

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ CHẾ TẠO MÁY LẠNH HẤP THỤ ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ SỬ DỤNG NĂNG LƯỢNG MẶT TRỜI

RESEARCH ON DESIGNING AND MANUFACTURING AN ABSORPTION REFREGERATION SYSTEM FOR AIR CONDITIONING USING SOLAR ENERGY

Nguyễn Thành Văn, Trần Văn Vang

Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng; polycodng@gmail.com

Tóm tắt - Nhu cầu sử dụng các nguồn năng lượng sạch như năng lượng sinh khối, năng lượng gió, năng lượng mặt trời đang ngày càng được khai thác ứng dụng rộng rãi. Một trong những ứng dụng thiết thực và hiệu quả nhất, đó là sử dụng năng lượng mặt trời để cấp nhiệt cho máy lạnh hấp thụ. Tuy nhiên hiện nay, tài liệu nghiên cứu về máy lạnh hấp thụ tại Việt Nam còn hạn chế, nhất là về máy lạnh hấp thụ sử dụng năng lượng mặt trời. Bài báo phân tích lựa chọn chu trình máy lạnh hấp thụ sử dụng năng lượng mặt trời, tổng hợp các phương trình tính toán thông số nhiệt động lực học và nhiệt vật lý học của dung dịch $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ để làm cơ sở thiết kế chế tạo máy lạnh hấp thụ điều hòa không khí 9.000 BTU/h, đồng thời nghiên cứu, thực nghiệm xác định tính ổn định của máy lạnh hấp thụ điều hòa không khí sử dụng năng lượng mặt trời.

Từ khóa - trữ nhiệt; năng lượng mặt trời; máy lạnh hấp thụ; điều hòa không khí; năng suất lạnh.

1. Đặt vấn đề

Máy lạnh hấp thụ có ưu điểm là nguồn nhiệt cấp để hoạt động có nhiệt độ không cao ($80 \div 120$) $^{\circ}\text{C}$, cho nên có thể tận dụng được những nguồn nhiệt thừa, phế thải, rẻ tiền như khói thải, năng lượng mặt trời... Ngoài ra, máy lạnh hấp thụ không có chi tiết chuyển động, hoặc nếu có chỉ là bơm, nên máy lạnh hấp thụ hoạt động không ồn, không rung, độ tin cậy cao. Tuy nhiên, do giá thành đắt, công nghệ nên máy lạnh hấp thụ hiện chưa được sử dụng nhiều.

Hiện nay, trên thị trường phổ biến loại máy lạnh hấp thụ thương mại dùng nguồn nhiệt là điện trở hoặc đốt nhiên liệu hoặc tận dụng nhiệt khói thải. Riêng lĩnh vực sử dụng năng lượng mặt trời cho máy lạnh hấp thụ đang còn nghiên cứu, chưa được ứng dụng nhiều trong thực tế. Do năng lượng mặt trời phụ thuộc vào ngày đêm, thời tiết... nên để có thể cấp nhiệt năng lượng mặt trời vào ban đêm cho máy lạnh hấp thụ điều hòa không khí cần phải trữ nhiệt. Một vấn đề đặt ra ở đây là khi nhiệt độ nguồn trữ giảm xuống thì máy lạnh hấp thụ điều hòa không khí có đảm bảo công suất lạnh cho phụ tải yêu cầu hay không.

Vì vậy, bài báo tập trung nghiên cứu thiết kế, chế tạo máy lạnh hấp thụ sử dụng năng lượng mặt trời trên cơ sở tổng hợp, phân tích lựa chọn chu trình máy lạnh hấp thụ phù hợp; nghiên cứu thực nghiệm xác định tính ổn định của máy lạnh hấp thụ điều hòa không khí sử dụng năng lượng mặt trời.

2. Lựa chọn chu trình máy lạnh hấp thụ sử dụng năng lượng mặt trời

2.1. Lựa chọn chu trình

Máy lạnh hấp thụ có 03 chu trình chính sau:

- Máy lạnh hấp thụ dùng bơm: Chu trình này có ưu điểm

Abstract - The demand for renewable energy sources such as biomass, wind and solar energy is increasingly high and these energy sources have gained wide applications. One of the most efficient applications of such energy sources is utilizing solar energy combined with absorption refrigeration system. However, in Vietnam, there have not been enough science reports on the absorption refrigeration system, especially that combined with solar energy. The aim of this article is to design, analyze and choose absorption refrigeration cycles combined with solar energy. This article also presents theoretical equations to determine physical and thermodynamic parameters of $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ substance couples as a basis for designing a refrigeration system using 9000 BTU/h air conditions based on theoretical equations. Additionally, this research also focuses on experimental study of the stability of the system and the impacts of operating conditions on its thermal capacity.

Key words - thermal storage; solar energy; absorption refrigeration system; air conditioning; refrigeration capacity.

là làm lạnh liên tục, dải công suất từ nhỏ đến rất lớn, nhưng có nhược điểm là bơm môi chất dễ gây rò rỉ và đắt tiền.

- Máy lạnh hấp thụ chu kỳ: Chu trình này có ưu điểm là không dùng bơm, nhưng nhược điểm là cấp lạnh không liên tục và thời gian khởi động lâu do phải đợi đun nóng hoặc làm nguội chất hấp phụ trong panel.

- Máy lạnh hấp thụ khuếch tán: Chu trình này có ưu điểm là không dùng bơm và cấp lạnh liên tục, nhưng nhược điểm là khó chế tạo và công suất lạnh không lớn.

Đối với máy lạnh hấp thụ điều hòa không khí, để cấp lạnh liên tục và ổn định, không thể dùng máy lạnh hấp thụ kiểu chu kỳ. Còn máy lạnh khuếch tán tuy cấp lạnh liên tục nhưng công suất nhỏ nên chỉ thích hợp với máy điều hòa và tủ lạnh gia đình. Tuy nhiên, do khó chế tạo và nhất là nạp chính xác lượng khí trợ nên hiện nay máy lạnh khuếch tán chưa phù hợp với công nghệ chế tạo tại Việt Nam (hiện tủ lạnh và máy điều hòa hấp thụ khuếch tán dùng trong các resort bị hư, thải ra nhiều nhưng chưa sửa được). Cho nên, phù hợp nhất là chọn chu trình máy lạnh hấp thụ dùng bơm. Với nhu cầu sử dụng máy lạnh hấp thụ ngày càng nhiều, nên giá thành bơm dung dịch ngày càng hạ, vì vậy chu trình máy lạnh hấp thụ dùng bơm rất khả thi.

2.2. Lựa chọn cặp môi chất lạnh

Máy lạnh hấp thụ hiện chỉ mới sử dụng phổ biến hai loại cặp môi chất lạnh là $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ và $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$; còn các cặp môi chất khác do những nhược điểm nhất định, nên chỉ đang trong giai đoạn nghiên cứu và thử nghiệm [1].

Cặp môi chất $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ có ưu điểm nước là môi chất lạnh không độc và trao đổi nhiệt tốt, nhưng có nhược điểm chính là dung dịch LiBr ăn mòn mạnh kim loại nên yêu cầu vật liệu rất đắt tiền và phải có chất phụ gia để kìm hãm sự

ăn mòn. Ngoài ra, do môi chất lạnh là nước nên phải có thiết bị duy trì độ chân không rất cao trong thiết bị và có khả năng xảy ra muối LiBr kết tinh gây tắc nghẽn hệ thống. Vì vậy, máy lạnh hấp thụ $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ rất đắt, cho nên không phù hợp.

Cặp môi chất $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ có ưu điểm NH_3 là môi chất lạnh có tính chất nhiệt động tốt, có thể làm lạnh ở nhiệt độ âm sâu, nhưng hệ thống vẫn làm việc ở áp suất dương hoặc độ chân không thấp. Vì vậy, máy lạnh hấp thụ $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ dễ chế tạo, rẻ tiền. Tuy nhiên, do lượng nước cuốn theo hơi NH_3 tại thiết bị sinh hơi nhiều, nên cần có thiết bị tinh luyện và nhiệt độ nguồn gia nhiệt không nên quá 120°C và nhất là NH_3 có mùi khai, độc hại.

Do máy lạnh hấp thụ sử dụng năng lượng mặt trời không có chi tiết chuyển động (trừ bơm), không rung, ít thao tác van nên khả năng rò rỉ thấp, có thể kiểm soát được sự rò rỉ, vì vậy nên dùng cặp môi chất $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ để giá thành thấp. Ngoài ra, amoniac có ưu điểm là không phá hủy tầng ôzôn gây hiệu ứng nhà kính như freon.

2.3. Chọn cấp của chu trình máy lạnh hấp thụ $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Đối với máy lạnh nén hơi, khi tỷ số nén lớn người ta chuyển sang dùng máy lạnh hai hoặc nhiều cấp nén. Đối với máy lạnh hấp thụ, điều kiện vùng khử khí $\Delta\xi = \xi_r - \xi_a > 0$ (ξ_r , ξ_a nồng độ của dung dịch đậm đặc và dung dịch loãng) là điều kiện nhiệt động duy trì chu trình máy lạnh hấp thụ hoạt động. Từ điều kiện này, dẫn đến giới hạn mà các thông số nhiệt độ bay hơi t_0 , nhiệt độ ngưng tụ t_k và nhiệt độ dung dịch t_H trong thiết bị sinh hơi không vượt qua được. Khi muốn đạt được nhiệt độ bay hơi thấp hơn giới hạn, phải dùng máy lạnh hấp thụ hai hay nhiều cấp.

Lưu ý, kết quả tính toán theo điều kiện vùng khử khí trên được xác định với giả thiết các quá trình hấp thụ, sinh hơi, tinh cất là hoàn hảo và các quá trình trao đổi nhiệt là thuận nghịch. Còn với các chu trình thực, tùy theo chất lượng thiết bị, phải điều chỉnh các nhiệt độ giới hạn này từ $\pm 10\text{K}$ đến $\pm 20\text{K}$.

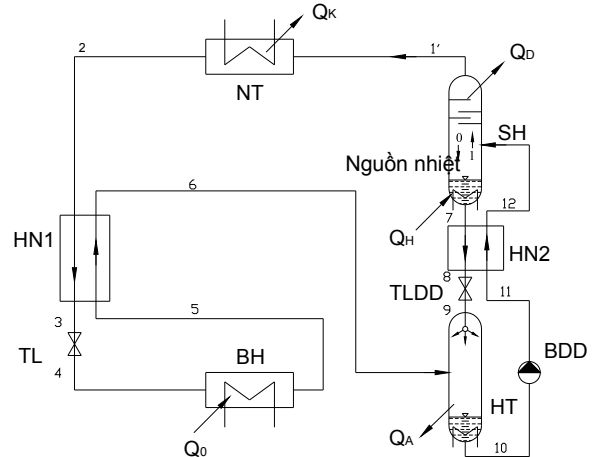
Ví dụ, xét máy lạnh hấp thụ một cấp $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, với nhiệt độ gia nhiệt $t_H = 90^\circ\text{C}$, nhiệt độ ngưng tụ $t_k = 40^\circ\text{C}$ thì nhiệt độ bay hơi t_0 thấp nhất có thể đạt được chỉ là 6°C [1]. Khi muốn đạt được nhiệt độ bay hơi thấp hơn 6°C phải dùng máy lạnh hấp thụ hai cấp.

3. Sơ đồ nguyên lý máy lạnh hấp thụ $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ dùng bơm

Bài báo nghiên cứu máy lạnh hấp thụ $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ trong lĩnh vực điều hòa không khí, nhiệt độ bay hơi khoảng 15°C nên chỉ cần máy lạnh hấp thụ một cấp.

Hơi NH_3 từ thiết bị bay hơi (BH) được đi qua thiết bị hồi nhiệt 1 (HN1) quá lạnh lỏng cao áp để giảm tổn thất lạnh do tiết lưu; sau đó được hút về thiết bị hấp thụ (HT) và được dung dịch loãng hấp thụ thành dung dịch đậm đặc; quá trình hấp thụ luôn phát sinh một lượng nhiệt q_a được thải ra cho môi trường làm mát. Dung dịch đậm đặc được bơm dung dịch (BDD) bơm lên áp suất ngưng tụ p_k rồi đi vào thiết bị sinh hơi (SH) nhận nhiệt lượng q_H đun đến sôi; hơi NH_3 thoát ra đi qua thiết bị tinh luyện (PL) phân ly tách hơi nước rồi vào thiết bị ngưng tụ (NT) nhả nhiệt cho môi trường làm mát, ngưng tụ thành lỏng sôi rồi qua van tiết lưu (TL) giảm áp xuống áp suất bay hơi p_0 đi vào thiết bị bay hơi. Dung

dịch loãng còn lại trong thiết bị sinh hơi đi qua van tiết lưu dung dịch (TLDD) giảm áp xuống áp suất bay hơi p_0 rồi đi về thiết bị hấp thụ và chu trình cứ thế tiếp tục.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý máy lạnh hấp thụ $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ dùng bơm

4. Cơ sở tính toán chu trình máy lạnh hấp thụ $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

4.1. Phương trình tính toán các thông số vật lý của dung dịch $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Qua chỉnh lý các số liệu thực nghiệm đối với dung dịch $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, các nhà nghiên cứu đã lập được các phương trình tính toán thông số nhiệt động lực học và nhiệt vật lý học của dung dịch $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ có nồng độ amoniac trong dung dịch ξ (kg/kg) như sau: [2]

1/ Nhiệt độ sôi của dung dịch $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

$$T = a / (\lg p + 0,00847711 - b); \text{K} \quad (1)$$

Trong đó:

P: Áp suất của dung dịch, bar.

$$\begin{aligned} a = & -2103,5 + 4669,96\xi - 20228,3\xi^2 + 56507\xi^3 \\ & - 80989,9\xi^4 + 55286,5\xi^5 - 14361,4\xi^6 \\ b = & 5,65208 - 7,0317\xi + 37,9018\xi^2 - 102,912\xi^3 \\ & + 135,789\xi^4 - 82,7106\xi^5 + 18,4113\xi^6 \end{aligned}$$

2/ Áp suất sôi của dung dịch

$$p = 10^{\left(\frac{a+b-0,00847711}{T}\right)} = 0,98067 \cdot 10^{\left(\frac{a+b}{T}\right)}; \text{bar} \quad (2)$$

Với T: nhiệt độ của dung dịch, K.

3/ Enthalpy của dung dịch lỏng $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ sôi

$$i' = \xi \cdot i_{\text{NH}_3} + (1 - \xi) \cdot i_{\text{H}_2\text{O}} + q_t; \text{kJ/kg} \quad (3)$$

Trong đó:

i_{NH_3} : Enthalpy của NH_3 lỏng ở nhiệt độ T (K) và áp suất p (bar); kJ/kg.

$$i_{\text{NH}_3} = -1058,43 + 3,02148 \cdot T + 0,312072 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 + 0,15536 \cdot p - 0,123079 \cdot 10^{-4} \cdot p^2 - 0,12946 \cdot 10^{-5} \cdot p \cdot T^2 \quad (4)$$

$i_{\text{H}_2\text{O}}$: Enthalpy của H_2O ở nhiệt độ T (K) và áp suất p (bar); kJ/kg.

$$i_{\text{H}_2\text{O}} = -1039,5 + 3,56393 \cdot T + 0,919594 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 0,124376 \cdot p - 0,222979 \cdot 10^{-5} \cdot p^2 - 0,35696 \cdot 10^{-6} \cdot p \cdot T^2 \quad (5)$$

q_t : Nhiệt lượng hòa trộn, kJ/kg.

$$q_t = -839,87 \cdot (1 - 0,071 \cdot \xi) \cdot [(1 - \xi) \cdot \xi + (1 - \xi^2) \cdot \xi^2] \quad (6)$$

4/ *Nồng độ của hơi bay ra từ dung dịch NH₃/H₂O sôi*

$$\zeta_v = 1 - (1 - \zeta) \cdot e^{\left(\frac{c+d}{T}\right)}; \text{ kg/kg} \quad (7)$$

Trong đó:

$$c = -6571,06 + 39,9544T - 0,243718 \cdot 10^{-2}T^2 + 0,39792 \cdot 10^{-6}T^3 - 22,7722p - 0,4979 \cdot 10^{-7}p^2 + 8286,02p/T + 0,172363 \cdot 10^{-1}pT + 0,77344 \cdot 10^{-6}pT^2 - 3,62962T \ln T - T \cdot \ln p$$

$$d = -1467, \zeta^2 \cdot (1,25 \cdot \zeta^3 - 5,58 \cdot \zeta^2 + 5,96 \cdot \zeta - 0,42) + (17,3 \cdot \zeta^3 - 13,8 \cdot \zeta^4) \cdot T$$

5/ *Enthalpy của hơi bay ra từ dung dịch khi sôi*

$$i'' = \zeta_v \cdot i_{vNH_3} + (1 - \zeta_v) \cdot i_{vH_2O}; \text{ kJ/kg} \quad (8)$$

Trong đó:

i_{vNH_3} : Enthalpy của hơi NH₃ ứng với nhiệt độ T (K) và áp suất p (bar); kJ/kg.

$$i_{vNH_3} = 770,776 + 1,86947 \cdot T + 0,578293 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 0,731509 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 + 8,98074 \cdot p - 4580,15 \cdot p/T \quad (9)$$

i_{vH_2O} : Enthalpy của hơi nước ứng với nhiệt độ T (K) và áp suất p (bar); kJ/kg.

$$i_{vH_2O} = 1993,19 + 1,88878 \cdot T - 0,205512 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 0,367295 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 + 10,6342 \cdot p - 7648,34 \cdot p/T \quad (10)$$

6/ *Nhiệt dung riêng của dung dịch*

$$C_p = 3,56393 + 1,83918 \cdot 10^{-3} \cdot T + 7,13992 \cdot 10^{-7} \cdot p \cdot T - (0,54245 - 4,40232 \cdot 10^{-3} \cdot T + 1,87528 \cdot 10^{-6} \cdot p \cdot T) \cdot \zeta; \text{ kJ/kgK} \quad (11)$$

7/ *Hệ số dẫn nhiệt của dung dịch*

$$\lambda = \zeta \cdot \lambda_{NH_3} + (1 - \zeta) \cdot \lambda_{H_2O} \quad (12)$$

Trong đó:

λ_{NH_3} : Hệ số dẫn nhiệt của NH₃ ở nhiệt độ t (°C).

$$\lambda_{NH_3} = 0,582 - 1,669 \cdot 10^{-3} \cdot t - 6,2 \cdot 10^{-6} \cdot t^2; \text{ W/mK.}$$

λ_{H_2O} : Hệ số dẫn nhiệt của nước ở nhiệt độ t (°C).

$$\lambda_{H_2O} = 0,562 + 1,893 \cdot 10^{-3} \cdot t - 7,11 \cdot 10^{-6} \cdot t^2; \text{ W/mK.}$$

8/ *Độ nhớt động học của dung dịch*

$$\mu = \mu_n \cdot (1 - \zeta) - \zeta \cdot \mu_a \quad (13)$$

Trong đó:

μ_n : Độ nhớt động học của nước:

$$\ln \mu_n = -6,87757 - 2,1916 \cdot 10^3 T^{-1} + 6,38605 \cdot 10^5 T^{-2}$$

μ_a : Độ nhớt động học của amôniac:

$$\ln \mu_a = (-7,9732 + 2,61441 \cdot T^{-1} - 243288 \cdot T^{-2}) \cdot 10^{-3}$$

4.2. *Đồ thị và bảng các thông số vật lý của dung dịch NH₃/H₂O*

Các nhà nghiên cứu cũng đã xây dựng được đồ thị h - ξ và lập được các bảng tra thông số nhiệt động lực học và nhiệt vật lý học của hơi và của dung dịch NH₃/H₂O khi sôi theo áp suất [2]

Lưu ý, giá trị Enthalpy khi tính theo các công thức, tra bảng và đồ thị sẽ khác nhau (nhưng độ chênh Enthalpy vẫn bằng nhau).

Ngoài ra, có thể tra các thông số nhiệt động lực học và nhiệt vật lý học của NH₃ và của H₂O theo Phần mềm Coolpack (tìm trong Google).

5. *Lựa chọn phương án trữ nhiệt năng lượng mặt trời*

Có 03 phương án trữ nhiệt năng lượng mặt trời chính như sau:

- Trữ nhiệt bằng nhiệt ẩn nóng chảy: Phương án này có ưu điểm là sử dụng nhiệt ẩn nóng chảy nên lượng chất công tác và kích thước thiết bị nhỏ. Tuy nhiên, hiện nay chỉ phổ biến các chất nóng chảy nhiệt độ thấp (khoảng 80°C), còn chất nóng chảy nhiệt độ cao hơn như Erythritol (118°C) đắt tiền [4], nên không phù hợp để trữ nhiệt cho máy lạnh hấp thụ.

- Trữ nhiệt bằng nhiệt hiện nhiệt độ cao: Chất lỏng trữ phổ biến là dầu truyền nhiệt Shell Thermia B; có thể trữ nhiệt với nhiệt độ lên đến 250°C. Phương án này có ưu điểm là lượng chất công tác và kích thước thiết bị nhỏ, nhưng dầu truyền nhiệt đắt tiền, nên không phù hợp.

- Trữ nhiệt bằng nhiệt hiện của nước: Phương án này có nhược điểm là nhiệt thể thấp nên lượng chất công tác và kích thước thiết bị lớn, nhưng do giá thành hạ nên được chọn làm phương án trữ nhiệt năng lượng mặt trời cho máy lạnh hấp thụ.

Để cấp nước nóng ổn định, sử dụng thêm điện gia nhiệt bổ sung cho bình trữ.

6. *Chế tạo máy lạnh hấp thụ điều hòa không khí sử dụng năng lượng mặt trời*

Từ cơ sở tính toán thiết kế trên, đã chế tạo được máy lạnh hấp thụ ĐHKK công suất 9.000 BTU/h, gồm:

- Dàn ngưng làm mát bằng gió cưỡng bức, gồm 2x18 ống inox (Φ13,8x2x600)mm, cánh nhôm (26x26x0,5)mm bước cánh 1,5mm. Công suất quạt 50W.

- Dàn bay hơi gió cưỡng bức, gồm 2x17 ống inox (Φ13,8x2x600)mm, cánh nhôm (26x26x0,5)mm, bước cánh 1,5mm. Công suất quạt 50W.

- Dàn hấp thụ làm mát bằng gió cưỡng bức, gồm 2x24 ống inox (Φ13,8x2x700)mm, cánh nhôm (26x26x0,5)mm bước cánh 1,5mm. Công suất quạt 50W.

- Bình sinh hơi gia nhiệt nước nóng, gồm 2 ống xoắn đôi D225/D175, 12 vòng, ống inox (Φ17,3x2)mm. Có kính thủy sáng.

- TB hồi nhiệt giữa dung dịch loãng và dung dịch đậm đặc, gồm 13 vòng ống inox (Φ10,5x2)mm, D134mm.

- 01 bơm dung dịch công suất điện 30W.

- Hệ thống trang bị 02 van tiết lưu tay, 01 áp kế cao áp, 01 áp kế hạ áp.

- 01 bình trữ nhiệt đứng 02 ngăn (Φ1,42x1,25H)m.

7. *Nghiên cứu, thực nghiệm tính ổn định của hệ thống*

Sự hoạt động ổn định của máy lạnh hấp thụ ngoài phụ thuộc vào chế độ vận hành (t_0 , t_k , t_H) và lượng gas nạp như máy lạnh nén hơi, còn phụ thuộc rất lớn vào nồng độ dung dịch tại các thiết bị.

7.1. *Hệ thống đã nạp đủ dung dịch*

Theo dõi qua kính thủy sáng tại bình sinh hơi.

7.2. *Hệ thống đã nạp đủ gas NH₃*

Trong quá trình hòa trộn dung dịch gas để nạp, tính toán lượng gas NH₃ không chính xác hoặc bị xì hơi trong quá

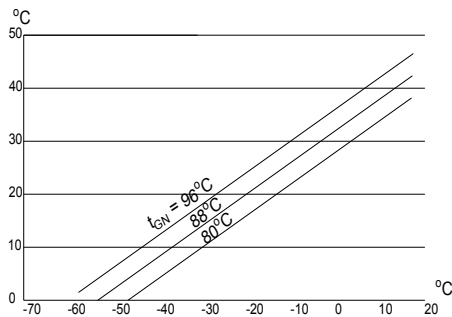
trình vận hành dẫn đến lượng gas NH_3 trong máy lạnh bị thiếu. Điều này được phát hiện nhờ kiểm tra áp suất ngưng tụ theo nhiệt độ nước gia nhiệt (nhiệt độ dung dịch trong bình sinh hơi t_H) theo Bảng 1.

Bảng 1. Áp suất ngưng tụ p_k phụ thuộc vào nồng độ dung dịch ξ_a và nhiệt độ t_H

ξ t_H	0	0,10	0,20	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60
74	0,38	1,18	2,50	4,69	6,28	8,25	10,61	13,26	16,09	18,91
80	0,48	1,44	3,00	5,57	7,41	9,69	12,38	15,40	18,58	21,76
85	0,59	1,70	3,49	6,41	8,48	11,03	14,02	17,36	20,88	-
90	0,71	1,99	4,03	7,34	9,66	12,51	15,83	19,52	-	-

7.3. Nhiệt độ tối thiểu nguồn gia nhiệt

Nhiều thí nghiệm được tiến hành xác định giá trị tối thiểu thực tế của nhiệt độ t_H với máy lạnh chế tạo theo Hình 2.



Hình 2. Giá trị tối thiểu thực nghiệm của nhiệt độ nước gia nhiệt t_{GN} MLHT một cấp $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Nhận xét: Giá trị nhiệt độ dung dịch trong bình sinh hơi thực tế cao hơn nhiều so với lý thuyết ($10 - 20$) $^{\circ}\text{C}$, do các quá trình hấp thụ, sinh hơi, tinh cất thực tế không hoàn hảo.

7.4. Nghiên cứu lý thuyết xác định ảnh hưởng chế độ vận hành đến công suất lạnh Q_0

7.4.1. Ảnh hưởng của nhiệt độ nguồn gia nhiệt

Khảo sát trường hợp nhiệt độ bay hơi t_0 không đổi (15°C); nhiệt độ ngưng tụ t_k không đổi, nhiệt độ nguồn gia nhiệt thay đổi.

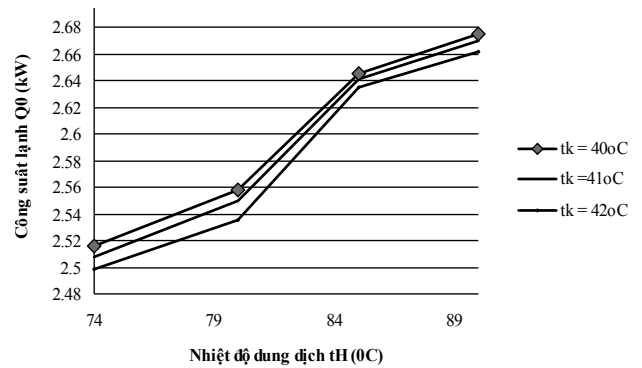
Do nhiệt độ sôi của dung dịch trong bình sinh hơi t_H thay đổi theo, nên lượng nhiệt cấp cho thiết bị sinh hơi Q_H vẫn không đổi. Nhưng do lưu lượng dung dịch đậm đặc m_r , lưu lượng dung dịch loãng m_a và lưu lượng môi chất tuần hoàn qua thiết bị bay hơi m_d thay đổi; ngoài ra, thông số các điểm nút thay đổi (trừ các điểm 2, 3, 4, 5, 6 - Hình 1) nên Q_0 thay đổi.

7.4.2. Ảnh hưởng của nhiệt độ ngưng tụ t_k

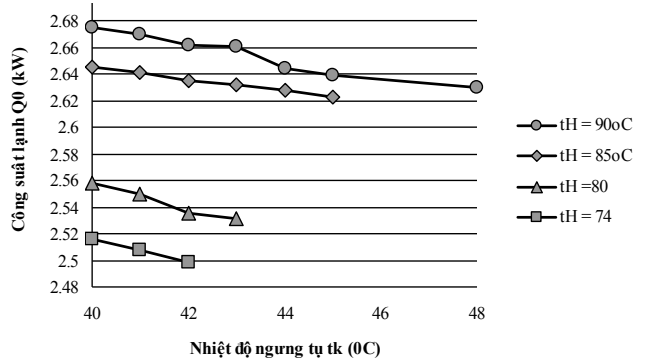
Chứng minh tương tự với trường hợp t_0 không đổi (15°C); t_H không đổi, t_k thay đổi.

Ngoài lưu lượng dung dịch đậm đặc m_r , lưu lượng dung dịch loãng m_a và lưu lượng môi chất tuần hoàn qua thiết bị bay hơi m_d thay đổi, còn có thông số các điểm nút thay đổi (chỉ trừ điểm 5 không đổi - Hình 1) nên Q_0 thay đổi.

Kết quả tính toán được lập trong Hình 3 và Hình 4.



Hình 3. Đồ thị công suất lạnh Q_0 phụ thuộc vào nhiệt độ t_H



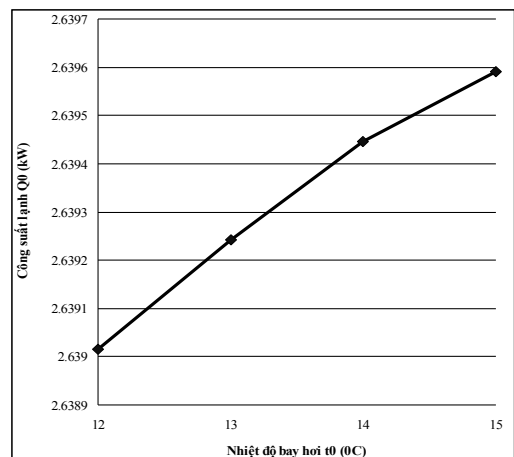
Hình 4. Đồ thị công suất lạnh Q_0 phụ thuộc vào nhiệt độ t_k

7.4.3. Ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi t_0

Chứng minh tương tự với trường hợp t_H không đổi (90°C); t_k không đổi (45°C); t_0 thay đổi.

Ngoài lưu lượng dung dịch đậm đặc m_r , lưu lượng dung dịch loãng m_a và lưu lượng môi chất tuần hoàn qua thiết bị bay hơi m_d thay đổi, còn có thông số các điểm nút thay đổi (trừ các điểm 0, 1, 1', 2, 7 - Hình 1) nên Q_0 thay đổi.

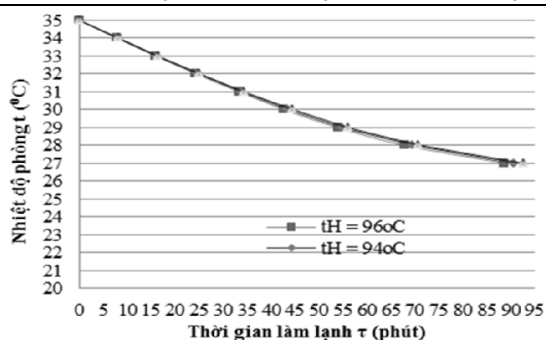
Kết quả tính toán được lập trong Hình 5.



Hình 5. Đồ thị công suất lạnh Q_0 phụ thuộc vào nhiệt độ t_0

7.5. Thực nghiệm xác định ảnh hưởng của nhiệt độ tu đến công suất lạnh

Nhiều thí nghiệm được tiến hành xác định thời gian làm lạnh không khí trong phòng thí nghiệm (trung bình của các lần đo) khi thay đổi nhiệt độ nước nóng gia nhiệt. Kết quả được lập trong Hình 6



Hình 6. Đồ thị thực nghiệm công suất lạnh Q_0 phụ thuộc vào nhiệt độ t_H

8. Nhận xét

Khác với máy lạnh nén hơi – công suất lạnh phụ thuộc rất lớn vào nhiệt độ bay hơi và nhiệt độ ngưng tụ, công suất lạnh của máy lạnh hấp thụ phụ thuộc không nhiều vào nhiệt độ nguồn gia nhiệt, nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ bay hơi. Cụ thể:

+ Nhiệt độ nguồn gia nhiệt giảm thì công suất lạnh giảm khoảng $(0,1 \div 0,4)\%/1^\circ\text{C}$.

+ Nhiệt độ ngưng tụ tăng thì công suất lạnh giảm khoảng $(0,1 \div 0,4)\%/1^\circ\text{C}$.

+ Nhiệt độ bay hơi giảm thì công suất lạnh chỉ giảm khoảng $0,01\%/1^\circ\text{C}$, có thể xem công suất lạnh không đổi.

Tuy nhiên, nếu nhiệt độ nguồn gia nhiệt giảm nhiều

hoặc nhiệt độ ngưng tụ tăng nhiều thì máy lạnh hấp thụ không chạy được.

Vì vậy vào ban đêm, nhiệt độ nước trữ nhiệt giảm, công suất lạnh giảm không nhiều. Mặt khác, nhu cầu lạnh lúc nửa đêm không cao, nên máy lạnh hấp thụ vẫn đảm bảo được nhu cầu lạnh trong thời gian tính toán.

Máy lạnh hấp thụ năng lượng mặt trời điều hòa không khí có ưu điểm tiết kiệm điện năng, vận hành êm, bảo vệ môi trường nhưng giá thành cao (máy 9.000 BTU/h giá thành khoảng 70.000.000 đ), đắt hơn nhiều so với máy điều hòa nén hơi thông thường. Chênh lệch giá cả này sẽ được rút ngắn đối với máy điều hòa trung bình và lớn, và khi được sản xuất đại trà. Vì vậy, Kết quả nghiên cứu này có triển vọng trong quá trình phát triển sau này khi sử dụng ở dải điều hòa công suất trung bình và lớn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tùy (1996), *Kỹ thuật lạnh cơ sở*, NXB. Giáo dục.
- [2] Lê Chí Hiệp (2004), *Máy lạnh hấp thụ trong kỹ thuật điều hòa không khí*, NXB. Đại học Quốc gia TP HCM.
- [3] Bùi Hải, Dương Đức Hồng, Hà Mạnh Thư (1999), *Thiết bị trao đổi nhiệt*, NXB. Khoa học Kỹ thuật.
- [4] Trương Thế Phúc (2015), *Nghiên cứu công nghệ trữ nhiệt từ năng lượng mặt trời để cấp nhiệt cho máy lạnh hấp thụ*, Luận văn Thạc sĩ tại Đại học Đà Nẵng.

(BBT nhận bài: 25/02/2016, phản biện xong: 24/03/2016)