. Nếu bơm môi bằng chân không thì phải kiểm tra các chỗ nối tiếp của đường ống, các vòng đệm, van điều tiết, van một chiều hay bu lông tháo nước xem có rò khí không? Cách tiến hành như sau:

Ngừng bơm chân không lại và đóng van nhỏ trên đỉnh vỏ bơm, nếu hở thì sẽ nghe thấy tiếng kêu rì rì (tiếng không khí bên ngoài lọt vào trong bơm dù ít hay nhiều cũng đã có chân không trong vỏ bơm). Hoặc dùng ngọn lửa dí vào nghi bị rò thấy ngọn lửa bị hút vào là đúng.

Ngoài ra khi môi bơm chân không, nếu van van điều tiết lưu lượng lớn quá thì bơm chân không chỉ hút nước mà không hút không khí, không tạo ra được chân không trong bơm.

5.1.2. Chỉnh sai van đáy

Cánh van của van đáy không linh hoạt hoặc bị gỉ không mở ra được nên nước không vào được ống hút. Hoặc do mực nước hút xuống thấp, van đáy không chìm sâu trong nước theo quy định nên không đủ nước bơm, mặt khác

không khí lọt vào nhiều làm giảm áp lực chân không trong máy bơm. Ngoài ra van đáy còn có thể bị rác vít chặt nên nước không vào được trong bơm.

Phải tháo van đáy ra sửa chữa, vớt rác hoặc nối thêm đường ống hút sao cho van đáy chìm sâu dưới nước theo qui định.

5.1.3. Chọn sai vị trí đặt bơm

Chiều cao hút nước địa hình vượt quá chiều cao hút nước cho phép của máy bơm. Phải hạ thấp cao trình đặt máy trong trường hợp máy đặt tạm thời hoặc chờ mực nước bể hút dâng lên đến mức qui định rồi mới được bơm. Nếu không được thì phải giảm tổn thất thủy lực trên đường ống hút tới mức tối thiểu.

5.1.4. Lỗi do đấu điện

Chiều quay của bánh xe cánh quạt bị ngược do nhầm đầu dây của 2 trong 3 pha điện. Phải đổi lại cách đấu đầu dây 2 pha điện.

5.1.5. Tổng chiều cao cột nước bơm lên vượt quá trị số thiết kế (H_{yc} H_{ct}).

Phải giảm bớt chiều cao bơm nước địa hình (H_{dh}) và tìm cách giảm bớt các tổn thất cột nước trên đường ống hút và đường ống đẩy.

5.1.6. Không đủ độ chân không

Có những bơm nước lắp ở cường độ cao thì mùa đông lạnh bơm được nhưng mùa nóng lại không bơm được. Đó là do nhiệt độ cao, nước bốc hơi, hơi nước sinh ra đã phá hoại chân không trong bơm.

Trong trường hợp này phải hạ thấp cao trình đặt máy thì mới bơm được.

5.2. Máy chạy nước bơm lên rất ít

Sau khi khởi động, bơm nước sẽ chỉ bơm lên 1 luồng nước rồi không bơm nữa hoặc lượng nước bơm giảm đi.

a. Do lưới chắn rác bị tắc, hoặc do cánh cửa van đáy mở không hết do bị kẹt hoặc van đáy đặt nằm nghiêng. Cách xử lý là vớt hết rác, kiểm tra và sửa chữa lại cánh van.

b. Ống hút hoặc vành đệm bị dò khí vào máy bơm.

c. Do $h_s > [h_s]$ làm cho áp lực dòng chảy giảm xuống sinh khí thực làm dòng chảy không liên tục.

Phải hạ thấp độ cao đặt máy trong trường hợp máy đặt tạm thời hoặc giảm tổn thất trên đường ống hút xuống tới mức tối thiểu, chờ mực nước bể hút dâng lên mới làm việc. Trường hợp mực nước hút xuống quá thấp nhưng theo yêu cầu dùng nước vẫn phải tiếp tục chạy bơm thì có thể lấy ra một tấm ván lớn ở chỗ có nước xoáy để ngăn không cho khí lọt vào trong bơm.

d. Do vòng quay của bơm không đạt vòng quay qui định. Nếu dùng động cơ điện thì phải thay động cơ khác có vòng quay phù hợp. Nếu dùng động cơ đốt trong thì điều chỉnh tay ga để tăng số vòng quay.

e. Đường kính ống hút và ống đẩy không đúng trị số thiết kế phải thay các đường ống khác cho phù hợp.

g. Cánh quạt quay vòng mòn quá qui định làm tổn thất và lưu lượng lớn, phải kiểm tra thay thế vòng mòn hoặc cánh quạt.

5.3. Mở máy máy không chạy hoặc tiêu hao công suất quá lớn

a. Do van đẩy chưa đóng. Phải kiểm tra đóng van ống đẩy lại xong mới được mở máy.

b. Cánh quạt máy bơm bị kẹt với vòng mòn. Phải định tâm trục bơm lại cho chính xác.

5.4. Động cơ bị quá tải, tiêu hao công suất quá lớn

a. Do cột nước bơm quá thấp, lưu lượng bơm tăng lên làm tiêu hao công suất quá lớn.

Phải đóng bớt khóa trên đường ống để giảm bớt lưu lượng bơm.

b. Do ma sát giữa trục và vòng đệm quá lớn.

Phải xem lại vòng đệm lót và bộ phận làm trơn có bị tắc không.'

c. Do các bộ phận của bơm bị hỏng : cánh quạt va đập vào thân bơm, ổ bi bị vỡ, trục bị cong làm cho tổn hao công suất cơ khí quá lớn.

Cần kiểm tra cân trục, thay bi ...

5.5. Bơm chạy bị rung động và có tiếng kêu trong lúc vận hành

1. Trục bơm và trục động cơ lắp không đồng tâm. Cần điều chỉnh lại độ đồng tâm của trục.

2. Bu lông bệ máy bị lỏng. Cần kiểm tra xiết chặt các bu lông bệ.

3 Trục bơm bị cong, cánh quạt cọ sát vào vỏ bơm, ổ bi bị vỡ, các chi tiết bị gỉ. Phải thay thế các chi tiết bị hỏng.

4. Mực nước hút xuống quá thấp sinh ra xoáy nước ở miệng ống hút, không khí theo nước vào trong bơm sinh ra chấn động có tính chu kỳ. Phải dừng máy chờ mực nước cao lên mới bơm.

5.6. Ổ bi bị nóng quá 70°C

1. Dầu nhờn trong ổ bi xấu, cho dầu nhiều quá hoặc ít quá đều có thể làm bi bị nóng lên. Kiểm tra lại chất lượng dầu, cho dầu vào đúng qui định.

2. Bi bị vỡ, làm tăng tổn thất công suất cơ khí. Kiểm tra và thay thế ổ bi.

5.7. Vòng đệm ở cổ trục bơm quá nóng hoặc rỉ nước nhiều

1. Các vòng đệm bị ép chặt quá, làm tăng ma sát giữa vòng đệm và trục làm tiêu hao công suất và làm mài mòn trục và vòng đệm.

Phải nới lỏng nắp đáy vòng đệm ra sao cho nước chảy thành giọt nhỏ xuống một cách liên tục là được.

2. Vị trí vòng ngăn nước lắp không đúng, ống nước đến các lỗ nhỏ của vòng đệm bị tắc lại làm cho nước không thể chảy vào trong đó làm tăng ma sát và bôi trơn kém.

Phải thông các lỗ nhỏ của ống nước và điều chỉnh đúng vị trí của vòng ngăn nước.

3. Các vòng đệm lâu không dùng bị cứng lại hoặc mài mòn nhanh quá, áo trục bị mài mòn nhiều.

Phải tháo ra ngâm vào dầu nóng hoặc thay vòng đệm và áo trục.

VI. MÁY BƠM HƯỚNG TRỤC

1. Công dụng, đặc điểm và phân loại máy bơm hướng trục

1.1. Công dụng, đặc điểm của máy bơm hướng trục

Máy bơm hướng trục còn gọi là máy bơm có cánh quạt chong chóng. Do có cấu tạo đặc biệt, cánh quạt cong 3 chiều trong không gian, nên khi bánh xe cánh quạt quay, chất lỏng nhận được năng lượng và chuyển động theo phương dọc trục.

Máy bơm hướng trục có lưu lượng lớn, cột nước thấp, phù hợp với yêu cầu tưới tiêu ở vùng đồng bằng có diện tích canh tác lớn, thường được bố trí ở các trạm đầu mối. Ngoài ra còn có loại máy bơm hướng trục nhiều cấp để tăng cột nước bơm dùng trong công nghiệp, như cấp và thoát nước cho các nhà máy điện lớn và tiêu nước ở các bể sửa chữa tàu thủy loại lớn ...

1.2. Phân loại máy bơm hướng trục

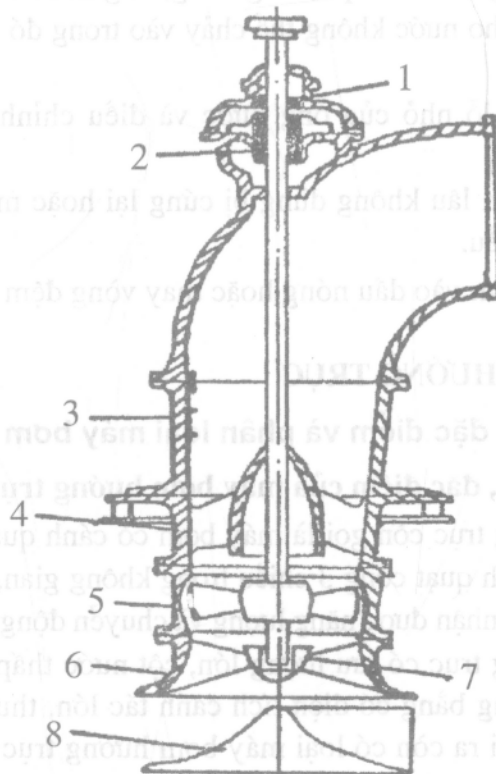
Máy bơm hướng trục có thể phân loại theo nhiều cách :

- Theo phương đặt trục, máy bơm hướng trục có 2 loại: Trục đứng và trục ngang. Loại có trục ngang thường là các máy bơm nhỏ, các loại máy bơm hướng trục lớn thường có trục đặt đứng, có cấu tạo hoàn chỉnh hơn nhưng nhà máy có kết cấu phức tạp, vốn đầu tư xây dựng lớn.

- Theo số bánh xe cánh quạt có 2 loại: Loại máy bơm 1 cấp bánh xe công tác và loại máy bơm nhiều cấp bánh xe dùng trong trường hợp cần tăng cao cột nước bơm.

2. Cấu tạo máy bơm hướng trục

Máy bơm hướng trục có 2 bộ phận chủ yếu : Bộ phận quay và bộ phận tĩnh. Bộ phận quay bao gồm bánh xe cánh quạt, khớp nối trục và trục bơm. Bộ phận tĩnh bao gồm vỏ bơm, vòng mòn, loa hút, gối trục, vòng chống rò ... Hình 3-13 là sơ đồ cắt dọc bơm hướng trục.



Hình 3.13. Cắt dọc trục máy bơm

1. Gối đỡ trục; 2. Vòng đệm; 3. Vỏ bơm; 4. Cánh hướng dòng;

5. Vòng mòn; 6. Loa hút; 7. Gối trục; 8. Chóp nón

2.1. Bộ phận tĩnh

2.1.1. Vỏ bơm

Vỏ bơm gồm 2 phần: phần thẳng và khuỷu cong, phần vỏ bơm hình trụ ở phía dưới ôm bánh xe cánh quạt và cánh hướng dòng. Bên trong vỏ bơm sát cánh quạt lắp 1 vành chống mòn để chống khí thực "khe" và tăng hiệu suất làm việc của bơm.

Phần khuỷu cong còn gọi là thân bơm có tác dụng chuyển hướng dòng chảy để đưa vào ống xả. Độ cong của ống xả tạo thành với trục bơm 1 góc 45° , 60° hoặc 90° . Chỗ trục bơm xuyên qua thân bơm có lắp gối trục cao su và các vòng đệm chống rò ngăn không cho nước trong bơm tràn ra.

Phần nối tiếp giữa thân bơm và ống xả gắn trong tường nhà máy thường có một đoạn khớp co dẫn để giảm chấn động tác động vào thân bơm do nước dồn trở lại khi ngừng máy và cho phép điều chỉnh mặt bằng của thân bơm.

2.1.2. Chóp nón dưới loa hút

Nước trong buồng hút được bánh xe công tác đưa lên thường bị xoáy phía dưới miệng loa hút kéo theo không khí vào trong máy bơm làm cho máy bơm bị rung động và giảm hiệu suất làm việc của máy. Nhờ có chóp nón đặt dưới loa hút, xoáy nước bị phá vỡ nên máy bơm làm việc ổn định.

Chóp nón được đúc bằng gang lắp cố định vào sàn buồng hút bằng các bu lông. Đỉnh chóp nón đặt cách miệng loa hút từ 3-5mm.

2.1.3. Loa hút nước

Có nhiệm vụ dẫn nước từ buồng hút vào bánh xe công tác được thuận, giảm tổn thất thủy lực. Loa hút được nối với vỏ bơm bằng mặt bích và các bu lông. Ở loa hút thường được lắp gối trục cao su để giữ trục.

2.1.4. Vòng mòn

Là bộ phận bao phía ngoài bánh xe công tác. Đường kính trong của vòng mòn lớn hơn đường kính ngoài của bánh xe công tác 0,5 -2mm. Khe hở giữa vòng mòn và bánh xe công tác càng nhỏ thì tổn thất về lưu lượng của máy bơm càng ít. Nhưng khe hở phải vừa đủ để việc lắp ráp không bị trở ngại. Sau một thời gian sử dụng, vòng mòn và cánh quạt bị mòn thì phải thay thế. Vòng mòn được chế tạo thành 2 nửa ghép lại theo hướng trục hoặc theo hướng ngang. Vòng mòn làm bằng thép hàn hoặc đúc bằng gang hợp kim, mặt phía trong là mặt cầu lõm.

2.1.5. Bộ phận hướng dòng

Dòng chảy khi đi ra khỏi cánh quạt của bánh xe công tác ở trạng thái xoáy. Nhờ có các cánh quạt của bộ phận hướng trục, dòng chảy được ổn định và theo hướng trục đi lên thân bơm và đi vào ống xả được điều hòa, giảm tổn thất thủy lực của dòng chảy. Bộ phận hướng dòng gồm có các cánh hướng dòng được đúc liền với bản cánh và thân bơm. Số cánh hướng dòng bao giờ cũng nhiều

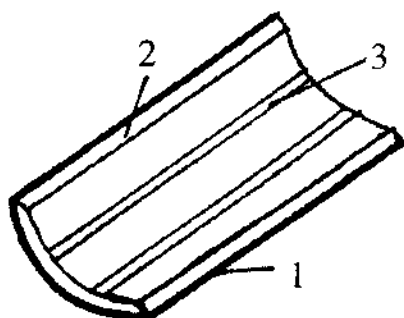
hơn số cánh quạt (thường từ 5-8 cánh) và có chiều cong ngược với chiều cong cánh quạt. Trong bàn cánh thường lắp gối trục cao su để giữ trục bơm.

2.1.6. Gối đỡ trục

Để giữ cho trục bơm thẳng đứng người ta thường lắp 2 gối trục : một gối trục lắp ở đỉnh thân bơm, một gối trục lắp ở loa hút nước hoặc ở bàn cánh của bộ phận hướng dòng.

Tùy theo từng loại máy, có thể dùng gối trục cao su, gối trục bằng đồng hoặc bằng gỗ ép. Gối trục cao su chế tạo và bôi trơn đơn giản bằng nước trong sạch nên thường được sử dụng rộng rãi. Gối trục bằng đồng định tâm chính xác hơn, bền hơn nhưng chế tạo và bôi trơn phức tạp nên ít dùng.

Gối trục cao su thường có rãnh dọc hoặc rãnh xoắn để dẫn nước bôi trơn bề mặt tiếp xúc giữa trục và lót trục cao su và để thoát chất bẩn. Gối trục cao su có thể chế tạo liền khớp hoặc thành 2 nửa ghép lại với nhau bằng các bu lông (hình 3-14).



Hình 3-14. Mặt cắt dọc máy bơm hướng trục

1. Vỏ gang; 2. Cao su; 3. Rãnh thoát chất

Ở các trạm bơm dùng để bơm nước đục hoặc có lẫn phù sa thì phải dùng nước sạch và có áp lực từ 2kg/cm^2 trở lên bôi trơn gối trục. Trong khi máy bơm chạy phải thường xuyên đưa nước vào làm trơn gối trục, nếu không gối trục sẽ bị cháy vì ma sát quá lớn.

2.1.7. Vòng chống rò

Có tác dụng ngăn không cho nước trong thân bơm theo trục bơm chạy ra ngoài. Các vòng sợi chống rò làm bằng vải sợi tẩm mỡ, hoặc bằng amiăng tẩm bột phấn chì, có tiết diện hình chữ nhật hoặc hình vuông. Đầu cắt của vòng sợi phải phẳng. Hai đầu cắt của vòng sợi sau khi quấn xung quanh trục phải khít

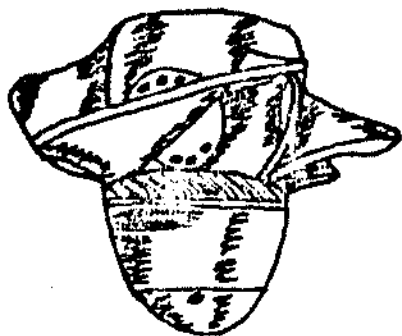
nhau. Các vòng sợi đặt chồng lên nhau sao cho đầu cắt của vòng nọ hợp với đầu cắt của vòng kia một góc 90° . Khi khởi động, lúc đầu nước có thể chảy theo khe hở giữa trục bơm và các vòng sợi ra ngoài nhiều. Sau đó nước chảy ra ít hơn do các vòng sợi đã giãn nở vì nóng do ma sát sinh ra. Nếu nước chảy ra quá nhiều thì vận êcu ép vòng sợi bó sát vào trục cho tới khi nước chảy ra từng dòng nhỏ. Nếu các vòng sợi bị ép quá chặt, nước không chảy ra được thì sẽ nóng lên, có thể làm cháy vòng sợi, lúc đó phải nới ê cu của nắp ép. Khi các vòng sợi nhão nát thì phải thay thế. Không được dùng vòng sợi làm bằng vật liệu quá cứng vì sẽ làm mòn trục bơm nhanh chóng.

2.2 Bộ phận quay

2.2.1. Bánh xe công tác

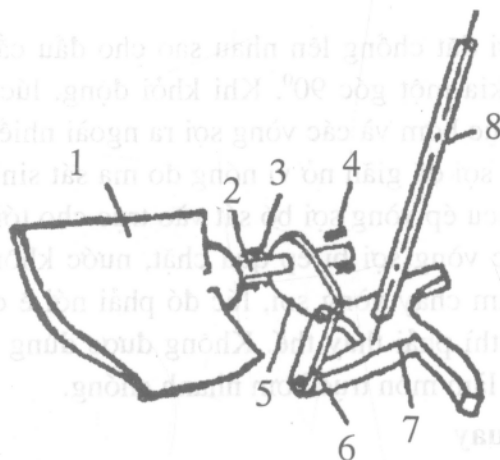
Là bộ phận quan trọng nhất trong máy bơm hướng trục, gồm từ 3 -5 cánh quạt có dạng cong theo 3 chiều trong không gian được lắp vào 1 bầu cánh hình nửa quả trám, các cánh quạt được chế tạo bằng thép hợp kim hoặc bằng đồng đỏ, có hình dạng đảm bảo điều kiện thủy lực tốt và hiệu suất cao nhất để tạo nên cột nước cần thiết, ngoài ra phải có tính năng chống khí thực tốt nhất.

Ở các máy bơm cỡ nhỏ, các cánh quạt được đúc liền hoặc cố định với bầu cánh bằng bu lông hoặc bằng các mối hàn ... Góc nghiêng của các cánh quạt không thay đổi trong quá trình máy bơm làm việc.



Hình 3-15. Bánh cánh quạt của máy bơm hướng trục

Ở các máy bơm cỡ lớn, các cánh quạt có thể điều chỉnh được góc nghiêng trong quá trình làm việc nhờ một hệ thống điều chỉnh nằm trong bầu cánh của bánh xe công tác hình 3-16.



Hình 3-16. Sơ đồ hệ thống điều chỉnh góc nghiêng cánh quạt

Các cánh quạt 1 được gắn vào bầu cánh quạt trục 2. Trục này quay xung quanh ổ đỡ 3 và 4. Tay quay 5 nối trục 2 với gạt điều chỉnh 7 qua thanh giằng 6. Khi trục điều chỉnh 8 chuyển động lên hoặc xuống sẽ làm quay tay quay 5 và làm cánh quạt quay đi với 1 góc độ nhất định. Trục điều chỉnh 8 nối với bộ phận điều chỉnh đặt ở bên trong khớp nối trục bơm, gồm 1 bánh xe vít lắp ở đầu trục điều chỉnh 8. Bánh xe vít này ăn khớp với trục xoắn vít. Khi quay trục xoắn vít thì bánh xe vít quay, làm trục điều chỉnh đi lên hoặc đi xuống, tác động vào hệ điều chỉnh ở bầu cánh và làm xoay các cánh quạt.

2.2.2. Trục bơm

Trục bơm có 2 loại: Loại trục đặc, thường lắp với bánh xe công tác có các cánh quạt cố định. Loại trục rỗng lắp với bánh xe công tác có các cánh quạt điều chỉnh được. Bên trong trục rỗng lắp trục điều chỉnh góc nghiêng cánh quạt.

Trên trục bơm, ở những chỗ tiếp xúc các gối trục hay bị mài mòn nhiều. Để chống mài mòn, người ta phun một lớp thép không gỉ có chiều dày 2 mm vào những vị trí đó. Khi bề mặt làm việc mòn có thể phục hồi lại bằng phương pháp phun kim loại.

Ở những máy bơm trung bình người ta lắp tại những vị trí gối trụ 1 bạc trục làm bằng thép không gỉ hoặc thép mạ crôm. Khi bạc thép bị mòn, người ta thay thế các bạc mới mà không cần phải xử lý trục bơm.

2.2.3. Khớp nối trục

Có nhiệm vụ truyền mômen xoắn từ trục động cơ sang trục bơm. Ngoài ra khớp nối trục dùng để ép nối các đoạn trục ngắn với nhau trong trường hợp

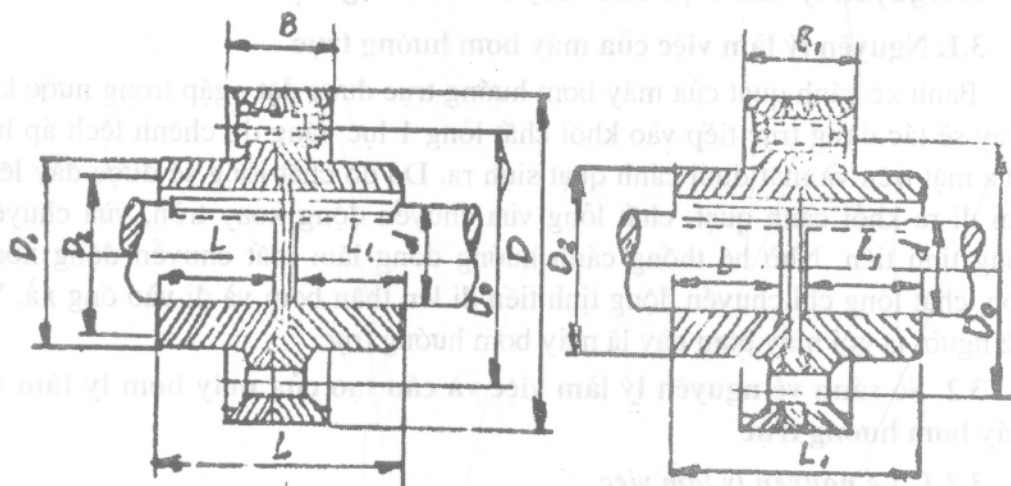
cần những trục dài chế tạo liền thì gặp khó khăn về mặt chế tạo và lắp ghép, vận chuyển.

Khớp nối, trục có nhiều loại, có thể nối 2 trục đồng tâm, gần đồng tâm hoặc nghiêng với nhau một góc nhỏ.

a. Khớp nối trục cố định, hình 3-17.

Dùng để nối cứng các trục đồng tâm, không di động tương đối với nhau.

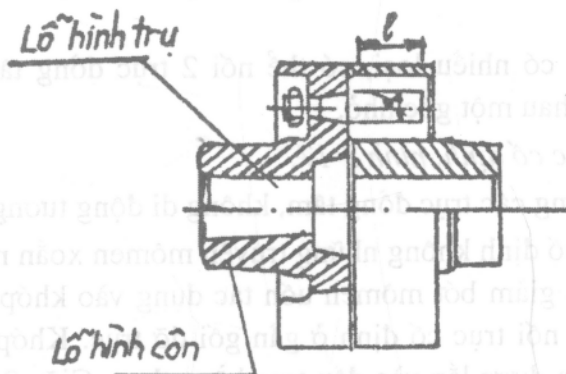
Khớp nối trục cố định không những truyền mômen xoắn mà cả mômen uốn và lực dọc trục. Để giảm bớt mômen uốn tác dụng vào khớp nối trục người ta thường bố trí khớp nối trục cố định ở gần gối đỡ trục. Khớp nối trục cố định gồm 2 nửa, mỗi nửa được lắp vào đầu trục bằng then. Giữa 2 nửa khớp nối đặt 1 vòng định tâm hoặc gờ định vị. Dùng các bu lông được tiện nhẵn để ghép chặt 2 nửa khớp nối với nhau.



Hình 3-17. Khớp nối trục cố định

b. Khớp nối trục đàn hồi, hình 3-18.

Công dụng chính của khớp nối trục đàn hồi là làm giảm va đập và ngăn ngừa chấn động có thể xảy ra. Khi lắp ghép không yêu cầu độ đồng tâm cao. Khớp nối trục đàn hồi gồm 2 mặt khớp nối lắp trên 2 trục. Để ghép 2 mặt khớp nối ta dùng từ 6 - 12 chốt có bọc vòng cao su hoặc vòng da phía ngoài. Phần chốt có vòng đàn hồi được lắp xuyên qua lỗ hình trụ của một mặt khớp nối. Còn phần chốt có đuôi hình côn lắp chặt trên khớp nối kia.



Hình 3-18. Khớp nối trực dàn hồi

3. Nguyên lý làm việc của máy bơm hướng trục

3.1. Nguyên lý làm việc của máy bơm hướng trục

Bánh xe cánh quạt của máy bơm hướng trục được đặt ngập trong nước khi quay sẽ tác dụng trực tiếp vào khối chất lỏng 1 lực nâng do chênh lệch áp lực giữa mặt trên và mặt dưới cánh quạt sinh ra. Do đó chất lỏng sẽ được đẩy lên. Khi đi ra khỏi cánh quạt, chất lỏng vừa chuyển động xoay tròn, vừa chuyển động tịnh tiến. Nhờ hệ thống cánh hướng dòng làm mất chuyển động xoay tròn, chất lỏng chỉ chuyển động tịnh tiến đi lên thân bơm và đi vào ống xả. Vì thế người ta gọi máy bơm này là máy bơm hướng trục.

3.2. So sánh về nguyên lý làm việc và cấu tạo của máy bơm ly tâm và máy bơm hướng trục

3.2.1. Về nguyên lý làm việc

- Giống nhau :

Hai loại máy bơm trên đều thuộc nhóm máy bơm cánh quạt, tức là cả hai cánh máy bơm đều truyền năng lượng cho chất lỏng khi đi qua nó dưới dạng động năng thông qua hệ thống bánh xe cánh quạt.

- Khác nhau :

Máy bơm ly tâm chuyển hóa năng lượng của dòng chảy từ động năng sang áp năng để tạo nên cột nước bơm là do cấu tạo đặc biệt của vỏ bơm hình xoắn ốc. Do đó phương dòng chảy trong bơm sẽ song song với trục khi đi vào bánh xe cánh quạt và vuông góc với trục khi đi ra khỏi bánh xe cánh quạt.

Ngược lại, máy bơm hướng trục nhờ có hệ thống cánh hướng dòng làm mất chuyển động xoay tròn chất lỏng chỉ còn chuyển động tịnh tiến đi lên, tạo ra áp lực cần thiết tại cửa bơm. Do đó phương dòng chảy trong bơm sẽ song song với trục khi đi vào bánh xe cánh quạt và khi đi ra khỏi hệ thống cánh hướng dòng.

3.2.2. Về cấu tạo

Do khác nhau về nguyên lý làm việc nên cấu tạo của máy bơm ly tâm và máy bơm hướng trục có những khác nhau cơ bản về: Vỏ bơm, bánh xe cánh quạt, vòng mòn đã được trình bày trong phần cấu tạo máy bơm.

4. Những hư hỏng thường gặp khi vận hành máy bơm hướng trục

4.1. Khi đang vận hành cường độ dòng điện của động cơ vượt quá trị số cho phép

1. Nguyên nhân phổ biến là do rác rưởi bịt kín phía ngoài lưới chắn rác làm cho mực nước ở phía sau lưới hạ thấp hơn mực nước ở phía ngoài, làm tăng chiều cao bơm nước của máy bơm. Do đó cường độ dòng điện của động cơ tăng theo. Nếu cường độ vượt quá trị số định mức thì phải cắt điện ngừng động cơ. Tiến hành dọn sạch rác bẩn ở lưới chắn rác.

2. Do thiếu nước bôi trơn nên gối trục cao su bị cháy hoặc do thiếu mỡ bôi trơn nên gối trục bằng đồng bị cháy bó chặt lấy trục bơm làm tổn hao công suất do ma sát tăng lên. Phải ngừng máy tháo gối trục kiểm tra và thay thế gối trục khi cần thiết.

4. Lưới chắn rác bị hỏng nên máy bơm hút cả gỗ rác vào trong máy. Phải sửa chữa lại lưới chắn rác.

5. Ổ trượt ba bít ở động cơ, ổ bi lắp ở trục bơm trục truyền lực hoặc trục động cơ bị cháy do thiếu dầu mỡ bôi trơn. Phải kiểm tra và cho dầu mỡ theo đúng qui định.

4.2. Máy bơm vận hành có tiếng gầm mạnh

1. Do mực nước bể hút cạn dưới mực nước cho phép không đủ nước cho máy bơm hoạt động. Phải mở cửa van cho nước vào các buồng hút, dừng máy chờ mực nước dâng lên đến mức qui định mới bơm tiếp.

2. Do thiết kế buồng hút không đảm bảo điều kiện thủy lực tốt cho máy bơm hoạt động, phát sinh hiện tượng khí thực. Cần phải thiết kế lại buồng hút, dùng các biện pháp chống xoáy như tường phá xoáy, chóp nón dưới loa hút.

3. Do một phần tấm cánh quạt bị hư hỏng, không cân bằng nên lúc vận hành sinh ra tiếng động hoặc tiếng kêu. Cần phải kiểm tra thay thế cánh quạt.

4.3. Có tiếng cọ sát cánh quạt vào thân bơm

1. Do gối trục bị mòn quá mức, trục bơm bị đảo, cánh quạt va đập vào vòng mòn, phải thay thế gối trục khác.

2. Do trục bơm và trục động cơ lắp không thẳng đứng và đồng tâm nên tạo ra độ gầy giữa 2 trục, làm mòn gối trục dẫn tới va đập cánh quạt vào thân bơm. Phải định tâm trục bơm và trục động cơ lại theo yêu cầu.

4.4. Ổ bi nóng quá 70°C.

1. Do ổ bi mòn, bị sứt mẻ hoặc bị rò, phải thay thế ổ bi mới.

2. Dầu mỡ bôi trơn không đủ hoặc không đảm bảo chất lượng. Kiểm tra và cho dầu mỡ theo đúng qui định.

3. Áo trong hoặc áo ngoài của vòng bi có chuyển động so với trục hoặc gối trục làm tăng ma sát làm nóng vòng bi. Kiểm tra sửa chữa vòng bi.

4.5. Gối trục cao su có mùi khét - trục bơm bị bó chặt không quay được

Do tắc đường ống dẫn nước bôi trơn gối trục hoặc chưa mở van trên đường ống dẫn nước kỹ thuật làm gối trục cao su bị cháy bó chặt lấy trục.

Phải kiểm tra sửa chữa hệ thống bơm kỹ thuật, mở van dẫn nước kỹ thuật vào các gối trục.

4.6. Gờ giữ gối trục ở bầu cánh hướng dòng bị mòn

Không còn tác dụng định vị chính xác gối trục. Khi trục bơm làm việc gây ra lực hướng tâm cắt đứt các bu lông giữ gối trục và làm quay gối trục theo trục bơm.

Phải tháo bộ phận hướng dòng, tiện hết chỗ bị mòn ở gờ giữ gối trục. Sau đó lắp chặt một bạc thép vào vị trí vừa tiện rộng. Bạc này có đường kính trong bằng kích thước qui định để lắp chặt gối trục.

4.7. Sau khi ngắt điện ngừng máy, trục bơm quay ngược chiều không dừng lại

1. Đối với loại bơm có clapê (nắp ống xả) ở đầu ống xả thì có thể do clapê bị nứt vỡ nghiêm trọng, nên nước từ bể xả chảy ngược trở lại bể hút qua ống xả và máy bơm làm cho trục bơm quay ngược chiều liên tục.

Phải kiểm tra sửa chữa lại nắp ống xả.

2. Đối với loại bơm có ống xả kiểu xi phông, khi ngừng bơm do van phá chân không kiểu thủy lực không làm việc nên trong ống xả vẫn tồn tại trạng thái chân không. Nước ở bể xả cao hơn phía bể hút nên vẫn tiếp tục chảy ngược lại từ bể xả về bể hút làm cho trục bơm quay ngược chiều.

Phải sửa chữa lại van phá chân không, sao cho khi ngừng máy, không khí bên ngoài chui nhanh vào đỉnh ống xả phá vỡ hiện tượng chân không trong đường ống xả.

Chương 4

TÍNH TOÁN ĐƯỜNG ỐNG DẪN NƯỚC

Trong khá nhiều trường hợp, người ta có thể dùng nước để cung cấp lạnh hoặc nóng cho các không gian cần điều hòa. Ngoài ra, ở các máy điều hòa cỡ trung và lớn, thông thường người ta 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.

Mục tiêu của việc tính toán đường ống dẫn nước là xác định kích thước hợp lý của ống dẫn, 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 phải biết là lưu lượng nước qua từng nhánh của hệ thống ống dẫn.

I. MỘT SỐ VẤN ĐỀ CHUNG

1. Chế độ chảy

Chuyển động của nước, cũng như của bất kỳ một chất lỏng nào trong ống dẫn, đều 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 nhiều vào chế độ chảy của dòng, và do đó, chế độ chảy của dòng chất lỏng giữ một vài 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: 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 2300.

Cần chú ý rằng, không phải tại bất kỳ tiết diện nào thì sự phân bố tốc độ cũng đều giống nhau. 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 cửa vào của ống

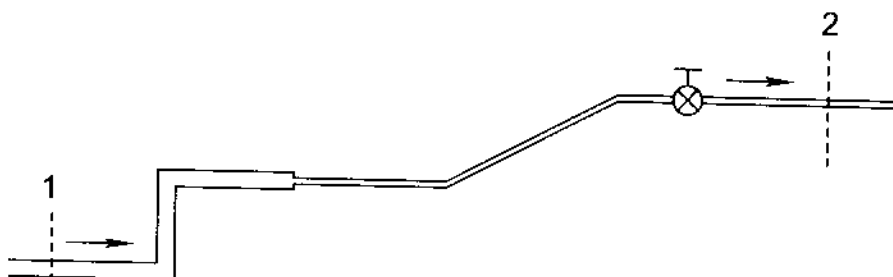
dẫn thì dòng chảy chỉ có thể đạt đến độ phát triển ổn định sau một đoạn dài L nào đó. Ví dụ, nếu tiết diện ống có dạng tròn và chất lỏng chảy tầng thì L được xác định bằng công thức sau:

$$l = 0,057 \cdot R_e \cdot d \quad 4.1$$

Nếu chất lỏng chảy rối thì L ở trong khoảng từ 25 đến 50 lần đường kính d của ống dẫn, ở đây R_e là tiêu chuẩn Reynolds hướng 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.

2. Xác định tổn thất áp suất của dòng chảy



Hình 4-1. Sơ đồ đường ống

Khảo sát trường hợp tổng quát ở hình 4-1, ta có thể chứng minh được công thức sau:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + \sum \left(\frac{f \cdot L}{d} \cdot \frac{V^2}{2} \right) + \sum \left(\frac{kV^2}{2} \right) \quad 4.2$$

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 $g = 9,81 \text{ m/s}^2$),

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 toàn bộ của 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 4.2 cũng được xem là một trong những dạng của phương trình Bernuli, 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:

$$d = \frac{4F}{U} \quad 4.3$$

Trong đó:

F - tiết diện của ống dẫn, m²

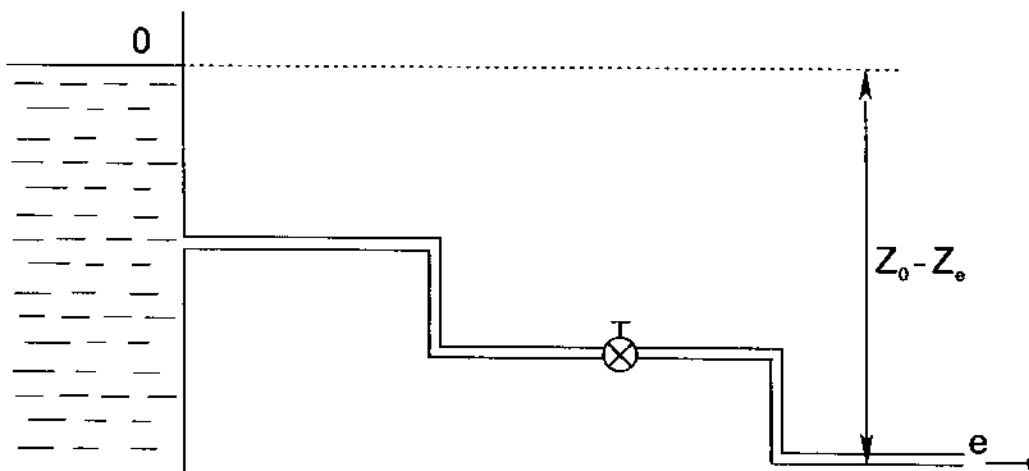
U - chu vi của tiết diện ống, m

Ở một số trường hợp có thể gặp bài toán tương tự như mô tả ở hình 4-2, lúc đó phương trình (4.2) được chuyển đổi thành phương trình (4.4):

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{V_0^2}{2} + gz_0 = \frac{p_e}{\rho} + \frac{V_e^2}{2} + gz_e + \sum \left(\frac{f \cdot L}{d} \cdot \frac{V^2}{2} \right) + \sum \left(\frac{kV^2}{2} \right)$$

Do $V_0 = 0$ và $p_0 = p_e =$ áp suất khí quyển, ta có:

$$g(z_0 - z_e) = \frac{V_e^2}{2} + \sum \left(\frac{f \cdot L}{d} \cdot \frac{V^2}{2} \right) + \sum \left(\frac{kV^2}{2} \right) \quad (4.4)$$



Hình. 4-2. Sơ đồ ống

Thông thường, mục đích của bài toán ở hình 4.2 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 (4.4) mà phải giải quyết bằng phương pháp lặp.

Như đã nói ở trên, tiêu chuẩn R_e giữ một vai trò quan trọng trong việc xác định các giá trị của hệ số ma sát f . Ta có:

$$R_e = \frac{\rho V d}{\mu} \quad 4.5$$

Trong đó R_e là một số không thứ nguyên; còn đơn vị của ρ , V , d và μ lần lượt là kg/m^3 , m/s , m và kg/ms .

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:

$$f = \frac{64}{R_e} \quad 4.6$$

Trong trường hợp chất lỏng chảy rối thì tốt nhất nên sử dụng đồ thị để xác định hệ số ma sát. 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:

$$f = 5,5 \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 + \left(20000 \cdot \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^8}{R_e} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \quad 4.7$$

Trong đó: ε - là độ nhám của bề mặt ống dẫn, m

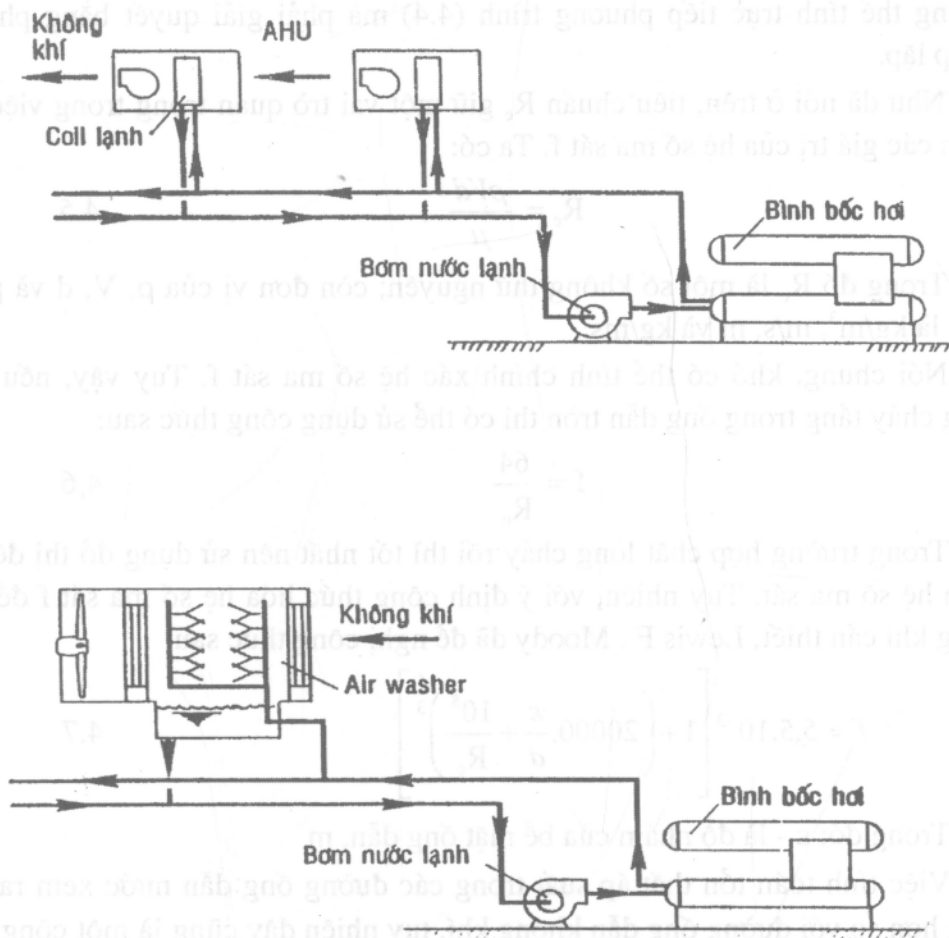
Việc tính toán tổn thất áp suất trong các đường ống dẫn nước xem ra đơn giản hơn so với đường ống dẫn không khí, tuy nhiên đây cũng là một công việc khá phức tạp. Người ta có thể tính tổn thất áp suất bằng hai cách: sử dụng giản đồ Moody để tra hệ số ma sát f hoặc dùng bảng (hay đồ thị) được thiết lập từ công thức Darcy - Weisbach để trực tiếp xác định tổn thất áp suất.

II. PHÂN LOẠI VÀ PHẠM VI ỨNG DỤNG

1. Phân loại

Sơ bộ có thể chia hệ thống ống nước ra làm 2 loại. Loại hệ thống hở và hệ thống kín.

Hệ thống ống dẫn nước ở hình 4-3 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.



Hình 4-4. Hệ thống hở

Trong khi đó, ta gọi hệ thống ở hình 4-4 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.

2. Phạm vi ứng dụng

Trước hết, cần nói sơ qua về một số trường hợp có sử dụng ống dẫn nước. Hình 4-3 và 4-4 trình bày hai trường hợp làm mát không khí bằng nước lạnh từ cụm máy lạnh (Water Chiller).

Ở hình 4-3, nước lạnh từ bình bốc hơi của cụm máy lạnh được đưa đến cấp cho các AHU (Air Handling Unit), còn ở hình 4-4 ta thấy nước lạnh được phun vào Air Washer.

Thông thường, nước ở các cụm máy lạnh được làm lạnh đến nhiệt độ khoảng từ 40°C đến 100°C và được đưa đến các nơi có nhu cầu lạnh, sau đó nước quay trở về cụm máy lạnh với nhiệt độ khoảng từ 10°C đến $15,5^{\circ}\text{C}$. Không nên làm lạnh nước đến nhiệt độ dưới 4°C vì dễ để phòng hiện tượng đóng băng. Ở một số trường hợp, nếu có điều kiện và yêu cầu, người ta có thể cho vào nước một số chất khác như etylen glycol hoặc propylen 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°C đến 65°C , độ sụt nhiệt độ ở thiết bị trao đổi nhiệt thông thường khoảng từ 10°C đến 20°C .

Về vật liệu làm ống dẫn nước trong các hệ thống điều hòa không khí, ta thấy thông thường người ta dùng ống thép đen. Ở một số trường hợp, ta có thể bắt gặp các ống đồng cứng và các ống loại PVC (polyvinyl chlorua).

Bảng 4.1 dưới đây trình bày các vật liệu làm ống dẫn nước tương ứng với một số trường hợp sử dụng thực tế.

Bảng 4.1

Trường hợp	Loại ống
- Dẫn nước lạnh	Ống thép đen
- Dẫn nước nóng	Ống thép đen, ống đồng cứng
- Dẫn nước làm mát và nước ngưng	Ống thép đen, ống tráng kẽm, ống PVC

Các ống thép đen hiện đang sử dụng 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 (40 ST) thông thường có đường kính nhỏ hơn 254 mm . Bảng 4.2 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 4.2

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	253	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	65,05	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	839	80XS
3	76,2	77,927	88,9	782	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	396	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	48ST
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	355,6	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

Trong khi đó, ống đồng thường được phân thành các loại: K, L, M và DWV. Loại K có bề dày lớn nhất, còn loại DWV có bề dày nhỏ nhất. Thực tế, người ta hay dùng ống loại L. Ở những nơi làm việc có áp suất 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 3,175mm. Bảng 4.3 trình bày một vài số liệu mà khi cần có thể sử dụng lựa chọn ống đồng để dẫn nước.

Bảng 4.3

Đường kính danh nghĩa		Loại	Đường kính trong, mm	Đường kính ngoài, mm
in	mm			
1	31,75	DWV	32,89	34,825
1	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

III. SỰ GIÃN NỖ VÀ SỰ CO RÚT

1. Hiện tượng giãn nở và 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 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°C đến 37°C 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 4.4 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°C , 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 giá trị nhiệt độ khác vẫn được. Các số liệu ở bảng 4.4 tính theo mm/m chiều dài ống.

2. Phương pháp xử lý sự giãn nở và co rút

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 4.5 trình bày một số dạng đoạn cong đã nói 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.

Bảng 4.4

Khoảng nhiệt độ, °C	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

Thông thường, người ta hay dùng công thức kinh nghiệm để xác định các kích thước chỉ ra trên hình 4.5. Năm 1990, Waller đã đề nghị các công thức sau:

- Trường hợp đoạn cong dạng chữ U:

$$L_0 = 0,041.d^{0,48}.L_{ac}^{0,46}.\Delta t \quad (4.8)$$

- Trường hợp đoạn cong dạng chữ Z:

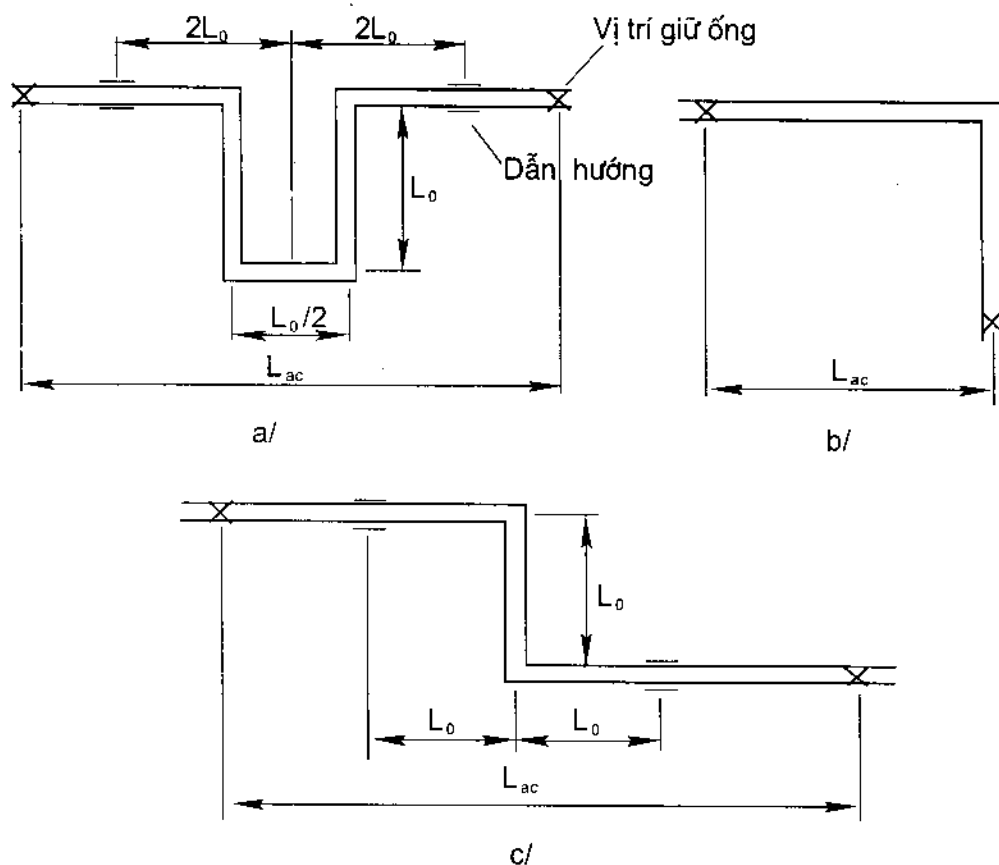
$$L_0 = (0,13.d.L_{ac}.\Delta t)^{0,5} \quad (4.9)$$

- Trường hợp đoạn cong dạng chữ L:

$$L_0 = (0,314.d.L_{ac}.\Delta t)^{0,5} \quad (4.10)$$

Trong các công thức này: d chỉ đường kính ống (m), Δt chỉ độ biến đổi nhiệt độ nước (°F), L_{ac} chỉ khoảng cách giữa 2 vị trí giữ ống (100 ft), và L_0 là giá trị cần xác định được tính bằng ft.

- a- Đoạn cong dạng chữ U,
- b- Đoạn cong dạng chữ L,
- c- Đoạn cong dạng chữ Z,



Hình. 4 - 5. Đoạn ống gấp

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 4.5 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 joăng loại 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.

IV. TREO ĐỠ ỐNG VÀ CHỐNG RUNG

1. Treo và đỡ ống

Các đường ống dẫn nước thông thường được bài 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, không nên dày quá cũng không nên mỏng quá. Khái niệm dày, 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 4.5 giới thiệu khoảng cách hợp lý giữa hai vị trí đỡ ống đối với một số loại ống thép thuộc Sdledule 40.

Bảng 4.5

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, đến 304,8	4,877
355,6 đến 609,6	6,096

Bảng 4.6

Đường kính ngoài của ống, mm	Khoảng cách hợp lý giữa hai vị trí đỡ ống, m
15,875	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

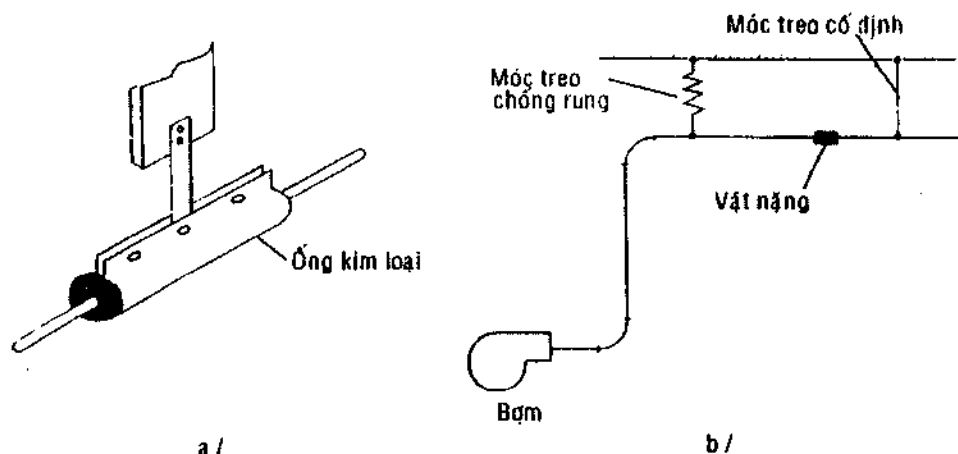
Khi lắp đặt ống, cần lưu ý định hướng một cách chủ động phần đường ống có thể di chuyển (do giãn nở và co rút); trên cơ sở đó bố trí thích hợp các cơ cấu giữ chặt, treo hoặc đỡ ống.

2. 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 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 4.6.



Hình 4.6. Thiết bị giảm chấn

Cần lưu ý không để đường ống đung vào 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 nói 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.

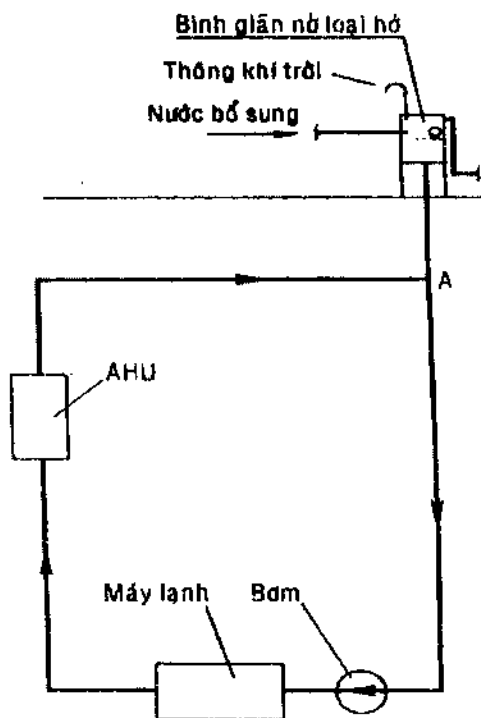
V. HỆ THỐNG ỐNG DẪN NƯỚC

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 của bình giãn nở là để tạo nên một thể tích dự trữ nhằm điều hoà 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.

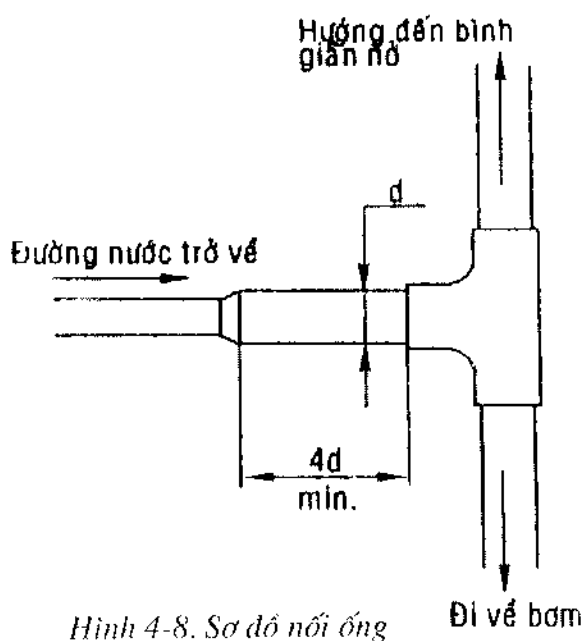
Ta gọi bình giãn nở ở hình 4-7 là bình giãn nở loại hở, trong trường hợp này mặt thoáng của nước trong bình được cho thông với khí trời. Về mặt lắp đặt nên đặt bình giãn nở ở vị trí cao hơn điểm cao nhất trong hệ thống ống dẫn nước tối thiểu là 1m, đường nước bổ sung nên được lắp thông qua van phao và nên có đường ống xả tràn. Cần chú 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 này 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 khả năng hấp thụ oxy từ khí trời.

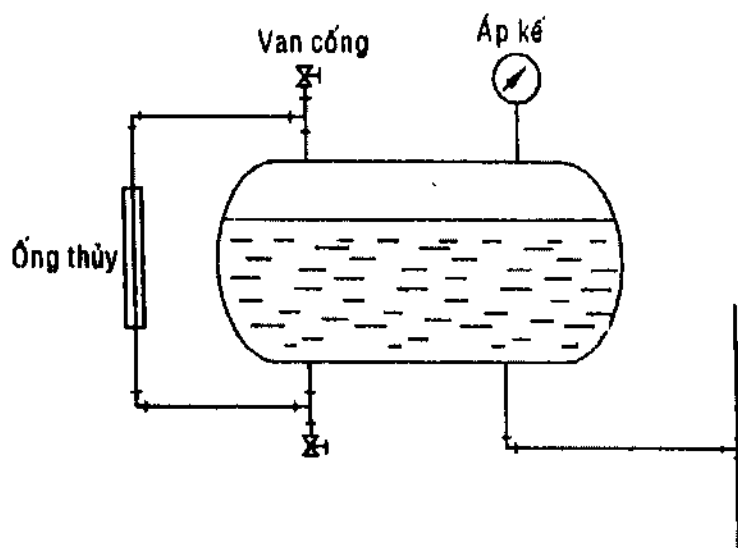
Cần lưu ý, để tạo đường thoát khí tốt thông qua bình giãn nở thì nên mở rộng vị trí A ở hình 4.7. Hình 4.8 biểu diễn vị trí nối ống A đã được phóng lớn lên. Từ hình vẽ ta thấy đường đi về bơm nước nên được lắp theo kích thước bình thường đã chọn khi thiết kế, đường ống nối vào bình giãn nở không nên có đường kính danh nghĩa nhỏ hơn 38,1 mm, đường kính d của đoạn ống dài $4d$ (chiều dài tối thiểu) nên lớn hơn đường kính của đường nước trở về 2 sizes, 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 là 152,4 mm.



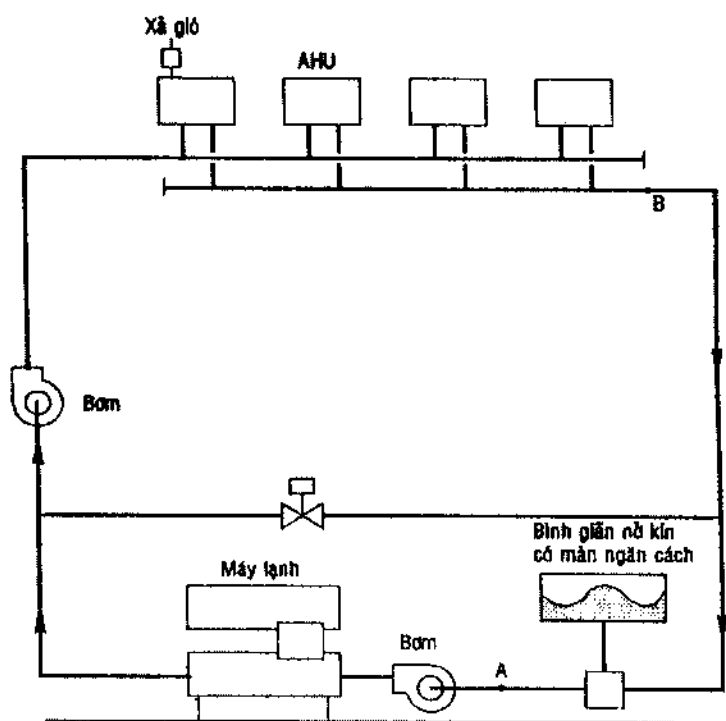
Hình 4-7. Hệ thống có bình giãn nở loại hở



Hình 4-8. Sơ đồ nối ống



Hình 4-9. Sơ đồ nối ống



Hình 4-10 Bình giãn nở loại kín

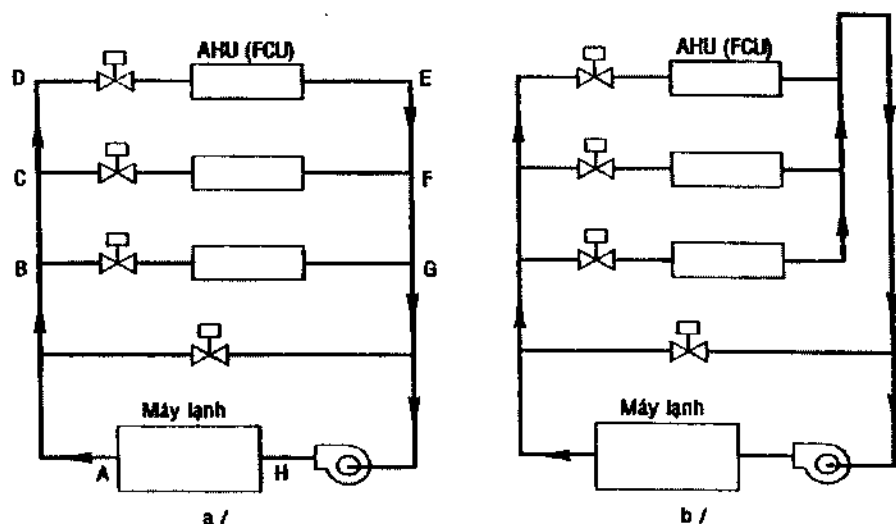
Ngoài bình giãn nở loại hở, trong một số trường hợp ta còn có thể gặp bình giãn nở loại kín hình 4.10. Ở bình này, ngoài nước thì bình còn chứa không khí (hay một loại chất khí khác) trong một không gian hoàn toàn kín. Khi nhiệt độ của nước trong hệ thống tăng lên, thể tích của nước sẽ bị tăng theo, do đó áp suất của 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 này 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 4.10 trình bày sơ đồ chỉ vị trí tương đối của một số thiết bị chính có mặt trong đường ống dẫn nước. 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 4.11 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 4.11a, ta thấy các nguồn nước nóng và lạnh được gộp 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 4.11a là hệ thống đường nước hai ống dẫn. Ở hình 4.11b, 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 được gộp chung vào 1 ống để đi trở về. Ta gọi sơ đồ ở hình 4.11b là hệ thống đường nước 3 ống dẫn. Ở hình 4.12a, phân cấp nước nóng và lạnh cho các FCU tương tự như sơ đồ ở hình 4.12a, riêng phần ống trở về thì vẫn được chia làm 2, ta gọi sơ đồ ở hình 4.12a là hệ thống đường nước 4 ống dẫn. Trong trường hợp của Việt Nam, nhất là ở các tỉnh phía nam, nói chung hệ thống dẫn nước có đơn giản hơn vì ở hầu hết các trường hợp người ta đều không dùng đường nước nóng.

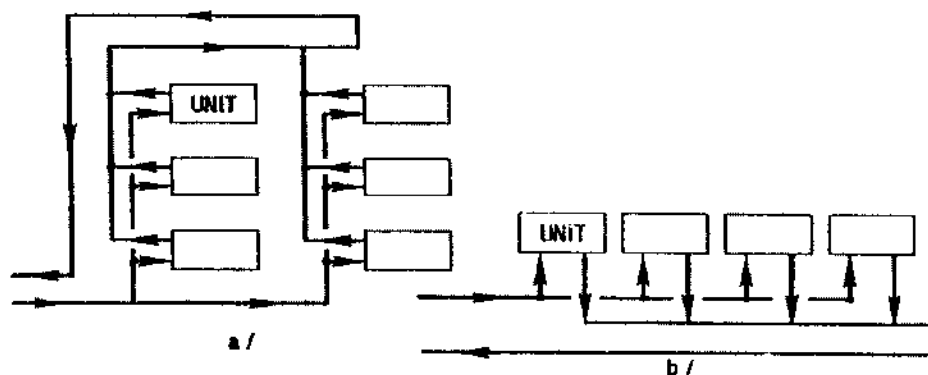
Hình 4.11 trình bày sơ đồ của đường ống dẫn nước chỉ có nguồn cấp nước lạnh. Ở hình 4.11a, ta thấy chiều dài của các nhánh ABGHA, ABCFCHA và ABCDEFGHA không đồng đều nhau, có nghĩa là trở lực ở mỗi nhánh sẽ không giống nhau. Ta gọi sơ đồ ở hình 4.11a là loại đường quay về trực tiếp, ở trường hợp này 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 4.11 b. 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 gần giống nhau thì nên áp dụng sơ đồ không trực tiếp. 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.



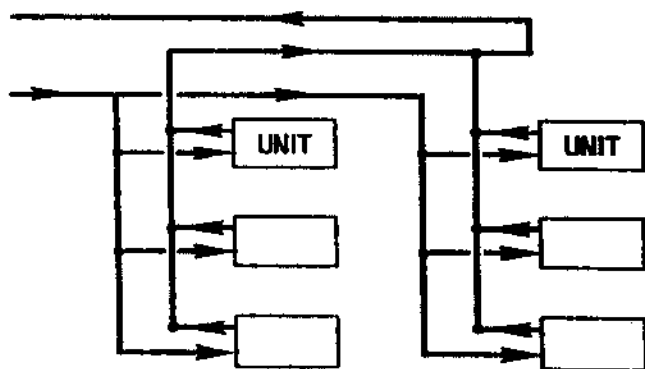
Hình 4-11. Các loại sơ đồ đường ống

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 4.12 trình bày minh họa hệ thống không trực tiếp trong đó hình 4.12a ứng với các ống góp thẳng đứng (vì các cụm sử dụng nước lạnh được phân bố theo chiều thẳng đứng) và hình 4.12b ứng với các ống góp nằm ngang (vì các cụm sử dụng nước lạnh được bố trí có cùng độ cao).



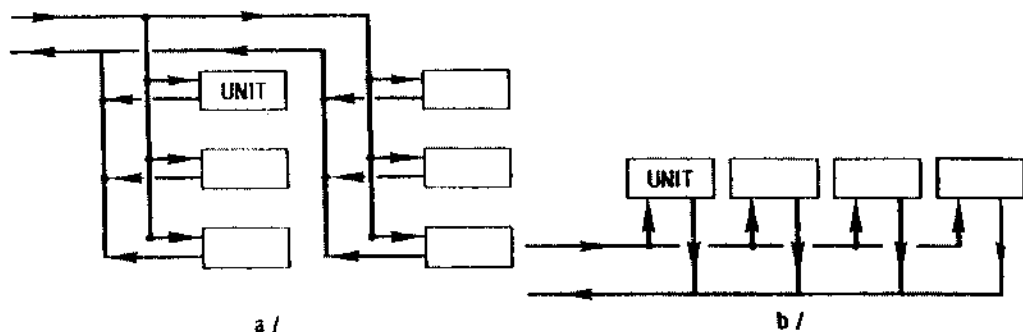
Hình 4-12. Hệ thống ống trực tiếp

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 phía dưới đã có sẵn các máy điều hòa không khí. Trong trường hợp này, để tránh gây phiền hà cho các tầng dưới người ta có thể sử dụng sơ đồ đường nước như trình bày ở hình 4.13. Sơ đồ ở hình 4.13 không hoàn toàn thuộc loại không trực tiếp mà có kết hợp với loại đường về trực tiếp.



Hình 4-13. Ống không trực tiếp

Nếu hệ thống dẫn nước thuộc loại hở (xem hình 4.4) 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. Hình 4.14a và b trình bày hệ thống dẫn nước loại đường về trực tiếp ở cả hai trường hợp cơ bản thẳng đứng và nằm ngang.



Hình 4.14. Sơ đồ đường ống

VI. PHƯƠNG PHÁP XÁC ĐỊNH TỔN THẤT ÁP SUẤT CỦA ĐƯỜNG ỐNG DẪN NƯỚC

1. Phương pháp xác định tổn thất qua 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 (4.2) và những dạng biến đổi của nó. Vấn đề khó khăn nhất của việc tính tổn thất áp suất theo phương pháp này xác định hệ số ma sát f . Hệ số ma sát f chịu ảnh hưởng rất lớn của profile tốc độ trong ống. Trong trường hợp chảy tầng, hệ số ma sát f hầu như chỉ phụ thuộc vào tiêu chuẩn Reynolds mà không phụ thuộc vào độ nhám của bề mặt trong ống, lý do là vì profile tốc độ chảy tầng có dạng parabol, do đó tốc độ lớp chất lỏng sát bề mặt rất thấp. Trường hợp 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 chảy rối khá phức tạp và thông thường phải sử dụng phương pháp thực nghiệm.

2. Phương pháp xác định trực tiếp tổn thất áp suất

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 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 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.

2.1. Xác định tổn thất áp suất sử dụng bảng số

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 1 không phù hợp lắm với các trường hợp của điều hòa không khí vì các số liệu trong bảng 4.7 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 (4.13) dưới đây trình bày mối quan hệ giữa tổn thất áp suất và các thông số đã nói ở trên, ta gọi công thức này là công thức Darcy - Weisbach:

$$\Delta p = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho}{g} \cdot \frac{V^2}{2} \quad (4.13)$$

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 đổi đơn vị, kgm/N^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 của bề mặt bên trong các ống sẽ gia tăng, do đó ở các điều kiện khác 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 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:

- Ống dẫn nước đó có nhiệm vụ gì 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 nhiều hơn 0,1 mH_2O chiều dài ống. Đây là các số liệu giới hạn có tính chất thực tế mà ta cần chú ý. Bảng 4.10 trình bày một vài số liệu về tốc độ chuyển động của nước trong các ống dẫn.

Bảng 4.10

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 2,4
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 4.11 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 4.12 trình bày tổn thất áp suất của ống thép loại Schedule 40, nhiệt độ của nước là $15,5^{\circ}\text{C}$, 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 $0,0457 \pm 5\%$ (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:

$$\Delta p_x = \Delta p_{40} \cdot \left(\frac{d_{40}}{d_x} \right)^5 \quad (4.14a)$$

$$V_x = V_{40} \cdot \left(\frac{d_{40}}{d_x} \right)^2 \quad (4.14b)$$

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 4.11

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 4.12a

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, <i>m/s</i>	Tổn thất áp suất <i>mH₂O/m ống dẫn</i>
<i>ln</i>	<i>mm</i>		
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
		3,282	2,02
		3,75	2,61
		4,236	3,26

Bảng 4.12b

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, <i>m/s</i>	Tổn thất áp suất <i>mH₂O/m ống dẫn</i>
<i>ln</i>	<i>mm</i>		
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 4.12c

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, <i>m/s</i>	Tổn thất áp suất <i>mH₂O/m ống dẫn</i>
<i>ln</i>	<i>mm</i>		
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 4.12e

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, <i>m/s</i>	Tổn thất áp suất <i>mH₂O/m ống dẫn</i>
<i>ln</i>	<i>mm</i>		
1	25,4	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
		1,017	0,057
		1,1308	0,0694
		1,3563	0,0976
		1,585	0,13
		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 4.12e

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, <i>m/s</i>	Tổn thất áp suất <i>mH₂O/m ống dẫn</i>
<i>ln</i>	<i>mm</i>		
1	25,4	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
		0,018	0,057
		0,1308	0,0694
		0,3563	0,0976
		1,585	0,13
		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 4.12f

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, <i>m/s</i>	Tổn thất áp suất <i>mH₂O/m ống dẫn</i>
<i>in</i>	<i>mm</i>		
$1\frac{1}{4}$	31,75	0,13076	0,0012
		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
		1,5697	0,0906
		1,7	1,105
		1,8318	0,121
		1,9629	0,138
		0,091	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 4.12h

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, <i>m/s</i>	Tổn thất áp suất <i>mH₂O/m ống dẫn</i>
<i>ln</i>	<i>mm</i>		
2	50,85	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
		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 4.12i

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, m/s	Tổn thất áp suất mH ₂ O/m ống dẫn
ln	mm		
$2\frac{1}{4}$	63,5	0,0817	0,000215
		0,1225	0,000432
		0,1634	0,000715
		0,2042	0,00106
		0,245	0,00146
		0,2959	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
		0,8205	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	1,102
		2,6548	0,119
		2,589	2,143
		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 4.12j

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, <i>m/s</i>	Tổn thất áp suất <i>mH₂O/m ống dẫn</i>
<i>ln</i>	<i>mm</i>		
3	76,2	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
		1,1247	0,0177
		1,1817	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	0,588
		2,2494	0,0661
		2,3805	0,0737
		2,5146	0,082
		2,6456	0,0901

Bảng 4.12k

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, m/s	Tổn thất áp suất mH ₂ O/m ống dẫn
ln	mm		
3 $\frac{1}{2}$	85,9	0,0494	0,000564
		0,0984	0,000188
		0,1484	0,00038
		0,1878	0,000632
		2,2472	0,000936
		0,2969	0,0013
		0,3474	0,0171
		0,3962	0,00218
		0,445	0,00269
		0,7937	0,00326
		0,5944	0,00455
		0,6919	0,00604
		0,7925	0,0074
		0,89	0,00963
		0,9906	0,0117
		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	1,148
		3,9624	0,164
		4,1453	0,181
		4,3586	0,216
		4,5415	0,215

Bảng 4.121

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, <i>m/s</i>	Tổn thất áp suất <i>mH₂O/m ống dẫn</i>
<i>ln</i>	<i>mm</i>		
4	101,6	0,1536	0,000345
		0,23304	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
		0,997	0,0102
		0,0759	0,0116
		0,31521	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 4.12m

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, m/s	Tổn thất áp suất mH ₂ O/m ống dẫn
ln	mm		
5	127	0,0978	0,00017
		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
		1,6612	0,0201
		1,7587	0,0024
		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	0,696
		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 4.12n

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, <i>m/s</i>	Tổn thất áp suất <i>mH₂O/m ống dẫn</i>
<i>ln</i>	<i>mm</i>		
6	152,4	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
		1,1521	0,00797
		1,2192	0,00857
		1,2862	0,00963
		,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
		2,7006	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 4.12o

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, m/s	Tổn thất áp suất mH ₂ O/m ống dẫn
ln	mm		
8	203,2	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
		0,6248	0,00179
		0,6644	0,00200
		0,7041	0,00222
		0,7437	0,000246
		0,7833	0,000269
		0,8806	0,000335
		0,9784	0,0041
		1,0859	0,00488
		1,1735	0,000577
		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	0,0998
		4,6939	0,0832

Bảng 4.12p

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, <i>m/s</i>	Tổn thất áp suất <i>mH₂O/m ống dẫn</i>
<i>ln</i>	<i>mm</i>		
10	254	0,124	$7,25 \cdot 10^{-5}$
		0,1787	$9,99 \cdot 10^{-5}$
		0,1737	$1,32 \cdot 10^{-4}$
		0,1984	$1,67 \cdot 10^{-4}$
		0,2231	$2,07 \cdot 10^{-4}$
		0,2481	$2,49 \cdot 10^{-4}$
		0,2728	$2,96 \cdot 10^{-4}$
		0,2975	$3,46 \cdot 10^{-4}$
		0,323	$4,02 \cdot 10^{-4}$
		0,3475	$4,59 \cdot 10^{-4}$
		0,3718	$5,2 \cdot 10^{-4}$
		0,4328	$6,87 \cdot 10^{-4}$
		0,4968	$8,78 \cdot 10^{-4}$
		0,5578	$1,09 \cdot 10^{-3}$
		0,6187	$1,32 \cdot 10^{-3}$
		0,6827	$1,57 \cdot 10^{-3}$
		0,7437	$1,85 \cdot 10^{-3}$
		0,8047	$2,15 \cdot 10^{-3}$
		0,8687	$2,47 \cdot 10^{-3}$
		0,9296	$2,81 \cdot 10^{-3}$
		0,9906	$3,18 \cdot 10^{-3}$
		1,0546	$3,55 \cdot 10^{-3}$
		1,1155	$3,95 \cdot 10^{-3}$
		1,1795	$4,38 \cdot 10^{-3}$
		1,2405	$4,83 \cdot 10^{-3}$
		1,4874	$6,81 \cdot 10^{-3}$
		1,7373	$9,17 \cdot 10^{-3}$
		1,9872	$1,18 \cdot 10^{-2}$
		2,2311	$1,47 \cdot 10^{-2}$
		2,481	$1,81 \cdot 10^{-2}$
		2,7279	$2,19 \cdot 10^{-2}$
		2,9748	$2,58 \cdot 10^{-2}$
		3,2309	$3,03 \cdot 10^{-2}$
		3,4747	$3,49 \cdot 10^{-2}$
		3,7185	$3,99 \cdot 10^{-2}$
		3,9624	$4,52 \cdot 10^{-2}$
		4,2062	$5,07 \cdot 10^{-2}$
		4,45	$5,69 \cdot 10^{-2}$
		4,7244	$6,31 \cdot 10^{-2}$

Bảng 4.12q

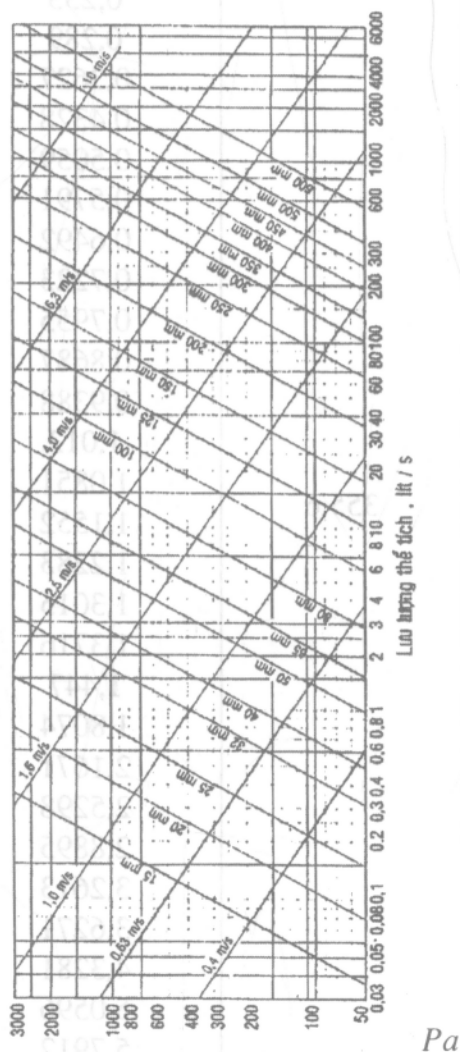
Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, <i>m/s</i>	Tổn thất áp suất <i>mH₂O/m ống dẫn</i>
<i>ln</i>	<i>mm</i>		
12	304,8	0,1048	$4,45 \cdot 10^{-5}$
		0,1222	$5,83 \cdot 10^{-5}$
		0,1399	$7,39 \cdot 10^{-5}$
		0,1573	$9,11 \cdot 10^{-5}$
		0,1746	$1,1 \cdot 10^{-4}$
		0,1923	$1,3 \cdot 10^{-4}$
		0,2097	$1,52 \cdot 10^{-4}$
		0,227	$1,76 \cdot 10^{-4}$
		0,2444	$2,01 \cdot 10^{-4}$
		0,2621	$2,28 \cdot 10^{-4}$
		0,3505	$3,84 \cdot 10^{-4}$
		0,4358	$5,74 \cdot 10^{-4}$
		0,5243	$8,05 \cdot 10^{-4}$
		0,6126	$1,07 \cdot 10^{-3}$
		0,698	$1,36 \cdot 10^{-3}$
		0,7864	$1,7 \cdot 10^{-3}$
		0,8747	$2,07 \cdot 10^{-3}$
		1,0485	$2,93 \cdot 10^{-3}$
		1,2222	$3,12 \cdot 10^{-3}$
		1,399	$5,04 \cdot 10^{-3}$
		1,5727	$6,29 \cdot 10^{-3}$
		1,7465	$7,72 \cdot 10^{-3}$
		1,9232	$9,27 \cdot 10^{-3}$
		2,097	$1,1 \cdot 10^{-2}$
		2,2707	$1,28 \cdot 10^{-2}$
		2,4475	$1,47 \cdot 10^{-2}$
		2,6213	$1,68 \cdot 10^{-2}$
		2,795	$1,9 \cdot 10^{-2}$
		2,9718	$2,15 \cdot 10^{-2}$
		3,1394	$2,39 \cdot 10^{-2}$
		3,3223	$2,65 \cdot 10^{-2}$
		3,5052	$3,04 \cdot 10^{-2}$
		3,932	$3,7 \cdot 10^{-2}$
		4,3586	$4,23 \cdot 10^{-2}$
		4,8158	$5,44 \cdot 10^{-2}$

Bảng 4.12r

Đường kính danh nghĩa		Tốc độ, m/s	Tổn thất áp suất mH ₂ O/m ống dẫn
ln	mm		
14	355,6	0,1445	$6,98 \cdot 10^{-5}$
		0,1807	$1,04 \cdot 10^{-4}$
		0,2167	$1,44 \cdot 10^{-4}$
		0,253	$1,89 \cdot 10^{-4}$
		0,289	$2,42 \cdot 10^{-4}$
		0,3627	$3,62 \cdot 10^{-4}$
		0,4328	$5,06 \cdot 10^{-4}$
		0,5059	$6,72 \cdot 10^{-4}$
		0,5791	$8,55 \cdot 10^{-4}$
		0,6492	$1,07 \cdot 10^{-3}$
		0,7223	$1,29 \cdot 10^{-3}$
		0,7955	$1,55 \cdot 10^{-3}$
		0,8687	$1,83 \cdot 10^{-3}$
		0,9388	$2,12 \cdot 10^{-3}$
		1,012	$2,43 \cdot 10^{-3}$
		1,0851	$2,78 \cdot 10^{-3}$
		1,1552	$3,14 \cdot 10^{-3}$
		1,2283	$3,5 \cdot 10^{-3}$
		1,3015	$3,91 \cdot 10^{-3}$
		1,3716	$4,32 \cdot 10^{-3}$
		1,447	$4,78 \cdot 10^{-3}$
		1,8074	$7,32 \cdot 10^{-3}$
		2,1671	$1,04 \cdot 10^{-2}$
		2,5298	$1,4 \cdot 10^{-2}$
		2,8895	$1,81 \cdot 10^{-2}$
		3,2613	$2,28 \cdot 10^{-2}$
		3,6271	$2,79 \cdot 10^{-2}$
		4,3281	$3,96 \cdot 10^{-2}$
		5,0596	$5,35 \cdot 10^{-2}$
		5,7912	$6,99 \cdot 10^{-2}$
		6,4922	$8,78 \cdot 10^{-2}$
		7,2238	$10,8 \cdot 10^{-2}$

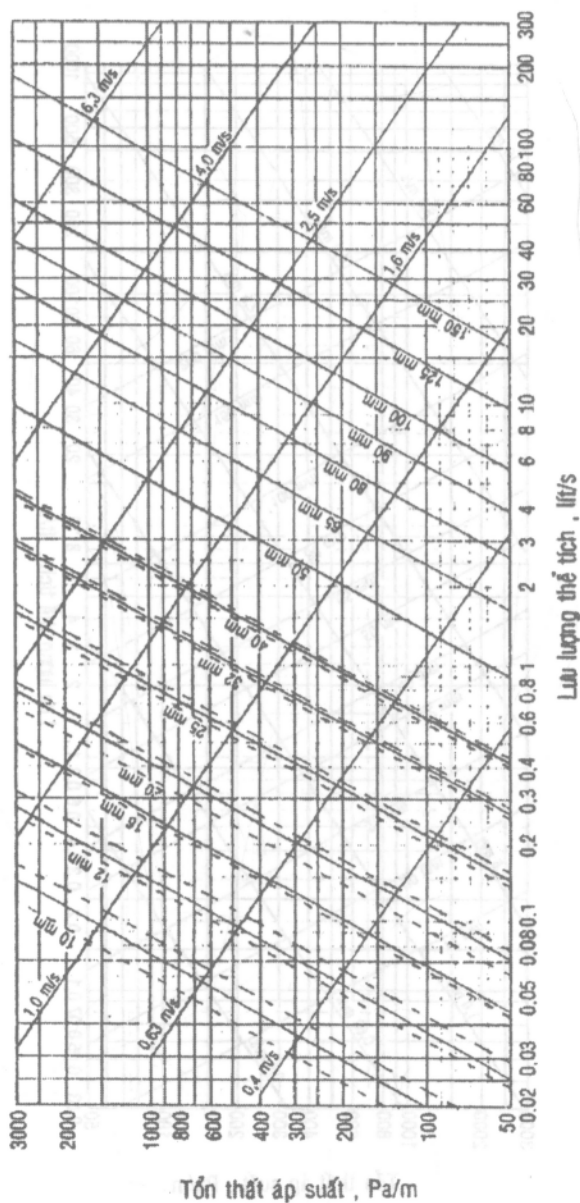
2.2. Xác định tổn thất áp suất bằng đồ thị

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 4.17 trình bày đồ thị đã nói 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.



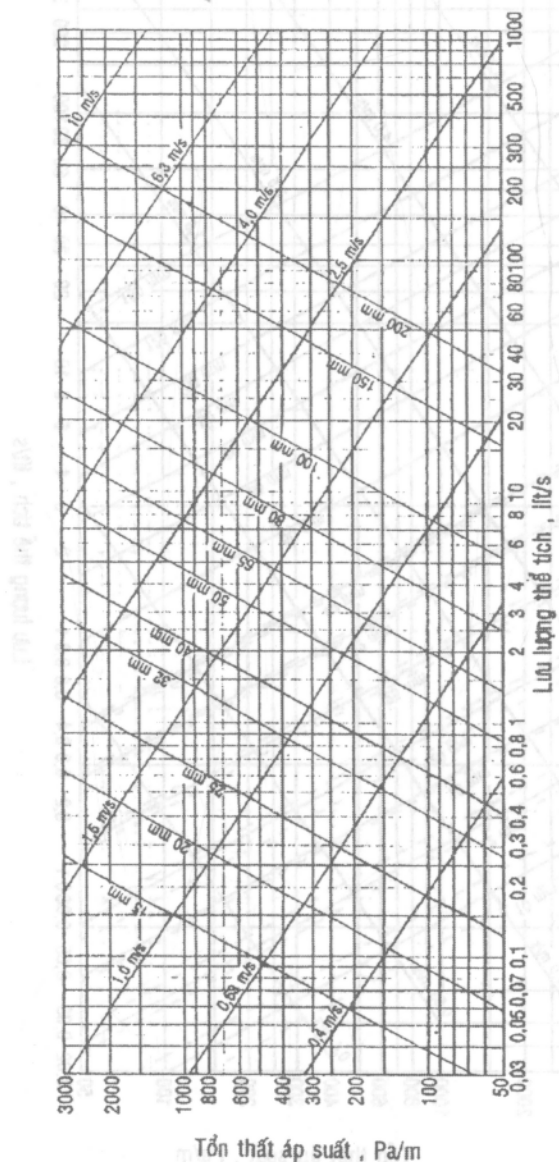
Hình 4.17. Tổn thất áp suất trong ống nước bằng thép đen loại Schedule 40.

Hình 4.18 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 4.17.



Hình 4-18. Tổn thất áp suất (Pa/m) trong các ống dẫn nước bằng đồng loại K, L và M.

Hình 4-19 trình bày đồ thị xác định tổn thất áp suất trong ống dẫn nước bằng plastic. Các loại đơn vị được dùng giống như các trường hợp đã nói ở trên. Trong các trường hợp này, khi xây dựng đồ thị, người ta lấy nhiệt độ của nước là 20°C .



Hình 4-19. Tổn thất áp suất trong các ống dẫn nước bằng plastic loại Schedule 40.

Trong hệ thống ống dẫn, ngoài các đoạn ống thẳng ta còn thấy các chi tiết khác như van, co, T, khớp nối, ..., ở mục 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 mục 2, thông thường người ta qui đổi mức độ tổn thất của các chi tiết đã nói thành chiều dài tương đương của một đoạn ống dẫn thẳng.

Bảng 4.13 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 4.14 - chiều dài tương đương của một số loại co (elbow) và T (tee). Các số liệu trong bảng 4.13 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 4.15. 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.

(Xem bảng các trang sau)

Bảng 4.13: Chiều dài tương đương 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	
<i>I_n</i>	<i>mm</i>						Mặt bích	Có ren
3/8	9,525	5,18	1,829	1,829	0,183	1,524	-	-
1/2	12,7	5,486	2,134	2,134	0,213	1,829	-	0,914
3/4	19,05	6,705	2,743	2,743	0,274	2,438	-	1,219
1	24,4	8,839	3,657	3,657	0,305	3,048	-	1,524
1 1/4	31,75	11,582	4,572	4,572	0,457	4,267	-	2,743
1 1/2	38,1	13,106	5,486	5,486	0,548	4,877	-	3,048
2	50,8	16,764	7,315	7,315	0,701	6,096	8,229	4,267
2 1/2	63,5	21,031	8,839	8,839	0,853	7,62	8,534	6,096
3	76,2	25,603	10,668	10,668	0,975	9,144	12,8	12,192
3 1/2	88,9	30,48	12,496	12,496	1,219	10,668	14,63	-
4	101,6	36,576	14,325	14,325	1,372	12,192	18,288	-
5	127	42,672	17,678	17,678	1,829	15,24	24,38	-
6	152,4	51,816	21,336	21,336	2,134	18,288	33,528	-
8	203,2	67,056	25,91	25,91	2,743	24,384	45,72	-
10	254	85,344	32	32	3,657	30,48	57,912	-
12	304,8	97,536	39,624	39,624	3,692	36,576	76,2	-
14	355,6	109,728	47,24	47,24	4,572	41,148	-	-
16	406,4	124,968	54,864	54,864	5,182	45,72	-	-
18	457,2	140,208	60,96	60,96	5,791	50,292	-	-
20	508	158,496	71,628	71,628	6,705	60,96	-	-
24	609,6	185,928	80,772	80,772	7,62	73,152	-	-

Bảng 4.14. Chiều dài tương đương 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 0,25	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	24,5	0,792	0,518	1,25	0,396	0,64	1,25	1,524	0,518	0,701	0,792
1 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 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 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	0,657	1,22	1,951	3,657	4,572	1,524	2,133	2,286
3 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 4.15. Chiều dài tương đương của một số loại cơ và T

Đường kính danh nghĩa của ống dẫn		d/D, Mở rộng đột ngột			d/D, co hẹp đột ngột			Ra	Vào	Ra	Vào	Ra	
		1/4	1/2	3/4	1/4	1/2	3/4						
													d - đường kính nhỏ D - đường kính lớn
In.	mm	d - đường kính nhỏ D - đường kính lớn			d - đường kính nhỏ D - đường kính lớn			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	0,244	0,457	0,244	0,457	0,335	
1/2	12,7	0,548	0,335	0,122	0,274	0,213	0,122	0,305	0,548	0,305	0,548	0,457	
3/4	19,05	0,762	0,457	0,152	0,366	0,305	0,152	0,427	0,853	0,427	0,853	0,67	
1	24,5	0,975	0,609	0,213	0,487	0,366	0,213	0,548	0,127	0,548	0,127	0,823	
1 1/4	31,75	1,432	0,914	0,305	0,701	0,548	0,305	0,792	1,615	0,792	1,615	1,28	
1 1/2	38,1	1,768	1,097	0,366	0,884	0,67	0,366	1,006	2,012	1,006	2,012	1,524	
2	50,8	2,438	1,463	0,488	1,22	0,914	0,488	1,341	2,743	1,341	2,743	2,073	
2 1/2	63,5		1,859	0,609	1,524	1,158	0,609	1,707	3,657	1,707	3,657	2,651	
3	76,2	3,05	2,438	0,792	1,981	1,493	0,792	2,194	4,267	2,194	4,267	3,353	
3 1/2	88,9	3,962	2,804	0,914	2,347	1,829	0,914	2,59	5,181	2,59	5,181	3,962	
4	101,6	4,572	3,353	1,158	2,743	2,072	1,158	3,048	6,096	3,048	6,096	4,877	
5	127	5,181	4,572	1,524	3,657	2,743	1,524	4,267	8,23	4,267	8,23	6,096	
6	152,4	7,315	6,705	1,829	4,372	3,353	1,829	5,791	10,058	5,791	10,058	7,62	
8	203,2	8,839	7,62	2,591	-	4,572	2,591	7,315	14,325	7,315	14,325	10,668	
10	254	-	9,753	3,353	-	6,096	3,353	8,839	18,288	8,839	18,288	14,02	
12	304,8	-	12,496	3,962	-	7,62	3,962	11,28	22,25	11,28	22,25	17,37	
14	355,6	-	-	4,877	-	-	4,877	13,716	26,21	13,716	26,21	20,117	
16	406,4	-	-	5,486	-	-	5,486	15,24	29,26	15,24	29,26	23,47	
18	457,2	-	-	6,096	-	-	6,096	17,678	35,05	17,678	35,05	27,43	
20	508	-	-	-	-	-	-	21,336	43,28	21,336	43,28	32,918	
24	609,6	-	-	-	-	-	-	25,298	49,68	25,298	49,68	39,624	

VII. CÁC VẤN ĐỀ CHUNG KHI GIA CÔNG LẮP ĐẶT ĐƯỜNG ỐNG

Ống nước không yêu cầu cao như ống dẫn môi chất lạnh. Tuy nhiên khi thiết kế phải chọn vật liệu làm ống cho phù hợp và ống dẫn nước cũng phải là ống thép liền. Chọn vật liệu làm ống theo bảng 4.2; 4.3

Khi tính toán chọn ống dẫn nước phải giả thiết tốc độ nước chuyển động trong ống thích hợp. Trong các tiêu chuẩn của Nga tốc độ của nước thường được quy định đến 2m/s, nước muối đến 1 m/s. Trong các tài liệu phương Tây như Anh, Mỹ tốc độ nước tùy thuộc vào từng ứng dụng cụ thể như đầu bơm, đầu hút, đầu đẩy, ống góp hồi, ống phân phối v.v...

Chọn hệ thống đường ống theo bài 4.2

Van và các phụ kiện đường ống phải đảm bảo chất lượng và phù hợp với yêu cầu, nhiệm vụ của nó. Mặt bích, mối hàn, nối ống và van không được lắp đặt nằm sâu trong tường, không được bố trí tay van quay xuống dưới, chỗ ống nối xuyên qua tường phải được chèn bằng vật liệu không cháy.

Các thiết bị phụ của hệ thống đường ống như: Bình giãn nở, phin lọc cặn, nhiệt kế áp kế, lỗ xả khí v.v... phải đảm bảo chất lượng, số lượng phục vụ cho lắp đặt.

Khi gia công lắp đặt phải có các biện pháp hạn chế sự giãn nở và sự co rút của đường ống. Trong phần III đã trình bày một số biện pháp xử lý các hiện tượng giãn nở và co rút đường ống này. Tiến hành treo đỡ hệ thống ống phải đảm bảo an toàn. Cơ cấu treo cần phải chịu được sức nặng của ống dẫn, lượng nước chuyển động trong ống v.v... Khi có hiện tượng giãn nở và co rút thì bề mặt ống có thể dịch chuyển được trên điểm tựa của cơ cấu treo. Khoảng cách các điểm tựa phải đều nhau không quá xa. Trong phần IV đã hướng dẫn các biện pháp treo đỡ ống và chống rung cho ống.

Khi ống nước phải vượt qua các đường giao thông, đường ống phải được đặt cao hơn 4,5m hoặc đặt ống dưới gầm cầu thang, thang máy, cầu trục nhưng phải có bảo vệ cho đường ống.

Chương 5

KHÁI NIỆM VỀ KHÔNG KHÍ

I. KHÔNG KHÍ KHÔ VÀ HƠI NƯỚC

1. Định nghĩa không khí ẩm

Không khí ẩm là hỗn hợp của không khí khô và hơi nước.

Không khí khô là hỗn hợp của các khí gồm: 78% khí N_2 , 21% khí O_2 1% là các khí còn lại như H_2O , CO_2 ...

Vì phân áp suất của hơi nước trong không khí ẩm nhỏ, nên hơi nước ở đây có thể coi là khí lý tưởng, vậy không khí ẩm có thể coi là hỗn hợp của các khí lý tưởng (không khí khô và hơi nước) và có tính chất sau:

2. Tính chất của không khí ẩm

Áp suất P của không khí ẩm bằng tổng phân áp suất của không khí khô p_k và của hơi nước p_h :

$$P = p_k + p_h$$

Nhiệt độ của không khí ẩm T bằng nhiệt độ của không khí khô T_k và của hơi nước T_h :

$$T = T_k = T_h$$

Thể tích của không khí ẩm V bằng thể tích của không khí khô V_k và của hơi nước V_h :

$$V = V_k + V_h$$

Khối lượng của không khí ẩm G bằng thể tích của không khí khô G_k và của hơi nước G_h :

$$G = G_k + G_h$$

Ở đây ta có thể dùng phương trình trạng thái của khí lý tưởng cho không khí ẩm, không khí khô và hơi nước.

II. CÁC LOẠI KHÔNG KHÍ ẨM

Trong không khí ẩm bao gồm không khí khô và hơi nước. Tùy thuộc vào lượng hơi nước ở trong không khí ẩm mà người ta phân không khí ẩm thành các loại sau:

1. Không khí ẩm bão hoà

Không khí ẩm trong đó chứa lượng nước lớn nhất $G_h = G_{hmax}$, tức là không khí ẩm bão hoà không thể nhận thêm một lượng hơi nước nào nữa. Hơi nước ở đây là hơi bão hoà khô.

2. Không khí ẩm quá bão hoà

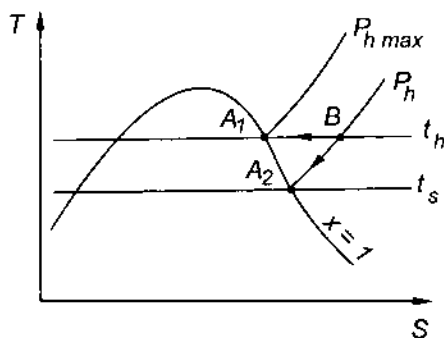
Không khí ẩm trong đó ngoài việc chứa lượng hơi nước thì sẽ có một lượng nước tương ứng ngưng tụ lại. Lúc này không khí ẩm trở nên quá bão hoà. Ví dụ, thời tiết có sương mù là lúc không khí ẩm đã quá bão hoà vì có chứa những giọt nước ngưng tụ. Hơi nước ở đây là hơi bão hoà ẩm.

3. Không khí ẩm chưa bão hoà

Không khí trong đó lượng hơi nước chưa đạt tới giá trị cực đại lớn nhất $G_h < G_{hmax}$, tức là không khí ẩm còn có thể nhận thêm một lượng hơi nước nữa để trở thành bão hoà. Hơi nước ở đây là quá trình nhiệt được biểu thị bằng điểm B (có t_h, P_h) trên đồ thị T - s của hơi nước hình 5-1. Ngoài ra cũng trên hình 5-1 các điểm $A_1 (t_h, P_{hmax})$, $A_2 (t_s, p_h)$ biểu thị trạng thái hơi nước bão hoà khô của không khí ẩm bão hoà.

Chúng ta nhận thấy muốn biến không khí ẩm chưa bão hoà thành không khí ẩm bão hoà có hai cách:

- Cách thứ nhất (theo đường B - A_1): giữ nguyên nhiệt độ hơi $t_h = \text{const}$, tăng áp suất của hơi nước từ p_h đến p_{hmax} (áp suất hơi lớn nhất này còn gọi là áp suất bão hoà). Nghĩa là ở đây không khí chưa bão hoà nhận thêm hơi nước đến khi trở thành bão hoà.



Hình 5-1. Đồ thị T - s của hơi nước

- Cách thứ hai (theo đường B - A₂) giữ nguyên áp suất của hơi không đổi $p_h = \text{const}$, giảm nhiệt độ của hơi nước (có nghĩa giảm nhiệt độ của không khí ẩm) từ t_h đến t_s . Nhiệt độ t_s gọi là nhiệt độ đọng sương. Nhiệt độ đọng sương là nhiệt độ tại đó khi làm mát đẳng áp ($p_h = \text{const}$) không khí ẩm chưa bão hoà trở thành không khí ẩm bão hoà. Trong thực tế, ví dụ về mùa đông khi nhiệt độ không khí đột ngột giảm xuống đến giá trị bằng hoặc nhỏ hơn nhiệt độ đọng sương, hơi nước trong không khí sẽ ngưng tụ lại thành sương mù.

Cần lưu ý rằng trạng thái không khí ẩm chưa bão hoà được xác định, ví dụ khi biết nhiệt độ của không khí ẩm ($t = t_h$) và phân áp suất của hơi nước p_h . Từ giá trị nhiệt độ t tra bảng nước sôi và hơi bão hoà khô nhiệt độ ta tìm được phân áp suất lớn nhất $p_{h\max}$, từ giá trị p_h tra bảng nước sôi và hơi bão hoà khô theo áp suất ta xác định được nhiệt độ đọng sương t_s . Tương tự có thể tìm $p_{h\max}$, t_s bằng đồ thị $t - s$.

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

1. Độ ẩm tuyệt đối

Độ ẩm tuyệt đối là khối lượng của hơi nước chứa trong 1 m³ không khí ẩm. Đây chính là khối lượng riêng của hơi nước trong không khí ẩm vì $V = V_h$.

$$\rho_h = \frac{G_h}{V} ; \text{kg/m}^3$$

Độ ẩm tuyệt đối không thể hiện được trạng thái hơi nước trong không khí ẩm (có nghĩa giúp chúng ta nhận biết các loại không khí ẩm) cho nên cần đưa ra một đại lượng khác gọi là độ ẩm tương đối.

2. Độ ẩm tương đối

Độ ẩm tương đối là tỷ giữa độ ẩm tuyệt đối của không khí ẩm chưa bão hoà ρ_h và độ ẩm tuyệt đối của không khí ẩm bão hoà $\rho_{h\max}$ ở cùng nhiệt độ. Giá trị φ tính theo phần trăm:

$$\varphi = \frac{\rho_h}{\rho_{h\max}}$$

Khi sử dụng phương trình trạng thái của khí lý tưởng cho hơi nước, ở đây ta có:

Với hơi nước trong không khí ẩm chưa bão hoà:

$$p_h V = G_h R_h T; \rho_h = \frac{G_h}{V} = \frac{p_h}{R_h T}$$

Với hơi nước trong không khí ẩm bão hoà

$$P_{h\max} V = G_{h\max} R_h T; \rho_{h\max} = \frac{G_{h\max}}{V} = \frac{P_{h\max}}{R_h T}$$

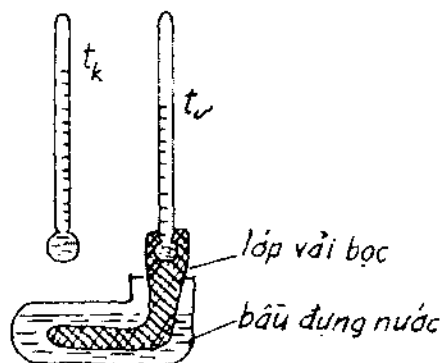
Lấy $\rho_h, \rho_{h\max}$ thế vào biểu thức tính φ ta có

$$\varphi = \frac{\rho_h}{\rho_{h\max}}$$

Vì $0 \leq P_h \leq P_{h\max}$ nên $0 \leq \varphi \leq 100\%$. Đối với không khí khô $\varphi = 0$, đối với không khí ẩm bão hoà $\varphi = 100\%$.

Độ ẩm tương đối là một đại lượng quan trọng không chỉ đối với kỹ thuật mà còn đối với cuộc sống của con người. Con người sẽ sống và làm việc tốt nhất với không khí có độ ẩm tương đối $\varphi = 40 \div 70\%$. Trong kỹ thuật bảo quản thực phẩm ở nhiệt độ từ 0°C đến 5°C , độ ẩm tương đối tốt nhất $\varphi = 90\%$. Trong kỹ thuật sấy khi dùng không khí làm môi chất sấy thì không khí càng có độ ẩm tương đối nhỏ càng tốt.

Dụng cụ đo độ ẩm tương đối gọi là ẩm kế. Ẩm kế thông dụng gồm hai nhiệt kế thuỷ ngân: nhiệt kế khô và nhiệt kế ướt. Nhiệt kế ướt khác nhiệt kế khô là bầu thuỷ ngân được bọc vải thấm ướt bằng nước. Nhiệt độ đo bằng nhiệt kế khô gọi là nhiệt độ khô t_k , còn gọi nhiệt độ đo bằng nhiệt kế ướt gọi là nhiệt độ ướt t_u hình 4 - 2. Hiệu số nhiệt độ khô và nhiệt độ ướt $\Delta t = t_k - t_u$ tỷ lệ với độ ẩm tương đối của không khí. Không khí càng khô Δt càng lớn, không khí ẩm bão hoà có $\Delta t = 0$ nghĩa là $t_k = t_u$. Biết giá trị Δt , nhờ bảng hay đồ thị ta xác định được φ . Ngoài ra nếu không khí ẩm bão hoà ta có $t_u = t_s$ (nhiệt độ đọng sương), còn nếu không khí ẩm chưa bão hoà $\varphi < 1$ thì $t_s < t_u$ nhưng không nhiều.



Hình 5-2. Ẩm kế khô - ướt

3. Độ chứa hơi

Độ chứa hơi là lượng hơi chứa trong không khí ẩm ứng với 1 kg không khí khô:

$$d = \frac{G_{h1}}{G_k}; \text{ kgh/kgk hoặc gh/ kgk}$$

Từ phương trình trạng thái của khí lý tưởng viết cho hơi nước và không khí khô, ta có:

$$G_h = \frac{p_h V}{R_h T}, \text{ và } G_k = \frac{p_k V}{R_k T}$$

Sau khi thế các giá trị trên vào biểu thức tính d ta có:

$$d = \frac{R_k p_h}{R_h p_k} = 0,622 \frac{p_{hv}}{P - p_{hv}}; \text{ kgh/kgk}$$

Khi $p_h = p_{\max}$ ta có $d = d_{\max}$. Vậy ta có biểu thức xác định độ chứa hơi lớn nhất:

$$d_{\max} = 0,622 \frac{p_{h\max}}{P - p_{h\max}}; \text{ kgh/ kgk}$$

4. Entanpi của không khí ẩm

Khi có 1 kg của không khí khô thì có d kg hơi nước và có (1 + d) kg không khí ẩm, vậy entanpi của (1 + d) kg không khí ẩm ứng với 1 kg không khí khô là:

$$I = i_k + di_k, [\text{kJ/ kgk}]$$

Entanpi của một kg không khí khô: $i_k = C_{pk}$, ở đây $C_{pk} = 1 \text{ kJ/kgK}$ vậy $i_k = t$. Nếu không khí ẩm ở trạng thái chưa bão hoà, hơi nước là hơi quá nhiệt và i_h là entanpi của 1 kg hơi quá nhiệt ở nhiệt độ t:

$$i_h = i'' + C_{ph} (t - t_s) \\ i_h = i' + r (t_s) + C_{ph} (t - t_s)$$

Ở đây:

t_s - nhiệt độ sôi ở áp suất p_h ;

C_{ph} - nhiệt dung riêng của hơi quá nhiệt; $C_{ph} = 1,93 [\text{kJ/kgK}]$;

$r(t_s)$ - nhiệt hoá hơi ở nhiệt độ t_s . Để đơn giản Molier coi:

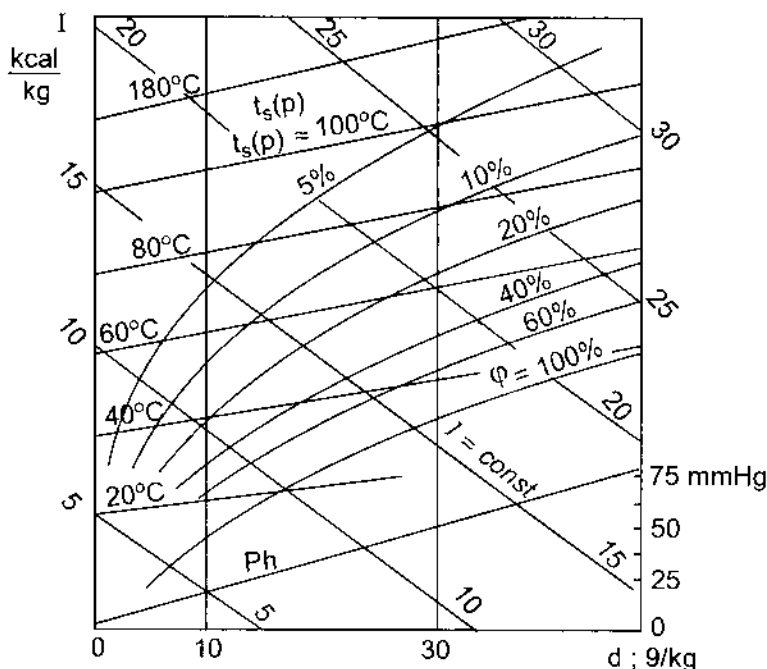
$$i' + r(t_s) \approx r(t_s = 0^\circ\text{C}) = 2500 [\text{kJ/kg}]$$

Vậy entanpi i_h :

$$I = t + d(2500 + 1,93.t), [\text{kJ/kgk}]$$

5. Đồ thị $i - d$ của không khí ẩm

Để giải các bài toán đến từ không khí ẩm tức là xác định các thông số (đại lượng đặc trưng) của không khí ẩm chúng ta có thể dùng các công thức ở trên cùng với đồ thị hoặc bảng hơi nước, nhưng thuận tiện hơn cả là sử dụng đồ thị $i - d$ do Molier lập ra đầu tiên (hình 5 - 3).



Hình 5- 3. Đồ thị $i - d$ của không khí ẩm

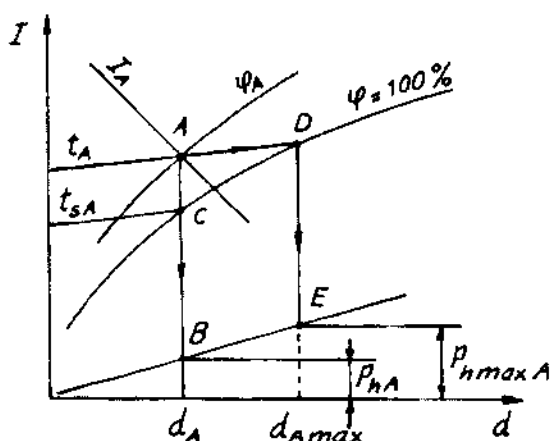
Ở đây trục tung entanpi của không khí ẩm i (kJ/kgk) hoặc (kcal/kgk), trục hoành là độ chứa hơi d (g/kgk). Trục i và d không vuông góc với nhau mà tạo với nhau một góc 135° , làm như vậy để dễ biểu diễn các đường. Với cách cấu tạo trên, ta có các đường biểu diễn như sau:

- Đường $i = \text{const}$ là đường thẳng nghiêng với góc 135° ;
- Đường $d = \text{const}$ là đường thẳng đứng;
- Đường $t = \text{const}$ trong vùng không khí ẩm chưa bão hoà là các đường thẳng, vì ở nhiệt độ không đổi. Khi $p_h = p$ (áp suất của không khí ẩm ví dụ bằng 745 mmHg), nhiệt độ đọng sương lúc này $t_x(P) \approx 100^\circ\text{C}$ và được vẽ bằng đường nét đậm.
- Đường $\varphi = \text{const}$ trong vùng không khí ẩm chưa bão hoà ở nhiệt độ $t < t_s(p)$ là các đường cong có bề lồi hướng lên phía trên, trong vùng nhiệt độ $t > t_s(p)$ là

các đường thẳng đi lên. Đường $\varphi = 100\%$ chia đồ thị $I - d$ thành hai vùng phía dưới là không khí ẩm quá bão hoà.

- Đường phân áp suất hơi nước $p_h(d)$ là đường thẳng nghiêng được vẽ từ quan hệ $d = f(p_h)$. Đơn vị đo của p_h là mm Hg.

Trạng thái của không khí ẩm được xác định khi biết hai trong các thông số $I, d, t, \varphi, \dots$ Khi đã xác định trạng thái của không khí ẩm trên đồ thị $I - d$ ta có thể xác định được trạng thái của không khí ẩm được xác định bằng điểm A (hình 4 - 4) là giao điểm của $t_A =$ và φ_A . Từ đó ta tìm được I_A, d_A . Muốn tìm phân áp suất của hơi nước ta kẻ đường $d_A = \text{const}$ cắt đường $p_h(d)$ tại B từ đó tìm được p_{hA} . Tương tự cũng theo đường $t_A = \text{const}$ cắt đường $\varphi = 100\%$ tại D từ đó tìm được d_{Amax} và theo đường $d_{Amax} = \text{const}$ cắt đường $p_h(d)$ tại E tìm được p_{hmax} .



Hình 5-4. Xác định trạng thái của không khí ẩm

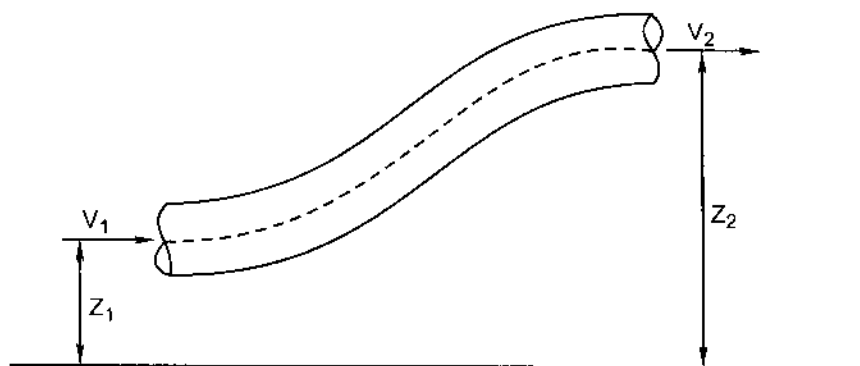
Chương 6

KHÍ ĐỘNG HỌC

I. PHƯƠNG TRÌNH BERNOULLI VÀ CÁC LOẠI ÁP SUẤT TRONG ỐNG DẪN

1. Phương trình Bernoulli

Khảo sát dòng không khí chuyển động bên trong ống dẫn ở hình 6.1



Hình 6-1. Không khí chuyển động trong ống

Trên hình 6.1 nếu không tính đến tổn thất áp suất thì phương trình Bernoulli có dạng như sau:

$$p_1 + \frac{\gamma}{2g} V^2 + \gamma \cdot z = \text{const} \quad 6.1$$

Trong đó:

p_1 - áp suất tĩnh (static pressure), mmH₂O

γ - trọng lượng riêng của không khí, kgf/m³

g - gia tốc trọng trường, $g = 9,8 \text{ m/s}^2$

V - vận tốc chuyển động của không khí trong ống dẫn, m/s

z - độ cao tính từ mặt phẳng qui chuẩn, m

Trong thực tế, ảnh hưởng của sự thay đổi độ cao z không đáng kể, do vậy có thể bỏ qua thành phần γz trong công thức (6.1). Thành phần $\frac{\gamma}{2g}V^2$ trong công thức (6.1) được gọi là áp suất động (Velocity Pressure). Tổng của áp suất tĩnh p_i và áp suất động p_d được gọi là áp suất tổng p (Total Pressure), ta có:

$$p = p_i + p_d \quad (6.2)$$

Thực tế chỉ ra rằng, 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: ma sát giữa không khí và thành ống dẫn, tổn thất 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 ứng với 2 tiết diện bất kỳ nào đó có dạng như sau:

$$p_{i1} + \frac{\gamma}{2g}V_1^2 = p_{i2} + \frac{\gamma}{2g}V_2^2 + \Delta p \quad (6.3)$$

Ở đây:

Δp - áp tổn thất áp suất giữa 2 tiết diện đang khảo sát.

Nếu chọn trọng lượng riêng của không khí là $1,2 \text{ kgf/m}^3$, thì áp suất động có thể được viết cụ thể như sau:

$$p_d + \frac{\gamma}{2g}V^2 = \frac{1,2}{2,9,8}V^2 = \left(\frac{V}{4,04}\right)^2, \text{ mmH}_2\text{O} \quad (6.4)$$

2. Các loại áp suất

Như vậy, từ việc khảo sát phương trình Bernoulli, ta đã lần lượt đề cập đến 3 loại áp suất khác nhau, cần phân biệt rõ 3 loại áp suất này:

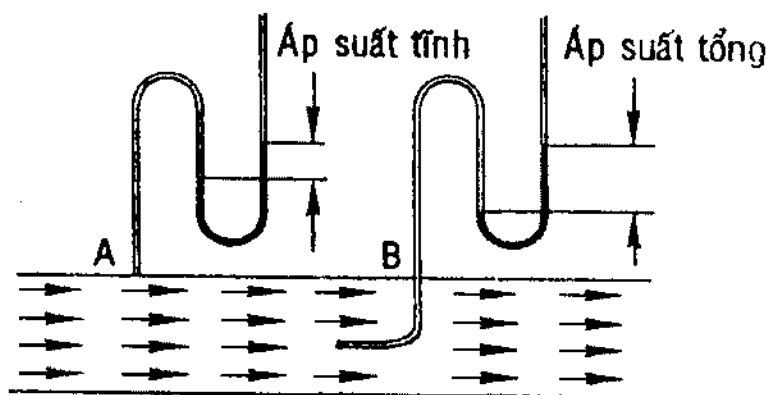
- **Áp suất động:** Từ công thức (6.4), ta thấy áp suất động là áp suất có khả năng tạo nên dòng chảy với vận tốc tương đương là V . Nói một cách khác, năng lượng tương ứng với giá trị áp suất động đang khảo sát sẽ được biến đổi toàn bộ thành động năng. Hướng tác động của áp suất động là hướng chuyển động của dòng không khí.

- **Áp suất tĩnh:** 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.

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.

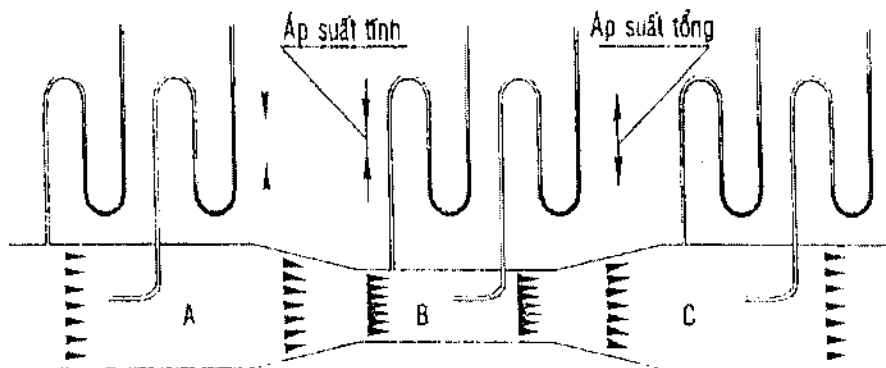
Hình 6.2 trình bày phương pháp đo áp suất tĩnh và áp suất tổng.



Hình 6-2. Đo áp suất

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 6.2), 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 6.2) và thẳng góc với ống dẫn, vị trí này đảm bảo chỉ ghi nhận sự tác động của áp suất tĩnh.

Để khảo sát sự chuyển đổi qua lại giữa áp suất tĩnh và áp suất động, cần phải nghiên cứu ống dẫn không khí ở hình 6.3.



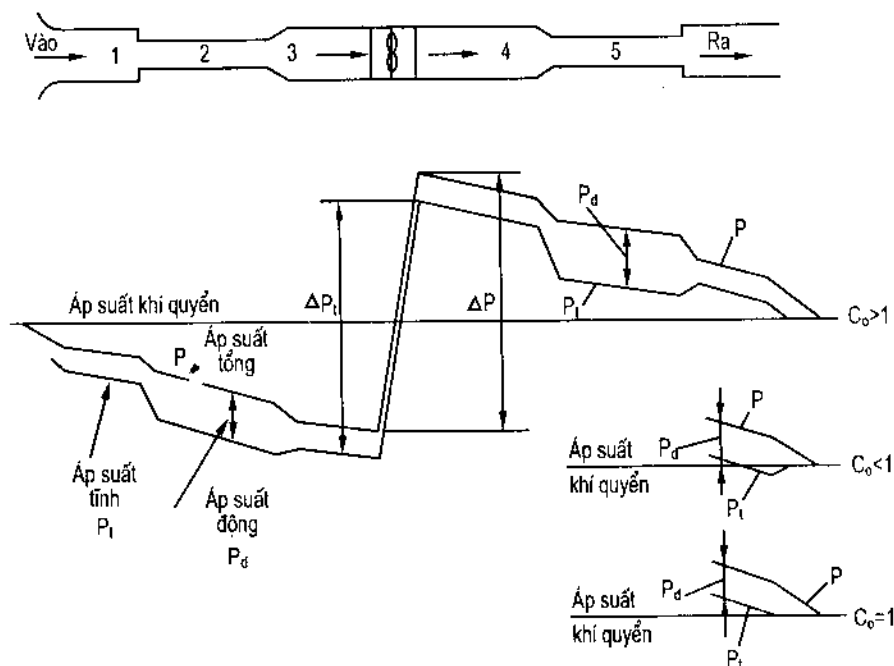
Hình 6-3. Sự thay đổi qua lại giữa áp suất tĩnh và áp suất tổng

Trong trường hợp ở hình 6-3, giả sử ta bỏ qua tổn thất áp suất do ma sát, lúc đó áp suất tổng tại mọi vị trí (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 6.3, 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.

II. 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. Các ống dẫn không khí, do nhiều yêu cầu khác nhau, thường có tiết diện thay đổi, có lúc mở rộng, có lúc thu hẹp. Để nắm được qui luật biến đổi của các loại áp suất đã nói, có thể dùng ví dụ ở hình 6-4 để làm đối tượng khảo sát.



Hình 6-4. Sự biến đổi của các loại áp suất

Từ sơ đồ ta có một số nhận xét 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 truyền động của không khí không thay đổi, tức là áp suất động cũng không 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 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 nhỏ 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 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 động thành áp suất tĩnh. Sự gia tăng áp suất tĩnh thông thường được gọi là sự phục hồi áp suất tĩnh.

- 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 6.4 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.

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 năng lượng thực sự cần thiết cho hệ thống để duy trì dòng không khí chuyển động ở chế độ đã 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 có thể có giá trị âm (so với áp suất khí quyển).

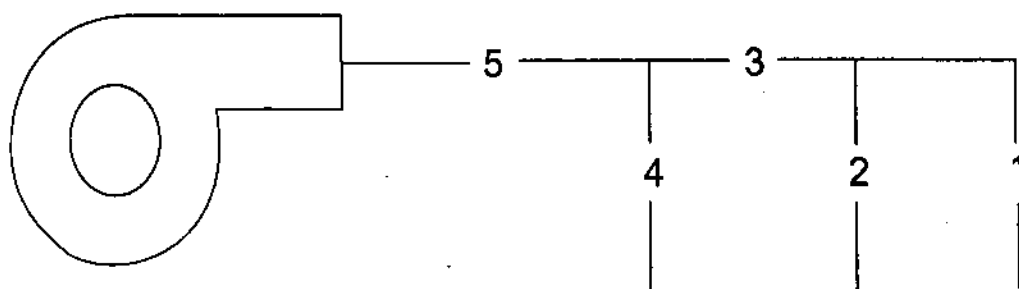
Trên hình 6-4, giá trị Δp biểu thị cho toàn bộ trở lực trong hệ thống. Vì nguồn động lực tạo chuyển động cho không khí ở hình 6.4 là quạt hướng trục cho nên tốc độ không khí ở đầu vào và đầu ra của quạt tương đương nhau, do vậy ta có thể viết:

$$\Delta p = \Delta p_i$$

Nếu quạt ly tâm được dùng thì rõ ràng $\Delta p \approx \Delta p_i$, lý do là vì tiết diện miệng hút và 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_i là tổn thất áp suất tĩnh của hệ thống.

III. 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 6-5 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 6-5. Hệ thống ống dẫn với 3 miệng thổi

Để thỏa mãn điều kiện cân bằng áp suất cho hệ thống, cần phải bảo đảm thực hiện các phương trình sau:

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 \quad (6.5a)$$

$$\Delta p_4 = \Delta p_3 + \Delta p_1 \quad (6.5b)$$

$$\Delta p_4 = \Delta p_3 + \Delta p_2 \quad (6.5c)$$

Từ sơ đồ ta có một số nhận xét 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 truyền động của không khí không thay đổi, tức là áp suất động cũng không 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 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 nhỏ 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 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 động thành áp suất tĩnh. Sự gia tăng áp suất tĩnh thông thường được gọi là sự phục hồi áp suất tĩnh.

- 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_0 là hệ số tổn thất ở cửa ra thì C_0 có thể lớn hơn 1, nhỏ hơn 1 hay bằng 1. Hình 6.4 trình bày một số trường hợp thay đổi áp suất tổng và áp suất tĩnh ở cửa ra ứng với các giá trị C_0 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.

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 năng lượng thực sự cần thiết cho hệ thống để duy trì dòng không khí chuyển động ở chế độ đã định.

hay

$$p = \Delta p_5 + \Delta p_3 + \Delta p_1 \quad (6.6a)$$

$$\Delta p = \Delta p_5 + \Delta p_3 + P_2 \quad (6.6b)$$

$$p = \Delta p_5 + \Delta p_4 \quad (6.6c)$$

Trong đó:

Δp_1 - tổn thất áp suất tổng của đoạn ống ứng với tiết diện i :

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 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. Cần lưu ý, khái niệm cân bằng áp suất mà ta đang đề cập chính là sự cân bằng áp suất ở các nhánh ứng với lưu lượng không khí mong muốn ở mỗi nhánh.

IV. HIỆU ỨNG ỐNG KHÓI

1. Khái niệm

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 mật 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 qui chuẩn.

2. Công thức xác định

Ở điều kiện áp suất khí quyển tiêu chuẩn, ta có công thức sau:

$$\Delta p = k_s \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_i} \right) h \quad (6.7)$$

Ở đây: Δp - độ chênh lệch áp suất, Pa;

k_s - hệ số, có giá trị là 3460 ;

T_0 - nhiệt độ tuyệt đối của không khí ở ngoài trời, $^{\circ}\text{K}$;

T_i - nhiệt độ tuyệt đối của không khí trong tòa nhà, $^{\circ}\text{K}$

h - khoảng cách tính từ mặt phẳng qui chuẩn, m.

Ví dụ, nếu chiều cao tòa nhà là 60 m, nhiệt độ không khí bên ngoài 30°C , nhiệt độ không khí bên trong 24°C , mặt phẳng qui chuẩn được chọn ở giữa tòa nhà (tính theo độ cao), lúc đó ta tính được $\Delta p = 6,92\text{Pa}$. 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 6,92 Pa.

Trong điều kiện Việt 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.

V. CÁC LOẠI TỔN THẤT ÁP SUẤT

1. 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 và chiều dài của ống dẫn, độ nhám của bề mặt bên trong ống dẫn. Thông thường, trong thực tế, người ta tính toán độ tổn thất áp suất do ma sát Δp_{ms} bằng cách tra các loại đồ thị tương ứng được xây dựng sẵn. Tuy vậy, có thể biểu diễn mối quan hệ giữa Δp_{ms} và các thông số khác bằng công thức sau:

$$\Delta p_{ms} = \lambda \frac{l \gamma}{d \cdot 2g} V^2 \quad (6.8)$$

Trong đó:

Δp_{ms} - tổn thất áp suất do ma sát, mmH₂O;

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 ống dẫn.

Trong hệ thống đơn vị Anh - Mỹ, mối quan hệ giữa các yếu tố nói trên được mô tả ở dạng tương tự như sau:

$$\Delta p_{ms} = 0,03 f_1 \left(\frac{1}{d^{1,22}} \right) \left(\frac{V}{1000} \right)^{1,82}$$

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 tiết diện chữ nhật, in;

V - tốc độ không khí chuyển động trong ống, 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:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{R_e}}, \text{ khi } R_e < 10^5$$

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 \cdot R_e^{-0,237}, \text{ khi } R_e > 10^5$$

Đối với các ống mà bề mặt bên trong hơi nhám:

$$\lambda = \frac{1}{\left[1,81 \log \frac{R_e}{R_e \cdot \frac{k_1}{d} + 7} \right]^2}$$

Ở đây $R_e = \frac{V \cdot d}{\nu}$ - tiêu chuẩn Reynolds;

ν - hệ số độ 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 trong bảng 6.2

Bảng 6.2

Loại ống	$k_1 \cdot 10^3, \text{ mm}$
Kéo liền	$0 \div 0,2$
Mới, sạch	$3 \div 10$
Không bị rỉ	$6 \div 20$
Tráng kẽm, mới	$10 \div 30$

Trong trường hợp ống dẫn không khí làm bằng polyetilen và vinylplast ta có:

$$\lambda = \frac{0,323}{d^{0,07} \cdot R_c^{0,25}}, \text{ đối với polyetilen} \quad (6.13)$$

$$\lambda = d^{0,01} \frac{0,39}{R_c^{0,25}}, \text{ đối với vinylplast} \quad (6.14)$$

2. Tổn thất áp suất do chuyển đổi hướng, rẽ nhánh hoặc thay đổi tiết diện ống

Khi dòng khí chuyển động trong ống dẫn 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 thay đổi tiết diện ống dẫn cũng đưa đến sự sụt giảm áp suất tổng.

Trong phần này, ta gọi trở lực cục bộ là nguyên nhân gây ra các tổn thất ở những trường hợp đã nêu trên,... Rõ ràng tổn thất áp suất do trở lực cục bộ lớn hơn tổn thất áp suất do ma sát. 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 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 nói ở trên, việc xác định tổn thất áp suất do ma sát thông thường được tiến hành trên 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 đoạn dài qui định của ống, 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 nói 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:

$$\Delta p_{cb} = \beta \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot V^2 \quad (6.15)$$

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 nêu ở trên.

Khi so sánh công thức (6.8) với (6.15), ta rút ra được:

$$l = \frac{\beta \cdot d}{\lambda} \quad (6.16)$$

Trong trường hợp này l được hiểu là chiều dài tương đương như đã đề cập ở trên, ta thường dùng ký hiệu l_d .

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 qui luật biến đổi phức tạp hơn.

Gọi β_T và β_S lần lượt là hệ số β trong công thức (6.15) ứng với trường hợp tổn thất áp suất tổng Δp và áp suất tĩnh Δp_t .

$$\text{Ta có: } \beta_T = \beta_S + 1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2 \quad (6.17)$$

Ở đây V_1 và V_2 là tốc độ của không khí vào và ra khỏi những đoạn ống có trở lực cục bộ.

Cần lưu ý, các tài liệu gần đây có xu hướng xác định tổn thất áp suất cục bộ bằng cách trình bày cụ thể các giá trị β ở mỗi trường hợp thay cho chiều dài tương đương.

Chương 7

QUẠT

I. KHÁI NIỆM VÀ CÁC THÔNG SỐ VỀ QUẠT

1. Khái niệm

Trong các hệ thống điều hòa không khí, quạt là phương tiện dùng để tạo nên dòng không khí chuyển động nhằm phục vụ cho các yêu cầu kỹ thuật ở các thiết bị và chi tiết có liên quan đến không khí như. Dàn ngưng tụ, dàn bay hơi, đường ống cấp gió và thải gió, đường gió hồi, ...

Về nguyên tắc, quạt sẽ chuyển đổi cơ năng nhận được ở trục thành độ gia tăng áp suất tổng để làm cho không khí di chuyển. Như ta biết, với một quạt cụ thể và ở một tốc độ cố định 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 dòng không khí đi qua quạt có thể có nhiều trị số khác nhau, điều này hoàn toàn 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.

2. Các thông số của quạt

2.1. Không khí ở trạng thái tiêu chuẩn

Là không khí ở điều kiện áp suất 760mmHg, nhiệt độ 293⁰K và độ ẩm tương đối 50%. Ở trạng thái này khối lượng riêng của không khí khoảng 1,2kg/m³.

2.2. Tỷ số nén

Nếu gọi: p_r - áp suất tuyệt đối của không khí ở đầu ra của quạt.

p_v - áp suất tuyệt đối của không khí ở đầu vào của quạt.

Ta định nghĩa tỉ số nén của quạt như sau:

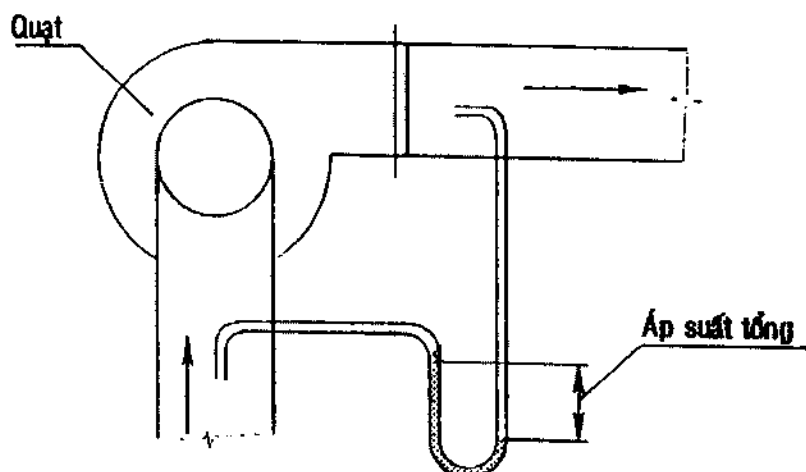
$$R = \frac{p_r}{p_v} \quad (7.1)$$

Theo đó quạt được xem là thiết bị dùng để vận chuyển không khí với tỉ số nén R không lớn hơn 1,07.

Nếu xét ở trạng thái không khí tiêu chuẩn, điều kiện nói trên tương ứng với độ chênh lệch áp suất của không khí ở đầu ra và đầu vào của quạt nhỏ hơn $60\text{mmH}_2\text{O}$. Thông thường các loại quạt được sử dụng trong phạm vi thông gió, sưởi ấm và điều hòa không khí có độ chênh lệch áp suất không vượt quá $250 + 300\text{mmH}_2\text{O}$.

2.3. Áp suất tổng của quạt

Là độ chênh lệch áp suất tổng giữa đầu ra và đầu vào của quạt. Ta hiểu áp suất tổng của quạt như là thông số thể hiện sự gia tăng mức năng lượng khi dòng không khí tiếp nhận lượng cơ năng từ quạt. Hình 7-1 dưới đây trình bày cách xác định áp suất tổng p_t của quạt.



Hình 7-1. Xác định áp suất tổng p_t của quạt.

2.4. Áp suất động của quạt

Là áp suất có liên quan với tốc độ của không khí ở đầu ra của quạt. Về mặt trị số, áp suất động được xác định thông qua áp suất tổng và tĩnh, và là hiệu số của 2 giá trị này. Ở điều kiện không khí tiêu chuẩn, có thể xác định áp suất động p_{td} của quạt bằng công thức sau:

$$p_{td} = \left(\frac{V}{4,04} \right)^2 \quad (7.2)$$

Ở đây: V- tốc độ trung bình của không khí ở đầu ra của quạt, m/s.

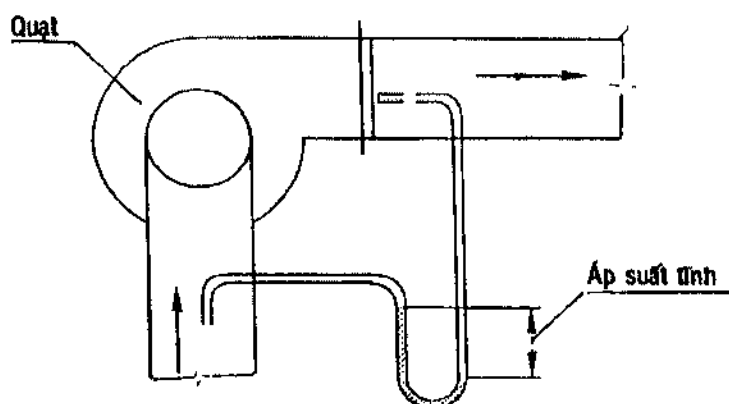
p_{fd} - áp suất động của quạt, mmH_2O .

2.5. Áp suất tĩnh của quạt

Gọi p_{ft} là áp suất tĩnh của quạt, ta có:

$$p_{ft} = p_r + p_{fd} \quad (7.3)$$

Hình 7-2 trình bày cách xác định áp suất tĩnh của quạt.



Hình 7-2. Xác định áp suất tĩnh p_{ft} của quạt

Từ định nghĩa áp suất tổng của quạt p_r ta có thể viết.

$$p_r = p_{fr} + p_{fv}$$

Từ đó:
$$p_{ft} = p_{fr} - p_{fv} - p_{fd}$$

$$p_{ft} = p_{fr} - p_{fv} - (p_{fr} + p_{fr})$$

$$p_{ft} = p_{fr} - p_{fv} \quad (7.4)$$

Trong đó ta ký hiệu:

$p_{fr} + p_{fv}$ - áp suất tổng tại đầu ra và đầu vào của quạt.

p_{fr} - áp suất tĩnh tại đầu ra của quạt.

Từ công thức (7.4), 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.

2.6. 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 nói hoàn toàn có tính chất lý thuyết (xem hình 7.23).

2.7. 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 :

$$P = \frac{QP_f}{3600.102} \quad (7.5)$$

Ở đây:

P - công suất lý thuyết của quạt, kW.

Q - lưu lượng thể tích của quạt, m³/h.

p_f - áp suất tổng của quạt, kg/m².

Trong thực tế luôn luôn tồn tại các tổn thất do đó 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, η_f là hiệu suất toàn phần của quạt.

Ta có thể tính hiệu suất η_f như sau:

$$\eta_f = \frac{P}{N} = \frac{QP_f}{3600.102.N} \quad (7.6)$$

Tương tự, có thể tính hiệu suất tĩnh η_t của quạt bằng công thức sau:

$$\eta_t = \frac{Qp_t}{3600.102.N} \quad (7.7)$$

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.

2.8. Phạm vi hoạt động của quạt

Về nguyên tắc, quạt có thể vận hành ở rất 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 qui định. Ta gọi các giá trị áp suất và lưu lượng hoạt động có hiệu quả của quạt là phạm vi hoạt động của quạt.

II. 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.

Gọi:

n - tốc độ quay của quạt, vòng/phút.

Q - lưu lượng thể tích của quạt, m^3/h .

P_n - áp suất tĩnh của quạt kG/m^2 .

D - đường kính ngoài cùng phần rotor của quạt, mm .

N - công suất thực tế của quạt, kW .

P - khối lượng riêng của không khí, kg/m^3

1. Tốc độ quạt thay đổi

Khi tốc độ của quạt thay đổi, khối lượng riêng của không khí không biến đổi và các khảo sát được tiến hành trên một hệ thống cụ thể nào đó.

- Quan hệ giữa tốc độ và lưu lượng:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{n_1}{n_2} \quad (7.7)$$

- Quan hệ giữa tốc độ và áp suất:

$$\frac{P_{n1}}{P_{n2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (7.9)$$

- Quan hệ giữa tốc độ và công suất:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (7.10)$$

2. Khối lượng riêng không khí thay đổi

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 :

$$Q_1 = Q_2 \quad (7.11)$$

- 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 :

$$\frac{P_{\#1}}{P_{\#2}} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (7.12)$$

- 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:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (7.13)$$

3. Tốc độ quạt và khối lượng riêng không khí thay đổi

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 (7.14) dưới đây:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (7.14)$$

4. Tốc độ vòng quay của quạt thay đổi

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:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{P_{\#1}}{P_{\#2}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad (7.15)$$

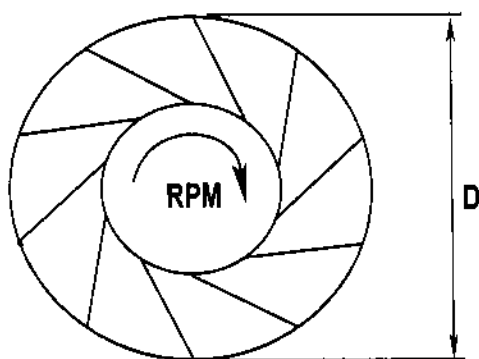
$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^2 \quad (7.16)$$

5. Kích thước D của quạt thay đổi

a. 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 nói rõ thêm một số thuật ngữ khác. Ta gọi tốc độ tiếp tuyến với vành ngoài của rotor (tip speed - hình 7-3) là giá trị được tính bởi công thức sau:

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad (7.17)$$



Hình 7-3. Biểu diễn tốc độ tiếp tuyến với vành ngoài của rotor

Trong khi đó, 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 :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (7.18)$$

$$P_{f1} = P_{f2} \quad (7.19)$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (7.20)$$

b. 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:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (7.21)$$

$$\frac{P_{f1}}{P_{f2}} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (7.22)$$

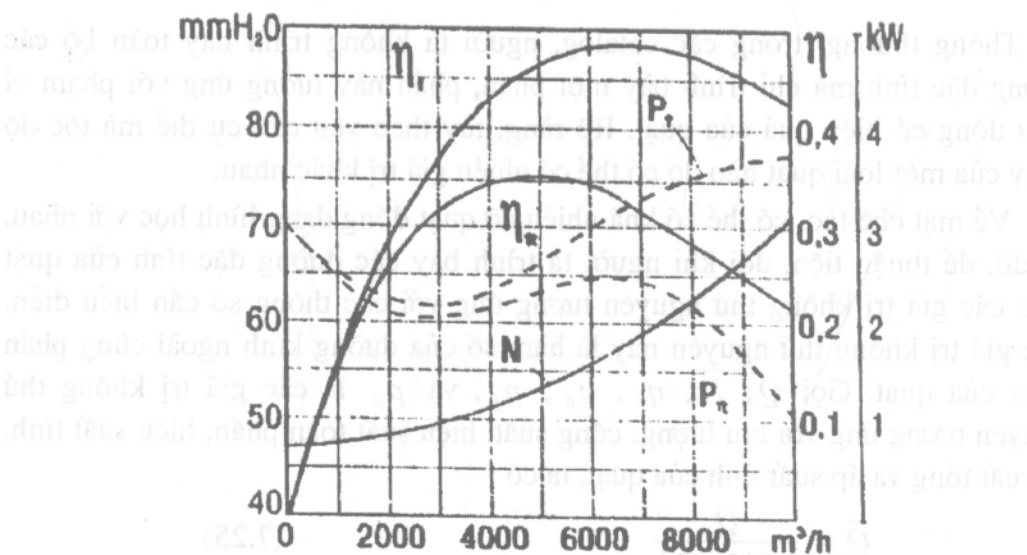
$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad (7.23)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \quad (7.24)$$

III. CÁC ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA QUẠT

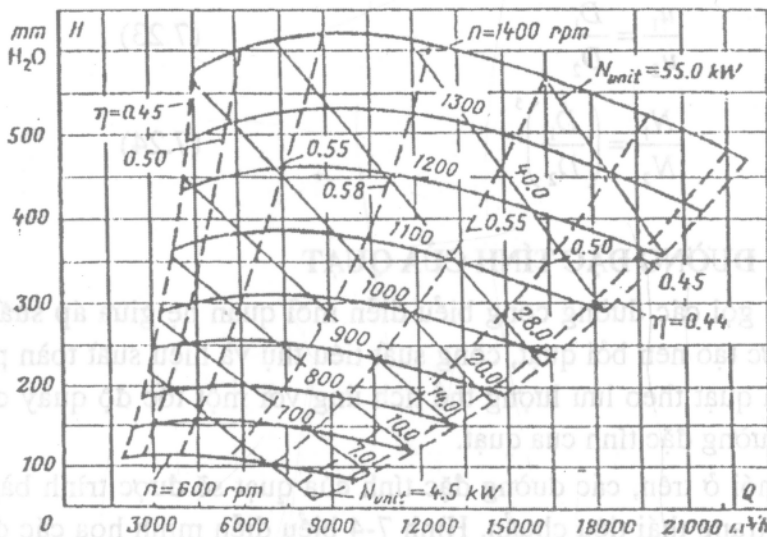
Người ta gọi các đường cong biểu diễn mối quan hệ giữa áp suất tổng, áp suất tĩnh được tạo nên bởi quạt, công suất tiêu thụ và hiệu suất toàn phần, hiệu suất tĩnh của quạt theo lưu lượng thể tích ứng với một tốc độ quay cụ thể của quạt là các đường đặc tính của quạt.

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 7-4 biểu diễn minh họa các đường đặc tính của một quạt cụ thể nào đó ứng với tốc độ quay của quạt $n = \text{const}$.



Hình 7-4. Các đường đặc tính của quạt

Trong trường hợp n biến đổi, sự thay đổi các thông số cơ bản của quạt sẽ được trình bày ở hình 7-5. 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 $0,9 \eta_{\text{fmax}}$.



Hình 7-5. Các thông số cơ bản của quạt

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 chế tạo, có thể có khá 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 $\bar{Q}$, $\bar{N}$, η_f , η_{tt} , p_f , và p_{tt} là các giá trị không thứ nguyên tương ứng với lưu lượng, công suất, hiệu suất toàn phần, hiệu suất tĩnh, áp suất tổng và áp suất tĩnh của quạt, ta có :

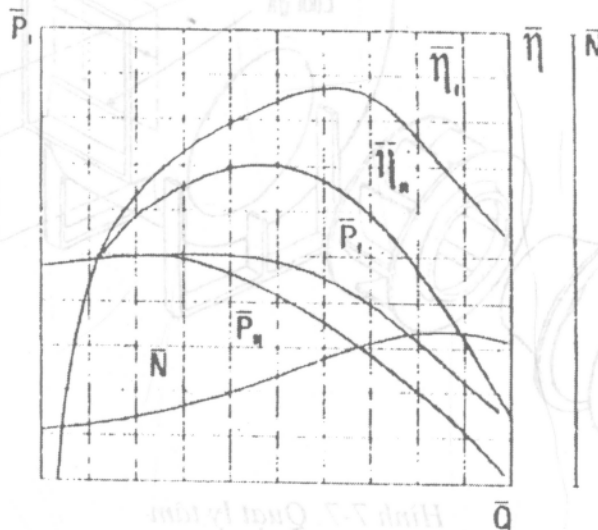
$$\bar{Q} = \frac{Q}{0,785 \cdot u \cdot D^2} \quad (7.25)$$

$$\bar{N} = \frac{N}{0,785 \cdot \rho \cdot u^3 \cdot D^2} \quad (7.26)$$

$$\frac{p_f}{\rho \cdot u^2} = \frac{p_f}{u^2} \quad (7.27)$$

$$\frac{p_{fj}}{u^2} = \frac{p_{fj}}{u^2} \quad (7.28)$$

$$\bar{\eta} = \eta \quad (7.29)$$



Hình 7-6. Các đường đặc tính không thứ nguyên

Hình 7-6 trình bày đồ thị biểu diễn các đường đặc tính không thứ nguyên của quạt.

IV. PHÂN LOẠI QUẠT

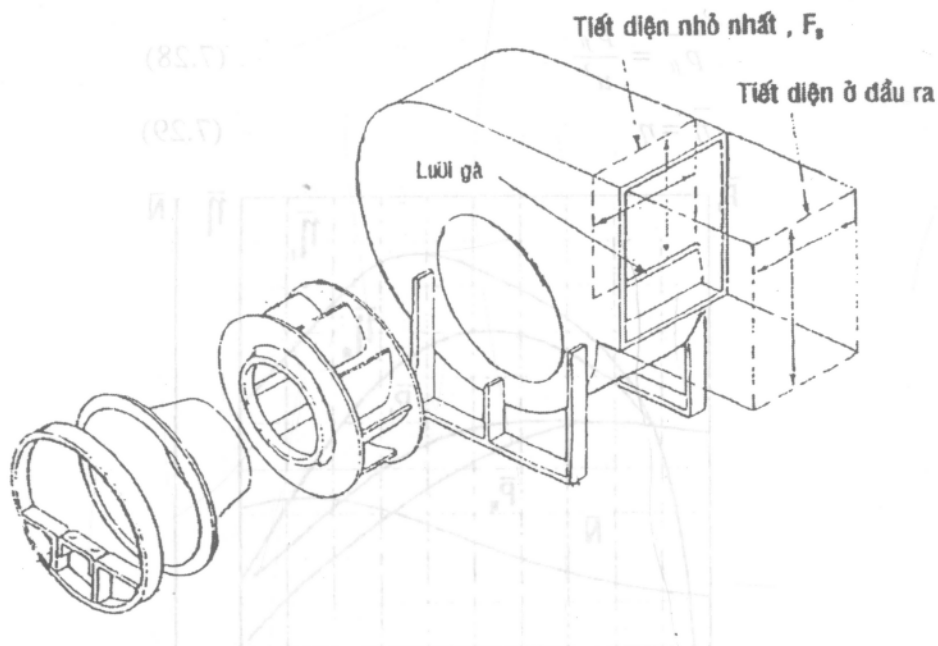
Nói chung có thể chia quạt ra làm hai loại: quạt ly tâm và quạt hướng trục. Ở quạt ly tâm, dòng chuyển động của không khí có xu hướng tiếp tuyến với phần rotor của quạt. Trong khi đó, ở quạt hướng trục dòng không khí song song với trục quay của quạt.

Hình 7-7 và 7-8 minh họa một số nét đặc trưng của quạt ly tâm và quạt hướng trục.

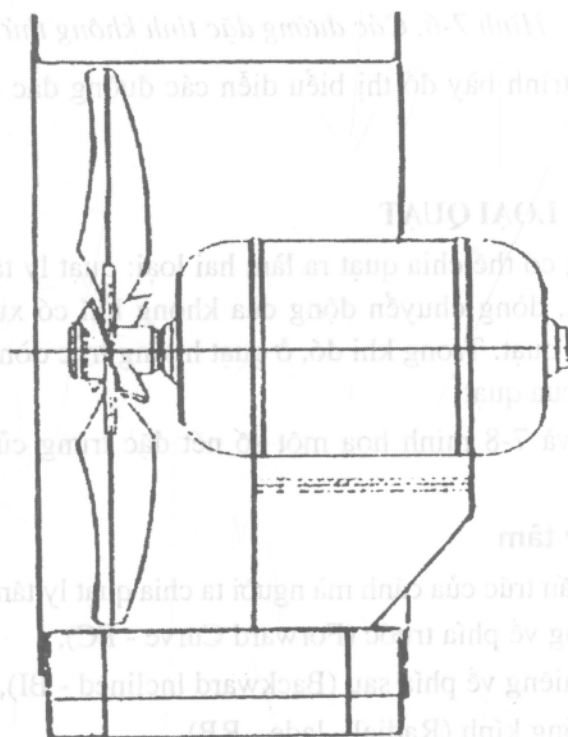
1. Quạt ly tâm

Tùy theo cấu trúc 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 - lade - RB),
- Ly tâm dạng ống (Tubular Centrifugal - TC).



Hình 7-7. Quạt ly tâm

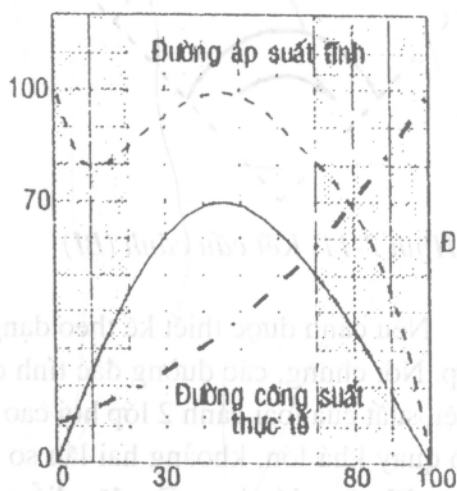
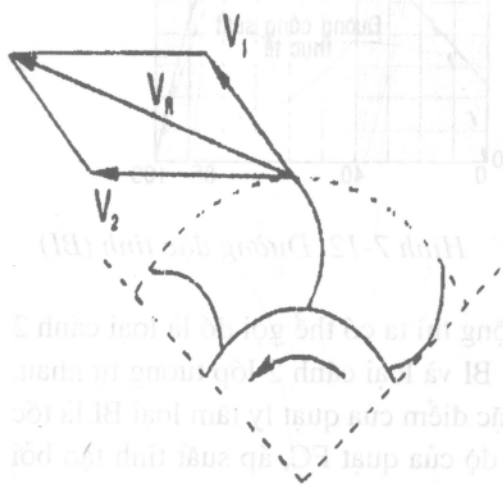


Hình 7-8. Quạt hướng trực

1.1. Quạt ly tâm có cánh cong về phía trước (FC)

Hình 7-9 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 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.



Hình 7-9. Kết cấu cánh (FC)

Hình 7-10. Đường đặc tính (FC)

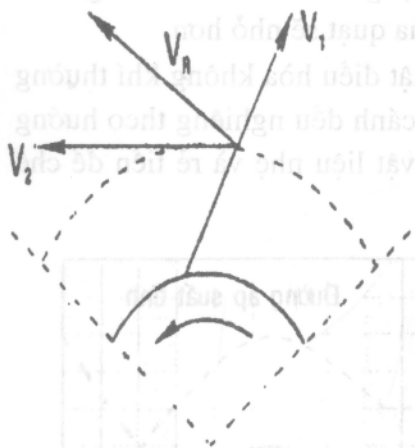
Các đường đặc tính cơ bản của quạt loại FC được trình bày ở hình 7-10. Từ hình vẽ, ta thấy vùng làm việc điển hình của loại quạt này nằm trong khoảng từ 30% đến 80% so với lưu lượng của quạt ở chế độ mở hoàn toàn. Từ những điều đã nói, ta thấy quạt ly tâm loại FC có những ưu điểm như:

- Rẻ tiền,
- Tốc độ quay thấp,
- Phạm vi hoạt động rộng,

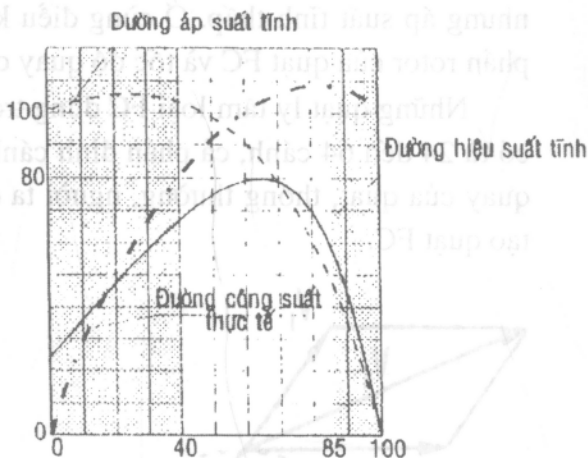
Tuy nhiên, quạt FC cũng có những nhược điểm như: Có khả năng làm động cơ bị quá tải nếu áp suất tĩnh của hệ thống bị giảm xuống, kết cấu của quạt không vững chắc.

1.2. Quạt ly tâm có cánh nghiêng về phía sau (BI)

Hình 7-11 trình bày nguyên tắc kết cấu cánh của quạt ly tâm loại BI và hình 7-12 trình bày các đường đặc tính cơ bản của nó.



Hình 7-11. Kết cấu cánh (BI)



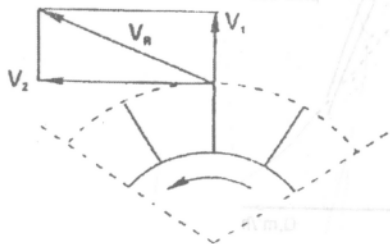
Hình 7-12. Đường đặc tính (BI)

Nếu cánh được thiết kế theo dạng khí động thì ta có thể gọi đó là loại cánh 2 lớp. Nói chung, các đường đặc tính của loại BI và loại cánh 2 lớp tương tự nhau, hiệu suất của loại cánh 2 lớp hơi cao hơn. Đặc điểm của quạt ly tâm loại BI là tốc độ quay khá lớn, khoảng 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 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 7.12, ta thấy vùng làm việc điển hình của quạt BI nằm trong khoảng từ 40% đến 75% so với lưu lượng ở chế độ mở hoàn toàn. Cũng từ đồ thị, có thể thấy rõ hiệu suất tĩnh η_n của quạt BI đạt giá trị cực đại khoảng chừng 80%, đây là giá trị tương đối lớn so với quạt FC.

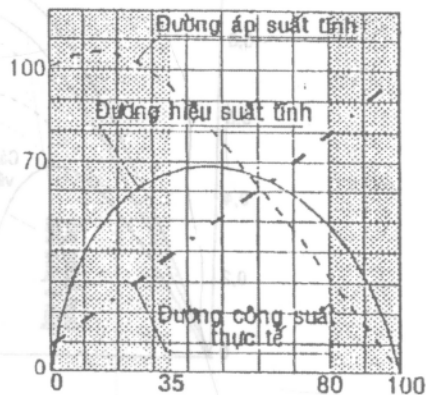
1.3. Quạt ly tâm có cánh hướng kính (RB)

Hình 7-13 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 7-14 trình bày một vài đường đặc tính của quạt ly tâm loại RB.



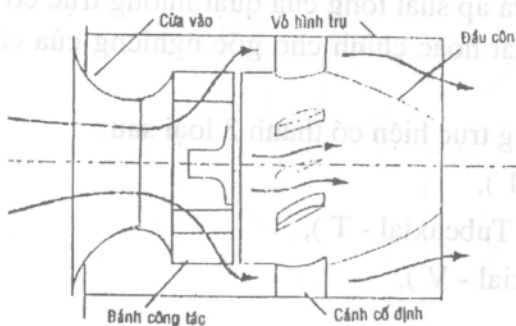
Hình 7-13. Dạng cánh quạt RB



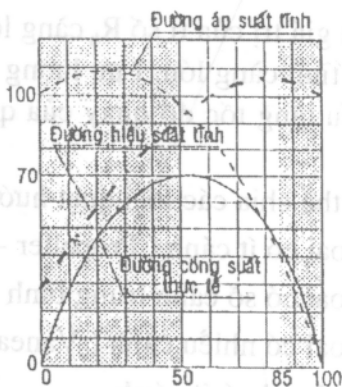
Hình 7-14. Đường đặc tính

1.4. Quạt ly tâm dạng ống (TC)

Hình 7-15 trình bày cấu trúc 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 7-16. Đặc điểm của quạt TC là khả năng gây ồn lớn, chiếm chỗ không nhiều, hiệu suất tĩnh bị giảm xuống.

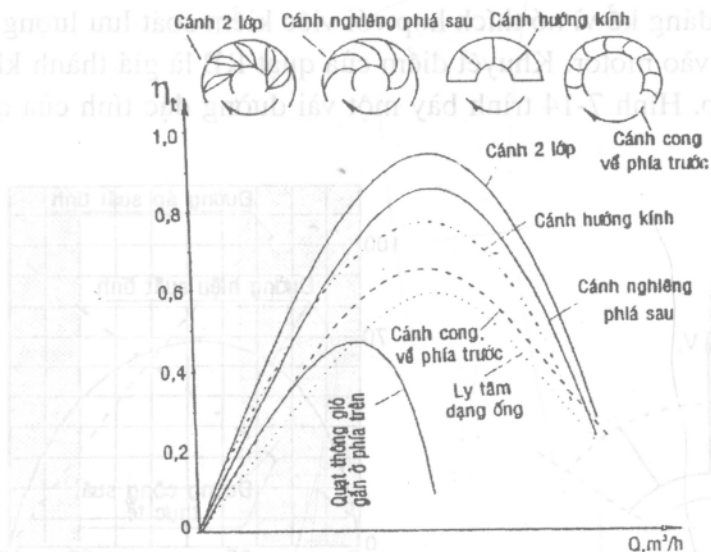


Hình 7-15. Nguyên lý quạt TC



Hình 7-16. Đường đặc tính quạt TC

Hình 7-17 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 nói trên.



Hình 7-17. Quan hệ giữa hiệu suất và lưu lượng thể tích

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 các đặc tính của quạt.

Gọi D là đường kính của cánh quạt và D_h là đường kính của bầu cánh ta có:

$$R_h = \frac{D_h}{D} \quad (7.30)$$

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 tăng tốc độ quay của quạt hoặc chỉnh cho góc nghiêng của cánh lớn lên.

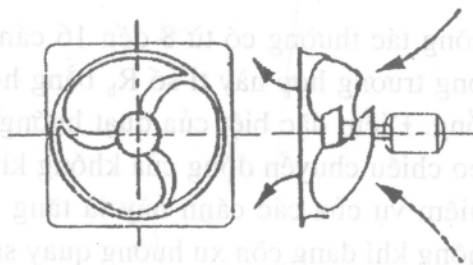
Có thể chia các loại quạt hướng trục hiện có thành 3 loại sau:

- Loại có ít cánh (Propeller - P),
- Loại có số cánh trung bình (Tubeaxial - T),
- Loại có nhiều cánh (Vaneaxial - V),

2.1. Loại có ít cánh

Trong trường hợp này bánh công tác sẽ có từ 3 đến 6 cánh. Hình 7-18 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.

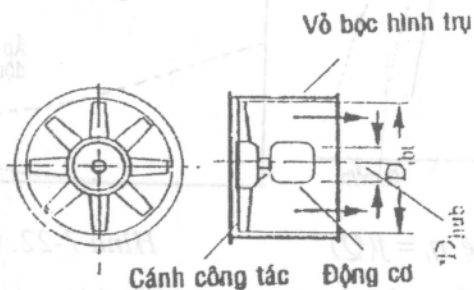
Đối với các quạt hướng trục loại P thì tỉ số R_h không vượt quá 0,15.



Hình 7.18. Quạt loại ít cánh P

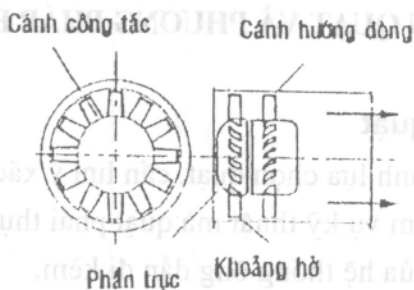
2.2. Loại có số cánh trung bình, T

Hình 7-19 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. Tỷ số R_h của loại quạt này thường không vượt quá 0,3, khe hở giữa phần quay và 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.



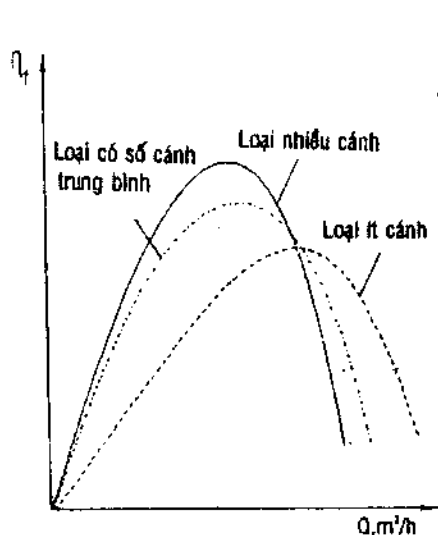
Hình 7.19. Quạt loại T

2.3. Loại có nhiều cánh, V

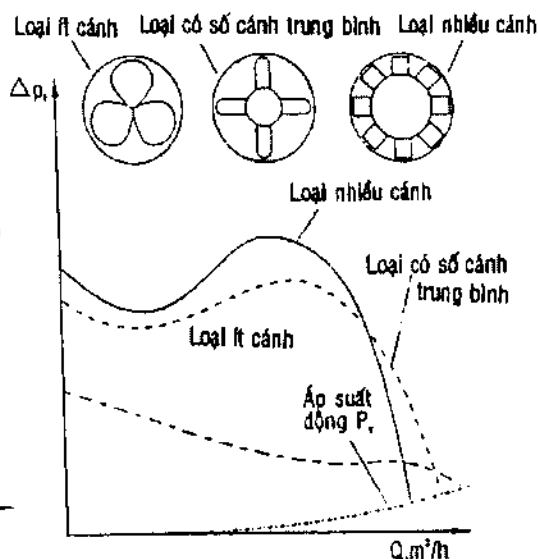


Hình 7.20. Quạt loại V

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) người ta 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 7-20 trình bày hình dạng cơ bản của quạt hướng trục loại V.



Hình 7-21. Quan hệ $\eta_t = f(Q)$



Hình 7-22. Quan hệ $P_t = f(Q)$

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 7-21, sự phụ thuộc của áp suất tổng vào lưu lượng được trình bày ở hình 7-22.

V. CÁCH CHỌN QUẠT VÀ PHƯƠNG PHÁP ĐIỀU CHỈNH LƯU LƯỢNG QUẠT

1. Cách 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 2 bước:

Bước 1: Chọn loại quạt thích hợp

Bước 2: 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 không ổn định cho nên cần có cơ cấu điều chỉnh sự làm việc của quạt phù hợp với phụ tải, đây là yếu tố ảnh hưởng trực tiếp đến tính kinh tế và hiệu quả của hệ thống trong 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 hệ thống.

- Thông thường, nguyên nhân gây ồn trong hệ thống điều hòa không khí tập trung 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 nằm ở phạm vi 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.

2. Phương pháp điều chỉnh lưu lượng quạt

2.1. Ảnh hưởng của các ống nối ở đầu ra và đầu vào của quạt

2.1.1. Ở đầu ra

Hình 7-23 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.

Nhằm thực hiện yêu cầu 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 7-24 mô tả quá trình chuyển đổi đã nói.

Các nghiên cứu thực nghiệm đã chỉ ra rằng, tiết diện của đoạn ống dẫn nối vào đầu ra của quạt nên trong khoảng từ 87% đến 107% so với tiết diện miệng thổi của quạt. Gọi a và b là các cạnh của tiết diện ống dẫn nối vào đầu ra của quạt và D_{td} là đường kính tương đương của tiết diện đã nói, ta có:

$$D_{td} = \sqrt{\frac{4a \cdot b}{\pi}} \quad (7.31)$$

Cần chú ý, giá trị D_{td} mà ta xác định theo công thức (7.31) không phải là đường kính tương đương mà ta dùng để xác định tổn thất áp suất qua ống dẫn.

Thực nghiệm cho thấy, nếu tốc độ không khí trong ống dẫn ở gần đầu ra của quạt nhỏ hơn 12,7 m/s (2500 fpm) thì chiều dài tối thiểu L được lấy bằng $2,5 D_{td}$. 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:

$$L = \left(2,5 + \frac{V - 12,7}{5,08} \right) D_{td} \quad (7.32)$$

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 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 7.1 và đồ thị ở hình 7-25 cung cấp một số phương tiện để xác định tổn thất áp suất bổ sung mà ta cần phải cộng thêm vào tổn thất của hệ thống cho các trường hợp sau:

- Không có đoạn ống dẫn thẳng.
- Có đoạn ống thẳng dài 0,12 L .
- Có đoạn ống thẳng dài 0,25 L .
- Có đoạn ống thẳng dài 0,5 L .
- Có đoạn ống thẳng dài L .

Nếu ngay sau đoạn ống thẳng người ta dùng các co 90° (90° - 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 7.2. 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 thẳng mà còn phụ thuộc vào cách đặt co (hình 7-26).

Ghi chú: Các thông tin trong bảng 7.2 được dành cho các quạt loại SWSL hình 7.26. Nếu quạt đang khảo sát là loại DWDL (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), hệ số 1 (vị trí A và C).

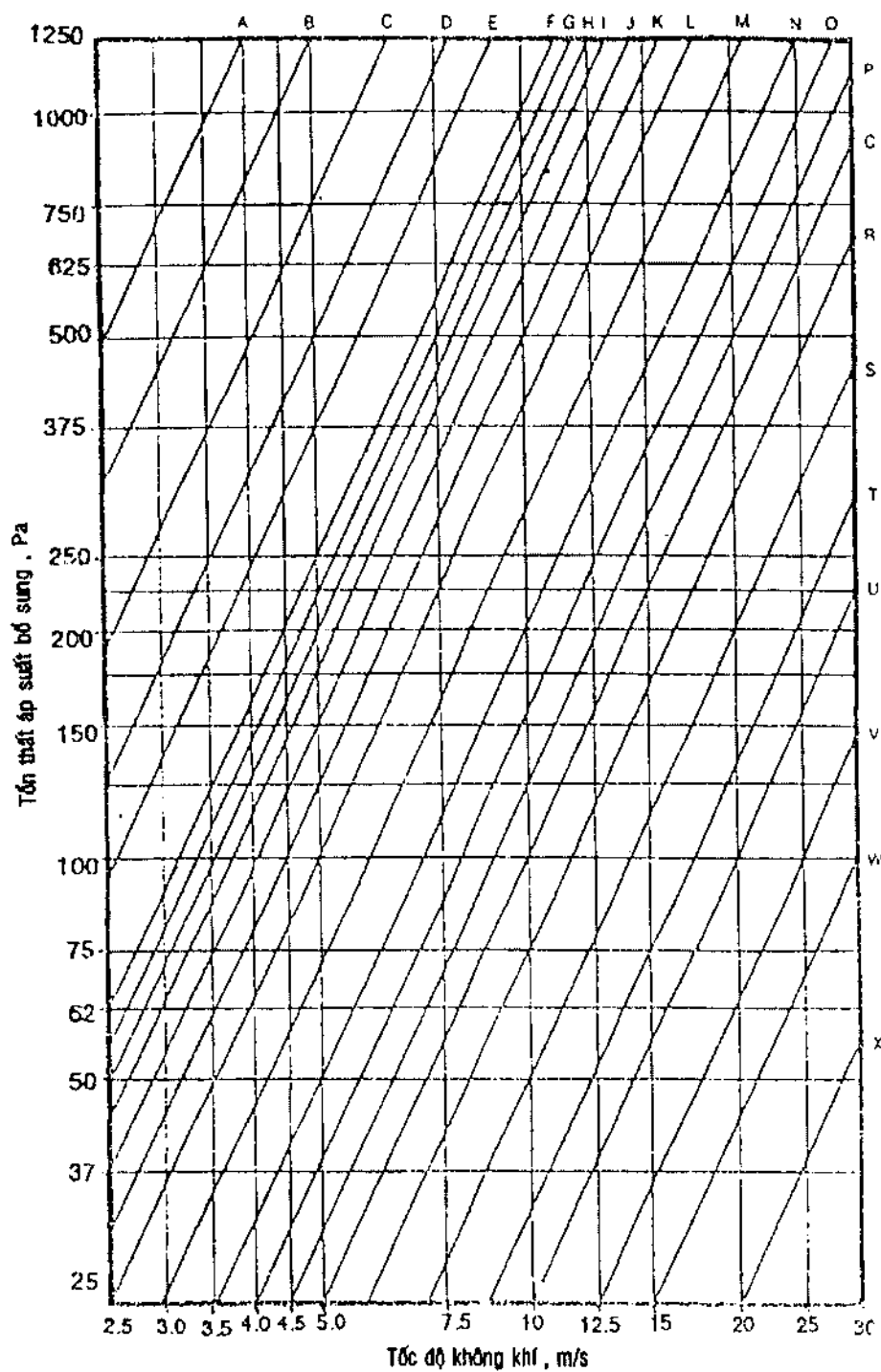
Ở một số trường hợp, nếu tốc độ gió tại đầu ra của quạt lớn hơn giá trị tốc độ mong muốn trong ống dẫn thì người ta có thể gắn vào đầu ra của quạt một đoạn ống thẳng có tiết diện lớn dần. Lúc đó, do tốc độ có xu hướng giảm xuống nên áp suất động sẽ giảm và áp suất tĩnh sẽ tăng. Rõ ràng, hiệu quả chuyển đổi từ áp suất động sang áp suất tĩnh không thể bằng 100%. Hiệu quả này phụ thuộc vào tỉ số F_B/F_0 chiều dài và góc nghiêng của đoạn thẳng lớn dần đó. Các kết quả thực nghiệm cho thấy góc nghiêng không nên vượt quá 7° . Trong các bảng 7.1 và 7.2, ký hiệu F_B chỉ tiết diện nhỏ nhất tại cửa ra của quạt (xem hình 7.24) và F_0 chỉ diện tích tại tiết diện cuối cùng ở đầu ra của quạt. Hình 7-27 minh họa một số cách thiết kế và lắp đặt đoạn ống thẳng lớn dần.

Bảng 7.1

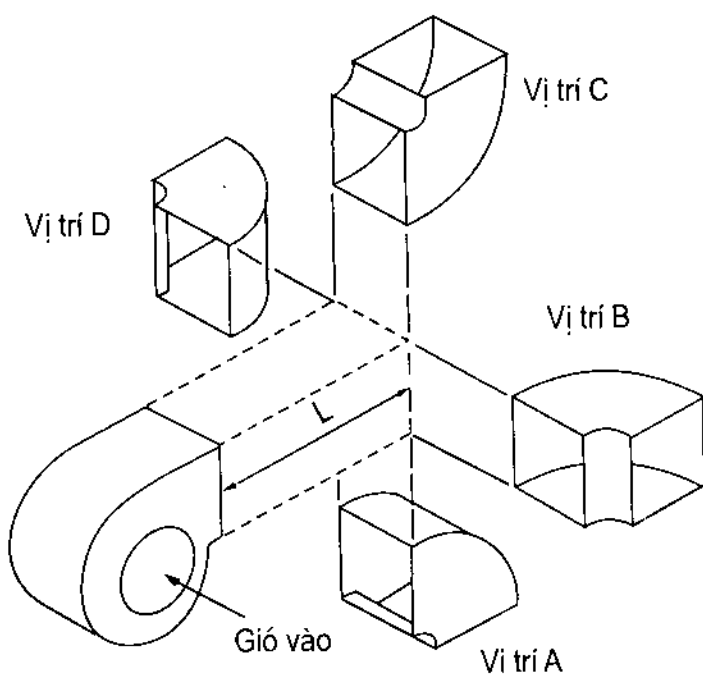
	Không có ống dẫn thẳng	Ống dẫn dài 0,12L	Ống dẫn dài 0,12L	Ống dẫn dài 0,5L	Ống dẫn dài L
Tỉ số F_B/F_0	Vùng tương ứng trên đồ thị ở hình 8.25				
0,4	P	R-S	U	W	-
0,5	P	R0-S	U	W	-
0,6	R-5	S-T	U-V	W-X	-
0,7	5	U	W-X	-	-
0,8	T-U	V-W	X	-	-
0,9	V-W	W-X	-	-	-
1,0	-	-	-	-	-

Bảng 7.2

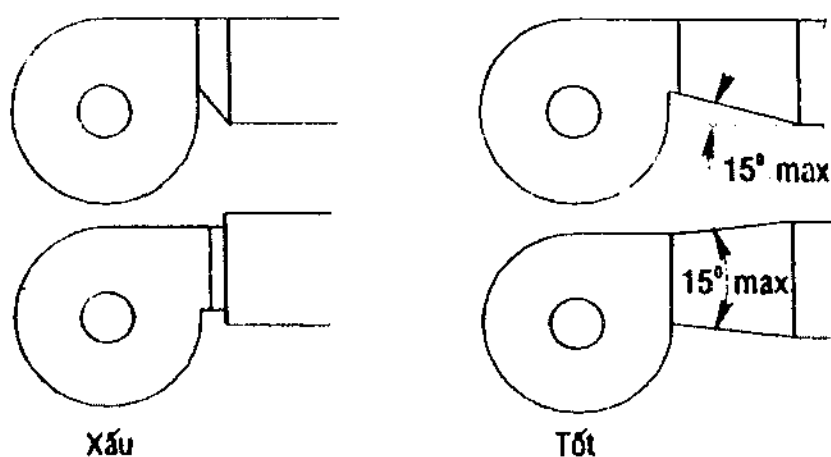
Tỉ số F_g/F_0	Vị trí của co (hình 8.26)	Không có ống dẫn thẳng	Ống dẫn dài 0,12L	Ống dẫn dài 0,25L	Ống dẫn dài 0,5L	Ống dẫn dài L
0,4	A	N	O	P-Q	S	Tổn thất áp suất bổ sung bằng không
	B	M	M-N	O	R	
	C	L-M	M	N	Q	
	D	L-M	M	N	Q	
0,5	A	P	Q	R	T	
	B	N-O	O-P	P-Q	S	
	C	M-N	N-O	O-P	R-S	
	D	M-N	N-O	O-P	R-S	
0,6	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	



Hình 7-25. Đồ thị xác định tổn thất áp suất



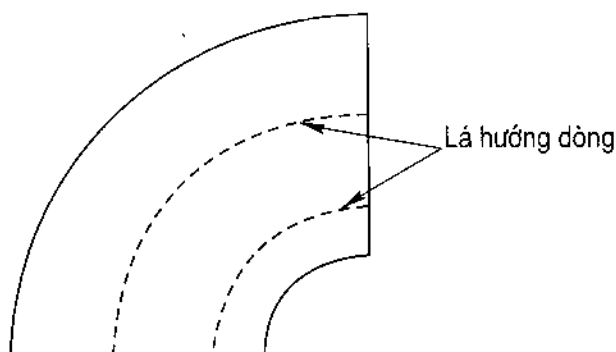
Hình 7-26. Cách đặt ống



Hình 7-27. Lắp đặt đoạn ống thẳng lớn dần

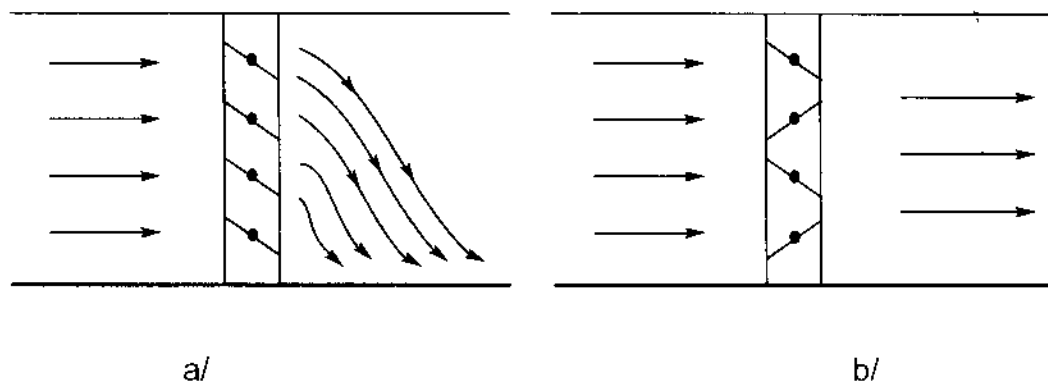
Cần lưu ý, thông thường người ta sử dụng các lá hướng dòng để làm giảm tổn thất áp suất ở các co. Tuy nhiên, lá hướng dòng (xem hình 7-28) sẽ đem lại kết quả mong muốn nếu như tốc độ đi vào lá hướng dòng có độ đồng đều cao. Trong trường hợp trường tốc độ có khả năng không đồng đều (ví dụ gần đầu ra của

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.



Hình7-28. Lá hướng dòng

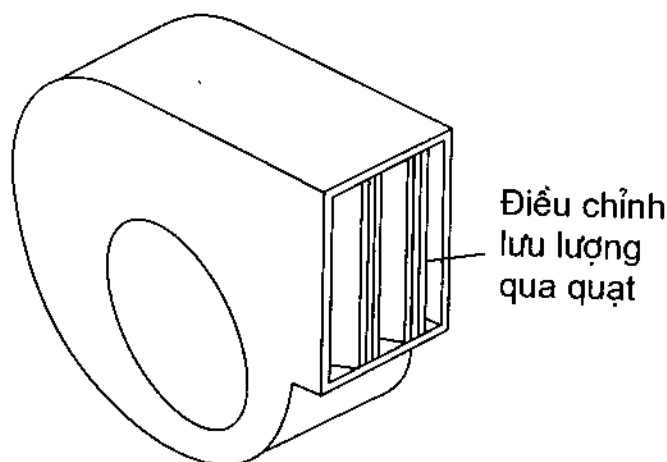
Việc hiệu chỉnh lưu lượng qua quạt là một vấn đề thực tế, một trong những cách điều chỉnh lưu lượng là sử dụng cơ cấu điều chỉnh lưu lượng như trình bày ở hình 7-29.



Hình7-29. Cơ cấu hiệu chỉnh lưu lượng

Thông thường người ta lắp cơ cấu điều chỉnh lưu lượng ngay tại miệng ra của quạt (hình 7-30). 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 catalô, 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 có hệ số hiệu chỉnh vì trường tốc độ tại miệng ra của quạt rất không đồng đều.

Bảng 7.3 trình bày một vài số liệu hiệu chỉnh áp suất tĩnh. Khi sử dụng ta nhân các giá trị tổn thất trong catalô với hệ số này.



Hình 7-30. Thiết bị điều chỉnh lưu lượng

Trong thực tế nếu nhà sản xuất không cho giá trị cụ thể của F_B (diện tích nhỏ nhất ở tại miệng ra của quạt) thì ta cũng rất khó xác định. Để có thể sử dụng được các bảng 7.1, 7.2 và 7.3, có thể xem như tỉ số $F_B/F_0 = 0,6$.

Bảng 7.3

F_8/F_0	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

2.1.2. Đầu vào

Như đã nói, 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

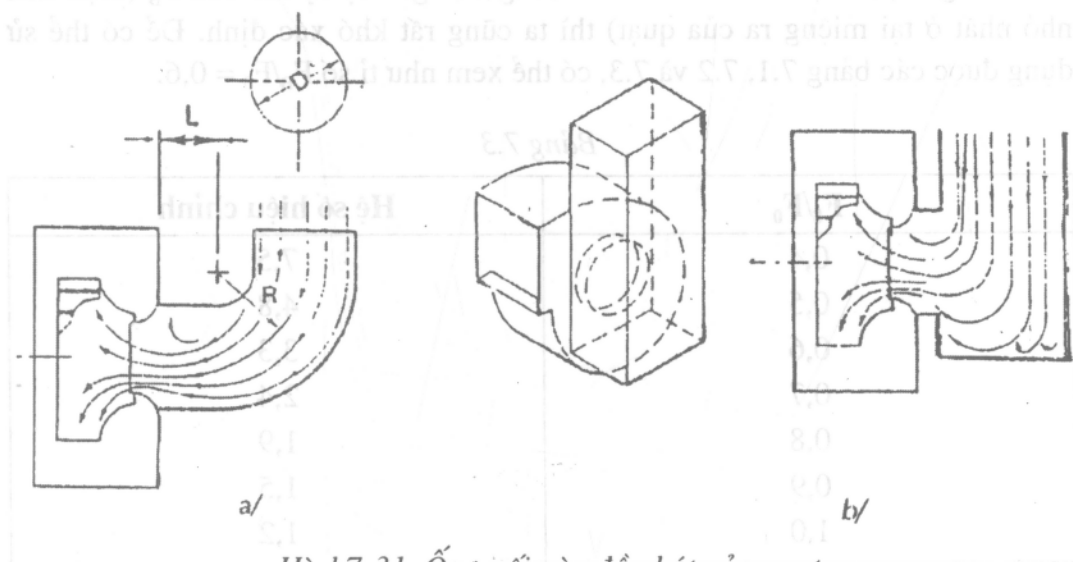
hướng xấu đến sự hoạt động của quạt và hệ thống, trong những trường hợp như vậy nói chung không thể nào đạt được chế độ làm việc như đã ghi trong catalog.

Người ta đã khảo sát và thấy có 3 nguyên nhân có thể gây ra những 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 7-31 trình bày một vài cách nối ống dẫn vào đầu hút của quạt mà ta nên tránh, trong đó hình 7-31a ứng với ống dẫn tròn và hình 7-31b ứng với ống dẫn tiết diện chữ nhật.

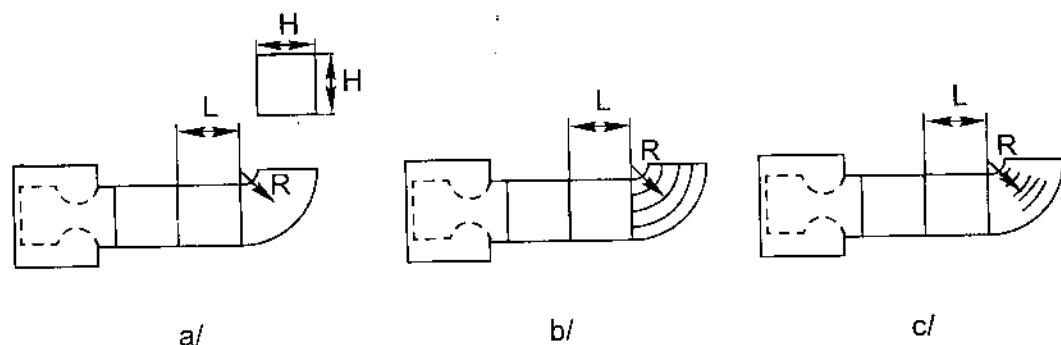


Hình 7-31. Ống nối vào đầu hút của quạt

Ở hình 7-31a do có góc 90° 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 góc 90° ra xa miệng hút càng nhiều càng tốt. Gọi l là khoảng cách từ miệng hút đến góc, bảng 7.4 dưới đây trình bày cách xác định tổn thất áp suất bổ sung trong những trường hợp tương tự hình 7-31a.

Bảng 7.4

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



Hình 7-32. Ống nối vào đầu hút của quạt

- a. Không có lá hướng dòng
- b. Có 3 lá hướng dòng loại dài
- c. Có các lá hướng dòng loại dài

Việc lắp đặt ống hút theo sơ đồ trình bày ở hình 7-31b là trường hợp tuyệt đối phải tránh. Trong trường hợp cần thiết, nên áp dụng các sơ đồ ở hình 7-32a, b và c. Ở những sơ đồ này, tiết diện trước khi đi vào co 90° nên được đổi thành dạng vuông. Sau khi qua co cần đổi tiết diện vuông thành tròn để đưa vào đầu hút của quạt. Bằng cách như vậy các nhược điểm ở hình 7-31b đã được cải thiện đáng kể.

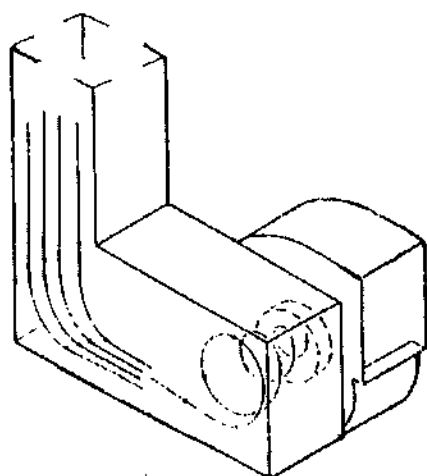
Bảng 7.5 trình bày một vài chi tiết về việc xác định lượng tổn thất áp suất bổ sung cho các trường hợp đã nói ở hình 7-32.

Nếu ống hút của quạt được lắp đặt như mô tả ở hình 7-33, lúc đó nguyên nhân làm cho hiệu suất quạt giảm đi là do tác động của 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 7.34. Ở sơ đồ này, ngay tại co vuông

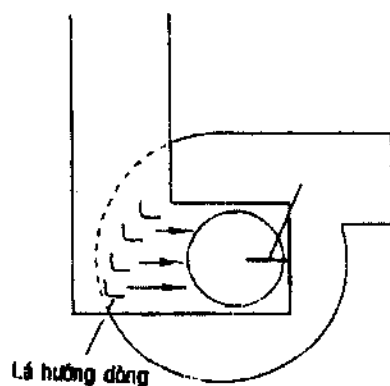
người ta đặt thêm các lá hướng dòng và tại đầu vào của quạt người ta đặt tấm chỉnh để làm giảm sự xoáy của không khí.

Bảng 7.5

Trường hợp	Tỉ số R/H	$l = 0$	$l = 2D$	$l = 5D$
Hình 8.32a	0,5	O	Q	S
	0,75	P	R	S-T
	1,0	R	S-R	U-V
	2,0	S	T-U	V
Hình 8.32b	0,5	S	T-R	V
	1,0	T	U-V	W
	2,0	V	V-W	W-X
Hình 8.32c	0,5	S	T-U	V
	1,0	T	U-V	W
	2,0	V	V-W	W-X



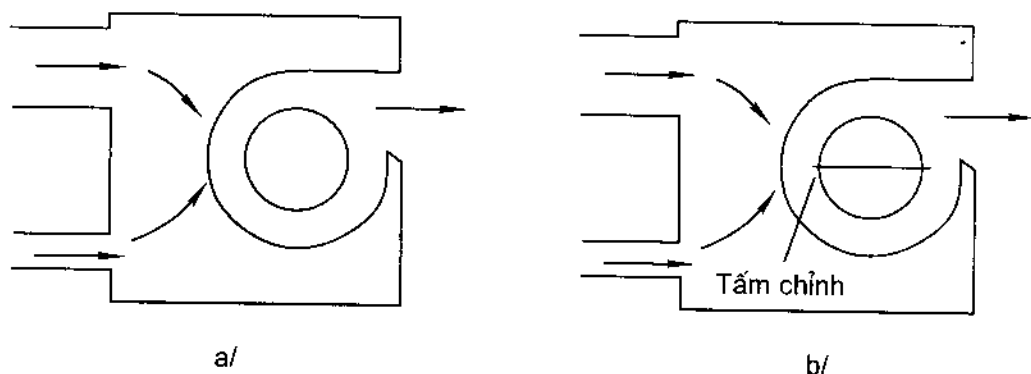
Hình 7-33. Ống hút



Hình 7-34. Lá hướng dòng

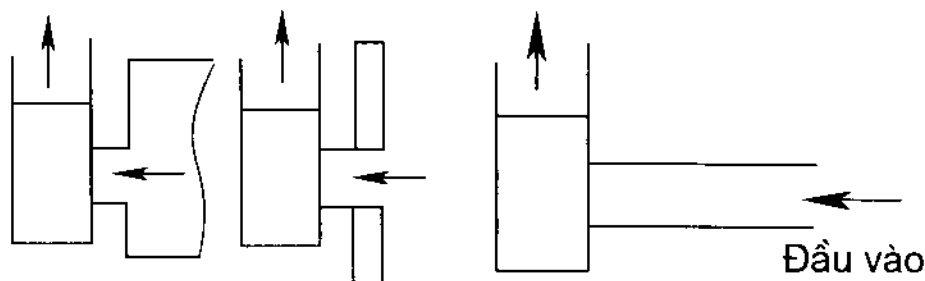
Hình 7-35a mô tả một trường hợp khác có khả năng làm cho không khí ở đầu vào của quạt bị xoáy. Ở trường hợp này, ngay tại đầu hút của quạt người ta không đặt ống mà thiết kế dạng hộp khá lớn, không khí đi vào hộp này được cấp từ hai ống có kích thước không đồng đều nhau. Để hạn chế sự xoáy trộn của không khí, nên đặt 1 tấm chỉnh ở miệng hút của quạt như hình 7-35b.

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 đoạn ống thẳng khá ngắn (hình 7.36), 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 7-35. Các trường hợp đặt khác

Nếu lắp đặt ống hút như mô tả ở hình 7-37 tổn thất áp suất ở đầu hút có thể lên đến 90% áp suất động ở đầu vào của quạt.



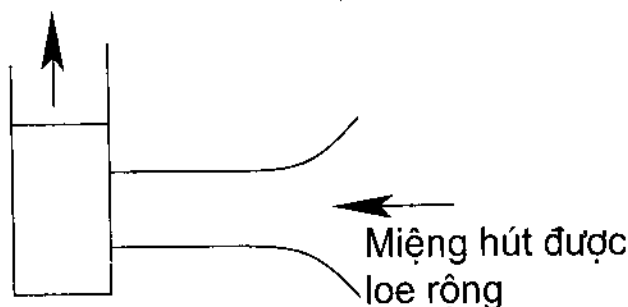
Hình 7-36. Ống hút khí

Hình 7-37. Ống hút khí

Để cải thiện những trường hợp vừa nêu, cần loe miệng ống hút như mô tả ở hình 7-38, lúc đó tổn thất áp suất 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%.



Hình 7-38. Miệng hút được loe rộng

2.2. Điều chỉnh lưu lượng quạt

Có hai phương pháp điều chỉnh phụ tải thường được sử dụng là:

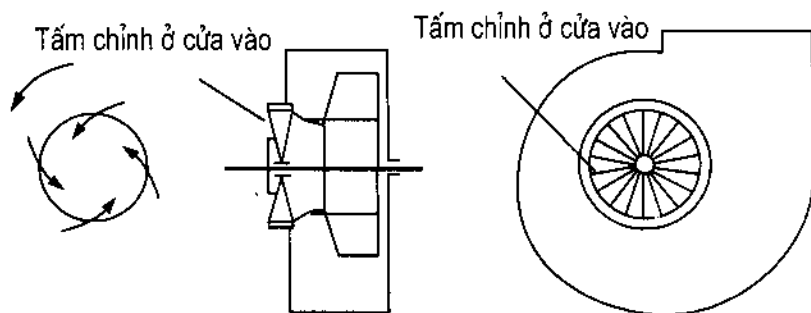
- Giữ nguyên lưu lượng thể tích, điều chỉnh nhiệt độ cấp vào,
- Giữ nguyên nhiệt độ cấp vào, điều chỉnh lưu lượng qua quạt.

Trong hai phương pháp trên chi phí năng lượng ở phương pháp thứ nhất nhiều hơn vì quạt hầu như phải hoạt động 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 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 quạt loại cánh 2 lớp và loại BI.



Hình 7-39. Bố trí các van điều chỉnh miệng hút

Hình 7-39 mô tả cách bố trí các van điều chỉnh độ mở của riềng hút.

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 nói. 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 cao hơn.

Chương 8

ỐNG DẪN KHÍ

1. KHÁI NIỆM VÀ PHÂN LOẠI ỐNG DẪN KHÔNG KHÍ

1. Khái niệm chung

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 nhau có hoặc không có rẽ nhánh, tiết diện ống có thể 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 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 nói trên còn 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. Ở một số nơi người ta còn gọi ống dẫn không khí là ống gaine.

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 cấu tạo 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.

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.

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 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 nói trên, tuy nhiên ta có thể tham khảo các số liệu ở bảng 8.1 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 ống đi.

Bảng 8. 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 6m/s đến 11,2 m/s	Dưới 10,2 m/s. Thông thường từ 7,6m/s đến 9,2 m/s	Dưới 12,7 m/s. Thông thường từ 11,2m/s đến 12,7 m/s	Dưới 12,7 m/s. Thông thường từ 9,2m/s đến 11,2 m/s
Tốc độ cao	Trên 12,7 m/s		Từ 12,7 m/s đến 25,4 m/s	

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 và cao.

- Loại áp suất thấp: dưới 95 mm H₂O,
- Loại áp suất trung: từ 95 mm H₂O đến 172 mm H₂O,
- Loại áp suất cao: từ 172 mm H₂O đến 38 mm H₂O,

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 gió, thông qua hệ thống ống dẫn không khí, cho đến các miệng phân phối gió đặt ở khu vực tiêu thụ lạnh.

II. LỰA CHỌN TỐC ĐỘ CHUYỂN ĐỘNG VÀ ĐƯỜNG KÍNH TƯƠNG ĐƯƠNG CỦA ỐNG DẪN

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 kèm theo các ảnh hưởng đến chi phí vận hành hệ thống và độ ồn.

Hệ thống ống dẫn không khí loại tốc độ cao tất nhiên sẽ làm cho kích thước ống dẫn nhỏ lại, 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 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 vấn đề lựa chọn tốc độ của không khí khi thiết kế ống dẫn. 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 8.2, 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 loại tốc độ thấp.

Bảng 8.2

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 vương cửa hàng loại cao cấp - Ngân hàng	7,6	10,2	7,6	8,1	6
- Các cửa hàng loại trung bình - Cafeteria	9,1	10,2	7,6	8,1	6
- Phân xưởng sản xuất	12,7	15,2	9,1	11,2	7

2. Xác định đường kính tương đương

Để vận chuyển không khí đến nơi tiêu thụ lạnh, tùy từng trường hợp cụ thể, ống dẫn không khí có thể có nhiều hình dạng khác nhau. Tuy vậy, trong thực tế người ta sử dụng phổ biến ống dẫn có tiết diện tròn hoặc chữ nhật.

Để tính toán thiết kế hệ thống ống dẫn không khí, thông thường người ta xây dựng sẵn các giản đồ, trong đó ống dẫn được xem như có dạng tròn và đường kính của ống 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 nói 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 có thể tính d_{td} bằng công thức sau:

$$d_{td} = 1,3 \cdot \left[\frac{(a \cdot b)^3}{(a + b)^2} \right]^{\frac{1}{8}}$$

Với a và b là các cạnh của tiết diện chữ nhật, tính bằng mm .

Cần lưu ý rằng, với giá trị d_{td} đã tính ở trên, ta có thể xem như ống dẫn hình chữ nhật và ống dẫn tròn ứng với đường kính d_{td} có cùng tổn thất áp suất khi chúng có cùng một lưu lượng không khí chuyển động qua ống và tính trên một đoạn ống 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 (8.1) sẽ không bằng nhau, ta luôn luôn có:

$$S' > S$$

Trong đó: S' - tiết diện của ống dẫn chữ nhật, $S' = a \cdot b$,

S - tiết diện của ống dẫn tròn, $S = \pi d_{td}^2 / 4$,

Mối quan hệ giữa các kích thước của tiết diện chữ nhật và đường kính tương đương d_{td} của ống dẫn tròn được trình bày chi tiết trong bảng 8.3.

Bảng 8.3 Đường kính tương đương của ống dẫn có tiết diện 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	101	181	200	216	232	246														
250	169	190	210	228	244	259	273													
275	176	188	220	238	256	287	301													
300	183	207	229	248	266	283	299	314	328											
350	195	222	245	267	286	305	322	339	354	383										
400	202	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	246	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	462	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	934

	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900
1000	301	344	384	420	454	486	517	546	574	626	674	719	762	802	840	876	911	944	976	1032
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	620	642	701	757	808	857	904	948	990	1031	1069	1107	1177
1400	344	394	439	482	522	559	595	629	662	724	781	835	886	934	980	1024	1066	1107	1146	1220
1500	353	404	452	490	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	1338
1800	379	434	485	533	577	619	660	698	735	804	869	930	988	1043	1096	1146	1195	1241	1286	1371
1900	382	444	496	544	590	663	674	713	751	824	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	949	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	696	740	784	826	905	980	1050	1116	1180	1241	1299	1355	1409	1461	1561
2500	430	494	552	606	638	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	646	697	749	798	845	891	977	1058	1135	1208	1277	1344	1408	1469	1528	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	1485	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	2350	2405							
2300	1623	1710	1793	1871	1947	2019	2088	2155	2220	2283	2343	2402	2459	2514						
2400	1655	1744	1828	1909	1986	2060	2131	2200	2266	2330	2393	2453	2511	2568	2624					

	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600	2700	2800	2900
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	327	2398	2466	2533	2598	2661	272	2782	2840	2896	2952		
2800	1772	1969	1961	2048	2133	2214	2292	2367	2439	2510	2578	2644	2708	2771	2832	2891	2949	3006	3061	
2900	1800	1898	1992	2081	2167	2250	2329	2406	2480	2552	2621	2689	2755	2819	2881	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 nói ở trên, tuy nhiên ở đây cần lưu ý tính đường kính tương đương của ống dẫn theo công thức sau:

$$d_{td} = \frac{1,55 A^{0,625}}{P^{0,25}}, \text{ mm}$$

Ở đây:

A - Tiết diện mặt cắt của ống dẫn oval, mm²

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} + b \cdot (a - b)$$

P - chu vi của mặt cắt, mm:

$$P = \pi b + 2(a - b)$$

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.

III. CÁC PHƯƠNG PHÁP THIẾT KẾ ỐNG DẪN KHÔNG KHÍ

Cho đến nay, có khá nhiều phương pháp 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 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 3 phương pháp nói 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).
- Phương pháp sơ đồ mạch điện.

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 án 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. 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 nhằm dễ dàng quyết định lựa chọn khi tiến hành thiết kế.

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 tuân tự các bước sau:

- Chọn tốc độ chuyển động của không khí trong đoạn ống chính trước lúc rẽ nhánh.
- Ở các 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 tương ứng 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 các số liệu ở bảng 8.2

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 nói 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 chọn tốc độ không khí thích hợp 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 (giữ không đổi) để tính tiếp kích thước của các đoạn ống còn lại.

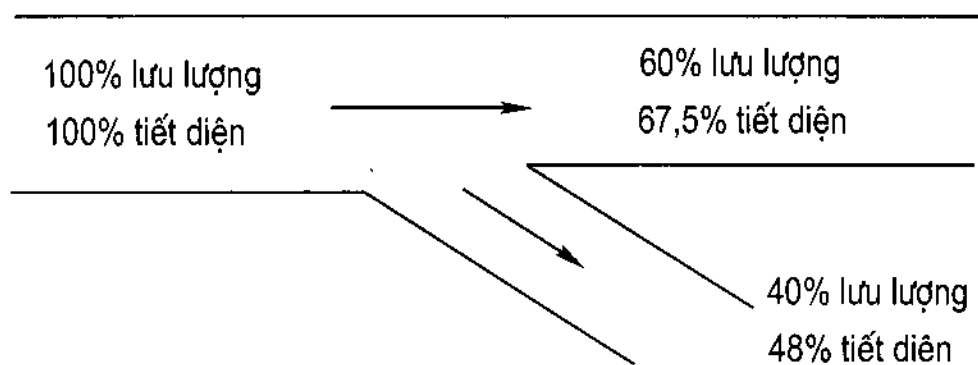
- Chọn giá trị tổn thất áp suất hợp lý và giữ nguyên giá trị này cho toàn bộ hệ thống. Trên cơ sở lưu lượng đã biết, có thể xác định được kích thước của ống dẫn ở các vị trí khác nhau.

Thông thường, khi thực hiện phương pháp này, người thiết kế sẽ băn khoăn trước vấn đề chọn lựa tổn thất áp suất hợp lý. Rõ ràng, nếu chọn tổn thất áp suất 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 1 m chiều dài ống dẫn (thường được viết gộp lại là 1 N/m^3). Cụ thể có thể chọn từ $0,5 \text{ N/m}^3$ đến $1,5 \text{ N/m}^3$. Tuy nhiên, các nhà thiết kế đề nghị cụ thể hơn, chỉ nên chọn từ $0,8 \text{ N/m}^3$ đến 1 N/m^3 .

Bảng 8.4

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	39,5	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	65	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	95,5
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	74	80,5	100	100,0



Hình 8-1. Minh họa cách sử dụng bảng 8.4

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 làm tiết diện điển hình và chọn tốc độ dựa theo hướng dẫn ở bảng 8.4.

Để quá trình tính toán được thuận lợi, bảng 8.4 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, từ đó 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.

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 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 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 phí tổn 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 tuân 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.

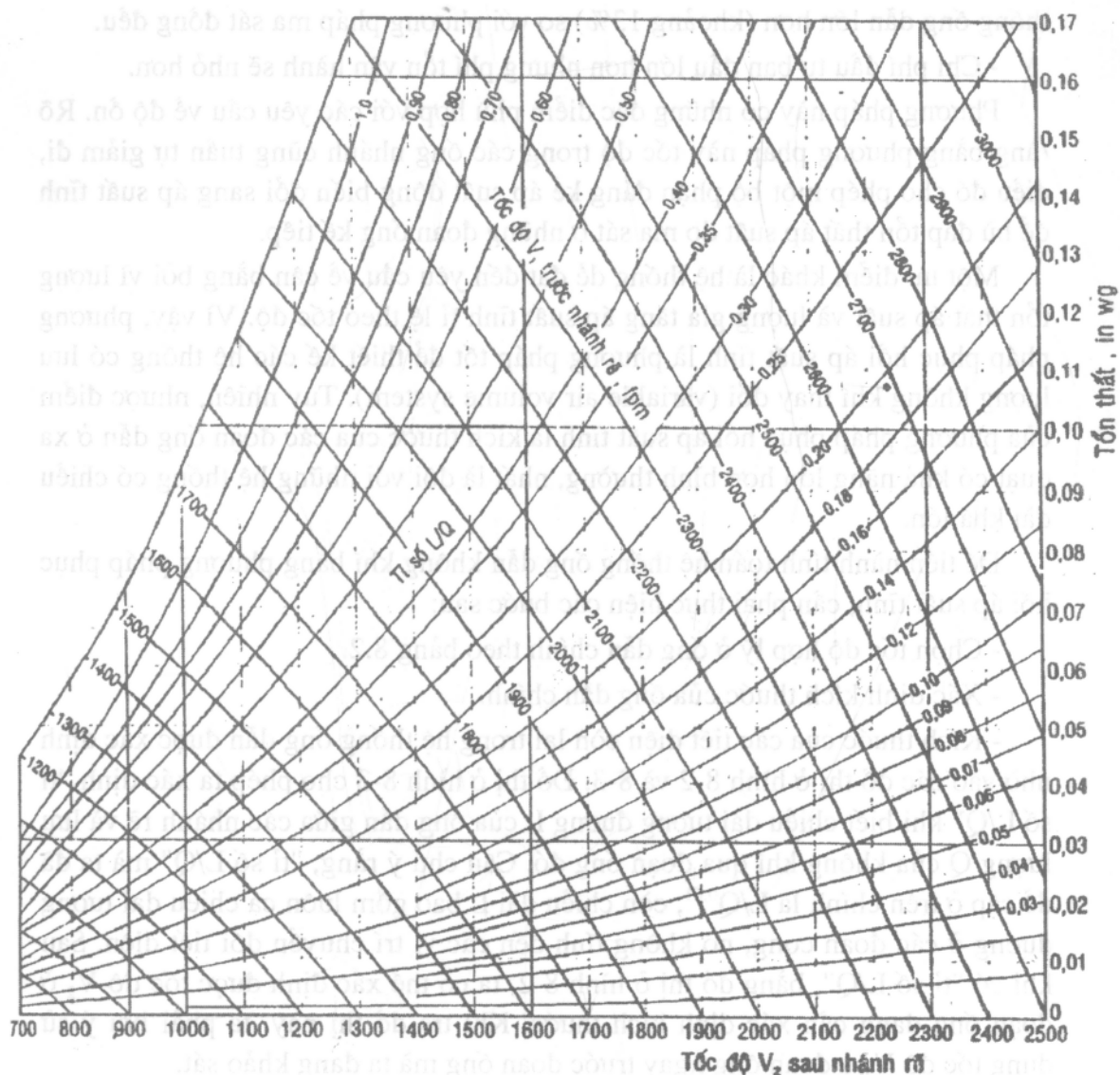
Một ưu điểm khác là hệ thống dễ đạt đến yêu cầu về cân bằng bởi vì lượng tổn thất áp suất và lượng gia tăng áp suất tĩnh tỉ lệ theo tốc độ. Vì vậy, phương pháp phục hồi áp suất tĩnh là phương pháp tốt để thiết kế các hệ thống có lưu lượng không khí thay đổi (variable air volume system). Tuy nhiên, nhược 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:

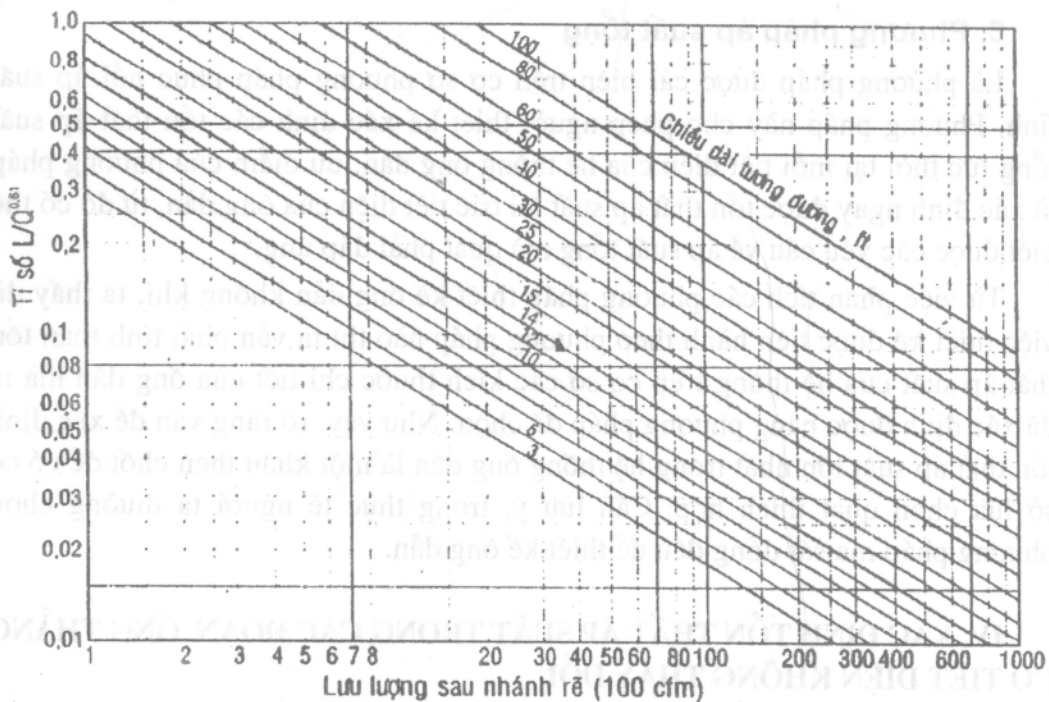
- Chọn tốc độ hợp lý ở ống dẫn chính theo bảng 8.2.
- Xác định kích thước của ống dẫn chính.
- Kích thước của các tiết diện còn lại trong hệ thống ống dẫn được xác định nhờ vào các đồ thị ở hình 8-2 và 8-3. Đồ thị ở hình 8-3 cho phép ta xác định "tỉ số L/Q " khi biết chiều dài tương đương L của ống dẫn 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 8-2, 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.
- 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 các 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 8-2. Xác định V_2 .



Hình 8-3. Xác định "tỉ số L/Q "

4. Phương pháp T

Là phương pháp tối ưu hóa trong việc thiết kế hệ thống ống dẫn không khí mới được phát triển trong thời gian gần đây. Điểm đặc biệt của phương pháp này là hết sức chú ý đến các vấn đề như chi phí đầu tư ban đầu và 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. 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.

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.

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 là xác định ngay được 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.

IV. XÁC ĐỊNH TỔN THẤT ÁP SUẤT TRONG CÁC ĐOẠN ỐNG 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 chương 6. Tuy nhiên, rõ ràng việc sử dụng trực tiếp các công thức đó không được thuận tiện lắm, vẫn còn những trở ngại nhất định.

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:

$$\Delta P_{ms} = \frac{91,16 V^{1,825} l}{d^{1,629}} \quad (8.1)$$

Ở đây: ΔP_{ms} - tổn thất áp suất do ma sát, tính bằng 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 (Institute of Heating and Ventilating Engineers) đã giới thiệu một công thức phức tạp hơn của Colebrook và White:

$$V = -4 \left(N_3 \Delta p_{ms} d^5 \right)^4 \cdot \log \left(\frac{k_s}{3,7d} + \frac{N_4 \cdot 4}{\sqrt{N_3 \Delta p_{ms} d^5}} \right) \quad (8.2)$$

Trong đó:

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 nhám nhô tuyệt đối của bề mặt bên trong ống, m ,

$$N_3 = \frac{\pi^2}{32\gamma} = 0,30842 \cdot \gamma^{-1}$$

$$N_4 = 1,255\pi\mu/4\gamma = 0,98567 \cdot \mu\gamma^{-1}$$

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:

$$\Delta P_{ms} = f \cdot (800L/D_h)p_d \quad (8.3)$$

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_d - áp suất động, Pa .

Các nghiên cứu chỉ ra rằng, khi tiêu chuẩn Reynolds nhỏ hơn 2000, hệ số ma sát f chỉ là hàm số của Reynolds. Khi chuyển sang chế độ chảy rối, hệ số f phụ thuộc vào Reynolds, độ nhám của bề mặt ống dẫn và những chỗ nhô lên ở bên 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 mức độ nhám nhất định, lúc đó có thể xác định f theo công thức sau:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D_h} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad (8.4)$$

Ở đây:

ε - hệ số độ nhám tuyệt đối của vật liệu mm ,

$$D_h = \frac{4A}{P}, A: \text{tiết diện ống dẫn, } mm^2,$$

P : chu vi của ống dẫn, mm .

Công thức (8.4) 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, Altshul (1963) và Tsal (1989) đã đề nghị:

$$\Gamma = 0,01 \left(\frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad (8.5)$$

nếu $\Gamma \geq 0,018$ thì có thể lấy $f = \Gamma$,

nếu $f < 0,018$ thì: $f = 0,85 \Gamma + 0,0028$.

Trong các công thức trên, Reynolds được tính như sau:

$$\text{Re} = \frac{D_h \cdot V}{1000 \cdot \nu}$$

với: V - tốc độ, m/s,

ν - 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 8.2

Công thức (8.2) của Colebrook và White tương đối chính xác nhưng khó có thể giải trực tiếp để tìm ra nghiệm số, bởi vậy I.H.V.E đã xây dựng trên cơ sở của phương trình này một loại đồ thị dùng để tra tổn thất áp suất ma sát.

Bảng 8.5

Loại vật liệu	Mức độ nhám	Hệ số độ nhám tuyệt đối ε , mm
- Thép carbon không tráng - PVC plastic - Nhuộm	Láng, trơn	0,03
- Thép có mạ, tráng	Tương đối láng	0,09
- Thép có mạ, trắng	Trung bình	0,15
- Béton	Nhám	3,0

Đồ thị do I.H.V.E đề xuất có các 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: $t = 20^{\circ}\text{C}$ và $P = 1,013 \text{ bar}$, vật liệu làm ống dẫn là tôn tráng kẽm nhẵn, sạch.

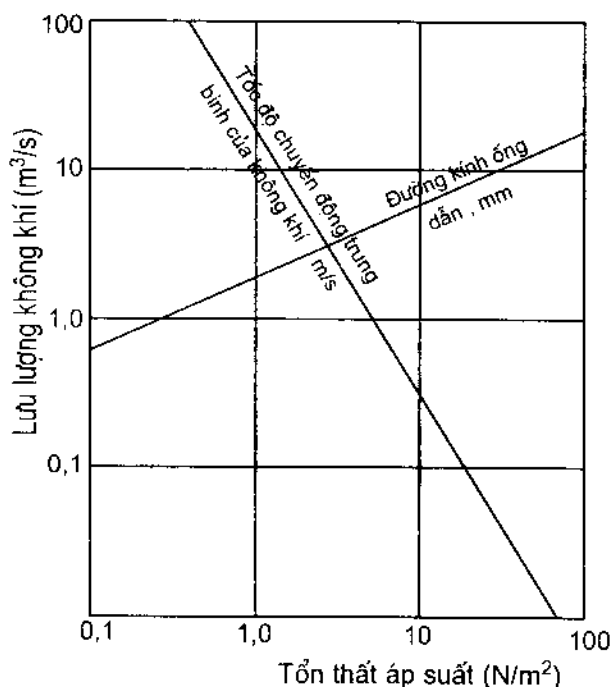
Trong trường hợp vật liệu của ống dẫn và nhiệt độ không khí không giống như đã nêu, khi cần thiết có thể bổ sung vào kết quả tra được những hệ số hiệu chỉnh. Phương trình hiệu chỉnh khi có sự thay đổi nhiệt độ được viết như sau:

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left(\frac{293}{273 + t_2} \right)^{0,857} = \Delta p_1 \cdot E \left(\frac{293}{273 + t_2} \right) \quad (8.6)$$

Ở đây E là hệ số hiệu chỉnh do sự biến thiên độ nhớt của không khí.

Hình 8-4 mô tả kết cấu cơ bản đồ thị 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} tính cho một đoạn ống có chiều dài qui định, ngoài ra bên trong đồ thị 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.

Cần chú rằng, đồ thị xây dựng theo phương trình Colebrook - White trong thực tế không khác nhiều so với đồ thị xây dựng theo công thức của Fritzsche.



Hình 8-4. Đồ thị xác định tổn thất theo phương pháp Colebrook - White

Để minh họa cụ thể đồ thị xây dựng từ phương trình Colebrook - White, hình 8-5 và 8-6 dưới đây trình bày một vài dạng trong số những dạng hiện có. Ở hình 8-5, lưu lượng được đo bằng lít/s tốc độ - m/s, đường kính ống- mm và tổn thất áp suất - *Pascal/lm* chiều dài ống. Ở hình 8-6, lưu lượng được đo bằng cfm, tốc độ - *fpm*, đường kính ống dẫn - *in* và tổn thất áp suất - *in.H₂O/80ft* chiều dài ống.

Mặc dù các đồ thị được xây dựng ở điều kiện nhiệt độ không khí bằng 20°C, trong thực tế nếu nhiệt độ không khí biến đổi trong khoảng từ 0°C đến 50°C thì vẫn có thể sử dụng mà không cần có một sự hiệu chỉnh nào.

Nếu nhiệt độ không khí lớn hơn 50°C thì có thể sử dụng công thức (8-6) để hiệu chỉnh, hệ số E trong (8-6) sẽ thay đổi từ 1,014 đến 1,054 khi nhiệt độ biến đổi từ 50°C đến 150°C.

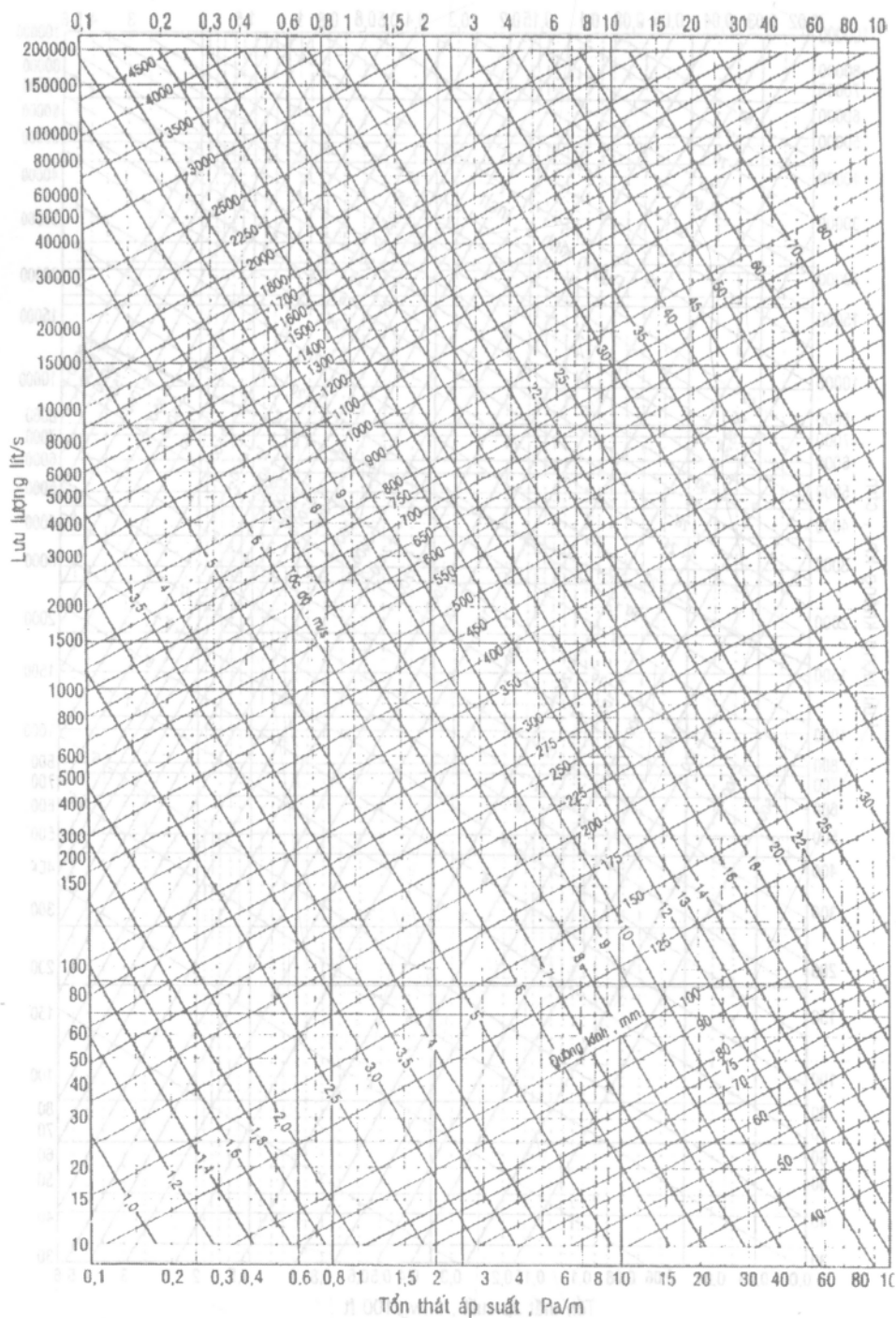
Các đồ thị đã nêu ở trên được dùng để tra tổn thất áp suất của các ống dẫn có tiết diện tròn, trong trường hợp tiết diện của ống dẫn có dạng chữ nhật với các cạnh lần lượt là *a* và *b* thì ta phải tính đường kính tương đương theo công thức (8-18) hoặc tra bảng 8-4.

Như đã nói trong phần 8-9.2, vì tiết diện của ống dẫn chữ nhật đang khảo sát lớn hơn tiết diện của ống dẫn tròn có đường kính d_w tính theo công thức (8.18), 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 nhỏ hơn tốc độ tra được từ đồ thị theo lưu lượng yêu cầu và đường kính d_w .

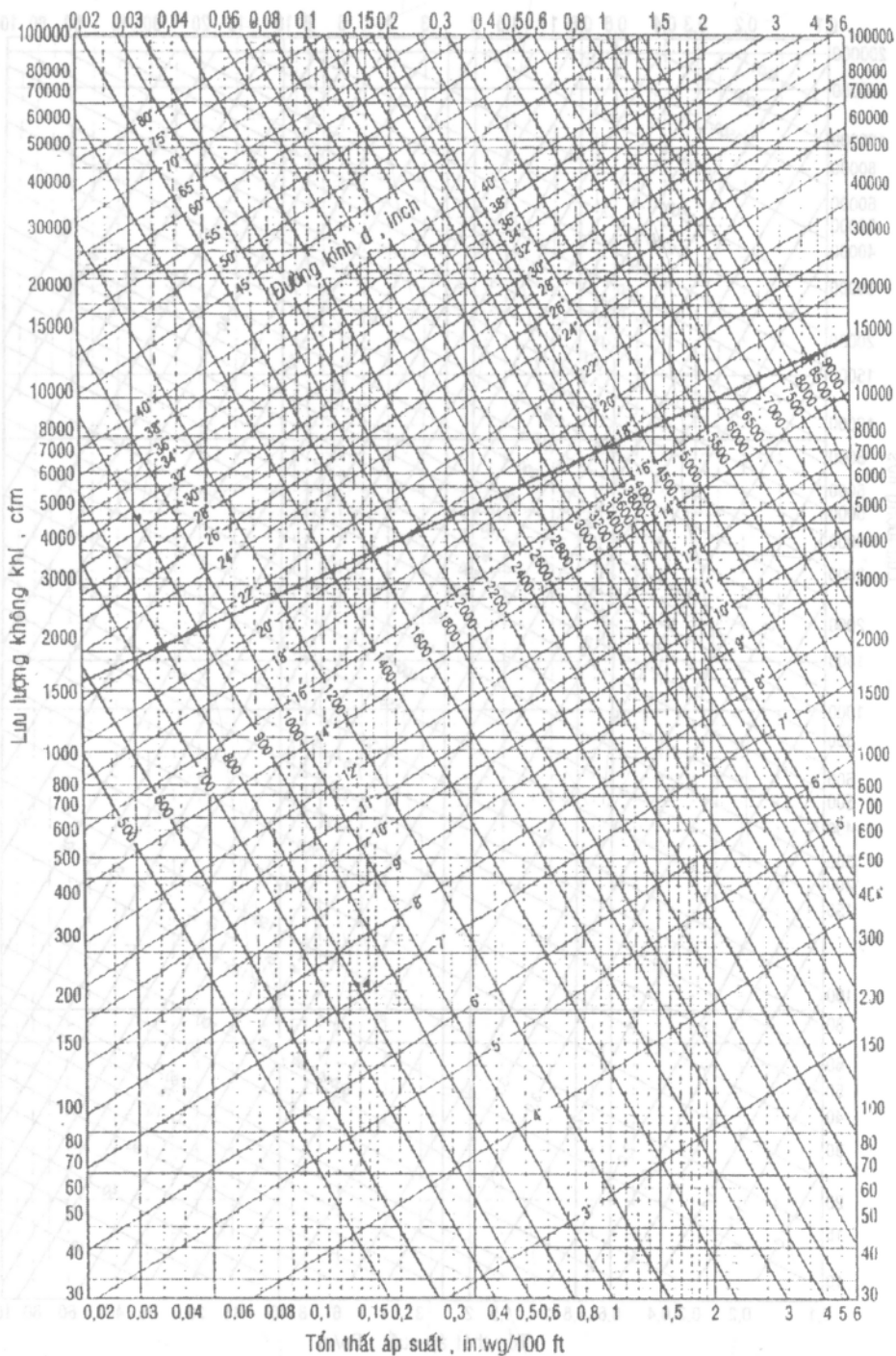
Như vậy để xác định tổn thất áp suất của đoạn ống dẫn thẳng có tiết diện chữ nhật thì ta không dùng tốc độ mà nên tiến hành theo các bước sau:

- 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.

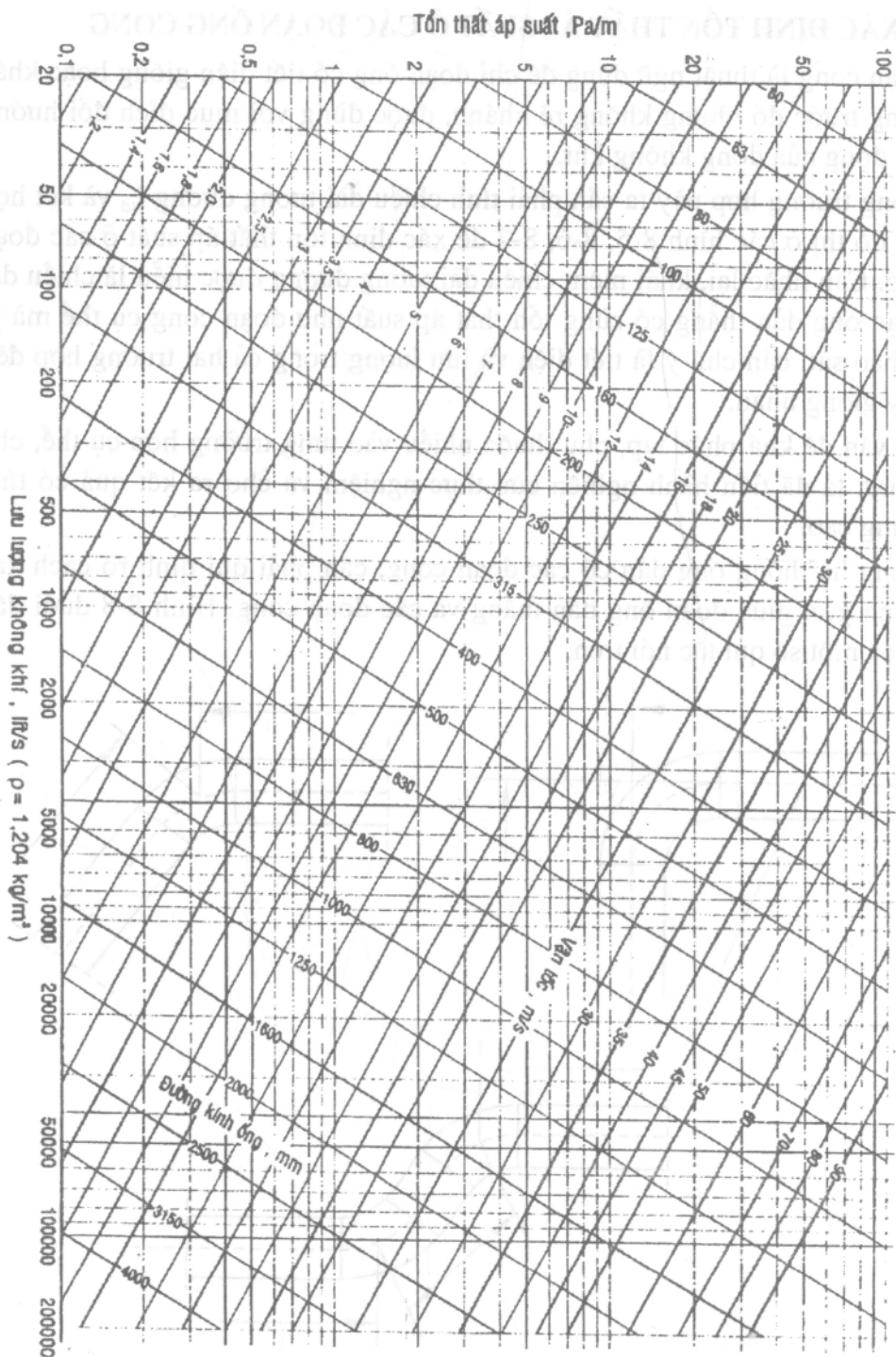
Ngoài các đồ thị ở hình 8-5 và 8-6, có thể tham khảo thêm đồ thị ở hình 8-7 khi tính toán tổn thất áp suất, đây là dạng đồ thị tương tự nhưng có cách bố trí hơi khác.



Hình 8-5. Đồ thị xác định tổn thất áp suất



Hình 8-6. Đồ thị xác định tổn thất áp suất



Hình 8-7. Đồ thị xác định tổn thất áp suất

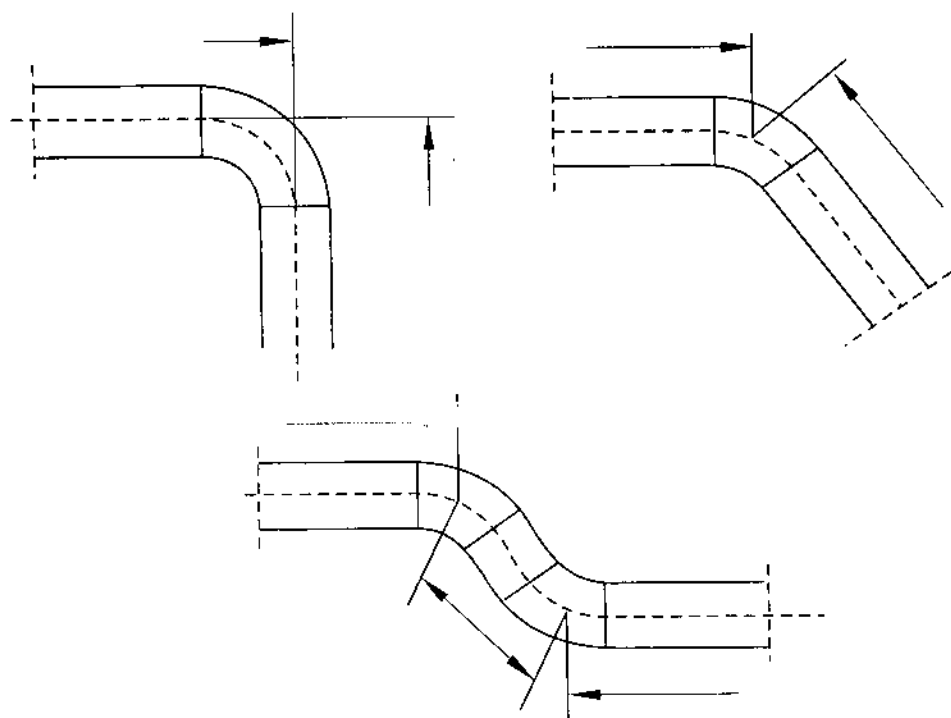
V. XÁC ĐỊNH TỔN THẤT ÁP SUẤT Ở CÁC ĐOẠN ỐNG CONG

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 đổi hướng chuyển động của dòng không khí.

Trong trường hợp này ta cần phải tính chiều dài tương đương l_{td} và kết hợp với các đồ thị ở các hình 8-5, 8-6, 8-7 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 trong cả hai trường hợp 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 kết quả có tính thực dụng cao.

Trong hệ thống ống dẫn có các đoạn cong, cần phải qui định rõ cách xác định ranh giới giữa đoạn ống dẫn thẳng và các đoạn cong. Hình 8-8 dưới đây minh họa một số qui tắc nói trên.



Hình 8-8. Xác định chiều dài của ống dẫn không khí

1. Đoạn cong có tiết diện tròn

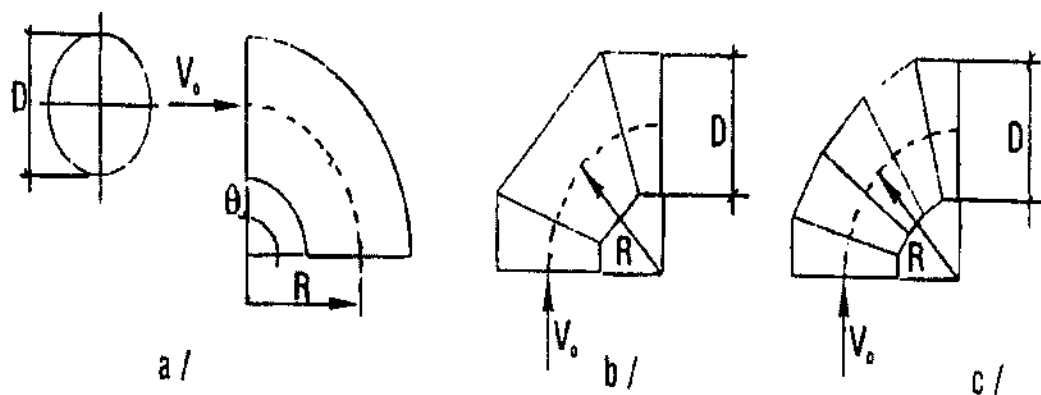
Để thuận tiện khi trình bày, cần phải giới thiệu rõ một số thuật ngữ thường được dùng trong phần này.

- 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 loại 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° hoặc 90° . Ví dụ, đoạn cong 45° là đoạn cong sẽ làm cho hướng chuyển động của dòng không khí lệch khỏi hướng cũ 45° .

Hình 8-9 và 8-10 sẽ mô tả hình dạng cơ bản của một số loại đoạn cong đã được đề cập ở trên.



Hình 8-9. Một số đoạn cong tiết diện tròn, góc cong 90°

a. Đoạn cong dạng liên tục.

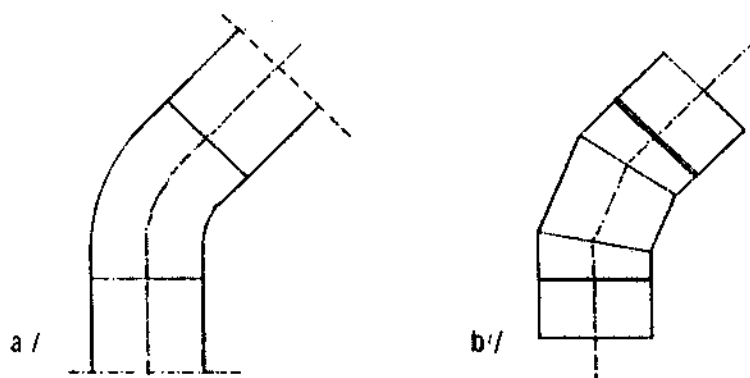
b. Đoạn cong ghép từ 3 đoạn nhỏ.

c. Đoạn cong ghép từ 5 đoạn nhỏ.

Bảng 8.6 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 dùng. 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_{id} của mỗi trường hợp mà cho tỉ số $a = l_{id}/d$, như vậy có thể tính l_{id} như sau:

$$l_{id} = a \cdot D \quad (8.7)$$



Hình 8-10. Một số đoạn cong tiết diện tròn, góc cong 45°

a. Đoạn cong dạng liên tục.

b. Đoạn cong ghép từ 3 đoạn nhỏ.

Bảng 8.6

Dạng đoạn cong (tiết diện tròn)	Tỉ số R/D	Tỉ số $a = l_{id}/D$
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 10.11b)	- Không có tấm hướng dòng	65
	- Có tấm hướng dòng	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 loại kết nối thẳng góc). Các số liệu ở bảng 8.6 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 dùng 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 $D \leq 200$ mm.

Từ các công thức (6.4) và (6.15), ta có thể viết:

$$\Delta p_{ch} = \beta \cdot p_d \quad (8.8)$$

Tổn thất áp suất do trở lực cục bộ Δp_{ch} cũng chính là tổn thất áp suất tổng ở đoạn cong tương ứng, đó chính là mục tiêu mà ta đang tìm cách xác định. Bảng 8.7 dưới đây trình bày mối quan hệ giữa tốc độ chuyển động của không khí và áp suất động p_d tương ứng, ở điều kiện tiêu chuẩn có thể sử dụng giá trị này để tính Δp_{ch} khi xác định được hệ số trở lực cục bộ β .

Bảng 8.7. Quan hệ giữa tốc độ không khí V (m/s) và áp suất động p_d (Pa).

Tốc độ m/s	Áp suất động, P_a	Tốc độ m/s	Áp suất động, P_a	Tốc độ m/s	Áp suất động, P_a	Tốc độ m/s	Áp suất động, P_a	Tốc độ m/s	Áp suất động, P_a
1,0	0,6	10,0	30	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	842
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

Tốc độ m/s	Áp suất động, P_d	Tốc độ m/s	Áp suất động, P_d	Tốc độ m/s	Áp suất động, P_d	Tốc độ m/s	Áp suất động, P_d	Tốc độ m/s	Áp suất động, P_d
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	23,4	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	34,4	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

Mối quan hệ giữa tốc độ không khí V (m/s) và áp suất động tương ứng p_d (Pa).

Khi sử dụng công thức (8.8), tốc độ được dùng để tra bảng 8.7 là tốc độ chuyển động thực sự của không khí trong đoạn ống đó. Mối quan hệ giữa tốc độ V (m/s) và áp suất động p_d (Pascal) trong bảng 8.7 được trình bày qua công thức sau:

$$p_d = 0,602 \cdot V^2 \quad (8.9)$$

Nếu đoạn cong là loại liên tục 90° , các giá trị cụ thể của hệ số β được xác định theo bảng 8.8a. 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, giá trị của k được cho trong bảng 8.8b.

Bảng 8.8a 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 8.8b. Xác định hệ số k, dùng để hiệu chỉnh khi $\theta \neq 90^\circ$

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 8.9, trong trường hợp này góc cong $\theta = 90^\circ$. Nếu góc cong $\theta \neq 90^\circ$, ta cũng cần phải nhân thêm một hệ số hiệu chỉnh nào đó có thể tham khảo bảng 8.8b cho trường hợp của đoạn cong lắp ghép. Trong bảng 8.9, n là số đoạn cong thành phần được lắp ghép vào đoạn cong đang khảo sát.

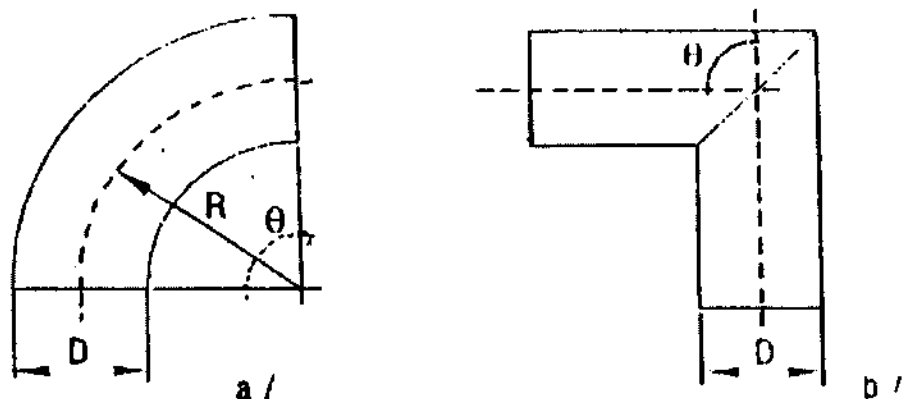
Bảng 8.9. Xác định hệ số β các đoạn cong lắp ghép có $\theta = 90^\circ$

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 8. 11b), hệ số β được xác định theo bảng 8.8 a, trong trường hợp này giá trị của β cũng phụ thuộc vào góc cong θ .

Bảng 8.10a. 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



Hình 8.11. 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 bảng 8.8a và 8.9 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;

$R_e = 66/4 D.V$, với D là đường kính của tiết diện ống (nm);

còn V là tốc độ không khí (m/s).

Giá trị của k được cho trong bảng 8.10b

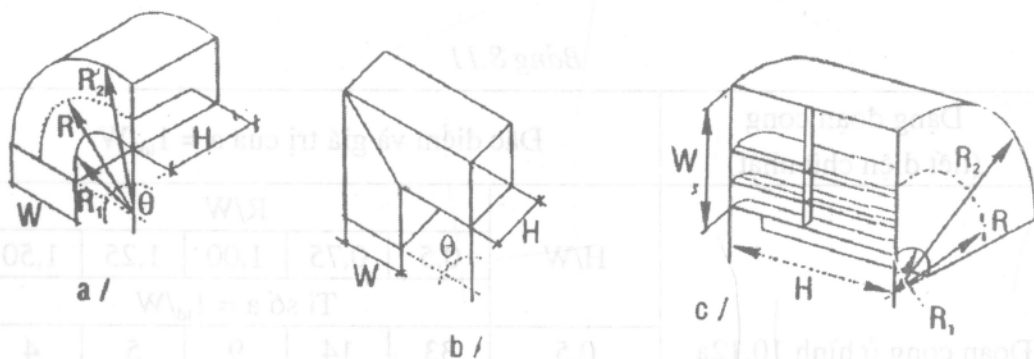
Bảng 8.10b. Xác định giá trị k

$R_e \cdot 10^{-4}$	1	2	3	4	5	6	7	≥ 14
k'	14,0	1,26	1,19	1,14	1,09	1,06	1,04	1,0

2. Đoạn cong có tiết diện chữ nhật

Tương tự như ở phần 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 phân tích toán theo hệ số trở lực cục bộ β .

Hình 8-12 trình bày cấu tạo cơ bản và các kích thước tương ứng của một số đoạn cong.



Hình 8-12. Kích thước tương ứng của một số đoạn cong

a - Đoạn cong liên tục, tiết diện chữ nhật, không có tấm hướng dòng.

b - Đoạn cong tiết diện chữ nhật, dạng kết nối thẳng góc.

c - Đoạn cong liên tục, tiết diện chữ nhật, có tấm hướng dòng.

Trong số các đoạn cong trên, cần chú ý một vài đặc điểm sau:

- Ở hình 8-12a, 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.

$R_1 = 3/4w$, $R_2 = W + 3/4W$, 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 8-12c có hình dạng tương tự đoạn cong ở hình 8-12a, 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 8-13. Ví dụ nếu $R_1 = 2$ in, $R_2 = 20$ in và đoạn cong có tất cả 3 tấm hướng dòng thì tấm thứ nhất có $R'_1 = 3,5$ in, tấm thứ hai có $R'_2 = 6,25$ in và tấm thứ 3 có $R'_3 = n/5$ in.

Đối với các đoạn cong ở hình 8-12b, để giảm bớt tổn thất người ta cũng có thể đặt thêm vào đó các tấm hướng dòng, tuy nhiên các tấm hướng dòng này thường phải có dạng khí động.

Để tính toán chiều dài tương đương, ta có thể tham khảo các số liệu trong bảng 8.11. Các ký hiệu được dùng trong bảng có ý nghĩa tương tự các ký hiệu ở hình 8-12.

Bảng 8.11

Dạng đoạn cong (tiết diện chữ nhật)	Đặc điểm và giá trị của $a = l_d/W$					
Đoạn cong ở hình 10.12a	H/W	R/W				
		0,5	0,75	1,00	1,25	1,50
		Tỉ số $a = l_d/W$				
	0,5	33	14	9	5	4
	1	45	18	11	7	4
	3	80	30	14	8	5
Đoạn cong ở hình 10.12c	Số lượng tấm hướng dòng	R/W				
		0,5	0,75	1,00	1,50	
		Tỉ số $a = l_d/W$				
	1	18	10	8	7	
	2	12	8	7	7	
	3	10	7	7	6	
Đoạn cong giống hình 10.12a hay 10.12c, nhưng góc cong $\theta \neq 90^\circ$	Trong trường hợp này, chiều dài tương đương sẽ bằng chiều dài tương đương của trường hợp tương đương tự nhân với $\theta/90$, θ tính bằng độ.					
Đoạn cong ở hình 10.12b và 10.14	- Hình 10.12b, $a = 60$ - Hình 10.14: $a = 10$ (tấm hướng dòng có dạng khí động). $a = 15$ (tấm hướng dòng bằng tôn mỏng).					

Các trường hợp trong bảng 8.11 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 8.11 và 8.12. 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.

Bên cạnh việc xác định tổn thất áp suất thông qua chiều dài tương đương, ta cũng có thể sử dụng công thức (8.8) bằng cách xác định hệ số trở lực cục bộ β ở từng trường hợp.

Bảng 8.12

Trường hợp	Kết quả xác định $a = b_{ld}/W$				
Đoạn cong có tiết diện chữ nhật ở hình 10.12a	H/W	R/W			
		0,5	0,75	1,0	1,5
	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 8.13

Trường hợp	Kết quả	
Đoạn cong có tiết diện chữ nhật ở hình 10.12b	H/W = 0,25	$I_{ld}/W = 25$
	0,5	49
	1,0	75
	4,0	110

Cần nhắc lại do tốc độ chuyển động thực sự của không khí trong ống dẫn chữ nhật không giống với tốc độ được tính toán thông qua lưu lượng và tiết diện ống tròn tương đương, cho nên cần lưu ý xác định áp suất động theo bảng 8.7 với tốc độ là tốc độ của không khí trong ống dẫn chữ nhật. Các bảng 8.14, 8.15, 8.16 và 8.17 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 8.14a. Xác định hệ số β của đoạn cong ở hình 8.12a, góc cong $\theta = 90^\circ$

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	1,1	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2
0,75	0,57	0,52	0,48	0,44	0,40	0,40	0,39	0,40	0,42	0,43	0,44
1,0	0,27	0,25	0,23	0,21	0,19	0,19	0,18	0,19	0,20	0,27	0,21
1,5	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,15	0,14	0,15	0,16	0,17	0,17
2,0	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,14	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15

Nếu góc cong $\theta = 90^\circ$, các giá trị β tra được từ bảng 8.14a cần phải được hiệu chỉnh bằng cách nhân thêm hệ số k từ bảng 8.8b. 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 8.11b.

Bảng 8.14b

R/W	$R_e \cdot 10^{-4}$								
	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
$\geq 0,75$	2,0	1,77	1,64	1,56	1,46	1,38	1,30	1,15	1,0

Ở đây: $R_e = 66,4 D \cdot V$, trong đó $D = \frac{2HW}{H+W}$, mm

V- tốc độ của không khí, m/s,

Bảng 8.15 Xác định hệ số β của đoạn ống cong hình 8-12b

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	0,84	0,81	0,77	0,73	0,67	0,63	0,61	0,58	0,57
90	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1	0,98	0,92	0,89	0,85	0,83

Các hệ số trở lực cục bộ β tra trong bảng 8.14 cũng cần phải được hiệu chỉnh theo Reynolds, các giá trị hiệu chỉnh k' được lấy theo bảng 8.7b. Chú ý, trong trường hợp này $D = 2HW/(H + W)$ vì tiết diện ống có dạng chữ nhật.

Như đã nói ở trên, đoạn cong ở hình 8-12c tương tự đoạn cong ở hình 8. 12a, ở đây người ta đã lắp thêm vào đó các tấm hướng dòng để làm giảm bớt trở lực từ bảng 8.14, ta thấy khi $R/W \geq 1$ 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 8.15), số lượng các tấm hướng dòng thường từ 1 đến 3.

Việc xác định các bán kính R'_i có thể được tiến hành dựa vào hình 8.13. Ngoài cách trên, có thể thực hiện các tính toán theo thứ tự sau:

- Lập tỉ số R_i/W_i
- Lựa chọn số lượng tấm hướng dòng cần dùng,
- Tra bảng 8.16 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 b của đoạn cong ở hình 8.12c có thể được xác định từ bảng 8.16.

Bảng 8.16. Xác định hệ số β đoạn cong ở hình 8.12c, $\theta = 90^\circ$.

Số lượng tấm hướng dòng	R_i/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	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
	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	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,09	0,09
	0,40	0,535	0,11	0,08	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
	0,45	0,557	0,10	0,07	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
	0,50	0,577	0,09	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	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

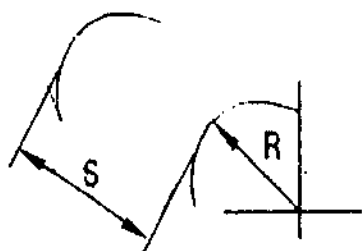
Số lượng tấm hướng dòng	R_1/W	CR	H/W										
			0,25	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
3	0,05	0,476	0,11	0,10	0,12	0,13	0,14	0,16	0,18	0,19	0,21	0,22	0,23
	0,10	0,549	0,07	0,05	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08	0,08	0,09
	0,15	0,601	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05
	0,20	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	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
	0,30	0,693	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
	0,35	0,714	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
	0,40	0,731	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
	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 8-14, 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 8.14 dưới đây trình bày một số kết quả xác định β của loại đoạn cong đã nói ở trên.

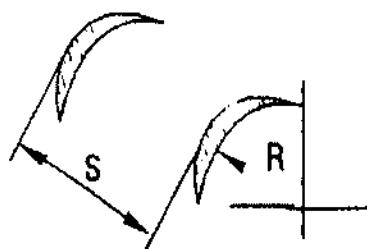
Bảng 8. 17

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 1 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 trong hình 8-16.



Bảng 1 lớp tôn

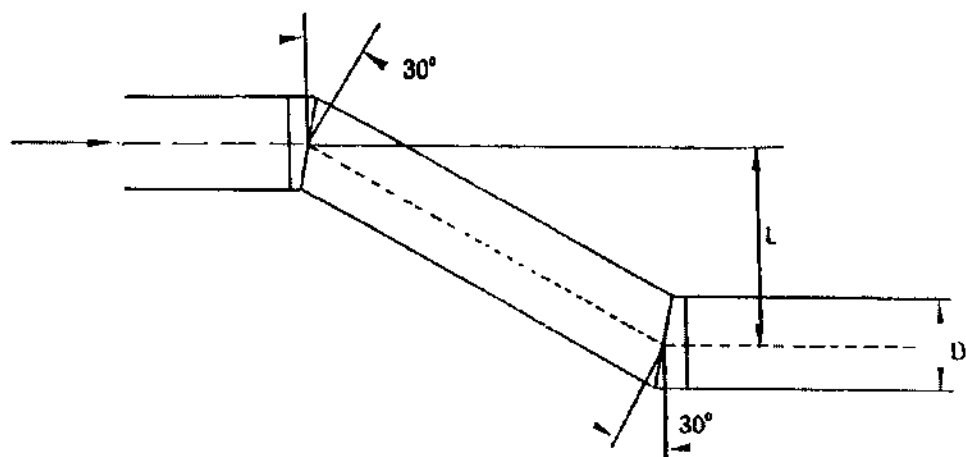


Có dạng khí động

Hình 8-16. Kích thước tám hướng dòng

3. Một số dạng đặc biệt của đoạn cong có tiết diện tròn và tiết diện chữ nhật

3.1. Đoạn cong có tiết diện tròn, dạng Z - 30° (hình 8.17)



Hình 8-17. Ống cong có tiết diện tròn

Hệ số trở lực cục bộ β của đoạn cong ở hình 8.17 được cho trong bảng 8.18

Bảng 8.18

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 8.15 cần phải được hiệu chỉnh tùy theo giá trị Reynolds, các hệ số hiệu chỉnh này được trình bày trong bảng 8.10b.

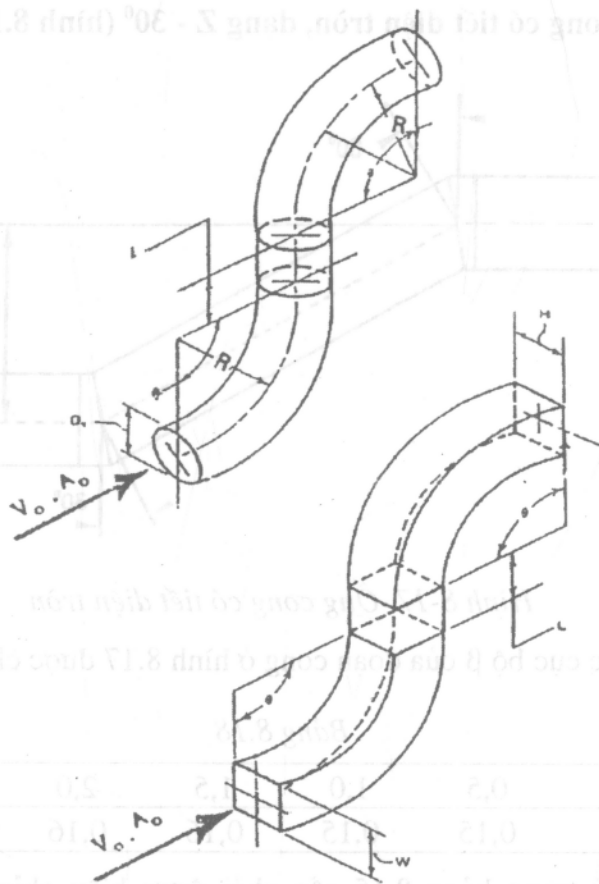
3.2. Đoạn cong dạng S, có tiết diện tròn hay chữ nhật

Hình 8-18 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 $D = 2HW/(H+W)$ 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 8.8a, 8.8b, 8.9, 8.14.

- Nhân các số liệu vừa tra được với các số liệu trong bảng 8.16, kết quả này được coi như là hệ số trở lực cục bộ β phải tìm.

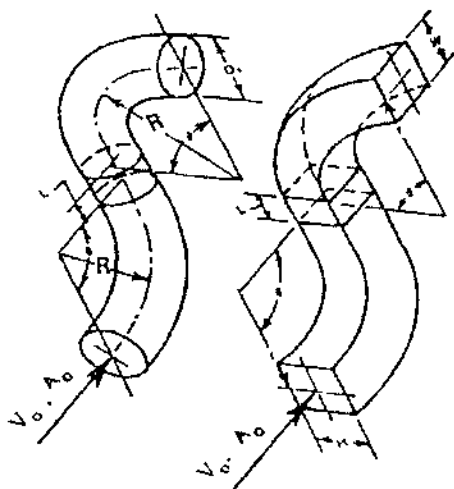


Hình 8-18. Ống cong có tiết diện tròn dạng S

Bảng 8.19

θ , độ	L/D														
	0	1	2	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25	40
15	0,20	0,42	0,60	0,78	0,94	1,16	1,20	1,15	1,08	1,05	1,02	1,00	1,10	1,25	2,0
30	0,40	0,65	0,88	0,16	1,20	1,18	1,12	1,06	1,06	1,15	1,28	1,40	1,50	1,70	2,0
45	0,60	1,06	1,20	1,23	1,20	1,08	1,03	1,08	1,17	1,30	1,42	1,55	1,65	1,80	2,0
60	1,05	1,38	1,37	1,28	1,15	1,06	1,16	1,30	1,42	1,54	1,66	1,76	1,85	1,95	2,0
75	1,50	1,58	1,46	1,30	1,27	1,30	1,37	1,47	1,57	1,68	1,75	1,80	1,88	1,97	2,0
90	1,70	1,67	1,40	1,37	1,38	1,47	1,55	1,63	1,70	1,76	1,82	1,88	1,92	1,98	2,0

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 8-19), 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 8.19 thì ta phải tra bảng 8.20.

Hình 8-19 Ống có tiết diện lệch nhau 90°

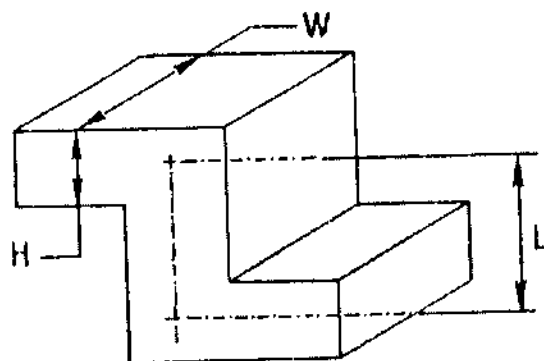
Bảng 8.20

θ , độ	L/D												
	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

3.3. Đoạn cong 90°, dạng Z, tiết diện hình chữ nhật

Trong trường hợp này, giá trị hệ số trở lực cục bộ chịu ảnh hưởng của tốc độ chuyển động của không khí và các kích thước hình học của đoạn cong.

Bảng 8.21 dưới đây trình bày các số liệu về hệ số trở lực cục bộ β khi $W/H = 1$.



Hình 8-20. Ống có tiết diện chữ nhật

Bảng 8.21

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	1,6	3,6	4,0	4,2	4,2	4,2
L/H	2,4	2,8	3,2	4,0	4,0	6,0	7,0	9,0	10,0	∞
β	3,7	3,3	3,2	3,1	3,1	2,9	2,8	2,7	2,5	2,3

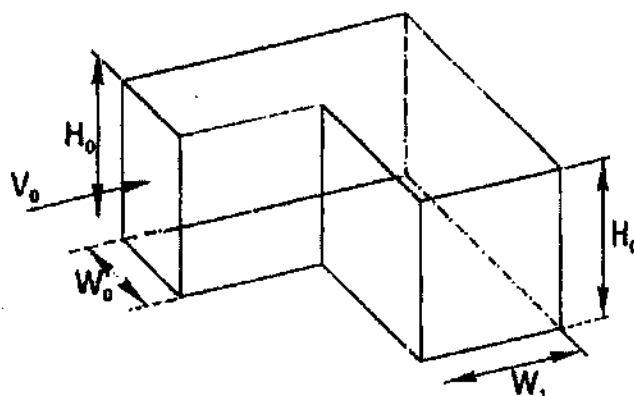
Khi tỉ số $W/H \neq 1$ thì cần phải nhân vào các kết quả đã tra trong bảng 8.21 một hệ số hiệu chỉnh k_1 . Bảng 8.22 trình bày các giá trị k_1 theo W/H .

Bảng 8.22

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 8.7b.

3.4. Đoạn cong tiết diện chữ nhật, có kích thước miệng vào - miệng ra khác nhau



Hình 8-21. Ống có tiết diện chữ nhật

Trong trường hợp này, cần lưu ý giá trị áp suất động p_d trong công thức (8.8) là giá trị tương ứng với tốc độ ở đầu vào của đoạn cong.

Hệ số trở lực cục bộ của đoạn cong ở hình 8.21 được cho trong bảng 8.23.

Bảng 8.23

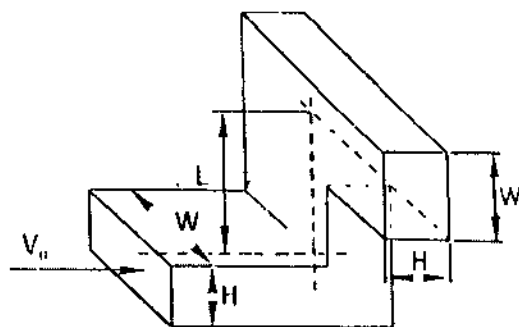
H_0/W_0	W_1/W_0					
	0,6	0,8	1,2	1,4	1,6	2,0
0,25	1,8	1,4	1,1	1,1	1,1	1,1
1,0	1,7	1,4	1,0	0,95	0,90	0,84
4,0	1,5	1,1	0,81	0,76	0,72	0,66
∞	1,5	1,0	0,69	0,63	0,60	0,55

Các giá trị tra từ bảng 8.23 cần phải được nhân thêm với hệ số hiệu chỉnh do ảnh hưởng của Reynolds (bảng 8.10b).

3.5. 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 8.24.

Trong trường hợp $H/W \neq 1$ thì các số liệu trong bảng 8.24 cần phải được nhân thêm với hệ số hiệu chỉnh k_1 trong bảng 8.25.



Hình 8-22. Ống có tiết diện chữ nhật

Bảng 8.24

L/H	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/H	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 8.25

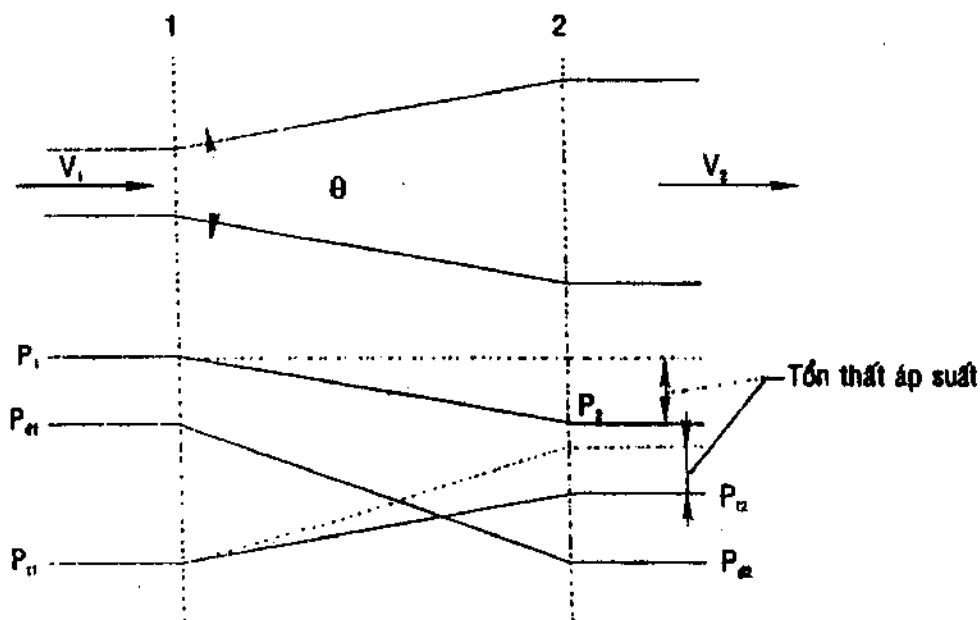
W/H	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	8,0
k_i	1,10	1,07	1,04	1,0	0,95	0,90	0,83	0,78	0,72	0,70

Tương tự, việc hiệu chỉnh hệ số trở lực cục bộ do ảnh hưởng của Reynolds cũng được tiến hành theo bảng 8.10b.

VI. XÁC ĐỊNH TỔN THẤT ÁP SUẤT Ở NHỮNG ĐOẠN ỐNG CÓ TIẾT DIỆN THAY ĐỔI

1. Đoạn ống có tiết diện mở rộng từ từ

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 8-23 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 8-23. Sự biến đổi các loại áp suất

Nếu chuyển động của dòng không khí không gây ra tổn thất áp suất thì ta có:

$$p_1 = p_2 \quad (8.8)$$

Do đó:

$$p_{t1} + p_{d1} = p_{t2} + p_{d2} \quad (8.11)$$

Ở đây: p - áp suất tổng,

p_d - áp suất động,

p_t - áp suất tĩnh,

Như vậy:

$$p_{d1} - p_{d2} = p_{t1} - p_{t2} \quad (8.12)$$

Phương trình (8.12) 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:

$$\Delta p_{cb} = p_{d1} + p_{t1} - (p_{d2} + p_{t2}) \quad (8.13)$$

Về cơ bản, việc tính Δp_{cb} sẽ được tiến hành theo công thức (8.8), 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_d trong công thức (8.8) được tra trong bảng 8.7 theo tốc độ ở đầu vào của đoạn ống.

1.1. Ống có tiết diện tròn

Bảng 8.26

Re	A_2/A_1	θ						
		16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°
$0,5 \cdot 10^5$	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
$2 \cdot 10^5$	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
$\geq 6 \cdot 10^5$	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

Trước tiên, cần phải xác định Reynolds:

$$R_e = 66,4 D.V$$

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,

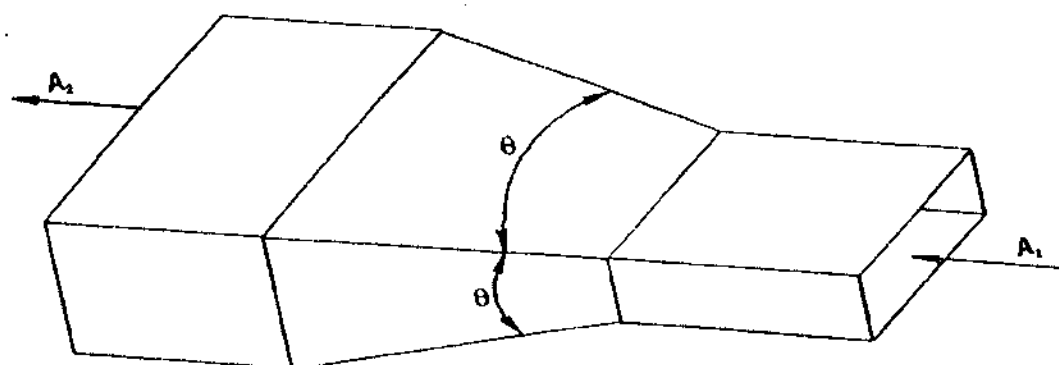
Bảng 8.26 trình bày các giá trị của hệ số trở lực cục bộ β theo θ , R_e và tỉ số A_2/A_1 .

1.2. Ống có tiết diện chữ nhật

Với các ký hiệu θ , A_2 , A_1 như đã nói ở trên, trong trường hợp này các giá trị β được cho trong bảng 8.27.

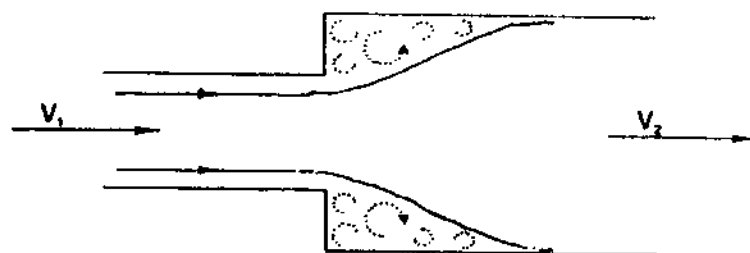
Bảng 8.27

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	0,63	0,63	0,63
6	0,42	0,47	0,58	0,68	0,76	0,76	0,76
≥ 10	0,42	0,49	0,59	0,70	0,87	0,87	0,85



Hình 8-24. Đoạn ống có tiết diện chữ nhật mở rộng dần

2. Đoạn ống có tiết diện mở rộng đột ngột



Hình 8-25. Đoạn ống 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 $\theta = 180^\circ$.

2.1. Ống có tiết diện tròn

Các giá trị của β được cho trong bảng 8.25. Giá trị áp suất động tính toán được xác định theo tốc độ ở đầu vào của đoạn ống.

Bảng 8.28

A_2/A_1	R_c		
	$0,5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$
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

2.2. Ống có tiết diện chữ nhật

Trong trường hợp này, giá trị hầu như chỉ phụ thuộc vào tỉ số A_2/A_1 . Áp suất động vẫn được tính theo tốc độ ở đầu vào. Bảng 8.29 trình bày một số giá trị của hệ số trở lực cục bộ trong trường hợp này.

Bảng 8.29

A_2/A_1	2	4	6	≥ 10
β	0,30	0,63	0,75	0,86

2.3. Đoạn ống có tiết diện thu hẹp từ từ

Khi đoạn ống có tiết diện thu hẹp thì tốc độ sẽ tăng lên, tức là áp suất động tăng lên. Nếu không tính đến tổn thất áp suất ta có:

$$p_1 = p_2$$

Do đó: $p_{t1} + p_{d1} = p_{t2} + p_{d2}$

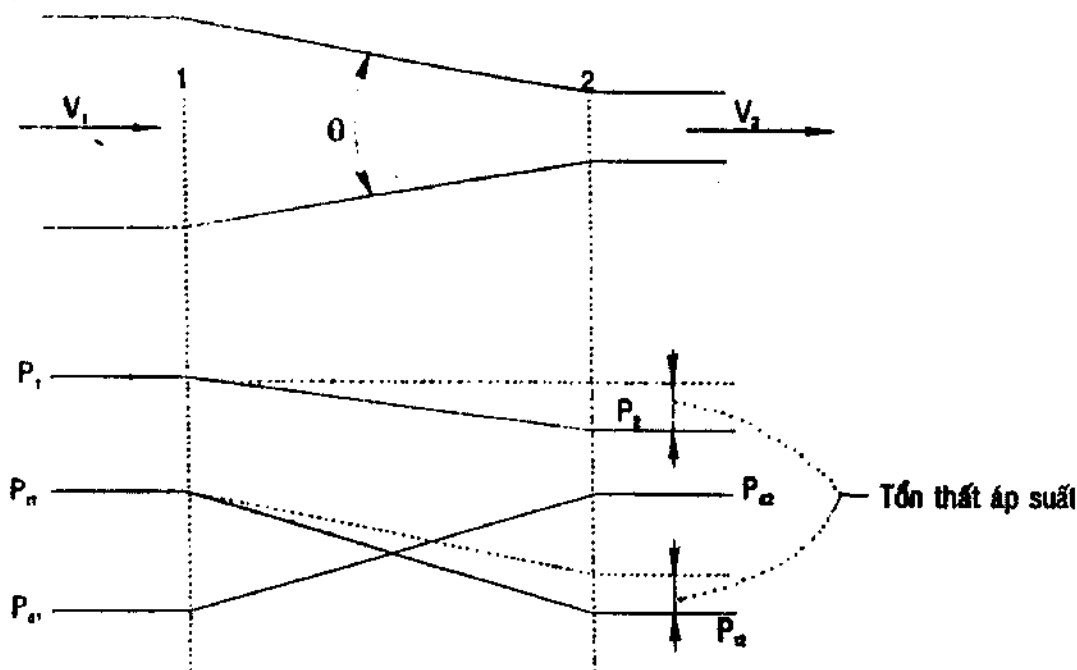
suy ra: $p_{t1} - p_{t2} = p_{d2} - p_{d1}$ (8.14)

Tức là, độ gia tăng của áp suất động chính bằng độ sụt giảm của áp suất tĩnh. Tuy nhiên, do sự xuất hiện ma sát và rối loạn dòng cho nên tổn thất áp suất luôn luôn tồn tại, ta có:

$$\Delta p_{ch} = p_1 - p_2$$

$$\Delta p_{ch} = (p_{t1} + p_{d1}) - (p_{t2} + p_{d2})$$

Suy ra : $p_{t1} - p_{t2} = (p_{d2} - p_{d1}) + \Delta p_{ch}$ (8.15)



Hình 8-26. Sự biến đổi áp suất

Phương trình (8.15) 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 $(p_{d2} - p_{d1})$ và Δp_{cb} .

Cần chú ý, việc xác định Δp_{cb} cũng được tiến hành theo công thức (8.8).

Tuy nhiên thành phần áp suất động p_d trong công thức này được xác định theo tốc độ ở đầu ra của đoạn ống.

Ta gọi A_1 , A_2 là tiết diện ở đầu vào và đầu ra của đoạn ống. Các giá trị β của trường hợp này được cho trong bảng 8.30.

Bảng 8.30

A_2/A_1	θ					
	10°	$15^\circ - 40^\circ$	$50^\circ - 60^\circ$	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 8.30 dùng được cho cả trường hợp tiết diện đoạn ống là tròn hay chữ nhật. Nếu ống có tiết diện chữ nhật thì hình vẽ minh họa tương tự như hình 8-24, chỉ phải đổi ngược chiều chuyển động của không khí [$D = 21 W/(H + W)l$].

2.4. 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 nói ở trên, trong trường hợp này $\theta = 180^\circ$. Giá trị β của đoạn ống có tiết diện thu hẹp đột ngột với tiết diện ống có dạng tròn được cho trong bảng 8.31.

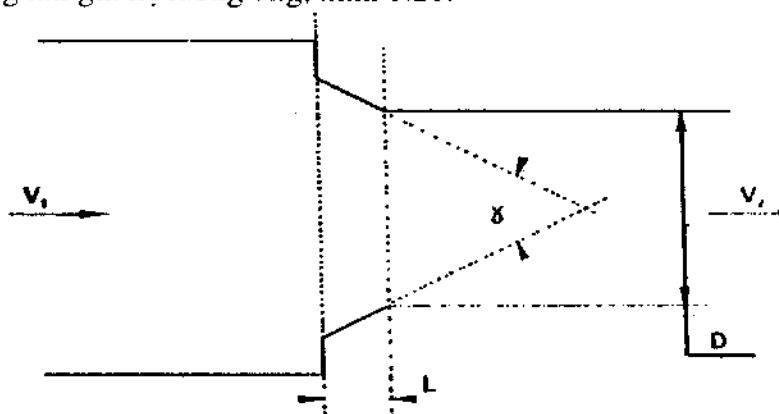
Bảng 8.31

A_2/A_1	2	4	6	10
β	0,26	0,41	0,42	0,43

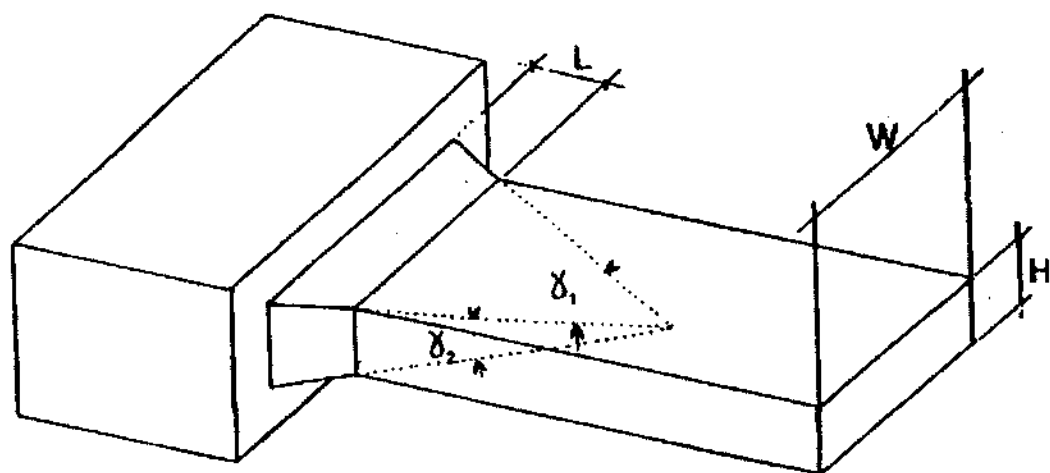
Để giảm bớt trở lực của đoạn ống thu hẹp đột ngột, trong một số trường hợp người ta cấu tạo ống theo hình 8-27.

Bảng 8.32a trình bày một số giá trị của hệ số trở lực cục bộ β' theo γ và tỉ số L/D , bảng 8.32b trình bày giá trị của hệ số hiệu chỉnh k tùy theo tỉ số A_2/A_1 . Như vậy hệ số trở lực cục bộ cuối cùng trong công thức (8.8) 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.

Các bảng 8.32a và 8.32b không chỉ được dùng cho đoạn ống có tiết diện tròn mà còn cho cả đoạn ống có tiết diện chữ nhật. Trong trường hợp ống có tiết diện chữ nhật ta vẫn lấy $D = ZHW/(H + W)$, còn γ được xem là giá trị lớn nhất trong hai giá trị tương ứng, hình 8.28.



Hình 8-27. Đoạn ống thu hẹp đột ngột



Hình 8-28 Đoạn ống hình chữ nhật thu hẹp đột ngột

Bảng 8.32a

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	0,50
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	0,80	0,27	0,18	0,13	0,11	0,12	0,23	0,36	0,50

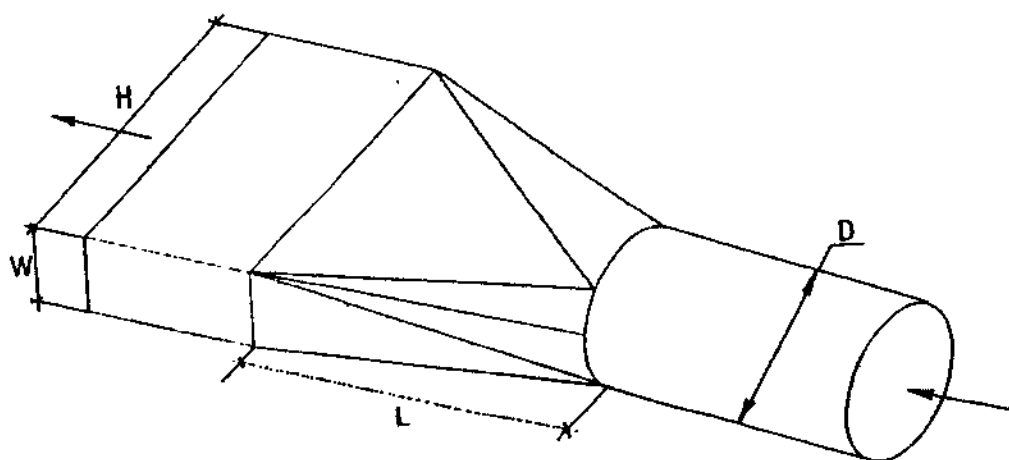
Bảng 8.32b

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

2.5. Một số trường hợp đặc biệt

Cần nhắc lại, trong các trường hợp này, nếu đoạn ống mở rộng dần thì áp suất động được tra theo tốc độ ở đầu vào, còn nếu ống có tiết diện thu hẹp dần thì áp suất động được tra theo tốc độ ở đầu ra.

2.5.1. Đoạn ống mở rộng dần, tiết diện chuyển từ dạng tròn sang dạng chữ nhật

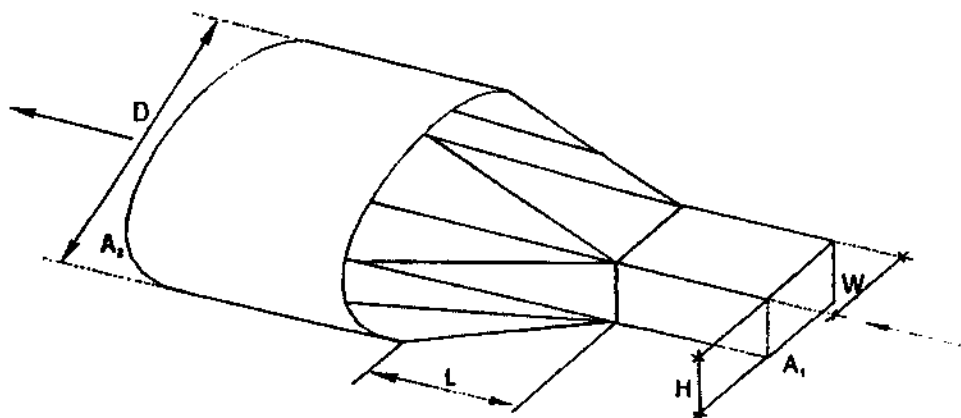


Hình 8-29. Đoạn ống mở rộng dần, tiết diện biến đổi

Trong trường hợp này, hệ số trở lực cục bộ β cũng được tra từ bảng 8.27 với A_1 và A_2 lần lượt là tiết diện của đoạn ống ở đầu vào và đầu ra. Cần chú ý, rằng giá trị θ cũng được tính theo công thức dưới đây:

$$\lg\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{1,13\sqrt{HW} - D}{2L} \quad (8.16)$$

2.5.2. Đoạn ống mở rộng dần, tiết diện chuyển từ dạng chữ nhật sang dạng tròn

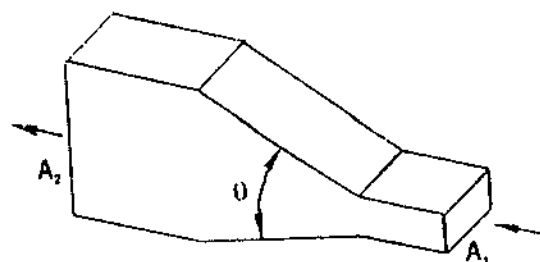


Hình 8-30. Đoạn ống mở rộng dần, tiết diện biến đổi

Tương tự như trên, ta vẫn dùng bảng 8.27 để tra hệ số trở lực cục bộ β giá trị θ tương ứng được tính bằng công thức sau:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{D - 1,13\sqrt{HW}}{2L} \quad (8.17)$$

2.5.3. Đoạn ống mở rộng dần, tiết diện vào và ra đều có dạng chữ nhật, có hai mặt bên hoàn toàn phẳng

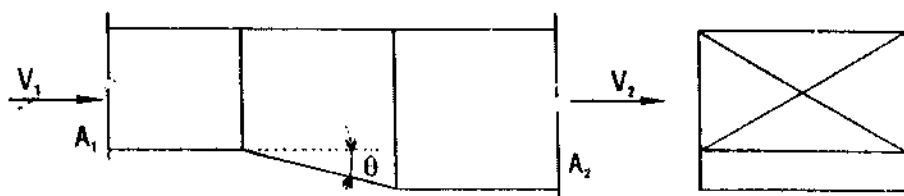


Hình 8-31. Đoạn ống mở rộng dần, tiết diện có dạng chữ nhật

Bảng 8.33

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

2.5.4. Đoạn ống mở rộng dần, tiết diện vào và ra đều có dạng chữ nhật, có 3 mặt bên hoàn toàn phẳng



Hình 8-32. Đoạn ống mở rộng dần, tiết diện có dạng chữ nhật

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 8.34 trình bày một số kết quả xác định β .

Bảng 8.34

A_2/A_1	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

2.5.5. 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 hình 8-29, nhưng chiều chuyển động của không khí thì ngược lại.

Ta vẫn gọi: A_1 - tiết diện ống ở đầu vào;

A_2 - tiết diện 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 Reynolds và được tra theo bảng 8.35.

Bảng 8.35

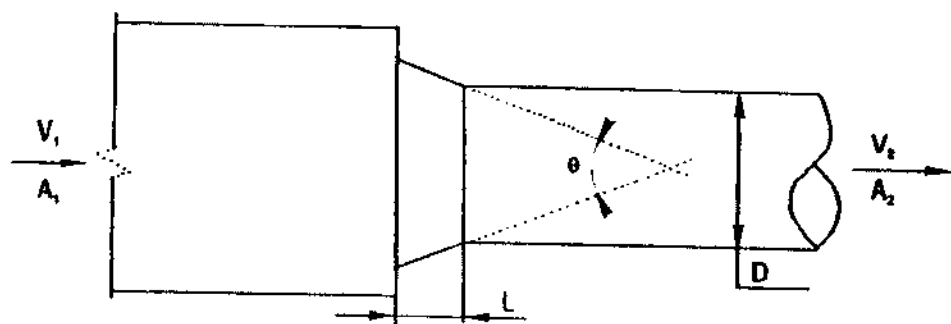
$R_e \cdot 10^{-4}$	1	2	4	6	8	10	20	≥ 40
β	0,27	0,25	0,20	0,17	0,14	0,11	0,04	0

Nếu đoạn ống cũng thuộc loại thu hẹp dần, tiết diện vào vẫn là hình chữ nhật và tiết diện ra có dạng tròn, nhưng cấu tạo của đoạn ống tương tự hình 8-33 thì hệ số trở lực cục bộ được cho trong bảng 8.36.

Bảng 8.36

A_2/A_1	L/D	θ									
		0°	10°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	150°	180°
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

A_2/A_1	L/D	θ									
		0°	10°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	150°	180°
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



Hình 8-33. Đoạn ống thu hẹp dần

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. *Hệ thống điều hoà không khí và thông gió* - Bùi Hải, Hà Mạnh Thư, Vũ Xuân Hùng - Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật- Hà Nội 2001.
2. *Kỹ thuật lạnh cơ sở* - Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tuy - Nhà xuất bản Giáo dục, 1999.
3. *Máy và thiết bị lạnh* - Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tuy- Nhà xuất bản Giáo dục, 2002.
4. *Kỹ thuật lạnh ứng dụng* - Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tuy - Nhà xuất bản Giáo dục, 2002.
5. *Bài tập kỹ thuật lạnh* - Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tuy - Nhà xuất bản Giáo dục, 2002.
6. *Truyền nhiệt* - Đặng Quốc Phú, Trần Thế Sơn, Trần Văn Phú - Nhà xuất bản Giáo dục, 1999.
7. *Tính toán và thiết kế hệ thống sấy* - Trần Văn Phú - Nhà xuất bản Giáo dục, 2001.
8. *Điều tiết không khí* - Hà Đăng Trung, Nguyễn Quân- Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật, 1997.
9. *Kỹ thuật điều hoà không khí* - Lê Chí Hiệp - Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật, 1998.
10. *Bơm quạt máy nén* - Nguyễn Văn May- Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật, 1995.

MỤC LỤC

<i>Lời giới thiệu</i>	3
<i>Lời nói đầu</i>	5
<i>Bài mở đầu</i>	7
Chương 1. THỦY TĨNH	
I. Khái niệm chất lỏng trong thủy lực	9
II. Những đặc tính vật lí cơ bản của chất lỏng	10
III. Lực tác dụng lên chất lỏng	11
IV. Khái niệm về thủy tĩnh	12
V. Áp suất thủy tĩnh - Áp lực - Mặt đẳng áp	13
VI. Phương trình cơ bản của thủy tĩnh học	15
VII. Các loại áp suất và độ cao dẫn xuất của nó	17
Chương 2. THỦY ĐỘNG HỌC	
I. Những khái niệm cơ bản về thủy động	21
II. Phương trình liên tục của dòng chảy ổn định	25
III. Phương trình năng lượng Becnuli đối với dòng chảy ổn định	27
IV. Tổn thất cột nước của dòng chảy	30
Chương 3. MÁY BƠM	
I. Định nghĩa và phân loại máy bơm	34
II. Những thông số cơ bản của máy bơm	35
III. Các loại độ cao của máy bơm	40
IV. Hiện tượng khí thực	47
V. Máy bơm li tâm	51
VI. Máy bơm hướng trục	61
Chương 4. TÍNH TOÁN ĐƯỜNG ỐNG DẪN NƯỚC	
I. Một số vấn đề chung.	72
II. Phân loại và phạm vi ứng dụng	75
III. Sự giãn nở và sự co rút	80

IV. Treo đỡ ống và chống rung	83
V. Hệ thống ống dẫn nước	85
VI. Phương pháp xác định tổn thất áp suất của đường ống dẫn nước	91
VII. Các vấn đề chung khi gia công lắp đặt đường ống	117
Chương 5. KHÁI NIỆM VỀ KHÔNG KHÍ	
I. Không khí khô và hơi nước	118
II. Các loại không khí ẩm	119
III. Các thông số biểu diễn trạng thái của không khí ẩm	120
Chương 6. KHÍ ĐỘNG HỌC	
I. Phương trình Bernoulli và các loại áp suất trong ống dẫn	125
II. Sự biến đổi của các loại áp suất	128
III. Cân bằng áp suất	130
IV. Hiệu ứng ống khối	131
V. Các loại tổn thất áp suất	132
Chương 7. QUẠT	
I. Khái niệm và các thông số về quạt	136
II. Các định luật về quạt	140
III. Các đường đặc tính của quạt	143
IV. Phân loại quạt	145
V. Cách chọn quạt và phương pháp điều chỉnh lưu lượng quạt	152
Chương 8. ỐNG DẪN KHÍ	
I. Khái niệm và phân loại ống dẫn không khí	168
II. Lựa chọn tốc độ chuyển động và đường kính tương đương của ống dẫn	170
III. Các phương pháp thiết kế ống dẫn không khí	174
IV. Xác định tổn thất ở các đoạn ống thẳng có tiết diện không thay đổi	182
V. Xác định tổn thất áp suất ở các đoạn ống cong	190
VI. Xác định tổn thất áp suất ở các đoạn ống có tiết diện thay đổi	208
Tài liệu tham khảo	220

NHÀ XUẤT BẢN HÀ NỘI
4 - TỔNG DUY TÂN, QUẬN HOÀN KIẾM, HÀ NỘI
ĐT: (04) 8252916, 8257063 - FAX: (04) 8257063

GIÁO TRÌNH
THỦY KHÍ ĐỘNG LỰC
NHÀ XUẤT BẢN HÀ NỘI - 2006

Chịu trách nhiệm xuất bản
NGUYỄN KHẮC OÁNH

Biên tập
PHẠM QUỐC TUẤN

Bìa
TRẦN QUANG

Kỹ thuật vi tính

HẢI YẾN

Sửa bản in
PHẠM QUỐC TUẤN

In 630 cuốn, khổ 17x24cm, tại Nhà in Hà Nội.
Quyết định xuất bản số: 146-2006/CXB/146GT-19/HN ngày 24-2-2006.
Số in: 199/3. In xong và nộp lưu chiểu tháng 6 năm 2006.

BỘ GIÁO TRÌNH XUẤT BẢN NĂM 2005
KHOẢNG TRƯỜNG TRUNG HỌC ĐIỆN TỬ - ĐIỆN LẠNH

1. LÝ THUYẾT ĐIỆN TỬ CÔNG NGHIỆP
2. ĐO LƯỜNG ĐIỆN TỬ
3. KỸ THUẬT GHEP KÊNH SỐ
4. MẠCH ĐIỆN TỬ CƠ BẢN
5. THỦY KHÍ ĐỘNG LỰC
6. VẬT LIỆU - LINH KIỆN ĐIỆN TỬ
7. KỸ THUẬT CHUYỂN MẠCH SỐ
8. HỆ ĐIỀU HÀNH
9. KỸ THUẬT AN TOÀN HỆ THỐNG LẠNH
10. LẮP ĐẶT VÀ VẬN HÀNH MÁY LẠNH
11. TỔNG ĐÀI ĐIỆN TỬ SỐ

GT Thủy khí động lực



1111080000060

29,000

Giá: 29.000đ