PGS.TS. NGUYỄN ĐỨC LỢI - PGS.TS. PHẠM VĂN TUY

KỸ THUẬT LẠNH CƠ SỞ

EBOOKBKMT.COM
Tìm kiếm tài liệu miễn phí

NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC

PGS. TS. NGUYỄN ĐỨC LỢI – PGS. TS. PHẠM VĂN TUỲ

KỸ THUẬT LẠNH CƠ SỞ

(Tái bản lần thứ 6)

NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC

LỜI NÓI ĐẦU

Giáo trình *Kĩ thuật lạnh* được biên soạn thành 2 tập :

Tập 1 : *Kĩ thuật lạnh cơ sở*

Tập 2 : *Kĩ thuật lạnh ứng dụng*

Nội dung của tập 1 hạn chế trong khuôn khổ các kiến thức cơ bản về kĩ thuật lạnh như : Các phương pháp làm lạnh nhân tạo, môi chất lạnh, chất tải lạnh, vật liệu lạnh, các thiết bị và chu trình máy lạnh nén hơi, máy lạnh hấp thụ, máy lạnh ejectơ, máy lạnh nén khí, các thiết bị tự động và tự động hoá hệ thống lạnh.

Tập 2 giới thiệu về các Sơ đồ hệ thống lạnh với các thiết bị chính, phụ trong thực tế, các tổ hợp lạnh cụ thể, các ứng dụng chủ yếu trong các ngành kinh tế như thực phẩm (kho lạnh, buồng lạnh, máy lạnh thương nghiệp, bể kem, đá, máy lạnh đông thực phẩm, tủ lạnh gia đình), lạnh trong công nghiệp rượu, bia, điều hoà không khí, bơm nhiệt, hút ẩm, máy lạnh trên các phương tiện vận tải, các phương pháp tính toán, thiết kế, lắp đặt vận hành, bảo dưỡng và sửa chữa.

Cuốn sách nhằm trang bị cho sinh viên ngành Nhiệt – Lạnh những kiến thức cơ bản cần thiết ứng dụng trong thực tế. Tuy nhiên sách cũng rất bổ ích cho các cán bộ, kĩ sư, công nhân các ngành liên quan đang sử dụng lạnh muốn đi sâu, tìm hiểu và tự bồi dưỡng về kĩ thuật lạnh. Phân công biên soạn tập 1 :

PGS Phạm Văn Tuỳ : Chương 7, 8, 12, 14.

PGS Nguyễn Đức Lợi : các chương còn lại.

Trong những năm qua, kĩ thuật lạnh đã có những thay đổi quan trọng trên thế giới và cả ở Việt Nam. Môi chất lạnh freôn bị cấm, các nhà khoa học đang tìm kiếm các chất thay thế mới. Kĩ thuật lạnh ở Việt Nam thực sự đã đi sâu vào hầu hết các ngành kinh tế đang phát triển rất nhanh. Lần này tái bản lại cuốn "Kĩ thuật lạnh cơ sở", chúng tôi đã bổ sung, chỉnh lí lại

cuốn sách cho phù hợp với tình hình mới, đặc biệt phần môi chất lạnh mới và các bảng biểu mới trong phần phụ lục để phục vụ cho việc tính toán chu trình lạnh nén hơi. Đặc biệt trong lần tái bản này chúng tôi có thêm mục từ theo vần chữ cái để tiện tra cứu nhanh theo từ mục bố trí sau phần phụ lục.

Chúng tôi chân thành cảm ơn Viện KHCN Nhiệt lạnh, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, Nhà xuất bản Giáo dục đã giúp đỡ hoàn thành cuốn sách. Chúng tôi cảm ơn các đồng nghiệp đã góp những ý kiến bổ ích cho đề cương và nội dung cuốn sách.

Cuốn sách chắc chắn không tránh khỏi thiếu sót, chúng tôi mong nhận được ý kiến đóng góp của bạn đọc. Các ý kiến xin gửi về Nhà xuất bản Giáo dục hoặc tác giả, Viện Nhiệt lạnh Trường Đại học Bách khoa Hà Nội Tel. 04.7165860, Mob. 0904113505, Email. Loidhbk@yahoo.com. Chúng tôi trân trọng cảm ơn bạn đọc góp ý nhằm hoàn thiện cuốn sách.

CÁC TÁC GIẢ

Chương 1

LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN VÀ Ý NGHĨA KINH TẾ CỦA KĨ THUẬT LẠNH

1.1. LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN CỦA KĨ THUẬT LẠNH

Con người đã biết làm lạnh và sử dụng lạnh từ cách đây rất lâu. Ngành khảo cổ học đã phát hiện ra những hang động có mạch nước ngầm nhiệt độ thấp chảy qua dùng để chứa thực phẩm và lương thực khoảng từ 5000 năm trước.

Các tranh vẽ trên tường trong các kim tự tháp Ai Cập cách đây khoảng 2500 năm đã mô tả cảnh nô lệ quạt các bình gốm xốp cho nước bay hơi làm mát không khí. Cách đây 2000 năm người Ấn Độ và Trung Quốc đã biết trộn muối vào nước hoặc nước đá để tạo nhiệt độ thấp hơn.

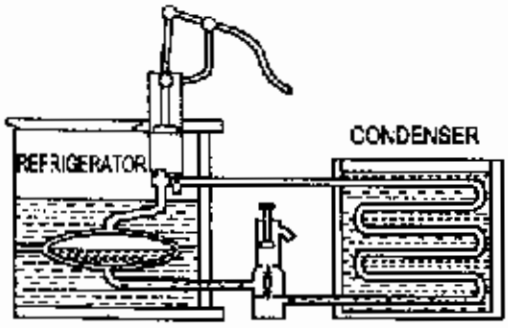
Nhưng kĩ thuật lạnh hiện đại bắt đầu phải kể từ khi giáo sư Black tìm ra nhiệt ẩn hoá hơi và nhiệt ẩn nóng chảy vào năm 1761 ÷ 1764. Con người đã biết làm lạnh bằng cách cho bay hơi chất lỏng ở áp suất thấp.

Tiếp theo phát hiện quan trọng đó, Clouet và Monge lần đầu tiên hoá lỏng được khí SO_2 vào năm 1780. Từ 1781 Cavallo bắt đầu nghiên cứu hiện tượng bay hơi một cách có hệ thống.

Thế kỉ 19 là thời kì phát triển mạnh mẽ của kĩ thuật lạnh. Năm 1823 Faraday bắt đầu công bố những công trình về hoá lỏng khí SO_2, H_2S, CO_2, N_2O, C_2H_2, NH_3 và HCl. Đến 1845, ông đã hoá lỏng được hầu hết các loại khí kể cả êtylen, nhưng vẫn phải bó tay trước các khí O_2, N_2, CH_4, CO, NO và H_2. Người ta cho rằng chúng là các khí không hoá lỏng được và luôn luôn chỉ ở thể khí nên gọi là các khí "vĩnh cửu – permenant", lí do là vì Natlerev (Áo) đã nén chúng tới một áp lực cực lớn 3600 atm mà vẫn không hoá lỏng được chúng. Mãi tới 1869, Andrew (Anh) giải thích được điểm tới hạn của khí hoá lỏng và nhờ đó Cailletet và Pictet (Pháp) hoá lỏng được khí "vĩnh cửu" O_2 và N_2 năm 1877, Dewar (Anh) hoá lỏng H_2 năm 1898, Linde (Đức) hoá lỏng O_2 và N_2 và tách bằng chưng cất, K.Onnes (Hà Lan) hoá lỏng được Heli.

Năm 1834, J.Perkins (Anh) đã đăng kí bằng phát minh đầu tiên về máy lạnh nén hơi với đầy đủ các thiết bị như một máy lạnh nén hơi hiện đại gồm có máy nén, dàn ngưng tụ, dàn bay hơi và van tiết lưu (h.1). Đến cuối thế kỉ 19, nhờ có một loạt cải tiến của

Linde (Đức) với việc sử dụng amôniắc làm môi chất lạnh cho máy lạnh nén hơi, việc chế tạo và sử dụng máy lạnh nén hơi mới thực sự phát triển rộng rãi trong hầu hết các ngành kinh tế quốc dân.



BRITISH PATENT #6,662
to
JACOB PERKINS, GRANTED 1834.

What I claim is an arrangement whereby I am enabled to use volatile fluids for the purpose of producing the cooling or freezing of fluids, and yet at the same time constantly condensing such volatile fluids, and bringing them again and again into operation without waste.

Hình 1.1 : Văn bản phát minh của J.Perkins.

Máy lạnh hấp thụ đầu tiên do Leslie (Pháp) đưa ra vào năm 1810 là máy lạnh hấp thụ chu kì với cặp môi chất H_2O/H_2SO_4. Đến giữa thế kỉ 19, nó được phát triển một cách rầm rộ nhờ kĩ sư tài ba Carré (Pháp) với hàng loạt bằng phát minh về máy lạnh hấp thụ chu kì và liên tục với các cặp môi chất khác nhau.

Máy lạnh hấp thụ khuếch tán hoàn toàn không có chi tiết chuyển động được Geppert (Đức) đăng kí bằng phát minh năm 1899 và được Platen và Munters (Thuỵ Điển) hoàn thiện vào năm 1922 được nhiều nước trên thế giới sản xuất chế tạo hàng loạt và nó vẫn có vị trí quan trọng cho đến ngày nay.

Máy lạnh nén khí đầu tiên do bác sĩ người Mĩ Gorrie chế tạo. Dựa vào các kết quả nghiên cứu của các nhà lí thuyết, bác sĩ Gorrie đã thiết kế chế tạo thành công máy lạnh nén khí dùng để điều tiết không khí cho trạm xá chữa bệnh sốt cao của ông. Nhờ thành tích đặc biệt này mà ông và trạm xá của ông trở thành nổi tiếng thế giới.

Máy lạnh ejectơ hơi nước đầu tiên do Leiblanc chế tạo năm 1910. Đây là một sự kiện có ý nghĩa rất trọng đại vì máy lạnh ejectơ hơi nước rất đơn giản. Năng lượng tiêu tốn cho nó lại là nhiệt năng do đó có thể tận dụng được các nguồn năng lượng phế thải để làm lạnh.

Một sự kiện quan trọng nữa của lịch sử phát triển kĩ thuật lạnh là việc sản xuất và ứng dụng các freôn ở Mĩ vào năm 1930. Freôn thực chất là các chất hữu cơ hydrôcácbua no hoặc chưa no như mêtan (CH_4), êtan (C_2H_6)... được thay thế một phần hoặc toàn bộ các nguyên tử hydrô bằng các nguyên tử gốc halôgen như clo (Cl), flo (F) hoặc brôm (Br). Các chất này được sản xuất ở xưởng Dupont Kinetic Chemical Inc với cái tên thương mại là freôn. Đây là những môi chất lạnh có nhiều tính chất quý báu như không cháy, không nổ, không độc hại, phù hợp với chu trình làm việc của máy lạnh nén hơi do đó nó đã góp phần tích cực vào việc thúc đẩy kĩ thuật lạnh phát triển, nhất là kĩ thuật điều tiết không khí.

Ngày nay, kĩ thuật lạnh hiện đại đã tiến những bước rất xa, có trình độ khoa học kĩ thuật ngang với các ngành kĩ thuật tiên tiến khác. Phạm vi nhiệt độ của kĩ thuật lạnh ngày nay được mở rộng rất nhiều. Người ta đang tiến dần đến nhiệt độ không tuyệt đối. Phía nhiệt độ cao của thiết bị ngưng tụ, nhiệt độ có thể đạt trên 100°C dùng cho các mục đích của bơm nhiệt như sưởi ấm, chuẩn bị nước nóng, sấy v.v... Đây là ứng dụng của bơm nhiệt góp phần thu hồi nhiệt thải, tiết kiệm năng lượng sơ cấp.

Công suất lạnh của các tổ hợp máy lạnh cũng được mở rộng : từ những máy lạnh sử dụng trong phòng thí nghiệm chỉ có công suất chừng vài mW đến các tổ hợp có công suất hàng triệu W ở các trung tâm điều tiết không khí.

Hiệu suất máy tăng lên đáng kể, chi phí vật tư và chi phí năng lượng cho một đơn vị lạnh giảm xuống rõ rệt. Tuổi thọ và độ tin cậy tăng lên. Mức độ tự động hoá của các hệ thống lạnh và máy lạnh tăng lên rõ rệt. Những thiết bị lạnh tự động hoàn toàn bằng điện tử và vi điện tử đang dần dần thay thế các thiết bị thao tác bằng tay.

1.2. Ý NGHĨA KINH TẾ CỦA KĨ THUẬT LẠNH

1.2.1. Ứng dụng lạnh trong bảo quản thực phẩm

Lĩnh vực ứng dụng quan trọng nhất của kĩ thuật lạnh là bảo quản thực phẩm. Theo một số thống kê thì khoảng 80% công suất lạnh được sử dụng trong công nghiệp bảo quản thực phẩm. Thực phẩm như các loại rau, quả, thịt, cá, sữa... là những thức ăn dễ bị ôi thiu do vi khuẩn gây ra. Nước ta là một nước nhiệt đới có thời tiết nóng và ẩm nên quá trình ôi thiu thực phẩm xảy ra càng nhanh.

Muốn làm ngừng trệ hoặc làm chậm quá trình ôi thiu, phương pháp có hiệu quả và kinh tế nhất là bảo quản lạnh. Giả sử sữa 35°C có một mầm vi khuẩn thì chỉ 6 giờ sau số mầm vi khuẩn đã tăng lên 600 lần, sữa chỉ có thể bảo quản trong vòng một ngày. Ở nhiệt độ 15°C ta có thể bảo quản sữa được khoảng 3 ngày và nếu ở 5°C thời gian bảo quản có thể được hơn 4 ngày và đến ngày thứ 4 cũng chỉ có khoảng 4,5 mầm vi khuẩn.

Quá trình ôi thiu ở các loại thực phẩm khác cũng gần như vậy. Theo kinh nghiệm thì thời gian bảo quản là một hàm mũ của nhiệt độ. Sau đây là thời gian bảo quản của một số thực phẩm phụ thuộc vào nhiệt độ.

Số ngày bảo quản phụ thuộc vào nhiệt độ bảo quản :

	−30°C	−20°C	−10°C	+0°C	10°C	20°C
Cá	230	110	40	15	7	3
Thịt bò	2300	1000	100	30	16	8
Gia cầm	800	230	70	7	5	2

Thực ra, thời gian bảo quản còn phụ thuộc vào nhiều yếu tố như độ ẩm, phương pháp bao gói, thành phần không khí nơi bảo quản..., nhưng nhiệt độ đóng vai trò quan trọng nhất.

Ngày nay công nghiệp thực phẩm như chế biến thịt cá rau quả, công nghiệp đánh bắt hải sản dài ngày trên biển không thể phát triển nếu không có sự hỗ trợ tích cực của kĩ thuật lạnh. Các kho lạnh bảo quản, các kho lạnh chế biến phân phối, các máy lạnh thương nghiệp đến các tủ lạnh gia đình ; các nhà máy sản xuất nước đá, máy lạnh lắp đặt trên tàu thuỷ và các phương tiện vận tải, các máy lạnh đông nhanh thực phẩm không còn xa lạ với chúng ta ; kể cả các ngành công nghiệp rượu bia, bánh, kẹo, kem, nước uống, công nghiệp sữa, nước hoa quả, công nghiệp sản xuất aga – aga.

1.2.2. Sấy thăng hoa

Vật sấy được làm lạnh đông xuống -20°C và được sấy bằng cách hút chân không nên sấy thăng hoa là một phương pháp sấy hiện đại hầu như không làm giảm chất lượng của vật sấy. Nước được rút ra gần như hoàn toàn và sản phẩm trở thành dạng bột, bảo quản và vận chuyển dễ dàng. Giá thành sấy thăng hoa cao do đó người ta chỉ ứng dụng cho những sản phẩm quý và hiếm như những dược liệu từ hoa, cây, quả,... những sản phẩm y dược dễ biến đổi chất lượng do tác động của nhiệt độ như máu, các loại thuốc tiêm, hoóc môn hoặc trong công nghệ nuôi cấy vi khuẩn...

1.2.3. Ứng dụng lạnh trong công nghiệp hoá chất

Những ứng dụng quan trọng nhất trong công nghiệp hoá chất là sự hoá lỏng khí bao gồm hoá lỏng các chất khí là sản phẩm của công nghiệp hoá học như clo, amôniắc, cácbônic, sunfurơ, clohydric, các loại khí đốt, các loại khí sinh học...

Hoá lỏng và tách khí từ các thành phần của không khí là ngành công nghiệp có ý nghĩa rất to lớn đối với ngành luyện kim, chế tạo máy và các ngành kinh tế khác kể cả y học và sinh học. Ôxy và nitơ được sử dụng ở nhiều lĩnh vực khác nhau như hàn, cắt kim loại, sản xuất phân đạm, làm chất tải lạnh... Các loại khí trơ như hêli và agôn... được sử dụng trong nghiên cứu vật lí, trong công nghiệp hoá chất và sản xuất bóng đèn.

Việc sản xuất vải, sợi, tơ, cao su nhân tạo, phim ảnh đòi hỏi sự hỗ trợ tích cực của kĩ thuật lạnh trong quy trình công nghệ. Thí dụ, trong quy trình sản xuất tơ nhân tạo, người ta phải làm lạnh bể quay tơ xuống nhiệt độ thấp đúng yêu cầu công nghệ thì chất lượng tơ mới đảm bảo.

Cao su và các loại chất dẻo khi hạ nhiệt độ xuống đủ thấp chúng sẽ trở nên giòn và dễ vỡ như thuỷ tinh. Nhờ đặc tính này người ta có thể chế tạo bột cao su mịn. Khi hoà trộn với bột sắt để tạo cao su từ tính hoặc hoà trộn với phụ gia nào đó, có thể đạt được độ đồng đều rất cao.

Các phản ứng hoá học trong công nghiệp hoá học cũng phụ thuộc rất nhiều vào nhiệt độ. Nhờ có kĩ thuật lạnh người ta có thể chủ động điều khiển được tốc độ các phản ứng hoá học.

1.2.4. Ứng dụng lạnh trong điều tiết không khí

Một lĩnh vực ứng dụng quan trọng của kĩ thuật lạnh là điều tiết không khí. Ngày nay người ta không thể tách rời kĩ thuật điều tiết không khí với các ngành như cơ khí chính xác, kĩ thuật điện tử và vi điện tử, kĩ thuật phim ảnh, máy tính điện tử, kĩ thuật quang học...

Để đảm bảo chất lượng cao của các sản phẩm, để đảm bảo các máy móc, thiết bị làm việc bình thường cần có những yêu cầu nghiêm ngặt về các điều kiện và thông số của không khí như : thành phần, độ ẩm, nhiệt độ, độ chứa bụi và các loại hoá chất độc hại... Kĩ thuật lạnh và đặc biệt là bơm nhiệt có thể giúp ta khống chế các yêu cầu đó.

Điều tiết không khí cũng đóng vai trò quan trọng trong các ngành công nghiệp nhẹ nhằm đảm bảo chất lượng sản phẩm như công nghiệp dệt, vải, sợi, thuốc lá. Ví dụ : ở một nhà máy thuốc lá, nếu độ ẩm quá thấp khi quấn, sợi thuốc sẽ bị rời và điếu thuốc bị rỗng, ngược lại nếu độ ẩm quá cao thì điếu thuốc sẽ quá chặt, không cháy và dễ bị mốc...

Ở các nước tiên tiến, các chuồng trại chăn nuôi của công nghiệp sản xuất thịt sữa được điều tiết không khí để có thể đạt được tốc độ tăng trọng cao nhất, vì gia súc và gia cầm cần có khoảng nhiệt độ và độ ẩm thích hợp để tăng trọng và phát triển. Ngoài khoảng nhiệt độ và độ ẩm đó, quá trình phát triển và tăng trọng giảm xuống, và nếu vượt qua giới hạn nhất định chúng có thể bị sút cân hoặc bệnh tật.

Một trong những nội dung nâng cao đời sống con người là tạo cho con người điều kiện khí hậu thích hợp để sống và lao động. Điều tiết không khí công nghiệp và dân dụng đã trở thành quen thuộc với những người dân ở các nước phát triển. Nhiệt độ, độ ẩm và các thông số không khí quanh năm trong phòng hoàn toàn phù hợp với cơ thể con người. Cũng chính ở điều kiện đó, con người có khả năng lao động sáng tạo cao nhất.

1.2.5. Siêu dẫn

Một ứng dụng quan trong của kĩ thuật lạnh là ứng dụng hiện tượng siêu dẫn để tạo ra các nam châm cực mạnh trong các máy gia tốc ở các nhà máy điện nguyên tử, nhiệt hạch, trong các phòng thí nghiệm nguyên tử, các đệm từ cho các tàu hoả cao tốc.

Năm 1911, nhà vật lí Hà Lan O.Kamerlingh phát hiện ra rằng, khi giảm đến một nhiệt độ rất thấp nào đó, điện trở biến mất, kim loại trở thành siêu dẫn. Nhiệt độ khi

điện trở biến mất gọi là nhiệt độ nhảy. Do nhiệt độ nhảy thường rất thấp, thí dụ đối với chì là 7,2K, thường là ở khoảng nhiệt độ sôi ở hêli (4K) nên việc ứng dụng rất hạn chế vì hêli lỏng rất đắt.

Để có thể ứng dụng rộng rãi siêu dẫn trong công nghiệp phải tìm được các chất siêu dẫn ở nhiệt độ cao, trên nhiệt độ sôi của nitơ lỏng (−196°C), nhiệt độ thăng hoa của nước đá (−78,5°C) hoặc cao hơn nữa. Nhiệt độ siêu dẫn càng gần nhiệt độ môi trường, chi phí để làm lạnh dây dẫn càng giảm.

Năm 1964, V.Litle (Mĩ) và Ginshua (Nga) đã đưa ra những cơ chế mới về siêu dẫn ở nhiệt độ cao.

Tháng 2 − 1987, hai nhà bác học ở trường Alabama (Mĩ) đã mở ra bước đột phá, tìm ra chất siêu dẫn ở −180°C. Sau đó, C.W. Chu ở trường Houston (Mĩ) tìm ra chất siêu dẫn ở −175°C.

Gần đây, ở Hungari , các nhà bác học đã chế tạo được chất siêu dẫn ở −100°C và ở Nga người ta công bố một mẫu gốm có nhiệt độ siêu dẫn ở −23°C.

Những thành tựu vừa qua đã làm cho những ước mơ về các đường dây tải điện không hao hụt điện năng, các nam châm cực mạnh, các tàu hoả cao tốc trên đệm từ sắp trở thành hiện thực.

1.2.6. Sinh học cryô

Kĩ thuật lạnh, ngày càng đóng vai trò quan trọng trong nông, lâm nghiệp, sinh học, vi sinh... Kĩ thuật lạnh thâm độ, còn gọi là kĩ thuật cryô (−80°C đến −196°C) đã hỗ trợ đắc lực cho việc lai tạo giống, bảo quản tinh đông, gây đột biến hoặc cho các quá trình xử lí trong công nghệ sinh học.

Nhờ kĩ thuật cryô mà một con bò đực có thể phối giống cho hàng vạn bò cái, ngay cả sau khi bò đực đã chết hàng chục năm.

Ở Mĩ hiện nay có khoảng hai chục bệnh nhân được ướp "sống", ở nhiệt độ rất thấp. Họ bị các loại bệnh y học hiện nay chưa chữa được. Người ta sẽ làm cho họ sống lại khi tìm được liệu pháp điều trị thích hợp. Nếu thành công, con người có thể ngừng cuộc sống một thời gian nhất định.

Thực tế, sinh học cryô ngày nay đã trở thành một môn khoa học đầy hấp dẫn và lí thú.

1.2.7. Ứng dụng trong kĩ thuật đo và tự động

Áp suất bay hơi của một chất lỏng luôn luôn phụ thuộc vào nhiệt độ. Khi áp suất tăng, nhiệt độ tăng và khi áp suất giảm nhiệt độ giảm.

Hiệu ứng nhiệt điện nói lên sự liên quan giữa nhiệt độ và cường độ dòng điện của hai dây dẫn khác tính. Khi cho một dòng điện chạy qua một dây dẫn gồm hai dây khác tính (cặp nhiệt điện) một đầu nối sẽ nóng lên và đầu kia lạnh đi.

Ứng dụng những quan hệ trên người ta có thể tạo ra các dụng cụ đo đạc nhiệt độ, áp suất hoặc các dụng cụ tự động điều chỉnh, bảo vệ trong kĩ thuật đo và tự động.

1.2.8. Ứng dụng trong thể dục thể thao

Trong thể dục, thể thao hiện đại, nhờ có kĩ thuật lạnh người ta có thể tạo ra các sân trượt băng, các đường đua trượt băng và trượt tuyết nhân tạo cho các vận động viên luyện tập hoặc cho các đại hội thể thao ngay cả khi nhiệt độ không khí còn rất cao. Trong một cung thể thao, người ta có thể sử dụng máy lạnh giải quyết hai nhu cầu đồng thời về nóng và lạnh. Thí dụ năng suất lạnh của máy dùng để duy trì sân trượt băng còn năng suất nhiệt lấy ra từ dàn ngưng có thể dùng để sưởi ấm bể bơi, đun nước nóng tắm rửa trong mùa đông v.v..

1.2.9. Một số ứng dụng khác

Trong ngành hàng không và du hành vũ trụ, máy bay hoặc con tàu vũ trụ phải làm việc trong rất nhiều điều kiện khác nhau. Nhiệt độ bên ngoài có lúc tăng lên hàng ngàn độ nhưng có lúc hạ xuống dưới $-100^{\circ}C$. Kĩ thuật lạnh khi đó giúp các nhà khoa học kiểm tra xem máy bay hoặc con tàu vũ trụ có làm việc được trong các điều kiện tương tự.

Trong khai thác mỏ, hầm lò càng sâu, nhiệt độ càng cao và độ ẩm càng lớn vì trung bình cứ khoan sâu xuống đất 30 mét, nhiệt độ tăng lên $1^{\circ}C$.

Nhờ có kĩ thuật lạnh người ta mới có thể điều tiết được không khí trong hầm lò bảo đảm điều kiện làm việc của công nhân. Đối với lò xây dựng ở các vùng đầm lầy, nhờ có kĩ thuật lạnh làm đông cứng đất ướt, mới có thể xây dựng được hầm lò.

Các công trình ngầm quân sự hoặc dân sự cũng có sự hỗ trợ của kĩ thuật lạnh để đảm bảo nhiệt độ, độ ẩm và thành phần không khí như các hầm ngầm, các đường tàu điện ngầm v.v..

Ngoài ra sinh học cryô, trong các phòng nghiên cứu nông lâm nghiệp người ta còn ứng dụng rộng rãi phòng nhiệt áp để nghiên cứu tạo và lai giống cây trồng. Phòng nhiệt áp có khả năng điều chỉnh nhiệt độ, áp suất, điều kiện ánh sáng và khí hậu đúng theo chương trình định sẵn. Tính chất vật lí của vật chất phụ thuộc rất nhiều vào nhiệt độ. Từ nhiều thế kỉ nay con người đã không ngừng khám phá những tính chất đó để có thể tạo ra được công nghệ sản xuất phù hợp. Chính vì vậy, kĩ thuật lạnh từ khi ra đời đã phát triển nhanh chóng và ngày càng đóng một vai trò quan trọng trong công nghệ sản xuất, gia công, chế biến, bảo quản và trong nghiên cứu khoa học.

1.3. KĨ THUẬT LẠNH Ở VIỆT NAM

Khí hậu nước ta nóng và ẩm, phía nam hầu như không có mùa đông, bờ biển dài trên 3 ngàn cây số, đó là những điều kiện thuận lợi cho việc phát triển ngành lạnh. Thực vậy, kĩ thuật lạnh ngày càng đóng vai trò quan trọng trong việc phát triển kinh tế ở nước ta. Kĩ thuật lạnh đã thâm nhập vào hơn 60 ngành kinh tế, đặc biệt vào các ngành chế biến thực phẩm, hải sản xuất khẩu, công nghiệp nhẹ, điều hoà không khí v.v.. Hàng chục ngàn cơ sở đang sử dụng thiết bị lạnh lớn nhỏ. Ngoại tệ nhập thiết bị lạnh cũng lên hàng trăm triệu USD mỗi năm.

Nhưng đặc điểm chủ yếu của ngành lạnh ở nước ta hiện nay là quá nhỏ bé non yếu và lạc hậu. Nước ta mới chỉ chế tạo được các loại máy lạnh amôniắc loại nhỏ, chưa chế tạo được các loại máy nén và thiết bị cỡ lớn, các loại máy lạnh freôn, các thiết bị tự động... Một đặc điểm quan trọng khác của ngành lạnh nước ta là tản mạn và phân tán, không có một cơ quan trung ương chủ trì nên không được quan tâm đầu tư và phát triển một cách đúng mức. Các đơn vị sử dụng lạnh ở các ngành thường trang bị tự phát nhiều khi dẫn tới những thiệt hại và lãng phí tiền vốn và thiết bị đáng kể do các nguyên nhân kinh tế và kĩ thuật gây ra.

Vì vậy việc nghiên cứu tổ chức và phát triển ngành lạnh ở nước ta là thực sự cấp thiết và chắc chắn nó sẽ mang lại hiệu quả to lớn.

Chương 2

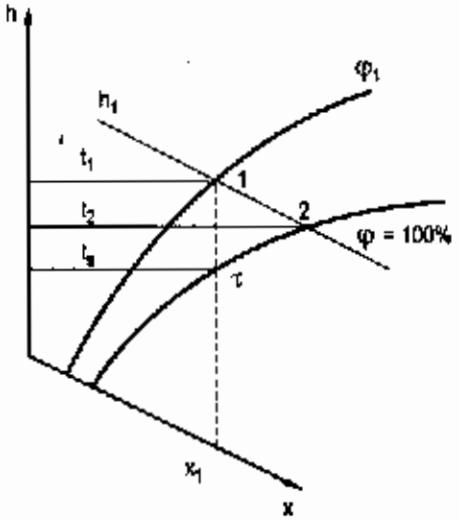
CÁC PHƯƠNG PHÁP LÀM LẠNH NHÂN TẠO

Từ lâu, con người đã biết lợi dụng thiên nhiên để thoả mãn một phần nhu cầu về lạnh của mình. Ở các nước ôn đới, người ta trữ nước đá trong các hầm cách nhiệt để sử dụng cho mùa hè. Ở các nước nhiệt đới, người cổ đại sử dụng các hang động có mạch nước ngầm nhiệt độ thấp để bảo quản thực phẩm và lương thực. Tuy nhiên những phương pháp này vẫn được coi là làm lạnh tự nhiên, chưa phải làm lạnh nhân tạo.

Làm lạnh nhân tạo là các quá trình làm lạnh nhờ một phương tiện hoặc thiết bị do con người tạo ra như một số phương pháp được trình bày sau đây :

2.1. PHƯƠNG PHÁP BAY HƠI KHUẾCH TÁN

Một thí dụ điển hình của bay hơi khuếch tán là nước bay hơi vào không khí. Khi phun nước liên tục vào không khí khô có cùng nhiệt độ, nước sẽ bay hơi khuếch tán vào không khí và trạng thái không khí sẽ biến đổi theo đường đẳng entanpy h = const. Hình 2.1 biểu diễn quá trình làm lạnh bằng bay hơi khuếch tán nước vào không khí khô trên đồ thị entanpy h – độ chứa hơi x của không khí ẩm.



Hình 2.1 : Đồ thị h – x của không khí ẩm.

Điểm 1 – Trạng thái ban đầu của không khí.

t_1 – Nhiệt độ khô ;

t_2 – Nhiệt độ ướt :

t_s – Nhiệt độ đọng sương.

Từ điểm 1 là trạng thái ban đầu của không khí đến điểm 2, độ ẩm tăng từ φ_1 đến φ_{max} =100%. Bằng cách này ta đã thực hiện quá trình làm lạnh không khí. Nhiệt độ giảm từ t_1 đến t_2. Nhiệt độ t_1 là nhiệt độ đọc trên nhiệt kế khô và t_2 là nhiệt độ đọc trên nhiệt kế ướt.

Ở các vùng nóng và khô có thể sử dụng phương pháp này để điều hoà nhiệt độ. Ở nước ta, khí hậu nóng và ẩm nên không thể ứng dụng hiệu quả trừ một số ngày nắng gió tây.

Ứng dụng khác trong kĩ thuật lạnh là máy lạnh hấp thụ khuếch tán. Ở dàn bay hơi amôniắc lỏng bay hơi khuếch tán vào khí hyđrô, là chất khí dùng cân bằng áp suất cho hệ thống lạnh.

2.2. PHƯƠNG PHÁP HOÀ TRỘN LẠNH

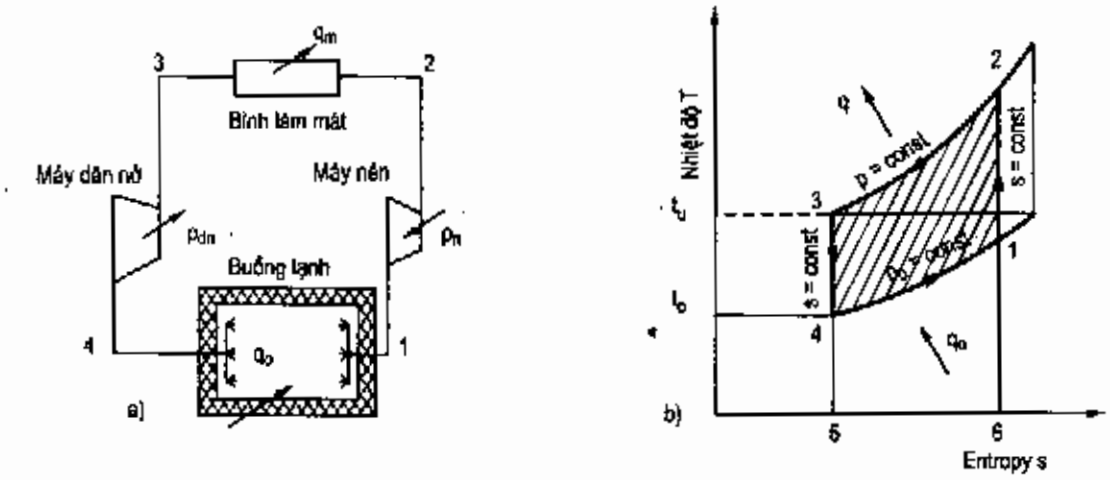
Cách đây 2000 năm, người Trung Quốc và Ấn Độ đã biết làm lạnh bằng cách hoà trộn muối và nước theo những tỉ lệ nhất định. Nếu hoà trộn 31 gam $NaNO_3$ và 31 gam NH_4Cl với 100 gam nước ở nhiệt độ 10°C thì hỗn hợp sẽ giảm nhiệt độ đến −12°C. Hoặc nếu hoà trộn 200 gam $CaCl_2$ với 100 gam nước đá vụn, nhiệt độ sẽ giảm từ 0°C xuống −42°C. Hiệu ứng này cũng xảy ra khi hoà trộn muối ăn với nước hoặc nước đá nhưng ở mức độ kém hơn. Hiệu ứng lạnh phụ thuộc nồng độ và nhiệt độ điểm cùng tính.

Cho đến đầu thế kỉ 20 ở Mĩ vẫn còn bán các loại muối làm lạnh. Sau khi sử dụng, hỗn hợp dùng làm phân bón rất tiện lợi. Ngày nay người ta vẫn sử dụng nước đá muối để ướp cá mới đánh bắt khi cần bảo quản cá ở nhiệt độ thấp hơn 0°C. Nhược điểm chủ yếu của phương pháp này là giá thành muối cao và phần lớn các loại muối đều có tính ăn mòn mạnh.

2.3. PHƯƠNG PHÁP DÃN NỞ KHÍ CÓ SINH NGOẠI CÔNG

Đây là phương pháp làm lạnh nhân tạo quan trọng. Các máy lạnh làm việc theo nguyên lí dãn nở khí có sinh ngoại công gọi là máy lạnh nén khí có máy dãn nở. Phạm vi ứng dụng rất rộng lớn từ máy điều tiết không khí cho đến các máy sử dụng trong kĩ thuật cryô để sản xuất nitơ, ôxy lỏng, hoá lỏng không khí và tách khí, hoá lỏng khí đốt...

Nguyên tắc làm việc của máy lạnh nén khí được trình bày trên hình 2.2.



Hình 2.2 : Nguyên tắc làm việc của máy lạnh nén khí.

a) Sơ đồ thiết bị ; b) Chu trình lạnh biểu diễn trên đồ thị T–s.

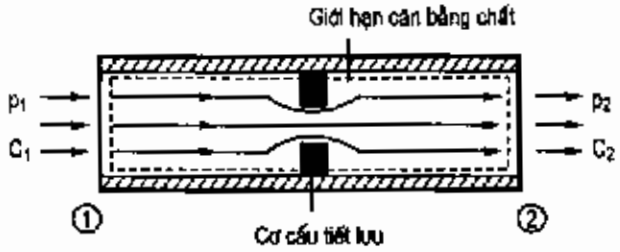
Máy lạnh nén khí gồm 4 thiết bị chính : Máy nén, bình làm mát, máy dãn nở và buồng lạnh. Môi chất lạnh là không khí hoặc một chất khí bất kì, không biến đổi pha trong chu trình. Không khí được nén đoạn nhiệt $s_1 = const$ từ trạng thái 1 đến trạng thái 2. Ở bình làm mát, không khí thải nhiệt cho môi trường ở áp suất không đổi đến trạng thái 3, sau đó được dãn nở đoạn nhiệt $s_3 = const$ xuống trạng thái 4 có nhiệt độ thấp và áp suất thấp. Trong phòng lạnh không khí thu nhiệt của môi trường ở áp suất không đổi và nóng dần lên điểm 1, khép kín vòng tuần hoàn. Như vậy chu trình máy lạnh nén khí gồm 2 quá trình nén và dãn nở đoạn nhiệt với hai quá trình thu và thải nhiệt đẳng áp nhưng không đẳng nhiệt.

Nhiệt độ t_o đạt được phụ thuộc vào t_3, áp suất p_1, p_2 và số mũ đoạn nhiệt k.

Năng suất lạnh riêng q_o và năng suất nhiệt q_k được xác định bằng hiệu nhiệt độ với nhiệt dung riêng đẳng áp. Công của chu trình bằng diện tích 1–2–3–4 biểu diễn trên đồ thị T–s và bằng các quan hệ toán học ta có thể xác định được hệ số lạnh của chu trình bằng hệ số lạnh của chu trình Cácnô ngược chiều. Tuy nhiên ở chu trình Cácnô ngược chiều nhiệt độ t_o là không đổi, trong khi ở chu trình nén khí t_o tăng đến t_1.

2.4. PHƯƠNG PHÁP TIẾT LƯU KHÔNG SINH NGOẠI CÔNG HIỆU ỨNG JOULE – THOMSON

Có thể dãn nở khí không sinh ngoại công bằng cách tiết lưu khí qua cáo cơ cấu tiết lưu từ áp suất cao p_1 xuống áp suất thấp hơn p_2, không có trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài (hình 2.3).



Hình 2.3 : Tiết lưu không sinh ngoại công của một dòng môi chất.

Có thể sử dụng phương trình cân bằng nhiệt của định luật nhiệt động thứ nhất, với điều kiện bỏ qua sự chênh lệch độ cao của 2 điểm (1) và (2) :

$$q_{12} + l_{12} = h_2 - h_1 + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2}$$

$q_{12} = 0$, vì đây là quá trình tiết lưu đoạn nhiệt, nhiệt lượng cấp vào quá trình bằng không ;

$l_{12} = 0$, vì không sinh ngoại công ;

$\left(\omega_2^2 - \omega_1^2\right)/2 \simeq 0$, vì tốc độ dòng chảy nhỏ.

Như vậy, quá trình tiết lưu đoạn nhiệt không sinh ngoại công có entanpy không đổi :

$$h_2 = h_1$$

Quá trình tiết lưu là quá trình không thuận nghịch điển hình. Tuy $q_{12} = 0$ nhưng entropy tăng, áp suất giảm do dòng chảy tạo xoáy và ma sát mạnh.

Năm 1825 Joule và Thomson nêu lên quan hệ giữa sự thay đổi áp suất và nhiệt độ qua quá trình tiết lưu như sau :

$$\left(\frac{dT}{dp}\right)_h = \alpha$$

$$\alpha = \frac{1}{c_p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p\right]$$

Đối với khí lí tưởng, vì $v = \frac{RT}{p}$ nên $T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = T\frac{R}{p} = v$,

Suy ra $\alpha = 0$, nhiệt độ không thay đổi sau tiết lưu. Đối với khí thực, xảy ra 3 trường hợp : lớn hơn, bằng và nhỏ hơn không và được gọi là hiệu ứng Joule – Thomson :

$\alpha > 0$ nhiệt độ giảm sau tiết lưu ;

$\alpha = 0$ nhiệt độ không đổi ;

$\alpha < 0$ nhiệt độ tăng sau tiết lưu.

Nhờ các phương trình trạng thái của khí thực, người ta có thể xác định được đường cong $\alpha = 0$ chia ra hai vùng $\alpha < 0$ và $\alpha > 0$ trên đồ thị T–s. Đường cong $\alpha = 0$ thường gọi là đường chuyển biến và nhiệt độ giới hạn khi $\alpha(T) = 0$ gọi là nhiệt độ chuyển biến. Nhiệt độ chuyển biến T_{cb} của hầu hết các hơi và khí đều bằng 6,75 lần nhiệt độ tới hạn. Như vậy ở nhiệt độ môi trường, chỉ trừ He và H_2 còn hầu hết các khí và hơi khi tiết lưu đều có nhiệt độ giảm, đặc biệt khi tiết lưu hơi ẩm hoặc lỏng.

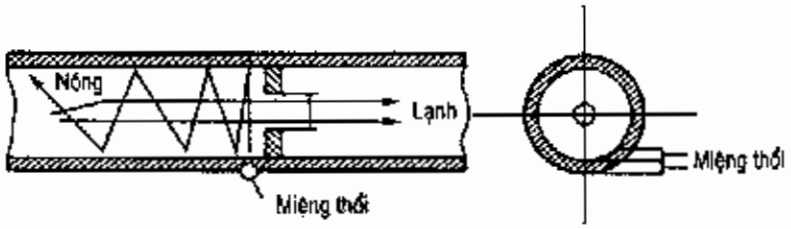
Trong công nghiệp, Linde (Đức) là người đầu tiên sử dụng hiệu ứng tiết lưu kết hợp với các thiết bị trao đổi nhiệt ngược dòng để hoá lỏng không khí.

Trong máy lạnh nén hơi, hấp thụ và ejecto, người ta sử dụng các thiết bị tiết lưu đơn giản, gọn nhẹ thay cho máy dãn nở rất cồng kềnh phức tạp.

2.5. DÃN NỞ KHÍ TRONG ỐNG XOÁY

Năm 1933 Ranque (Mĩ) đã mô tả về một hiệu ứng đặc biệt trong ống xoáy như sau : Khi cho một dòng không khí có áp suất 6 bar ở 20°C thổi tiếp tuyến với thành trong của ống, vuông góc với trục ống φ12 mm thì nhiệt độ ở thành ống tăng lên trong khi nhiệt độ ở tâm ống giảm xuống. Khi đặt một tấm chắn, sát dòng thổi tiếp tuyến có đường kính lỗ $d << 12$mm thì gió lạnh sẽ đi qua tấm chắn còn gió nóng đi theo hướng ngược lại.

Hiệu nhiệt độ lên đến 70K. Nhiệt độ phía lạnh đạt tới $-12^{\circ}C$, phía nóng tới $58^{\circ}C$, áp suất sau khi dãn nở bằng áp suất khí quyển (hình 2.4).



Hình 2.4 : Ống xoáy.

Hiệu ứng ống xoáy mới đầu hấp dẫn nhiều nhà khoa học vì nó đơn giản và đầy hứa hẹn nhưng đến nay ống xoáy vẫn không được ứng dụng vì hệ số lạnh quá nhỏ.

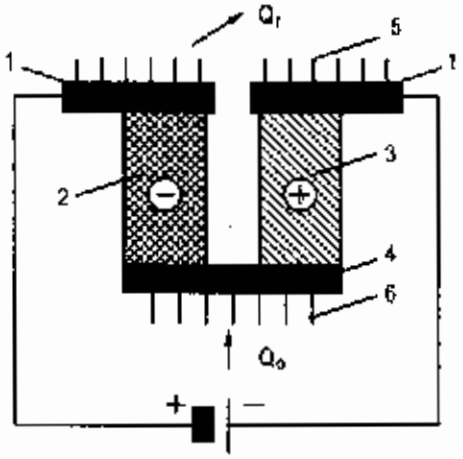
2.6. HIỆU ỨNG NHIỆT ĐIỆN, HIỆU ỨNG PELTIER

Năm 1821 Seebeck (Đức) đã phát hiện ra rằng trong một vòng dây dẫn kín gồm 2 kim loại khác nhau, nếu đốt nóng một đầu nối và làm lạnh đầu kia thì xuất hiện một dòng điện trong dây dẫn.

Đến năm 1834 Peltier (Mĩ) phát hiện ra hiện tượng ngược lại là nếu cho một dòng điện một chiều đi qua vòng dây dẫn kín gồm 2 kim loại khác nhau thì một đầu nối sẽ nóng lên và đầu kia lạnh đi.

Hiệu ứng Peltier được gọi là hiệu ứng nhiệt điện và được ứng dụng trong đo đạc nhiệt độ và cả trong kĩ thuật lạnh. Để đạt được độ chênh nhiệt độ lớn người ta phải sử dụng các cặp nhiệt điện thích hợp gồm các chất bán dẫn đặc biệt của bismút, antimon, sêlen, và các phụ gia.

Hình 2.5 mô tả cách bố trí một cặp nhiệt điện. Khi nối với dòng điện một chiều, một phía sẽ lạnh xuống và một phía nóng lên.



Hình 2.5 : Cặp nhiệt điện.

1 – Đồng thanh phía nóng ;

2,3 – Cặp kim loại bán dẫn khác tính ;

4 – Đồng thanh phía lạnh ;

5,6 – Cánh tản nhiệt.

Hiệu nhiệt độ có thể đạt đến 60K. Máy lạnh nhiệt điện được sử dụng khá rộng rãi nhưng năng suất lại nhỏ (từ 30 đến 100W).

Ưu điểm chính của tủ lạnh nhiệt điện là :

– Không gây tiếng ồn, không có chi tiết chuyển động.

– Gọn nhẹ, chắc chắn, dễ mang xách, không cần môi chất lạnh.

– Chỉ cần thay đổi chiều dấu điện là chuyển được từ tủ lạnh sang tủ nóng và ngược lại.

– Chỉ cần điện ắc quy một chiều, tiện lợi cho du lịch và nông thôn.

Nhưng tủ cũng có nhiều nhược điểm :

– Hệ số lạnh thấp, tiêu tốn điện năng lớn.

Giá thành cao.

– Không trữ lạnh và nóng được vì các cặp kim loại là các cầu nhiệt lớn cân bằng nhanh nhiệt độ trong và ngoài.

2.7. PHƯƠNG PHÁP KHỬ TỪ ĐOẠN NHIỆT

Đây là phương pháp sử dụng trong kĩ thuật cryô để hạ nhiệt độ của các mẫu thí nghiệm từ nhiệt độ sôi của hêli (3 + 4K) xuống gần nhiệt độ không tuyệt đối, khoảng 10^{-3}K. Nguyên tắc làm việc như sau : Người ta sử dụng một loại muối nhiễm từ, ở quá trình nhiễm từ giữa 2 cực từ mạnh, các tinh thể được sắp xếp thứ tự, muối toả ra một lượng nhiệt nhất định, lượng nhiệt này truyền ra ngoài để bay hơi hêli lỏng. Quá trình nhiễm từ và toả nhiệt kết thúc, từ trường bị ngắt, muối bị khử từ đoạn nhiệt, nhiệt độ giảm đột ngột và tạo ra một năng suất lạnh q_o. Lặp lại các quá trình đó nhiều lần, người ta có thể tạo ra nhiệt độ lạnh rất thấp.

2.8. TAN CHẢY HOẶC THĂNG HOA VẬT RẮN

Tan chảy và thăng hoa vật rắn để làm lạnh là phương pháp chuyển pha của các chất tải lạnh như nước đá và đá khô.

Nước đá khi tan ở 0°C thu một nhiệt lượng 333kJ (≈ 79,5kcal). Nếu cần nhiệt độ thấp hơn, phải hoà trộn đá vụn với muối ăn hoặc muối $CaCl_2$. Nhiệt độ thấp nhất có thể đạt được với nước đá muối là −21,2°C ở nồng độ muối 23% trong nước đá.

Nước đá và nước đá muối được sử dụng rộng rãi nhất là trong công nghiệp đánh bắt hải sản vì các ưu điểm rẻ tiền, không độc hại và nhiệt ẩn tan chảy lớn, nhược điểm là gây ẩm ướt cho sản phẩm bảo quản. Nước muối đá có tính ăn mòn cao.

Đá khô là cácbônic ở dạng rắn. Khi sử dụng, nó chuyển từ dạng rắn sang dạng hơi, không để lại lỏng nên gọi là đá khô. Ngày nay đá khô có ý nghĩa công nghiệp rộng lớn, đặc biệt dùng làm lạnh trên phương tiện vận tải. Nhiệt ẩn thăng hoa của đá khô là 572,2 kJ/kg ở nhiệt độ −78,5°C. Khi tăng lên đến 0°C năng suất lạnh riêng của đá khô

là 637,3 kJ/kg. Đá khô có rất nhiều ưu điểm : khá rẻ so với nitơ lỏng, nhiệt ẩn thăng hoa lớn, năng suất lạnh thể tích lớn, không làm ẩm ướt sản phẩm, CO_2 có khả năng kìm hãm vi sinh vật phát triển. Nhược điểm là đá khô khá đắt tiền so với nước đá.

2.9. BAY HƠI CHẤT LỎNG

Quá trình bay hơi chất lỏng bao giờ cũng gắn liền với quá trình thu nhiệt. Nhiệt lượng cần thiết để bay hơi một kg chất lỏng gọi là nhiệt ẩn bay hơi r. Vì nhiệt ẩn bay hơi của chất lỏng bao giờ cũng lớn hơn rất nhiều nhiệt ẩn hoá rắn nên hiệu ứng lạnh lớn hơn.

Chất lỏng bay hơi đóng vai trò là môi chất lạnh và chất tải lạnh quan trọng trong kĩ thuật lạnh.

Nitơ lỏng được coi là chất tải lạnh quan trọng đặc biệt trong sinh học cryô. Nhiều trường hợp, nitơ lỏng vừa là chất tải lạnh vừa là chất để bảo quản vì nitơ là loại khí trơ có tác dụng kìm hãm các quá trình sinh hoá trong sản phẩm bảo quản.

Nitơ lỏng sôi ở nhiệt độ -196^oC. Nhiệt ẩn hoá hơi 200kJ/kg. Nếu tăng lên đến nhiệt độ 0^oC, nitơ thu thêm một lượng nhiệt cũng khoảng 200kJ/kg, như vậy năng suất lạnh riêng q_o gần bằng 400kJ/kg ở nhiệt độ 0^oC.

Các môi chất lỏng cho máy lạnh nén hơi, hấp thụ và ejectơ là amôniắc, nước, các freôn đều thực hiện quá trình thu nhiệt ở môi trường lạnh bằng quá trình bay hơi ở áp suất thấp và nhiệt độ thấp, và thải nhiệt ra môi trường bằng quá trình ngưng tụ ở áp suất cao và nhiệt độ cao.

Chương 3

MÔI CHẤT LẠNH VÀ CHẤT TẢI LẠNH

3.1. MÔI CHẤT LẠNH

Môi chất lạnh (còn gọi là tác nhân lạnh hay ga lạnh) là chất môi giới sử dụng trong chu trình nhiệt động ngược chiều để thu nhiệt của môi trường có nhiệt độ thấp và thải nhiệt ra môi trường có nhiệt độ cao hơn. Môi chất tuần hoàn được trong hệ thống lạnh nhờ quá trình nén.

Ở máy lạnh nén hơi, sự thu nhiệt ở môi trường có nhiệt độ thấp nhờ quá trình bay hơi ở áp suất thấp và nhiệt độ thấp, sự thải nhiệt cho môi trường có nhiệt độ cao nhờ quá trình ngưng tụ ở áp suất cao và nhiệt độ cao, sự tăng áp suất của quá trình nén hơi và giảm áp suất nhờ quá trình tiết lưu hoặc dãn nở lỏng.

Ở máy lạnh nén khí, môi chất lạnh không thay đổi trạng thái, luôn ở thể khí.

3.1.1. Yêu cầu đối với môi chất lạnh

Do những đặc điểm của chu trình ngược, hệ thống thiết bị, điều kiện vận hành... môi chất cần có những tính chất hoá học, vật lí, nhiệt động... thích hợp :

1) *Tính chất hoá học*

– Môi chất cần bền vững về mặt hoá học trong phạm vi áp suất và nhiệt độ làm việc, không được phân huỷ, không được polime hoá.

– Môi chất phải trơ, không ăn mòn các vật liệu chế tạo máy, dầu bôi trơn, ôxy trong không khí và hơi ẩm.

– An toàn, không dễ cháy và dễ nổ.

2) *Tính chất lí học*

– Áp suất ngưng tụ không được quá cao, nếu áp suất ngưng tụ quá cao, độ bền chi tiết yêu cầu lớn, vách thiết bị dầy, dễ rò rỉ môi chất.

– Áp suất hay hơi không được quá nhỏ, phải lớn hơn áp suất khí quyển để hệ thống không bị chân không, dễ rò lọt không khí vào hệ thống.

– Nhiệt độ đông đặc phải thấp hơn nhiệt độ bay hơi nhiều, và nhiệt độ tới hạn phải cao hơn nhiệt độ ngưng tụ nhiều.

– Nhiệt ẩn hoá hơi $r = h'' - h'$ và nhiệt dung riêng c của môi chất lỏng càng lớn càng tốt, tuy nhiên chúng không đóng vai trò quan trọng trong việc đánh giá chất lượng môi chất lạnh. Nhiệt ẩn hoá hơi càng lớn, lượng môi chất tuần hoàn trong hệ thống càng nhỏ năng suất lạnh riêng khối lượng càng lớn.

– Năng suất lạnh riêng thể tích càng lớn càng tốt, máy nén và các thiết bị sẽ gọn nhẹ.

– Độ nhớt động càng nhỏ càng tốt, để giảm tổn thất áp suất trên đường ống và các cửa van.

– Hệ số dẫn nhiệt λ, toả nhiệt α càng lớn càng tốt, vì thiết bị trao đổi nhiệt gọn hơn.

Môi chất hoà tan dầu hoàn toàn có ưu điểm hơn so với loại môi chất không hoà tan hoặc hoà tan dầu hạn chế vì quá trình bôi trơn tốt hơn thiết bị trao đổi nhiệt không bị một lớp trở nhiệt do dầu bao phủ, tuy cũng có nhược điểm làm tăng nhiệt độ bay hơi, làm giảm độ nhớt của dầu (xem chương 11).

– Khả năng hoà tan nước của môi chất càng lớn càng tốt để tránh tắc ẩm cho bộ phận tiết lưu.

– Không được dẫn điện để có thể sử dụng cho máy nén kín và nửa kín.

3) *Tính chất sinh lí*

Môi chất không được độc hại đối với người và cơ thể sống, không gây phản ứng với cơ quan hô hấp, không tạo các khí độc khi tiếp xúc với lửa hàn và vật liệu chế tạo máy.

– Môi chất cần phải có mùi đặc biệt để dễ dàng phát hiện khi bị rò rỉ. Có thể pha thêm chất có mùi vào môi chất lạnh nếu chất đó không ảnh hưởng đến chu trình máy lạnh.

– Môi chất không được ảnh hưởng xấu đến chất lượng các sản phẩm bảo quản.

4) *Tính kinh tế*

– Giá thành phải hạ tuy độ tinh khiết phải đạt yêu cầu.

– Dễ kiếm, nghĩa là môi chất được sản xuất công nghiệp, vận chuyển, bảo quản dễ dàng.

Không có môi chất lạnh lí tưởng đáp ứng đầy đủ yêu cầu đã nêu. Chỉ có thể tìm được một môi chất đáp ứng ít hay nhiều những yêu cầu đó mà thôi. Tuỳ từng trường hợp ứng dụng có thể chọn loại môi chất này hoặc môi chất kia sao cho ưu điểm được phát huy cao nhất (và ngược lại, nhược điểm được hạn chế đến mức thấp nhất). Thí dụ, amôniắc có nhiệt ẩn hoá hơi rất lớn, rất thích hợp với các hệ thống lạnh có công suất lớn do lượng môi chất tuần hoàn nhỏ, lượng nạp nhỏ, máy nén và các thiết bị gọn, nhưng hoàn toàn không phù hợp với các máy lạnh nhỏ như tủ lạnh gia đình, tủ lạnh thương nghiệp vì chi tiết máy sẽ quá nhỏ, lưu lượng quá nhỏ sẽ khó tự động hoá. Trong tủ lạnh gia đình, tủ lạnh thương nghiệp... môi chất R12, có nhiệt ẩn hoá hơi nhỏ (chỉ bằng gần 1/8 của amôniắc) lại rất thích hợp.

Thí dụ khác : Nhờ có các tính chất nhiệt động quý báu, amôniắc tuy độc hại nhưng vẫn được sử dụng rất rộng rãi.

Hơn 150 năm phát triển kĩ thuật lạnh, hàng trăm loại môi chất lạnh đã được nghiên cứu thử nghiệm và ứng dụng. Chúng có khả năng kìm hãm hoặc thúc đẩy sự phát triển kĩ thuật lạnh tuỳ theo tính chất phù hợp của chúng.

Các môi chất lạnh được ứng dụng vào thời kì đầu là $C_4H_{10}O$ và C_2H_6O dễ nổ và dễ cháy đã kìm hãm sự phát triển kĩ thuật lạnh một thời gian khá dài.

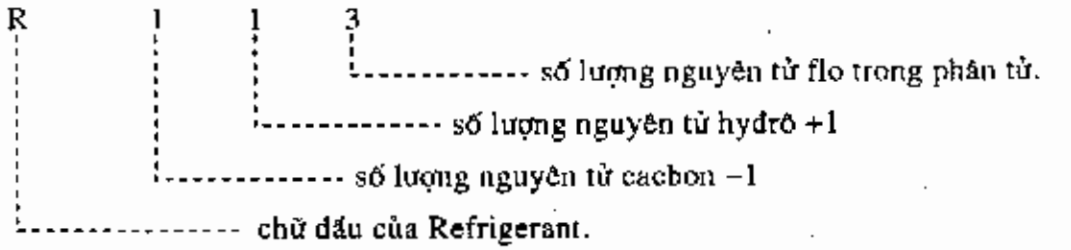
Mãi đến 1874, Pictet (Pháp) sử dụng SO_2 và Linde (Đức) sử dụng NH_3 cho máy lạnh nén hơi, đã đưa kĩ thuật lạnh đến một bước phát triển nhanh chóng mới.

Từ năm 1920 các môi chất êtylen, prôpan, izobutan và clorêtan được nghiên cứu ứng dụng, sau đó đến các hydrô cacbon gốc halôgen, trong đó các nguyên tử hydrô được thay thế một phần hoặc toàn phần bằng các nguyên tử flo, clo và brôm. Khí freôn R12 (CCl_2F_2) chiếm được vị trí xứng đáng trong kĩ thuật lạnh năm 1930 thì các nước lần lượt cấm sử dụng các môi chất dễ cháy như cloruamêtan (CH_3Cl), sunfua đioxit SO_2... Việc ứngdụng R12 và R22 đánh dấu một bước phát triển quan trọng của các loại máy lạnh nhỏ như tủ lạnh gia đình và thương nghiệp, máy điều hoà nhiệt độ. R12 và R22 có tính chất quý báu là không độc, không cháy không gây nổ, nên được gọi là môi chất lạnh an toàn. Hãng Du Pont (Mĩ) là người đầu tiên sản xuất R12 và R22 với tên thương mại là Freôn (FREON). Các sản phẩm tương tự được gọi là ХЛАДОН(Nga), GENETRON (Mĩ), DAIFLON, FRON... (Nhật) FRIGEN, KALTRON (CHLB Đức), ARCTON (Anh)....

3.1.2. Kí hiệu của các môi chất lạnh

1) *Các freôn*

Kí hiệu của các môi chất lạnh thường bắt đầu bằng chữ R (tiếng Anh : Refrigerant là môi chất lạnh), sau đó là 3 chữ số thí dụ R113 :



– Số lượng nguyên tử clo có thể xác định dễ dàng nhờ tổng số lượng các nguyên tử kết hợp với các nguyên tử cacbon đã biết qua hoá trị của nó. Nếu có thêm thành phần brôm thì sau các chữ số có thêm kí hiệu B (brôm) và số lượng nguyên tử brôm như B2, B3,...

– Nếu chữ số đầu tiên (số nguyên tử cacbon −1) bằng 0 thì không cần viết. Đó là trường hợp các dẫn xuất của mêtan (R11, R12, R13, R14).

– Các izome (các chất đồng phân) có thêm chữ a, b để phân biệt.

– Quy tắc kí hiệu mở rộng đến propan (C_3H_8), R290, tiếp theo butan (C_4H_{10}) là R600.

– Các ôlêphin có thêm số 1 trước 3 chữ số thí dụ C_3F_6 có kí hiệu là R1216.

– Các hợp chất có cấu trúc vòng thêm chữ C lên trước thí dụ : C_4F_8 có kí hiệu RC318.

– Các hỗn hợp đồng sôi được quy định thứ tự từ R500, R501, R502... bắt đầu bằng số 5 đối với từng hỗn hợp cụ thể.

Thí dụ : Tìm kí hiệu hoặc công thức hoá học

1. Môi chất có công thức hoá học CCL_2F_2, hãy tìm kí hiệu của nó.

   – Số thứ nhất : số nguyên tử cacbon $-1 = 1 - 1 = 0$

   – Số thứ hai : số nguyên tử hydrô $+1 = 0 + 1 = 1$

   – Số thứ ba : số nguyên tử flo = 2

Vậy chất có công thức hoá học CCL_2F_2 có kí hiệu là R12.

2. Môi chất có công thức hoá học $CHClF_2$, hãy tìm kí hiệu của nó.

   – Số thứ nhất : $1 - 1 = 0$

   – Số thứ hai : $1 + 1 = 2$

   – Số thứ ba : $2 = 2$

Vậy kí hiệu của $CHClF_2$ là R22.

3. Môi chất có kí hiệu là R114, hãy tìm công thức của nó .

   – Số nguyên tử cacbon $C - 1 = 1$ do đó $C = 2$

   – Số nguyên tử flo $F = 4$

   – Số nguyên tử hydrô $H + 1 = 1 \qquad H = 0$

   – Số nguyên tử clo = hoá trị của C – (F + H)

$$Cl = 6 - (4 + 0) = 2$$

Vậy môi chất R114 có công thức hoá học $C_2Cl_2F_4$.

2) *Các môi chất vô cơ*

Vì công thức hoá học của các môi chất vô cơ đơn giản nên ít khi sử dụng kí hiệu. Tuy nhiên có một số nước quy định kí hiệu cho các môi chất vô cơ như sau : Bắt đầu bằng chữ cái R sau đó đến số 7 chỉ môi chất vô cơ. Sau số 7 là 2 chữ số ghi phân tử lượng làm tròn của chất đó thí dụ :

R717 là NH_3, và R718 là H_2O, R729 là không khí. Các chất có cùng phân tử lượng phải có dấu hiệu phân biệt như R744 là CO_2 còn R744A là N_2O...

Một số môi chất lạnh vô cơ hữu cơ và hỗn hợp đồng sôi được giới thiệu trên bảng 3.1.

Bảng 3.1 : MÔI CHẤT LẠNH THƯỜNG GẶP (Xếp theo thứ tự số kí hiệu)

(TLV – Threshold Limit Value - ngưỡng cho phép ; LFL - Lower flammability limit - giới hạn % thể tích trong không khí ; Tn - thời gian tồn tại trong khí quyển)

Số R	Môi chất lạnh Công thức hoá học, thành phần của hỗn hợp hoặc tên thường gọi	Thông số vật lí				Thông số an toàn			Thông số môi trường		
		Khối lượng mol	Điểm sôi	Nhiệt độ tới hạn	Áp suất tới hạn	TLV	LFL	Nhóm an toàn	T_n	ODP	GWP (100 năm)
		kg/kmol	°C	°C	MPa	ppm	%	–	năm	–	–
11	CCl_3F	137,37	23,7	198,0	4,41	C1000	không	A1	45	1,000	4.600
12	CCl_2F_2	120,91	- 29,8	112,0	4,14	1000	không	A1	100	0,820	10.600
13B1	$CBrF_3$ - halon 1301	148,91	- 57,7	67,1	3,96	1000	không	A1	65	12,000	6.900
13	$CClF_3$	104,76	- 81,3	29,2	3,92	1000	không	A1	640	1,000	10.000
14	CF_4 – cachontretrafloride	88,00	- 128,1	- 45,6	3,75	–	không	A1	50.000	0,000	5.700
21	$CHCl_2F$	102,92	8,9	178,3	5,18	10	không	B1	2,0	0,010	210
22	$CHClF_2$	86,47	-40,8	96,2	4,99	1000	không	A1	11,8	0,034	1900
23	CHF_3 - floroform	70,01	-82,1	25,9	4,84	1000	không	A1	243	0,000	14.800
30	CH_2Cl_2 - methylenecloride	84,93	40,2	237,0	6,08	50	14,6	B2	0,46	0,000	10
32	CH_2F_2 - methylene floride	52,02	-51,7	78,2	5,78	1000	13,3	A2	5,6	0,000	880
40	CH_3Cl - methyl cloride	50,49	-24,2	143,1	6,67	50	8,1	B2	1,3	0,020	16
50	CH_4 methan	16,04	-161,5	-82,5	4,64	1000	5	A3	12,2	0,000	24
113	CCl_2F $CClF_2$	187,37	47,6	214,1	3,39	1000	không	A1	85	0,900	6000
114	$CClF_2$ $CClF_2$	170,92	3,6	145,7	3,26	1000	không	A1	300	0,850	9800
115	$CClF_2$ CF_3	154,47	-38,9	80,0	3,12	1000	không	A1	1700	0,400	10 300
116	CF_3-CF_3 perfluoetan	138,01	-78,2	19,9	3,04	1000	không	A1	10.000	0,000	11.400
123	$CHCl_2$-CF_3	152,93	27,8	183,8	3,66	50	không	B1	1,4	0,012	120
124	$CHClF$-CF_3	136,48	-12,0	122,3	3,62	1000	không	A1	6,1	0,026	620
125	CHF_2-CF_3	120,02	-48,1	66,2	3,63	1000	không	A1	32,6	0,000	3.800
134a	CH_2F-CF_3	102,03	-26,1	101,1	4,06	1000	không	A1	13,6	0,000	1.600
142b	CH_3 $CClF_2$	100,49	-9,0	137,1	4,12	1000	6,9	A2	18,5	0,043	2.300
143	CH_2F-CHF_2	84,04	5,0	156,7	5,24	–	5,8	–	3,8	0,020	370
143a	CH_3-CF_3	84,04	-47,2	72,9	3,78	1000	7,1	A2	53,5	0,000	5.400
152a	CH_3 CHF_2	66,5	-24,0	113,3	4,52	1000	3,1	A2	1,5	0,000	190
170	CH_3-CH_3 étan	30,07	-88,6	32,2	4,87	1000	3,2	A3	–	0,000	20
218	CF_3-CF_2-CF_3 perflopropan	188,02	-36,6	71,9	2,68	1000	không	A1	2600	0,000	8 600
C270	-CH_2-CH_2-CH_2 cyclopropan	42,08	-33,8	125,2	5,58	–	2,4	–	–	0,000	-
290	CH_3-CH_2-CH_3 propan	44,10	-42,1	96,7	4,25	2500	2,3	A3		0,000	20
C318	-CF_2-CF_2-CF_2-CF_2 cyclopropan	200,03	-6,0	115,2	2,78	1000	không	d	3200	0,000	11.200
401A	R22/152a/124(53/13/34)MP39	94,44	-34,4	105,3	4,61	1000	không	A1/A1	–	0,027	1.240
402A	R115/290/22(60/2/38%) HP80	101,55	-49,2	76,0	4,23	-	không	A1/A1	–	0,013	3.000
402B	R115/290/22(38/2/60%) HP81	94,71	-47,2	83,0	4,53		không	A1/A1	–	0,020	2.580
404A	R125/143a/134a(44/52/4) HP62,FX70	97,60	-46,6	72,1	3,74	1000	không	A1/A1	–	0,000	4.540
407A	R32/125/134a(20/40/40) Klea60	90,11	-45,2	81,9	4,49	1000	không	A1/A1	–	0,000	2.240
407B	R32/125/134a(10/70/20) Klea61	102,94	-46,8	74,4	4,08	1000	không	A1/A1	–	0,000	3.070
407C	R32/125/134a(23/25/52) Klea66 Suva 9000	86,20	-43,8	87,3	4,63	1000	không	A1/A1	–	0,000	1.980
410A	R32/125/(50/50%) Suva 9100	72,58	-51,6	72,5	4,95	1000	không	A1/A1	–	0,000	2.340
410B	R32/125(45/55)	75,57	-51,5	71,0	4,78	–	không	A1/A1	–	0,000	2.490
502	R22/115 (48,8/51,2)	111,63	-45,3	80,7	4,02	1000	không	A1	–	0,221	6.200
507A	R125/143a (50/50) AZ50	98,86	-47,1	70,9	3,79	–	không	A1	–	0,000	4.600
508A	R23/116 (39/61) Klea 5R3	100,10	-87,4	11,0	3,70	1000	không	A1	–	0,000	12.700
508B	R23/116 (46/54) Suva 95	95,39	-87,4	14,0	3,93	1000	không	A1/A1	–	0,000	13.000
509A	R22/218 (44/56) Arcton TP512	123,96	-40,4	87,2	4,03	1000	không	A1	–	0,015	5 650
600	CH_3-CH_2-CH_2-CH_3 flutan	58,12	-0,5	152,0	3,80	800	1,9	A3	–	0,000	20
600a	$CH(CH_3)_2$-CH_3 iso butan	58,12	-11,6	134,7	3,64	800	1,8	A3	–	0,000	20
630	$CH_3(NH_2)$ methylamin	31,06	-6,7	156,9	7,46	5	–	–	–	0,000	–
704	Heli	4,00	-286,9	-269,9	0,23	–	không	A1		0,000	–
717	NH_3 amôniắc	17,03	-33,3	132,3	11,34	25	14,8	B2		0,000	< 1
718	H_2O nước	18,02	100,0	374,2	22,10	–	không	A1	–	0,000	< 1
729	Không khí	28,97	-194,4	-140,7	3,77	–	không	–	–	0,000	–
744	CO_2 cácbônic	44,1	-78,4	31,1	7,38	5000	không	A1	> 50	0,000	1
764	SO_2 sulphua dioxide	64,06	-10,0	157,5	7,88	2	không	B1	–	0,000	–
1150	CH_2-CH_2 êtylen	28,05	-109,4	9,3	5,11	1000	2,7	A3	–	0,000	–
1270	CH_3-CH-CH_2 propylen	42,08	-47,7	92,4	4,67	375	2,0	B3		0,000	–

3) *Các môi chất đồng sôi*

Những môi chất đồng sôi tỏ ra có nhiều ưu điểm nhờ 2 thành phần. Thí dụ R502 do có thành phần R115, nhiệt độ cuối quá trình nén giảm rõ rệt, mức độ hoà tan dầu tăng lên, không còn những vùng không hoà tan dầu như R22. Năng suất lạnh thể tích của R502 lớn hơn của R22 khoảng 20%. Để giữ nguyên năng suất lạnh của một máy lạnh động cơ 60Hz môi chất R22 sang 50Hz người ta nạp R502 thay cho R22. Môi chất R500 cũng cho tính chất tương tự đối với R12. Máy lạnh R12 ở Mĩ (điện 60Hz) chuyển sang điện 50Hz muốn giữ nguyên năng suất lạnh phải nạp R500 thay cho R12.

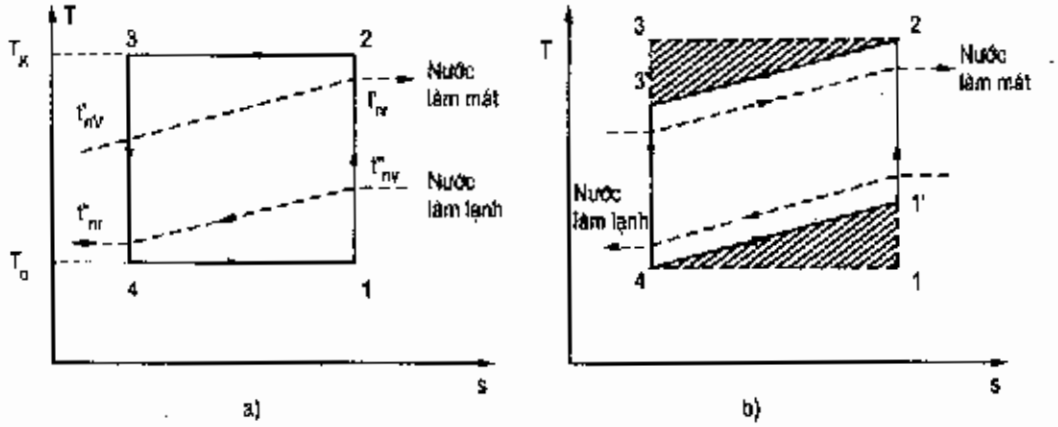
4) *Các môi chất không đồng sôi hai và nhiều thành phần*

Từ sau cuộc khủng hoảng năng lượng ở thập kỉ 70, người ta chú ý nghiên cứu nhiều hỗn hợp môi chất không đồng sôi vì chúng có khả năng giảm tiêu hao điện năng.

Đây là các hỗn hợp của hai hoặc nhiều môi chất đơn chất, có nhiệt độ sôi ở áp suất khí quyển cách nhau thường từ 15K trở lên, được kí hiệu với chữ đầu là 4 ví dụ R404A, R410A...

Cơ sở cho những nghiên cứu ứng dụng hỗn hợp không đồng sôi là chu trình Lorenz. Ngay từ cuối thế kỉ 19, Lorenz người Đức đã chỉ rõ sự không hoàn thiện của chu trình Carnot ngược chiều và đưa ra một chu trình mới phù hợp hơn nhằm tiết kiệm công nén, qua đó tiết kiệm năng lượng sơ cấp, và chỉ có môi chất không đồng sôi mới có khả năng làm cho chu trình Lorenz trở thành thực tế, nhờ đặc điểm ngưng và sôi đẳng áp nhưng không đẳng nhiệt. Hình 3.1 giới thiệu chu trình Carnot và Lorenz trên đồ thị T–s.

Dựa vào thực tế là môi trường nhiệt độ cao (để làm mát thiết bị ngưng tụ) và môi trường nhiệt độ thấp (được làm lạnh) bao giờ cũng có chênh lệch nhiệt độ ở đầu vào và đầu ra. Với 2 quá trình sôi đẳng áp nhưng với nhiệt độ tăng dần và ngưng đẳng áp nhưng với nhiệt độ giảm dần, phù hợp hoàn toàn với sự thay đổi nhiệt độ của môi trường bên ngoài, chu trình Lorenz có khả năng giảm được năng lượng tiêu thụ cho chu trình bằng diện tích 411' và 233', làm cho hệ số lạnh tăng lên đáng kể. Thiết bị trao đổi nhiệt của chu trình Lorenz nhất thiết phải làm việc theo nguyên tắc ngược dòng, và môi chất là loại hỗn hợp không đồng sôi.



Hình 3.1 : a) Chu trình Carnot 1–2–3–4 ; b) Chu trình Lorenz 1'–2–3'–4
▨ Công tiết kiệm được của chu trình Lorenz so với Carnot

Hiện nay, nhiều phát minh về môi chất không đồng sôi đã được công bố. Một môi chất không đồng sôi đăng kí phát minh ở Mĩ năm 1982 có khả năng tiết kiệm năng lượng sơ cấp đến 46%. Một số môi chất không đồng sôi đã và đang được nghiên cứu như R22/R11, R22/R114, R22/R113...

Đến nay, hàng trăm loại môi chất lạnh khác nhau đã được nghiên cứu ứng dụng nhưng do nhiều khó khăn trong việc sản xuất, vận chuyển, bảo quản, giá cả... chỉ có rất ít môi chất được coi là môi chất lạnh hiện đại và được sử dụng rộng rãi. Những môi chất đó là :

NH_3 cho hầu hết các loại máy lạnh nén hơi công suất lớn và rất lớn.

– R12, R22 cho các loại máy lạnh nhỏ đến rất lớn, đặc biệt cho điều tiết không khí.

– Không khí cho các máy lạnh nén khí.

– Nước cho máy lạnh hấp thụ, máylạnh êjectơ.

– R11, R123 cho các máy lạnh dùng máy nén tuabin.

– R114, R142 cho bơm nhiệt.

– R134a và R152a các môi chất thay thế tạm thời cho R12 và R22.

3.1.3. Phương trình trạng thái và đồ thị nhiệt động

Để có thể tính toán thiết kế được các chi tiết của hệ thống lạnh như máy nén, van tiết lưu, thiết bị ngưng tụ, bay hơi... nhất thiết phải biết các thông số trạng thái của môi chất ở từng thời điểm của chu trình lạnh.

1) *Ứng dụng các phương trình nhiệt động*

Việc ứng dụng các phương trình nhiệt động để tính toán các thông số trạng thái ở các điểm nút chu trình gặp nhiều khó khăn với các lí do :

– Hầu hết các môi chất lạnh có phân tử lớn gồm nhiều nguyên tử.

- Phạm vi tính toán nằm trong vùng hơi ẩm bên dưới điểm tới hạn, thể tích riêng hơi ẩm và hơi bão hoà lớn.

Do đó, các tính toán lí thuyết thường dẫn đến sai số lớn khó chấp nhận. Người ta phải sử dụng các kết quả thực nghiệm và các phương trình trạng thái hiệu chỉnh dựa trên kết quả thực nghiệm phức tạp. Nhiều phương trình trạng thái được sử dụng như phương trình Vander Waals, phương trình Webb–Rubin, nhưng phương trình Redlich–Kwong được chú ý hơn cả vì sai số nhỏ và chỉ có 2 hằng số :

$$\left(p + \frac{a}{T^n v(v+b)}\right)(v-b) - RT = 0$$

Trong đó : p – Áp suất ;

T – Nhiệt độ ;

R – Hằng số chất khí ;

v – Thể tích riêng ;

a và b là hằng số ;

n là số mũ hiệu chỉnh từ 0 đến 3/2 đối với từng môi chất lạnh nhất định.

Tuy gặp nhiều khó khăn nhưng việc sử dụng các phương trình trạng thái, các mô hình toán học trên máy tính là rất cần thiết nhằm :

– Mô hình hoá và tối ưu hoá các hệ thống lạnh.

– So sánh các môi chất và các chu trình lạnh.

· Dự đoán tính chất của các môi chất chưa biết, các hỗn hợp đồng sôi và không đồng sôi hai hoặc nhiều thành phần với sai số cho phép.

Đối với các phép tính thông dụng người ta thường sử dụng bảng hoặc đồ thị nhiệt động.

2) *Áp suất hơi bão hoà*

Ở trạng thái bão hoà, ứng với mỗi áp suất có một nhiệt độ sôi xác định.

Đường cong áp suất hơi bão hoà của môi chất R12 và NH_3 được biểu diễn trên hình 3.2, áp suất sôi p (trục tung) phụ thuộc vào nhiệt độ sôi t (trục hoành).

Theo Clausius và Clapeyron, quan hệ cân bằng pha lỏng hơi như sau :

$$\frac{dp}{dT} = \frac{\Delta h}{t.\Delta v}$$

trong đó : $\frac{dp}{dT}$ – Góc nghiêng của đường cong áp suất hơi ;

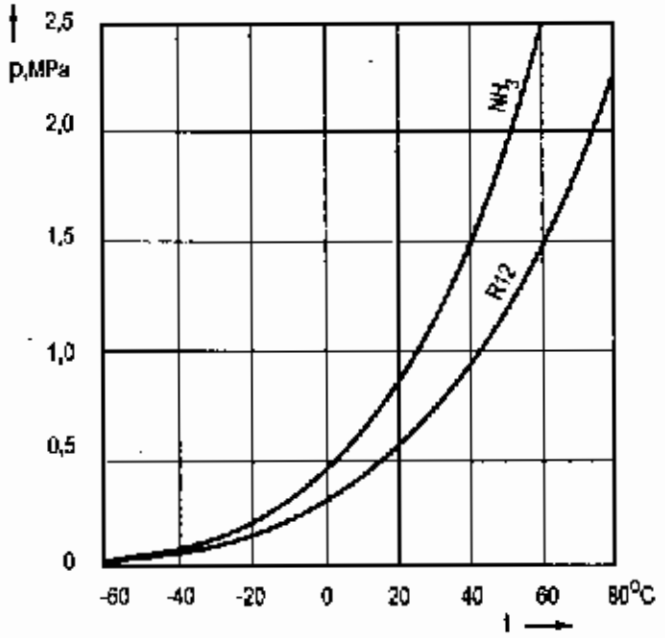
T - Nhiệt độ tuyệt đối, K ;

Δh – Hiệu entanpy ;

Δv – Hiệu thể tích riêng.

Đối với chất lỏng sôi có thể viết :

$$\frac{dp}{dT} = \frac{r}{T\left(v'' - v'\right)}$$



Hình 3.2 : Đường cong áp suất hơi của R12 và R717 (NH_3)

Với các giả thiết :

– Vì thể tích riêng của chất lỏng rất bé so với thể tích riêng của hơi nên có thể bỏ qua v'.

– Coi nhiệt ẩn hoá hơi r là hằng số không phụ thuộc vào T,

– Và coi hơi là khí lí tưởng.

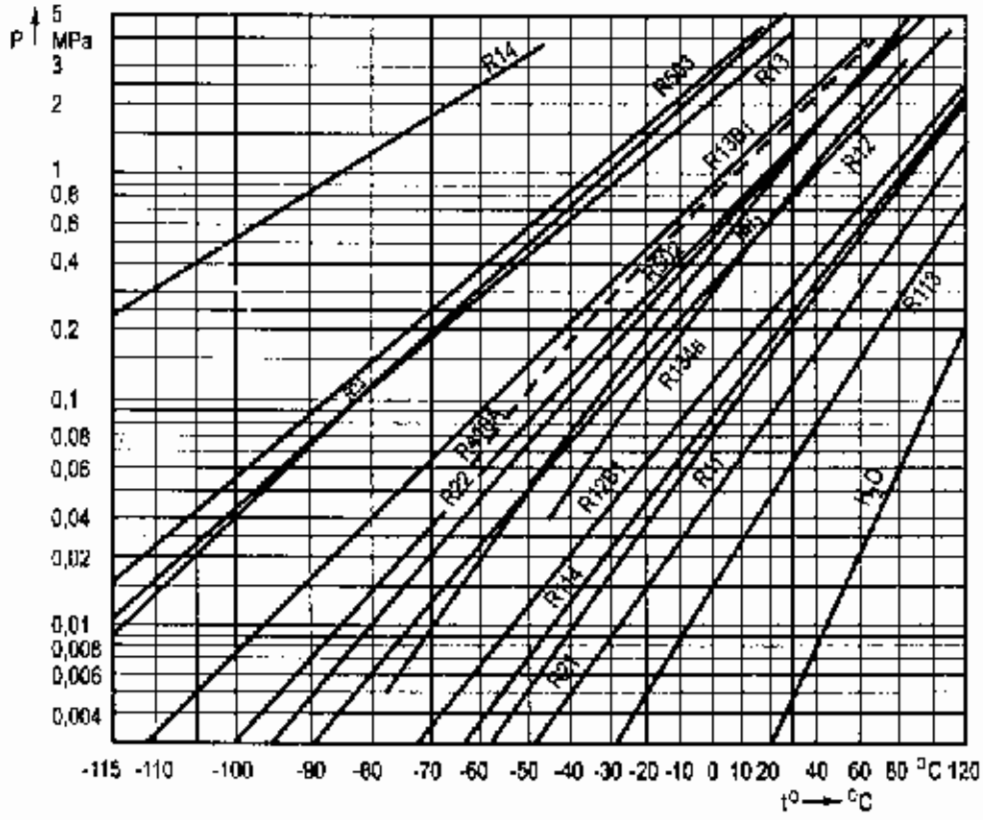
$$v'' = \frac{RT}{p}$$

Nên ta có : $$\frac{dp}{dT} = \frac{r}{Tv''} = \frac{rp}{RT^2}$$

Vậy : $$\int\frac{dp}{p} = \int\frac{r}{RT^2}dT$$

Giải phương trình trên ta có : $\ln p = a - \frac{b}{T}$ trong đó a là hằng số tích phân còn b = r/R.

Như vậy nếu trục tung có thang lôgarit và trục hoành có thang 1/T thì các đường áp suất hơi bão hoà là các đường thẳng. Các đường áp suất hơi của một số môi chất lạnh được biểu diễn trên hình 3.3. Rõ ràng, các đường áp suất hơi gần như những đường thẳng tuy đã có những giả thiết thô. Lí do là những sai số do các giả thiết thay đổi cùng chiều và cùng tỉ lệ.



Hình 3.3 : Áp suất hơi bão hoà của một số môi chất lạnh.

3) *Đồ thị lgp – h và T – s*

Năm đại lượng cơ bản là

– Áp suất p, MPa ;

– Nhiệt độ T. K, hoặc t°C ;

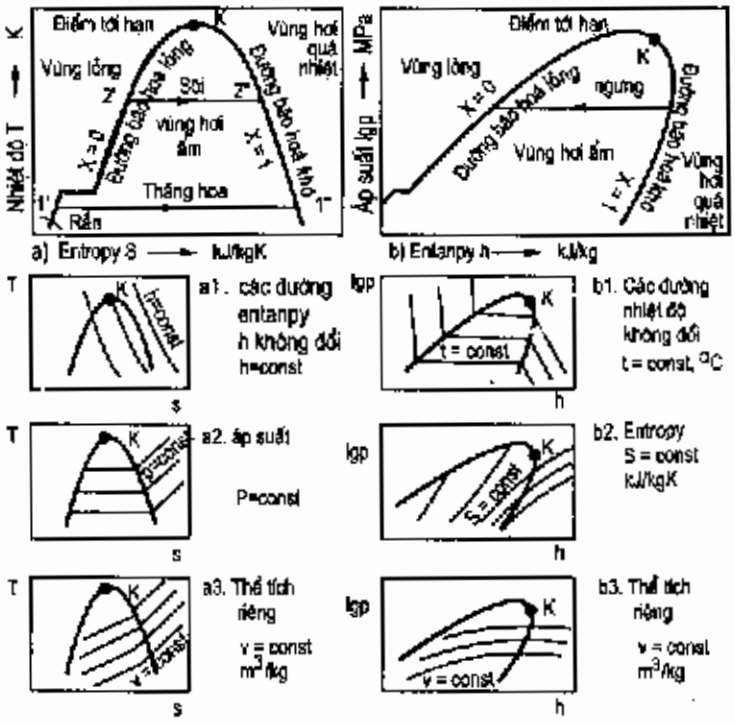
– Entanpy h, kJ/kg ;

– Entropy s, kJ/kg.K ;

– Thể tích riêng v, m^3/kg.

được biểu diễn một cách rõ ràng cho bất kì một trạng thái nào của môi chất trong vùng làm việc. Đồ thị lgp–h được Mollier xây dựng lần đầu tiên vào năm 1912 tại trường đại học kĩ thuật TU Dresden (Đức), nên thường được gọi là đồ thị Mollier. Đồ thị lgp–h chủ yếu dùng để tính toán chu trình lạnh còn đồ thị T–s chủ yếu dùng để so sánh ưu nhược điểm của các chu trình.

Cấu tạo của đồ thị như sau (h.3.4.) :



Hình 3.4 : Cấu tạo đồ thị lgp–h và T–s.

Đồ thị có các đường cong chính chia thành 3 vùng trạng thái lỏng, hơi ẩm và hơi quá nhiệt. Phân cách vùng lỏng và hơi ẩm là đường bão hoà lỏng (x = 0) hoặc đường sôi ; giữa vùng hơi ẩm và hơi quá nhiệt là đường bão hoà khô (x = 1) hay còn gọi đường ngưng. Ở một vài môi chất còn có đường hoá rắn phía dưới đường lỏng (CO_2), nếu vùng công tác mở rộng đến vùng thăng hoa của vật rắn. Phân cách giữa đoạn x = 0 và x = 1 là điểm tới hạn K. Tất cả các giá trị đại lượng nằm trên đường x = 0 có kí hiệu 1 dấu phẩy trên đầu biểu thị trạng thái lỏng sôi (v', h', s'), nằm trên đường x = 1 biểu thị trạng thái hơi bão hoà với 2 dấu phẩy v'', h'', s''.

Các đại lượng p, T, h, s, v được biểu diễn thành từng chùm đường cong với các giá trị không đổi (const). Trên đồ thị T–s, các đường T = const song song với trục hoành, s = const song song với trục tung, h = const là các đường cong từ phía trên bên trái xuống phía dưới bên phải (hình 3.4 a1), các đường p = const là đường gẫy ba khúc : khúc 1 gần như trùng lên đường x = 1, khúc 2 song song với trục hoành và khúc 3 đi lên (h.3.4a2) và các đường v = const là các đường thoải đi lên, hơi gẫy ở đường x = 1 (h.3.4a3).

Trên đồ thị lgp–h, các đường p (thang logarit) song song trục hoành, các đường h song song trục tung, các đường T = const chia làm ba khúc như biểu diễn trên hình 3.4.b1, các đường s = const là đường nghiêng từ góc dưới bên trái lên phía trên bên phải còn v = const là các đường thoải hơn và hơi gẫy ở đường x = 1 (h. 3.4 b3). Phụ lục 10, 11, 12, 13, 14 là các đồ thị lgp–h của các môi chất NH_3, R12, R22. R502, R134a.

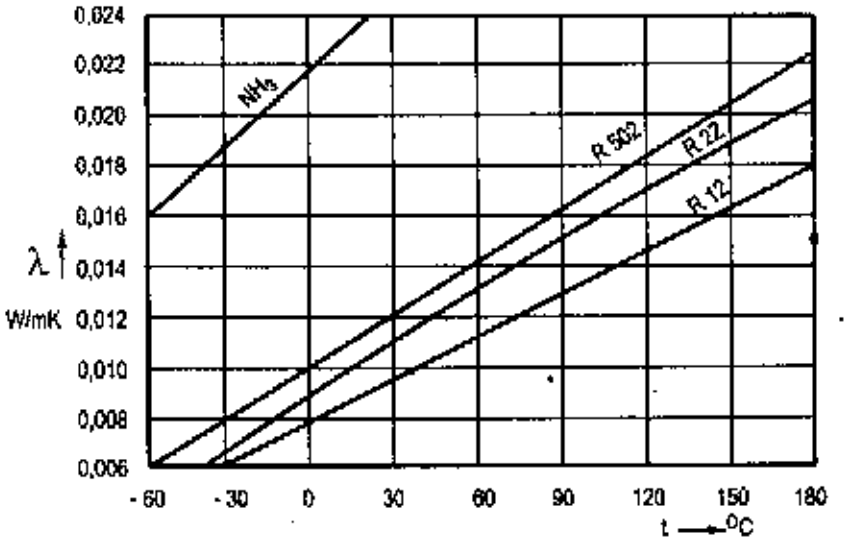
Thông thường, có thể chọn bất kì điểm nào đó làm gốc để tính entanpy và entropy vì trong các tính toán các quá trình chỉ có hiệu của chúng có ý nghĩa. Để không xuất hiện các giá trị âm trong phạm vi sử dụng đồ thị. Trên phụ lục điểm gốc được chọn là lỏng bão hoà ở 0^oC với entanpy = 500kJ/kg và entropy = 1kJ/kg.

Tuỳ theo nhu cầu thực tế với từng môi chất, người ta xây dựng các vùng đồ thị cần thiết, bỏ qua các vùng không cần thiết. Đối với hầu hết các môi chất lạnh, vùng trên điểm tới hạn và vùng dưới điểm bội ba không được xây dựng, nhưng đồ thị của CO_2 bao gồm cả vùng trên vì điểm tới hạn xấp xỉ nhiệt độ môi trường và cả vùng dưới vì cần sử dụng cho kĩ thuật sản xuất đá khô.

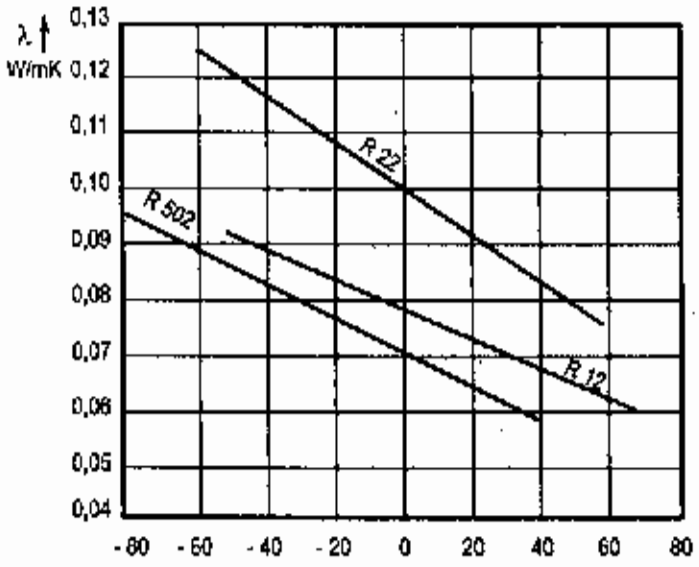
4) *Hệ số dẫn nhiệt* λ

Hệ số dẫn nhiệt λ là thành phần cơ bản của phương trình Fourier, của các tiêu chuẩn đồng dạng và của các công thức tính toán các quá trình trao đổi nhiệt. Hệ số dẫn nhiệt λ của pha lỏng và hơi môi chất lạnh phụ thuộc vào nhiệt độ là thông số cần thiết để tính toán thiết kế các thiết bị trao đổi nhiệt.

Hình 3.5 và 3.6 biểu diễn sự phụ thuộc của λ của lỏng và hơi một số môi chất lạnh vào nhiệt độ.



Hình 3.5 : Hệ số dẫn nhiệt λ của một số hơi môi chất lạnh ở p = 0,1 MPa.



Hình 3.6 : Hệ số dẫn nhiệt λ của một số môi chất lạnh lỏng.

Góc nghiêng của các đường λ gần giống nhau. Giá trị λ của các freôn gần giống nhau. Ở pha hơi, λ của NH_3 lớn hơn của freôn 2 – 3 lần. Ở pha lỏng, λ của NH_3 gần bằng hệ số dẫn nhiệt của nước và nằm trong khoảng 0,2 – 0,6 W/mK.

5) *So sánh các môi chất*

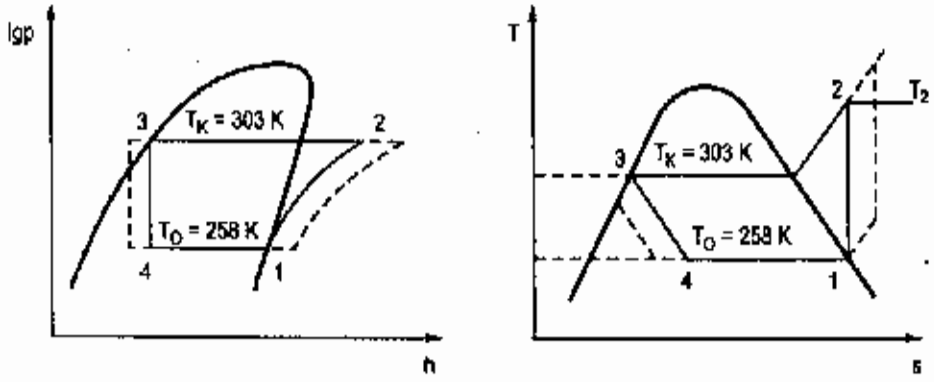
Việc so sánh các môi chất nhằm hai mục tiêu cơ bản :

– Dự đoán tính chất của các môi chất khác thông qua một số thông số cơ bản.

– Tìm môi chất thích ứng cho một chu trình cho trước. Để dự đoán tính chất môi chất, thường người ta sử dụng các đại lượng không thứ nguyên như thể tích không thứ nguyên $\varphi = v / v_{th}$, nhiệt độ không thứ nguyên $\theta = T / T_{th}$, áp suất không thứ nguyên $\prod = P / P_{th}$ trong đó các đại lượng có kí hiệu chân th để chỉ các giá trị tới hạn. Những môi chất lạnh cùng họ thường có những đường cong đặc tính giống nhau, nhiều khi trùng khít lên nhau khi biểu diễn dưới dạng không thứ nguyên.

Để xác định môi chất thích ứng nhất đối với một chu trình lạnh cho trước, người ta thường lập bảng so sánh. Nhờ một chương trình máy tính có thể nhanh chóng chọn được môi chất phù hợp.

Thí dụ : So sánh các thông số môi chất của chu trình lạnh : $T_o = 258K$ (−15°C) và $T_k = 303K$ (30°C). Chu trình lạnh được biểu diễn trên hình 3.7.



Hình 3.7 : Chu trình lạnh 1 cấp đơn giản dùng để tính toán so sánh các môi chất cho thí dụ.

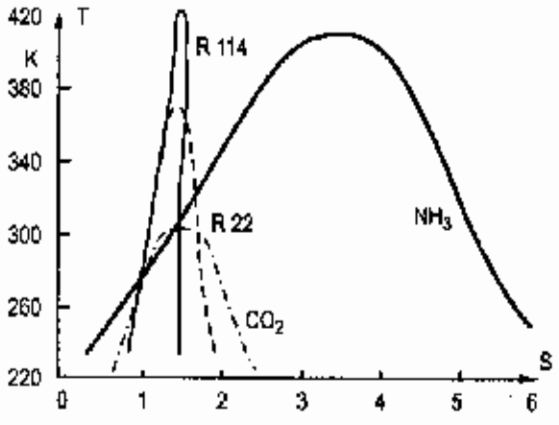
Các điểm nút chu trình được xác định theo đồ thị lgp – h của từng môi chất. Các thông số tính toán theo chương 7.2. Kết quả tính toán trình bày trên bảng 3.2.

Bảng 3.2 : BẢNG SO SÁNH THÔNG SỐ CỦA MỘT SỐ MÔI CHẤT LẠNH Ở CÙNG CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC $t_o = -15^oC$ VÀ $t_k = +30^oC$

Thông số, đơn vị \ Môi chất		NH_3	R11	R12	R22	R502	R114	R115
p_o	MPa	0,24	0,020	0,18	0,30	0,35	0,05	2,27
p_k	MPa	1,17	0,17	0,75	1,19	1,32	0,25	1,03
Π	–	4,93	6,29	4,08	4,01	3,75	5,41	3,82
v''	m^3/kg	0,51	0,77	0,9	0,08	0,05	0,26	0,05
t_2	°C	100	44	37	56	37	30	30
l	kJ/kg	231	31,3	24,8	34,9	24,2	21,9	17,4
q_o	kJ/kg	1101	156,8	117	162,5	106,3	97,3	71,0
q_v	kJ/m^3	2165	204	1279	2140	2141	370	1478
ε_{lt}	–	4,76	5,0	4,73	4,66	4,4	4,45	4,08
v	–	0,832	0,873	0,826	0,768	0,812	0,777	0,712

Có thể rút ra một số kết luận từ bảng 3.2 :

– Nhiệt độ cuối tầm nén t_2 của NH_3 là cao nhất (không thuận lợi nhất), của R114 và R115 là thấp nhất vì ở các môi chất này các đường s = const có góc nghiêng lớn hơn so với đường x = 1. Trên đồ thị T–s góc nghiêng của đường x = 1 của R114 và R115 < 90° (xem hình 3.8). Quá trình nén đoạn nhiệt hơi bão hoà khô sẽ đi vào vùng hơi ẩm (không đi vào vùng hơi quá nhiệt như NH_3 và R22).



Hình 3.8 : Đồ thị T–s của NH_3, R22 và R114.

– Hệ số lạnh lí thuyết ε_{lt} và hiệu suất exegy v của R11 đạt giá trị cao nhất nhưng năng suất lạnh riêng thể tích q_v lại quá nhỏ (chưa bằng 1/10 của NH_3). Áp suất hút của R11 là chân không nên không thích hợp cho máy nén pittông. Tuy nhiên R11 thích hợp cho máy nén tuabin. Xét về mọi khía cạnh, các môi chất NH_3 ; R12, R22 là thích hợp cho máy nén pittông hơn cả.

3.1.4. Các môi chất lạnh thường dùng (xem thêm các phụ lục)

1) *Amôniắc:*

Amôniắc có công thức hoá học là NH_3 kí hiệu R717, là một chất khí không màu, có mùi rất hắc. NH_3 sôi ở áp suất khí quyển ở –33,35°C, có tính chất nhiệt động tốt, phù hợp với chu trình máy lạnh nén hơi dùng máy nén pittông.

Ở điều kiện bình ngưng tụ làm mát bằng nước, nhiệt độ ngưng tụ 30°C, áp suất ngưng tụ khoảng 1,2MPa = 12bar.

Áp suất bay hơi thường lớn hơn áp suất khí quyển. Ở các máy nén 2 cấp, khi nhiệt độ bay hơi nhỏ hơn −33,35°C, áp suất bay hơi mới bị chân không.

Năng suất lạnh riêng khối lượng (q_m, kJ/kg) lớn nên lưu lượng môi chất tuần hoàn trong hệ thống nhỏ, rất phù hợp cho các máy lạnh có năng suất lớn và rất lớn.

Năng suất lạnh riêng thể tích (q_v, kJ/m^3) lớn nên máy nén gọn nhẹ.

Các tính chất trao đổi nhiệt tốt, hệ số toả nhiệt khi sôi và ngưng tương đương với nước nên không cần tạo cánh trong các thiết bị trao đổi nhiệt với nước.

Tính lưu động cao, tổn thất áp suất trên đường ống, các cửa van nhỏ, nên các thiết bị này khá gọn nhẹ. Amôniắc dẫn điện và ăn mòn đồng nên chỉ sử dụng được cho máy nén hở. Nhiệt độ cuối tầm nén của amôniắc khá cao (gần bằng 130 – 140°C) nên thường sử dụng loại máy nén thẳng dòng tránh tiếp xúc trực tiếp giữa khoang hút và khoang đẩy, dầu máy nén thường được làm mát bằng nước.

Amôniắc không hoà tan dầu nên khó bôi trơn chi tiết chuyển động và các bề mặt ma sát, hệ thống phải bố trí bình tách dầu, gom dầu đưa về máy nén, bề mặt trong của thiết bị thường bị bám dầu làm tăng trở nhiệt. Tuy nhiên do không hoà tan dầu nên nhiệt độ bay hơi không bị tăng.

Amôniắc hoà tan nước không hạn chế. Ưu điểm chủ yếu là thiết bị tiết lưu không bị tắc ẩm, nhưng nhiệt độ bay hơi bị tăng nếu hàm lượng nước lớn. Vì vậy nồng độ nước quy định cho môi chất lạnh amôniắc là dưới 0,1%. Có thể xác định nồng độ này bằng nhiệt độ bay hơi của amôniắc trong khí quyển. Nhiệt độ sôi không được lớn hơn −32,9°C. Có thể dùng các vật liệu chống ẩm họ akali như hyđrôxit kali, –natri, –bari và các vật liệu gốc kiềm như oxitbari, –canxi, gốm sỏi. Không được sử dụng các vật liệu gốc axit do tạo muối.

Amôniắc không ăn mòn các kim loại đen chế tạo máy, nhưng ăn mòn đồng và các hợp kim của đồng nên không sử dụng đồng và các hợp kim của đồng trong hệ thống lạnh amôniắc, trừ đồng thau phốt pho, do đó nhiều séc măng vẫn được chế tạo bằng đồng thau phốt pho hoặc đồng thau phốt pho chì.

Amôniắc không ăn mòn các phi kim loại chế tạo máy.

Amôniắc, nói chung, bền vững ở khoảng nhiệt độ và áp suất công tác. NH_3 chỉ phân huỷ thành nitơ và hyđrô ở nhiệt độ 260°C nhưng khi có hơi nước (ẩm) và thép làm chất xúc tác, amôniắc bắt đầu phân huỷ ngay ở nhiệt độ 110 – 120°C. Bởi vậy cần làm mát tốt đầu xilanh và hạn chế nhiệt độ cuối tầm nén trong khoảng nhiệt độ này là tốt nhất.

Amôniắc hỗn hợp với thuỷ ngân gây nổ rất nguy hiểm nên tuyệt đối không được sử dụng áp kế thuỷ ngân cho amôniắc.

Amôniắc gây cháy và gây nổ trong không khí. Ở nồng độ 13,5 – 16%, amôniắc bốc cháy ở nhiệt độ 651°C. Vì vậy các gian máy amôniắc không được dùng ngọn lửa trần và phải được thông thoáng thường xuyên. Hệ thống lạnh không nên làm việc ở áp suất chân không để phòng hút không khí vào hệ thống.

Về tính chất sinh lí : Nhược điểm cơ bản của amôniắc là độc hại đối với cơ thể con người, gây kích thích niêm mạc của mắt, dạ dày, gây co thắt cơ quan hô hấp, làm bỏng da. Nhưng amôniắc có mùi khó ngửi, hắc nên có thể phát hiện ngay để phòng tránh.

Ở nồng độ 0,07 – 0,1% thể tích không khí bắt đầu có sự huỷ hoại ở cơ quan hô hấp.

Từ 0,2 – 0,3% có thể làm mù mắt hoặc làm chết người trong 30 phút.

Khi tiếp xúc với amôniắc phải có mặt nạ phòng độc, giải quyết sự cố phải có ít nhất 2 người. Khi bị ngạt phải đưa ra chỗ thoáng, ấm, sạch sẽ, có thể xông bằng hơi nước nóng, cho uống chè đặc pha đường, cà phê, nước chanh hoặc dung dịch axitlăctic 3%. Khi bị bỏng amôniắc, đặc biệt khi bị bỏng amôniắc bục ra từ các thiết bị bắn vào, phải rửa sạch ngay bằng nước ấm và chuyển đi viện.

Amôniắc làm giảm chất lượng thực phẩm bảo quản. Amôniắc làm cho thực phẩm, rau quả biến màu, giảm chất lượng nhanh chóng, khi có rò rỉ amôniắc vào buồng lạnh. Có thể phát hiện chỗ rò rỉ bằng giấy quỳ chỉ thị màu. Giấy được tẩm trong một dung dịch đặc biệt gồm 0,1 gam phênôn–ftalêin, 100 gam rượu tinh cất, 10 gam glixêrin. Trước khi sử dụng, thấm ướt giấy và đặt ở vị trí nghi ngờ. Nếu có amôniắc rò rỉ, giấy sẽ biến thành màu đỏ.

Về tính kinh tế : amôniắc là môi chất lạnh rẻ tiền, dễ kiếm, vận chuyển bảo quản tương đối dễ dàng, nước ta sản xuất được. Vì vậy, tuy độc hại, nhưng môi chất lạnh này vẫn là một môi chất lạnh quan trọng. Nó được sử dụng ở những nơi chấp nhận được tính độc hại hoặc đã có biện pháp an toàn. Amôniắc được sử dụng trong các máy lạnh năng suất lớn và rất lớn. Trong các hệ thống lạnh năng suất nhỏ và rất nhỏ, do lượng môi chất tuần hoàn quá bé gây khó khăn cho việc tự động hoá nên không được sử dụng.

Amôniắc chỉ được ứng dụng cho máy nén pittông, không ứng dụng cho máy tuabin vì tỉ số áp suất quá nhỏ. Nhiệt độ bay hơi có thể đạt −60°C.

2) *R12*

Môi chất lạnh R12 có công thức hoá học CCl_2F_2, là một chất khí không màu, có mùi thơm rất nhẹ, nặng hơn không khí khoảng 4 lần ở 30°C và áp suất khí quyển và ở thể lỏng, nặng hơn nước khoảng 1,3 lần.

Nếu làm mát bằng nước, nhiệt độ ngưng tụ 30°C áp suất ngưng tụ là 0,74 MPa, làm mát bằng không khí nhiệt độ ngưng tụ 42°C, áp suất ngưng tụ là 1,0 MPa.

R12 sôi ở áp suất khí quyển ở −29,8°C nên áp suất bay hơi thường lớn hơn áp suất khí quyển, áp suất bay hơi bị chân không khi nhiệt độ bay hơi thấp hơn −29,8°C.

Năng suất lạnh riêng khối lượng q_o của R12 nhỏ hơn của NH_3 nhiều lần, chỉ bằng 1/8 đến 1/10 của amôniắc, nên lưu lượng tuần hoàn trong hệ thống lớn, chỉ thích hợp với hệ thống lạnh nhỏ và rất nhỏ.

Tuy nhiên R12 vẫn được sử dụng cho các máy lạnh năng suất trung bình và lớn.

Năng suất lạnh riêng thể tích q_v bằng khoảng 60% của amôniắc, nên hệ thống R12 cồng kềnh hơn.

Khả năng trao đổi nhiệt kém hơn amôniắc, hệ số toả nhiệt khi sôi và khi ngưng chỉ bằng khoảng 1/5 của nước nên ở các thiết bị trao đổi nhiệt với nước thường bố trí cánh tản nhiệt về phía môi chất R12.

Độ lưu động của hơi R12 nhỏ hơn của amôniắc nên tổn thất áp suất trên đường ống lớn hơn, các đường ống và cửa van lớn hơn vì tốc độ lưu động giảm so với amôniắc từ 2,0 đến 2,5 lần.

Số mũ đoạn nhiệt của R12 nhỏ nên nhiệt độ cuối tầm nén thấp, sử dụng được cho máy nén ngược dòng có khoang hút và đẩy liền kề nhau.

R12 không dẫn điện, điện áp đánh thủng, hệ số trở kháng và hằng số điện môi của R12 rất cao nên sử dụng an toàn cho máy nén kín và nửa kín.

R12 hoà tan dầu hoàn hoàn, thuận lợi đối với quá trình bôi trơn, nhưng phải chú ý tính toán thiết kế cả vòng tuần hoàn dầu, nếu không dầu có thể đọng lại ở thiết bị bay hơi làm cho máy nén thiếu dầu đồng thời nhiệt độ bay hơi tăng. Môi chất hoà tan cũng làm loãng dầu nên phải sử dụng loại dầu có độ nhớt thích hợp.

R12 hoàn toàn không hoà tan trong nước. Đây là nhược điểm cơ bản của R12. Chỉ với một lượng nước (ẩm) rất nhỏ còn sót lại trong hệ thống lạnh cũng có thể gây tắc ẩm bộ phận tiết lưu. Tắc ẩm là hiện tượng nước gặp lạnh khi tiết lưu, đóng lại thành băng bịt kín một phần hoặc toàn phần cửa thoát môi chất, làm ngưng trệ vòng tuần hoàn của môi chất. Người ta chỉ ra rằng chỉ 15 miligam ẩm còn sót trong hệ thống lạnh của tủ lạnh gia đình cũng đủ để gây tắc ẩm hoàn toàn cho tủ. Vì vậy hàm lượng nước cho phép của R12 nạp tủ lạnh không vượt quá 6 phần triệu (thường đóng trong các chai nhỏ đến 15kg) và để nạp cho các máy lạnh công nghiệp không vượt quá 25 phần triệu khối lượng. Vật liệu chống ẩm thường dùng là silicagel zeolit và đất sét hoạt tính.

R12 có tính rửa sạch cặn bẩn, cát bụi, gỉ sắt, vẩy hàn bám trên thành máy nén và thiết bị nên phải bố trí phin lọc cẩn thận để phòng tắc bẩn, ẩm, bẩn, dầu... cũng làm cho các chỉ tiêu về điện kém đi nhanh chóng dẫn đến các nguy cơ cháy động cơ, phóng điện ở các cọc tiếp điện.

Bởi vậy, việc làm sạch, sấy và hút chân không hệ thống lạnh kín R12 rất quan trọng.

R12 có khả năng thẩm thấu và rò rỉ rất lớn. R12 rò rỉ qua cả gang có cấu trúc tinh thể thô nên thân máy nén được đúc bằng gang tinh thể mịn có các thành phần mănggan, crôm, silic và trước hết là niken.

Những chỗ rò rỉ R12 có thể được phát hiện qua vết dầu (vì R12 rò rỉ bao giờ cũng kèm theo dầu) bằng đèn halogen hoặc bằng máy dò ga điện tử. Khi có mặt R12, ngọn lửa đèn halogen biến màu, máy dò ga điện tử phát tín hiệu âm thanh và ánh sáng.

R12 không ăn mòn kim loại đen, kim loại màu và phi kim loại chế tạo máy nhưng R12 hoà tan và làm trương phồng một số chất hữu cơ như cao su và một số chất dẻo, bởi vậy chỉ có thể sử dụng chất dẻo và cao su đặc biệt chịu freôn để làm kín.

R12 bắt đầu phân huỷ ở nhiệt độ 540 – 565°C khi có chất xúc tác, đến 760°C phân huỷ hoàn toàn, khi tiếp xúc với đồng phân huỷ ngay ở 415°C, khi tiếp với nhôm hoá trị 3 phân huỷ ở 100 – 175°C thành R13 và R10. Khi tiếp xúc với sắt nung đỏ mờ (550°C), khi có tia lửa điện hoặc ngọn lửa hở phân huỷ thành clo và phosgen rất độc. Bởi vậy, không nên sử dụng bếp điện hoặc lò sưởi điện trong phòng có lắp đặt máy lạnh R12.

R12 không gây cháy và gây nổ nên được coi là một môi chất lạnh an toàn. Ngay cả khi hoà trộn R12 với một chất khí dễ cháy như mêtan, prôpan hoặc butan với tỉ lệ 1 : 1 ; hỗn hợp đó không cháy nữa.

R12 không độc đối với cơ thể sống. Nồng độ lớn hơn 30% trong không khí chỉ gây ngạt do thiếu dưỡng khí. Tuy nhiên các chất phân huỷ là Cl_2 và $COCl_2$ là rất độc nhưng vì người ta có thể nhận biết dễ dàng qua mùi và qua các phản ứng của cơ quan hô hấp nên dễ phòng tránh.

R12 không làm biến chất sản phẩm bảo quản. Ở Mĩ, người ta kết đông nhanh thực phẩm, cá, thịt, rau quả bằng cách nhúng trực tiếp vào lỏng R12 sôi.

R12 là môi chất lạnh hiện đại, dễ kiếm, vận chuyển chuyên chở, bảo quản dễ dàng nhưng đắt.

Do phá huỷ tầng ôzôn nên R12 đã bị cấm từ 1/1/1996 đối với các hệ thống lạnh nạp trên 5kg và đã bị ngừng sản xuất từ năm 1999.

3) *R22*

Môi chất lạnh R22 có công thức hoá học $CHClF_2$ là một chất khí không màu, có mùi thơm rất nhẹ.

Nếu làm mát bằng nước ở nhiệt độ ngưng tụ 30°C áp suất ngưng tụ là 1,19 MPa, làm mát bằng không khí ở nhiệt độ ngưng tụ 42°C, áp suất ngưng tụ sẽ là 1,6 MPa.

Nhiệt độ sôi ở áp suất khí quyển là −40,8°C nên áp suất bay hơi thường lớn hơn áp suất khí quyển.

R22 có áp suất trung bình giống như amôniắc nhưng có ưu điểm là tỉ số nén thấp hơn bởi vậy với máy nén 2 cấp có thể đạt nhiệt độ đến −60 ÷ −70°C. Nhiệt độ hoá rắn của R22 cũng thấp hơn.

Năng suất lạnh riêng khối lượng lớn hơn của R12.

Năng suất lạnh riêng thể tích lớn hơn của R12 khoảng 1,6 lần, nên có thể nạp R22 cho máy nén R12 để nâng cao năng suất lạnh nếu độ bền máy nén cũng như công suất động cơ cho phép. Máy nén gọn nhẹ hơn.

Khả năng trao đổi nhiệt lớn hơn của R12 khoảng 1,3 lần. Trong các thiết bị trao đổi nhiệt với nước, có bố trí cánh tản nhiệt về phía môi chất R22. Các thiết bị trao đổi nhiệt gọn hơn.

Khả năng lưu động của môi chất lớn hơn trong các đường ống nhỏ hơn.

R22 hoà tan hạn chế dầu (xem chương 11) gây khó khăn phức tạp cho việc bôi trơn, ở khoảng môi chất không hoà tan dầu (khoảng từ $-40^{o}C$ đến $-20^{o}C$) dầu có nguy cơ bám lại dàn bay hơi làm cho máy nén thiếu dầu. Thường người ta tránh không cho máy lạnh làm việc ở chế độ này.

R22 không hoà tan nước nhưng mức độ hoà tan lớn gấp 5 lần của R12 nên nguy cơ tắc ẩm cũng giảm đi.

R22 cũng có tính rửa sạch bẩn, cặt trên thành máy nén và thiết bị nhưng ở mức độ ít hơn R12.

R22 không dẫn điện ở thể hơi nhưng có dẫn điện ở thể lỏng nên tuyệt đối không được để lỏng lọt về động cơ máy nửa kín và kín. Tất cả các tính chất về điện của R22 đều kém hơn của R12. Đặc biệt khi có ẩm, bẩn, các chỉ số này giảm xuống nhanh chóng, ẩm tuy rất ít vẫn có thể gây ra các vùng đọng sương gây chập vòng dây hoặc phóng điện ở các cọc tiếp điện. Sự cố về động cơ điện và sự cố về điện nói chung ở máy nén kín R22 nhiều hơn rõ rệt so với R12.

R22 bền vững ở phạm vi nhiệt độ và áp suất làm việc. Có chất xúc tác là thép, R22 phân huỷ ở nhiệt độ $550^{o}C$ có thành phần clo và phosgen rất độc giống như R12.

R22 không tác dụng với kim loại và phi kim loại chế tạo máy nhưng hoà tan và làm trương phồng một số chất hữu cơ như ở R12.

R22 không cháy và không nổ, tuy độ an toàn cháy nổ thấp hơn của R12.

R22 không độc đối với cơ thể sống, khi hàm lượng cao trong không khí chỉ gây ngạt thở vì thiếu ôxy.

R22 không làm biến chất thực phẩm bảo quản.

R22 đắt nhưng dễ kiếm, vận chuyển, bảo quản dễ.

R22 được sử dụng cho máy lạnh có năng suất trung bình, lớn và rất lớn, được ứng dụng cho nhiều mục đích khác nhau đặc biệt trong kĩ thuật điều tiết không khí.

Mức độ phá huỷ tầng ôzôn của R22 nhỏ nhưng nó lại gây hiệu ứng lồng kính làm nhiệt độ trái đất tăng lên. Tuy nhiên, do chưa tìm được môi chất thay thế hiệu quả R22 còn được sử dụng thêm khoảng tới năm 2045 ở Việt Nam.

4) *R502* là môi chất lạnh đồng sôi gồm 48,8% R22 và 51,2% R115 theo nồng độ khối lượng. Do có thành phần R115 nên nhiều nhược điểm của R22 đã được cải thiện, đặc biệt nhiệt độ cuối tầm nén giảm, năng suất lạnh tăng 20%, hoà tan dầu tốt hơn, nhiệt độ sôi thấp hơn. R502 thường được sử dụng ở nhiệt độ lạnh đông từ – 20 đến – 50°C. R502 đã bị cấm và ngày nay được thay thế bằng R404A, R407A/B, R507 và cả R290.

5) *R11* là môi chất lạnh CFC chủ yếu sử dụngcho hơm nhiệt và máy làm lạnh nước dùng cho điều hoà không khí. Ngoài ra còn được dùng làm chất gia bọt xốp và chất súc rửa hệ thống lạnh. R11 đã bị cấm và được thay thế bằng R123.

6) *R134a* là môi chất lạnh thay thế cho R12 nhưng vì có ODP = 0 nhưng GWP = 1600 gây hiệu ứng lồng kính, chính vì vậy R134a cũng chỉ là môi chất lạnh quá độ. R134a có nhiều tính chất giống như R12 như không cháy nổ, không độc, không ảnh hưởng xấu đến cơ thể sống, bền vững về hoá và nhiệt, không ăn mòn kim loại và phi kim loại, có tính chất nhiệt lạnh phù hợp. R134a dùng để thay thế R12 ở dải nhiệt độ cao còn ở dải nhiệt độ thấp (dưới – 23°C) thì không nên dùng vì hiệu suất giảm đến 20 – 30% so với R12. R134a dùng dầu bôi trơn polyester POE và có công nghệ khác hẳn R12.

7) *R123* là loại HCFC thay thế tạm thời cho R11 trong các máy làm lạnh nước tuabin cho điều hoà không khí tuy hiệu suất có kém hơn R11. R123 của DuPont sản xuất có tên là SUVA 123.

8) *Hỗn hợp không đồng sôi R404A* (Sản phẩm của DuPont có tên là SUVAIIP62) gồm 44% R125, 52% R143a và 4% R134a được dùng thay thế cho R502. Với năng suất và hiệu suất tương đương nhưng có ưu điểm là nhiệt độ cuối tầm nén thấp hơn đến 9K, do đó tuổi thọ máy nén và các chi tiết đảm bảo hơn.

9) *R407C* cũng là môi chất không đồng sôi thay thế cho R12 và R22 nhưng áp suất ngưng tụ cao hơn R22 khoảng 10%. R407C được sử dụng trong một số máy điều hoà không khí phòng và tổ hợp gọn cũng như các máy làm lạnh nước năng suất nhỏ. R407C cũng sử dụng dầu POE.

10) *R410A* cũng là môi chất không đồng sôi dùng để thay thế cho R22 nhưng có áp suất ngưng tụ cao hơn R22 đến 60%. Máy nén R22 được thử nghiệm ở 2,75 MPa thì máy nén R410A phải thử nghiệm ở 4,15 MPa. Ở nhiệt độ ngoài trời 35°C, máy điều hoà R22 có áp suất ngưng tụ 19 bar thì R410A là 30,7 bar nên tất cả mọi dụng cụ sửa chữa đến các thiết bị đều khác hẳn R22. Theo các nghiên cứu mới nhất hiệu suất máy R410A cao hơn R22 nên R410A đang được phát triển nhanh chóng.

11) R507 là môi chất lạnh đồng sôi dùng để thay thế cho R22 và R502 có tính chất tương tự như R502. Tuy nhiên R507 không được sử dụng rộng rãi bằng R404A, R407C và R410A.

12) *Nước*

Nước có công thức hoá học là H_2O kí hiệu R718. Vì nước có ý nghĩa to lớn trong các máy hơi nước sinh công nên các số liệu về nước rất đầy đủ. Trong kĩ thuật lạnh, do áp suất chân không quá cao trong thiết bị bay hơi, do năng suất lạnh riêng thể tích quá nhỏ, nhiệt độ lạnh đạt được không dưới 0°C vì nước đóng băng ở 0°C nên nước không được dùng cho máy lạnh nén hơi. Nước chỉ được sử dụng thích hợp cho máy lạnh êjectơ và máy lạnh hấp thụ H_2O/LiBr. Nước cũng được coi là môi chất lạnh hiện đại, ngoài ra H_2O còn dùng làm chất tải lạnh.

13) *Không khí*

Không khí bao gồm nitơ, ôxy và các loại khí khác, có kí hiệu R729, chủ yếu sử dụng cho máy lạnh nén khí và các thiết bị hoá lỏng chưng cất và tách khí.

3.1.5. Nghiên cứu môi chất lạnh thay thế

Việc nghiên cứu môi chất lạnh mới luôn gắn liền với lịch sử phát triển hơn 150 năm của kĩ thuật lạnh. Đến nay người ta đã biết đến hàng trăm loại môi chất khác nhau. Mỗi lần phát hiện ra một môi chất mới phù hợp, kĩ thuật lạnh lại bước vào một giai đoạn phát triển mới đó là việc sử dụng SO_2 của Pictet (Pháp) năm 1874 và NH_3 của Linde (Đức) cũng vào khoảng thời gian đó. Đặc biệt việc sử dụng các Freôn vào 1930 ở Mĩ đã đưa kĩ thuật lạnh đến một bước ngoặt lịch sử. Kĩ thuật điều hoà không khí, kĩ thuật lạnh dân dụng và thương nghiệp phát triển một cách đột phát. Sản lượng freôn tăng lên một cách bùng nổ. Đến năm 1991, sản lượng freôn đã đạt tới trên một triệu tấn/năm, trong đó khoảng 1/4 được sử dụng trong kĩ thuật lạnh ; 3/4 còn lại được sử dụng trong công nghiệp phun sương (mĩ phẩm, sơn xì, thuốc trừ sâu...), công nghiệp phun và tạo bọt xốp cách nhiệt, bao bì và các chất tẩy rửa.

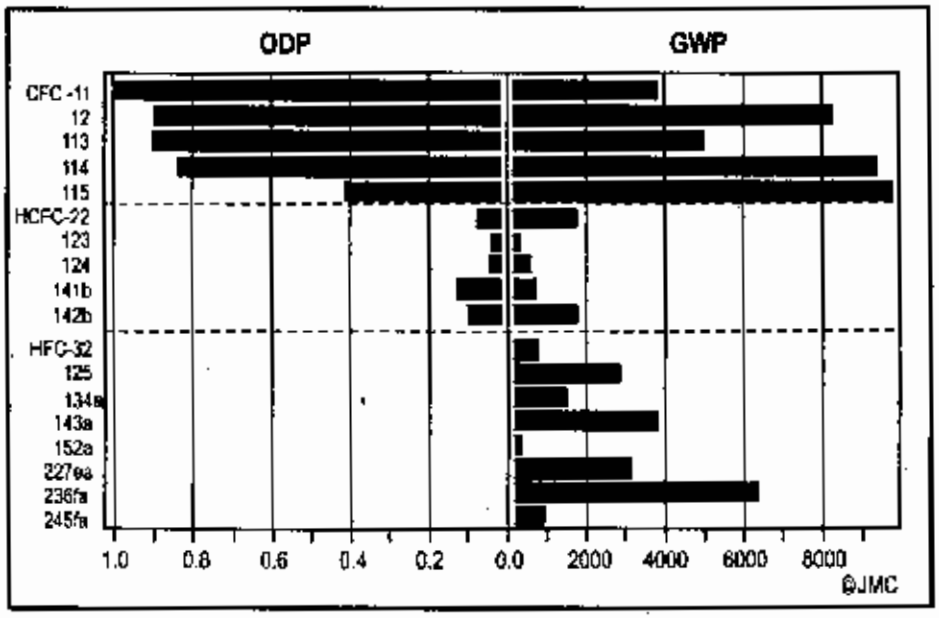
Vào năm 1974 Rowland và Molina phát hiện ra rằng freôn phá huỷ tầng ôzôn. Qua các nghiên cứu người ta đã khẳng định : Freôn không những là thủ phạm phá huỷ tầng ôzôn, mà còn gây hiệu ứng lồng kính làm nóng trái đất. Các freôn còn được gọi theo các chữ viết tắt của thành phần hoá học gồm hydrô H, clo C, flo F và cácbon C :HCFC. Nếu không có hydrô là CFC, không có clo là HFC. Để đánh giá khả năng phá huỷ tầng ôzôn và hiệu ứng lồng kính người ta sử dụng chỉ số phá huỷ ôzôn ODP (Ozone Depletion Potential) và chỉ số làm nóng địa cầu GWP (Global Warming Potential) đôi khi là chỉ số hiệu ứng lồng kính GE (Green house Effeet). Bảng 3.3 giới thiệu chỉ số ODP và GWP của các freôn quan trọng lấy chuẩn theo các chỉ số ODP của R11 = 1 và GWP cũng của R11 = 1.

Bảng 3.3 : CHỈ SỐ PHÁ HUỶ ÔZÔN ODP VÀ LÀM NÓNG ĐỊA CẦU GWP CỦA CÁC HCFC

Môi chất lạnh	Nồng độ thể tích trong khí quyển ppt (10^{-12} : phần triệu triệu)	Thời gian tồn tại trong khí quyển, năm	ODP Chỉ số phá huỷ ôzôn (R11 = 1)	GWP Chỉ số làm nóng địa cầu (R11 = 1)
R10	140	50	1,1	0,35
R11	250	65	1,0	1,0
R12	450	120	0,9 – 1	3
R12B1	–	15	3	
R13	10	400	0,45	≈ 7
R13B1		100	8 13	có
R14	70	10000	0	có
R20	10	0,6	có	
R22	60	15	0,05	0,35
R40	600	1,5	có	có
R113	35	90	0,85	1,35
R114	15	200	0,7	4
R114B2	–		6	
R115	5	400	0,4	7,5
R116	4	> 500	0	có
R123	–	2	0,02	0,02
R124	–	6	0,02	0,1
R125	–	28	0	0,6
R134a	-	16	0	0,26
R140a	140	7	0,15	0,025
R141b	–	8	0,1	0,09
R142b		19	0,06	0,36
R143a	–	41	0	0,75
R152a	–	2	0	0,03

Các CFC là nguy hiểm nhất vì chúng rất bền vững ở mối liên kết clo–cacbon. Càng nhiều nguyên tử clo trong liên kết hoá học, khả năng phá huỷ ôzôn càng lớn. Tuy nặng hơn không khí nhiều lần nhưng do tồn tại hàng chục năm, thậm chí hàng trăm năm, dần dần chúng leo lên tầng bình lưu rồi dưới tác dụng của ánh sáng mặt trời, các phân tử bị phân li, các nguyên tử clo được giải phóng sẽ tác dụng với ôxy của ôzôn, phá huỷ ôzôn, làm mỏng và làm thủng tầng ôzôn, lá chắn bảo vệ con người khỏi các tia tử ngoại.

Các HCFC như R22, R123... có chỉ số ODP và GWP đều nhỏ. Các HFC như R32, R125, R134... đều có ODP = 0 và GWP lớn hoặc nhỏ tuỳ vị trí cấu tạo phân tử. Hình 3.9 giới thiệu ODP và GWP của một số loại môi chất nhóm CFC, HCFC và HFC thường dùng với cách tính chỉ số GWP mới cho khoảng thời gian suốt 100 năm.

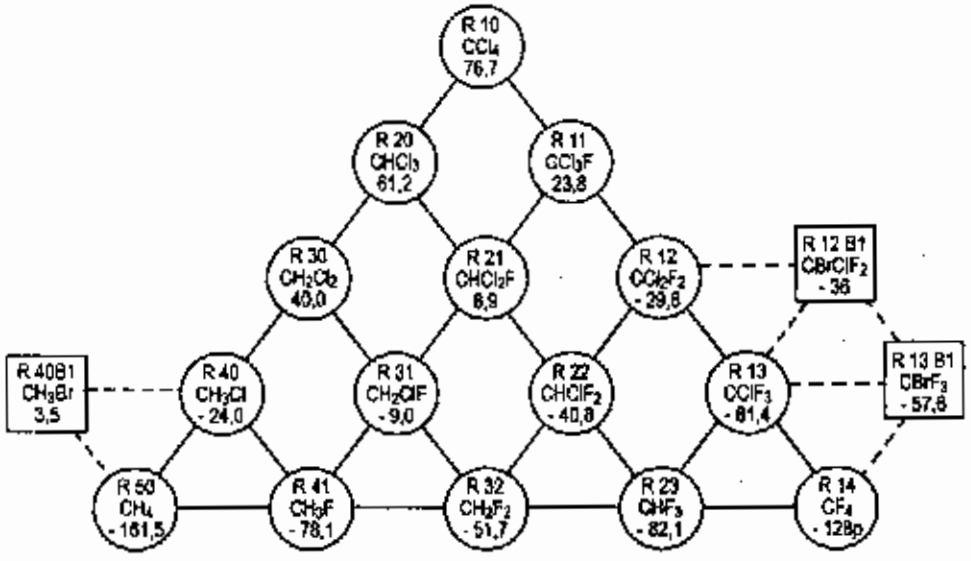


Hình 3.9 : Chỉ số ODP và GWP của một số môi chất lạnh của ba nhóm CFC, HCFC và HFC thường dùng.

Với phương pháp thay thế một phần và toàn phần các nguyên tử hyđrô trong các hyđrô cácbon người ta có thể tạo ra rất nhiều chất khác nhau. Hình 3.10 giới thiệu mạng các môi chất có thể chế tạo ra từ mêtan CH_4. Trong các vòng tròn, kí hiệu trên cùng là kí hiệu môi chất lạnh (thí dụ R10), giữa là công thức hoá học (CCl_4) và dưới cùng là con số chỉ nhiệt độ sôi ở áp suất khí quyển.

Số lượng các chất dẫn suất từ êtan C_2H_4, C_3H_8... còn nhiều hơn nữa.

Có thể rút ra một số nhận xét sau :



Hình 3.10 : Các chất dẫn suất từ mêtan CH_4.

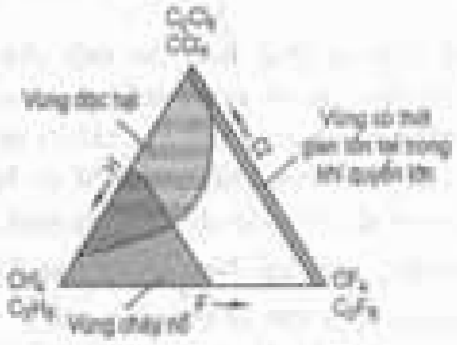
– Nhiệt độ sôi tăng dần khi thành phần clo tăng. Khi thay flo bằng brôm, nhiệt độ sôi còn tăng nhanh hơn.

– Tính cháy nổ tăng khi thành phần hydrô tăng. Khả năng cháy nổ càng giảm khi càng nhiều nguyên tử hydrô bị thay thế bởi clo hoặc flo. Và khi đạt 3–4 nguyên tử clo, flo hợp chất không cháy nổ nữa.

– Tính bền vững hoá học tăng khi thành phần hydrô giảm. Liên kết hoá học cacbon–clo và đặc biệt cacbon–flo rất bền vững.

– Càng nhiều nguyên tử clo, hợp chất càng làm trương phồng vật liệu hữu cơ. Khi không thay thế hết các nguyên tử hydrô, hợp chất cũng tác dụng mạnh với các vật liệu hữu cơ. Càng nhiều flo hợp chất càng ít làm trương phồng đặc biệt đối với các chất dẻo và cũng càng ít hoà tan vào dầu khoáng. Càng nhiều nguyên tử clo, brôm và cả hydrô khả năng hoà tan dầu càng cao.

Tính chất chung của chúng về độc hại, cháy nổ và độ bền vững (thời gian tồn tại trong khí quyển) của chúng theo số lượng nguyên tử các thành phần có thể dự đoán được như biểu diễn trên hình 3.11. Tính độc hại tăng khi thành phần clo trong phân tử tăng. Tính cháy nổ tăng khi số lượng nguyên tử hydrô tăng và các hợp chất không có hydrô rất bền vững. Các hợp chất bền vững này là các chất có hại đối với môi trường vì chúng có khả năng phá huỷ tầng ôzôn và gây hiệu ứng lồng kính. Như vậy vùng có thể sử dụng để tiếp tục làm môi chất lạnh chỉ nên ở vùng trắng (không có gạch chéo) trên tam giác các chất dẫn suất (h.3.11).



Hình 3.11 : Tính độc hại, cháy nổ và bền vững (có hại với môi trường) của các chất dẫn suất từ metan và etan.

Theo nghị quyết của Chương trình bảo vệ môi trường liên hợp quốc PNUE (Programme des Nations Unies pour l'environnement) năm 1996 sẽ cấm sản xuất trên toàn thế giới các môi chất lạnh cũng như các hợp chất chứa clo hay brôm. Sản lượng hơn một triệu tấn năm 1991 chỉ còn 100.000 tấn năm 1995 và 20.000 tấn năm 1997 và hoàn toàn ngừng vào năm 1999.

Các môi chất thay thế tạm thời có thể là R134a và R152a, nhưng chúng cũng sẽ được thay thế vào khoảng năm 2045 do hiệu ứng lồng kính. Chỉ số GWP của chúng lớn hơn của CO_2 từ khoảng 500 đến 4500 lần.

3.2. CHẤT TẢI LẠNH

Chất tải lạnh là môi chất trung gian, nhận nhiệt của đối tượng cần làm lạnh chuyển tới thiết bị bay hơi. Hệ thống lạnh dùng chất tải lạnh là hệ thống gián tiếp qua chất tải lạnh.

Người ta sử dụng chất tải lạnh trong những trường hợp sau :

– Khó sử dụng trực tiếp dàn bay hơi để làm lạnh sản phẩm.

– Môi chất lạnh có tính độc hại và có ảnh hưởng không tốt đến môi trường và sản phẩm bảo quản, chất tải lạnh trung gian được coi là vòng tuần hoàn an toàn.

– Khi có nhiều hộ tiêu thụ lạnh và khi hộ tiêu thụ lạnh ở xa nơi cung cấp lạnh. Trong trường hợp trên nếu dùng dàn bay hơi trực tiếp sẽ rất bất tiện vì đường ống môi chất dài và phức tạp, tốn môi chất lạnh, việc phát hiện rò rỉ khó khăn, tổn thất áp suất lớn. Nếu dùng chất tải lạnh, khắc phục được hầu hết các nhược điểm vì : Đơn giản hoá việc cung cấp lạnh như việc sử dụng nước muối lạnh làm lạnh cho các phòng khác nhau hoặc sử dụng nước đá trong các tàu, thuyền đánh cá, nitơ lỏng, CO_2 rắn để kết đông và bảo quản lạnh đông.

Đứng về mặt nhiệt động mà đánh giá thì dùng chất tải lạnh trung gian là làm tăng exergy vì qua hai thiết bị trao đổi nhiệt hiệu nhiệt độ tăng lên làm giảm hệ số lạnh và hiệu quả nhiệt của chu trình lạnh. Đó cũng là nhược điểm của làm lạnh gián tiếp.

Đứng về mặt kinh tế cũng không có lợi vì tốn thêm thiết bị trao đổi nhiệt, thiết bị tuần hoàn chất tải lạnh, mặt bằng lắp đặt, bố trí thiết bị... Do đó phương pháp chủ yếu vẫn là làm lạnh trực tiếp. Nhưng trong những trường hợp cụ thể đã nêu ở trên người ta vẫn sử dụng chất tải lạnh vì chúng có những ưu điểm nhất định, nhiều khi đơn giản và kinh tế hơn là làm lạnh trực tiếp vì khắc phục được các nhược điểm của làm lạnh trực tiếp trong trường hợp ứng dụng cụ thể đó.

Chất tải lạnh có thể ở dạng khí như không khí, dạng lỏng như nước muối các loại, dung dịch các chất hữu cơ như rượu, mêtanol, êtanol... nitơ lỏng, dạng rắn như đá khô và nước đá...

Cũng như môi chất lạnh, chất tải lạnh cũng phải thoả mãn một số yêu cầu nhất định. Dưới đây là một số yêu cầu đối với chất tải lạnh lỏng :

– Điểm đông đặc phải thấp hơn nhiệt độ bay hơi, trong thực tế phải có hiệu nhiệt độ an toàn ít nhất là 5K, nghĩa là điểm đông đặc phải thấp hơn nhiệt độ bay hơi ít nhất là 5K.

– Nhiệt độ sôi phải đủ cao để khi dừng máy, nhiệt độ chất tải lạnh nâng lên bằng nhiệt độ môi trường thì chất tải lạnh không bị bay hơi mất. Trường hợp chất tải lạnh có nhiệt độ bay hơi thấp phải sử dụng vòng tuần hoàn kín.

– Không ăn mòn thiết bị.

– Không được cháy, không gây nổ và phải rẻ tiền, dễ kiếm.

– Hệ số dẫn nhiệt và nhiệt dung riêng càng lớn càng tốt vì chất tải lạnh cần có những tính chất trao đổi nhiệt tốt và khả năng trữ nhiệt lớn.

– Độ nhớt và khối lượng càng nhỏ càng tốt vì thuận lợi cho việc tuần hoàn chất tải lạnh, hơn nữa, độ nhớt nhỏ thì hệ số trao đổi nhiệt lớn hơn.

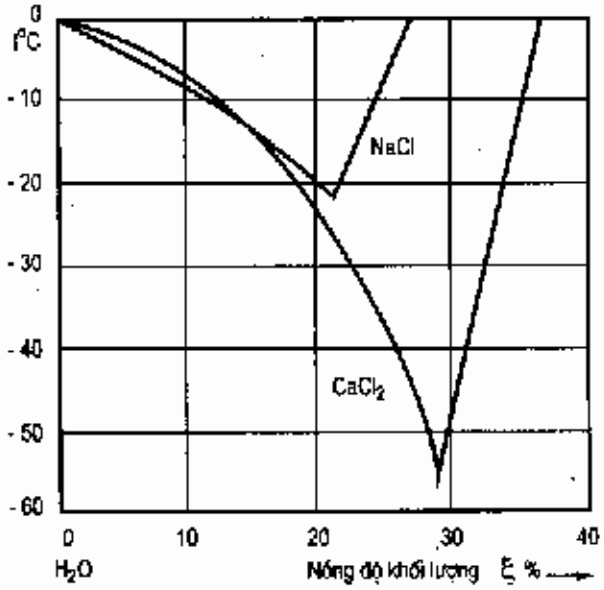
Cũng như môi chất lạnh, không có một chất tải lạnh nào đáp ứng đầy đủ những yêu cầu trên.

Đối với nhiệt độ trên 0°C, nước là chất tải lạnh lí tưởng, nó đáp ứng hầu hết các yêu cầu đã nêu. Nhưng vì có nhiệt độ hoá rắn cao (ở 0°C) nên nó chỉ được sử dụng trong phạm vi điều tiết không khí, các cơ sở bảo quản lạnh trên 0°C như bảo quản rau, quả, bơ sữa và bảo quản ngắn ngày các sản phẩm từ thịt động vật.

Khi cần nhiệt độ thấp hơn, người ta sử dụng những dung dịch muối như NaCl, $CaCl_2$ hoặc các dung dịch nước với các chất hữu cơ như mêtanol (CH_3OH), êtanol (C_2H_5OH) êtilenglicol (C_2H_4–$(OH)_2$) tricloêtilen (C_2HCl_3) và glycerin với hàm lượng nước nhiều nhất có thể được.

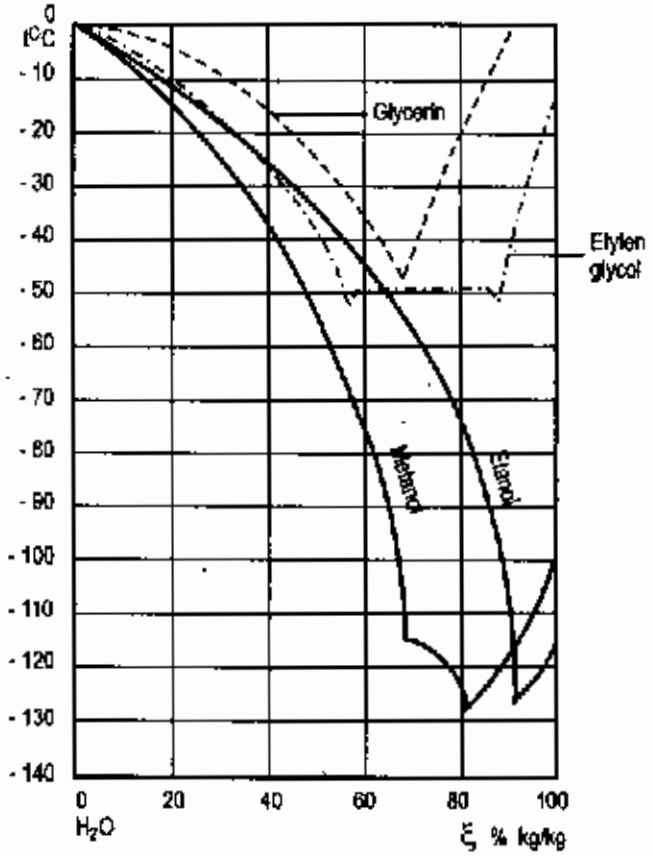
Dung dịch muối ăn (NaCl) là rẻ tiền nhất nhưng nó chỉ được sử dụng cho nhiệt độ trên –15°C dung dịch muối $CaCl_2$ có thể đạt nhiệt độ thấp hơn $-45^0 \div -50^0$C.

Hình 3.12 giới thiệu đường cong hoá rắn của dung dịch muối thông dụng là NaCl và $CaCl_2$. Nhược điểm chủ yếu của dung dịch này là gây ăn mòn thiết bị. Người ta có thể hoà thêm một số phụ gia để đưa độ pH của dung dịch về vùng trung tính để đỡ gây ăn mòn thiết bị như các chất ức chế cromat phosfat và các chất hấp thụ. Các dung dịch muối không hề có nguy cơ gây cháy, nổ nhưng ngược lại một số dung dịch với các chất hữu cơ không những có nguy cơ gây cháy, nổ mà một số dung dịch còn có tính độc hại với cơ thể sống như dung dịch mêtanol. Nhưng nếu cần nhiệt độ thấp dưới –50°C bắt buộc người ta phải sử dụng dung dịch nước và các chất hữu cơ.



Hình 3.12 : Đường đóng băng của các dung dịch nước muối NaCl và $CaCl_2$.

Hình 3.13 giới thiệu đường đóng băng của một số dung dịch nước và chất hữu cơ. Tuy nhiên, nhiều tài liệu cho biết nếu chất tải lạnh làm việc dưới $-40^{o}C$ đến $-60^{o}C$ phải sử dụng các chất tải lạnh hữu cơ không pha thêm nước. Năm 1982 Liên Xô có đăng kí một bằng phát minh về chất tải lạnh là dung dịch nước muối nhưng không gây ăn mòn kim loại. Theo thông báo thì hầu hết các tính chất khác cũng giống như dung dịch muối, kể cả giá thành của chất tải lạnh.



Hình 3.13 : Đường đông băng của các dung dịch chất hữu cơ và nước.

Chương 4

MÁY NÉN LẠNH

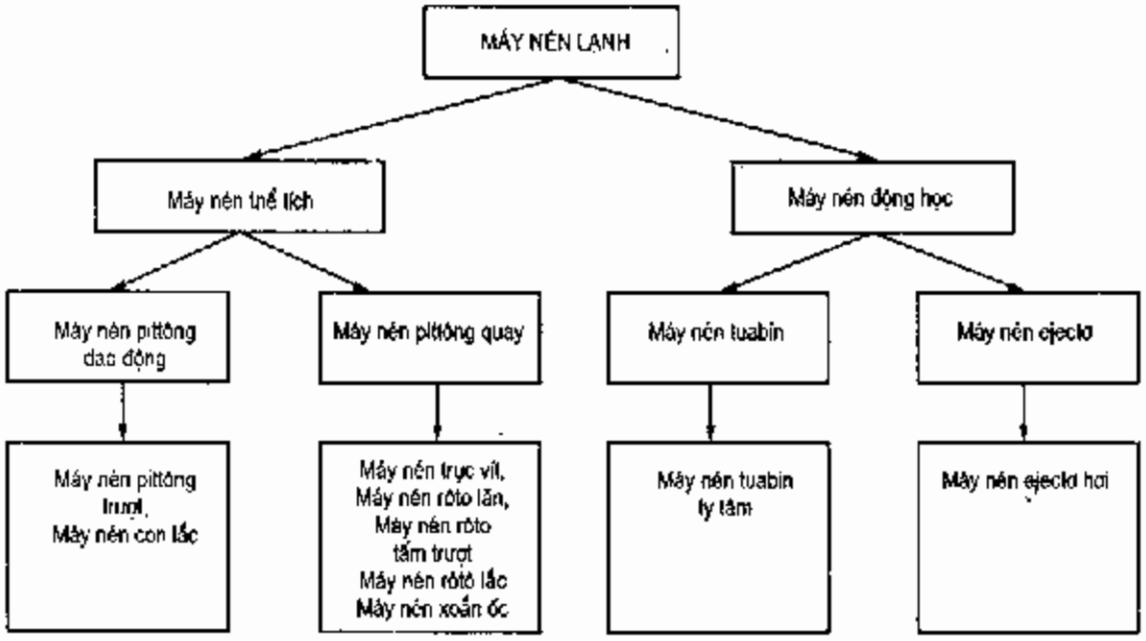
4.1. PHÂN LOẠI MÁY NÉN LẠNH

Máy nén lạnh là bộ phận quan trọng nhất trong các hệ thống lạnh nén hơi.

Máy nén có nhiệm vụ : Liên tục hút hơi môi chất lạnh sinh ra ở thiết bị bay hơi để nén lên áp suất cao đẩy vào thiết bị ngưng tụ. Máy nén phải có năng suất hút đủ lớn để duy trì được áp suất bay hơi p_o (tương ứng nhiệt độ bay hơi t_o) đạt yêu cầu ở dàn bay hơi và có áp suất đầu đẩy đủ lớn để đảm bảo áp suất trong dàn ngưng tụ đủ cao tương ứng với nhiệt độ môi trường làm mát hiện có.

Máy nén quan trọng một mặt do chức năng của nó trong hệ thống, mặt khác, do gồm nhiều bộ phận chuyển động phức tạp nên chất lượng, độ tin cậy và năng suất lạnh của hệ thống phụ thuộc chủ yếu vào chất lượng, độ tin cậy và năng suất lạnh của máy nén.

Trong kĩ thuật lạnh, người ta sử dụng hầu như tất cả các kiểu loại máy nén với các nguyên lí làm việc khác nhau, nhưng những loại máy nén hay được sử dụng nhất là máy nén pittông, trục vít, rôto xoắn ốc làm việc theo nguyên lí nén thể tích và máy nén tuabin, máy nén ejectơ... làm việc theo nguyên lí động học.



Hình 4.1 : a) Phân loại tổng quát các loại máy nén lạnh.

b) Một số loại máy nén lạnh.

Theo nguyên lí nén thể tích thì quá trình nén từ áp suất thấp lên áp suất cao nhờ sự thay đổi thể tích của khoang hơi giữa pittông và xilanh. Máy nén thể tích làm việc theo chu kì, không liên tục. Hơi được hút và nén theo những phần riêng, do đó đường hút và đẩy có hiện tượng xung động. Trong các máy nén làm việc theo nguyên lí động học, áp suất của dòng hơi tăng lên là do động năng biến thành thế năng. Quá trình làm việc của máy nén tuabin được chia ra làm 2 giai đoạn. Giai đoạn đầu dòng hơi được làm tăng tốc nhờ đĩa quay và cánh quạt. Giai đoạn hai, dòng hơi có động năng lớn được dẫn đến buồng khuếch tán, ở đó, động năng biến thành thế năng và áp suất tăng dần. Đặc điểm của máy nén động học là làm việc liên tục và không có van.

Máy nén thể tích có thể tạo ra áp suất lớn với khối lượng hơi nhỏ, nhưng ngược lại, máy nén động học đòi hỏi có một dòng hơi với lưu lượng lớn hoặc rất lớn, tỉ số áp suất đạt được qua mỗi tầng bánh cánh quạt lại tương đối hạn chế và phụ thuộc nhiều vào tính chất của từng môi chất nhất định.

Hình 4.1 giới thiệu sự phân loại tổng quát các loại máy nén lạnh khác nhau và hình ảnh một số loại máy nén thể tích.

4.2. PHẠM VI ỨNG DỤNG CÁC LOẠI MÁY NÉN LẠNH

Trong kĩ thuật lạnh người ta sử dụng rộng rãi các loại máy nén pittông trượt và quay như máy nén trục vít, rôto, máy nén tuabin và ejectơ.

Máy nén pittông trượt gọi tắt là máy nén pittông, được sử dụng cho công suất nhỏ và trung bình. Với một cấp nén, tỉ số nén (tỉ số áp suất đẩy trên áp suất hút) có thể đạt đến 9, 10, cao nhất là 12 tuỳ theo kiểu máy và độ hoàn thiện thiết kế. Nếu yêu cầu tỉ số nén cao hơn, phải sử dụng 2 hoặc nhiều cấp nén. Máy nén trục vít được sử dụng cho công suất trung bình và lớn. Máy nén trục vít có ưu điểm lớn là rất vững chắc, ít chi tiết chuyển động, không có van hút và đẩy nên không có tổn thất cho clapê hút và đẩy, tỉ số nén một cấp có thể lên rất cao (≈ 20) nên có thể thay thế các máy lạnh hai cấp cồng kềnh mà hệ số lạnh vẫn đảm bảo. Ở cùng điều kiện làm việc đó, máy nén pittông 1 cấp hầu như không còn khả năng làm việc vì hiệu suất thể tích λ và hệ số lạnh quá nhỏ. Tuy nhiên, hiệu suất máy nén trục vít cũng giảm nhanh khi vượt ra khỏi vùng có tỉ số nén tối ưu. Ngày nay máy nén trục vít có xu hướng phát triển mạnh mẽ vì nó có nhiều ưu điểm hơn so với máy nén pittông, và với nhiều ứng dụng đa dạng hơn, đặc biệt là khi lắp đặt trên tàu thuỷ và các phương tiện vận tải. Máy nén trục vít rất bền vững, khả năng chống va đập cao và diện tích lắp đặt nhỏ hơn nhiều so với máy nén pittông.

Song song với việc phát triển mạnh mẽ số lượng và chất lượng máy nén trục vít cỡ nhỏ cũng được nghiên cứu chế tạo (4.5). Hiện nay, trong lĩnh vực điều hoà không khí đang được ứng dụng một loại máy nén mới với rất nhiều ưu điểm nổi bật là máy nén xoắn ốc (scroll). Với một chi tiết hình xoắn ốc đứng im và một chi tiết xoắn ốc quay, quá trình hút nén và đẩy môi chất lạnh được thực hiện. Giống như máy nén trục vít, máy nén xoắn ốc không có van hút và đẩy, loại trừ được tổn thất tiết lưu.

Khi cần năng suất lạnh lớn và rất lớn, người ta sử dụng máy nén tuabin. Tỉ số áp suất của máy nén tuabin thấp và có giới hạn đối với từng loại môi chất nhưng lưu lượng có thể đạt rất lớn. Với cùng năng suất lạnh, máy nén tuabin có kích thước hình học gọn nhẹ hơn nhiều so với máy nén pittông và trục vít. Đối với máy nén tuabin, mỗi bánh cánh quạt được hiểu là một cấp nén. Công riêng đẳng entanpy của mỗi bánh cánh quạt bị hạn chế bởi lí do sức bền và cơ học dòng chảy. Tỉ số áp suất của máy nén tuabin phụ thuộc vào phân tử lượng môi chất như ở chương 2 đã đề cập. Phân tử lượng càng lớn tỉ số áp suất đạt được càng cao. Như vậy tỉ số nén của máy nén pittông phụ thuộc chủ yếu vào môi chất. Theo thử nghiệm tỉ số áp suất có thể đạt được đối với các môi chất khác nhau là :

Π_{max} = 4... 5 đối với R12 ; R11 ; R13 B1.

≈ 3 đối với R22.

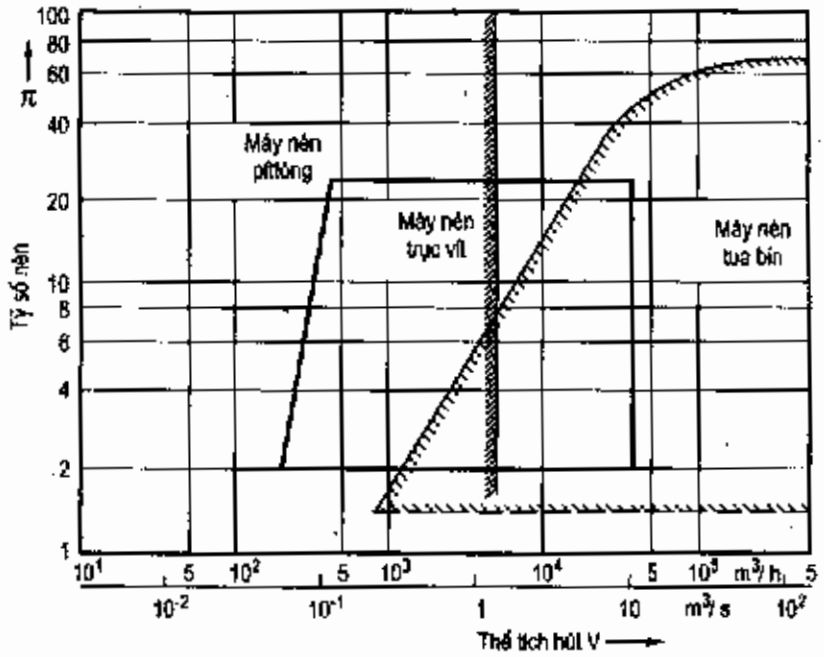
≈ 1,3 ... 1,4 đối với NH_3.

Bảng 4.1 : BẢNG SO SÁNH CÁC TÍNH CHẤT ĐẶC TRƯNG CỦA MÁY NÉN PITTÔNG, TRỤC VÍT VÀ MÁY NÉN TUABIN

Loại máy nén / Đặc tính kĩ thuật	Pittông trượt	Trục vít	Tuabin
Năng suất lưu lượng	0,00015 ÷ 1,5 m^3/s (0,5... 5000 m^3/h) trạng thái hút	0,055 ÷ 3 m^3/s (200... 10.000m^3/h) trạng thái hút	Tối thiểu 0,3m^3/s (1000 m^3/h) trạng thái nén
Tỉ số nén tối đa hoặc hiệu áp suất trong 1 cấp nén	π = 8...12	π = 20 Δp = 2MPa	Phụ thuộc vào môi chất và kết cấu của máy nén.
Dạng nén	Xung động	Tương đối ổn định	ổn định
Lưu lượng thể tích khi thay đổi áp suất nén	ít phụ thuộc	Hầu như giữ nguyên	Rất phụ thuộc
Khả năng điều chỉnh năng suất lạnh khi giữ nguyên tốc độ vòng quay	Hạn chế theo từng nấc	Điều chỉnh vô cấp không hạn chế xuống đến 10%	Điều chỉnh vô cấp có giới hạn do thiết bị điều chỉnh
Đối với hiện tượng lỏng vào đường hút (va đập thuỷ lực)	Va đập thuỷ lực, Đây là vấn đề nan giải	Không gây trở ngại gì	ít gây trở ngại
Số chi tiết bị mài mòn	Nhiều	ít	Rất ít
Yêu cầu diện tích lắp đặt	Nhiều nhất	Trung bình	ít nhất
Kiểu máy	Hở, nửa kín, kín	Hở, nửa kín	Hở, nửa kín

Hình 4.2 biểu diễn phạm vi sử dụng của ba loại máy nén, chủ yếu là máy nén pittông, máy nén trục vít và máy nén tuabin. Máy nén pittông được sử dụng cho đến năng suất lưu lượng 5000 m^3/h thể tích hơi hút. Máy nén trục vít được sử dụng trong khoảng lưu lượng thể tích từ 200 đến 10.000 m^3/h. Giới hạn dưới có thể được mở rộng thêm trong những năm tới. Với công suất từ khoảng 1000 m^3/h trở lên người ta có thể sử dụng máy nén tuabin.

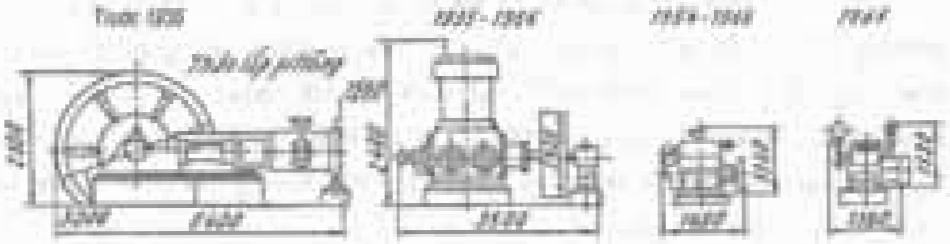
Trong khoảng trên dưới 3000 m^3/h có sự giao tiếp của cả 3 loại máy nén. Mỗi loại đều có đặc tính riêng và tuỳ từng trường hợp ứng dụng cụ thể nó có những ưu nhược điểm nhất định.



Hình 4.2 : Phạm vi ứng dụng của máy nén pittông, trục vít và tuabin.

4.3. MÁY NÉN PITTÔNG (TRƯỢT)

Những máy nén có ý nghĩa kinh tế đầu tiên do Linde (Đức) chế tạo 1877. Đó là các máy nén nằm ngang, có con trượt, pittông tác dụng kép. Đặc điểm cơ bản của nó là tốc độ chậm (100 – 200 vg/min) và tuổi thọ rất cao. Do tốc độ chậm nên máy nén có khối lượng rất lớn và cồng kềnh. Trong quá trình phát triển, cùng với các tiến bộ khoa học khác, tỉ lệ khối lượng/ năng suất lạnh càng ngày càng được cải thiện. Hình 4.3 mô tả quá trình phát triển của máy nén lạnh cũng như tỉ lệ khối lượng/ năng suất lạnh càng ngày càng giảm.



Kiểu máy nén	L14	S10	1V4/200	2W8/140
Năng suất lạnh Qo, kW	315	315	310	340
Tốc độ vòng quay vg/ph	160	280	710	1440
Khối lượng máy nén, kg	10450	6500	3140	1280
Số lượng xi lanh	1	2	4	8
Đường kính pittông, mm	350	300	200	140
Khoảng chạy pittông, mm	450	300	150	83
Tốc độ pittông, m/s	2,4	2,8	3,55	4,08
m/Qo, 10 – 4 kg/kW	34,5	21	10,5	3,8
(Năng suất lạnh tiêu chuẩn ở – 15°C và + 30°C)				

Hình 4.3 : Lịch sử phát triển máy nén pittông.

4.3.1. Phân loại máy nén pittông (trượt)

Máy nén pittông có rất nhiều chủng loại khác nhau, cấu tạo khác nhau tuỳ theo từng hãng hoặc từng nước sản xuất. Nhưng chúng được phân loại thống nhất theo một số căn cứ sau :

1) *Môi chất lạnh* : Có nhiều môi chất lạnh khác nhau nhưng chủ yếu là hai loại môi chất amôniác (NH_3) và freôn. Máy nén cho môi chất freôn gần tương tự như nhau. Máy nén NH_3 khác biệt nhiều hơn do tính chất hoá lí của nó. Trong các kí hiệu máy nén do Nga sản xuất, máy nén NH_3 có kí hiệu chữ A và máy nén freôn kí hiệu chữ ф, ít khi sử dụng lẫn các loại môi chất khác nhau cho một máy nén. Nếu dùng lẫn, phải có chỉ dẫn của nhà máy chế tạo.

2) *Cách sắp xếp và bố trí xilanh*

Thí dụ :

– Máy nén thẳng đứng : xilanh đặt thẳng đứng.

– Máy nén nằm ngang : xilanh đặt nằm ngang.

– Máy nén hình chữ V,W, và VV,... : xilanh đặt hình chữ V, W hoặc VV.

3) *Số xilanh của máy nén*

Thí dụ : máy nén 1 xilanh hoặc 2, 4, 6 và 8 xilanh...

4) *Cấp nén*

Máy nén 1 cấp hoặc 2 cấp bố trí trên cùng một máy.

5) *Số mặt làm việc của pittông*

Tác dụng đơn và tác dụng kép : Phần lớn các loại máy nén pittông hiện đại có số vòng quay cao, tỉ số đường kính xilanh trên hành trình pittông lớn đều là loại tác dụng đơn nghĩa là nén hơi trên một mặt. Các loại máy nén có con trượt dẫn hướng pittông nén hơi theo cả hai mặt là loại tác dụng kép.

6) *Hướng chuyển động của hơi môi chất trong quá trình nén qua xilanh*

Thường người ta phân ra làm hai loại : Máy nén thuận dòng và máy nén ngược dòng. Gọi là máy nén thuận dòng nếu dòng hơi không đổi hướng khi qua xilanh, được hút vào ở thân máy hoặc thân xilanh, clapê hút đặt trên đỉnh pittông và clapê đẩy đặt trên tấm nắp xilanh. Gọi là máy nén ngược dòng nếu dòng hơi đổi hướng khi qua xilanh, clapê hút và đẩy đều bố trí trên nắp xilanh, dòng hơi chuyển hướng khi hút vào và đẩy ra khỏi xilanh.

Thông thường, máy nén thuận dòng dùng cho môi chất amôniắc còn máy nén ngược dòng dùng cho freôn.

7) *Phương pháp giữ kín khoang trong của máy nén*

Theo cách giữ kín khoang trong của máy nén, người ta phân ra 3 loại khác nhau :

Máy nén hở : Có 2 loại : Máy nén hở có con trượt và máy nén hở không có con trượt. Máy nén hở có con trượt là loại cổ điển có khoang cácte hở, chỉ có phần xilanh được giữ kín bằng đệm kín ở thanh truyền chuyển động tịnh tiến, nối giữa pittông và con trượt. Đầu trục của trục khuỷu trong khoang môi chất phải nhô ra khỏi cácte để nhận truyền động từ động cơ qua đai truyền hoặc khớp nối. Loại máy nén hở không có con trượt là máy nén cần có cụm bịt kín đầu, để bịt kín không cho môi chất rò rỉ ra ngoài và không cho khí lọt vào hệ thống.

– **Máy nén nửa kín** (không có cụm bịt đầu trục) người ta bố trí động cơ nằm chung trong vỏ của máy nén, do đó loại bỏ được chi tiết cụm bịt đầu trục là chi tiết gây nhiều trục trặc hỏng hóc của hệ thống lạnh và thay bằng nắp bích bắt bằng bu lông.

– **Máy nén kín** thường là loại máy nén nhỏ có năng suất lạnh đến 10 kW. Máy nén và động cơ nằm chung trong một vỏ được hàn kín lại với nhau để đảm bảo độ kín tuyệt đối.

8) *Năng suất lạnh Q_o*

Năng suất lạnh Q_o là thông số chủ yếu của máy nén. Năng suất lạnh Q_o được tính theo điều kiện tiêu chuẩn với nhiệt độ ngưng tụ $t_k = 30^oC$, và bay hơi $t_o = -15^oC$. Căn cứ vào năng suất lạnh người ta phân làm ba loại :

– Máy nén nhỏ : $Q_o < 14$ kW (12.000 kcal/h).

– Máy nén trung bình : $Q_o = 14$ (đến) 105 kW (90.000 kcal/h).

– Máy nén lớn : $Q_0 > 105$ kW (90.000 kcal/h).

9) Năng suất thể tích hoặc thể tích nén lí thuyết V_{lt}

Thể tích nén lí thuyết là thể tích mà pittông quét được trong một đơn vị thời gian m^3/s hoặc m^3/h. Một số loại máy nén được phân loại theo lưu lượng thể tích của máy hoặc căn cứ vào thể tích nén lí thuyết V_{lt} này người ta có thể tính được các thông số cơ bản của chu trình lạnh.

Đó là 9 đặc điểm phân loại cơ bản của máy nén pittông. Tuy nhiên còn nhiều đặc điểm phân loại không thông dụng khác như phương pháp điều chỉnh năng suất lạnh, chế độ vận hành yêu cầu, phương pháp bôi trơn, phương pháp làm mát máy nén v.v..., ở đây không đi sâu giới thiệu.

Bảng 4.2 giới thiệu một số loại máy nén sản xuất tại Việt Nam, môi chất lạnh là NH_3. Nhà máy Cơ khí Duyên Hải Hải Phòng đã ngừng sản xuất từ hơn 20 năm nay. Còn nhà máy Cơ khí Long Biên Hà Nội cũng đã giải thể từ 2002 do không đứng vững được trước cơ chế cạnh tranh khốc liệt của thị trường. Từ nay, không có cơ sở nào ở Việt Nam sản suất máy nén nữa. Bảng 4.3 giới thiệu các loại máy nén MYCOM pittông của hãng Mayerkawa (Nhật) cho cả NH_3 và freon, 1 cấp và 2 cấp. Đây là loại được sử dụng rất nhiều trong ngành thuỷ sản và công nghiệp Việt Nam. Bảng 4.4 giới thiệu các loại máy nén pittông sản xuất ở Nga theo tiêu chuẩn nhà nước GOST và tiêu chuẩn ngành OST, là các loại đã được sử dụng rộng rãi ở Miền Bắc trước đây, để tiện so sánh. Bảng 4.5 giới thiệu máy nén Copeland, nhà sản xuất máy nén lớn nhất thế giới hiện nay. Các loại máy nén của Bitzer, Bock, Danfoss–Manerope, Tecumseh... có thể tham khảo ở tài liệu hướng dẫn thiết kế hệ thống lạnh, hoặc sổ tay kĩ thuật lạnh và điều hoà không khí.

Bảng 4.2 : MÁY NÉN LẠNH CHẾ TẠO TRONG NƯỚC
Kiểu hở, môi chất NH_3

Tên gọi	Đơn vị	Thông số kĩ thuật						
Đơn vị sản suất		Nhà máy cơ khí Long Biên, Hà Nội					Nhà máy cơ khí Duyên Hải, Hải Phòng	
Kí hiệu máy nén		2A180	4AV80	2AT150	4AV95	2AT125	2A8	2A15
Số lượng xi lanh	Chiếc	2	4	2	4	2	2	2
Đường kính xi lanh	mm	80	80	150	95	125	80	150
Hành trình pitông	mm	70	70	140	70	110	70	140
Năng suất lạnh tiêu chuẩn	kW	11,6	34,9	58,1	52,3	30,2	12,8	58,1
(t_k = 30°C, t_o = −15°C)	kcal/h	10000	30000	50000	45000	26000	11000	50000
Vòng quay trục khuỷu	vg/ph	600	960	480	960	450	720	480
Công suất động cơ máy nén	kW	7	20	28	22	14	7	28
Công suất động cơ bơm nước	kW	1,7	2,8	2,8	2,8	1,7	1,7	2,8
Điện áp	V	220/380	220/380	220/380	220/380	220/380	220/380	220/380
Tốc độ ; tần số	vg/ph ; Hz	1440 ; 50	1440 ; 50	1440 ; 50	1440 ; 50	1440 ; 50	1440 ; 50	1440 ; 50
Khối lượng nạp NH_3	kg	50			75	75	50	
Dầu bôi trơn	Kí hiệu	XA	XA	XA	XA	XA	XA	XA
Khối lượng dầu bôi trơn	kg	6			12	12	6	
Năng suất làm đá	tấn/24h	1	3,5	5	5	3	1	5
Năng suất kem	Que/ngày đêm	8–10000				25000	12000	
Khối lượng thực phẩm bảo quản	Tấn/ngày	5	15	20	20	10	5	20

Bảng 4.3a : MÁY NÉN PITTÔNG MYCOM MỘT CẤP NÉN LOẠI KÍ HIỆU W (hãng Mayekawa Nhật), kiểu hở

Năng suất lạnh và công suất trên trục ở nhiệt độ ngưng tụ 35°C và nhiệt độ bay hơi khác nhau.

Môi chất	Kí hiệu	Thể tích quét m^3/h	Q_o, kW						Ne, kW					
			−25	−20	−15	−10	5	0°C	−25	−20	−15	−10	−5	0°C
R717	N2WA	71,0	17,3	23,4	30,7	39,3	49,5	61,3	8,1	9,1	10,0	10,7	11,3	11,6
	N4WA	187,2	45,4	61,6	80,8	103,7	130,4	161,6	21,4	23,9	26,2	28,3	29,7	30,6
	N6WA	280,7	68,3	92,3	121,3	155,5	195,6	242,3	32,0	35,9	39,4	42,4	44,6	45,8
	N8WA	374,2	91,0	123,1	161,7	207,4	260,9	323,1	42,8	47,8	52,6	56,4	59,4	61,0
	N4WB	381,0	92,8	125,6	164,9	211,4	265,9	329,4	43,6	48,8	53,6	57,6	60,6	62,3
	N6WB	572,6	139,1	188,4	247,3	317,1	398,9	494,1	65,4	73,2	80,4	86,4	90,9	93,4
	N8WB	764,1	185,5	251,2	329,7	422,7	531,9	658,7	87,2	97,6	107,1	115,2	121,2	124,5
	N12WB	954,3	231,9	313,9	412,2	528,4	664,8	823,4	109,0	122,1	133,9	144,0	151,5	155,7
R22	F2WA2	71,0	19,3	25,4	32,6	41,1	50,9	62,1	8,4	9,3	10,2	10,9	11,5	11,9
	F4WA2	187,2	50,7	67,1	86,0	108,3	134,1	163,9	22,2	24,9	27,2	29,1	30,7	31,7
	F6WA2	280,7	76,1	100,5	129,1	162,6	201,2	245,8	33,4	37,2	40,7	43,7	46,0	47,5
	F8WA2	374,2	101,6	134,0	172,2	216,7	268,2	327,7	44,5	49,7	54,4	58,4	61,4	63,3
	F4WB2	381,0	107,8	140,3	178,5	223,1	274,7	334,2	44,6	50,7	56,3	61,2	65,3	68,4
	F6WB2	572,6	161,7	210,5	267,8	334,6	412,1	501,2	66,8	76,0	84,4	91,8	98,0	102,6
	F8WB2	764,1	215,6	280,6	357,1	446,2	549,4	688,3	89,1	101,3	112,5	122,4	130,7	136,8
	F12WB2	954,3	269,4	350,8	446,3	557,8	686,8	835,4	11,4	126,7	140,7	153,0	163,3	171,1
R502	F2WA5	71,0	19,5	25,7	33,1	41,6	51,6	63,1	9,0	10,0	10,9	11,7	12,2	12,5
	F4WA5	187,2	51,5	67,9	87,1	109,7	136,1	166,3	23,9	26,7	29,1	31,1	32,6	33,5
	F6WA5	280,7	77,2	101,7	130,7	164,7	204,0	249,4	35,9	40,0	43,6	46,6	48,9	50,3
	F8WA5	374,2	103,0	135,7	174,4	219,6	272,0	332,7	47,8	53,3	58,1	62,2	65,1	66,9
	F4WB5	381,0	109,1	142,0	180,7	225,9	278,5	339,1	49,0	55,3	61,1	66,2	70,3	73,4
	F6WB5	572,6	163,6	213,0	271,0	338,9	417,7	508,7	73,4	83,09	91,7	99,3	105,5	110,1
	F8WB5	764,1	218,2	284,0	361,4	451,9	557,0	678,3	97,9	110,6	122,2	132,4	140,7	146,8
	F12WB5	954,3	272,8	354,9	451,8	564,8	696,3	847,8	122,4	138,3	152,8	165,4	175,8	183,5

Ghi chú – Năng suất lạnh tính với nhiệt độ quá lạnh lỏng 5°C và nhiệt độ quá nhiệt hơi hút 10°C cho R717 và R22. Nhiệt độ quá nhiệt cho R502 là 15°C.

– Kiểu máy 2WA có tốc độ vòng quay 1100 vg/ph ; kiểu 4WA, 6WA, 8WA : 1450 vg/ph ; kiểu 4WB, 6WB, 8WB : 1200 vg/ph và kiểu 12WB : 1000 vg/ph.

Bảng 4.3b : MÁY NÉN PITTÔNG MYCOM HAI CẤP NÉN (kiểu hở)

Năng suất lạnh và công suất trên trục ở nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ bay hơi khác nhau, môi chất lạnh NH_3

t_k °C	Kí hiệu	Pittông ϕ và S, mm	Số xilanh	Tốc độ, vg/ph	Thể tích quét, m^3/h	Q_o, 1000 kcal/h							Ne, kW, ở t_o						
						−60	55	−50	−45	−40	−35	−30	60	−55	−50	−45	−40	−35	−30
30	N42A	95 ϕ × 76 l	4 + 2	1.000	193,9	5,4	7,7	10,8	14,7	19,7	25,9	33,5	8,1	9,2	10,4	11,8	13,1	14,9	16,6
				1.200	232,7	6,4	9,2	12,9	17,7	23,6	31,1	40,2	9,7	11,0	12,5	14,2	16,0	17,91	9,9
	N62A		6 + 2	1.000	258,6	7,4	10,8	14,6	19,8	26,3	34,4	44,3	10,8	11,9	13,6	15,5	17,6	19,8	22,2
				1.200	310,3	8,8	12,5	17,5	23,8	31,6	41,3	53,2	12,6	14,3	16,3	18,6	21,1	23,8	26,6
	N42B	130ϕ × 100 l	4 + 2	900	430,1	11,9	17,1	23,9	32,6	43,7	57,4	74,3	18,0	20,4	23,1	26,2	19,5	33,1	36,8
				1.000	477,8	13,2	19,0	26,5	36,3	48,6	63,8	82,6	20,0	22,6	25,7	29,1	32,8	36,8	40,9
	N62B		6 + 2	900	573,4	16,3	23,3	32,3	43,9	58,4	76,4	98,3	23,2	26,5	30,2	34,4	39,0	44,0	49,2
				1.000	637,1	18,1	25,9	35,9	48,8	64,9	84,9	109,2	25,8	29,4	33,6	38,2	43,3	48,8	54,7
	N124B		12 + 4	870	1.108,6	31,5	45,0	62,5	84,9	113,0	147,7	190,0	44,9	51,2	58,4	66,5	75,4	85,0	95,2
				960	1.223,3	34,8	49,7	69,0	93,7	124,6	162,9	209,6	49,5	56,5	64,4	73,4	83,2	93,8	105,0
35	N42A	95 ϕ × 76 l	4 + 2	1.000	193,9	5,2	7,5	10,5	14,4	19,3	25,4	32,9	8,5	9,6	10,9	12,4	14,0	15,8	17,6
				1.200	232,6	6,2	9,0	12,6	17,3	23,2	30,5	39,5	10,2	11,5	13,1	14,9	16,8	18,9	21,1
	N62A		6 + 2	1.000	258,6	7,1	10,2	14,2	19,4	25,8	33,8	43,5	10,9	12,4	14,2	16,2	18,4	20,9	23,5
				1.200	310,3	8,6	12,3	17,1	23,3	31,0	40,6	52,2	13,0	14,9	17,0	19,4	22,1	25,0	28,2
	N42B	130ϕ × 100 l	4 + 2	900	430,1	11,5	16,6	23,3	31,9	42,8	56,4	73,0	18,8	21,3	24,2	27,5	31,1	35,0	39,1
				1000	477,8	12,8	18,5	25,9	35,5	47,6	62,7	81,1	20,9	23,6	26,9	30,5	34,5	38,9	43,4
	N62B		6 + 2	900	573,4	15,8	22,7	31,6	43,0	57,3	75,0	96,5	24,1	27,5	31,4	35,9	40,9	46,3	52,0
				1000	637,1	17,6	25,2	35,1	47,8	63,6	83,3	107,3	26,8	30,5	34,9	39,9	45,4	51,4	57,8
	N124B		12 + 4	870	1.108,6	30,6	43,8	61,1	83,1	110,7	144,9	196,4	46,6	53,2	60,8	69,4	79,0	89,4	100,6
				960	1.223,3	33,8	48,4	67,4	91,7	122,2	159,9	206,0	51,4	58,7	67,1	76,6	87,2	98,7	111,0
40	N42A	95 ϕ × 76 l	4 + 2	1.000	193,9	5,0	7,3	10,2	14,1	18,9	24,9	32,3	8,8	10,0	11,4	13,0	14,7	16,6	18,7
				1.200	232,7	6,0	8,7	12,3	16,9	22,7	29,9	38,8	10,6	12,0	13,7	15,6	17,7	20,0	22,4
	N62A		6 + 2	1.000	258,6	6,9	9,9	13,9	18,9	25,3	33,2	42,7	11,3	12,9	14,7	16,9	19,3	21,9	24,7
				1.200	310,3	8,3	11,9	16,7	22,7	30,4	39,8	51,3	13,5	15,4	17,7	20,3	23,1	26,3	29,7
	N42B	130ϕ × 100 l	4 + 2	900	430,1	11,1	16,1	22,7	31,2	42,0	55,3	71,7	19,6	22,2	25,3	28,8	32,6	36,9	41,4
				1.000	477,8	12,4	17,9	25,3	34,7	46,6	61,5	79,7	21,8	24,7	28,1	32,0	36,3	41,0	46,0
	N62B		6 + 2	900	573,4	15,3	22,0	30,8	42,0	56,1	73,5	94,8	25,0	27,5	32,7	37,4	42,7	48,5	54,8
				1.000	637,1	17,0	24,5	34,2	46,7	62,3	81,7	105,3	27,7	31,7	36,3	41,6	47,5	53,9	60,9
	N124B		12 + 4	870	1.108,8	29,6	42,6	59,6	81,2	108,5	142,1	183,2	48,5	55,2	63,2	72,4	82,6	93,8	106,0
				960	1.223,3	32,7	47,0	65,7	89,6	119,7	156,8	202,2	53,3	60,9	69,8	79,9	91,2	103,5	117,0

Bảng 4.3c : MÁY NÉN PITTÔNG MYCOM HAI CẤP NÉN, MÔI CHẤT LẠNH R22

tk°C	Kí hiệu	Pittông ϕ và S, mm	Số xilanh	Tốc độ, vg/ph	Thể tích quét, m³/h	Q_o, 1000 kcal/h							N_e, kW, ở t_o						
						-60	-55	-50	-45	40	-35	-30	-60	-55	-50	-45	-40	-35	-30
30	F42A2	95 ϕ × 76 l	4 + 2	1.000	193,9	7,4	10,3	14,0	18,5	24,1	30,8	38,9	9,5	10,8	12,3	13,9	15,5	17,1	18,5
				1.200	232,7	8,9	12,4	16,8	22,2	28,9	37,0	46,7	11,4	13,0	14,8	16,7	18,6	20,5	22,2
	F62A2		6 + 2	1.000	258,6	10,1	13,9	18,7	24,6	31,8	40,5	50,8	12,4	14,2	16,2	18,2	20,3	22,2	24,0
				1.200	310,3	12,1	16,7	22,4	29,5	38,2	48,6	60,9	44,9	17,1	19,4	21,9	24,3	26,6	28,7
	F42B2	130ϕ × 100 l	4 + 2	900	430,1	16,4	22,8	31,0	41,1	53,4	68,4	86,2	21,0	24,0	27,3	30,8	34,4	37,9	41,1
				1.000	477,8	18,2	25,4	34,4	45,6	59,4	76,0	95,8	23,4	26,7	30,3	34,2	38,2	42,1	45,6
	F62B2		6 + 2	900	573,4	22,3	30,8	41,4	54,6	70,6	89,8	112,6	27,5	31,5	35,9	40,4	44,9	49,2	59,0
				1.000	637,1	24,8	34,2	46,0	60,7	78,4	99,8	125,1	30,6	35,0	39,8	44,9	49,9	54,7	59,0
	F124B2		12 + 4	870	1.108,6	43,1	59,5	80,1	105,5	136,5	173,7	217,8	53,3	60,9	69,3	78,1	86,8	95,2	102,7
				960	1.223,3	47,6	65,7	88,4	116,5	150,6	191,6	240,3	58,8	67,3	76,5	86,2	95,8	105,0	113,3
35	F42A2	95 ϕ × 76 l	4 + 2	1.000	193,9	7,1	10,0	13,6	18,0	23,5	30,1	38,0	10,0	11,4	13,0	14,7	16,4	18,1	19,7
				1.200	232,6	8,6	12,0	16,3	21,6	28,2	36,1	45,6	12,0	13,7	15,6	17,6	19,7	21,8	23,7
	F62A2		6 + 2	1.000	258,6	9,7	13,4	18,1	23,9	31,0	39,5	49,6	13,0	14,9	16,9	19,1	21,3	32,4	25,4
				1.200	310,3	11,6	16,1	21,8	28,7	37,2	47,4	59,5	15,6	17,8	20,3	22,9	25,6	28,1	30,5
	F42B2	130ϕ × 100 l	4 + 2	900	430,1	15,8	22,1	30,1	40,0	52,1	66,7	84,2	22,2	25,3	28,8	32,5	36,4	40,2	43,8
				1.000	477,8	17,6	24,6	33,4	44,4	57,9	74,1	93,5	24,7	28,1	32,0	36,1	40,4	44,7	48,7
	F62B2		6 + 2	900	573,4	21,5	29,8	40,2	53,1	68,8	87,6	109,9	28,8	33,0	37,5	42,4	47,2	52,0	56,4
				1.000	637,1	23,9	33,1	44,7	59,0	76,4	97,3	122,1	32,0	36,6	41,7	47,1	52,5	57,7	62,6
	F124B2		12 + 4	870	1.108,6	41,6	57,6	77,8	102,6	132,9	169,3	212,5	55,7	63,7	72,6	81,9	91,3	100,5	108,9
				960	1.223,3	45,9	63,6	85,8	113,3	146,7	186,8	234,5	61,5	70,3	80,1	90,3	100,8	110,9	120,2
40	F42A2	95 ϕ × 76 l	4 + 2	1.000	193,9	6,9	9,6	13,1	17,5	22,7	29,3	37,0	10,6	12,1	13,7	15,5	17,4	19,2	21,0
				1.200	232,7	8,2	11,6	15,8	21,0	27,4	35,2	44,4	12,7	14,5	16,5	18,6	30,8	23,1	25,2
	F62A2		6 + 2	1.000	258,6	9,3	13,0	17,6	23,2	30,2	38,5	48,3	13,6	15,6	17,7	20,0	22,4	24,7	26,9
				1.200	310,3	11,2	15,6	21,1	27,9	36,2	46,1	58,0	16,3	18,7	21,3	24,0	26,9	29,6	32,3
	F42B2	130ϕ × 100 l	4 + 2	900	430,1	15,2	21,4	29,1	38,8	50,7	65,0	82,1	23,6	26,8	30,4	34,4	38,5	42,6	46,6
				1.000	477,8	16,9	23,7	32,4	43,1	56,3	72,2	91,2	26,2	29,8	33,8	38,2	42,8	47,3	51,7
	F62B2		6 + 2	900	573,4	20,7	28,8	39,0	51,6	66,9	85,3	107,1	30,2	34,5	39,3	44,4	49,6	54,8	59,6
				1.000	637,1	23,0	32,0	43,3	57,3	74,3	94,7	119,0	33,6	38,4	43,7	49,4	55,1	60,8	66,2
	F124B2		12 + 4	870	1.108,8	40,0	55,7	75,3	99,7	129,3	164,9	207,1	58,4	66,8	76,0	85,9	95,9	105,9	115,2
				960	1.223,3	44,2	61,4	83,1	110,0	142,7	181,9	228,5	64,4	73,7	83,9	94,8	105,9	116,8	127,2

Bảng 4.4a : MÁY NÉN PITTÔNG CỦA NGA THEO GOST 6492 –76

Kí hiệu máy		Số xilanh	Vòng quay	Đường kính xilanh	V_t	Q_o (R12 hoặc NH_3)	Ne^* (R12) hoặc NH_3	Dài	Rộng	Cao	Khối lượng
Nga	Việt	–	S^{-1}	mm	m^3/s	kW	kW	mm	mm	mm	kg
o12,8	FG2,8	2	24	50	0,0038	3,15	1,3	400	390	410	60
oГ5,6	FG5,6	4	24	50	0,0076	6,3	2,6	420	420	520	90
2ϕB6 C4	2FVBS4	2	16	67,5	0,0057	5,2	2,2	595	370	590	130
ϕB6	FV6	2	24	67,5	0,00855	7,5	2,5	368	324	392	48
2ϕBBC6	2FVBS6	2	24	67,5	0,00855	7,3	3,0	595	370	590	130
2ϕY6C9	2FUBC9	4	16	67,5	0,0114	10,7	4,2	730	540	515	220
ϕY12	FU12	4	24	67,5	0,0171	14,9	5	484	530	490	90
ϕY6 C12	FUBS12	4	24	67,5	0,0171	14,5	6,1	730	540	515	220
2ϕYY6C18	2FUUBS18	8	16	67,5	0,0228	21,0	9	860	620	620	340
ϕYY25	FUU25	8	24	67,5	0,0342	29,7	10	745	640	690	190
2ϕYY6 C25	2FUUBC25	8	24	67,5	0,0342	29	13	860	620	620	355
ϕB20	FV20	2	24	101,6	0,0272	26,6	8,66	810	1130	760	180
ϕY40	FU40	4	24	101,6	0,0544	52	16,8	660	625	710	280
oYY80	FUU80	8	24	101,6	0,1088	101	32,5	1100	910	820	400
AB22	AV22	2	24	82	0,0179	28	8	810	1130	760	160
AY45	AU45	4	24	82	0,0358	56	16	660	625	740	260
AYY90	AUU90	8	24	82	0,0716	112	32	1100	910	820	420
AB100	AV100	2	16	150	0,0735	116	33	1120	730	1190	930
AY200	AU200	4	16	150	0,147	232	66	1370	1320	1100	1400
AYY400	AUU400	8	16	150	0,294	464	133	1660	1550	1320	2500
A0600	AO600	2	8,35	280	4,40	670	190	4250	4020	1500	5800
A01200	AO1200	4	8,35	280	8,80	1340	375	5700	5700	1700	10800

o : Cho môi chất freôn

A : Cho NH_3

Г : Kiểu máy nén kín

B : Xilanh đặt đứng

Y : Xilanh đặt hình chữ V

YY : Xilanh đặt hình chữ VV

6C : Máy nén nửa kín (không kí hiệu 6C hoặc là Г là máy nén hở)

O : Xilanh đặt kiểu đối lập – Con số cuối cùng : Chỉ năng suất lạnh tiêu chuẩn 1 cấp đơn vị nghìn kcal/h

* Đối với máy kín và nửa kín N_{el} : đối với máy nén hở N_e.

Bảng 4.4b : MÁY NÉN PITTÔNG NGA THEO GOST 26.03 – 943 – 77

Kí hiệu		Số xilanh	Đường kính pittông	Số Vòng quay	V_{Lt}	Dài	Rộng	Cao	Khối lượng	R22		R12		NH_3	
										Q_{OTC}	Ne	Q_{OTC}	Ne	Q_{OTC}	Ne
Nga	Việt	–	mm	vg/s	m^3/s	mm	mm	mm	kg	kW	kW	kW	kW	kW	kW
ПБ5	PG5	2	42	48	0,00411	380	365	480	58	5,8	2,6	3,7	1,77	–	–
ПБ7	PG7	3	42	48	0,00616	460	450	480	69	8,7	3,9	5,5	2,65		
ПБ10	PG10	4	42	48	0,00822	425	420	532	76	11,6	5,2	7,4	3,54		–
ПБ5	PB5	1	67,5	24	0,00385	470	330	450	80	6,5	2,5	4,3	1,7	–	–
ПБ7	PB7	1	67,5	24	0,00555	485	350	460	85	9,5	3,5	6,2	2,5	–	–
ПБ10	PB10	2	67,5	24	0,0077	630	360	470	130	13	5	8,6	3,4	–	–
ПБ14	PB14	2	67,5	24	0,0111	630	380	480	150	19	6,9	12,3	4,9	–	–
П14	P14	2	67,5	24	0,0111	580	380	480	112	20,5	6,7	13,5	4,75	–	–
ПБ20	PB20	4	67,5	24	0,0154	680	550	485	223	26,0	10	17,3	6,8	–	
П20	P20	4	67,5	24	0,0154	610	550	485	180	28,4	9,1	18,6	6,6		–
ПБ28	PB28	4	67,5	24	0,0222	700	565	485	240	38	13,85	25	9,8	–	–
П28	P28	4	67,5	24	0,0222	610	565	485	190	41	13,3	27	9,5	–	–
ПБ40	PB40	4	76	24	0,0289	1020	620	580	365	42,5	14	27,6	9,5	–	–
П40	P40	4	76	24	0,0289	850	620	580	280	44,2	13	28,8	8,8	45,7	12,5
ПБ60	PB60	6	76	24	0,0433	1090	700	685	420	63,7	21	41,4	14,3	–	–
П60	P60	6	76	24	0,0433	885	700	685	330	66,3	19,5	43	13,3	68,1	19,2
ПБ80	PB80	8	76	24	0,0578	1120	755	650	480	85	28	55,2	19	–	–
П80	P80	8	76	24	0,0578	930	755	650	375	88,4	26	57,6	17,6	91,8	25,5
ПБ110	PB110	4	115	24	0,0835	1300	900	800	1000	128	41,5	83	28,2	–	–
П110	P110	4	115	24	0,0835	950	900	800	770	134	39	87	26,6	138	39
ПБ165	PB165	6	115	24	0,125	1380	1035	885	1110	192	62,5	124	42,3	–	–
П165	P165	6	115	24	0,125	1030	1035	885	880	200	58,5	130	39,9	207	59
ПБ220	PB220	8	115	24	0,167	1460	1140	890	1220	256	83	166	56,4	–	–
П220	P220	8	115	24	0,167	1110	1140	890	1000	268	78	174	53,2	276	78

* Đối với máy nén nửa kín và Nel

П – Máy nén pittông ; Г – Kín ; Б – Nửa kín (không có kí hiệu Г hoặc Б là máy nén hở)

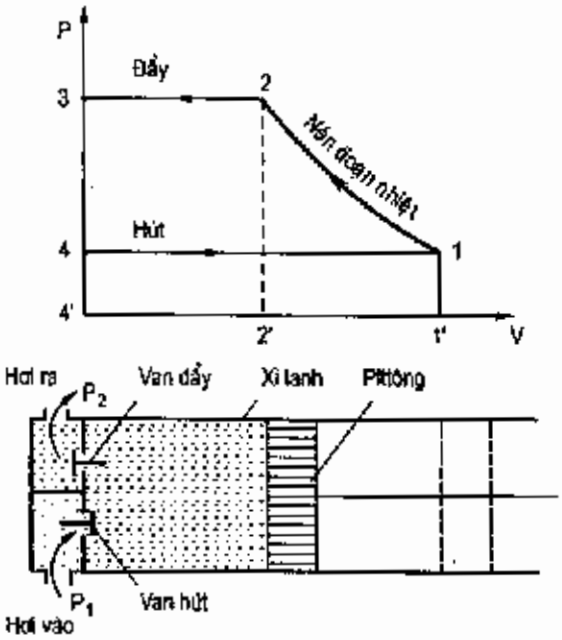
4.3.2. Nguyên lí làm việc của máy nén pittông

Nghiên cứu quá trình làm việc của máy nén pittông nói riêng và của các loại máy nén nói chung nhằm mục đích xác định năng suất nén và công tiêu hao.

Theo những nghiên cứu về nhiệt động, kết quả nghiên cứu về quá trình nén của máy nén pittông không những có thể áp dụng cho những loại máy nén thể tích khác như máy nén trục vít, máy nén rôto, máy xén xoắn ốc v.v... mà còn có thể áp dụng cả cho những loại máy nén động học như máy nén tuabin và êjectơ, vì quá trình làm việc của chúng tuy có khác nhau nhưng dẫn đến kết quả cuối cùng hoàn toàn giống nhau.

1) *Quá trình nén lí thuyết*

Hình 4.4 biểu diễn quá trình nén lí thuyết của máy nén pittông trên sơ đồ và trên đồ thị p – V bỏ qua các tổn thất của quá trình nén thực.



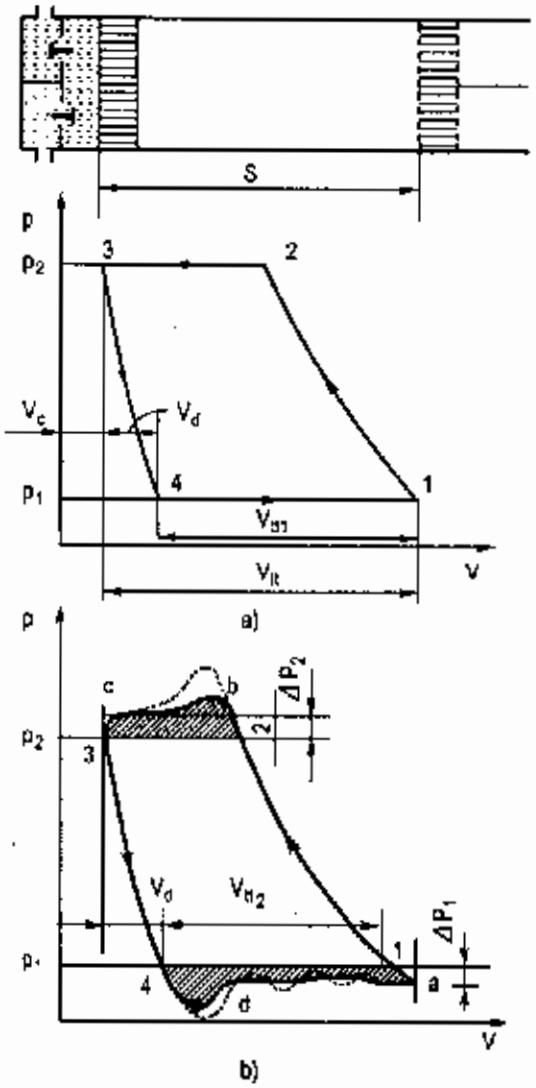
Hình 4.4 : Sơ đồ nguyên lý máy nén pittông và quá trình nén lý thuyết biểu diễn trên đồ thị p–V.

Pittông chuyển động qua lại trong xilanh làm thay đổi thể tích giới hạn bởi xi lanh và bề mặt pittông tạo nên các quá trình hút, nén và đẩy hơi môi chất. Khi pittông chuyển động từ điểm 4 đến điểm 1 (điểm 4 gọi là điểm chết trên và điểm 1 gọi là điểm chết dưới, điểm pittông thay đổi hướng chuyển động), thể tích từ 0 tiến tới V_{max} van hút mở ra để hơi hút đi vào xi lanh. Khi pittông đạt đến điểm 1 quá trình hút kết thúc. Pittông chuyển động ngược lại, thể tích nhỏ dần. Quá trình pittông đi từ 1 đến 2 là quá trình nén, hai van hút và đẩy đều đóng. Tại 2, áp suất p trong xi lanh đạt áp suất dẩy, clapê đẩy mở ra để pittông tiếp tục đi lên đẩy hơi nén vào khoang đẩy với áp suất không đổi p_2.

Quá trình hút 4–1 và đẩy 2–3 không phải là quá trình nhiệt động vì hơi trong xi lanh chỉ biến đổi về lượng chứ không phải biến đổi về trạng thái.

Quá trình nén1–2 có thể là các quá trình nén :

– Đẳng nhiệt với n = 1 (n là số mũ đa biến) ;



Hình 4.5 : Quá trình làm việc thực của máy nén pittông.

a) Quá trình nén chỉ kể đến tổn thất do thể tích chết V_c,
b) Quá trình nén kể đến tổn thất do thể tích chết và tổn thất áp suất clapê hút và đẩy.
V_h – Thể tích nén lý thuyết do pittông quét được.
V_c – Thể tích chết,
V_t – Thể tích tổn thất do dãn nở hơi sau áp,
V_d – Thể tích thực tế,
– Quá trình thực,
... Quá trình thực có xung động.

– Đa biến với $1 < n < k$ (k là số mũ đoạn nhiệt) ;

– Đoạn nhiệt $n = k$ và ·

– Đa biến với $n > k$

Khi nén hơi với tốc độ chậm và làm mát hoàn hảo, người ta có thể thực hiện được quá trình nén đẳng nhiệt, có công tiêu hao cho quá trình nén là nhỏ nhất.

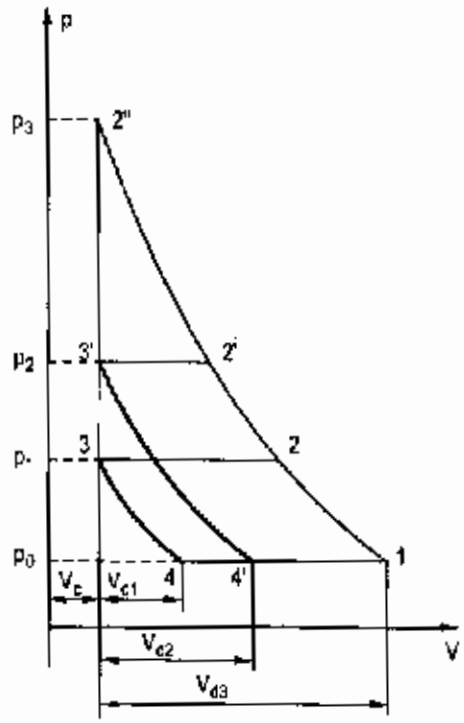
Quá trình nén môi chất lạnh trong máy nén pittông xảy ra rất nhanh, số vòng quay trục khuỷu có khi đạt đến gần 3600 vg/ph (60 vg/s) với tần số lưới điện 60 Hz, nên người ta coi quá trình nén môi chất lạnh là đoạn nhiệt, không có sự trao đổi nhiệt giữa môi chất và thành xi lanh cũng như với môi trường bên ngoài.

Một đặc điểm khác của quá trình nén môi chất lạnh là hơi môi chất lạnh thường là hơi bão hoà khô hoặc hơi quá nhiệt gần đường bão hoà khô, nhiệt độ nhỏ hơn nhiều so với nhiệt độ tới hạn, tính chất của nó khác biệt khá xa so với khí lí tưởng. Để tính toán công nén người ta phải dùng các công thức tính toán khá phức tạp cho khí thực như các phương trình trạng thái của Van der Waals, Webb–Rubin hoặc Redlich–Kwong v.v.

Đối với các tính toán thiết kế, công nén đoạn nhiệt được xác định đơn giản trên đồ thị lgp–h (xem phụ lục) có chú ý đến tổn thất khác nhau.

2) *Quá trình nén thực*

Quá trình nén thực là quá trình nén có kể đến các tổn thất khác nhau (h.4.5).



Hình 4.6 : Sự phụ thuộc của V_d vào áp suất hút và đẩy.

Tổn thất lớn nhất phải kể đến trong quá trình nén thực là tổn thất do thể tích chết Vc. Thể tích chết là không gian còn sót lại giữa xi lanh và pittông cũng như các không gian ở các cửa van hút, van đẩy (clapê) khi pittông đã ở vị trí cao nhất. Khi làm việc, toàn bộ máy nén, pittông, xi lanh nóng lên. Để đề phòng hỏng hóc do đỉnh pittông chạm vào xi lanh do dãn nở nhiệt người ta phải chừa lại một khe hở an toàn nhất định.

Đối với máy nén có tốc độ cao, không gian chết chiếm khoảng từ 3 đến 5% thể tích quét lí thuyết của pittông (hình 4.4). Do có thể tích chết nên hơi nén trong xi lanh không được đẩy ra hết. Khi pittông đi xuống hơi có áp suất cao trong thể tích chết dãn nở cho đến khi áp suất bằng áp suất hút. Thể tích dãn nở đó là thể tích tổn thất vì quá trình hút bị chậm trễ và thể tích hút bị giảm đi một khoảng đúng bằng thể tích dãn nở V_d đó. V_d không phải cố định mà nó phụ thuộc vào áp suất đẩy p_2, áp suất p_2 càng cao V_d càng lớn hoặc $\Pi = p_2/p_1$ càng tăng thì V_d càng tăng. Khi p_2 tăng đến một giới hạn nào đó thì V_d bằng V_h khi đó năng suất nén bằng không vì đường dãn nở trùng lên đường nén (xem h.4.6).

Tổn thất thứ hai phải kể đến là tổn thất do trở lực của clapê hút và đẩy. Các clapê hút và đẩy của máy nén lạnh làm việc hoàn toàn tự động do sự chênh lệch áp suất. Khi áp suất hai bên clapê bằng nhau, các clapê ở trạng thái đóng do sức đàn hồi hoặc lò xo nén. Clapê chỉ mở khi có áp suất chênh lệch đủ lớn và đúng hướng. Chính vì vậy thời điểm clapê mở muộn hơn so với lí thuyết khá nhiều.

Theo thực nghiệm, tổn thất áp suất phía hút Δp_1 có thể tới $0,2 \div 0,03$ (thậm chí 0,05) MPa và tổn thất áp suất phía đẩy Δp_2 có thể lên tới $0,05 \div 0,07$ (thậm chí 0,1) MPa. Trở lực của clapê biến đổi trong cả khoảng chạy của pittông, trở lực đạt cực đại vào thời điểm clapê mở (xem h.4.5b).

Do có các tổn thất trên, quá trình nén diễn ra như sau :

a -b : là đường nén đoạn nhiệt, trên thực tế có thể là đường nén đa biến, giai đoạn đầu có $n > k$ do thu nhiệt của thành xi lanh và giai đoạn sau có $n < k$ do thải nhiệt cho thành xi lanh ;

b–c : Clapê đẩy mở ở thời điểm b ; đường b–c là đường đẩy hơi nén, áp suất giảm xuống, clapê đẩy đóng lại tại c ; quá trình c–d là quá trình dãn nở hơi trong thể tích chết. Clapê hút mở tại d ;

Quá trình d–a là quá trình hút.

Do tổn thất áp suất ở clapê hút và đẩy, thể tích hút đã giảm xuống thêm một khoảng nữa, do điểm 4 dịch về phía phải và điểm 1 dịch về phía trái làm cho $V_{tt2} < V_{tt1}$. Đường chấm trên hình vẽ biểu diễn quá trình nén thực có xung động ở đường hút và đường đẩy.

Ngoài tổn thất do thể tích chết và do trở lực clapê còn phải tính đến nhiều loại tổn thất khác như tổn thất do môi chất nóng lên khi hút, tổn thất do rò rỉ từ khoang đẩy về khoang hút v.v...

Khi máy nén làm việc, nhiệt sinh ra do ma sát làm nóng pittông và xi lanh. Xi lanh còn bị nóng lên do nhiệt cuối quá trình nén của môi chất. Thường khi hút môi chất lạnh có nhiệt độ khá thấp ở gần trạng thái bão hoà khô. Khi hút vào xi lanh, thành xi lanh có nhiệt độ cao làm cho môi chất nóng lên, thể tích riêng lớn lên làm cho năng suất khối lượng của máy nén giảm xuống. Tổn thất này còn cao hơn khi hút phải hơi ẩm, vì vậy thường cho hút hơi quá nhiệt vào máy nén. Đối với amôniắc, độ quá nhiệt

$\Delta t_{qn} = 5 \div 10^{o}C$ còn đối với freôn $\Delta t_{qn} = 25 \div 30^{o}C$.

Làm mát đầu xi lanh cũng là phương pháp làm giảm tổn thất do môi chất nóng lên khi hút. Môi chất amôniắc có nhiệt độ cuối quá trình nén cao nên phải làm mát bằng nước. Trên đầu xi lanh có áo nước làm mát liên tục. Môi chất freôn có nhiệt độ cuối quá trình nén thấp hơn nên chỉ cần cánh tản nhiệt làm mát bằng không khí môi trường.

Tất cả những tổn thất đó làm giảm thể tích hút thực tế của máy nén nên gọi là tổn thất thể tích mà chúng ta sẽ xét cụ thể sau đây.

4.3.3. Tổn thất thể tích và hiệu suất thể tích của máy nén

Như trên đã trình bày, do có các tổn thất của quá trình nén thực nên thể tích thực tế của hơi nén V_{tt} nhỏ hơn thể tích lí thuyết do pittông quét V_{lt}. Hiệu suất thể tích λ được dùng để biểu thị tổn thất thể tích, λ chỉ là tỉ số giữa thể tích thực tế và thể tích lí thuyết, λ còn được gọi là hệ số cấp, hệ số nạp.

$$\lambda = \frac{V_{tt}}{V_{lt}} \qquad (4.1)$$

Nếu chia tử và mẫu số cho thể tích riêng v của hơi hút về máy nén ta có :

$$\lambda = \frac{m_{tt}}{m_{lt}} \qquad (4.2)$$

Nghĩa là λ có thể biểu thị bằng tỉ số giữa khối lượng thực tế nén được với khối lượng lí thuyết.

Hiệu suất thể tích λ của một máy nén không phải cố định mà thay đổi tuỳ theo chế độ làm việc của hệ thống lạnh (loại môi chất lạnh, nhiệt độ quá nhiệt hơi hút), và đặc biệt là tỉ số áp suất $\Pi = p_k/p_o$ theo kiểu và dạng cấu tạo của máy nén và trình độ công nghệ gia công máy nén (máy nén nằm ngang, máy nén cỡ lớn, máy nén cỡ trung và cỡ nhỏ, thể tích chết, dung sai và chất lượng các chi tiết, clapê hút, đẩy, pittông, séc măng, xi lanh v.v.) theo thời gian làm việc của máy nén (máy nén đã "rão" hay chưa) v.v.

Đối với một máy nén mới xuất xưởng, hiệu suất thể tích λ thường được cho trong lí lịch máy theo những kết quả thực nghiệm của chính nhà sản xuất.

Thí dụ, đối với máy nén amôniắc chế tạo tại Halle (CHLB Đức) với năng suất thể tích $V_h = 0,03 m^3/s \left(\approx 100 m^3/h\right)$, thể tích chết tương đối $c = Vc/V_h = 0,05$ và tỉ số nén $\Pi = 1 \div 8$ thì hệ số cấp λ có thể xác định gần đúng theo quan hệ :

$$\lambda = 0,093 - 0,06\left(\Pi - 1\right) \qquad (4.3)$$

Một thí dụ khác là đối với máy nén chế tạo tại Nga môi chất amôniắc, kiểu đứng hoặc kiểu chữ V, W, hệ số cấp λ có thể xác định gần đúng theo công thức thực nghiệm của Badưlkes :

$$\lg \lambda = \left(0,012 + 0,437c\right)\left(1 - \Pi\right) \qquad (4.4)$$

Giá trị λ phụ thuộc vào Π cũng có thể xác định gần đúng theo các đồ thị biểu diễn trên hình 4.7.

Về mặt lí thuyết, có thể xác định λ qua tính toán từng thành phần tổn thất riêng lẻ, vì λ phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố khác nhau nên ta có thể viết :

$$\lambda = \lambda_c \lambda_h \lambda_w \lambda_r \lambda_k \qquad (4.5)$$

Trong đó :

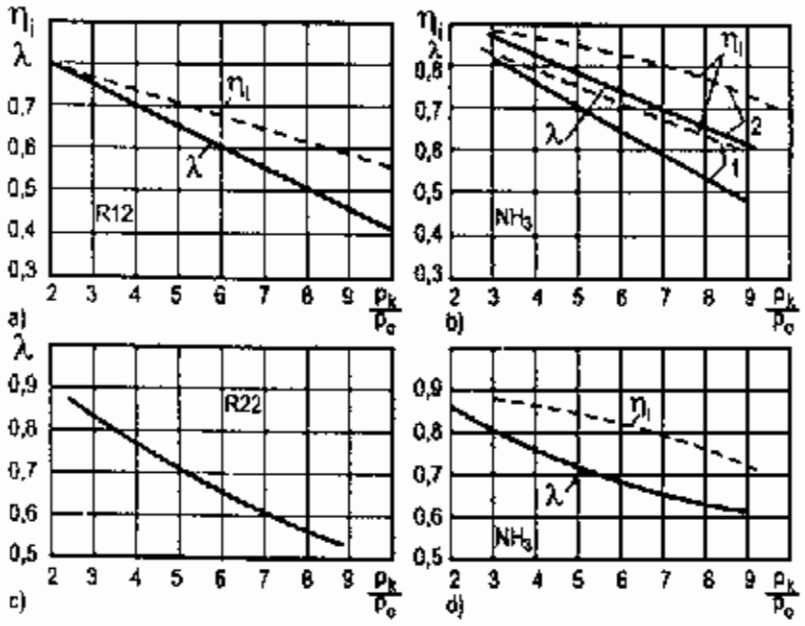
λ_c – Hệ số tính đến tổn thất do thể tích chết gây ra ;

λ_h – Hệ số tính đến tổn thất do tiết lưu ở clapê hút và đẩy ;

λ_w – Hệ số tính đến tổn thất do hơi hút vào xi lanh bị đốt nóng ;

λ_r – Hệ số tính đến tổn thất do rò rỉ môi chất từ khoang nén về khoang hút qua séc măng pittông và van ;

λ_k – Hệ số tính đến các tổn thất khác ; λ_k thường lấy bằng 1.



Hình 4.7 : Hiệu suất thể tích λ và hiệu suất chỉ thị η_i phụ thuộc vào tỉ số nén Π

a) Máy nén nhỏ R12 ;

b) Máy nén amôniắc không có con trượt ;

(1 – máy cỡ trung ; 2 – máy cỡ lớn)

c) Máy nén R22 ;

d) Máy nén amôniắc có con trượt.

Hình 4.8 : Giới thiệu sơ đồ dòng các tổn thất thể tích của máy nén.

Các tổn thất thể tích thành phần được xác định như sau :

λ_c – Được xác định bằng quan hệ :

$$\lambda_c = 1 \quad c\left(\Pi^{1/m} - 1\right) \qquad (4.6)$$

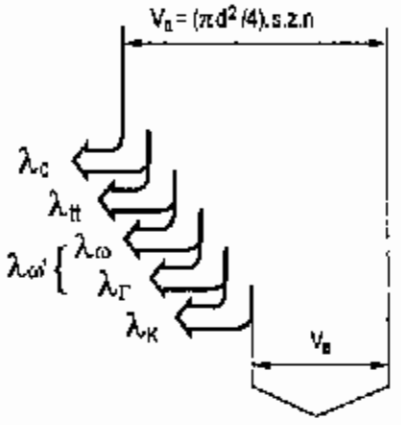
c là thể tích chết tương đối

$c = V_c / V_{tt}$

m là hằng số : m = 0,95... 1,1 đối với máy amôniắc.

m = 0,90..., 1,05 đối với freôn.

λ_{tt} thường lấy bằng 0,95 đến 1,00 còn λ_w thường lấy bằng 0,70... 0,98



Hình 4.8 : Tổn thất thể tích của máy nén.

Nếu đầu máy nén được làm mát tốt, tỉ số nén thấp lấy λ_w lớn, ngược lại làm mát kém, tỉ số nén cao chọn λ_w nhỏ.

Tất nhiên λ_w phụ thuộc vào nhiều yếu tố nhưng yếu tố cơ bản nhất ảnh hưởng đến λ_w là tỉ số nén Π. Nếu Π thấp, nhiệt độ cuối quá trình nén thấp, thân xi lanh mát, tổn thất do

nung nóng môi chất khi hút giảm và λ_w sẽ lớn. Nếu Π cao, nhiệt độ cuối quá trình nén cao, thân xi lanh nóng, tổn thất do nung nóng môi chất cao và λ_w sẽ nhỏ.

Có thể xác định λ_w theo công thức thực nghiệm. Thí dụ đối với máy nén thuận dòng amôniắc chế tạo tại Nga λ_w được xác định gần đúng theo công thức :

$$\lambda_w = 1{,}025 - 0{,}025.\ \Pi \qquad (4.7)$$

Hệ số λ_r thường được chọn từ 0,95 đến 0,99. λ_r cũng phụ thuộc chủ yếu vào tỉ số nén Π, Π càng lớn thì λ_r càng nhỏ.

Lêvin gọi tích số $\lambda_w \lambda_r = \lambda_w$, và đưa ra công thức thực nghiệm để tính λ_w, như sau :

a) Đối với máy nén amôniắc nằm ngang cỡ lớn :

$$\lambda_{w'} = \frac{T_o}{T_k + 26} \qquad (4.8)$$

b) Đối với máy nén dừng thuận dòng amôniắc :

$$\lambda_{w''} = \frac{T_o}{T_k} \qquad (4.9)$$

Trong đó T_o, T_k là nhiệt độ sôi và ngưng tụ tuyệt đối của môi chất lạnh.

4.3.4. Tổn thất năng lượng, hiệu suất nén và công suất động cơ

Trên đồ thị lgp–h của môi chất lạnh, người ta có thể dễ dàng xác định được công nén riêng đoạn nhiệt là hiệu entanpy đầu và cuối quá trình nén : $l = h_2 - h_1$, kJ/kg.

Đây là công suất nén lí thuyết. Để xác định công nén thực và công suất động cơ người ta còn phải chú ý đến nhiều tổn thất khác nhau như do trao đổi nhiệt giữa hơi môi chất và thành xi lanh, ma sát, truyền đông đai hoặc khớp nối... Hình 4.9, biểu diễn sơ đồ dòng mô tả các loại công nén và các tổn thất khác nhau.

1) *Công nén đoạn nhiệt* N_s

Công nén đoạn nhiệt là công lí thuyết để nén hơi môi chất lạnh từ áp suất p_o đến p_k trong máy nén ở chế độ làm việc đã cho.

Công nén đoạn nhiệt của một máy nén có thể xác định qua quan hệ :

$$N_s = m.l \qquad (4.10)$$

$$N_s = m(h_2 - h_1) \qquad (4.11)$$

Trong đó : m – năng suất khối lượng của máy nén, kg/s.

2) *Công nén chỉ thị* N_i

Công nén chỉ thị còn gọi là công nén thực có chú ý đến các tổn thất trong của quá trình nén thực (xem hình 4.4) như tổn thất thể tích, tổn thất tiết lưu ở clapê hút và đẩy, tổn thất do quá trình nén lệch khỏi quá trình nén đoạn nhiệt :

$$N_i = F_i.n.F \qquad (4.12)$$

Trong đó : F_i là diện tích đồ thị chỉ thị của quá trình nén (h.4.4)

$F_i = s.p_i$

n – Số vòng quay trục khuỷu ;

s – Hành trình pittông ;

p_i – Áp suất chỉ thị trung bình tác dụng lên đầu pittông ;

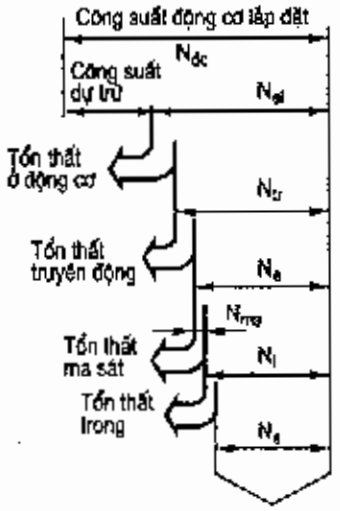
F – Diện tích đầu pittông.

Vậy :

$$N_i = p_i.F.n.s \qquad (4.13)$$

$$N_i = p_i.V_H \qquad (4.14)$$

Như vậy, công suất chỉ thị bằng tích của áp suất chỉ thị trung bình và thể tích hút lí thuyết của máy nén.



Hình 4.9 : Các loại công nén và tổn thất năng lượng

Thường người ta tính toán công suất chỉ thị N_i theo hiệu suất chỉ thị η_i. Hiệu suất chỉ thị η_i là tỉ số giữa công nén lí thuyết và công nén chỉ thị :

$$\eta_i = \frac{N_s}{N_i} \qquad (4.15)$$

Hiệu suất chỉ thị η_i đặc trưng cho tổn thất năng lượng trong quá trình nén thực với các tổn thất trong, lệch khỏi quá trình nén đoạn nhiệt lí thuyết.

Sự phụ thuộc của η_i vào tỉ số nén $\prod$ đối với một số loại máy nén được trình bày trên hình 4.7. Sự phụ thuộc của λ và η_i vào tỉ số nén không hoàn toàn giống nhau. Khi $\prod$ tăng λ luôn giảm nhưng ngược lại η_i có cực đại ở khoảng $\prod = 3$. Về phía phải của $\prod \approx 3$, η_i giảm chậm nhưng đặc biệt về phía trái của $\prod \approx 3$, η_i giảm nhanh nhất là khi $\prod$ tiến gần tới 1. Ở đây không chứng minh.

Người ta có thể xác định η_i theo công thức của Lêvin :

$$\eta_i = \lambda_w - bt_o \qquad (4.16)$$

Trong đó t_o là nhiệt độ bay hơi và b là hệ số thực nghiệm :

b = 0,002 đối với máy amôniắc có con trượt

b = 0,001 đối với máy amôniắc không có con trượt

b = 0,0025 đối với máy nén freôn.

3) *Công suất hữu ích N_e*

Công suất hữu ích N_e là công suất đo được trên trục khuỷu. Nó bao gồm thêm tổn thất ma sát giữa các chi tiết chuyển động như pittông séc măng và xi lanh, trục khuỷu tay biên, các ổ đỡ và ổ trượt, ổ lăn...

$$N_e = N_i + N_{ms} \tag{4.17}$$

Công tiêu tốn để thắng ma sát Nms có thể tính gần đúng theo công thức sau :

$$N_{ms} = p_{ms}.V_{tt} \tag{4.18}$$

Trong đó p_{ms} là áp suất ma sát, V_{tt} là thể tích hút thực tế của máy nén. P_{ms} = 49 đến 69 kPa cho máy amôniắc thẳng dòng, 39 đến 69 kPa cho máy freôn thẳng dòng, 19 đến 34 kPa cho máy freôn ngược dòng. Tổn thất do ma sát được đặc trưng bằng hiệu suất cơ :

$$\eta_e = \frac{N_i}{N_e} = \frac{N_i}{N_i + N_{ms}} \tag{4.19}$$

Đối với những máy nén amôniắc lớn không có con trượt η_e đạt từ 0,82 đến 0,92, đối với máy nén freôn cỡ nhỏ η_e đạt từ 0,84 đến 0,97[2].

4) *Công suất điện tiêu thụ N_{el}*

Công suất điện tiêu thụ N_{el} là công suất đo trên bảng đấu điện của động cơ. Công suất điện tiêu thụ N_{el} thực tế phải lớn hơn N_e vì còn tính thêm tổn thất truyền động đối với các loại máy nén hở như truyền động khớp, truyền động đai (đối với các loại máy nén kín và nửa kín, tổn thất này bằng không) và tổn thất của chính động cơ điện.

Đặc trưng cho tổn thất truyền động là η_{td} và đặc trưng cho tổn thất của động cơ là η_{el}.

Vậy :

$$N_{el} = \frac{N_e}{\eta_{td}.\eta_{el}} \tag{4.20}$$

Truyền động đai có hiệu suất truyền động η_{td} = 0,95 hiệu suất động cơ điện η_{el} tuỳ từng loại thường nằm trong khoảng 0,8 đến 0,95.

Công suất điện tiêu thụ theo kinh nghiệm thường lớn hơn công suất hữu ích Ne từ 10 đến 15%. Tuy nhiên đối với máy nén kín và nửa kín, trục khuỷu lắp ngay trên trục động cơ, η_{td} = 1, và nếu động cơ được làm mát bằng hơi môi chất lạnh từ dàn bay hơi về thì η_{el} khá cao, công suất điện tiêu thụ Nel không lớn hơn Ne nhiều.

Vậy hiệu suất chung $$\eta = \eta_i.\eta_e.\eta_{td}.\eta_{el} \tag{4.21}$$

Và $$N_{el} = \frac{N_e}{\eta} \tag{4.22}$$

5) *Công suất động cơ điện lắp đặt N_{dc}*

Công suất động cơ điện lắp đặt N_{dc} phải lớn hơn N_{el} khá nhiều vì các lí do sau đây :

a – Mỗi chế độ làm việc có yêu cầu công suất nén khác nhau. Khi t_k và t_o tăng, công suất nén tăng. Người ta phải tính toán theo chế độ làm việc khắc nghiệt nhất mà máy nén có thể gặp phải, tại đây N_i và N_e đạt cực đại (xem phần 4.3.5 và 4.7).

b – Trong vận hành, điện áp nhiều khi không ổn định, Khi chọn công suất động cơ, để tránh quá tải khi điện áp sụt, cần phải chọn công suất lớn hơn. Thường $N_{dc} = (1,1 \div 2,1) N_{el}$

4.3.5. Hệ số lạnh của chu trình

Hệ số lạnh của chu trình lạnh là tỉ số giữa năng suất lạnh đạt được và công tiêu tốn cho chu trình. Thường người ta sử dụng hệ số lạnh lí thuyết, đặc biệt trong các tính toán tối ưu và so sánh các chu trình lạnh.

a) Hệ số lạnh lí thuyết của chu trình thực là tỉ số giữa năng suất lạnh riêng và công nén đoạn nhiệt :

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l} = \frac{Q_o}{N_s} \qquad (4.23)$$

Trên thực tế công nén có nhiều loại như đã phân tích, tuỳ theo loại công đã chọn để nghiên cứu ta cũng có thể có các hệ số lạnh khác nhau như :

b) Hệ số lạnh hữu ích :

$$\varepsilon_e = \frac{Q_o}{N_e} \quad ; \qquad (4.24)$$

c) Hệ số lạnh thực :

$$\varepsilon_t = \frac{Q_o}{N_{el}} \qquad (4.25)$$

Thường hệ số lạnh lí thuyết được sử dụng để tính toán và so sánh các chu trình và các môi chất lạnh khác nhau.

4.3.6. Năng suất lạnh của máy nén (Q_o)

Năng suất lạnh của máy nén được xác định bằng quan hệ :

$$Q_o = m.q_o \; ; \; kW \qquad (4.26)$$

Trong đó m là năng suất khối lượng của máy nén hay lượng môi chất máy nén nén được trong một đơn vị thời gian, đơn vị kg/s, còn q_o là năng suất lạnh riêng của một kg môi chất lạnh sau khi qua tiết lưu. Năng suất lạnh riêng của môi chất bao giờ cũng nhỏ hơn nhiệt ẩn hoá hơi của nó ở cùng nhiệt độ sôi, đơn vị của q_o là kJ/kg.

Có thể xác định được m qua thông số kích thước hình học của máy nén như sau :

$$m = \frac{V_{tt}}{v_t} = \frac{\lambda . V_{lt}}{v_t} \qquad (4.27)$$

Trong đó V_{tt} là thể tích nén thực tế của máy nén,

V_{lt} là thể tích nén lí thuyết,

v_t là thể tích riêng của hơi hút vào máy nén.

λ là hệ số cấp.

Vậy :

$$Q_o = \frac{\lambda . V_{lt}}{v_t} \qquad (4.28)$$

hoặc

$$Q_o = \lambda . V_{lt} . q_v \qquad (4.29)$$

Như ta đã biết trong biểu thức (4.29) chỉ có thể tích nén lí thuyết V_{lt} là cố định và được xác định theo kích thước hình học của máy nén.

$$V_{lt} = \frac{\pi . d^2}{4} s.z.n, m^3 / s \qquad (4.30)$$

Trong đó : d – Đường kính pittông, m

s – Khoảng chạy pittông, m

z – Số lượng pittông,

n – Số vòng quay, vg/s

Hai thông số còn lại λ và q_v đều thay đổi nhiều theo điều kiện làm việc của máy nén. Nếu Π giảm, t_k giảm và t_o tăng thì λ và q_v đều tăng làm cho Q_o tăng và ngược lại nếu Π tăng, t_k tăng và t_o giảm thì λ và q_v cùng giảm làm cho Q_o giảm (xem chương 7). Như vậy ở các chế độ làm việc khác nhau, máy nén có năng suất lạnh khác nhau. Để cung cấp những thông số kĩ thuật về năng suất lạnh cho người tiêu dùng, các nhà chế tạo máy nén thường ghi trên máy nén một trong hai thông số cơ bản là :

a) Năng suất lạnh tiêu chuẩn của máy nén Q_{OTC}. Máy nén một cấp có Q_{OTC} ở nhiệt độ ngưng tụ $t_k = 30^oC$, $t_o = -15^oC$. Nhiệt độ quá lạnh lỏng t_{ql} và nhiệt độ quá nhiệt hơi hút t_{qn} tuỳ theo loại môi chất freôn hoặc amôniắc.

Đối với freôn $t_{qn} = 15^oC$, $t_{ql} = 25^oC$ còn đối với amôniắc $t_{qn} = -10^oC$, $t_{ql} = 25^oC$. Ngoài chế độ tiêu chuẩn thường gặp trên còn có chế độ lạnh đông cho máy nén 2 cấp ghép trên một máy và máy nén sản suất riêng cho mục đích điều tiết không khí. Bảng 4.5 giới thiệu các chế độ tiêu chuẩn đó.

Bảng 4.5 : BA CHẾ ĐỘ TIÊU CHUẨN QUY ĐỊNH

Các chế độ lạnh tiêu chuẩn	Môi chất	Nhiệt độ sôi t_o, quá nhiệt t_{qh} ngưng tụ t_k và quá lạnh t_{ql} ; °C			
		t_o	t_{qh}	t_k	t_{ql}
Chế độ lạnh thường (1 cấp nén)	NH_3	– 15	– 10	+ 30	+ 25
	freôn	– 15	+ 15	+ 30	+ 25
Chế độ điều hoà không khí	freôn	+ 5	+ 15	+ 35	+ 30
Chế độ lạnh đông (2 cấp nén)	NH_3	– 40	– 30	+ 35	+ 30
	freôn	– 35	– 20	+ 30	+ 25

Trong lí lịch của máy nén thường có các bảng hoặc các đường đặc tính cơ bản :

$Q_o = f(t_o, t_k)$; $N_e = f(t_o, t_{ki})$ và đôi khi cả $\varepsilon = f(t_o, t_k)$ và $I = f(t_k, t_o)$ trong đó I là cường độ dòng làm việc. Hình 10 giới thiệu các đường đặc tính của máy nén FV20 với năng suất lạnh tiêu chuẩn là 23kW (20.000 kcal/h).

b) Thông số thứ 2 thường được cho biết là thể tích nén lí thuyết V_{lt}. Thí dụ máy nén Frascold của Ý : Loại nửa kín kí hiệu Z30126Y (hình 4.16b) có ý nghĩa như sau :

Z – Seri máy nén

30 – Công suất động cơ (HP – mã lực)

126 – Thể tích nén lí thuyết 126 m^3/h ;

Y – Dầu bôi trơn Polyester POE (nếu để trống là dùng dầu khoáng).

Từ thông số V_{lt} = 126 m^3/h người ta có thể xác định được các đặc tính khác của máy nén. Trước hết năng suất lạnh Q_o, được xác định theo công thức 4.28 hoặc 4.29.

Nếu không biết V_{lt} mà chỉ biết Q_{oTC} ta cũng có thể xác định Q_o ở chế độ làm việc bất kì như sau :

Từ (4.29) ta có :

$$V_{lt} = \frac{Q_o}{\lambda . q_v}$$

Mà

$$V_{lt} = \frac{Q_{oTC}}{\lambda_{TC} . q_{vTC}}$$

Vậy :

$$\frac{Q_o}{\lambda . q_v} = \frac{Q_{oTC}}{\lambda_{TC} . q_{vTC}}$$

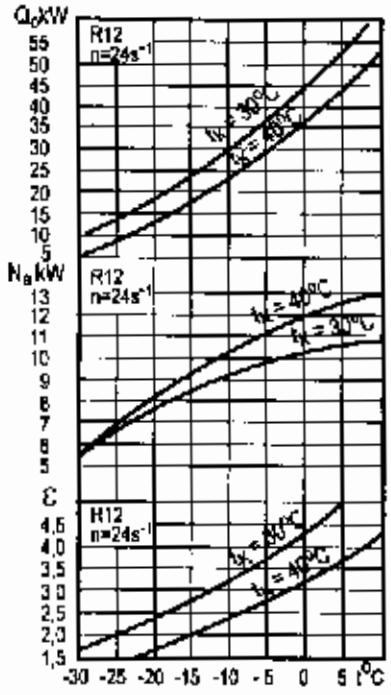
Rút ra :

$$Q_o = Q_{oTC} . \frac{\lambda}{\lambda_{TC}} . \frac{q_v}{q_{vTC}} \qquad (4.31)$$

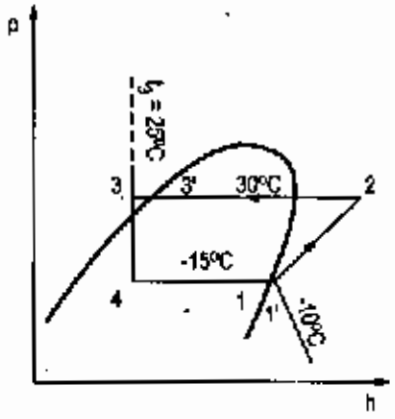
Hoặc :

$$Q_o = Q_{oTC} \cdot \frac{\lambda}{\lambda_{TC}} \cdot \frac{q_o}{q_{oTC}} \cdot \frac{v_{TC}}{v} \qquad (4.32)$$

Như vậy, từ chế độ tiêu chuẩn ta có thể xác định được năng suất lạnh ở chế độ làm việc bất kì.



Hình 4.10 : Đặc tính máy nén hay quan hệ giữa năng suất lạnh Q_o, công suất hữu ích N_e và các hệ số lạnh lí thuyết ε vào nhiệt độ bay hơi và ngưng tụ t_k của máy nén HV20.



Hình 4.11 : Biểu diễn chu trình trên đồ thị lgp–h.

Thí dụ 4.1 : Máy nén 2AT80 của nhà máy Chế tạo thiết bị lạnh Hà Nội có công suất lạnh tiêu chuẩn (theo catalô máy) Q_{oTC} = 10.000 kcal/h. Công suất động cơ lắp đặt N_{dc} = 7 kW. Hãy tính toán kiểm tra.

Giải :

Máy nén 2AT80 là máy nén có 2 xi lanh bố trí thẳng đứng đường kính xi lanh d = 80mm ; hành trình pittông s = 70mm, số vòng quay n = 600vg/ph = 10vg/s ; số xi lanh z =2, môi chất là NH_3.

Chế độ tiêu chuẩn :

Nhiệt độ ngưng tụ $t_k = 30°C$; $p_k = 1,2MPa$

Nhiệt độ bay hơi $t_o = -15°C$; $p_o = 0,24$

Nhiệt độ quá lạnh lỏng $t_3 = 25°C = t_{ql}$

Nhiệt độ quá nhiệt hơi hút $t_{qn} = t_{1'} = -10°C$

Thông số các điểm nút chu trình tra trên đồ thị lgp–h :

	1	1'	2	3'	3	4
p, MPa	0,24	0,24	1,2	1,2	1,2	0,24
t, °C	–15	–10	110	30	25	–15
h, kJ/kg	1735	1755	1995	640	620	620
v_1, m³/kg		0,53				

1 – Năng suất lạnh riêng q_o :

$$q_o = h_1 - h_4 = 1115 \text{ kJ/kg}$$

2 – Công nén riêng l :

$$l = h_2 - h_1 = 260 \text{ kJ/kg}$$

3 – Hệ số lạnh lí thuyết ε :

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l} = 4,83$$

4 – Thể tích nén lí thuyết V_{lt} :

$$V_{lt} = \frac{\pi.d^2}{4}.s.n.z = \frac{0,08^2}{4}.0,07.10.2$$

$$V_{lt} = 0,00704 \text{ m}^3/\text{s}$$

5 – Hiệu suất thể tích $\lambda = f(\Pi)$:

$$\Pi = \frac{p_k}{p_o} = \frac{1,2}{0,24} = 5$$

Tra bảng (hình 4.7b) $\lambda = 0,69$ (lấy gần đúng theo tiêu chuẩn Nga)

6 – Thể tích nén thực tế V_{tt} :

$$V_{tt} = \lambda.V_{lt} = 0,00486 \text{m}^3/\text{s}$$

7 – Lưu lượng nén thực tế m :

$$m = \frac{V_{tt}}{v_{1'}} = 0,00917 \text{kg/s}$$

8 – Năng suất lạnh Q_o :

$$Q_o = m.q_o = 10,22 \text{kW} \triangleq 8802 \text{kcal/h}$$

Như vậy, Q_o nhỏ hơn 12% so với năng suất định mức ghi trên mác máy.

9 – Công nén đoạn nhiệt N_s :

$$N_s = m.l = 2,3 \text{kW}$$

10 - Công nén chỉ thị N_i :

$$N_i = \frac{N_s}{\eta_i}$$

Tra η_i theo đồ thị hoặc tính theo công thức của Lêvin :

$$\eta_i = \lambda_w \cdot + b.t_o = \frac{T_o}{T_k} + 0,001.t_o$$

$$\eta_i = 0,83$$

$$N_i = 2,8kW$$

11 – Công suất hữu ích N_e :

$$N_e = N_i + N_{ms}$$

$$N_{ms} = P_{ms}.V_H = 59.0,00486kW$$

$$N_{ms} = 0,29kW = 0,3kW$$

$$N_e = 3,1kW; \eta_e = \frac{N_i}{N_e} = 0,90$$

12 – Công suất điện tiêu thụ N_{el} :

$$N_{el} = \frac{N_e}{\eta_{td}.\eta_{el}}$$

Hiệu suất truyền động $\eta_{td} = 0,95$

Hiệu suất động cơ điện $\eta_{el} = 0,85$

$$N_{el} = \frac{3,1}{0,95.0,85} = 3,84kW$$

13 – Hiệu suất chung :

$$\eta = \frac{N_s}{N_{el}} = \eta_i.\eta_e.\eta_{td}.\eta_{el} = 0,6$$

14 – Công suất động cơ lắp đặt $N_{dc} = 7kW$

15 – Hệ số an toàn :

$$S = \frac{N_{dc}}{N_{el}} = 1,8$$

4.3.7. Các dạng cấu tạo của máy nén pittông (trượt)

1) *Máy nén thuận dòng và ngược dòng*

Một trong những đặc điểm phân loại quan trọng của máy nén pittông là hướng chuyển động của hơi môi chất qua xi lanh trong quá trình nén. Người ta phân ra hai loại thuận dòng và ngược dòng. Ở máy nén thuận dòng, dòng môi chất không đổi hướng, còn ở máy nén ngược dòng, dòng môi chất đổi hướng (h.4.12) khi đi qua xi lanh.

Máy nén thuận dòng thường là máy nén cỡ trung bình và cỡ lớn (h.4.9a) dùng cho NH_3. Hơi môi chất đi vào ở phần giữa của xi lanh (cửa 7), khi pittông đi xuống, hơi tràn vào khoang giữa pittông rồi qua clapê hút tràn vào xi lanh. Clapê hút bố trí ngay trên đỉnh pittông. Khi pittông vượt qua điểm chết dưới để đi lên trên, do lực quán tính, clapê hút đóng lại, hơi được nén lên áp suất cao rồi đẩy ra ngoài qua van đẩy bố trí trên nắp trong của xi lanh. Như vậy dòng môi chất không đổi hướng khi đi qua xi lanh. Máy nén thuận dòng thường sử dụng cho môi chất amôniắc. Do nhiệt độ cuối quá trình nén cao nên người ta bố trí áo nước làm mát đầu xi lanh và cũng do nhiệt độ cuối quá trình nén cao nên độ quá nhiệt của hơi hút về máy nén càng thấp càng tốt, thực tế $\Delta t_{qn} = 5 \div 10K$.

Cũng chính vì lí do này nên máy amôniắc có bố trí bình tách lỏng ở phía hút và kết cấu máy đặc biệt để tránh hiện tượng va đập thuỷ lực do máy hút phải lỏng. Nắp xi lanh 12 không cố định chặt vào thân xi lanh mà chỉ được giữ bằng lò xo 11 với chức năng giữ kín khoang nén, đồng thời giữ an toàn cho máy. Khi xảy ra va đập thuỷ lực, áp suất tăng lên đột ngột do nén phải lỏng, sẽ thắng lực nén lò xo 11, nắp trong mở ra để lỏng thoát nhanh khỏi xi lanh tránh gây hư hỏng máy và các chi tiết.

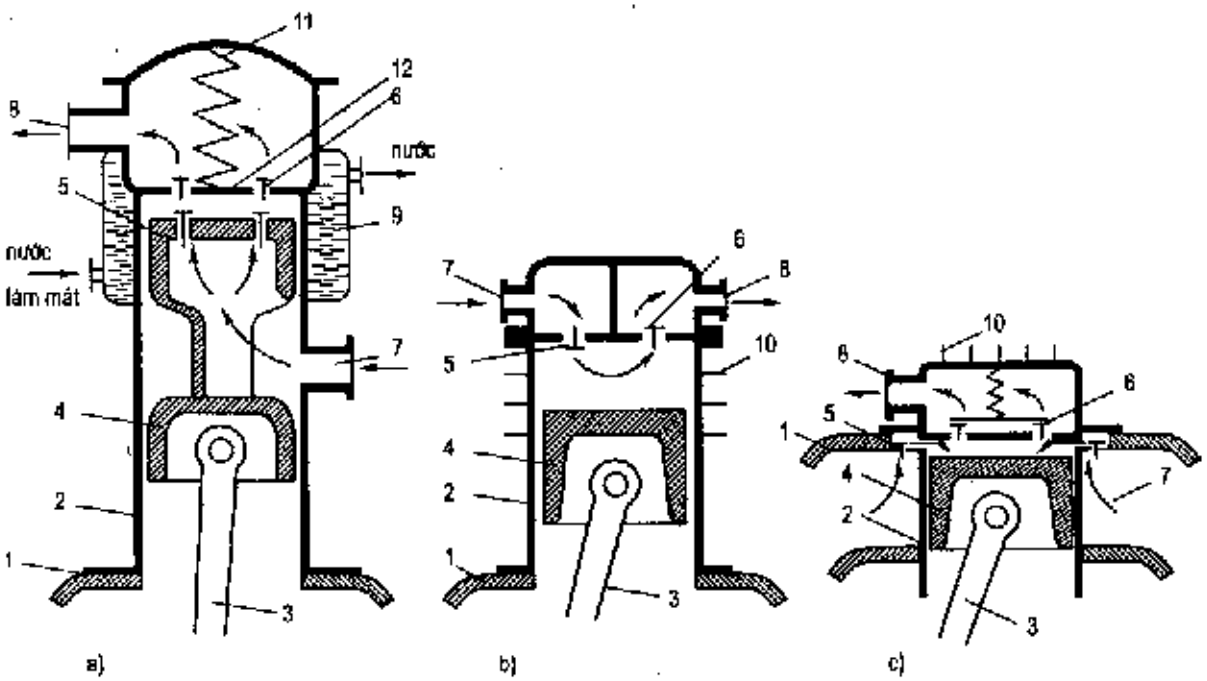
Máy nén thuận dòng có những ưu điểm chính là :

– Không có tổn thất do trao đổi nhiệt giữa khoang hút và khoang đẩy.

– Có khả năng tăng tiết diện của clapê hút và đẩy giảm tổn thất áp suất.

– Clapê hút hoạt động ít tổn thất áp suất vì clapê mở và đóng theo quán tính của pittông.

Nhưng máy nén thuận dòng cũng có những nhược điểm chính sau đây :



Hình 4.12 : a) Máy nén thuận dòng

b) Máy nén ngược dòng van lá

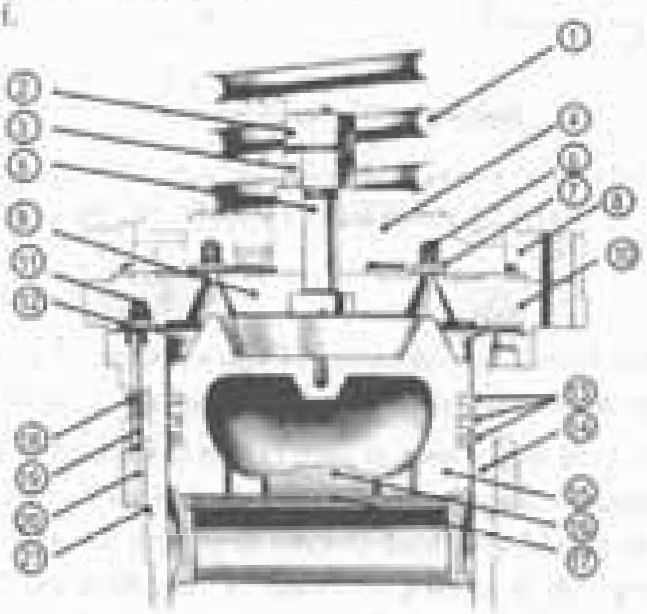
c) Máy nén ngược dòng van vòng pittông đầu phẳng.

1 – Thân máy ; 2 – Xilanh ; 3 – Tay biên ; 4 – Pittông ; 5 – Clapê hút, 6 – Clapê đẩy ; 7 – Đường hút ; 8 – Đường đẩy ; 9 – Áo nước làm mát ; 10 – Cánh tản nhiệt ; 11 – Lò xo an toàn ; 12 – Nắp xi lanh ;

– Khối lượng pittông lớn nên lực quán tính, lực ma sát lớn, khó tăng tốc độ vòng quay. Máy nén loại này có tốc độ hạn chế nên rất cồng kềnh, xi lanh thường cao hơn hẳn các máy ngược dòng.

Máy nén ngược dòng (h.4.12b và c) ngày nay được sử dụng rất rộng rãi cho cả NH_3 và freôn. Kết cấu máy nén kiểu này có phần nào gọn nhẹ hơn loại thuận dòng. Đặc điểm chung là clapê hút không bố trí trên đỉnh pittông nên pittông rất đơn giản, gọn nhẹ, nhờ đó giảm được lực quán tính và tăng được tốc độ đến 3000 hoặc 3600 v/phút. Clapê hút và đẩy có thể được bố trí trên nắp xi lanh, phía trên nắp xi lanh được chia thành hai khoang hút và đẩy riêng biệt (h.4.12b). Nhược điểm cơ bản của loại này là diện tích bố trí van nhỏ và có sự trao đổi nhiệt giữa khoang hút và khoang đẩy. Ở các máy nén ngược dòng hiện đại người ta thường bố trí clapê hút và đẩy dạng tròn. Clapê hút được bố trí ở quanh đỉnh xi lanh còn clapê đẩy bố trí trên nắp trong xi lanh. Toàn bộ nắp trên của xi lanh là khoang đẩy. Khoang hút trong trường hợp này là khoang giới hạn giữa vách ngoài của xi lanh và hai vỏ của máy nén. Khoang này thường chỉ ăn thông với khoang bố trí động cơ điện của máy nửa kín, không thông với khoang cácte. Loại máy nén này có hình dáng rất gọn nhẹ và chắc chắn, vì chỉ có nắp xi lanh nhô lên khỏi vỏ máy nén. Hình 4.12d giới thiệu một dạng pittông thông dụng khác. Mặt trên của pittông loại này không phẳng mà có hình đặc biệt. Nắp xi lanh tương ứng với đỉnh pittông và có clapê đẩy bố trí ở vị trí cao nhất.

Các loại máy nén ngược dòng được sử dụng chủ yếu cho môi chất freôn, nhiệt độ cuối tầm nén không cao nên trên đầu xi lanh hoặc nắp ngoài xi lanh chỉ bố trí cánh tản nhiệt vào không khí.

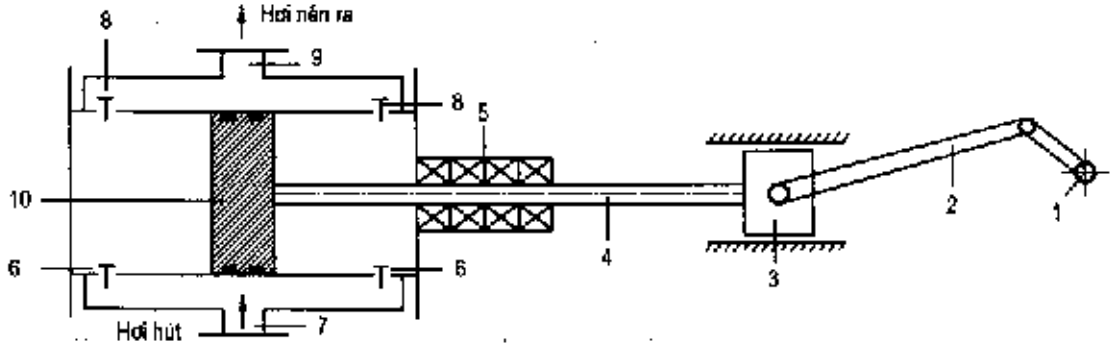


Hình 4.12d : Thiết kế cụm van hút và đẩy của máy nén Myvom

1 – Lò xo an toàn khi hút phải lỏng ; 2, 3 – Đai ốc giữ lồng van đẩy ; 4 – Lồng van đẩy ; 5 – Đường lồng van đẩy ; 6 – Lò xo giữ van đẩy ; 7 – Van đẩy dạng vòng ; 8 – Vòng dẫn hướng lồng van đẩy ; 9 – Đế van đẩy ; 10 – Tấm nắp xi lanh ; 11 – Lò xo van hút ; 12 – Van hút dạng vòng ; 13 – Sốc máng ; 14 – Xi lanh ; 15 – Pittông ; 16 – Cụm đầu Tay biên ; 17 – Ắc pittông ; 18 – Lò xo ; 19 – Chốt tăng van hút để giảm tải ; 20 – Vòng cam ; 21 – Vòng đỡ cam.

2) *Máy nén có con trượt*

Máy nén có con trượt là loại máy nén hở kiểu cổ có công suất lớn và rất lớn. Con trượt còn được gọi là đầu chữ thập. Hình 4.13 mô tả sơ đồ cấu tạo của máy nén có con trượt. Trục khuỷu 1 nhận truyền động từ động cơ qua bánh đai hoặc khớp nối. Nhờ cơ cấu tay biên và trục khuỷu, chuyển động tròn của động cơ biến thành chuyển động thẳng qua lại của con trượt 3. Pittông chuyển động tịnh tiến qua lại trong xi lanh nhờ thanh trượt 4 nối với con trượt. Thường pittông của máy nén có con trượt là loại tác dụng kép, nếu nén ở phía này thì hút ở phía kia. Xi lanh có thể đặt nằm ngang hoặc đứng ; loại máy nén có hai xi lanh thì có thể đặt đối diện (cùng nằm ngang nhưng về hai phía) hoặc vuông góc (một nằm ngang, một đứng). Khoang môi chất (khoang hút và đẩy) được giữ kín bằng đệm kín 5 giữa thân xi lanh và con trượt 4. Ngày nay loại máy này không còn được chế tạo và sử dụng.



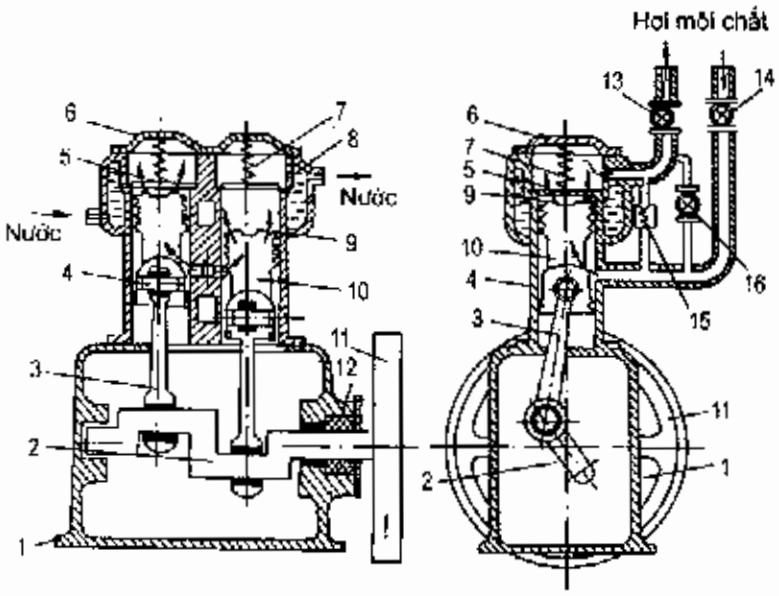
Hình 4.13 : Máy nén có con trượt

1 – Trục khuỷu ; 2 – Tay biên ; 3 – Con trượt ; 4 – Thanh trượt ; 5 – Đệm kín trên thanh trượt ; 6 – Clapê hút ; 7 – Cửa hút ; 8 – Clapê đẩy ; 9 – Cửa đẩy ; 10 – Pittông tác dụng kép.

3) *Máy nén hở*

Máy nén hở còn gọi là máy nén hở không có con trượt hoặc máy nén có cụm bịt kín đầu trục. Hình 4.14 mô tả một máy nén hở dùng cho amôniắc, 2 xi lanh đứng thuận dòng.

Pittông 10 chuyển động được trong xi lanh là nhờ tay biên 3, trục khuỷu 2 và bánh đai 11 nhận truyền động từ động cơ. Khác với máy nén có con trượt, toàn bộ cơ cấu biến chuyển động quay trục khuỷu thành chuyển động tịnh tiến của pittông được bố trí trong thân máy 1, đồng thời là khoang môi chất. Vì vậy đệm kín bố trí trên đầu trục quay chứ không bố trí trên thanh trượt. Hơi môi chất vào ở giữa xi lanh ; clapê hút, bố trí trên nắp pittông và clapê đẩy trên nắp trong của xi lanh. Các loại máy nén này có công suất trung bình và lớn nên thường có trang bị van an toàn 16 và van khởi động 15 nối giữa đường đẩy và đường hút. Khi khởi động mở van 15, đóng 2 van 13 và 14 để máy nén làm việc không tải, động cơ khởi động chỉ làm nhiệm vụ thắng ma sát và quán tính.



Hình 4.14 : Nguyên lí cấu tạo máy nén hở, 2 xi lanh đứng, thuận dòng

1 – Thân máy ; 2 – Trục khuỷu ; 3 – Tay biên ; 4 – Xi lanh ; 5 – Nắp xi lanh ; 6 – Nắp khoang đẩy ; 7 – Lò xo ; 8 – Áo nước ; 9 – Clapê hút ; 10 – Pittông ; 11 – Bánh đai ; 12 – Đệm kín cổ trục ; 13 – Van chặn đầu đẩy ; 14 – Van chặn đầu hút ; 15 – Van an toàn ; 16 – Van khởi động.

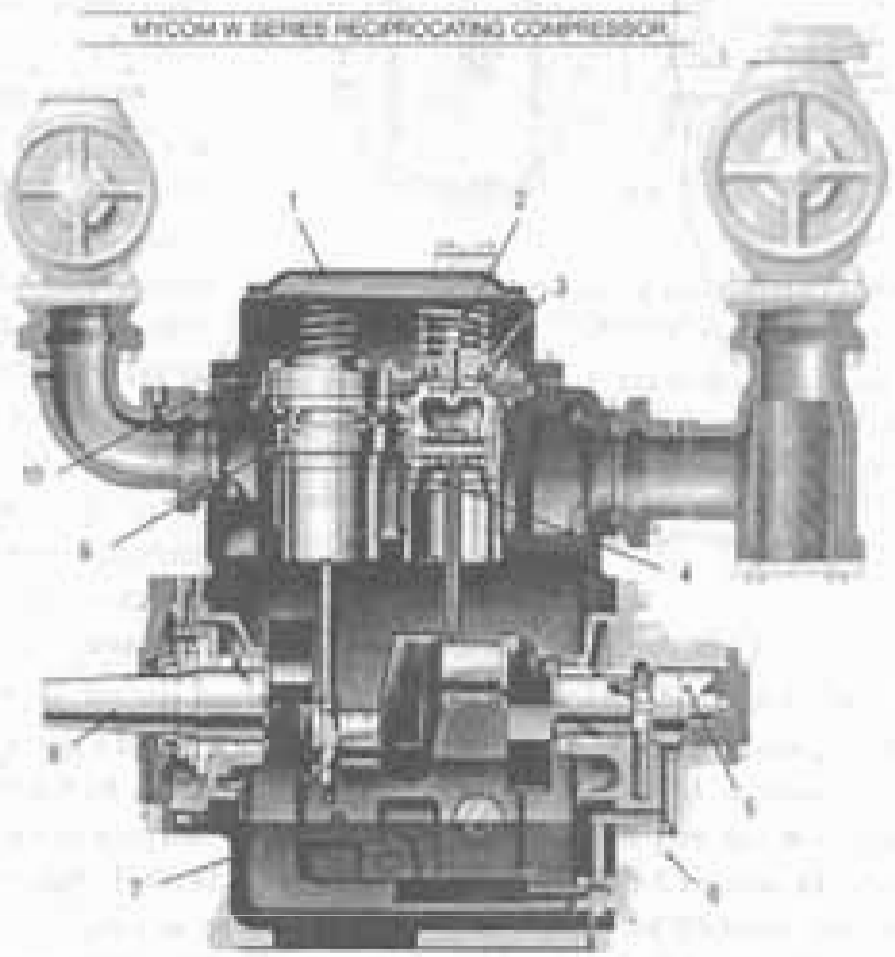
Khi khởi động xong, người ta mới mở van 13 và sau đó mở từ từ van 14. Nếu áp suất đầu đẩy quá cao, van an toàn sẽ mở xả hơi nén về đường hút. Bánh đà 11 không chỉ làm nhiệm vụ truyền chuyển động cho trục khuỷu mà còn làm nhiệm vụ của một bánh đà giúp pittông vượt qua các điểm chết.

Máy nén hở có ưu điểm là có thể điều chỉnh vô cấp năng suất lạnh nhờ điều chỉnh vô cấp tỉ số đai truyền. Bảo dưỡng và sửa chữa dễ dàng, tuổi thọ cao, dễ gia công chi tiết và chế tạo toàn bộ. Có thể sử dụng động cơ điện, động cơ diezen hoặc động cơ nổ, thuận tiện cho những nơi có điện, hoặc để lắp đặt trên các phương tiện giao thông.

Nhược điểm chính là cồng kềnh, tốc độ vòng quay nhỏ, chi phí vật liệu cho một đơn vị lạnh cao. Tuy nhiên, do trình độ gia công yêu cầu không cao nên phù hợp với hoàn cảnh chế tạo ở nước ta. Từ những năm 1971 Viện nghiên cứu máy Bộ Cơ khí và Luyện kim đã thiết kế các loại máy nén amôniắc 2 xi lanh đứng và Nhà máy cơ khí Duyên Hải Hải Phòng đã chế tạo như 2A 6,43 ; 2A 8 ; 2A 12,5 và 2A 15. Ở Hà Nội, nhà máy chế tạo thiết bị lạnh cũng thiết kế chế tạo hàng loạt các loại máy có cùng công suất với số lượng và chất lượng tương đối ổn định phục vụ cho các nhu cầu kinh tế (xem bảng 4.2). Nhưng do cơ chế thị trường cả hai cơ sở này đã ngừng sản xuất.

Ngoài các loại máy nén và các tổ hợp lạnh đi kèm với các máy nén như bể kem, bể đá, buồng lạnh, một số đơn vị đang nghiên cứu chế tạo máy lạnh freôn và các loại máy lạnh chuyên dùng như máy lạnh đông tiếp xúc, máy kem cốc, máy lạnh thương nghiệp v.v...

Các loại máy nén hở sản suất trên thế giới rất đa dạng với các loại công suất khác nhau. Có những máy nén đạt vài trăm kW năng suất lạnh tiêu chuẩn. Hình 4.15 mô tả cấu tạo máy nén lạnh hở MYCOM của hãng Mayerkawa (Nhật) (xem bảng 4.4). Do tính chất hoà tan dầu không hạn chế của freôn, nhiều kiểu máy nén còn chú ý đến việc hạn chế hiện tượng sủi bọt dầu bằng cách bố trí các điện trở sưởi dầu trong hoặc ngoài vỏ máy để tránh hiện tượng môi chất bị dầu hấp thụ khi dừng máy. Khi máy nén vận hành, bộ sưởi dầu ngắt. Khi máy nén dừng, bộ sưởi dầu được nối điện để làm việc. Khi nghỉ dài ngày, máy lạnh bị ngắt khỏi nguồn điện. Khi cho máy lạnh hoạt động trở lại, cần phải bật bộ sưởi dầu ít nhất 12 đến 24h trước khi cho máy lạnh làm việc.

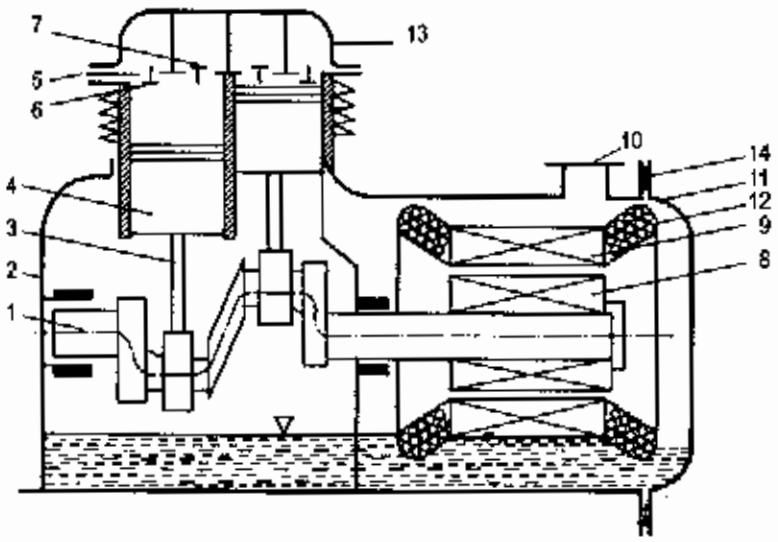


Hình 4.15 : Hình cắt qua máy nén hở MYCOM

1 – Ống nước làm mát đầu máy nén ; 2 – Lỗ xo an toàn cho phép nâng nắp xi lanh khi bắt phải lỏng ; 3 – Cơ cấu van đẩy ; 4 – Piston và áo xi lanh ; 5 – Phin lọc dầu ; 6 – Lối dầu ra bình làm mát dầu bằng nước làm mát ; 7 – Cácte máy nén ; 8 – Trục khuỷu ; 9 – Cơ cấu nâng van hút để giảm tải xi lanh ; 10 – Đệm kín (không gây ô nhiễm, không có amiăng dùng lâu được cả cho amôniắc và freôn)

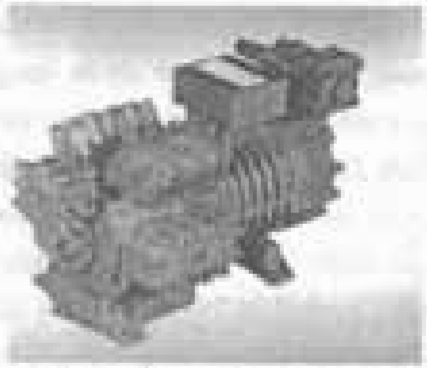
4) *Máy nén nửa kín*

Một trong những nhược điểm cơ bản của máy nén hở là cụm đệm bịt kín cổ trục. Đây là cụm chi tiết dễ gây sự cố và hỏng hóc, môi chất dễ bị rò rỉ. Truyền động đai và khớp cũa máy nén hở tuy có một số ưu điểm nhưng cồng kềnh, tốn diện tích lắp đặt. Để khắc phục những nhược điểm đó, người ta chế tạo loại máy nén nửa kín và kín. Hình 4.16 giới thiệu sơ đồ nguyên lí cấu tạo của máy nén nửa kín. Máy nén nửa kín giải quyết vấn đề cơ bản là chuyển vị trí đệm kín ở cổ trục quay sang đệm kín 14 của mặt bích tĩnh 11. Máy nén nửa kín là loại máy nén ngược dòng nhưng có nhiều dạng, phụ thuộc vào số xi lanh, cách bố trí xi lanh, cách bố trí đường hơi hút về máy nén và clapê hút. Hình 4.16a mô tả một máy nén nửa kín 2 xi lanh đặt đứng, động cơ làm mát bằng môi chất lạnh hút về máy nén. Môi chất sau khi đi qua cuộn dây làm mát động cơ sẽ đi vào khoang hút bên thành xi lanh rồi vào xi lanh qua clapê hút. Máy nén nửa kín trước đây thường là loại máy nhỏ và trung bình năng suất lạnh đến 29kW (25000 kcal/h). Nhưng ngày nay người ta đã sản xuất các loại máy nén nửa kín có năng suất lạnh hàng trăm kW. Hình 4.16b và c giới thiệu hình dáng máy nén pittông kín 8 xi lanh của Frascold (Ý).



Hình 4.16a : Nguyên lí cấu tạo máy nén nửa kín

1 – Trục khuỷu ; 2 – Khối vỏ xi lanh đúc liền ; 3 – Tay biên ; 4 – Pittông ; 5 – Nắp trong ; 6 – Clapê hút ; 7 – Clapê đẩy ; 8 – Rôto ; 9 – Stato ; 10 – Cửa hút ; 11 – Nắp hình động cơ ; 12 – Cuộn dây ; 13 – Nắp trên ; 14 – Đệm kín.



Hình 4.16b : Một máy nén nửa kín Frescold 8 sĩ lạnh.

Hình 4.16c : Thân máy nén Frescold 8 sĩ lạnh đang gia công.

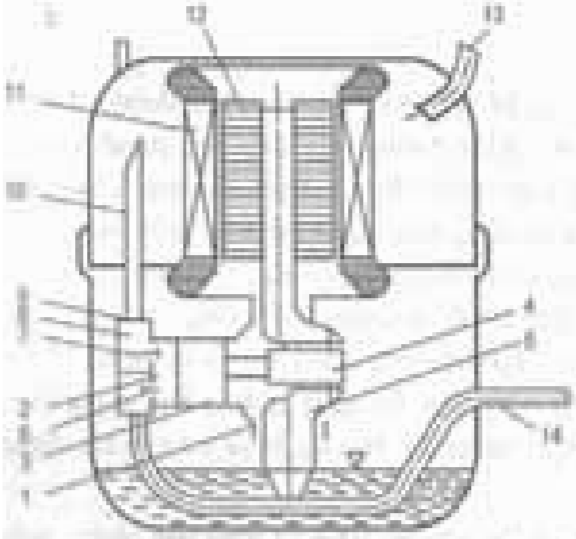
Máy nén nửa kín chỉ sử dụng cho môi chất freôn, vì môi chất amôniắc dẫn điện, động cơ nhất thiết không được tiếp xúc với NH_3. Do trục khuỷu lắp trực tiếp vào rôto, không có cụm bít đầu trục nên tốc độ vòng quay đạt tới gần 3000 vg/ph, và với tần số 60Hz tốc độ đạt tới gần 3600 vg/ph. Cửa hút hơi về máy nén 10 bố trí trên thân động cơ. Nhờ khả năng làm mát tốt bằng hơi hút về, công suất tiêu thụ của động cơ giảm.

Bên ngoài động cơ làm mát bằng cánh tản nhiệt. Trong một số trường hợp động cơ có thể làm mát bằng nước. Trong máy nén nửa kín, nhiều khi không cần có bơm dầu đặc biệt. Có thể bôi trơn máy nén bằng các cánh tỏ dầu lắp vào trục khuỷu.

Máy nén nửa kín giải quyết được một số nhược điểm của máy nén hở, nhưng lại có những nhược điểm khác nảy sinh (xem bảng 4.6). Một số máy nén hở và nửa kín chế tạo ở Nga giới thiệu trên bảng 4.4.

5) Máy nén kín

Toàn bộ máy nén và động cơ được đặt trong vỏ hàn kín gọi là máy nén kín. Máy nén kín cũng có tất cả các ưu điểm như máy nén nửa kín. Máy nén kín có công suất nhỏ và rất nhỏ. Ngày nay người ta đã sản xuất các máy nén kín có năng suất lạnh lớn đến hàng chục kW hoặc lớn hơn. Máy nén kín được sử dụng rộng rãi trong các máy lạnh như tủ lạnh gia đình ; điều hoà nhiệt độ và tủ lạnh thương nghiệp... Ước tính năm 2002 toàn thế giới đã sản xuất đến 84 triệu chiếc máy nén kín các loại kiểu pittông dùng cho tủ lạnh gia đình và thương nghiệp.



Hình 4.17a : Nguyên lí cấu tạo một dạng máy nén kín

1 – Thân máy nén ;	2 – Xi lanh ;
3 – Pittông ;	4 – Tay biên ;
5 – Trục khuỷu ;	6 – Clapê đẩy ;
7 – Clapê hút ;	8 – Nắp trong ;
9 – Nắp ngoài ;	10 – Ống hút ;
11 – Stato ;	12 – Rôto ;
13 – Cửa hút ;	14 – Ống đẩy.

Do toàn bộ máy nén và động cơ được lắp đặt trong vỏ hàn kín nên máy làm việc với tốc độ rất cao, khối lượng và kích thước nhỏ, không ồn. Có rất nhiều cách bố trí máy nén và động cơ trong vỏ kín ; xi lanh nằm ngang hay đứng ; động cơ nằm ngang hoặc đứng ở trên hoặc ở dưới. Hình 4.17a giới thiệu kiểu máy nén kín bố trí động cơ phía trên, xi lanh nằm ngang bên dưới và trục khuỷu đặt đứng. Hình 4.17b giới thiệu hình cắt và hình dáng bên ngoài một kiểu máy nén kín của Tecumseh (Mĩ) dùng cho tủ lạnh gia đình. Trên hình cắt, ta thấy động cơ được bố trí phía dưới còn máy nén bố trí phía trên. Tốc độ quay thường đạt 1450 vg/ph. Máy nén và động cơ điện đặt trong vỏ hình trụ gồm hai nửa được hàn kín với nhau. Trục khuỷu được gắn liền vào rôto động cơ. Thân máy nén và xi lanh đúc liền thường bằng gang xám để chống mài mòn. Ở trục dưới là bích bằng gang được lắp chặt vào phần dưới của thân máy nén. Pittông bằng thép không có xéc măng nên đòi hỏi phải gia công chính xác. Cơ cấu van hút và đẩy được lắp trên nắp trong của xi lanh (bằng thép). Nắp ngoài của xi lanh bằng gang, tạo thành hai khoang hút và đẩy riêng biệt.

Hình 4.17b : Hình cắt và hình dáng bên ngoài một kiểu máy nén kín của Tecumseh dùng cho tủ lạnh gia đình (máy nén bố trí phía trên động cơ phía dưới).

Từ đáy vỏ, dầu bôi trơn được dẫn đến các bề mặt ma sát theo hai đường khoan thẳng đứng trên trục lệch tâm từ các rãnh xoắn. Một đường dẫn đến đầu thanh truyền còn một đường dẫn đến ổ trục trên. Dầu được dẫn lên là do tác dụng của lực li tâm khi trục quay. Trong máy nén kín thường người ta sử dụng loại động cơ điện một pha. Toàn bộ khối máy nén động cơ được đặt trên ba gối đỡ lò xo chống rung. Cửa hút được hàn vào phần trên của vỏ. Trước khi vào ống hút 10, hơi đi qua làm mát động cơ. Trên ống hút và ống đẩy có bố trí các ống tiêu âm. Cọc tiếp điện của động cơ có thể được đặt ở phần trên hoặc phần dưới vỏ. Rơle bảo vệ cũng được lắp đặt ngay ở đáy. Khi dòng điện quá mạnh hoặc nhiệt độ vỏ quá nóng rơle sẽ ngắt mạch để bảo vệ động cơ qua tác động của thanh lưỡng kim.

Máy nén kín có nhiều ưu điểm nhưng cũng có nhược điểm là khó sửa chữa. Nếu động cơ cháy hoặc máy nén bị kẹt, van bị hỏng, phải phá vỡ hệ thống kín của máy, nghĩa là phải cắt các đường ống hút, đẩy và bổ đôi vỏ máy để tiến hành bảo dưỡng hoặc sửa chữa, sau đó lắp lại và hàn lại như cũ. Công việc sửa chữa do đó rất khó khăn phức tạp. Bộ phận dễ hỏng hóc nhất là động cơ điện, để khắc phục nhược điểm đó của máy nén kín, người ta đã nghiên cứu chế tạo loại máy nén có màn chắn. Rôto máy nén kiểu này vẫn nằm trong vỏ hàn kín riêng stato lắp ở ngoài. Giữa stato và rôto là một màn chắn bằng thép không gỉ dày khoảng 0,3mm. Khoảng cách giữa màn chắn và rôto khoảng 0,25mm.

Máy nén kiểu này giảm nhẹ công tác lắp ráp, sửa chữa làm sạch, sấy khô hệ thống, đặc biệt thay thế rôto một cách dễ dàng. Nhưng cho đến nay, máy nén kín kiểu màn chắn ít được sử dụng vì gặp nhiều khó khăn trong chế tạo màn chắn, tổn thất động cơ tăng lên do khoảng cách giữa rô to và stato tăng. Các đặc điểm cơ bản của máy nén hở, nữa kín và kín giới thiệu trong bảng 4.6.

Bảng 4.6 : SO SÁNH CÁC ĐẶC ĐIỂM CƠ BẢN CỦA MÁY NÉN HỞ, NỬA KÍN, KÍN

Kiểu Đặc điểm	Máy nén hở	Máy nén nửa kín	Máy nén kín
Đặc điểm cấu tạo và khả năng giữ kín khoang môi chất	Đệm kín bố trí trên chi tiết chuyển động. Máy nén có con trượt trên thanh truyền ; máy nén không có con trượt trên cổ trục quay. Dễ rò rỉ môi chất .	Động cơ và máy nén bố trí trong vỏ máy. Đệm kín bố trí trên mặt bích nắp động cơ ; việc giữ kín khoang môi chất dễ dàng hơn nhiều so với máy nén hở.	Động cơ và máy nén đặt chung trong vỏ hàn kín. Khả năng giữ kín khoang môi chất là tốt nhất.
Môi chất	Có thể sử dụng cho tất cả các loại môi chất dẫn điện hoặc không dẫn điện. NH_3 freôn	Chỉ sử dụng cho môi chất không dẫn điện : freôn	

Tổn thất truyền động	Có tổn thất truyền động đai hoặc khớp	Không có tổn thất truyền động	
Đặc điểm tốc độ	Loại có con trượt : Chậm và rất chậm. Loại không có con trượt : Chậm và trung bình đến 1450 vg/ph	Đạt tốc độ cao nhất đến 3600 vg/ph	
Khả năng điều chỉnh tốc độ quay	Vô cấp qua bánh đai	Hạn chế qua thay đổi số cặp cực	
Năng suất lạnh	Trung bình, lớn và rất lớn	Nhỏ, trung bình và lớn	Rất nhỏ, nhỏ và trung bình
Khả năng bảo dưỡng, sửa chữa	Dễ dàng	Khó	Rất khó
Yêu cầu độ bền chi tiết và công nghệ gia công	Vừa phải (Các lá van và các chi tiết làm việc với tốc độ chậm nên vật liệu và công nghệ gia công yêu cầu không khắt khe)	Cao (Các lá van và chi tiết làm việc với tốc độ lớn, tải thay đổi nhanh nên vật liệu và công nghệ gia công đòi hỏi khắt khe)	

4.3.8. Chi tiết máy nén pittông trượt

1) *Thân máy*

Còn gọi là cácte hoặc blốc cácte là chi tiết chính để lắp ráp các chi tiết máy nén lại với nhau. Trục khuỷu, tay biên, các cơ cấu bôi trơn đều nằm trong thân máy.

Thân máy thường được đúc bằng gang xám, nhưng cũng có loại thân máy đúc bằng kim loại nhẹ và thấm sơn chống rò rỉ hoặc thân máy bằng kết cấu thép hàn. Trên thân máy có các vị trí phải gia công cơ khí chính xác để lắp ráp trục khuỷu, xi lanh, trên thân còn bố trí các cửa thao tác, lắp ráp, được bịt kín bằng bích, các cửa nạp dầu, mắt quan sát dầu v.v...

Thân máy nén hiện đại thường có xi lanh đúc liền hoặc bao bọc toàn bộ xi lanh ; trừ phần nắp nhô ra ngoài để toả nhiệt. Đường hơi đi trong thân máy được bố trí sao cho các hạt dầu không bị cuốn theo hơi vào xi lanh mà phải được tách ra và rơi trở lại cácte. Hơi nén phải được dẫn ra khỏi máy nén bằng con đường ngắn nhất để máy không bị nung nóng bởi hơi môi chất.

Các vị trí gia công cơ khí trên máy nén phải có độ chính xác cao để đảm bảo sự làm việc tốt của máy như độ vuông góc giữa tâm các lỗ xi lanh với ổ trục khuỷu, độ đồng tâm của các ổ trục, độ vuông góc tâm lỗ xi lanh với mặt bích lắp nắp xi lanh v.v...

2) *Xi lanh*

Xi lanh có thể được đúc cùng với thân thành khối thân máy xi lanh hoặc đúc riêng bằng các loại gang có chất lượng cao. Bề mặt xi lanh được gia công rất chính xác.

Phía trên xi lanh có hai nắp : Nắp trong và nắp ngoài. Đối với máy nén ngược dòng, nắp trong là cố định nhưng với máy nén thuận dòng amôniắc nắp trong là nắp an toàn. Nắp có thể bị đẩy lên cao nếu áp suất trong xi lanh quá lớn do hút phải lỏng. Xi lanh có thể lắp trên thân máy, hoặc đúc liền với thân.

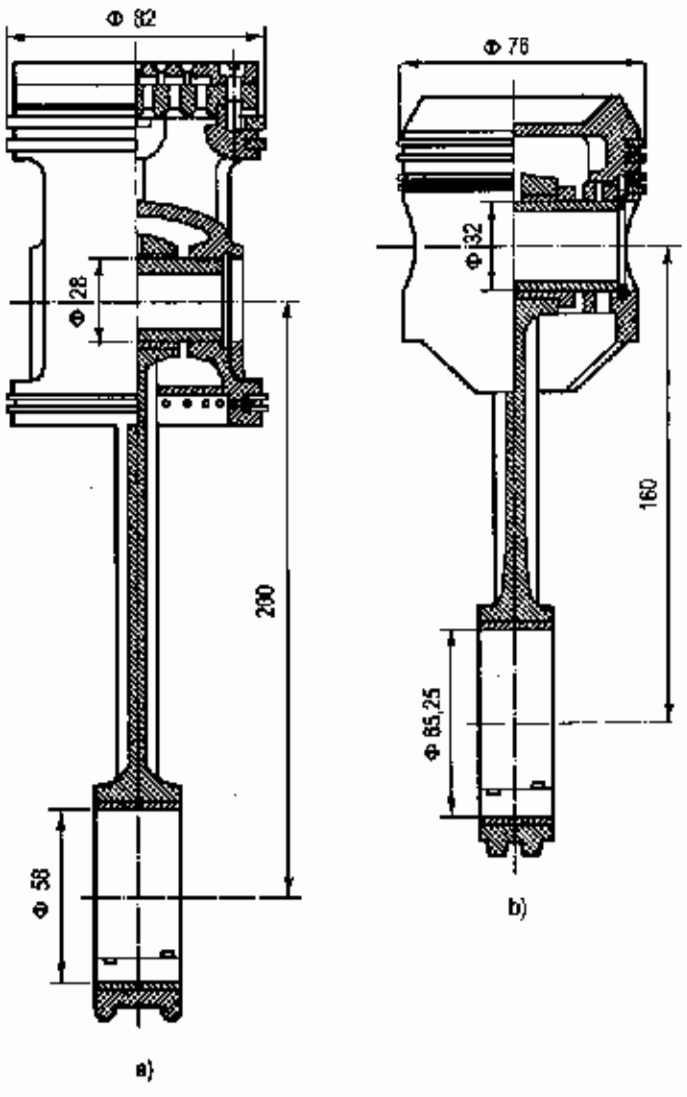
Đối với máy nén amôniắc và nhiều khi cả máy R22 nhiệt độ đầu đẩy cao nên đầu xi lanh được làm mát bằng nước. Trên đầu xi lanh có bố trí áo nước tuần hoàn làm mát xi lanh. Máy nén nhỏ freôn R22 và R12 được làm mát bằng không khí qua cánh tản nhiệt.

3) *Pittông, xéc măng*

Pittông trượt của máy nén có dạng hình trụ, chuyển động tịnh tiến qua lại trong xi lanh, thay đổi thể tích theo chu kì tạo ra quá trình hút, nén và đẩy hơi môi chất.

Trong máy nén thuận dòng, cơ cấu van hút đặt trên đỉnh pittông nên trong pittông có đường dẫn hơi môi chất đến cửa thoát van hút và có vách dưới ngăn cách khoang hút và khoang trong thân máy. Pittông của máy nén ngược dòng đơn giản hơn vì không có cơ cấu van hút (h.4.18).

Để giảm tổn thất do rò rỉ, bề mặt pittông tiếp xúc với xi lanh được làm kín bằng các xéc măng. Đối với loại pittông nhỏ có kích thước đến khoảng 50mm, không có vòng xéc măng chỉ có các rãnh nhỏ để bôi trơn, khi đó, độ chính xác gia công giữa pittông và xi lanh đòi hỏi rất cao. Pittông thường có xéc măng hơi và xéc măng dầu. Xéc măng hơi để giữ kín hơi còn xéc măng dầu có nhiệm vụ quét dầu bôi trơn trong xi lanh.



Hình 4.18 : Nhóm pittông – tay biên của
a) Máy nén thẳng dòng AV22
b) Máy nén ngược dòng P40

Pittông thường được đúc bằng gang xám hoặc hợp kim nhôm. Để tránh mài mòn nhanh, tốc độ trung bình của pittông không được vượt quá $4 \div 4,5 m/s$. Đối với các máy nén nhỏ, giới hạn đó là rất rộng. Tốc độ trung bình của pittông có thể xác định bằng công thức :

$$C_m = 2.s.n \qquad (4.33)$$

trong đó : s là khoảng chạy của pittông và n là số vòng quay. Máy nén tốc độ vòng quay lớn có tỉ số khoảng chạy/ đường kính pittông s/d ≈ 0,75. Thay tỉ số s/d vào phương trình (4.30) và biến đổi ta có :

$$d = 1,2\sqrt[3]{V_h / n} = 1,2\sqrt[3]{Q_o / \lambda.q_v.n} \qquad (4.34)$$

và tốc độ trung bình pittông sẽ là :

$$C_m = 1,8\sqrt[3]{V_h / n^2} \qquad (4.35)$$

Bề mặt ngoài của pittông sau khi đúc được gia công cơ khí chính xác để lắp các xéc măng và chốt. Khi gia công phải đảm bảo độ vuông góc của tâm chốt và bề mặt ngoài để giữ cho pittông không bị lệch khi chuyển động trong xi lanh. Pittông được nối với tay biên bằng chốt. Hai đầu chốt có vòng hãm để chốt không dịch chuyển theo chiều trục.

4) *Tay biên*

Tay biên là chi tiết nối giữa trục khuỷu và pittông để biến chuyển động quay của trục khuỷu thành chuyển động tịnh tiến của pittông và xi lanh. Tay biên thường làm bằng thép rèn, có lỗ trên lắp với chốt pittông và lỗ dưới lắp với trục khuỷu. Các lỗ lắp ráp đều có bạc lót có rãnh dầu bôi trơn để tránh mài mòn. Đầu dưới, để lắp được vào trục khuỷu, tay biên phải có hai mảnh, ghép với nhau bằng bulông, bên trong lỗ có các tấm điều chỉnh để khi lớp hợp kim babít bị mòn, người ta rút bớt các tấm đệm ra để giữ khe hở cần thiết giữa các trục và bề mặt trong của lỗ.

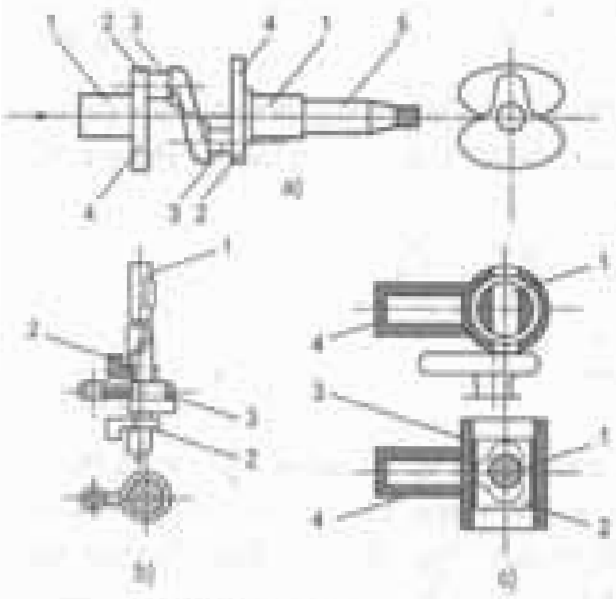
Trong một số máy nén nhỏ, người ta sử dụng tay biên bằng đồng hoặc hợp kim nhôm.

Trên thân của tay biên có bố trí lỗ dẫn dầu lên bôi trơn cho bề mặt ma sát của chốt pittông. Trong nhiều trường hợp bố trí ống dẫn dầu bên ngoài thân tay biên.

5) *Trục khuỷu*

Trục khuỷu là một trong những chi tiết quan trọng nhất của máy nén, trục phải có độ bền cơ học cao, cứng vững và khó mài mòn.

Trục khuỷu máy nén thường có hai khuỷu lệch nhau 180^0, trên trục khuỷu có đối trọng giữ cân bằng mômen quay để lắp 2, 4, 6 hoặc 8 tay biên (hình 4.19a). Đây là loại trục khuỷu rất thường gặp của máy nén hở. Trong máy nén nửa kín hoặc kín phần 5 được kéo dài và thiết kế phù hợp để lắp vào rôto động cơ.



Hình 4.19 : Trục khuỷu và cơ cấu tay quay thanh truyền

a) Trục khuỷu :

1 – Cổ trục ; 2 – Má trục ; 3 – Cổ tay biên ; 4 – Đối trọng ; 5 – Cổ nắp bù.

b) Trục lệch tâm với tay biên :

1 – Trục ; 2 – Đối trọng ; 3 – Tay biên.

c) Cơ cấu tay quay :

1 – Trục ; 2 – Con trượt ; 3 – Thanh truyền ; 4 – Piston.

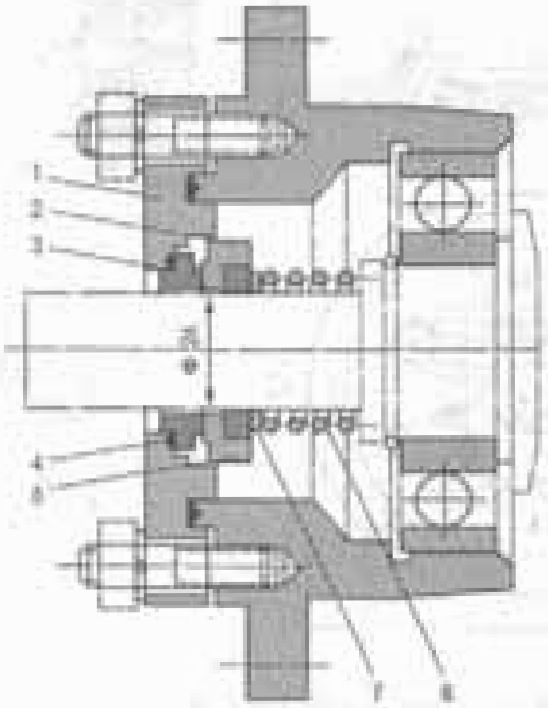
Các máy nén kín nhỏ thường dùng trục lệch tâm (hình 4.19b) hoặc cơ cấu tay quay thanh truyền (hình 4.19c). Một đầu trục có bố trí then để lắp vào rôto động cơ. Bánh lệch tâm có thể liền với trục, có thể được ghép lên bằng bulông. Đối trọng dùng để cân bằng mômen quay. Tay biên liền có thể lắp dễ dàng qua đầu trục. Trong trục bao giờ cũng bố trí rãnh dầu để đưa dầu bôi trơn đến các bề mặt ma sát.

Hầu hết các máy nén kín của Danfoss Đan Mạch, sử dụng cơ cấu tay quay thanh truyền. Khi trục quay, tay quay thực hiện một chuyển động tròn. Nhờ cơ cấu trượt nên chuyển động của pittông chỉ là chuyển động tịnh tiến qua lại.

6) *Đệm kín cổ trục*

Đệm kín cổ trục chỉ sử dụng cho máy nén kiểu hở khi đầu trục khuỷu phải thò ra ngoài vỏ máy để nhận truyền động của động cơ.

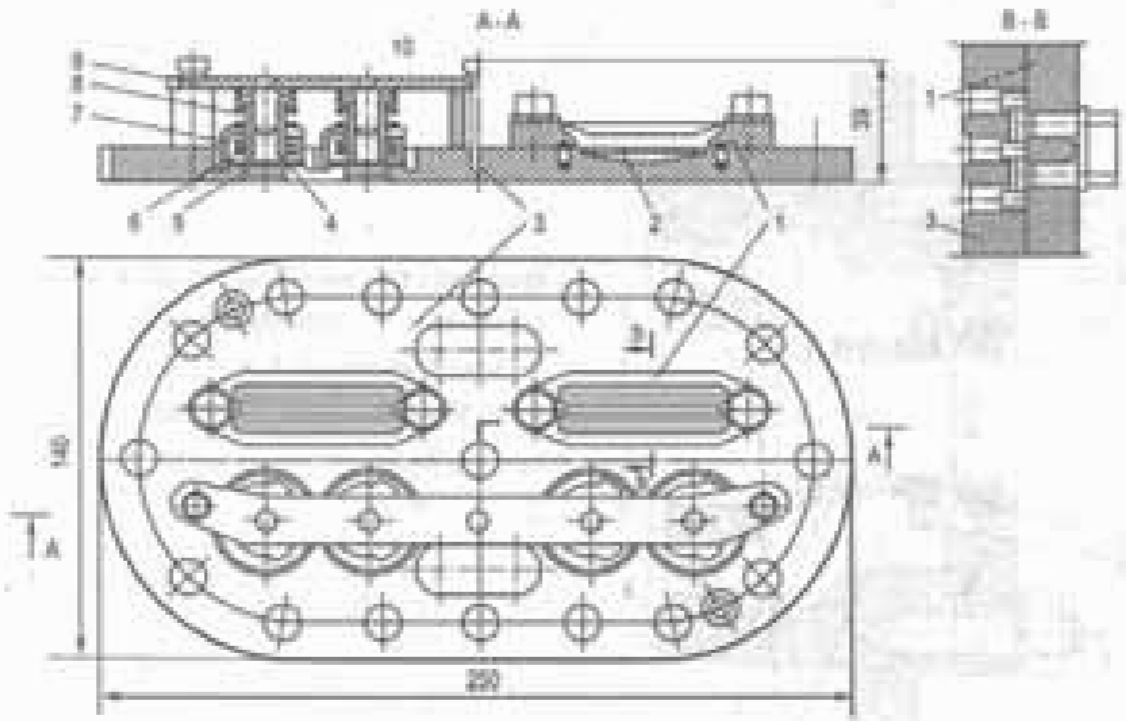
Đệm kín cổ trục có nhiệm vụ bít kín cổ trục để môi chất ở trong vỏ máy không rò rỉ ra ngoài và không khí bên ngoài không lọt được vào trong vỏ máy. Đệm kín cổ trục là cụm chi tiết dễ hỏng hóc ; gây sự cố máy nén, là vị trí để rò rỉ môi chất. Ngày nay, đệm kín cổ trục không còn là vấn đề nan giải trong máy nén hở nhưng nó vẫn là chi tiết dễ có sự cố. Có rất nhiều kiểu đệm kín cổ trục khác nhau nhưng phổ biến là loại đệm kín cổ trục vòng ma sát trong dầu. Hình 4.20 giới thiệu nguyên lí đệm kín cổ trục bằng vòng ma sát. Lò xo 6, vòng hãm 7, vòng đệm cao su 5, vòng thép 2 quay cùng với trục. Vòng kim tương 3 cố định với bích 1. Bề mặt tiếp xúc giữa vòng kim tương cố định 3 với vòng thép động 2 là bề mặt làm kín. Do có độ bóng cao và có dầu bôi trơn, bề mặt này có khả năng giữ kín khoang môi chất.



Hình 4.20 : Dộm kín cổ trục của máy FV6
1 – Mặt bích ; 2 – Vòng thép động ;
3 – Vòng kim nanng cố định ;
4 ; 5 – Vòng đệm cao su ; 6 – Lò xo ;
7 – Vòng hãm.

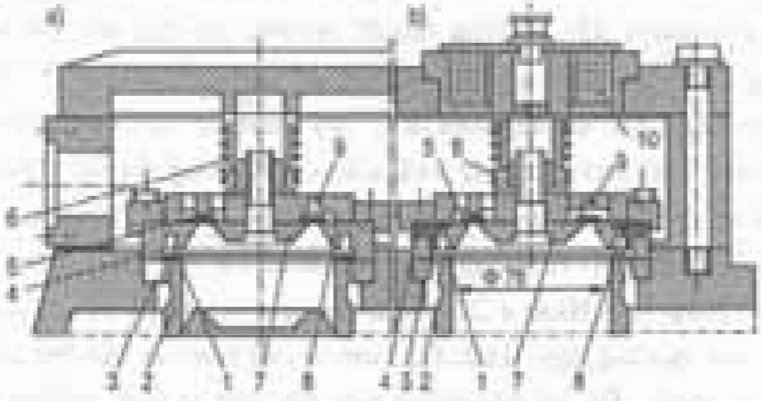
7) Clapê hút và đẩy

Clapê hút và đẩy làm việc tự động theo hiệu áp suất trong quá trình hút, đẩy. Khi áp suất trong xi lanh giảm xuống nhỏ hơn áp suất khoang hút khoảng 0,03 MPa thì clapê hút tự động mở ra cho hơi vào xi lanh. Nếu áp suất tăng lên cao hơn áp suất khoang đẩy khoảng 0,07 MPa thì clapê đẩy tự động mở để pittông đẩy hơi nén vào khoang đẩy. Để clapê có thể đóng mở hoàn thiện chúng phải có độ đàn hồi nhất định. Thường người ta chế tạo các lá van bằng các lá thép đàn hồi. Tuỳ theo cỡ van, các lá van có độ dày từ 0,2 – 2mm. Ở trạng thái cân bằng áp suất các clapê đóng do lực đàn hồi của các lá clapê hoặc lực lò xo. Những chi tiết chủ yếu của clapê gồm có tấm van, đế van, cữ van hạn chế độ nâng của tấm van. Tấm van hoặc lá van là chi tiết động đóng mở van còn đế van được khoan lỗ thoát hơi. Hình 4.21 mô tả cấu tạo của clapê hút và đẩy của máy nén ngược dòng 2 xi lanh thường gặp. Hình 4.22 mô tả cấu tạo của van hút và đẩy kiểu vòng của máy nén ngược dòng. Đế của clapê hút liền với đầu xi lanh, có bố trí nhiều lỗ cho hơi hút đi vào. Tấm van 3 là một lá thép mỏng vòng tròn. Tấm van đóng được nhờ lò xo l_x. Clapê đẩy được bố trí trên nắp xi lanh. Hình 4.22b biểu diễn cơ cấu mở clapê hút bằng điện từ để điều chỉnh năng suất lạnh. Khi cho dòng điện chạy qua cuộn dây điện từ, cuộn dây sinh ra một từ trường khép kín nâng clapê hút và giữ chặt làm cho clapê hút luôn ở trạng thái mở



Hình 4.21 : Clapê hút và đẩy của máy nén ngược dòng 2 xi lanh cùng bố trí trên nắp xi lanh

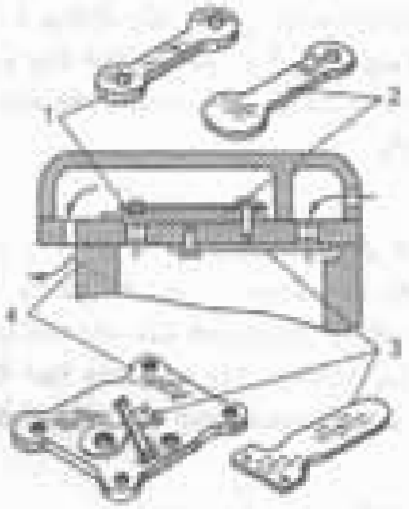
1 – Cữ van ; 2 – Tấm van hút ; 3 – Tấm đệ (nắp xi lanh) ;
4 – Ống dẫn hướng ; 5 – Tấm van đẩy ; 6 – Lò xo ; 7 – Ổ đỡ van ;
8 – Lò xo đệm ; 9 – Thanh chặn ; 10 – Buồng hãm.



Hình 4.22 : Clapê hút và đẩy kiểu vòng của máy nén ngược dòng

a) Loại thường ; b) Loại điều chỉnh năng suất lạnh bằng cách mở clapê hút.

1– Lò xo clapê hút ; 2 – Đệ van hút ; 3 – Tấm van hút ; 4 – Ổ van hút ;
5–7–8 – Tấm, đệ và ổ van đẩy ; 6 – Lò xo đệm ;
9 – Lò xo của clapê đẩy ; 10 – Cuộn dây điện từ.



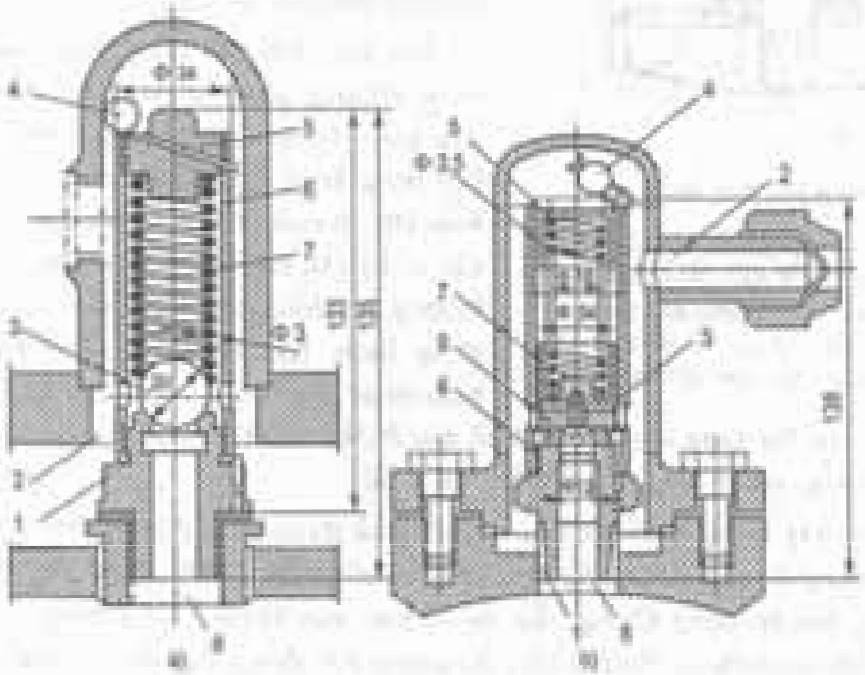
Hình 4.23 : Cơ cấu van trong máy nén nhỏ PG 0,7

1 – Lá đàn hồi ; 2 – Lá van đẩy ; 3 – Lá van hút ; 4 – Đế van, lắp trong xi lanh.

Trong những máy nén nhỏ, cơ cấu van đơn giản hơn nhiều. Hình 4.23 giới thiệu clapê hút và đẩy của máy nén kín PG 0,7. Các tấm van được gắn bằng vít chìm lên nắp xi lanh. Tấm van đẩy 2 có thêm lá đàn hồi.

8) *Van an toàn của máy nén*

Ở các máy có năng suất nhỏ, bảo vệ máy nén bằng rơle bảo vệ hoặc rơle áp suất, ngắt dòng điện cung cấp cho động cơ. Đối với máy lớn, người ta bảo vệ máy bằng van an toàn. Van an toàn (xem hình 4.24) bảo vệ máy nén khi áp suất đường đẩy tăng quá cao do quên không mở van chặn đường đẩy, do thiếu nước hoặc không có nước làm mát thiết bị ngưng tụ. Van an toàn đặt trên đường ống nối giữa đường đẩy và đường hút.



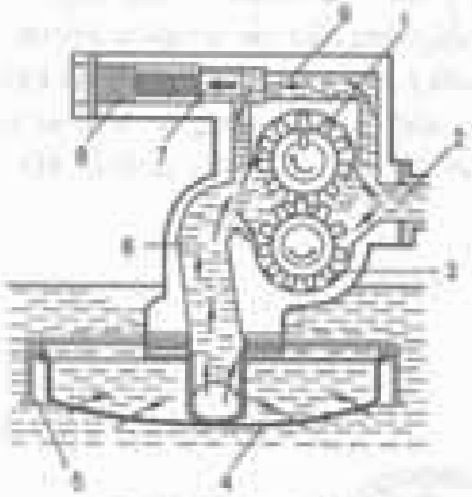
Hình 4.24 : Van an toàn kiểu bi và kiểu tấm

1 – Đế van ; 2 – Phía hút ; 3 – Bi, tấm van ; 4 – Kẹp chì ; 5 – Bộ phận điều chỉnh ; 6 – Ống giữ lò xo ; 7 – Lò xo ; 8 – Phía đẩy ; 9 – Đệm kín.

Khi áp suất đường đẩy vượt quá mức cho phép, lực áp suất đường đẩy thắng lực lò xo, van an toàn mở ra, xả bớt hơi ở đường đẩy về đường hút. Áp suất đường đẩy giảm tới mức quy định, van an toàn lại tự động đóng lại. Hình 4.24 mô tả van an toàn kiểu bi và kiểu tấm. Hiệu áp suất cho van mở thường là 1,7 MPa.

9) *Van khởi động* (xem hình 4.14)

Đối với những máy nén lớn, để giảm tải khi khởi động, người ta bố trí van khởi động. Khi mở thông đường hút và đường đẩy công nén còn không đáng kể, công suất động cơ chỉ sử dụng vào việc khắc phục lực ma sát và sức ỳ quán tính các chi tiết máy. Sau khi máy nén đạt tốc độ yêu cầu, mới mở van chặn đường đẩy và khoá van khởi động lại. Ngày nay đại bộ phận các máy nén đều có cơ cấu nâng van hút để giảm tải nên không cần van khởi động nữa.



Hình 4.25 : Bơm dầu

1 – Bánh răng chủ động ; 2 – Đường dầu ra ; 3 – Bánh răng thụ động ; 4 – Lưới lọc ; 5 – Thân bơm lọc ; 6 – Đường dầu vào bơm ; 7 – Van an toàn ; 8 – Vít *điều chỉnh* ; 9 – Đường xả ngược qua van an toàn.

10) *Cơ cấu bôi trơn máy nén*

Bôi trơn có tác dụng làm giảm mức độ ma sát và mài mòn các chi tiết chuyển động trong máy nén, giảm năng lượng tiêu hao do ma sát và góp phần làm tăng độ kín trong các chi tiết ma sát của cụm bít đầu trục, ở mặt tiếp xúc giữa xéc măng và xi lanh, pittông để giữ kín khoang làm việc của máy.

Có hai cách bôi trơn : Bôi trơn tự nhiên bằng phương pháp té dầu với những cánh té dầu gắn vào trục khuỷu hoặc bôi trơn cưỡng bức bằng bơm dầu. Theo cách này, dầu được bơm lên áp suất nhất định rồi đưa đi bôi trơn ở các vị trí cần thiết. Bôi trơn bằng cách té dầu thường sử dụng cho các loại máy nhỏ hoặc trung bình. Khi làm việc, đầu dưới của tay biên hoặc đối trọng của trục khuỷu, có khi cánh té dầu hoặc đĩa vảng dầu đặc biệt té dầu ở đáy vỏ máy nén vào các vị trí cần bôi trơn như : Pittông, xéc măng, cổ tay biên, các ổ đỡ.

Trong các máy trung bình và lớn, người ta sử dụng bơm dầu để bôi trơn. Thường bơm dầu sử dụng truyền động của trục khuỷu máy nén. Ở các máy lớn, bơm dầu có động cơ riêng truyền động không phụ thuộc vào trục khuỷu. Loại bơm dầu đơn giản nhất là bơm dầu bánh răng. Hình 4.25 mô tả bơm dầu đơn giản bằng 2 bánh răng. Bánh răng chủ động 1 được nối với đầu cuối của trục khuỷu để nhận truyền động còn bánh răng bị động quay trơn theo bánh chủ động. Khi máy nén hoạt động, trục khuỷu quay, các bánh răng quay, dầu được hút từ dưới thân máy qua phin lọc dầu lên và được dẫn đến các chi tiết chuyển động qua các lỗ khoan trên thân các chi tiết và các ống dầu.

Áp suất dầu luôn cao hơn áp suất trong vỏ máy từ 0,6 đến 1,2 bar. Bơm dầu có thể đặt trong nắp của vỏ máy phía trên mức dầu hoặc đặt trong vỏ máy ở dưới mức dầu. Van an toàn 7 lắp trên thân bơm dầu nhằm giữ cho áp suất đẩu đẩy không vượt quá giá trị cho phép. Có thể điều chỉnh lực lò xo khống chế áp suất dầu qua vít điều chỉnh.

Trong các máy nén nhỏ như máy nén kín, nếu trục lệch tâm đặt thẳng đứng, người ta bố trí các rãnh dầu theo đường xoắn ốc trên trục. Khi trục quay, dầu sẽ được hút lên nhờ lực li tâm và chuyển đến các vị trí bôi trơn. Nếu trục đặt nằm ngang vẫn phải bôi trơn bằng cách té dầu hoặc bơm dầu.

4.3.9. Điều chỉnh năng suất máy nén pittông trượt

Như ta đã biết, năng suất lạnh của máy nén phụ thuộc rất nhiều vào các điều kiện bên ngoài như nhiệt độ bay hơi, nhiệt độ ngưng tụ, độ hoàn thiện và độ mài mòn của máy nén. Ngược lại, nhu cầu về năng suất lạnh cũng thay đổi. Từ lâu, việc điều chỉnh năng suất lạnh của máy cho phù hợp với nhu cầu là vấn đề được quan tâm nghiên cứu. Thay (4.30) vào (4.28) ta được :

$$Q_o = \lambda.\frac{\pi d^2}{4v_1}.s.z.n.q_o.N \qquad (4.36)$$

Muốn thay đổi năng suất lạnh Q_o ta có thể thay đổi một trong các thông số bên vế phải. Đường kính xi lanh d và khoảng chạy pittông s là cố định không thay đổi được còn các thông số khác đều có thể điều chỉnh được. Sau đây là một số phương pháp thường dùng.

1) *Phương pháp điều chỉnh vòng quay n*

Về nguyên tắc, có thể thay đổi vòng quay trục khuỷu bằng các phương pháp sau :

– Thay đổi tỉ số đai truyền hoặc hộp giảm tốc, tuy nhiên phương pháp này khó thực hiện, khó điều khiển tự động và cũng chỉ ứng dụng cho máy nén hở.

– Thay đổi số cặp cực động cơ. Người ta hay sử dụng động cơ chuyển đổi 2 và 4 cặp cực. Ở tần số 50Hz, động cơ sẽ có tốc độ tương ứng 1450 vg/min và 720 vg/min. Phương pháp này dễ tự động hoá và áp dụng cho tất cả các loại máy nén.

– Sử dụng máy biến tần : Đây là phương pháp tiên tiến nhất, đang được ứng dụng rộng rãi cho các máy điều hoà không khí loại nhỏ và trung bình, mang lại hiệu quả tiết kiệm năng lượng cao.

2) *Phương pháp ON – OFF máy nén*

Nếu số máy nén N = 1 có nghĩa là tắt máy nén khi đủ lạnh và mở khi thiếu lạnh. Còn gọi là điều chỉnh 2 vị trí 0% và 100%. Trường hợp có nhiều máy nén (N > 1), ta có khả năng điều chỉnh theo bậc. Ví dụ nếu hệ thống lạnh có 4 máy nén giống nhau, ta có

thể điều chỉnh theo 4 bậc 0 – 25 – 50 – 75 và 100%. Phương pháp này thường sử dụng cho các loại máy nén nhỏ và rất nhỏ. Tổn thất chủ yếu là tổn thất khởi động.

3) *Xả ngược hơi nén theo đường phụ (bypass)*

Người ta bố trí một đường phụ nối thông đường hút và đẩy. Trên đó đặt một van tự động tác động nhờ hiệu áp suất. Khi áp suất P_o giảm (thừa năng suất lạnh) van mở, hơi thừa ở đường đẩy được xả trở lại đường hút. Tổn thất ở đây chính bằng công nén lượng hơi thừa nên bất lợi về mặt năng lượng. Phương pháp này chỉ được sử dụng cho các máy nén có năng suất lạnh nhỏ hơn 50 kW.

4) *Phương pháp tiết lưu đường hút*

Đây chính là phương pháp điều chỉnh thể tích riêng hơi hút v_1.

Trên đường hút người ta bố trí một van điều chỉnh áp suất, khi giảm tải van đóng bớt cửa hút làm cho áp suất hút giảm, lưu lượng môi chất nén qua máy nén giảm, trong khi áp suất bay hơi giảm không đáng kể, không làm ảnh hưởng tới chế độ nhiệt ẩm trong phòng lạnh. Đây chính là phương pháp điều chỉnh v_1 lớn lên để giảm Q_o. Tổn thất ở đây là tổn thất ma sát. Phương pháp này thường ứng dụng cho máy nén vừa và lớn.

5) *Giữ van hút ở trạng thái mở*

Đây là phương pháp ưu việt nhất để điều chỉnh năng suất lạnh qua điều chỉnh số xi lanh Z và ngày nay được ứng dụng rộng rãi cho các máy nén lạnh trung bình và lớn. Khi giữ van hút ở trạng thái mở, xi lanh thực tế làm việc không tải ; Hơi chỉ chuyển động qua lại cửa van hút khi pittông chuyển động lên xuống. Tất nhiên ở đây có tổn thất ma sát.

Việc thực hiện về mặt kĩ thuật phương pháp này cũng khá đơn giản. Van hút được đẩy lên và giữ ở trạng thái mở bằng một chốt có thể điều khiển bằng thuỷ lực, bằng cơ hoặc bằng hơi nén ở áp suất ngưng tụ qua một van điện từ hoặc trực tiếp bằng cuộn dây điện từ. Hình 4.22 giới thiệu phương pháp nâng van bằng cuộn dây điện từ.

Phương pháp này còn có thể sử dụng để khởi động máy một cách dễ dàng. Đây cũng chỉ là phương pháp điều chỉnh từng nấc năng suất lạnh. Để điều chỉnh vô cấp, chính xác hơn với nhu cầu lạnh người ta có thể kết hợp các phương pháp phù hợp hoặc điều chỉnh các phương pháp đã nêu. Ví dụ, giữ van hút ở trạng thái mở đối với một phần hành trình pittông chẳng hạn. Phần hành trình pittông có van hút mở đó có thể điều chỉnh được vô cấp. Nói chung những phương pháp đó rất phức tạp và không được sử dụng rộng rãi.

6) *Điều chỉnh hệ số cấp λ*

Có thể điều chỉnh hệ số cấp λ qua thể tích chết bằng cách bố trí một không gian điều chỉnh được trên đầu xi lanh. Đây là phương pháp cổ điển sử dụng cho các máy nằm ngang có con trượt, ngày nay không còn ứng dụng nữa.

7) *Điều chỉnh năng suất lạnh theo kĩ thuật số*

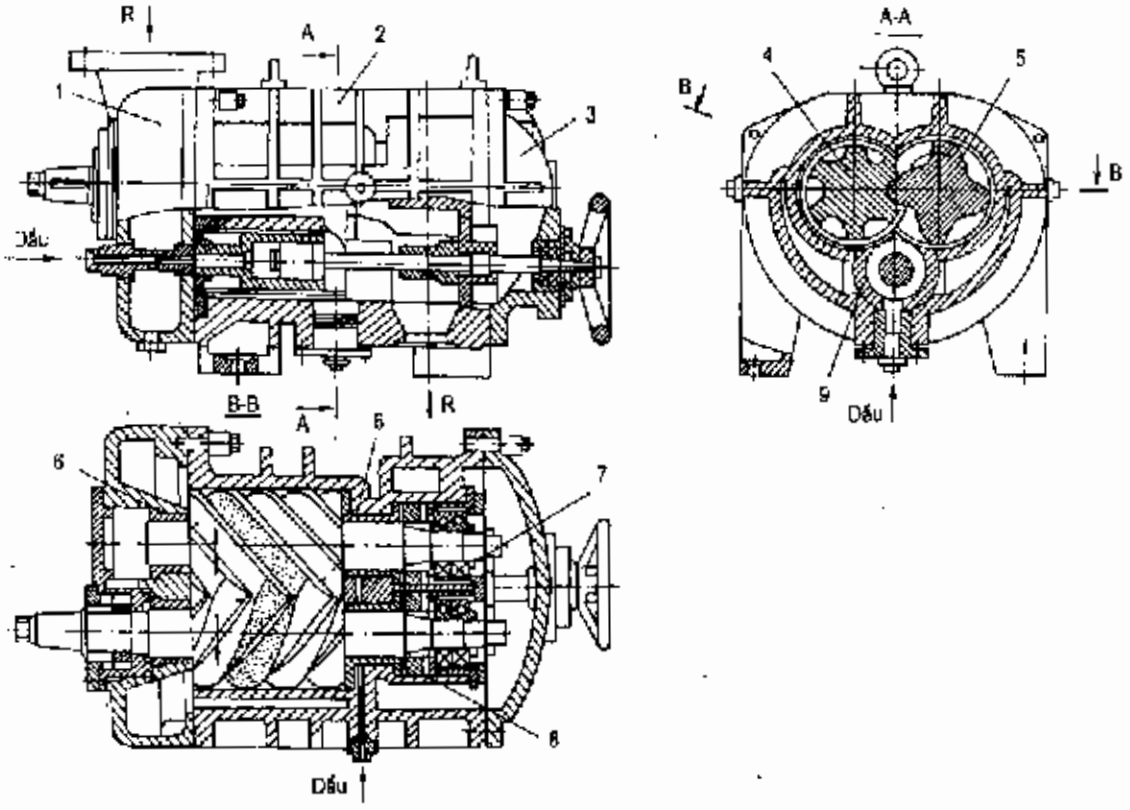
Đây là kĩ thuật mới nhất được hãng Copeland (Mĩ) kết hợp với Công ty Haier và Gree của Trung Quốc phát triển để điều chỉnh năng suất lạnh cho các máy điều hoà không khí VRF (Variable Refrigerant Flow) có công suất động cơ đến 20 kW.

4.4. MÁY NÉN TRỤC VÍT

Máy nén trục vít là loại máy nén pittông quay. Hai trục quay nằm song song với nhau có răng xoắn theo hình xoắn ốc. Hai trục nằm gọn trong thân máy có cửa hút và cửa đẩy bố trí ở hai đầu thân.

Kiểu máy nén trục vít thông dụng nhất hiện nay có hai rôto, một chính (lồi) một phụ (lõm) có 4 hoặc 6 răng xoắn. Khi trục quay, thể tích đầu cuối trục vít giới hạn giữa hai răng giảm dần thực hiện quá trình nén.

Máy nén trục vít có loại tràn dầu và loại khô. Máy nén khô được sử dụng trong kĩ thuật nén khí và máy nén trục vít tràn dầu được sử dụng trong kĩ thuật lạnh. Nhờ có phun dầu mà máy nén trục vít mới được ứng dụng rộng rãi trong kĩ thuật lạnh ngày nay (h.4.26a).



Hình 4.26a : Máy nén trục vít (có hai vít) kiểu tràn dầu, nửa kín

1 – Nắp ; 2 - Thân ; 3 – Nắp ; 4 – Vít bị động ; 5 – Vít chủ động ; 6 – Bạc lót ; 7 – Ổ bi.

Hai trục vít khi quay trong thân máy không hề tiếp xúc với nhau và không tiếp xúc cả với thân máy. Các khoang nén có áp suất khác nhau của môi chất được giữ kín bằng cách phun trần dầu bôi trơn. Chính vì phương pháp làm việc đó nên các chi tiết chuyển động rất ít bị mòn, môi chất có nhiệt độ cuối quá trình nén rất thấp vì nhiệt lượng của môi chất sinh ra trong quá trình nén đã thải cho dầu bôi trơn.

Một ưu điểm nữa của máy nén trục vít là không có chapê hút và đẩy nên không có không gian chết, không có tổn thất áp suất hút và đẩy. Hệ số cấp của máy nén trục vít $\lambda = f(\Pi)$ lớn hơn nhiều so với máy nén pittông. Máy nén trục vít có thể đạt tỉ số áp suất lớn $\Pi = 20$, lớn hơn nhiều so với máy nén pittông $\Pi = 8 \div 13$.

Số lượng chi tiết chuyển động của máy nén trục vít rất ít, độ tin cậy cao, tuổi thọ cao và rất gọn gàng, chắc chắn, có khả năng chống va đập cao. Đó là những ưu điểm cơ bản so với máy nén pittông trượt. Đặc điểm chu trình lạnh cũng thuận lợi hơn, nghĩa là chỉ một máy nén nhưng vẫn có thể làm mát trung gian bằng hoà trộn (xem mục 6.2.7).

Ngoài máy nén trục vít kiểu hai trục, ngày nay người ta có tiến hành nghiên cứu chế tạo máy nén trục vít một trục. Đặc điểm của loại máy nén này là chỉ có một trục vít nhưng có thêm hai bánh răng ở bên sườn của trục vít để ngăn cách khoang nén và khoang hút. Nhưng loại này chưa được ứng dụng rộng rãi. Hình 4.26b và c giới thiệu máy nén trục vít (hình cắt) của máy nén trục vít một trục của Daikin và hai trục của Hitachi kiểu nửa kín (h.4.26b,c).

Hình 4.26b : Máy nén trục vít nửa kín có 1 trục (bóc cắt) của Daikin

Hình 4.26c : Máy nén trục vít kiểu 2 trục (bóc cắt) của Hitachi

4.5. MÁY NÉN RÔTO

Thời gian vừa qua, máy nén rôto phát triển rất nhanh chóng cả về số lượng và chủng loại. Máy nén rôto được ứng dụng rộng rãi trong các máy lạnh năng suất nhỏ như máy điều hoà nhiệt độ RAC (Room Air Conditioner) máy điều hoà cửa sổ hai cụm nhỏ với môi chất freôn R134a, R410A. Máy nén rôto có nhiều loại khác nhau như : máy nén rôto pittông lăn gọi tắt là máy nén rôto lăn và máy nén rôto tấm trượt, máy nén rôto lắc,

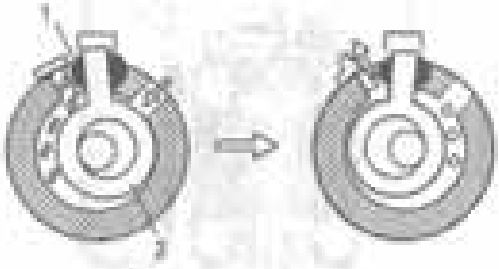
trong đó loại rôto lăn được sử dụng rộng rãi nhất với sản lượng khoảng 44 triệu chiếc được sản xuất năm 2003 trên toàn thế giới.

Máy nén rôto lăn (h.4.27) gồm có thân 9 hình trụ, đóng vai trò xi lanh, pittông 1 cũng có dạng hình trụ nằm trong xi lanh. Nhờ có một tay quay lệch tâm, pittông có thể lăn trên bề mặt trong của xi lanh. Vì kích thước pittông nhỏ hơn nên chúng chỉ có một đường tiếp xúc với nhau và đây cũng chính là đường ngăn cách khoang nén và khoang hút. Do tấm 4 luôn tì lên mặt trong xi lanh nên luôn tồn tại 2 khoang nén và hút.

Khi pittông lăn theo chiều mũi tên, thể tích khoang hút lớn dần. Thể tích khoang hút đạt cực đại khi pittông lăn trên đỉnh cao nơi bố trí tấm trượt. Đây cũng là thời điểm thể tích khoang nén bằng không. Khi pittông lăn qua miệng hút, khoang hút và khoang nén lại xuất hiện. Thể tích khoang hút lớn dần và khoang nén nhỏ dần thực hiện đồng thời quá trình hút và nén. Phía hút không có clapê hút nên tránh được tổn thất áp suất phía hút. Chỉ có phía đẩy có clapê. Hiệu áp suất cần thiết để clapê đẩy mở khoảng 0,03 MPa.

Hình 4.27 : Nguyên tắc làm việc của máy nén rôto lăn.
1 – Pittông lăn ;
2 – Khoang hút ;
3 – Khoang nén ;
4 – Tấm ngăn ;
5 – Lò xo nén ;
6 – Ống hút ;
7 – Clapê đẩy ;
8 – Ống đẩy ;
9 – Thân máy (xi lanh).

Hình 4.28 : Nguyên tắc làm việc của máy nén rôto tấm trượt
1 – Rôto ;
2 – Khoang hút ;
3 – Khoang nén ;
4 – Tấm trượt ;
5 – Cửa hút ;
6 – Clapê đẩy ;
7 – Cửa đẩy.



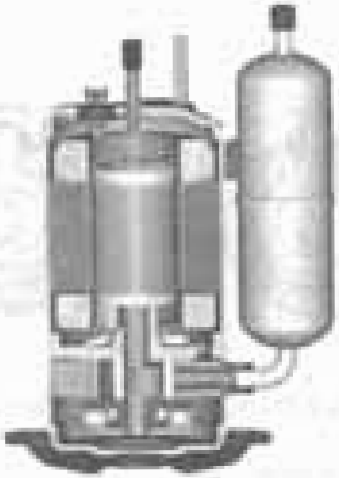
Hình 4.29 : Nguyên tắc làm việc của máy nén rôto lắc (Daikin)
1 – Ổ lót tinh cầu ;
2 – Pittông kết hợp với tấm ngăn làm giảm ma sát và ồn ít.

Máy nén rôto lăn có ưu điểm chính là ít chi tiết, rất gọn nhẹ nhưng cũng có một số nhược điểm như : khó giữ kín khoang hút và nén đặc biệt hai đầu pittông, khó bôi trơn, độ mài mòn tấm trượt lớn, công nghệ gia công khó khăn. Ngày nay để nâng cao hiệu suất, công suất máy, giảm ồn, rung và xung động người ta còn sản xuất các loại máy nén hai xi lanh (máy nén rôto đôi).

Cấu tạo của máy nén rôto tấm trượt gần giống của máy nén rôto lăn, gồm một thân máy đồng thời là xi lanh hình trụ, một rôto nằm trong có kích thước nhỏ hơn, bên trên có bố trí ít nhất là hai tấm trượt. Khi rôto quay, các tấm trượt văng ra do lực li tâm tạo thành các khoang hút và nén phù hợp. Nếu làm mát tốt tỉ số nén đạt 5 đến 6, hiệu áp đạt 0,3... 0,5 MPa. Lưu lượng thể tích thường từ 0,03 đến 1m^3/s. Máy nén rôto tấm trượt có ưu điểm rất gọn nhẹ ít chi tiết, mômen khởi động nhỏ nhưng cũng có nhược điểm là khó bịt kín hai đầu máy nén, ma sát lớn. Máy nén rôto tấm trượt sử dụng chủ yếu trong kĩ thuật điều hoà không khí.

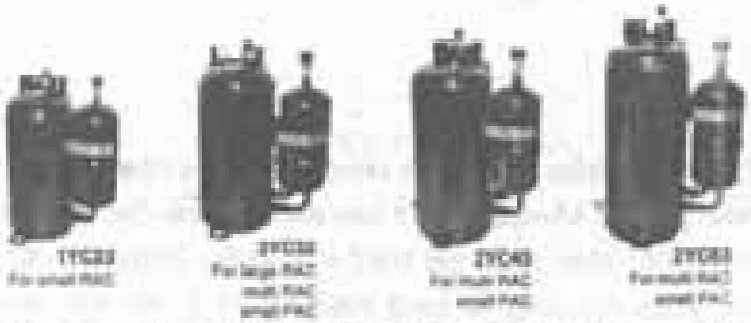
Máy nén rôto lắc được hãng Daikin chế tạo từ cách đây 10 năm. Theo Daikin thì máy nén lắc có ưu điểm hơn so với rôto lăn là loại bỏ được hoàn toàn sự rò rỉ và yêu cầu bôi trơn qua bề mặt tiếp xúc giữa pittông lăn và tấm ngăn 4, tăng hiệu suất máy nén đến hơn 10% so với máy nén rôto lăn.

Hình 4.30 giới thiệu hình cắt của một số loại máy nén rôto.



Hình 4.30a : Máy nén rôto đơn (Single rotary) của National – Panasonic dùng cho máy điều hoà không khí vòng nhiệt đới ẩm 1 dùng cho RAC (Room Air Conditioner) và PAC (Packaged Air Conditioner).

Hình 4.30b : Máy nén rôto đôi (twin rotary) của Toshiba – Carrier dùng cho PAC (Packaged Air Conditioner).



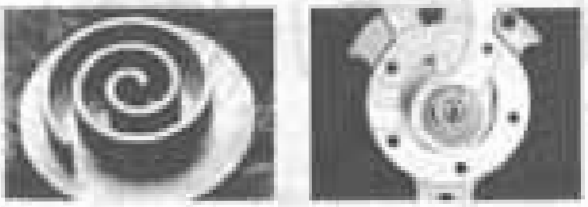
Hình 4.30c : Một số máy nén rôto lắc của Daikin dùng cho các máy điều hoà không khí khác nhau.

4.6. MÁY NÉN XOẮN ỐC (SCROLL)

Tuy nguyên lí của máy nén xoắn ốc đã được một kĩ sư người Pháp thiết kế từ năm 1908 nhưng do công nghệ chế tạo yêu cầu khắt khe do đó phải đến những năm 1980 nó mới trở thành hiện thực. Những máy nén xoắn ốc đầu tiên đưa ra thị trường là vào năm 1983.

Tuy mới ra đời nhưng vì có những ưu điểm vượt trội so với máy nén pittông và rôto là ít rung động trong quá trình nén, do đó ít ồn và ít rung hơn nên máy nén xoắn ốc đã được ứng dụng rộng rãi ngay trong các máy điều hoà không khí vừa và nhỏ, có công suất động cơ từ 0,75 đến 15 kW. Hãng Copeland còn chế tạo máy nén xoắn ốc có công suất động cơ lên đến 20 kW và cao hơn. Tuy vậy khoảng 80% số lượng máy nén chỉ có công suất chỉ từ 0,75 đến 1,2 kW(1 ÷ 1,5Hp)

Máy nén xoắn ốc gồm một xi lanh và một pittông có băng xoắn giống nhau (xem hình 4.31). Pittông và xi lanh được lồng ăng vào nhau.

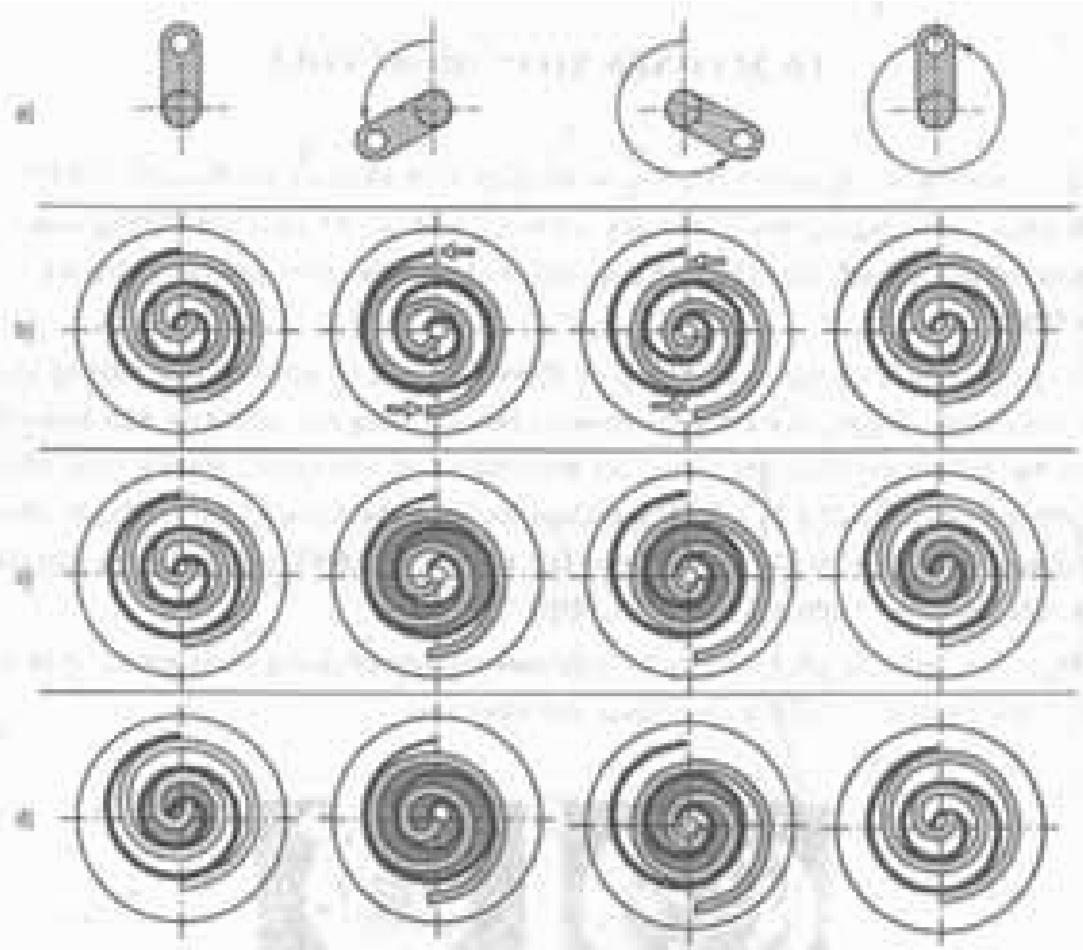


a) b)

Hình 4.31 : a) Hình dáng pittông và xi lanh dạng băng xoắn máy nén xoắn ốc ;
b) Trục quay lệch tâm để cố định pittông.

Trong khi xi lanh đứng im được gắn lên vỏ trên thì pittông ở dưới được gắn lên trục quay của động cơ. Khi pittông quay, các bề mặt của xi lanh và pittông tạo ra các khoang có thể tích thay đổi thực hiện quá trình hút nén và đẩy.

Hình 4.32 giới thiệu nguyên lí làm việc của máy nén xoắn ốc 3-D^{TM} của hãng Trane (Mĩ). Đây là loại máy nén băng xoắn động (pittông quay). Băng xoắn động quay ngược chiều kim đồng hồ. Ta thấy trên hình 4.30, ở vị trí 0° băng xoắn động và tĩnh khép kín. Khi quay được 120° và 240° thì hai khoang hút trên và dưới càng ngày càng mở rộng và sau đó khép dần lại. Khi góc quay đạt 360°, quá trình hút kết thúc và hai túi khí được khép kín. Hai túi khí đó sẽ giảm thể tích dần thực hiện quá trình nén và đẩy sau hai vòng quay nữa.

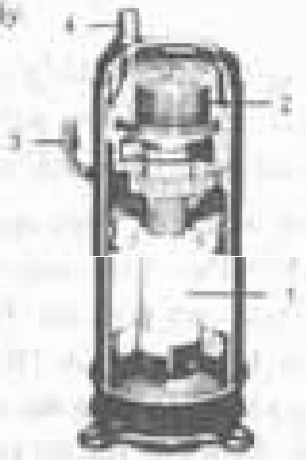


Hình 4.32 : Máy nén xoắn ốc 3-D[TM] hãng Trane

a) Máy nén xoắn ốc có hai vòng xoắn. Vòng xoắn trên (xi lanh) đứng im, vòng xoắn dưới quay ;
b) Quá trình hút – khi vòng xoắn dưới quay được 1 vòng 360°, hai túi hơi được hình thành và khép kín ;
c) Quá trình nén – hai túi hơi khép nhỏ dần thực hiện quá trình nén ;
d) Quá trình đẩy – hai túi hơi khép nhỏ hơn và thực hiện quá trình đẩy.

Hình 4.33 giới thiệu hình ảnh một máy nén xoắn ốc tách vỏ.

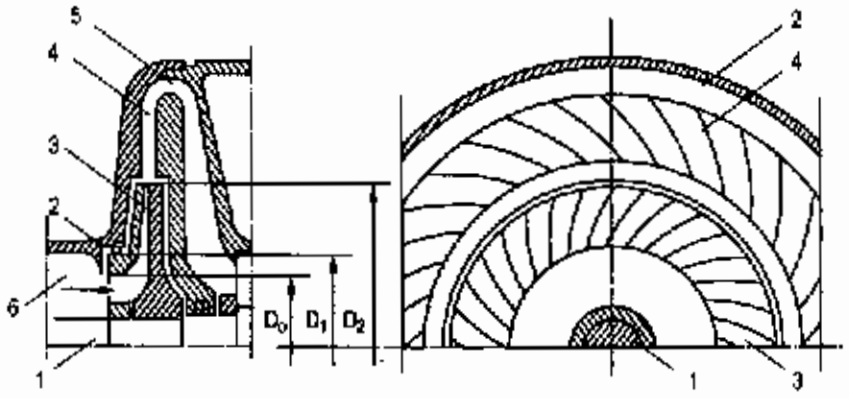
Khoang hút ở phía dưới, động cơ được làm mát bằng hơi lạnh hút về. Khoang đẩy nằm trên đỉnh máy nén. Hai bàng xoắn ở ngay dưới khoang đẩy.



Hình 4.33 : Hình ảnh một máy nén xoắn ốc tách vỏ
1 – Động cơ ; 2 – Bàng xoắn động và tĩnh (piston và xi lanh) ;
3 – Ống hút ; 4 – Ống đẩy.

4.7. MÁY NÉN TUABIN

Trong máy nén tuabin, áp suất tăng lên là do sự biến đổi động năng của dòng môi chất nhận được ở bánh cánh quạt tuabin thành thế năng, nội năng hoặc entanpy. Máy nén tuabin gồm hai loại li tâm và hướng trục nhưng trong kĩ thuật lạnh chỉ sử dụng máy nén kiểu hướng trục (hình 4.34).



Hình 4.34 : Nguyên lí làm việc của máy nén li tâm

1 – Trục ; 2 – Thân máy ; 3 – Bánh cánh quạt ;
4 – Ống khuếch tán ; 5 Buồng đổi hướng ; 6 – Ống hút.

Máy nén tuabin li tâm gồm một số bộ phận cơ bản là : ống hút 6, thân máy 2, bánh cánh quạt 3, ống khuếch tán 4, buồng đổi hướng 5.

Buồng đổi hướng 5 dùng để chuyển hơi nén lên cấp nén cao hơn. Độ tăng áp suất của máy nén tuabin phụ thuộc vào khối lượng riêng của môi chất lạnh và tốc độ cung cấp.

So với máy nén pittông, máy nén tuabin có những ưu nhược điểm cơ bản sau đây :

– Có cấu tạo đơn giản, số lượng chi tiết chuyển động ít, làm việc liên tục, tiêu tốn nguyên vật liệu ít, tiêu tốn vật liệu chế tạo thường chỉ bằng 1/3 so với máy nén pittông cỡ lớn có cùng năng suất lạnh, chạy với tốc độ cao.

Có hiệu suất thấp, đặc biệt với năng suất nhỏ và tỉ số áp suất lớn.

– Rất gọn nhẹ, diện tích lắp đặt nhỏ, vững chắc.

Vận hành đơn giản, độ tin cậy cao.

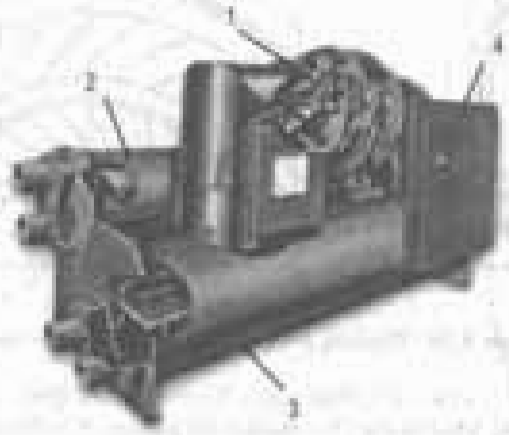
– Môi chất không bị dẫn dầu, vì các chi tiết chuyển động và đứng im không tiếp xúc với nhau, không cần dầu bôi trơn.

– Khi làm việc, lực quán tính nhỏ.

– Có thể điều chỉnh năng suất lạnh vô cấp.

– Có thể làm mát trung gian trên một máy nén bằng tiết lưu môi chất (xem mục 6.2.7) ở áp suất trung gian.

Tỉ số áp suất thấp, áp suất đạt được có hạn và dao động. Máy nén tuabin được ứng dụng rộng rãi cho những hệ thống lạnh có năng suất lớn và rất lớn từ khoảng $1 m^3/s$ trở lên, đặc biệt được ứng dụng rộng rãi trong kĩ thuật điều hoà không khí. Môi chất sử dụng cho máy nén tuabin hiện nay thường là R22, R123, R134a, R407c, R404A... dùng trong các máy làm lạnh nước hoặc làm lạnh chất lỏng (chiller) cho mục đích điều hoà không khí. Hình 4.35 giới thiệu một chiller có máy nén li tâm dùng cho điều hoà không khí trung tâm.



Hình 4.35 : Chiller làm lạnh nước, giải nhiệt nước, máy nén li tâm CentraVac của Trane (Mĩ) dùng cho điều hoà không khí trung tâm

1 – Máy nén li tâm ; 2 – Bình ngưng giải nhiệt nước ; 3 – Bình bay hơi làm lạnh nước ; 4 – Bảng điều khiển.

Chương 5

CHU TRÌNH MÁY LẠNH NÉN HƠI MỘT CẤP

5.1. MỞ ĐẦU

Ngày nay, khi nói đến máy lạnh thường người ta nghĩ ngay đến máy lạnh nén hơi dùng động cơ điện. Song ngoài máy lạnh nén hơi còn có máy lạnh hấp thụ, máy lạnh ejectơ, máy lạnh nén khí, máy lạnh nhiệt điện v.v... như ở chương 2 đã giới thiệu. Nhưng sự suy nghĩ đó cũng có lí một phần vì máy lạnh nén hơi chiếm một vị trí rất quan trọng trong kĩ thuật lạnh. Khoảng 90 – 95% thiết bị lạnh sử dụng phương pháp nén hơi bằng máy nén cơ. Ở Việt Nam cũng vậy, hầu như người ta chưa sản xuất công nghiệp các loại máy lạnh hấp thụ, ejectơ, nén khí và nhiệt điện.

Máy lạnh nén hơi chiếm một vị trí quan trọng vì nó có những ưu điểm cơ bản sau đây :

– Ứng dụng dễ dàng vào tất cả các trường hợp có nhu cầu về lạnh. Tổ hợp máy nén dùng động cơ điện đơn giản, gọn nhẹ, sử dụng dễ dàng.

– Khoảng nhiệt độ và năng suất lạnh gần như không giới hạn, đáp ứng được hầu như tất cả các nhu cầu khác nhau.

– Các chi tiết gia công tương đối dễ dàng kể cả đơn chiếc và chế tạo hàng loạt.

– Máy lạnh làm việc với độ an toàn và tin cậy cao, mức độ tự động hoá của máy lớn. Dễ ứng dụng điện tử và vi điện tử và điều khiển cho thiết bị hoạt động hoàn toàn tự động.

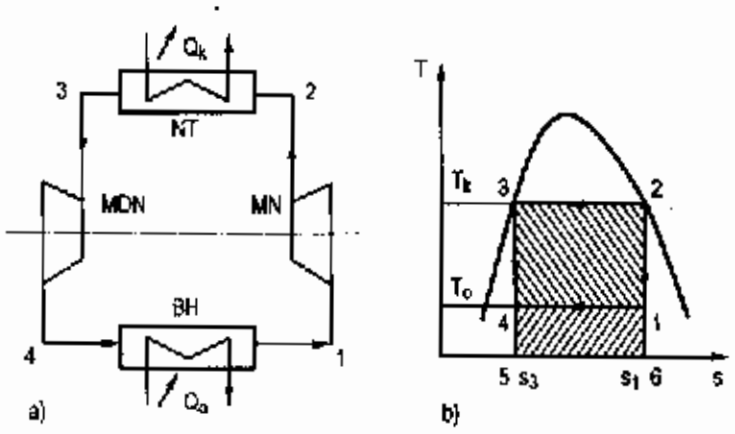
– Có khả năng chế tạo hệ thống hoàn chỉnh đến các tổ hợp cụm chi tiết và chi tiết riêng lẻ, rất thuận lợi cho việc lắp đặt thay thế, bảo hành và sử dụng.

– Dễ dàng thích ứng với từng trường hợp cụ thể, chính vì vậy mà máy lạnh nén hơi và chu trình của nó được đặc biệt chú ý. Mỗi chu trình máy lạnh nén hơi đều có một phạm vi ứng dụng nhất định hay nói khác đi, để có thể đạt được hiệu quả kinh tế cao nhất phải chọn được chu trình phù hợp nhất đối với mỗi nhu cầu cụ thể. Thí dụ chu trình 1 cấp nén chỉ ứng dụng tốt cho các nhu cầu lạnh đến $-20^{o}C$. Từ $-20^{o}C$ đến $-50^{o}C$ phải sử dụng chu trình 2 cấp nén. Đến nhiệt độ $-100^{o}C$ phải sử dụng chu trình 3 cấp nén hoặc ghép tầng...

5.2. CHU TRÌNH MÁY LẠNH NÉN HƠI MỘT CẤP

5.2.1. Chu trình Carnot ngược chiều

Chu trình Carnot ngược chiều được coi là chu trình lạnh đơn giản nhất. Đơn giản không phải về mặt thiết bị mà vì chỉ bao gồm 2 quá trình đoạn nhiệt và 2 quá trình đẳng nhiệt xen kẽ. Trên đồ thị T–s nó đơn giản là một hình chữ nhật. Hình 5.1 biểu diễn sơ đồ thiết bị và chu trình Carnot ngược chiều :



Hình 5.1 : Chu trình Carnot ngược chiều

a) Sơ đồ thiết bị ;
b) Chu trình biểu diễn trên đồ thị T–s
MN – Máy nén
MDN – Máy dãn nở
NT – Thiết bị ngưng tụ
BH – Thiết bị bay hơi

– Quá trình 1–2 là quá trình nén đoạn nhiệt. Hơi được hút về máy nén ở trạng thái 1 trong vùng hơi ẩm. Hơi ra khỏi máy nén có trạng thái bão hoà khô 2. Quá trình nén được coi là đoạn nhiệt thuận nghịch $s_1 = s_2$ hoặc $\Delta s = 0$.

– Quá trình 2–3 là quá trình ngưng tụ đẳng nhiệt ($t_2 = t_3 = t_k$) khi môi chất thải nhiệt cho môi trường làm mát là nước hoặc không khí. Điểm 3 nằm trên đường bão hoà lỏng.

– Quá trình 3–4 là quá trình dãn nở đoạn nhiệt có sinh ngoại công của môi chất trong máy dãn nở : $s_3 = s_4$.

– Quá trình 4–1 là quá trình bay hơi đẳng nhiệt ($t_4 = t_1 = t_o$), trong thiết bị bay hơi để sinh lạnh (thu nhiệt của môi trường lạnh hoặc của chất tải lạnh).

– Năng suất lạnh riêng q_o của chu trình Carnot biểu diễn trên đồ thị T–s là diện tích 6–1–4–5 còn trên đồ thị lgp–h là đoạn thẳng 4–1 hoặc :

$$q_o = h_1 - h_4, kJ / kg$$

– Công nén riêng l và công dãn nở có ích l_{dn} :

$$l = h_2 - h_1, kJ / kg$$

$$l_{dn} = h_3 - h_4, kJ / kg$$

– Công tiêu tốn cho chu trình sẽ là :

$$l_c = l - l_{dn} = (h_2 - h_1) - (h_3 - h_4), kJ/kg$$

Công tiêu tốn cho chu trình biểu diễn trên đồ thị T–s là diện tích 1–2–3–4.

– Nhiệt thải ra ở thiết bị ngưng tụ q_k biểu diễn trên đồ thị lgp–h :

$$q_k = h_2 - h_3, kJ/kg$$

Và trên đồ thị T -s là diện tích 6–2–3–5 hoặc bằng diện tích q_o cộng với l_c.

– Hệ số lạnh :

$$\varepsilon_c = \frac{q_o}{l_c} = \frac{\text{diện tích } 6-1-4-5}{\text{diện tích } 1-2-3-4} = \frac{T_o.\Delta_s}{(T_k - T_o).\Delta_s} = \frac{T_o}{T_k - T_o} \qquad (5.1)$$

Chu trình Carnot ngược chiều có hệ số lạnh lớn nhất nên được coi là hệ số lạnh lí tưởng và được dùng để so sánh hiệu quả lạnh với các chu trình lạnh khác nhau dưới khái niệm hiệu suất exergy :

$$\nu = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_c} = \varepsilon.\frac{T_k - T_o}{T_o} \qquad (5.2)$$

Trong đó : ε – hệ số lạnh của một chu trình thực nào đó ;

ε_c – hệ số lạnh của chu trình Carnot.

Vì ε bao giờ cũng nhỏ hơn ε_c nên ν bao giờ cũng nhỏ hơn 1. Nếu ν càng gần tới 1 thì chu trình càng gần chu trình lí tưởng (Carnot ngược chiều). Ở đây không đề cập đến chu trình Lorenz (xem mục 3.12 phần 4 – các môi chất không đồng sôi) và sự không hoàn thiện của chu trình Carnot ngược chiều.

5.2.2. Chu trình khô

Chu trình Carnot có công tiêu hao nhỏ nhất, năng suất lạnh lớn nhất, hệ số lạnh ε_c lớn nhất nhưng nó lại có nhiều nhược điểm về vận hành :

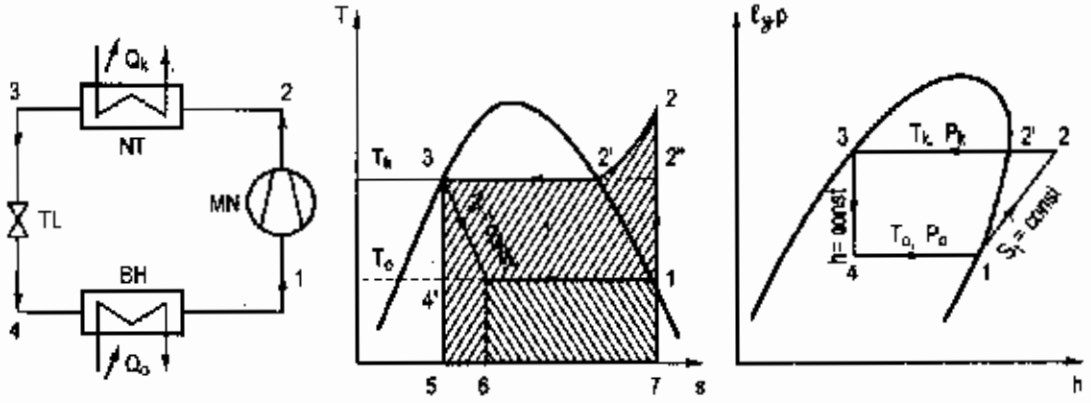
– Trạng thái 1 nằm trong vùng hơi ẩm, độ ẩm phải điều chỉnh sao cho điểm 2 cuối quá trình nén rơi vào đường bão hoà khô. Điều đó không thể thực hiện trong thực tế. Hơn nữa lỏng và hơi không phân bố đều trong không gian nên máy nén rất dễ bị va đập thuỷ lực.

– Máy dãn nở có ưu điểm là sinh ngoại công nhưng thực tế rất cồng kềnh và làm cho chi phí đầu tư tăng đáng kể.

Chu trình khô đã giải quyết 2 nhược điểm đó bằng cách cho máy nén hút hơi bão hoà khô và thay máy nở bằng thiết bị tiết lưu. Máy lạnh đơn giản hơn, vận hành dễ dàng hơn và giá thành hạ hơn nhiều.

Hình 5.2 biểu diễn chu trình khô với hai đặc điểm chính là điểm 1 luôn nằm trên đường hơi bão hoà khô (thường là nhờ thiết bị tách lỏng bố trí giữa máy nén và thiết bị bay hơi) và quá trình tiết lưu có tổn thất không thuận nghịch với nhiệt độ lỏng trước van tiết lưu bằng nhiệt độ ngưng tụ.

Chu trình này chủ yếu sử dụng cho môi chất amôniắc NH_3.



Hình 5.2 : Chu trình khô

TL : Thiết bị tiết lưu ; (chú thích còn lại giống H.5.1)

Các quá trình chủ yếu của chu trình khô :

1 – 2 : quá trình nén hơi đoạn nhiệt ($s_1 = s_2$ hoặc $\Delta s = 0$) trong vùng hơi quá nhiệt.

1 – 2' : làm mát hơi quá nhiệt từ nhiệt độ cuối tầm nén đến nhiệt độ ngưng tụ.

2' – 3 : ngưng tụ hơi môi chất ở áp suất cao và nhiệt độ cao qua thải nhiệt cho môi trường làm mát nước hoặc không khí.

3 – 4 : quá trình tiết lưu môi chất lỏng từ nhiệt độ cao và áp suất cao xuống nhiệt độ thấp và áp suất thấp, $h_3 = h_4$ (entanpy không đổi), $s_4 > s_3$ ($\Delta s > 0$) ; đây là quá trình tiết lưu đoạn nhiệt không thuận nghịch có entrôpy tăng,

4 – 1 : quá trình bay hơi môi chất lỏng đẳng nhiệt ở nhiệt độ thấp ($t_4 = t_1 = t_o$) để thu nhiệt của môi trường lạnh.

– Năng suất lạnh riêng của chu trình q_o biểu diễn trên đồ thị T–s là diện tích 7–1–4–6 nhỏ hơn của chu trình Carnot một khoảng diện tích 6–4–4'–5 : $q_o = h_1 - h_4$.

– Công nén riêng là diện tích 1–2–2'–3–5–6–4–1, lớn hơn công tiêu tốn cho chu trình Carnot. Trên đồ thị lgp–h :

$$l = h_2 - h_1 \qquad (5.3)$$

– Nhiệt lượng thải ra ở thiết bị ngưng tụ :

$$q_k = h_2 - h_3 \qquad (5.4)$$

$$\text{hay } q_k = l + q_o$$

– Hệ số lạnh của chu trình khô :

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l} \qquad (5.5)$$

Vì $q_o < q_{oc}$ và $l > l_c$ cho nên $\varepsilon < \varepsilon_c$.

Hệ số lạnh của chu trình khô bao giờ cũng nhỏ hơn của chu trình Carnot.

– Hiệu suất execgy của chu trình khô được tính theo quan hệ (5.2). Nếu biết hiệu suất execgy ta có thể xác định các đại lượng khác qua các quan hệ của nó.

Thí dụ 5.1 : Một máy lạnh nén hơi làm việc với hiệu suất execgy $\nu = 0,8$. Cho biết năng suất lạnh $Q_o = 10$ kW ở $t_o = -10^oC$ và $t_k = 30^oC$. Hãy xác định hệ số lạnh ε và công nén N_s.

Giải : Biến đổi quan hệ (5.2) ta có :

$$\varepsilon = \varepsilon_c.\nu = \frac{T_o}{T_k - T_o}.\nu$$

$$\varepsilon = \frac{263}{303 - 263}.0,8$$

$$\varepsilon = 5,26.$$

Theo quan hệ (4.23) ta có :

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{N_s}$$

Vậy

$$N_s = \frac{Q_o}{\varepsilon} = \frac{10kW}{5,62}$$

$$N_s = 1,9kW.$$

Chú ý :

– Nhiệt độ t_o và t_k là nhiệt độ bay hơi và ngưng tụ của môi chất lạnh. Nhiệt độ phòng lạnh hoặc chất tải lạnh có thể lớn hơn nhiệt độ bay hơi t_o từ 5 đến 10K và nhiệt độ môi trường làm mát có thể nhỏ hơn nhiệt độ ngưng tụ t_k từ 5 đến 10K tuỳ theo điều kiện trao đổi nhiệt bằng nước hoặc bằng không khí, ở đây không xét tới.

– Khi tính hiệu suất execgy hoặc so sánh hiệu quả nhiệt của các chu trình khác nhau nhất thiết các chu trình đó phải có chế độ làm việc giống nhau. Thí dụ $t_{o1} = t_{o2}$; $t_{k1} = t_{k2}$ hoặc nhiệt độ phòng lạnh $t^*_{01} = t^*_{o2}$ và nhiệt độ môi trường làm mát $t_{u1} = t_{u2}$ tuỳ thuộc vào yêu cầu nghiên cứu và khảo sát.

– Qua hình 5.1 và 5.2 ta thấy đồ thị T–s chủ yếu dùng để so sánh các chu trình vì các đại lượng nhiệt được biểu thị bằng diện tích rất thuận tiện và trực quan, còn đồ thị lgp–h chủ yếu dùng để tính toán thiết kế rất thuận lợi vì các đại lượng nhiệt biểu thị bằng đoạn thẳng.

– Khi so sánh hai chu trình, ngoài những thông số đã nêu như năng suất lạnh riêng, công nén riêng, hệ số lạnh, hiệu suất execgy... người ta còn so sánh các đại lượng như năng suất lạnh riêng thể tích q_v, kJ/m^3, năng suất lạnh đạt được theo mỗi đơn vị công tiêu tốn hoặc công tiêu thụ đối với mỗi đơn vị lạnh v.v.

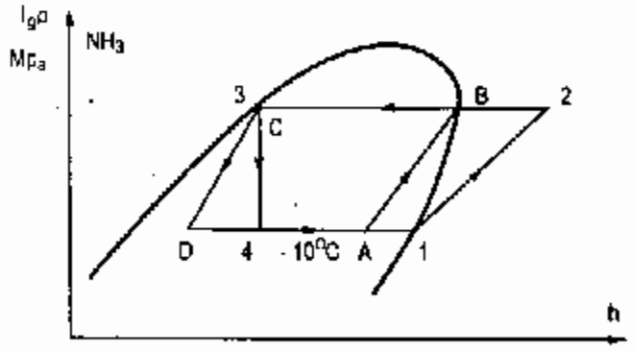
Thí dụ 5.2 :

Một chu trình máy lạnh nén hơi làm việc ở nhiệt độ ngưng tụ $t_k = 30^oC$ và nhiệt độ bay hơi $t_o = -10^oC$. Môi chất amôniắc. Hãy xác định các thông số áp suất, nhiệt độ, entanpy, entropy của các điểm nút chu trình cũng như hệ số lạnh ε và hiệu suất execgi v cho 2 trường hợp :

a) Chu trình Carnot ngược chiều.

b) Chu trình khô.

Giải : Để giải bài toán này cần sử dụng đồ thị lgp–h của môi chất NH_3 ở phụ lục. Hình 5.3 biểu diễn đồ thị lgp–h của môi chất NH_3 và các điểm nút của chu trình Carnot và chu trình khô.



Hình 5.3 : Đồ thị lgp–h của môi chất NH_3

ABCD – chu trình Carnot
1.2.3.4 – chu trình khô

Điểm B và của chu trình Carnot là giao điểm của đường ngưng $t_k = 30^oC$ với đường bão hoà khô x = 1 và đường bão hoà ẩm x = 0. Điểm A và D là đường giao điểm của đường sôi $t_o = -10^oC$ với đường đẳng entropy đi qua B và C.

Các điểm nút của chu trình khô được xác định như sau : Điểm 1 là giao điểm của $t_o = -10^oC$ và đường bão hoà khô x = 1. Điểm 2 là giao điểm của đường đẳng áp có nhiệt độ ngưng tụ 30°C với đường đẳng entropy (đoạn nhiệt) s = const đi qua điểm 1 vì $s_2 = s_1$. Điểm 3 là giao điểm của đường ngưng đẳng nhiệt $t_k = 30^oC$ với đường bão hoà ẩm x = 0 và điểm 4 là giao điểm của đường đẳng entanpy qua điểm 3 ($h_3 = h_4$) với đường sôi $t_o = -10^oC$ trong vùng hơi ẩm.

Sau đây là các giá trị đọc được trên đồ thị lgp–h cho hai chu trình Carnot và chu trình khô.

Bảng 5.1 : THÔNG SỐ CỦA CÁC ĐIỂM NÚT CHU TRÌNH XÁC ĐỊNH TRÊN ĐỒ THỊ lg p – h CHO CHU TRÌNH CARNOT VÀ CHU TRÌNH KHÔ.

Chu trình Carnot					Chu trình khô				
Trạng thái	p MPa	t °C	h,kJ/kg	s kJ/kgK	Trạng thái	p MPa	t °C	h,kJ/kg	s kJ/kgK
A	0,29	–10	1620	5,3	1	0,29	–10	1748	5,77
B	1,17	30	1780	5,3	2	1,17	87	1940	5,77
C	1,17	30	635	1,48	3	1,17	30	635	1,48
D	0,29	–10	625	1,48	4	0,29	–10	635	1,55

Như vậy, thông số cần thiết của các điểm nút chu trình đã được xác định, ta có thể tính hệ số lạnh của các chu trình. Hệ số lạnh của chu trình Carnot là :

$$\varepsilon_c = \frac{T_o}{T_k - T_o} = \frac{263}{303 - 263} = 6,6$$

Ta cũng có thể tính hệ số lạnh của chu trình Carnot bằng entanpy của điểm nút chu trình theo quan hệ :

$$\varepsilon_c = \frac{h_A - h_D}{(h_B - h_A) - (h_C - h_D)} = \frac{995}{160 - 10} = 6,6$$

Hệ số lạnh của chu trình khô có tiết lưu là :

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{1748 - 635}{1940 - 1748} = \frac{1113}{192} = 5,8$$

Hiệu suất exeogy của chu trình Carnot là $\nu_c = 1$

Hiệu suất exeogy của chu trình khô là $\nu = \varepsilon / \varepsilon_c = 5,8/6,6 = 0,88$.

Thí dụ 5.3 : Xác định chu trình khô của máy lạnh một cấp cho biết thể tích hút của máy nén là $20m^3/h$ hệ số cấp $\lambda = 0,80$. Nhiệt độ ngưng tụ $t_k = 30°C$, nhiệt độ bay hơi $t_o = -15°C$; Môi chất lạnh R12. Công suất động cơ là bao nhiêu, cho biết hiệu suất nén $\eta = 0,70$.

Giải : Khi giải bài toán này ta phải dùng đồ thị lgp–h của môi chất R12 cho trong phụ lục. Các điểm nút chu trình lấy theo hình 5.2, sau khi vẽ chu trình lên đồ thị theo $t_k = 30°C$, $t_o = -15°C$; $s_1 = const$. $p_k = const$ và $h_3 = h_4 = const$. Ta xác định được các điểm nút trên chu trình lạnh.

Đọc các giá trị trên đồ thị ta có thông số tại các điểm như sau :

Bảng 5.2

	1	2	3	4
p, MPa	0,183	0,74	0,74	0,183
t, °C	-15	42	30	- 15
h, kJ/kg	644	672	529,5	529,5

Từ các giá trị trên ta có thể xác định được các thông số cần thiết :

Tỉ số áp suất là tỉ số áp suất ngưng tụ và áp suất bay hơi.

$$\prod = \frac{p_k}{p_o} = \frac{0,74}{0,183} = 4,04$$

Từ tỉ số áp suất và loại máy nén đã cho có thể xác định được hệ số cấp λ của máy nén (xem chương 4). Ở đây đầu bài đã cho $\lambda = 0,80$.

Năng suất lạnh riêng q_o :

$$q_o = h_1 - h_4 = 644 - 529,5 = 114,5 kJ/kg$$

Công nén riêng :

$$l = h_2 - h_1 = 672 - 644 = 28 kJ/kg$$

Thể tích riêng của hơi khi hút về máy nén v_1 tra trên đồ thị :

$$v_1 = 0,09 m^3/kg$$

Năng suất lạnh riêng thể tích xác định như sau :

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = \frac{114,5}{0,09} = 1272 kJ/m^3$$

Hệ số lạnh theo chu trình Carnot :

$$\varepsilon_c = \frac{T_o}{T_k - T_o} = \frac{258}{45} = 5,73$$

Hệ số lạnh của chu trình khô :

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l} = \frac{114,5}{28} = 4,1$$

Hiệu suất execgy của chu trình :

$$\nu = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_c} = \frac{4,1}{5,71} = 0,71$$

Thể tích hút lí thuyết của máy nén theo đầu bài cho $V_{lt} = 20 m^3/h$, vậy thể tích hút thực tế của máy nén là :

$$V_{tt} = V_{lt} . \lambda = 20 \times 0,80 = 16 m^3/h = 0,00444 m^3/s$$

Lưu lượng môi chất tuần hoàn trong hệ thống hoặc khối lượng môi chất máy nén hút được trong một đơn vị thời gian là :

$$m = \frac{V_h}{v_1} = \frac{16}{0,09} = 178kg/h = 0,049kg/s$$

Năng suất lạnh :

$$Q_o = m.q_o = 0,049kg/s.114,5kJ/kg = 5,61kW$$

Công nén lí thuyết :

$$N_s = m.l = 0,049.28kJ/s = 1,37kW$$

Công nén thực tế :

$$N_{el} = \frac{N_s}{\eta} = \frac{1,37}{0,70} = 1,96kW$$

Công suất động cơ chọn $N_{dc} = S.N_{el}$ trong đó S là hệ số an toàn.

Như vậy hầu hết các thông số của chu trình đã được xác định.

5.2.3. Chu trình quá lạnh và quá nhiệt

Gọi là chu trình quá lạnh khi nhiệt độ của môi chất lỏng trước khi đi vào van tiết lưu nhỏ hơn nhiệt độ ngưng tụ và gọi là chu trình quá nhiệt khi nhiệt độ hơi hút về máy nén lớn hơn nhiệt độ bay hơi (nằm trong vùng hơi quá nhiệt). Chu trình quá lạnh và quá nhiệt là chu trình có cả hai đặc điểm trên.

Nguyên nhân quá lạnh có thể do :

– Có bố trí thêm thiết bị quá lạnh lỏng sau thiết bị ngưng tụ.

Thiết bị ngưng tụ là thiết bị trao đổi nhiệt ngược dòng nên lỏng môi chất được quá lạnh ngay ở thiết bị ngưng tụ.

– Do lỏng môi chất toả nhiệt ra môi trường trên đoạn đường ống từ thiết bị ngưng tụ đến thiết bị tiết lưu.

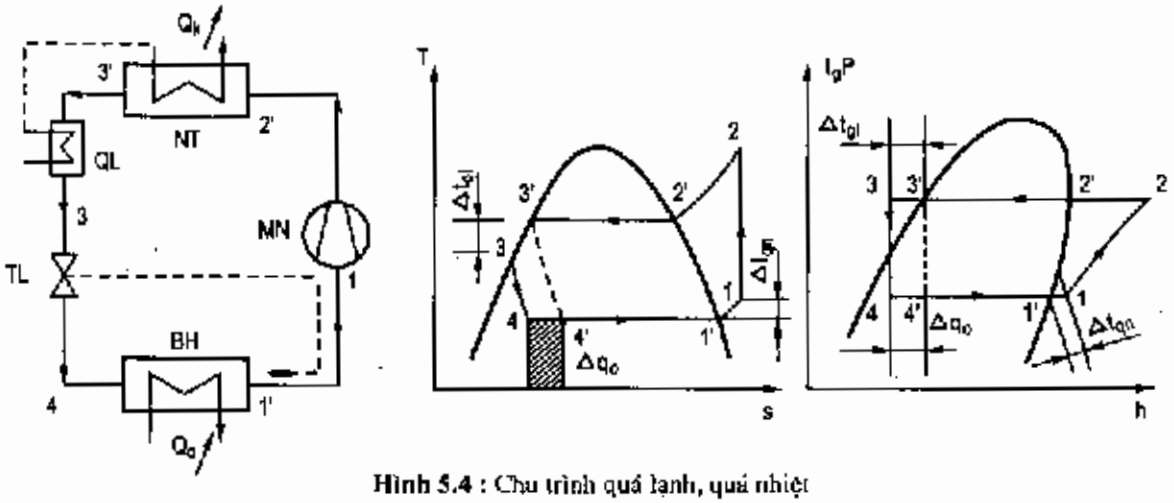
Nguyên nhân quá nhiệt có thể do :

Sử dụng van tiết lưu nhiệt, hơi ra khỏi thiết bị bay hơi bao giờ cũng có một độ quá nhiệt nhất định.

– Do tải nhiệt quá lớn và thiếu lỏng cấp cho thiết bị bay hơi.

– Do tổn thất lạnh trên đường ống từ thiết bị bay hơi đến máy nén.

Hình 5.4 giới thiệu chu trình quá lạnh và quá nhiệt



Hình 5.4 : Chu trình quá lạnh, quá nhiệt

TL – Van tiết lưu nhiệt

1–1' – Độ quá nhiệt hơi hút

3'–3 – Độ quá lạnh lỏng trước khi vào van tiết lưu.

Độ quá nhiệt hơi hút :

$$\Delta t_{qn} = t_1 - t_{1'} = t_1 - t_o \qquad (5.6a)$$

Độ quá lạnh lỏng :

$$\Delta t_{ql} = t_{3'} - t_3 = t_k - t_3 \qquad (5.6b)$$

So sánh với chu trình khô ta thấy :

– Do có độ quá nhiệt hơi hút nên công nén riêng lớn hơn chút ít, năng suất hút cũng giảm chút ít do thể tích riêng v tăng. Công nén riêng $l = h_2 - h_1$.

– Do có độ quá lạnh lỏng nên năng suất lạnh riêng tăng một khoảng Δq_o (xem h.5.4). Năng suất lạnh riêng :

$$q_o = h_{1'} - h_4$$

Nếu nhiệt độ buồng lạnh cao hơn t_1 hoặc thiết bị bay hơi là ngược dòng có thể tính :

$$q_o = h_1 - h_4$$

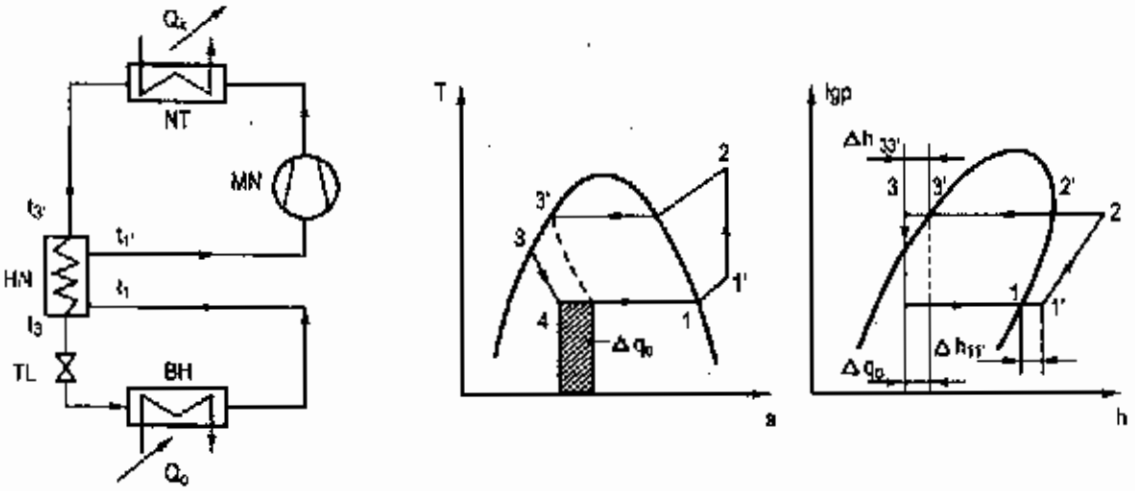
5.2.4. Chu trình hồi nhiệt

Chu trình hồi nhiệt (h.5.5) là chu trình có thiết bị trao đổi nhiệt trong giữa môi chất lỏng nóng (trước khi vào van tiết lưu) và hơi lạnh trước khi về máy nén.

Chu trình biểu diễn trên đồ thị T–s và lgp–h gần giống như chu trình quá lạnh và quá nhiệt. Nhưng sự quá nhiệt và quá lạnh ở đây xảy ra trong thiết bị hồi nhiệt (h.5.6). Cân bằng nhiệt ở thiết bị hồi nhiệt ta có $\Delta h_{33'} = \Delta h_{11'}$, nghĩa là $h_{3'} - h_3 = h_{1'} - h_1$.

Nhiệt lượng do lỏng môi chất thải ra $Q_l = m.c_{pl}.\Delta t_l$ bằng nhiệt lượng do hơi thu vào $Q_h = m.c_{ph}.\Delta t_h$ và do lưu lượng bằng nhau nên :

$$c_{pl}.\Delta t_l = c_{ph}.\Delta t_h$$

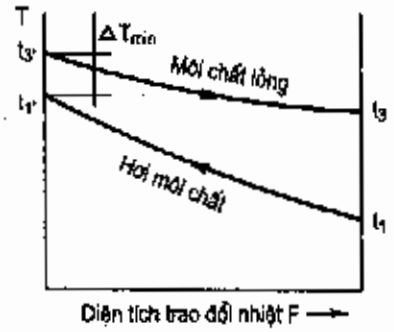


Hình 5.5 : Chu trình hồi nhiệt

HN – Thiết bị hồi nhiệt

Vì nhiệt dung riêng của lỏng c_{pl} lớn hơn của hơi C_{ph} nên : $\Delta t_l < \Delta t_h$ bởi vậy hiệu nhiệt độ Δt_{min} của thiết bị nằm ở phía trên :

$$\Delta t_{min} = t_{3'} - t_{1'} = 5K$$



Hình 5.6 : Biến thiên nhiệt độ trong thiết bị hồi nhiệt

Đây là một trong những số liệu để tính toán thiết bị hồi nhiệt của chu trình hồi nhiệt.

Năng suất lạnh riêng : $q_o = h_1 - h_4$

Công nén riêng : $l = h_2 - h_{1'}$

So sánh với chu trình khô, chu trình hồi nhiệt cũng có những ưu nhược điểm như chu trình quá lạnh quá nhiệt.

Chu trình hồi nhiệt được ứng dụng cho các hệ thống lạnh môi chất là freôn, nhất là R12 với hiệu quả nhiệt rõ rệt. Chu trình hồi nhiệt không sử dụng cho NH_3.

Khi sử dụng van tiết lưu nhiệt và thiết bị ngưng tụ ngược dòng, người ta có thể có chu trình hồi nhiệt kết hợp với chu trình quá lạnh và quá nhiệt như biểu diễn trên đồ thị T–s và lgp–h (h.5.7) với các quá trình :

1' – 1" – Quá nhiệt trong thiết bị bay hơi ;

1" – 1 – Quá nhiệt trong thiết bị hồi nhiệt ;

1 – 2 – Nén đoạn nhiệt ;

2 – 2' – 3' – Làm mát và ngưng tụ ;

3' – 3" – Quá lạnh trong thiết bị ngưng tụ ;

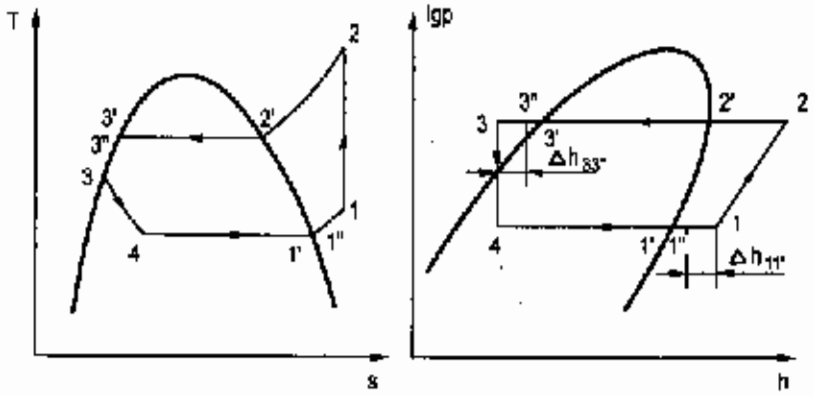
3" – 3 – Quá lạnh trong thiết bị hồi nhiệt ;

3 – 4 – Tiết lưu đẳng entanpy ;

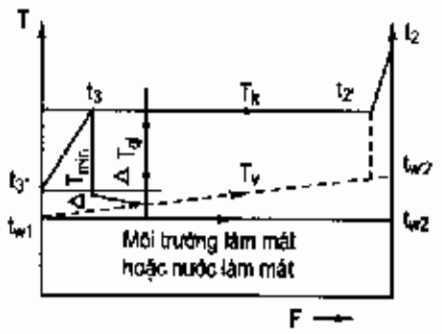
4 – 1' – Bay hơi đẳng nhiệt.

Trong thiết bị hồi nhiệt $\Delta t_{min} = t_3 - t_1$ (5.7)

$$\Delta h_{33"} = \Delta h_{11"} \quad (5.8)$$



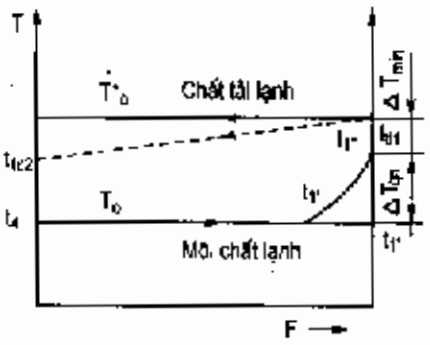
Hình 5.7 : Chu trình kết hợp hồi nhiệt và quá lạnh quá nhiệt trên đồ thị T–s và lgp–h.



Hình 5.8 : Biến thiên nhiệt độ trong thiết bị ngưng tụ.

Để có thể tính toán thiết kế các thiết bị trao đổi nhiệt khác ta khảo sát quá trình trao đổi nhiệt cũng như sự biến thiên nhiệt độ theo diện tích trao đổi nhiệt.

Hình 5.8 biểu diễn sự thay đổi nhiệt độ trong thiết bị ngưng tụ của môi chất lạnh $t_2 \Rightarrow t_{2'}$: nhiệt độ hơi giảm từ nhiệt độ cuối quá trình nén xuống đến điểm bão hoà ; $t_{2'} \Rightarrow t_{3'}$: môi chất ngưng tụ đẳng nhiệt $t_{2'} = t_{3'}$; $t_{3'} \Rightarrow t_3 \ldots$: quá lạnh lỏng $\left(\Delta t_{ql}\right)$.



Hình 5.9 : Sự biến thiên nhiệt độ của thiết bị bay hơi.

Môi trường làm mát hoặc nước làm mát đi ngược dòng có nhiệt độ vào t_{w1} và ra t_{w2} (đường nét đứt). $t_{w1} = t_{w2}$ nếu lưu lượng hoặc nhiệt dung rất lớn (đường nét liền).

Bình thường $\Delta t_{min} = 5K$ nằm ở phía trái :

$$\Delta t_{min} = t_{3''} - t_{w1}$$

Nếu Δt_{ql} nhỏ thì Δt_{min} lại rơi vào vị trí $t_{2'}$. Có thể xác định vị trí Δt_{min} bằng đồ thị. Hình 5.9 biểu diễn sự biến thiên nhiệt độ trong thiết bị bay hơi. Quá trình trao đổi nhiệt có thể chia ra 2 vùng, vùng môi chất lỏng sôi với nhiệt độ không đổi to và vùng quá nhiệt hơi với nhiệt độ tăng từ $t_{1'}$ đến $t_{1''}$. Chất tải lạnh giả thiết có nhiệt độ không đổi $\left(c_p \Rightarrow \infty \text{ hoặc } m \Rightarrow \infty\right)$ (đường nét liền) hoặc thay đổi (đường nét đứt). Δt_{min} thường nằm phía phải $\Delta t_{min} = t^*_o - t_{1''} = t_{tl} - t_{1''}$. Nhưng nếu độ quá nhiệt Δt_{qn} rất nhỏ và nhiệt độ vào và ra của chất tải lạnh lớn thì Δt_{min} có thể chuyển sang bên trái $\left(\Delta t_{min} = \Delta t_{tl2} - t_4\right)$.

Thí dụ 5.4 : Cho biết nhiệt độ ngưng tụ $t_k = 20^oC$; Nhiệt độ bay hơi $t_o = -20^oC$; Môi chất lạnh là NH_3.

Hãy xác định và so sánh ε và ν của 2 chu trình sau :

a) Chu trình khô

b) Chu trình hồi nhiệt với $\Delta t_{min} = 5K$ ở thiết bị hồi nhiệt.

Giải : Sử dụng đồ thị lgp = h của môi chất amôniắc ở phụ lục để giải bài toán.

a) Chu trình khô.

Xác định các điểm nút của chu trình.

Bảng 5.3

	Chu trình khô				Chu trình hồi nhiệt				
Điểm nút	1	2	3	4	1	2	3	4	5
Áp suất p, MPA	0,19	0,86	0,86	0,19	0,19	0,86	0,86	0,19	0,19
Nhiệt độ t, °C	−20	85	20	− 20	15	130	0	−20	−20
Entanpy h, kJ/kg	1730	1950	590	590	1820	2060	500	500	1730

Hệ số lạnh chu trình Carnot :

$$\varepsilon_c = \frac{T_o}{T_k - T_o} = \frac{253}{293 - 253} = 6,3$$

Hệ số lạnh chu trình khô :

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{1140}{220} = 5,2$$

Hiệu suất execgy của chu trình khô :

$$\nu = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_c} = \frac{5,2}{6,3} = 0,82$$

b) Chu trình hồi nhiệt (h.5.10) là chu trình hồi nhiệt mà trước khi vào thiết bị hồi nhiệt, lỏng nằm trên đường bão hoà lỏng (chưa quá lạnh) và hơi nằm trên đường bão hoà khô (chưa quá nhiệt).

Cân bằng nhiệt ở thiết bị hồi nhiệt ta có nhiệt trao đổi của pha lỏng Q_l bằng pha hơi Q_h.

$$Q_l = m_l.c_{pl}.\Delta T_l = Q_h = m_h.c_{ph}.\Delta T_h$$

Vì $m_h = m_l$ nên ta có :

$$C_{pl}.(t_{3'} - t_3) = c_{ph}.(t_1 - t_{1'})$$

Nhiệt dung riêng của lỏng c_{pl} bao giờ cũng lớn hơn hơi c_{ph} cho nên $(t_1 - t_{1'}) > (t_{3'} - t_3)$. Như vậy hiệu nhiệt độ tối thiểu ở đây :

$$\Delta T_{min} = 5K = t_{3'} - t_1$$

$$t_1 = t_{3'} - 5K$$

$$t_1 = 20^\circ C - 5 = 15^\circ C$$

Căn cứ vào $t_1 = 15^\circ C$ có thể tra được $h_1 = 1820 kJ/kg$

$$\Delta h_{1'1} = \Delta h_{3'3} = h_1 - h'_1 = 1820 - 1730 = 90 kJ/kg$$

$$h_3 = h_{3'} - \Delta h_{3'3}$$

$$h_4 = h_3 = 590 - 90 = 500 kJ/kg$$

Năng suất lạnh riêng :

$$q_o = h_{1'} - h_4 = 1730 - 500 = 1230 kJ/kg$$

Công nén riêng :

$$l = h_2 - h_1 = 2060 - 1820 = 240 kJ/kg$$

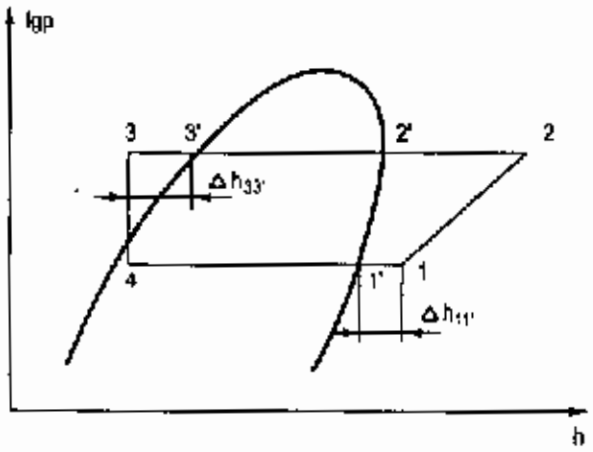
Như vậy công nén riêng của chu trình hồi nhiệt lớn hơn chu trình khô 240 > 220.

Hệ số lạnh

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l} = \frac{1230}{240} = 5,1$$

và hiệu suất exeogy

$$\nu = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_c} = \frac{T_k - T_o}{T_o}.\varepsilon = \frac{293 - 253}{253}.5,1 = 0,81$$



Hình 5.10 : Chu trình hồi nhiệt trên đồ thị lgp – h($\Delta t_{pl} = \Delta t_{qn} = 0$)

dều giảm. Hơn nữa, nhiệt độ cuối quá trình nén $t_2 = 133^oC$ là quá cao so với 85^oC ở chu trình khô.

Như vậy đối với môi chất NH_3 chu trình hồi nhiệt có hiệu suất nhiệt kém hơn chu trình khô.

Nếu tính toán cho môi chất R12 với điều kiện như trên ta thấy :

a) Đối với chu trình khô $\varepsilon = 5,2$

$\nu = 0,82$

b) Đối với chu trình hồi nhiệt $\varepsilon = 5,3$

$\nu = 0,84$

Như vậy chu trình hồi nhiệt đối với môi chất R12 có hiệu quả nhiệt tốt hơn là chu trình khô ngược lại trường hợp NH_3.

Thí dụ 5.5 :

Các điều kiện chu trình cho giống như thí dụ 5.4 : $t_k = 20^oC$; $t_o = -20^oC$; $\Delta T_{min} = 5K$ cho tất cả các thiết bị trao đổi nhiệt.

Hãy xác định ε, ν của chu trình hồi nhiệt quá lạnh và quá nhiệt. Giả sử quá nhiệt và quá lạnh $\Delta T_{qn} = \Delta t_{ql} = 3K$.

Hãy xác định nhiệt độ thấp nhất có thể đạt được trong buồng lạnh $t^*_{o\,min}$ (hoặc của chất tải lạnh) và nhiệt độ cao nhất cho phép của môi trường làm mát hoặc của nước làm mát với giả thiết rằng nhiệt độ môi trường lạnh và môi trường làm mát không thay đổi (nhiệt dung của chúng lớn vô hạn hoặc lưu lượng lớn vô hạn).

Giải :

Sử dụng đồ thị lgp–h cho môi chất NH_3 để giải bài toán theo hình 5.8 các nhiệt độ t_3, $t_{1'}$ có các giá trị sau.

$$t_{1''} = t_{1'} + \Delta T_{qn} = t_o + \Delta T_{qn} = -20^oC + 3 = -17^oC$$

$$t_{3'} = t_{3'} - \Delta T_{ql} = t_k - \Delta T_{ql} = 20 - 3 = 17^oC$$

Cũng lí luận như thí dụ 5.4 ta có ở thiết bị hồi nhiệt

$$\Delta T_{min} = 5K = t_{3''} - t_1 \text{ (xem hình 5.9)}$$

Vậy $t_1 = t_{3''} - 5K = 17 - 5 = 12^oC$

do $\Delta h_{11''} = \Delta h_{3''3}$

$$h_1 - h_{1''} = h_{3''} - h_3$$

Ta có thể xác định được $h_3 = h_{3''} + h_{1''} - h_1$

$$h_3 = 580 + 1740 - 1810$$
$$h_3 = 510 kJ/kg$$

Từ $h_3 = 510$ ta có thể xác định được $t_3 = 2^oC$

Những thông số cơ bản của chu trình hồi nhiệt quá lạnh và quá nhiệt tra ở đồ thị lgp–h có những giá trị sau.

Bảng 5.4

	1''	1	2	3''	3	4
P, MP_a	0,19	0,19	0,86	0,86	0,86	0,19
t, °C	–17	12	125	17	2	–20
h, kJ/kg	1740	1810	2045	580	510	510
s, kJ/kgK	5,9	6,2	6,2	1,3	1,0	1,05

Hệ số lạnh của chu trình :

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l} = \frac{h_{1''} - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{1740 - 510}{2045 - 1810} = 5,2$$

Hiệu suất exergy :

$$\nu = \frac{T_k - T_o}{T_o} . \varepsilon = \frac{293 - 253}{253} . 5,2 = 0,82$$

Để so sánh 3 chu trình ở thí dụ 5.5 và 5.4 một cách dễ dàng, ta tập hợp các giá trị ε và ν đã xác định vào bảng 5.5.

Bảng 5.5

	Chu trình khô	Chu trình hồi nhiệt	Chu trình hồi nhiệt có quá lạnh, quá nhiệt 3K
ε	5,2	5,1	5,2
v	0,82	8,1	8,2

So sánh 3 chu trình ta thấy chu trình hồi nhiệt có giá trị bé nhất, hai chu trình còn lại có ε và v bằng nhau tuy nhiên chu trình khô có nhiều ưu điểm hơn là t_2 nhỏ, nhiệt độ nước làm mát cao hơn (15°C) và nhiệt độ phòng lạnh thấp hơn (−15°C).

Nhiệt độ thấp nhất có thể đạt được của chất tải lạnh là :

$$t^*_{omin} = t_o + \Delta t_{min} + \Delta t_{qn} = -20 + 5 + 3 = -12^oC$$

Nhiệt độ cao nhất cho phép của môi trường làm mát là :

$$t_{umax} = t_k - \Delta T_{min} - \Delta T_{ql} = 20 - 5 - 3 = +12^oC$$

Như vậy, nhiệt độ nước làm mát hoặc môi trường làm mát không được vượt quá 12°C (xem hình 5.9), trong khi nhiệt độ buồng lạnh thấp nhất của chu trình 1 và 2 xuống tới -15°C và nhiệt độ nước làm mát cao nhất $t_{u\ max} = +15^oC$. Vậy ε và v của chu trình 3 là không tương ứng với chế độ làm việc của 1 và 2 (xem thí dụ 5.6).

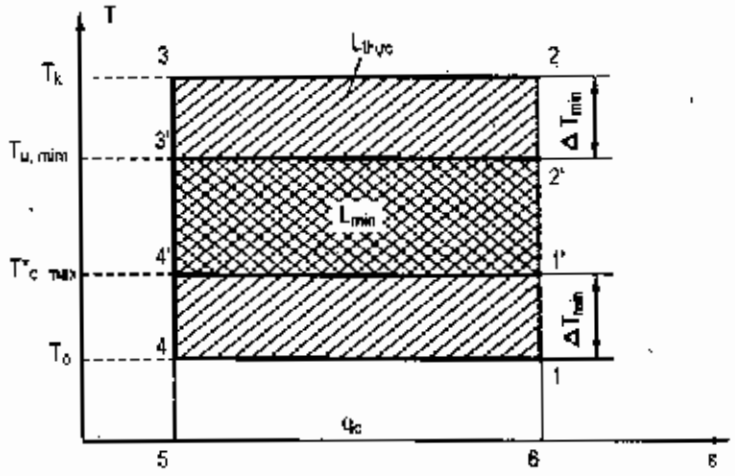
5.3. CÁC TỔN THẤT VÀ CHU TRÌNH THỰC

5.3.1. Tổn thất không thuận nghịch do có hiệu nhiệt độ ở thiết bị ngưng tụ và bay hơi

Như thí dụ 5.5 vừa nêu với nhiệt độ ngưng tụ và bay hơi $t_k = +20^oC$ và $t_o = -20^oC$ ta chỉ có thể đạt được nhiệt độ thấp nhất của chất tải lạnh là $t^*_{omin} = -12^oC$ ở $t_{umax} = +12^oC$. Nếu giả thiết các quá trình trao đổi nhiệt là hoàn toàn thuận nghịch và để đạt được nhiệt độ của chất tải lạnh là − 12°C ở nhiệt độ $t_u = 12^oC$ ta có đạt được hệ số lạnh của chu trình Carnot là :

$$\varepsilon_c = T^*_o / \left(T_u - T^*_o\right) = 261/24 = 10,9$$

lớn hơn nhiều so với chu trình Carnot thực tế là 6,3 như đã tính ở thí dụ 5.4. Hình 5.11 biểu diễn tổn thất không thuận nghịch của quá trình trao đổi nhiệt ở thiết bị ngưng tụ và bay hơi trên đồ thị T–s.



Hình 5.11 : Tổn thất do quá trình trao đổi nhiệt không thuận nghịch ở thiết bị ngưng tụ và bay hơi.

Nếu không có tổn thất do quá trình trao đổi nhiệt không thuận nghịch thì công tiêu tốn cho chu trình sẽ đạt cực tiểu L_{min} biểu thị bằng diện tích 1' – 2' – 3' – 4' và năng suất lạnh đạt cực đại $(q_{o,max})$ bằng diện tích 5 – 4' – 1' – 6.

Do có tổn thất không thuận nghịch trong các thiết bị trao đổi nhiệt nên công tiêu tốn thực tế bằng diện tích 1.2.3.4 và năng suất lạnh giảm xuống một diện tích 4.1.1'.4' chỉ còn diện tích 5.4.1.6.

Để giảm tổn thất này người ta giảm ΔT là hiệu nhiệt độ trong thiết bị trao đổi nhiệt. Nhưng giảm ΔT thì phải tăng diện tích trao đổi nhiệt, tăng lượng nước làm mát... nghĩa là khi tăng hiệu quả năng lượng của thiết bị, phải tăng chi phí vật tư và tiền vốn. Để chọn được ΔT tối ưu phải giải được bài toán tối ưu với các điều kiện giá thành vật tư thiết bị và năng lượng cụ thể.

5.3.2. Tổn thất tiết lưu

Tổn thất tiết lưu đã được trình bày ở phần 5.2.2. Quá trình tiết lưu là quá trình không thuận nghịch điển hình. Khi tiết lưu lỏng, môi chất bay hơi một phần do ma sát và tạo xoáy. Trên hình 5.2 quá trình 3 – 4 là quá trình tiết lưu có entanpy không đổi $h_3 = h_4$ nhưng entropy tăng $s_3 < s_4$. So với quá trình dãn nở đoạn nhiệt trong máy dãn nở 3 – 4' ($s_3 = s_4$), năng suất lạnh riêng q_o giảm đi một khoảng đúng bằng tổn thất tiết lưu.

5.3.3. Tổn thất của quá trình nén

Tổn thất của quá trình nén được trình bày ở chương 4. Công nén trong máy nén piltông được coi là công nén đoạn nhiệt vì quá trình nén xảy ra rất nhanh không có sự trao đổi nhiệt với bên ngoài. Quá trình nén 1 – 2 được xác định trên đồ thị lgp–h là đường s_1 = const. nhưng thực tế, quá trình nén này có nhiều tổn thất lệch khỏi đường nén, đoạn nhiệt thuận nghịch $\Delta s = 0$. Tổn thất này được biểu thị bằng hiệu suất chỉ thị η_i.

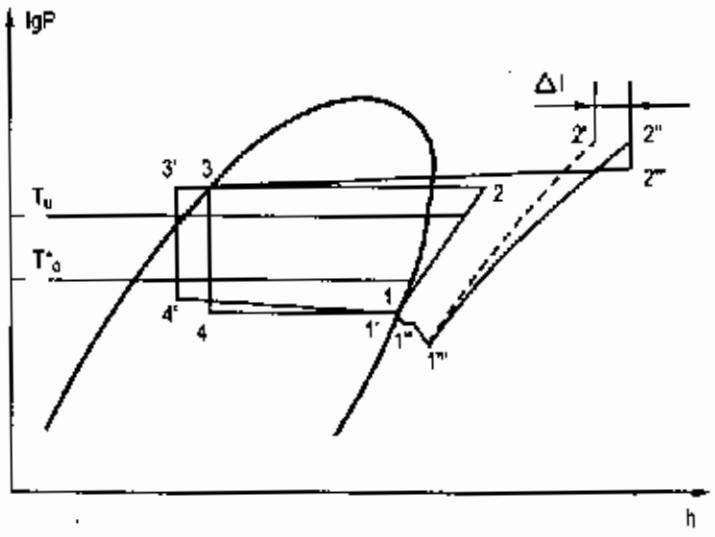
5.3.4. Tổn thất áp suất

Ở thiết bị ngưng tụ, bay hơi, trên đường ống và ở các thiết bị khác như các dụng cụ điều chỉnh, tự động, đo đạc v.v. Cũng làm cho tỉ số nén p_k/p_o tăng lên đáng kể. Các tổn thất này cần được đặc biệt chú ý khi thiết kế đường ống và các loại van cũng như thiết bị lắp đặt trên đường tuần hoàn của môi chất.

5.3.5. Chu trình thực

Hình 5.12 biểu diễn chu trình lạnh thực tế trên đồ thị lgp–h với các tổn thất cơ bản.

1.2.3.4. Chu trình khô đã tính đến các tổn thất do quá trình trao đổi nhiệt không thuận nghịch ở thiết bị ngưng tụ và bay hơi cũng như do tiết lưu.



Hình 5.12 : Chu trình thực với các tổn thất cơ bản.

Các quá trình 1'–1"–1'", 2" – 2'". 3–3'–4' biểu diễn Chu trình thực với các tổn thất khác nhau.

Các quá trình cụ thể như sau :

4'–1' là áp suất giảm dần trong thiết bị bay hơi.

1'–1" là tổn thất áp suất trên đường ống hút giữa thiết bị bay hơi và máy nén.

1"–1'" là tổn thất áp suất ở van hút.

Những tổn thất này làm cho áp suất hút giảm xuống, thể tích riêng môi chất tăng lên, làm cho công tiêu tốn cho quá trình nén tăng lên, lưu lượng môi chất qua máy nén giảm đi và năng suất lạnh cũng giảm đi. Trong các tổ hợp máy lạnh hoàn hảo tổn thất áp suất từ 4' đến 1'" vào khoảng 0,02 đến 0,05 MPa.

1'"–2' Quá trình nén lí thuyết có s = const ;

1'"–2" Quá trình nén thực với $\Delta s > 0$;

2"–2'" Tổn thất áp suất ở van đẩy để thắng lực lò so nén clapê ;

2'"–3 Tổn thất áp suất trong đường ống đẩy và trong thiết bị ngưng tụ ;

3–3' Tổn thất áp suất trên đường ống dẫn lỏng đến van tiết lưu.

Do các tổn thất áp suất trên, áp suất đẩy thực tế lớn hơn áp suất ngưng tụ, trên thực tế tổn thất áp suất phía đẩy cũng nằm trong khoảng 0,05 đến 0,07 MPa đối với các tổ hợp lạnh lắp hoàn thiện tại nhà máy chế tạo.

Tổn thất áp suất trên đoạn 3 – 3' này cần được lưu ý trong khi thiết kế và tính toán. Nếu tổn thất áp suất quá lớn, vị trí 3' có thể nằm trong vùng hơi ẩm. Nhận nhiệt từ môi trường môi chất đã hoá hơi một phần. Về mặt nhiệt động không có gì ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt nhưng trong thực tế lỏng và hơi qua van tiết lưu làm cho tấm van và kim van chóng mòn, việc điều chỉnh chu trình cũng khó khăn hơn và thiếu ổn định hơn.

5.4. SỰ PHỤ THUỘC CỦA NĂNG SUẤT LẠNH VÀO NHIỆT ĐỘ BAY HƠI VÀ NGƯNG TỤ

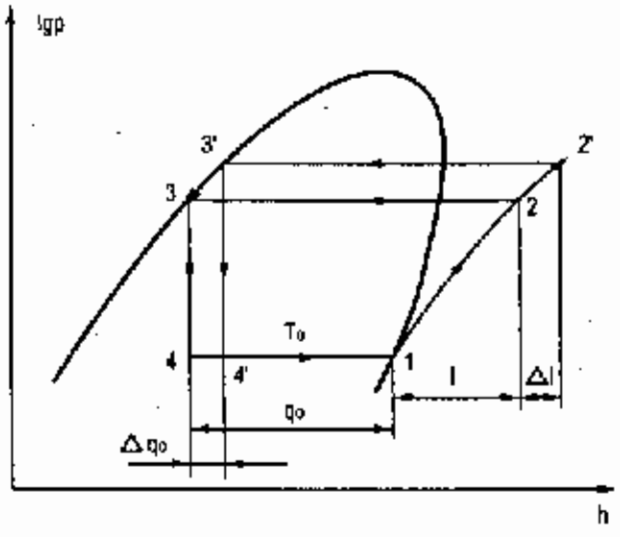
Năng suất lạnh Q_o của máy nén đã được giới thiệu ở phần 4.3.5. Năng suất lạnh Q_o của máy nén được xác định qua quan hệ (4.26) hoặc (4.28) :

$$Q_o = m.q_o \text{ hoặc } Q_o = \frac{\lambda V_h q_o}{v_1}$$

Khi đã biết năng suất lạnh tiêu chuẩn Q_{oTc}, người ta có thể xác định năng suất lạnh ở chế độ bất kì theo quan hệ (4.32). Nhiệt độ bay hơi và ngưng tụ ảnh trực tiếp đến λ, v_1 và q_o.

Ta xét từng trường hợp cụ thể :

5.4.1. Ảnh hưởng của nhiệt độ ngưng tụ t_k



Hình 5.13 : Sự phụ thuộc của năng suất lạnh vào nhiệt độ ngưng tụ $q_o = f(t_k)$

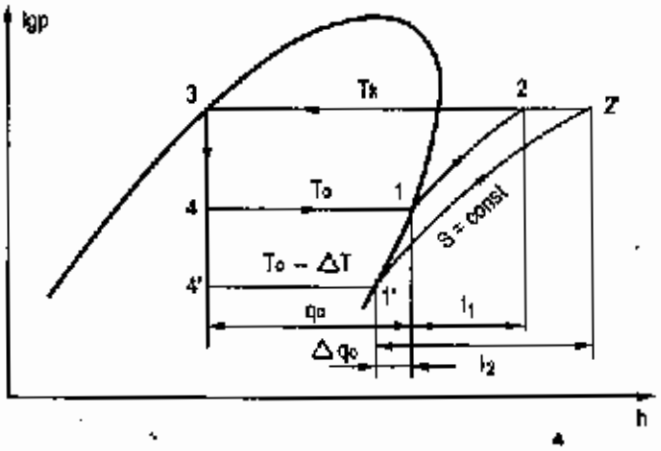
Hình 5.13 biểu diễn sự phụ thuộc của năng suất lạnh vào t_k trên đồ thị lgp–h.

Ta thấy rõ ràng khi t_k tăng lên một giá trị Δt. Thì q_o giảm một khoảng Δq_o công nén tăng một khoảng cách Δl và từ phương trình (4.28) ta thấy khi t_k tăng, q_o giảm, λ giảm do Π tăng vậy Q_o giảm, và ngược lại.

Nếu xét chu trình có quá lạnh lỏng 1–2'–3'–3–4 (giữ nguyên điều kiện làm mát) ta thấy q_o không thay đổi nhưng công nén tăng, Π tăng và như vậy λ giảm dẫn tới Q_o cũng giảm.

5.4.2. Ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi t_o

Hình 5.14 biểu diễn sự phụ thuộc của năng suất lạnh vào nhiệt độ bay hơi t_o. Khi giảm nhiệt độ bay hơi xuống một khoảng Δt thì không những q_o giảm một khoảng Δq_o mà do v_1 tăng, λ tăng dẫn đến λ tăng làm cho lưu lượng môi chất qua máy nén m giảm đáng kể. Như vậy Q_o sẽ giảm nhanh. Vậy khi t_o giảm Q_o giảm và ngược lại khi t_o tăng thì Q_o tăng. Nhưng không phải có thể tăng t_o tuỳ ý vì nếu t_o càng tiến gần tới nhiệt độ yêu cầu của phòng lạnh hoặc chất tải lạnh thì diện tích trao đổi nhiệt sẽ lớn lên làm cho giá thành thiết bị cao. Vì vậy việc lựa chọn t_o và t_k thích hợp cũng là một bài toán tối ưu về kinh tế.

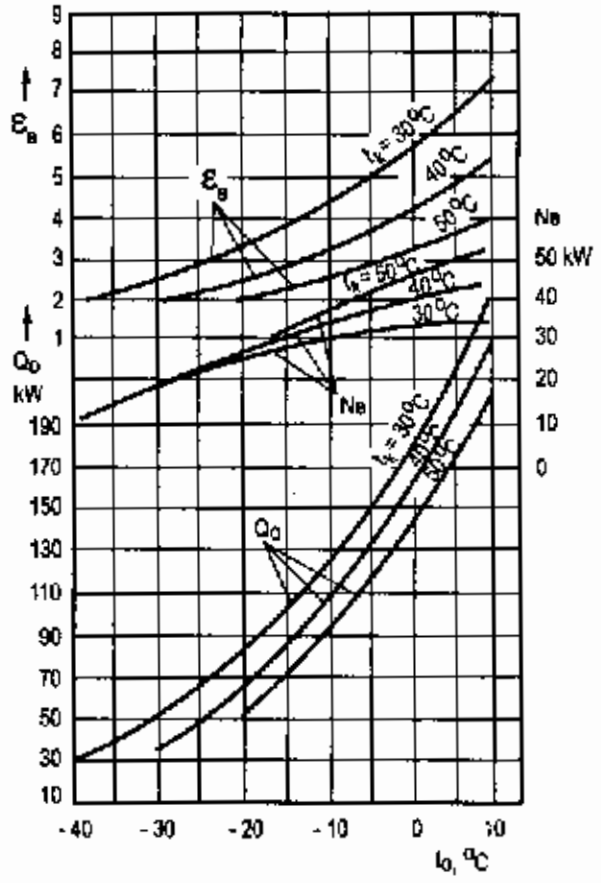


Hình 5.14 : Sự phụ thuộc của năng suất lạnh vào nhiệt độ bay hơi

5.4.3. Các đường đặc tính của máy nén

Sự phụ thuộc của năng suất lạnh Q_o, công suất hữu ích N_e và đôi khi hệ số lạnh và dòng điện tiêu thụ của động cơ máy nén vào nhiệt độ bay hơi và ngưng tụ được gọi là các đường đặc tính của máy nén. Một số nhà sản xuất cho theo kiểu đồ thị như hình 5.15 giới thiệu còn một số nhà sản xuất cho theo bảng như bảng 4.4.

Đối với những nhu cầu nhiệt độ rất thấp, không thể giảm t_o tuỳ ý. Vì giảm t_o đến mức độ nào đó q_o



Hình 5.15 : Các đường đặc tính hoặc sự phụ thuộc của Q_o, N_e, ε vào t_o và t_k của máy nén P80 (8 xi lanh, d = 76mm, S = 66mm, môi chất R22).

có thể sẽ còn rất nhỏ (tiến dần tới 0). Mặt khác $\prod$ tăng làm cho λ giảm nhanh và v_1 tăng, m sẽ tiến nhanh đến 0. Q_o sẽ giảm rất nhanh. Trên hình 5.15 ta cũng thấy độ dốc của các đường Q_o là rất lớn.

Đối với nhiệt độ ngưng tụ cũng vậy, không thể tăng tuỳ ý, nhất là đối với các môi chất lạnh có điểm tới hạn thấp như R13 ($t_c = 28,8^oC$) và CO_2 ($t_c = 31,5^oC$). Hình 5.16 biểu diễn chu trình lạnh ở gần điểm tới hạn K của môi chất CO_2.

Đầu thế kỉ 20 người ta sử dụng máy lạnh CO_2 rất nhiều, đặc biệt trong các thiết bị lạnh lắp đặt trên tàu thuỷ. Khi t_k gần tới nhiệt độ tới hạn ; công nén rất lớn mà năng suất lạnh đạt được rất nhỏ. Cũng chính vì lí do đó mà chu trình càng xa điểm tới hạn bao nhiêu càng tốt bấy nhiêu.

Thí dụ 5.6 : Cho biết môi chất R22, năng suất lạnh $Q_o = 0,5MW$; nhiệt độ bay hơi $t_o = -20^oC$, quá nhiệt ở thiết bị bay hơi $\Delta t_{qn} = 4K$, nước làm mát ở thiết bị ngưng tụ có nhiệt độ $t_w = 20^oC$; nhiệt dung riêng của nước $c_{pw} = 4,2$ kJ/kgK ra khỏi thiết bị ngưng tụ nóng lên $\Delta t_w = 3K$; hiệu nhiệt độ tối thiểu ở thiết bị ngưng tụ là $\Delta t_{min} = 5K$.

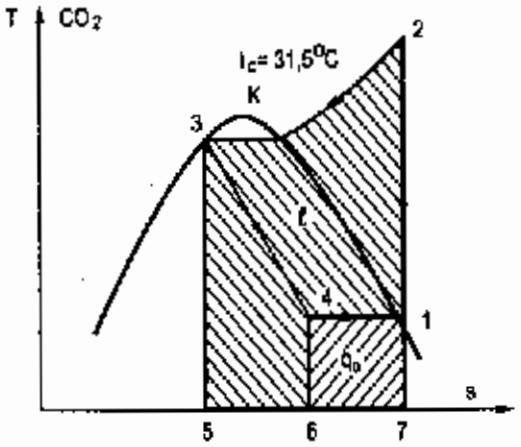
Xác định và so sánh lưu lượng nước làm mát m_w ; hệ số lạnh ε và hiệu suất exegy của hai chu trình sau đây :

a) Chu trình quá lạnh lỏng $\Delta T_{ql} = 10K$ trong thiết bị ngưng tụ.

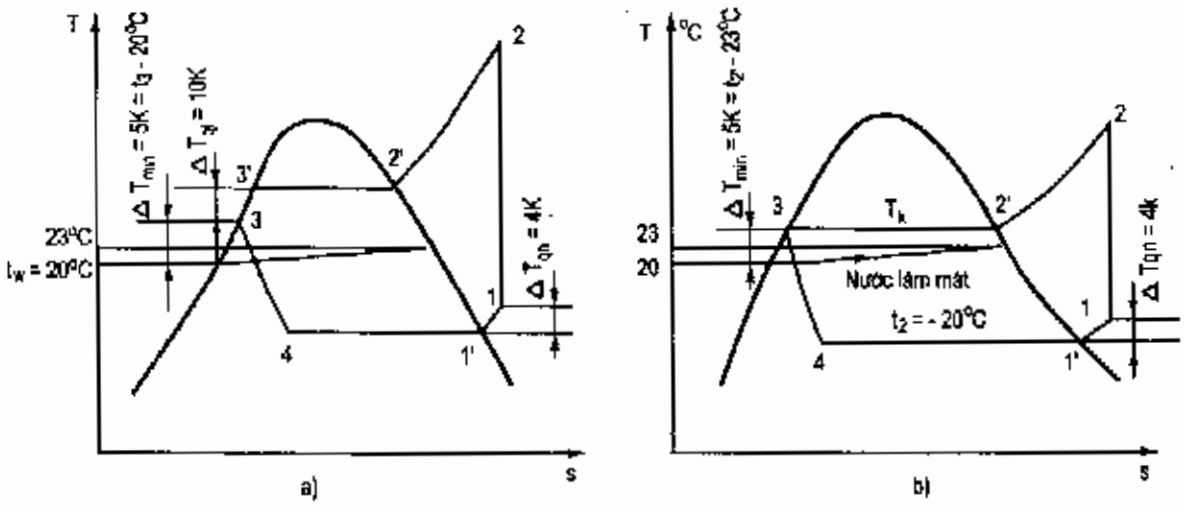
b) Không có quá lạnh lỏng nhưng hạ nhiệt độ và áp suất ngưng tụ phù hợp với điều kiện đầu bài.

Giải :

Hình 5.17 biểu diễn chu trình a và b trên đồ thị T–s.



Hình 5.16 : Chu trình lạnh ở gần điểm tới hạn K (môi chất CO_2).
Trên đồ thị T–s.



Hình 5.17 : Chu trình a và b trên đồ thị T–s.

Chu trình a	Chu trình b
$t_4 = t_{1'} = -20^oC$	$t_4 = t_{1'} = -20^oC$
$t_1 = -20^oC + 4 = -16^oC$	$t_1 = -20 + 4 = -16^oC$
$t_3 = 20 + 5 = 25^oC$	$t_3 = 28^oC$
$t_k = t_3 + \Delta T_{ql} = 35^oC$	$t_k = t_3 = 28^oC$
Tra đồ thị lgp–h đối với môi chất R22 ở phụ lục.	
$t_2 = 67^oC$	$t_2 = 58^oC$

(Ở chu trình a, $t_3 = t_w + \Delta T_{min}$ vì hiệu nhiệt độ của nước làm mát khi đi vào và ra khỏi thiết bị ngưng tụ $\Delta T_w = 3K$ nhỏ hơn độ quá lạnh lỏng $\Delta T_{ql} = 10K$)

Với những thông số trên ta có thể tra tiếp các giá trị còn lại của chu trình như áp suất và entanpy trên đồ thị lgp–h (xem bảng 5.6 và 5.7).

Nhiệt lượng thải ra ở thiết bị ngưng tụ.

$$Q_k = m.q_k = \frac{Q_o}{q_o}.q_k = Q_o.\frac{q_k}{q_o} = Q_o\frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4}$$

Bảng 5.6 : CHU TRÌNH A

	1	2	3	4
P, MPa	0,25	1,35	1,35	0,25
t , °C	−16	67	25	−20
h, kJ/kg	701	745	530	530

Bảng 5.7 : CHU TRÌNH B

	1	2	3	4
P, MPa	0,25	1,15	1,15	0,25
t , °C	−16	58	28	-20
h, kJ/kg	701	740	534	534

$$Q_k = m_w.c_{pw}.\Delta t_w$$

Như vậy lưu lượng nước làm mát là :

$$m_w = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4}.\frac{Q_o}{C_{pw}.\Delta T_w}$$

Thay số liệu vào ta có

$$m_w = \frac{745 - 530}{701 - 530}.\frac{0,5MW.kg.K}{4,2kJ.3K} \qquad m_w = \frac{740 - 534}{701 - 534}.\frac{0,5MW.kg.K}{4,2kJ.3K}$$

$$m_w = 49,9kg/s \qquad m_w = 48,9kg/s$$

Hệ số lạnh

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\varepsilon = \frac{701 - 530}{745 - 701} = 3,9 \qquad \varepsilon = \frac{701 - 534}{740 - 701} = 4,3$$

Hiệu suất execgy

$$\nu = \frac{T_k - T_o}{T_o}.\varepsilon$$

$$\nu = \frac{308 - 253}{253}3,9 = 0,83 \qquad \nu = \frac{301 - 253}{253}.4,3 = 0,82$$

Nếu tính hiệu suất execgy với giả thiết không có tổn thất không thuận nghịch ở thiết bị trao đổi nhiệt.

$$t_k = t_u = t_w + \frac{\Delta T_w}{2} = 21,5°C$$

Và $t_o = t^*_o = -20°C$ thì

$$\nu^* = \frac{294,5 - 253}{253}.3,9 = 0,64 \qquad \nu^* = \frac{294,5 - 253}{253}.4,3 = 0,71$$

So sánh 2 chu trình a và b ta thấy :

– Lượng nước làm mát thay đổi không đáng kể.

– Hệ số lạnh của chu trình b lớn hơn tuy hiệu suất execgy có nhỏ hơn, nguyên nhân do t_k bị đẩy lên.

– Nếu so sánh hiệu suất execgy của quá trình thuận nghịch trong các thiết bị trao đổi nhiệt thì v* của chu trình b lớn hơn.

– Tỉ số áp suất của chu trình b nhỏ hơn $\Pi_b = 4,6 < \Pi_a = 5,4$. Như vậy hệ số cấp sẽ lớn hơn ; công nén riêng cũng nhỏ hơn 11%.

Nói chung chu trình có nhiệt độ ngưng tụ (chu trình b) có nhiều ưu điểm hơn chu trình có nhiệt độ ngưng tụ cao và quá lạnh.

Thí dụ 5.7 : Cho chu trình khô ở điều kiện chuẩn với nhiệt độ ngưng tụ $t_k = 30^oC$, nhiệt độ bay hơi $t_o = -15^oC$, hệ số cấp $\lambda = 0,8$ hiệu suất nén $\eta = 0,7$. Năng suất lạnh $Q_o = 10kW$.

Xác định và so sánh lưu lượng môi chất m thể tích nén lí thuyết V_H của máy nén và công suất động cơ N_{el} cho môi chất NH_3 và R12.

Giải : Sử dụng đồ thị lgp–h của NH_3 và R12 ở phụ lục, từ các số liệu đã cho ta có thể xác định được thông số các điểm nút chu trình cho môi chất NH_3 và R12 như sau :

Bảng 5.8 : CHU TRÌNH NH_3

	1	2	3	4
P, MPa	0,24	1,2	1,2	0,24
t, °C	–15	100	30	–15
h, kJ/kg	1735	1970	635	635

Bảng 5.9 : CHU TRÌNH R12

	1	2	3	4
P, MPa	0,183	6,74	6,74	0,183
t, °C	–15	42	30	–15
h, kJ/kg	644	672	529,5	529,5

a) Môi chất NH_3

$$q_o = h_1 - h_4 = 1735 - 635 = 1100 kJ/kg$$

$$l = h_2 - h_1 = 1970 - 1735 = 235 kJ/kg$$

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l} = \frac{1100}{235} = 4,68$$

$v_1 = 0,5\ m^3/kg$ (tra đồ thị lgp–h hoặc bảng áp suất hơi bão hoà)

$$m = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{10kW}{1100kJ/kg} = 0,0091kg/s = 32,7kg/h$$

$$V_{lt} = \frac{V_{tt}}{\lambda} = \frac{m.v_1}{\lambda} = 0,00455m^3/s = 16,4m^3/h$$

$$N_{el} = \frac{m.l}{\eta} = \frac{0,0091.235}{0,7} = 3,1kW$$

b) Môi chất R12

$$q_o = h_1 - h_4 = 644 - 529,5 = 114,5kJ/kg$$

$$l = h_2 - h_1 = 672 - 644 = 28kJ/kg$$

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l} = \frac{114,5}{28} = 4,09$$

$v_1 = 0,09m^3/kg$ (tra đồ thị lgp–h hoặc bảng áp suất hơi bão hoà).

$$m = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{10kWkg}{114,5kJ} = 0,0087kg/s = 314,4kg/h$$

$$V_{lt} = \frac{V_{tt}}{\lambda} = \frac{m.v_1}{\lambda} = 0,0098m^3/s = 35m^3/h$$

$$N_{el} = \frac{m.l}{\eta} = \frac{0,087.28}{0,7} = 3,5kW$$

So sánh chu trình cùng năng suất lạnh của 2 môi chất NH_3 và R12 ta thấy :

– Hệ số lạnh của NH_3 lớn hơn R12 : 4,68 > 4,09.

– Lưu lượng môi chất lạnh tuần hoàn trong hệ thống của R12 lớn hơn gần 10 lần so với amôniắc, nguyên nhân là amôniắc có nhiệt ẩn hoá hơi lớn hơn R12, năng suất lạnh riêng lớn hơn gần 10 lần.

– Nhưng do thể tích riêng v" của R12 nhỏ nên thể tích nén chỉ lớn hơn khoảng trên 2 lần $35m^3/h$ và $16,4\ m^3/h$.

– Công suất động cơ của chu trình R12 lớn hơn chút ít 3,5 kW và 3,1 kW do hệ số lạnh của R12 nhỏ hơn.

Do có lưu lượng tuần hoàn lớn nên máy lạnh với R12 có đường ống lớn hơn, các tiết diện van hút và đẩy lớn hơn. Ngoài ra ta có thể so sánh được nhiều đặc điểm khác nhau của 2 chu trình NH_3 và R12 này như tỉ số áp suất, nhiệt độ cuối quá trình nén, các thiết bị trao đổi nhiệt, v.v.

Chương 6

CHU TRÌNH MÁY LẠNH NÉN HƠI HAI VÀ NHIỀU CẤP

6.1. ĐẠI CƯƠNG

Đối với máy nén pittông tỉ số nén càng cao, thì hệ số cấp càng nhỏ, nhiệt độ cuối quá trình nén càng cao, nhất là đối với môi chất amôniắc. Như vậy, tỉ số nén cao dẫn đến những điều kiện làm việc không thuận lợi của máy nén. Khi tỉ số nén lớn hơn 9 đối với NH_3 hoặc 13 đối với freôn phải chuyển chu trình một cấp nén sang 2 hoặc nhiều cấp nén có làm mát trung gian. Tuy vậy việc lựa chọn 1 hoặc 2 cấp nén còn phụ thuộc vào nhiều điều kiện của từng trường hợp cụ thể vì một cấp nén ngược lại có ưu điểm so với 2 cấp nén là đơn giản, dễ sử dụng, ít thiết bị và giá thành rẻ hơn. Đây cũng lại là một bài toán tối ưu về kinh tế, nhưng nếu chọn máy một cấp nén cần phải khống chế chế độ làm việc của máy nén và các thiết bị không được vượt quá những giới hạn cho phép về nhiệt độ, độ bền và an toàn do đơn vị chế tạo thiết bị quy định.

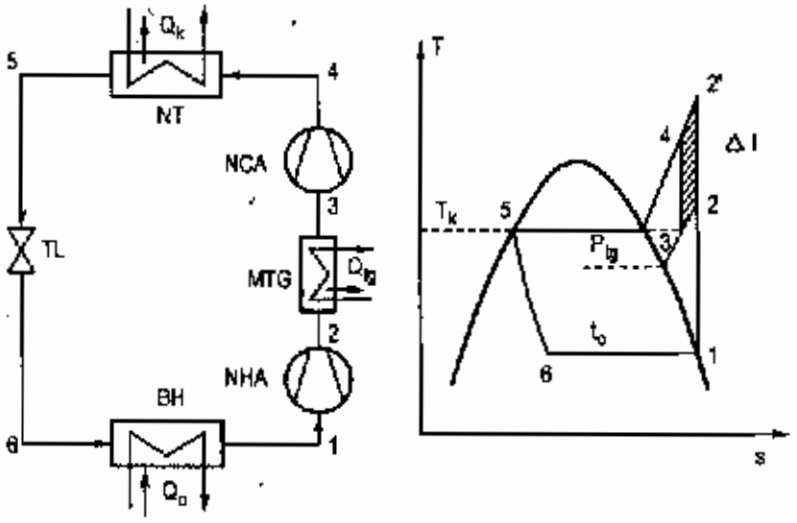
Nếu số giờ hoạt động của máy trong năm nhỏ hoặc rất nhỏ, thường người ta chọn máy một cấp nén, phải chấp nhận hệ số lạnh nhỏ nhưng giảm được đáng kể số vốn đầu tư, lắp đặt và ngược lại.

Có rất nhiều chu trình 2 cấp nén với cách bố trí thiết bị khác nhau. Ở đây, một số chu trình 2 cấp nén cơ bản và thông dụng, chu trình ba cấp nén để sản xuất đá khô và chu trình ghép tầng sẽ được giới thiệu.

6.2. CHU TRÌNH HAI CẤP NÉN

6.2.1. Chu trình hai cấp làm mát trung gian không hoàn toàn, một tiết lưu

Đây là chu trình hai cấp nén đơn giản nhất. Quá trình ngưng tụ tiết lưu và bay hơi giống như một cấp (xem hình 5.2). Riêng quá trình nén được bố trí làm hai cấp có thiết bị làm mát trung gian. Chu trình được biểu diễn trên hình 6.1.



Hình 6.1 : Chu trình hai cấp nén, một tiết lưu làm mát trung gian không hoàn toàn
NHA : Máy nén hạ áp ; MTG : Thiết bị làm mát trung gian.
NCA : Máy nén cao áp.

Hơi ở thiết bị bay hơi ra có trạng thái bão hoà 1 được máy nén hạ áp nén lên trạng thái 2 sau đó được làm mát trong thiết bị làm mát trung gian xuống đến trạng thái 3 có nhiệt độ bằng nhiệt độ ngưng tụ t_k, sau đó được máy nén cao áp nén lên trạng thái 4. Sau khi được làm mát và ngưng tụ, môi chất lỏng đi qua van tiết lưu vào thiết bị bay hơi và hoá hơi ở áp suất thấp, thu nhiệt của chất tải lạnh hoặc môi trường lạnh, áp suất trung gian p_{tg} thường xác định theo công thức sau :

$$p_{tg} = \sqrt{P_o \cdot P_k} \qquad (6.1)$$

Đó cũng là áp suất tối ưu xét về mặt nhiệt động. So với chu trình một cấp nén, ưu điểm chính của chu trình này là công tiêu tốn giảm đi một khoảng Δl bằng diện tích 2–2'–4–3 ; trên đồ thị T–s. Công tiêu tốn cho chu trình này là :

$$l = (h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)$$

Năng suất lạnh :

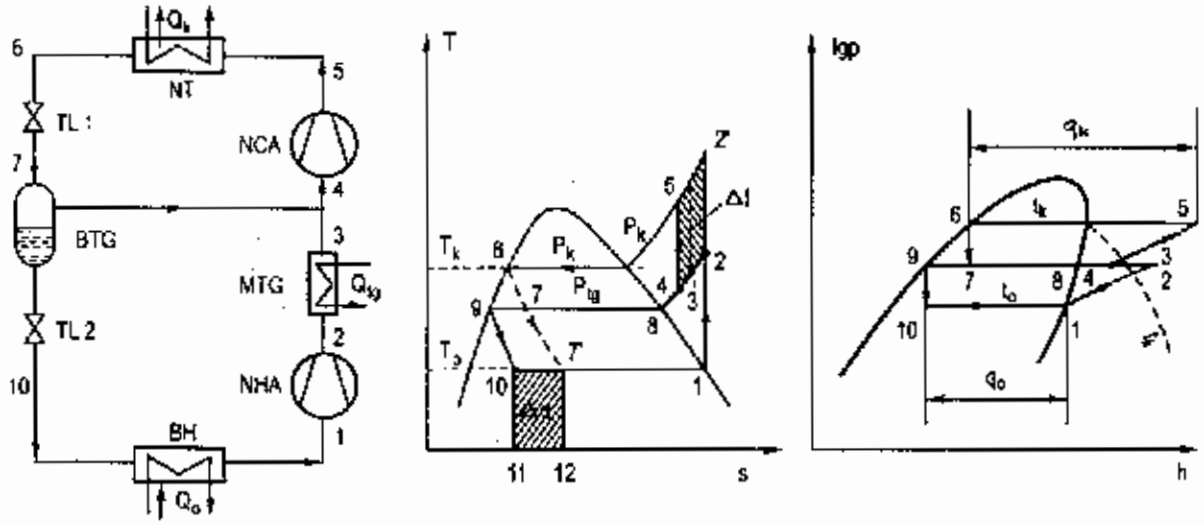
$$q_o = h_1 - h_6$$

Các thông số khác xác định giống như chu trình khô một cấp.

Do nhiệt độ cuối tầm nén t_4 cao nên chu trình này chỉ được sử dụng cho môi chất freôn.

6.2.2. Chu trình hai cấp, hai tiết lưu, làm mát trung gian không hoàn toàn

Hình 6.2 Biểu diễn chu trình hai cấp nén, hai tiết lưu làm mát trung gian không hoàn hoàn.



Hình 6.2 : Chu trình hai cấp nén, hai tiết lưu làm mát trung gian không hoàn toàn.

BTG : Bình trung gian, còn lại như chú thích hình 6.1.

So với chu trình trên (h.6.1) sơ đồ này có thêm một van tiết lưu, một bình trung gian và đường ống nối bình trung gian với ống hút của máy nén cao áp.

Hơi ở trạng thái 1 trên đường bão hoà (t_o ; p_o ; x = 1) được máy nén hạ áp nén lên trạng thái quá nhiệt 2. Trong thiết bị làm mát trung gian MTG hơi quá nhiệt được làm mát đến nhiệt độ $t_k = t_6 = t_3$ ở trạng thái 3. Trên các máy nén hiện đại hai cấp trên một máy người ta không dùng bình MTG mà bố trí thiết bị tự động phun môi chất lỏng vào để làm mát. Hơi quá nhiệt ở trạng thái 3 được hoà trộn với hơi bão hoà trạng thái 8. Sau khi hoà trộn, hơi được hút về máy nén cao áp ở trạng thái 4. Đối với những môi chất có nhiệt độ cuối quá trình nén thấp như freon người ta không dùng thiết bị làm mát trung gian (MTG). Từ trạng thái 4 hơi được máy nén cao áp (NCA) nén lên trạng thái 5 sau đó được làm mát và ngưng tụ xuống trạng thái bão hoà lỏng 6. Qua tiết lưu thứ nhất (TL1) môi chất có trạng thái 7. Lượng hơi ở trạng thái 8 được đưa ngay về máy nén cao áp để hoà trộn với hơi ra từ thiết bị làm mát trung gian có trạng thái 3. Lượng lỏng ở trạng thái 9 từ bình trung gian (BTG) được tiết lưu (TL2) xuống trạng thái 10 rồi đưa vào thiết bị bay hơi.

So với chu trình 1 cấp, chu trình này có năng suất lạnh riêng tăng thêm một khoảng Δq_o bằng diện tích 10–7'–12–11 trên đồ thị T–s và công tiêu hao giảm đi một khoảng Δl bằng diện tích 2–2'–5–4.

Năng suất lạnh riêng của chu trình :

$$q_o = h_1 - h_{10}$$

Công tiêu tốn riêng cho quá trình nén hạ áp :

$$l_1 = h_2 - h_1$$

Công tiêu tốn riêng cho quá trình nén cao áp :

$$l_2 = h_5 - h_4$$

Hệ số lạnh của chu trình là

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{L_1 + L_2}$$

Trong đó :

$$Q_o = q_o.m_1$$

$$L_1 = l_1.m_1$$

$$L_2 = l_2.m_4$$

Lưu lượng m_1 và m_4 có thể xác định dễ dàng qua việc cân bằng nhiệt và cân bằng chất ở bình trung gian.

$$m_4.h_7 = m_8.h_8 + m_1.h_9$$

$$m_4 = m_1 + m_8$$

Từ đây ta có thể xác định được :

$$m_1 = m_4.\frac{h_8 - h_7}{h_8 - h_9}$$

Như vậy hệ số lạnh của chu trình là :

$$\varepsilon = \frac{m_1(h_1 - h_{10})}{m_1(h_2 - h_1) + m_4(h_5 - h_4)}$$

$$\varepsilon = \frac{(h_1 - h_{10})}{(h_2 - h_1) + \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_7}(h_5 - h_4)}$$

Nhờ entanpy h_3 và h_8 với m_1 và m_8 ta có thể xác định được nhiệt độ hoà trộn t_4 và entanpy của điểm 4 là h_4, như vậy tất cả các thông số cần thiết đã được xác định.

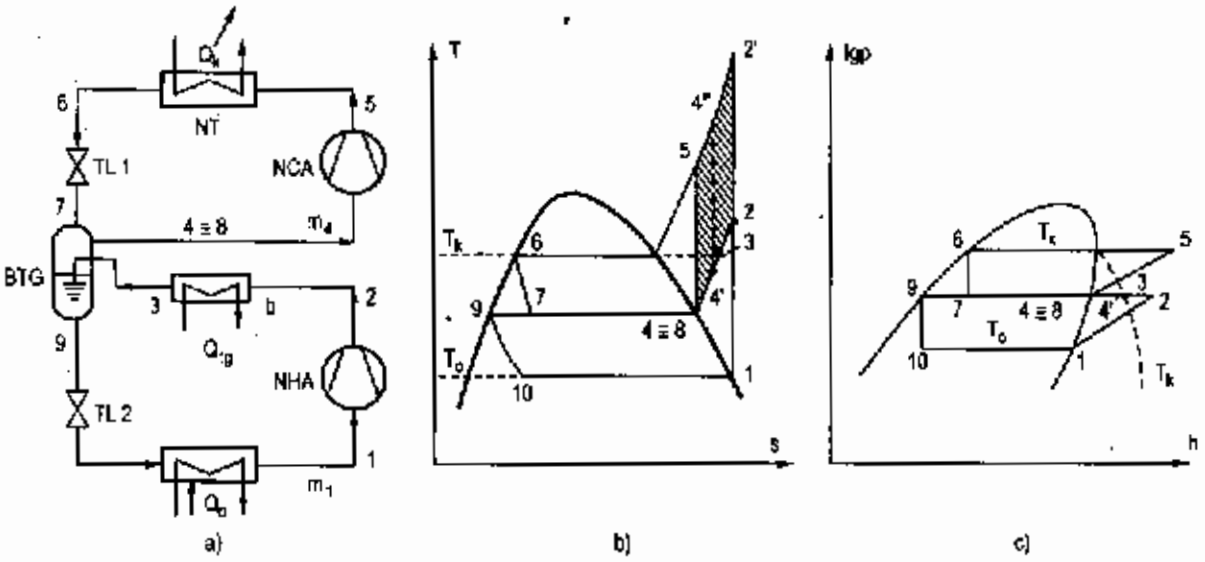
Chu trình này có ưu điểm so với chu trình một tiết lưu là tổn hao công nén thấp hơn, năng suất lạnh riêng lớn hơn như đã biểu thị trên đồ thị T–s hình 6.2. Chu trình này cũng chỉ sử dụng cho môi chất freôn.

6.2.3. Chu trình hai cấp, hai tiết lưu làm mát trung gian hoàn toàn

Một trong những nhược điểm của các chu trình hai cấp làm mát trung gian không hoàn toàn là trạng thái hơi hút vào máy nén cao áp chưa hạ được xuống đường bão hoà khô. Nhiệt độ cuối quá trình nén áp cao vẫn có khả năng vượt quá giới hạn cho phép, chưa tận dụng hết khả năng giảm công nén đến mức tối thiểu. Chu trình hai cấp, hai tiết lưu làm mát trung gian hoàn toàn bố trí cho hơi nén ở cấp áp thấp, sau khi làm mát trung gian xuống đến nhiệt độ t_k sẽ được cho sục thẳng vào bình trung gian. Một phần

lỏng sau tiết lưu được sử dụng để làm mát hoàn toàn hơi hút vào máy nén cao áp xuống đến trạng thái bão hoà khô điểm 8. Hình 6.3 mô tả chu trình hai cấp, hai tiết lưu và làm mát trung gian hoàn toàn.

So với chu trình hai cấp, hai tiết lưu, làm mát trung gian không hoàn toàn (h.6.2) công nén riêng giảm thêm được một khoảng bằng diện tích 4'–4"–5–8 và nếu so với chu trình một cấp công nén giảm một khoảng bằng diện tích 2–2'–5–8, đây cũng là khoảng công nén Δl lớn nhất có thể tiết kiệm được.



Hình 6.3 : Chu trình hai cấp, hai tiết lưu làm mát trung gian hoàn toàn.

Chu trình này được sử dụng nhiều trong thực tế chủ yếu cho NH_3. Tổn thất lỏng ở bình trung gian để làm mát hơi từ điểm 4' xuống đến điểm 4 trùng với điểm 8 là không đáng kể vì nhiệt ẩn hoá hơi của lỏng lớn hơn giá trị C_{ph}. ΔT của hơi quá nhiệt rất nhiều. Qua tính toán tối ưu có thể khẳng định tổn thất lỏng đó nhỏ hơn công tiết kiệm được ở quá trình nén.

Quá lạnh lỏng và quá nhiệt hơi hút ở thiết bị ngưng tụ và bay hơi như đã trình bày ở 5.2.3 cũng được sử dụng để tăng hiệu suất nhiệt của chu trình hai cấp nén.

Việc đánh giá ưu nhược điểm của từng chu trình về tất cả các mặt phụ thuộc vào việc giải bài toán tối ưu và so sánh các chu trình với nhau.

Phương pháp tính toán chu trình hai cấp, hai tiết lưu làm mát trung gian hoàn toàn được giới thiệu cụ thể trong thí dụ 6.1. Hệ số lạnh và hiệu suất execgy của chu trình hai cấp, hai tiết lưu làm mát trung gian hoàn toàn và không hoàn toàn ở các điều kiện giống nhau cũng được tính toán và so sánh ở đây.

Thí dụ 6.1 : Một máy lạnh hai cấp NH_3 : $Q_o = 100kW$; $t_o = -30°C$; $t_k = 30°C$.

a) Xác định các thông số chu trình p, t, h, ε, v, công suất động cơ, thể tích nén cao áp N_{CA}, V_{CA} và hạ áp N_{HA} ; V_{HA} cho chu trình hai tiết lưu làm mát trung gian hoàn toàn với $\lambda = 0,8$; $\eta = 0,8$.

b) Xác định ε và v cho chu trình hai tiết lưu làm mát trung gian không hoàn toàn để so sánh với chu trình trên.

Giải :

a) Từ $t_o = -30°C$ ta xác định được $p_o = 0,12MPa$ và từ $t_k = 30°C$ ta xác định được $p_k = 1,2MPa$.

Tỉ số nén $\prod = p_k/p_o = 10$ do đó chọn chu trình hai cấp nén.

Áp suất trung gian $p_{tg} = \sqrt{p_k.p_o} = \sqrt{0,12.1,2} = 0,38MPa$. Trong đồ thị lgp–h ; p_{tg} nằm chính giữa p_k và p_o. Nếu các kí hiệu điểm nút chu trình lấy giống như hình 6.3 ; các giá trị entanpy và nhiệt độ tra được trên đồ thị lgp–h như sau :

Bảng 6.1

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
h, kJ/kg	1725	1870	1840	1755	1900	640	640	1755	485	485
t, °C	–30	46	30	–4	71	30	–4	4	4	30

Năng suất lạnh riêng $q_o = h_1 - h_o = 1725 - 485 = 1240$ kJ/kg

Lưu lượng môi chất qua thiết bị bay hơi m_1.

$$m_1 = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{100kW.kg}{1240kJ} = 0,0806kg/s$$

Cân bằng entanpy ở bình trung gian ta có thể tính được m_4.

$$m_4.h_7 + m_1.h_3 = m_1.h_9 + m_4.h_8$$

$$\frac{m_4}{m_1} = \frac{h_3 - h_9}{h_8 - h_7} = \frac{1840 - 485}{1755 - 640} = 1,215$$

$$m_4 = 0,0979kg/s$$

Tra đồ thị lgp h ta có : $v_1 = 0,96\ m^3/kg$ và $v_4 = 0,33\ m^3/kg$ thể tích hút của máy nén hạ áp là :

$$V_{HA} = \frac{m_1.v_1}{\lambda_1} = \frac{0,0806.0,96}{0,8} = 0,097m^3/s = 348m^3/h$$

Thể tích hút của máy nén cao áp là

$$V_{CA} = \frac{m_4.v_4}{\lambda_1} = \frac{0,0979.0,33}{0,8} = 0,0404 m^3/s = 145 m^3/h$$

Công suất động cơ máy nén hạ áp là :

$$N_{HA} = \frac{m_1.l_1}{\eta_1} = \frac{0,0806(h_2 - h_1)}{\eta_1} = \frac{0,0806(1870 - 1725)}{0,8} = 14,6kW$$

Công suất động cơ máy nén cao áp là :

$$N_{CA} = \frac{m_4.l_4}{\eta_4} = \frac{m_4(h_5 - h_4)}{\eta_4} = \frac{0,0979(1900 - 1755)}{0,8} = 17,7kW$$

Hệ số lạnh của chu trình xác định theo công thức (4.11)

$$\varepsilon = \frac{m_1(h_1 - h_{10})}{m_1(h_2 - h_1) + m_4(h_5 - h_4)} = \frac{h_1 - h_{10}}{(h_2 - h_1) + \frac{m_4}{m_1}(h_5 - h_4)}$$

$$\varepsilon = \frac{1240}{(1870 - 1725) + 1,215(1900 - 1755)} = 3,68$$

Hiệu suất exreegy

$$\nu = \frac{T_k - T_o}{T_o}.\varepsilon = \frac{303 - 243}{243}3,68 = 0,95$$

b) Đối với chu trình hai cấp, hai tiết lưu làm mát trung gian không hoàn toàn (h.7.19) ta cũng có thể xác định được hầu hết các giá trị entanpy trên đồ thị lgp–h.

Cân bằng entanpy của bình trung gian ta có thể xác định được tỉ số m_4/m_1.

$$m_4 h_7 = m_1.h_9 + (m_4 - m_1)h_8$$

Vậy

$$\frac{m_4}{m_1} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_7}$$

Vì h_8, h_9, h_7 của chu trình b giống như chu trình a nên :

$$\frac{m_4}{m_1} = \frac{1755 - 485}{1755 - 640} = 1,139$$

Entanpy của điểm 4 được xác định khi cân bằng entanpy ở điểm hoà trộn.

$$m_1.h_3 + (m_4 - m_1)h_8 = m_4.h_4$$

$$h_4 = \frac{m_1}{m_4}.h_3 + \left(1 - \frac{m_1}{m_4}\right).h_8$$

$$h_4 = \frac{1840}{1,139} + \left(1 - \frac{1}{1,139}\right)1755 = 1830 kJ/kg$$

Đánh dấu h_4 trên đồ thị, vẽ đường s = const qua điểm 4 cắt p_k = 1,2MPa tại 5 ta tra được các giá trị sau :

$$t_4 = 27^oC;\ \ t_5 = 112^oC;\ \ \ h_5 = 2000 kJ/kg.$$

Như vậy ta có thể xác định được hệ số lạnh theo phương trình (4.11).

$$\varepsilon = \frac{1240}{(1870 - 1725) + 1,138(2000 - 1830)} = 3,66$$

Hiệu suất exergy

$$\nu = \frac{T_k - T_o}{T_o}.\varepsilon = \frac{303 - 243}{243}3,66 = 0,90.$$

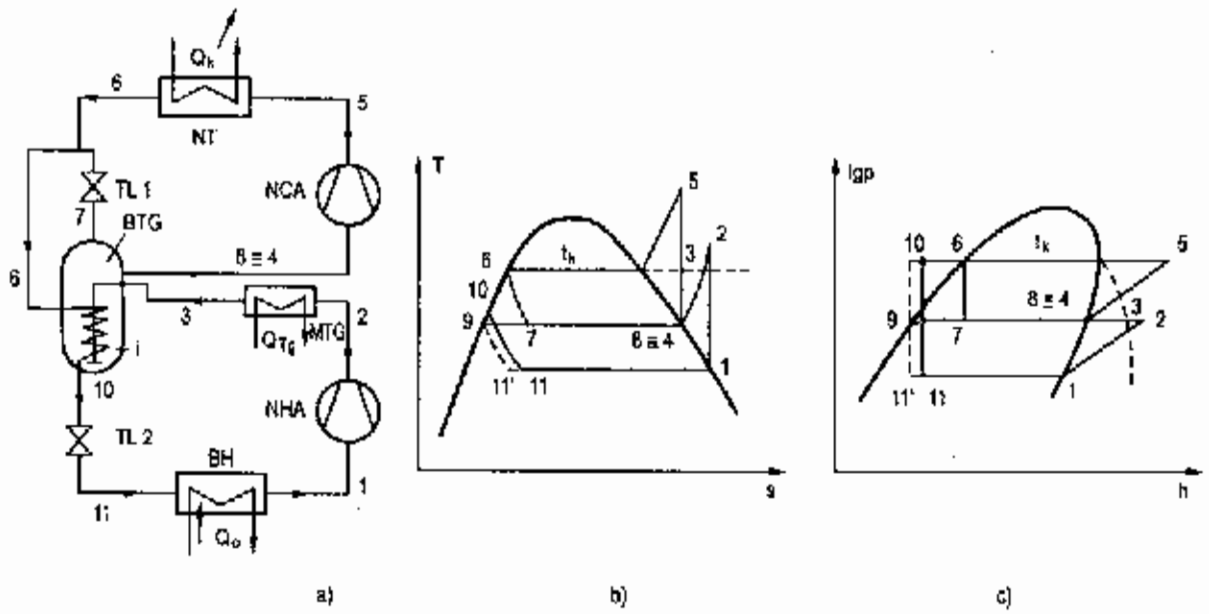
So sánh ta thấy hệ số lạnh của chu trình a lớn hơn $\varepsilon_a = 3,86 > \varepsilon_b = 3,66$, hiệu suất exergy của chu trình a cũng lớn hơn $\nu_a = 0,95 > \nu_b = 0,90$. Như vậy chu trình làm mát trung gian hoàn toàn ưu việt hơn chu trình làm mát trung gian không hoàn toàn.

Qua tính toán chu trình a ta thấy cấp nén áp thấp yêu cầu công suất điện nhỏ hơn $N_{HA} = 0,82 . N_{CA}$ nhưng thể tích nén lại lớn hơn $V_{HA} = 2,4V_{CA}$ cấp cao áp cho nên máy nén hai cấp thường cứ ba xi lanh hạ áp thì có một xi lanh cao áp.

6.2.4. Chu trình hai cấp, bình trung gian có ống xoắn

Hình 6.4 mô tả chu trình hai cấp nén, hai tiết lưu nhưng bình trung gian có ống xoắn trao đổi nhiệt để làm quá lạnh lỏng dùng cho môi chất amôniắc.

Chu trình này về cơ bản giống chu trình hai cấp, hai tiết lưu làm mát trung gian hoàn toàn. Khác biệt cơ bản của nó so với chu trình làm mát trung gian hoàn toàn là dòng môi chất lỏng từ thiết bị ngưng tụ đi ra chia làm hai nhánh. Một nhánh nhỏ qua tiết lưu thứ nhất vào bình trung gian để làm mát hơi về máy nén cao áp xuống trạng thái bão hoà khô. Còn nhánh chính được dẫn qua ống xoắn của bình trung gian, được làm quá lạnh sau đó vào van tiết lưu 2 xuống áp suất p_o để cấp cho dàn bay hơi. Như vậy năng suất lạnh của phần lỏng đi qua van tiết lưu 1 chỉ để hạ nhiệt độ của hơi từ máy nén hạ áp tới nhiệt độ bão hoà và dùng để quá lạnh phần lỏng trước khi đưa vào van tiết lưu 2. Lỏng tiết lưu từ áp suất p_k xuống áp suất p_o chỉ qua van TL2. Nếu thiết bị trao đổi nhiệt ống xoắn là lí tưởng thì nhiệt độ lỏng ra khỏi ống xoắn (t_{10}) bằng nhiệt độ trung gian t_{tg} và sau khi tiết lưu đẳng entanpy xuống áp suất p_o môi chất sẽ có trạng thái 11'. Nhưng thực tế có tổn thất trao đổi nhiệt không thuận nghịch nên nhiệt độ lỏng t_{10} bao giờ cũng lớn hơn t_{tg} từ 3 đến 5K. Năng suất lạnh riêng thực tế nhỏ hơn năng suất lạnh lí thuyết một khoảng $\Delta q_o = h_{11} - h_{11'}$.

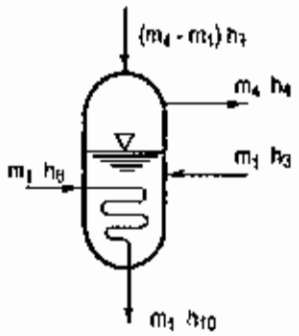


Hình 6.4 : Chu trình hai cấp, hai tiết lưu, bình trung gian ống xoắn dùng cho NH_3

Chú thích như hình 7.19

i = thiết bị trao đổi nhiệt ống xoắn trong bình trung gian.

Nhưng chu trình với bình trung gian ống xoắn có ưu thế vận hành là dầu bôi trơn từ máy nén hạ áp không đi vào tuyến lỏng để vào thiết bị bay hơi, do đó không làm bám lên thiết bị bay hơi tạo lớp cản trở trao đổi nhiệt. Chu trình này được ứng dụng rộng rãi trong thực tế cho môi chất NH_3 tuy phải chấp nhận tổn thất nhỏ về năng suất lạnh.



Hình 6.5 : Cân bằng entanpy ở bình trung gian có ống xoắn.

Chu trình với bình trung gian có ống xoắn được tính toán giống chu trình làm mát trung gian hoàn toàn không ống xoắn. Tỉ số m_1/m_4 cũng được xác định bằng cách cân bằng entanpy của bình trung gian (h.6.5) ta có

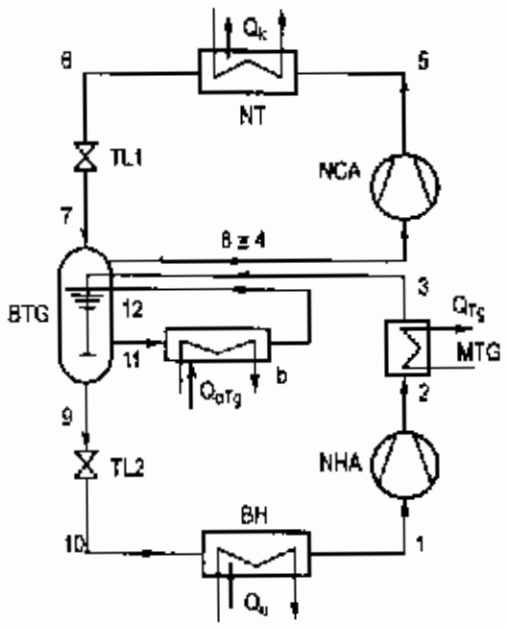
$$m_1.h_6 + m_1h_3 + (m_4 - m_1)h_7 = m_4.h_4 + m_1.h_{10}$$

$$\text{Vậy :} \qquad \frac{m_1}{m_4} = \frac{h_4 - h_7}{h_6 + h_3 - h_7 - h_{10}}$$

Nếu biết hiệu nhiệt độ $t_{10} - t_9$ (thường lấy 3 ÷ 5K) ta có thể xác định t_{10} và qua đó h_{10}. Như vậy tất cả các thông số của các điểm nút chu trình đã được xác định.

6.2.5. Chu trình hai cấp, hai chế độ bay hơi

Về nguyên tắc khi sử dụng chu trình hai cấp nén người ta có thể thực hiện 2 chế độ bay hơi với 2 nhiệt độ khác nhau t_o và t_{tg}. Thiết bị bay hơi ở áp suất trung gian sẽ được



Hình 6.6 : Chu trình 2 cấp
2 chế độ hốc hơi dùng cho NH_3
a) Thiết bị bay hơi áp thấp p_o ; t_o
b) Thiết bị bay hơi trung gian p_{tg} ; t_{tg}

mắc trực tiếp vào bình trung gian. Một phần lỏng trong bình trung gian sử dụng thiết bị bay hơi trung gian. Hình 6.6 mô tả sơ đồ thiết bị của chu trình 2 cấp, hai chế độ bốc hơi, làm mát trung gian hoàn toàn. Chu trình biểu diễn trên đồ thị T–s và lgp–h giống như hình 6.3.

Trên sơ đồ biểu diễn ở hình 6.6 ta thấy muốn tính toán được chu trình, phải biết năng suất Q_o ở nhiệt độ bay hơi t_o và năng suất lạnh Q_{otg} ở nhiệt độ trung gian t_{tg}. Việc xác định hệ số lạnh của sơ đồ này phức tạp. Do có hai năng suất lạnh ở hai cấp nhiệt độ khác nhau nên người ta tính hệ số lạnh riêng cho từng cấp áp suất nhưng rõ ràng tính toán như vậy là không chính xác. Bình thường người ta không xét đến hệ số lạnh trong trường hợp này. Nhiệt độ trung gian theo yêu cầu có thể khác với lí thuyết. Chu trình này thường được gọi là chu trình Booster.

Thí dụ 6.2.: Các điều kiện cho giống như thí dụ 6.1 xác định V_{CA}, N_{CA} khi bổ sung thêm Q_{otg} = 50 kW ; giả sử p_{tg} vẫn giữ nguyên.

Giải :

Lưu lượng môi chất cần thiết cho thiết bị bay hơi trung gian là :

$$m_{1t} = \frac{Q_{otg}}{q_{otg}} = \frac{Q_{otg}}{h_4 - h_7} = \frac{50kWkg}{(1755 - 640)\,kJ} = 0,0448kg/s$$

Lưu lượng qua máy nén cao áp sẽ là :

$$m_4 = (0,0979 + 0,0448) = 0,1427kg/s$$

Tỉ số lưu lượng mới sẽ là :

$$m_1 - \frac{m_4}{m_1} = \frac{0,1427}{0,0806} = 1,771$$

Thể tích nén cao áp là :

$$V_{CA} = \frac{m_4 . v_4}{\lambda_4} = \frac{0,1427.0,33}{0,8} = 0,0598m^3/s = 215m^3/h$$

trong khi V_{HA} không đổi.

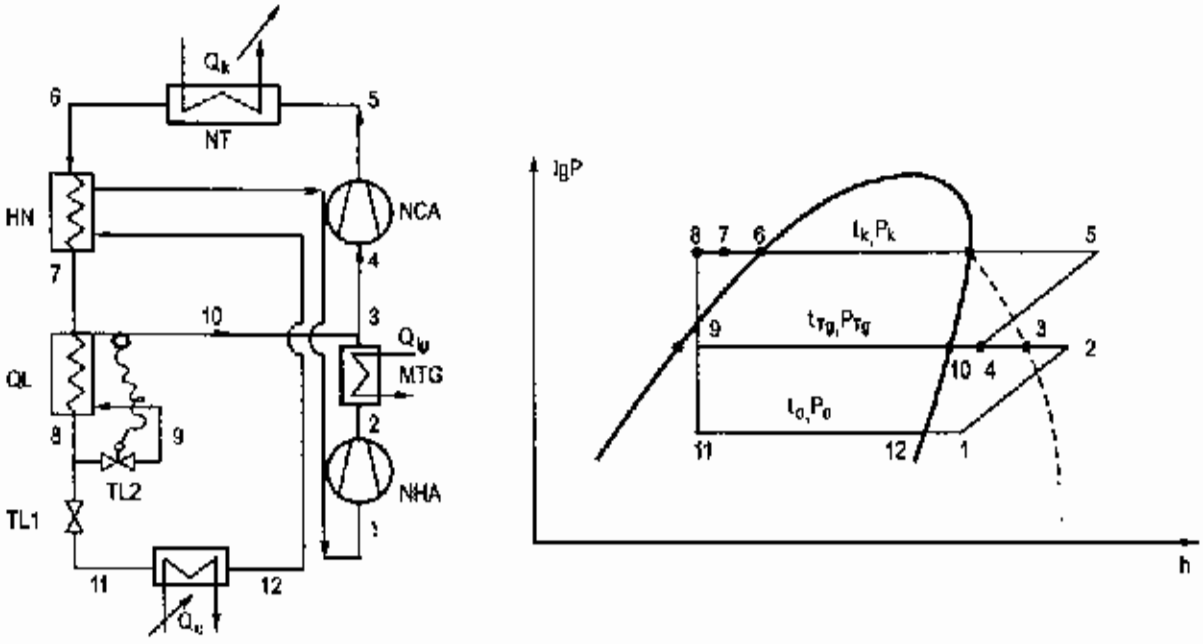
Công suất động cơ máy nén cao áp sẽ là :

$$N_{CA} = \frac{m_4 . l_4}{4} = \frac{0,1427(1900 - 1755)}{0,8} = 25,9kW$$

Trong khi đó công suất máy nén hạ áp không đổi.

6.2.6. Chu trình hai cấp, quá lạnh lỏng và hồi nhiệt

Đây là chu trình hai cấp nén, làm mát trung gian không hoàn toàn, tiết lưu thẳng từ p_k xuống p_0 tiết lưu thứ hai sử dụng môi chất lạnh lỏng bay hơi ở áp suất trung gian làm quá lạnh lỏng, có thiết bị hồi nhiệt giữa hơi hút về máy nén hạ áp và lỏng trước khi vào thiết bị quá lạnh, chủ yếu sử dụng cho môi chất freôn (hình 6.7).



Hình 6.7 : Chu trình hai cấp, hai tiết lưu, quá lạnh lỏng và hồi nhiệt dùng cho freôn

HN – Thiết bị hồi nhiệt

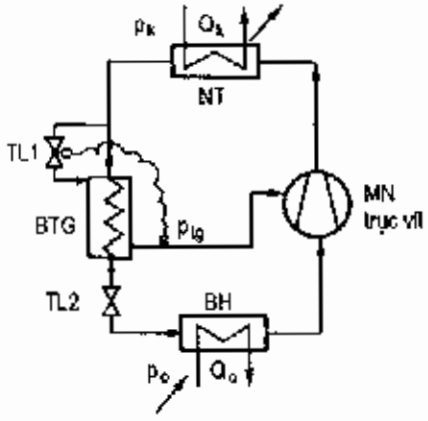
QL – Thiết bị quá lạnh bằng bay hơi lỏng ở áp suất trung gian qua van tiết lưu nhiệt TL.

Đặc điểm của sơ đồ này là có thiết bị hồi nhiệt và thiết bị quá lạnh lỏng bằng tiết lưu môi chất lỏng xuống áp suất trung gian và thiết bị quá lạnh bằng van tiết lưu nhiệt. Sau van tiết lưu TL2 môi chất có trạng thái 9. Khi ra khỏi thiết bị quá lạnh môi chất ở trạng thái hơi quá nhiệt 10. Độ quá nhiệt 10 được khống chế bằng van tiết lưu nhiệt TL2.

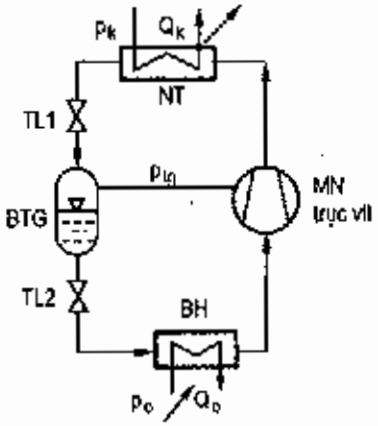
6.2.7. Đặc điểm của chu trình có máy nén trục vít và tuabin

Đối với máy nén trục vít và tuabin, người ta có thể bố trí trên thân máy những cửa hút có áp suất trung gian nằm trong khoảng p_k và p_o. Môi chất lạnh có thể được hút qua những cửa đó với áp suất trung gian mà quá trình nén không bị ảnh hưởng. Do đặc điểm thuận lợi đó, có thể bố trí chu trình giống như chu trình hai cấp nhưng chỉ có một máy nén duy nhất, để đạt được hiệu quả nhiệt độ giống như chu trình hai cấp. Ngoài ra máy nén trục vít và tuabin còn có khả năng tạo ra nhiều cấp nhiệt độ bay hơi, sử dụng phổ biến trong công nghiệp hoá học.

Hình 6.8 mô tả khả năng quá lạnh lỏng bằng môi chất lỏng tiết lưu xuống áp suất trung gian giống như chu trình trên hình 6.7 nhưng chỉ sử dụng một máy nén trục vít. Hình 6.9 biểu diễn chu trình hai tiết lưu, làm mát trung gian hoàn toàn nhưng cũng chỉ sử dụng một máy nén trục vít hoặc tuabin.



Hình 6.8 : Chu trình quá lạnh lỏng bằng môi chất tiết lưu xuống áp suất trung gian p_{tg} bằng máy nén trục vít.

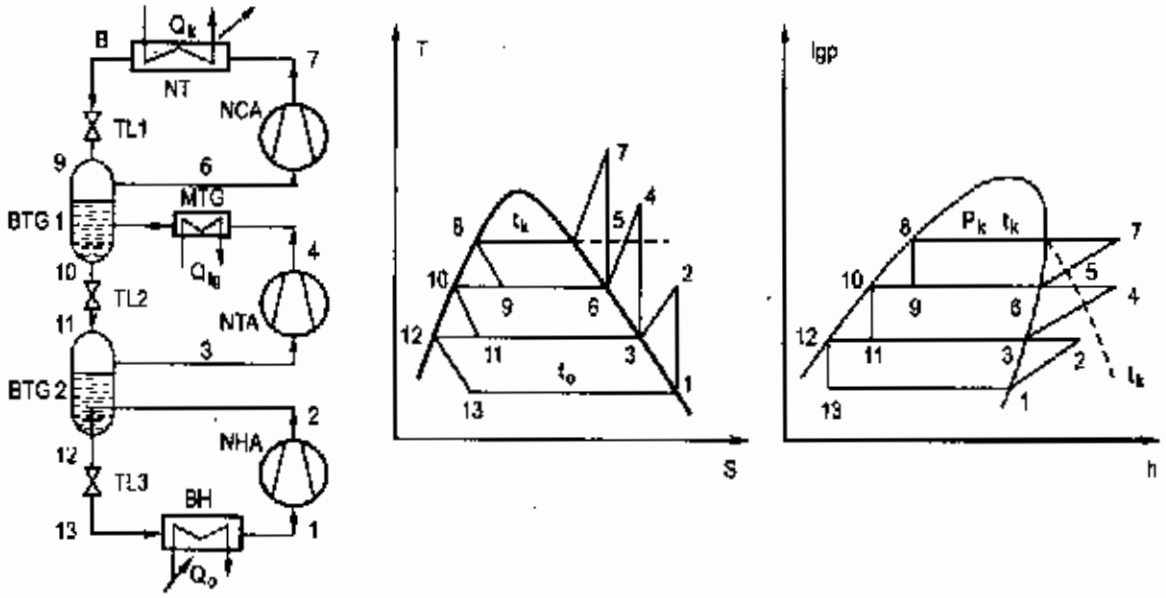


Hình 6.9 : Chu trình làm mát trung gian hai tiết lưu bằng máy nén trục vít.

6.3. CHU TRÌNH MÁY LẠNH BA CẤP

6.3.1. Chu trình máy lạnh ba cấp kín

Chu trình máy lạnh ba cấp nén, ba tiết lưu, làm mát trung gian hoàn toàn ở cả hai cấp nén trung gian được trình bày trên hình 6.10.



Hình 6.10 : Sơ đồ nguyên lí chu trình máy lạnh 3 cấp làm mát trung gian hoàn toàn.
NTA – Máy nén trung áp ; BTG1, BTG2 – bình trung gian 1,2.

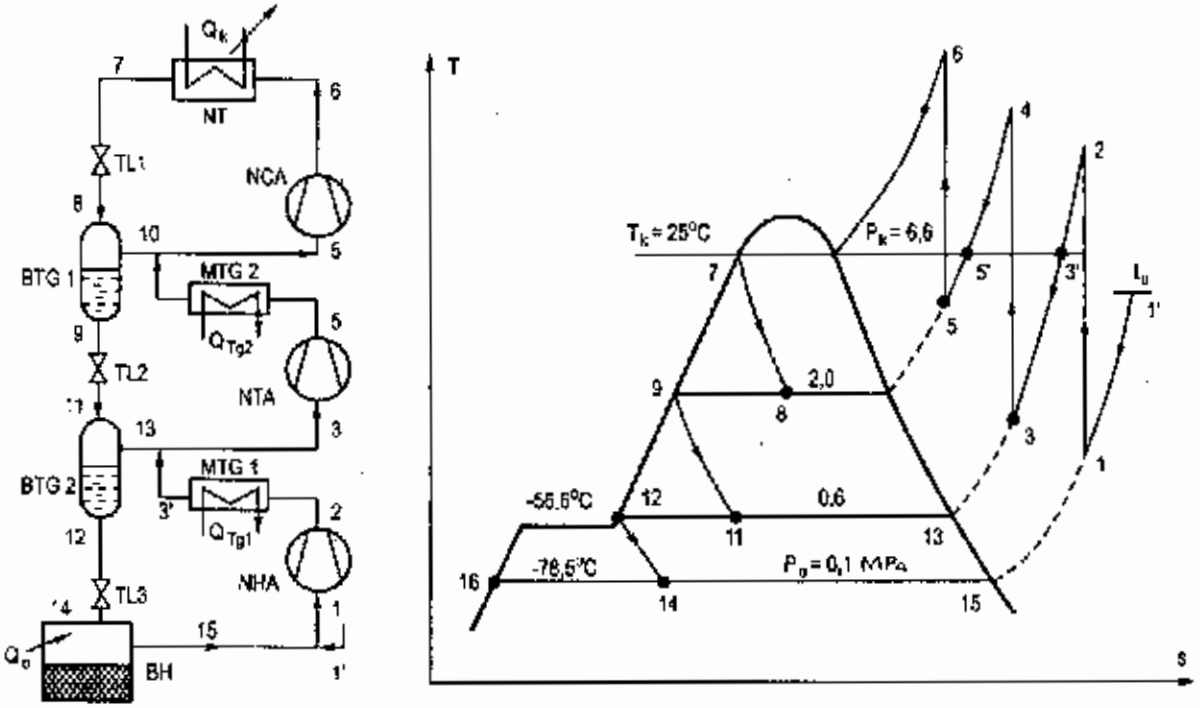
Hơi hút về các máy nén hạ áp, trung áp và cao áp nằm trên đường bão hoà khô. Lỏng trước các thiết bị tiết lưu đều nằm trên đường bão hoà ẩm. Ở cấp nén hạ áp, quá trình 1.2, nhiệt độ cuối của quá trình nén không vượt qua nhiệt độ t_k do đó hơi môi chất được dẫn ngay vào bình trung gian BTG2 để làm mát bằng môi chất lỏng bay hơi xuống trạng thái bão hoà khô. Ở cấp nén trung áp, quá trình 3–4, nhiệt độ cuối quá trình nén cao hơn t_k do đó hơi được làm mát bằng nước trong thiết bị trao đổi nhiệt b đến nhiệt độ t_k rồi đưa vào làm mát trong bình trung gian BTG1 đến trạng thái bão hoà khô (điểm 6). Sau ba cấp tiết lưu môi chất lỏng ở trạng thái 13 được đưa vào thiết bị bay hơi. Về nguyên tắc có thể thực hiện ba chế độ bay hơi ở ba nhiệt độ khác nhau. Các thiết bị bay hơi có nhiệt độ cao hơn được bố trí vào các bình trung gian BTG1 và BTG2. Các bước tính toán thực hiện như với chu trình hai cấp. Nói chung chu trình ba cấp hầu như không được ứng dụng vì có nhược điểm về vận hành : Áp suất ngưng tụ quá cao và áp suất bay hơi lại quá thấp.

6.3.2. Chu trình máy lạnh ba cấp hở sản xuất đá khô

Do các nhược điểm về vận hành chu trình ba cấp ít được sử dụng trong thực tế. Nhưng do tính chất đặc biệt, để sản xuất đá khô (cácbônic rắn) người ta đã sử dụng chu trình hở ba cấp. Đá khô được sử dụng như một chất tải lạnh đặc biệt để làm lạnh trong vận tải lạnh. Điểm ba thể của nó có áp suất 0,518MPa và nhiệt độ $-56,6^oC$. Khi sử dụng để làm lạnh, đá khô thăng hoa ở nhiệt độ $-78,5^oC$ dưới áp suất 0,1MPa. Nếu nhiệt độ

tăng đến 0°C năng suất lạnh riêng của đá khô sẽ là q_o = 565kJ/kg + 62,8kJ/kg = 628kJ/kg, trong đó nhiệt ẩn thăng hoa là 565 kJ/kg và nhiệt lượng quá nhiệt đến 0°C là 62,8 kJ/kg.

Hình 6.11 mô tả chu trình hở ba cấp sản xuất đá khô. Do áp suất ngưng tụ quá cao p_k = 6,6MPa nên cấp nén trên cùng phải đặc biệt quan tâm đến sức bền và độ kín các chi tiết. Do nhiệt độ tới hạn thấp nên phải thực hiện chế độ ngưng tụ ở 25°C và p_k = 6,6MPa.



Hình 6.11 : Chu trình hở ba cấp sản xuất đá khô.

BH - Bình bay hơi có thiết bị ép đóng bánh đá khô.

Giữa các cấp nén đều có làm mát trung gian xuống nhiệt độ t_k, cấp nén hạ áp trung gian và cao áp đều hút hơi quá nhiệt. Các cấp áp suất được chia ra như sau : p_o = 0,1MPa ; p_{tg} = 0,6MPa ; p_{tg2} = 2,0MPa ; p_k = 6,6 MPa. Hơi cácbônic được hút vào máy nén hạ áp ở nhiệt độ môi trường và áp suất p_o gần bằng 0,1 MPa hoà trộn với hơi ở trạng thái 15. Điểm hoà trộn ở trạng thái 1. Qua máy nén hạ áp hơi có nhiệt độ t_2, được làm mát trong thiết bị trao đổi nhiệt MTG1 đến nhiệt độ t_3, bằng nhiệt độ ngưng tụ t_k rồi hoà trộn với hơi bão hoà ở trạng thái 13. Hỗn hợp hơi có nhiệt độ t_3 được máy nén trung áp nén lên trạng thái 4 có nhiệt độ t_4 lớn hơn t_k. Ở thiết bị trao đổi nhiệt trung gian MTG2, hơi được làm mát xuống trạng thái 5. Sau khi hoà trộn với hơi ra ở bình trung gian BTG1 hơi có trạng thái 5 và đi vào máy nén cao áp. Sau thiết bị ngưng tụ NT, hơi ngưng tụ thành lỏng bão hoà (điểm 7). Qua cấp tiết lưu thứ nhất là có lỏng CO_2 ở nhiệt độ

khoảng −20°C. Qua tiết lưu thứ hai, nhiệt độ lỏng xuống gần nhiệt độ ba thể. Qua tiết lưu thứ ba, trong bình bay hơi BH có tuyết CO_2 và hơi. Hơi được hút về máy nén để hoà trộn với CO_2 mới và được nén lên cấp trung áp. Tuyết CO_2 được ép lại thành bánh và chuyển đến nơi tiêu thụ.

6.4. CHU TRÌNH MÁY LẠNH GHÉP TẦNG

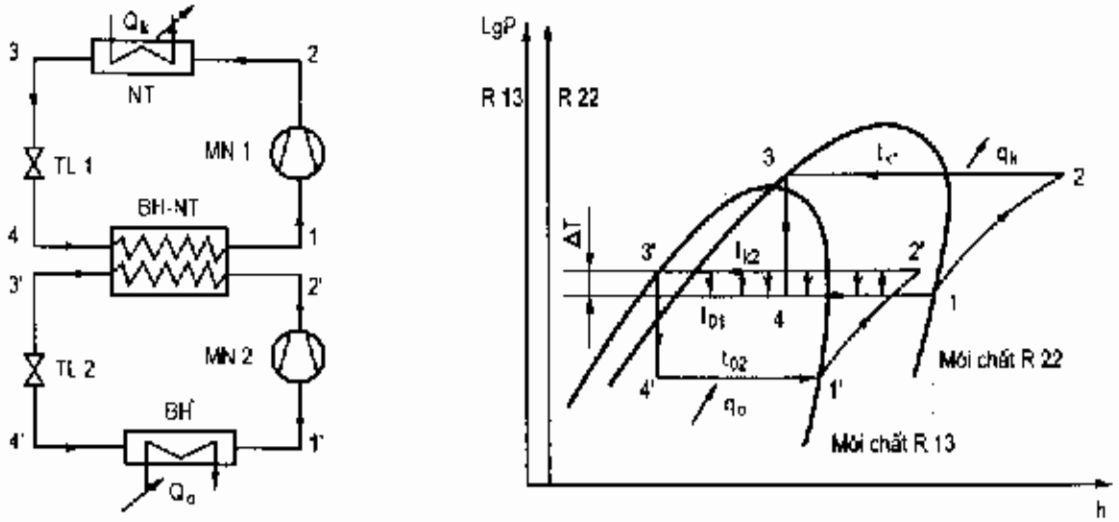
Nguyên lí của chu trình ghép tầng là ghép các chu trình lạnh đơn giản một cấp vào với nhau theo kiểu : thiết bị bay hơi của cấp trên dùng để làm lạnh thiết bị ngưng tụ của cấp dưới. Hình 6.12 mô tả nguyên lí chu trình ghép tầng gồm hai tầng.

Năng suất lạnh của tầng dưới cùng là Q_o, nhiệt thải ở thiết bị ngưng tụ tầng trên sẽ là :

$$Q_k = Q_o + \sum_{i=1}^{n} L_i$$

Như vậy hệ số lạnh ε sẽ là :

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{\sum_{i=1}^{n} L_i}$$



Hình 6.12 : Nguyên lí chu trình ghép tầng (hai tầng)

BH – NT – Thiết bị bay hơi ngưng tụ.

Mỗi tầng là một máy lạnh một cấp đơn giản nén có đầy đủ các thiết bị : máy nén, thiết bị bay hơi, thiết bị ngưng tụ, tiết lưu và các thiết bị phụ phù hợp. Thiết bị ngưng tụ của tầng dưới được ghép với thiết bị bay hơi của tầng trên BH – NT. Toàn bộ nhiệt thải ra

ở thiết bị ngưng tụ ở tầng dưới phải được thải cho thiết bị bay hơi của tầng trên nên năng suất nhiệt tầng dưới phải bằng năng suất lạnh của tầng trên. Và để đảm bảo sự truyền nhiệt, nhiệt độ ngưng tụ tầng dưới phải lớn hơn nhiệt độ bay hơi tầng trên.

Trong máy lạnh ghép hai tầng, môi chất tầng trên thường là R22 và tầng dưới là R13. Vì vậy, áp suất vận hành trong máy lạnh ghép tầng không quá cao ở thiết bị ngưng tụ và quá thấp ở thiết bị bay hơi như đối với máy lạnh hai hoặc ba cấp nén.

Thí dụ ở tầng trên với R22, $t_k = 30^oC$; $p_k = 1,19$ MPa ; $t_o = -20^oC$; $p_o = 0,246$ MPa ;

Ở tầng dưới với R13 $t_k = -10^oC$; $p_k = 1,55$ MPa ; $t_o = -60^oC$; $p_o = 0,35$ MPa ;

Việc biểu diễn chu trình trên đồ thị cũng rất đơn giản, chỉ cần lưu ý mỗi tầng có môi chất riêng. Để dễ quan sát hiệu nhiệt độ ở thiết bị ngưng tụ bay hơi có thể chồng hai đồ thị lên nhau ở khoảng nhiệt độ tương ứng.

Chu trình ghép tầng được sử dụng rộng rãi cho các nhu cầu lạnh từ -50^oC đến -100^oC. Đây là phạm vi nhiệt độ mà máy lạnh hai và ba cấp có nhiều nhược điểm như áp suất ngưng tụ quá cao, áp suất bay hơi quá thấp.

Chu trình ghép tầng còn được sử dụng cho công nghiệp hoá lỏng khí đốt đến nhiệt độ -160^oC, thậm chí đến -210^oC.

Nhược điểm chủ yếu của chu trình ghép tầng là :

– Thiết bị phức tạp do có nhiều loại môi chất lạnh, gây khó khăn cho việc vận hành, bảo dưỡng và sửa chữa.

– Năng suất lạnh dao động mạnh, khó vận hành, khó điều chỉnh tự động.

– Áp suất cân bằng ở tầng dưới khi dừng máy rất lớn, cần có bình cân bằng áp suất để khi nhiệt độ của toàn bộ hệ thống nâng lên đến nhiệt độ môi trường thì áp suất ở các tầng dưới không quá cao.

Chương 7

THIẾT BỊ NGƯNG TỤ CỦA HỆ THỐNG LẠNH

7.1. ĐẠI CƯƠNG

Trong các hệ thống lạnh, thiết bị ngưng tụ (TBNT) và thiết bị bay hơi (TBBH) là các thiết bị trao đổi nhiệt chủ yếu, chúng chiếm khoảng 50 – 70% về khối lượng và 40–60% về thể tích của toàn hệ thống.

TBNT trong hệ thống lạnh thường là các thiết bị trao đổi nhiệt bề mặt, trong đó hơi môi chất lạnh có áp suất và nhiệt độ cao sau máy nén được làm mát bằng không khí, nước hay các chất lỏng nhiệt độ thấp khác để ngưng tụ thành thể lỏng. Ta biết rằng quá trình ngưng tụ luôn kèm theo hiện tượng toả nhiệt, nói khác đi là nếu không được làm mát liên tục thì quá trình ngưng tụ cũng sẽ dừng lại, mục đích biến hơi môi chất lạnh thành thể lỏng cũng không thực hiện được. Mặt khác, trong quá trình ngưng tụ nếu áp suất của môi chất lạnh không thay đổi thì nhiệt độ ngưng tụ cũng sẽ giữ không đổi.

Chế độ làm việc của TBNT trong hệ thống lạnh cũng có ảnh hưởng rất lớn tới sự làm việc và đặc tính năng lượng của toàn hệ thống. Do bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị không thể quá lớn nên nhiệt độ ngưng tụ t_k trong máy lạnh phải cao hơn nhiệt độ môi trường xung quanh. Chính trị số độ chênh nhiệt độ này đã gây nên độ không thuận nghịch bên ngoài và dẫn tới tổn thất năng lượng. Như vậy, xuất hiện bài toán tối ưu kinh tế – kĩ thuật trong việc lựa chọn TBNT. Khi tăng trị số độ chênh nhiệt độ thì tổn thất năng lượng và chi phí vận hành tăng nhưng bề mặt của thiết bị ngưng tụ lại giảm đi, kết quả là vốn đầu tư lại giảm. Tình thế sẽ ngược lại nếu ta chọn TBNT làm việc với độ chênh nhiệt độ nhỏ. Việc lựa chọn phương án nào phải căn cứ vào điều kiện cụ thể, tại chỗ.

TBNT của hệ thống lạnh cũng khác nhau về cơ bản với các thiết bị ngưng tụ của hệ thống năng lượng, do độ chênh nhiệt độ nhỏ, áp suất cao, mật độ dòng nhiệt nhỏ, môi chất sử dụng khác hẳn nước và do sự có mặt của dầu trong hệ thống. Vì vậy, cũng không thể sử dụng các tính toán TBNT của hệ thống năng lượng để áp dụng cho TBNT của hệ thống lạnh. Quá trình ngưng tụ của NH_3, các loại freôn và các cacbuahydro thường là quá trình ngưng màng, do vậy, việc xác định cường độ trao đổi nhiệt phải tính tới nhiệt trở của màng chất ngưng. Để tăng cường trao đổi nhiệt khi ngưng, phải tìm cách tạo dòng chảy rối, phá vỡ và tách màng chất ngưng khỏi bề mặt trao đổi nhiệt. Phương pháp phân tích nhiệt động hiện đại đã chỉ ra tổn thất không thuận nghịch ở TBNT là lớn nhất (trên 20% dòng exergi cung cấp cho hệ thống). Do vậy, việc áp dụng các biện pháp để giảm bớt tổn thất ở TBNT sẽ đem lại hiệu quả kinh tế cao cho toàn hệ thống.

Hướng nghiên cứu ở đây là tìm chế độ vận hành tối ưu với thiết bị hiện có và đề xuất những kết cấu mới hợp lí để tăng cường trao đổi nhiệt và giảm trở kháng thuỷ lực của các dòng trong TBNT.

7.2. PHÂN LOẠI THIẾT BỊ NGƯNG TỤ

• Dựa vào dạng của môi trường làm mát, có thể chia các thiết bị ngưng tụ thành 4 nhóm :

1. Thiết bị ngưng tụ làm mát bằng nước
2. Thiết bị ngưng tụ làm mát bằng nước – không khí (làm mát bay hơi)
3. Thiết bị ngưng tụ làm mát bằng không khí
4. Thiết bị ngưng tụ làm mát bằng môi chất sôi hay các sản phẩm công nghệ

• Theo đặc điểm của quá trình ngưng tụ môi chất có thể chia các thiết bị ngưng tụ thành hai nhóm :

1. Thiết bị ngưng tụ có môi chất ngưng ở mặt ngoài của bề mặt trao đổi nhiệt.
2. Thiết bị ngưng tụ có môi chất ngưng trên bề mặt trong của bề mặt trao đổi nhiệt.

Theo cách phân loại này, các kiểu thiết bị ngưng tụ của máy lạnh có máy nén hơi được trình bày trong sơ đồ hình 7.1.

• Theo đặc điểm quá trình chảy của môi trường làm mát qua bề mặt trao đổi nhiệt có thể chia thiết bị ngưng tụ thành các nhóm :

1. Thiết bị ngưng tụ có môi trường làm mát tuần hoàn tự nhiên.
2. Thiết bị ngưng tụ có môi trường làm mát tuần hoàn cưỡng bức.
3. Thiết bị ngưng tụ có tưới chất lỏng làm mát.

Dưới đây, chúng ta sẽ đi sâu tìm hiểu một số loại thiết bị ngưng tụ hay gặp nhất.

7.3. THIẾT BỊ NGƯNG TỤ LÀM MÁT BẰNG NƯỚC

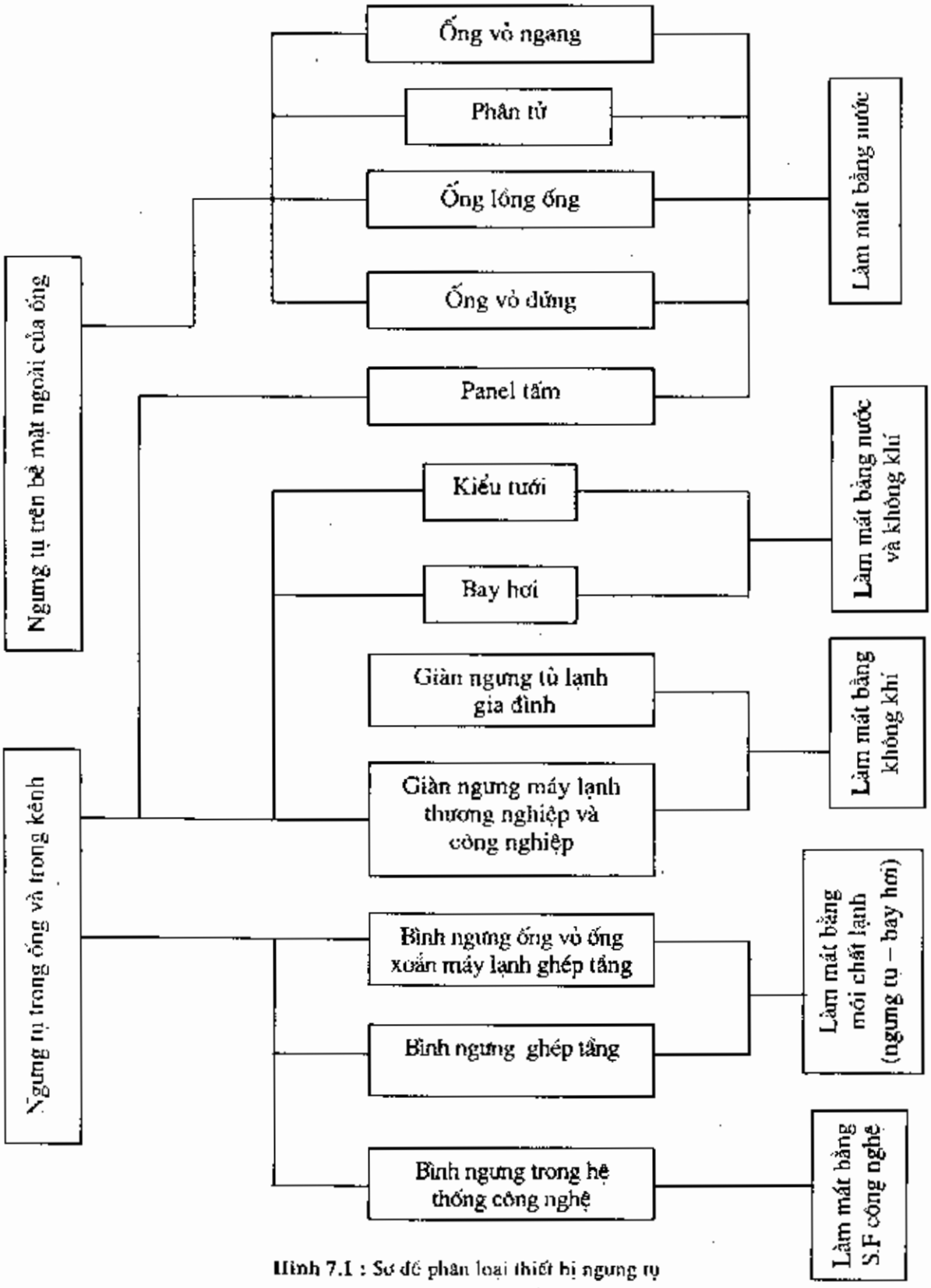
7.3.1. Bình ngưng tụ kiểu ống chùm nằm ngang

Bình ngưng tụ kiểu ống chùm (hay còn gọi là ống vỏ) nằm ngang được sử dụng rộng rãi hiện nay trong các hệ thống lạnh năng suất vừa và lớn (khoảng 1,5 đến 3.500 kW).

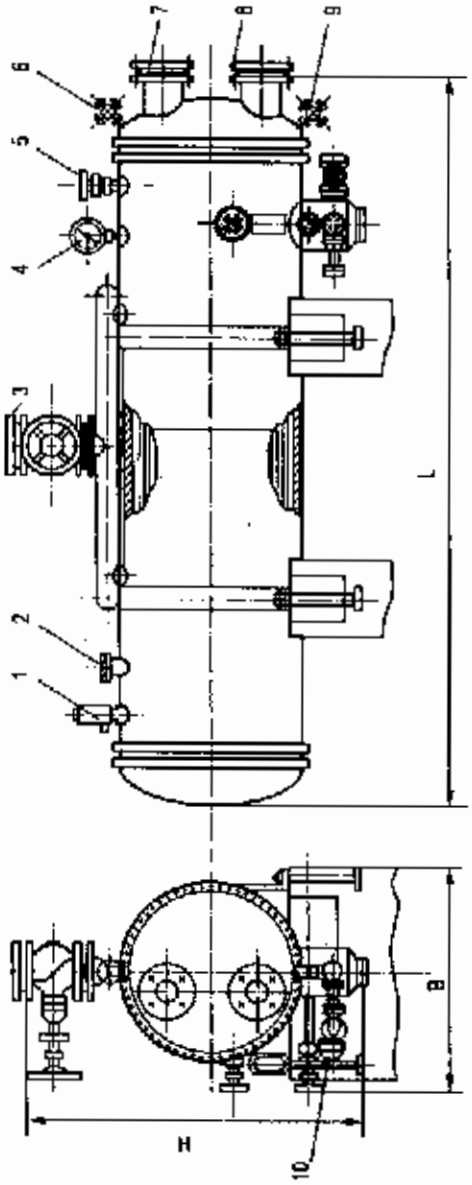
Trên hình 7.2 trình bày cấu tạo của một bình ngưng loại này.

Hơi môi chất nóng từ máy nén được đưa vào phần trên của bình ngưng qua đường ống (3) vào điền đầy không gian giữa các ống, toả nhiệt cho nước làm mát đi trong ống và ngưng tụ lại. Môi chất lỏng ngưng tụ lại được khống chế ở chiều cao cột lỏng khoảng 50 đến 70 mm với bình ngưng loại vừa và 100 mm với bình ngưng loại lớn (khoảng 15 đến 20% đường kính trong). Lỏng được lấy ra ở phía dưới bình ngưng (10) đi vào bình chứa hoặc trạm điều chỉnh (tiết lưu).

Bình ngưng có nắp ở hai đầu, các ống dẫn nước vào (8) và ra (7) được hàn vào nắp, trong nắp có các tấm chắn chia dòng để tạo số hành trình cần thiết của nước chảy.



Hình 7.1 : Sơ đồ phân loại thiết bị ngưng tụ



Hình 7.2 : Bình ngưng tụ ống chùm NH_3 nằm ngang

1– Van an toàn ;	2– Đường cân bằng ;
3– NH_3 vào ;	4– Áp kế ;
5– Xả khí không ngưng ;	6– Xả không khí ;
7– Nước ra ;	8– Nước vào ;
9– Xả nước ;	10– NH_3 ra.

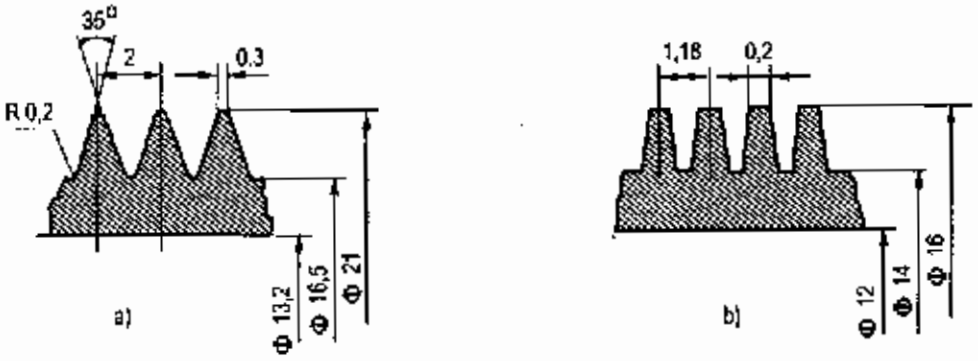
Ống trong bình ngưng amôniăc là ống thép dạng thẳng (như hình vẽ) hoặc dạng chữ U (khi đó bình ngưng chỉ có 1 nắp) và được núc vào mặt sàng đầu bình ngưng. Đường kính ống d = 25 × 2,5mm và được bố trí theo đỉnh của tam giác đều cạnh 34mm. Ở các thiết bị lạnh đặt dưới tàu, chiều dày ống của những bình ngưng này tăng đến 3 – 4mm.

Đặc tính kĩ thuật của bình ngưng amôniăc KTT và freôn KTR của Nga giới thiệu trong bảng 7.2..

Nếu môi chất lạnh là freôn thì các đặc tính kĩ thuật của bình ngưng loại này sẽ khác đi. Ống trao đổi nhiệt thường được làm bằng đồng, có cánh, đường kính ống d = 20 × 3mm. Hình dạng cánh có ảnh hưởng đến cường độ của quá trình trao đổi nhiệt và hiệu quả ngưng tụ. Hình dạng cánh tiêu biểu của ống trao đổi nhiệt chế tạo ở Nga và Anh trình bày trên hình 7.3.

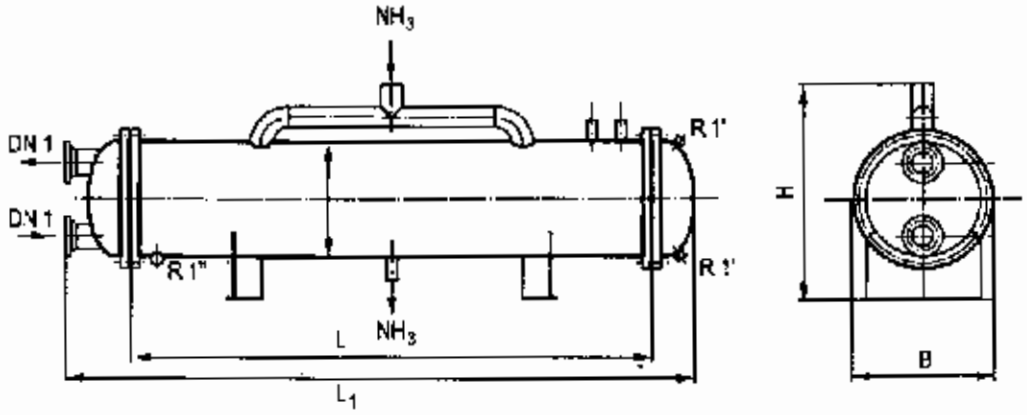
Trong bảng 7.1 trình bày các số liệu về bình ngưng tụ loại CFC do hãng Alfa Laval chế tạo công suất từ 8 đến 60 kW với tốc độ nước làm mát đến 2,5m/s, khi làm mát bằng nước biển thì tốc độ đến 2m/s.

Do có năng suất lạnh lớn và các điều kiện làm việc khác với máy nén pittông nên trong các hệ thống lạnh có máy nén tuabin, các bình ngưng tụ có những đặc điểm riêng :



Hình 7.3 : Dạng cánh của bề mặt TBNT

a) Do Nga chế tạo b) Do Anh chế tạo

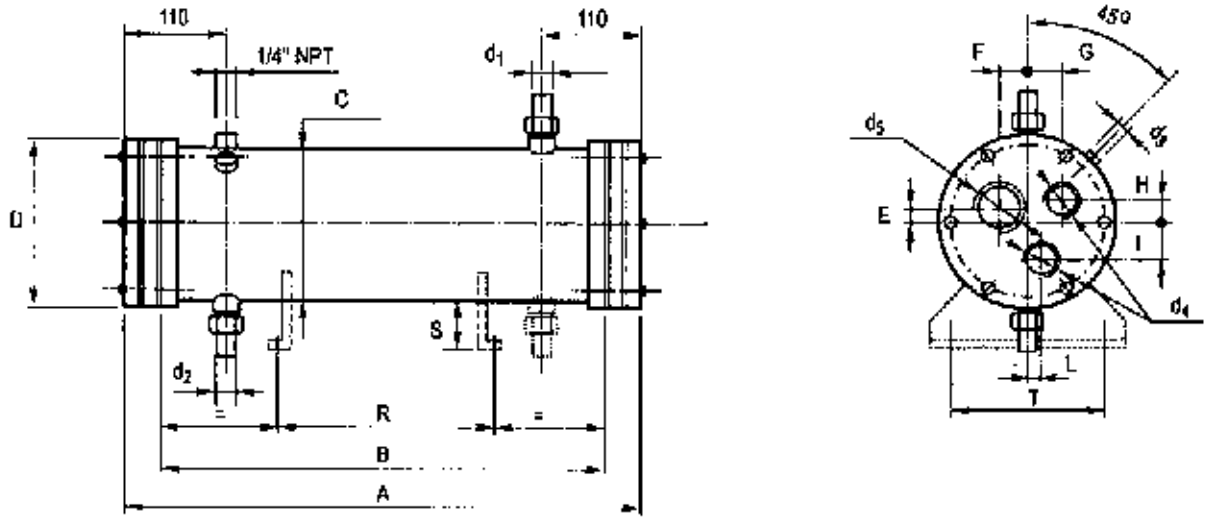


Hình 7.4 : Bình ngưng ống chùm của hãng Guntner

Ống trao đổi nhiệt có đường kính d = 38 mm, bước ống s = 46 mm, tốc độ nước có thể tới 3 m/s, phụ tải nhiệt riêng có thể đạt tới q = 9700 W/m^2 khi hệ số truyền nhiệt K = 1400 W/m^2 K.

Bảng 7.1 : ĐẶC TÍNH BÌNH NGƯNG LOẠI CFC CỦA HÃNG ALFA LAVAL (CHLB ĐỨC)

Ký hiệu bình ngưng			CFC8	CFC 12	CFC 15	CFC 20	CFC 25	CFC 30	CFC 40	CFC 50	CFC 60
t_k = 40,6°C t_n = 29,4°C	Q_{tn}	W	8140	12200	15200	20260	25300	30400	40500	50600	60800
		kcal/h	7000	10500	13060	17400	21750	26100	34800	43500	52200
	W_n	m^3/h	1,5	2,25	2,25	3	3,75	4,5	6	7,5	9
	W_m	m^3/h	1,7	2,56	2,56	3,4	4,3	5,1	6,8	8,6	10,3
	D_{pn}	bar	0,38	0,38	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43



Bảng 7.1. (tiếp theo)

			CFC 8	CFC 12	CFC 15	CFC 20	CFC 25	CFC 30	CFC 40	CFC 50	CFC 60
Kích thước	A	mm	660	660	860	860	870	870	870	870	870
	B	mm	600	600	800	800	800	800	800	800	800
	C	mm	114	114	114	114	168	168	168	193	193
	D	mm	120	120	120	120	170	170	170	194	194
	E	mm	13	13	13	13	19	19	19	20	20
	F	mm	28	28	28	28	44	44	44	50	50
	G	mm	23	23	23	23	44	44	44	50	50
	H	mm	28	28	28	28	32	32	32	35	35
	I	mm	28	28	28	28	52	52	52	58	58
	L	mm	23	23	23	23	0	0	0	0	0
	R	mm	300	300	500	500	500	500	500	500	500
	S	mm	60	60	60	60	60	60	60	60	60
	T	mm	160	160	160	160	160	160	160	160	160
	d1	RT	1"	1"	1"	1"	1¼"	1¼"	1¼"	1¼"	1¼"
	d2	RT	1"	1"	1"	1"	1"	1"	1"	1¼"	1¼"
	d3	NPT	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"
	d4	FPT	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
	d5	FPT	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	1¼"	1¼"	1¼"	1½"	1½"
	VR	dm^3	4,3	3,9	5,3	4,8	12,5	12	11	14,9	12,5
	V H_2O	dm^3	0,75	1,0	1,2	1,5	2,1	2,4	3,0	3,6	4,2
	P	kg	13,5	14,5	17	18,5	33	34,5	37,5	49,5	52,5
	ES	m^2	0,82	1,23	1,67	2,23	2,79	3,35	4,5	5,6	6,7

RT : Nối ren NPT : Nối ren răng côníc FPT : Nối bích

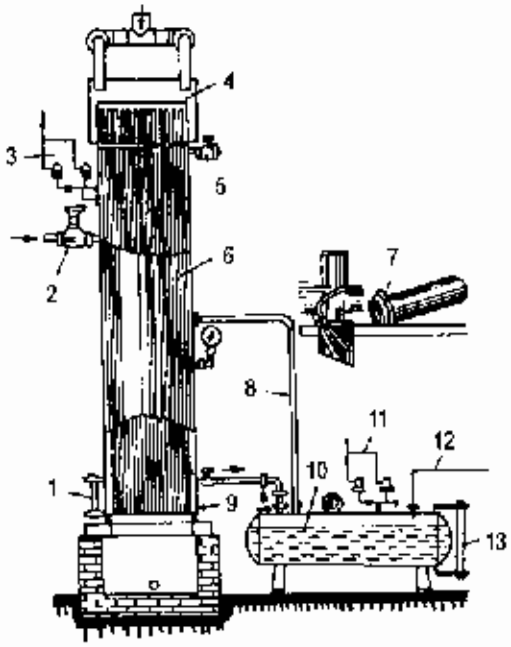
ES : Bề mặt trao đổi nhiệt.

Bình ngưng tụ do hãng Guntner (Đức) sản xuất có cấu tạo như ở hình 7.4 và có các đặc tính cho trong bảng 7.2

Bảng 7.2 : ĐẶC TÍNH KĨ THUẬT VÀ KẾT CẤU BÌNH NGƯNG TỤ ỐNG CHÙM Ở HÌNH 7.4 CỦA HÃNG ALFA LAVAL

Kiểu AK	Q_k [kW]	V [m³/h]	ΔP bar	A_a [m²]	D_i [mm]	L [mm]	L_1 [mm]	B [mm]	H [mm]	$V_{(MR)}$ [dm³]	$V_{(RR)}$ [dm³]	m [kg]
25,10	20,5	3,5	0,02	3,1		1000	1250			35	25	140
25,20	57,1	9,8	0,21	6,3	273	2000	2250	360	680	70	40	220
25,30	85,0	14,7	0,18	9,4		3000	3250			100	50	300
30,10	35,9	6,2	0,02	5,5		1000	1270			40	40	200
30,20	99,8	17,2	0,20	11,0	323,9	2000	2270	415	720	80	70	320
30,30	148,8	25,7	0,18	16,5		3000	3270			120	90	450
35,10	43,1	7,4	0,02	6,3		1000	1290			50	50	250
35,20	119,8	20,7	0,23	12,6	355,6	2000	2290	460	820	100	80	390
35,30	178,5	30,8	0,18	18,8		3000	3290			150	110	540
35,40	259,3	44,7	0,45	25,1		4000	4290			210	140	700
40,20	172,5	29,7	0,54	17,6		2000	2300			130	110	510
40,30	238,0	41,0	0,18	26,4	406,4	3000	3300	510	880	190	150	710
40,40	345,8	59,6	0,45	35,2		4000	4300			260	190	920
45,20	240,2	41,4	0,54	24,5		2000	2320			150	160	660
45,30	369,8	63,8	0,71	36,8	457,2	3000	3320	560	960	220	210	920
45,40	481,6	83,0	0,45	49,0		4000	4320			300	270	1190
45,50	516,3	89,0	0,08	61,3		5000	5320			370	320	1460
50,20	270,0	46,8	0,20	29,5		2000	2340			190	200	820
50,30	445,6	76,8	0,71	44,3		3000	3340			280	270	1130
50,40	580,4	100,1	0,45	59,1	508,0	4000	4340	615	1090	370	330	1460
50,50	622,2	107,3	0,08	73,8		5000	5340			470	400	1790
50,60	798,2	137,6	0,16	88,6		6000	6340			560	460	2120
55,30	549,8	94,8	0,71	54,7		3000	3350			330	340	1360
55,40	709,2	122,3	0,44	72,9	558,8	4000	4350			440	420	1760
55,50	767,8	132,4	0,08	91,1		5000	5350	660	1160	550	500	2160
55,60	985,0	169,8	0,16	109,3		6000	6350			660	580	2540
60,30	654,2	112,8	0,71	65,0		3000	3350			400	410	1620
60,40	852,1	146,9	0,45	86,7	609,6	4000	4350	710	1240	540	510	2080
60,50	913,5	157,5	0,08	108,4		5000	5350			670	600	2540
60,60	1171,8	202,0	0,16	130,1		6000	6350			800	700	3010
65,30	796,3	137,3	0,71	79,2		3000	3460			460	510	2070
65,40	1027,1	177,1	0,44	105,6		4000	4460			610	630	2640
65,50	1112,0	191,7	0,08	131,9	660,4	5000	5460	760	1350	760	740	3240
65,60	1426,5	245,9	0,16	158,3		6000	6460			920	860	3820
65,70	1755,1	302,6	0,26	184,7		7000	7460			1070	980	4410
70,40	1210,5	208,7	0,44	124,4		4000	4530			700	750	3040
70,50	1592,7	274,6	0,89	155,5		5000	5530			880	890	3720
70,60	1681,3	289,9	0,16	186,6	711,2	6000	6530	810	1430	1060	1030	4380
70,70	2068,5	356,6	0,26	217,7		7000	7530			1240	1170	5050
75,40	1393,9	240,3	0,44	143,3		4000	4570			820	880	3740
75,50	1833,9	316,2	0,89	179,1		5000	5570			1020	1040	4230
75,60	1936,0	333,8	0,16	214,9	762,0	6000	6570	865	1510	1220	1200	4990
75,70	2382,2	410,7	0,26	250,7		7000	7570			1430	1360	5750
80,40	1617,8	278,9	0,45	164,6		4000	4610			930	1030	3970
80,50	2107,4	363,6	0,89	205,8	812,8	5000	5610	915	1630	1160	1220	4820
80,60	2224,7	383,5	0,16	246,9		6000	6610			1390	1400	5660
80,70	2737,1	471,9	0,26	288,1		7000	7610			1620	1580	6540
85,40	1886,3	327,0	0,45	192,3	863,6	4000	4630			960	1210	4530
85,50	2468,0	427,8	0,90	240,3		5000	5630	965	1700	1200	1420	5500

7.3.2. Bình ngưng tụ ống chùm thẳng đứng



Hình 7.5 : Bình ngưng tụ amôniắc ống chùm đứng

1, 13– Kính quan sát mức lỏng ;
2– Ống dẫn hơi vào ; 3– Van an toàn ;
4– Hộp phân phối nước ;
5– Đường xả không khí ; 6– Vỏ bình ;
7– Ống dẫn lỏng ra ; 8– Ống cân bằng ;
9– Van xả dầu ; 10– Bình chứa cao áp ;
11– Van an toàn ;
12 Đường cấp lỏng từ bình chứa.

Thiết bị ngưng tụ loại này có vỏ trụ tròn đặt thẳng đứng, có các mặt sàng được liên kết chắc với vỏ. Các ống trao đổi nhiệt được chế tạo bằng thép, đường kính 57 x 3,5mm, được núc vào mặt sàng tương tự như loại ống vỏ nằm ngang. Trong loại bình ngưng này, nước không chứa đầy toàn bộ ống mà chảy thành lớp mỏng ở bề mặt trong của ống dưới tác dụng của trọng lực. Trên bình ngưng có đặt thùng cấp nước có các lỗ và các nút hình côn để phân phối nước và làm chảy thành màng ở bề mặt trong ống. Các nút này thường có rãnh xoắn để nước chuyển động vòng theo bề mặt nhằm tăng cường truyền nhiệt. Môi chất lạnh sau khi toả nhiệt cho nước làm mát chảy trong ống được ngưng tụ ở bề mặt ngoài của ống cũng ở dạng màng mỏng.

Bình ngưng tụ amôniắc, ống vỏ thẳng đứng được trình bày trên hình 7.5. Nước sau khi trao đổi nhiệt chảy vào bể chứa bằng bê tông ở đáy bình. Môi chất lạnh lỏng sau khi ngưng tụ được đưa vào bình chứa 10 qua ống dẫn lỏng có miệng ở vị trí cao hơn mặt sàng dưới 80 mm để tránh dầu vào bình chứa và thiết bị bay hơi.

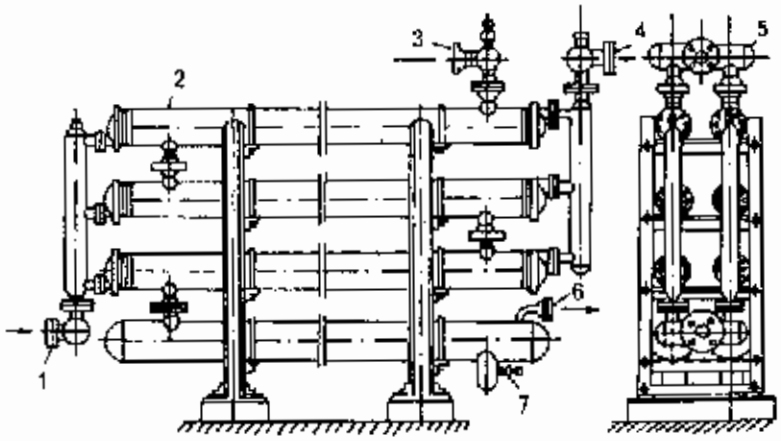
Trên bình ngưng và bình chứa đặt các van ba ngả có hai van an toàn 3, ống cân bằng hơi 8 nối bình ngưng và bình chứa, van xả dầu 9, kính quan sát mức lỏng và dầu 1.

Hệ số truyền nhiệt của bình ngưng ống chùm thẳng đứng khoảng 700 – 900W/m^2 K. Thiết bị này có ưu điểm là có kết cấu chắc chắn và tương đối dễ phá cặn nước cho nên có thể sử dụng các nguồn nước chất lượng thấp hoặc không qua xử lí. Bình ngưng tụ loại này thường được dùng cho các hệ thống lạnh amôniắc công suất lớn và thường được đặt ngoài gian máy.

Độ chênh nhiệt độ trung bình trong bình ngưng kiểu này từ 4 – 7K. Mật độ dòng nhiệt q_f = 4000 ÷ 5200W/m^2. Khi công suất nhiệt 1,160 kW, lượng nước làm mát yêu cầu khoảng 150 – 160 lít/h.

7.3.3. Thiết bị ngưng tụ kiểu phần tử và kiểu ống lồng

Thiết bị ngưng tụ kiểu phần tử là thiết bị ngưng tụ gồm những phần tử riêng biệt ghép với nhau thành cụm (hình 7.6). Mỗi phần tử xem như một bình ngưng tụ ống chùm nằm ngang loại nhỏ, các phần tử được lắp nối tiếp với nhau theo đường hơi môi chất và ghép song song theo đường nước làm mát. Các cụm này lại được lắp song song với nhau tạo thành thiết bị ngưng tụ kiểu phần tử. Đường kính vỏ của các phần tử thường là 255 × 6,5 mm hay 232 × 6,5 mm. Trong mỗi phần tử có 3 ; 7 ; 14 hay 19 ống truyền nhiệt đường kính 31 × 3,5 mm hay 38 × 3,5 mm.



Hình 7.6 : Thiết bị ngưng tụ kiểu phần tử

1 – Ống nước vào ; 2 – Ống trao đổi nhiệt ;
3 - Ống hơi vào ; 4 – Ống nước ra ;
5 – Ống góp hơi vào ; 6 – Ống lỏng ra.

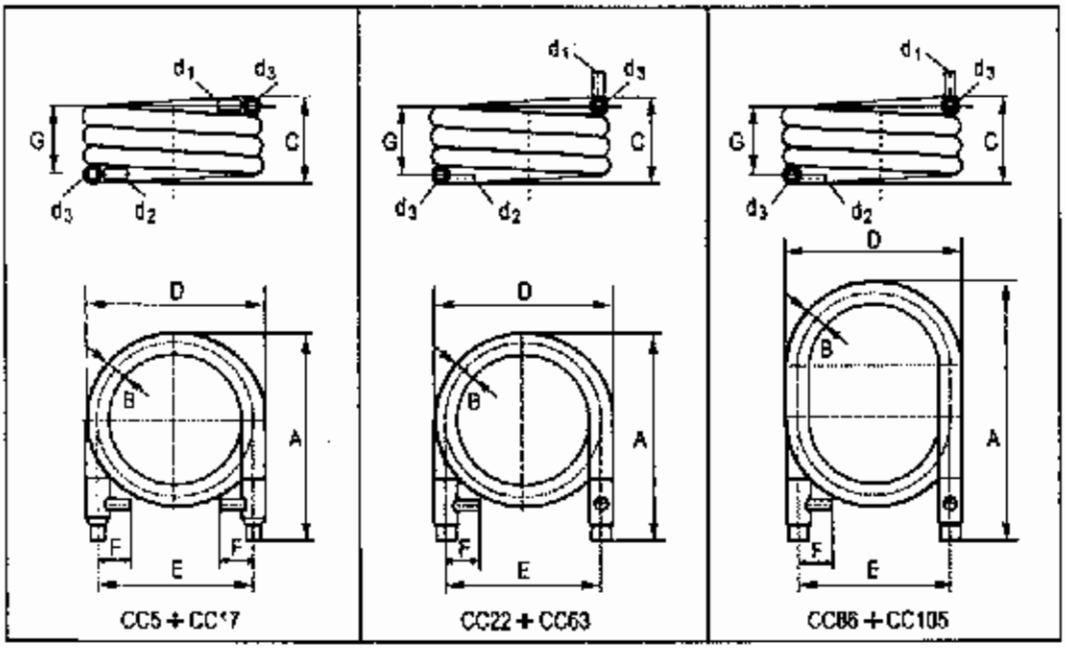
Trong mỗi phần tử, hơi môi chất được đưa vào không gian giữa các ống và được ngưng tụ lại do thải nhiệt cho nước làm mát đi trong các ống trao đổi nhiệt. Nước được đưa vào từ ống góp phía dưới và chảy song song qua các phần tử rồi đi ra ở ống góp trên, còn hơi môi chất được đưa vào từ phần tử phía trên cùng. Vì vậy, điều kiện trao đổi nhiệt trong thiết bị loại này gần với thiết bị làm việc theo nguyên lí trao đổi nhiệt ngược chiều.

Các thiết bị loại này thường có hệ số truyền nhiệt k = 930 – 1000 W/m^2 K, mật độ dòng nhiệt q = 4700 – 6000W/m^2 và độ chênh nhiệt độ trung bình Δt_{lb} khoảng 5 – 6 K. Nó có thể dùng trong các hệ thống công suất lạnh trung bình và lớn. Ưu điểm của nó là chắc chắn, nhẹ nhàng, tuy nhiên cũng có nhược điểm là khó làm sạch cáu cặn, tỉ số giữa chiều dài l và đường kính D của loại này khá lớn (khoảng 15 – 20) nên giá trị tương đối của khối lượng vỏ và nắp so với khối lượng toàn bộ là khá lớn, do đó tiêu hao nhiều kim loại.

Sử dụng thiết bị ngưng tụ loại này có thể dễ làm quá lạnh môi chất ở đầu ra nên nó rất hay được dùng làm thiết bị quá lạnh đặt sau thiết bị ngưng tụ để giảm tiêu hao kim loại.

Cũng nguyên lí làm việc với loại thiết bị ngưng tụ kiểu phần tử là thiết bị ngưng tụ kiểu ống lồng (Hình 7.7).

Ở đây ống ngoài có đường kính nhỏ hơn (thường là 57 × 3,5 mm) và bên trong chỉ có một ống (đường kính 38 × 4 mm). Nước làm mát cũng đi trong ống, còn môi chất được chảy theo chiều ngược lại trong không gian giữa hai ống. Cũng giống như thiết bị ngưng tụ kiểu phần tử, khi sử dụng thiết bị loại này không cần dùng bộ quá lạnh mà cho nước và môi chất lưu động ngược chiều. Nhược điểm cơ bản của nó cũng là khó làm sạch bề mặt trong của ống khi bị bám cặn. Tuy nhiên nó cũng khá nhỏ gọn nhất là khi được sắp xếp thành các dạng ống xoắn tròn hoặc ô van như ở hình 7.7. Thiết bị loại này cũng còn thường được sử dụng làm thiết bị quá lạnh.



Hình 7.7 : Các dạng xoắn đặc trưng của thiết bị ngưng tụ kiểu ống lồng

a) Dạng xoắn ô van b) Dạng xoắn ốc

Bảng 7.3 : ĐẶC TÍNH CỦA THIẾT BỊ NGƯNG TỤ KIỂU ỐNG LỒNG CỦA HÃNG ALFA LAVAL

MODEL			CC 5	CC 7	CC 11	CC 17	CC 22	CC 30	CC 41	CC 51	CC 63	CC 86	CC 105
R22	Q_n	kW	4,5	6,5	10,5	16,9	21,8	3,0	40,6	51	63	86	105
	W_n	m^3/h	0,7	0,7	1,1	2,0	3,0	3,9	5,2	6,0	7,2	9,2	12,4
	D_{p_n}	bar	0,14	0,28	0,26	0,38	0,33	0,32	0,32	0,34	0,29	0,25	0,35

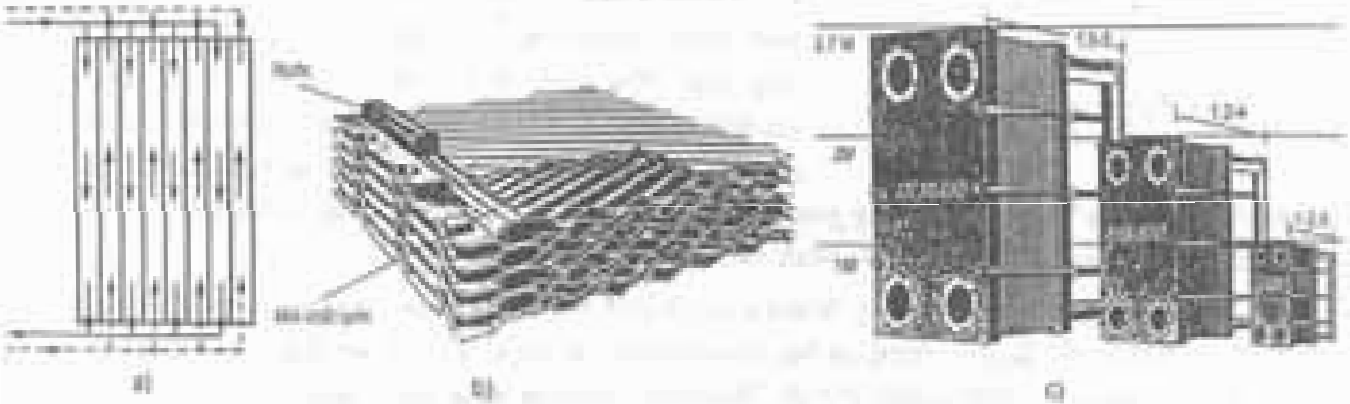
Bảng 7.4 : ĐẶC TÍNH KẾT CẤU CỦA THIẾT BỊ NGƯNG TỤ KIỂU ỐNG LỒNG CỦA HÃNG ALFA LAVAL (hình 7.7)

MODEL			CC 5	CC 7	CC 11	CC 17	CC 22	CC 30	CC 41	CC 51	CC 63	CC 86	CC 105
	A	mm	250	260	310	330	440	520	620	620	620	860	830
	B	mm	22	22	28	35	42	50	57	57	65	78	82,5
	C	mm	100	170	200	250	270	280	255	255	305	250	260
	D	mm	200	220	280	310	370	460	580	580	580	620	636
	E	mm	178	198	252	265	328	410	523	523	515	550	554
	F	mm	60	60	60	70	50	53	57	57	62	68	72
	G	mm	75	145	170	290	222	218	195	195	230	158	170
	d_1	OD8	12	16	16	16	22	22	28	28	28	35	35
	d_2	OD8	12	12	12	12	12	16	16	16	16	21	22
	d_3	OD	13,5	13,5	16,5	22,2	1¼"	1½"	1½"	1½"	2"	2½"	2½"
	P	kg	2,5	4	8	15	21	30	37	40	53	68	73

7.3.4. Thiết bị ngưng tụ kiểu panen

Thiết bị loại này cũng gồm những cụm riêng biệt (h. 7.8), mỗi cụm lại gồm một số panen liên tiếp được siết chặt và ép lại bằng hai tấm nắp. Panen gồm hai lá thép có dập các rãnh thẳng và được hàn ở sườn và trong khoảng giữa các rãnh. Vách chắn giữa tấm có tác dụng như cánh tản nhiệt. Nước làm mát và môi chất chuyển động cắt nhau theo các rãnh. Các panen được bố trí sao cho từ một cạnh đầu tạo thành lối cho nước lạnh đi qua. Độ kín khít theo đường nước được thực hiện do sử dụng các đệm chèn. Kết cấu của loại thiết bị ngưng tụ này cho phép tháo lắp được để quan sát, làm sạch và quét lớp phủ chống ăn mòn.

Thiết bị ngưng tụ kiểu panen kín có thể được sử dụng hiệu quả như loại ống vỏ amôniác và có trị số mật độ dòng nhiệt q_1 như nhau.



a) b) c)

Hình 7.8 : TBNT kiểu tấm (panen)

a) Sơ đồ dòng b) Mặt cắt ngang c) Kích thước 3 loại hay gặp

7.4. THIẾT BỊ NGƯNG TỤ LÀM MÁT BẰNG NƯỚC VÀ KHÔNG KHÍ

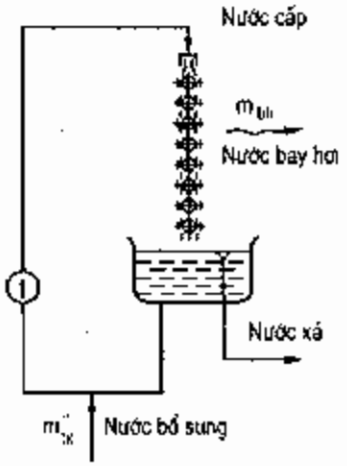
7.4.1. Thiết bị ngưng tụ kiểu tưới

Là thiết bị ngưng tụ mà nhiệt độ do môi chất ngưng tụ trong ống toả ra được truyền qua vách.

Ống cho nước làm mát chảy trên bề mặt ngoài của ống ở dạng màng mỏng. Nhiệt ngưng tụ được truyền từ bề mặt ngoài của ống làm cho nước nóng lên và bay hơi một phần. Nguyên lí làm việc của thiết bị ngưng tụ loại này được trình bày trên sơ đồ hình 7.9.

Bảng 7.5 : ĐẶC TÍNH TBNT KIỂU TẤM DÙNG CHO CFC/HCFC/NH_3 (hình 7.8)

Loại TBNT	Q_n [kW]		F_n [m^2]	P [bar]	M_n [l/m^2]
	Ngập	Khô			
M10BW	< 500	< 350	< 50	< 25	1,4
A15BW	< 1500	< 1000	< 300	< 25	1,2
AX30BW	< 8000		< 1000	< 25	2,0



Hình 7.9 : Sơ đồ nguyên lý TBNT kiểu tưới

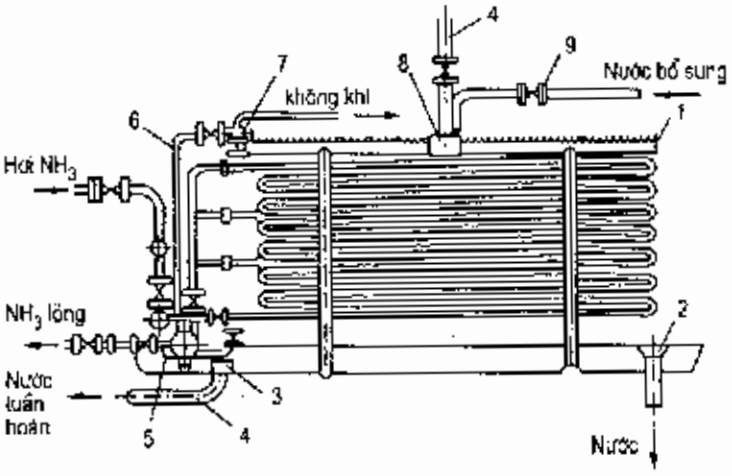
Nước từ thiết bị cấp nước, chảy xuống thành màng bao quanh ống. Phần nước còn lại rơi xuống máng hứng và được tháo bớt ra ngoài. Phần nước bay hơi m_{bh} cần được bù bằng lượng nước bổ sung m_{bs}. Bơm hút nước tuần hoàn hoà với nước lạnh mới rồi được bơm lên máng phân phối. Lượng nước lạnh bổ sung bằng lương nước bay hơi và lượng nước chảy tràn ra ngoài.

Thiết bị ngưng tụ kiểu tưới thường được chế tạo gồm nhiều cụm, các cụm được nối với nhau bằng ống góp. Mỗi cụm có 14 ống nhẵn ϕ 57 × 3,5mm có đường kính ϕ 57 × 3,5mm, diện tích bề mặt trao đổi nhiệt 15 m^2. Môi chất lỏng đã ngưng được đưa ra ống góp qua 5 ống thoát trung gian. Hơi môi chất (NH_3) được đưa vào từ ống dưới, môi chất lỏng ngưng tụ được đưa vào bình chứa.

Thiết bị ngưng tụ loại này thường có 2 đến 6 cụm. Hệ số truyền nhiệt khoảng 700 – 900 W/m^2.K. Ưu điểm cơ bản của loại này là có khả năng sử dụng nước bẩn vì bề mặt ngoài của ống tương đối dễ làm sạch. Lượng nước bổ sung tương đối nhỏ (khoảng 30% số lượng nước tuần hoàn). Tuy nhiên lượng nước tiêu hao không nhỏ hơn loại bình ngưng tụ ống vỏ. Khi có tháp làm lạnh nước tuần hoàn có thể giảm lưu lượng

nước đến 0,013 m/h cho 1 kW năng suất nhiệt. Thiết bị loại này có thể đặt ngoài trời nên khả năng làm mát nước tại chỗ tăng lên đáng kể cho sự bay hơi của nước tuần hoàn. Nhược điểm cơ bản của thiết bị ngưng tụ loại này là cồng kềnh, không chắc chắn, độ ăn mòn thiết bị tăng, chế độ làm việc phụ thuộc vào điều kiện khí tượng và thời gian trong năm.

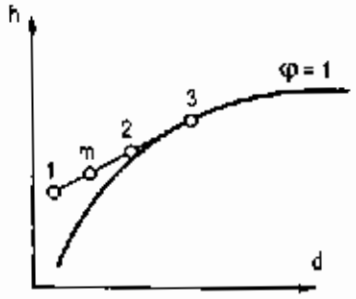
Sơ đồ thiết bị ngưng tụ kiểu tưới dùng cho môi chất lạnh amoniăc được trình bày trên hình 7.10.



Hình 7.10 : Thiết bị ngưng tụ kiểu tưới

1 - Máng phân phối nước ; 2 - Xả tràn ; 3 - Đầu hút của bơm ; 4 - Nước tuần hoàn ; 5 - Đường xả dầu ; 6 - Đường cân bằng hơi ; 7 - Đường xả khí không ngưng ; 8 - Thùng phân phối nước ; 9 - Nước bổ xung.

7.4.2. Tháp ngưng tụ (thiết bị ngưng tụ kiểu bay hơi)

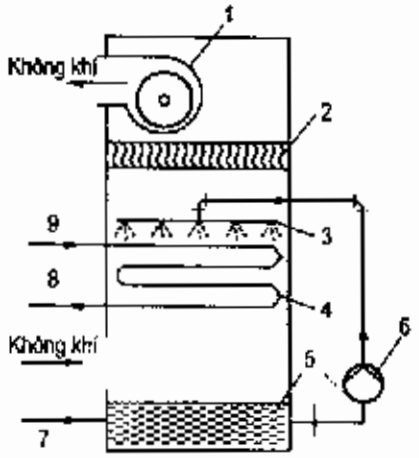


Hình 7.11 : Quá trình thay đổi trạng thái không khí trong tháp ngưng tụ trên đồ thị h–d

Để giảm lượng nước làm mát bổ sung cho thiết bị ngưng tụ, gần đây ở nhiều nước người ta sử dụng tháp ngưng hay còn gọi thiết bị ngưng tụ kiểu bay hơi. Nó đảm bảo tiết kiệm nước và điện năng ngay cả so với phương án dùng thiết bị ngưng tụ kiểu ống vỏ có tháp làm mát nước tuần hoàn. Khác với thiết bị ngưng tụ kiểu tưới, ở đây không khí được chuyển động cưỡng bức. Toàn bộ nhiệt do môi chất toả ra được truyền cho nước bay hơi, vì vậy nhiệt độ của nước ở đầu vào và đầu ra thực tế không thay đổi. Không khí bên ngoài được quạt hút vào thiết bị và sau đó thải ra ngoài.

Quá trình thay đổi trạng thái không khí trong thiết bị này được trình bày trên đồ thị h d hình 7.11.

Điểm 1 biểu thị trạng thái không khí vào thiết bị. Điểm 2 là trạng thái không khí ra. Điểm 3 là trạng thái không khí bão hoà gần bề mặt màng nước, m là trạng thái trung bình của không khí trong thiết bị.



Hình 7.12 : Sơ đồ tháp ngưng

1– Quạt gió ; 2 Chắn nước ;
3– Dàn phun nước, 4– Dàn ngưng tụ ống xoắn ;
5 Bể chứa nước ; 6– Bơm ;
7– Nước bổ sung ; 8– Ống MCL lỏng ra ;
9– Ống hơi MCL vào.

Cấu tạo của tháp ngưng trình bày trên hình 7.12.

Không khí được quạt gió 1 hút vào qua ống xoắn trao đổi nhiệt 2, ở đây nó gặp nước làm mát phun xuống từ thiết bị phun nước 3 đặt ở trên. Nước làm mát được bơm 6 bơm trở lại với lưu lượng cần thiết và chảy thành màng bao phủ toàn bộ ống xoắn. Nước mới được bổ sung với số lượng bằng lượng nước bay hơi và lượng nước không khí cuốn theo. Khi có đặt các tấm chắn nước thì lượng nước tổn thất do gió cuốn theo ít hơn.

Các tháp ngưng của Nga, Pháp, Đan Mạch, CHLB Đức... thường lắp các ống trao đổi nhiệt có cánh. Trong những trường hợp này, mật độ dòng nhiệt có thể tăng đến 2,32 kW/m^2, khi yêu cầu lượng nước bổ sung 3 kg cho 1 kW/h phụ tải nhiệt. Chi phí điện năng cho động cơ bơm, quạt vào khoảng 20 ÷ 30 W cho 1kW lạnh. Ở những tháp ngưng thông thường thì mật độ dòng nhiệt thường chỉ từ 1400 ÷ 1900 W/m^2 hệ số truyền nhiệt k = 450 ÷ 600 W/m^{2}K vì độ chênh lệch nhiệt độ $\Delta t = 2 \div 3$ K.

Cũng như các thiết bị ngưng tụ kiểu tưới, tháp ngưng có nhược điểm là nhiệt độ ngưng tụ phụ thuộc vào trạng thái khí tượng nơi đặt nó và thay đổi theo mùa trong năm.

Trong bảng 7.6 trình bày các đặc tính của tháp ngưng do Đức chế tạo.

Bảng 7.6 : ĐẶC TÍNH THÁP NGƯNG CỦA ĐỨC

Năng suất nhiệt		Kích thước phủ bì, mm			Lưu lượng không khí, m^3/h	Nước bổ sung, l/h
kcal/h	W	Dài	Rộng	Cao		
25000	29000	1000	640	1600	5000	120
50000	58000	2000	740	1850	9000	250
75000	87000	2000	900	2000	14000	400
1000000	116000	2550	980	2000	18500	550
125000	145000	2900	980	2000	22000	700

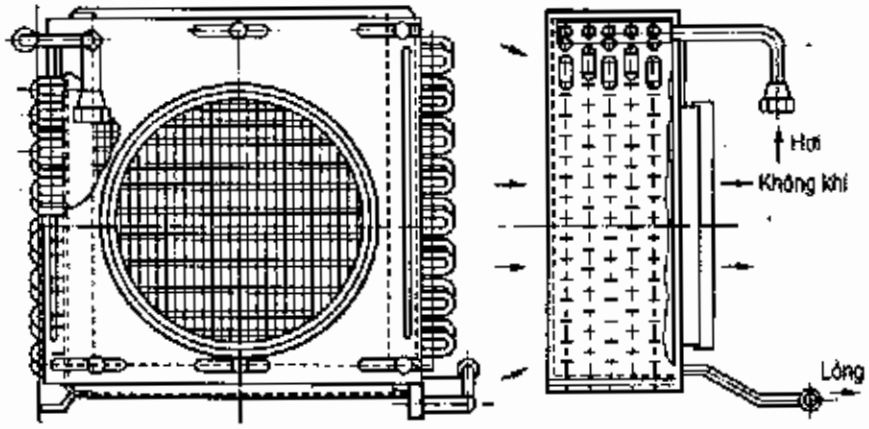
7.5. THIẾT BỊ NGƯNG TỤ LÀM MÁT BẰNG KHÔNG KHÍ

Thiết bị ngưng tụ kiểu này có thể là loại làm việc với không khí đối lưu tự nhiên hay đối lưu cưỡng bức.

Trước đây, loại thiết bị ngưng tụ này chủ yếu chỉ sử dụng trong các máy lạnh gia đình và trong các hệ thống lạnh thương nghiệp cỡ nhỏ. Các hệ thống lạnh công suất vừa và lớn chủ yếu sử dụng loại thiết bị ngưng tụ làm mát bằng nước.

Ngày nay ở các nước công nghiệp phát triển đã chế tạo các thiết bị ngưng tụ làm mát bằng không khí cho cả hệ thống lạnh công suất vừa và lớn, đặc biệt là trong các hệ thống lạnh freôn phục vụ cho các công trình điều hoà không khí các nhu cầu dân dụng.

Các thiết bị này có ưu điểm là tiết kiệm nước làm mát bình ngưng để dành nước cho các nhu cầu khác vì nếu như 70% lượng nước tiêu thụ dùng cho công nghiệp thì 30% của nó dùng để làm mát các thiết bị. Thiết bị ngưng tụ không khí còn có những ưu điểm khác nữa là nó giảm ô nhiễm cho các sông hồ, không phải xây dựng các tháp làm mát nước tuần hoàn, giảm hiện tượng bám bẩn bề mặt trao đổi nhiệt ... Tuy nhiên nó có các nhược điểm là gây tiếng ồn khi vận hành (do quạt) nhất là ở các hệ thống lớn, đặc tính kĩ thuật thấp hơn so với các loại khác như phụ tải nhiệt chỉ khoảng 140 ÷ 230 W/m^2, hệ số truyền nhiệt cỡ 23 ÷ 35 $W/m^2 K$ và độ chênh nhiệt độ cỡ 8 ÷ 15K. Khi làm mát bằng không khí đối lưu tự nhiên, hệ số truyền nhiệt còn thấp hơn nữa.



Hình 7.13 : TBNT làm mát bằng không khí đối lưu cưỡng bức

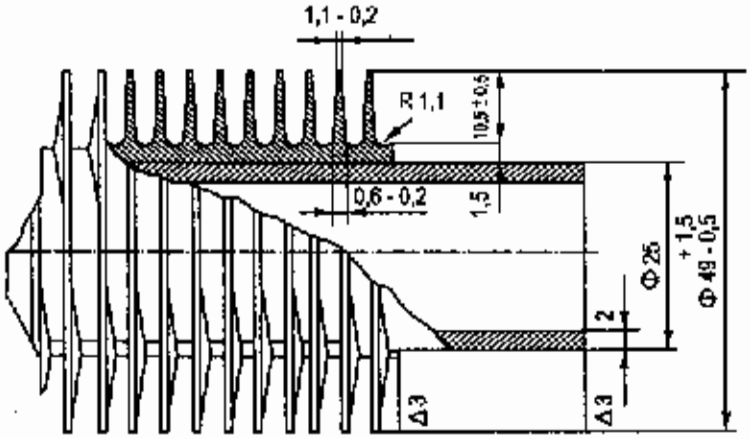
Thiết bị ngưng tụ có không khí lưu động cưỡng bức dùng cho hệ thống lạnh nhỏ là các ống xoắn có cánh và dùng quạt tạo không khí lưu động cưỡng bức. Những thiết bị này (hình 7.13) gồm những ống thẳng hoặc ống chữ U nối thông với nhau. Mỗi thiết bị ngưng tụ có thể có 2 hay nhiều cụm nối song song qua ống góp, vật liệu ống thường là thép hay đồng, còn các cánh bằng thép hoặc bằng nhôm. Các ống có cánh thường có đường kính 12 × 1 mm, bước ống 26 mm. Chiều dày cánh 1,0 mm và bước cánh 3,5 mm.

Mỗi cụm thường có 10 đến 12 ống. Phụ tải nhiệt trên 1 m^2 bề mặt ngoài của những thiết bị khác nhau khoảng 180 ÷ 340 W/m^2.

Trong các máy nén nửa kín, người ta đặt quạt gió trên trục động cơ điện, không khí chuyển động theo hướng từ thiết bị ngưng tụ đến động cơ với tốc độ trong tiết diện tự do của thiết bị ngưng tụ từ 4 đến 5 m/s. Hệ số truyền nhiệt của những thiết bị này vào khoảng 30 đến 35 W/m^2K. Trong các máy nén kín, động cơ điện đặt riêng cho quạt gió có hiệu suất thấp, nên tốc độ tối ưu của không khí chỉ vào khoảng 2 đến 4 m/s. Khi đó hệ số truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ chỉ khoảng 25 ÷ 30 W/m^2K.

Thiết bị ngưng tụ có quạt dọc trục với công suất từ 7,7 kW đến 433 kW. Bộ TBNT loại này do CHLB Đức chế tạo được trình bày ở hình 7.15.

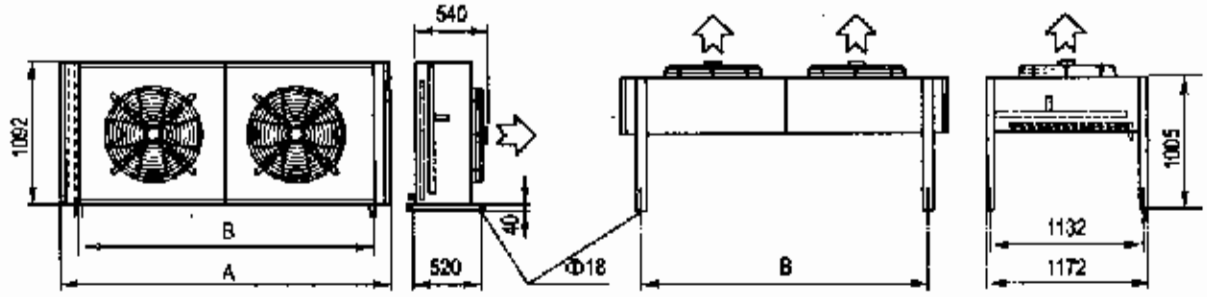
Thiết bị ngưng tụ làm mát bằng không khí gồm những ống có cánh làm bằng hai kim loại (h 7.14).



Hình 7.14 : Ống hai kim loại có cánh trong TBNT làm mát bằng không khí

Ống trong bằng thép có đường kính 25 × 2 mm được lồng chặt với ống ngoài bằng nhôm có cánh cán. Mỗi cụm có 4 đến 8 dãy ống.

Các TBNT làm mát bằng không khí được trang bị các quạt dọc trục của CHLB Đức được chế tạo với năng suất định mức từ 7,7 kW đến 433 kW (hình 7.15). Các thiết bị này được chế tạo ở dạng mô đun lắp ráp ghép thành từng bộ có các ống đồng Ø3/8" cho các bộ tới năng suất 70 kW như Model ACCS 70. Các model khác có các ống Ø1/2". Các cánh bằng nhôm với bước cánh 2,1 mm.



Hình 7.15 : TBNT làm mát bằng không khí có quạt dọc trục của CHLB Đức

Bảng 7.7 : ĐẶC TÍNH TBNT LÀM MÁT BẰNG KHÔNG KHÍ CỦA HÃNG ALFA LAVAL

ACCQ									Quạt	Diện tích bề mặt	Dung tích	Kích thước		Ống nối		Khối lượng	Số chân
Model	Năng suất định mức	Lưu lượng không khí	Động cơ	Độ ồn	Năng suất định mức	Lưu lượng không khí	Động cơ	Độ ồn				A	B	Vào	Ra		
	ΔT = 16°C	Δ			Y												
	kW	m³/h	3~380V 50Hz	dB(A)	kW	m³/h	3~380V 50Hz	dB(A)	n.xØmm	m²	dm³	mm	mm	mm	mm	kg	n.
Ø 500																	
ACCQ9	9,7	3700	P = 0,16 kW I = 0,4 A n = 650 min⁻¹	36	7,7	2800	p = 0,09 kW I = 0,2 A n = 500 min⁻¹	32	1X500	18,4	3	895	740	22	12	33	4
ACCQ12	11,9	3350		36	9,8	2600		32	1X500	27,6	5	895	740	22	16	38	4
ACCQ13	14,6	2800		36	11,3	2100		32	1X500	55,2	8	895	740	28	16	46	4
ACCQ23	23,0	6700		39	19,6	5200		35	2X500	55,2	8	4595	1440	28	20	66	4
ACCQ27	26,0	6200		39	21,7	4700		35	2X500	73,6	11	1595	1440	28	20	76	4
ACCQ35	34,9	10050		41	29,7	7800		37	3X500	82,8	13	2295	2140	35	22	96	4
ACCQ39	38,8	9300		41	32,7	7050		37	3X500	110,5	16	2295	2140	35	22	101	4
Ø 630																	
ACCQ40	38,5	8700	P = 0,19 kW I = 0,56 A n = 390 min⁻¹	35	29,5	6000	P = 0,09 kW I = 0,22 A n = 270 min⁻¹	30	2X630	160	27	2498	2160	35	22	154	4
ACCQ42	41,3	8100		35	30,5	5500		30	2X630	211	36	2498	2160	35	22	180	4
ACCQ59	58,2	13050		37	44,3	9000		32	3X630	240	40	3578	3240	42	28	231	4
ACCQ62	61,6	12000		37	45,7	8250		32	3X630	318	49	3578	3240	42	28	261	4
ACCQ78	78,5	17400		38	59	12000		33	4X630	320	49	4658	4320	54	35	302	6
ACCQ82	82,3	16000		38	61	11000		33	4X630	422	67	4658	4320	54	35	342	6
Ø 800																	
ACCQ77	77,0	17200	P = 0,27 kW I = 0,75 A n = 430 min⁻¹	40	64	12000	P = 0,15 kW I = 0,36 A n = 310 min⁻¹	34	2X800	300	49	2838	2500	54	35	315	4
ACCQ86	86,4	16400		40	62	11000		34	2X800	400	64	2838	2500	54	35	352	4
ACCQ117	117,8	25800		42	91,1	18000		36	3X800	450	70	4087	3750	60	42	462	4
ACCQ128	128,2	24600		42	93	16500		36	3X800	600	94	4087	3750	60	42	517	4
ACCQ155	155,3	34400		43	121,5	24000		37	4X800	600	98	5338	5000	60	42	609	6
ACCQ173	173,5	32800		43	124	22000		37	4X800	800	128	5338	5000	60	42	679	6
ACCQ200	199,3	43000		44	151	30000		38	5X800	750	118	6588	6250	76	54	761	8

Quạt gió trong các bộ TBNT như vậy có 3 loại sải cánh khác nhau : 500, 630 và 800 mm. Các mô tơ có 2 tốc độ quay : nối Δ – tốc độ lớn, nối Y – tốc độ nhỏ. Các bộ TBNT này được thử ở áp lực 30 bar trước khi xuất xưởng.

Đặc tính của loại TBNT ACCQ của Hãng Alfa Laval được giới thiệu trong bảng 7.7

7.6. TÍNH TOÁN NHIỆT THIẾT BỊ NGƯNG TỤ

Tính toán nhiệt của thiết bị ngưng tụ có thể là bài toán thiết kế hay bài toán kiểm tra. Ở đây chúng ta chỉ khảo sát phương pháp tính nhiệt thiết bị ngưng tụ cho bài toán thiết kế, tức là trên cơ sở các yêu cầu về đặc tính kĩ thuật, chế độ làm việc... cần xác định kết cấu và kích thước của thiết bị. Theo phương pháp tính thiết kế, ta cũng có thể suy ra cách tính kiểm tra trong những trường hợp cần thiết.

Tính thiết kế một thiết bị ngưng tụ thường phải qua các bước sau :

1. Chọn kiểu của thiết bị thiết kế và dự kiến chế độ làm việc của nó :

Kiểu của thiết bị ngưng tụ sẽ được chọn tuỳ thuộc vào công suất hệ thống, đặc tính số lượng và chất lượng nguồn nước cung cấp, diện tích và tình trạng mặt bằng gian thiết bị, khả năng vật tư, thiết bị, trình độ thiết kế, thi công và vận hành... Đặc tính của một số thiết bị khác nhau do Nga chế tạo cho trong bảng 7.8 và 7.9.

2. Xác định phụ tải nhiệt của thiết bị ngưng tụ Q_k trên cơ sở các kết quả tính nhiệt của chu trình làm việc của hệ thống.

Bề mặt truyền nhiệt F của thiết bị sẽ được xác định theo phương trình truyền nhiệt :

$$Q_k = kF\Delta t_{tb} \, . \, W \qquad (7.1a)$$

hoặc

$$Q_k = k_1 \, . \, l \, . \, \Delta t_{tb} \qquad (7–1)$$

Trong đó : k là hệ số truyền nhiệt của thiết bị, W/m^2K.

k_1, đối với vách trụ ; l – chiều dài ống, m

Δt_{tb} – Độ chênh nhiệt độ trung bình giữa môi chất và môi trường làm mát, K.

Bảng 7.8 : BÌNH NGƯNG ỐNG VỎ AMÔNIẮC NẰM NGANG DO NGA CHẾ TẠO

Kiểu	Bề mặt F_t, m^2	Kích thước, mm				Số ống n	Số lối z	Chiều dài ống l, mm	Dung tích không gian, m^3		Khối lượng kg		Ghi chú
		Đường kính D_t	Dài	Rộng B	Cao H				Ngoài ống	Trong ống	Thiết bị	Công tác	
KTΓ-10	9	408	1880	535	760	99	10	1500	0,16	0,087	555	740	Dùng cho NH_3
KTΓ-20	20	500	2930	810	910	144	8	2500	0,32	0,15	995	1365	–
KTΓ-25	25	500	3430	810	910	144	8	3000	0,39	0,17	1140	1560	–
KTΓ-32	32	500	4430	810	910	144	8	4000	0,52	0,19	1440	1940	–
KTΓ-40	40	600	3520	910	1000	216	8	3000	0,53	0,25	1555	2160	–
KTΓ-50	50	600	4520	910	1000	216	8	4000	0,70	0,32	1980	2360	–
KTΓ-65	65	600	5520	910	1000	216	8	5000	0,885	0,40	2430	3465	–
KTΓ-90	90	800	4640	1110	1230	386	8	4000	1,26	0,61	3300	4460	–
KTΓ-110	110	800	5640	1110	1230	386	8	5000	1,58	0,72	4000	5700	
KTΓ-140	140	1000	4750	1330	1670	614	8	4000	2,0	1,02	5333	7530	–
KTΓ-180	180	1000	5750	1330	1670	614	8	5000	2,5	1,23	6450	9160	–
KTΓ-250	250	1200	5845	1520	1940	870	8	5000	3,5	1,77	9360	12930	–
KTΓ-300	300	1200	6845	1520	1940	870	8	6000	4,1	2,0	10930	15390	–
KTΓ-500	556	1600	7190	2632	3230	797	2,4,8	6010	6,5	5,2	23000		Dùng cho
KTΓ-630	710	1800	7222	3695	3426	1023	2,4	6010	8,0	6,9	29000		NH_3,Prôpan
KTΓ-800	957	1800	9305	3695	3430	1023	2,4,8	8010	10,8	8,5	37000		–
KTΓ-1250	1370	2200	9890	3500	4175	1472	2,4,8	8030	16,2	14,6	60000		–

Bảng 7.9 : BÌNH NGƯNG TỤ VỎ ỐNG NẰM NGANG FREÔN

Kiểu	Bề mặt ngoài thực tế F_{ng}, m	Chiều dài ống l, m	Đường kính vỏ D, mm	Số ống n	Số lối z	Phụ tải lớn nhất Q_k, kW
KTP-4	4,8	1,0	194	23	4 ; 2	15,3
KTP-6	6,8	1,5	219	29	4 ; 2	21,5
KTP-9	9,0	1 : 3	273 ; 377	46 ; 53	4 ; 2	30,7
KTP-12	12,8	1 : 2	377 ; 325	86	4 ; 2	43,3
KTP-18	18,0	1,80	377 ; 325	86	4 ; 2	62,8
KTP-25	30,0	1,50	404	135	4	105
KTP-35	40,0	2,00	404	135	4	140
KTP-50	49,6	2,50	404	135	4	173
KTP-65	62,0	2,0	500	210	4 ; 2	216
KTP-85	92,5	3,0	500	210	4 ; 2	322
KTP-110	107,0	2,50	600	293	4	373
KTP-150	150,0	3,5	600	293	2	523
KTP-200	200,0	3,0	800	455	4 ; 2	698
KTP-260	260,0	4,0	800	455	2	1360
KTP-380	407,0	4,0	900	680		
KTP-500	500,0	5,0	900	680		

Thực ra, do có tổn thất nhiệt trong đường ống dẫn và trong bình ngưng nên sẽ có sự sai khác giữa nhiệt lượng Q_k do môi chất ngưng tụ toả ra và nhiệt lượng Q_a mà môi

Bảng 7.8 : BÌNH NGƯNG ỐNG VỎ AMÔNIẮC NẰM NGANG DO NGA CHẾ TẠO

Kiểu	Bề mặt F, m^2	Kích thước, mm				Số ống n	Số lối z	Chiều dài ống l, mm	Dung tích không gian, m^3		Khối lượng kg		Ghi chú
		Đường kính D_t	Dài	Rộng B	Cao H				Ngoài ống	Trong ống	Thiết bị	Công tác	
KTГ-10	9	408	1880	535	760	99	10	1500	0,16	0,087	555	740	Dùng cho NH_3
KTГ-20	20	500	2930	810	910	144	8	2500	0,32	0,15	995	1365	–
KTГ-25	25	500	3430	810	910	144	8	3000	0,39	0,17	1140	1560	–
KTГ-32	32	500	4430	810	910	144	8	4000	0,52	0,19	1440	1940	–
KTГ-40	40	600	3520	910	1000	216	8	3000	0,53	0,25	1555	2160	
KTГ-50	50	600	4520	910	1000	216	8	4000	0,70	0,32	1980	2360	
KTГ-65	65	600	5520	910	1000	216	8	5000	0,885	0,40	2430	3465	
KTГ-90	90	800	4640	1110	1230	386	8	4000	1,26	0,61	3300	4460	
KTГ-110	110	800	5640	1110	1230	386	8	5000	1,58	0,72	4000	5700	–
KTГ-140	140	1000	4750	1330	1670	614	8	4000	2,0	1,02	5333	7530	–
KTГ-180	180	1000	5750	1330	1670	614	8	5000	2,5	1,23	6450	9160	–
KTГ-250	250	1000	5845	1520	1940	870	8	5000	3,5	1,77	9360	12930	–
KTГ-300	300	1000	6845	1520	1940	870	8	6000	4,1	2,0	10930	15390	–
KTГ-500	556	1600	7190	2632	3230	797	2,4,8	6010	6,5	5,2	23000		Dùng cho
KTГ-630	710	1800	7222	3695	3426	1023	2,4	6010	8,0	6,9	29000		NH_3,Propan
KTГ-800	957	1800	9305	3695	3430	1023	2,4,8	8010	10,8	8,5	37000		
KTГ-1250	1370	2200	9890	3500	4175	1472	2,4,8	8030	16,2	14,6	60000		

Bảng 7.9 : BÌNH NGƯNG TỤ VỎ ỐNG NẰM NGANG FREÔN

Kiểu	Bề mặt ngoài thực tế F_{ng}, m	Chiều dài ống l, m	Đường kính vỏ D_t, mm	Số ống n	Số lối z	Phụ tải lớn nhất Q_k, kW
KTP-4	4,8	1,0	194	23	4 ; 2	15,3
KTP-6	6,8	1,5	219	29	4 ; 2	21,5
KTP-9	9,0	1 : 3	273 ; 377	46 ; 53	4 ; 2	30,7
KTP-12	12,8	1 : 2	377 ; 325	86	4 ; 2	43,3
KTP-18	18,0	1,80	377 ; 325	86	4 ; 2	62,8
KTP-25	30,0	1,50	404	135	4	105
KTP-35	40,0	2,00	404	135	4	140
KTP-50	49,6	2,50	404	135	4	173
KTP-65	62,0	2,0	500	210	4 ; 2	216
KTP-85	92,5	3,0	500	210	4 ; 2	322
KTP-110	107,0	2,50	600	293	4	373
KTP-150	150,0	3,5	600	293	2	523
KTP-200	200,0	3,0	800	455	4 ; 2	698
KTP-260	260,0	4,0	800	455	2	1360
KTP-380	407,0	4,0	900	680		
KTP-500	500,0	5,0	900	680		

Thực ra, do có tổn thất nhiệt trong đường ống dẫn và trong bình ngưng nên sẽ có sự sai khác giữa nhiệt lượng Q_k do môi chất ngưng tụ toả ra và nhiệt lượng Q_a mà môi

trường làm mát nhận được. Trong tính toán thiết bị ngưng tụ ta thường bỏ qua sự sai khác này và dùng luôn trị số Q_k cho phương trình truyền nhiệt (7.1) chính điều này là dự trữ về năng suất của thiết bị.

$$Q_k = m\,(h_2 - h_3),\ kW \qquad (7.2)$$

Trong đó :

– h_2 : entanpycủa môi chất ở lối vào và lối ra khỏi thiết bị, kJ/kg.

– m : lưu lượng môi chất qua thiết bị ngưng tụ, kg/s.

Khi biết năng suất lạnh Q_0, và công suất lí thuyết của máy nén N_{lt} cũng có thể xác định Q_k theo tổng của hai đại lượng này :

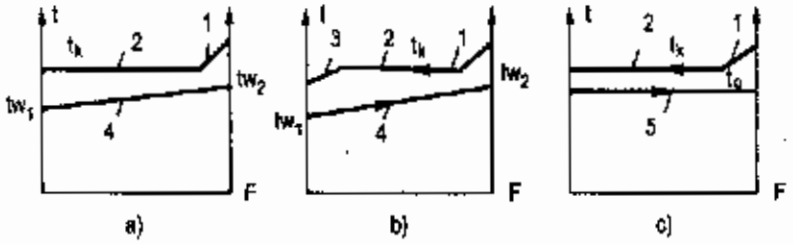
$$Q_k = Q_0 + N_{lt},\ kW \qquad (7.3)$$

Ở đây, năng suất lạnh Q_0 có tính đến các tổn thất do quá trình truyền nhiệt trong thiết bị bay hơi, trên đường ống dẫn từ van tiết lưu đến máy nén và cả tổn thất khi có khuấy chất tải lạnh lỏng (ví dụ nước muối). Công suất lí thuyết của máy nén thường vào khoảng 20 đến 25% năng suất lạnh ($N_{lt} = (0,2 - 0,25)\ Q_0$).

3. Xác định độ chênh nhiệt độ trung bình giữa môi chất lạnh và môi trường lạnh Δt_{tb}.

Thông thường, trong các thiết bị ngưng tụ làm mát bằng nước hay bằng không khí kiểu trao đổi nhiệt bề mặt thì Δt_{tb} được lấy theo trị số trung bình logarit.

Nói chung thì hơi đi vào thiết bị ngưng tụ là hơi quá nhiệt có nhiệt độ t_2, lớn hơn nhiệt độ t_k và sau khi trao đổi nhiệt ở nhiệt độ ngưng này thì nó cũng có thể giảm nhiệt độ nếu bị làm quá lạnh trong thiết bị quá lạnh hay ngay trong thiết bị ngưng tụ. Trong trường hợp thiết bị ngưng tụ bay hơi của máy lạnh ghép tầng thì cả nhiệt độ môi chất sôi (ở tầng trên) cũng không đổi. Sự thay đổi nhiệt độ của hai môi trường truyền nhiệt trong thiết bị ngưng được trình bày trên hình 7.16.



Hình 7.16 : Quá trình truyền nhiệt trong thiết bị ngưng tụ

a) Trường hợp không có quá lạnh môi chất lỏng

b) Trường hợp có quá lạnh môi chất

c) Thiết bị ngưng tụ – bay hơi (máy lạnh ghép tầng)

1– Làm lạnh hơi quá nhiệt ; 4– Gia nhiệt nước ;

2– Quá trình ngưng tụ ; 5– Quá trình sôi của môi chất.

3– Quá lạnh môi chất lỏng ;

Tuy nhiên, trong tính toán thiết bị ngưng tụ, do nhiệt lượng toả ra khi hạ nhiệt độ hơi quá nhiệt thành hơi bão hoà lúc đầu quá trình là rất nhỏ so với cả quá trình (khoảng 3 %) nên thường ta chỉ coi nhiệt độ của môi chất trong thiết bị ngưng tụ không đổi là t_k. Cách làm này trong trường hợp thiết bị không có quá lạnh sẽ làm giảm Δt_{tb} so với trị số thực một ít và diện tích F tính ra theo quan hệ (7.1) được tính có dự trữ, còn trong trường hợp có quá lạnh, thì trị số của F cũng ở xung quanh trị số thực.

$$\Delta t_{tb} = \frac{t'' - t'}{2,3 \lg \frac{t_k - t'}{t_k - t''}} \qquad (7.4)$$

Trong đó : t' và t'' – nhiệt độ vào và ra của môi trường làm mát, °C.

Khi tính gần đúng, cũng có thể xác định Δt_{tb} theo trung bình số học trong trường hợp nhiệt độ ngưng tụ t_k lớn hơn nhiệt độ cuối của môi trường làm mát không quá 2,5 – 5K đối với nước và 8 – 10K đối với không khí :

$$\Delta t_{tb} = t_k - \frac{1}{2}(t' + t'') \qquad (7.5)$$

Trong trường hợp thiết bị ngưng tụ bay hơi (dàn ngưng hơi có quạt gió cưỡng bức), thì Δt_{tb} là trị số độ chênh nhiệt độ giữa tác nhân ngưng tụ và nước bay hơi (t).

$$\Delta t_{tb} = t_k - t \qquad (7.6)$$

4. Xác định hệ số truyền nhiệt k :

Hệ số truyền nhiệt k trong công thức (7.1) được xác định theo quan hệ tính cho trường hợp trao đổi nhiệt giữa 2 môi trường qua vách ống :

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_i}\sum_{i=1}^{n} \ln\frac{d_i + 1}{d_i} + \frac{1}{\pi d_{n+1}\alpha_2}}, W/mK \qquad (7.7)$$

Trong đó :

d_1 – Đường kính trong của ống, m

d_2 – Đường kính ngoài của ống, m

α_1 và α_2 – là hệ số toả nhiệt đối lưu từ chất lỏng tới bề mặt trong của ống và từ bề mặt ngoài tới môi trường bao phủ ngoài ống, W/m^2K.

λ – Hệ số dẫn nhiệt của kim loại ống, W/mK.

Các trị số α_1 và α_2 được xác định phụ thuộc vào loại thiết bị cụ thể ; có thể theo phương trình tiêu chuẩn mô tả quá trình truyền nhiệt, trên cơ sở giá trị của tiêu chuẩn Nusselt (Nu) hay xác định trực tiếp theo các công thức thực nghiệm.

+ Đối với các thiết bị ngưng tụ kiểu ống vỏ thì α_1 là hệ số toả nhiệt từ bề mặt trong ống cho nước làm mát chảy phía trong, nó có thể được xác định theo phương trình tiêu chuẩn Mikheev đối với dòng chảy rối ổn định.

$$Nu = 0{,}021\ Re^{0,8}\ Pr^{0,43}\ (Pr_f/Pr_w)^{0,25} \qquad (7.8)$$

Công thức (7.8) cũng có thể áp dụng cho các ống và kênh tiết diện vuông, chữ nhật hoặc trong không gian hình xuyến giữa 2 ống có $d_2/d_1 = 1 \div 5{,}6$ của loại thiết bị ngưng tụ ống lồng trong điều kiện các trị số $Re = 10^4 \div 10^6$ và $Pr = 0{,}6 \div 2500$.

Trong thiết bị ngưng tụ của máy lạnh thì hiệu nhiệt độ thường nhỏ : của nước khoảng 4 ÷ 6K của không khí khoảng 8 ÷ 12K và tỉ số $(Pr_f/Pr_w) \approx 1$. Khi đó có thể xác định α_1 theo công thức :

$$\alpha_1 = B\frac{\omega^{0,8}}{d^{0,2}} \qquad (7.9)$$

Trong đó : hệ số B phụ thuộc vào tính chất vật lí của chất lỏng. Đối với không khí trong khoảng nhiệt độ $-50 < t < 50^oC$:

$$B = 3{,}21 - 0{,}0078\ t + 0{,}00004\ t^2 \qquad (7.10)$$

Đối với nước trong khoảng nhiệt độ $0 < t < 50$

$$B = 1230 + 19t \qquad (7.11)$$

+ Đối với thiết bị kiểu ống lồng thường cũng bố trí nước đi trong ống nhỏ, nên α_1 cũng được tính theo các công thức trên.

+ Đối với các thiết bị ngưng tụ kiểu ống vỏ thẳng đứng thì nước chảy thành màng mỏng trong ống đứng, hệ số toả nhiệt trung bình α_1 ở chế độ có $Re \geq 2000$ có thể tính qua trị số Nu :

$$Nu = 0{,}01\ (Ga\ .\ Pr\ .\ Re)^{1/3} \qquad (7.12)$$

Các tiêu chuẩn đồng dạng trong phương trình (7.12) lấy như sau :

$$Nu = \frac{\alpha H}{\lambda} \quad , \quad Re = \frac{4m_1}{\mu g}$$

$$Ga = \frac{gH}{\nu^2} = \frac{\nu^2 H^3}{g\mu^2}$$

Trong đó : H – Chiều cao của ống, m,

α, λ – Hệ số toả nhiệt từ vách ống cho màng nước và hệ số dẫn nhiệt của màng nước, W/m^2K và W/mK,

m_1 – Lưu lượng nước trên 1m chu vi tiết diện 1 ống, kg/m.s ;

g – Gia tốc trọng trường, m/s^2 ;

ν, μ – Độ nhớt động và độ nhớt động lực của nước.

Gọi n là số ống được tưới song song và d_1 là đường kính trong của ống thì trị số m_1 được xác định như sau :

$$m_1 = \frac{m}{\pi d_1 n}$$

Đối với nước chảy trong ống đứng có đường kính d = 38 ÷ 65 mm và chiều cao đến 1,85m, công thức tính hệ số toả nhiệt có dạng :

$$\alpha = 597\, m^{1/3} .\ W/m^2K \qquad (7.13)$$

Đối với trường hợp thiết bị ngưng tụ bay hơi và thiết bị kiểu tưới thì α_1 lại là hệ số toả nhiệt từ môi chất đang ngưng tụ trong ống đến vách ống. Hệ số toả nhiệt α_1 trong những trường hợp này có thể được xác định theo công thức :

$$\alpha_1 = 4{,}99 \sqrt[4]{\frac{r\nu^2\lambda^3}{\mu\Delta t d_1}}\ W/m^2K \qquad (7.14)$$

Trong đó $\Delta t = t_k - t_{\omega}$, là độ chênh nhiệt độ của môi chất đang ngưng tụ và vách ống;

r – Nhiệt hoá hơi của môi chất, kJ/ kg.

Hệ số α xác định theo (7.14) là không kể đến ảnh hưởng của tốc độ chuyển động của môi chất. Khi xét tới yếu tố ảnh hưởng này thì trị số hệ số toả nhiệt của freôn thực tế lớn hơn giá trị tính được theo (7.14), khi đó có thể tính α_1 theo công thức của Nusselt :

$$\alpha_1 = 6{,}47 \sqrt[4]{\frac{r\nu^2\lambda^3}{\mu\Delta t d_1}}\ W/m^2K \qquad (7.15)$$

Trong những điều kiện tương tự thì trị số hệ số toả nhiệt α_1 của amôniăc ngưng tụ trong ống lại không bị ảnh hưởng của tốc độ chuyển động do sự khác nhau về bản chất vật lí của amôniăc so với freôn và do trị số Re của amôniăc nhỏ hơn của trị số tương ứng của freôn. Tức là trong trường hợp của amôniăc vẫn tính α_1 theo (7.14).

Đối với thiết bị ngưng tụ amôniăc làm mát bằng không khí còn có thể sử dụng các quan hệ thực nghiệm sau :

$$\left.\begin{aligned} \alpha &= 7250 q_{t_1}^{-0,2} . d_1^{-0,33} \\ \alpha &= 1820 t^{-0,167} . d_1^{-0,25} \end{aligned}\right\} \qquad (7.16)$$

Trong đó : q_{t_1} – mật độ dòng nhiệt tính theo bề mặt trong của ống.

+ Xác định α_2 :

Đối với các thiết bị ngưng tụ làm mát bằng nước (kiểu ống vỏ, kiểu phần tử, kiểu ống lồng) thì α_2 là hệ số toả nhiệt từ môi chất ngưng tụ ngoài ống cho vách ngoài của ống. Sự trao đổi nhiệt ở những ống khác nhau theo chiều cao của cụm, ống sẽ không giống nhau do có lỏng ngưng tụ chảy từ dãy trên xuống dãy dưới làm dầy thêm, làm rối màng lỏng ngưng tụ chuyển động và cũng chịu ảnh hưởng của tốc độ hơi môi chất. Do những tác động theo những hướng khác nhau tới sự truyền nhiệt của màng nước ngưng như vậy, nên trị số hệ số toả nhiệt trung bình của chùm không khác mấy so với điều kiện lí thuyết (xem màng nước ngưng chảy điều hoà). Hệ số toả nhiệt trung bình của chùm α_n có thể tính theo quan hệ :

$$\alpha_n = \alpha_N n^{-1/4} \tag{7.17}$$

Trong đó : α_N – Hệ số toả nhiệt từ hơi cho bề mặt ống nằm ngang xác định theo quan hệ (7.15).

n – Số dãy ống trong chùm theo chiều cao.

Đối với freôn khi ngưng tụ trên ống nhẵn và khi tốc độ chuyển động không lớn lắm :

$$\alpha_n = \alpha_N n^{-1/16} \tag{7.18}$$

Trong trường hợp bình ngưng ống vỏ thẳng đứng, chế độ chuyển động của màng nước ngưng có thể là chế độ chảy sóng hay chế độ chảy rối, ở chế độ chảy sóng, hệ số toả nhiệt có thể tính theo công thức của Nusselt và Kapitxa :

$$\alpha = 10,338 \sqrt[4]{\frac{r\nu^2\lambda^3}{\mu\Delta tH}}, \quad W/m^2K \tag{7.19}$$

Trong đó : các ký hiệu giống công thức (7.15) và H là chiều cao của ống.

Quan hệ (7.19) dùng đối với trị số Re trong khoảng $Re_s < Re < Re_t$. Nếu chế độ chuyển động có $Re < Re_s$ (ứng với chế độ chuyển động sóng : Đối với amôniăc ($Re_s \approx 4,7$) thì hằng số trước căn trong quan hệ (7.19) sẽ bằng 8,478. Trong trường hợp dòng môi chất chuyển động trong bình ngưng tụ có $Re > Re_t$ (ứng với chế độ chuyển động rối ở trị số Reynold tới hạn. Theo kinh nghiệm có thể lấy $Re_t = 400$).

Tương ứng với trị số Re_t cũng xuất hiện chiều cao tới hạn của ống H_t mà từ đó dòng chảy của lỏng ngưng chuyển từ chế độ chảy tầng – sóng sang chế độ chảy rối. chẳng hạn ở chế độ tới hạn $Re_t = 400$ với $t_k = 30^oC$ và $\Delta t = 5^oC$ thì đối với amôniăc $H_t \approx 3,5m$. Còn với freôn 12 và freôn 22 thì $H_t = 5m$. Ở chế độ $Re > Re_t$ có thể tính α theo quan hệ của Kutateladze :

$$\alpha = 0.186\left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{1/3} \cdot \frac{Re \cdot Pr^{1/3}}{Re.100 + 63\,Pr^{1/3}}, W/m^2K \tag{7.20}$$

Trong các bình ngưng tụ freôn làm mát bằng nước thì các ống thường có cánh về phía freôn ở bề mặt ngoài vì hệ số toả nhiệt của freôn ngưng tụ nhỏ hơn của nước. Khi đó, chiều cao của cánh được chọn không lớn lắm (khoảng 1 ÷ 3 mm) còn hệ số cánh thường bằng 2,7 đến 4,5.

Khi freôn ngưng tụ trên chùm ống có cánh, bỏ qua ảnh hưởng của tốc độ dòng hơi, hệ số toả nhiệt có thể xác định theo phương trình :

$$\alpha = \alpha' n^{-0,167} \tag{7.21}$$

Trong đó : n – số ống của chùm.

α' – Hệ số toả nhiệt trong trường hợp hơi freôn ngưng tụ trên một ống đơn, α' được tính theo quan hệ :

$$\alpha' = \alpha_N \varphi \tag{7.22}$$

α_N xác định theo công thức (7.15). Hệ số φ kể tới các điều kiện ngưng tụ khác nhau trên bề mặt cánh đứng và phần bề mặt ống ngang không có cánh

$$\varphi = 1,3\frac{F_{cd}}{F_c} E^{3/4}\left(\frac{d_o}{h'}\right)^{1/4} + \frac{F_o}{F_c} \tag{7.23}$$

Trong đó :

F_{cd} – Bề mặt các phần cánh đứng

F_c – Bề mặt toàn bộ của ống có cánh

F_o – Bề mặt của phần ống không có cánh

E – Hệ số hiệu dụng của cánh

d_o – Đường kính ngoài của ống

h' – Chiều cao dẫn xuất của cánh

Trên 1m chiều dài ống, các đại lượng F_{cd} và F_o tính như sau :

$$F_{cd} = \frac{\pi(D^2 - d_o^2)}{2}\frac{1}{u}$$

$$F_0 = \pi d_0\left(1 - \frac{\delta_o}{u}\right) + \pi D\delta_d \frac{\delta_o}{u}$$

Với u là bước cánh, δ_0 và δ_d – là chiều dày cánh ở gốc và đỉnh, D – Đường kính cánh.

Chiều cao dẫn xuất của cánh được tính như sau :

$$h' = \frac{\pi}{4}\left(\frac{D^2 - d_o^2}{D}\right)$$

Ở các thiết bị ngưng tụ làm mát bằng nước và không khí thì α_2 là hệ số toả nhiệt từ bề mặt ngoài của ống đến lớp nước chảy trên bề mặt.

Trong trường hợp các ống nằm ngang của thiết bị kiểu tưới, hệ số toả nhiệt cụ thể được xác định phụ thuộc vào tỉ số giữa bước ống và đường kính ngoài của ống :

Khi S/d = 1,7 ÷ 2 :

$$\alpha = 142\ (m)^{0,4}\ \ W/m^2K \qquad (7.24)$$

còn khi S/d = 1,3 :

$$\alpha = 58\ (m)^{0,56}\ \ W/m^2K \qquad (7.25)$$

Trong đó $\overline{m} = \frac{m}{2 l n_c}\ \frac{w}{}$ kg/m.h

Với m_W – Lượng nước tiêu hao trong 1 giờ, kg/h

l – Chiều dài ống thẳng bị nước bọc cả 2 phía

n_C – Số cụm ống được tưới đồng thời

Hệ số toả nhiệt α_2 (về phía nước) trong thiết bị ngưng tụ bay hơi có thể xác định theo công thức :

$$\alpha = 1,05 \frac{\lambda}{\delta_n} \left(\frac{1,57 d_2}{\delta_n} / \frac{Pr}{\mu g} \right)^{-0,535}, \quad W/m^2K \qquad (7.26)$$

Trong đó : λ và δ_n – Hệ số dẫn nhiệt và chiều dày mang nước,

d_2 – Đường kính ngoài của ống,

Pr – Tiêu chuẩn Prank với nước.

Chiều dày δ_n của màng nước tính phụ thuộc vào lưu lượng nước $\overline{m}$, độ nhớt động lực μ và khối lượng riêng của nước, theo công thức :

$$\delta = 1,34 \left(\frac{3\overline{m}^{\mu}}{\rho_2} \right)^{1/3}, \ m$$

Với các hệ số toả nhiệt α_1 và α_2 tính cho các trường hợp tương ứng với các loại thiết bị khác nhau trong quan hệ (7.8), (7.26) ta có thể xác định được hệ số k theo công thức (7.7).

Trong trường hợp tính kiểm tra, nhiệt trở của vách ống đã làm việc còn được bổ sung bằng nhiệt trở của các lớp cặn và dầu bám, nên trong công thức (7.7) nhiệt trở δ/λ của vách được thay thế bằng tổng nhiệt trở các vách ống và các lớp bám bẩn.

$$\sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \ m^2K/W$$

Ở đây n – số lớp khác nhau của vách (cặn, vách kim loại, dầu) có hệ số dẫn nhiệt λ_i và chiều cày δ_i. Khi đó, ta cũng có các công thức tương tự (7.7) xác định hệ số truyền nhiệt k_{F1} và k_{F2} đối với bề mặt trong hay bề mặt ngoài của ống :

$$k_{F1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}\frac{F_2}{F_1} + \frac{F_2}{F_b}\sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \qquad (7.27a)$$

$$k_{F2} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}\frac{F_2}{F_1} + \frac{F_2}{F_b}\sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \qquad (7.27b)$$

Trong đó nhiệt trở của vách ống và của các lớp bám bẩn trên bề mặt F_b (có thể bằng F_2, F_1 hay $F_{tb} \approx 0,5\ (F_1 + F_2)$. Nếu F_1 và F_2 khác nhau ít và sự bám bẩn chỉ ở một phía thì trong phương trình tính k phải đưa vào các nhiệt trở tính tương ứng về phía F_1 và F_2.

Trong trường hợp các thiết bị với ống có cánh nếu hiệu quả cánh $E \approx 1$ (trường hợp bình ngưng ống vỏ freôn có các cánh bằng đồng chiều cao nhỏ và chiều dày tương đối lớn) thì có thể xác định k theo các công thức (7.27). Khi $E < 1$ (thiết bị ngưng tụ làm mát bằng không khí...) thì trong các công thức trên phải thay α_1 và α_2 bằng α_{1C} và α_{2C} là hệ số toả nhiệt hiệu dụng khi có cánh, đồng thời đưa vào các hệ số mức độ cánh φ_1 và φ_2 của các bề mặt trong và bề mặt ngoài có cánh. Hệ số truyền nhiệt của bề mặt có cánh k_{Fc} tương ứng tính cho bề mặt có cánh trong và ngoài như sau :

$$k_{F_{c1}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{c1}\varphi_1} + \frac{F_{c1}}{F_b}\sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{F_{c1}}{\alpha_{c2}F_2}} \qquad (7.28a)$$

$$k_{F_{c2}} = \frac{1}{\frac{F_{c2}}{\alpha_{c2}F_1} + \frac{F_{c2}}{F_b}\sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{c2}}} \qquad (7.28b)$$

Trường hợp chỉ làm cánh một phía thì α_C sẽ trở thành α_1 hay α_2 và mức độ cánh chỉ còn lại một đại lượng φ_1 hoặc φ_2.

5. Xác định diện tích bề mặt trao đổi nhiệt F rút ra từ công thức (7.1) theo bề mặt trong F_1 hay bề mặt ngoài F_2 :

$$F_1 = \frac{Q_k}{K_{F1}\Delta t_{tb}}$$

$$F_2 = \frac{Q_k}{K_{F2}\Delta t_{tb}}$$

Trong trường hợp tính sơ bộ, để tính nhanh bề mặt truyền nhiệt cũng có thể thực hiện theo phương pháp tính lặp bằng cách chọn trước hệ số truyền nhiệt k rồi xác định (F), bố trí, tính kích thước thiết bị, tìm tốc độ dòng chảy và xác định lại hệ số k. Nếu trị số k tìm được sai khác không quá 5% với trị số đã chọn thì xem như phép tính xác định ... F kết thúc, trị số k lấy là trị số đã tính kiểm tra. Trong trường hợp ngược lại thì phải chọn lại k và tiếp tục cho đến khi thoả mãn điều kiện nói trên. Để chọn sơ bộ hệ số k có thể tham khảo bảng (7.10) (1 kcal/m^2 h độ = 1,163 W/m^2K).

Bảng 7.10 : HỆ SỐ TRUYỀN NHIỆT K CỦA THIẾT BỊ NGƯNG TỤ

Kiểu bình ngưng	Hệ số truyền nhiệt k		Phụ tải nhiệt q_F		Độ chênh nhiệt độ (thí dụ)
	W/m^2K	kcal/m^2.h.độ	W/m^2	kcal/m^2.h	
Môi chất HN_3					
Ống vỏ đứng và nằm ngang	900 – 1000	800 – 900	4700 – 5200	4000 – 4500	5 – 6
Phần tử	900 – 1000	800 – 900	4700 – 5200	4000 – 4500	5 – 6
Kiểu tưới có trích lỏng trung gian	700 – 900	600 – 800	4000 – 4700	3500 – 4000	5 – 6
Kiểu bay hơi, Freôn	500 – 700	450 – 600	1400 – 2300	1200 – 2000	3
Ống vỏ và ống xoắn, ống có cánh bằng đồng	400 – 470	350 – 400	3000 – 4000	2500 – 3500	7 – 10
Ống xoắn có cánh làm mát bằng không khí	30 – 35	25 – 30	230 – 300	200 – 250	8 – 10

6. Xác định chiều dài tổng cộng ống thiết bị ngưng tụ :

$$L = F/(\pi.d)$$

7. Bố trí kết cấu thiết bị :

– Số ống trong một lối :

$$n_l = \frac{4m}{\pi d^2 \omega \rho}$$

– Làm tròn n_l, định chiều dài một ống l và xác định số ống :

$$n = L/l$$

– Làm tròn n, trong trường hợp bình ngưng ống vỏ.

Xác định số ống m đặt theo đường chéo lớn của hình lục giác nối các tâm ống ngoài của chùm có bước ống s đặt trong vỏ có đường kính trong D_t :

$$n = 3/4\ (m^2 - 1) + 1$$

Từ đây tìm được m và có :

$$D_t = ms$$

Số lối z : $z = n/n_1$

Trong trường hợp bình ngưng ống vỏ, xác định hệ số toả nhiệt của môi chất chuyển động trong không gian giữa các ống, ta chọn tốc độ ω_{mc} rồi tính kiểm tra lại.

Tiết diện giữa các ống để môi chất lưu động :

$$F_{mc} = \frac{m_{mc}}{\omega_{mc}\rho_{mc}}$$

Mặt khác F_{mc} cũng cần thoả mãn điều kiện hình học :

$$F_{mc} = \frac{\pi D_t^2}{4} - \frac{\pi d^2 n}{4}$$

Từ đây xác định đường kính trong của vỏ :

$$D_t = \sqrt{\frac{4}{\pi}\left(\frac{m_{mc}}{\rho_{mc}\omega_{mc}} + \frac{\pi d^2 n}{4}\right)}$$

Chiều dày ống được xác định đảm bảo độ bền và ổn định, chống ăn mòn $\delta \geq 0,5 \div 0,8$ mm đối với ống đồng và $\delta < 1,5 \div 2$ mm đối với ống thép.

– Bước ống trong bình ngưng ống vỏ thường đảm bảo tỉ số $s/d = 1,24 \div 1,45$. Khi $S < 1,3\ d_t$ khó đảm bảo độ bền của mặt sàng.

Nói chung trị số tiết diện lưu động yêu cầu được đảm bảo do đặt các tấm ngăn theo chiều dài thiết bị.

Khi hệ số toả nhiệt về phía môi trường chuyển động trong không gian giữa các ống nhỏ hơn nhiều so với trị số α trong ống cần làm cánh ở bề mặt ngoài. Trường hợp phải làm cánh phía trong thì cánh thường là cánh dọc.

Chương 8

THIẾT BỊ BAY HƠI

8.1. PHÂN LOẠI THIẾT BỊ BAY HƠI

Có nhiều cách phân loại thiết bị bay hơi : phân loại theo môi trường cần làm lạnh, theo mức độ choán chỗ của môi chất lạnh, theo điều kiện tuần hoàn của chất tải lạnh...

1. Dựa vào tính chất của môi trường làm lạnh người ta phân thành :

– Thiết bị bay hơi để làm lạnh chất tải lạnh lỏng như nước, nước muối hay những chất lỏng giọt không đóng cứng khác như sữa, bia, rượu vang (thiết bị bay hơi chuyên dùng).

– Thiết bị bay hơi để làm lạnh không khí. Trong loại này đôi khi người ta lại chia làm hai nhóm : Bộ lạnh bay hơi trực tiếp (không khí tuần hoàn tự nhiên) và thiết bị làm lạnh không khí bay hơi trực tiếp (không khí tuần hoàn cưỡng bức).

2. Theo mức độ choán chỗ của môi chất lạnh lỏng trong thiết bị, các thiết bị bay hơi được chia thành hai loại : ngập và không ngập.

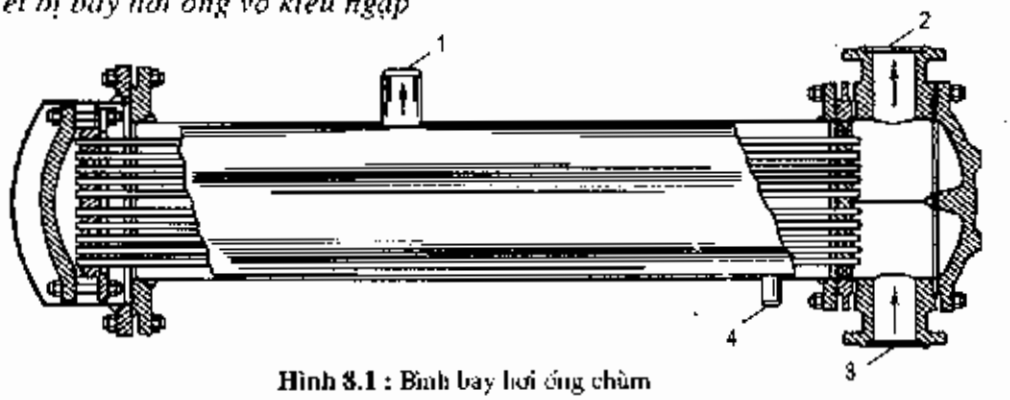
– Ở loại thiết bị bay hơn kiểu ngập thì môi chất lạnh lỏng bao phủ toàn bộ bề mặt trao đổi nhiệt.

– Ở loại thiết bị bay hơi kiểu không ngập thì môi chất lạnh lỏng không bao phủ toàn bộ bề mặt trao đổi nhiệt mà một bộ phận của bề mặt này được dùng để làm tăng độ quá nhiệt môi chất lạnh.

Sự phân loại này chỉ dùng cho các thiết bị bay hơi kiểu chùm ống có vỏ bọc nằm ngang. Tuy nhiên, các thiết bị bay hơi kiểu ống vỏ ống xoắn cấp lỏng từ trên xuống không thuộc loại ngập.

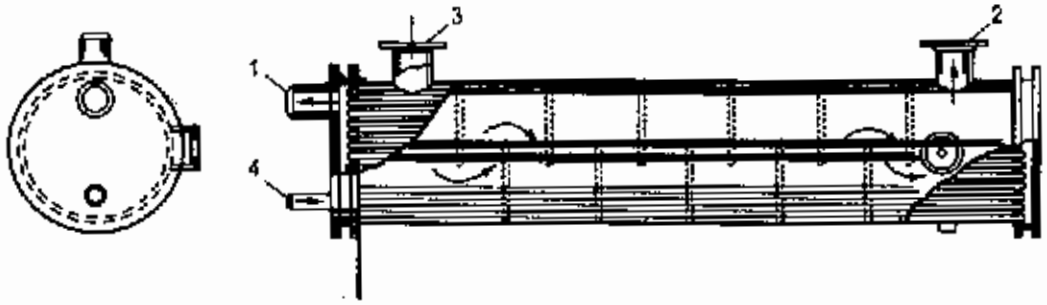
8.2. THIẾT BỊ BAY HƠI (TBBH) LÀM LẠNH CHẤT LỎNG

1) *Thiết bị bay hơi ống vỏ kiểu ngập*



Hình 8.1 : Bình bay hơi ống chùm

1 – Hơi MCL ra ; 2 – Nước lạnh ra ; 3 – Nước vào ; 4 – MCL lỏng vào.



Hình 8.2 : Bình bay hơi ống chùm môi chất sôi trong ống
1 – Hơi MCL ra ; 2 – Nước lạnh ra ; 3 Nước vào ; 4 – MCL lỏng vào.

Đây là loại thiết bị bay hơi được dùng phổ biến nhất trong các hệ thống lạnh công suất lớn và trung bình. Nguyên lí cấu tạo và quá trình truyền nhiệt trong loại thiết bị này khá giống với bình ngưng tụ làm mát bằng nước, nhưng ở đây chất lỏng được làm lạnh chảy trong ống còn môi chất sôi ở bề mặt ngoài trong không gian giữa các ống (Hình 8.1).

Không có sự khác nhau về nguyên lí giữa bình bay hơi ống vỏ kiểu ngập amôniăc và loại dùng cho môi chất freôn. Sự khác nhau ở loại này chỉ do kết cấu của bề mặt truyền nhiệt và vật liệu sử dụng.

Trên hình 8.1 trình bày cấu tạo của bình bay hơi ống vỏ amôniăc kiểu ngập.

Trên một nắp lắp ống dẫn nước muối (chất lỏng được làm lạnh) vào (ở dưới) và ra (ở trên) và các ống xả không khí (ở trên) và nước muối (ở dưới), trong các nắp cũng có thể có các tấm chắn phân dòng để kéo dài hành trình của nước muối tăng hiệu quả truyền nhiệt – số hành trình thường từ 2 đến 12.

Môi chất lạnh lỏng được đưa vào từ phía dưới và hơi được dẫn ra ở phía trên. Ở các bình bay hơi công suất lớn, lỏng được đưa từ ống góp theo một số ống dẫn vào bình phân bố theo chiều dài, hơi cũng được dẫn ra bằng các ống nhánh và ống góp để môi chất phân bổ đều trong không gian.

Các ống trong bình bay hơi amôniăc là ống thép nhẵn, còn trong bình bay hơi freôn là các ống đồng có cánh. Trên hình 8.2 là dạng kết cấu chung của bình bay hơi freôn.

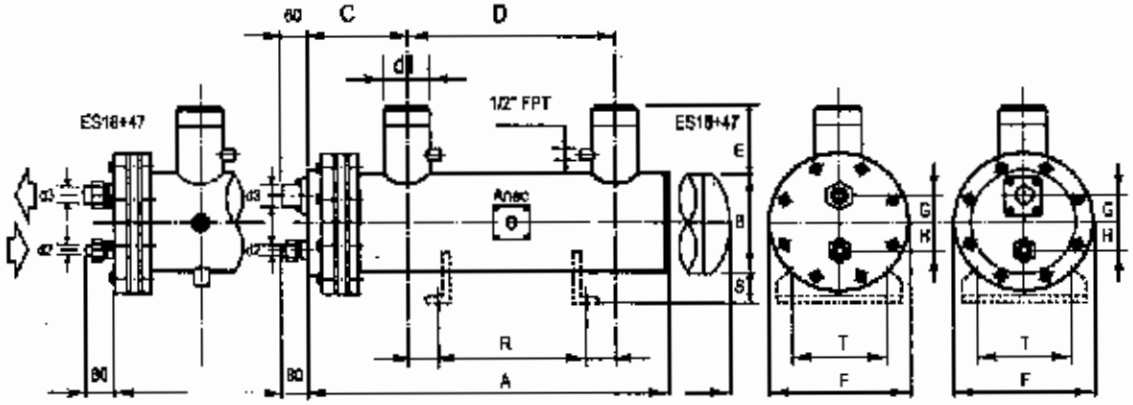
Để tăng tốc độ chuyển động của chất tải lạnh, trong không gian giữa các ống có đặt các tấm chắn thẳng đứng. Tốc độ chất tải lạnh trong bình $\omega = 0,3 \div 0,8$ m/s.

Hình 8.3 trình bày cấu tạo của bình bay hơi freôn ống chữ U (chỉ có một mặt bích) do hãng Alfa Laval chế tạo, các đặc tính kĩ thuật và kết cấu của nó cho ở bảng 8.1 và 8.2.

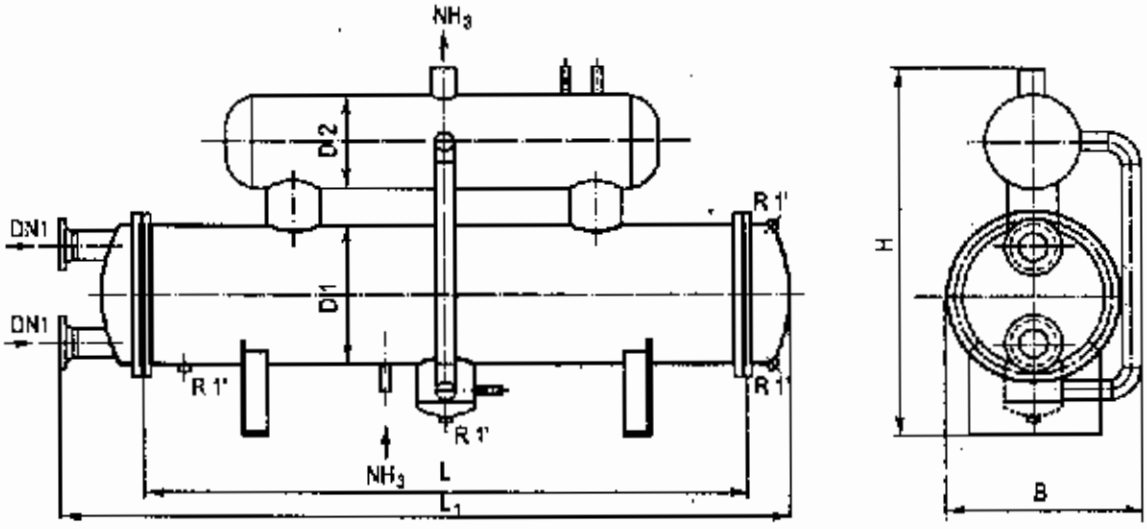
Chùm ống chữ U có thể tháo lắp được, trừ loại có công suất nhỏ hơn 50 kW. Các ống được núc vào mặt sàng, phía trong các ống có các rãnh ren xoắn ốc để tạo chuyển động xoắn của dòng nhằm tăng hệ số truyền nhiệt k.

Bảng 8.1 : ĐẶC TÍNH KĨ THUẬT BÌNH BAY HƠI FREÔN 22 CỦA HÃNG ALFA LAVAL

Kiểu bình bay hơi R22			ES 18	ES 28	ES 35	ES 47	ES 56	ES 65	ES 80	ES 95
R22	Q_o	kW	18,6*	28,2*	35,1	47	56	65	80	95
t_v=12°C t_o =2°C		kcal/h(x 1000)	16*	24*	30,2	40,4	48,2	56,7	68,8	81,7
t_l=7°C Δt_{qn} =4°C	W_n	m^3/h	4	6	6	8	9,6	11,4	13,8	16,4
t_v=12°C t_o =2°C	W_{max}	m^3/h	6,3	8	10	11,4	12	14,5	18	21
t_l=8°C Δt_{qn} =4°C	Δp_{tt}	bar	0,16	0,29	0,27	0,41	0,35	0,39	0,42	0,46



Hình 8.3 : Bình bay hơi freôn ống chữ U của Hãng Alfa Laval



Hình 8.4 : Bình bay hơi ống chùm có hình tách lỏng nằm ngang

Bảng 8.2 : ĐẶC TÍNH KẾT CẤU CỦA BÌNH BAY HƠI FREÔN TRÌNH BÀY Ở HÌNH 8.3

Kiểu bình			BS 18	BS 28	BS 35	BS 47	BS 56	BS 65	BS 80	BS 95
Kích thước	A	mm	887	1037	1257	1407	1281	1431	1631	1781
	B	mm	140	140	140	140	168	168	168	168
	C	mm	97	97	107	107	161	161	161	161
	D	mm	690	840	1040	1190	1030	1180	1380	1530
	E	mm	130	130	130	130	130	130	130	130
	F	mm	195	195	195	195	245	245	245	245
	G	mm	32	32	32	32	45	45	45	45
	H	mm	30	30	30	30	37	37	37	37
	R	mm	550	650	800	950	800	950	1100	1200
	S	mm	60	60	60	60	60	60	60	60
	T	mm	160	160	160	160	160	160	160	160
Ống nối	d_1	MPT	1½"	1½"	2"	2"	2½"	2½"	2½"	2½"
	d_2	ODSmm	22	22	22	22	22	22	22	22
	d_3	ODSmm	35	35	35	35	54	54	54	54
	V_R	dm^3	3,5	4,2	5	5,7	7,3	8,2	9,3	10,2
	V_{H_2O}	dm^3	6,7	7,9	9,5	11	15,3	17,2	19,8	21,7
	P	kg	33	37	42	45	67	72	77	

MPT : Đầu ống nối ren ODS : Nối hàn

Trong các hệ thống công suất lớn hiện nay, các nước Đức, Đan Mạch, Việt Nam,... thường sản xuất các bình bay hơi amôniăc có bình tách lỏng nằm ngang phía trên như ở hình 8.4. Đặc tính kết cấu của các loại bình kiểu này được cho trong bảng 8.3.

Trong các bình bay hơi của hệ thống lạnh có máy nén li tâm, bề mặt truyền nhiệt tạo thành từ chùm ống bố trí so le có bước ống nhỏ và chiếm khoảng một nửa không gian trong bình. Nữa không gian còn lại có vai trò như bao hơi để làm khô và quá nhiệt hơn. Để đảm bảo độ quá nhiệt của hơi hút về máy nén, môi chất được đưa vào qua dường ống phía trên, do vậy trong vùng quá nhiệt tạo thành hiệu nhiệt độ lớn nhất. Để giảm các giọt lỏng bay theo, trên chùm ống có bố trí các thiết bị phân ly hơi.

Mật độ dòng nhiệt q_F trong thiết bị bay hơi phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của môi chất ω và hiệu nhiệt độ giữa nhiệt độ của môi chất sôi và của môi trường được làm lạnh (nước, nước muối...) Δt_f.

Trị số gần đúng của mật độ dòng nhiệt trong các thiết bị bay hơi kiểu ống vỏ ngập của Nga cho trong bảng 8.4a.

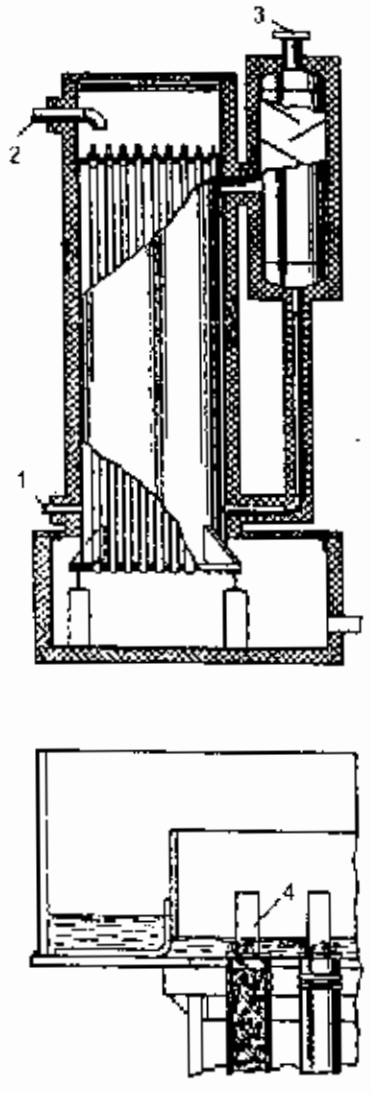
Bảng 8.3 : ĐẶC TÍNH KẾT CẤU CỦA BÌNH BAY HƠI NH_3 CỦA HÃNG GUNTNER

(Nhiệt độ bay hơi t_o= 0°C, nhiệt độ nước vào/ra = 10/5°C)

Typ AV	Q_o [kW]	V [m³/h]	ΔP [bar]	A_i [m²]	D_1 [mm]	D_2 [mm]	L [mm]	L_1 [mm]	B [mm]	H [mm]	$V_{(MK)}$ (ISS) [dm³]	$V_{(RK)}$ (ISS) [dm³]	m [kg]
25.10	3,6	0,6	0,01	3,1	273	88,9 – 273	1000	1250	480	458 + D2	35	25	150
25.20	30,4	5,2	0,02	6,3			2000	2250			70	40	230
25.30	69,5	11,9	0,11	9,4			3000	3250			100	50	330
30.10	6,2	1,1	0,01	5,5	323,9	88,9 – 323,9	1000	1270	530	782 + D2	40	40	200
30.20	53,2	9,1	0,02	11,0			2000	2270			80	70	330
30.30	121,6	20,8	0,13	16,5			3000	3270			120	90	460
35.10	8,5	1,5	0,01	6,3	355,6	114,3 – 355,6	1000	1290	570	834 + D2	50	50	250
35.20	98,6	16,9	0,12	12,6			2000	2290			100	80	410
35.30	145,3	24,9	0,14	18,8			3000	3290			150	110	560
35.40	233,6	40,0	0,43	25,1			4000	4290			210	140	770
40.20	130,8	22,4	0,12	17,6	406,4	114,3 – 406,4	2000	2300	620	903 – D2	130	110	520
40.30	247,4	42,4	0,62	26,4			3000	3300			190	150	730
40.40	310,1	53,2	0,40	35,2			4000	4300			260	190	990
45.20	182,6	31,3	0,14	24,5	457,2	114,3 – 457,2	2000	2320	670	954 + D2	150	160	670
45.30	345,9	59,3	0,64	36,8			3000	3320			220	210	940
45.40	430,6	73,8	0,37	49,0			4000	4320			300	270	1310
45.50	600,0	102,8	0,84	61,3			5000	5320			370	320	1630
50.20	263,9	45,2	0,46	29,5	508,0	114,3 – 508,0	2000	2340	720	1004 + D2	190	200	840
50.30	416,3	71,4	0,63	44,3			3000	3340			280	270	1170
50.40	518,5	88,9	0,37	59,1			4000	4340			370	330	1610
50.50	723,0	123,9	0,84	73,8			5000	5340			470	400	1990
50.60	647,2	110,9	0,11	88,6			6000	6340			560	460	2350
55.30	513,6	88,0	0,65	54,7	558,8	114,3 – 558,8	3000	3350	770	1077 + D2	330	340	1400
55.40	639,2	109,6	0,37	72,9			4000	4350			440	420	1930
55.50	891,9	152,9	0,84	91,1			5000	5350			550	500	2430
55.60	798,5	136,9	0,11	109,3			6000	6350			660	580	2860
60.30	610,7	104,7	0,63	65,0	609,6	168,3 – 609,6	3000	3350	820	1155 + D2	400	410	1660
60.40	767,7	131,6	0,38	86,7			4000	4350			540	510	2300
60.50	1060,6	181,8	0,84	108,4			5000	5350			670	600	2840
60.60	949,8	162,8	0,11	130,1			6000	6350			800	700	3340
65.30	743,2	127,4	0,63	79,2	660,4	168,3 – 660,4	3000	3460	870	1217 + D2	460	510	2110
65.40	934,4	160,2	0,38	105,6			4000	4460			610	630	2900
65.50	1290,9	221,3	0,84	131,9			5000	5460			760	740	3560
65.60	1155,9	198,1	0,11	158,3			6000	6460			920	860	4180
65.70	1500,7	257,2	0,20	184,7			7000	7460			1070	980	4860
70.40	1100,8	188,7	0,38	124,4	711,2	168,3 – 711,2	4000	4530	920	1306 + D2	700	750	3290
70.50	1521,2	260,7	0,84	155,5			5000	5530			880	890	4070
70.60	1362,2	233,5	0,11	186,6			6000	6530			1060	1030	4780
70.70	1767,7	303,0	0,20	217,7			7000	7530			1240	1170	5650
75.40	1267,0	217,2	0,38	143,3	762,0	219,1 – 762,0	4000	4570	980	1350 + D2	820	880	3740
75.50	1751,4	300,2	0,84	179,1			5000	5570			1020	1040	4690
75.60	1568,3	268,8	0,11	214,9			6000	6570			1220	1200	5500
75.70	2034,5	348,7	0,20	250,7			7000	7570			1430	1360	6390
80.40	1455,8	249,5	0,38	164,6	812,8	219,1 – 812,8	4000	4610	1080	1406 + D2	930	1030	4250
80.50	2011,9	344,8	0,83	205,8			5000	5610			1160	1220	5260
80.60	1802,0	308,9	0,11	246,9			6000	6610			1390	1400	6220
80.70	2336,5	400,5	0,20	288,1			7000	7610			1620	1580	7220

Bảng 8.4a : ĐẶC TÍNH MỘT SỐ TBBH ỐNG CHÙM DO NGA CHẾ TẠO

Δt_F ; °C	Trị số mật độ dòng nhiệt q_F trong các bình bay hơi, w/m²						
	Kiểu ITG cho NH_3 ở t_o, °C			Kiểu ITG cho R22 ở ω, m/s		Kiểu ITR cho R22, R12 ở ω, m/s	
	0	- 15	–25	1	1,5	1	1,5
3	1800	1700	1600	–	–	–	–
4	2900	2800	200	1600	2300	3200	4600
5	3900	3500	–	2300	3500	4600	6400
6	–	–	–	3100	4600	5700	7900



Hình 8.5 : Bình bay hơi ống vỏ chùm ống đứng

1 – Môi chất lạnh vào ; 2 – Nước vào ;
3 – Hơi ra ; 4 – Tạo dòng xoáy.

2) Thiết bị bay hơi môi chất sôi trong ống và trong kênh

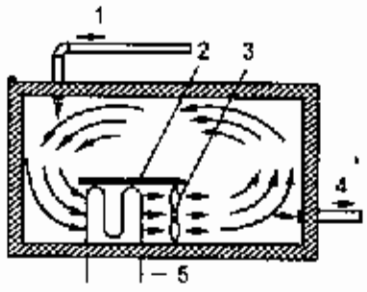
Ngoài các TBBH freôn kiểu ống chùm chữ U, các TBBH loại này còn có thể là các kiểu bình bay hơi ống chùm đứng và TBBH kiểu tấm.

Hiện nay, thiết bị bay hơi ống vỏ loại này được sử dụng rất rộng rãi trong các hệ thống làm lạnh chất lỏng trong vòng tuần hoàn kín vì chất lỏng chuyển động phía ngoài ống nên loại trừ được sự cố nước đóng băng trong các ống truyền nhiệt gây nổ ống.

Trên hình 8.5 trình bày kết cấu của bình bay hơi ống vỏ chùm ống đứng.

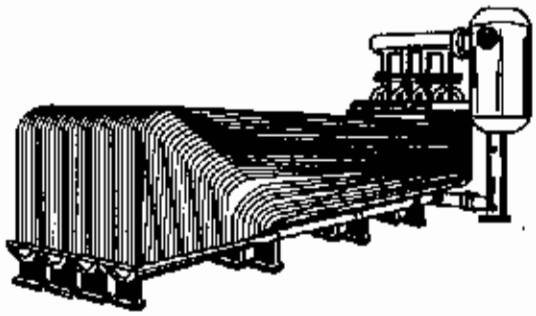
Thiết bị loại này có ưu điểm là gọn, tiết kiệm mặt bằng. Chất lỏng cần làm lạnh chảy trong ống từ trên xuống trong các ống có rãnh xoắn tạo chuyển động xoáy và ở dạng màng mỏng, sau khi đã đi qua thiết bị phun bố trí phía đầu ống.

Khi phải làm lạnh các chất lỏng trong các không gian lớn kiểu trong thùng và trong bể, người ta hay sử dụng các loại dàn bay hơi kiểu chùm ống xoắn như

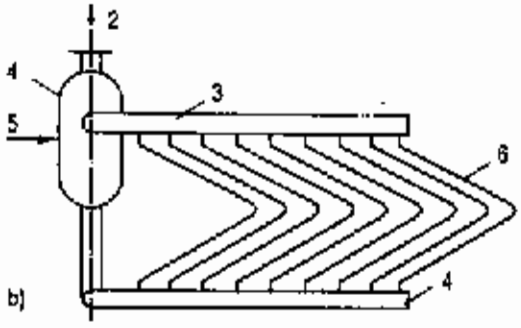


Hình 8.6 : Kết cấu thùng làm lạnh chất lỏng.

1 – Chất lỏng nóng vào ; 2 – Tấm ngăn ;
3 – Khuấy ; 4 – Chất lỏng lạnh ra ;
5 - Dàn bay hơi.



Hình 8.7 : Dàn bay hơi kiểu ngập có các ống song song.



Hình 8.8 : Dàn bay hơi kiểu "xương cá".

1– Bình tách lỏng ; 2 – Hơi về máy nén ;
3 – Ống góp hơi ; 4 – Ống góp lỏng ;
5 Lỏng từ van tiết lưu ; 6 – Chùm ống "xương cá".

ở hình 8.6 hoặc dàn bay hơi chùm ống song song như ở hình 8.7 hay dàn ống đứng kiểu "xương cá" như ở hình 8.8.

Khi làm lạnh chất lỏng trong thùng, dàn bay hơi có thể được bố trí ở một góc hay chính giữa thùng và tạo vách ngăn để tăng cường tốc độ chuyển động của chất lỏng như ở hình 8.6. Tốc độ lưu chuyển của chất lỏng ở đây thường chỉ vào khoảng 0,3–0,7 m/s và nhỏ hơn. Tuy nhiên ở loại này nếu công suất làm lạnh lớn thì kém hiệu quả vì môi chất lỏng sau khi bay hơi không được thoát ra để giải phóng bề mặt truyền nhiệt. Vì vậy, trong các bể làm lạnh lớn người ta hay dùng các dàn lạnh ống đứng có ống góp trên và dưới để đưa lỏng và dẫn hơi ra như ở hình 8.7 và 8.8. Ở các thiết bị loại này bề mặt trao đổi nhiệt được tăng lên do các ống trao đổi nhiệt không phải là ống thẳng mà là ống gấp khúc.

Thiết bị làm lạnh bay hơi trực tiếp trong các thùng làm lạnh kín thường được dùng để đáp ứng nhu cầu đảm bảo vệ sinh an toàn, trong các bể làm lạnh nước đá thì nói chung là bể hở.

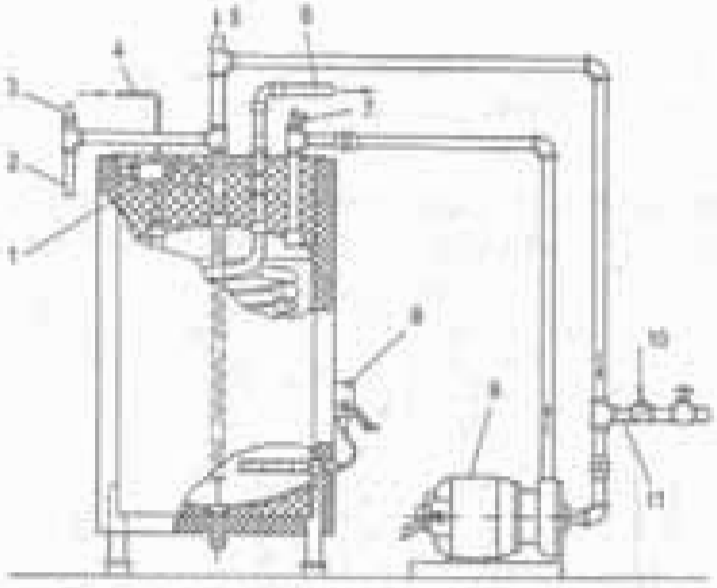
Thiết bị bay hơi kiểu ngập ống vỏ ống xoắn thường bao gồm một hoặc một số ống xoắn nhẵn đặt trong thân hình trụ bằng thép như ở hình 8.9. Thiết bị bay hơi kiểu này thường được sử dụng để làm lạnh nhanh chất lỏng như bia và các đồ uống khác.

Để làm lạnh chất lỏng, hiện nay cũng sử dụng ngày càng phổ biến các thiết bị bay hơi kiểu ống lồng hoặc thiết bị bay hơi kiểu tấm giống như các thiết bị ngưng tụ trình bày ở các hình 7.7, 7.8. Đặc tính một số thiết bị bay hơi loại này cho trong bảng 8.5 : Thiết bị bay hơi kiểu tấm, cho R22 của hãng Alfa Laval.

Các dàn làm lạnh không khí bằng dung dịch chất tải lạnh cũng được hãng Alfa Laval chế tạo với các kích cỡ khác nhau sử dụng dung dịch Glycol được trình bày trong bảng 8.4b.

Bảng 8.4b : ĐẶC TÍNH DÀN LẠNH KHÔNG KHÍ SỬ DỤNG CHẤT TẢI LẠNH ETHYLEN – GLYCOL 30% CỦA HÃNG ALFA LAVAL

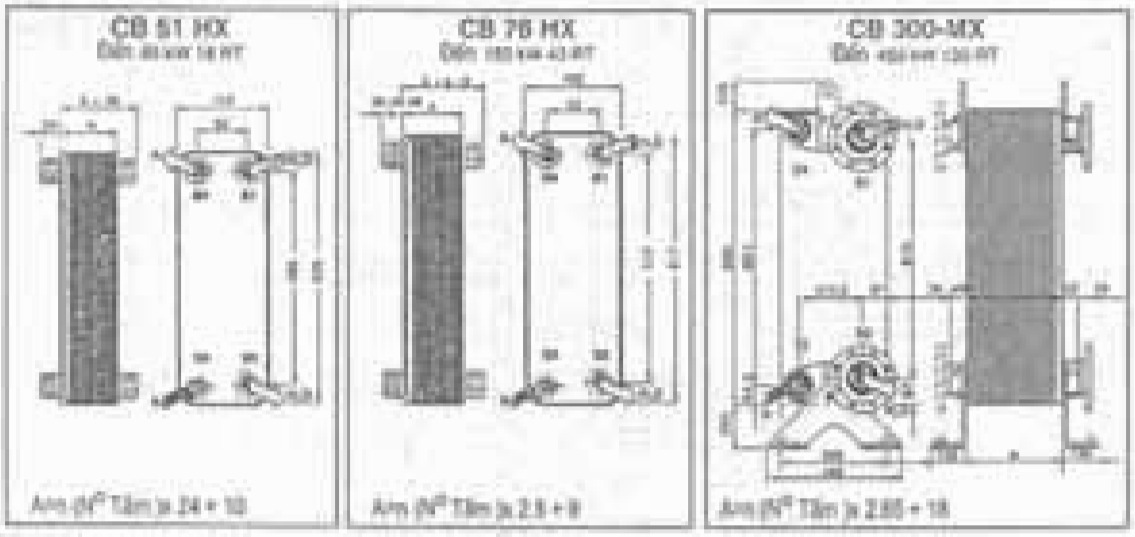
| LCS | | |



Hình 8.9 : Thiết bị bay hơi ống vỏ ống xoắn đứng

1. Van tiết lưu 2. Ống xả tràn 3. Van an toàn 4. Ống MCL lỏng 5. Ống nước ra 6. Ống hút 7. Van tay xả khí 8. Rơ le nhiệt độ 9. Bơm tuần hoàn 10. Van một chiều 11. Ống nước mới

Bảng 8.5 : ĐẶC TÍNH THIẾT BỊ BAY HƠI KIỂU TẤM



Điều kiện chuẩn		Nº tấm	Năng suất (kW)		
			CB51-HX	CB76-HX	CB300-MX
Nước:	t_{vv} = 12°C	10	6	10	30
	t_o = 7°C	20	13	21	60
	ΔP = max 45kPa	30	19	32	90
		40	26	43	120
		50	32	54	150
		60	38	65	180
R22	t_o = 2°C	80	50	82	240
	Δt_{qt} = 5K	100	60	100	300
		120	65	120	360
		150		150	450

8.3. THIẾT BỊ BAY HƠI LÀM LẠNH KHÔNG KHÍ

Các thiết bị bay hơi dùng để làm lạnh không khí gồm 3 nhóm : thiết bị làm lạnh không khí kiểu khô, kiểu ướt và kiểu hỗn hợp.

Thiết bị làm lạnh không khí kiểu khô là thiết bị trao đổi nhiệt bề mặt, trong đó không khí (lưu động ngoài chùm ống) thải nhiệt cho môi chất sôi trong ống hoặc cho nước muối chảy trong ống. Đây là loại thiết bị bay hơi làm lạnh không khí được dùng phổ biến nhất hiện nay. Khi không khí được làm lạnh do truyền nhiệt cho môi chất sôi trong ống ta gọi là thiết bị làm lạnh trực tiếp, còn khi không khí được làm lạnh nhờ nước muối hoặc các chất tải lạnh khác chảy trong ống ta gọi là thiết bị làm lạnh gián tiếp. Cả hai loại này thường được chế tạo ở dạng chùm ống có cánh đặt trong vỏ, ít sử dụng chùm ống nhẵn, thường chỉ khi làm lạnh kết hợp với làm khô không khí trong các máy hút ẩm. Không khí được làm lạnh là không khí được tuần hoàn cưỡng bức – nhờ quạt gió đẩy qua thiết bị. Chiều dài của một ống xoắn (từ ống góp lỏng đến ống góp hơi) vào khoảng 5 ÷ 15 m, trong các thiết bị lớn có thể đến 20 ÷ 25m, chiều dài lớn nhất cho phép :

$$l_{max} = r d_t \omega \rho' / (4 n q_{F,t}) \qquad (8.1)$$

Trong đó :

r – Nhiệt ẩn hoá hơi của môi chất, kJ/.kg

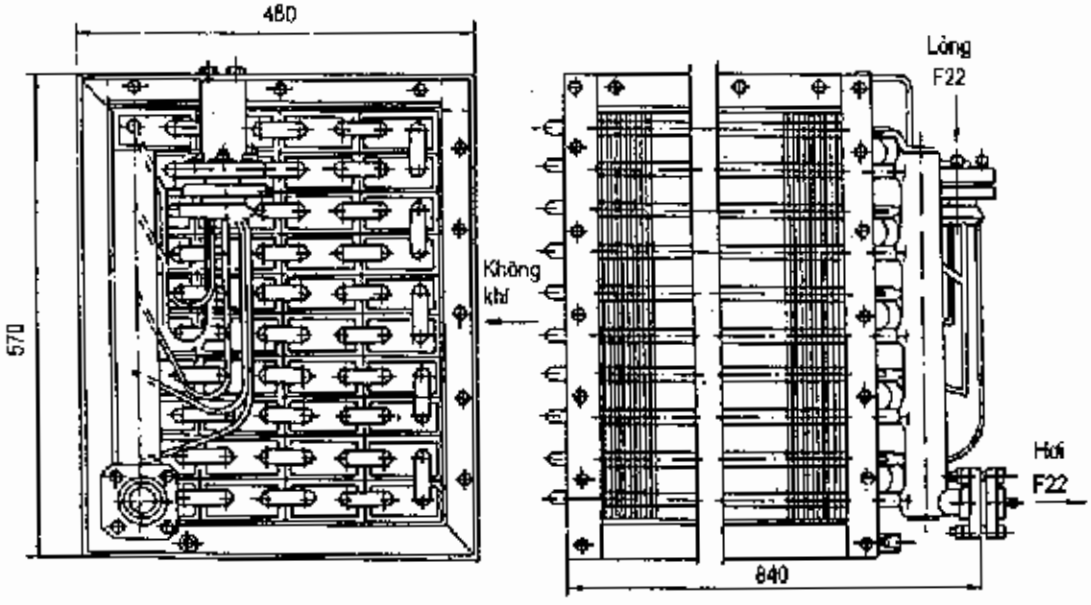
d_t – Đường kính trong của ống, m

ω, ρ' – Tốc độ, m/s và mật độ, kg/m^3 của môi chất lỏng đi trong ống.

n – Bội số tuần hoàn $n = 1/(x_V - x_r)$ với x_V và x_r là độ chứa ẩm, kJ/kg của không khí.

$q_{F,t}$ – Mật độ dòng nhiệt tính cho mặt trong của ống, W/m^2.

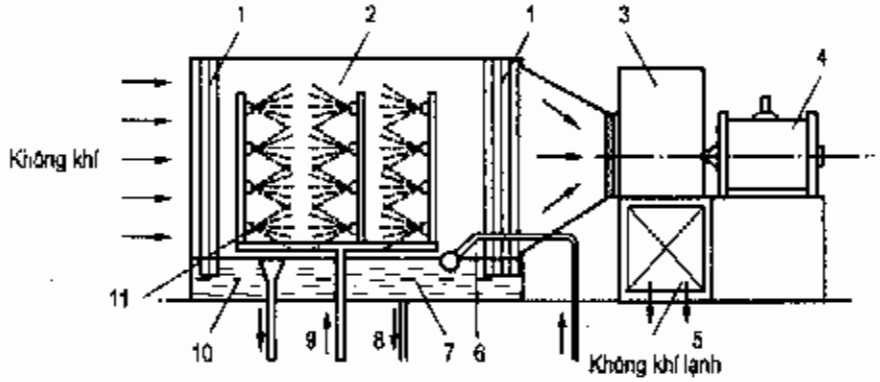
Cấu tạo của thiết bị làm lạnh không khí kiểu khô bay hơi trực tiếp được trình bày trên hình 8.10 – dùng cho môi chất lạnh R22.



Hình 8.10 : Thiết bị làm lạnh không khí kiểu khô bay hơi trực tiếp

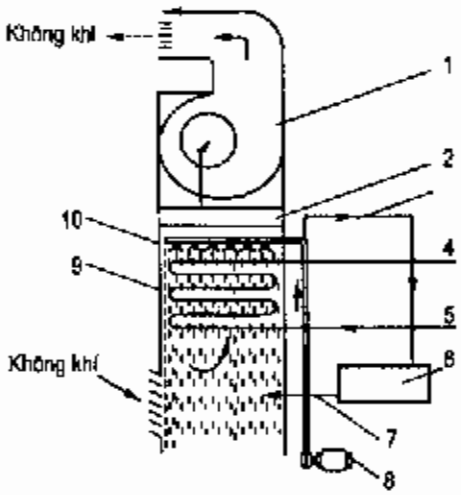
Không khí được đưa ngang qua theo hướng vuông góc với chùm ống, còn lỏng R22 được đưa qua thiết bị phân phối vào các xec-xi đặt nằm ngang theo chiều cao của thiết bị. Hơi tạo thành đi từ dưới lên trong mỗi xec-xi và vào ống góp hơi đặt thẳng đứng. Kết cấu thiết bị như vậy đảm bảo hồi dược dầu về máy nén.

Trong các thiết bị làm lạnh không khí kiểu tiếp xúc thì không khí được làm lạnh nhờ tiếp xúc trực tiếp với nước hoặc nước muối. Nước hoặc nước muối lạnh được phun qua các vòi phun hoặc tưới vào dòng không khí, thiết bị loại này được sử dụng trong điều hoà không khí do ở đây yêu cầu cả làm lạnh và điều chỉnh độ ẩm không khí. Ưu điểm cơ bản của nó là thực hiện quá trình trao đổi nhiệt ở độ chênh nhiệt độ nhỏ giữa không khí và chất lỏng tưới (nước hoặc nước muối) do đó mà có khả năng tăng hiệu quả làm lạnh cũng như hạ nhiệt độ không khí thấp hơn. Trên hình 8.11 là sơ đồ nguyên lí của thiết bị làm lạnh không khí kiểu tiếp xúc có vòi phun ngang, còn trên hình 8.12 là thiết bị làm lạnh không khí kiểu hỗn hợp : làm lạnh bằng dàn trao đổi nhiệt gián tiếp với làm lạnh trực tiếp bằng tưới nước hoặc nước muối.



Hình 8.11 : Thiết bị làm lạnh không khí có vòi phun ngang

1 – Phân ly nước ; 2 – Buồng phun ; 3 – Quạt ; 4 – Động cơ ; 5 – Cửa gió lạnh ; 6 – Van phao ; 7 – Đáy nước ; 8 – Ống xả đáy ; 9 – Ống dẫn nước lạnh ; 10 – Ống xả tràn ; 11 – Vòi phun nước.



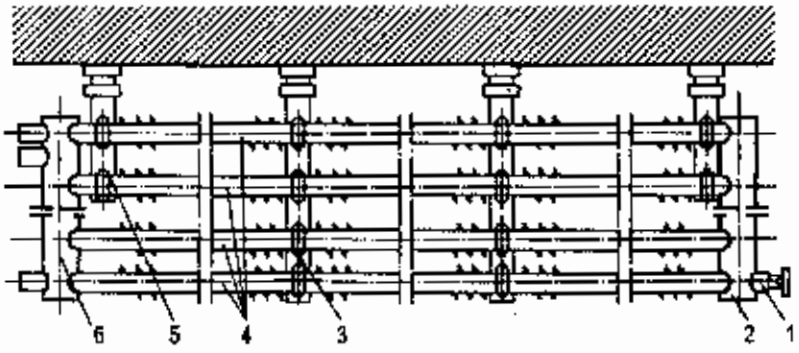
Hình 8.12 : Thiết bị làm lạnh phun nước muối

1 – Quạt ; 2 – Phân ly nước ; 3 – Nước muối ;
4 – Hơi môi chất lạnh ; 5 – MCL lỏng ;
6 – Bình định nồng độ ; 7 – Nước muối ;
8 – Bơm ; 9 – Thiết bị bay hơi làm lạnh gián tiếp ;
10 – Vòi phun nước muối.

Chất lỏng lạnh được phun lên trên khối đệm, không khí đi qua khối này theo chiều từ dưới lên ngược với chiều nước phun, tiếp xúc với khối đệm và được làm lạnh. Phía trên các vòi phun là lớp đệm phân ly nước loại trừ các giọt nước trong không khí.

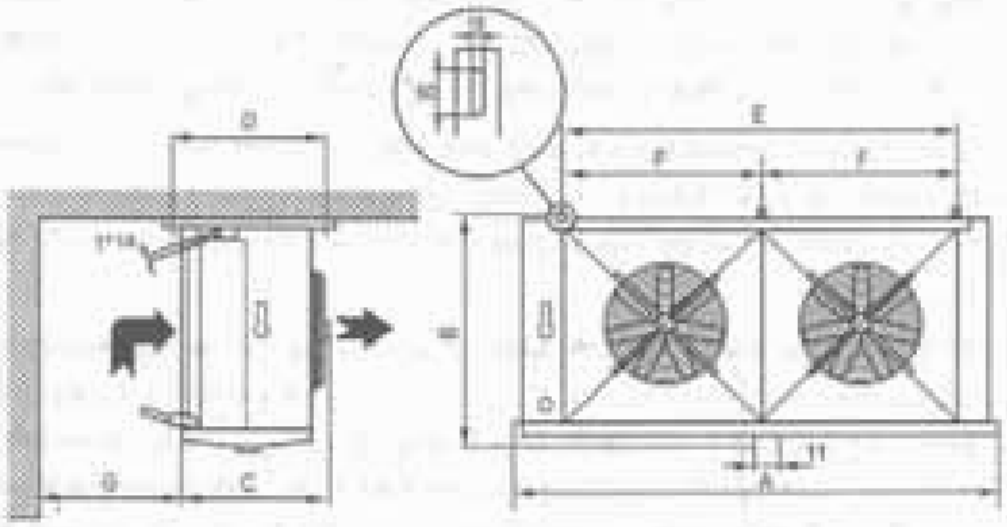
Ở các thiết bị làm lạnh không khí kiểu hỗn hợp có sự kết hợp cả hai hình thức truyền nhiệt qua bề mặt và do tiếp xúc, tức là trong loại thiết bị này không khí được làm lạnh nhờ môi chất lạnh sôi trong ống và nhờ tiếp xúc với nước lạnh tưới trên bề mặt ngoài của ống.

Các thiết bị làm lạnh không khí kiểu khô lắp ngay trong các buồng lạnh có không khí chuyển động đối lưu tự nhiên còn có tên gọi là các bộ làm lạnh không khí hay các bata lạnh. Bên trong các ống xoắn của bộ lạnh không khí có thể có nước muối lưu động hoặc môi chất lạnh sôi. Các bộ lạnh không khí làm lạnh bằng nước muối thường chỉ sử dụng khi tránh đưa môi chất lạnh vào phòng lạnh. Về mặt kết cấu, các bộ lạnh không khí cũng làm các ống có cánh để tăng lượng nhiệt truyền, giảm tiêu hao kim loại và thu nhỏ kích thước thiết bị. Các bộ lạnh không khí thường có thể là loại treo tường hoặc treo trần có một hoặc hai giàn ống nhẵn hay có cánh loại có các ống góp hai đầu hay loại ống xoắn liên tục... Trên hình 8.13 trình bày cấu tạo của bộ lạnh không khí treo tường do Nga sản xuất kiểu APC làm lạnh bằng amôniăc sôi trong ống mà hiện nay chúng ta còn sử dụng ở một số nơi. Các ống là loại có cánh xoắn liên tục, và được nối vào hai ống góp hai đầu.



Hình 8.13 : Bộ lạnh amôniăc một hàng ống có cánh treo tường

1 – Ống nối ; 2, 6 – Ống góp ; 3, 5 – Giá treo ; 4 – Ống có cánh.



Kiểu								
			08.043	08.432	08.435	08.434	08.535	08.536	08.535
			08.473	08.472	08.473	08.474	08.575	08.576	08.577
Xả băng	E	kW	5,1	7,3	9,2	11	17,9	27	34,5
	HG	kW	0,7	0,95	1,2	1,5	1,9	3,0	3,7
	W	l/h	2656	4050	5400	6750	9600	8450	11330
		kPa	10	14	20	28	20	25	35
Dòng xoi quạt		m^3 x Ø mm	2x450	3x450	4x450	5x450	2x560	3x560	4x560
Tổng công suất tiêu thụ		kW	0,76	1,34	1,82	1,9	2,2	3,3	4,4
Dòng điện 1 P – 220/380V–50Hz		A	2,7/1,54	4,05/2,31	5,4/3,08	6,75/3,85	7,6/4,4	11,4/6,6	15,2/8,8
Kích thước	A	mm	1650	2250	2850	3450	2450	3450	4450
	B	mm	725	725	725	725	1160	1160	1160
	C	mm	620	620	620	620	760	760	760
	D	mm	620	620	620	620	750	750	750
	E	mm	1200	1800	2400	3000	2000	3000	4000
	F	mm	–	–	–	–	–	–	2000
	G	mm	800	800	800	800	950	950	950
	H		2" GAS	2" GAS	2" GAS	2" GAS	3" GAS	3" GAS	3" GAS
Ống nối	Vào		5/8"SAE	22mm	28mm	28mm	35mm	35mm	2x35mm
	Ra		35	35	42	54	54	60	2x54
Thể tích dàn		dm^3	18,4	27	35,3	44	60	88	116

Hình 8.14 : Dàn bay hơi làm lạnh không khí

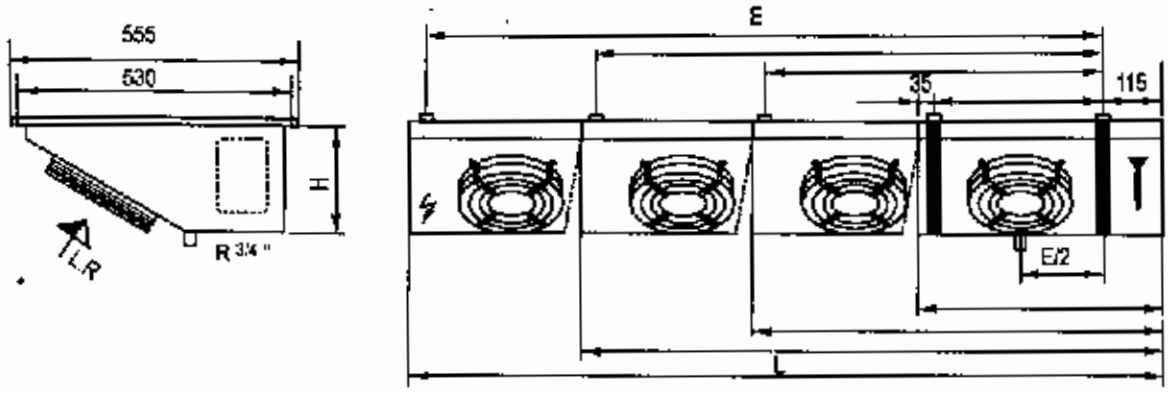
E – Điện trở xả băng

W – Nước

HG – Dàn ống ga nóng có điện trở

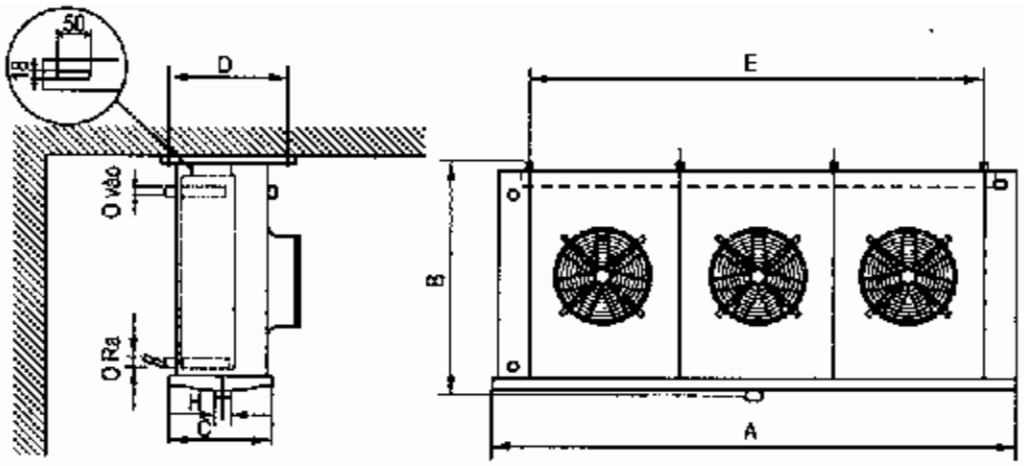
Sử dụng van tiết lưu cân bằng ngoài cho tất cả các kiểu

Các thiết bị làm lạnh không khí hiện đại hiện nay do các nước châu Âu và G, chế tạo thường ở dạng tổ hợp dễ tháo lắp thay đổi công suất và có hiệu suất cao như ở hình 8.14.



Model	Bước cánh 4,0mm: Năng suất lạnh*				Bội suất	Lưu lượng không khí	Model	Bước cánh 7,0mm: Năng suất lạnh*				Bội suất	Lưu lượng	Kích thước			Lưu lượng bơ ngưng	Ống nối		Điện trở sưởi bằng 230V			Chế độ định mức của quạt gió 230V		Áp suất âm	Trọng lượng	Khối lượng
	ΔT1 = 8K (t_k = -5°C)	ΔT1 = 7K (t_k = -25°C)	ΔTM = 10K (t_k = -8°C)	ΔTV = 8K (t_k = -33°C)				ΔT1 = 8K (t_k = -5°C)	ΔT1 = 7K (t_k = -25°C)	ΔTM = 10K (t_k = -8°C)	ΔTV = 8K (t_k = -33°C)			L	H	E		Vào	Ra	Dàn/Quạt	Dàn	Tổng	W	A			
	kW	kW	kW	kW	m²	m³/h		kW	kW	kW	kW	m²	m³/h	mm	mm	mm	m	mm	mm	W	W	W	W	A	dB(1m) (A)	kg	kg
020A/14	0,51	0,36	1,00	0,68	2,9	300	020A/17	0,38	0,28	0,87	0,61	1,7	320	460	220	300	4	12	12	300	–	300	33	0,20	49	6,8	8,3
025B/14	0,83	0,64	1,84	1,18	4,3	400	025B/17	0,67	0,51	1,16	0,77	2,6	440	460	220	300	5	12	12	450	–	450	72	0,33	59	8,1	9,5
030A/14	1,28	1,04	2,26	1,37	5,8	500	030A/17	1,00	0,78	1,47	1,00	3,5	1000	780	220	630	6	12	12	600	–	600	84	0,67	61	8,3	10,8
020B/24	1,27	0,87	2,85	1,45	8,7	520	020B/27	1,05	0,83	1,96	1,18	5,2	580	780	220	630	6	12	12	870	–	870	33	0,20	52	8,9	14,0
030B/14	1,60	1,25	3,07	1,61	8,7	800	030B/17	1,35	1,08	2,32	1,36	5,2	900	780	220	630	7	12	12	870	–	870	84	0,67	61	9,0	12,3
030C/14	2,17	1,74	4,55	2,73	13,0	1000	030C/17	1,80	1,42	3,22	2,06	7,8	1100	780	220	630	7	18 **	18	450	700	1150	84	0,67	61	9,0	16,0
030A/24	2,50	2,03	4,55	2,81	11,6	1000	030A/27	2,00	1,55	3,02	2,01	6,9	2000	1380	220	1230	11	18 **	18	1200	–	1200	94	0,67	64	9,4	16,8
025B/34	2,43	1,84	5,00	2,93	13,0	1200	025B/37	2,01	1,68	3,48	2,23	7,8	1320	1080	220	930	9	18 **	18	1800	–	1200	72	0,33	64	9,8	22,9
030B/24	3,21	2,52	5,70	3,37	17,3	1600	030B/27	2,69	2,12	4,69	2,76	10,4	1840	1380	220	1230	10	18 **	18	1300	–	1300	94	0,67	64	9,8	21,8
025C/34	3,43	2,75	7,17	4,23	19,5	1920	025C/37	2,83	2,00	6,31	3,99	11,7	1740	1080	320	930	9	18 **	22	600	1000	1000	72	0,33	64	9,2	28,2
030C/24	4,27	3,39	8,87	4,82	26,0	2000	030C/27	3,57	2,81	8,43	3,87	15,6	2200	1380	320	1230	10	18 **	22	800	1300	2100	94	0,67	64	9,8	28,0
030B/34	4,82	3,80	9,97	5,10	26,0	2400	030B/37	4,05	3,19	7,06	4,19	15,6	2760	2000	220	1630	13	18 **	18	2500	–	2600	94	0,67	66	9,1	31,4
030B/44	5,60	5,00	10,48	8,34	34,8	3240	030B/47	5,59	4,33	9,42	6,27	20,7	3680	2600	220	2430	14	18 **	18	3300	–	3300	94	0,67	67	9,7	41,0
030C/34	6,54	5,20	14,10	8,35	39,0	3000	030C/37	5,50	4,27	9,71	6,20	23,3	3300	2000	320	1630	12	18 **	28	1200	1950	3150	94	0,67	66	7,7	40,1
030C/44	8,64	6,81	17,85	9,83	52,0	4000	030C/47	7,13	5,69	12,98	7,89	31,1	4400	2600	320	2430	14	18 **	28	1600	2400	4000	94	0,67	67	10,1	52,1

Hình 8.15 : Dàn lạnh treo trần của hãng Guntner cho các môi chất lạnh R134a, R22, R404A



MODEL		Năng suất định mức $\Delta t = 10K$ ($T_k = 0°C$)	Lưu lượng không khí	Bề mặt	Chiều dài luồng khí	Xả băng				Động cơ quạt 3 ~ 380 V 50 Hz				Kích thước (mm)					Ống nối môi chất		Thể tích bên trong	Khối lượng
						E	HG+E	W											nxØ (mm)	nxØ (mm)		
		kW	m³/h	m²	m	kW	kW	l/h	kPa	Ø (mm)	n°	kW	A	A	B	C	D	E	Đầu vào	Đầu ra	dm³	kg
Khoảng cách cánh 5,7 mm	IRL-A542	17	8100	61	19	5,1	0,7	2656	10	450	2	0,76	1,54	1650	725	620	620	1200	1x33	1x42	16,4	106
	IRL-A543	24	12150	91	19	7,3	0,95	4030	18		3	1,14	2,31	2250	725	620	620	1800	1x33	1x42	27	143
	IRL-A544	33	16200	122	19	9,2	1,2	5400	20		4	1,52	3,08	2850	725	620	620	2400	1x33	1x42	35,3	182
	IRL-A545	40	20250	152	19	11	1,5	6750	23		5	1,9	3,85	3450	725	620	620	3000	1x33	1x42	44	220
	IRL-A552	50	21600	202	36	17,9	1,9	5600	20	560	2	2,2	4,4	2450	1160	760	750	2000	1x33	1x48	60	258
	IRL-A553	77	32400	303	36	27	3	8450	25		3	3,3	6,6	3450	1160	760	750	3000	2x33	2x42	88	365
	IRL-A554	100	43200	404	36	34,7	3,7	11330	35		4	4,4	8,8	4450	1160	760	750	4000	2x33	2x48	116	478
	IRL-A563	98	45000	380	45	31,8	3	8450	25	630	3	6,9	12,6	3450	1400	880	750	3000	3x33	3x42	109	490
	IRL-A564	128	60000	507	45	40,9	3,7	11330	35		4	9,2	16,8	4450	1400	880	750	4000	3x33	3x48	140	633
	IRL-A565	152	75000	633	45	50	4,4	13660	30		5	11,5	21	5550	1400	880	750	5000	3x33	3x48	181	783
	IRL-A12 563	109	42000	506	42	38,8	3	11870	38		3	6,9	12,6	3450	1400	880	750	3000	3x33	3x42	143	555
	IRL-A12 564	143	56000	675	42	47,1	3,7	15630	32		4	9,2	16,8	4450	1400	880	750	4000	3x33	3x48	189	737
	IRL-A12 565	170	70000	843	42	57,8	4,4	18120	38		5	11,5	21	5550	1400	880	750	5000	3x33	3x48	241	888
Khoảng cách cánh 7,2 mm	IBL-A742	14	8500	45	20	5,1	0,7	2656	10	450	2	0,76	1,54	1650	725	620	620	1200	1x33	1x42	16,4	100
	IBL-A743	21	12700	67	20	7,3	0,95	4030	18		3	1,14	2,31	2250	725	620	620	1800	1x33	1x42	27	128
	IBL-A744	28	17000	90	20	9,2	1,2	5400	20		4	1,52	3,08	2850	725	620	620	2400	1x33	1x42	35,3	172
	IBL-A745	34	21250	112	20	11	1,5	6750	23		5	1,9	3,85	3450	725	620	620	3000	1x33	1x42	44	207
	IBL-A752	43	22600	148	36	17,9	1,9	5600	20	560	2	2,2	4,4	2450	1160	760	750	2000	1x33	1x48	60	241
	IBL-A753	66	33900	222	36	27	3	8420	25		3	3,3	6,6	3450	1160	760	750	3000	2x33	2x42	88	339
	IBL-A754	86	45200	296	36	34,7	3,7	11330	35		4	4,4	8,8	4450	1160	760	750	4000	2x33	2x48	116	444
	IBL-A763	85	47850	270	47	31,8	3	8450	25	630	3	6,9	12,6	3450	1400	880	750	3000	3x33	3x42	109	450
	IBL-A764	112	63800	360	47	40,9	3,7	11330	35		4	9,2	16,8	4450	1400	880	750	4000	3x33	3x48	140	593
	IBL-A765	135	79750	450	47	50	4,4	13660	30		5	11,5	21	5550	1400	880	750	5000	3x33	3x48	181	713
	IBL-A12 763	102	45000	358	45	36,6	3	11870	38		3	6,9	12,6	3450	1400	880	750	3000	3x33	3x42	143	526
	IBL-A12 764	130	60000	477	45	47,1	3,7	15630	32		4	9,2	16,8	4450	1400	880	750	4000	3x33	3x48	189	697
	IBL-A12 765	153	75000	597	45	57,8	4,4	18120	38		5	11,5	21	5550	1400	880	750	5000	3x33	3x48	241	838

Hình 8.16 : Dàn lạnh NH_3 của hãng Alfa Laval

Hình 8.15 và 8.16 trình bày sơ đồ và đặc tính kết cấu và kĩ thuật của các bộ dàn bay hơi dùng cho các môi chất không làm suy giảm tầng ôzôn như R134a, R404A và R22 (hình 8.15) hoặc cho NH_3 (hình 8.16) của hãng Alfa Laval (CHLB Đức). Các bộ dàn lạnh gián tiếp có cùng cấu tạo tương tự nhưng dùng cho các hệ thống làm lạnh thông qua chất tải lạnh như nước muối, glycérin và các chất lỏng khác. Bảng 8.4 trình bày các đặc tính của dàn làm lạnh dung dịch glycol 30% của CHLB Đức khi bơm và quạt hoạt động theo chế độ động cơ nối sao và tam giác tương ứng với các loại quạt có sải cánh 500, 630 và 800 mm.

8.4. TÍNH TOÁN THIẾT BỊ BAY HƠI

8.4.1. Tính toán thiết bị bay hơi làm lạnh chất lỏng

1) *Phương pháp tính*

Để tính toán thiết bị bay hơi làm lạnh chất lỏng cần phải biết năng suất lạnh Q_0, nhiệt độ chất tải lạnh khi ra khỏi thiết bị t_{f2} môi chất lạnh và loại thiết bị bay hơi sử dụng.

Kết quả tính toán là phải xác định được diện tích truyền nhiệt F của nó và bố trí kết cấu thiết bị.

Diện tích truyền nhiệt của thiết bị bay hơi được xác định từ phương trình truyền nhiệt :

$$F = \frac{Q_o}{q_F} = \frac{Q_o}{k\Delta t_{lb}}, \quad m^2 \qquad (8.2)$$

Trong đó : k – Hệ số truyền nhiệt, $W/m^2.K$

Δt_{lb} – Hiệu nhiệt độ trung bình lôgarit, K

q_F – Mật độ dòng nhiệt tính theo bề mặt nhẵn, W/m^2.

Vì nhiệt trở (và hệ số truyền nhiệt) từ phía môi chất lạnh sôi phụ thuộc vào hiệu nhiệt độ Δt thay đổi theo vị trí nên rất khó xác định giá trị của hệ số truyền nhiệt k. Vì vậy mà việc giải phương trình 8.2 cũng dẫn đến việc xác định bằng đồ thị trị số q_F phụ thuộc vào giá trị của hiệu nhiệt độ Δt_f giữa vách và môi trường.

Trong các thiết bị bay hơi, nước muối thường được làm lạnh đi từ 3 ÷ 5°C và hiệu nhiệt độ trung bình logarit $\Delta t_{lb} = 5 \div 7$°C. Đối với thiết bị lạnh freôn, trị số này lớn hơn ở thiết bị amôniăc. Trị số hiệu nhiệt độ tối ưu Δt_{lb} và độ làm lạnh nước muối được xác định theo các tính toán kinh tế – kĩ thuật.

Khi xác định q_F nhiệt trở của vách phải kể tới cả sự bám bẩn bề mặt. Trong các thiết bị bay hơi amôniăc nhiệt trở vào khoảng $(0,7 \div 0,9)10^{-3}$ m^2 K/W. Trong các thiết bị freôn ống nhẵn $(0,45 \div 0,6)10^{-3}$ m^2 K/W còn trong các thiết bị có ống đồng là $(0,2 \div 0,3)10^{-3}$ m^2 K/W.

Để sử dụng phương pháp đồ thị tính thiết bị bay hơi cần xác định mật độ dòng nhiệt. Mật độ dòng nhiệt từ phía chất tải lạnh đến vách có tính tới tất cả các nhiệt trở toả nhiệt đối lưu và dẫn nhiệt qua các lớp của vách :

$$q_{F,t} = \frac{\Delta t_f}{\frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \qquad (8.3)$$

Dòng nhiệt từ phía môi chất tính theo diện tích bề mặt từ phía chất tải lạnh :

$$q_{F,t} = \alpha_0 \, \Delta t_0 \, F_0/F_t \qquad (8.4)$$

Trong các phương trình này $\Delta t_f = t_f - t_{bm}$; $\Delta t_0 = t_{bm} - t_o$ còn $t_f = t_0 + \Delta t_{th}$ và F_0 là diện tích trao đổi nhiệt về phía môi chất.

Khi cho một số trị số Δt_0 ($0 \le \Delta t_0 \le \Delta t_{tb}$) ta tìm được trị số q_F tương ứng, do đó xây dựng được quan hệ $q_F = f(\Delta t_0)$. Giao điểm của 2 đường biểu thị quan hệ (8.3) và (8.4) sẽ cho dòng nhiệt cần tìm.

Hệ số truyền nhiệt của thiết bị tính theo diện tích bề mặt phía chất tải lạnh xác định theo phương trình :

$$k_{F,f} = q_{F,f}/\Delta t_{tb} \qquad (8.5)$$

Hệ số toả nhiệt về phía môi chất

$$\alpha_0 = q_{F,f}/\Delta t_0 \qquad (8.6)$$

2) Tính thiết bị bay hơi ống vỏ kiểu ngập

– Số liệu cho trước : Đường kính ống. Loại môi chất và tốc độ môi chất qua thiết bị bay hơi.

– Các thông số vật lí của chất tải lạnh (nước muối) xác định theo bảng phụ thuộc vào nhiệt độ t_f và nồng độ nước muối ξ, trị số nồng độ này chọn sao cho nhiệt độ đông cứng của dung dịch phải nhỏ hơn nhiệt độ bay hơi từ 5 ÷ 10K.

– Lưu lượng khối lượng chất tải lạnh được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt thiết bị bay hơi :

$$G_f = \frac{Q_o}{C_f(t_{f1} - t_{f2})} \qquad (8.7)$$

– Số ống trong một hàng của thiết bị :

$$n_1 = \frac{4G_1}{\pi d_t^2 \omega \rho} \qquad (8.8)$$

– Sau đó làm tròn giá trị n_1 và tính lại tốc độ môi chất theo (8.8).

– Sau khi tính trị số Reynold Re ta xác định được phương trình tính hệ số truyền nhiệt về phía nước muối :

+ Chế độ nhảy tầng Re ≤ 2000.

Đối với các ống có tỉ số giữa chiều dài ống và đường kính trong lớn hơn 40 thì có thể lấy Nu = 3,66 + 7,5

Tiêu chuẩn Ra = Gr . Pr < 3.10^5.

Khi Ra > 8.10^5, tính Nu dưới dạng :

$$Nu = 0,15\ Pe^{0,33} . Ra^{0,1} . \varepsilon_l \qquad (8.9)$$

ε_l – Hệ số kể tới sự thay đổi của hệ số toả nhiệt theo chiều dài.

$$\varepsilon_l = 1 + 0,01\left(\frac{R_e}{1/d_t}\right)^{2/3}$$

Hệ số toả nhiệt α khi đó suy từ $Nu = \alpha d_t/\lambda$

+ Chế độ chảy rối : Re > 10.000

Ở dòng chảy ổn định (1/D > 50) có thể tính trực tiếp từ phương trình :

$$\alpha = 0,021\frac{\lambda}{\nu^{0,37}a^{0,43}}\frac{\omega^{0,8}}{d_t^{0,2}} \qquad (8.10)$$

Mật độ dòng nhiệt $q_{F,t}$ về phía chất tải lạnh có tính tới nhiệt trở của vách có bám bẩn tính cho bề mặt trong ống, xác định mối quan hệ (8.3). Mật độ dòng nhiệt về phía môi chất tính theo diện tích bề mặt trong xác định theo phương trình (8.4). Với chùm ống nhẵn :

Khi amôniăc sôi :

$$q_{F,t} = 580\ \Delta t_o^{1,667}\ F_{ng}/F_1 \qquad (8.11)$$

Khi freôn sôi :

$$q_{F,t} = C_0^4\left[F(\pi)\right]^4\left(\frac{R_z}{R_{z,m}}\right)^{0,8}\Delta t_0^4\varepsilon^4\frac{F_{ng}}{F_1} \qquad (8.12)$$

Ở đây C_0 – Hệ số phụ thuộc vào bản chất môi chất.

Đối với R12 : $C_0 = 4,2$; với R22 : $C_0 = 4,74$.

Trong trường hợp chung có thể tính C_0 theo quan hệ :

$C_0 = 550\ p_{th}^{1/4}\ T_{th}^{-7/8}\ \mu^{-1/8}$. Với μ là khối lượng phân tử và p_{th}, T_{th} tương ứng là áp suất và nhiệt độ tới hạn của môi chất.

$F(\pi)$ – Hệ số phụ thuộc vào tỉ số giữa áp suất bay hơi và áp suất tới hạn :

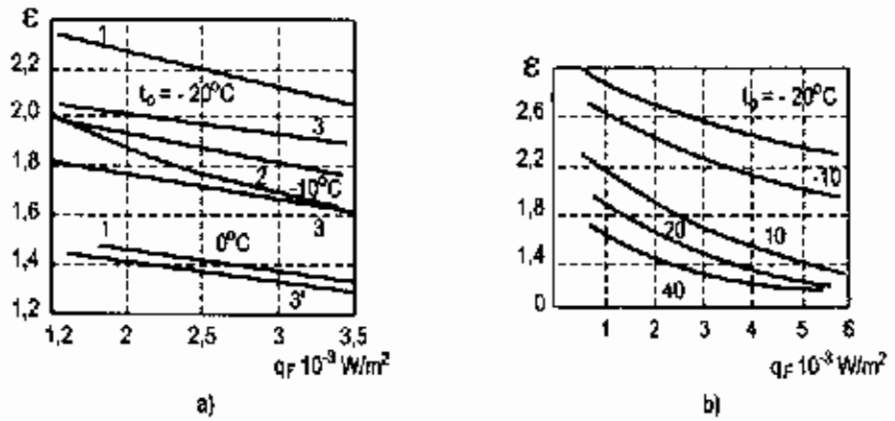
$$\pi = p_0/p_{th}$$

$$F(\pi) = 0,14 + \left(1,6 + \frac{0,4}{1-\pi}\right)\pi$$

$R_z/R_{zm} = 3 \div 6$ là tỉ số giữa chiều cao tuyệt đối trung bình của các mô trên bề mặt nhám của ống thép và của ống mẫu.

ε – Hệ số kể tới ảnh hưởng của dãy ống trong chùm ống và được xác định theo đồ thị hình 8.17.

Khi freôn sôi trên chùm ống có cánh, mật độ dòng nhiệt có thể xác định theo phương trình :



Hình 8.17 : Biểu đồ xác định hệ số ε a – Đối với R22 b – Đối với R12

1 – Với s/d = 1,15 ; 2 – Với s/d = 1,3 ; 3 – Với s/d = 1,45

(s/d : Tỉ số giữa bước ống và đường kính ống)

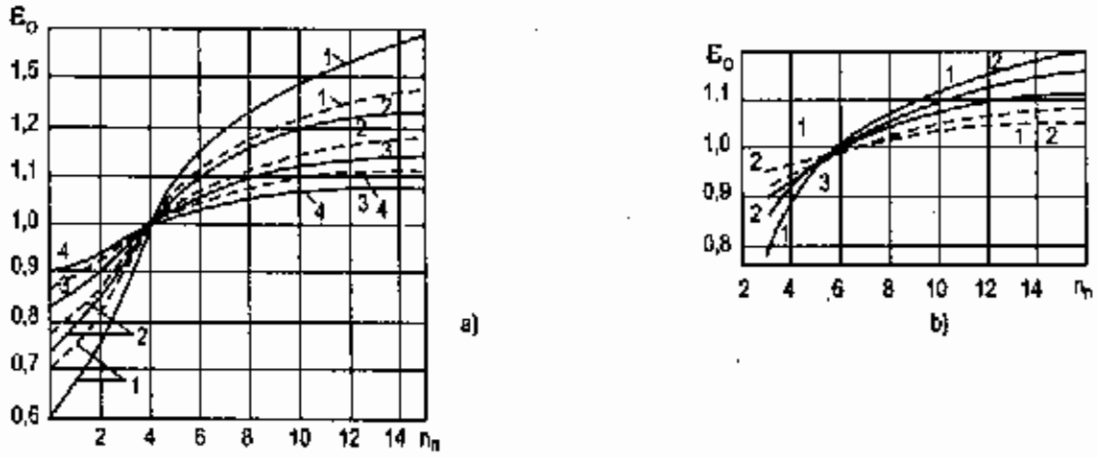
Với R12 :

$$q_{F,t} = 225\ q_0^{0,5}\ [(\varepsilon_0 \cdot \varepsilon_d)^2\ \Delta t_0^2\ F_{ng}/F_t] \qquad (8.13)$$

ε_0 – Hệ số kể đến ảnh hưởng của số dãy trong chùm ống có cánh xác định theo đồ thị hình 8.16.

ε_d – Hệ số tính đến ảnh hưởng của dầu khi sôi trên chùm ống :

$\varepsilon_d = 0,89$ khi $t_0 = 20^0$C ; $\varepsilon_d = 0,81$ khi $t_0 = 10^0$C.



Hình 8.18 : Toán đồ xác định hệ số ε_o

a – Đối với R12 ; b – Đối với R22

1 – q_F = 500 W/m^2 ; 2 – q_F = 1000 W/m^2 ; 3 – q_F = 2000 W/m^2 t_o = –20^{0}C ;

4 – q_F = 3000 W/m^2 t_o = –10°C ; n– Số dãy ống.

Đối với R22 :

$$q_F = 568\ P_0^{0,45}\ \varepsilon_0^{1,82}\ \Delta t_0^{1,82}\ F_{ng}/F_t \qquad (8.14)$$

Mật độ dòng nhiệt trong các công thức (8.3) và (8.11) – (8.14) có thể xác định được bằng đồ thị tính đối với bề mặt trong của ống nhẵn như chỉ ra trên hình (8.19). Hệ số truyền nhiệt của thiết bị, hệ số toả nhiệt từ vách đến môi chất sôi được xác định theo phương trình :

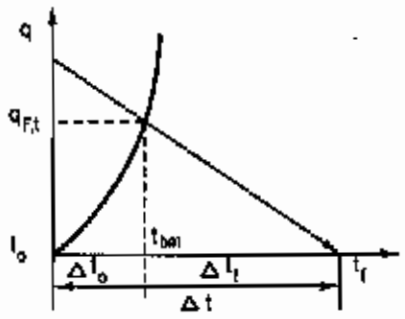
$$k_{F,t} = \frac{q_{F,t}}{\Delta t_{tb}}$$

$$\alpha_{F,t} = \frac{q_{F,t}}{\Delta t_0}$$

Sau khi xác định bề mặt truyền nhiệt phía trong F_t theo phương trình (8.2), tính toán cấu trúc và bố trí thiết bị :

$$F_t = \pi\ d_t\ n_1\ l_1\ Z,\ m^2 \qquad (8.15)$$

Ở đây : Z là số lối ống của chất tải lạnh.



Hình 8. 19 : Phương pháp đồ thị xác định mật độ dòng nhiệt trong TBBH.

n_1 – Số ống trong một lối

l_1 – chiều dài ống trong lối, m

F_t và d_t – diện tích và đường kính trong của ống.

Số ống chung $n = n_1 Z$ sẽ quy định đường kính ống vỏ có chiều dài l_1. Chùm ống trong thiết bị bay hơi ống vỏ được bố trí theo cạnh của lục giác đồng tâm, phần dưới bố trí thêm ống, còn phần trên để trống nhằm giảm chiều cao cột môi chất lỏng.

Số lối Z sẽ quy định số ống chung n theo quan hệ :

$$a = 0,75\ n_c + 0,25$$

Với n_C là số ống đặt theo đường chéo của hình lục giác ngoài cùng.

Đường kính chung của lưới ống $D = n_C\ S$

Trị số l_1/D tối ưu là 4 ÷ 6

3) *Tính thiết bị bay hơi môi chất sôi trong ống và trong kênh*

Trong bình bay hơi ống vỏ môi chất sôi trong ống và trong kênh, chất tải lạnh có chuyển động tương đối phức tạp : Vừa có chuyển động dọc theo ống và ngang qua các ống. Khi xác định hệ số toả nhiệt α, tốc độ của chất tải lạnh lấy nhỏ hơn 0,5 m/s : $w_t < 0,5$ m/s.

– Định tốc độ chuyển động của freôn là ω, xác định tốc độ khối lượng ωρ của nó và số ống trong một lối n_1 :

$$n_1 = m_0/f.\omega\rho \qquad (8.16)$$

Ở đây f – tiết diện tự do bên trong ống có cánh trong. Sau đó làm tròn n_1 và tính chính xác lại trị số ω.

– Tốc độ khối lượng ωρ của freôn sẽ quyết định phương trình dùng để tính dòng nhiệt : Nếu ωρ có trị số như bảng 8.6 thì ta tìm được trị số dòng nhiệt q_F tương ứng để tính α theo công thức :

$$\alpha = C_{q_{F,t}}^{0,18} \ (\omega\rho)^n \qquad (8.17)$$

ω, m/s và ρ, kg/m^3 : Tốc độ và mật độ môi chất, C và n là các hệ số phụ thuộc bản chất môi chất.

Bảng 8.6 : MẬT ĐỘ DÒNG NHIỆT PHỤ THUỘC VÀO TỐC ĐỘ KHỐI LƯỢNG MÔI CHẤT SÔI TRONG ỐNG

Môi chất	ωρ, kg/m^{2}s				
	60	120	250	400	650
R12	1.500	1.800	2.000	2.500	3.000
R22	1.500	1.800	2.000	2.500	3.500

R12 : C = 23,4, n = 0,47

R22 : C = 32 , n = 0,47

Mật độ dòng nhiệt $q_{F.ng}$ tính cho bề mặt ngoài khi ấy :

$$q_{F.ng} = C^{1,176} (\omega\rho)^{1,176n} \Delta t_o^{1,176} F_t/F_{ng} \qquad (8.18)$$

Nếu trị số dòng nhiệt tìm được lớn hơn trị số cho trong bảng (8.6) thì hệ số toả nhiệt trung bình tìm theo phương trình :

$$\alpha = A q_{F,t}^{0,6} (\alpha\rho)^{0,2} d^{-0,2} \qquad (8.19)$$

Hệ số A phụ thuộc nhiệt độ sôi t_o và môi chất cho trong bảng 8.7.

Bảng 8.7 : HỆ SỐ A TRONG CÔNG THỨC (8.19) ĐỐI VỚI MỘT SỐ MÔI CHẤT

Môi chất	t_o °C				
	–30	–10	0	10	30
R12	0,85	1,045	1,14	1,23	1,47
R22	0,95	1,17	1,32	1,47	1,25

Khi đó, mật độ dòng nhiệt tính cho bề mặt ngoài $q_{F,ng}$:

$$q_{F,ng} = A_r^{2,5} (\omega \rho)^{0,5} a^{-0,5} \Delta t_0^{2,5} F_t/F_{ng} \qquad (8.20)$$

Hệ số cánh $F_t/F_{ng} = \beta$ lấy bằng 2,25.

– Giải bằng phương pháp đồ thị phương trình (8.3) và phương trình (8.20) hoặc (8.16) ta sẽ xác định được mật độ dòng nhiệt q_F.

– Bề mặt truyền nhiệt F_{ng} được xác định theo biểu thức (8.2) tính theo giá trị $q_{F,ng}$.

Bình bay hơi ống vỏ môi chất sôi trong ống, về nguyên tắc, có số lối Z = 2. Vì vậy, tốc độ môi chất không được lớn để thiết bị không quá dài và tỉ số l_1/D phải nằm trong giới hạn 4 ÷ 6 để giảm số tấm ngăn theo chiều dài và trở lực của môi chất.

– Tổng số ống n, chiều dài ống l_1, đường kính trong của vỏ D_t và tính toán kết cấu tương tự như với bình bay hơi ống vỏ.

– Khoảng cách giữa các tấm ngăn xác định theo giá trị của tiết diện tự do F_t của đường đi chất tải lạnh :

$$l_f = \frac{V_f}{\omega_f} = \frac{Q_o}{C_f \Delta t_f \omega_f \rho_f} \qquad (8.21)$$

Chỉ số f chỉ các đại lượng tương ứng của chất tải lạnh.

Khoảng cách giữa các tấm ngăn l' khi đó :

$$l' = l' = \frac{F_t}{n_{td}(S_1 - d_{ng})} \qquad (8.22)$$

Ở đây : n_{td} – Số ống tương đương theo chiều rộng của chùm.

$$n_{td} = 1,04 \frac{\sqrt{\pi}}{2} n^{0,5} (s_1 / s_2)^{0,5} \qquad (8.23)$$

Với s_1 và s_2 tương ứng là bước ống theo chiều ngang và theo chiều đứng của chùm, m.

d_{ng} – Đường kính ngoài của ống, m

Số tấm ngăn theo chiều dài thiết bị :

$$Z' = l_1/l' \qquad (8.24)$$

8.4.2. Tính toán thiết bị bay hơi làm lạnh không khí

Trong các thiết bị làm lạnh không khí, không khí được tiếp xúc với bề mặt lạnh của thiết bị (trong thiết bị kiểu khô) hay tiếp xúc với bề mặt lạnh của nước muối (trong thiết bị kiểu ướt). Khi nhiệt độ bề mặt thấp hơn nhiệt độ điểm sương thì khi tiếp xúc với không khí sẽ xảy ra quá trình ngưng tụ hơi nước trong không khí tức là ẩm được tách ra. Trong thiết bị làm lạnh không khí kiểu khô, tuỳ theo nhiệt độ bề mặt mà nước ngưng ở

dạng màng nước hay dạng tuyết, còn trong thiết bị kiểu ướt thì nước ngưng được hỗn hợp với nước hoặc nước muối. Do những đặc điểm khác nhau về trao đổi nhiệt, trao đổi chất mà việc tính toán nhiệt và kết cấu của hai thiết bị làm lạnh này cũng khác nhau.

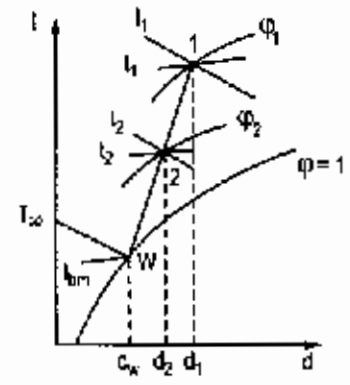
1) *Thiết bị làm lạnh không khí kiểu khô*

– Dữ kiện cho trước : Năng suất lạnh Q_0, trạng thái không khí trước (t_1, φ_1) và sau (t_2, φ_2) thiết bị.

– Kết quả tính toán : Xác định bề mặt truyền nhiệt F và nhiệt độ sôi của môi chất t_0 hoặc nhiệt độ trung bình của chất tải lạnh t_f.

– Nhiệt độ không khí ra khỏi thiết bị làm lạnh không khí kiểu khô t_2 lấy thấp hơn nhiệt độ không khí vào t_1 từ 2 đến 4°C.

– Xây dựng quá trình biến đổi trạng thái của không khí trên đồ thị I – d (h.8.20) và xác định trị số entanpi của không khí ở trạng thái vào I_1, trạng thái ra I_2 và trạng thái bề mặt $I_{ư}$.



Hình 8.20. Quá trình làm lạnh không khí trong thiết bị làm lạnh kiểu khô

– Xác định kiểu và kết cấu bề mặt trao đổi nhiệt : Đường kính ngoài d_{ng}, đường kính trong d_t của ống, chiều cao h, bước u và chiều dày δ của cánh ; bước ống theo chiều ngang s_1 và theo chiều sâu s_2.

– Xác định hệ số toả nhiệt đối lưu α_k về phía không khí :

Khi không khí chuyển động ngang qua chùm ống bố trí song song có cánh tấm :

$$Nu = CR_e^{\ n} (L/d_{td})^m \qquad (8.25)$$

Trong đó :

$$C = 0,518 - 0,02315\ (L/d_{td}) + 0,425.10^{-3}\ (L/d_{td})^2 - $$
$$- 3.10^{-6}\ (L/d_{td})^3.\ (1,36 - 0,24\ Re/1000).$$

$$n = 0,45 + 0,0066\ L/d_{td}$$

$$m = -0,28 + 0,08\ Re/100$$

L– chiều dài bề mặt truyền nhiệt theo hướng dòng không khí : chọn sơ bộ, sau sẽ tính chính xác lại.

d_{td} – Đường kính tương đương có thể lấy gần đúng $d_{td} \approx 1,6U$.

Công thức (8.25) sử dụng khi Re = 500 ÷ 2500, U/d = 0,18 ÷ 0,35, $s_1/d = 2 \div 5$, $L/d_{td} = 4 \div 50$, $t = -40 \div 40°C$.

Hệ số toả nhiệt α được suy ra từ Nu :

$$\alpha_k = Nu\lambda/d_{td}$$

Đối với chùm ống bố trí so le, trị số α_k tính được tăng thêm 10%.

Khi tính α_k, không lấy tốc độ khối lượng của không khí lớn hơn 5 kg/m^{2}s để không làm dứt màng nước bay hơi theo không khí, giảm tác dụng làm khô của bộ làm lạnh không khí.

– Tính tỉ số giữa lượng nhiệt lấy từ không khí do truyền nhiệt và truyền chất với bề mặt lạnh của thiết bị Q_0 và lượng nhiệt lấy từ không khí do đối lưu (toả nhiệt khô) Q_k :

$$\xi = \frac{Q_o}{Q_k},$$

ξ tính phụ thuộc vào nhiệt độ bề mặt lạnh t_{ω} :

$$t_{\omega} > 0^0C :$$

$$\xi = 1 + 2480\frac{d_1 - d_2}{t_1 - t_2} \qquad (8.26)$$

Khi $t_{\omega} < 0^0C$:

$$\xi = 1 + 2880\frac{d_1 - d_2}{t_1 - t_2} \qquad (8.26')$$

– Xác định hệ số toả nhiệt có tính tới sự ngưng tụ từ không khí :

$$\alpha_n = \alpha_k.\xi, \qquad (8.27)$$

– Xác định hệ số toả nhiệt khi tính tới cả nhiệt trở của lớp tuyết δ_t/λ_t và của sự tiếp xúc của cánh với ống R_{tx} :

$$\alpha_{tu} = 1/(1/\alpha_n + \delta_t/\lambda_t + R_{tx}), \qquad (8.28)$$

– Xác định hệ số toả nhiệt tính cho bề mặt trong của ống :

$$\alpha_t = \alpha_{tu}\,[(F_C/F_t)E\psi + (1 - F_C/F_t)] \qquad (8.29)$$

Ở đây :

F_C và F_t – tương ứng là diện tích bề mặt của các cánh và bề mặt trong.

E – Hệ số hiệu quả của cánh : $E = \dfrac{th(mh)}{mh}$

Với $m = \sqrt{2^{\alpha_k/\lambda_c}\delta_c}$

λ_C và δ_C là hệ số dẫn nhiệt và chiều dày cánh.

h – Chiều cao quy ước của cánh. Đối với cánh dạng tấm chữ nhật lắp trên chùm ống bố trí song song được tính theo công thức :

$$h = 0{,}5d\,(\rho - 1)\,(1 + 0{,}805\,\lg\rho)$$

Ở đây $\rho = (1{,}28\ B/d)\sqrt{(A/B) - 0{,}2}$ với A và B tương ứng là cạnh lớn và cạnh nhỏ của cánh chữ nhật.

ψ – Hệ số tính tới sự toả nhiệt không đồng đều theo chiều cao cánh $\psi \approx 0{,}85$.

– Xác định mật độ dòng nhiệt về phía không khí tính theo bề mặt trong :

$$q_{F,t} = \alpha_t\,(t_k - t_{bm}) \qquad (8.30)$$

Ở đây : t_k – Nhiệt độ trung bình của không khí, °C.

– Xác định diện tích bề mặt truyền nhiệt (tính theo bề mặt trong) :

$$F_t = Q_0/q_{f,t} \qquad (8.31)$$

F_t là cơ sở để thiết kế thiết bị.

– Tính cấu tạo thiết bị :

Thiết bị làm lạnh không khí thường bao gồm một số xec-xi được đặt tiếp nhau theo chiều cao hoặc chiều sâu. Mỗi xec-xi được thiết kế đảm bảo trị số tốc độ khối lượng của không khí lưu động ω_ρ.

Lưu lượng không khí :

$$m_k = Q_0/(I_1 - I_2) \qquad (8.32)$$

Tiết diện để không khí lưu động :

$$F_k = m_k / \omega\rho_t \qquad (8.33)$$

Nếu xec-xi được đặt nối tiếp nhau theo chiều sâu thì bề mặt một xéc-xi được tính như sau :

$$F'_t = F_k \frac{\pi . d_t}{S_1 - (d_{ng} + 2\delta, h/u)'} \qquad (8.34)$$

còn số xec- xi đặt song song :

$$z = F_1/F'_t \qquad (8.35)$$

Chiều dài tổng của các ống trong xec-xi :

$$L_1 = \frac{F_k}{S_1 \cdot (d_{ng} + 2\delta.h/u)'} \qquad (8.36)$$

Gọi H và B tương ứng là chiều cao và chiều rộng còn B/H = K thì số dãy trong xec-xi là :

$$m' = \sqrt{L_1 / S_1 K} \qquad (8.37)$$

Giá trị m' tính được, được làm tròn và tính chính xác lại trị số K theo quan hệ (8.37) – trị số K thích hợp sẽ đảm bảo cung cấp không khí đều trên tiết diện.

– Trong thiết bị làm lạnh gián tiếp bằng nước muối thì nhiệt độ trung bình t_f của nó và độ giảm nhiệt độ Δt_f khi qua thiết bị được chọn trước với độ chênh lệch giữa nhiệt độ bề mặt t_ω và t_f bằng 0,5 ÷ 2°C. Sau đó xác định lưu lượng nước muối và tốc độ của nó trong ống ω_f :

$$\omega_f = 4Q_0/\pi d_t^2 z C_f \Delta t_f \rho_f \qquad (8.38)$$

Ở đây : z là số xec-xi

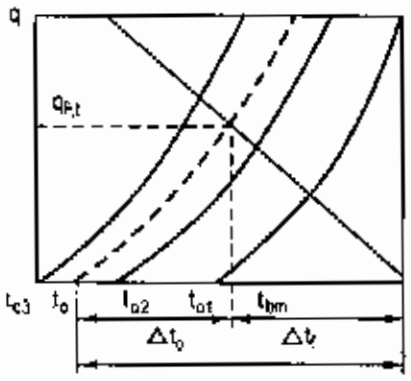
C_f – Nhiệt dung riêng của nước muối lấy theo nhiệt độ trung bình t_f : kJ/kgK.

Tương ứng với tốc độ ω_f của nước muối tìm được, xác định chế độ dòng chảy và phương trình tính toán xác định hệ số toả nhiệt α_f theo các công thức (8.9) ÷ (8.10).

Mật độ dòng nhiệt về phía nước muối có kể tới nhiệt trở của vách và sự bám bẩn :

$$q_{F,t} = \frac{t_{bm} - t_f}{\frac{1}{\alpha_f} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \qquad (8.39)$$

t_f thay đổi nên $q_{F,t}$ cũng thay đổi, xây dựng quan hệ $q_{f,t} = f(t_f)$ và từ đó xác định t_f trung bình theo phương trình (8.30).



Hình 8.21 : Xác định t_0 trong bộ làm lạnh không khí khô, trực tiếp

Trong bộ làm lạnh không khí trực tiếp, môi chất sôi trong ống ở nhiệt độ t_0. Tương ứng với năng suất lạnh của bộ làm lạnh không khí Q_0 và số xec-xi nối song song z xác định tốc độ khối lượng $\omega\rho$ của môi chất ở một số giá trị nhiệt độ sôi t_0 (trong giới hạn $t_{bm} - t_0 = 1 \div 10°C$)

Tính α và mật độ dòng nhiệt q_F theo các công thức tương ứng (8.17) ÷ (8.20) đối với môi chất ở nhiệt độ t_0 khi nhiệt độ bề mặt thay đổi.

Quan hệ $q_{F,t} = f(t)$ có dạng như ở hình (8.21).

t_0 được tìm từ đồ thị căn cứ vào trị số $q_{F,t}$ tính theo quan hệ (8.30).

Trong các thiết bị làm lạnh không khí kiểu khô thường có : chiều dày cánh đồng 0,2 ÷ 0,4 mm, cánh thép 0,3 ÷ 0,5 mm. Bước cánh khi nhiệt độ sôi dương là 3 ÷ 4 mm, khi nhiệt độ sôi âm là 7 ÷ 10 mm. Chắc chắn nhất là kiểu bề mặt tấm có các cánh dày

δ = 0,2 mm và bước cánh 2mm. Trong các thiết bị kiểu tấm, thường sử dụng các ống đồng đường kính 9 × 1 mm hoặc 19 × 1 mm.

Để tăng hệ số toả nhiệt về phía không khí, người ta tăng tốc độ khối lượng của không khí đến $\omega_k/\rho_k = 5 \div 6$ kg/m^{2}s đảm bảo nước ngưng chảy điều hoà trên bề mặt.

Sử dụng ống đường kính nhỏ hợp lí sẽ giảm lượng môi chất cần thiết, tăng tính cứng vững và đảm bảo quan hệ hợp lí giữa sự truyền nhiệt và trở lực thuỷ lực của môi chất.

Nhiệt trở tiếp xúc đối với cánh lắp chặt khi có nước ngưng hoặc bám tuyết R_{tx} = 0,005 (khi hệ số cánh $\beta = F_t/F_{ng} = 10 \div 20$) với bề mặt khô R_{tx} = 0,01. Hệ số dẫn nhiệt của tuyết khi ρ = 250 kg/m^3, λ_{tu} = 0,2 W/mK, chiều dày lớp tuyết $\delta_{tu} = 5 \div 6$ mm. Khi hệ số cánh cao $\beta = 15 \div 20$ lấy tốc độ nước muối lớn hơn $1 \div 1,5$ m/s còn khi β nhỏ $(5 \div 10)$ tốc độ nước muối lớn hơn $0,5 \div 0,8$ m/s.

2) *Thiết bị làm lạnh không khí kiểu ướt*

Khác với thiết bị kiểu khô, thiết bị kiểu này không có bề mặt truyền nhiệt. Trong các bộ làm lạnh không khí bằng phun nước, bề mặt trao đổi nhiệt là bề mặt của giọt, còn trong thiết bị có lớp đệm là bề mặt của tia phun tưới trên lớp đệm và bề mặt tiếp xúc của chính lớp đệm. Do vậy ở đây chỉ có khái niệm quy ước "diện tích bề mặt truyền nhiệt" là diện tích tiết diện bộ làm lạnh không khí vuông góc với phương chuyển động của không khí.

Tính thiết bị làm lạnh phun nước :

Nếu ta đã biết thông số ban đầu của không khí t_1, φ_1, năng suất lạnh Q_0 và lượng ẩm W_0 thì cần xác định trạng thái cuối của không khí t_2, φ_2, số lượng nước (chất tải lạnh) m_w và diện tích tiết diện ngang của thiết bị làm lạnh không khí F.

+ Thường lấy tốc độ khối lượng của không khí $\omega_k\rho$ = 2,5 kg/m^2.s

+ Theo đồ thị hình 8.20 xác định các hệ số nhiệt độ η_t và hệ số entanpi η_i của quá trình làm lạnh và từ đó xác định được tỉ số $a = \eta_i/\eta_t$.

+ Xác định hệ số tách ẩm của quá trình thực :

$$\xi = Q_0/(Q_0 - rW_0), \tag{8.40}$$

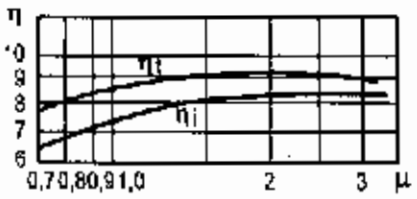
Ở đây : r – Nhiệt hoá hơi của nước, kJ/kg.

+ Xác định hệ số tách ẩm quy ước :

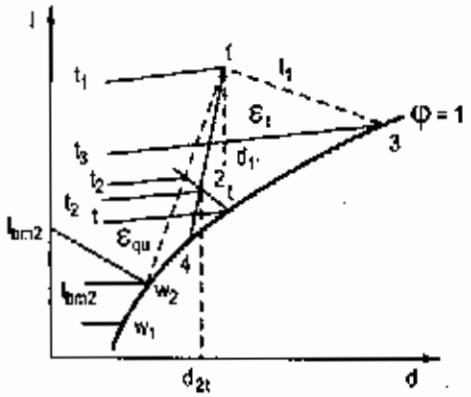
$$\xi_{qu} = \xi_t/a \tag{8.41}$$

+ Xác định hệ số góc ε_{qu} của quá trình quy ước :

$$\varepsilon_{qu} = r.\xi_{qu}/(\xi_{qu} - 1) \tag{8.42}$$



Hình 8.22 : Quan hệ η_t và η_i phụ thuộc hệ số tưới khi $\omega_k = 2,5$ kg/m^{2}s



Hình 8.23 : Sự thay đổi trạng thái không khí trong thiết bị làm lạnh phun

+ Căn cứ vào ε_{qu} trên đồ thị I–d (hình 8.23) từ điểm 1 xác định nhiệt độ t_{bm2} và entanpi I_{bm2} (cắt đường $\varphi = 1$). Sau đó xác định entanpi I_2 và nhiệt độ không khí t_{2t} ra khỏi bộ làm lạnh không khí (cuối quá trình thực :

$$\eta_i = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{bm2}} \qquad (8.43)$$

$$\eta_t = \frac{t_1 - t_{21}}{t_1 - t_{bm2}} \qquad (8.44)$$

+ Xác định lưu lượng không khí m_k theo phương trình (8.32), còn số lượng ẩm W_0 :

$$W_0 = m_k (d_1 - d_{2t}), \qquad (8.45)$$

Nếu W_0 tính được khác với trị số đầu bài, cần tính lại với trị số hệ số tưới μ khác.

+ Lưu lượng nước qua vòi phun :

$$m_w = \mu m_k \qquad (8.46)$$

+ Nhiệt độ ban đầu của nước :

$$t_{n1} = t_{n2} - Q_0/C_n m_w \qquad (8.47)$$

+ Diện tích tiết diện ngang của thiết bị :

$$F = m_k/\omega_k \rho \qquad (8.48)$$

+ Số dãy vòi phun z thường lấy từ 2 đến 3, bố trí số vòi phun trên 1m^2 diện tích tiết diện n_1 tính được tổng số vòi phun n :

$$n = zF_{n1} \qquad (8.49)$$

+ Lưu lượng nước qua 1 vòi phun :

$$g_n = m_w/n \qquad (8.50)$$

+ Từ g_n xác định đường kính ra lỗ phun.

Chương 9

THÁP GIẢI NHIỆT

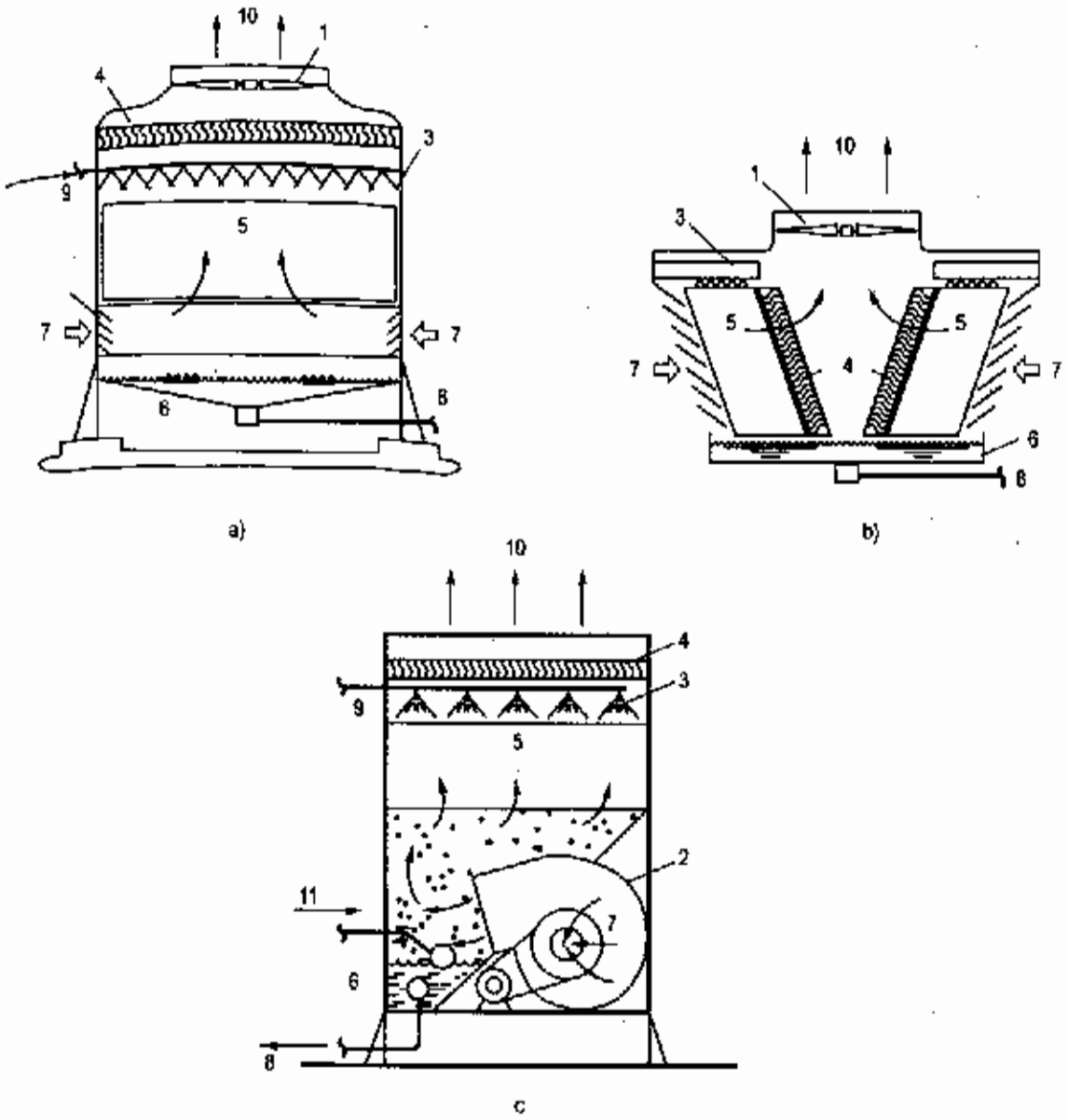
9.1. ĐẠI CƯƠNG

Tháp giải nhiệt là một thiết bị trao đổi nhiệt dùng để làm mát nước tuần hoàn cho bình ngưng bằng cách bay hơi một phần nước vào không khí khi cho nước tiếp xúc trực tiếp với không khí môi trường. Hầu hết các tháp giải nhiệt dùng cho các hệ thống lạnh hoặc điều hoà không khí sử dụng tháp giải nhiệt có quạt hút gió. Tháp giải nhiệt thường bao gồm một số bộ phận như sau : vỏ tháp, quạt hút gió, hệ thống phân phối nước, khối đệm (hay còn gọi là môi trường trao đổi nhiệt ẩm) giữa không khí và nước. Hình 9.1 giới thiệu một số dạng cấu tạo của tháp giải nhiệt.

Tuỳ theo cách bố trí quạt có thể phân loại tháp giải nhiệt theo kiểu hút gió hoặc đẩy gió cưỡng bức. Tuỳ theo cách bố trí dòng chảy giữa nước và không khí người ta phân loại ra kiểu ngược dòng hoặc ngang dòng.

9.1.1. Tháp giải nhiệt hút gió ngược dòng (hình 9.1a)

Vỏ tháp có dạng hình hộp hoặc hình trụ, khối đệm bố trí phía dưới, quạt hút phía trên (khối đệm nằm ở phía hút của quạt). Không khí đi vào tháp qua cửa gió bố trí phía bên dưới thân tháp. Cửa gió thường được bảo vệ bằng lưới thép tránh chuột, chim chóc, rác rưởi lọt vào. Nước nóng ra từ bình ngưng được phun hoặc tưới, rải phân phối đều lên khối đệm và chảy từ trên xuống bồn nước phía dưới. Không khí đi ngược dòng từ phía dưới lên trên. Khối đệm có nhiều loại khác nhau. Khối đệm càng hiệu quả khi bề mặt trao đổi nhiệt ẩm giữa nước và không khí càng lớn. Nước chảy thành màng và cần được lưu giữ lại lâu trong khối đệm để được làm mát tốt hơn.



Hình 9.1 : Một số dạng cấu tạo của tháp giải nhiệt

a) Hút gió ngược dòng ; b) Hút gió ngang dòng ; c) Đẩy gió ngược dòng

1 – Quạt hướng trục ; 2 – Quạt li tâm ; 3 – Bộ phân phối nước ; 4 – Bộ chắn nước ; 5 – Khối đệm ; 6 – Bồn nước ; 7 – Gió vào ; 8 – Đến bình ngưng ; 9 – Từ bình ngưng đến ; 10 – Gió làm mát ; 11 – Nước bổ sung.

Khi tiếp xúc với không khí, một lượng nước nhỏ bay hơi (thường khoảng 1% lượng nước tuần hoàn) làm cho nhiệt độ nước giảm xuống. Do quạt gió có tốc độ lớn và hệ thống mũi phun phun nước mịn nên có nhiều bụi nước cuốn theo gió ra ngoài. Để giảm tổn thất này người ta bố trí bộ chặn nước. Các bụi nước đập vào tấm chặn và rơi trở lại xuống khối đệm. Ngày nay nhiều loại tháp sử dụng thiết bị rải nước. Nước chảy thành giọt lớn, không bị cuốn theo gió nên có thể không cần bộ chặn nước. Nước tổn thất do gió cuốn thường từ 0,2 ÷ 0,3% lượng nước tuần hoàn.

Do trao đổi nhiệt ngược dòng nên không khí tươi tiếp xúc ngay với phần nước có nhiệt độ thấp nhất nên hiệu quả làm mát tốt hơn so với kiểu tháp ngang dòng. Tháp giải nhiệt ngược dòng cũng có ưu điểm khác là sự phân phối gió đồng đều hơn, áp suất phía trong tháp là âm nên có thể mở các cửa quan sát dễ dàng không bị nước bắn ra ngoài.

9.1.2. Tháp giải nhiệt hút gió ngang dòng (hình 9.1b)

Cũng là kiểu hút gió nên các khối đệm được đặt ở phía hút của quạt. Tuy nhiên khối đệm được đặt ngang với cửa lấy gió. Gió được lấy qua các chớp gió đi ngang qua khối đệm và ngang qua bộ chặn nước rồi mới đi lên miệng hút của quạt. Nước được phun phân phối phía trên khối đệm và chảy từ trên xuống dưới, vuông góc với dòng không khí.

Tháp ngang dòng có ưu điểm là có cửa lấy gió lớn nên chiều cao tháp có thể giảm nhiều so với tháp ngược dòng. Tuy nhiên do chiều cao thấp nên khả năng bị gió quẩn lại lớn hơn.

9.1.3. Tháp giải nhiệt đẩy gió ngược dòng (hình 9.1c)

Đặc điểm của loại đẩy gió là quạt đặt phía dưới, có thể dùng quạt li tâm hoặc hướng trục, đặt trong hoặc ngoài vỏ tháp. Khối đệm nằm ở phía đẩy của quạt. Nước vẫn được phun phân phối từ phía trên và chảy xuống phía dưới, không khí đi ngược dòng từ phía dưới lên trên.

Do quạt bố trí gần sát mặt thoáng bồn nước nên có xung động mạnh trên mặt nước. Bởi vậy tháp đẩy gió thường chỉ là loại cỡ nhỏ. Tháp còn có nhược điểm khác là sự phân phối gió không đồng đều bằng kiểu hút gió ; áp suất trong tháp là dương nên dễ bị rò rỉ nước ra ngoài gây mất vệ sinh, rêu, mốc ; khó bố trí cửa quan sát vì khi mở ra nước có thể bắn ra ngoài. Tháp gió đẩy chỉ được sử dụng cho hệ thống lạnh cỡ nhỏ và vừa.

9.1.4. Các loại tháp giải nhiệt khác

Các loại tháp giải nhiệt trình bầy trên mục 9.1.1 đến 9.1.3 thường được gọi là tháp giải nhiệt ướt do không khí tiếp xúc trực tiếp với nước. Nhược điểm chủ yếu của loại này là nước bay hơi và các loại tạp chất trong nước như độ cứng, độ pH, hoá chất tạp chất tăng vượt các chuẩn cho phép do nước bay hơi do đó để bảo vệ bình ngưng cũng như chính tháp giải nhiệt thường phải có hệ thống xử lý nước đi kèm. Nếu không cần phải hoà trộn nước tươi bổ sung với tỷ lệ thích hợp để giữ các nồng độ đó không vượt chuẩn cho phép.

Để giải quyết nhược điểm đó, người ta phát triển kiểu tháp giải nhiệt khô. Trong tháp bố trí một dàn trao đổi nhiệt để nước từ bình ngưng ra đi phía trong, không khí làm mát đi phía ngoài, không có sự tiếp súc trực tiếp với nhau. Tuy nhiên, hiệu suất của tháp giảm đáng kể do thiếu phần bay hơi của nước vào không khí nên rất ít được sử dụng.

9.2. TÍNH TOÁN LÍ THUYẾT THÁP GIẢI NHIỆT

Có nhiều phương pháp tính toán tháp giải nhiệt khác nhau. Ở đây giới thiệu cách tính của Baker và Shryock. Trước khi đi vào tính toán cần thống nhất một số khái niệm và thuật ngữ cơ bản sau :

– *Hiệu nhiệt độ ướt* (approch) là hiệu nhiệt độ nước ra khỏi tháp và nhiệt độ ướt của không khí vào tháp.

$$\Delta t_u = t_{w1} - t_u$$

t_{w1} – nhiệt độ nước ra khỏi tháp = nhiệt độ nước vào bình ngưng (ở đây lấy kí hiệu chân 1,2 theo bình ngưng để đỡ nhầm lẫn).

t_u – nhiệt độ ướt của không khí vào tháp.

– *Hiệu nhiệt độ nước vào ra* (range) là hiệu nhiệt độ nước vào tháp và ra khỏi tháp :

$$\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1}$$

t_{w2} – nhiệt độ nước vào tháp = nhiệt độ nước ra khỏi bình ngưng.

– *Nước xả* (blowdown) : lượng nước xả bỏ định kì để đảm bảo hàm lượng các tạp chất (độ cứng hoá chất, cặn bẩn...) không vợt giới hạn cho phép.

– *Khối đệm* (fill) : khối vật liệu điền đầy bên trong tháp nhằm tăng cường diện tích bề mặt và thời gian trao đổi nhiệt ẩm giữa không khí và nước đi ngược chiều. Khối đệm có thể đơn giản là các dàn thanh gỗ, các vòng đệm vòng yên ngựa bằng gốm, thuỷ tinh đổ đống hỗn độn hoặc các tấm xếp tấm cuộn được dập định hình bằng nhựa...

– *Nước bổ sung* (makeup water) : nước bổ sung cho tháp từ nguồn nước thành phố bù vào lượng nước bay hơi ; nước xả và các tổn thất do rò rỉ hoặc cuốn mất theo gió...

Thường lượng nước bổ sung nằm trong khoảng 2% lượng nước tuần hoàn. Nếu bỏ qua khác biệt entanpy giữa nước tuần hoàn và nước bổ sung thì cân bằng năng lượng giữa nước và không khí có thể biểu diễn qua biểu thức sau :

$$m_w cp_w dt_w = m_k dh_k \qquad (9.1)$$

trong đó :

m_w, m_k – lưu lượng nước và không khí, kg/s,

c_{pw} – nhiệt dung riêng của nước kJ/kgK,

t_w – nhiệt độ nước, °C,

h_k – entanpy của không khí, kJ/kg.

Nếu bỏ qua trở nhiệt của màng không khí ẩm bão hoà ngăn cách giữa bề mặt nước bay hơi và dòng không khí, thì sự trao đổi nhiệt ẩm trên bề mặt phân chia có thể được biểu thị bằng biểu thức :

$$m_k dh_k = K_m (h_{bh} - h_k)\, dF \qquad (9.2)$$

trong đó :

K_w – hệ số trao đổi chất, kg/s.m^2,

h_{bh} – entanpy của màng không khí bão hoà, kJ/kg,

F diện tích bề mặt trao đổi nhiệt ẩm giữa nước và không khí, m^2.

Trong phương trình (9.2) sự thay đổi của entanpy hoặc nhiệt tổng của không khí bao gồm sự thay đổi của nhiệt hiện và nhiệt ẩn. Nếu coi một tháp giải nhiệt với một khối đệm thể tích V và một diện tích tiếp xúc F = f.V, m^2, trong đó f là diện tích bề mặt của khối đệm cho mỗi đơn vị thể tích (m^3) của khối đệm và đặt K = k_m/c_{pw} thì khi kết hợp 2 phương trình (9.1) và (9.2) ta có :

$$\frac{KfV}{m_w} = \int_{t_{w1}}^{t_{w2}} \frac{dt_w}{h_{bh} - h_k} \qquad (9.3)$$

Giá trị tích phân của phương trình (9.3) được biết tới như hệ số của tháp giải nhiệt.

Do việc tính toán tháp giải nhiệt là phức tạp và cũng do khuôn khổ cuốn sách có hạn, chúng ta sẽ đi thẳng vào cách tính chọn tháp giải nhiệt tiêu chuẩn ở phần sau.

9.3. CÁC ĐẶC TÍNH VẬN HÀNH CỦA THÁP GIẢI NHIỆT

9.3.1. Các yếu tố cơ bản ảnh hưởng đến năng suất của tháp

Cũng giống như các thiết bị trao đổi nhiệt khác, năng suất giải nhiệt của tháp không phải cố định mà thay đổi theo điều kiện làm việc. Khi thiết kế người kĩ sư phải xác định được chính xác điều kiện làm việc của tháp và từ đó xác định được năng suất giải nhiệt của tháp. Năng suất giải nhiệt của tháp phải phù hợp với nhiệt thải từ bình ngưng của hệ thống lạnh hay nói cách khác tháp phải thải được toàn bộ nhiệt do bình ngưng xả ra. Không những thế, người kĩ sư phải làm một bài toán tối ưu về kinh tế nghĩa là phải chọn tháp giải nhiệt sao cho tổng tiêu tốn điện năng để sản xuất ra một đơn vị lạnh là thấp nhất trong đó có điện năng cung cấp cho máy nén, cho bơm nước, cho quạt tháp giải nhiệt, hoặc bao trùm hơn nữa là tổng chi phí cho một đơn vị lạnh phải là thấp nhất. Các chi phí đó là chi phí điện năng, chi phí đầu tư ban đầu, chi phí vận hành, chi phí vật tư phụ như nước, dầu, mỡ, sửa chữa, bảo dưỡng...

Năng suất giải nhiệt của tháp giải nhiệt thường phụ thuộc vào một số yếu tố cơ bản sau :

– Tỉ lệ nước và không khí,

– Tỉ lệ phun mưa, độ mịn nước phun ở tháp không có khối đệm còn ở tháp có khối đệm thường người ta tính tới bề mặt diện tích trao đổi nhiệt hiệu quả, tỉ số diện tích bề mặt khối đệm trên thể tích khối đệm, chiều cao khối đệm đối với kiểu ngược dòng và

chiều sâu khối đệm đối với kiểu ngang dòng... Hiệu quả càng cao khi diện tích trao đổi nhiệt ẩm càng lớn, tỉ số diện tích, thể tích càng lớn, chiều cao và chiều sâu càng lớn.

– Nhiệt độ nước vào, nhiệt độ nước ra khỏi tháp và hiệu nhiệt độ nước vào và ra cũng ảnh hưởng lớn đến năng suất tháp. Năng suất tháp càng cao khi nhiệt độ nước vào và ra càng cao và hiệu nhiệt độ càng giảm.

– Nhiệt độ nhiệt kế ướt cũng ảnh hưởng rất nhiều đến năng suất tháp. Nhiệt độ nhiệt kế ướt càng nhỏ nghĩa là độ ẩm tương đối không khí càng nhỏ, nước càng dễ bay hơi vào không khí và năng suất tháp tăng lên. Khi nhiệt độ ướt bằng nhiệt độ khô, không khí đạt trạng thái bão hoà, độ ẩm tương đối bằng 100%, nước không thể bay hơi vào không khí, khi đó sự toả nhiệt của nước vào không khí chỉ còn duy nhất thành phần nhiệt hiện và nhiệt từ nước toả vào không khí chỉ do chênh lệch nhiệt độ.

9.3.2. Các thông số kĩ thuật cơ bản

Những thông số kĩ thuật cơ bản của một tháp giải nhiệt bởi vậy thường được cho như sau :

1) *Năng suất giải nhiệt của tháp*

Năng suất tháp lẽ ra phải cho theo khả năng giải nhiệt thực của tháp đơn vị SI là kW nhưng Viện CTI lại dùng tấn lạnh Mỹ làm đơn vị và số tấn lạnh này không phải là nhiệt thải ra ở bình ngưng mà là năng suất lạnh của máy lạnh (làm lạnh nước). Ví dụ Tháp Liang Chi : LRC – LN 100 hoặc tháp Rinki FRK100 thì con số 100 có nghĩa là tháp có năng suất hoặc khả năng giải nhiệt cho một hệ thống lạnh có năng suất lạnh 100 tấn lạnh Mỹ (Q_0 = 100 tấn lạnh Mỹ = 351 kW).

Tuy nhiên năng suất giải nhiệt thực phải bằng nhiệt xả ra ở bình ngưng cho nên :

$$Q = Q_k = Q_0 + N_s = Q_o\,(1 + 1/\varepsilon). \qquad (9.4)$$

Với hệ số lạnh ε của máy làm lạnh nước từ 3,4 đến 3,5 ta có :

$$Q = 100 \text{ tấn } (1 + 1/3{,}45) = 129 \text{ tấn} \triangleq 453 \text{ kW}.$$

Nhưng do thói quen sử dụng, người ta không nói đến năng suất thực của tháp mà dùng luôn giá trị 100 tấn là năng suất lạnh của máy lạnh mà tháp phục vụ cho làm kí hiệu của tháp.

2) *Lưu lượng nước tuần hoàn*

Lưu lượng nước tuần hoàn đã được tính tối ưu và quy chuẩn là 13 lít/phút/tấn lạnh Mỹ. Như vậy một máy lạnh có Q_0 = 100 tấn lạnh thì lưu lượng nước tuần hoàn danh định là 13 × 100 l/phút = 1300 l/min = 78m^3/h. Phải chọn bơm đạt được lưu lượng đó.

3) *Lưu lượng không khí tuần hoàn càng lớn càng tốt nhưng tiêu tốn của quạt càng cao.*

4) *Nhiệt độ nước vào tháp là 37 ℃.*

5) *Nhiệt độ nước ra khỏi tháp là 32 ℃.*

Cặp nhiệt độ này càng cao, năng suất tháp càng lớn. Tuy nhiên, máy lạnh làm việc càng khó khăn, nặng nề, tiêu tốn điện năng cho máy lạnh càng cao.

6) *Hiệu nhiệt độ nước vào ra (range) là* $\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1} = 5K$

Ở các điều kiện vận hành khác, nhiệt độ nước vào ra có thể thấp hơn hoặc cao hơn nhưng hiệu nhiệt độ này thường được giữ nguyên để tính toán hiệu chỉnh năng suất tháp.

7) *Nhiệt độ ướt của không khí bên ngoài* $t_u = 27$ ℃.

Khi nhiệt độ ướt tăng lên hoặc giảm xuống, cần phải hiệu chỉnh lại năng suất tháp.

Ở một số tài liệu người ta cho cả cặp nhiệt độ khô ướt $t_k = 35°C$, $t_u = 27°C$. Nhưng nhiều tài liệu người ta không lưu ý đến nhiệt độ khô.

8) *Hiệu nhiệt độ ướt (approch) là hiệu giữa nhiệt độ nước ra khỏi tháp và nhiệt độ nhiệt kế ướt :*

$$\Delta t_u = t_{w1} - t_u = 5K.$$

Ta thấy rõ ràng rằng khi nhiệt độ nước ra khỏi tháp càng xa thì năng suất lạnh của tháp càng lớn vì chênh lệch nhiệt độ giữa nước và không khí càng lớn. Ví dụ, ở cùng điều kiện nhiệt độ ướt 27°C, làm mát nước từ 50°C xuống 45°C dễ hơn nhiều (và đạt năng suất cao hơn nhiều) so với làm mát từ 37°C xuống 32°C.

Theo quy định chung của Viện Tháp giải nhiệt CTI thì năng suất lạnh danh định của tháp giải nhiệt là vận hành ở các điều kiện tiêu chuẩn sau :

– Lưu lượng nước tuần hoàn 13 lít/phút/tấn lạnh Mỹ (1 tấn lạnh = 3,516 kW).

– Nhiệt độ nước vào tháp 37°C ra khỏi tháp 32°C

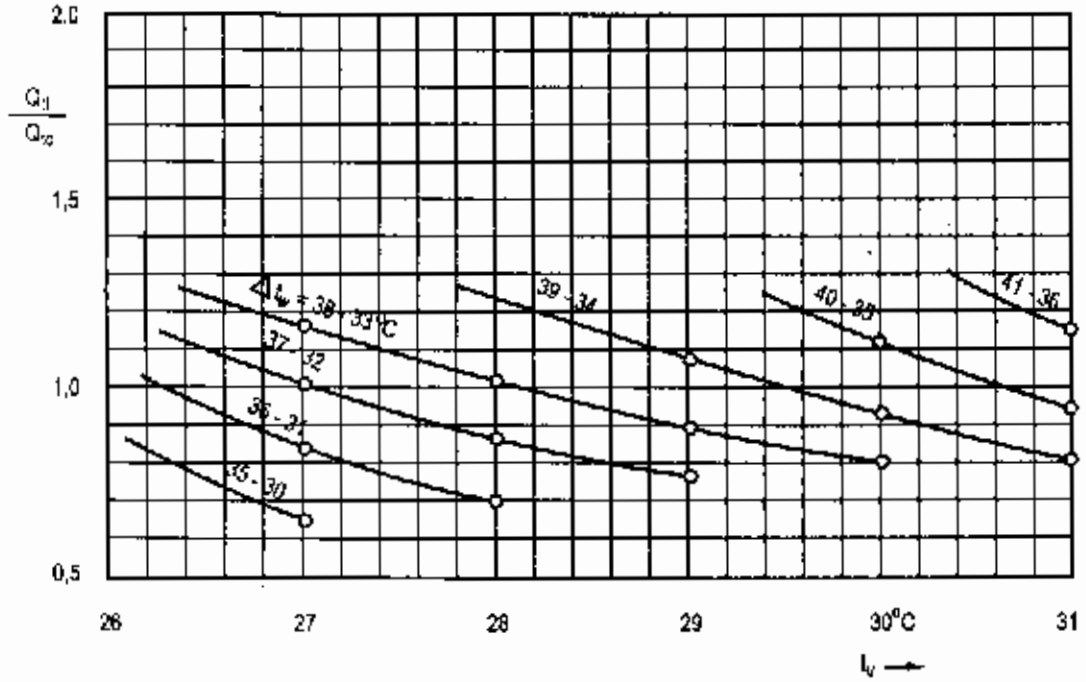
– Hiệu nhiệt độ nước vào ra $\Delta t_w = 37 - 32 = 5K$

– Nhiệt độ không khí khô 35°C, ướt 27°C

– Hiệu nhiệt độ ướt $\Delta t_u = 32 - 27°C = 5K$.

Để giải thích thêm sự ảnh hưởng của các yếu tố trên đối với năng suất giải nhiệt của tháp ta có thể khảo sát đồ thị trên hình 9.2.

Hình 9.2 giới thiệu sự phụ thuộc của năng suất lạnh của tháp vào nhiệt độ ướt t_u cũng như nhiệt độ nước vào ra khỏi tháp với giả thiết là hiệu nhiệt độ nước vào và ra $t_{w2} - t_{w1} = 5K$ = không đổi. Để tổng quát trục tung là tỉ số Q_{tt}/Q_{tc} trong đó Q_{tt} là năng suất thực tế của tháp vận hành ở điều kiện thực tế còn Q_{tc} là năng suất lạnh tiêu chuẩn (danh định) giả thiết vận hành ở điều kiện tiêu chuẩn.



Hình 9.2 : Sự phụ thuộc của năng suất lạnh tháp vào nhiệt độ ướt t_u và nhiệt độ nước vào ra khỏi tháp với giả thiết hiệu nhiệt độ nước vào ra là 5K không đổi.

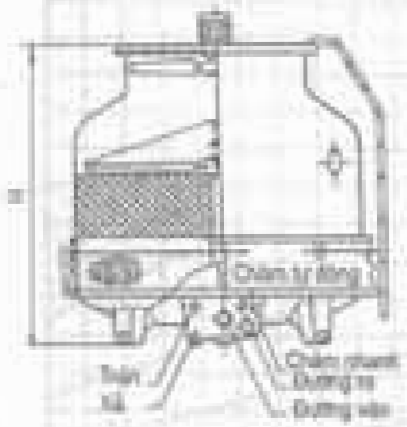
Ở đây ta cũng nhận thấy nhiệt độ nước ra khỏi tháp phải cao hơn nhiệt độ ướt ít nhất 3K, tháp làm việc mới có hiệu quả. Nhiệt độ nước ra càng cao hơn nhiệt độ ướt thì năng suất của tháp cũng càng tăng. Tuy nhiên không thể cho nhiệt độ nước ra cao tuỳ ý vì nhiệt độ ngưng tụ sẽ tăng theo vì khi nhiệt độ ngưng tụ cứ tăng 1K tiêu tốn điện năng tăng khoảng 1,5% và năng suất lạnh giảm khoảng 4%.

Cũng từ đồ thị hình 9.2 ta thấy ở nhiệt độ ướt t_u = 27°C mà nhiệt độ vào ra 37 – 32°C thì năng suất tháp bằng đúng năng suất tiêu chuẩn. Nếu nhiệt độ vào ra tăng lên 38 – 33°C thì năng suất tháp tăng khoảng 18% ($Q_{tt} = 1,18Q_{tc}$). Nếu nhiệt độ vào ra giảm còn 36 – 31°C thì năng suất chỉ còn $Q_{tt} = 0,95Q_{tc}$ và nếu nhiệt độ vào ra giảm xuống 35 – 30°C thì năng suất tháp chỉ còn khoảng 0,76% năng suất tiêu chuẩn. Các ví dụ tính năng suất lạnh thực và chọn tháp sẽ được trình bày ở phần sau.

9.4. KẾT CẤU, VẬT LIỆU VÀ ĐẶC ĐIỂM

9.4.1. Kết cấu, vật liệu

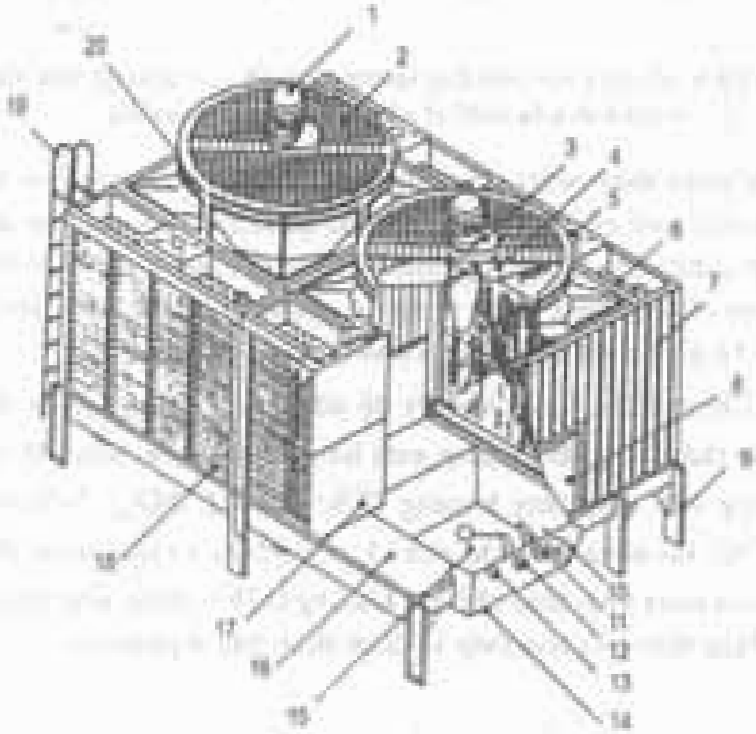
Để dễ nắm bắt vấn đề, ở đây chúng tôi đưa ví dụ cụ thể về tháp giải nhiệt do hãng Liang Chi (Đài Loan) chế tạo. Liang Chi (LC) là thành viên của Viện CTI, và tháp giải nhiệt LC cũng tương tự các sản phẩm của các thành viên khác như RINKI, TÂN PHÁT...



Hình 9.3 : Hình dáng của tại tháp giải nhiệt kiểu trụ đứng gió hút ngược dòng Rinki, Tân Phát

Khác với tháp Rinki và Tân Phát là kiểu hình trụ đứng hút gió ngược dòng, các tháp giải nhiệt LC có dạng hình khối chữ nhật kiểu hút gió ngang dòng.

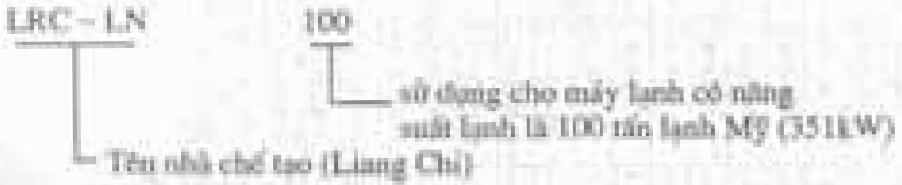
Hình 9.3 và 9.4 giới thiệu hình dáng, kết cấu và vật liệu tiêu chuẩn của tháp hình trụ đứng (Rinki, Tân Phát) và hình khối (Liang Chi).



Hình 9.4 : Kết cấu và vật liệu tiêu chuẩn tháp Liang Chi

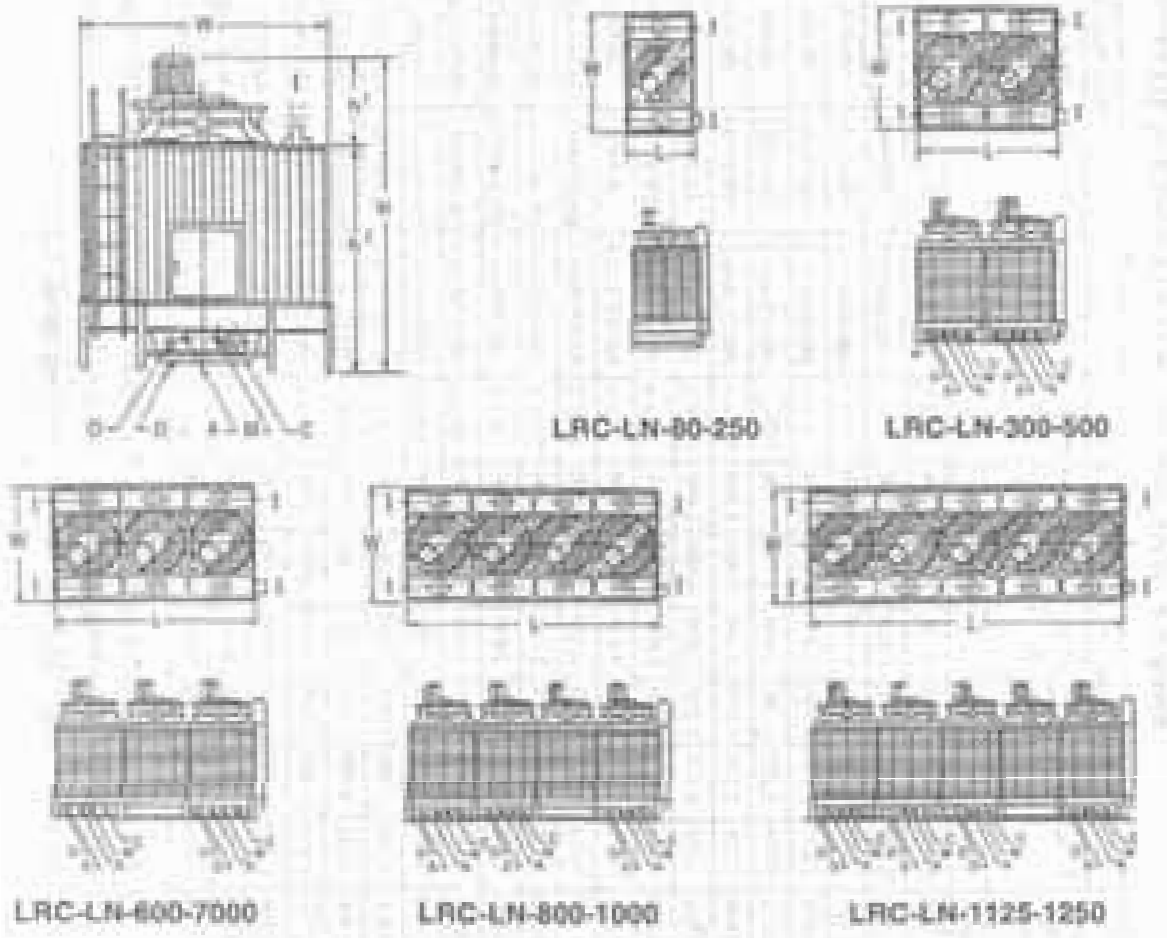
1. Động cơ quạt (TEFC) ; 2. Lưới bảo vệ quạt (Lưới thép mạ kẽm) ; 3. Hộp giảm tốc ; 4. Cánh quạt (nhôm) ; 5. Ống nối nước nóng từ bình ngưng vào (FRP) ; 6. Bồn phân phối nước (FRP) ; 7. Vỏ tháp (PVC) ; 8. Cửa kiểm tra (FRP) ; 9. Khung bồn nước (thép mạ kẽm) ; 10. Ống nối nước lạnh ra (ống thép mạ kẽm) ; 11. Ống nước bổ sung tự động ; 12. Ống nước bổ sung bằng tay ; 13. Ống chảy tràn ; 14. Ống xả ; 15. Dây bồn (FRP) ; 16. Bồn nước lạnh (FRP) ; 17. Khối đệm (PVC) ; 18. Cuộn gió (PVC) ; 19. Thang (thép mạ kẽm) ; 20. Hộp quạt (FRP).

Bảng 9.1 giới thiệu các thông số kĩ thuật chủ yếu của các tháp giải nhiệt tiêu chuẩn dãy năng suất từ 80 đến 1250 tấn lạnh. Kí hiệu của tháp giải nhiệt được giải thích như sau :



Nếu tháp được hãng Rinki (Hồng Kông) chế tạo sẽ có kí hiệu FRK–100 và của hãng Tân Phát là LBC–100(bảng 9.2).

Hình 9.5 giới thiệu các tổ hợp cơ bản của các cỡ tháp giải nhiệt khác nhau của LC.



Hình 9.5 : Các tổ hợp cơ bản của tháp giải nhiệt LC

Bảng 9.1 : CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA THÁP GIẢI NHIỆT LRC

Ký hiệu tháp LRC LN	Năng suất thực Q_t	Lưu lượng nước danh định	Kích thước					Quạt gió		Kích thước đường ống nối						Khối lượng		Cột áp tháp *2
			Rộng	Dài	Cao			Đường kính quạt	Động cơ quạt	Nước vào	Nước ra	Nước xả	Chảy tràn	Châm tự động	Châm nhanh	Khô	Khi vận hành	
					(h^1)	(h^2)	(H)			(I)	(C)	(D)	(O)	(A)	(M)			
	kW	l/min	mm	mm	mm	mm	mm	mm	HP							kg	kg	
– 80	363	1.040	2.635	1.470	820	2.350	3.170	1.200	2 × 1	3B(80A) × 2	4B(100A)	2B(50A)	2B(50A)	$_{0,75}$B(20A)	$_{0,75}$B(20A)	600	1.800	3
– 100	453	1.300	2.635	1.670	820	2.350	3.170	1.300	2 × 1	3B(80A) × 2	5B(125A)	2B(50A)	2B(50A)	1B(25A)	1B(25A)	630	1.900	3
– 125	567	1.625	2.835	1.870	1.020	2.350	3.370	1.500	5 × 1	4B(100A) × 2	5B(125A)	2B(50A)	2B(50A)	1B(25A)	1B(25A)	720	2.140	3
– 150	680	1.950	2.835	1.870	1.020	2.550	3.570	1.500	5 × 1	4B(100A) × 2	6B(150A)	2B(50A)	2B(50A)	1B(25A)	1B(25A)	760	2.180	3,2
175	794	2.275	3.035	2.275	1.140	2.650	3.790	1.700	7,5 × 1	5B(125A) × 2	6B(150A)	2B(50A)	2B(50A)	1B(25A)	1B(25A)	920	2.620	3.3
– 200	907	2.600	3.135	2.275	1.215	2.750	3.965	1.800	7,5 × 1	5B(125A) × 2	8B(200A)	2B(50A)	2B(50A)	$_{1,25}$B(32A)	1,25B(32A)	980	2.720	3.4
– 225	1020	2.925	3.335	2.575	1.215	2.850	4.065	2.000	7,5 × 1	5B(125A) × 2	8B(200A)	2B(50A)	2B(50A)	$_{1,25}$B(32A)	1,25B(32A)	1.120	3.170	3.5
– 250	1134	3.250	3.335	2.875	1.320	2.850	4.170	2.000	10 × 1	5B(125A) × 2	8B(200A)	2B(50A)	2B(50A)	$_{1,25}$B(32A)	1,25B(32A)	1.200	3.370	3.5
– 300	1360	3.900	2.835	3.675	1.020	2.550	3.570	1.500	5 × 2	4B(100A) × 4	8B(200A)	2B(50A)	2B(50A)	$_{1,25}$B(32A)	1,25B(32A)	1.490	3.830	3.2
– 350	1587	4.550	3.035	4.485	1.140	2.650	3.790	1.700	7,5 × 2	5B(125A) × 4	6B(150A)×2	2B(50A)×2	2B(50A)×2	1B(25A)×2	1B(25A)×2	1.710	4.530	3.3
– 400	1814	5.200	3.135	4.485	1.215	2.750	3.965	1.800	7,5 × 2	5B(125A) × 4	8B(200A)×2	2B(50A)×2	2B(50A)×2	1,25B(32A)×2	1,25B(32A)×2	1.920	5.400	3.4
– 450	2040	5.850	3.335	5.085	1.215	2.850	4.065	2.000	7,5 × 2	5B(125A) × 4	8B(200A)×2	2B(50A)×2	2B(50A)×2	1,25B(32A)×2	1,25B(32A)×2	2.180	6.300	3.5
– 500	2267	6.500	3.335	5.685	1.320	2.850	4.170	2.000	10 × 2	5B(125A) × 4	8B(200A)×2	2B(50A)×2	2B(50A)×2	1,25B(32A)×2	1,25B(32A)×2	2.360	6.700	3.5
– 600	2721	7.800	3.135	6.695	1.215	2.750	3.965	1.800	7,5 × 3	5B(125A) × 6	8B(200A)×2	2B(50A)×2	2B(50A)×2	1,25B(32A)×2	1,25B(32A)×2	2.820	7.530	3.4
– 700	3174	9.100	3.335	7.595	1.215	2.850	4.065	2.000	7,5 × 3	5B(125A) × 6	8B(200A)×3	2B(50A)×3	2B(50A)×3	1,25B(32A)×3	1,25B(32A)×3	3.250	8.930	3.5
– 800	3628	10.400	3.135	8.905	1.215	2.750	3.965	1.800	7,5 × 4	5B(125A) × 8	8B(200A)×3	2B(50A)×3	2B(50A)×3	1,25B(32A)×3	1,25B(32A)×3	3.800	10.260	3.4
– 900	4081	11.700	3.335	10.105	1.215	2.850	4.065	2.000	7,5 × 4	5B(125A) × 8	8B(200A)×3	2B(50A)×3	2B(50A)×3	1,25B(32A)×3	1,25B(32A)×3	4.320	12.060	3.5
– 1000	4535	13.000	3.335	11.305	1.320	2.850	4.170	2.000	10 × 4	5B(125A) × 8	8B(200A)×3	2B(50A)×3	2B(50A)×3	1,25B(32A)×3	1,25B(32A)×3	4.680	12.930	3.5
– 1125	5102	14.625	3.335	12.615	1.215	2.850	4.065	2.000	7,5 × 5	5B(125A) × 10	8B(200A)×4	2B(50A)×4	2B(50A)×4	1,25B(32A)×4	1,25B(32A)×4	5.390	14.690	3.5
– 1250	5669	16.250	3.335	14.115	1.320	2.850	4.170	2.000	10 × 5	5B(125A) × 10	8B(200A)×4	2B(50A)×4	2B(50A)×4	1,25B(32A)×4	1,25B(32A)×4	5.840	16.690	3.5

Ghi chú *1 Tấn tiêu chuẩn định nghĩa theo 13l/min/tấn, nước vào 37°C ra 32°C không khí 35°C, ướt 27°C

*2 Cột áp bơm bằng tổng tổn thất áp suất qua bình ngưng, đường ống và cột áp thấp

*3 Ống nước cấp 1,25 (32A) được nối với ống ngoài 1,25 (40A)

Bảng 9.2 : CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN THÁP GIẢI NHIỆT RINKI VÀ TÂN PHÁT

Kiểu tháp Tower Model	Năng suất nhiệt thực tế Q_k	Lưu lượng Nominal Water Flow	Kích thước Dimension		Quạt gió Fan Assembly			Nối ống Pipe Connection (A)					
			H	D Ø	Mô tơ Motor	Lưu lượng Air Volume	Quạt Fan D Ø	Vào Intel	Ra Outler	Xả Drain	Tràn Over Flow	Ống nước bổ sung	
												Tự động (Ba)	Tay (C)
	kW	l/min	mm	mm	HP	m^3/min	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
LBCS–3	13,6	39	1400	750	1/6	25	500	40	40	20	25	15	15
5	22,7	65	1400	750	1/6	60	500	40	40	20	25	15	15
8	36,3	104	1680	860	1/6	75	500	40	40	25	25	15	15
10	45,3	130	1680	860	1/4	100	500	40	40	25	25	15	15
15	68,0	195	1930	1170	1/4	135	700	50	50	25	25	15	15
20	90,7	260	1930	1170	1/2	180	700	50	50	25	25	15	15
LBC–25	113	325	1800	1380	3/4	200	770	65	65	25	25	15	15
30	136	390	1735	1580	1	225	770	65	65	25	25	15	15
40	181	520	1890	1820	1½	280	970	65	65	25	25	20	20
50	227	650	1890	2000	1½	330	970	80	80	25	25	20	20
60	272	780	1895	2000	1½	420	1170	80	80	25	25	20	20
70	317	910	2015	2175	1½	500	1170	100	100	25	25	20	25
80	363	1040	2015	2175	2	540	1170	100	100	25	25	20	25
100	453	1300	2160	2650	3	700	1470	100	100	25	25	25	25
125	567	1625	2210	3050	3	830	1470	125	125	25	50	25	25
150	680	1950	2285	3300	5	950	1750	125	125	50	50	25	25
175	794	2275	2485	3300	5	1150	1750	125	125	50	50	25	25
200	907	2600	2990	3770	5	1250	1750	150	150	50	50	32	32
225	1020	2925	3190	3770	7½	1750	2360	150	150	50	50	32	32
250	1134	3250	3190	3770	7½	1750	2360	200	200	50	50	32	32
300	1360	3900	3350	4440	10	2200	2360	200	200	50	50	32	32
350	1587	4550	3390	4790	10	2200	2360	200	200	50	50	32	32
400	1814	5200	3890	5180	15	2600	2970	200	200	50	100	50	50
500	2267	6500	3980	5580	15	2600	2970	250	250	50	100	50	50
600	2721	7800	4340	6600	20	3750	3380	250	250	50	100	50	50
700	3174	9100	4380	6600	20	3750	3380	250	250	50	100	50	50
800	3628	10400	4930	7600	30	5000	3580	300	300	80	100	50	50
1000	4535	13000	5145	7600	30	5000	3580	300	300	80	100	50	50
1250	5669	16250	5870	8430	40	6200	4270	300	300	80	100	65	65
1500	6802	19500	6220	8430	50	7500	4270	350	350	80	100	65	65

1. Năng suất lạnh thực $Q_k = Q_0 + N_c = Q_0 (1 + 1/\varepsilon) \approx 1{,}29Q_0$

Ví dụ : LBC–100 : $Q_k = 1{,}29.100 = 129$ tấn lạnh = 129.3,51 = 453kW

Với giả thiết tháp phải làm việc ở điều kiện tiêu chuẩn : lưu lượng nước 10l/min/tấn lạnh ; $t_u = 27°C$; nhiệt độ nước vào 37°C ra 32°C.

2. Kích thước Anh Mỹ tương đương 15 – 1/2B, 25 – 1B, 32 – $1^1/_4$B...

3. Tự động (châm tự động) ; tay (châm nhanh)

4. Cột áp bơm bằng tổng tổn thất áp suất bình ngưng, hệ đường ống và cột áp của tháp.

9.4.2. Các đặc điểm cơ bản của tháp giải nhiệt

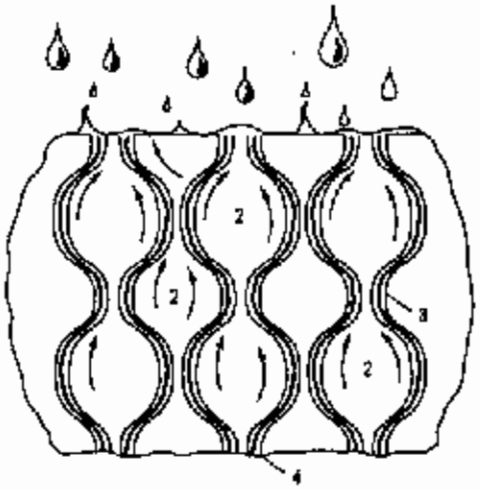
Tháp LC làm việc theo kiểu hút gió dòng ngang. Các tháp nhỏ cỡ 80 đến 100 được truyền động trực tiếp còn các loại 125 đến 250 được truyền động bằng đai thang. Quạt kiểu hướng trục có độ ồn nhỏ. Các tháp cỡ từ 80 đến 225 là kiểu đơn có 1 quạt gió. Các tháp cỡ lớn hơn được ghép nối bởi 2 hoặc nhiều tháp đơn. Ví dụ tháp 300 được ghép bởi 2 thép 150, tháp 500 được ghép bởi 2 tháp 250, tháp 1000 được ghép bởi 4 tháp 250 và tháp 1250 được ghép bởi 5 tháp 250... Như vậy bằng cách ghép nối các đơn nguyên này người ta có thể có các tổ hợp tháp với năng suất không giới hạn rất thuận lợi cho việc mở rộng hệ thống lạnh.

Bộ phận phân phối nước cũng được tiêu chuẩn hoá và làm việc theo kiểu trọng trường chảy tự do từ trên xuống qua khối đệm bằng nhựa PVC dập định hình chữ O lồi tạo một màng nước mỏng có diện tích trao đổi nhiệt ẩm lớn chảy chậm, tiếp xúc tốt với không khí đi ngược chiều, đảm bảo hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm cao, nhưng không lắng đọng cặn bẩn. Hình 9.6 giới thiệu nguyên tắc cấu tạo màng PVC chữ O lồi.

Các vật liệu chế tạo các chi tiết đảm bảo chống ăn mòn và bền với mọi thời tiết khắc nghiệt bên ngoài nhờ áp dụng các tiến bộ khoa học kĩ thuật mới về vật liệu.

Tháp Rinki (Hồng Kông) và Tân Phát (Đài Loan) lại làm việc theo kiểu hút gió ngược dòng, thân trụ đứng với 30 kích cỡ khác nhau từ 3 đến 1500 tấn lạnh, không sử dụng kiểu ghép nối các đơn nguyên như tháp LC.

Do tháp hình trụ nên tháp sử dụng bộ phân phối nước quay, rải nước đều trên khối đệm. Người ta lợi dụng phản lực của dòng nước phun ra để truyền động cho bộ rải nước tự quay quanh trục tâm của tháp. Do hạt nước rải lớn không bị gió cuốn nên trong các tháp này không cần bố trí các bộ phận chặn nước.



Hình 9.6 : Màng PVC dập định hình chữ O lồi để tạo bề mặt trao đổi nhiệt ẩm khối đệm trong tháp giải nhiệt.

1 – Giọt nước phân phối ; 2 – Không khí ; 3 – Màng nước ; 4 – Màng PVC

9.5. NƯỚC BỔ SUNG, NƯỚC TUẦN HOÀN VÀ YÊU CẦU CHẤT LƯỢNG NƯỚC

Tổn thất nước tuần hoàn khi vận hành tháp bao gồm các tổn thất thành phần như sau :

9.5.1. Lượng nước bay hơi vào không khí để thải nhiệt cho nước nhờ nhiệt ẩn hoá hơi. Nhiệt ẩn hoá hơi của nước ở áp suất thường r = 2258 kJ/kg. Nghĩa là cứ bay hơi được 1kg nước, nhiệt thải khỏi tháp là 2258 kJ. Nếu giả thiết là toàn bộ nhiệt thải của tháp được thải theo đường bay hơi (nhiệt ẩn bằng 100%, nhiệt hiện bằng 0%) thì lượng nước bay hơi có thể xác định theo các phương trình cân bằng nhiệt như sau :

$$Q_k = m_w \cdot c_{pw} \cdot (t_{w2} - t_{w1}),\ kW \qquad (9.5)$$

$$Q_k = m_{wh} \cdot r,\ kW \qquad (9.6)$$

$$m_{wh} = \frac{Q_k}{r} = \frac{m_w}{r} \cdot c_{pw}\ (t_{w2} - t_{w1})\ kg/s \qquad (9.7)$$

trong đó :

Q_k – năng suất thực của tháp, kW (năng suất thải nhiệt thực của tháp chứ không phải năng suất lạnh tính theo tấn lạnh như chữ số trong kí hiệu tháp, ví dụ tháp 100 dùng cho hệ thống lạnh Q_0 = 100 tấn = 351 kW ; Q_k = 129 tấn = 453 kW – xem thêm phương trình (9.4)

m_w – lưu lượng nước tuần hoàn, kg/s,

m_{wh} – lượng nước bay hơi, kg/s

c_{pw} – nhiệt dung riêng đẳng áp của nước, kJ/(kg K)

t_{w2}, t_{w1} – nhiệt độ nước vào và ra khỏi tháp, °C

r = 2258 kJ/kg – nhiệt ẩn hoá hơi của nước.

Ví dụ 9.1

Hãy xác định lượng nước tuần hoàn và bay hơi làm việc ở điều kiện tiêu chuẩn cho máy làm lạnh nước cho điều hoà không khí có năng suất lạnh Q_0 = 351 kW với giả thiết nhiệt ẩm bằng 100%.

Giải :

Q_o = 351 kW ≅ 100 tấn lạnh

Vì điều kiện thời tiết của nơi lắp đặt máy phù hợp với điều kiện tiêu chuẩn nên chọn tháp 100 (Ví dụ tháp LC là LRC–LN–100 ; tháp Rinki là FRK – 100, tháp Tân Phát là LBC–100).

– Năng suất giải nhiệt thực của tháp (theo phương trình (9.4)) là :

$Q_k = Q_0 (1 + 1/\varepsilon) = 100 (1 + 1/3,45) = 129$ tấn = 453 kW

(chọn ε = 3,45 vì đây là máy làm lạnh nước Water Chiller).

– Lưu lượng nước tuần hoàn

m_w = 0,13 lít/phút. tấn 100 tấn = 1300 kg/phút = 21,7 kg/s

- Lượng nước bay hơi

$$m_{wh} = \frac{Q_k}{r} = \frac{453}{2258}\frac{kJ}{s}\frac{kg}{kJ} = 0,2\ kg/s = 722\ kg/h$$

Lượng nước bay hơi bằng khoảng 0,92% lượng nước tuần hoàn. Tuy nhiên tháp thải nhiệt vào không khí không chỉ qua nhiệt ẩn mà qua cả nhiệt hiện nên lượng nước bay hơi thực tế nhỏ hơn 0,92%.

9.5.2. Lượng nước bị cuốn theo gió do tháp được thông gió cưỡng bức bằng quạt. Do tốc độ không khí lớn nên các bụi nước nhỏ bị cuốn theo ra ngoài. Lượng nước cuốn theo nằm trong khoảng từ 0,2 đến 0,3% lượng nước tuần hoàn.

9.5.3. Lượng nước xả định kì

Khi vận hành tháp trong thời gian dài, do lượng nước bay hơi nên nồng độ tạp chất như độ cứng, bụi, cặn bẩn, độ pH... tăng lên vượt quá tiêu chuẩn cho phép. Để bảo vệ bình ngưng không bị đóng cặn và xâm thực, ăn mòn người ta phải xử lý nước bổ sung và xả một phần nước tuần hoàn để thay thế bằng nước tươi. Lượng nước xả định kì chiếm khoảng 0,3% lượng nước tuần hoàn.

9.5.4. Lượng nước bổ sung

Lượng nước bổ sung là tổng của 3 thành phần trên cộng với lượng tổn thất do rò rỉ hoặc các tổn thất khác. Nếu bỏ qua tổn thất rò rỉ và tổn thất khác ta có lượng nước bổ sung :

$m_{whs} = m_{wh} + m_{wc} + m_{wx}$, kg/s

m_{wh} – lượng nước bay hơi

m_{wc} – lượng nước cuốn theo

m_{wx} – lượng nước xả định kì

Theo kinh nghiệm lượng nước bổ sung nằm trong khoảng 2% lưu lượng nước tuần hoàn.

9.5.5. Yêu cầu chất lượng nước

Bảng 9.3 giới thiệu các chỉ tiêu yêu cầu về chất lượng nước của Viện Tháp giải nhiệt CTI.

Bảng 9.3 : CHỈ TIÊU YÊU CẦU VỀ CHẤT LƯỢNG NƯỚC (ppm = phần triệu)

Đại lượng	Độ pH	Hệ số dẫn điện ở 25°C	Độ cứng tổng	Độ cứng vĩnh cửu	Ion clo	Ion acid sulphuric	Acid silic	Ferric
Đơn vị	–	UV/cm	ppm $CaCO_3$	ppm $CaCO_3$	ppm Cl^-	ppm SO_4^{--}	ppm SiO_2	ppm Fe
Nước tuần hoàn	6 ÷ 8	dưới 500	dưới 200	dưới 100	dưới 200	dưới 200	dưới 50	dưới 1,0
Nước bổ sung	6 ÷ 8	dưới 200	dưới 50	dưới 50	dưới 50	dưới 50	dưới 30	dưới 0,3

Nếu nước tuần hoàn không đạt các chỉ tiêu chất lượng cần bố trí hệ thống xử lý nước đi kèm.

9.6. TÍNH CHỌN THÁP GIẢI NHIỆT

9.6.1. Tính chọn theo bảng

Bảng 9.4 giới thiệu năng suất giải nhiệt của tháp quy theo lưu lượng nước tuần hoàn (1 tấn lạnh Mỹ tương đương lưu lượng nước 13 lít/phút) phụ thuộc vào điều kiện vận hành là nhiệt độ ướt tư của môi trường không khí xung quanh và nhiệt độ nước vào tháp t_{w2}, ra khỏi tháp t_{w1} với giả thiết là hiệu nhiệt độ nước vào ra $\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1} = 5K = const$ không đổi.

Ta có thể tìm hiểu cách sử dụng bảng qua ví dụ tính toán sau đây.

Ví dụ 9.2

Hãy tính chọn tháp giải nhiệt cho máy điều hoà không khí kiểu bình ngưng giải nhiệt nước, năng suất lạnh 100 tấn lạnh Mỹ (351 kW) làm việc tại Hà Nội theo điều hoà cấp 2 ; $\Delta t_u = 3K$.

Giải :

Theo điều hoà cấp 2 tại Hà Nội, ta có :

$t_k = 37,2°C$, $\varphi = 66°C$, tra đồ thị Mollier (h – d) hoặc ẩm đồ Carrier được nhiệt độ $t_u = 31°C$. Lưu ý : Tiêu chuẩn khí hậu Việt Nam TCVN 4088–85 không cho dữ liệu nhiệt độ ướt t_u nên có một điều phiền phức là phải xác định t_u từ nhiệt độ t_k và độ ẩm φ của không khí.

– Để điều kiện làm việc của máy lạnh được thuận lợi ta chọn hiệu nhiệt độ ướt $t_{w1} - t_u = 3K$ nghĩa là nhiệt độ nước ra là $t_{w1} = t_u + 3K = 34°C$ và vì $\Delta t_w = 5K = const$ nên nhiệt độ nước vào là $t_{w2} = 34 + 5 = 39°C$.

– Theo tiêu chuẩn thì 1 tấn lạnh tương đương với lưu lượng nước yêu cầu là 13 lít/phút. Vậy máy lạnh 100 tấn yêu cầu 1300 lít/phút.

-Với dữ liệu $t_u = 31°C$ và $t_{w2} + t_{w1} = 39 \div 34°C$ ta tìm được cột cuối cùng ở bảng 9.4 lưu lượng lớn hơn hoặc bằng 1300 lít/phút yêu cầu. Ở hàng thứ 15 ta tìm được số 1300 bằng giá trị 1300 yêu cầu. Dòng ngang ta chọn được tháp LBC–125. Ta thấy trường hợp này phải chọn tháp 125 cho máy lạnh 100 tấn lạnh Mỹ.

Ví dụ 9.3. Hãy tính chọn tháp giải nhiệt cho máy điều hoà không khí có năng suất lạnh 150kW vận hành tại thành phố Hồ Chí Minh, bình ngưng giải nhiệt nước, điều hoà cấp 3, với $\Delta t_u = 3K$. Xác định nhiệt độ nước vào và ra khỏi tháp.

Bảng 9.4 : Năng suất giải nhiệt của tháp giải nhiệt quy ra lưu lượng nước tuần hoàn (lít/phút) phụ thuộc điều kiện vận hành là nhiệt độ ướt t_u và nhiệt độ nước vào ra khác nhau. Với giả thiết hiệu nhiệt độ nước vào ra Δt_w = 5K = const. (1 tấn lạnh có lưu lượng tương đương là 13 lít/phút).

t_u	27°C				28°C			29°C			30°C			31°C		
Δt_w	5				5			5			5			5		
t_{w2} °C / t_{w1} °C / kiểu tháp	38 / ∫ / 33	37 / ∫ / 32	36 / ∫ / 31	35 / ∫ / 30	38 / ∫ / 33	37 / ∫ / 32	36 / ∫ / 31	39 / ∫ / 34	38 / ∫ / 33	37 / ∫ / 32	40 / ∫ / 35	39 / ∫ / 34	38 / ∫ / 33	41 / ∫ / 36	40 / ∫ / 35	39 / ∫ / 34
LBCS-3	47	39	30	23	40	32	25	42	34	26	50	38	29	53	39	29
5	78	65	53	40	67	55	43	70	57	45	72	59	46	74	61	46
8	121	104	84	67	107	90	70	112	90	74	116	90	77	120	90	80
10	155	130	107	85	135	112	90	140	115	93	151	120	94	158	121	96
15	235	195	158	125	204	170	135	210	175	142	222	170	143	231	170	149
20	305	260	218	170	270	225	180	285	235	190	295	230	183	300	230	183
LBC-25	388	325	265	190	338	283	223	355	290	231	360	280	220	355	280	220
30	455	390	325	210	405	340	270	420	350	285	440	350	285	455	350	285
40	613	520	440	360	545	450	370	570	470	383	490	475	380	610	480	380
50	760	650	550	415	670	570	450	700	595	480	720	605	500	740	615	520
60	940	780	675	525	820	700	560	865	725	590	895	720	620	930	720	650
70	975	910	770	630	930	810	660	950	840	680	960	840	680	970	835	690
80	1040	1040	8870	710	1040	920	740	1040	960	775	1040	1000	770	1040	940	770
100	1560	1300	1120	880	1400	1170	920	1450	1220	970	1490	1250	1010	1550	1300	1040
125	1890	1625	1360	1070	1700	1430	1130	1770	1470	1180	1785	1530	1250	1830	1570	1300
150	2290	1950	1630	1290	2050	1730	1350	2160	1760	1450	2150	1810	1510	2200	1850	1570
175	2650	2275	1920	1510	2390	2020	1600	2490	2080	1680	2565	2130	1790	2650	2140	1860
200	3000	2600	2170	1720	2690	2280	1830	2830	2360	1930	2850	2410	2010	2900	2450	2090
225	3580	2925	2530	1990	3180	2670	2100	3330	2750	2200	3225	2700	2230	3300	2800	2330
250	3900	3250	2830	2200	3500	2950	2320	3680	3050	2450	3760	3030	2530	3920	3040	2610
300	4730	3900	3380	2640	4250	3510	2800	4400	3620	2930	4300	3650	2950	4400	3800	3020
350	5520	4550	3890	2990	4800	4000	3200	4970	4120	3400	5050	4100	3520	5200	4100	3610
400	6230	5200	4490	3520	5600	4700	3700	5850	4900	3900	6150	5200	4300	6400	5400	4500
500	7490	6500	5550	4550	6750	5800	4800	7050	6000	5000	7300	6150	5150	7350	6250	5250
600	9080	7800	6430	5070	8000	6750	5350	8450	7000	5900	8850	7500	5950	9150	7800	5950
700	10400	9100	7700	6300	9400	8100	6600	9850	840	6950	10150	8600	7250	10450	8700	7550
800	12100	10400	8620	6860	10800	9000	7200	11200	9300	7500	11700	9700	8030	12100	9800	8250
1000	14900	13000	11100	8970	13500	11600	9400	14100	12000	10000	14600	12300	10400	15100	12500	10800
1250	18200	16250	13600	11100	16500	14400	11700	17600	15100	12300	18100	15900	13000	18700	16250	13700
1500	21500	19500	16400	13370	19500	17200	14100	21100	18200	14800	21600	19200	15600	22300	19500	16500

Ví dụ ở điều kiện tiêu chuẩn t_u = 27°C, t_{w2} = 37°C, t_{w1} = 32°C ; Δt_w = tháp LBC100 có năng suất lạnh Q_0 = 1300/13 = 100 tấn nhưng ở điều kiện t_u = 27°C, t_{w2} = 35°C, t_{w1} = 30°C ; Δt_w = 5K thì năng suất giải nhiệt của tháp chỉ còn Q_0 = 880/13 = 67,7 tấn. Và khi làm việc ở điều kiện nước vào và ra cao hơn t_{w2} = 383°C ; t_{W1} = 33°C thì năng suất giảm nhiệt của tháp tăng lên Q_0 = 1560/13 = 120 tấn > 100 tấn.

Giải :

- Tính chuyển năng suất lạnh sang lưu lượng nước tuần hoàn yêu cầu :

$$Q_0 = 150kW/3,51 = 47,74 \text{ tấn lạnh}$$

$$m_w = 47,74.13 = 556 \text{ lít/phút.}$$

– Điều kiện điều hoà cấp 3 ở TP. HCM

$$t_N = t_{thmax} = 34,6°C$$

$$\varphi_N = \varphi_{13+15} = 55\%$$

– Từ $\varphi_N = 34,6°C$, $\varphi_N = 55\%$ tra được $t_u = 26°C$.

Trong bảng chỉ có nhiệt độ ướt thấp nhất là 27°C nên ta chọn 27°C (chú ý không chọn ngược lại, ví dụ chọn 31°C khi tính được $t_u = 34°C$ chẳng hạn vì khi nhiệt độ ướt chọn cao hơn thực tế thì năng suất tháp dư thừa còn chọn nhỏ hơn thực tế thì năng suất tháp bị thiếu, không đảm bảo).

– Nếu $\Delta t_u = 3K$ ta có

Nhiệt độ nước ra khỏi tháp là $t_{w1} = t_u + 3 = 30°C$

Nhiệt độ nước vào tháp là $t_{w2} = t_{w1} + 5 = 35°C$

– Tra bảng theo $t_u = 27°C$; $t_{w2} \div t_{w1} = 35 \div 30°C$ tìm được lưu lượng 675l/phút > 556l/phút. Dóng ngang tìm được tháp LBC–60.

– Nếu chọn LBC–50 thì hơi đuối vì 550 < 556l/phút, nhưng vì nhiệt độ $t_u = 26°C$ thực nhỏ hơn 27°C dùng tra bảng nên có thể lựa chọn tháp LBC–50.

9.6.2. Tính chọn theo đồ thị

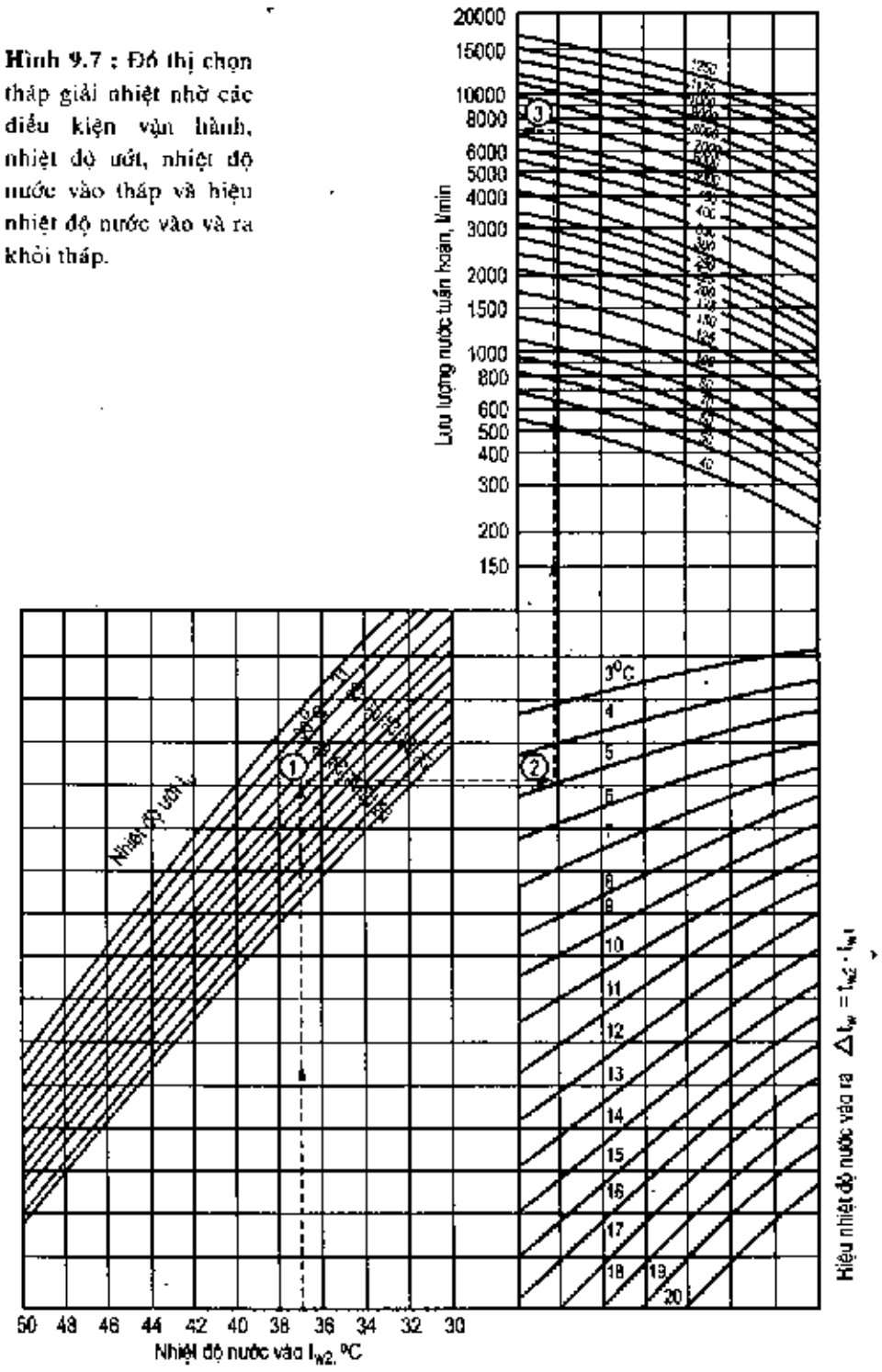
Hình 9.7 giới thiệu đồ thị kiểu toán đồ để chọn tháp. Đồ thị giải quyết được một số nhược điểm của bảng như sau :

– Nhiệt độ ướt mở rộng xuống đến 20°C.

– Nhiệt độ nước vào tháp có thể lên tới 50°C.

– Hiệu nhiệt độ nước vào và ra không chỉ cố định là 5K mà có thể mở rộng từ 3K đến 20K.

Căn cứ vào các thông số vận hành có thể nhanh chóng chọn được tháp phù hợp. Để dễ hiểu, có thể theo dõi ví dụ tính chọn sau :



Hình 9.7 : Đồ thị chọn tháp giải nhiệt nhờ các điều kiện vận hành, nhiệt độ ướt, nhiệt độ nước vào tháp và hiệu nhiệt độ nước vào và ra khỏi tháp.

Ví dụ 9.4

Hãy chọn tháp giải nhiệt cho hệ thống điều hoà không khí có bình ngưng giải nhiệt nước. Năng suất lạnh của hệ thống điều hoà không khí Q_0 = 1947 kW. Điều kiện vận hành t_u = 27°C, nhiệt độ nước vào ra 37°C và 32°C.

Giải :

– Từ Q_0 = 1947 kW tính được lưu lượng nước như sau :

Từ kW đổi ra tấn lạnh :

Q_0 = 1947 /3,516 = 554 tấn

Từ tấn chuyển ra lưu lượng nước tuần hoàn yêu cầu :

m_w = 554.13 = 7200 lít/phút.

– Từ nhiệt độ nước vào 37°C ở dưới đồ thị dóng lên trên gặp đường t_u = 27°C ở 1. dóng ngang sang trái gặp Δt_w = 5 ở 2, sau đó dóng lên trên gặp đường lưu lượng 7200 ở 3. Điểm 3 nằm giữa 2 tháp 500 và 600 nên phải chọn tháp lớn hơn là 600.

Chọn tháp : LRC – 600.

Ví dụ 9.5. Một máy lạnh thương nghiệp Q_0 = 150 kW lắp đặt ở thành phố Hồ Chí Minh. Hãy chọn tháp giải nhiệt tương ứng.

Giải :

– Quy đổi năng suất lạnh ra lưu lượng nước tuần hoàn

Q_0 = 150 kW = 42,7 tấn lạnh

m_w = 555 lít/phút

(Lưu ý, ở đây do ε nhỏ hơn máy điều hoà nên Q_0 phải lớn hơn nhưng bỏ qua không tính)

– Theo tài liệu [10] trang 8, nhiệt độ và độ ẩm thiết kế cho hệ thống lạnh (không phải hệ thống điều hoà không khí) ở thành phố Hồ Chí Minh là t_N = 37,3°C và φ = 77%.

Tra đồ thị I–d ta có : t_u = 33°C.

– Chọn Δt_u = 3K ta có t_{w1} = 36°C và t_{w2} = 41°C.

– Từ nhiệt độ 41°C nước vào tháp dóng lên trên gặp t_u = 33°C (ở đây phải ngoại suy), gặp Δt_w = 5K, dóng lên gặp m_w = 555l/min được điểm 3 nằm giữa tháp 40 và 50. Chọn tháp LRC–LN50.

Chương 10

THIẾT BỊ PHỤ, DỤNG CỤ VÀ ĐƯỜNG ỐNG CỦA HỆ THỐNG LẠNH

Những thiết bị phụ của hệ thống lạnh bao gồm : bình tách dầu, bình chứa dầu, các loại bình chứa cao áp, hạ áp, tuần hoàn, các loại bình trung gian, thiết bị hồi nhiệt, bình tách lỏng, thiết bị quá lạnh lỏng, các phin lọc, phin sấy, thiết bị xả khí, bơm, quạt, các thiết bị tuần hoàn chất tải lạnh và các dụng cụ như van, clapê các loại...

Kết hợp với các thiết bị chính của hệ thống lạnh như máy nén, thiết bị bay hơi ngưng tụ và van tiết lưu, các thiết bị phụ giúp cho các hệ thống lạnh trong trường hợp cụ thể làm việc với độ tin cậy cao hơn, an toàn hợp lý cũng như kinh tế hơn, tạo điều kiện thuận lợi cho việc vận hành máy lạnh...

Ngoài các thiết bị phụ như đã nêu trên, ở đây chúng tôi đưa ra thêm phần đường ống và phương pháp chọn.

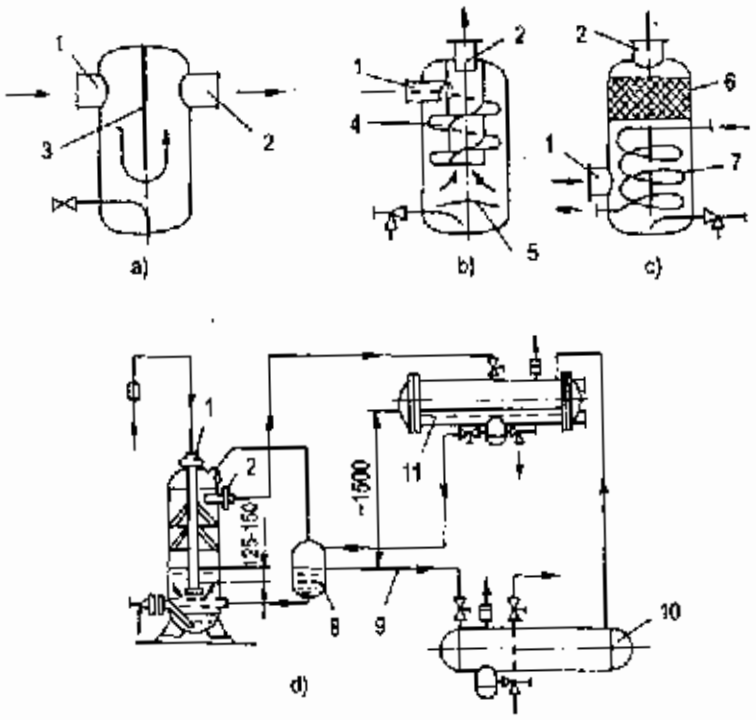
10.1. CÁC THIẾT BỊ PHỤ CỦA HỆ THỐNG LẠNH

10.1.1. Bình tách dầu

Người ta sử dụng bình tách dầu khi môi chất lạnh hoà tan hạn chế hoặc không hoà tan dầu bôi trơn như amôniắc và một vài môi chất freôn. Nó dùng để tách dầu ra khỏi hơi môi chất, để dầu khỏi đi vào các thiết bị trao đổi nhiệt như bay hơi và ngưng tụ. Tuỳ theo hiệu quả tách dầu của thiết bị mà dầu được tách ra nhiều hay ít ở bình tách dầu. Một phần nhỏ dầu còn lại vẫn đi theo hơi vào thiết bị ngưng tụ và bay hơi nên người ta vẫn phải áp dụng các biện pháp khác để rửa dầu, xả dầu ra khỏi các thiết bị này. Bình tách dầu được lắp đặt trên đường dẩy giữa máy nén và thiết bị ngưng tụ.

Từ máy nén, dầu bị cuốn theo hơi nén ở dạng bụi dầu, ở nhiệt độ 80 đến 150°C dầu cũng hoá hơi một phần (từ 3 đến 30%). Bình tách dầu làm việc theo nhiều nguyên lý như thay đổi hướng và tốc độ chuyển động, nhờ khối lượng riêng của bụi dầu và hơi môi chất khác nhau, làm mất để ngưng tụ hơi dầu v.v...

Hình 10.1. giới thiệu một số kiểu bình tách dầu với các nguyên tắc làm việc khác nhau.



Hình 10.1 : Bình tách dầu.

a) Kiểu tấm chặn đổi hướng, b) Kiểu xoắn,

c) Làm mát bằng nước. d) Rửa hơi trong NH_3 lỏng.

1. Cửa hơi vào ; 2. Cửa hơi ra ;
3. Tấm chắn ; 4. Tấm dẫn hướng ;
5. Tấm chặn luồng hơi ; 6. Khối đệm ;
7. Ống xoắn làm mát bằng nước ; 8. Bình giữ mức lỏng ;
9. Ống chảy tràn ; 10. Bình chứa ;
11. Bình ngưng.

Hình 10.1a mô tả bình tách dầu sử dụng nguyên tắc giảm tốc độ và thay đổi hướng chuyển động. Hiệu suất tách dầu của thiết bị này đạt 40 đến 60%. Hơi dầu và những bụi dầu rất nhỏ không thể tách ra khỏi dòng hơi ở bình tách dầu loại này.

Hình 10.1b mô tả bình tách dầu kiểu xoắn. Hơi sau khi vào qua cửa 1 sẽ chuyển động vòng xoắn ốc theo các cách dẫn hướng 4. Do tác động của lực ly tâm các bụi dầu có khối lượng riêng lớn bị văng ra phía ngoài, chạm vào thành bình hoặc giảm tốc độ để lắng lại. Hơi đổi hướng đi lên phía trên ra khỏi bình tách dầu. Hiệu suất tách dầu lớn lên khi hơi chứa dầu được làm mát bằng nước (h.10.1c) hoặc được rửa bằng amôniăc lỏng (h.10.1d). Khi đó hơi dầu sẽ ngưng tụ và độ nhớt tăng lên, các bụi dầu góp thành những hạt dầu lớn và dễ dàng tách ra khỏi hơi môi chất.

Trong bình tách dầu làm mát bằng nước (h.10.1c), nước làm mát đi qua ống xoắn 7. Hơi môi chất chứa dầu đi qua ống nối 1 thay đổi hướng nhiều lần qua tấm dẫn hướng, cuối cùng qua tầng đệm 6 và ra khỏi bình tách dầu bằng cửa 2. Dầu được dẫn trở lại cácte máy nén nhờ một van phao hoặc được đưa đến bình chứa dầu.

Trong bình tách dầu rửa bằng lỏng amôniăc (h.10.1d), hơi chứa dầu từ máy nén vào bình tách dầu qua cửa 1 sục qua cột lỏng có chiều cao cố định. Lỏng được dẫn đến bình tách dầu từ bình ngưng (hoặc bình chứa). Khi đi qua cột lỏng, hơi được làm mát, tạo điều kiện thuận lợi cho việc tách dầu. Sau khi ra khỏi lỏng, hơi đi qua các tấm chắn có bố trí các lỗ nhỏ. Các tấm này cũng có khả năng tách dầu ra khỏi hơi. Qua cửa 2 hơi được đẩy vào bình ngưng tụ 11. Khối lượng riêng của dầu lớn hơn của amôniăc lỏng do đó dầu sẽ lắng xuống đáy bình tách dầu và dầu được xả định kỳ ra khỏi bình tách dầu. Do có trở lực trên đường ống dẫn hơi nén áp suất trong bình ngưng tụ và bình chứa thấp hơn chút ít so với áp suất trong bình tách dầu. Bởi vậy để duy trì mức lỏng trong bình tách dầu người ta phải bố trí mức lỏng của bình ngưng tụ cao hơn mức lỏng của bình tách dầu khoảng 1,5m. Mức lỏng được duy trì bằng van phao hoặc bình chảy tràn (h10.1d). Trong trường hợp này, môi chất lỏng chảy từ bình ngưng 11 qua bình chảy tràn 8 rồi qua ống chảy tràn 9 vào bình chứa 10. Bình duy trì mức lỏng chảy tràn 8 có đường ống cân bằng áp suất với bình tách dầu theo kiểu bình thông nhau. Do đó, mức lỏng của bình tách dầu luôn được duy trì bằng mức lỏng của bình chảy tràn.

Bình tách dầu xoắn và bình tách dầu làm mát bằng nước hoặc môi chất lỏng có khả năng tách 95 đến 97% lượng dầu cuốn theo hơi ra từ máy nén.

Ngày nay, người ta thường sử dụng bình tách dầu xoắn có tầng đệm. Khi nhiệt độ dầu đẩy lớn hơn 140°C thì hơi được làm mát sơ bộ xuống 80–90°C trước khi đưa vào bình tách dầu.

Trong thiết bị lạnh dùng môi chất freôn, ở chế độ làm việc trung bình và lớn hơn 0°C, không cần sử dụng bình tách dầu vì dầu bôi trơn hoà tan hoàn toàn vào môi chất và cùng tuần hoàn với môi chất. Ở chế độ nhiệt độ thấp, máy lạnh làm việc với R22, sau máy nén người ta bố trí bình tách dầu làm mát bằng nước với ống xoắn có cánh bằng đồng.

Bình tách dầu chọn theo đường kính bình hoặc đường kính ống nối với máy nén d. Đường kính ống nối d được chọn theo công thức :

$$d = \sqrt{\frac{4mv_2}{\pi.\omega}},\ m\ ; \qquad (10.1)$$

Trong đó :

m – Lưu lượng hơi, kg/s ;

v_2 – Thể tích riêng hơi nén phía đầu đẩy máy nén, m^3/kg ;

ω – Tốc độ hơi ở ống nối vào bình tách dầu, m/s ;

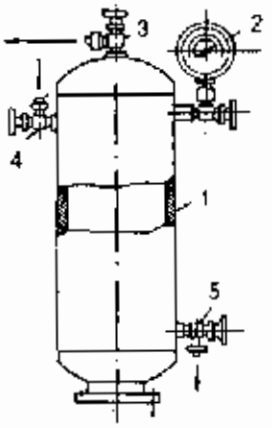
Tốc độ hơi trong bình tách dầu phải nằm trong khoảng 0,7 đến 1m/s, còn trong ống dẫn đến bình tách dầu từ 20 ÷ 25m/s đối với amôniăc và 15 ÷ 20m/s đối với freôn.

Xả dầu ra khỏi bình tách dầu trong hệ thống lạnh amôniăc là rất nguy hiểm vì áp suất trong bình rất cao (áp suất trong bình tách dầu từ 0,8 ÷1,8 MPa), và dẫn đến tổn thất môi chất do đó người ta phải bố trí bình chứa dầu.

10.1.2. Bình chứa dầu

Bình chứa dầu nhằm mục đích gom dầu từ các bình tách dầu và bầu dầu của toàn bộ hệ thống, giảm nguy hiểm khi xả dầu và giảm tổn thất môi chất khi xả dầu khỏi hệ thống lạnh.

Từ bình tách dầu và bầu dầu của các thiết bị khác, dầu được xả về bình chứa dầu (h.10.2). Bình chứa dầu có đường ống nối với đường hút của máy nén. Khi mở van nối thông với đường hút 3, có thể giảm áp suất trong bình đến áp suất khí quyển, áp suất trong bình được chỉ báo bằng áp kế 2. Trước khi xả dầu có thể sưởi nóng dầu để làm hơi NH_3 thoát ra hết. Khi xả dầu, áp suất trong bình chỉ được phép lớn hơn áp suất khí quyển chút ít, tất cả các van khác phải đóng.



Hình 10.2 : Bình chứa dầu.

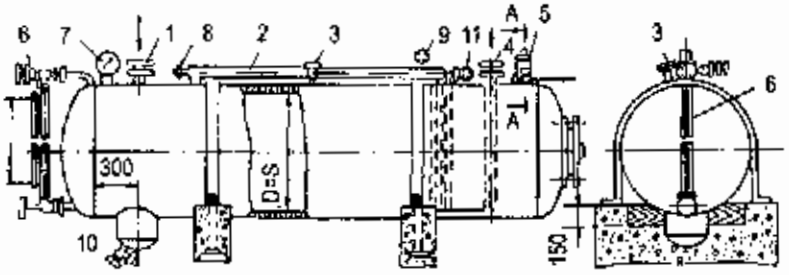
1 – Thân bình ; 2 – Áp kế ;
3 – Đường ống nối với ống hút máy nén ;
4 – Đường dầu đến ;
5 – Đường xả dầu ra ngoài.

10.1.3. Các loại bình chứa

Dựa vào mục đích sử dụng ta có thể phân ra các loại bình chứa cao áp, tuần hoàn, thu hồi và dự phòng.

1) *Bình chứa cao áp*

Bình chứa cao áp được bố trí ngay sau bình ngưng tụ dùng để chứa lỏng môi chất ở áp suất cao, giải phóng bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị ngưng tụ, duy trì sự cấp lỏng liên tục cho van tiết lưu. Thường nó được đặt dưới bình ngưng và được cân bằng áp suất với bình ngưng bằng các đường ống cân bằng hơi và lỏng.



Hình 10.3 : Bình chứa cao áp nằm ngang NH_3.

1 – Môi chất lỏng vào ; 2 – Bình tách khí không ngưng ; 3 – Đường cân bằng hơi ; 4 – Lỏng ra ; 5 – Van an toàn ; 6 – Mức lỏng kế ; 7 – Áp kế ; 8 – Về đường hút ; 9 – Xả khí qua nước ; 10 – Xả dầu ; 11 – Tiết lưu lỏng vào 2.

Bình chứa cao áp nằm ngang dùng cho NH_3 (h.10.3) là một bình hình trụ nằm ngang, có ống nối 1 và 4 cho môi chất lỏng amôniăc vào và ra. Ống nối 3 để nối đường cân bằng áp suất hơi với bình ngưng tụ. Ngoài ra bình chứa còn được bố trí mức lỏng kế 6, áp kế 7, van an toàn 5, van xả dầu 10, bộ xả khí không ngưng 2. Bình chứa cao áp được tính toán để làm việc với áp suất 1,8MPa.

Trong các máy lạnh nhỏ làm việc với môi chất freôn người ta sử dụng bình chứa nằm ngang hoặc thẳng đứng.

Theo quy định về an toàn thì sức chứa của bình chứa cao áp phải đạt 30% sức chứa của toàn bộ hệ thống bay hơi, (tất cả các tổ dàn và thiết bị làm lạnh không khí) đối với hệ thống cấp môi chất từ trên và đạt 60% sức chứa của toàn bộ hệ thống bay hơi đối với hệ thống cấp môi chất từ phía dưới.

Khi vận hành, mức lỏng ở trong bình chứa cao áp đạt 50% thể tích của bình.

Sức chứa của bình chứa cao áp tính toán theo các công thức sau :

– Đối với hệ thống cấp môi chất từ trên :

$$V_{BC} \geq \frac{0,3V_{BH}}{0,5}.1,2 = 0,7V_{BH} \qquad (10.2)$$

– Đối với hệ thống cấp môi chất từ dưới :

$$V_{BC} \geq \frac{0,6V_{BH}}{0,5}.1,2 = 1,45V_{BH} \qquad (10.3)$$

Trong đó V_{BC} – thể tích của bình chứa, m^3

$V_{BH} = V_{td} + V_{kk}$ – dung tích hình học của hệ thống dàn bay hơi, m^3, là tổng dung tích của các tổ dàn và các dàn lạnh không khí.

Dung tích cũa tổ dàn hoặc dàn lạnh không khí :

$$V_{td} = L.V,$$

Trong đó : L : chiều dài ống trong tổ dàn hoặc dàn lạnh không khí, m.

V : dung tích của 1 mét ống, m^3/m.

Dung tích tính toán được của bình chứa cao áp được lấy lớn lên 20% nên có hệ số 1,2.

2) *Bình chứa tuần hoàn*

Bình chứa tuần hoàn được sử dụng trong các hệ thống lạnh amôniăc và freôn lớn, tuần hoàn môi chất lạnh trong các thiết bị bay hơi cưỡng bức. Bình chứa tuần hoàn được lắp đặt bên phía áp suất thấp và được sử dụng như một bình chứa để bơm tuần hoàn môi chất lỏng lên các dàn lạnh. Bình chứa tuần hoàn có kiểu đặt nằm ngang và đặt thẳng đứng.

Bình chứa tuần hoàn nằm ngang cũng được lắp đặt giống như bình chứa cao áp nhưng không có bình tách khí không ngưng, mà có thêm ống nối với bơm lỏng tuần hoàn. Bình chứa tuần hoàn nằm ngang được bố trí kết hợp với bình tách lỏng phía trên

còn bình chứa tuần hoàn đứng không có bình tách lỏng vì nó làm thêm nhiệm vụ của bình tách lỏng do cách bố trí các ống vào và ra.

Bình chứa tuần hoàn phải chứa được toàn bộ môi chất lỏng của các tổ dàn hoặc dàn làm lạnh không khí ở nhiệt độ sôi đã cho và với điều kiện độ chứa lỏng trong hệ thống đạt 20–30% đối với hệ thống cấp lỏng từ trên và 60% đối với hệ thống cấp lỏng từ dưới, đối với dàn làm lạnh không khí là 50% dung tích của dàn.

Bình chứa tuần hoàn làm việc dưới áp suất thấp nên phải được bọc cách nhiệt.

3) *Bình chứa thu hồi*

Bình chứa thu hồi dùng để chứa môi chất lỏng từ các dàn bay hơi khi phá băng bằng hơi nóng. Bình chứa thu hồi cũng như bình chứa tuần hoàn, có thể là bình hình trụ nằm ngang hoặc thẳng đứng.

Bình chứa thu hồi cần phải chứa được lỏng từ dàn bay hơi của phòng lạnh lớn nhất với hệ số chứa đến 80% vì người ta chỉ tiến hành phá băng cho từng phòng không đồng thời.

4) *Bình chứa dự phòng*

Bình chứa dự phòng được sử dụng trong sơ đồ không có bơm và được lắp đặt dưới bình tách lỏng (bình chứa hình trụ nằm ngang) để chứa môi chất lỏng từ các dàn lạnh phun ra trong trường hợp phụ tải nhiệt tăng. Khi sử dụng bình chứa dự phòng đặt đứng thì quá trình tách lỏng được thực hiện ngay phía trên của bình chứa dự phòng.

Sức chứa của bình chứa dự phòng có thể được tính theo công thức sau :

Đối với bình chứa dự phòng nằm ngang :

$$V_{dp} \geq 0,35\left(V_{td} + V_{kk}\right)$$

Đối với bình chứa dự phòng thẳng đứng :

$$V_{dp} \geq 0,45\left(V_{td} + V_{kk}\right)$$

Ở chế độ làm việc bình thường :

Bình chứa cao áp chứa 50% dung tích ;

Bình chứa tuần hoàn chứa 30% dung tích ;

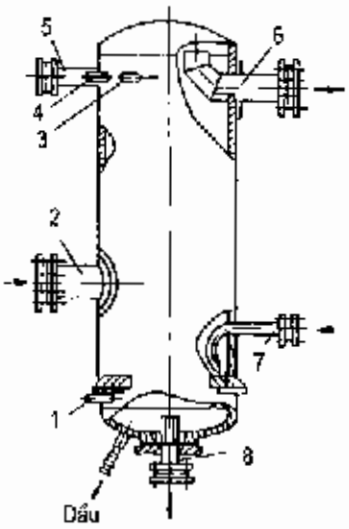
Còn bình chứa thu hồi và bình chứa dự phòng để trống. Tất cả các bình chứa đều cần có van an toàn, áp kế hoặc chân không kế, mức lỏng kế và các van chặn.

10.1.4. Bình tách lỏng / bình tích lỏng

Bình tách lỏng (Liquid Separator) được sử dụng trong máy lạnh amôniăc. Nó có nhiệm vụ tách môi chất lỏng khỏi hơi hút về máy nén, đảm bảo hơi hút về máy nén ở trạng thái bão hoà khô, tránh nguy cơ gây va đập thuỷ lực ở máy nén. Bình tách lỏng có thể là bình hình trụ nằm ngang nhưng thường là kiểu hình trụ đặt đứng (h.10.4a).

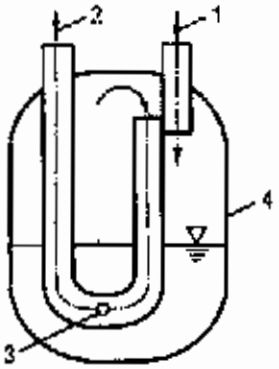
Bình tách lỏng làm việc theo nguyên tắc giảm tốc độ và thay đổi hướng chuyển động của dòng hơi (tốc độ giảm đến 0,5m/s). Do tốc độ giảm đồng thời với đổi hướng của dòng hơi nên giọt lỏng và bụi lỏng bị tách ra, rơi xuống đáy bình, chỉ có hơi khô đi về máy nén. Bình tách lỏng có bố trí bộ điều chỉnh và chỉ báo mức lỏng trong thiết bị. Khi mức lỏng dâng lên đến vị trí nguy hiểm, thiết bị tự động sẽ cho máy nén ngừng hoạt động để tránh nguy cơ va đập thuỷ lực do hút phải lỏng. Người ta chọn bình tách lỏng theo đường kính ống hút máy nén. Tốc độ dòng hơi trong đường hút từ 18÷20m/s đối với amôniăc và 10÷15 m/s đối với freôn.

Trong các máy lạnh freôn cỡ trung và nhỏ người ta hay sử dụng bình tích lỏng (accumulator) (hình 10.4b) đặc biệt trong máy lạnh xả băng bằng hơi nóng. Khi dàn bay hơi quá tải hoặc khi xả băng, lỏng và dầu ra từ dàn bay hơi được tích lại trong bình và được tiết lưu từ từ qua lỗ nhỏ 3 về máy nén.



Hình 10.4a : Bình tách lỏng.

1, 4 – Đầu nối mức lỏng kế ; 2 – Hơi ẩm vào ; 3 – Áp kế ; 5 – Đường cân bằng hơi ; 6 – Hơi về máy nén ; 7 – Từ van tiết lưu đến ; 8 – Lỏng về dàn bay hơi.



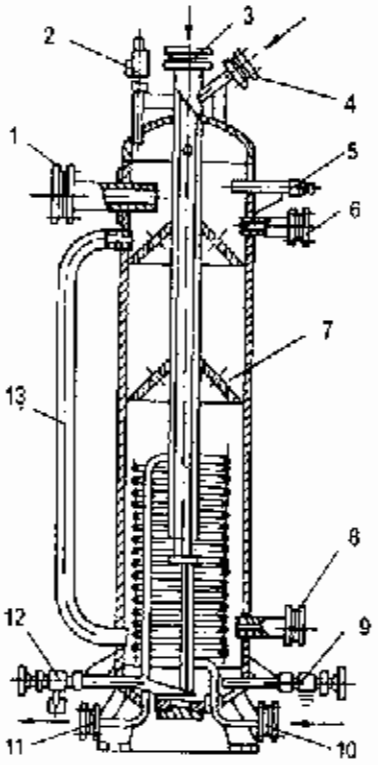
Hình 10.4b : Một dạng bình tích lỏng.

1 – Hơi ẩm về từ dàn bay hơi ; 2 – Hơi về máy nén ; 3 – Lỗ tiết lưu lỏng và dầu về máy nén ; 4 – Vỏ bình.

10.1.5. Bình trung gian

Bình trung gian được sử dụng trong máy lạnh hai hoặc nhiều cấp. Bình trung gian dùng để làm mát trung gian hơi môi chất sau cấp nén áp thấp và để quá lạnh lỏng môi chất trước khi vào van tiết lưu bằng cách bay hơi một phần môi chất lỏng dưới áp suất trung gian. Ngoài nhiệm vụ đã nêu, bình trung gian cũng đóng vai trò bình tách lỏng bảo đảm hơi hút về máy nén cấp cao là hơi bão hoà khô trường hợp làm mát trung gian hoàn toàn.

Ngày nay, trong máy lạnh amôniăc 2 cấp nén người ta sử dụng rộng rãi bình trung gian có ống xoắn (h.10.5).



Hình 10.5 : Bình trung gian có ống xoắn.

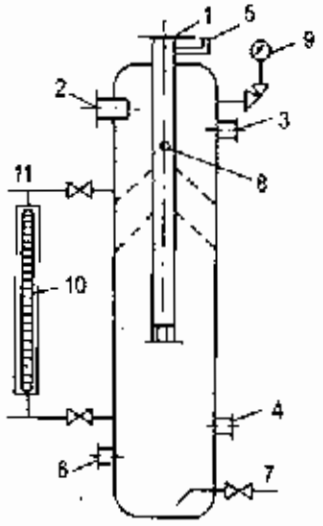
1 – Đường hơi về máy nén cao áp ;
2 – Van an toàn ;
3 – Hơi từ máy nén hạ áp ;
4 – Lỏng tiết lưu ;
5 – Áp kế ;
6, 8 – Đường cân bằng hơi và lỏng ;
7 – Chặn dầu ;
9 – Xả lỏng NH_3 ;
10, 11 – Lỏng quá lạnh ở ống xoắn vào và ra.
12 – Xả dầu ;
13 – Mức lỏng kế.

Đại bộ phận môi chất lỏng ra khỏi thiết bị ngưng tụ sẽ theo dầu ống nối 13 đi vào ống xoắn để được làm quá lạnh xuống gần đến nhiệt độ trung gian. Nhiệt độ môi chất lỏng sau khi ra khỏi ống xoắn cao hơn nhiệt độ trung gian từ 3÷4°C. Nhiệt độ trung gian là nhiệt độ sôi của môi chất dưới áp suất trung gian trong bình trung gian. Sau khi ra khỏi ống xoắn, môi chất lỏng quá lạnh được đưa vào van tiết lưu.

Một phần lỏng môi chất sau khi ra khỏi thiết bị ngưng tụ không đi vào ống xoắn mà qua van tiết lưu xuống áp suất trung gian rồi đi vào bình trung gian theo ống nối 5 và 1. Ống 1 cũng đồng thời là ống dẫn hơi nén từ cấp nén áp thấp lên áp suất trung gian và bình trung gian. Hơi nén quá nhiệt phải đi xuống dưới mức lỏng. Khi đi qua tầng môi chất lỏng sôi, hơi quá nhiệt sẽ được làm mát đến nhiệt độ bão hoà. Khi đi qua các tấm chắn 11, hơi ẩm có mang theo bụi lỏng sẽ được làm khô. Các hạt bụi lỏng sẽ được tách ra khỏi dòng hơi rơi trở lại phía dưới. Hơi bão hoà khô chuyển động lên trên và đi qua ống nối 2 để đến máy nén áp cao. Mức amôniắc lỏng trong bình trung gian được duy trì nhờ van tiết lưu kiểu phao và được kiểm tra bằng mức lỏng kế đặt từ xa 10 và 12. Để nối mạch thiết bị điều khiển và báo hiệu tự động có thể sử dụng ống nối 3 và 4. Đây là ống nối đường cân bằng hơi và lỏng với van phao tiết lưu. Phía trên của bình trung gian còn được trang bị van an toàn, ống nối cho áp kế. Phía dưới của bình trung gian người ta bố trí cửa 6 để xả lỏng NH_3 và van 7 để xả dầu.

Ưu điểm của bình trung gian có ống xoắn là dầu ở máy nén cấp thấp không đi vào tuyến lỏng để vào thiết bị bay hơi, tạo lớp bẩn trên bề mặt thiết bị bay hơi phía môi chất. Người ta chọn bình trung gian theo đường kính ống hút của máy nén cấp cao.

Hình 10.6 giới thiệu bình trung gian không có ống xoắn, quá lạnh lỏng hoàn toàn.

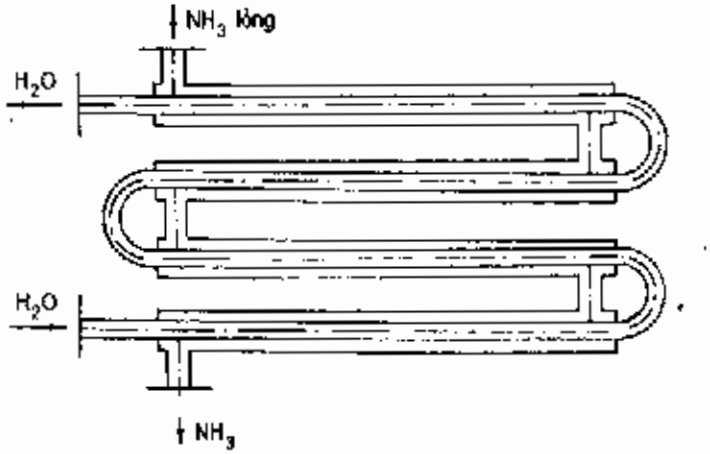


Hình 10. 6 : Bình trung gian không có ống xoắn.

1 – Hơi NH_3 vào ;
2 – Hơi NH_3 vào máy nén cao áp ;
3, 4 – Đường cân bằng hơi và lỏng ;
5 – Lỏng NH_3 tiết lưu vào ;
6 – Xả NH_3 ;
7 – Xả dầu ;
8 – Lỗ cân bằng ;
9 – Áp kế ;
10 – Mức lỏng kế ;
11 – Chỉ thị từ xa của mức lỏng kế.

10.1.6. Thiết bị quá lạnh lỏng

Thiết bị quá lạnh lỏng được sử dụng để làm quá lạnh lỏng amôniăc xuống thấp hơn nhiệt độ ngưng tụ trước khi đưa vào van tiết lưu. Thiết bị quá lạnh lỏng kết cấu theo dạng trao đổi nhiệt ống lồng, ngược dòng (h. 10.7).



Hình 10.7 : Thiết bị quá lạnh lỏng ngược dòng.

Ống ngoài có đường kính 57 × 3mm và ống trong ϕ = 38 × 3,5mm. Các ống ngoài được nối tiếp với nhau bằng các ống nối còn các ống trong được nối tiếp bằng các đoạn ống cong. Môi chất lỏng đi vào không gian giữa 2 ống từ phía trên, lần lượt qua các ống chảy xuống phía dưới còn nước làm mát đi từ phía dưới ngược dòng lên phía trên.

Nước chuyển động trong ống nhỏ. Thiết bị quá lạnh có thể chỉ có một đơn nguyên nhưng cũng có thể có hai hoặc nhiều đơn nguyên ghép song song lại với nhau bằng các ống ghép cho môi chất lỏng amôniắc và cho nước.

Mục đích của việc làm quá lạnh lỏng amôniắc trước van tiết lưu nhằm làm tăng năng suất lạnh nói chung của hệ thống lạnh.

Dòng nhiệt trong thiết bị quá lạnh lỏng được xác định theo công thức :

$$Q_{ql} = m_r (h_{3'} - h_3) \qquad (10.4)$$

trong đó : m_r – Lưu lượng môi chất lỏng qua thiết bị, kg/s ;

h_3 và $h_{3'}$ – Là entanpy của môi chất lỏng khi vào và khi ra khỏi thiết bị ; kJ/kg.

Người ta chọn thiết bị quá lạnh theo diện tích trao đổi nhiệt cần thiết F_{ql}, m^2, xác định theo công thức

$$F_{ql} = \frac{Q_{ql}}{k_{ql}\Delta_{tql}}, \qquad (10.5)$$

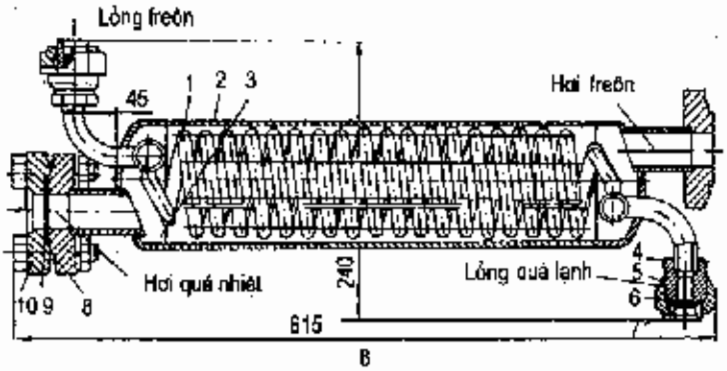
trong đó : k_{ql} – Hệ số truyền nhiệt ; k_{ql} = 600 ÷ 700 W/(m^2.K) ;

Δt_{ql} – Hiệu nhiệt độ trung bình logarit giữa môi chất và nước.

10.1.7. Thiết bị hồi nhiệt

Thiết bị hồi nhiệt sử dụng trong các máy lạnh freôn. Hình 10.8 mô tả thiết bị hồi nhiệt thông dụng cho máy lạnh freôn cỡ trung.

Môi chất lỏng đi vào theo ống nối 1, chuyển động phía trong ống xoắn theo ống nối 2. Hơi freôn lạnh từ thiết bị bay hơi ra đi vào thiết bị hồi nhiệt theo cửa 3 và ra theo cửa 4, thực hiện trao đổi nhiệt ngược dòng với môi chất lỏng trong ống xoắn. Để tăng cường trao đổi nhiệt, trên ống xoắn còn bố trí cánh tản nhiệt.



Hình 10.8 : Thiết bị hồi nhiệt.

Do có quá trình trao đổi nhiệt, lỏng có nhiệt độ ngưng tụ sẽ được làm quá lạnh và hơi có nhiệt độ bay hơi sẽ được làm quá nhiệt trước khi về máy nén. Hút hơi quá nhiệt, năng suất khối lượng của máy nén có giảm do v tăng (v – thể tích riêng, m^3/kg), nhưng để bù lại, năng suất lạnh riêng tăng đáng kể do lỏng môi chất được quá lạnh trước khi vào tiết lưu. Qua tính toán tối ưu, năng suất lạnh và chế độ làm việc của máy tốt hơn khi sử dụng thiết bị hồi nhiệt (xem phần 5.2.4.).

Dòng nhiệt thiết bị hồi nhiệt có thể xác định bằng công thức :

$$Q_{hn} = m(h_1 - h_{1'}) = m(h_{3'} - h_3), \qquad (10.6)$$

trong đó : Q_{hn} – Dòng nhiệt trong thiết bị hồi nhiệt, W ;

h_1, $h_{1'}$ – Entanpy của hơi vào và ra khỏi thiết bị hồi nhiệt ; m – Lưu lượng môi chất tuần hoàn trong hệ thống, kg/s ; h_3, $h_{3'}$ Entanpy của lỏng vào và ra khỏi thiết bị hồi nhiệt. Hệ số truyền nhiệt k của thiết bị hồi nhiệt nằm trong khoảng 120 ÷ 180W/(m^2.K).

10.1.8. Bình tách khí không ngưng

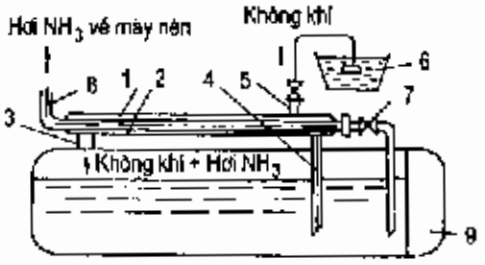
Cùng tuần hoàn với môi chất lạnh trong hệ thống lạnh có không khí và các loại khí không ngưng.

Thành phần chủ yếu của khí không ngưng trong hệ thống vẫn là không khí. Không khí lọt vào hệ thống do nhiều nguyên nhân khác nhau như khi tiến hành sửa chữa hệ thống, khi hút chân không hệ thống, độ chân không chưa đảm bảo yêu cầu, khi hệ thống làm việc ở chế độ chân không vì nhiệt độ sôi rất thấp, khi nạp môi chất và nạp dầu, do phân huỷ môi chất...

Trong thiết bị ngưng tụ, không khí tạo thành các lớp bao quanh bề mặt trao đổi nhiệt làm tăng trở nhiệt ngưng tụ làm xấu quá trình trao đổi nhiệt khi ngưng, làm tăng áp suất ngưng tụ, làm tăng năng lượng điện tiêu tốn cho máy nén và làm giảm năng suất lạnh của máy.

Máy lạnh amôniăc thường được xả định kỳ khí không ngưng. Phải xả không khí qua van xả khi vào bình nước. Bọt không khí sẽ nổi lên mặt nước. Amôniăc lẫn với không khí sẽ được nước hấp thụ. Muốn xả khí, người ta thực hiện như sau : Đầu tiên phải ngừng máy nén nhưng vẫn tiếp tục làm mát bình ngưng 3 đến 4 giờ sau đó mới mở van xả không khí, vì khi đó đại bộ phận amôniăc đã ngưng tụ, không khí ngưng có lẫn một ít amôniăc được xả ra ngoài. Tuy nhiên xả không khí theo phương pháp này gây tổn thất amôniăc nhiều, nhất là khi mở van xả quá lâu.

Người ta đã thiết kế nhiều loại bình tách khí không ngưng khác nhau, có thể xả khí định kỳ hoặc liên tục, không cần ngừng máy nén, tổn thất amôniăc rất nhỏ.



Hình 10.9 : Bình tách khí không ngưng.

1 – Vỏ bình ;
2 – Ống lồng có nhiệt độ sôi to ;
3 – NH_3 và không khí không ngưng vào ;
4 – NH_3 lỏng chảy về bình chứa ;
5 – Xả khí ;
6 – Chậu nước ;
7 Van tiết lưu ;
8 – Hơi NH_3 về đường hút máy nén ;
9 – Bình chứa cao áp.

Hình 10.9 giới thiệu một kiểu bình tách khí không ngưng rất đơn giản và cũng được sử dụng rộng rãi trong các hệ thống lạnh.

Bình tách khí không ngưng này thực tế là một bình trao đổi nhiệt kiểu ống lồng lắp đặt trên bình chứa cao áp. Không gian giữa 2 ống được nối với bình chứa cao áp, một đầu nối với khoang hơi và đầu kia nối với khoang lỏng. Một đầu ống trong được nối với van tiết lưu 7. Van tiết lưu 7 nhận NH_3 lỏng từ bình chứa cao áp, tiết lưu xuống áp suất sôi p_o, như vậy phía trong ống nhỏ, môi chất lỏng sôi ở nhiệt độ t_o. Không khí có lẫn hơi amôniác từ bình chứa cao áp theo ống nối 3 đi vào khoảng không gian giữa 2 ống, gặp bề mặt lạnh có nhiệt độ t_o của ống trong, amôniác sẽ ngưng tụ lại, theo ống 4 chảy trở về bình cao áp. Không khí (còn lẫn rất ít amôniác) theo đường 5 xả ra ngoài. Để đề phòng còn NH_3 lẫn trong không khí ra theo đường 5 người ta cho bọt khí đi qua bình nước để nước hấp thụ nốt lượng NH_3 còn lại.

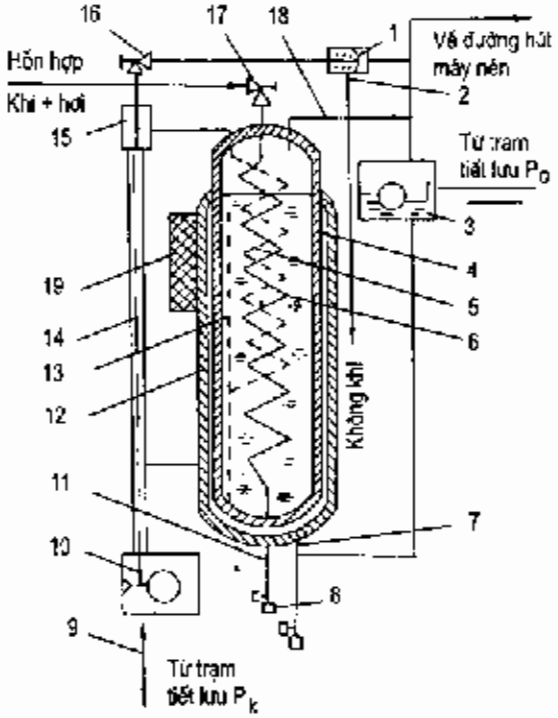
Quá trình tách khí như đã mô tả cần phải thao tác bằng tay và sau những khoảng thời gian nhất định.

Quá trình tách khí có thể tiến hành hoàn toàn tự động với bình tách khí AB. 4 của Nga (h.10.10).

Bình tách khí không ngưng AB.4 cấu tạo từ một bình hai vỏ hình trụ đứng 4 và 12 với một hệ thống ống xoắn 6 và 5 để làm lạnh hỗn hợp hơi amôniác và khí không ngưng. Bình được trang bị một hệ thống điều chỉnh tự động để xả khí không ngưng như các van phao, các van chặn, clapê màng...

Không gian của vỏ trong 4 chứa môi chất amôniác lỏng sôi ở áp suất bay hơi nên có nhiệt độ bay hơi. Lỏng được cấp từ sau trạm tiết lưu qua van phao 3 và ống nối 7.Van phao 3 có nhiệm vụ giữ mức lỏng không đổi trong bình 4. Hơi tạo ra trong bình được hút về máy nén qua ống nối 18. Vì bình có nhiệt độ thấp nên được bọc cách nhiệt.

Hỗn hợp khí không ngưng và hơi amôniăc có áp suất ngưng tụ từ bình ngưng hoặc bình chứa qua van chặn 17 vào ống xoắn 6 (đường nét liền) qua đáy bình, đi lên phía trên trong không gian giữa 2 vỏ rồi vào ống xoắn 5 (đường nét đứt), lên phía đỉnh bình, theo ống nối ra clapê 15. Gặp bề mặt lạnh của ống xoắn và mặt trong của không gian giữa hai vỏ, toàn bộ hơi amôniăc dần dần ngưng tụ lại và chảy xuống đáy bình, theo đường nối ra van phao 10 rồi chảy về bộ gom của trạm tiết lưu hoặc về bình chứa qua ống nối 9. Khí không ngưng sạch amôniăc theo ống nối ra clapê 15, van chặn 16 và được xả vào chậu nước qua clapê màng 1.



Hình 10.10 : Bình tách khí tự động AB.4.

1 – Clapê màng ;	2 – Đường xả khí ;
3 – Van phao hạ áp ,	4 – Vỏ trong ;
5 – Ống xoắn xả khí ;	6 – Ống xoắn làm lạnh ;
7 – Đường dẫn lỏng vào bình ;	8 – Clapê góc ;
9 – Đường nối với trạm tiết lưu phía cao áp ;	10 – Van phao cao áp ;
	11 – Ống thổi xả ;
12 – Vỏ ngoài ;	13 – Đường nối ;
14 – Cần tác động ;	15 – Clapê xả khí ;
16 – Van xả khí ;	17 – Van chặn ;
18 – Đường nối với ống hút ;	19 – Cách nhiệt.

Nguyên tắc hoạt động tự động như sau :

Khi có nhiều khí không ngưng trong thiết bị, áp suất trong ống xoắn và trong không gian giữa hai vỏ tăng lên gần bằng áp suất ngưng tụ trong bình ngưng.

Do tác động của áp suất, mức lỏng trong bình hai vỏ hạ xuống cùng với van phao 10. Thanh 14 gắn với cơ cấu van di chuyển xuống phía dưới, giảm áp lực lên clapê 15 và cùng với tác động của lò xo, clapê 15 mở ra cho khí không ngưng thoát ra ngoài qua van chặn 16 và clapê màng 1.

Phía đối diện của clapê màng 1 nối liền với đường hút. Chỉ khi trong bình đạt được áp suất sôi yêu cầu thì lò xo mới được nới lỏng để giãn màng xả khí.

Sau khi xả khí, áp suất trong hệ thống giảm xuống thấp hơn áp suất ngưng tụ. Lỏng có áp suất ngưng tụ cao hơn sẽ vào theo đường 9, tác động nâng phao và cần 14 lên, đóng clapê 15, đồng thời clapê màng 1 dịch chuyển màng về phía trái ngừng thải khí.

Trong những thiết bị lạnh có năng suất lớn, làm việc với môi chất freôn, khí không ngưng được xả ra khỏi hệ thống qua thiết bị tách khí. Tuy nhiên hỗn hợp không khí và hơi freôn lấy ra từ thiết bị ngưng tụ phải được nén bổ sung lên áp suất cao có thể đạt tới bởi vì ở áp suất càng cao, không khí càng dễ tách ra khỏi freôn. Để nén hỗn hợp hơi freôn và không khí người ta sử dụng máy nén đặc biệt có kích thước nhỏ (thể tích quét pittông khoảng 1 đến $2m^3/h$).

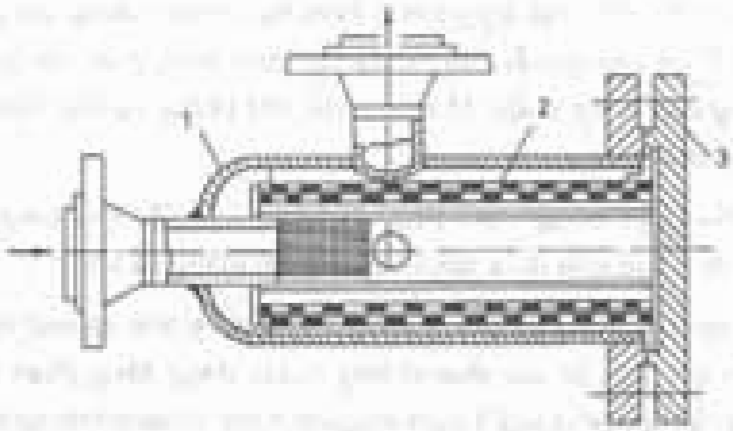
Trong máy lạnh freôn nhỏ không có thiết bị xả khí không ngưng khỏi hệ thống.

10.1.9. Phin lọc và phin sấy

Trong quá trình chế tạo, lắp ráp, sửa chữa và vận hành thiết bị lạnh, dù rất cẩn thận vẫn có cặn bẩn như đất, cát, gỉ sắt, vẩy hàn, xỉ, muội... lọt vào hệ thống lạnh. Nó có thể tồn tại trong hệ thống do chưa vệ sinh, làm sạch đầy đủ hoặc qua đường nạp dầu, nạp môi chất, ngoài ra cặn bẩn cũng có thể tạo thành trong hệ thống phân huỷ dầu bôi trơn, môi chất hoặc do các chi tiết máy nén bị mài mòn, do han gỉ phía trong hệ thống. Để đảm bảo hệ thống lạnh làm việc an toàn có độ tin cậy cao, không bị trục trặc, cần phải có phin lọc cặn bẩn trong hệ thống. Cặn bẩn trong hệ thống lạnh có thể làm tắc ống dẫn nhất là tắc van tiết lưu, làm cho các chi tiết chuyển động của máy nén mau mòn và dễ gây sự cố.

Để loại trừ cặn bẩn cơ học khi máy lạnh hoạt động người ta bố trí phin lọc cặn bẩn trên đường hơi và đường lỏng của hệ thống lạnh.

Phin lọc đường hơi của hệ thống lạnh (h.10.11). Được bố trí trên đường ống hút trước máy nén hoặc lắp đặt trên bộ gom phía hút và cũng có thể được lắp đặt ngay trên vỏ máy ở đường dẫn hơi vào xi lanh. Phin lọc đường hút bảo vệ cho bề mặt xi lanh máy nén và các clapê khỏi bị hư hỏng và bị xước khi hút phải các cặn bẩn rắn.

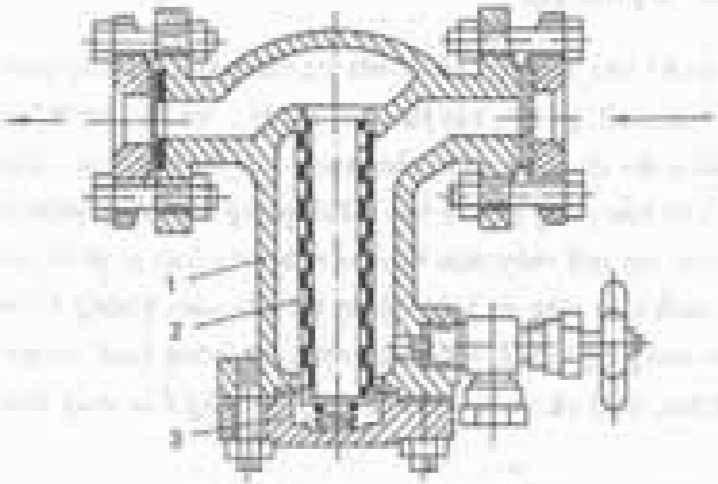


Hình 10.11 : Phin lọc đường hút.
1 – Thân ; 2 – Lưới ; 3 – Nắp.

Phin lọc đường hơi gồm có vỏ hình trụ 1 trong đó có bố trí lưới lọc 2 và khung giữ. Khung đơn giản là một ống thép có khoan nhiều lỗ thông hơi. Nắp 3 dùng để tháo cặn chu kỳ.

Trong phin lọc, luồng hơi phải thay đổi hướng, điều đó tạo điều kiện thuận lợi cho việc khử cặn bẩn khỏi luồng hơi.

Phin lọc đường lỏng (h.10.12) được bố trí trên đường lỏng phía trước van tiết lưu và những thiết bị tự động khác để đề phòng tắc bẩn.



Hình 10.12 : Phin lọc đường lỏng.
1 – Thân ; 2 – Lưới ; 3 – Nắp.

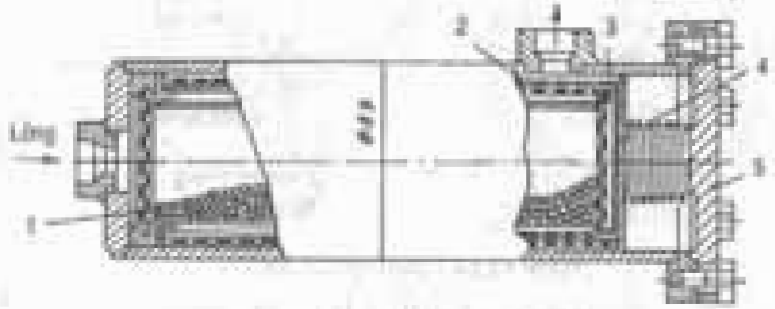
Cấu tạo của nó cũng gần giống như phin lọc đường hơi là vỏ 1; lưới lọc 2, khung lưới, đường lỏng vào và ra, nắp 3. Ngoài ra phin còn có van xả dầu phía dưới.

Người ta sử dụng lưới thép cho NH_3 còn lưới đồng hoặc đồng thau mịn hoặc vải amiăng, len, da, nỉ và cả da mịn cho freôn.

Ngoài tạp chất cơ học, trong hệ thống lạnh còn có các tạp chất khác như ẩm (nước), các hoá chất tạo ra trong quá trình vận hành như các loại axit ăn mòn. Đây là những tạp chất có ảnh hưởng rất xấu đến quá trình làm việc của máy lạnh nên phải loại trừ đầu tiên, nhất là đối với freôn, các môi chất lạnh không hoà tan nước. Vì nước đông băng ở 0°C nên khi hệ thống làm việc ở nhiệt độ dưới 0°C nước bị đóng băng làm tắc van tiết lưu.

Phin sấy sử dụng những chất hấp thụ rắn (xem chương 12).

Hình 10.13 mô tả kết cấu một phin sấy dùng cho môi chất freôn.



Hình 10.13 : Phin sấy.

1 – Silicagel hoặc zeolit ; 2 – Lưới ; 3 – Khung lưới ; 4 – Lò xo ; 5 – Nắp.

Kết cấu của phin sấy cũng gần giống như phin lọc, có vỏ hình trụ, đường vào và đường ra cho môi chất lỏng, nắp để có thể tháo và thay thế chất hút ẩm. Khi vào và ra khỏi phin sấy, môi chất phải đi qua hai lớp lưới lọc 2 dệt bằng dây thép tráng kẽm, mắt lưới 0,4 x 0,4mm và ở giữa là một lớp vải hoặc nỉ, dạ. Ống đựng chất hấp thụ 1 và phin lọc đặt trong khung lưới 3 và được lò xo ép chặt về phía đường vào của môi chất lỏng.

10.1.10. Bơm

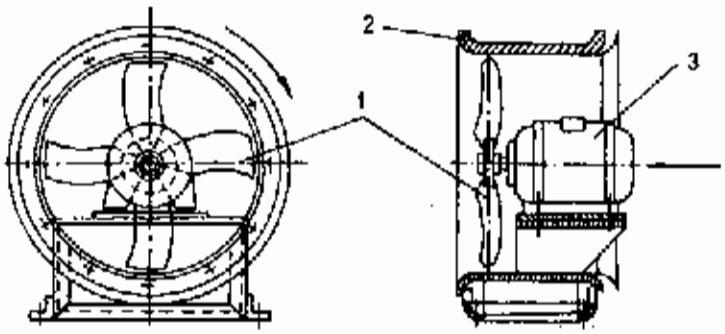
Trong hệ thống lạnh, để tuần hoàn dung dịch nước muối hoặc nước người ta sử dụng bơm ly tâm. Trong những hệ thống lạnh cỡ lớn, bơm ly tâm cũng được sử dụng để tuần hoàn cưỡng bức môi chất lỏng amôniác trong hệ thống bay hơi.

Bơm ly tâm của nước và nước muối thường là một cấp vì yêu cầu độ chênh áp không cao. Chúng được cấu tạo gồm thân bơm bằng gang và bánh cánh quạt. Đầu hút nối vào tâm bánh cánh quạt theo đường tâm, đường đẩy vuông góc với nó nhưng tiếp tuyến với cánh quạt. Bánh cánh quạt được truyền động từ động cơ qua trục thép. Để giữ kín khoang bơm, trục có đệm kín. Khi bánh cánh quạt quay, lỏng trong thân bơm được các cánh quạt cuốn đi. Nhờ lực ly tâm, lỏng được đẩy vào ống đẩy. Ở đoạn ống ra, chất lỏng giảm tốc độ nhưng độ chênh áp vẫn đảm bảo cho lỏng lưu thông trong hệ thống. Cùng với quá trình đẩy chất lỏng, là quá trình hút lỏng theo đường ống hút do chân không tạo ra trong thân bơm ở phần chân của cánh quạt. Nhờ vậy nước hoặc nước muối được chuyển động liên tục từ đường hút sang đường đẩy.

Tuỳ theo yêu cầu độ chênh áp, người ta có thể thiết kế bơm ly tâm 2, 3 hoặc nhiều cấp để đáp ứng cho các nhu cầu tuần hoàn lỏng đi xa hoặc lên cao.

10.1.11. Quạt

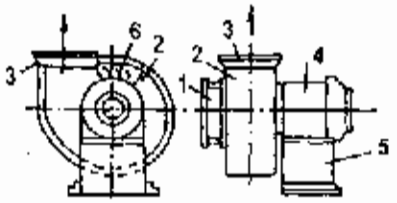
Trong kỹ thuật lạnh, người ta sử dụng chủ yếu quạt hướng trục và quạt ly tâm để tuần hoàn không khí trong buồng lạnh, cho các dàn làm lạnh không khí, cho máy điều hoà nhiệt độ, cho các dàn ngưng làm mát bằng không khí hoặc các thiết bị ngưng tụ bay hơi hoặc tháp làm mát nước.



Hình 10.14 : Quạt hướng trục.

1 – Cánh quạt ; 2 – Hộp gió ; 3 – Động cơ.

Các bộ phận chủ yếu của quạt hướng trục (h.10.14) là hộp gió 2 hay còn gọi là vỏ quạt, cánh quạt 1 và động cơ điện 3. Tuỳ theo hướng gió thổi từ đằng trước ra đằng sau hay từ sau ra trước mà người ta bố trí hộp gió phù hợp. Nhiều quạt không có hộp gió. Để giảm tiếng ồn cho quạt, người ta cấu tạo cánh có diện tích lớn. Quạt hướng trục thẳng có từ 3 cánh trở lên. Có những quạt công suất lớn, đến hàng chục cánh. Năng suất quạt từ $0,03 \div 1,5 m^3/s$; cột áp đến 500Pa.



Hình 10.15 : Quạt ly tâm.

1 – Miệng hút ; 2 – Hộp quạt ;
3 – Miệng thổi ; 4 – Động cơ ;
5 – Chân đế ; 6 – Guồng.

Quạt ly tâm bao gồm hộp gió 2 có cấu tạo đặc biệt (h. 10.15). Động cơ 4 và guồng 6. Khi guồng quay nhờ lực ly tâm, gió bị đẩy ra phía cửa thổi tiếp tuyến với cánh guồng. Dòng không khí được hút vào do chân không tạo ra ở tâm guồng. Quạt ly tâm thấp áp có cột áp đến 1kPa, trung bình có cột áp từ 1 đến 3kPa và quạt ly tâm cao áp có cột áp đến hơn 3kPa.

Kích thước và năng suất của quạt được xác định theo đường kính guồng. Các đại lượng quan trọng để chọn quạt là năng suất thể tích $V(m^3/s)$ và hiệu áp suất H(Pa).

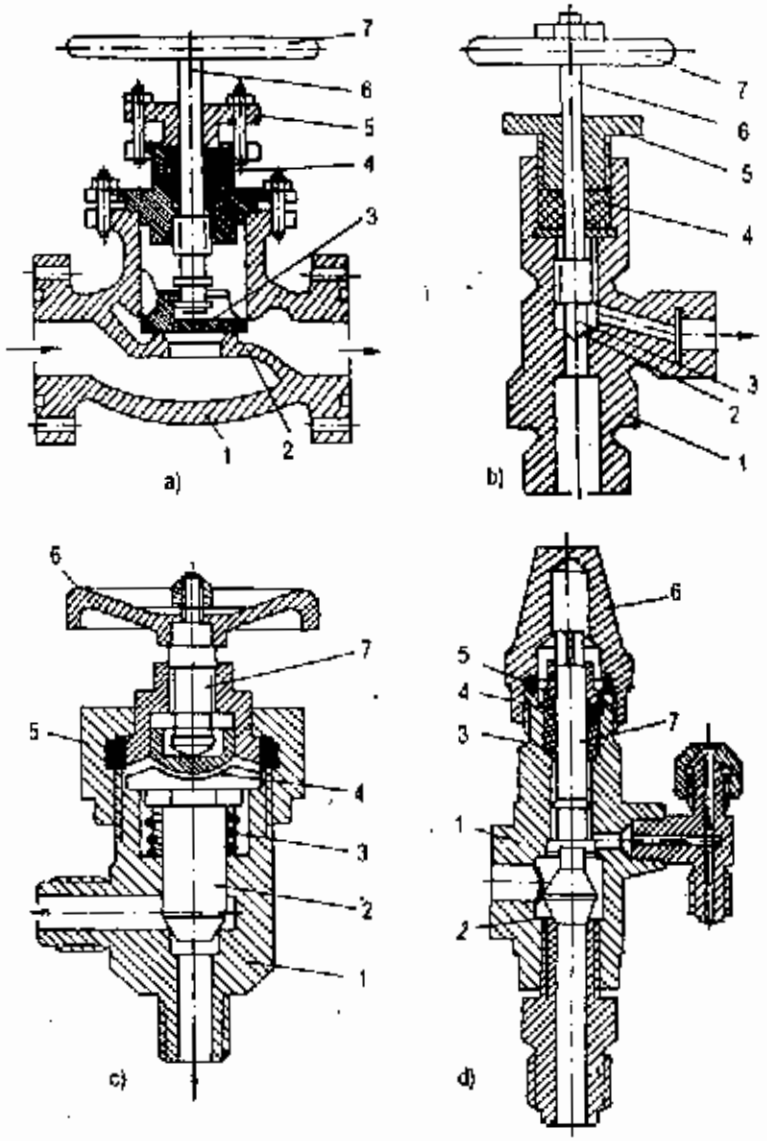
10.2. ĐỤNG CỤ CỦA HỆ THỐNG LẠNH

10.2.1. Van khoá, van chặn

Cấu tạo của van khoá, van chặn phụ thuộc chủ yếu vào chức năng, công dụng của van, kích cỡ van và dòng chảy qua van. Theo hướng của dòng chảy có thể phân ra van

thẳng dòng và van góc, theo môi chất có thể phân ra van NH_3 hoặc van freôn, van lỏng hoặc van hơi, theo chức năng: Van chặn, van khoá hoặc van đầu hút đầu đẩy.

Hình 10.16 a, b giới thiệu van thẳng dòng và van góc dùng cho môi chất NH_3, hình 10.16c giới thiệu van góc freôn có màng chắn có thể giữ hoàn toàn kín khoang môi chất. Sự dịch chuyển của kim van 2 được truyền gián tiếp qua màng 4. Hình 10.16d giới



Hình 10.16 : Van chặn, van khoá.

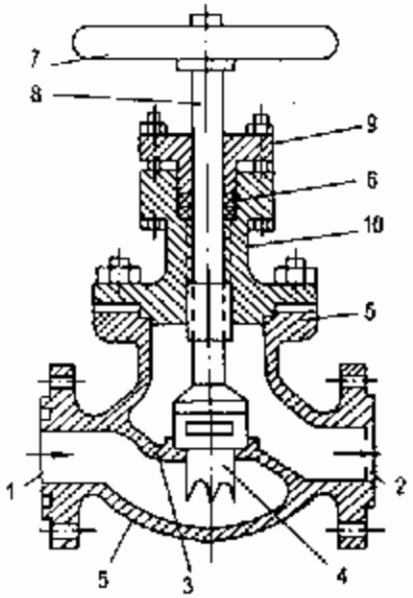
a, b) Van NH_3 thẳng và góc :
1 – Thân ; 2 – Đế ; 3 – Tấm van, kim van ; 4 – Đệm kín ;
5 – Chèn đệm ; 6 – Trục ; 7 – Tay quay.
c) Van góc freôn có màng chắn :
3 – Lò xo ; 4 – Màng ; 5 – Chèn đệm ; 6 – Tay quay ; 7 – Trục.
d) Van dịch vụ lắp đầu đẩy và đầu hút máy nén.

thiệu van dịch vụ lắp ở đầu hút và đầu đẩy máy nén freôn. Cửa bên trái được ép chặt lên thân máy nén bằng bulông, cửa 8 dùng để nối các tín hiệu áp suất cho rơ-le áp suất, đồng hồ chỉ thị, van điều chỉnh nước bình ngưng... còn đầu 9 nối với dàn bay hơi hoặc ngưng tụ. Kim van 2 ở vị trí thấp nhất van đóng đồng môi chất, tuy nhiên khoang máy nén vẫn thông với các đường tín hiệu. Kim van ở giữa, tất cả các ngả thông với nhau và khi kim ở vị trí cao nhất thì các van dùng để làm các dịch vụ như nạp ga, nạp dầu, hút chân không, đo áp suất hơi và ngưng tụ, đo áp suất chân không khi hút chân không nên gọi là van dịch vụ.

Thân của các loại van có thể bằng gang đúc hoặc đồng đúc. Thân van cũng có thể được tiện hoặc hàn. Đệm kín 4 thường là các vòng cao su tổng hợp hoặc phi kim loại. Cơ cấu chèn đệm 5 dùng để chèn chặt đệm kín vào khe giữa thân van và trục van để bịt kín không cho môi chất rò rỉ qua trục van khi trục van chuyển động lên xuống. Ren để dịch chuyển trục lên xuống là ren hình thang phải. Khi quay theo chiều kim đồng hồ van đóng, về nguyên tắc, để đỡ rò rỉ môi chất qua đệm trục, phía đệm trục bao giờ cũng là phía áp suất thấp khi đóng van.

10.2.2. Van tiết lưu điều chỉnh bằng tay

Van tiết lưu điều chỉnh bằng tay cũng có kết cấu tương tự như van chặn. Điểm khác cơ bản của van tiết lưu so với van chặn ở kết cấu tấm van (h.10.17).



Hình 10.17 : Van tiết lưu tay.

1 – Cửa vào ; 2 – Cửa ra ;
3 – Đế van ; 4 – Kim van ;
5 – Thân van ; 6 – Đệm kín ;
7 – Tay quay ; 8 – Trục ;
9 – Chèn đệm ; 10 – Thân ống.

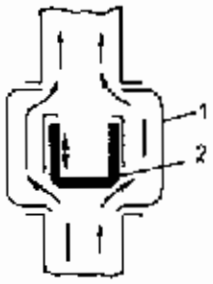
Tấm van 3, dạng hình trụ kéo dài có xẻ rãnh, để khi trục van kéo tấm van lên xuống, tiết diện tiết lưu môi chất có thể thay đổi dễ dàng và chính xác. Tấm van 3 được gắn vào trục van 8 sao cho khi trục van quay, tấm van chỉ chuyển động lên xuống mà không cần xoay theo. Trục van 8 có thể chuyển động lên xuống trong thân van 5 nhờ khớp ren giữa 2 chi tiết. Ren ở đây mịn hơn so với ren van chặn nhằm điều chỉnh chính xác hơn khoảng lên xuống và qua đó là chế độ tiết lưu.

Trong các thiết bị lạnh tự động người ta sử dụng van tiết lưu tự động (xem phần thiết bị tự động). Trong các máy lạnh sử dụng máy nén kín, thường dùng ống mao thay cho van tiết lưu.

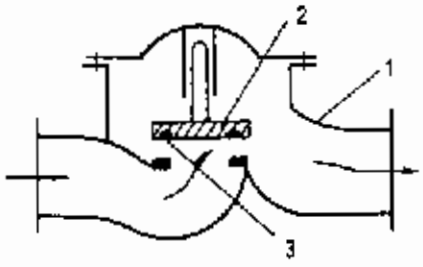
10.2.3. Van một chiều và van an toàn

1) *Van một chiều*

Van một chiều (còn gọi là clapê một chiều) chỉ cho dòng chảy đi theo một hướng (h.10.18 và h.10.19).



Hình 10.18 : Van một chiều hình cốc.



Hình 10.19 : Van một chiều hình nấm.

Van một chiều được lắp đặt trên đường đẩy giữa máy nén và thiết bị ngưng tụ, có nhiệm vụ ngăn không cho dòng môi chất từ thiết bị ngưng tụ chảy trở lại máy nén trong trường hợp dừng máy nén, sửa chữa máy nén hoặc khi máy nén bị sự cố.

Khi máy nén hoạt động, hiệu áp suất được tạo ra giữa hai cửa vào và ra của van một chiều. Khi áp suất cửa vào lớn hơn áp suất cửa ra một chút van sẽ tự động mở cho dòng hơi đi đến thiết bị ngưng tụ. Trường hợp ngược lại, khi dừng máy nén hoặc khi máy nén bị sự cố, áp suất phía cửa vào giảm xuống van một chiều sẽ tự động đóng lại ngăn không cho dòng hơi chảy trở về máy nén.

2) *Van an toàn*

Van an toàn chỉ khác van một chiều ở chỗ hiệu áp suất ở đầu vào và đầu ra phải đạt những trị số nhất định thì van mới mở. Van an toàn được bố trí ở những thiết bị có áp suất cao và chứa nhiều môi chất lỏng như thiết bị ngưng tụ, bình chứa... Nó dùng để đề phòng trường hợp khi áp suất vượt quá mức quy định. Khi áp suất trong một thiết bị nào đó vượt quá mức qủy định thì van an toàn sẽ mở ra để xả môi chất về thiết bị có áp suất thấp hoặc xả trực tiếp vào không khí. Đối với môi chất R12, áp suất cho phép phía đầu đẩy là 1,85MPa, đường hút là 1,15MPa ; đối với R22 tương đương là 1,8 MPa và 1,2MPa. Người ta phải điều chỉnh van an toàn sao cho chúng mở để xả môi chất khi áp suất vượt khỏi những giới hạn đã nêu (xem h.4.22).

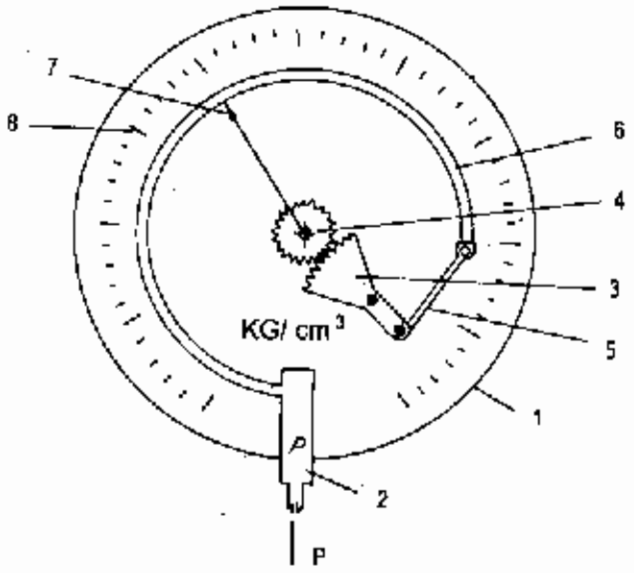
10.2.4. Áp kế

Áp kế dùng để đo áp suất của môi chất trong đường ống và thiết bị, áp kế được lắp trên đường hút, đường đẩy của máy nén, trên các bình ngưng, bình chứa, v.v... Trên mặt

áp kế có thang chia ghi giá trị áp suất. Các áp kế chuyên dùng trong hệ thống lạnh còn có các thang chia nhiệt độ sôi bão hoà tương ứng của môi chất lạnh được sử dụng.

Loại áp kế kiểu ống đàn hồi là loại hay gặp nhất trong thực tế. Hình 10.20 mô tả nguyên lý làm việc của áp kế kiểu này. Áp kế có các bộ phận chính là ống nối lấy tín hiệu áp suất 2, lò xo ống 6, cơ cấu biến độ giãn nở của lò xo ống ra chuyển động của kim áp kế và thang chia 8.

Tín hiệu áp suất từ bình đi qua ống nối vào. Nhờ thanh nối 5, độ đàn hồi truyền sang chạc răng cưa 3 và làm quay bánh răng cưa 4 làm kim 5 chuyển động đến vị trí tương ứng. Kim sẽ chỉ giá trị áp suất trên mặt số.



Hình 10.20 : Áp kế.

1 – Vỏ ; 2 – Ống nối ; 3 – Chạc răng cưa ; 4 Bánh răng cưa ; 5 – Thanh nối ; 6 – Lò xo ống ; 7 – Kim ; 8 – Thang chia.

Trên đường đẩy về phía cao áp của thiết bị lạnh NH_3 và R22 sử dụng áp kế $0 \div 25$ kG/cm^2 – cho R12 áp kế $0 \div 16$ kg/cm^2.

10.3. ĐƯỜNG ỐNG

Yêu cầu đối với việc tính toán và lựa chọn đường ống là đủ độ bền cần thiết, tiết diện ống đảm bảo yêu cầu kỹ thuật và kinh tế. Các đường ống sử dụng trong kỹ thuật lạnh thường là ống thép, ống đồng hoặc ống nhôm. Việc tính toán kiểm tra sức bền là không cần thiết. Thường ống chịu được đến áp lực 3MPa.

Thông số của các loại ống thép không có mối hàn dùng cho NH_3 và freôn sản xuất ở Nga cũ trong bảng 10.1 và của các loại ống đồng trong bảng 10.2, ống thép phải là loại ống không hàn.

Chọn đường kính ống :

Việc lựa chọn đường kính ống là một bài toán kinh tế tối ưu gần giống như các bài toán tối ưu khi thiết kế thiết bị trao đổi nhiệt hoặc lựa chọn chiều dày cách nhiệt cho

phòng lạnh. Khi tiết diện đường ống tăng lên, khối lượng ống và khối lượng kim loại tăng lên làm cho giá thành thiết bị lớn lên, nhưng ngược lại, tổn thất áp suất đường ống giảm xuống làm cho giá vận hành giảm xuống. Nếu tính đến tất cả các hệ số ảnh hưởng, bài toán sẽ trở nên rất phức tạp do đó khi thiết kế người ta chọn các thông số đường ống theo kinh nghiệm. Từ các số liệu ban đầu như : Tốc độ cho phép của môi chất, loại môi chất, năng suất lạnh và các thông số về nhiệt độ ta sẽ tra được các giá trị kinh nghiệm hoặc các giá trị tối thiểu cho đường kính ống dẫn.

$$\omega = \frac{m}{\rho \cdot F} = \frac{4m}{\rho . \pi . d^2} \qquad (10.7)$$

Trong đó :

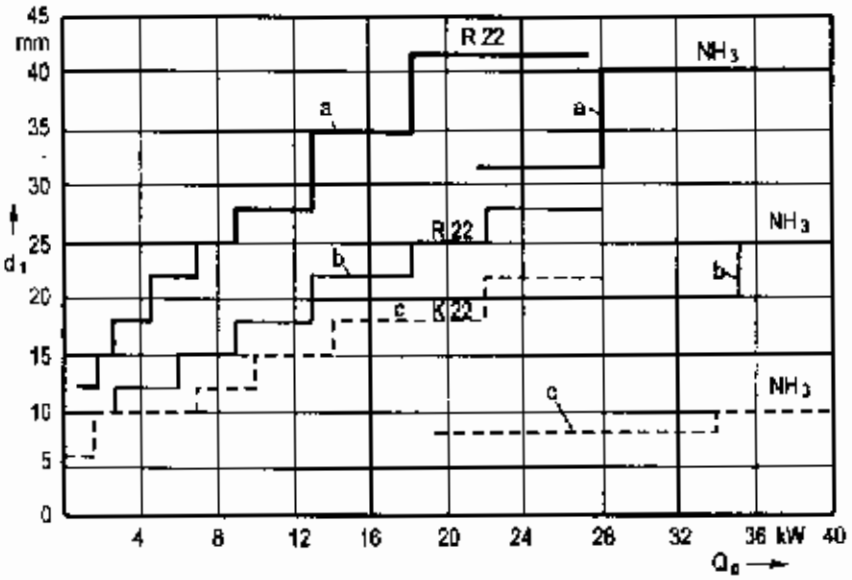
ω – Tốc độ dòng chảy, m/s ;

m – Lưu lượng khối lượng ; kg/s ;

ρ – Khối lượng riêng của môi chất ; kg/m^3 ;

d – Đường kính trong của ống dẫn, m.

Hình 10.21 biểu diễn các giá trị kinh nghiệm khi chọn đường kính ống của hãng DANFOSS của Đan Mạch.



Hình 10.21 : Đường kính ống phụ thuộc loại môi chất và năng suất lạnh Q_o.

a) Đường hơi hút ; b) Đường hơi đẩy ; c) Đường lỏng.

Bảng 10.1 : CÁC LOẠI ỐNG THÉP CHO MÁY LẠNH AMÔNIẮC VÀ FREÔN (GOST–301–58)

Đường kính danh nghĩa d_y, mm	Đường kính ngoài d_n, mm	Đường kính trong d_t, mm	Chiều dày vách ống, mm	Tiết diện ống, mm^2	Trọng lượng 1 mét ống, kg
3	6	4	1	0,126	0,123
6	10	6	2	0,283	0,395
8	12	8	2	0,503	0,493
10	14	10	2	0,785	0,592
15	18	14	2	1,54	0,789
20	22	18	2	2,53	0,986
25	32	27,5	2,25	5,95	1,65
32	38	33,5	2,25	8,8	1,98
40	45	40,5	2,25	12,8	2,37
50	57	50	3,5	19,6	4,62
70	76	69	3,5	37,4	6,26
80	89	82	3,5	52,8	7,38
100	108	100	4	78,5	10,26
125	133	125	4	123	12,73
150	159	150	4,5	177	17,15
200	219	207	6	337	31,52
250	273	259	7	528	45,29
300	325	309	8	751	62,54
350	377	357	10	1006	90,51
400	426	404	11	1370	112,58

Bảng 10.2 : CÁC LOẠI ỐNG ĐỒNG CHO MÁY LẠNH FREÔN (GOST–617–53)

Đường kính danh nghĩa d_y, mm	Đường kính ngoài d_n, mm	Đường kính trong d_t, mm	Chiều dày vách ống, mm	Tiết diện ống, mm^2	Trọng lượng 1 mét ống, kg
3	6	4	1	0,125	0,140
6	9	7	1	0,385	0,224
8	10	8	1	0,505	0,252
10	12	10	1	0,785	0,307
15	18	15	1,5	1,76	0,692
20	24	21	1,5	3,46	0,943
25	28	25	1,5	4,91	1,111
32	36	32	2,0	8,05	1,900
40	45	40	2,5	12,5	2,969
50	55	50	2,5	19,6	3,668
70	75	70	2,5	38,48	5,065

Các đường ống của hệ thống lạnh cần phải bố trí sao cho có đường đi ngắn nhất. Cần chú ý, trên các đường ống dẫn lỏng không có các vị trí tạo thành các túi khí và trên các đường ống dẫn hơi không có các vị trí túi lỏng trừ trường hợp túi dầu. Cần phải bố trí đường ống sao cho thiết bị bay hơi được phân phối đều lỏng và sự tái tuần hoàn dầu từ thiết bị bay hơi về máy nén được đảm bảo. Từ yêu cầu này người ta cũng quy định tốc độ tối thiểu của hơi trên đường ống hút đặt thẳng đứng để đảm bảo dầu tuần hoàn được về máy nén. Bảng 10.3 giới thiệu giá trị tốc độ kinh nghiệm của môi chất khác nhau.

Bảng 10.3 : TỐC ĐỘ DÒNG CHẢY THÍCH HỢP

Trường hợp ứng dụng		ω – tốc độ, m/s
Đường hút của máy lạnh nén hơi	NH_3	15 ... 20
	R12	5 ... 10
	R22, R502	7 ... 12
– Đường đẩy của máy lạnh nén hơi	NH_3	15 ... 25
	R12	7 ... 12
	R22, R502	8 ... 15
– Đường dẫn lỏng của máy lạnh nén hơi	NH_3	0,5 ... 2
	R12, R22, R502	0,4 ... 1
Nước muối		0,3 ... 1
Nước		0,5 ... 2

Chương 11

MÁY LẠNH HẤP THỤ

11.1. ĐẠI CƯƠNG

Máy lạnh hấp thụ giữ một vai trò quan trọng trong kỹ thuật lạnh. Máy lạnh hấp thụ chu kỳ H_2O/H_2SO_4 do Lesli phát minh năm 1810 và máy lạnh hấp thụ liên tục NH_3/H_2O do Carré phát minh năm 1850. Với chặng đường phát triển gần 200 năm, ngày nay các loại máy lạnh khác nhau đã được hoàn chỉnh và sử dụng có hiệu quả ở nhiều nước trên thế giới nhất là ở Nga, Nhật, Mỹ và Trung Quốc...

Ưu điểm lớn nhất của máy lạnh hấp thụ là không cần điện năng hoặc cơ năng mà chỉ sử dụng nguồn nhiệt năng có nhiệt độ không cao (80÷ 150°C) để hoạt động. Chính vì thế, máy lạnh hấp thụ góp phần vào việc sử dụng hợp lý các nguồn năng lượng khác nhau, tận dụng nhiệt năng thừa, phế thải, thứ cấp, rẻ tiền ở dạng nước nóng, hơi trích từ các cửa tubin ở nhà máy nhiệt điện, từ lò hơi của các nhà máy thực phẩm, công nghiệp nhẹ hoặc từ các sản phẩm cháy và khí thải công nghiệp.

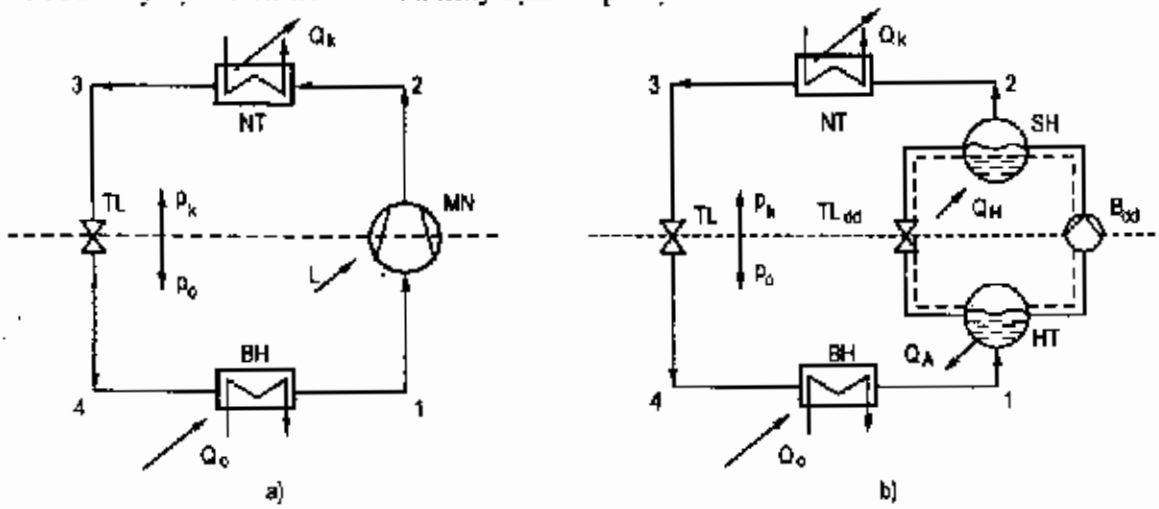
Một ưu điểm khác là khả năng đồng phát (cogeneration) điện lạnh hoặc nhiệt lạnh trung tâm, cung cấp đồng thời điện năng, nhiệt năng và lạnh (nước lạnh), tránh được sự gia tăng cục bộ không khí, khi sử dụng các loại máy điều hoà nhiệt độ hiện nay trong các đô thị.

Ưu điểm tiếp theo là máy lạnh hấp thụ rất đơn giản, kết cấu chủ yếu là các thiết bị trao đổi nhiệt và trao đổi chất, chế tạo dễ dàng, bộ phận chuyển động duy nhất là bơm dung dịch. Cũng vì vậy, máy lạnh hấp thụ vận hành đơn giản ; sửa chữa bảo dưỡng dễ dàng, máy làm việc ít ồn và rung. Trong vòng tuần hoàn môi chất không có dầu bôi trơn nên bề mặt các thiết bị trao đổi nhiệt không bị bám dầu làm nhiệt trở tăng như máy lạnh nén hơi NH_3.

Máy lạnh hấp thụ có nhược điểm là cồng kềnh, diện tích lắp đặt lớn hơn so với máy lạnh nén hơi. Lượng nước làm mát yêu cầu cũng lớn hơn, vì phải làm mát thêm bình hấp thụ. Tuy nhiên, trong điều kiện Việt Nam, máy lạnh hấp thụ là rất phù hợp, nhất là về các mặt chế tạo và vận hành đơn giản, không cần điện năng mà có thể dùng than, củi để chạy máy, cho nên việc nghiên cứu thiết kế chế tạo và ứng dụng nó ở Việt Nam là một việc làm hết sức có ý nghĩa.

11.2. CHU TRÌNH LÝ THUYẾT

Để hiểu rõ nguyên tắc hoạt động của máy lạnh hấp thụ ta có thể so sánh sơ đồ đơn giản của máy lạnh nén hơi và của máy lạnh hấp thụ biểu diễn trên hình 11.1



Hình 11.1 : Sơ đồ nguyên lý của máy lạnh nén hơi (a) và máy lạnh hấp thụ (b)

SH – Bình sinh hơi HT – Bình hấp thụ

B_{dd} – Bơm dung dịch TL_{dd} – Tiết lưu dung dịch

——— Đường tuần hoàn môi chất lạnh

– – – – Đường tuần hoàn dung dịch

Các quá trình ngưng tụ 2–3 ; tiết lưu 3–4 và bay hơi 4–1 hoàn toàn giống nhau. Riêng quá trình 1–2 là khác nhau. Ở máy lạnh nén hơi quá trình nén 1–2 được thực hiện bằng máy nén cơ còn ở máy lạnh hấp thụ, quá trình nén 1–2 được thực hiện nhờ một vòng tuần hoàn của dung dịch qua các thiết bị hấp thụ, bơm dung dịch, bình sinh hơi và tiết lưu dung dịch. Cũng chính vì vậy tập hợp thiết bị trên được gọi là máy nén nhiệt.

Nguyên lý làm việc của máy lạnh hấp thụ hay của máy nén nhiệt như sau : Bình hấp thụ HT "hút" hơi sinh ra từ bình bay hơi BH, cho tiếp xúc với dung dịch loãng từ van tiết lưu dung dịch đến. Do nhiệt độ thấp dung dịch loãng hấp thụ hơi môi chất để trở thành dung dịch đậm đặc. Nhiệt toả ra trong quá trình hấp thụ thải cho nước làm mát. Dung dịch đậm đặc được bơm dung dịch bơm lên bình sinh hơi. Ở đây nhờ nhiệt độ cao, hơi môi chất sẽ bị tách ra khỏi dung dịch đậm đặc ở áp suất cao để đi vào thiết bị ngưng tụ. Quá trình diễn ra ở thiết bị ngưng tụ, tiết lưu và bay hơi giống như ở máy lạnh nén hơi. Bình sinh hơi được gia nhiệt bằng hơi nước hoặc khí nóng. Toàn bộ các thiết bị phía trên của TL, TL_{dd} và bơm có áp suất p_k các thiết bị phía dưới có áp suất p_k. Sau khi sinh hơi, dung dịch đậm đặc trở thành dung dịch loãng và qua van TL_{dd} trở về bình hấp thụ, khép kín vòng tuần hoàn dung dịch.

Phương trình cân bằng nhiệt của :

Máy lạnh nén hơi :	Máy lạnh hấp thụ :	
$q_k = q_o + l$	$q_k + q_A = q_o + q_H + q_B$	(11.1)

trong đó :

q_k – Năng suất nhiệt riêng, kJ/kg ;

q_o – Năng suất lạnh riêng, kJ/kg, l – Công nén riêng, kJ/kg ;

q_A – Nhiệt hấp thụ riêng, kJ/kg ;

q_H – Nhiệt riêng tiêu tốn cho quá trình sinh hơi, kJ/kg ;

q_B – Nhiệt riêng tiêu tốn cho bơm dung dịch, kJ/kg ;

Hệ số lạnh của máy lạnh nén hơi : Hệ số nhiệt của máy lạnh hấp thụ :

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l} \qquad \zeta = \frac{q_o}{q_H + q_B} \qquad (11.2a)$$

Vì $q_B << q_H$ nên :

$$\zeta = \frac{q_o}{q_H} \qquad (11.2b)$$

Điều kiện cho một chu trình lạnh hấp thụ hoạt động được là :

$$\Delta\xi = \xi_r - \xi_a > 0 \qquad (11.3)$$

trong đó : ξ_r – Nồng độ dung dịch đậm đặc ;

ξ_a – Nồng độ dung dịch loãng ;

$\Delta\xi$ – Hiệu nồng độ giữa dung dịch đậm đặc và dung dịch loãng. Hiệu nồng độ này phải dương máy lạnh hấp thụ mới hoạt động được. Hiệu nồng độ này còn được gọi là vùng khử khí.

11.3. CẶP MÔI CHẤT DÙNG TRONG MÁY LẠNH HẤP THỤ

Trong máy lạnh hấp thụ, đi kèm với môi chất lạnh bao giờ cũng phải có một chất hấp thụ, bởi vậy thường người ta gọi là cặp môi chất. Có hai loại cặp môi chất : hấp thụ (liên kết hoá học) và hấp phụ (liên kết cơ học).

Cặp môi chất hấp thụ : là các cặp môi chất có liên kết hoá học với nhau (lỏng và rắn) như :

$H_2O/CaCl_2$; NH_3/nước ; H_2O/Silicagel...

Cặp môi chất hấp phụ là các cặp môi chất có liên kết cơ học với nhau như nước/zeôlit.

Trong ký hiệu cặp môi chất bao giờ chất có nhiệt độ sôi thấp hơn (môi chất lạnh) cũng được viết trước, chất hấp thụ được viết sau và giữa hai ký hiệu là một gạch chéo. Thí dụ : amoniắc/nước hoặc NH_3/H_2O và nước/bromualiti hoặc H_2O/LiBr.

Yêu cầu đối với cặp môi chất cũng giống như đối với môi chất lạnh ở chương 3 là có tính chất nhiệt động tốt, không độc hại, dễ cháy, dễ nổ, không ăn mòn đối với vật liệu chế tạo máy, phải rẻ tiền, dễ kiếm... Ngoài ra cặp môi chất cần phải :

– Hoà tan hoàn toàn vào nhau nhưng nhiệt độ sôi ở cùng điều kiện áp suất càng xa nhau càng tốt, để hơi môi chất lạnh sinh ra ở bình sinh hơi không lẫn chất hấp thụ.

– Nhiệt dung riêng của dung dịch phải bé, đặc biệt đối với máy lạnh hấp thụ chu kỳ để tổn thất nhiệt khởi động máy nhỏ.

Để tính toán quá trình làm việc của máy lạnh hấp thụ người ta có thể dựa vào định luật Raunlt áp dụng cho các hỗn hợp "lý tưởng" hai hoặc nhiều thành phần. Đối với hỗn hợp 2 thành phần ta có :

$$p(T) = \psi_1' \cdot p_1(T) + \psi_2' \cdot p_2(T) \qquad (11.4)$$

Trong đó :

p(T) – Tổng áp suất của hệ thống ở nhiệt độ T, MPa ;

ψ_1' ; ψ_2' – Nồng độ mol của từng thành phần hỗn hợp, kmol thành phần /kmol hỗn hợp ;

$p_1(T)$, $p_2(T)$ – Phân áp suất của từng thành phần MPa.

Phương trình (11.4) có điều kiện phụ là :

$$\psi_1' + \psi_2' = 1 \qquad (11.5)$$

Quan hệ giữa nồng độ khối lượng ξ và nồng độ mol như sau :

$$\psi = \frac{\xi}{\xi + (1 - \xi)\dfrac{M_2}{M_1}} \qquad (11.6)$$

Ở đây $\psi = \psi_2$ và $\xi = \xi_2$ là nồng độ của môi chất lạnh trong dung dịch ;

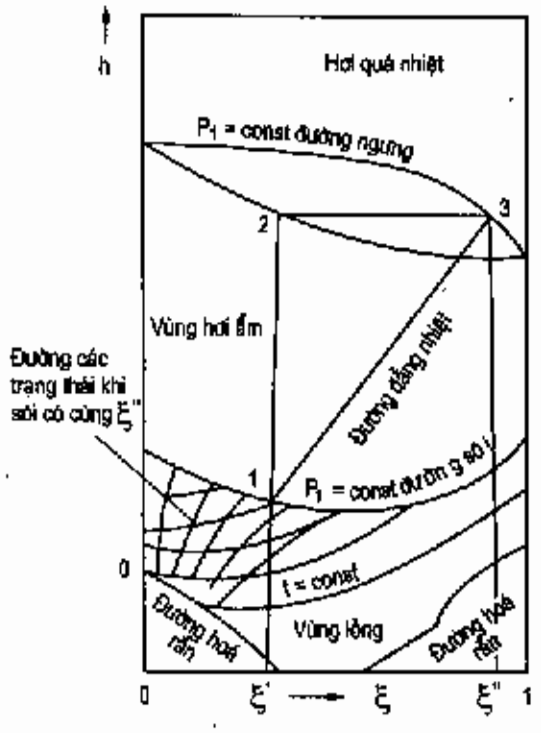
ξ [kg thành phần / kg hỗn hợp].

Các đại lượng entanpy entropy cũng có thể được tính toán tương tự. Nhưng thực tế các hỗn hợp có tính chất lệch khá xa so với hỗn hợp lý tưởng, người ta phải dựa trên các giá trị thực nghiệm chính xác để xây dựng các phương pháp tính toán thích hợp với các hệ số điều chỉnh cần thiết.

Merkel và Bosnjakovic đã biểu diễn tính chất của một hỗn hợp hai thành phần lên đồ thị h – ξ, trong đó entanpy h là trục tung và nồng độ khối lượng ξ trên trục hoành. Phụ lục 13 là đồ thị h – ξ cho hỗn hợp NH_3/H_2O. Hình 11.2 mô tả đồ thị h – ξ của hỗn hợp hai thành phần. Trục tung h có thể lấy gốc toạ độ tuỳ ý, ở đồ thị h – ξ (phụ lục 13) cho NH_3/H_2O người ta lấy điểm gốc h = 0kJ/kg cho nước nguyên chất (ξ = 0), ở trạng thái lỏng và nhiệt độ t = 0°C. Trục hoành là nồng độ ξ của amoniac.

$$\xi = \frac{m_{NH_3}}{m_{NH_3} + m_{H_2O}}, \text{ kg/kg ;}$$

ξ tiến từ 0 (nước nguyên chất) đến 1 (amôniăc nguyên chất). Đồ thị được chia làm bốn vùng từ dưới lên là vùng rắn, vùng lỏng, vùng hơi ẩm và vùng hơi quá nhiệt, với các đường phân cách giữa các vùng là đường hoá rắn, đường sôi và đường ngưng. Trên đồ thị là các đường cong đẳng áp chạy song song. Nhiệt độ sôi phụ thuộc vào nồng độ và áp suất. Các đường cong nhiệt độ chạy gần giống như các đường sôi. Ở bất kỳ điểm nào ta cũng có thể tìm được trạng thái lỏng và hơi bão hoà của hỗn hợp là nhiệt độ sôi t_s, áp suất sôi p_s và nồng độ sôi ξ'. Ta có thể xác định được nồng độ cân bằng của pha hơi bằng đường phụ ở phía dưới đường ngưng. Trên đồ thị cũng có đường biểu thị nồng độ pha hơi ở trạng thái cân bằng bão hoà, đó là đường "Các trạng thái khi sôi có cùng nồng độ ở pha hơi". Trạng thái (thí dụ ở phụ lục) có các thông số : p_s = 2,0MPa, t_s = 95°C, ξ' = 0,48, ξ'' = 0,968, h' = 350kJ/kg, h'' = 1800kJ/kg. Ở mỗi vị trí của chu trình lạnh như bình sinh hơi, ngưng tụ, bay hơi và hấp thụ có các điều kiện nhiệt độ và áp suất cho trước. Từ đó ta có thể xác định được tất cả các thông số ở trạng thái khác của chu trình một cách rất dễ dàng.



Hình 11.2 : Đồ thị h – ξ

Thí dụ : với nồng độ ξ' và áp suất p_1 trên đường sôi ta có thể xác định được điểm 1. Từ điểm 1 kẻ một đường song song với trục tung gặp đường phụ ở điểm 2. Từ điểm 2 kẻ một đường song song với trục hoành gặp đường ngưng p_1 ở điểm 3. Từ điểm 3 dóng vuông góc xuống trục hoành ta được nồng độ ξ'' của pha hơi ở trạng thái bão hoà cân bằng với pha lỏng có ξ'.

Ngoài ra, người ta còn sử dụng đồ thị áp suất hơi của hỗn hợp. Trục tung là lgp còn trục hoành là 1/T. Các đường áp suất sôi của các dung dịch có nồng độ không đổi là các đường thẳng. Hình 11.4 biểu diễn đồ thị lgp – 1/T của hỗn hợp H_2O/LiBr với chu trình lạnh hấp thụ.

Cặp môi chất NH_3/H_2O có tính chất nhiệt động phù hợp. Nhược điểm của nó là độc hại, ăn mòn đồng và các hợp kim của đồng. Nhiệt dung riêng của nước và amôniăc lớn do đó không có lợi về nhiệt cho các máy lạnh hấp thụ có chu kỳ, vì tổn thất nhiệt cho việc nâng và hạ nhiệt độ toàn hệ thống khi thay đổi chu kỳ khá lớn. Trong bình sinh hơi cặp môi chất này có nhược điểm cơ bản là lượng hơi nước cuốn theo hơi amôniăc rất

lớn, do đó trong các máy lạnh hấp thụ NH_3/H_2O phải bố trí bộ phận chưng cất để tinh luyện hơi amôniăc trước khi đưa vào bình ngưng. Nhiệt độ phân huỷ của hỗn hợp amôniăc và nước thấp nên không thể sử dụng nguồn nhiệt có nhiệt độ cao để gia nhiệt. Thường nhiệt độ nguồn nhiệt không nên quá 160°C. Do lượng nước cuốn theo nhiều nên nhiệt độ gia nhiệt cho dung dịch thường không cao quá 120°C để tránh ngưng tụ hồi lưu quá nhiều và thiết bị tinh cất quá cồng kềnh.

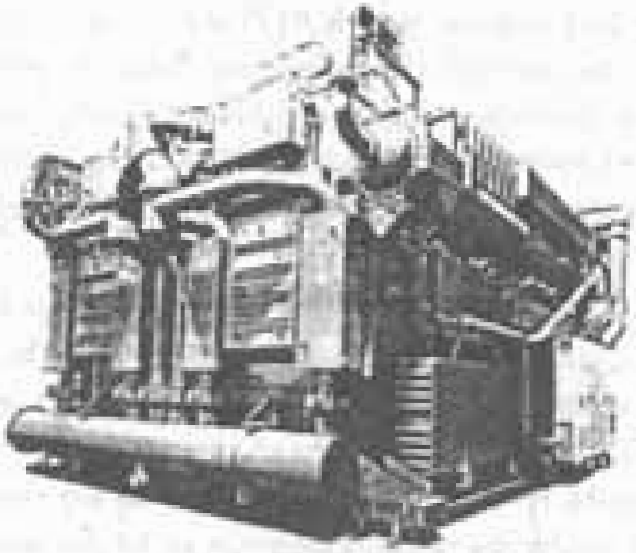
Cặp môi chất $H_2O/LiBr$ có ưu điểm chính là ở bình sinh hơi hầu như chỉ có nước bốc lên, không cần có thiết bị tinh luyện hơi môi chất nên thiết bị đơn giản hơn. Nhiệt độ gia nhiệt thấp hơn nhiều so với cặp NH_3/H_2O nên cũng là ưu điểm lớn của cặp $H_2O/LiBr$. Các nguồn nhiệt thải công nghiệp có nhiệt độ 80 ÷ 90°C là có thể sử dụng để chạy máy lạnh hấp thụ $H_2O/LiBr$. Đối với cặp môi chất này người ta có thể sử dụng năng lượng mặt trời qua bộ thu phẳng, không cần có bộ gia nhiệt phụ thêm. Nhược điểm chủ yếu của cặp môi chất này là nhiệt độ dàn bay hơi không thể thấp hơn 5 ÷ 7°C vì môi chất lạnh là nước mà đóng băng ở 0°C nên ứng dụng chủ yếu của cặp môi chất này là để điều hoà không khí hoặc để bảo quản rau quả ở nhiệt độ tương đối cao, khoảng 10°C ÷ 15°C.

Cặp môi chất H_2O/H_2SO_4 có ý nghĩa lịch sử khi Lesli sử dụng lần đầu tiên vào năm 1810 ở Pari. Một số cặp môi chất có chất hấp thụ lỏng khác như CH_3OH/ ($LiBr/ZnBr_2$ + CH_3OH) hoặc môi chất lạnh R21, R22 với các chất hấp thụ $CH_3(OC_2H_4)_4OCH_3$; $C_6H_4(COOC_2H_5)_2$ và CH_3COOH_9 cho đến nay đều ít có ý nghĩa thực tiễn.

Chất hấp thụ rắn như $CaCl_2$ và hấp phụ zeolít có ưu điểm là không cần thiết bị tinh cất nhưng cũng được sử dụng rất hạn chế. Người ta đang nghiên cứu các cặp môi chất $NH_3/CaCl_2$, H_2O/SiO_2, $NH_3/MgCl_2$, $NH_3/SrCl_2$... dùng cho các máy lạnh hấp thụ chu kỳ sử dụng năng lượng mặt trời và năng lượng phế thải.

11.4. MÁY LẠNH HẤP THỤ NƯỚC /BROMUALITI ($H_2O/LiBr$)

Máy lạnh nước / bromualiti được sử dụng rất rộng rãi, đặc biệt trong kỹ thuật điều hoà không khí, nhiệt độ sôi khoảng 7°C, làm lạnh nước cho mục đích điều hoà không khí trong đó nước là môi chất lạnh và bromualiti là chất hấp thụ. Máy lạnh nước / bromualiti dùng để làm lạnh nước được sản xuất và ứng dụng rất rộng rãi ở Nga, Mỹ, Nhật, Ấn Độ, Trung Quốc và Hàn Quốc, với năng suất lạnh rất lớn ví dụ máy sản xuất ở Nga ЖХА 5000 có năng suất lạnh 5 triệu kcal/h (5814 KW), máy TSA–KW–HE 6000 của hãng SANYO (Nhật) có năng suất lạnh 5000 tấn lạnh Mỹ (17.580 kW)... Hình 11.3 giới thiệu máy lạnh hấp thụ làm lạnh nước TSA–KW–HE 6000 của SANYO.



Model : TSA-KW-HE6000CS(U)

Hình 11.3 : Máy lạnh hấp thụ TSA-KW-HE 6000 CS(U)
(Năng suất lạnh Q_0 = 17.600 kW) cặp môi chất H_2O/LiBr

Máy lạnh hấp thụ H_2O/LiBr có các ưu điểm chính sau :

– Tỷ số áp suất nhỏ $p_k/p_o = 4$, hiệu số áp suất thấp $p_k - p_o = 3{,}6$kPa.

– Không cần thiết bị tinh cất hơi môi chất vì từ dung dịch H_2O/LiBr chỉ có hơi của môi chất lạnh là nước thoát ra.

– Nhiệt độ nguồn nhiệt cấp cho bình sinh hơi cho phép thấp đến 80°C do đó có thể sử dụng các nguồn nhiệt thải rẻ tiền. Nếu có nguồn hơi nước có nhiệt độ cao, đầu tiên có thể dùng chạy máy lạnh tua bin, sau đó mới dùng cho máy lạnh hấp thụ H_2O/LiBr.

Máy lạnh hấp thụ H_2O/LiBr có các nhược điểm chính là :

– Tính ăn mòn của dung dịch rất cao, gây han gỉ thiết bị,

– Phải duy trì chân không trong thiết bị,

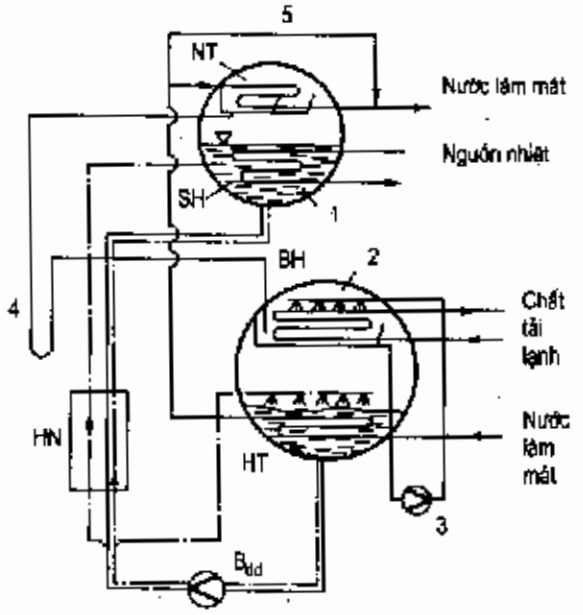
– Nhiệt độ làm lạnh không xuống quá được 5°C vì khi đó áp suất sôi p_o đã là 900Pa (khoảng 7 mm Hg).

Máy lạnh hấp thụ H_2O/LiBr có nguyên lý làm việc như đã nêu ở hình 11.1. Vì loại máy này có áp suất và hiệu áp rất nhỏ nên nó được bố trí như hình 11.4.

11.4.1. Máy lạnh hấp thụ H_2O/LiBr tác dụng đơn (Single Effect)

Máy lạnh hấp thụ H_2O/LiBr tác dụng đơn (Single Effect) có nguyên lý làm việc như đã nêu ở hình 11.1. Đây là loại máy lạnh 1 cấp đơn giản. Trong thực tế người ta bố trí thêm hồi nhiệt để đạt hiệu quả nhiệt cao hơn. Loại tác dụng đơn được ký hiệu để

phân biệt với loại tác dụng kép (Double Effect) trình bày ở mục sau. Vì loại máy này có áp suất chân không cao nên thường được bố trí vào 2 vỏ, đôi khi 1 vỏ. Hình 11.4 giới thiệu máy kiểu 2 vỏ.



Hình 11.4 : Sơ đồ một kiểu máy lạnh hấp thụ $H_2O/LiBr$

1 và 2 – Bình hình trụ ; 3 – Bơm môi chất lạnh ;
4 – Xi phông ; 5 – Nhánh phụ ;
SH – Ngăn sinh hơi ; NT – Dàn ngưng ;
HT – Ngăn hấp thu ; BH – Dàn bay hơi ;
B_{dd} – Bơm dung dịch ; HN – Hồi nhiệt ;

Những thiết bị chính được bố trí trong hai bình trụ 1 và 2 để dễ dàng duy trì chân không trong hệ thống. Bình 1 có áp suất ngưng tụ và bình 2 có áp suất bay hơi. Trong bình 1 có bố trí dàn ngưng tụ và bộ phận sinh hơi. Trong bình 2 có bố trí dàn bay hơi BH và bộ hấp thụ HT, giữa các thiết bị trên có độ chênh nhiệt độ đáng kể như ở bình 1 là nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ gia nhiệt, ở bình 2 là nhiệt độ bay hơi và hấp thụ nhưng không cần cách nhiệt vì chân không cao trong thiết bị đã là cách nhiệt lý tưởng.

Nguồn nhiệt hơi nước, khí thải... được đưa vào bình sinh hơi SH để gia nhiệt cho dung dịch đậm đặc $H_2O/LiBr$ (nhiệt độ ≥ 80°C). Hơi nước sinh ra bay lên trên dàn ngưng NT thải nhiệt cho nước làm mát và ngưng tụ lại. Dung dịch đậm đặc khi mất nước trở thành dung dịch loãng và được đưa trở lại dàn hấp thụ HT trong bình 2. Vì vòi phun làm nhiệm vụ giảm áp nên không cần van tiết lưu đặc biệt nữa. Nhiều khi người ta phải có những biện pháp phụ để đưa dung dịch loãng đến dàn hấp thụ.

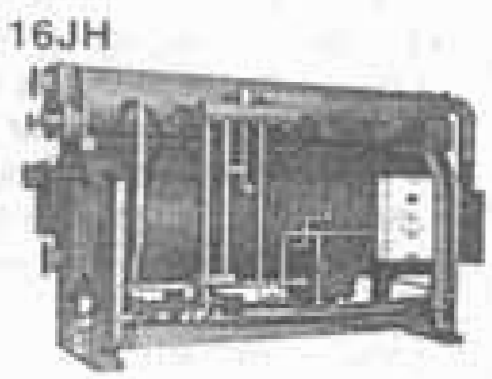
Nước sau khi ngưng tụ ở dàn ngưng sẽ chảy qua xi phông 4 để cân bằng áp suất rồi chảy vào dàn bay hơi. Do áp suất ở đây rất thấp nước bay hơi để sinh lạnh. Hơi nước được tạo ra ở dàn bay hơi sẽ được dung dịch loãng hấp thụ ở bộ phận hấp thụ. Nhiệt lượng toả ra do quá trình hấp thụ sẽ được nước làm mát lấy đi. Lạnh sinh ra ở dàn bay hơi sẽ được chất tải lạnh (cũng là nước) đưa đến nơi tiêu dùng.

Dung dịch đậm đặc sau quá trình hấp thụ sẽ được bơm B_{dd} bơm lên bình sinh hơi. Dung dịch loãng chảy từ bình sinh hơi trở lại bình hấp thụ. Hồi nhiệt HN dùng để nâng cao hiệu suất nhiệt. Ở đây dung dịch loãng được làm nguội đi và dung dịch đậm đặc được làm nóng lên.

Để làm tăng hệ số trao đổi nhiệt ở bình bay hơi các ống xoắn của chất tải lạnh được tưới môi chất lạnh liên tục nhờ bơm tuần hoàn 3. Khi nhiệt độ bay hơi hạ xuống 3 ÷ 4°C thì nhiệt độ chất tải lạnh đạt 7 ÷ 8°C.

Nước làm mát đầu tiên đi qua bình hấp thụ, sau đó mới đến bình ngưng, do đó nhiệt độ ngưng tụ cao hơn nhiệt độ hấp thụ một chút. Nhánh nước phụ 5 có nhiệm vụ điều chỉnh nhiệt độ ngưng tụ và hấp thụ tuỳ ý không phụ thuộc vào nhau.

Những chi tiết chuyển động ở đây duy nhất là bơm dung dịch và bơm môi chất. Các bơm này có yêu cầu độ kín lớn và chân không cao. Ngoài ra người ta cần phải bố trí bơm chân không đặc biệt để loại trừ khí trơ hoặc không khí ra khỏi hệ thống.

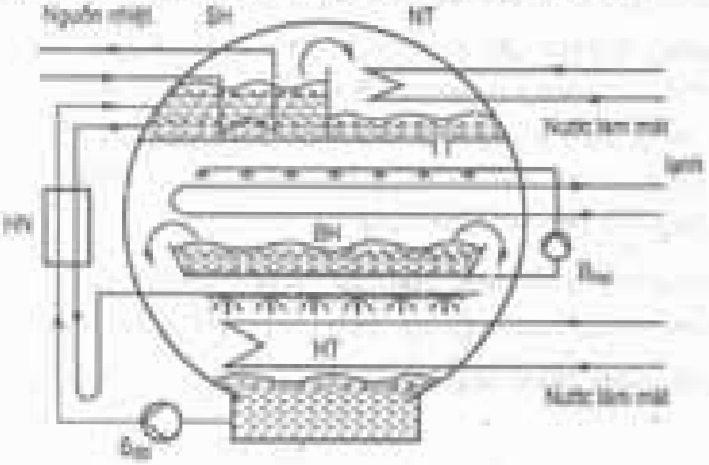


Hình 11.5 : Hình dáng máy lạnh hấp thụ, kiểu 16JH tác dụng đơn (Single Effect) năng suất lạnh 315 ÷ 4922kW (90 ÷ 1400 tấn lạnh Mỹ) của hãng EBARA (Nhật) để làm lạnh nước.

Năng suất lạnh của máy lạnh hấp thụ $H_2O/LiBr$ có thể điều chỉnh để dừng được xuống tới 10% năng suất lạnh tối đa. Khi điều chỉnh năng suất lạnh, có thể điều chỉnh hơi nóng cấp vào bình sinh hơi và đường nước làm mát. Cũng có thể trích một phần dung dịch đậm đặc lỏng ra phải bơm vào bình sinh hơi, quay trở lại bình hấp thụ. Cũng có thể kết hợp hai phương pháp trên.

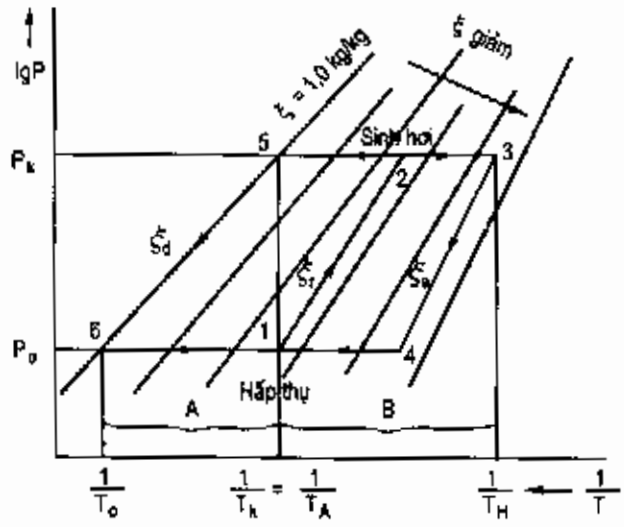
Hình 11.5 giới thiệu hình dáng bên ngoài của máy lạnh hấp thụ $H_2O/LiBr$ kiểu tác dụng đơn năng suất lạnh 90 đến 1400 tấn lạnh Mỹ của hãng EBARA (Nhật) dùng để làm lạnh nước cho điều hoà không khí.

Hình 11.6 giới thiệu khả năng bố trí cả bốn thiết bị sinh hơi SH, hấp thụ HT, bay hơi BH, ngưng tụ NT vào một vỏ duy nhất. Bình sinh hơi và ngưng tụ có cùng áp suất cao ở ngăn trên còn bình hấp thụ và bay hơi có cùng áp suất thấp ở ngăn dưới. Ở đây cũng không cần cách nhiệt do chân không cao.



Hình 11.6 : Máy lạnh $H_2O/LiBr$ được bố trí trong 1 vỏ duy nhất.

SH – Hình sinh hơi
NT – Dàn ngưng tụ
BH – Dàn bay hơi
HT – Dàn hấp thụ
HN – Hồi nhiệt
B_{dd} – Bơm dung dịch
B_{mc} – Bơm môi chất lạnh



Hình 11.7 : Chu trình máy lạnh hấp thụ trên đồ thị lgp – $1/T_H$.

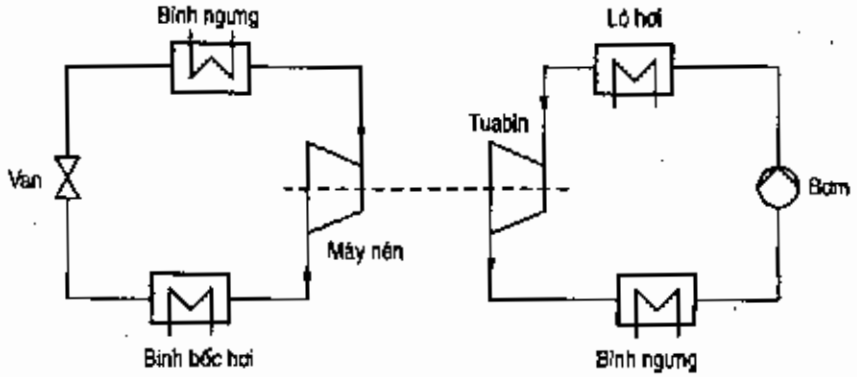
Tính toán máy lạnh hấp thụ $H_2O/LiBr$ được tiến hành tương đối dễ dàng với đồ thị lgp – 1/T (xem hình 11.7).

Áp suất bay hơi và hấp thụ trong bình 2 (h.11.4) là điểm cắt giữa $\xi = 1,0$ (kg môi chất/kg dung dịch) và nhiệt độ bốc hơi t_o, áp suất ngưng tụ và sinh hơi cũng được xác định như trên với nhiệt độ ngưng tụ t_k.

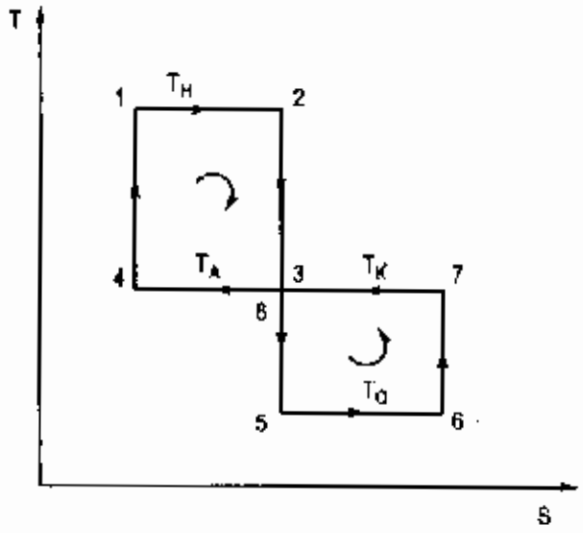
Dung dịch đậm đặc ra khỏi bình hấp thụ có nhiệt độ t_k (hoặc thấp hơn một chút) và áp suất p_o. Nồng độ dung dịch loãng được xác định bằng nhiệt độ T_H và áp suất p_k. Quá trình 2–3 và 2–5 xảy ra trong bình sinh hơi, 6–1 và 4–1 trong bình hấp thụ còn các quá trình không thay đổi nồng độ 1–2, 3–4 và 5–6 xảy ra trong các ống dẫn, bộ phận tiết lưu và hồi nhiệt. Hệ số lạnh tối đa của máy lạnh có thể xác định bằng tỷ số của đoạn B trên A.

$$\varepsilon_{max} = \frac{B}{A} = \frac{\frac{1}{T_k} - \frac{1}{T_H}}{\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_k}} = \frac{T_H - T_k}{T_H} \cdot \frac{T_o}{T_k - T_o} \qquad (11.7)$$

Thành phần thứ nhất của hệ số lạnh $(T_H - T_k)/T_H$ chính là hiệu suất của chu trình Carnot thuận chiều cho các máy nhiệt sinh công. Ở máy lạnh nén hơi công tiêu tốn cho máy nén là điện năng, hệ số đó được coi là 1. Nhưng nếu tính đến tổn thất lò hơi và tuabin thì máy lạnh nén hơi cũng có một thành phần tương tự (xem hình 11.8) khi khảo sát máy lạnh từ nguồn năng lượng sơ cấp là than cấp cho lò hơi chẳng hạn.



Hình 11.8 : Khảo sát hệ số lạnh của máy lạnh tính từ nguồn năng lượng sơ cấp là than cấp cho lò hơi.



Hình 11.9 : Chu trình máy lạnh hấp thụ một cấp trên đồ thị T– s.

1.2.3.4 – Chu trình Carnot thuận chiều của dung dịch ở bình sinh hơi và hấp thụ

5.6.7.8 – Chu trình lạnh (chu trình Carnot ngược chiều) của môi chất lạnh.

Thành phần thứ hai $T_o/(T_k - T_o)$ chính là hệ số lạnh của chu trình Carnot ngược chiều như trên hình 11.9 mô tả.

Cân bằng môi chất lạnh :

$$\xi_r . m_r = \xi_a . m_a + 1 . m_d \quad (11.8)$$

Cân bằng dung dịch tuần hoàn :

$$m_r = m_a + m_d \quad (11.9)$$

Trong đó : m_r : Lưu lượng dung dịch đậm đặc, kg/s

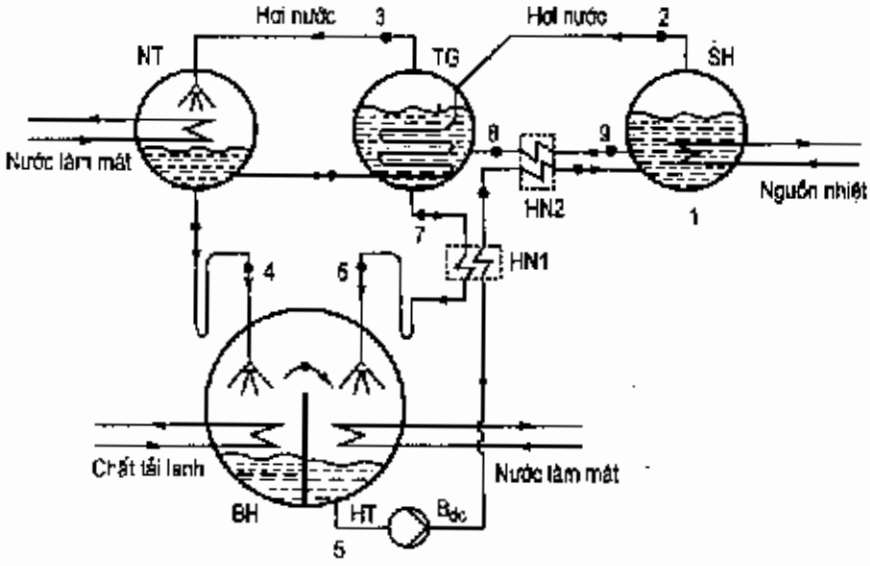
m_a : Lưu lượng dung dịch loãng, kg/s

m_d : Lưu lượng môi chất lạnh, kg/s

Có thể tính m_d từ năng suất lạnh yêu cầu Q_o và nhiệt ẩn hoá hơi của môi chất $r(t_o)$ vì tổn thất tiết lưu không đáng kể :

$$m_d = \frac{Q_o}{r(t_o)} \quad (11.10)$$

11.4.2. Máy lạnh hấp thụ H_2O/LiBr tác dụng kép (Double Effect)

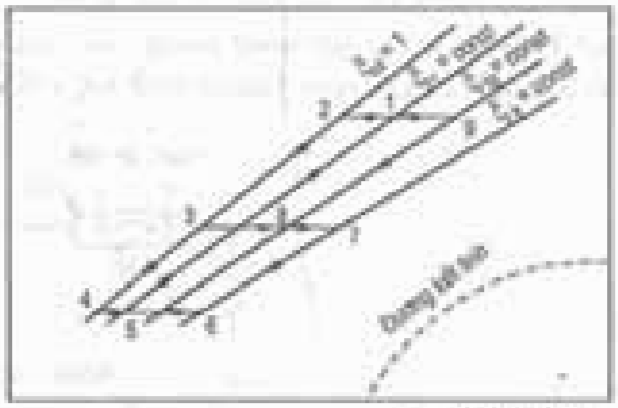


Hình 11.10 : Sơ đồ nguyên lý máy lạnh hấp thụ H_2O/LiBr tác dụng kép (Double Effect) loại cấp dịch nối tiếp với 2 hồi nhiệt HN1 và HN2.

Máy lạnh hấp thụ H_2O/LiBr tác dụng đơn có nhược điểm rất lớn là khi tăng nhiệt độ nguồn nhiệt thì hệ số lạnh tăng không đáng kể, mà gần như dừng lại ở con số 0,76.

Để khai thác triệt để hiệu suất exergy của các nguồn nhiệt có nhiệt thế cao người ta đã đi tới một sơ đồ khác gọi là sơ đồ tác dụng kép (Double Effect). Sơ đồ này làm việc rất hiệu quả với phương pháp cấp nhiệt là khí đốt và đang được sử dụng rộng rãi để làm lạnh nước cho điều hoà không khí ; Hình 11.10 giới thiệu một sơ đồ nguyên lý máy lạnh hấp thụ kiểu này. Sơ đồ này được gọi là loại cấp dịch nối tiếp.

Trong sơ đồ này ta thấy có thêm bình trung gian TG làm nhiệm vụ vừa sinh hơi vừa ngưng tụ. Do nguồn nhiệt có nhiệt độ cao cấp vào bình sinh hơi SH, hơi thoát ra ở dạng quá nhiệt. Hơi quá nhiệt đi bên trong ống xoắn trong bình trung gian TG, nhả nhiệt cho dung dịch bên ngoài ngưng tụ lại và chảy về bình ngưng tụ. Do nhiệt nhả ra từ dãn ngưng trong bình trung gian nên có thêm một lượng môi chất lạnh (nước) bay hơi bổ sung đi vào bình ngưng tụ NT. Đây chính là hiệu quả do bình trung gian mang lại, làm tăng thêm hiệu suất nhiệt. Các quá trình khác trong các bình bay hơi BH và hấp thụ HT giống như đã trình bày ở phần máy lạnh hiệu ứng đơn. Chính có thêm phần sinh hơi và ngưng tụ ở bình trung gian nên máy có 2 lần sinh hơi, 2 lần ngưng tụ,cũng vì vậy người ta đặt tên là tác dụng kép. Hình 11.11 giới thiệu chu trình trình bày trên đồ thị lgp – 1/T.



Hình 11.11 : Chu trình máy lạnh hấp thụ $H_2O/LiBr$ tác dụng kép trên đồ thị lgp – 1/T.

ξ – nồng độ khối lượng ký hiệu chữa

d – môi chất lạnh nguyên chất (dlnh thiệt)

r – đậm đặc (giàu)

tg – trung gian

n – loãng (nghèo)

Các quá trình cơ bản trong đồ là :

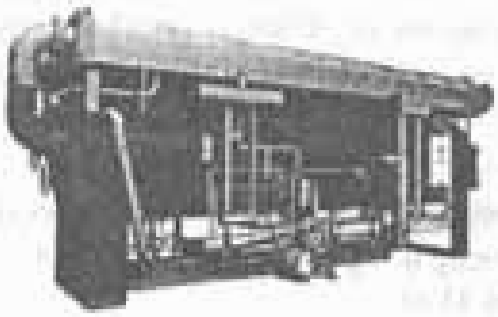
5–1 Bơm dung dịch từ áp suất p_0 lên p_k.

1–2 và 1–9 quá trình sinh hơi ở bình sinh hơi với p_k và t_{10}.

8–3 và 8–7 quá trình ngưng tụ và sinh hơi ở bình trung gian ở áp suất trung gian $p_{tg} < p_k$ và $t_{tg} < t_{10}$. Tất nhiên, để đảm bảo toả nhiệt, dãn ngưng có nhiệt độ cao hơn dung dịch trong bình trung gian khoảng 5K.

4–5 và 6–5 : quá trình bay hơi và hấp thụ trong bình hấp thụ.

Hình 11.12 giới thiệu hình dáng bên ngoài một máy lạnh hấp thụ tác dụng kép để sản xuất nước lạnh của hãng EBARA (Nhật) với năng suất lạnh 315 ÷ 17500 kW (90 ÷ 5000 tấn lạnh Mỹ) ký hiệu RCV - RAV.



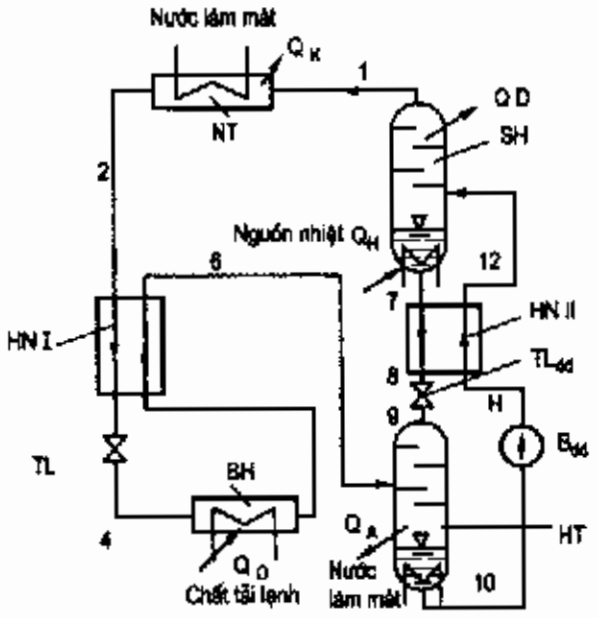
Hình 11.12 : Máy lạnh hấp thụ $H_2O/LiBr$ tác dụng kép (Double Effect) của hãng EBARA năng suất lạnh 315 ÷ 17500 kW ký hiệu RCV–RAV

11.5. MÁY LẠNH HẤP THỤ AMÔNIÁC/ NƯỚC

11.5.1. Máy lạnh hấp thụ amôniác/nước 1 cấp

Hình 11.1b biểu diễn sơ đồ nguyên lý của một máy lạnh hấp thụ liên tục một cấp. Trong thực tế, để tăng hiệu quả năng lượng người ta còn bố trí hai thiết bị trao đổi nhiệt cho môi chất lạnh trước khi vào và ra khỏi bình bay hơi, và cho dung dịch trước khi vào và ra khỏi bình hấp thụ. Hình 11.13 biểu diễn sơ đồ hoàn chỉnh của máy lạnh hấp thụ liên tục với cặp môi chất NH_3/ H_2O.

Như trong máy lạnh nén hơi, thiết bị trao đổi nhiệt I nhằm mục đích quá lạnh môi chất lỏng trước khi vào van tiết lưu để nâng cao năng suất lạnh. Thiết bị trao đổi nhiệt thứ II dùng để thu hồi nhiệt lượng của dung dịch loãng nhiệt độ t_H để làm nóng dung dịch đậm đặc lạnh được bơm từ bình hấp thụ lên.



Hình 11.13 : Sơ đồ máy lạnh hấp thụ NH_3/ H_2O ; HNI. HNII Hồi nhiệt I, II.

Trong bình sinh hơi có bố trí thiết bị tinh luyện tách hơi nước ra khỏi hơi amôniác. Ta có thể coi amôniác đi vào bình ngưng là nguyên chất ξ_d = 1,0 kg/kg. Để tinh luyện hơi NH_3 cần phải bố trí thiết bị ngưng tụ hồi lưu Q_D. Chính vì vậy nhiệt lượng dùng để gia nhiệt cho bình sinh hơi Q_H cũng phải lớn thêm một lượng Q_D so với chế độ làm việc không có ngưng tụ hồi lưu.

Tính toán máy lạnh hấp thụ amôniác liên tục một cấp :

Sau đây là quá trình tính toán đã được đơn giản hoá. Tính toán thuận tiện nhất là dựa trên đồ thị entanpy – nồng độ khối lượng h – ξ (xem phụ lục 13). Các điểm trạng thái theo hình 11.13 và tương ứng với hình 11.14.

Những số liệu cho trước là t_w, t_{kl} và t_k trực tiếp hoặc gián tiếp qua các hiệu nhiệt độ của các thiết bị trao đổi nhiệt trong bình sinh hơi, ngưng tụ và bay hơi.

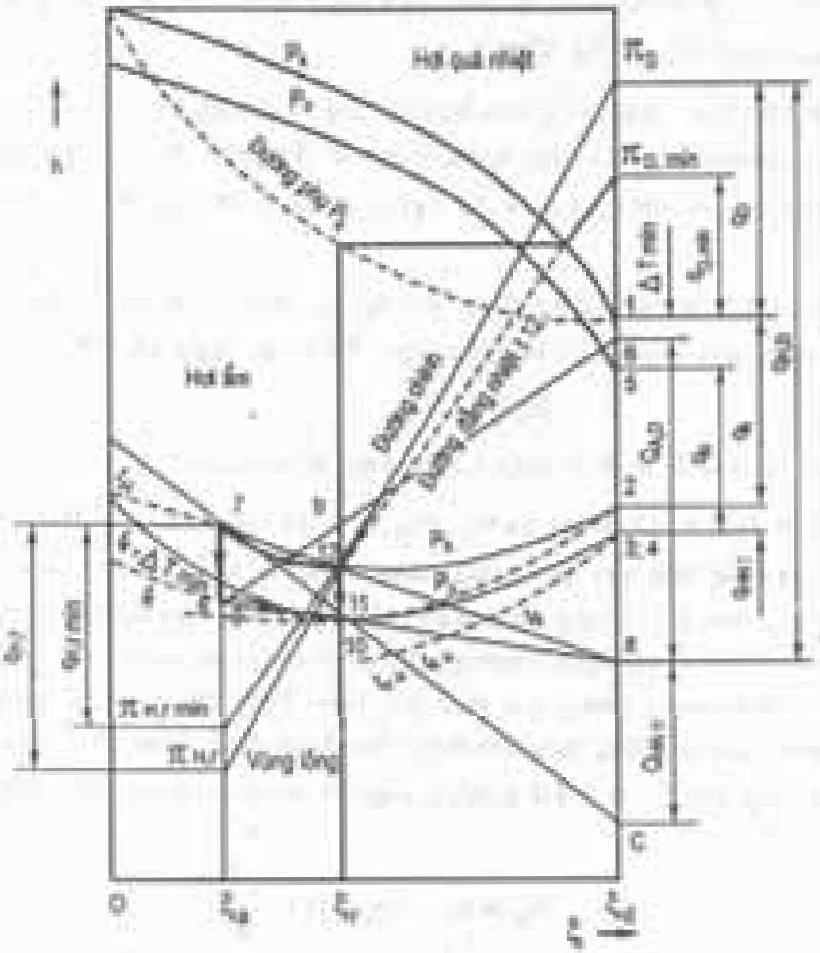
Đầu tiên cần giả thiết rằng quá trình tinh luyện được tiến hành cho đến khi chỉ còn hơi amôniác tinh khiết với $\xi_{kl} = 1,0$kg/kg. Trong bình ngưng chỉ có lỏng NH_3 tinh khiết.

Đầu tiên ta có thể xác định được áp suất ngưng tụ p_k bằng điểm cắt giữa t_k và $\xi_k = 1,0$kg/kg vì đường áp suất sôi p_k phải đi qua điểm cắt đó (điểm 2 trên đồ thị).

Áp suất p_o ở bình bay hơi cũng được xác định tương tự qua điểm cắt của t_o và ξ_{kl}.

Môi chất lạnh lỏng được làm lạnh ở thiết bị trao đổi nhiệt I từ điểm 2 xuống điểm 3. Điểm 4 trùng với điểm 3 vì khi qua tiết lưu entanpy không đổi. Như vậy điểm 3, điểm 4 nằm trên giao điểm của đường đẳng nhiệt $t_o = t_1 = t_3$, đường đẳng áp p_o và ξ_{kl}.

Hiệu nhiệt độ nhỏ nhất ΔT_{min} ở thiết bị trao đổi nhiệt I nằm ở phía đầu nóng vì $C_{p2} > C_{p4}$ (xem hình 11.15).



Hình 11.14 : Đồ thị h – ξ để tính toán các quá trình trong máy lạnh hấp thụ NH_3/H_2O

Như vậy : $t_6 = t_2 - \Delta T_{min}$ (11.11)

Nhiệt lượng quá nhiệt : $h_6 - h_5 = f(t_6, t_5, p_o)$ (11.12)

không thể đọc được trên đồ thị h – ξ. Nó có thể được xác định nhờ đồ thị lgp – h theo đồ thị 1 của phụ lục hoặc có thể tính toán bằng cách tra bảng. Ta cũng có thể xác định nhiệt lượng đó bằng công thức : $h_6 - h_5 = c_p (t_6 - t_5)$

Trong đó t_6 và t_5 đã biết còn $c_p = f(t, p)$ có thể tra theo đồ thị hoặc tra bảng.

Tính cân bằng nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt ra có thể xác định được entanpy của điểm 3.

$$h_3 = h_4 = h_2 + h_5 - h_6 \quad (11.13)$$

Điểm 3 và 4 có entanpy bằng nhau nhưng điểm 3 có áp suất p_k còn điểm 4 nằm trong vùng hơi ẩm có áp suất p_o.

Trong điều kiện làm việc lý tưởng thì bình hấp thụ có áp suất p_o và nhiệt độ hấp thụ $t_A = t_k$. Nhưng thực tế do có tổn thất áp suất ở đường ống nên áp suất trong bình hấp thụ có thấp hơn p_o, khoảng 0,02 – 0,04 MPa.

Nếu nước làm mát mắc song song cho bình ngưng và bình hấp thụ thì nhiệt độ $t_A = t_k$. Nhưng nhiều trường hợp mắc nối tiếp. Nước làm mát đầu tiên đi qua bình ngưng sau đó mới vào bình hấp thụ, khi đó $t_A = t_k + \Delta T$ nghĩa là nhiệt độ hấp thụ cao hơn nhiệt độ ngưng tụ.

Dung dịch đậm đặc 10 với nồng độ $\xi_r = f(p_k, t_H)$ ở trạng thái bão hoà ẩm ra khỏi bình sinh hơi để được tiết lưu trở lại bình hấp thụ. Như vậy vùng khử khí sẽ là :

$$\Delta\xi = \xi_s - \xi_a$$

Với điều kiện $\Delta\xi > 0$ để thiết bị lạnh có thể hoạt động được.

Bơm dung dịch đậm đặc với lưu lượng $m_{10} = m_r$ từ trạng thái 10 lên trạng thái 11. Vì entanpy trong trường hợp này không phụ thuộc vào áp suất do đó $h_{10} = h_{11}$ nghĩa là điểm 11 trùng lên điểm 10. Trong tính toán máy lạnh hấp thụ người ta bỏ qua năng lượng tiêu tốn cho bơm vì rất nhỏ, thường chỉ một vài phần trăm so với những phần năng lượng khác. Phần năng lượng tổn thất của bơm biến thành nhiệt năng làm nóng dung dịch đậm đặc, qua đó làm tăng entanpy của dung dịch đậm đặc cũng bị bỏ qua. Hiệu suất của bơm $\eta_B = 0,5....0,7$. Để kiểm tra người ta có thể tính công suất bơm bằng công thức :

$$N_B = m_{10} \cdot (p_k - p_o). \frac{v_{10}}{B} \quad (11.14)$$

Trong đó : v_{10} là thể tích riêng của trạng thái 10, coi dung dịch là không nén được.

Lưu lượng tuần hoàn trong hệ thống được tính như sau :

Trước hết có thể xác định được lưu lượng tuần hoàn trong hệ thống cân bằng chất trong bình sinh hơi, bình hấp thụ.

Để dễ dàng tính toán ta quy ước :

$$\overline{m}_a = m_a / m_d$$

$$\overline{m}_r = m_r / m_d \qquad (11.15)$$

Như vậy khối lượng không thứ nguyên $\overline{m}_a, \overline{m}_r, \overline{m}_d$ có đơn vị là kg/kg môi chất vì $\overline{m}_d = m_d / m_d$ nên $\overline{m}_d = 1$. Ta còn có thể xác định m_d qua năng suất lạnh Q_o đã cho và năng suất lạnh riêng q_o xác định được trong chu trình :

$$m_d = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{Q_o}{h_5 - h_4}, \quad kg/s \qquad (11.16)$$

Lưu lượng dung dịch đậm đặc và dung dịch loãng là :

$$\overline{m}_r = \frac{\xi_d - \xi_a}{\xi_r - \xi_a} \qquad (11.17)$$

$$\overline{m}_a - \overline{m}_r - 1 \qquad (11.18)$$

Entanpy của trạng thái 7 đến 12 của dung dịch tuần hoàn có thể xác định như sau :

Cân bằng nhiệt của thiết bị hồi nhiệt II ta có :

$$Q = C_{p|a} \cdot m_a \left(t_7 - t_8\right) = C_{p|r} \cdot m_r \left(t_{12} - t_{11}\right) \qquad (11.19)$$

Qua phương trình cân bằng nhiệt này ta có thể xác định được ΔT_{min} nằm ở đầu lạnh của hồi nhiệt vì :

$$C_{p|a} \approx C_{p|r} \; ; \; m_a < m_r \text{ nên } (t_7 - t_8) > (t_{12} - t_{11})$$

hay : $$(t_7 - t_{12}) > (t_8 - t_{11})$$

$$t_8 - t_{11} = \Delta T_{min} \Rightarrow t_8 = t_{11} + \Delta T_{min}$$

Cân bằng nhiệt của thiết bị hồi nhiệt II ta có :

$$m_a \cdot (h_7 - h_8) = m_r (h_{12} - h_{11})$$

hay $$\frac{h_{12} - h_{11}}{h_7 - h_8} = \frac{m_a}{m_r} = \frac{\overline{m}_a}{\overline{m}_r} = \frac{\xi_d - \xi_r}{\xi_d - \xi_a} \qquad (11.20)$$

sau khi kết hợp với hai phương trình (11.17) và (11.18).

Như vậy ta có thể xác định được trạng thái 12 của dung dịch đậm đặc chảy vào bình sinh hơi bằng phương pháp phân tích. Cũng có thể dùng phương pháp đồ thị để xác định. Theo phương pháp đồ thị ta phải kéo dài đường 8–11 trên hình (11.7) đến

đường ξ_d (ở đây $\xi_d = 1,0$). Hai đường cắt nhau tại điểm a. Điểm 12 chính là giao điểm của đường thẳng a–7 với đường ξ_r là nồng độ dung dịch đậm đặc. Giao điểm đó có thể nằm trên nằm dưới hoặc trùng ngay trên đường sôi đẳng áp p_k của đồ thị. Sự chênh lệch nhiệt lượng sẽ được hiệu chỉnh lại trong bình sinh hơi bằng cách thay đổi nhiệt lượng gia nhiệt Q_H.

Như vậy đối với tất cả các điểm trạng thái cần thiết ta đều đã biết các thông số áp suất, nồng độ, entanpy và nhiệt độ. Cần lưu ý thêm rằng những điểm không nằm trên đường sôi và đường ngưng, nhất thiết phải biết ba trong bốn thông số trên thì mới có thể xác định được điểm đó.

Tính toán nhiệt :

Nếu cân bằng nhiệt toàn thiết bị khi bỏ qua công suất bơm N_B ta có :

$$Q_o + Q_H = Q_k + Q_A + Q_D ; \qquad kW \qquad (11.21)$$

Năng suất lạnh riêng của môi chất lạnh là :

$$q_o = h_5 - h_4 ; \qquad kJ/kg \qquad (11.22)$$

Năng suất nhiệt riêng ngưng tụ được tính tương tự :

$$q_k = h_1 - h_2, \qquad kJ/kg \qquad (11.23)$$

Ta cũng có thể xác định q_o và q_k một cách dễ dàng trên đồ thị $h - \xi$.

Cân bằng nhiệt của bình hấp thụ ta có :

$$m_6.h_6 + m_a.h_9 = Q_A + m_r.h_{10}, \qquad kW$$

Ở đây $m_6 = m_d$ là lưu lượng môi chất lạnh tuần hoàn trong hệ thống. Nếu chia phương trình cho m_d ta có :

$$\overline{m}_a . h_9 + h_6 = \frac{Q_A}{m_d} + \overline{m}_r . h_{10}, \qquad kJ/kg$$

Gọi $q_{A.D}$ là nhiệt lượng hấp thụ riêng cho 1 kg môi chất lạnh ta có :

$$Q_{A.D} = \frac{Q_A}{m_d} = \overline{m}_a . h_9 + h_6 - \overline{m}_r . h_{10}, \qquad kJ/kg \qquad (11.24)$$

Trên đồ thị, đường thẳng 8–6 chính là đường biểu diễn quá trình hấp thụ. Đoạn thẳng b–10 trên đường ξ_r song song với trục tung, tương ứng với $q_{A.r} = Q_A/m_r$. Nếu lấy $q_{A.D} = Q_A/m_d$ làm chuẩn thì đoạn 6–a trên đường ξ_d chính là nhiệt lượng hấp thụ riêng $q_{A.D}$. Như đã nói ở trên, ký hiệu phụ D chỉ rõ thêm nhiệt lượng đó đã lấy chuẩn theo 1kg môi chất lạnh. Cũng có thể ký hiệu đơn giản là q_A. Còn ký hiệu phụ r để chỉ nhiệt lượng đó lấy chuẩn theo 1kg dung dịch đậm đặc, thí dụ $q_{A.r}$.

Nhiệt lượng ngưng tụ hồi lưu q_D và nhiệt lượng gia nhiệt q_H được xác định bằng cách cộng thêm một lượng nhiệt vào các giá trị tối thiểu q_{D1min} và $q_{H.rmin}$. Khi kéo dài đường đẳng nhiệt t_{12} trong vùng hơi ẩm đến các đường ξ_a và ξ_d ta sẽ được các giá trị tối thiểu trên. Giá trị cộng thêm phụ thuộc vào hiệu suất thiết bị biểu thị bằng đường chính trên đồ thị.

Điểm cực tối thiểu $\Pi_{D,\,min}$ là giao điểm của đường đẳng nhiệt t_{12} kéo dài và đường ξ_d. Điểm cực tối thiểu $\Pi_{H,r\,min}$ là giao điểm của đường đẳng nhiệt t_{12} kéo dài và đường ξ_a. Đoạn 7 $\Pi_{Hr,\,min}$ là lượng nhiệt tối thiểu cần thiết gia nhiệt cho mỗi kg.dung dịch đậm đặc, còn đoạn $q_{D.min}$ là nhiệt lượng hồi lưu tối thiểu lấy chuẩn cho một kilôgam môi chất.

Trong thực thế, q_D bao giờ cũng lớn hơn $Q_{D,min}$ nên Π_D nằm phía trên $\Pi_{D,\,min}$. Nối Π_D với điểm 12 ta sẽ được đường chính của quá trình cấp và thải nhiệt trong chu trình sinh hơi và hấp thụ của máy lạnh hấp thụ.

Theo các giá trị trên đồ thị h – ξ (h.11.10) ta có thể chứng minh dễ dàng phương trình cân bằng nhiệt của toàn hệ thống :

$$q_o + q_{H.D} = q_k + q_{A.D} + q_D \qquad (11.25)$$

Cũng từ hình trên ta có thể xác định được nhiệt lượng trao đổi ở hai thiết bị hồi nhiệt I và II.

Thiết bị hồi nhiệt I : $q_{HNI} = h_2 - h_3 = h_6 - h_5$ (11.26a)

Thiết bị hồi nhiệt II : $q_{HNII} = (h_{12} - h_{11})\,\dfrac{\overline{m}_r}{\overline{m}_d}$

$$\overline{m}_d = 1;\ \overline{m}_r = \frac{\xi_{sd} - \xi_{sa}}{\xi_{sr} - \xi_{sa}}.$$

Thay m_d và m_r vào phương trình và xét các tam giác đồng dạng 7–10–12 và 7–c–a ta có :

$$q_{HNII} = h_a - h_c \qquad (11.26b)$$

hay cũng chính bằng đoạn thẳng a – c. Nhiệt lượng đó cũng chính là nhiệt lượng thu hồi cấp trở lại dụ bình sinh hơi. Ở bình hấp thụ người ta cũng đỡ tốn một lượng nước làm mát để lấy đi nhiệt lượng thừa đó.

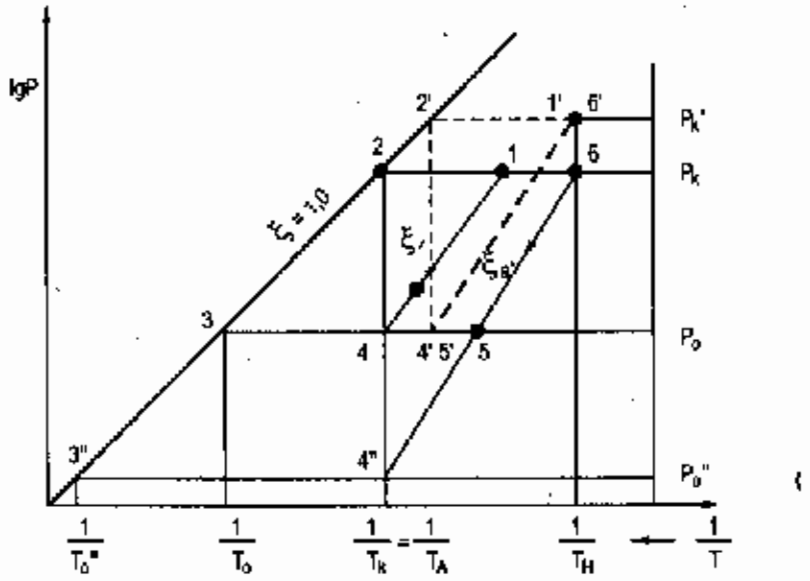
11.5.2. Máy lạnh hấp thụ NH_3/H_2O hai và nhiều cấp

Đối với máy lạnh nén hơi NH_3, khi tỷ số áp suất p_k/p_0 bằng hoặc lớn hơn 9 thì người ta chuyển sang máy lạnh hai cấp nén. Đối với máy lạnh hấp thụ, điều kiện vùng khử khí phải dương $\Delta_\xi > 0$ chỉ là điều kiện nhiệt động để duy trì chu trình máy lạnh hấp thụ

hoạt động, nếu các điều kiện dẫn tới tỷ số nhiệt quá nhỏ thì người ta sử dụng máy lạnh hấp thụ hai hay nhiều cấp.

- Đối với máy lạnh hấp thụ một cấp, các thông số t_k, t_0 và t_H có giá trị giới hạn không vượt qua được. Ta có thể thấy rõ giá trị giới hạn đó trên đồ thị lgp – (1/T) (h.11.15).

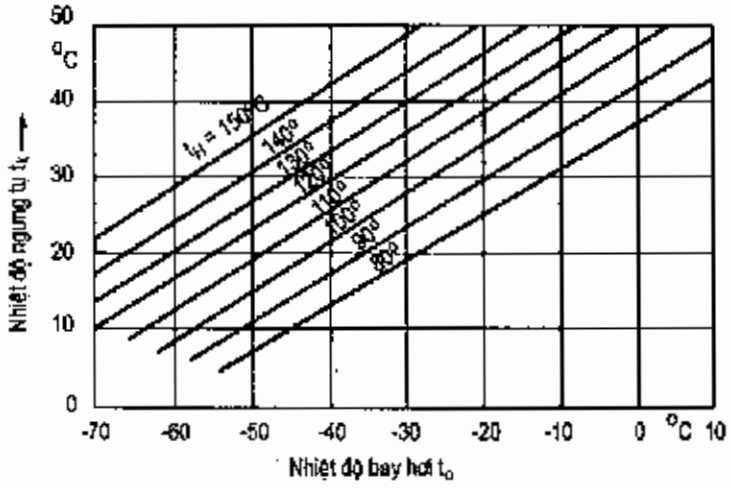
Chu trình máy lạnh một cấp bình thường bao gồm quá trình sinh hơi 4–1–2 và 4–1–6. Quá trình hấp thụ 6–5–4 và điểm 2 là ngưng tụ và 3 là bay hơi. Nếu giữ nguyên nhiệt độ gia nhiệt t_H khi t_k lớn lên thì ξ_a lớn lên, dịch dần về phía trái trong khi ξ_r nhỏ đi và dịch dần về phía phải. Khi nhiệt độ ngưng tụ tiến tới điểm 2' thì điểm 1' và 6' trùng lên nhau. Nồng độ dung dịch đặc và dung dịch loãng bằng nhau, vùng khử khí bằng không, như vậy p'_k và ứng với nó là t'_k là giới hạn áp suất và nhiệt độ ngưng tụ. Tương tự như vậy khi giữ nguyên t_H và t_k hạ t_o xuống t''_o thì nồng độ dung dịch đậm đặc sẽ tiến tới nồng độ dung dịch loãng. Vùng khử khí bằng không. t''_o là giới hạn nhiệt độ bay hơi.



Hình 11.15 : Giá trị giới hạn của máy lạnh hấp thụ một cấp trên đồ thị lgp – 1/T

Từ phương pháp tính toán đó người ta có thể dựng được đồ thị các nhiệt độ giới hạn cho máy lạnh hấp thụ 1 cấp. Đồ thị các nhiệt độ giới hạn cho máy lạnh hấp thụ 1 cấp với cặp môi chất NH_3/H_2O được biểu diễn trên hình 11.16. Những đường nhiệt độ giới hạn được xác định với giả thiết vùng khử khí $\Delta\xi = 0$, các quá trình hấp thụ, sinh hơi, chưng luyện là hoàn hảo và các quá trình trao đổi nhiệt là thuận nghịch. Các nhiệt độ giới hạn do đó là cực tiểu (t_o và t_H) hoặc cực đại (t_k). Bởi vậy với các chu trình thực, tuỳ theo chất lượng thiết bị phải điều chỉnh lại ± 10 đến ± 20K. Thí dụ đối với nhiệt độ gia nhiệt $t_H = 100°C$ nhiệt độ ngưng tụ $t_k = 40°C$, ta không thể đạt được nhiệt độ $t_o = -12°C$

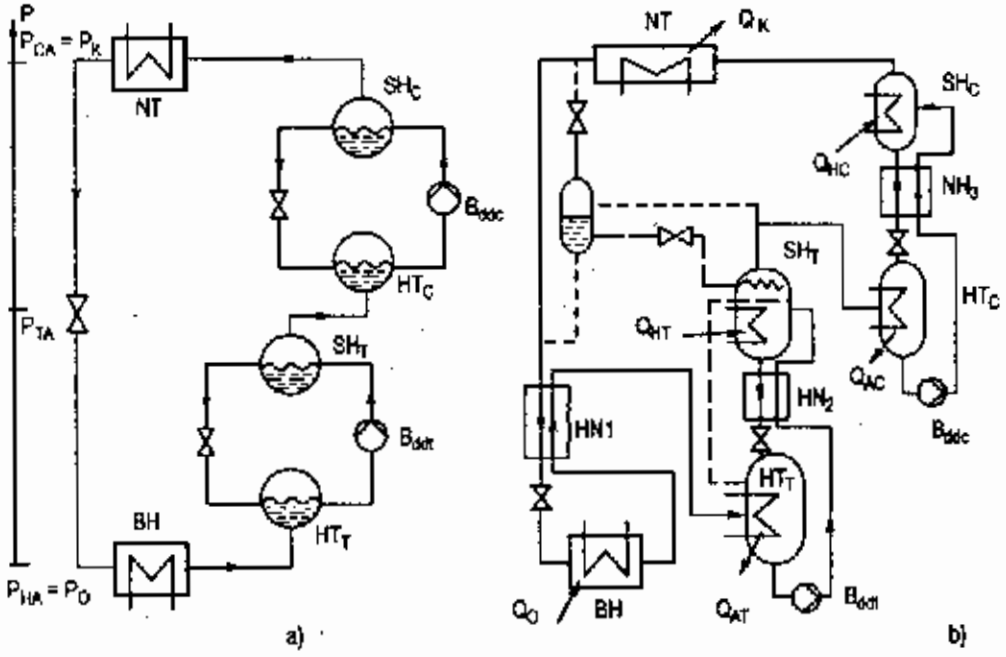
mà chỉ đạt được từ −2 đến +8°C mà thôi. Muốn đạt được nhiệt độ thấp hơn nữa ta phải dùng máy lạnh hấp thụ hai hay nhiều cấp.



Hình 11.16 : Nhiệt độ giới hạn của máy lạnh hấp thụ một cấp với cặp môi chất NH_3/H_2O.

Các phương pháp lắp ghép các cấp của máy lạnh hấp thụ với nhau cũng tương tự như cách lắp ghép các cấp của máy lạnh nén hơi, trừ trường hợp ghép tầng rất ít được sử dụng trong máy lạnh hấp thụ. Ngoài ra có thể ghép máy lạnh hấp thụ với máy lạnh nén hơi, máy lạnh hấp thụ thông thường với máy lạnh êjectơ, máy lạnh tái hấp thụ... để đạt nhiệt độ thấp hơn.

Sơ đồ nguyên lý máy lạnh hấp thụ 2 cấp được biểu diễn trên hình 11.17



Hình 11.17 : Sơ đồ nguyên lý máy lạnh hấp thụ hai cấp

a) Sơ đồ đơn giản ; b) Sơ đồ có hồi nhiệt (và có hay hơi trung gian)

———— : Một tiết lưu và một cấp nhiệt độ bay hơi

– – – – – : Hai tiết lưu, hai cấp nhiệt độ bay hơi, có ngưng tụ hồi lưu cho bình sinh hơi cho cấp hạ áp.

Chu trình gồm hai bình sinh hơi và hai bình hấp thụ tương ứng hai cấp áp suất thấp áp và cao áp SH_C, SH_T, và HT_C, HT_T. Hơi môi chất sinh ra ở bình sinh hơi cao áp SH_C được đưa vào dàn ngưng tụ thì hơi môi chất sinh ra ở bình sinh hơi thấp áp SH_T được đưa vào bình hấp thụ cao áp HT_C. Bình hấp thụ thấp áp HT_T hấp thụ hơi môi chất đi ra từ bình bay hơi. Ba thiết bị hồi nhiệt HN1, HN2, HN3 làm nhiệm vụ trao đổi nhiệt, tăng hiệu suất nhiệt cho chu trình lạnh. Trong trường hợp một tiết lưu và một chế độ bay hơi thì lỏng môi chất ra từ bình ngưng tụ sẽ đi thẳng tới HN1 qua tiết lưu rồi vào dàn bay hơi. Trường hợp có hai chế độ bay hơi thì cần hai van tiết lưu. Đầu tiên môi chất lỏng qua van tiết lưu thứ nhất vào bình trung gian có áp suất trung gian. Từ đây một phần lỏng bay hơi ở bình bay hơi nhiệt độ cao. Hơi này được dẫn trực tiếp vào bình hấp thụ cao áp. Phần lỏng còn lại dẫn qua HN1 rồi qua van tiết lưu 2 để bay hơi ở dàn bay hơi có nhiệt độ thấp hơn. Ở sơ đồ này người ta thường tách một phần lỏng từ bình trung gian để thực hiện ngưng tụ hồi lưu ở bình sinh hơi áp thấp. Như vậy bình ngưng và bình sinh hơi cao áp có áp suất cao p_k. Bình hấp thụ thấp áp và bình bay hơi nhiệt độ thấp có áp suất thấp p_o. Các thiết bị như bình trung gian, bình bay hơi ở nhiệt độ cao, bình sinh hơi thấp áp, bình hấp thụ cao áp có áp suất trung gian p_{tg}. Thường người ta tính chọn p_{tg} sao cho tỷ số nhiệt đạt cực đại :

$$\zeta = \frac{Q_o}{Q_{HC} + Q_{HT}} \Rightarrow \max \qquad (11.27)$$

hoặc để nhiệt lượng gia nhiệt là cực tiểu :

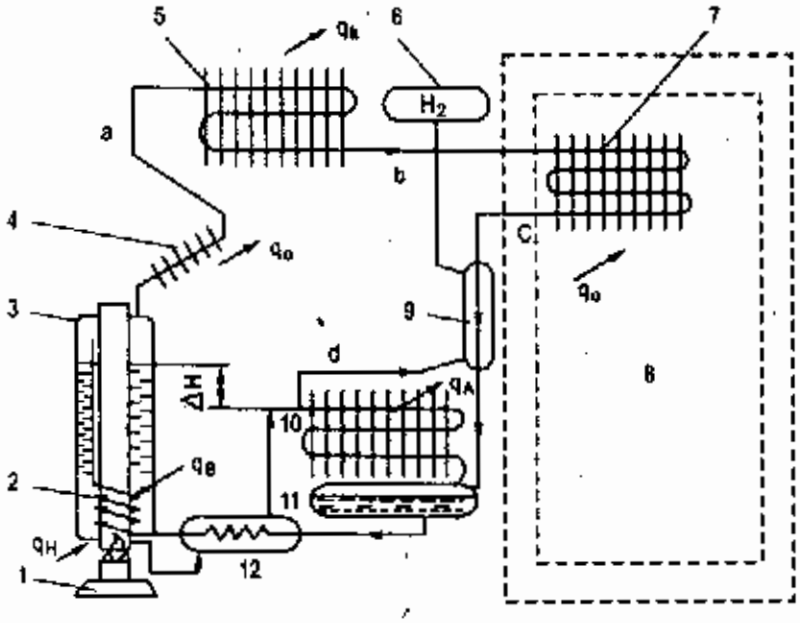
$$(Q_{H,C}, Q_{H,T}) \Rightarrow \min$$

11.6. MÁY LẠNH HẤP THỤ KHUẾCH TÁN

Có hai loại máy lạnh hấp thụ khuếch tán. Máy lạnh hấp thụ khuếch tán của Mauri người Thuỵ Điển có công suất lớn sử dụng trong công nghiệp. Máy này có nhiệt độ sôi thay đổi phù hợp với việc hạ thấp nhiệt độ không khí dần xuống nhiệt độ yêu cầu nhằm nâng cao hiệu suất máy lạnh. Máy lạnh hấp thụ khuếch tán công suất lớn vẫn có bơm dung dịch là chi tiết chuyển động.

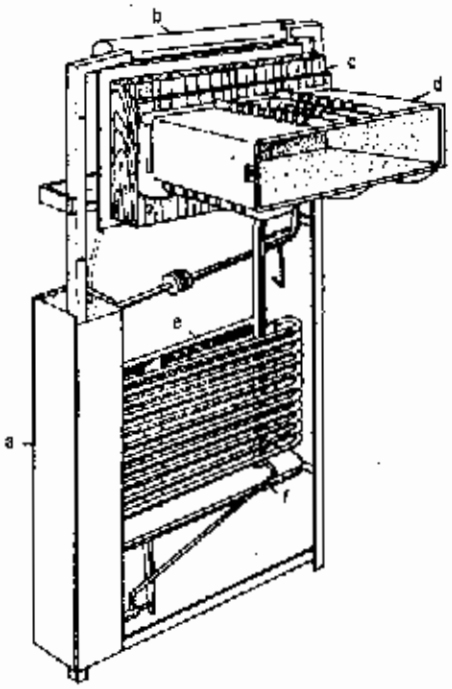
Nhưng ngày nay nói đến loại máy lạnh hấp thụ khuếch tán người ta thường nghĩ đến tủ lạnh hấp thụ gia đình, với công suất lạnh nhỏ. Sự ra đời của máy lạnh hấp thụ kiểu này xuất phát từ ý nghĩ chế tạo một máy lạnh hấp thụ hoàn toàn không có chi tiết chuyển động. Để thực hiện điều đó phải dùng một loại khí trơ nạp vào hệ thống để cân bằng áp suất bay hơi với phần ngưng tụ và sinh hơi. Sự tuần hoàn dung dịch trong hệ thống được thực hiện bằng bơm xiphông do sự sai khác nhiệt độ dẫn tới chênh lệch khối lượng riêng và độ chênh cột lỏng. Ý tưởng này do Geppert người Đức đưa ra vào năm 1899.

Nhưng sau nhiều lần thí nghiệm ông đã không thành công vì đã sử dụng nitơ làm khí trơ cân bằng áp suất vì nó có phân tử lượng gần bằng của amôniăc. Mãi 23 năm sau (1922) hai kỹ sư người Thuỵ Điển là Platen và Munter mới thử nghiệm thành công với hydrô là khí trơ cân bằng áp suất. Hydrô có tính khuếch tán tốt. Phân tử lượng nhỏ hơn nhiều của amôniăc. Trong cùng áp suất và nhiệt độ, amôniăc có xu thế lắng xuống còn hydrô chuyển động lên do tỷ trọng khác nhau. Đó là điều kiện tiên quyết cho việc tuần hoàn chất trong hệ thống và cũng là lý do thử nghiệm thành công đối với hydrô.



Hình 11.18 : Sơ đồ nguyên lý máy lạnh hấp thụ khuếch tán.

1 – Đèn ; 2 – Xiphông ; 3 – Bình sinh hơi ; 4 – Ngưng tụ hồi lưu ; 5 – Dàn ngưng ; 6 – Bình chứa H_2 ; 7 – Dàn bay hơi ; 8 – Tủ cách nhiệt ; 9 – Hồi nhiệt dòng hơi ; 10 – Dàn hấp thụ ; 11 – Bình chứa dung dịch ; 12 – Hồi nhiệt dung dịch lỏng.



Hình 11.19 : Hình dạng bên ngoài máy lạnh hấp thụ khuếch tán (Mỹ)

a – Bình sinh hơi và bơm xiphông đã cách nhiệt ;
b – Bình chứa hydrô ;
c – Dàn ngưng (nằm sau miếng gỗ) ;
d – Dàn bay hơi ;
e – Dàn hấp thụ ;
f – Bình chứa.

Hình 11.18 và 11.19 mô tả sơ đồ nguyên lý và hình dạng bên ngoài máy lạnh hấp thụ khuếch tán. Trong máy lạnh hấp thụ khuếch tán có ba vòng tuần hoàn.

1. Vòng tuần hoàn thứ nhất là của môi chất lạnh amôniăc. Môi chất lạnh từ bình sinh hơi vào dàn ngưng, ngưng tụ rồi chảy vào dàn bay hơi hay còn gọi là dàn khuếch tán. Hơi NH_3 sẽ khuếch tán vào khí H_2 từ áp suất riêng phần bằng không lên đến áp suất tương ứng với nhiệt độ buồng lạnh sau đó theo khí H_2 lắng dần về dàn hấp thụ vì hỗn hợp $NH_3 + H_2$ nặng hơn. Sau khi được hấp thụ NH_3 dung dịch trở thành đậm đặc và được bơm xiphông bơm trở lại bình sinh hơi.

2. Vòng tuần hoàn thứ 2 là của dung dịch. Vòng tuần hoàn này cũng giống như ở máy lạnh hấp thụ bình thường. Dung dịch đậm đặc được bơm xiphông bơm từ dàn hấp thụ vào bình sinh hơi. Dung dịch sau khi sinh hơi amôniăc, trở thành dung dịch loãng. Do chênh lệch cột lỏng dung dịch loãng tự chảy về dàn hấp thụ.

3. Vòng tuần hoàn thứ ba là của hydrô. Khí hydrô trong dàn khuếch tán theo hơi NH_3 lắng về dàn hấp thụ. Hơi NH_3 được dung dịch hấp thụ dần. Hỗn hợp càng ít hơi NH_3 càng nhẹ. Dòng hỗn hợp chuyển động dần lên đỉnh dàn hấp thụ. Khi hết hơi NH_3, hydrô chuyển động trở lại dàn bay hơi. Bình chứa hydrô dùng để cân bằng áp suất khi nhiệt độ bên ngoài thay đổi.

Trong máy lạnh hấp thụ khuếch tán có bố trí hai thiết bị hồi nhiệt, một giữa NH_3, H_2 vào và ra khỏi dàn bay hơi, một cho dung dịch loãng và dung dịch đậm đặc vào và ra khỏi bình sinh hơi. Bơm xiphông làm việc theo nguyên tắc thay đổi tỷ trọng. Dung dịch được đốt nóng sinh ra những bọt hơi nhỏ, bọt hơi có tác dụng kéo theo cả lỏng chảy vào bình sinh hơi.

Trong thực tế người ta không thể đạt được các vòng tuần hoàn lý tưởng như đã nêu. Thí dụ ở dàn ngưng lý thuyết là không có hydrô nhưng thực tế là vẫn có lẫn một ít hydrô, hoặc khi ra khỏi dàn hấp thụ hơi đó là hơi hydrô tinh khiết nhưng thực chất vẫn có lẫn hơi amôniăc và nước, tuy nhiên có thể bỏ qua khi tính toán.

Thí dụ : Tổng áp suất thiết bị là 1,6MPa nếu ta chọn nhiệt độ ngưng tụ là 40°C và yêu cầu nhiệt độ ở cuối dàn bay hơi là $t_o = 0°C$ thì áp suất riêng của hơi NH_3 ở đó phải là 0,45MPa. Áp suất này có thể tra theo đồ thị h – ξ. Với áp suất $P_{NH_3} = 0,45MPa$ và nhiệt độ t_k ta có thể xác định được ξ_r của dung dịch là 0,46kg NH_3/kg dung dịch. Nếu chọn $t_H = 150°C$ kết hợp với $p_k = 1,6MPa$ ta xác định được $\xi_a = 0,18kg/kg$. Dung dịch loãng từ bình sinh hơi chảy tự do về bình hấp thụ với $\xi_a = 0,18kg/kg$. Ở trạng thái cân bằng với pha lỏng, pha hơi sẽ có nồng độ $\xi_a = 0,9$ (tra theo đồ thị h – ξ). Và nếu hơi NH_3 trong bình hấp thụ bị hấp thụ đến áp suất riêng 0,1MPa (đó là đường sôi đi qua giao điểm của ξ_a và t_k) thì áp suất riêng của nước sẽ là $P_{H_2O} = 0,01MPa$. Như vậy dòng hơi đi khỏi dàn hấp thụ bao gồm khoảng 93% H_2, 6% NH_3 và 1% H_2O theo tỷ lệ thể tích. Bảng 11.1 cho ta thấy rõ thành phần áp suất của từng vị trí trên hình 11.20.

Bảng 11.1 : THÀNH PHẦN ÁP SUẤT Ở TỪNG VỊ TRÍ CỦA MÁY LẠNH HẤP THỤ KHUẾCH TÁN

Vị trí	PNH_3, MPa	PH_2, MPa	PH_2O, MPa	ΣP
a) Đầu dàn ngưng	1,6	0	0	1,6
b) Cuối dàn ngưng đầu dàn bốc hơi	1,6	0	0	1,6
c) Cuối dàn bốc hơi	0,45	1,14	0,01	1,6
d) Đỉnh dàn hấp thụ	0,09	1,5	0,01	1,6

Phương trình cân bằng nhiệt của máy lạnh hấp thụ khuếch tán là :

$$q_H + q_o + q_B = q_k + q_A + q_D \qquad (11.26)$$

Trong đó : q_H Nhiệt lượng gia nhiệt riêng ;

q_o – Năng suất lạnh riêng ;

q_B – Nhiệt lượng riêng cấp cho bơm xiphông ;

q_k – Nhiệt ngưng tụ riêng ;

q_A – Nhiệt hấp thụ riêng ;

q_D – Nhiệt lượng riêng ngưng tụ hồi lưu.

Tuy rằng cấp nhiệt cho bơm xiphông, một phần hơi amôniác đã được hình thành nhưng khi so sánh với máy không có bơm xiphông thì tổng nhiệt này vẫn lớn hơn là công suất đốt nóng cho máy hấp thụ bình thường.

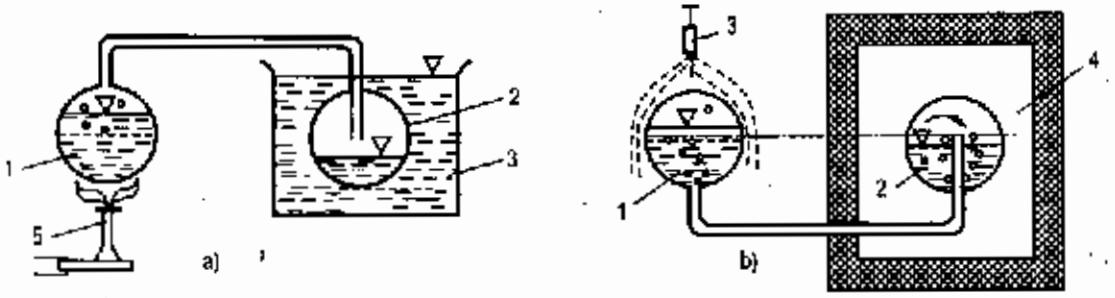
Hình 11.19 mô tả một máy lạnh hấp thụ khuếch tán thực tế. Các thiết bị hồi nhiệt được kết cấu theo dạng ống lồng. Ngoài ra thiết bị còn có một ống cân bằng nối từ cuối dàn ngưng về bình chứa hấp thụ để đưa khí không ngưng từ dàn ngưng về dàn hấp thụ. Hệ số nhiệt ζ của máy lạnh hấp thụ khuếch tán đạt khoảng 0,3 khi làm mát bằng không khí và bằng 0,4 khi làm mát bằng nước, chỉ bằng khoảng 1/10 hệ số lạnh của tủ lạnh nén hơi.

11.7. MÁY LẠNH HẤP THỤ CHU KỲ

Máy lạnh hấp thụ chu kỳ là loại máy lạnh đơn giản làm việc gián đoạn. Do nhược điểm là hệ số nhiệt nhỏ, khó tự động hoá, máy lạnh HT chu kỳ hầu như không được ứng dụng ngoài mục đích kết hợp với năng lượng mặt trời hoặc nhiệt thải công nghiệp.

Hình 11.20 mô tả thiết bị lạnh chu kỳ của Carré (Pháp) chế tạo vào giữa thế kỷ 19 dùng cặp môi chất amôniác và nước. Thiết bị gồm 2 bình chứa nối thông với nhau bằng 1 đường ống như hình vẽ. Bình 1 chứa dung dịch đậm đặc, làm nhiệm vụ của bình sinh hơi và hấp thụ còn bình 2 là ngưng tụ và bay hơi. Ở chu kỳ đốt nóng, bình 1 (sinh hơi)

được gia nhiệt bằng đèn còn bình 2 (ngưng tụ) được làm mát bằng nước. Hơi amôniác sinh ra ở bình 1 được ngưng tụ lại ở bình 2. Trong hệ thống có áp suất ngưng tụ. Đến chu kỳ làm lạnh, toàn bộ thiết bị được quay ngược lại. Bình 1 làm mát bằng nước và trở thành bình hấp thụ, bình 2 trở thành bình bay hơi và đặt vào buồng cần làm mát để thu nhiệt của môi trường hay chất tải lạnh. Nhờ có ống nối bố trí sâu xuống giữa bình nên khi lật ngược lại amôniác lỏng không thoát về bình hấp thụ được mà chỉ có hơi amôniác thoát về. Do cách bố trí đầu ống phía bình 1 nên hơi dễ dàng đi vào bình ngưng tụ ở chu kỳ đốt nóng và lại sục qua dung dịch ở chu kỳ làm lạnh, làm tăng tốc độ hấp thụ lên rất nhiều.



Hình 11.20 : Nguyên tắc làm việc của máy lạnh chu kỳ (Carré).

a) Chu kỳ đốt nóng ; 1 – Sinh hơi ; 2 – Ngưng tụ ; 3 – Nước làm mát ; 5 – Đèn cồn.

b) Chu kỳ làm lạnh : 1 – Hấp thụ ; 2 – Bay hơi ; 3 – Nước làm mát ; 4 – Buồng lạnh.

Cũng chính do hai chức năng ở chu kỳ đốt nóng và làm lạnh nên bình 1 còn được gọi là bình hấp thụ – sinh hơi, bình 2 là bình bay hơi – ngưng tụ.

Máy lạnh hấp thụ chu kỳ dùng chất hấp thụ lỏng có một số nhược điểm cơ bản là :

– Khó tự động hoá chu trình do đặc điểm vận hành,

– Nước bị tích tụ ở dàn bay hơi sau nhiều chu kỳ làm việc,

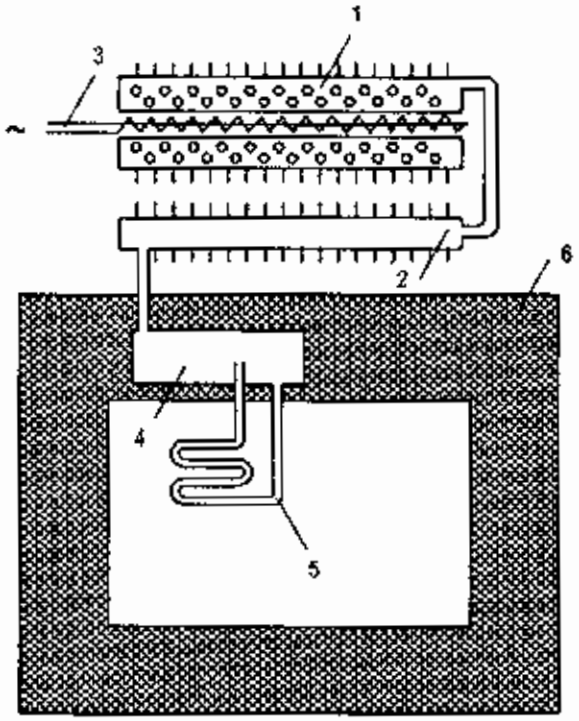
– Có nguy cơ gây nổ nếu quên chuyển chu kỳ đốt nóng sang chu kỳ làm lạnh,

– Khó bố trí đường hơi sục vào dung dịch ở chu kỳ làm lạnh. Ở trên người ta phải lật toàn bộ thiết bị.

Ngày nay có nhiều loại máy lạnh hấp thụ chu kỳ giải quyết được các tồn tại như nguy cơ gây nổ, phương pháp bố trí đường hơi về, sự tích tụ nước trong dàn bay hơi và vấn đề tự động hoá.

Thí dụ : Sử dụng các chất hấp thụ rắn có thể loại trừ được khá nhiều các nhược điểm đã nêu trên.

Hình 11.21 giới thiệu máy lạnh chu kỳ đơn giản của Normelli (Thuỵ Điển) do hãng Simens chế tạo.



Hình 11.21 : Nguyên tắc tủ lạnh Protos của Normelli

1 – Bình sinh hơi – hấp thụ ; 4 – Bình chứa ;

2 – Dàn ngưng ; 5 – Dàn bay hơi ;

3 – Dây điện trở ; 6 – Vỏ cách nhiệt tủ lạnh.

Máy lạnh này sử dụng cặp môi chất $NH_3/CaCl_2$ nên loại trừ được nguy cơ gây nổ khi kéo dài chu kỳ đốt nóng quá mức cũng như sự tích tụ dung dịch ở dàn bay hơi...Dây đốt điện đặt ở giữa bình sinh hơi – hấp thụ có nhiệm vụ gia nhiệt cho liên kết hoá học $CaCl_2$ (2....8) NH_3 để sinh hơi amôniăc. Hơi amôniăc sinh ra đi vào dàn ngưng tụ không khí, ngưng tụ lại và được chứa vào bình chứa. Đến chu kỳ làm lạnh, ngắt mạch điện cấp cho bình sinh hơi – hấp thụ. Nhiệt hấp thụ cũng được thải ra cho không khí làm mát bằng cách toả nhiệt. Ở đây có thể nhận ra ngay nhược điểm về mặt năng lượng của máy lạnh là : Nhiệt cấp cho bình sinh hơi trong chu kỳ đốt nóng sẽ bị tổn thất ra môi trường qua cánh tản nhiệt, hơi lạnh sôi trong dàn bay hơi cũng bị cánh tản nhiệt dàn ngưng làm nóng lên trước khi đi vào bình hấp thụ. Nhưng phải chấp nhận những nhược điểm đó để máy lạnh có kết cấu đơn giản như hình vẽ.

11.8. MỘT SỐ LOẠI MÁY LẠNH HẤP THỤ KHÁC

Trong máy lạnh hấp thụ liên tục, bơm là chi tiết chuyển động duy nhất. Bơm cần cơ năng hoặc điện năng để hoạt động. Điều đó nhiều khi gây khó khăn phức tạp cho việc vận hành. Người ta đã tìm nhiều biện pháp để chế tạo một máy lạnh hấp thụ không có bơm. Trong máy lạnh hấp thụ khuếch tán nhờ có bơm xiphông và khí trơ cân bằng người ta đã tạo ra được máy lạnh hấp thụ không có chi tiết chuyển động.

Một máy lạnh hấp thụ không có chi tiết chuyển động khác được ứng dụng khá phổ biến là của Altenkirch (Đức) dùng cột lỏng để cân bằng áp suất ngưng tụ và bay hơi. Hãng SERVEL của Mỹ đã chế tạo những máy lạnh hấp thụ kiểu này với cặp môi chất $H_2O/LiBr$.

Một phương pháp khác là tận dụng năng lượng dãn nở của dung dịch loãng phải tiết lưu trở lại bình hấp thụ để bơm dung dịch đậm đặc từ bình hấp thụ lên bình sinh hơi kiểu tuabin. Nhưng đây là vấn đề nan giải vì năng lượng dãn nở thường không đủ để cấp cho bơm; bởi vậy vẫn cần năng lượng bổ sung.

Cũng có thể ghép hai máy lạnh chu kỳ để được một máy lạnh liên tục hoặc dùng bình cao vị trung gian để chuyển dung dịch đậm đặc từ bình hấp thụ có áp suất thấp đến bình sinh hơi có áp suất cao mà ở đây không đề cập đến.

Chương 12

MÁY LẠNH ÊJECTƠ

12.1. KHÁI NIỆM

Máy lạnh êjectơ cũng hoạt động theo nguyên lý của chu trình ngược, nhưng trong trường hợp này, quá trình nén hơi môi chất lạnh được thực hiện nhờ êjectơ. Về nguyên lý máy lạnh loại này có thể dùng bất cứ loại môi chất nào, nhưng hiện nay người ta thường dùng nước làm môi chất lạnh.

Việc dùng nước làm môi chất lạnh có những ưu điểm đáng kể do giá thành hạ, không độc hại và gây cháy nổ mà nhiệt hoá hơi lại lớn (ở 0°C nhiệt hoá hơi r = 2500 kJ/kg). Tuy nhiên với môi chất lạnh là nước lại cần phải duy trì áp suất làm việc rất thấp và thể tích lớn (ở 0°C, áp suất hoá hơi 0,00608 bar, thể tích riêng của hơi là 1211 m^3/kg). Cũng chính vì vậy mà nước không được dùng làm môi chất lạnh trong các máy lạnh có máy nén hơi. Trong trường hợp máy lạnh êjectơ, việc dùng nước làm môi chất lạnh cho phép sử dụng hơi nước làm chất công tác sơ cấp cho êjectơ. Điều này đặc biệt có ý nghĩa khi hơi nước được cung cấp từ cửa trích của tuabin ở các trung tâm nhiệt điện vì nó có thể tạo nên những lợi thế đáng kể theo quan điểm năng lượng và kinh tế.

Nhược điểm của loại máy lạnh này là hiệu quả năng lượng của nó nói chung thấp do có tổn thất năng lượng khá lớn trong êjectơ, đồng thời lại phải duy trì độ chân không cao trong thiết bị bay hơi và thiết bị ngưng tụ.

Máy lạnh êjectơ được sử dụng thích hợp để điều hoà không khí vì không cần nhiệt độ làm lạnh thấp, ở những nơi có nguồn năng lượng thứ cấp lớn như các xí nghiệp công nghiệp nhẹ và thực phẩm, trên tàu thuỷ, ... Việc dùng máy lạnh êjectơ để điều hoà không khí trên các tàu thuỷ rất có triển vọng vì ở đó, khi các thiết bị làm việc thải ra một nguồn nhiệt thứ cấp khá lớn từ khí thải, nước làm mát động cơ. Khả năng dùng hơi nước ở thông số thấp của mạng nhiệt trong thiết bị điều hoà không khí sẽ làm tăng lượng điện năng sinh ra trong máy phát tuabin trích hơi. Vì vậy, sử dụng máy lạnh êjectơ cho hệ thống điều hoà không khí kết hợp với tuabin trích hơi của trung tâm nhiệt khí hoá là lời giải hợp lý. Trong công nghiệp hoá học và thực phẩm, máy lạnh êjectơ dùng để sản xuất nước lạnh, hoặc phục vụ công nghệ đồ hộp rau quả.

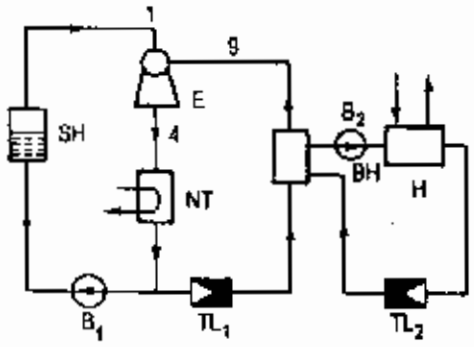
12.2. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC VÀ CHU TRÌNH LÝ THUYẾT CỦA MÁY LẠNH ÊJECTƠ

Giống như trong máy lạnh hấp thụ, trong máy lạnh êjectơ quá trình nén hơi cũng được thực hiện theo nguyên lý "máy nén nhiệt". Như vậy, cũng tồn tại các quá trình của

chu trình thuận và chu trình ngược. Phần chu trình thuận gồm có thiết bị sinh hơi (hoặc hơi thứ cấp), êjectơ, thiết bị ngưng tụ và bơm. Phần chu trình ngược là máy làm lạnh gồm có êjectơ, thiết bị ngưng tụ, thiết bị tiết lưu và thiết bị bay hơi.

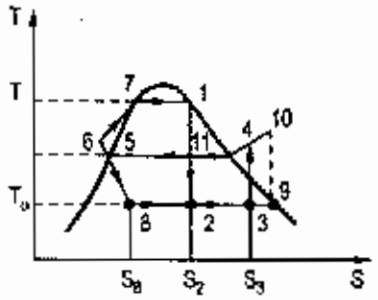
Sơ đồ của thiết bị máy lạnh êjectơ trình bày trên hình 12.1

Hơi từ thiết bị sinh hơi SH được dẫn tới vòi phun của êjectơ E. Trong ống phun, thế năng của hơi được biến thành động năng và tốc độ chuyển động của hơi tăng, cuốn theo hơi lạnh tạo thành từ thiết bị bay hơi BH. Hỗn hợp của hơi làm việc (hơi nóng) và hơi lạnh được đi vào ống tăng áp của êjectơ, ở đây áp suất của hỗn hợp tăng lên do hơi giảm tốc độ. Như vậy, nhờ động năng của dòng hơi làm việc phun vào mà quá trình nén hỗn hợp hơi được thực hiện từ áp suất trong thiết bị bay hơi p_o đến áp suất trong thiết bị ngưng tụ p_k. Trong thiết bị ngưng tụ NT, nhiệt ngưng tụ p_k được thải cho nước làm mát, nước ngưng chia thành 2 dòng : dòng hơi làm việc được bơm B1 bơm vào thiết bị sinh hơi SH, phần còn lại đi qua van tiết lưu TL1 vào thiết bị bay hơi BH. Do có sự bay hơi một phần nước trong thiết bị bay hơi nhờ độ chân không cao mà xảy ra quá trình làm lạnh. Nhiệt độ sôi của nước ở đây phụ thuộc vào áp lực trong thiết bị bay hơi. Ở áp lực khí quyển, 1kg nước bay hơi thu 2257kJ, muốn nước sôi, thí dụ, ở 7°C phải tạo ra áp lực ở thiết bị bay hơi khoảng 1 kPa và 1kg nước bay hơi sẽ thu vào 2480kJ. Hơi tạo thành từ thiết bị bay hơi được êjectơ hút liên tục, do vậy mà trong thiết bị bay hơi luôn luôn duy trì một áp suất không đổi và quá trình bay hơi xảy ra liên tục. Nước lạnh, được gọi là "nước làm việc" được tuần hoàn giữa thiết bị bay hơi BH và hộ dùng lạnh H nhờ bơm tuần hoàn B_2, nước nhiệt độ cao được quay trở lại qua van giảm áp TL2 và phun vào thiết bị bay hơi.

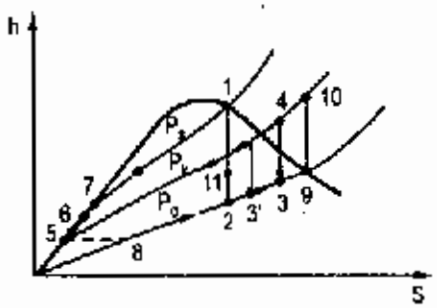


Hình 12.1 : Sơ đồ nguyên lý máy lạnh êjectơ.

Chu trình lý thuyết của máy lạnh êjectơ được trình bày trên đồ thị T– s và h– s hình 12.2 và 12.3.



Hình 12.2 : Chu trình lý thuyết máy lạnh êjectơ trên đồ thị T–s.



Hình 12.3 : Chu trình lý thuyết máy lạnh êjectơ trên đồ thị h–s.

Hơi sơ cấp được sinh ra trong thiết bị sinh hơi dãn nở đoạn nhiệt trong ống tăng tốc của êjectơ đến áp suất p_o trong thiết bị bay hơi (quá trình 1 – 2). Trong buồng hỗn hợp của êjectơ, hơi sơ cấp (2) hỗn hợp với hơi sinh ra trong thiết bị bay hơi (9). Hỗn hợp (3) được nén đoạn nhiệt trong ống khuếch tán của êjectơ (3 – 4) đến áp suất ngưng tụ p_k và tiếp tục quá trình ngưng tụ (4 – 5) . Nước ngưng tạo thành một phần được nén theo quá trình (5 – 6) và đi vào bình sinh hơi, ở đó nó được làm nóng tới nhiệt độ bão hoà (6 – 7) rồi tiếp tục quá trình sinh hơi (7 – 1). Phần nước ngưng còn lại được tiết lưu (5 – 8) đến áp suất p_o và tiếp tục quá trình bay hơi (8 – 9). Có thể xem quá trình làm việc như vậy gồm 2 chu trình xảy ra đồng thời theo 2 chiều ngược nhau : chu trình thuận 1–11–5–6–7–1 và chu trình ngược 9–10–5–8–9.

12.3. TÍNH TOÁN NHIỆT THIẾT BỊ LẠNH ÊJECTƠ

Nhiệm vụ tính toán thường bao gồm những phép tính sau :

– Xác định lượng hơi lạnh bị cuốn khỏi thiết bị bay hơi m_o kg/s ;

– Xác định lưu lượng khối lượng hơi sơ cấp m_s, kg/s ;

– Xác định năng suất nhiệt của thiết bị ngưng tụ Q_k, kW ;

– Xác định năng suất nhiệt của thiết bị sinh hơi Q_s, kW ;

– Hiệu quả của thiết bị.

Các số liệu cần thiết để thực hiện các tính toán nhiệt là : Năng suất lạnh Q_o, nhiệt độ bay hơi t_o và ngưng tụ t_k, các thông số của hơi sơ cấp : t_s, p_s và x_s (độ khô của hơi).

Khi biết các thông số đã cho, có thể xây dựng chu trình lý thuyết của thiết bị trên đồ thị T– s, h– s, trừ việc xác định vị trí các điểm 3, 4.

Trước hết, cần xác định suất tiêu hao hơi sơ cấp.

$$g_i = \frac{m_s}{m_o} \qquad (12.1)$$

Đại lượng nghịch đảo của suất tiêu hao hơi sơ cấp chính là hệ số phun :

$$U_i = \frac{1}{g_i} = \frac{m_o}{m_s} \qquad (12.2)$$

Để xác định giá trị g_i, chúng ta viết phương trình cân bằng nhiệt của êjectơ đối với 1 kg hơi được hút từ thiết bị bay hơi :

$$g_i(h_1 - h_2) = (1 + g_i)(h_4 - h_3) \qquad (12.3)$$

trong đó h_1, h_2, h_3, h_4 là các giá trị entanpy của hơi tại các trạng thái 1, 2, 3, 4, kJ/kg.

Nếu thay quá trình nén trong ống khuếch tán của êjectơ (3 – 4) bởi hai quá trình riêng rẽ cho hơi sơ cấp và hơi lạnh bị cuốn theo thì có thể viết :

$$(1 + g_i)(h_4 - h_3) = g_i(h_{11} - h_2) + h_{10} - h_9 \qquad (12.4)$$

Từ đây ta có :

$$g_i = \frac{h_{10} - h_9}{h_1 - h_{11}} \qquad (12.5)$$

– Lưu lượng khối lượng của hơi lạnh có thể xác định từ quan hệ :

$$m_o = \frac{Q_o}{q_o}, \qquad \text{kg/s} \qquad (12.6)$$

Ở đây, q_o là năng suất lạnh riêng :

$$q_o = h_9 - h_8, \qquad \text{kJ/kg} \qquad (12.7)$$

Ta có lưu lượng khối lượng của hơi sơ cấp :

$$m_s = g_i \cdot m_o \qquad \text{kg/s} \qquad (12.8)$$

– Công suất nhiệt của thiết bị ngưng tụ :

$$Q_k = (m_s + m_o)(h_4 - h_5), \qquad \text{kW} \qquad (12.9)$$

– Bỏ qua ảnh hưởng của quá trình bơm, năng suất nhiệt của thiết bị sinh hơi có thể xác định nhờ quan hệ :

$$Q_s = m_s(h_1 - h_5), \qquad \text{kW} \qquad (12.10)$$

– Hiệu quả của chu trình :

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{Q_s} \qquad (12.11)$$

Hệ số lạnh của chu trình ngược :

$$\varepsilon_o = \frac{q_o}{l_o} = \frac{h_9 - h_8}{h_{10} - h_9} \qquad (12.12)$$

Hiệu quả làm việc của chu trình thuận được đánh giá bằng hiệu suất η_t :

$$\eta_t = \frac{l}{q_s} = \frac{(h_1 - h_{11}) - (h_6 - h_5)}{h_1 - h_6} \qquad (12.13)$$

l_o và l được gọi là công của chu trình ngược và chu trình thuận.

12.4. ĐẶC ĐIỂM CỦA CHU TRÌNH THỰC TRONG MÁY LẠNH ÊJECTƠ

Chu trình thực của thiết bị lạnh êjectơ khác với chu trình lý thuyết do sự không hoàn hảo của các quá trình khí động và của cấu tạo êjectơ. Vì những nguyên nhân này

mà có tổn thất trong ống tăng tốc, trong buồng hỗn hợp và trong ống tăng áp. Những tổn thất này đòi hỏi phải tăng lưu lượng hơi sơ cấp.

Một sự khác biệt nữa của chu trình thực xuất hiện do sự trao đổi nhiệt trong các thiết bị bay hơi và ngưng tụ xảy ra ở độ chênh nhiệt độ xác định. Khi dùng thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp, tổn thất này sẽ giảm đi nhiều.

Để đặc trưng cho hiệu suất của ống tăng tốc η_a và của ống khuếch tán η_d ta thường dùng độ hoàn thiện của êjectơ $\lambda = \eta_a\eta_d$; trong tính toán, thường lấy trị số $\lambda = 0,7$.

Hệ số phun thực tế có thể xác định bằng quan hệ :

$$U_{tt} = \sqrt{\lambda \frac{\Delta h_c}{\Delta h_c} - 1} \qquad (12.14)$$

Ở đây : Δh_c là độ chênh entanpy trong quá trình dãn nở : $\Delta h_c = h_1 - h_2$

Δh_c là độ chênh entanpy trong quá trình nén $h_c = h_{10} - h_9$.

Tỷ số giữa hệ số phun thực và hệ số phun lý thuyết có tên gọi là số chất lượng.

$$\eta_g = \frac{U_{tt}}{U_1} = \frac{g_{tt}}{g_1} \qquad (12.15)$$

Trong số chất lượng của êjectơ không chứa tổn thất năng lượng của buồng hỗn hợp, tổn thất này được đặc trưng bởi hiệu quả của buồng hỗn hợp η_h.

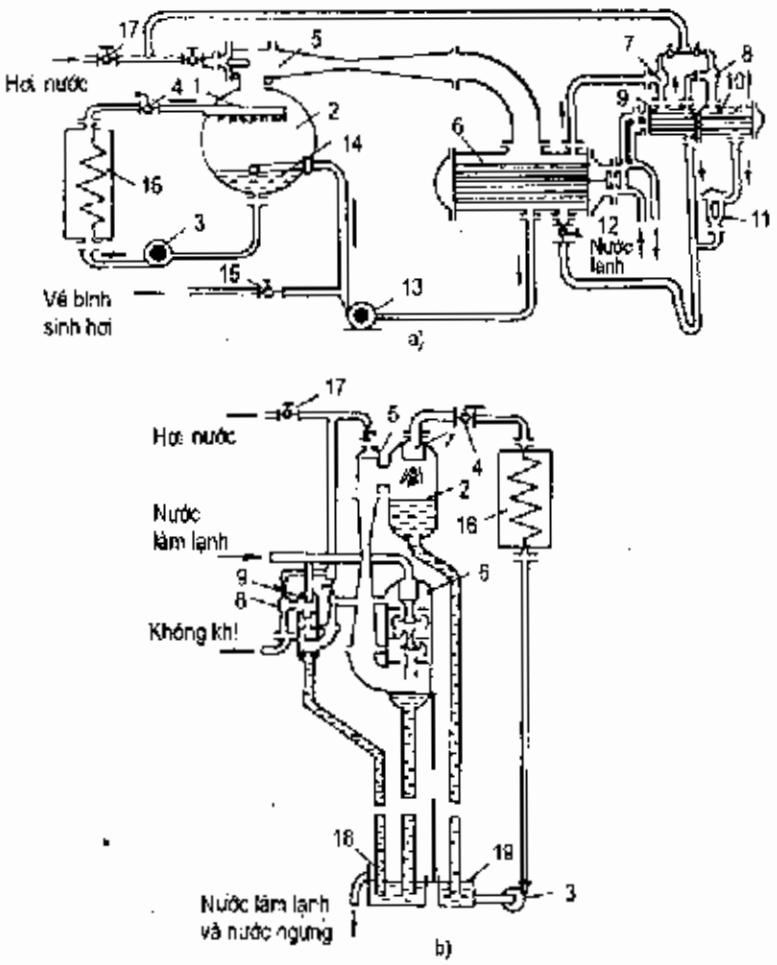
12.5. QUÁ TRÌNH LÀM VIỆC VÀ KẾT CẤU CỦA MÁY LẠNH ÊJECTƠ

Thiết bị lạnh êjectơ thường được chế tạo theo hai loại chính :

Máy lạnh có thiết bị ngưng tụ kiểu bề mặt và máy lạnh có thiết bị ngưng tụ kiểu hỗn hợp.

Máy lạnh êjectơ có bình ngưng tụ kiểu thiết bị trao đổi nhiệt bề mặt được trình bày trên hình 12.4a. Trong thiết bị loại này có ba vòng tuần hoàn : Vòng tuần hoàn của hơi sơ cấp, vòng tuần hoàn của môi chất lạnh và vòng tuần hoàn của chất tải lạnh.

Vòng tuần hoàn thứ nhất gồm thiết bị sinh hơi, van tiết lưu 17, êjectơ chính 5, bình ngưng 6 và bơm tuần hoàn 13. Hơi sinh ra trong thiết bị sinh hơi đi qua van tiết lưu vào phần ống tăng tốc của êjectơ chính, ở đây thế năng của nó được biến thành động năng, tốc độ phun tăng lên nhiều và cuốn theo hơi từ thiết bị bay hơi 2. Hỗn hợp tạo thành trong buồng hỗn hợp lại được tăng áp suất trong phần ống khuếch tán của êjectơ và sau đó ngưng lại trong bình ngưng 6. Nước ngưng được bơm 13 bơm một phần vào thiết bị sinh hơi, một phần đi về thiết bị bay hơi 2.



Hình 12.4 : Sơ đồ thiết bị lạnh êjectơ hơi.

a) Thiết bị có bình ngưng tụ kiểu bề mặt (trong chu trình kín)

b) Thiết bị có bình ngưng kiểu hỗn hợp (trong chu trình hở)

1 – Thiết bị phun ;	2 – Thiết bị bay hơi ;	3 – Bơm ;
4 – Van tiết lưu ;	5 – Êjectơ chính ;	6 – Bình ngưng chính ;
7 – Êjectơ phụ, tầng I ;	8 – Êjectơ phụ, tầng II ;	9 – Bình ngưng tầng I ;
10 – Bình ngưng tầng II ;	11 – Van phao ;	12 – Van cân bằng ;
13 – Bơm ;	14 – Van tiết lưu ;	15 – Van ;
16 – Hộ dùng lạnh ;	17 – Van điều chỉnh ;	18 – Bể nước ngưng và nước làm mát ;
19 – Bể chứa nước tuần hoàn của bình ngưng.		

Vòng tuần hoàn của môi chất lạnh gồm bình bay hơi 2, êjectơ chính 5, bình ngưng 6, bơm 13 và van tiết lưu 14, còn vòng tuần hoàn của chất tải lạnh gồm hộ tiêu thụ lạnh 16, van tiết lưu 4, thiết bị phun 1, thiết bị bay hơi 2 và bơm 3. Nước được dùng làm môi chất lạnh đồng thời là chất tải lạnh ở hộ tiêu thụ lạnh.

Từ hộ dùng lạnh 16, nước đi qua van 4 và được tiết lưu đến áp suất bay hơi vào thiết bị phun hơi và từ đây phun vào thiết bị bay hơi 2. Nhiệt độ nước phun vào lớn hơn nhiệt

độ bão hoà tương ứng với áp suất của thiết bị bay hơi và do đó, một phần (0,3 đến 1%) được hoá hơi thu nhiệt từ nước, nhờ vậy nước được làm lạnh đến nhiệt độ bão hoà. Hơi được cuốn theo trong êjectơ và từ đây đi vào bình ngưng rồi qua bơm 13 và van tiết lưu 14, kết thúc chu trình của môi chất lạnh. Nước lạnh từ thiết bị bay hơi được bơm lại vào hệ dùng lạnh. Do vậy tất cả các vòng tuần hoàn được khép kín, máy lạnh êjectơ có bình ngưng kiểu bề mặt còn có tên gọi là thiết bị tuần hoàn kín.

Để tạo chân không trong bình ngưng chính cần phải tách không khí ra khỏi hơi nước, công việc này được thực hiện nhờ 1 êjectơ phụ 2 tầng hoạt động hoàn toàn bằng hơi sơ cấp. Hỗn hợp khí – hơi hút ra được ngưng tụ trong bình ngưng phụ 9 và 10 nên không khí được tách ra và bị xả bỏ. Để tránh dò hơi và làm đồng đều áp suất trong bình ngưng, người ta đặt van phao 11 và van cân bằng 12.

Thiết bị lạnh kiểu êjectơ hơi có bình ngưng kiểu hỗn hợp (trình bày trên hình 12.4b) cũng có nguyên lý hoạt động tương tự. Hơi nước được ngưng tụ nhờ tiếp xúc với nước lạnh và hỗn hợp được chứa vào bể 18 và 19. Trong trường hợp này hơi sơ cấp và môi chất lạnh thực hiện vòng tuần hoàn hở, do vậy thiết bị này còn có tên gọi là thiết bị lạnh êjectơ hơi có vòng tuần hoàn hở. Vòng tuần hoàn của chất tải lạnh cần được bổ sung nước liên tục do tổn thất qua hoá hơi.

Thiết bị lạnh có vòng tuần hoàn kín có ưu điểm là có thể thu hồi được nước ngưng, kích thước nhỏ hơn và có khả năng lắp đặt gần hộ tiêu thụ. Nhược điểm của thiết bị này là giá thành cao hơn và cần có thêm một số thiết bị phụ (bơm, thiết bị điều chỉnh mức và áp suất, van).

Thiết bị có vòng tuần hoàn hở nói chung tiêu thụ ít hơi sơ cấp và rẻ tiền hơn, tuy nhiên nó không cho phép thu hồi nước ngưng, đó là nhược điểm quan trọng, đặc biệt khi sử dụng hơi nóng từ trung tâm nhiệt điện.

12.6. CÁC PHẦN TỬ CƠ BẢN CỦA HỆ THỐNG LẠNH ÊJECTƠ

So với hệ thống lạnh có máy nén cơ, trong hệ thống lạnh sử dụng êjectơ, ngoài ejectơ hoạt động khác máy nén, các thiết bị hoá hơi và ngưng tụ cũng có những đặc điểm riêng biệt.

12.6.1. Êjectơ

1) *Ống phun hơi* (ống tăng tốc) :

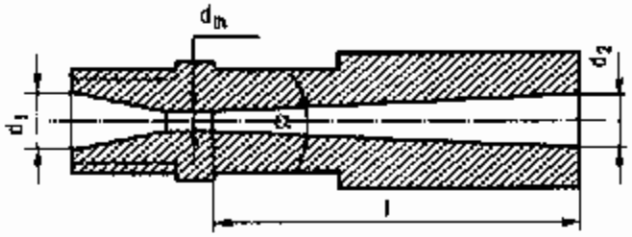
Các kích thước cơ bản cần phải xác định là diện tích tiết diện vào của ống phun f_1, diện tích tiết diện tới hạn f_{th} và diện tích tiết diện ra f_2 (h.12.5) vị trí đặt ống phun được trình bày trên hình 12.6.

– Diện tích tiết diện vào của ống phun được xác định phụ thuộc vào tốc độ trong ống dẫn hơi vào ω_1, m/s :

$$f_1 = \frac{(m_s . v_1)}{\omega_1}, \quad m^2 \qquad (12.16)$$

m_s – lưu lượng hơi sơ cấp (hơi nóng) xác định theo quan hệ (12.8) phụ thuộc vào lưu lượng hơi lạnh m_0, kg/s đi qua trên một lỗ phun.

v_1 – Thể tích riêng của hơi sơ cấp trước ống phun, m^3/kg.



Hình 12.5 : Ống phun hơi.

Tốc độ ω_1 đối với hơi bão hoà là 35 đến 40m/s, trong các ống dẫn có van giảm áp là 70 đến 80m/s, còn đối với hơi quá nhiệt là 40 đến 45m/s.

– Diện tích tiết diện tới hạn của ống phun có thể xác định theo công thức :

$$f_{th} = \frac{m_s}{b\sqrt{p_1 / v_1}}, \qquad m^2 \qquad (12.17)$$

Ở đây b - Hệ số phụ thuộc vào tính chất của hơi.

$$b = \sqrt{K\left(\frac{2}{K+1}\right)^{(K+1)/(K-1)}}$$

K – Số mũ đoạn nhiệt của hơi sơ cấp. Đối với hơi bão hoà lấy K = 1,13, với hơi quá nhiệt K = 1,3 tương ứng b = 0,635 và 0,665.

p_1 – Áp suất của hơi trước ống phun, Pa.

– Diện tích tiết diện ra của ống phun :

$$f_2 = \frac{m_s v_2}{\omega_1}, \quad m^2 \qquad (12.18)$$

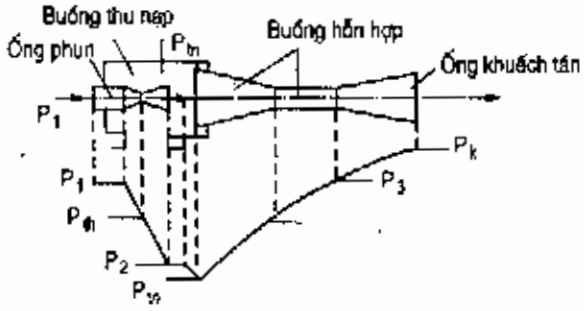
v_2 - Thể tích riêng của hơi cuối quá trình giãn nở, m^3/kg.

– Chiều dài phần ống tăng tốc

$$l = \frac{d_{li} - d_{th}}{2tg(\alpha/2)}, \qquad m \qquad (12.19)$$

Ở đây : d_{1i} – Đường kính tiết diện ra của ống tăng tốc

$$d_{1i} = \sqrt{4f_1 / \pi}, \qquad m \tag{12.20}$$



Hình 12.6 : Sơ đồ cấu tạo êjectơ.

d_{th} – Đường kính tới hạn của ống tăng tốc.

$$d_{th} = \sqrt{4f_{th} / \pi}, \qquad m \tag{12.21}$$

α– Góc côn ống tăng tốc thường từ 6 đến 20°.

Trong nhiều trường hợp, để giảm chiều dài êjectơ, người ta có thể chọn $\alpha = 20°$. Trong các máy lạnh êjectơ công suất lớn người ta thường sử dụng nhiều ống phun, nhờ vậy mà giảm được chiều dài *l* của ống phun và của toàn bộ êjectơ.

2) *Buồng hỗn hợp và ống khuếch tán :*

Diện tích tiết diện của phần hình trụ 2 của buồng hỗn hợp được tính toán đảm bảo cho hỗn hợp đi qua đây với tốc độ lớn, gần với tốc độ tới hạn.

$$f_3 = \frac{m_s + m_o}{b\sqrt{p_k / v_4}}, \qquad m^2 \tag{12.22}$$

Trong đó b = 0,635

p_k và v_4 là áp lực, P_a và thể tích riêng của hơi, m^3/kg sau khi nén trong ống khuếch tán, những thông số này thường lấy bằng trị số thông số hơi trong bình ngưng chính.

Diện tích của phần côn 1 của buồng hỗn hợp xác định từ quan hệ $\beta = f_2 / f_3 = 2$ đến 3, do đó :

$$f_2 = \beta f_3, \qquad m^2 \tag{12.23}$$

Diện tích tiết diện ra của ống tăng áp 3 :

$$f_c = \frac{(m_s + m_o) v_4}{\omega_c}, \qquad m^2 \tag{12.24}$$

ω_c – Tốc độ ra khỏi ống tăng áp lấy bằng 60 đến 80 m/s.

Khi biết các trị số f_3, f_2, f_c có thể xác định đường kính của các tiết diện tương ứng. Chiều dài của ống khuếch tán cũng được xác định như chiều dài của ống phun (công thức12.19). Thường chiều dài của phần hình trụ của buồng hỗn hợp được lấy bằng đường kính của nó.

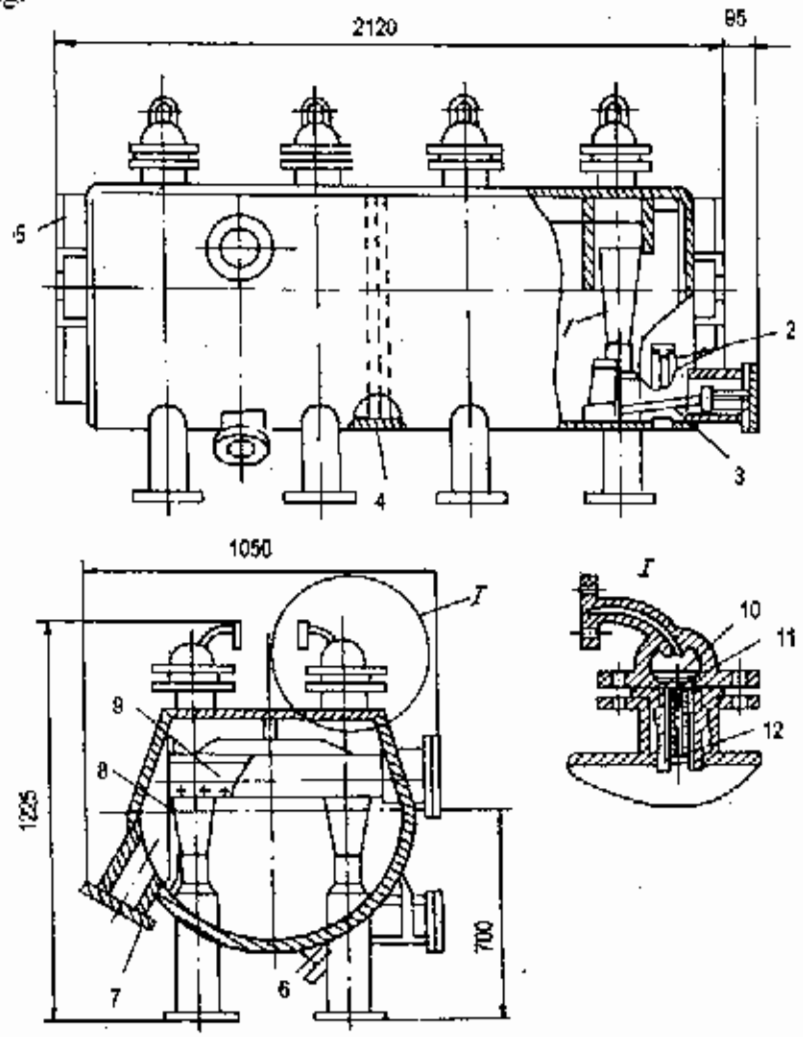
12.6.2. Thiết bị bay hơi

Trong máy lạnh êjectơ hơi nước, chất công tác (nước) đồng thời là môi chất (chất mang nhiệt). Vì vậy, thiết bị bay hơi không cần có bề mặt truyền nhiệt do đó mà không

có tổn thất không thuận nghịch do nhiệt trở của bề mặt truyền nhiệt. Thiết bị bay hơi được thiết kế đảm bảo bề mặt bay hơi của nước làm việc tuần hoàn và không gian hơi đảm bảo cho tốc độ của hơi lạnh ít cuốn theo các giọt nước nhất.

Thiết bị bay hơi được chế tạo nằm ngang hay thẳng đứng, gồm một hoặc nhiều tầng.

Thiết bị bay hơi được chế tạo nhiều tầng nhằm làm giảm lưu lượng hơi làm việc và khi làm lạnh nước đến nhiệt độ lớn hơn 8 đến 10°C. Để tạo nên bề mặt bay hơi cần thiết của nước làm việc người ta thường đặt các lưới phẳng hoặc hình trụ phân chia dòng nước thành nhiều luồng phun (lưới tạo mưa) và tạo nên màng nước mỏng chuyển động. Khi đó cần tạo nên chiều cao làm mưa từ 300 đến 600 mm tuỳ theo cấu tạo của thiết bị bay hơi, số lượng nước làm việc và mức độ phun phân tán nó. Không nên phun nước bằng vòi phun quá mịn để tránh các giọt nước bay theo hơi lạnh. Trên hình 12.7 mô tả thiết bị bay hơi một tầng của máy lạnh êjectơ nhỏ – Thiết bị nằm ngang với êjectơ 1 là loại thường dùng.



Hình 12.7 : Thiết bị bay hơi nằm ngang.

1 – Êjectơ ; 2 – Ống chỉ mức lỏng ; 3 – Van phao điều chỉnh nước ; 4 – Vách ngăn ;
5 – Giá đỡ ; 6, 7 – Ống nước làm việc vào và ra ; 8 – Khoang nước ;
9 – Thiết bị tạo mưa ; 10 – Bao hơi ; 11 – Lưới lọc ; 12 – Lỗ phun.

Lưu lượng hơi lạnh hút từ thiết bị bay hơi :

$$m_o = \frac{Q_o}{xr_o + c(t_o - t_k)}, \quad kg/s \qquad (12.25)$$

Q_o – Năng suất lạnh của thiết bị bay hơi, kW ;

x – Độ khô của hơi lạnh, thường x = 0,95 ;

r_o - Nhiệt ẩn hoá hơi của nước ở nhiệt độ bay hơi, kJ/kg ;

t_o – Nhiệt độ bay hơi, °C ;

t_k – Nhiệt độ của nước ngưng tụ đưa vào bình bay hơi để bù lại phần nước đã bay hơi (nhiệt độ này gần bằng nhiệt độ ngưng tụ).

c – Nhiệt dung riêng của nước, kJ/(kg.K). Lưu lượng thể tích của hơi lạnh :

$$V_o = m_o.v_o, \quad m^3/s \qquad (12.26)$$

v_o Thể tích riêng của hơi lạnh hút vào, m^3/kg

$v_o = x/v_o'' ; v_o''$ – Thể tích riêng của hơi lạnh bão hoà khô ở nhiệt độ t_o.

Lưu lượng thể tích của nước làm việc tuần hoàn qua thiết bị bay hơi.

$$m_w = \frac{Q_o}{c\Delta t_w}, \quad kg/s \qquad (12.27)$$

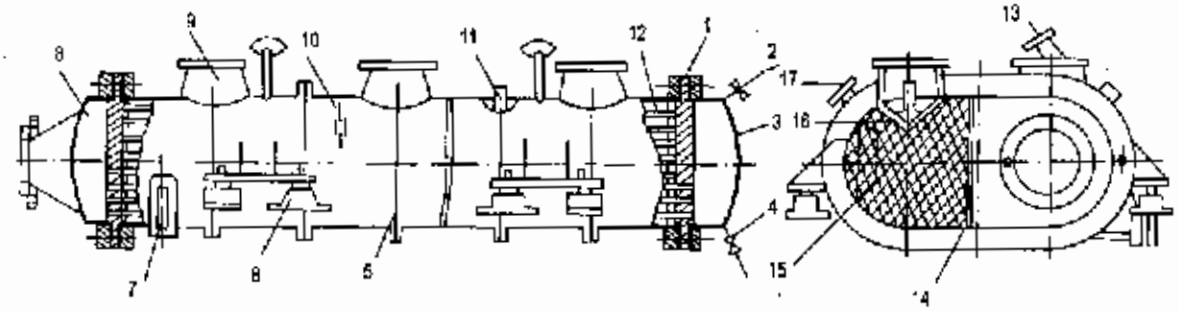
Δt_w Độ chênh nhiệt độ của nước vào và ra khỏi thiết bị bay hơi. Thường lấy $\Delta t_w = 3$ đến 5°C.

Tốc độ hơi trong không gian hơi lấy từ 8 đến 17 m/s. Khi cần chế tạo máy có kích thước nhỏ tốc độ này có thể lấy lớn hơn.

12.6.3. Thiết bị ngưng tụ

Trong các máy lạnh êjectơ, người ta sử dụng 2 kiểu bình ngưng : Kiểu bề mặt và kiểu hỗn hợp làm việc ở áp lực khí quyển.

Thiết bị ngưng tụ kiểu bề mặt là một thiết bị trao đổi nhiệt đặt nằm ngang có tiết diện ôvan gồm có thân, mặt sàng 1 và các ống 12 (h.12.8).



Hình 12.8 : Bình ngưng chính kiểu bề mặt.

1 - Mặt sàng ; 2,4 – Xả khí và xả tràn ; 3,8 – Nắp ; 11,5 – Gân đỡ ; 6 – Bộ giảm chấn ;
7 – Ống chỉ mức lỏng ; 9 - Ống đặt thiết bị bay hơi ; 10 – Ống để thải hỗn hợp khí ;
12 – Ống bình ngưng ; 13, 17 – Ống nước làm việc vào, ra ; 16 – Tấm ngăn ; 14. 15 – Vách ngăn ;
(Khi sử dụng bình ngưng để làm thiết bị trao đổi nhiệt).

Tốc độ nước trong các ống được chọn đảm bảo tránh bào mòn đầu ống. Tốc độ giới hạn đối với nước biển là 1,5m/s, còn đối với nước ngọt là 2,5m/s. Khi nước làm lạnh bẩn nên sử dụng các ống có đường kính lớn. Diện tích bề mặt bình ngưng được xác định sơ bộ theo công thức :

$$F = \frac{Q_k}{k\Delta t_{tb}}, m^2 \qquad (12.28)$$

Q_k – Năng suất nhiệt của bình ngưng, kW ;

$$Q_k = m_s + m_o (h_1 - h_k) \qquad (12.29)$$

h_1 – Entanpy của hơi vào bình ngưng, kJ/kg ;

h_k – Entanpy của nước ngưng ra khỏi bình, kJ/kg ;

$h_k = c_k . t_k$; c_k – Nhiệt dung riêng của nước ngưng ;

c_k = 4,187 kJ/kg.K ; t_k – Nhiệt độ nước ngưng ra khỏi bình,

k – Hệ số truyền nhiệt, $W/m^2.K$;

Δt_{tb} – Độ chênh nhiệt độ trung bình lôgarit xác định theo quan hệ (12.30)

Độ tăng nhiệt độ của nước lạnh trong bình ngưng chính :

$$\Delta t_w = \frac{h_1 - h_k}{m.c_w}$$

B – Bội số làm lạnh, tức là khối lượng nước làm lạnh dùng làm ngưng tụ 1 kg hơi :

$$B = \frac{m_w}{m_s + m_o}$$

Thường đối với bình ngưng kiểu bề mặt B = 80 đến 160 kg nước/kg hơi.

Người ta luôn có xu hướng tạo áp lực ngưng tụ gần với áp lực bão hoà tương ứng với nhiệt độ nước làm lạnh khi ra khỏi bình ngưng t_{w2}.

Độ chênh nhiệt độ $\Delta t = t_k - t_{w2}$ = 3 đến 5°C.

Khi làm lạnh nước trong tháp Δt lấy giá trị nhỏ hơn.

Độ chênh nhiệt độ trung bình lôgarit :

$$\Delta t_{tb} = \frac{\Delta t_w}{ln\left[(t_k - t_{w1})/(t_k - t_{w2})\right]} \qquad (12.30)$$

Δt_{tb} giảm khi bội số tuần hoàn tăng.

Hiệu số áp lực hơi ở lối vào bình ngưng và áp lực trong bộ làm lạnh không khí gọi là trở lực của bình ngưng Δp. Dưới tác dụng của nó sẽ xảy ra sự chuyển động của hơi trong không gian hơi. Trị số trở lực của hơi trong bình ngưng của máy lạnh êjectơ bằng 70 đến 210 Pa (0,5 đến 1,5 mm Hg).

Áp lực tuyệt đối trong bình ngưng gần cửa thoát khí :

$$p'_k = p_k - \Delta p.$$

Độ chênh nhiệt độ trung bình lôgarit của hơi và nước khi đó :

$$\Delta t'_{tb} = \frac{(t'_k - t_{w1}) - (t_k - t_{w2})}{\ln\left[(t'_k - t_{w1})/(t_k - t_{w2})\right]} \qquad (12.31)$$

Hệ số truyền nhiệt thực khi đó có thể xác định theo công thức :

$$K_t = \frac{Q_k}{\Delta t'_{tb}.F}, \quad W/m^2.K \qquad (12.32)$$

t'_k – Nhiệt độ bão hoà tương ứng với áp suất p'_k ;

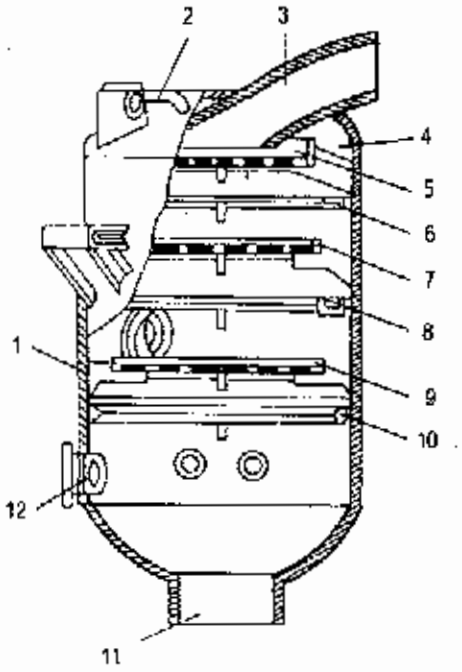
F – Xác định sơ bộ theo công thức (12.28).

Nếu trị số k_t không lớn hơn trị số k đã tìm trước thì không phải tính lại, nếu không phải thay đổi kích thước cấu tạo của bình ngưng.

Thiết bị ngưng tụ kiểu hỗn hợp có cấu tạo đơn giản hơn kiểu bề mặt vì nó không có bề mặt ống làm lạnh, chùm ống và các phần tử khác, vì vậy mà giá thành của nó rẻ hơn.

Trong hệ thống máy lạnh êjectơ, người ta thường sử dụng bình ngưng tụ kiểu hỗn hợp lưu động ngược chiều, nước từ bình ngưng được thải ra ở áp lực khí quyển. Trên hình 12.9 trình bày kết cấu bình ngưng loại này, thân của nó là một hình trụ bằng thép đặt thẳng đứng, phía trong có hai tấm vòng, 2 tấm giữa và hộp tràn.

Tính toán thiết bị loại này được trình bày trong các tài liệu chuyên môn.



Hình 12.9 : Bình ngưng hỗn hợp ngược chiều.

1 – Vỏ ; 2,3 – Ống xả khí và đưa nước vào ;
4 – Đáy ; 5,11 – Hộp tràn và ống đáy ;
6,8 – Tấm vòng ; 7,9 – Tấm giữa ;
10 – Tấm ngăn ; 12 – Miệng nối êjectơ.

Chương 13

MÁY LẠNH NÉN KHÍ

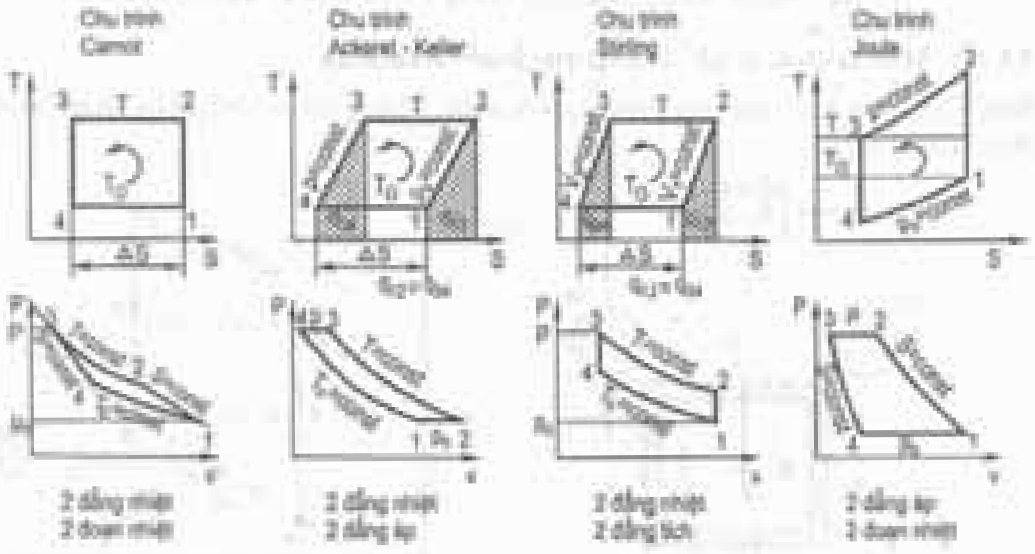
13.1. ĐẠI CƯƠNG

Máy lạnh nén khí là loại máy lạnh có máy nén nhưng môi chất tuần hoàn trong hệ thống không biến đổi trạng thái (từ hơi thành lỏng ở dàn nóng và từ lỏng thành hơi ở dàn lạnh) như ở máy lạnh nén hơi. Môi chất tuần hoàn trong máy nén khí luôn luôn ở thể khí.

Môi chất lạnh chủ yếu của máy lạnh nén khí là không khí. Đây là môi chất lạnh có sẵn ngay quanh ta, an toàn, rẻ tiền, sẵn có. Tuy nhiên vì hệ số lạnh của máy lạnh nén khí quá nhỏ và năng suất lạnh riêng thể tích cũng quá nhỏ nên một thời gian dài nó đã bị lãng quên. Ngày nay máy lạnh nén khí cũng chỉ được sử dụng hạn chế trong một số trường hợp đặc biệt như điều hoà không khí trên máy bay (do đã có sẵn khí nén của tuabin động cơ máy bay), hoặc máy bay chở hàng lạnh. Ngoài ra nó còn được sử dụng trong máy hoá lỏng khí (Máy hoá lỏng không khí Philip) làm việc theo chu trình Stirling, hoặc để tạo nhiệt độ từ – 50 đến – 100°C đôi khi tới – 150°C khi những máy lạnh nén hơi rất khó với tới được. Một số ví dụ tính toán ứng dụng được trình bày trong cuốn bài tập kỹ thuật lạnh.

13.2. CHU TRÌNH LÝ THUYẾT

Chu trình lý thuyết của máy lạnh nén khí cũng gồm 4 quá trình : nén, thải nhiệt, dãn nở và thu nhiệt. Quá trình nén có thể là đoạn nhiệt s = const hoặc đẳng nhiệt T = const. Quá trình thải nhiệt có thể là đẳng áp hoặc đẳng nhiệt. Quá trình dãn nở có thể là đẳng entanpy h = const (tiết lưu) hoặc dãn nở trong máy dãn nở với s = const. Và quá trình thu nhiệt (tạo hiệu ứng lạnh) có thể là đẳng áp hoặc đẳng nhiệt. Các quá trình này sắp xếp tuần tự theo chiều ngược kim đồng hồ. Tuỳ từng trường hợp ta có các chu trình ngược chiều sau : Chu trình Carnot, chu trình Ackeret–Keller, chu trình Stirling và chu trình Joule. Hình 13.1 giới thiệu các chu trình có thể của máy lạnh nén khí xét về mặt lý thuyết.



Hình 13.1 : Các chu trình có thể của máy lạnh nén khí.

Chu trình Carnot ngược chiều như ta biết là chu trình lý tưởng, đạt hệ số lạnh max. Trên đồ thị T-s ta thấy chu trình Ackeret-Keller và chu trình Stirling với $q_{12} = q_{34}$ nên hai chu trình này cũng đạt hệ số lạnh max như chu trình Carnot. Ta có thể làm một phép tính so sánh thêm về năng suất lạnh riêng thể tích.

Năng suất lạnh riêng thể tích khi T = 300K và $p_k/p_o = 10$ của các chu trình Stirling và Ackeret-Keller thuận lợi hơn so với chu trình Joule và chu trình Carnot :

Chu trình Carnot : $q_v = 103\ kJ/m^3$

Chu trình Ackeret-Keller : $q_v = 161\ kJ/m^3$

Chu trình Stirling : $q_v = 220\ kJ/m^3$

Chu trình Joule : $q_v = 92\ kJ/m^3$

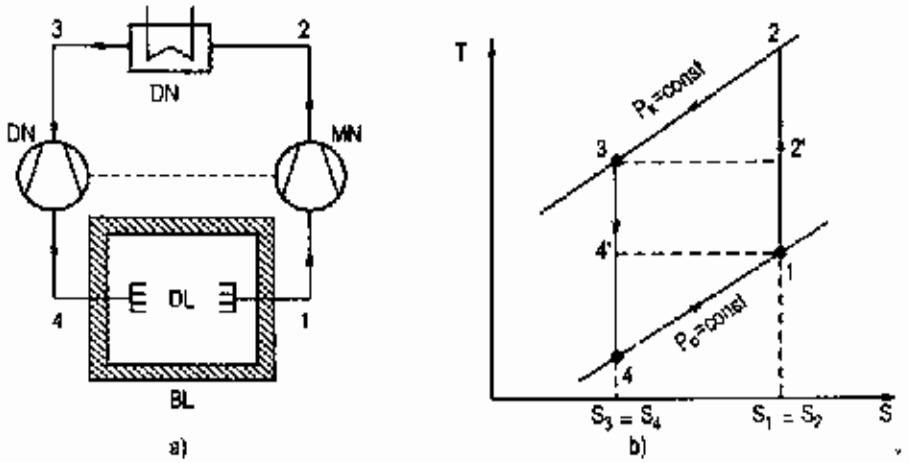
Năng suất lạnh riêng thể tích càng lớn thì máy nén càng gọn nhẹ và lưu lượng tuần hoàn càng nhỏ, giảm giá thành đáng kể cho hệ thống.

Tuy nhiên, cho đến nay chỉ có 2 chu trình có ý nghĩa thực tế là chu trình Joule và chu trình Stirling. Ứng dụng chu trình Joule người ta chế tạo các máy lạnh nén khí cho nhiệt độ – 50 đến – 100°C tương đối đơn giản. Còn ứng dụng chu trình Stirling người ta chế tạo ra máy lạnh nén khí Philip mà nhiệt độ có thể xuống tới 15K (–258°C) dùng để hoá lỏng không khí. Chính vì vậy ngày nay người ta còn gọi chu trình Stirling là chu trình Philip. Sau đây chúng tôi giới thiệu đại cương về máy lạnh nén khí chu trình Joule và chu trình Philip.

13.3. MÁY LẠNH NÉN KHÍ CHU TRÌNH JOULE

13.3.1. Máy lạnh nén khí chu trình Joule đơn giản

Máy lạnh nén khí chu trình Joule đơn giản (không có thiết bị hồi nhiệt) được trình bày trên hình 13.2.



Hình 13.2 : Máy lạnh nén khí chu trình Joule.

a – Sơ đồ thiết bị ; b – Chu trình lí thuyết biểu diễn trên đồ thị T – s ; c – Chu trình thực

MN Máy nén ; DN– Dàn nóng (thải nhiệt) ; DN – Máy dãn nở ;
DL – Dàn lạnh (thu nhiệt) ; BL – Buồng lạnh.

Các quá trình trong máy lạnh nén khí chu trình Joule là :

1.2 – Quá trình nén đoạn nhiệt $s_1 = s_2$ trong máy nén MN.

2.3 – Quá trình thải nhiệt cho môi trường ở dàn nóng DN với áp suất không đổi (đẳng áp p = const).

3.4 – Quá trình dãn nở đoạn nhiệt $s_3 = s_4$ trong máy dãn nở DN

4.1 – Quá trình thu nhiệt đẳng áp (p_o = const) ở dàn lạnh DL trong buồng lạnh BL.

Dàn lạnh biểu diễn trên hình 13.2 là dàn lạnh hở vì môi chất ở đây là không khí và áp suất p_o là áp suất khí quyển. Người ta cũng có thể làm dàn lạnh kiểu kín như một thiết bị trao đổi nhiệt không khí/ không khí. Nhưng dàn lạnh kín chịu tổn thất trao đổi nhiệt không thuận nghịch với Δt và có tổn thất áp suất lớn nên hiệu suất chu trình giảm. Máy lạnh có dàn lạnh kín tương ứng là chu trình kín và máy có dàn lạnh hở tương ứng là chu trình hở. Đối với máy lạnh môi chất là không khí thì máy lạnh chu trình hở có nhiều ưu điểm và đạt hiệu suất cao hơn máy lạnh chu trình kín.

Tính toán chu trình lạnh lý thuyết

Quan hệ giữa các nhiệt độ cả trong quá trình nén và dãn nở là :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_k}{p_o}\right)^{\frac{k-1}{k}} \qquad (13.1)$$

$T_{1, 2, 3, 4}$ lần lượt là nhiệt độ hút, đẩy, sau khi làm mát và sau dãn nở.

p_k, p_o là áp suất đẩy và áp suất hút.

k – số mũ đoạn nhiệt.

Với giả thiết không khí là khí lý tưởng, và tính riêng cho một đơn vị khối lượng (kg) không khí ta có :

1 – Năng suất lạnh riêng :

$$q_o = C_p (T_1 - T_4), \qquad kJ/kg \qquad (13.2)$$

2 – Năng suất nhiệt thải riêng :

$$q_k = C_p (T_2 - T_3), \qquad kJ/kg \qquad (13.3)$$

3 – Công tiêu tốn cho quá trình nén :

$$l_{mn} = \frac{k}{k-1}(p_2v_2 - p_1v_1) = C_p (T_2 - T_1), \text{ kJ/kg} \qquad (13.4)$$

4 Công hữu ích thu được từ quá trình dãn nở

$$l_{dn} = \frac{k}{k-1}(p_3v_3 - p_4v_4) = C_p (T_3 - T_4), \text{ kJ/kg} \qquad (13.5)$$

5 – Công tiêu tốn cho chu trình lạnh :

$$l = l_{mn} - l_{dn} = C_p \left[(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)\right], \text{ kJ/kg} \qquad (13.6)$$

6 – Hệ số lạnh :

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l} = \frac{1}{\left(\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4}\right) - 1} \qquad (13.7)$$

Kết hợp với phương trình (13.1) ta có :

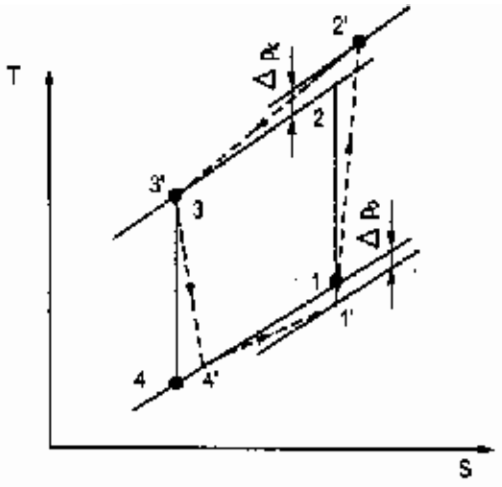
$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_k}{p_o}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \frac{1}{\Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1} \qquad (13.8)$$

$\Pi = p_k / p_o$ là tỷ số nén.

Như vậy ta thấy, hệ số lạnh chỉ phụ thuộc vào tỷ số nén Π. Đối với không khí hệ số lạnh phụ thuộc Π được cho trong bảng 13.1.

Bảng 13.1 : HỆ SỐ LẠNH PHỤ THUỘC $\Pi = p_k / p_o$

$\Pi = p_k / p_o$	1	2	3	4	5	6
ε	∞	4,56	2,71	2,05	1,72	1,5



Hình 13.3 : Chu trình thực với tổn thất áp suất.

Chu trình thực của máy lạnh nén khí chu trình Joule được biểu diễn trên hình 13.3. Do tổn thất áp suất phía hút Δp_o nên điểm 1 có áp suất hút thấp hơn p_o. Và do tổn thất áp suất đẩy cũng như quá trình nén với entanpy tăng nên điểm 2' lệch về bên phải và cao hơn 2. Cũng do quá trình dãn nở không thuận nghịch có entanpy tăng nên điểm 4' lệch sang phải. Tất cả các tổn thất này làm cho hiệu quả năng lượng và hệ số lạnh giảm.

Các phần tính toán khác giống như chu trình máy lạnh nén hơi.

13.3.2. Máy lạnh nén khí chu trình Joule có hồi nhiệt

Để có thể tạo được nhiệt độ thấp hơn người ta sử dụng hồi nhiệt là một thiết bị trao đổi nhiệt ngược dòng bố trí giữa dòng khí nóng tới máy dãn nở và khí lạnh trước khi về máy nén. Hình 13.4. giới thiệu máy lạnh nén khí chu trình Joule có hồi nhiệt. Sau đây là các quá trình cơ bản :

1.2 : quá trình nén đoạn nhiệt với trạng thái 1 là không khí có nhiệt độ và áp suất môi trường,

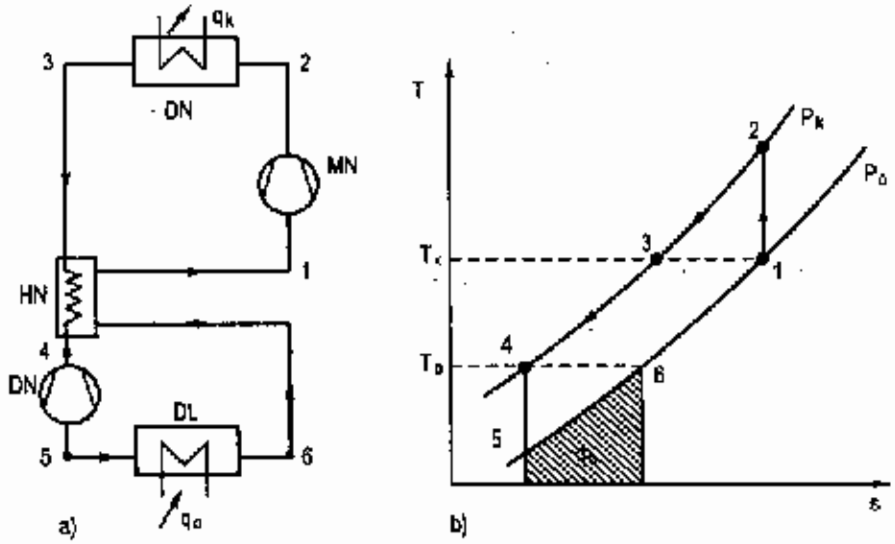
2.3 : Quá trình làm mát đẳng áp trong dàn nóng DN,

3.4 : Quá trình giảm nhiệt độ trong hồi nhiệt HN,

4.5 : Quá trình dãn nở trong máy dãn nở,

5.6 : Quá trình thu nhiệt (tạo hiệu ứng lạnh) trong buồng lạnh,

6.1 : Quá trình tăng nhiệt độ trong hồi nhiệt HN.



Hình 13.4 : Máy lạnh nén khí chu trình Joule có hồi nhiệt

a) Sơ đồ thiết bị ; b) Chu trình lý thuyết biểu diễn trên đồ thị T–S.

HN – Hồi nhiệt (thiết bị trao đổi nhiệt ngược dòng).

Các kí hiệu khác xem hình 13.2.

Không khí được hút vào máy nén ở trạng thái môi trường $t_1 = t_u$ và $p = p_b$ (áp suất khí quyển) và được nén lên trạng thái 2 để đẩy vào dàn nóng. Ở dàn nóng không khí được làm mát (bằng nước hoặc bằng không khí) tới nhiệt độ môi trường t_3 và được đẩy vào hồi nhiệt. Trong hồi nhiệt, không khí tiếp tục hạ nhiệt độ nhờ nhả nhiệt cho không khí lạnh ngược dòng(vừa ở dàn lạnh ra) đến nhiệt độ t_4 sau đó được đưa vào máy dãn nở. Trong máy dãn nở không khí được dãn nở từ áp suất p_k xuống áp suất p_o và nhiệt độ từ t_4 xuống đến nhiệt độ thấp nhất của chu trình là t_5, và được đẩy vào dàn lạnh. Trong dàn lạnh không khí thu nhiệt của môi trường tạo hiệu ứng lạnh với năng suất lạnh riêng là $q_o = C_p (t_6 - t_5)$. Khi đạt đến nhiệt độ t_6 (nhiệt độ phòng lạnh), không khí được đưa vào hồi nhiệt. Trong hồi nhiệt, không khí lạnh tăng dần nhiệt độ đến nhiệt độ hút về máy nén t_1 do thu nhiệt của dòng không khí nóng đi ngược chiều, và lại được hút về máy nén, khép kín vòng tuần hoàn của chu trình lạnh.

Chu trình này khác với chu trình Joule đơn giản ở quá trình trao đổi nhiệt trong bên trong thiết bị hồi nhiệt, và qua đó nhiệt độ không khí trước khi đưa vào dãn nở thấp hơn nhiệt độ môi trường làm mát rất nhiều. Chu trình này do SIMENS đề nghị năm 1857 và được LINDE ứng dụng để hoá lỏng không khí thành công vào năm 1895 với ý nghĩa kinh tế kỹ thuật lớn lao.

Các đại lượng cơ bản của chu trình được xác định như sau :

1 – Năng suất lạnh riêng khối lượng :

$$q_o = h_6 - h_5 = C_p (T_6 - T_5) = C_p (T_o - T_5), \text{ kJ/kg} \qquad (13.9)$$

2 – Năng suất nhiệt thải riêng khối lượng :

$$q_k = h_2 - h_3 = C_p (T_2 - T_3), \text{ kJ/kg} \qquad (13.10)$$

3 – Công tiêu tốn cho quá trình nén :

$$l_{nn} = h_2 - h_1 = C_p (T_2 - T_1), \text{ kJ/kg} \qquad (13.11)$$

4 – Công hữu ích từ quá trình dãn nở :

$$l_{dn} = h_4 - h_5 = C_p (T_4 - T_5), \text{ kJ/kg} \qquad (13.12)$$

Ở đây, do $T_4 = T_6 = T_o$ nên ta thấy $q_o = l_{dn}$.

5 – Công tiêu tốn cho chu trình lạnh :

$$l = l_{nn} - l_{dn} = C_p (T_2 - T_1) - C_p (T_6 - T_5) \qquad (13.13)$$

Do quá trình nén và dãn nở là đoạn nhiệt nên :

$$T_2 = T_1 (p_k / p_o)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_5 = T_6 (p / p)^{\frac{k-1}{k}}$$

6 – Hệ số lạnh

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l} = \frac{c_p\left(T - T_5\right)}{c_p\left(T_2 - T_1\right) - c_p\left(T_6 - T_5\right)} \qquad (13.14)$$

với $T_k = T_3 = T_1$ và $T_o = T_4 = T_6$ ta có :

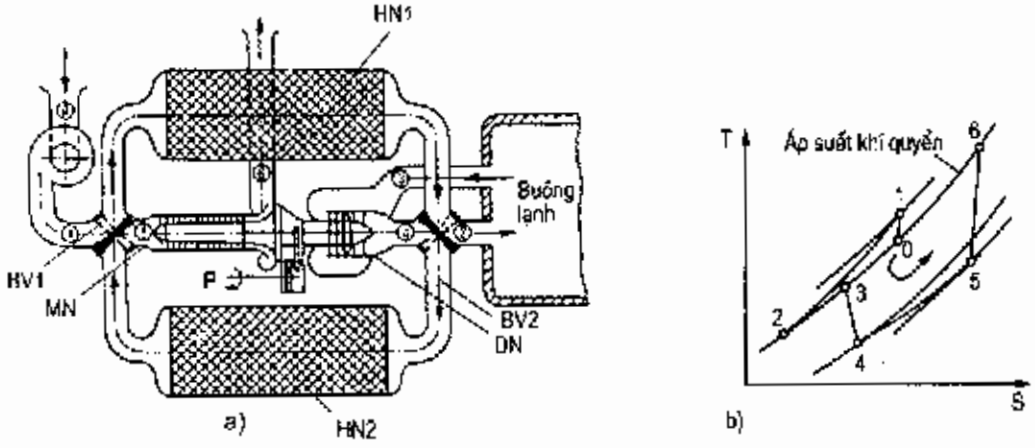
$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{T_k}{T_o}\left(\frac{p_k}{p_o}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \qquad (13.15)$$

7 Hiệu suất exergy hoặc độ hoàn thiện chu trình :

$$\nu = \frac{T_k - T_o}{T}\varepsilon = \frac{\frac{T_k}{T_o} - 1}{\left(\frac{T_k}{T_o}\right)\left(\frac{p_k}{p_o}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \qquad (13.16)$$

So với chu trình lý thuyết, chu trình thực gồm các tổn thất khác nhau như đã trình bày ở chu trình Joule đơn giản như các quá trình nén và dãn nở với entanpy tăng, tổn thất áp suất, tổn thất trao đổi nhiệt với Δt...làm cho năng suất lạnh giảm, hiệu suất giảm và hệ số lạnh giảm.

Hình 13.5 giới thiệu sơ đồ một máy lạnh nén khí của Nga ký hiệu MTXM1–25. Không khí đồng thời là môi chất lạnh và chất tải lạnh. Không khí từ máy dãn nở được thổi trực tiếp vào phòng lạnh sau đó được hút trực tiếp về máy nén.



Hình 13.5 : Sơ đồ máy lạnh nén khí có máy nén turbin làm việc theo chu trình Joule có hồi nhiệt ký hiệu MTXM1–25

Năng suất lạnh Q_o = 26 kW ; lưu lượng không khí qua máy nén m = 0,95 kg/s ; không khí được làm lạnh từ +15°C xuống – 80°C.

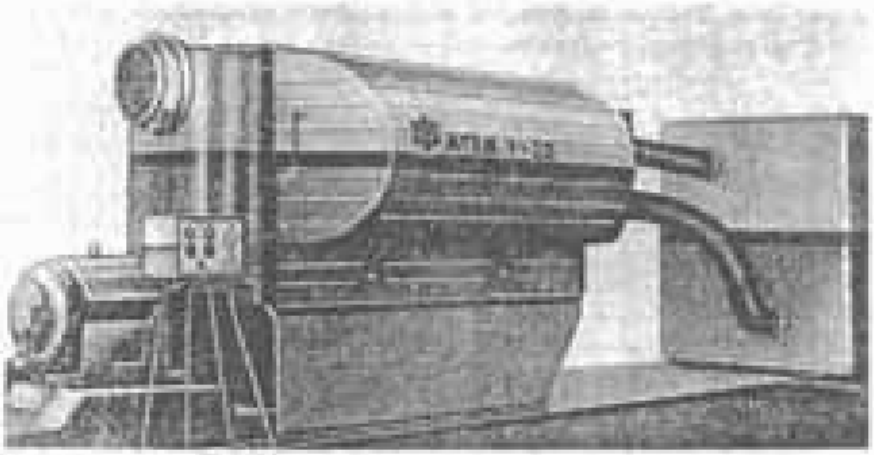
a) Sơ đồ thiết bị ; b) Chu trình biểu diễn trên đồ thị T- s ;

DN – Máy dãn nở turbin ; HN1, HN2 – Hồi nhiệt 1, 2 ; MN – Máy nén turbin BV1, BV2 – Buồng van 1, 2 ; Q – Quạt gió.

Do lưu lượng gió rất lớn nên thay cho hồi nhiệt ngược dòng như trên hình 13.4, ở đây người ta bố trí 2 hồi nhiệt HN1 và HN2. Sau khi hạ nhiệt độ ở HN1 xuống khoảng − 80°C (quá trình 1 − 2) và qua đó đạt được sự ngưng kết hơi ẩm, không khí được đưa qua buồng van BV2 để đi vào buồng lạnh. Ở đó không khí thu nhiệt (nóng lên tới $t_3 = -50°C$) để tạo hiệu ứng lạnh (quá trình 2–3). Sau đó không khí được đưa vào máy dãn nở turbin một cấp DN và được dãn nở tới nhiệt độ $t_4 = -83°C$ (quá trình 3–4) và đưa vào hồi nhiệt HN2 để làm lạnh khối đệm bên trong hồi nhiệt. Sau khi nhận nhiệt ở HN2, không khí được đưa vào máy nén turbin MN7 cấp nén để được nén lên áp suất khí quyển (quá trình 5–6) và đẩy vào môi trường với nhiệt độ khoảng 110°C.

Hồi nhiệt 1 và 2 làm việc luân phiên cứ sau khoảng thời gian 1 phút lại chuyển đổi 1 lần.

Hình 13.6 giới thiệu hình ảnh của máy lạnh nén khí MTXM1–25 của Nga làm việc theo sơ đồ hình 13.5.



Hình 13.6 : Hình ảnh máy lạnh nén khí MTXM1–25.

Thí dụ 13.1. Một máy lạnh nén khí làm việc theo chu trình giới thiệu trên hình 13.4 làm việc với tỷ số áp suất $p_k/p_o = 0,6\ MPa/0,2\ MPa = 3$. Nhiệt độ môi trường $t = t_1 = t_5 = t_k = 30°C$. Không khí khi đi qua hệ thống lạnh có nhiệt độ tăng tới − 100°C. Năng suất lạnh $Q_o = 500W$. Bằng đồ thị T– s (hình 13.7) hãy xác định :

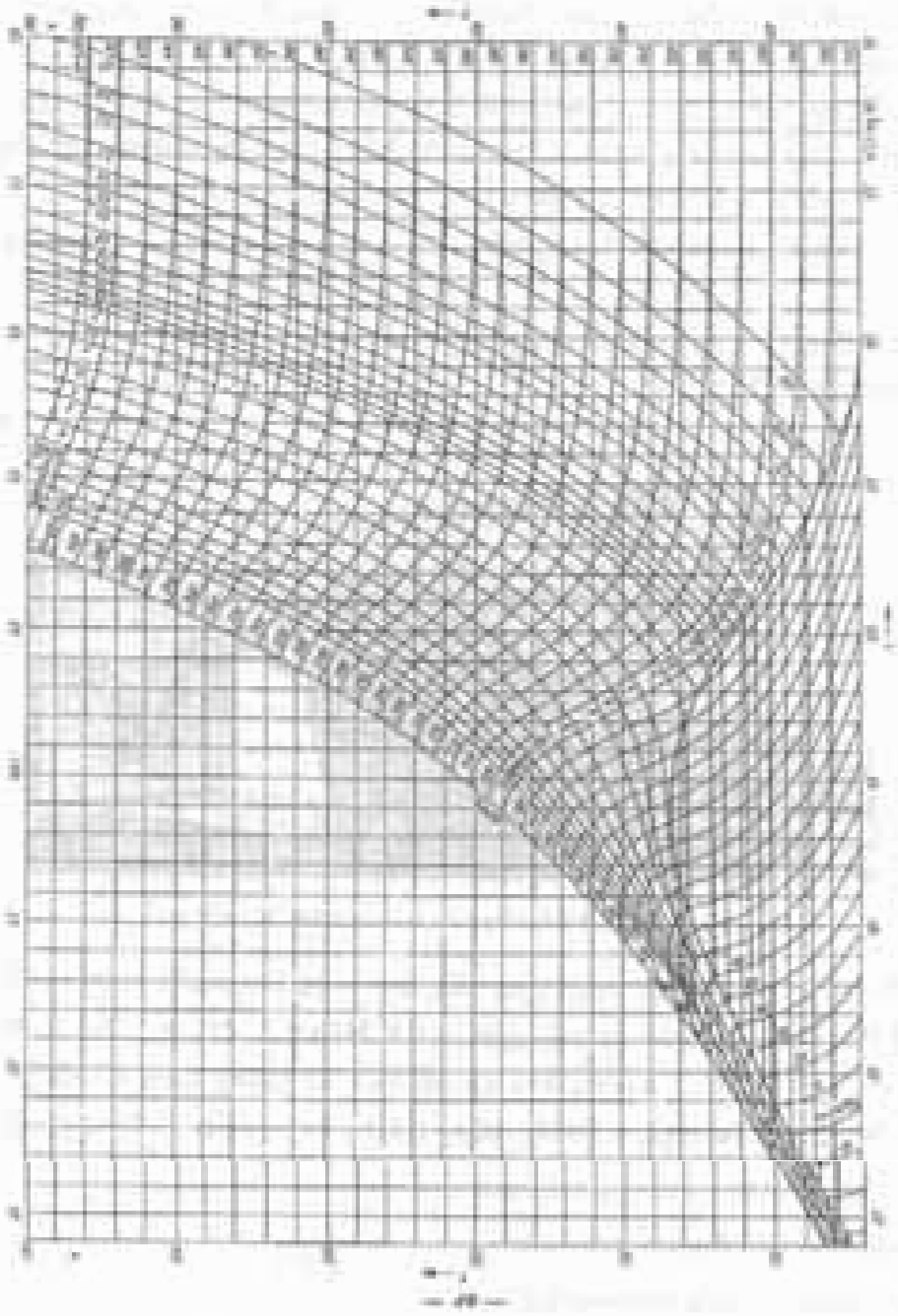
a) Lưu lượng không khí qua máy nén

b) Công suất tiêu thụ cho máy nén

c) Hệ số lạnh và hiệu suất exergy

d) Sự thay đổi năng suất lạnh, r, V khi quá trình nén và dãn nở là đa biến với $\eta_{nmn} = \eta_{dmn} = 0,85$ cũng như hiệu suất thu hồi ngoại công ở máy dãn nở là $\eta = 0,90$.

e) Năng suất lạnh và hệ số lạnh khi dãn nở không khí theo quá trình đẳng entanpy.



Hình 13.7 : Đồ thị T- s của không khí

Giải :

a) $$m = \frac{Q_o}{h_6 - h_5} = \frac{500W\ kg}{(272 - 224)\ kJ} = 0{,}0104\ kg/s$$

Không khí tạo hiệu ứng lạnh Q_o trong hệ thống làm lạnh khi tăng nhiệt độ từ $t_5 = -146°C$ lên $t_6 = -100°C$.

b) Công nén lý thuyết xác định theo đồ thị

$$N = m\ (h_2 - h_1).$$

Do $$T_2 / T_1 = \left(p_k / p_o\right)^{(k-1)/k} = T_4 / T_5$$

nên $T_2 = (T_4/T_5)T_1 = 415K$ và $h_2 = 516$ kJ/kg (ngoại suy từ đồ thị).

Vậy $N = 0{,}0104$ kg/s $(516 - 403)$kJkg $= 1175W$.

Để so sánh có thể tính công nén lý thuyết đoạn nhiệt theo quan hệ :

$$N_s = m \cdot \frac{k}{k-1} \cdot RT_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = m \cdot \frac{k}{k-1} \cdot RT_1 \left(1 - \frac{T_4}{T_5}\right)$$

Với $R = 286{,}9$ J/(kg.K) và $k = 1{,}4$ cho không khí ta có :

$$N_s = 0{,}0104 \cdot \frac{1{,}4}{1{,}4 - 1} \cdot 286{,}9 \cdot 303 \left|1 - \frac{173}{127}\right| = 1146W$$

Ta thấy kết quả sai lệch nhau rất ít.

c) Hệ số lạnh

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{N_{nn} - N_{dn}} = \frac{500}{1175 - 489} = 0{,}73$$

trong đó công dãn nở hữu ích thu được từ máy dãn nở :

$$N_{dn} = m(h_4 - h_5) = 0{,}0104\ (270 - 223) = 489\ W$$

Hiệu suất exergy :

$$\nu = \frac{T_1 - T_6}{T_6} \cdot \varepsilon = \frac{303 - 173}{173} \cdot 0{,}73 = 0{,}55$$

Cũng có thể tính hệ số lạnh nhờ phương trình (13.15) :

$$\varepsilon = \frac{1}{T_1 / T_6 \left(p_k / p_o\right)^{(k-1)/k} - 1} = \frac{1}{303/173(0{,}6/0{,}2)^{0{,}4/1{,}4} - 1} = 0{,}73$$

và kết quả là giống nhau.

d) Với cùng lưu lượng không khí nén qua máy nén nhưng quá trình nén là đa biến với $\eta_{mn} = \eta_{dn} = 0,85$ ta có (ký hiệu N' để chỉ quá trình đa biến) :

$$N' = N / \eta_{mn} = 1175/0,85 = 1382W$$

và đối với quá trình dãn nở :

$$N'_{dn} = N_{dn} \cdot \eta_{dn} = 489 \cdot 0,85 = 416W$$

Giá trị đó hoàn toàn tương ứng với độ giảm entanpy $h_4 - h_{5'} = \eta_{dn} (h_4 - h_5)$.

Như vậy :

$$h_{5'} = h_4 - \eta_{dn} (h_4 - h_5) = 270 - 0,85(270 - 223) = 230kJ/kg$$

Năng suất lạnh riêng khối lượng giảm chỉ còn $h_6 - h_{5'}$, nên

$$Q_0 = m (h_6 - h_{5'}) = 0,0104 (272 - 230) = 437W$$

Như vậy, năng suất lạnh đã giảm xuống và tương ứng hệ số lạnh và hiệu suất exergy cũng giảm theo một cách đáng kể.

$$\varepsilon' = \frac{Q_0}{N_{mn} - \eta_{dn} N'_{dn}} = \frac{437}{1382 - 0,9.416} = 0,43$$

$$\nu' = \frac{T_1 - T_6}{T_6} \cdot \varepsilon' = 0,32$$

e) Nếu tiết lưu theo đường thẳng entanpy h = const (ký hiệu ") ta có :

$$Q''_0 = m (h_6 - h_4) = 0,0104 (272 - 270) = 21W$$

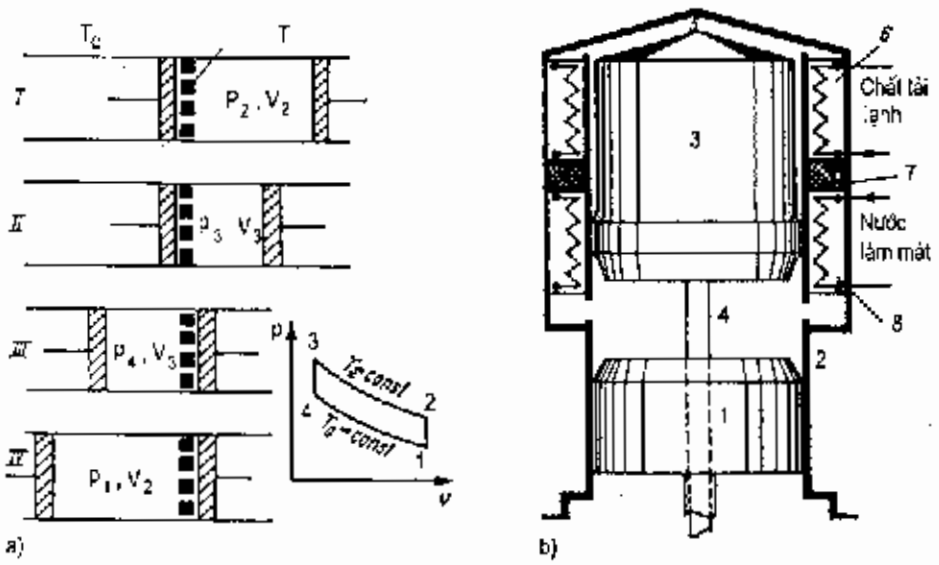
và hệ số lạnh $\varepsilon'' = \frac{Q''_0}{N'_{mn}} = \frac{21}{1382} = 0,015.$

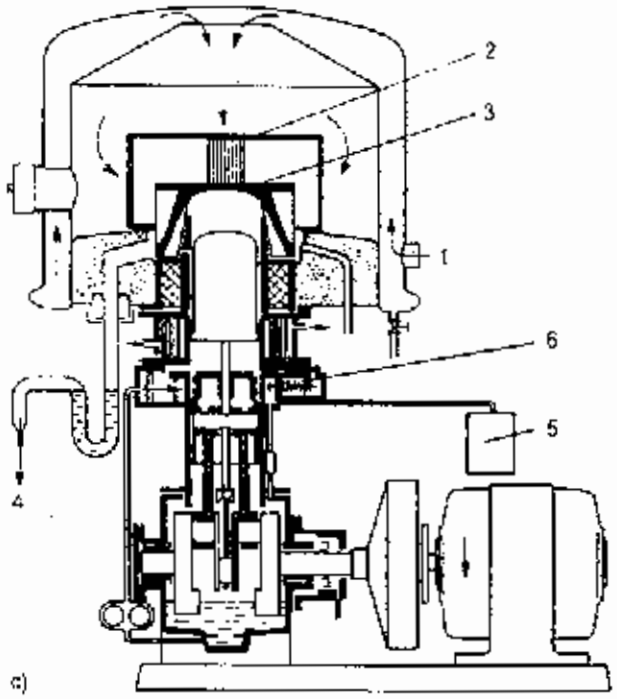
Ở đây ta thấy năng suất lạnh và hệ số lạnh còn rất nhỏ.

Máy lạnh nén khí với tiết lưu (không có máy dãn nở) chỉ có ý nghĩa thực tế khi áp suất tuyệt đối rất lớn và quá trình tiết lưu diễn ra ở gần vùng 2 pha nhằm mục đích hoá lỏng khí.

13.4. MÁY LẠNH NÉN KHÍ PHILIP (CHU TRÌNH STIRLING)

Trong những năm 50 của thế kỷ 20 Công ty Philip của Hà Lan đã chế tạo thành công máy lạnh nén khí làm việc theo chu trình Stirling với 2 quá trình đẳng nhiệt và 2 quá trình đẳng tích (xem hình 13.1). Hình 13.8 giới thiệu nguyên tắc cấu tạo và làm việc của máy lạnh nén khí Philip.





Hình 13.8 : Máy lạnh nén khí Philip

a) Sơ đồ nguyên lý và đồ thị p–v ;

b) Nguyên tắc cấu tạo máy nén

1 – Pittông nén ; 2 – Xi lanh ;
3 – Pittông dãn nở ; 4 – Buồng nén ;
5 – Buồng dãn nở ; 6 – Dàn lạnh (để tải năng suất lạnh Q_o đến nơi tiêu thụ) ;
7 – Hồi nhiệt ; 8 – Bộ làm mát

c) Mặt cắt đứng của máy

1 – Không khí môi trường ;
2 – Phin lọc không khí (bụi, tuyết do ẩm ngưng kết CO_2 v.v...) ; 3 – Đầu xilanh (dùng để ngưng tụ không khí thành lỏng) ;
4 – Không khí lạnh lỏng ra ;
5 – Bình áp lực để điều chỉnh áp suất khí công tác trong bình và qua đó để điều chỉnh năng suất lạnh ;
6 – Bộ an toàn áp suất dầu, sẽ nhả (dầu máy) khi áp suất dầu bôi trơn máy nén không đủ.

Nhờ sự chuyển động cùng chiều và ngược chiều đặc biệt của hai pittông và nhờ sự bố trí của bộ hồi nhiệt làm nhiệm vụ trữ nhiệt và trữ lạnh, 4 quá trình của chu trình Stirling đã được thực hiện :

I – Pittông trong xilanh nóng chuyển động từ điểm chết dưới lên vị trí ở giữa, qua đó thực hiện quá trình nén không khí. Nhiệt toả từ quá trình nén được thải cho nước làm mát do đó quá trình 2–3 gần như đẳng nhiệt.

II – Khi cả 2 xilanh chuyển động sang phía trái, quá trình đẳng tích được thực hiện và khối không khí được đẩy từ vùng xilanh nóng sang vùng xilanh lạnh. Bộ hồi nhiệt đang có nhiệt độ lạnh do không khí lạnh trước đó, do đó không khí nóng khi đi qua đây sẽ được làm lạnh xuống. Khối đệm trong bộ hồi nhiệt sẽ nóng lên. Áp suất giảm xuống theo đường 3–4.

III – Nhờ pittông ở xilanh lạnh tiếp tục đi xuống, không khí được dãn nở có sinh ngoại công, bởi vậy quá trình đẳng nhiệt 4–1 có khả năng sinh ra năng suất lạnh Q_o (thu một lượng nhiệt Q_o của môi trường lạnh).

IV – Không khí lạnh lại được đẩy đẳng tích trở về xilanh nóng. Trong quá trình này, nhiệt độ của nó tăng lên trong khi nhiệt độ khối đệm của hồi nhiệt lại hạ xuống nhiệt độ thấp. Áp suất tăng từ p_1 lên p_2. Hai pittông lại trở về vị trí ban đầu, chu trình lạnh được khép kín.

Trong máy lạnh nén khí Philip 2 pittông nén và dãn nở bố trí trên cùng một trục (xem hình 13.8b). Các thiết bị trao đổi nhiệt (bộ làm mát bằng nước và bộ làm lạnh chất tải lạnh) cũng như hồi nhiệt được bố trí xung quanh xilanh.

Vị trí của 2 pittông tương ứng giai đoạn I biểu diễn trên hình 13.8a. Pittông nén chuyển động lên phía trên trong khi pittông dãn nở đứng im. Nhiệt toả từ quá trình nén được thải ra bên ngoài nhờ bộ làm mát bằng nước 8. Sau đó pittông dãn nở vận chuyển khí qua hồi nhiệt vào buồng dãn nở, ở đó không khí được dãn nở nhờ cả 2 pittông chuyển động xuống phía dưới. Cuối cùng, pittông dãn nở đẩy khí lạnh qua hồi nhiệt (đang ở trạng thái nóng) trở lại khoang nén, và tất cả lại trở lại vị trí ban đầu.

Như đã nói ở trên, ở đây người ta có thể chứng minh được hệ số lạnh của chu trình Stirling đạt tới hệ số lạnh của chu trình Carnot [5.37].

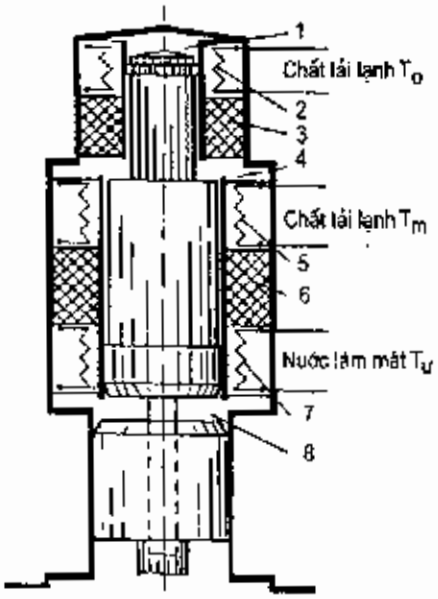
Năng suất lạnh riêng khối lượng sinh ra ở quá trình đẳng nhiệt 4–1 (cho khí lý tưởng) được xác định theo biểu thức sau :

$$q_o = RT_o \ln \frac{p_4}{p_1} = RT_o \ln \left(\frac{p}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T} \right) \qquad (13.17)$$

và năng suất lạnh riêng thể tích :

$$q_v = \frac{q_o}{v_1 - v_4} = p_o \frac{p/p_o \left(\ln p/p_o - \ln T/T_o \right)}{p/p_o - T/T_o}$$

Mặt cắt đơn giản của một máy lạnh nén khí Philip được biểu diễn trên hình 13.7c. Môi chất lạnh là hydrô hoặc hêli. Tỷ số nén thông thường dao động ở các giá trị tuyệt đối 2 MPa là $p/p_o = 2$. Máy lạnh được thiết kế với vòng tuần hoàn môi chất lạnh kín không có van hoạt động rất an toàn và tin cậy. Hồi nhiệt được thiết kế đặc biệt để loại trừ có hiệu quả việc ngưng tụ dầu từ bề mặt pittông xilanh được bôi trơn.



Hình 13.9 : Máy lạnh nén khí Philip 2 cấp

1 – Buồng dãn nở (T_o) ;
2 – Trao đổi nhiệt (T_o) ;
3 – Hồi nhiệt 2 ($T_o \le T \le T_m$) ;
4 – Buồng dãn nở trung gian (T_m) ;
5 – Trao đổi nhiệt (T_m) ;
6 – Hồi nhiệt 1 ($T_m \le T \le T_k$) ;
7 – Bộ làm mát (T_k) ;
8 – Buồng nén (T_k).

Ở nhiệt độ 80 ÷180K, hiệu suất exergy ν đạt 0,40 đến 0,45. Ở khoảng nhiệt độ này hầu như không một hệ thống lạnh nào khác có thể đạt được các giá trị cao như vậy. Có thể nhận thấy rõ ràng nhất các tổn thất ở sự trao đổi nhiệt trong hồi nhiệt. Khi nhiệt độ hạ xuống 30K thì hiệu suất exergy giảm xuống đến 0. Khi đó người ta phải sử dụng máy lạnh nén khí Philip 2 cấp (xem hình 13.9), trong đó khí của phần lạnh trước khi dãn nở được làm lạnh sơ bộ ở cấp 1 (nóng). Máy lạnh Philip 2 cấp có thể đạt được nhiệt độ tới 12K.

Các máy lạnh nén khí Philip có pittông dùng để hoá lỏng các loại khí khó hoá lỏng với khối lượng nhỏ như không khí, ôxy..., tuy nhiên cũng có thể dùng để làm lạnh khí công tác để gia lạnh các dòng khí khác. Các thiết kế đặc biệt (truyền động thuỷ lực, máy 4 xilanh) có thể cho năng suất hoá lỏng không khí đến 400 lít không khí lỏng mỗi giờ.

Máy lạnh nén khí Philip 2 cấp dùng để hoá lỏng khí hêli và sử dụng trong nhiều lĩnh vực nhiệt độ thấp khác nhau như làm lạnh các vật liệu siêu dẫn, cuộn dây siêu dẫn, đầu dò tia hồng ngoại các bộ khuếch đại thuận từ trường, tái hoá lỏng hydrô và neôn, ngưng kết các khí ở đầu xilanh lạnh khi bơm chân không cho các buồng chân không đến 10^{-6}Pa (bơm chân không cryô)...

Thí dụ 13.2

Xác định năng suất lạnh và công suất hấp thụ của một máy lạnh nén khí Philip cho biết các điều kiện giống như thí dụ 13.1.

Giải :

Theo phương trình (13.17) :

$$Q_o = m \cdot q_o = m\ R\ T_6\ ln\left(\frac{p}{p_o} \cdot \frac{T_6}{T_1}\right)$$

$$= 0,0104 \cdot 286,9 \cdot 173 \cdot ln\left(\frac{0,6}{0,2} \cdot \frac{173}{303}\right) = 277\ W$$

Do $$\varepsilon = \varepsilon_c = \frac{T_1 - T_6}{T_6} = \frac{Q_o}{N_{mn} - N_{dn}} = \frac{Q_o}{N}$$

nên $$N = Q_o \cdot \frac{T_6}{T_1 - T_6} = 277 \cdot \frac{173}{303 - 173} = 369W$$

Với N = 686W ở thí dụ 13.1 cho chu trình Joule không có tổn thất, thì ở máy Philip có thể đạt được năng suất lạnh lớn hơn Q_o = (686/369).277W = 515W. Năng suất lạnh riêng thể tích cũng thuận lợi hơn. Và với nhiệt độ càng thấp thì ưu thế của chu trình Philip càng rõ ràng hơn.

Chương 14

TỰ ĐỘNG HOÁ HỆ THỐNG LẠNH

14.1. ĐẠI CƯƠNG

Trong quá trình vận hành hệ thống lạnh, nhiệt độ của đối tượng cần làm lạnh thường bị biến động do tác động của những dòng nhiệt khác nhau từ bên ngoài hoặc bên trong phòng lạnh. Giữ cho nhiệt độ này không đổi hoặc thay đổi trong một giới hạn cho phép là một nhiệm vụ của việc điều chỉnh máy nén lạnh. Đôi khi việc điều khiển những quá trình công nghệ lạnh khác nhau lại yêu cầu phải làm thay đổi theo một quy luật nhất định trị số của nhiệt độ, độ ẩm trong phòng lạnh và các đại lượng vật lý khác.

Hệ thống tự động hoá hệ thống lạnh có chức năng điều khiển toàn bộ sự làm việc của máy lạnh, duy trì được chế độ vận hành tối ưu và giảm tổn hao sản phẩm trong buồng lạnh.

Bên cạnh việc duy trì tự động các thông số trong những giới hạn đã cho, cũng cần bảo vệ hệ thống thiết bị tránh chế độ làm việc nguy hiểm. Yêu cầu này được bảo vệ tự động.

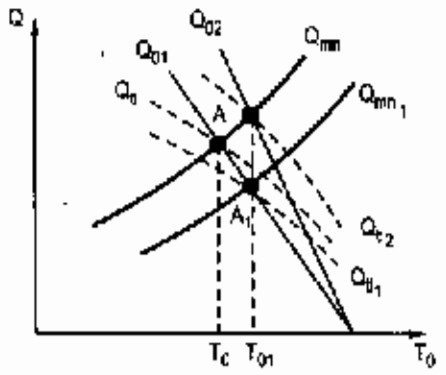
Tự động hoá sự làm việc của máy lạnh có ưu điểm so với điều chỉnh bằng tay là giữ ổn định liên tục chế độ làm việc hợp lý. Điều này kéo theo một loạt ưu điểm về tăng thời gian bảo quản, chất lượng sản phẩm, giảm tiêu hao điện năng, nước làm lạnh... việc bảo vệ tự động cũng được thực hiện thường nhanh nhạy, đảm bảo hơn con người.

Tuy vậy, việc trang bị hệ thống tự động hoá chỉ hợp lý khi hạch toán kinh tế là có lợi và những quá trình không thể điều khiển bằng tay do tính chính xác của quá trình công nghệ đòi hỏi hay do phải thực hiện trong những môi trường độc hại hoặc dễ nổ.

Trong tất cả các quá trình tự động hoá thì quá trình điều chỉnh tự động có ý nghĩa thực tế to lớn hơn cả.

14.2. PHƯƠNG PHÁP THIẾT LẬP NHIỆT ĐỘ TRONG PHÒNG LẠNH

Như ta đã biết, nhiệt độ của đối tượng cần làm lạnh phụ thuộc vào nhiệt độ sôi của môi chất, cũng tức là phụ thuộc vào năng suất máy nén, năng suất thiết bị bay hơi và ngưng tụ



Hình 14.1 : Xác lập nhiệt độ sôi trong thiết bị bay hơi của hệ thống lạnh.

Trên hình 14.1 biểu diễn quan hệ giữa năng suất lạnh của máy nén Q_{mn}, năng suất lạnh của thiết bị bay hơi Q_o phụ thuộc vào nhiệt độ sôi T_o khi nhiệt độ ngưng tụ T_k không đổi.

Giả sử hệ thống lạnh hoạt động ở chế độ máy nén có năng suất Q_{mn} và thiết bị bay hơi có năng suất Q_{ol}, giao điểm của 2 đường này cắt nhau tại A sẽ xác định trị số nhiệt độ bay hơi T_o đạt được. Tất nhiên khi đó van tiết lưu cũng phải cho qua lưu lượng Q_{tl} tương ứng, có nghĩa là đường đặc tính lưu lượng $Q_{tl} = f(T_o)$ cũng phải đi qua điểm A.

Nếu năng suất lạnh của thiết bị bay hơi không thay đổi (vẫn là Q_{ol}) nhưng máy nén thay đổi chế độ làm việc (ở chế độ $Q_{mn/} \neq Q_{mn}$) thì điểm làm việc của hệ thống lúc này lại là A_1 – tương ứng với nhiệt độ bay hơi mới là T_{ol}, lúc đó cũng cần thay đổi cả đặc tính lưu lượng của van tiết lưu từ Q_{tl} đến $Q_{t/1}$. Ở đây van tiết lưu có một vai trò thụ động : Nhiệt độ sôi được thiết lập không phải do mức độ mở của van tiết lưu mà do thay đổi năng suất lạnh của máy nén. Độ mở của van tiết lưu lúc này cần thay đổi tương ứng với điểm làm việc của hệ thống máy lạnh, nếu không, máy sẽ làm việc ở chế độ không ổn định.

Việc thiết lập chế độ nhiệt độ sôi mới T_{ol} của thiết bị bay hơi cũng có thể thực hiện khi thay đổi đặc tính của thiết bị bay hơi $Q_o = f(T_o)$, lúc đó đặc tính lưu lượng của máy nén $Q_{mn} = f(T_o)$ không thay đổi nhưng T_o thay đổi đến $T_{o/}$ do ta thay đổi Q_{ol} đến Q_{o2}. Ở đây ta cũng thấy là đặc tính lưu lượng của van tiết lưu cũng phải thay đổi từ $Q_{t/}$ đến $Q_{t/2}$.

Như vậy, để thay đổi nhiệt độ trong phòng lạnh hoặc để giữ nó ở một trị số không đổi (khi thay đổi phụ tải nhiệt trong phòng lạnh) cần phải thay đổi năng suất của máy nén (hoặc thay đổi máy nén hay số máy nén), nói khác đi là cần phải điều chỉnh năng suất lạnh của máy nén. Ngoài ra, trong những trường hợp cụ thể ta còn cần phải điều chỉnh chế độ làm việc của thiết bị bay hơi, thiết bị ngưng tụ, cùng với quá trình điều khiển tự động thường kèm theo quá trình bảo vệ tự động các thiết bị này tránh tình trạng làm việc nguy hiểm.

14.3. ĐIỀU CHỈNH TỰ ĐỘNG MÁY NÉN LẠNH

Điều chỉnh tự động công suất lạnh của máy nén pittông :

Năng suất lạnh của máy nén pittông có thể được thay đổi theo công thức :

$$Q_{mm} = \lambda q_0 \frac{\pi d^2}{4 v_h} SnzN \qquad (14.1)$$

Đường kính d và hành trình S của pittông trong công thức này là những đại lượng không đổi. Số xi lanh z và số máy nén N chỉ có thể thay đổi nhảy cấp, còn hệ số tổn thất thể tích λ, thể tích riêng của hơi hút v_h và tốc độ quay n có thể thay đổi liên tục hoặc nhảy cấp tuỳ theo bộ điều chỉnh sử dụng.

Sau đây chúng ta sẽ khảo sát các phương pháp thay đổi Q_{mm} như giảm λ (xả hơi từ đầu đẩy về đầu hút máy nén, tăng thể tích chết), tăng v_h và giảm λ do tiết lưu hơi hút, thay đổi N (đóng ngắt máy nén), thay đổi tốc độ quay n và ngắt một hay một số xi lanh của máy nén (giữ van hút mở).

Như vậy, các phương pháp điều chỉnh năng suất của máy nén được chia thành hai loại : Điều chỉnh liên tục và điều chỉnh nhảy cấp.

14.3.1. Điều chỉnh liên tục năng suất lạnh của máy nén

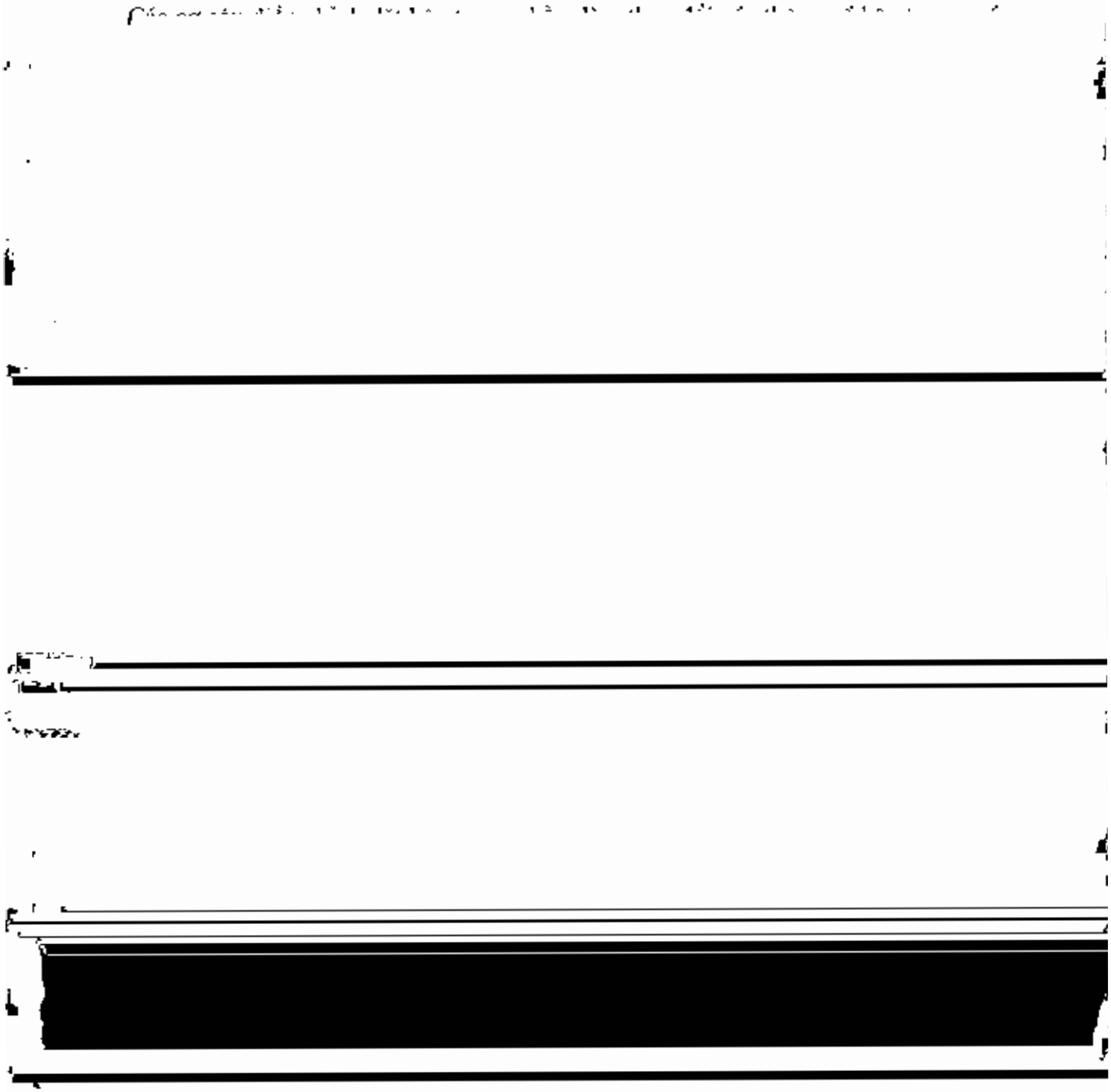
Phương pháp điều chỉnh này có thể được thực hiện trong các máy lạnh có máy nén nhờ các cơ cấu bên ngoài hoặc các cơ cấu đặt bên trong máy nén.

Khi điều chỉnh năng suất lạnh bằng các cơ cấu đặt bên ngoài máy nén, người ta hay sử dụng van đặt trên đường nối giữa đầu đẩy và đầu hút máy nén để xả bớt hơi nén về phía đầu hút làm giảm năng suất máy. Về nguyên tắc, phương pháp này có thể sử dụng cho tất cả các loại máy nén. Tuy nhiên phương pháp này có nhược điểm là gây nên tổn thất thế năng của hơi nén, ngoài ra nó còn làm tăng nhiệt độ đầu hút và do đó tăng công nén, dẫn đến nâng cao nhiệt độ đầu đẩy. Trong trường hợp này, quá trình điều chỉnh được thực hiện nhờ các van điều chỉnh đặt giữa đường nén và đường hút và sự đóng mở của nó được thực hiện theo tín hiệu từ đầu cảm biến áp suất hay nhiệt độ.

Thiết bị tiết lưu hơi hút để điều chỉnh năng suất lạnh máy nén cũng thuộc loại bộ điều chỉnh đặt ngoài. Khi đó do áp lực đầu hút giảm đi mà năng suất lạnh của máy cũng giảm và tăng mức độ nâng cao áp suất và nhiệt độ hơi nén, điều này cũng làm giảm năng suất lạnh. Vì vậy mà hệ thống điều chỉnh này ít được sử dụng, nó chỉ được dùng khi cần điều chỉnh năng suất lạnh của các máy nén không có các thiết bị điều chỉnh chuyên dùng khác.

Phương pháp điều chỉnh năng suất lạnh của máy nén có triển vọng nhất là thay đổi tốc độ quay của thiết bị dẫn động máy nén. Phương pháp này cho phép điều chỉnh chính

xác hơn nhiệt độ phòng lạnh. Sự giảm tần số quay hầu như tỷ lệ với công nén của máy nén. Tính kinh tế của phương pháp này phụ thuộc vào mức độ giảm hiệu suất của động cơ điện khi giảm số vòng quay của nó. Trong các động cơ điện một chiều tốc độ quay được thay đổi do điều chỉnh điện áp. Trong các động cơ không đồng bộ có rôto ngắn mạch tốc độ quay của động cơ cũng được điều chỉnh bằng bộ điều chỉnh điện áp hoặc tần số dòng điện, tuy nhiên khoảng điều chỉnh của nó không rộng.



Phụ lục 4b (tiếp) : R502

t	p	ρ'	ρ''	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''
°C	bar	kg/dm³	kg/m³	dm³/kg	m³/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg.K
– 20	2,9100	1,3964	16,817	0,7161	0,059463	478,15	637,76	159,61	0,9178	1,5483
– 19	3,0189	1,3928	17,418	0,7180	0,057413	479,20	638,23	159,03	0,9219	1,5476
– 18	3,1308	1,3893	18,035	0,7199	0,055448	480,26	638,69	158,43	0,9260	1,5469
– 17	3,2458	1,3857	18,669	0,7216	0,053564	481,32	639,15	157,83	0,9301	1,5463
– 16	3,3640	1,3822	19,321	0,7235	0,051758	482,38	639,61	157,22	0,9342	1,5456
– 15	3,4855	1,3786	19,990	0,7254	0,050024	483,45	640,06	156,61	0,9383	1,5450
– 14	3,6102	1,3750	20,678	0,7273	0,048361	484,53	640,52	155,99	0,9425	1,5444
– 13	3,7382	1,3713	21,383	0,7292	0,046764	485,60	640,97	155,37	0,9466	1,5438
– 12	3,8696	1,3677	22,109	0,7311	0,045231	485,69	641,42	154,73	0,9507	1,5432
– 11	4,0045	1,3641	22,853	0,7331	0,043759	487,77	641,87	154,09	0,9548	1,5426
– 10	4,1429	1,3604	23,616	0,7351	0,042343	488,86	642,31	153,45	0,9589	1,5420
– 9	4,2848	1,3567	24,400	0,7371	0,040983	489,96	642,76	152,80	0,9630	1,5415
– 8	4,4304	1,3530	25,204	0,7391	0,039776	491,06	643,20	152,14	0,9671	1,5409
– 7	4,5796	1,3492	26,029	0,7412	0,038418	492,16	643,64	151,47	0,9713	1,5404
– 6	4,7325	1,3455	26,876	0,7432	0,037208	493,27	644,07	150,80	0,9754	1,5399
– 5	4,8892	1,3417	27,744	0,7453	0,036044	494,38	644,51	150,13	0,9795	1,5393
– 4	5,0497	1,3379	28,634	0,7474	0,034924	495,50	644,94	149,44	0,9836	1,5388
– 3	5,2141	1,3341	29,547	0,7496	0,033845	496,62	645,37	148,75	0,9877	1,5383
– 2	5,3825	1,3303	30,482	0,7517	0,032806	497,74	645,79	148,05	0,9918	1,5378
– 1	5,5548	1,3264	31,442	0,7539	0,031805	498,76	646,21	147,35	0,9959	1,5373
0	5,7312	1,3225	32,425	0,7561	0,030840	500,00	646,64	146,64	1,0000	1,5368
1	5,9117	1,3186	33,433	0,7584	0,029910	501,14	647,92	147,05	1,0041	1,5364
2	6,0964	1,3147	34,466	0,7606	0,029014	502,28	647,47	145,19	1,0082	1,5359
3	6,2853	1,3108	35,525	0,7629	0,028149	503,42	647,88	144,46	1,0123	1,5354
4	6,4785	1,3068	36,609	0,7652	0,027315	504,57	648,29	143,72	1,0164	1,5350
5	6,6760	1,3028	37,721	0,7676	0,026511	505,72	648,69	142,98	1,0205	1,5345
6	6,8778	1,2988	38,859	0,7700	0,025734	506,87	649,10	142,23	1,0246	1,5341
7	7,0842	1,2947	40,026	0,7724	0,024984	508,03	649,50	141,47	1,0287	1,5336
8	7,2950	1,2906	41,221	0,7748	0,024260	509,19	649,70	140,70	1,0327	1,5332
9	7,5104	1,2865	42,445	0,7773	0,023560	510,36	650,29	139,93	1,0368	1,5328
10	7,7304	1,2824	43,698	0,7798	0,022884	511,53	650,68	139,15	1,0409	1,5323
11	7,9550	1,2783	44,982	0,7823	0,022231	512,70	651,06	138,36	1,0450	1,5319
12	8,1844	1,2741	46,297	0,7849	0,021600	513,88	651,45	137,57	1,0490	1,5315
13	8,4186	1,2698	47,644	0,7875	0,020989	515,06	651,83	136,76	1,0531	1,5311
14	8,6576	1,2656	49,023	0,7901	0,020399	516,24	652,20	135,96	1,0572	1,5306
15	8,9015	1,2613	50,435	0,7928	0,019827	517,43	652,57	135,14	1,0612	1,5302
16	9,1504	1,2570	51,882	0,7955	0,019275	518,62	652,94	134,32	1,0653	1,5298
17	9,4043	1,2526	53,363	0,7983	0,018740	519,82	653,30	133,49	1,0694	1,5294
18	9,6633	1,2483	54,880	0,8011	0,018222	521,02	653,66	132,65	1,0734	1,5290
19	9,9274	1,2439	56,433	0,8040	0,017720	522,22	654,02	131,80	1,0775	1,5286

Phụ lục 4b (tiếp) : R502

t	p	ρ'	ρ"	v'	v"	h'	h"	r	s'	s"
°C	bar	kg/dm^3	kg/m^3	dm^3/kg	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg;K
20	10,197	1,2394	58,024	0,8068	0,017234	523,43	654,37	130,95	1,0815	1,5282
21	10,471	1,2349	59,653	0,8098	0,016764	524,63	654,72	130,08	1,0855	1,5278
22	10,751	1,2304	61,321	0,8128	0,016308	525,85	655,06	129,21	1,0896	1,5274
23	11,036	1,2258	63,030	0,8158	0,015865	527,06	655,40	128,34	1,0936	1,5270
24	11,327	1,2212	64,780	0,8189	0,015437	528,28	655,73	127,45	1,0977	1,5266
25	11,623	1,2165	66,572	0,8220	0,015021	529,51	656,06	126,56	1,1017	1,5262
26	11,925	1,2119	68,408	0,8252	0,014618	530,73	656,39	125,65	1,1057	1,5257
27	12,232	1,2071	70,289	0,8284	0,014227	531,96	656,71	124,74	1,1097	1,5253
28	12,545	1,2023	72,216	0,8317	0,013847	533,20	657,02	123,82	1,1137	1,5249
29	12,864	1,1975	74,190	0,8351	0,013479	534,43	657,33	122,89	1,1178	1,5245
30	13,189	1,1926	76,213	0,8385	0,013121	535,68	657,63	121,95	1,1218	1,5241
31	13,519	1,1877	78,286	0,8420	0,012774	536,92	657,93	121,01	1,1258	1,5236
32	13,856	1,1827	80,411	0,8455	0,012436	538,17	658,22	120,05	1,1298	1,5232
33	14,198	1,1777	82,589	0,8491	0,012108	539,42	658,50	119,08	1,1338	1,5227
34	14,547	1,1726	84,822	0,8528	0,011789	540,68	658,78	118,11	1,1378	1,5223
35	14,901	1,1674	87,111	0,8566	0,011480	541,94	659,05	117,12	1,1418	1,5218
36	15,262	1,1622	89,459	0,8604	0,011178	543,20	659,32	116,12	1,1458	1,5214
37	15,629	1,1570	91,868	0,8643	0,010885	544,47	659,58	115,11	1,1498	1,5209
38	16,003	1,1516	94,338	0,8683	0,010600	545,74	659,83	114,09	1,1537	1,5204
39	16,383	1,1462	96,874	0,8724	0,010323	547,01	660,08	113,06	1,1577	1,5199
40	16,769	1,1407	99,477	0,8766	0,010053	548,29	660,31	112,02	1,1617	1,5194
41	17,163	1,1352	102,15	0,8809	0,0097896	549,58	660,54	110,96	1,1657	1,5189
42	17,562	1,1296	104,89	0,8853	0,0095335	550,87	660,76	109,89	1,1697	1,5184
43	17,969	1,1239	107,71	0,8898	0,0092840	552,16	660,97	108,81	1,1737	1,5179
44	18,383	1,1181	110,61	0,8944	0,0090408	553,46	661,18	107,72	1,1777	1,5173
45	18,803	1,1122	113,59	0,8991	0,0088038	554,76	661,37	106,61	1,1816	1,5167
46	19,230	1,1063	116,65	0,9039	0,0085726	556,07	661,55	105,48	1,1856	1,5161
47	19,665	1,1002	119,80	0,9089	0,0083471	557,38	661,73	104,34	1,1896	1,5155
48	20,107	1,0941	123,04	0,9140	0,0081271	558,70	661,89	103,19	1,1936	1,5149
49	20,556	1,0878	126,38	0,9192	0,0079124	560,03	662,04	102,02	1,1976	1,5143
50	21,012	1,0815	129,82	0,9246	0,0077027	561,36	662,18	100,82	1,2016	1,5136
51	21,477	1,0750	133,37	0,9302	0,0074979	562,70	662,31	99,61	1,2056	1,5129
52	21,948	1,0684	137,03	0,9359	0,0072977	564,04	662,43	98,38	1,2096	1,5122
53	22,428	1,0617	140,80	0,9419	0,0071021	565,40	662,53	97,13	1,2136	1,5114
54	22,915	1,0549	144,70	0,9480	0,0069107	566,76	662,62	95,86	1,2176	1,5106
55	23,411	1,0479	148,73	0,9543	0,0067235	568,13	662,69	94,56	1,2217	1,5098
56	23,914	1,0407	152,90	0,9608	0,0065402	569,50	662,74	93,24	1,2257	1,5090
57	24,426	1,0334	157,22	0,9676	0,0063606	570,89	662,78	91,89	1,2298	1,5081
58	24,947	1,0260	161,69	0,9747	0,0061847	572,29	662,80	90,51	1,2339	1,5072
59	25,476	1,0183	166,33	0,9820	0,0060122	573,70	662,80	89,10	1,2380	1,5062

Phụ lục 4b (tiếp) : R502

t	p	ρ'	ρ''	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''
°C	bar	kg/dm^3	kg/m^3	dm^3/kg	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg.K
60	26,013	1,0105	171,15	0,9896	0,0058429	575,13	662,78	87,66	1,2421	1,5052
61	26,560	1,0024	176,16	0,9976	0,0056767	576,56	662,74	86,18	1,2462	1,5041
62	27,116	0,9942	181,38	1,0059	0,0055134	578,02	662,68	84,66	1,2504	1,5030
63	27,681	0,9856	186,82	1,0146	0,0053528	579,49	662,58	83,10	1,2546	1,5018
64	28,255	0,9768	192,50	1,0237	0,0051947	570,98	662,46	81,49	1,2589	1,5006
65	28,840	0,9678	198,45	1,0333	0,0050389	582,49	662,31	79,82	1,2632	1,4992
66	29,434	0,9584	204,70	1,0434	0,0048853	584,02	662,12	78,11	1,2675	1,4978
67	30,039	0,9486	211,26	1,0542	0,0047334	585,58	661,90	76,32	1,2719	1,4963
68	30,654	0,9385	218,18	1,0656	0,0045833	587,17	661,64	74,47	1,2764	1,4947
69	31,280	0,9279	225,51	1,0777	0,0044344	588,80	661,32	72,53	1,2809	1,4929
70	31,917	0,9169	233,28	1,0907	0,0042867	590,46	660,96	70,50	1,2856	1,4911
71	32,566	0,9052	241,57	1,1047	0,0041396	592,17	660,54	68,37	1,2904	1,4890
72	33,226	0,8930	250,45	1,1198	0,0039928	593,94	660,04	66,11	1,2953	1,4868
73	33,899	0,8800	260,03	1,1364	0,0038457	595,77	659,47	63,70	1,3004	1,4844
74	34,585	0,8661	270,43	1,1546	0,0036978	597,68	658,80	61,12	1,3057	1,4817
75	35,284	0,8512	281,83	1,1748	0,0035482	599,69	658,02	58,33	1,3112	1,4787
76	35,997	0,8349	294,48	1,1977	0,0033958	601,82	657,10	55,28	1,3171	1,4754
77	36,725	0,8170	308,73	1,2240	0,0032390	604,12	655,99	51,87	1,3234	1,4715
78	37,468	0,7969	325,15	1,2549	0,0030755	606,63	654,65	48,01	1,3303	1,4670
79	38,227	0,7735	344,69	1,2928	0,0029011	609,47	652,95	43,49	1,3381	1,4616
80	39,004	0,7451	369,25	1,3421	0,0027082	612,80	650,71	37,91	1,3473	1,4546
81	39,799	0,7070	403,68	1,4145	0,0024772	617,11	647,41	30,29	1,3591	1,4447
82	40,614	0,6318	475,12	1,5827	0,0021047	624,96	640,27	15,31	1,3809	1,4240

Phụ lục 5 : BẢNG HƠI BÃO HOÀ CỦA R134a

t	p	v'	v"	h'	h"	r	s'	s"
°C	MPa	l/kg	l/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg.K
– 40	0,0516	0,7055	356,927	450,0	672,9	222,9	0,8030	1,7590
38	0,0572	0,7084	324,060	452,3	674,1	221,8	0,8131	1,7562
– 36	0,0633	0,7113	294,751	454,7	675,4	220,7	0,8231	1,7536
– 34	0,0699	0,7142	268,563	457,1	676,6	219,5	0,8331	1,7511
– 32	0,0770	0,7172	245,118	459,5	677,9	218,4	0,8431	1,7487
– 30	0,0847	0,7202	224,087	461,9	679,1	217,2	0,8530	1,7464
– 28	0,0930	0,7233	205,188	461,4	680,4	216,0	0,8630	1,7441
– 26	0,1020	0,7265	188,172	466,8	681,6	214,8	0,8729	1,7420
– 24	0,1116	0,7296	172,827	469,3	682,8	213,6	0,8828	1,7400
– 22	0,1219	0,7328	158,963	471,7	684,1	212,3	0,8927	1,7381
– 20	0,1330	0,7361	146,417	474,2	685,3	211,1	0,9026	1,7363
– 18	0,1448	0,7395	135,045	476,8	686,5	209,8	0,9124	1,7345
– 16	0,1575	0,7428	124,721	479,3	687,7	208,5	0,9222	1,7328
– 14	0,1710	0,7463	115,333	481,8	688,9	207,1	0,9320	1,7313
– 12	0,1854	0,7498	106,783	484,4	690,1	205,8	0,9418	1,7297
– 10	0,2007	0,7533	98,986	486,9	691,3	204,4	0,9525	1,7283
– 8	0,2170	0,7569	91,865	489,5	692,5	203,0	0,9613	1,7269
– 6	0,2344	0,7606	85,352	492,1	693,7	201,6	0,9710	1,7256
4	0,2527	0,7644	79,387	494,7	694,9	200,2	0,9807	1,7243
2	0,2722	0,7682	73,916	497,4	696,1	198,7	0,9904	1,7232
0	0,2928	0,7721	68,892	500,0	697,2	197,2	1,0000	1,7220
2	0,3146	0,7760	64,273	502,7	698,4	195,7	1,0096	1,7209
4	0,3376	0,7801	60,020	505,3	699,5	194,2	1,0192	1,7199
6	0,3619	0,7842	56,100	508,0	700,7	192,6	1,0288	1,7189
8	0,3876	0,7884	52,482	510,7	701,8	191,1	1,0384	1,7180
10	0,4145	0,7927	49,139	513,4	702,9	189,5	1,0479	1,7171
12	0,4429	0,7971	46,047	516,2	704,0	187,8	1,0575	1,7163
14	0,4728	0,8016	43,183	518,9	705,1	186,2	1,0670	1,7154
16	0,5042	0,8062	40,529	521,7	706,2	184,5	1,0765	1,7147
18	0,5371	0,8109	38,065	524,5	707,3	182,8	1,0860	1,7139
20	0,5716	0,8157	35,775	527,2	708,3	181,1	1,0954	1,7132
22	0,6078	0,8207	33,646	530,1	709,4	179,3	1,1049	1,7125
24	0,6457	0,8257	31,663	532,9	710,4	177,6	1,1144	1,7119
26	0,6853	0,8309	29,816	535,7	711,5	175,7	1,1238	1,7112
28	0,7267	0,8362	28,092	538,6	712,5	173,9	1,1332	1,7106
30	0,7701	0,8417	26,483	541,5	713,5	172,0	1,1426	1,7000
32	0,8153	0,8473	24,978	544,4	714,5	170,1	1,1520	1,7194
34	0,8625	0,8530	23,571	547,3	715,4	168,1	1,1614	1,7089
36	0,9117	0,8590	22,253	550,2	716,4	166,2	1,1708	1,7083
38	0,9630	0,8651	21,017	553,2	717,3	164,1	1,1802	1,7077
40	1,0164	0,8714	19,858	556,2	718,2	162,1	1,1896	1,7071
42	1,0720	0,8780	18,769	559,2	719,1	159,9	1,1990	1,7066
44	1,1299	0,8847	17,745	562,2	720,0	157,8	1,2084	1,7060
46	1,1901	0,8917	16,782	565,2	720,8	155,6	1,2179	1,7054
48	1,2526	0,8989	15,876	568,3	721,7	153,3	1,2273	1,7048
50	1,3176	0,9064	15,021	571,4	722,5	151,0	1,2367	1,7041
52	1,3851	0,9412	14,214	574,6	723,2	148,7	1,2462	1,7034
54	1,4552	0,9223	13,453	577,7	724,0	146,2	1,2557	1,7027
56	1,5278	0,9308	12,733	580,9	724,7	143,8	1,2652	1,7020
58	1,6032	0,9396	12,052	584,1	725,3	141,2	1,2748	1,7012
60	1,6813	0,9488	11,407	587,4	726,0	138,6	1,2844	1,7003

tiếp →

Phụ lục 5 (tiếp)

t	p	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''
°C	MPa	l/kg	l/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg.K
62	1,7623	0,9585	10,795	590,7	726,6	135,9	1,2940	1,6994
64	1,8462	0,9687	10,214	594,0	727,1	133,1	1,3037	1,6984
66	1,9331	0,9794	9,662	597,4	727,6	130,2	1,3135	1,6973
68	2,0231	0,9907	9,138	600,8	728,0	127,2	1,3233	1,6961
70	2,1162	1,0027	8,637	604,3	728,4	124,1	1,3332	1,6948
72	2,2126	1,0155	8,160	607,9	728,7	120,9	1,3432	1,6933
74	2,3123	1,0291	7,705	611,5	729,0	117,5	1,3533	1,6917
76	2,4154	1,0437	7,268	615,1	729,1	114,0	1,3635	1,6899
78	2,5221	1,0595	6,850	618,9	729,2	110,3	1,3739	1,6879
80	2,6324	1,0766	6,448	622,7	729,3	106,4	1,3844	1,6857

Phụ lục 6 : THÔNG SỐ CỦA MỘT SỐ CHẤT KHÍ

Tên gọi	Công thức hoá học	M	R	Điểm 3 thể hoá rắn		Sôi ở áp suất khí quyển			Điểm tới hạn			Trạng thái khí ở °C		
				t_3	p_3	t	ρ' (lỏng)	r	t_c	p_c	ρ_c	c_p^o	χ^o	ρ_n
		kg/kmol	J/kgK	°C	kPa	°C	kg/m³	kJ/kg	°C	MPa	kg/m³	kJ/(kg.K)	–	kg/m³
Hêli	He	4,003	2077,2	–	–	– 268,9	125	20,8	– 267,9	0,23	69,3	5,19	1,67	0,1785
Hydrô	H_2	2,016	4124,4	– 259,2	7,16	– 252,8	70,8	448	– 239,9	1,30	30,1	14,07	1,415	0,0899
Neon	Ne	20,183	411,95	– 248,6	43,2	– 246,1	1206	86,0	– 228,7	2,67	482,5	1,03	1,67	0,8999
Nitơ	N_2	28,013	296,80	– 210,0	12,7	– 195,8	806	197,5	– 146,9	3,396	310	1,037	1,401	1,2505
Argon	Ar	39,948	208,13	– 189,3	68,9	– 185,9	1400	163	– 122,3	4,90	535	0,52	1,67	1,7839
Oxi	O_2	31,999	259,83	– 218,8	0,15	– 183,0	1142	212,3	– 118,5	5,07	429	0,914	1,397	1,4290
Mêtan	CH_4	16,043	518,25	– 182,5	11,67	– 161,5	425	510	– 82,5	4,63	161,9	2,18	1,31	0,717
Krypton	Kr	83,80	99,22	– 175,2	73,2	– 153,4	2400	107,6	– 63,7	5,51	911	0,25	1,67	3,74
Xênon	Xe	131,3	63,32	– 111,8	81,46	– 108,1	3100	96,3	16,6	5,89	1105	0,16	1,67	5,89
Etylen	C_2H_4	28,054	296,37	– 169,1	0,12	– 103,8	570	483	9,7	5,12	217	1,47	1,25	1,261
Không khí	–	28,96	287,1	– 212,9[2]	–	– 192,3	860	197	– 140,6	3,77	327	1,002	1,40	1,2928

Phụ lục 7 : THÔNG SỐ MỘT SỐ MÔI CHẤT LẠNH THƯỜNG GẶP

Kí hiệu	Công thức hoá học	M	R	Điểm đóng băng (điểm hội ba)	Điểm sôi ở áp suất khí quyển			Điểm tới hạn			Trạng thái hơi ở °C		
					t	ρ'	r	t_c	p_c	ρ_c	$c^{\circ}p$	χ°	ρ_n
		kg/kmol	J/kgK	°C	°C	kg/m³	kJ/kg	°C	MPa	kg/m³	kJ/(kg.K)	:	kg/m³
R717	NH_3	17,03	488,19	– 77,9	– 33,4	682	1369	132,4	11,30	235	2,06	1,31	0,771
R718	H_2O	18,02	461,52	0,0	100	958,3	2258	374,2	22,12	314	1,858	1,33	lỏng
R744	CO_2	44,01	188,92	– 56,6	– 78,5[1)]	1560[1)]	573,1[1)]	31,0	7,37	464	0,821	1,3	1,97
R11	CCl_3F	137,37	60,525	– 111	23,8	1480	182	198,0	4,41	553,7	0,551	1,12	lỏng
R12	CCl_2F_2	120,91	68,764	– 155	– 29,8	1486	166	112,0	4,12	558	0,577	1,13	5,4
R13	$CClF_3$	104,46	79,593	– 181	– 81,4	1525	150	28,8	3,87	581	0,614	1,15	4,66
R14	CF_4	88,01	94,47	– 184	– 128,0	1630	136	– 45,6	3,74	626	0,662	1,17	3,93
R12B1	$CClF_2Br$	165,37	50,268	– 161	– 3,6	1897	133	154,6	4,12	713	0,436	1,13	7,85
R13B1	CF_3Br	148,92	55,833	– 168	– 57,6	1990	118	67,0	3,98	745	0,448	1,14	6,65
R21	$CHCl_2F$	102,92	80,788	– 135	8,9	1405	242	178,4	5,18	524	0,556	1,17	lỏng
R22	$CHClF_2$	86,47	96,154	– 160	– 40,8	1413	234	96,1	4,98	515	0,619	1,18	8,86
R23	CHF_3	70,01	118,76	– 155	– 82,1	1460	239	26,3	4,84	516	0,696	1,21	3,11
R30	CH_2Cl_2	84,93	97,892	– 96,7	40	1287	329	235,4	5,97	509	0,59	1,2	lỏng
R40	CH_3Cl	50,49	164,67	– 97,6	– 24,0	1003	428	143,0	6,68	353	0,812	1,27	2,25
R113[2)]	$C_2Cl_3F_3$	187,37	44,374	– 36,6	– 47,7	1510	144	214,1	3,41	577	0,605	1,075	lỏng
R114[2)]	$C_2Cl_2F_4$	170,92	48,644	– 94	3,6	1520	146	145,7	3,26	582	0,697	1,08	lỏng
R115	C_2ClF_5	154,47	53,83	– 106	– 38,5	1558	126	80,0	3,16	590	0,687	1,09	6,99
R116	C_2F_6	138,01	60,24	– 100,6	– 78,2	1600		24,3	2,89	612		1,09	
R142[2)]	$C_2H_3ClF_2$	100,50	82,733	– 130,8	– 9,1	1186	222	136,8	4,12	435	0,8	1,12	4,49
R143[2)]	$C_2H_3F_3$	84,04	98,933	– 111,3	– 47,6	1166	230	73,1	3,78	435	0,8	1,12[3)]	3,73
R152a[2)]	$C_2H_4F_2$	66,05	125,88	– 117	– 25,0	1012	324	113,5	4,49	365	0,708[3)]	1,12[3)]	

Phụ lục 7 (tiếp)

Kí hiệu	Công thức hoá học	M	R	Điểm đóng băng (điểm hội ba)	Điểm sôi ở áp suất khí quyển			Điểm tới hạn			Trạng thái hơi ở °C		
					t	ρ'	r	t_c	p_c	ρ_c	c^o_p	χ^o	ρ_n
		kg/mol	J/kgK	°C	°C	kg/m³	kJ/kg	°C	MPa	kg/m³	kJ/(kg.K)	:	kg/m³
RC318	C_4F_8	200,04	41,563	– 40,2	– 6,4	1637	117	115,3	2,78	620	0,741	1,06	8,93
R502		111,64	74,47	– 160	– 45,4	1487	172	82,2	4,07	560	0,646	1,13	5,12
R503		87,23	95,31		– 87,9	1487	172	82,2	4,07	560	0,646	1,13	5,12
R503		87,23	95,31		– 87,9	1475	179	19,3	4,34	563	0,948	1,17	4,0
R170	C_2H_6	30,07	276,50	– 183	– 88,6	546	485	32,2	4,89	204	1,65	1,2	1,356
R290	C_3H_8	44,10	188,55	– 188	– 42,0	583	428	96,8	4,26	219		1,15	2,019
R600	$n–C_4H_{10}$	58,12	143,04	– 138,4	– 0,5	602	386	152,0	3, 81	228		1,1	2,703
R600a	$i–C_4H_{10}$	58,12	143,04	– 159,6	– 11,7	596	367	135,0	3,67	221		1,11	2,668
R1150	C_2H_4	28,05	296,37	– 169	– 103,8	570	483	9,7	5,12	217	1,47	1,25	1,261
R1270	C_3H_6	42,08	197,58	– 185	– 47,7	612	438	46,1	4,61	230		1,16	1,915

c^o_p, χ^o. Trạng thái khí lí tưởng ($p = 0$) ; ρ_n cho $p = 0,1013$ MPa

Lỏng – Môi chất ở trạng thái lỏng

1) Điểm tháng hoa của đá khô CO_2 ; $p_3 = 0,518$ MPa ($-56,6^oC$)

2) Chất đồng phân R113 ($CCl_2F \cdot CClF_2$) ; R114 ($CClF_2 \cdot CCl_2F_2$) ; R142 ($CH_3 – CF_2Cl$) ; R143 ($CH_3 – CF_3$) ; R152a ($CH_3 – CHF_2$)

3) Ở nhiệt độ $t = 25^oC$.

Phụ lục 8 : TÍNH CHẤT VẬT LÝ CỦA DUNG DỊCH NƯỚC MUỐI $CaCl_2$

Khối lượng riêng ở + 15°C kg/lít	Nồng độ muối trong dung dịch %	Nhiệt độ đóng băng °C	Nhiệt dung riêng, kJ/(kg.K) ở các nhiệt độ, °C				
			0	– 10	– 20	– 30	– 40
1,00	0,1	0,0	4,199	–	–	–	–
1,05	5,9	– 3,0	3,831	–	–	–	–
1,10	11,5	– 6,1	3,500	–	–	–	–
1,15	16,8	-12,7	3,224	3,199	–	–	–
1,16	17,8	14,2	3,174	3,153	–	–	–
1,17	18,9	– 15,7	3,127	3,107	–	–	–
1,18	19,9	– 17,4	3,036	3,060	–	–	–
1,19	20,9	– 19,2	3,024	3,019	–	–	–
1,20	21,9	– 21,2	3,002	2,977	2,952	–	–
1,21	22,8	– 23,3	2,964	2,939	2,914	–	–
1,22	23,8	– 25,7	2,931	2,906	2,880	–	–
1,23	24,7	– 28,3	2,897	2,872	2,847	–	–
1,24	25,7	– 31,2	2,868	2,843	2,818	2,793	–
1,25	26,6	– 34,6	2,839	2,813	2,788	2,763	–
1,26	27,5	– 38,6	2,809	2,784	2,759	2,734	
1,27	28,4	– 43,6	2,780	2,755	2,730	2,705	2,679
1,28	29,4	– 50,1	2,755	2,730	2,705	2,679	2,654
(*)1,286	29,9	– 55,0	2,732	2,713	2,688	2,663	2,638
1,29	30,3	50,6	2,726	2,700	2,675	2,650	2,625

(*) ở ρ = 1,286 đạt dung dịch cùng tinh (eutéctic)

Phụ lục 9 : TÍNH CHẤT VẬT LÝ CỦA DUNG DỊCH NƯỚC MUỐI NaCl

Khối lượng riêng ở + 15°C kg/lít	Nồng độ muối trong dung dịch %	Nhiệt độ đóng băng °C	Nhiệt dung riêng, kJ/(kg.K) ở các nhiệt độ dung dịch, °C				
			0	– 5	– 10	– 15	– 20
1,00	0,1	0,0	4,191	–	–	–	–
1,01	1,5	– 0,9	4,074	–	–	–	–
1,02	2,9	– 1,8	4,003	–		–	–
1,03	4,3	– 2,6	3,940	–	–	–	–
1,04	5,6	– 3,5	3,865	–	–	–	–
1,05	7,0	– 4,4	3,827	–			–
1,06	8,3	– 5,4	3,772	3,768	–	–	–
1,07	9,6	– 6,4	3,772	3,718	–	–	–
1,08	11,0	– 7,5	3,676	3,668	–		–
1,09	12,3	– 8,6	3,630	3,626	–	–	–
1,10	13,6	– 9,8	3,588	3,584	3,580	–	–
1,11	14,9	– 11,0	3,550	3,546	3,533		
1,12	16,2	– 12,2	3,513	3,508	3,500	–	–
1,13	17,5	– 13,6	3,475	3,471	3,467	–	–
1,14	18,8	– 15,1	3,441	3,437	3,429	3,421	
1,15	20,0	– 16,6	3,408	3,404	3,395	3,387	–
1,16	21,2	– 18,2	3,375	3,370	3,362	3,354	–
1,17	22,4	– 20,0	3,341	3,337	3,333	3,328	3,320
1,175*	23,1	– 21,2	3,328	3,324	3,320	3,316	3,308
1,18	23,7	– 17,2	3,312	3,308	3,303	3,299	

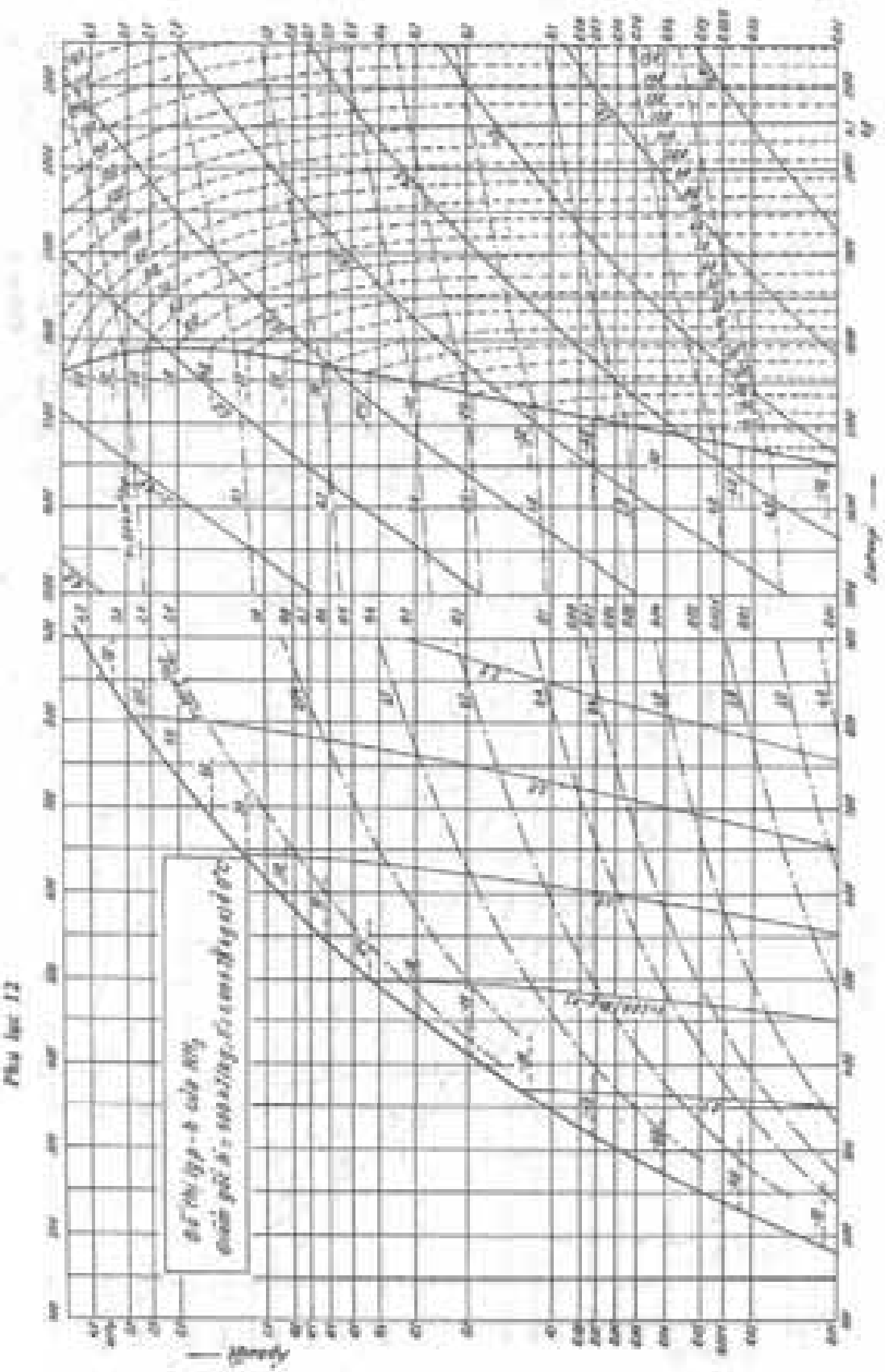
*) Dung dịch đạt điểm cùng tinh (eutéctic) ở ρ = 1,175 kg/lít.

Phụ lục 10 : KHỐI LƯỢNG RIÊNG CỦA DUNG DỊCH $CaCl_2$ Ở CÁC NHIỆT ĐỘ KHÁC NHAU, ρ, kg/lít

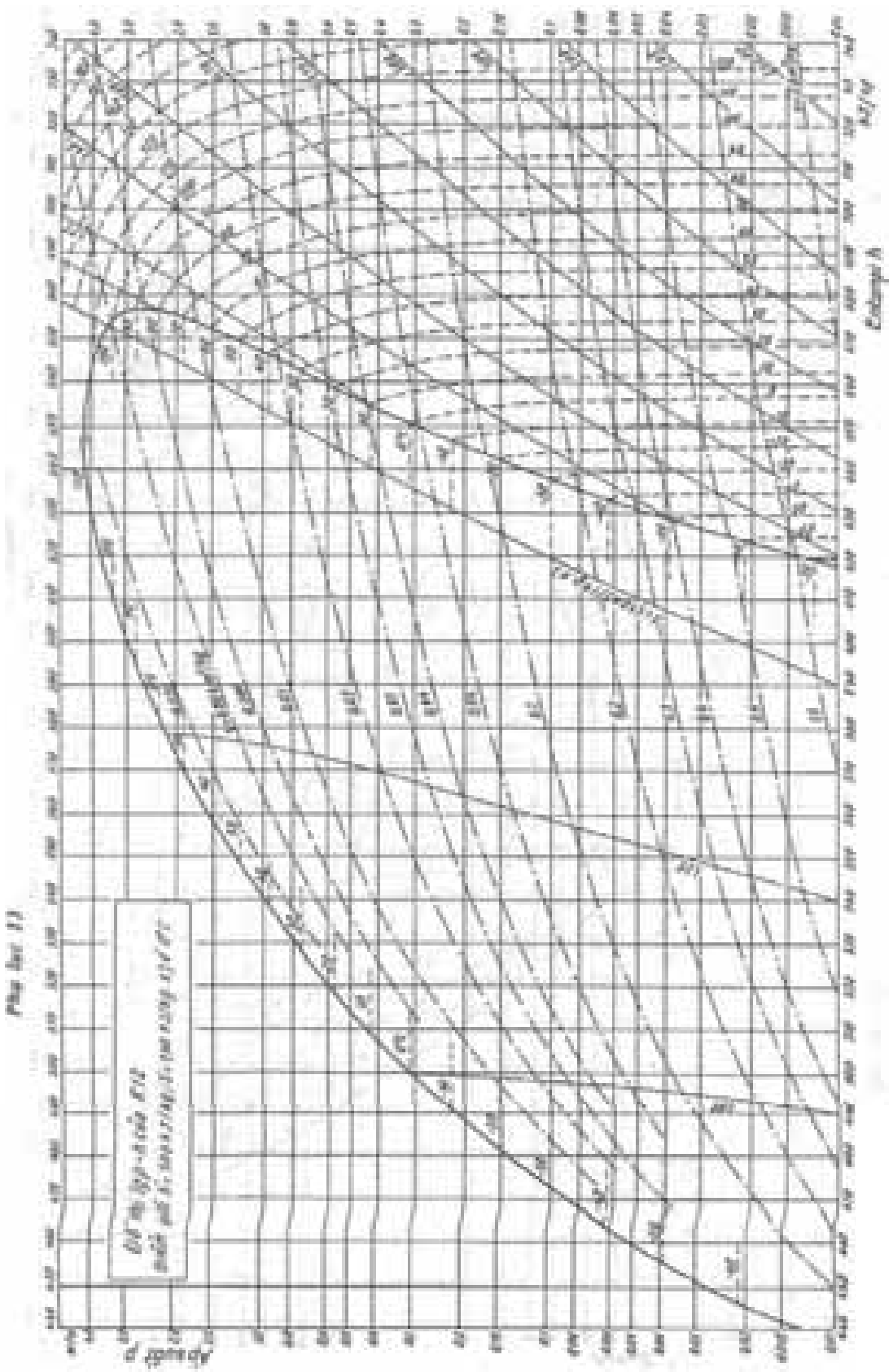
Nồng độ muối trong dung dịch, %	Nhiệt độ, °C					
	– 20	– 10	0	10	20	30
5	–	–	1,0488	1,0425	1,0402	1,0369
6	–	–	1,0528	1,0513	1,0489	1,0456
7	–	–	1,0619	1,0602	1,0577	1,0544
8	–	–	1,0710	1,0691	1,0664	1,0629
9	–	–	1,0802	1,0781	1,0753	1,0718
10	–	–	1,0895	1,0872	1,0843	1,0808
11	–	–	1,0989	1,0964	1,0934	1,0899
12	–	–	1,1083	1,1056	1,1025	1,0993
13	–	–	1,1178	1,1150	1,1117	1,1079
14	–	–	1,1274	1,1244	1,1210	1,1172
15	–	1,1396	1,1371	1,1340	1,1304	1,1261
16	–	1,1449	1,1469	1,1438	1,1399	1,1357
17	–	1,1597	1,1568	1,1534	1,1495	1,1451
18	–	1,1698	1,1667	1,1632	1,1592	1,1548
19	–	1,1801	1,1768	1,1731	1,1690	1,1645
20	–	1,1904	1,1869	1,1831	1,1788	1,1742
21	1,2046	1,2010	1,1972	1,1932	1,1889	1,1844
22	1,2150	1,2114	1,2075	1,2033	1,1989	1,1942
23	1,2260	1,2221	1,2180	1,2137	1,2092	1,2045
24	1,2369	1,2328	1,2285	1,2240	1,2194	1,2146
25	1,2481	1,2437	1,2392	1,2346	1,2299	1,2251

Phụ lục 11 : KHỐI LƯỢNG RIÊNG CỦA DUNG DỊCH NaCl Ở CÁC NHIỆT ĐỘ KHÁC NHAU, ρ, kg/lít

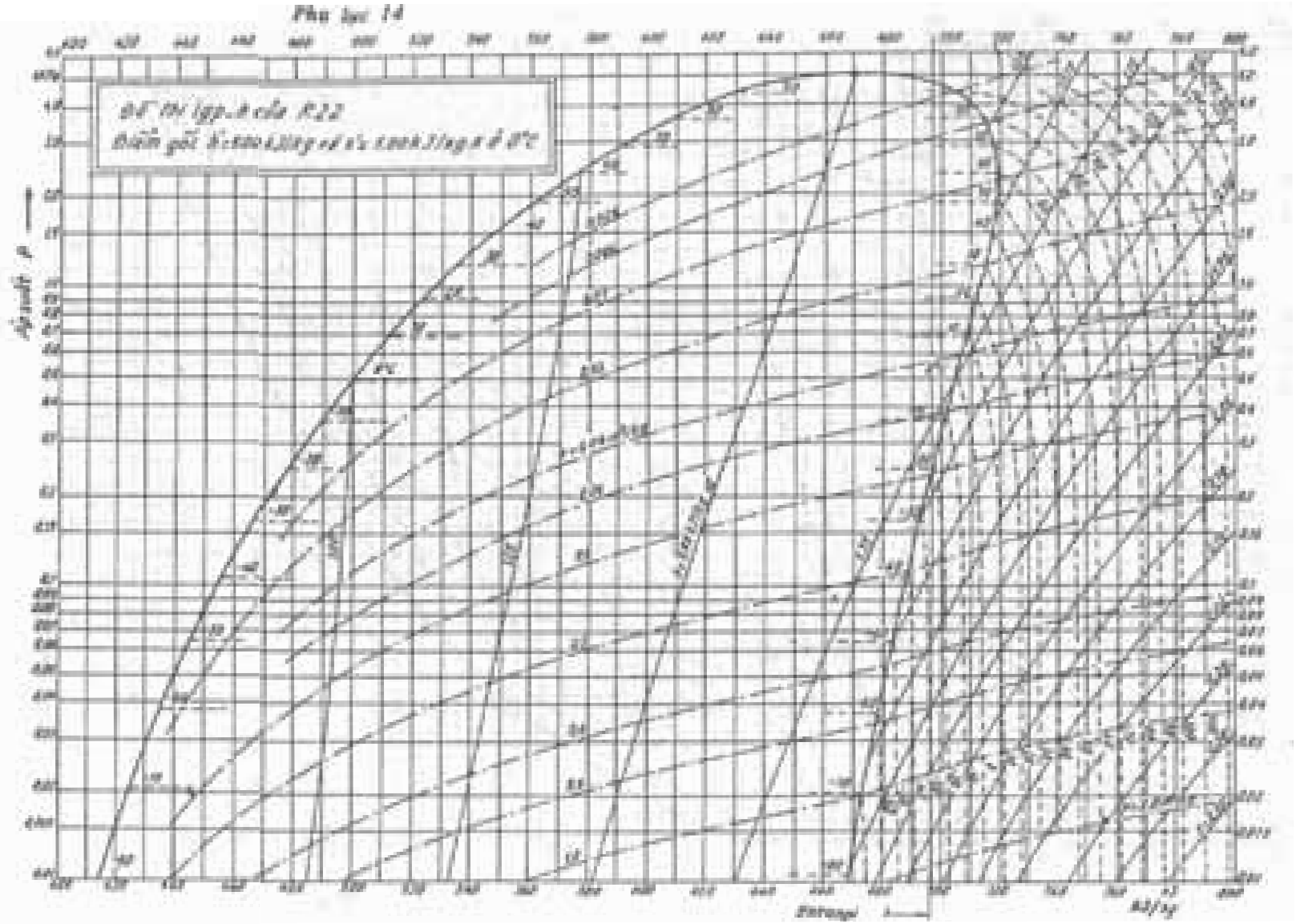
Nồng độ muối trong dung dịch, %	Nhiệt độ, °C				
	– 10	0	10	20	30
5	–	1,0382	1,0336	1,0341	1,0307
6	–	1,0459	1,0440	1,0413	1,0379
7	–	1,0536	1,0515	1,0486	1,0450
8	–	1,0613	1,0590	1,0559	1,0523
9	–	1,0691	1,0665	1,0633	1,0595
10	–	1,0769	1,0741	1,0707	1,0668
11	–	1,0847	1,0817	1,0782	1,0741
12	–	1,0925	1,0894	1,0857	1,0816
13	–	1,1004	1,0971	1,0933	1,0890
14	–	1,1083	1,1048	1,1009	1,0966
15	1,1195	1,1163	1,1126	1,1086	1,1041
16	1,1277	1,1243	1,1205	1,1163	1,1118
17	1,1359	1,1323	1,1283	1,1241	1,1195
18	1,1442	1,1404	1,1362	1,1319	1,1272
19	1,1525	1,1486	1,1444	1,1398	1,1350
20	1,1608	1,1568	1,1524	1,1478	1,1429
21	1,1692	1,1651	1,1606	1,1559	1,1509
22	1,1777	1,1734	1,1688	1,1640	1,1589
23	1,1862	1,1818	1,1771	1,1722	1,1670
24	1,1948	1,1902	1,1884	1,1804	1,1752
25	–	1,1987	1,1938	1,1887	1,1834

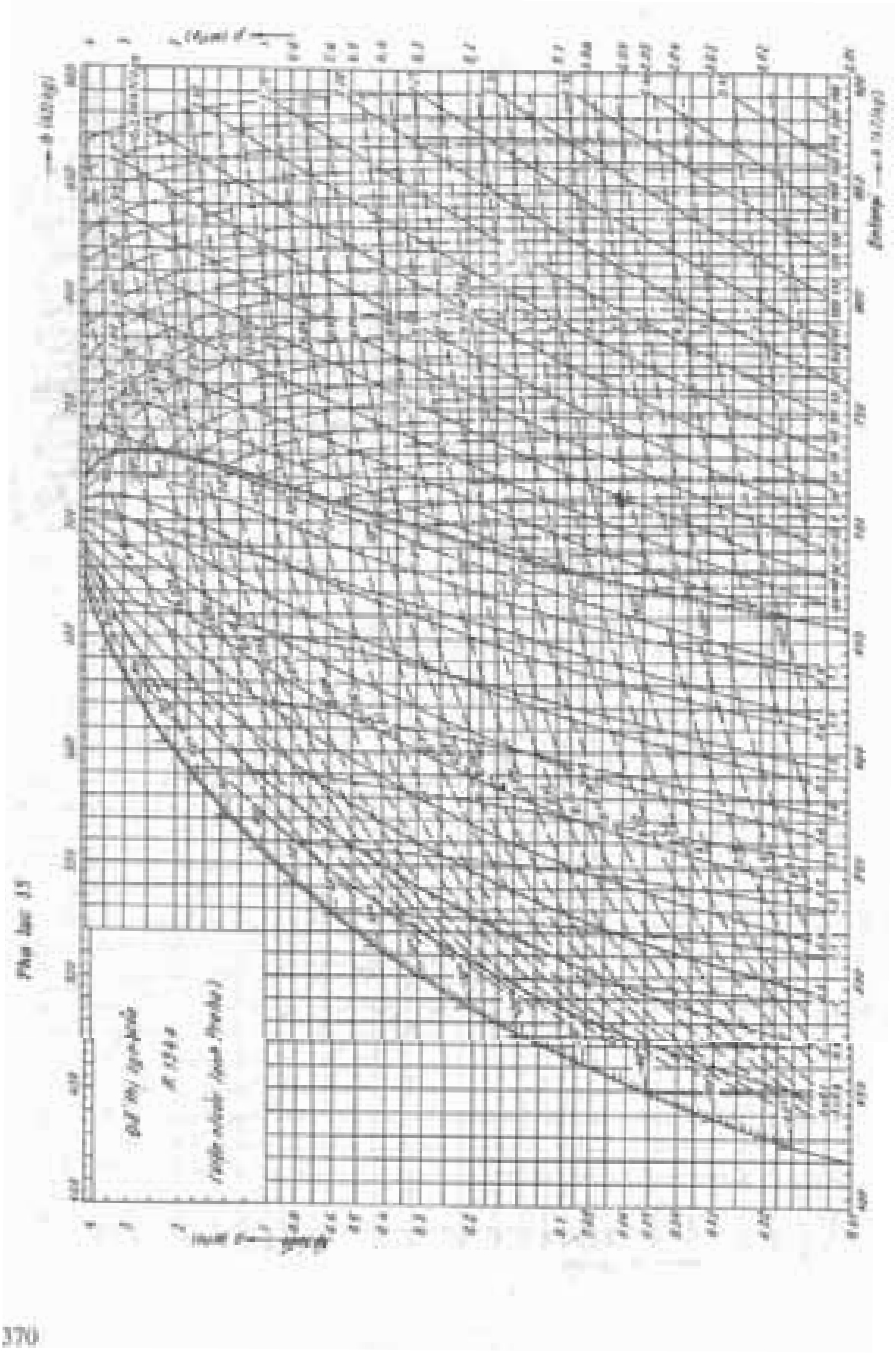


Phụ lục 12

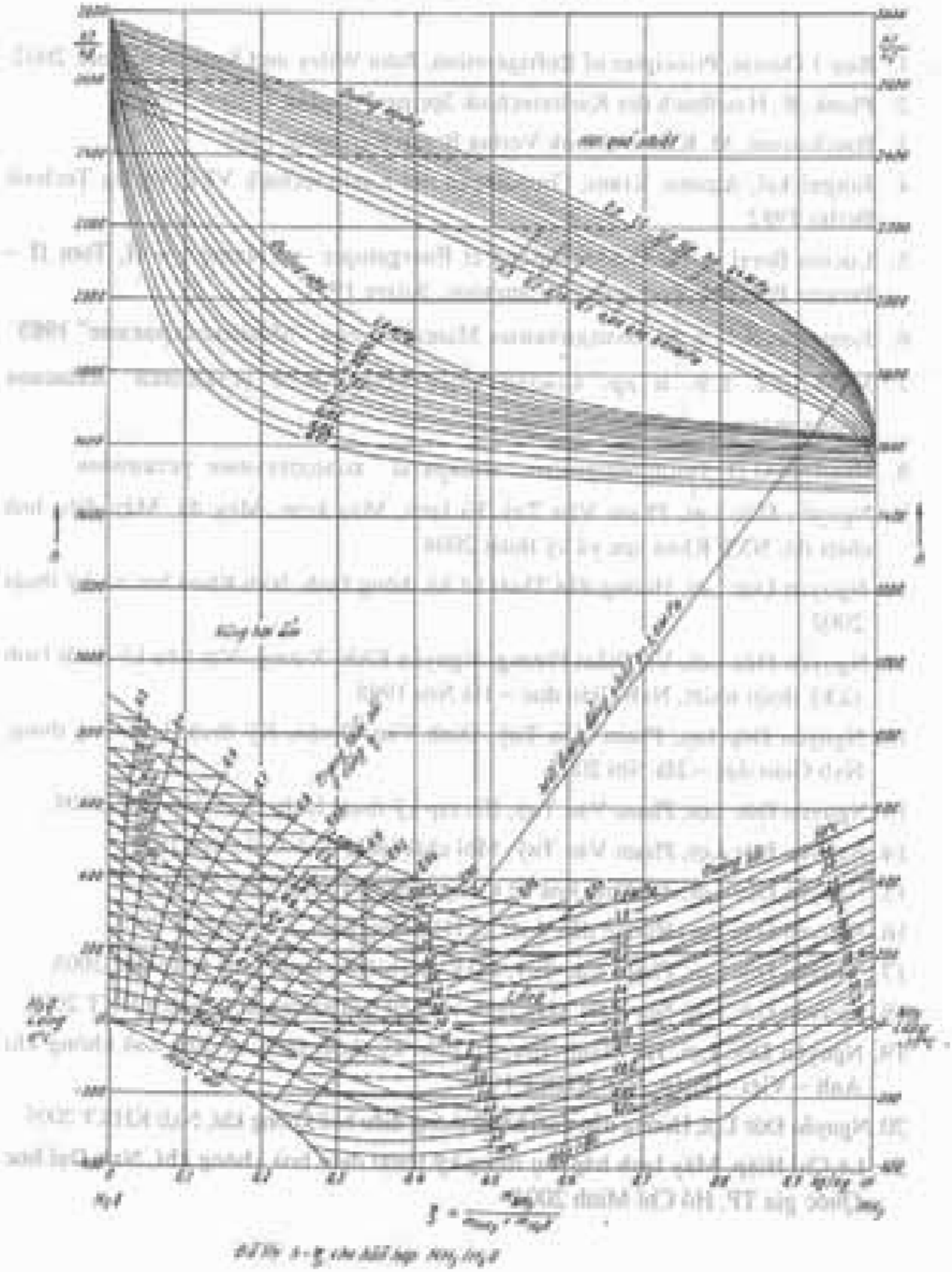


Phụ lục 14





Phụ lục 16



TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Roy J.Dossat, Principles of Refrigeration, John Wiley and Sons New York 2002.
2. Plank, R. Handbuch der Kaeltetechnik Springer Verlag 1959 – 1988
3. Baeckstrom, M. Kaeltetechnik Verlag Braun Karlsruhe 1957
4. Jungnickel, Agsten, Kraus, Grundlagen der Kaeltetechnik VEB Verlag Technik Berlin 1982
5. Lucien Borel – Thermodynamique et Energetique – Volume I + II, Tom II – Presses Polytech Romandes – Lausanne, Suisse 1991.
6. Кошкин, Н.Н.и др. холодильные Машины, лен. "Машиностроение" 1985
7. Мальгина, Е.В. и др. холодильные Машины и установки "пищевая промышленность" Москва 1980
8. Иванов, О.П. Теплообменные аппараты холодильные установок
9. Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tuỳ, Tủ lạnh, Máy kem, Máy đá, Máy điều hoà nhiệt độ, NXB Khoa học và kỹ thuật 2004
10. Nguyễn Đức Lợi, Hướng dẫn Thiết kế hệ thống lạnh, Nxb Khoa học và kỹ thuật 2002
11. Nguyễn Đức Lợi, Vũ Diễm Hương, Nguyễn Khắc Xương. Vật liệu kỹ thuật lạnh và kỹ thuật nhiệt, Nxb Giáo dục – Hà Nội 1998
12. Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tuỳ, Đinh Văn Thuận, Kỹ thuật lạnh ứng dụng, Nxb Giáo dục – Hà Nội 2002
13. Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tuỳ, Bài tập kỹ thuật lạnh, Nxb Giáo dục 2004
14. Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tuỳ, Môi chất lạnh, Nxb Giáo dục 1998
15. Nguyễn Đức Lợi, Tự động hoá hệ thống lạnh, Nxb Giáo dục 2004
16. Nguyễn Đức Lợi, Hướng dẫn thiết kế Hệ thống lạnh, Nxb KHKT 2005
17. Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tuỳ, Máy và Thiết bị lạnh, Nxb Giáo dục 2005
18. Nguyễn Đức Lợi, Sửa chữa Máy lạnh và điều hoà không khí, Nxb KHKT 2005
19. Nguyễn Đức Lợi, Hà Mạnh Thư, Từ điển kỹ thuật lạnh và điều hoà không khí Anh – Việt – Pháp, Nxb KHKT 1998
20. Nguyễn Đức Lợi, Hướng dẫn thiết kế hệ thống điều hoà không khí, Nxb KHKT 2005
21. Lê Chí Hiệp, Máy lạnh hấp thụ trong kỹ thuật điều hoà không khí, Nxb Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh 2004

MỤC LỤC

		Trang
Lời nói đầu		3
Chương 1 – LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN VÀ Ý NGHĨA KINH TẾ CỦA KỸ THUẬT LẠNH		
1.1.	Lịch sử phát triển của kỹ thuật lạnh	5
1.2.	Ý nghĩa kinh tế của kỹ thuật lạnh	7
1.3	Kỹ thuật lạnh ở Việt Nam	12
Chương 2 – CÁC PHƯƠNG PHÁP LÀM LẠNH NHÂN TẠO		
2.1.	Phương pháp bay hơi khuếch tán	13
2.2	Phương pháp hoà trộn lạnh	14
2.3.	Phương pháp giãn nở khi có sinh ngoại công	14
2.4.	Phương pháp tiết lưu không sinh ngoại công và hiệu ứng Joule – Thomson	15
2.5.	Dãn nở khí trong ống xoáy	16
2.6.	Hiệu ứng nhiệt điện, hiệu ứng Peltier	17
2.7	Phương pháp khử từ đoạn nhiệt	18
2.8.	Tan chảy hoặc thăng hoa vật rắn	18
2.9.	Bay hơi chất lỏng	19
Chương 3 – MÔI CHẤT LẠNH VÀ CHẤT TẢI LẠNH		
3.1.	Môi chất lạnh	20
3.2.	Chất tải lạnh	43
Chương 4 – MÁY NÉN LẠNH		
4.1.	Phân loại máy nén lạnh	46
4.2.	Phạm vi ứng dụng các loại máy nén lạnh	47
4.3.	Máy nén pittông (trượt)	49
4.4.	Máy nén trục vít	93
4.5.	Máy nén rôto	94
4.6.	Máy nén xoắn ốc (Scroll)	97
4.7.	Máy nén tuabin	99
Chương 5 – CHU TRÌNH MÁY LẠNH NÉN HƠI MỘT CẤP		
5.1.	Mở đầu	101
5.2.	Chu trình máy lạnh nén hơi một cấp	102
5.3.	Các tổn thất và chu trình thực	117
5.4.	Sự phụ thuộc của năng suất lạnh vào nhiệt độ bay hơi và ngưng tụ	120
Chương 6 – CHU TRÌNH MÁY LẠNH NÉN HƠI HAI VÀ NHIỀU CẤP		
6.1.	Đại cương	127
6.2.	Chu trình hai cấp nén	127
6.3.	Chu trình máy lạnh ba cấp	138
6.4.	Chu trình máy lạnh ghép tầng	141
Chương 7 – THIẾT BỊ NGƯNG TỤ CỦA HỆ THỐNG LẠNH		
7.1.	Đại cương	143
7.2.	Phân loại thiết bị ngưng tụ	144
7.3.	Thiết bị ngưng tụ làm mát bằng nước	144
7.4.	Thiết bị ngưng tụ làm mát bằng nước và không khí	154
7.5.	Thiết bị ngưng tụ làm mát bằng không khí	157
7.6.	Tính toán nhiệt thiết bị ngưng tụ	160
Chương 8 – THIẾT BỊ BAY HƠI		
8.1.	Phân loại thiết bị bay hơi	172
8.2.	Thiết bị bay hơi làm lạnh chất lỏng	172
8.3.	Thiết bị bay hơi làm lạnh không khí	181
8.4.	Tính toán thiết bị bay hơi	187
Chương 9 – THÁP GIẢI NHIỆT		
9.1.	Đại cương	200
9.2.	Tính toán lý thuyết tháp giải nhiệt	203
9.3.	Các đặc tính vận hành của tháp giải nhiệt	204
9.4.	Kết cấu, vật liệu và đặc điểm	207
9.5.	Nước bổ sung, nước tuần hoàn và yêu cầu chất lượng nước	213
9.6.	Tính chọn tháp giải nhiệt	215

Chương 10 - THIẾT BỊ PHỤ, DỤNG CỤ VÀ ĐƯỜNG ỐNG CỦA HỆ THỐNG LẠNH
10.1. Các thiết bị phụ của hệ thống lạnh 220
10.2. Dụng cụ của hệ thống lạnh 236
10.3. Đường ống 240
Chương 11 – MÁY LẠNH HẤP THỤ
11.1. Đại cương 244
11.2. Chu trình lý thuyết 245
11.3. Cặp môi chất dùng trong máy lạnh hấp thụ 246
11.4. Máy lạnh hấp thụ nước/bromualiti (H_2O/LiBr) 249
11.5. Máy lạnh hấp thụ amôniac/nước 256
11.6. Máy lạnh hấp thụ khuếch tán 264
11.7. Máylạnh hấp thụ chu kỳ 267
11.8. Một số loại máy lạnh hấp thụ khác 269
Chương 12 – MÁY LẠNH EJECTƠ
12.1. Khái niệm 271
12.2. Nguyên lý làm việc và chu trình lý thuyết của máy lạnh ejectơ 271
12.3. Tính toán nhiệt thiết bị lạnh ejectơ 273
12.4. Đặc điểm của chu trình thực trong máy lạnh ejectơ 274
12.5. Quá trình làm việc và kết cấu của máy lạnh ejectơ 275
12.6. Các phần tử cơ bản của hệ thống lạnh ejectơ 277
Chương 13 - MÁY LẠNH NÉN KHÍ
13.1. Đại cương 284
13.2. Chu trình lý thuyết 284
13.3. Máy lạnh nén khí chu trình Joule 286
13.4. Máy lạnh nén khí Philip (Chu trình Stirling) 294
Chương 14 – TỰ ĐỘNG HOÁ HỆ THỐNG LẠNH
14.1. Đại cương 299
14.2. Phương pháp thiết lập nhiệt độ trong phòng lạnh 299
14.3. Điều chỉnh tự động máy nén lạnh 301
14.4. Xây dựng các đặc tính của máy lạnh 303
14.5. Tự động hoá thiết bị ngưng tụ 305
14.6. Tự động hoá thiết bị bay hơi 308
14.7. Bảo vệ tự động máy nén và hệ thống lạnh 315
14.8. Sơ đồ tự động hoá hệ thống thiết bị lạnh 316
Chương 15 – VẬT LIỆU KỸ THUẬT LẠNH
15.1. Vật liệu chế tạo máy và thiết bị 321
15.2. Vật liệu cách nhiệt cơ bản 327
15.3. Vật liệu hút ẩm 331
15.4. Dầu bôi trơn 333
CÁC PHỤ LỤC
1a. Tính chất vật lý của amôniac trên đường bão hoà 340
1b. Bảng hơi bão hoà của amôniac 340
2a. Tính chất vật lý của R12 trên đường bão hoà 345
2b. Bảng hơi bão hoà của R12 345
3a. Tính chất vật lý của R22 trên đường bão hoà 350
3b. Bảng hơi bão hoà của R22 350
4a. Tính chất vật lý của R502 trên đường bão hoà 355
4b. Bảng hơi bão hoà của R502 356
5. Bảng hơi bão hoà của R134a 361
6. Thông số của một số chất khí 362
7. Thông số của một số môi chất lạnh thường gặp 363
8. Tính chất vật lý của dung dịch nước muối $CaCl_2$ 365
9. Tính chất vật lý của nước muối NaCl 365
10. Khối lượng riêng dunh dịch $CaCl_2$ ở các nhiệt độ khác nhau, ρ, kg/lit 366
11. Khối lượng riêng của dung dịch NaCl ở các nhiệt độ khác nhau, ρ, kg/lit 366
12. Đồ thị lgp – h của NH_3 367
13. Đồ thị lgp – h của R12 368
14. Đồ thị lgp – h của R22 369
15. Đồ thị lgp – h của R134a 370
16. Đồ thị h – ξ của dung dịch NH_3/H_2O 371
Tài liệu tham khảo 372
Bảng chuyển đổi các đơn vị sang hệ SI 382

MỤC TỪ

amôniăc 32t, 340t, 367
áp kế 239
áp suất bão hoà 28
argon 362

bay hơi chất lỏng 5, 19
bay hơi khuếch tán 5, 13t
bảo vệ máy nén 315
bình bay hơi 172t
bình bay hơi Alpha – Laval 174
bình bay hơi của Nga 177
bình bay hơi ống vỏ 177t
bình bay hơi ống xoắn 180
bình bay hơi Guntner 176
bình chứa cao áp 223
bình chứa dầu 223
bình chứa dự phòng 225
bình chứa dự phòng 313
bình chứa thu hồi 225
bình chứa tuần hoàn 224
bình ngưng Alpha - Laval 147t
bình ngưng amoniac 146, 161
bình ngưng freôn 161
bình ngưng ống chùm 144t
bình ngưng ống vỏ 144t
bình tách dầu 220t
bình tách khí không ngưng 230
bình tách lỏng 225
bình tách lỏng trên cao 313
bình tách lỏng 225
bình trung gian 226
bôi trơn máy nén 90t
bơm 235
bơm dầu 90
bơm tuần hoàn 312
chất tải lạnh 43t
chế độ tiêu chuẩn 70t
chi tiết máy nén 83
chỉ tiêu nước 214
chu trình 2 cấp amoniac 130t, 134t
chu trình 2 cấp freôn 127, 128, 137
chu trình 2 cấp nén 127t
chu trình 3 cấp nén 138t
chu trình Carnot 102t
chu trình ghép tầng 141t
chu trình hồi nhiệt 110t
chu trình khô 103t
chu trình máy nén trục vít 138
chu trình máy nén tuabin 138
chu trình thực 119
chuyển pha 17t
clapé 87
công dãn nở 14, 102
công nén chỉ thị 65
công nén hữu ích 66
công suất động cơ 65
công suất động cơ 67
công suất tiêu thụ 67
cụm bít đầu trục 86t

dàn bay hơi làm lạnh không khí 181, 184
dàn lạnh glycol 179
dàn lạnh quạt Alpha Laval 186
dàn lạnh treo tường amoniac 183
dàn lạnh treo trần freôn 185
dàn ngưng 157
dàn ngưng Alpha Laval 159
dàn ngưng bay hơi 155

dàn ngưng panel 153t
dàn ngưng tưới 154t
dãn nở khí 14, 16
dầu bôi trơn 333t, 337
dung dịch đậm 259t
đệm kín cổ trục 86t
đồ thị lgp-h 29t, 367t
đồ thị h- g 248, 257, 371
đồ thị Mollier 29t
đồ thị T- s của không khí 292
đồ thị T-s của môi chất lạnh 29t
đặc tính máy lạnh 303
đặc tính máy nén 71t, 121
độ bền dai va đập 323
độ nhớt 339
độ trương phồng chất dẻo 325, 326
đường ống 240
điều chỉnh áp suất ngưng tụ 306t
điều chỉnh cấp lỏng 309
điều chỉnh năng suất lạnh 91t, 301t
điều chỉnh nước giải nhiệt 306t
điều chỉnh mức lỏng 308
điều chỉnh ON - OFF 302

etanol 44
etylen 362

freôn 6

giới hạn nhiệt độ ứng dụng 324
GWP 24, 40

heli 362
hiệu suất chỉ thị 65t
hiệu suất cơ 67
hiệu suất điện 6t
hiệu suất hữu ích 67t
hiệu suất nén 65t
hiệu suất thể tích 62t
hiệu suất truyền động 67
hiệu ứng Joule - Thomson 15t
hiệu ứng nhiệt điện 17t
hệ số dẫn nhiệt môi chất 30t
hệ số dẫn nhiệt vật liệu 327, 330
hệ số lạnh 68
hệ số truyền nhiệt 170, 187
hoá hơi 19
hoá lỏng khí 297
hoá lỏng khí 5
hoà tan dầu 21, 35, 335
hoà tan dầu hạn chế 37
hoà tan nước 33
hoà trộn lạnh 14
hydrô 362

không dẫn điện 35
không hoà tan dầu 33
không hoà tan nước 35
không thuận nghịch 118
krypton 362
không khí 38, 362
kí hiệu môi chất lạnh 22t

làm lạnh nhân tạo 13t
làm mát trung gian 128t
làm mát trung gian một phần 128t
làm mát trung gian hoàn toàn 130t

máy dãn nở 102
máy làm lạnh nước 249t
máy lạnh amôniac/nước 256t
máy lạnh chu kì 267t
máy lạnh chu trình Ackeret - Keller 284
máy lạnh chu trình Carnot 284
máy lạnh chu trình Joule 286t
máy lạnh chu trình Stirling 294

máy lạnh ejectơ 271t
máy lạnh hấp thụ 244t
máy lạnh hấp thụ khuếch tán 264t
máy lạnh nén hơi 6
máy lạnh nén khí 284t
máy lạnh nước/LiBr 249t
máy lạnh Philip 294
máy nén hiệu suất thể tích 62t
máy nén hở 76t
máy nén kín 80t
máy nén lạnh 46t
máy nén MYCOM 54t
máy nén Nga 57t
máy nén ngược dòng 73t
máy nén, nguyên lí 59
máy nén nửa kín 79t
máy nén pittông 48, 49t
máy nén, quá trình lí thuyết 59
máy nén quá trình thực 60
máy nén rôto 94t
máy nén sản xuất trong nước 53
máy nén thuận dòng 73t
máy nén trục vít 48, 93
máy nén tuabin 48, 99t
máy nén xoắn ốc 97t
mêtan 362
mêtanol 44
môi chất đồng sôi 25
môi chất freôn 22
môi chất không đồng sôi 25
môi chất, kí hiệu 22t
môi chất lạnh 20t, 340t, 246t
môi chất lạnh lí tưởng 20t
môi chất lạnh thường gặp 24
môi chất thay thế 39
môi chất thường gặp 24
môi chất vô cơ 23
năng suất lạnh 53t, 102t
năng suất lạnh riêng 102t
ngoại công 14
nitơ 362
ngưng tụ hồi lưu 256
nhiệt dung riêng 44, 340, 345, 350, 363t
nhiệt dung riêng vật liệu 327
nhiệt độ giới hạn 263
nóng chảy 18
nước 38
nước bay hơi 213
nước bổ sung 214
nước bị cuốn 214
nước giải nhiệt 214
nước muối CaCl2 43, 365t
nước muối NaCl 43, 365t
nước xả định kì 214
ODP 24, 40
oxi 362
phin lọc 233
phin sấy 233
phương trình nhiệt động 26t
pittông 59t, 84
quạt 236
quá lạnh 110t
quá nhiệt 110t
R11 - 38
R12 - 34t , 345t, 368
R123 - 38
R134a - 38, 162t, 370
R22 - 36t, 350t, 369
R404a - 38
R407c - 38
R410a - 38
R502 - 38, 355t
R507 - 38

R717 - 32t, 340t, 367
R718 - 39, 363
R744 - 363
rơle áp suất 315t
rơle nước lỏng 315t
rơle nhiệt độ 315t

séc măng 84
silicagel 332t
sơ đồ tự động hoá 316

tan chảy 18t
tác dụng đơn 250t
tác dụng kép 254
thay thế môi chất lạnh 39t
thay thế R22 37t
tháp giải nhiệt 200t
tháp ngưng 155t
thăng hoa 18t
thân máy nén 83
thermostat 315t
thể tích chết 60t
thể tích hút lý thuyết 62t
thiết bị bay hơi 172t
thiết bị hồi nhiệt 229
thiết bị ngưng tụ 143t
thiết bị quá lạnh lỏng 228
thuận nghịch 102
tính chất an toàn 20
tính chất hoá học 20t
tính chất kinh tế 21
tính chất môi trường 22, 24, 39t
tính chất nhiệt động 20t, 24, 362t
tính chất sinh lí 21t, 365t
tính chất vật lí 20t, 24, 362t
tính toán bình bay hơi 187t
tính toán bình ngưng 160t
tính toán dàn bay hơi 193t
tính toán dàn ngưng 165t
tổn thất áp suất 119
tổn thất do hiệu nhiệt độ 117t
tổn thất ma sát 66t
tổn thất ở động cơ 66t
tổn thất tiết lưu 104, 118
tổn thất trong 66t
tổn thất truyền động 66t
trục khuỷu 85t
tỷ số nén

ứng dụng bảo quản thực phẩm 76'
ứng dụng công nghiệp hoá chất 8
ứng dụng điều hoà không khí 9
ứng dụng hàng không
ứng dụng kĩ thuật đo 10
ứng dụng sấy thăng hoa 8
ứng dụng siêu dẫn 9
ứng dụng sinh học cryô 10
ứng dụng thể thao 11

van an toàn 89t, 239
van chặn 236
van khoá 236
van khởi động 90
van một chiều 239
van tiết lưu nhiệt 309
van tiết lưu tay 238
vật liệu cách nhiệt 331
vật liệu hút ẩm 331
vật liệu kim loại 321
vật liệu phi kim loại 324
vòi phun làm lạnh không khí 182
vùng khử khí 246
xi lanh 59t, 83
zeolit 333

BẢNG CHUYỂN ĐỔI CÁC ĐƠN VỊ SANG HỆ SI

1.	Chiều dài	1 inch	=	0,0254 m			
		1 ft.	=	0,3048 m			
		1 yard	=	0,914 m			
		1 mile	=	1609,35 m			
2.	Tốc độ	1 mph (miles per hour)	=	0,447 m/s			
	Gia tốc	1 ft./m n. (fpm)	=	0,0051 m/s			
		1 km/h	=	0,278 m/s			
		1 ft./s²	=	0,3048 m/s²			
3	Diện tích	1 sq in	=	6,45 cm²	=	0,645.10⁻³ m²	
		1 sq ft	=	0,029 m²			
		1 sq mile	=	2,590 km²			
		1 acre	=	43,560 ft²	=	4050 m²	
4	Thể tích	1 cu in	=	16,39 cm³	=	16,39.10⁻⁶ m³	
	Thể tích riêng	1 cu ft	=	28,32 dm³	=	0,02832 m³	
	Lưu lượng thể tích	1 imp gallon	=	4,546 Liter	=	0,004546 m³	
		1 USA gallon (chất lỏng)			=	3,785 Liter	= 0,003785 m³
		1 USA gallon (chất khô)			=	0,004405 m³	
		1 bushel (chất khô)			=	0,0352 m³	
		1 cu ft/lb	=	0,06243 m³/kg			
		1 cfm (cu ft /min)	=	0,000472 m³/s			
5.	Khối lượng	1 lb (pound)	=	0,4536 kg			
	Khối lượng riêng	1 Zentner	=	50 kg			
	Lưu lượng khối lượng	1 grain	=	64,8 10⁻³ kg			
	Lưu lượng khối lượng/ diện tích	1 ton (US long)	=	2240 Lb	=	1016 kg	
		1 ton (US Short)	=	2000 Lb	=	907 kg	
		1 Lb (mass)/s	=	0,454 kg/s			
		1 Lb/ft²	=	16,02 kg/m²			
		1 cfm/ft²	=	5,01 liter/sm²			
6	Lực	1 dyn	=	10⁻⁵ N			
		1 kG	=	9,81 N			
		1 lb (force)	=	16 oz(force)	=	4,45 N	
7	Áp suất	1 N/m²	=	1Pa (Pascal)	=	0,01 mbar	
		1 kG/cm²	=	1 at	=	0,981 bar	= 98100 Pa
		1 bar	=	100.000 Pa	=	10⁵ Pa	
		1 mbar	=	100 Pa			
		1 atm	=	1,013 bar			
		1 mm H₂O	=	1 kG/m²	=	9,81 Pa	= 0,098 mbar
		1 mm Hg	=	1 Torr	=	133,2 Pa	= 1,332 mbar
		1 psi (lb/in²)	=	6895 Pa	=	0,06895 bar	= 68,95 mbar
		1 in Hg	=	33,87 mbar	=	3387 Pa	
		1 in WG	=	0,0361 psi	=	249,1 Pa	
8	Công, nhiệt lượng	1 kWh	=	3600 kJ			
		1 kGm	=	9,81 J			
		1 kcal	=	4,187 kJ			
		1 Btu	=	1,055 kJ			
		1 Btu/h	=	2,326 kJ/kg			
		1 therm	=	10⁵Btu	=	105.500 kJ	
9	Nhiệt dung riêng	1 kcal/kg độ	=	4187 J/kg K			
		1 Btu/lb F deg	=	4187 J/kg K			
10.	Công suất, dòng nhiệt	1 kGm/s	=	9,81 W	=	9,81 J/s	
		1 mã lực PS	=	735,5 W			
		1 HP	=	1,0139 PS	=	745,7 W	
		1 hp,(boiler)	=	9,81 kW			
		1 kcal/h	=	1,163 W			
		1 Btu/h	=	0,293 W			
		1 USA ton of refrigeration (USRT)			=	12.000 Btu/h	= 3024 kcal/h = 3516 W
11.	Hệ số dẫn nhiệt	1 kcal/mh độ	=	1,163 W/mK			
		1 Btu in./ft² h F deg	=	0,144 W/mK			
		1 Btu/ft h F deg	=	1,731 W/mK			
12.	Hệ số tỏa nhiệt	1 kcal/m²h độ	=	1,163 W/m²K			
	Hệ số truyền nhiệt	1 Btu/sq.ft.h F deg	=	5,68 W/m²K			
13.	Hệ số dẫn ẩm	1 perm	=	2,7.10⁻⁶ kg/m²s bar			
14.	Hệ số dẫn nhiệt độ	1 sq ft/h	=	25,8.10⁻³ m²/s			
15.	Độ nhớt động	1 cP (Centipoise)	=	0,001 Ns/m² hoặc kg/ms			
		1 kGs/m²	=	9,81 Ns/m² hoặc kg/ms			
		1 lbf/ft.h	=	0,413.10⁻³Ns/m²hoặc kg/ms			
		1 lbf/ft.sec	=	1,490 Ns/m² hoặc kg/ms			
16	Độ nhớt động học	1 cSt (Centistokes)	=	10⁻⁶ m²/s			
		1 sq.ft/h	=	25,8.10⁻⁶ m²/s			
		1 sq.ft./sec	=	0,0929 m²/s			
17	Nhiệt độ	t°C = (t°F - 32) 5/9					

HỆ SỐ THẬP PHÂN

Hệ số	Tiếp đầu ngữ theo SI	Kí hiệu viết tắt
10^{18}	exa	E
10^{15}	peta	P
10^{12}	tera	T
10^{9}	giga	G
10^{6}	mega	M
10^{3}	kilô	k
10^{2}	hecto	h
10^{1}	deca	da
10^{-1}	desi	d
10^{-2}	centi	c
10^{-3}	mili	m
10^{-6}	micro	u
10^{-9}	nano	n
10^{-12}	pico	p
10^{-15}	femto	f
10^{-18}	atto	a

Chịu trách nhiệm xuất bản:

Chủ tịch HĐQT kiêm Tổng Giám Đốc NGÔ TRẦN ÁI

Phó Tổng Giám Đốc kiêm Tổng biên tập NGUYỄN QUÝ THAO

Biên soạn:

NGUYỄN ĐỨC LỢI - PHẠM VĂN TÙY

Biên tập lần đầu:

NGÔ THANH BÌNH

Biên tập tái bản:

TRẦN VĂN THẮNG

Biên tập kỹ thuật:

NGUYỄN THÀNH TRUNG

Trình bày bìa:

TRẦN THÚY HẠNH

Sửa bản in:

PHÒNG SỬA BẢN IN (NXB GIÁO DỤC)

KỸ THUẬT LẠNH CƠ SỞ

Mã số: 7B151T6 - DAI

In 1.000 cuốn, khổ 19x27 cm.

tại Trung tâm Công nghệ thông tin Chế bản và In Nhà xuất bản Thế Giới

Số đăng ký kế hoạch xuất bản: 04-2006/CXB/47-1860/GD

In xong và nộp lưu chiểu quý II năm 2006

CÔNG TY CỔ PHẦN SÁCH ĐẠI HỌC - DẠY NGHỀ
HEVOBCO
Địa chỉ : 25 Hàn Thuyên, Hà Nội

TÌM ĐỌC

TÌM ĐỌC SÁCH THAM KHẢO KỸ THUẬT
CỦA NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC

1	Tự động hóa hệ thống lạnh	Nguyễn Đức Lợi
2	Máy và thiết bị lạnh	Nguyễn Đức Lợi Phạm Văn Tùy
3	Kỹ thuật lạnh cơ sở	Nguyễn Đức Lợi Phạm Văn Tùy
4	Kỹ thuật lạnh ứng dụng	Nguyễn Đức Lợi Phạm Văn Tùy Đinh Văn Thuận
5	Bài tập kỹ thuật lạnh	Nguyễn Đức Lợi Phạm Văn Tùy
6	Môi chất lạnh	Nguyễn Đức Lợi Phạm Văn Tùy
7	Vật liệu kỹ thuật nhiệt và kỹ thuật lạnh	Nguyễn Đức Lợi Phạm Văn Tùy Nguyễn Khắc Xương

Bạn đọc có thể mua tại các Công ti Sách và Thiết bị trường học ở địa phương hoặc các cửa hàng sách của Nhà xuất bản Giáo dục :
* 81 Trần Hưng Đạo,187 Giảng võ, 23 Tràng Tiền, 25 Hàn Thuyên - TP.Hà Nội
* 15 Nguyễn Chí Thanh - TP. Đà Nẵng
* 104 Mai Thị Lựu - Quận 1 - TP. Hồ Chí Minh

Giá : 48.50