

## ỨNG DỤNG BỘ HẤP THỤ MÀNG CHẢY TRÊN CHÙM ỐNG TRÒN NẴM NGANG VÀO MÁY LẠNH HẤP THỤ ĐỂ SẢN XUẤT NƯỚC ĐÁ

NGUYỄN HIẾU NGHĨA, ĐƯỜNG CÔNG TRUYỀN

*Khoa Công nghệ Nhiệt lạnh, Trường Đại học Công nghiệp Thành Phố Hồ Chí Minh;  
nguyenhieunghia@iuh.edu.vn*

**Tóm tắt.** Nhằm mục đích phát triển ứng dụng các máy lạnh hấp thụ  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  tại Việt Nam, một trong những hướng nghiên cứu mấu chốt là sự chọn lựa cấu trúc bộ hấp thụ với mong muốn là sẽ chế tạo được tại Việt Nam mà không cần sự đầu tư công nghệ mới nào. Các quá trình truyền nhiệt-truyền chất xuất hiện giữa dung dịch lỏng và hơi trong bộ hấp thụ dạng màng chảy đã được nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm, chúng tôi làm rõ hơn khả năng ứng dụng của bộ hấp thụ dạng này cho máy lạnh hấp thụ loại liên tục để sản xuất nước đá. Một chuỗi các thí nghiệm xác định nồng độ từ 29,5% tới 32,5% để tìm nồng độ dung dịch nạp phù hợp. Các kết quả cho thấy nồng độ nạp phù hợp là 31% thì hệ số hiệu quả  $\text{COP} = 0,436$  và hệ số hiệu quả làm lạnh nước muối  $\text{COP}_u = 0,262$ , nhiệt độ trung bình của hơi  $\text{NH}_3$  rời khỏi bình phát sinh là  $t_s = 116,5$  °C, Nồng độ trung bình của dung dịch loãng và dung dịch đặc lần lượt là 29,14% và 34,11%.

**Từ khóa.** Bộ hấp thụ, làm lạnh hấp thụ, máy lạnh hấp thụ.

### APPLIED HORIZONTAL ROUND TUBE BANKS FALLING-FILM ABSORBER FOR ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM FOR MAKING ICE

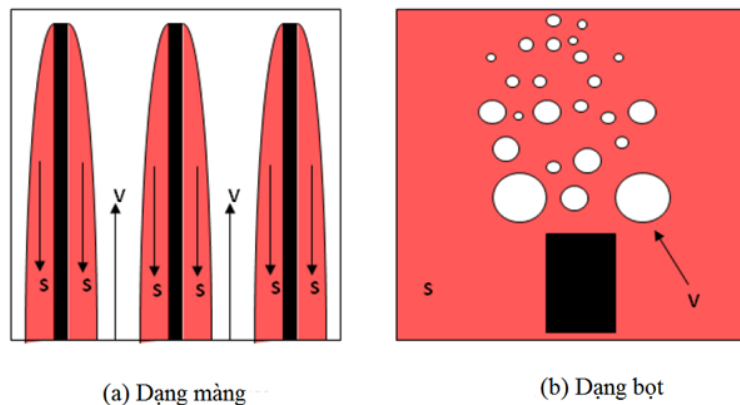
**Abstract.** Aiming to develop the application of  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  absorption refrigeration system in Vietnam, one of the key research directions is the selection of absorber structure which is expected to be fabricated in Vietnam without demand of new infrastructure investment. After the heat and mass transfers occurring between liquid and vapor in falling film absorber had been studied theoretically and experimentally, we further clarified its suitability when applying this type of absorber in Un-intermittent absorption refrigeration system for making ice. A series of experiments varying the concentration from 29.5% to 32.5% was done to look for the suitable intake concentration. The results showed that the suitable intake concentration is 31% which corresponds to the following properties: the coefficient of performance  $\text{COP} = 0.436$ , the brine refrigeration performance  $\text{COP}_u = 0.262$ , the average temperature of ammonia vapor leaving the generator is  $t_s = 116.5^\circ\text{C}$ , the average concentrations of weak and strong solution are 29.14% and 34.11%, respectively.

**Keywords.** Absorber, Absorption refrigeration, Absorption refrigeration system.

### 1 GIỚI THIỆU

Bộ hấp thụ của hệ thống lạnh hấp thụ được biết đến như là thành phần quan trọng nhất của hệ thống về mặt hiệu suất và chi phí [1]. Diện tích truyền nhiệt của bộ hấp thụ chiếm khoảng 40% tổng diện tích truyền nhiệt của hệ thống [2, 3]. Chi phí chế tạo hệ thống sẽ giảm đáng kể nếu như diện tích truyền nhiệt của bộ hấp thụ có thể được giảm bớt bằng cách nâng cao hiệu quả truyền nhiệt-truyền chất trong bộ hấp thụ.

Các nghiên cứu quá trình hấp thụ hơi  $\text{NH}_3$  thường tập trung vào bốn điểm chính: đặc tính của bộ hấp thụ dạng màng lỏng mỏng, tăng đối lưu Marangoni, khuếch tán  $\text{NH}_3$  vào dung dịch loãng, và đặc tính của bộ hấp thụ dạng bọt. Trong đó, sự hấp thụ dạng màng lỏng, và dạng bọt được thực nghiệm và số hóa như các bộ hấp thụ hoàn chỉnh (xem hình 1). Một số điểm nghiên cứu khác chỉ có tính chất xem xét một khía cạnh đặc biệt nào đó của quá trình hấp thụ hơn là xét cho toàn bộ hấp thụ.



Hình 1: Các dạng hấp thụ chính

Nhiều thiết kế dựa vào bộ hấp thụ dạng màng hoặc dạng bọt được nghiên cứu rộng rãi. Mục đích của các nghiên cứu này là để giảm kích thước của bình hấp thụ  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  nhưng vẫn đảm bảo đặc tính truyền chất-truyền nhiệt tốt.

Bộ hấp thụ dạng màng lỏng thì ổn định khi hoạt động và có hệ số truyền nhiệt cao nên có thể giảm kích thước bề mặt giải nhiệt [4]. Khó khăn của bộ hấp thụ dạng màng là sự phân phối không đều dung dịch loãng, bề mặt giải nhiệt không ướt đều, bề mặt giải nhiệt đứng bị chảy dày. Các vấn đề trên làm cho trở lực truyền chất-truyền nhiệt tăng ở phía dung dịch. Bộ hấp thụ dạng bọt có hệ số truyền chất khá cao nhờ sự phân phối những bọt hơi nhỏ làm cho diện tích bề mặt truyền chất có thể được gia tăng [5]. Khó khăn của bộ hấp thụ dạng bọt là tốc độ truyền nhiệt phía dung dịch thấp, kết cấu phức tạp và chế tạo khó khăn do đòi hỏi công nghệ cao. Sau khi nghiên cứu tổng quan, xem xét điều kiện thực tế, và dựa vào tính khả thi của bộ hấp thụ kiểu màng chảy, bộ hấp thụ kiểu màng chảy trên ống tròn nằm ngang được chọn lựa cho nghiên cứu ứng dụng này.

Hình 2a trình bày sơ đồ bộ hấp thụ dạng màng chảy trên hai tấm vách giải nhiệt. Dung dịch  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  chảy xuống từ đỉnh của bộ hấp thụ ngược chiều với dòng hơi  $\text{NH}_3$  chảy từ dưới lên. Trong kết cấu tấm, hiệu suất truyền chất của dạng bọt tốt hơn dạng màng theo tài liệu Ki Bong Lee và cộng sự [4]. Tương tự, hình 2b trình bày sơ đồ bộ hấp thụ dạng màng chảy trên vách tròn theo tài liệu Kang và cộng sự [6].

Md. Raisul Islam [7] mô tả thực nghiệm và phân tích lý thuyết của các quá trình của các quá trình truyền nhiệt và truyền khối kết hợp diễn ra trong bộ hấp thụ. Dung dịch  $\text{NH}_3$  loãng từ bộ phân phối được phun lên các ống song song nằm ngang như hình 2c. Tương tự, dung dịch  $\text{NH}_3$  loãng từ bộ phân phối được phun lên các ống so le nằm ngang như hình 2d theo tài liệu Srinivas Garimella và cộng sự [8].

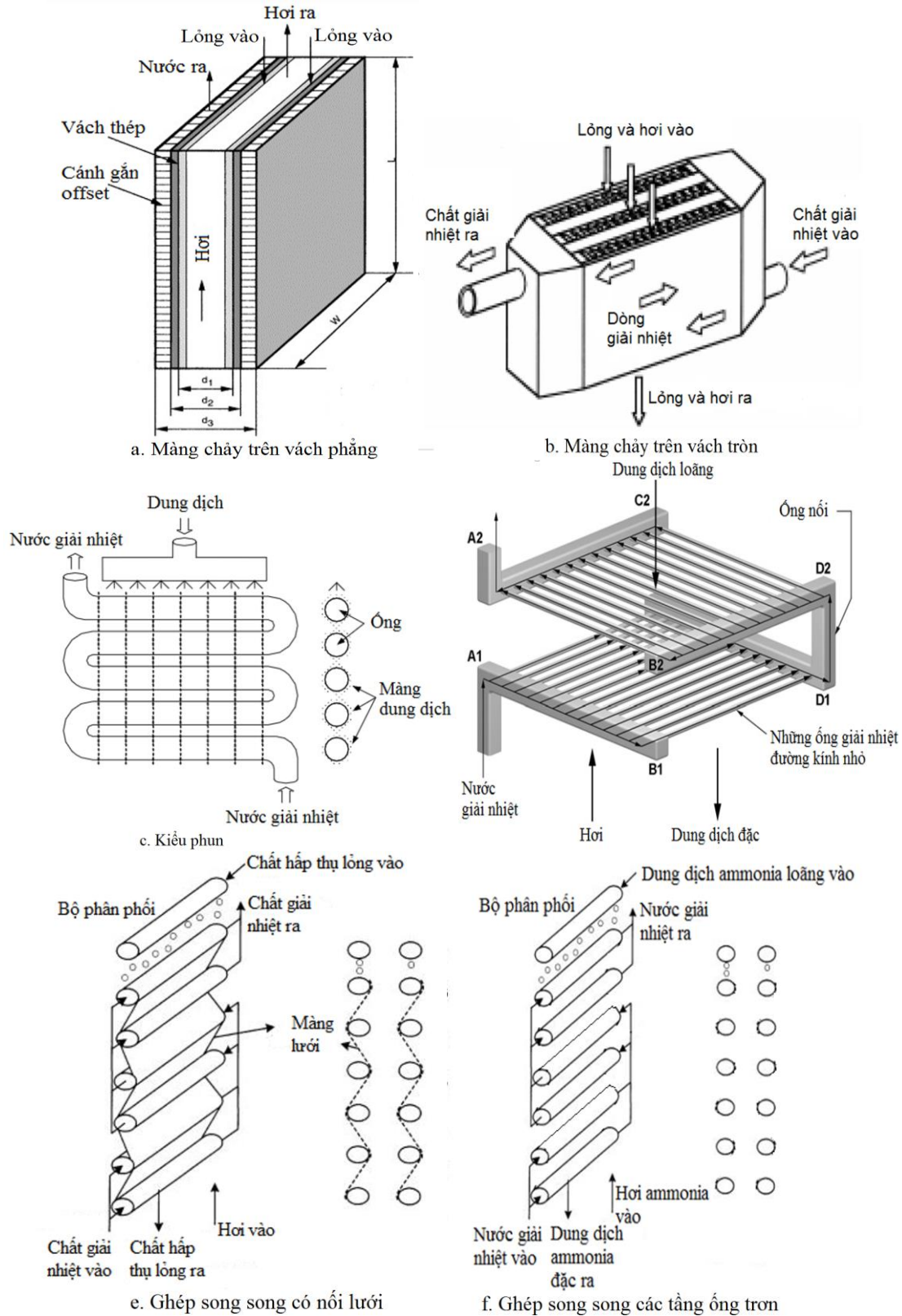
Goel, N., Goswami, D., Y. [9] cố gắng giảm kích thước bộ hấp thụ. Thiết kế dựa trên đặc tính diện tích mặt tiếp xúc lỏng hơi lớn và bề mặt ướt tốt. Các ống giải nhiệt được ghép song song và kết nối lưới với nhau như hình 2e. Tương tự, dung dịch  $\text{NH}_3$  loãng từ ống phân phối nhiễu lên các ống song song nằm ngang như hình 2f. Bộ hấp thụ kiểu màng có kết cấu như hình 2f được chọn lựa vì có kết cấu đơn giản, hiệu suất truyền nhiệt tốt, có thể chế tạo được theo điều kiện công nghệ hiện có tại Việt Nam mà không cần phải nhập khẩu dây chuyền sản xuất mới.

Bộ hấp thụ này được gắn cùng với các bộ phận khác để tạo nên một máy lạnh hấp thụ hoàn chỉnh hoạt động theo điều kiện môi trường tại Việt Nam trong phạm vi nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh trong bộ bay hơi, ngưng tụ của môi chất lạnh trong bình ngưng tụ, hấp thụ của dung dịch ra khỏi bộ hấp thụ, phát sinh của dung dịch trong bình phát sinh lần lượt là  $(-20\text{ oC} < t_e < -10\text{ oC}, 30\text{ oC} < t_c < 35\text{ oC}, 30\text{ oC} < t_a < 38\text{ oC}, 95\text{ oC} < t_g < 125\text{ oC})$  để xác định tính ổn định của máy.

Từ thực tế về dải năng suất sản xuất nước đá hiện có trên thị trường và khả năng đáp ứng của bơm dung dịch, tác giả đã đề xuất ứng dụng cho máy lạnh hấp thụ có dải năng suất lạnh trung bình từ  $30\div 60\text{ kW}$ , năng suất làm đá từ  $5\div 10$  tấn/ngày (khoảng  $200\text{ kg/m}^2$ ). Đối với dải năng suất lạnh này, năng suất của bình hấp thụ tương ứng ở trong khoảng từ  $52\div 104\text{ kW}$ .

Bộ hấp thụ có dạng hình hộp nên việc bố trí các chùm ống song song rất thuận tiện, nó thuận lợi và tốt cho vấn đề truyền nhiệt và truyền chất. Bộ hấp thụ hoạt động ở áp suất thấp hơn áp suất của bộ bay hơi một chút khoảng 2 bar nên vấn đề về an toàn thiết bị khi vận hành không đáng ngại. Hơn nữa, Bộ hấp thụ đã

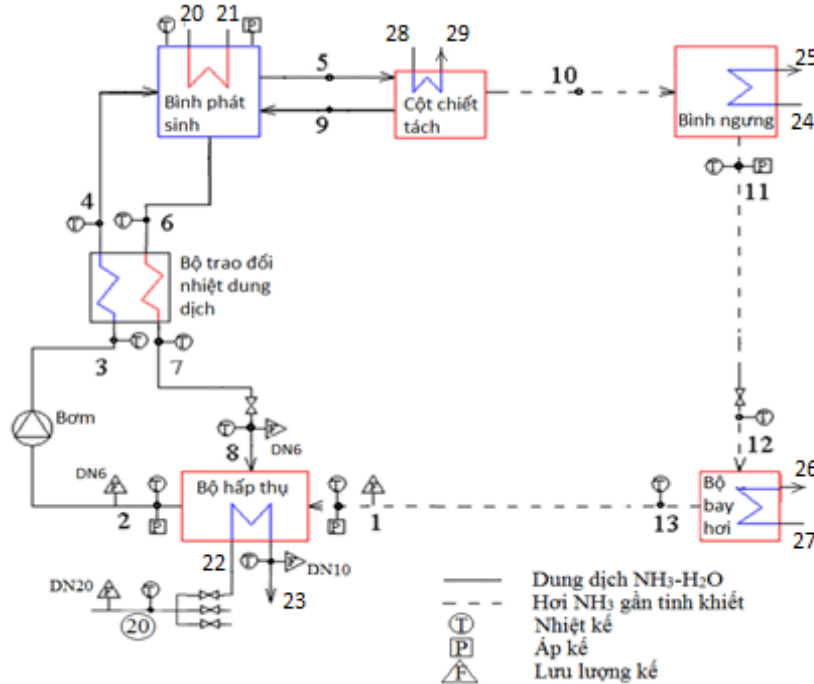
được tính kiểm tra về áp lực và kiểm tra bền với hệ số an toàn rất cao có thể chịu áp lực lên bằng áp lực của Bình ngưng tụ (20 bar) để đảm bảo an toàn cho hệ thống.



Hình 2: Các bình hấp thụ dạng màng chính

## 2 MÔ HÌNH TOÁN CỦA MÁY LẠNH HẤP THỤ

### 2.1 Mô tả hệ thống



Hình 2: Sơ đồ thiết kế hệ thống lạnh NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O

Hình 3 trình bày sơ đồ nguyên lý của lạnh hấp thụ NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O một cấp được chọn lựa để thiết kế. Hơi áp suất thấp và nhiệt độ thấp (hầu hết là NH<sub>3</sub> nguyên chất) ở trạng thái 13 rời khỏi bộ bay hơi, đi vào bộ hấp thụ ở trạng thái 1. Môi chất lạnh này được hấp thụ bởi dung dịch loãng đến từ van giảm áp ở trạng thái 8. Nhiệt của sự hấp thụ ( $Q_a$ ) được lấy đi nhờ nước giải nhiệt. Kế tiếp dung dịch đặc sẽ rời khỏi bộ hấp thụ ở trạng thái 2 và được bơm dung dịch tăng lên áp suất phát sinh ở trạng thái 3. Dung dịch đặc áp suất cao này sau đó được gia nhiệt trong bộ trao đổi nhiệt dung dịch và ra thành trạng thái 4; tiếp tục vào bình phát sinh và bộ trao đổi nhiệt lượng, khối lượng với hơi sinh ra trong bình phát sinh. Trong bình phát sinh, nhiệt được cấp vào dung dịch ( $Q_g$ ) để sinh hơi NH<sub>3</sub> và nước bị kéo theo. Phần nước bị kéo theo này trao đổi nhiệt lượng và khối lượng với dung dịch đặc chảy từ trên xuống. Suốt quá trình này, nhiệt độ của hơi và nước bị kéo theo giảm xuống. Hơi này ở trạng thái 5 sau đó đi vào bộ hồi lưu. Tại đây, hơi nước trong hỗn hợp sẽ bị tách ra bằng cách ngưng tụ - giải nhiệt. Quá trình giải nhiệt ( $Q_d$ ) được đưa ra ngoài qua nước giải nhiệt trong bộ hồi lưu. Kết quả là hơi sẽ đạt trạng thái 10 hầu hết là hơi NH<sub>3</sub> (chiếm hơn 99% khối lượng) sau đó vào bình ngưng tụ và ngưng tụ giải nhiệt ( $Q_c$ ) cho nước giải nhiệt. Lông ngưng tụ ở trạng thái 11 sau đó qua van tiết lưu để thành trạng thái 12. Môi chất lạnh vào bộ bay hơi thu nhiệt của môi trường cần làm lạnh ( $Q_e$ ) và ra khỏi bộ bay hơi ở trạng thái 13. Từ đây, nó vào bộ quá lạnh để hoàn tất chu trình làm lạnh. Bây giờ, nước ngưng trong bộ hồi lưu ở trạng thái 9 chảy xuống từ ống tách cùng với dung dịch đặc trở về từ bộ hấp thụ cùng về bình phát sinh thực hiện trao đổi nhiệt và trao đổi chất sinh hơi NH<sub>3</sub> bay lên. Dung dịch loãng nóng ở trạng thái 6 đi vào bộ trao đổi nhiệt dung dịch ngược đi thành trạng thái 7, sau đó qua van giảm áp dung dịch để thành trạng thái 8 vào bộ hấp thụ kết thúc chu trình.

Với cách bố trí 14 dụng cụ đo nhiệt độ, 4 dụng cụ đo áp suất, 5 dụng cụ đo lưu lượng dòng lỏng và 01 dụng cụ đo lưu lượng dòng hơi tại 12 điểm trạng thái như ở hình 3 thì tất cả 12 điểm trạng thái tìm được theo tính toán lý thuyết của máy lạnh hấp thụ đều được kiểm chứng từ đo đạc thực tế.

### 2.2 Mô tả toán học

Mô hình toán được phát triển để phân tích hiệu suất của hệ thống thử nghiệm tính toán điển hình. Nhiệt độ và áp suất của lưu chất làm việc dựa trên các giá trị thiết kế. Các mô hình nhiệt động của các bộ phận đảm bảo cân bằng năng lượng và khối lượng và một chương trình mô phỏng được phát triển để phân tích chu trình. Sự phân tích thể tích kiểm tra của từng bộ phận (bình phát sinh, bình hồi lưu, bình ngưng tụ, bộ bay

hoi, bộ hấp thụ, bình trao đổi nhiệt dung dịch, bơm dung dịch, van tiết lưu dung dịch loãng, và van tiết lưu môi chất lạnh).

#### Tốc độ truyền nhiệt (Q<sub>i</sub>)

$$Q_i = \sum_{\alpha=1}^j [(m_{\alpha} \cdot i)_{in} + (m_{\alpha} \cdot i_{\alpha})_{out}] \quad (1)$$

$$\sum_{\alpha=1}^i (m_{\alpha})_{in} = \sum_{\alpha=1}^j (m_{\alpha})_{out} \quad (2)$$

Trong đó, *i* Entanpy riêng (kJ/kg); *m* Lưu lượng khối lượng (kg/s)

Các phương trình cân bằng năng lượng, cân bằng lưu lượng khối lượng giữa giữa các dòng môi chất lạnh, độ chênh nhiệt độ trung bình log của bộ hấp thụ dùng để tính diện tích trao đổi nhiệt của từng bộ phận trong hệ thống.

#### Bộ hấp thụ

$$m_8 \cdot i_8 + m_1 \cdot i_1 - m_2 \cdot i_2 = m_{22} \cdot (i_{23} - i_{22}) \quad (3)$$

$$m_2 \cdot C_2 = m_8 \cdot C_8 + m_1 \cdot C_1 \quad (4)$$

$$LMTD_a = \frac{(T_8 - T_{23}) - (T_2 - T_{22})}{\ln\left(\frac{T_8 - T_{23}}{T_2 - T_{22}}\right)} \quad (5)$$

#### Bình phát sinh

$$m_4 \cdot C_4 + m_9 \cdot C_9 = m_5 \cdot C_5 - m_6 \cdot C_6 \quad (6)$$

$$m_5 \cdot i_5 + m_6 \cdot i_6 - m_4 \cdot i_4 - m_9 \cdot i_9 = m_{20} \cdot (i_{20} - i_{21}) \quad (7)$$

$$LMTD_d = \frac{(T_{20} - T_6) - (T_{21} - T_4)}{\ln\left(\frac{T_{20} - T_6}{T_{21} - T_4}\right)} \quad (8)$$

#### Bình ngưng tụ

$$m_{10} \cdot (i_{10} - i_{11}) = m_{24} \cdot (i_{25} - i_{24}) \quad (9)$$

$$LMTD_c = \frac{(T_{10} - T_{25}) - (T_{11} - T_{24})}{\ln\left(\frac{T_{10} - T_{25}}{T_{11} - T_{24}}\right)} \quad (10)$$

#### Bộ bay hơi

$$m_{12} \cdot (i_{13} - i_{12}) = m_{26} \cdot (i_{26} - i_{27}) \quad (11)$$

$$LMTD_e = \frac{(T_{26} - T_{13}) - (T_{27} - T_{12})}{\ln\left(\frac{T_{26} - T_{13}}{T_{27} - T_{12}}\right)} \quad (12)$$

#### Van tiết lưu

Van tiết lưu có tác dụng làm giảm áp và chia thành hai mức áp suất khác nhau. Không có sự trao đổi nhiệt của lưu chất làm việc tại van tiết lưu. Entanpy của lưu chất làm việc trước và sau van là không đổi. Quá trình thay đổi áp suất giữa hai điểm của van tiết lưu không có sự thay đổi lưu lượng khối lượng và quá trình được xem là đoạn nhiệt, thể tích có thể thay đổi khi lưu chất có một lượng nhỏ bị hóa hơi (flashing).

Bộ trao đổi nhiệt dung dịch

$$T_7 = T_3 \cdot \eta_{shx} + T_6 \cdot (1 - \eta_{shx}) \quad (13)$$

$$m_3 \cdot (i_4 - i_3) = m_6 \cdot (i_6 - i_7) \quad (14)$$

$$LMTD_{shx} = \frac{(T_6 - T_4) - (T_7 - T_3)}{\ln\left(\frac{T_6 - T_4}{T_7 - T_3}\right)} \quad (15)$$

#### Bơm dung dịch

Công suất cần thiết để chuyển lưu lượng khối lượng dung dịch *m*<sub>2</sub> từ áp suất *P*<sub>2</sub> lên áp suất *P*<sub>3</sub>, hiệu suất bơm là  $\eta_p$ :

$$W_p = \frac{m_2 \cdot v_2 \cdot (P_3 - P_2)}{\eta_p} \quad (16)$$

Quá trình bơm là đẳng entropy, entanpy của dung dịch sẽ tăng nhẹ tại đầu đẩy. Vì thế, cân bằng năng lượng qua bơm dung dịch có thể tính bằng:

$$m_2 \cdot i_2 + W_p = m_3 \cdot i_3 \quad (17)$$

**Cột chiết tách**

$$m_5 \cdot i_5 - m_9 \cdot i_9 - m_{10} \cdot i_{10} = m_{28} \cdot (i_{29} - i_{28}) \quad (18)$$

$$LMTD_{rec} = \frac{(T_5 - T_{29}) - (T_{10} - T_{28})}{\ln\left(\frac{T_5 - T_{29}}{T_{10} - T_{28}}\right)} \quad (19)$$

Hoạt động của hệ thống được đánh giá theo phương trình hệ số entanpy như sau [11]:

$$\chi = \frac{(i - i_i)}{(i_v - i_i)} \quad (20)$$

Trong đó,  $i$  là entanpy của lưu chất theo áp suất cho trước;  $i_i$  và  $i_v$  lần lượt là entanpy của lưu chất lỏng bão hòa và hơi bão hòa tại cùng áp suất. Từ định nghĩa  $\chi$ , có thể biết được trạng thái của lưu chất như sau:  $\chi < 0$  là quá lạnh,  $\chi = 0$  là lỏng bão hòa,  $0 < \chi < 1$  là hai pha,  $\chi = 1$  là hơi bão hòa, và  $\chi > 1$  là quá nhiệt.

**Hiệu suất của hệ thống**

Hệ số hiệu quả nhiệt của máy lạnh COP là tỉ số giữa công suất nhiệt thu được từ môi trường cần làm lạnh thông qua bộ bay hơi so với công suất nhiệt cấp vào bình phát sinh để vận hành chu trình.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (21)$$

Trong đó:

$Q_e$  Công suất lạnh (kW)

$Q_g$  Công suất nhiệt cấp vào bình phát sinh (kW)

**Hiệu suất làm lạnh dung dịch nước muối**

Hệ số hiệu quả làm lạnh nước muối của máy lạnh  $COP_u$  là tỉ số giữa nhiệt lượng bay hơi của  $NH_3$  để làm lạnh nước muối so với nhiệt lượng cấp vào bình phát sinh để vận hành chu trình.

$$COP_u = \frac{Q_{NaCl}}{Q_{g,J}} \quad (22)$$

Trong đó:

$Q_{NaCl}$  Nhiệt lượng bay hơi của  $NH_3$  để làm lạnh nước muối (kJ)

$Q_{g,J}$  Nhiệt lượng cấp vào bình phát sinh (kJ)

Khi thiết kế hệ thống, bình ngưng tụ và bộ hấp thụ nên được thiết kế hoạt động ở  $3 \div 5 \text{ }^\circ\text{C}$  cao hơn nhiệt độ môi trường (nhiệt độ nước giải nhiệt) [21].

**3 KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN**

**3.1 Đánh giá độ sai lệch của bộ hấp thụ**

Tính cho điều kiện môi trường tại TP. Hồ Chí Minh và nguồn nhiệt cấp vào đáp ứng được nhu cầu làm nước đá. Dữ liệu đầu vào lấy từ thực nghiệm: nhiệt độ ngưng tụ của hơi  $NH_3$  ( $t_c = 34,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ), nhiệt độ hấp thụ của dung dịch  $NH_3\text{-H}_2\text{O}$  đậm đặc rời khỏi bộ hấp thụ ( $t_a = 36,6 \text{ }^\circ\text{C}$ ), nhiệt độ bay hơi của  $NH_3$  trong bộ bay hơi ( $t_e = -19 \text{ }^\circ\text{C}$ ), công suất điện cấp vào  $P_{supply} = 3,76 \text{ kW}$ , nhiệt độ phát sinh của dung dịch trong bình phát sinh  $t_g = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ . Tính chất nhiệt động tại các trạng thái khác nhau của hệ thống được thể hiện trong bảng 1.

Bảng 1: Các điểm trạng thái của máy lạnh hấp thụ thiết kế

Điểm	$NH_3\text{-H}_2O$	p (bar)	t ( $^\circ\text{C}$ )	C (%)	i (kJ/kg)	v (l/p)	m (kg/s)	$\chi$	Trạng thái
1	$NH_3$	1,6	17,5	99,4	1333,3	11,34	0,0013	1,064	Hơi quá nhiệt
2	$NH_3\text{-H}_2O$	1,5	36	32,5	-99,3	1,31	0,0191	0	Lỏng bão hòa
3	$NH_3\text{-H}_2O$	14	40,1	32,5	-80,4	1,31	0,0191	-0,159	Lỏng quá lạnh
4	$NH_3\text{-H}_2O$	13,93	99,1	32,5	185,4	1,31	0,0191	-0,025	Lỏng quá lạnh
5	$NH_3\text{-H}_2O$	13,9	118	90	1611,4	12,6	0,0015	1,139	Hơi quá nhiệt
6	$NH_3\text{-H}_2O$	13,87	112,5	27,8	276,4	1,215	0,0179	0	Lỏng bão hòa

7	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	13,8	48,8	27,8	-9,65	1,215	0,0179	-0,162	Lông quá lạnh
8	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	1,62	49	27,8	-9,65	1,215	0,0179	-0,162	Lông quá lạnh
9	H <sub>2</sub> O	13,9	107,8	0	448	0,0133	0,0002	0	Lông bão hòa
10	NH <sub>3</sub>	13,85	107,8	99,4	1496,6	11,34	0,0013	1,171	Hơi quá nhiệt
11	NH <sub>3</sub>	13,8	30,2	99,4	130,9	11,34	0,0013	0	Lông bão hòa
12	NH <sub>3</sub>	1,73	-14,3	99,4	130,9	11,34	0,0013	0,181	Hai pha
13	NH <sub>3</sub>	1,62	-20	99,6	1245,5	58,5	0,0013	1	Hơi bão hòa

Qua các bộ trao đổi nhiệt, entanpy  $i$  của các điểm trạng thái sau mang dấu âm khi lượng nhiệt của dòng đó được lấy đi lớn hơn entanpy của điểm trạng thái phía trước đó. Ví dụ: Dung dịch NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O loãng ở nhiệt độ cao và áp suất cao tại điểm 6 được dòng dung dịch NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O đặc nhiệt độ thấp và áp suất cao thu nhiệt, Lượng nhiệt này bị thu lớn hơn entanpy của điểm 6 nên giá entanpy ở điểm 7 mang dấu âm.

Công suất của các bộ phận được tính toán: bay hơi, ngưng tụ, hấp thụ, phát sinh, cột chiết tách, công suất bơm dung dịch, hệ số hiệu quả nhiệt của hệ thống lần lượt là  $Q_e = 1,52$  kW;  $Q_c = 1,727$  kW;  $Q_a = 3,412$  kW;  $Q_g = 3,762$  kW;  $Q_d = 0,41$  kW;  $Q_{p,out} = 0,362$  kW; COP = 0,413. Bội số tuần hoàn  $f = 15,1$ . Thí nghiệm được thực hiện cho máy lạnh hấp thụ hoàn chỉnh và hoạt động ổn định. Theo tính toán hệ thống, Công suất nhiệt của bộ hấp thụ  $Q_{a,compute} = 3,412$  kW.

Công suất nhiệt của bộ hấp thụ đo đạc được cũng chính là công suất mà dòng nước giải nhiệt mang đi  $Q_{a,cooling} = m_w * C_p * \Delta t_w = 16,4 * 0,995 * 4,174 * (33,5 - 30,7) / 60 = 3,084$  kW. Công suất này bao gồm cả phần công suất nhiệt của dòng hơi đang ở nhiệt độ thấp đi vào bộ hấp thụ 18,5 °C lên đến nhiệt độ dung dịch đậm đặc ra khỏi bộ hấp thụ 35,8 °C; nhiệt dung riêng của dòng hơi NH<sub>3</sub>  $C_{p,ammo} = 2,72$  kJ/(kg.K); lưu lượng dòng hơi NH<sub>3</sub>  $m_{ammo} = 1,82$  g/s là  $Q_{a,ammo} = m_{ammo} * C_{p,ammo} * t_{ammo} = 1,82 * 2,72 * (36 - 17,5) * 0,001 = 0,091$  kW. Vì thế,  $Q_{a,meas} = Q_{a,cooling} + Q_{a,ammo} = 3,270$  kW.

Sai số giữa tính toán hệ thống  $Q_{a,compute}$  so với kết quả thực nghiệm  $Q_{a,meas}$  là 4,3%.

### 3.2 Đánh giá hiệu quả

Các kết quả của 14 thí nghiệm (TN) được tổng kết trong bảng 2. COP/COP<sub>u</sub> của các thí nghiệm được tính cho 6 giai đoạn từ lúc nhiệt độ nước muối tại nhiệt độ môi trường xuống 20 °C ( $t_{NaCl} \geq 20$  °C); từ 20 °C >  $t_{NaCl} \geq 10$  °C; 10 °C >  $t_{NaCl} \geq 0$  °C; 0 °C >  $t_{NaCl} \geq -10$  °C; -10 °C >  $t_{NaCl} \geq t_{lim}$  °C;  $t_{lim} > t_{NaCl}$ . Giai đoạn  $t_{NaCl} \geq 20$  °C, máy lạnh hấp thụ đang được điều chỉnh chế độ hoạt động và chưa hoạt động ổn định nên không tính giai đoạn này vào hệ số hiệu quả COP và COP<sub>u</sub>. Nhiệt độ giới hạn của dung dịch nước muối  $t_{lim}$  là nhiệt độ thấp nhất của dung dịch nước muối còn có thể giảm xuống mà chưa bị mất ổn định. Nếu máy lạnh hấp thụ vẫn tiếp tục hoạt động nhiệt độ dung dịch nước muối có thể giảm thấp hơn nhưng rất chậm và không ổn định nên giai đoạn này ( $t_{lim} > t_{NaCl}$ ) cũng không được tính vào hệ số hiệu quả COP và COP<sub>u</sub>. Vậy, hệ số hiệu quả COP và COP<sub>u</sub> tính từ lúc nhiệt độ nước muối đạt 20 °C xuống  $t_{lim}$  của các thí nghiệm 20 °C >  $t_{NaCl} \geq t_{lim}$  °C.

Dung dịch loãng và dung dịch đặc được lấy mẫu liên tục khi máy lạnh hấp thụ đã hoạt động ổn định. Sau đó, các mẫu này được làm lạnh và chuyển tới phòng thí nghiệm của khoa Hóa trường ĐH Công nghiệp để đo nồng độ. Trong giai đoạn làm thí nghiệm, đã đo hơn 100 mẫu.

Dùng biển tăng để điều chỉnh bơm dung dịch phù hợp với lưu lượng dung dịch loãng và hơi NH<sub>3</sub> vào Bộ hấp thụ nhờ kính xem dung dịch trong bộ hấp thụ và các dụng cụ đo lưu lượng dung dịch đặc ra khỏi Bình hấp thụ, lưu lượng dung dịch loãng và lưu lượng hơi vào Bình hấp thụ.

Bảng 2: COP/COP<sub>u</sub> của các thí nghiệm

TN	C <sub>i</sub> , (%)	V <sub>8</sub> / V <sub>13</sub> / V <sub>2</sub> , (l/p)	20 > t <sub>NaCl</sub> ≥ 10, (°C)	10 > t <sub>NaCl</sub> ≥ 0, (°C)	0 > t <sub>NaCl</sub> ≥ -10 (°C)	- 10 > t <sub>NaCl</sub> ≥ t <sub>lim</sub> (°C)	20 > t <sub>NaCl</sub> ≥ t <sub>lim</sub> , (°C)	Ghi chú
1	29,5	1,39/ 81,72/ 1,36	0,393/ 0,169	0,406/ 0,134	0,406/ 0,17	0,405/ 0,237	0,403/ <b>0,178</b>	t <sub>lim</sub> = -17 °C; V <sub>8</sub> thấp và V <sub>13</sub> cao. (4/08/2016)
2	29,5	0,65/ 92,21/ 1,11	0,453/ 0,26	0,447/ 0,216	0,432/ 0,13	x	0,444/ <b>0,202</b>	t <sub>lim</sub> = -9 °C; V <sub>8</sub> rất thấp và V <sub>13</sub> rất cao. (6/08/2016)

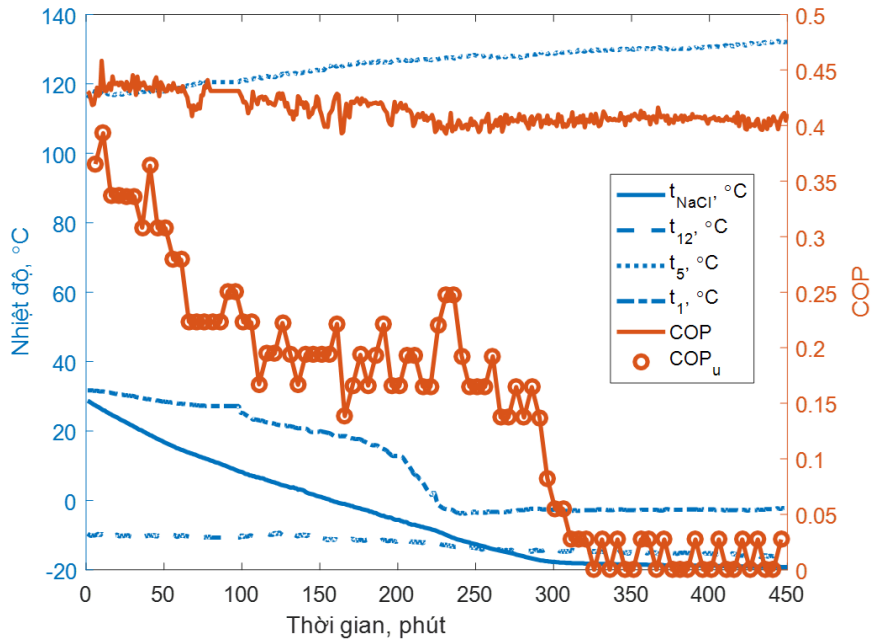
ỨNG DỤNG BỘ HẤP THỤ MÀNG CHẤY TRÊN CHÙM ỐNG TRÒN NẴM NGANG VÀO MÁY LẠNH HẤP THỤ ĐỂ SẢN XUẤT NƯỚC ĐÁ 153

3	29,5	0,53/ 86,43/ 0,08	0,431/ 0,22	0,427/ 0,195	0,423/ 0,162	0,422/ 0,088	0,425/ <b>0,166</b>	$t_{lim} = -14\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $V_8$ rất thấp và $V_{13}$ cao. (10/08/2016)
4	30	0,54/ 83,28/ 11,9	0,45/ 0,228	0,449/ 0,179	0,438/ 0,144	0,425/ 0,113	0,441/ <b>0,167</b>	$t_{lim} = -16\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $V_8$ rất thấp và $V_{13}$ cao. (11/08/2016)
5	30	1,12/ 73,63/ 1,37	0,43/ 0,263	0,43/ 0,248	0,419/ 0,18	0,408/ 0,126	0,421/ <b>0,204</b>	$t_{lim} = -17\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $V_8$ thấp và $V_{13}$ thấp. (31/07/2016)
6	30	0,94/ 84,47/ 1,35	0,445/ 0,246	0,434/ 0,204	0,421/ 0,202	0,416/ 0,193	0,429/ <b>0,21</b>	$t_{lim} = -17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $V_8$ rất thấp và $V_{13}$ cao. (28/07/2016)
7	31	1,1/ 79,3/ 1,31	0,432/ 0,263	0,421/ 0,21	0,415/ 0,201	0,404/ 0,228	0,418/ <b>0,21</b>	$t_{lim} = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $V_8$ thấp và $V_{13}$ thấp. (14/07/2016)
8	31	0,81/ 97,32/ 1,33	0,452/ 0,298	0,445/ 0,26	0,428/ 0,12	x	0,442/ <b>0,226</b>	$t_{lim} = -8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $V_8$ thấp và $V_{13}$ rất cao. (15/07/2016)
9	31	2,27/ 72,9/ 2,65	0,412/ 0,308	0,399/ 0,238	0,393/ 0,212	0,389/ 0,102	0,398/ <b>0,215</b>	$t_{lim} = -17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $V_8$ cao và $V_{13}$ thấp. (19/07/2016)
10	31	0,78/ 77,75/ 1,21	0,438/ 0,34	0,444/ 0,321	0,437/ 0,289	0,425/ 0,097	0,436/ <b>0,262</b>	$t_{lim} = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $V_8$ trung bình và $V_{13}$ trung bình phù hợp. (23/07/2016)
11	31	1,83 / 96,8 / 2,1	0,434/ 0,307	0,426/ 0,272	0,424/ 0,204	0,412/ 0,149	0,424/ 0,233	$t_{lim} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $V_8$ trung bình và $V_{13}$ cao. (25/07/2016)
12	32,5	0,99/ 66/ 1,2	0,429/ 0,173	0,426/ 0,131	0,413/ 0,102	x	0,423/ <b>0,135</b>	$t_{lim} = -7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $V_8$ thấp và $V_{13}$ rất thấp. (12/08/2016)
13	32,5	2,13/ 61,86/ 2,3	0,329/ 0,156	0,314/ 0,106	0,318/ 0,091	x	0,32/ <b>0,119</b>	$t_{lim} = -6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $V_8$ cao và $V_{13}$ rất thấp. (13/08/2016)
14	32	1,81/65,3/ 1,91	0,369/ 0,22	0,368/ 0,161	0,364/ 0,155	0,358/ 0,071	0,365/ <b>0,154</b>	$t_{lim} = -14\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $V_8$ cao và $V_{13}$ rất thấp. (17/08/2016)

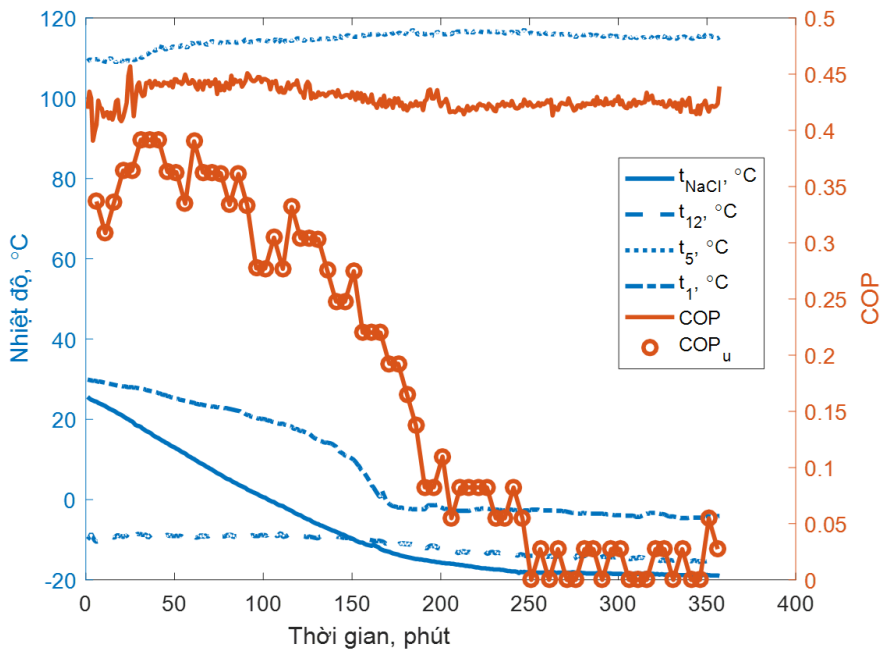
Theo bảng 2, nồng độ khối lượng dung dịch  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  nạp trong phạm vi từ 29,5% đến 32,5%. Các thí nghiệm được thực hiện trên máy lạnh hấp thụ hoàn chỉnh và hoạt động ổn định. Các đồ thị biểu diễn mối quan hệ của COP và  $\text{COP}_u$  với nhiệt độ, nồng độ theo thời gian của 14 thí nghiệm để tìm nồng độ nạp phù hợp nhất của dung dịch  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  theo điều kiện nhiệt độ nước giải nhiệt  $t_c$  ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $t_a$  ( $^{\circ}\text{C}$ ); và theo nhiệt độ bay hơi yêu cầu  $t_e$  ( $^{\circ}\text{C}$ ). Ký hiệu x là trong khoảng nhiệt độ âm yêu cầu đó máy không đạt được. ký hiệu “<<<” (như: “ $-9\text{ }^{\circ}\text{C} \ll -18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ”, ...) là trong khoảng nhiệt độ âm yêu cầu để làm nước đá từ 0 đến  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  thì  $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$  là còn rất nhỏ so với  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  yêu cầu.

Theo thí nghiệm 7, 8, 9, 10, và 11, nồng độ dung dịch nạp là 31%. Dòng dung dịch loãng trung bình từ bình phát sinh vào bộ hấp thụ  $V_8 = 0,78 \div 2,27$  l/p. Dòng hơi  $\text{NH}_3$  từ bộ bay hơi vào bộ hấp thụ được điều chỉnh  $V_{13} = 72,9 \div 97,32$  l/p. Theo TN8, dòng dòng hơi  $\text{NH}_3$  từ bộ bay hơi vào bộ hấp thụ được điều chỉnh  $V_{13} = 97,32$  l/p rất cao so với dòng dung dịch loãng trung bình từ bình phát sinh vào  $V_8 = 0,81$  l/p. Vì thế, hơi  $\text{NH}_3$  không được hấp thụ hết làm tăng áp suất hấp thụ, dẫn đến áp suất bay hơi tăng. Hiệu suất nhiệt của máy lạnh hấp thụ  $\text{COP} = 0,442$  và hiệu suất làm lạnh nước muối  $\text{COP}_u = 0,226$ , nhiệt độ nước muối giới hạn  $t_{lim} = -9\text{ }^{\circ}\text{C} \ll -18\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Theo TN1, hiệu suất nhiệt của máy lạnh hấp thụ  $\text{COP} = 0,4$  và hiệu suất làm lạnh nước muối  $\text{COP}_u = 0,178$  là thấp, nhiệt độ nước muối giới hạn  $-8\text{ }^{\circ}\text{C} \ll -18\text{ }^{\circ}\text{C}$  không thỏa yêu cầu nhiệt độ làm nước đá. Theo TN7 ( $V_8 = 1,1$  l/p;  $V_{13} = 79,3$  l/p) và TN9 ( $V_8 = 2,27$  l/p;  $V_{13} = 72,9$  l/p) là cao, làm cho công suất nhiệt cấp bị thiếu. Vì thế, hiệu suất làm lạnh nước muối thấp lần lượt là  $\text{COP}_u = 0,21$  và  $\text{COP}_u = 0,215$ .





Hình 3: Nhiệt độ, COP theo thí nghiệm 7



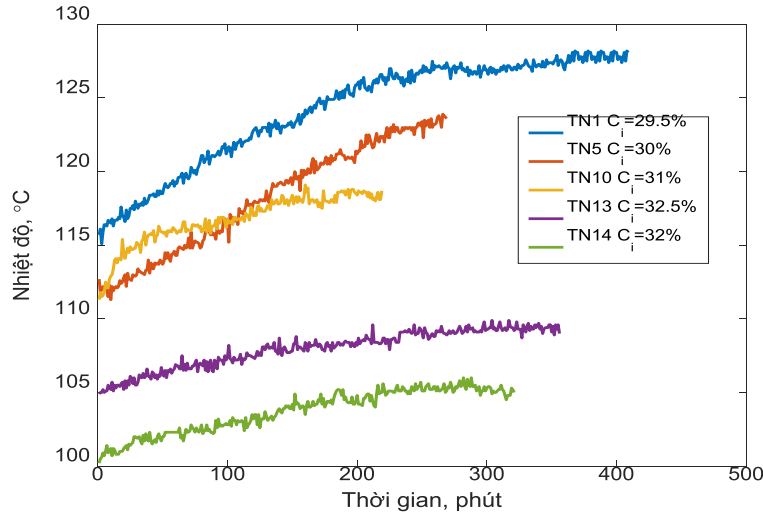
Hình 5: Nhiệt độ, COP theo thí nghiệm 10

Theo TN7, hiệu suất nhiệt của máy lạnh hấp thụ  $COP = 0,419$  và hiệu suất làm lạnh nước muối  $COP_u = 0,21$  là thấp nhất; nhiệt độ nước muối giới hạn  $t_{lim} = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Theo TN10, hiệu suất nhiệt của máy lạnh hấp thụ  $COP = 0,436$  và hiệu suất làm lạnh nước muối  $COP_u = 0,262$  đạt cao nhất; nhiệt độ nước muối giới hạn  $t_{lim} = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Nồng độ dung dịch nạp là  $C_i = 31\%$  là phù hợp. Hình 4 và 5 trình bày lần lượt hiệu suất nhiệt của máy lạnh hấp thụ  $COP$  và hiệu suất làm lạnh nước muối  $COP_u$  của TN7 và TN10.

Hiệu suất nhiệt của máy lạnh hấp thụ  $COP$  cao hơn hiệu suất làm lạnh nước muối  $COP_u$  khoảng 40% ( $(0.436-0.262)/0.436$ ), nghĩa là khả năng tăng  $COP_u$  lên thêm được 40% nữa nhờ vào bọc cách nhiệt tốt hơn để tránh tổn thất ra môi trường ở các bộ phận, nhất là bộ phận làm nước đá.

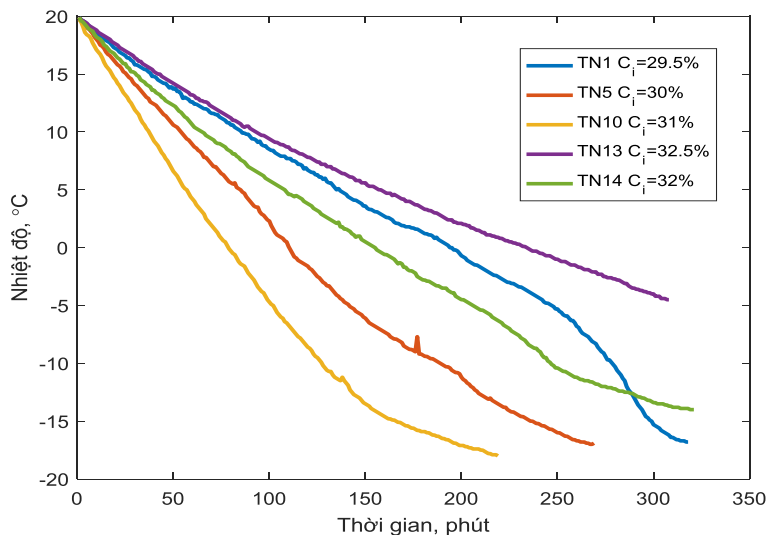
### 3.3 Đánh giá độ ổn định

Để có chế độ vận hành ổn định, nguồn nhiệt phải đáp ứng cho dung dịch  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  sôi ở nhiệt độ ổn định theo điều kiện môi trường giải nhiệt, nhiệt độ làm lạnh yêu cầu, và công suất lạnh gọi là nhiệt độ vận hành phù hợp.



Hình 6: Nhiệt độ hơi  $\text{NH}_3$  ra khỏi bình phát sinh ( $t_5$ )

Nhiệt độ trung bình của hơi  $\text{NH}_3$  rời khỏi bình phát sinh  $t_5$  theo các thí nghiệm từ 1, 6, 10, 13, 14 lần lượt là 124,2; 118,2; 116,6; 107,7; 103,7 ( $^{\circ}\text{C}$ ). Nhiệt độ của hơi  $\text{NH}_3$  rời khỏi bình phát sinh  $t_5$  theo thí nghiệm 1 tăng nhiều nhất và lớn nhất là do công suất lạnh sử dụng đang được điều chỉnh ở chế độ thấp hơn công suất nhiệt cấp vào. Ở thí nghiệm 10, dòng hơi  $\text{NH}_3$  và dòng dung dịch lỏng phù hợp và vừa đủ so với công suất nhiệt cấp vào của bình phát sinh nên hệ số hiệu quả của máy lạnh  $\text{COP} = 0,436$  và hệ số hiệu quả làm nước đá  $\text{COP}_u = 0,262$  đều đạt cao nhất. Quan sát hình 6, nhiệt độ dòng hơi  $\text{NH}_3$  ra khỏi bình phát sinh  $t_5$  ở thí nghiệm 10 tăng nhẹ cho đến khi nhiệt độ nước muối đạt nhiệt độ giới hạn  $t_{\text{NaCl}} = -18^{\circ}\text{C}$ .



Hình 7: Nhiệt độ dung dịch nước muối

Như được trình bày ở hình 7, nhiệt độ nước muối giới hạn  $t_{\text{lim}}$  theo thí nghiệm 1, 6, 10, 13, 14 lần lượt là -17, -17,5, -18, -6, -14 ( $^{\circ}\text{C}$ ). Nồng độ nạp phù hợp là phải đảm bảo cho hệ thống làm việc ổn định, đạt được điều kiện của nhiệt độ làm nước đá  $t_{\text{lim}} = -18^{\circ}\text{C}$ , và đạt hiệu suất làm nước đá cao nhất  $\text{COP} = 0,436$ ,  $\text{COP}_u = 0,262$  (theo thí nghiệm 10,  $C_{i,\text{opt}} = 31\%$ ).

Theo thí nghiệm 13, nồng độ dung dịch  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  nạp ( $C_1 = 32,5\%$ ) cao thì nhiệt độ phát sinh sẽ thấp. Nếu lưu lượng dung dịch loãng  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  lớn và lưu lượng dòng hơi  $\text{NH}_3$  vào bộ hấp thụ được điều chỉnh tương ứng theo lưu lượng dung dịch loãng. Lượng dung dịch đặc quay về bình phát sinh nhiều làm giảm nhiệt độ phát sinh, làm giảm hiệu suất của máy. Nếu lưu lượng dung dịch loãng  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  nhỏ thì hơi  $\text{NH}_3$  được hấp thụ vào dung dịch loãng trong bộ hấp thụ rất ít.

Theo thí nghiệm 1, nồng độ dung dịch  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  nạp ( $C_1 = 29,5\%$ ) thấp thì nhiệt độ phát sinh sẽ cao. Nếu lưu lượng dung dịch loãng  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  lớn và lưu lượng dòng hơi  $\text{NH}_3$  vào bộ hấp thụ được điều chỉnh tương ứng theo lưu lượng dung dịch loãng. Lượng dung dịch đặc quay về bình phát sinh nhiều làm giảm nhiệt độ phát sinh, làm giảm hiệu suất của máy. Nếu lưu lượng dung dịch loãng  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  quá nhỏ thì máy sẽ dễ rơi vào tình trạng làm việc không ổn định.

Khi nồng độ dung dịch nạp cao thì nhiệt độ phát sinh sẽ thấp, tổn thất nhiệt của máy lạnh giảm. Quá trình sinh hơi  $\text{NH}_3$  trong bình phát sinh rất tốt và kéo theo ít  $\text{H}_2\text{O}$ , tổn thất nhiệt cho cột chiết tách giảm. Nhưng dòng hơi  $\text{NH}_3$  được hấp thụ bởi dung dịch loãng trong bộ hấp thụ rất ít làm áp suất bộ hấp thụ tăng dẫn đến áp suất bay hơi tăng. Nhiệt độ bay hơi không thể giảm xuống thấp theo điều kiện làm nước đá  $t_{\text{lim}} = -18^\circ\text{C}$ . Hiệu suất bay hơi của  $\text{NH}_3$  trong bộ bay hơi giảm nên  $\text{COP}_u$  giảm. Trường hợp này, máy lạnh làm việc rất ổn định vì nhiệt độ phát sinh luôn đáp ứng để sinh hơi. Hiệu suất làm nước đá rất thấp vì dòng hơi  $\text{NH}_3$  được hấp thụ bởi dung dịch loãng trong bộ hấp thụ rất ít.

Khi nồng độ dung dịch nạp thấp, nhiệt độ phát sinh sẽ cao, tổn thất nhiệt của máy lạnh tăng. Nhưng sự hấp thụ hơi  $\text{NH}_3$  vào dung dịch loãng trong bộ hấp thụ rất tốt. Quá trình sinh hơi  $\text{NH}_3$  trong bình phát sinh kéo theo nhiều  $\text{H}_2\text{O}$ , tổn thất nhiệt cho cột chiết tách tăng, và hiệu suất bay hơi của  $\text{NH}_3$  trong bộ bay hơi giảm nên  $\text{COP}$  và  $\text{COP}_u$  giảm. Trường hợp này, máy lạnh dễ mất ổn định vì dễ xảy ra hiện tượng nhiệt độ phát sinh giảm nếu công suất nhiệt cấp cho bình phát sinh không đảm bảo.

#### 4 KẾT LUẬN

Đã thực hiện các thí nghiệm trên bộ hấp thụ kiểu màng chảy trên chùm ống nằm ngang được găng vào máy lạnh hấp thụ hoàn chỉnh:

- Bộ hấp thụ chế tạo có công suất lạnh 2 kW hoạt động ổn định có thể sản xuất mẻ đá 8 kg trong 2 giờ.
- Theo các thí nghiệm, nhiệt độ giới hạn của nước muối đạt khoảng  $-18^\circ\text{C}$  và lưu lượng dung dịch loãng từ bình phát sinh vào bộ hấp thụ  $V_8 = 0,78$  l/p và hơi từ bộ bay hơi vào bộ hấp thụ  $V_{13} = 77,75$  l/p được điều chỉnh theo công suất cấp nhiệt từ bình phát sinh  $Q_g = 3,76$  kW. Chế độ phù hợp nhất để sản xuất nước đá là ở thí nghiệm 10 có hệ số hiệu quả máy  $\text{COP} = 0,436$  và hiệu suất làm nước đá  $\text{COP}_u = 0,262$ ; nhiệt độ trung bình của hơi ra khỏi bình phát sinh khoảng  $t_5 = 116,5^\circ\text{C}$ ; với nồng độ dung dịch  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  nạp phù hợp là 31%.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] J. D. Killion and S. Garimella, "A critical review of models of coupled heat and mass transfer in falling-film absorption," *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, pp. 755-797, 12// 2001.
- [2] W. A. Miller, "The Experimental Analysis of Aqueous Lithium Bromide Vertical Film Absorption," Doctor of Philosophy, Mechanical Engineering, University of Tennessee - Knoxville, 1998.
- [3] N. P. Minh. "Energy and exergy estimation for a combined cycle of solid  $\text{CO}_2$  production and  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  single effect absorption chiller." *Science and Technology Development Journal* 19, no. 1 (2016): 61-69.
- [4] K. B. Lee, B. H. Chun, J. C. Lee, J. C. Hyun, and S. H. Kim, "COMPARISON OF HEAT AND MASS TRANSFER IN FALLING FILM AND BUBBLE ABSORBERS OF AMMONIA-WATER," *Experimental Heat Transfer*, vol. 15, pp. 191-205, 2002/07/01 2002.
- [5] Y. Tae Kang, A. Akisawa, and T. Kashiwagi, "Analytical investigation of two different absorption modes: falling film and bubble types," *International Journal of Refrigeration*, vol. 23, pp. 430-443, 9// 2000.

- [6] A. A. Kang YT, Kashiwagi T, "Experimental correlation of combined heat and mass transfer for NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O falling film absorption," *Int. J. Refrigeration*, pp. 250-262, 1999.
- [7] M. R. Islam, "Absorption process of a falling film on a tubular absorber: An experimental and numerical study," *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, pp. 1386-1394, 8// 2008.
- [8] S. Garimella, M. D. Determan, J. M. Meacham, S. Lee, and T. C. Ernst, "Microchannel component technology for system-wide application in ammonia/water absorption heat pumps," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 1184-1196, 8// 2011.
- [9] N. Goel and D. Y. Goswami, "A Compact Falling Film Absorber," *Journal of Heat Transfer*, vol. 127, pp. 957-965, 2005.
- [10] N. A. Darwish, S. H. Al-Hashimi, and A. S. Al-Mansoori, "Performance analysis and evaluation of a commercial absorption-refrigeration water-ammonia (ARWA) system," *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, pp. 1214-1223, 11// 2008.
- [11] M. Aneke, B. Agnew, C. Underwood, and M. Menkiti, "Thermodynamic analysis of alternative refrigeration cycles driven from waste heat in a food processing application," *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, pp. 1349-1358, 8// 2012
- [12] B. Le Lostec, N. Galanis, and J. Millette, "Experimental study of an ammonia-water absorption chiller," *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, pp. 2275-2286, 12// 2012
- [13] M. Ozgoren, M. Bilgili, and O. Babayigit, "Hourly performance prediction of ammonia-water solar absorption refrigeration," *Applied Thermal Engineering*, vol. 40, pp. 80-90, 7// 2012
- [14] M. S. v. S. P. Weihua Cai, "Dynamic simulation of an ammonia-water absorption refrigeration system," *Department of Aerospace and Mechanical Engineering University of Notre Dame, Notre Dame*, 2010.
- [15] A. J. G. Linghui Zhu, "Thermodynamic analysis of a novel thermal driven refrigeration system," *World Academy of Science, Engineering and Technology* vol. 32 2009
- [16] J. Fernández-Seara and M. Vázquez, "Study and control of the optimal generation temperature in NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O absorption refrigeration systems," *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, pp. 343-357, 2/1/ 2001.
- [17] M. C. ENGINEERING, *Thermophysical Properties of NH<sub>3</sub> H<sub>2</sub>O Mixtures for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment*, 2004.
- [18] P. N. Minh. "Overall optimization and exergy analysis of an air conditioning system using a series-series counterflow arrangement of water chillers." *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration* 27, no. 04 (2019): 1950034.
- [19] P. N. Minh, and G. S. Lee. "Characteristics of pressure and force considering friction in a closed cylinder with a holed piston." *Journal of Mechanical Science and Technology* 28, no. 6 (2014): 2409-2415.
- [20] K. S. a. M. A. A. J. M. Abdulateef, "Optimum design for solar absorption refrigeration systems and comparison of the performances using ammonia-water, ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions," *International Journal of Mechanical and Materials Engineering (IJMME)*, vol. Vol. 3 pp. 17-24, 2008.
- [21] I. K. L. Version 1 ME, "Vapour Absorption Refrigeration Systems Based On Ammonia-Water Pair," ed.

Ngày nhận bài: 17/03/2021

Ngày chấp nhận đăng: 17/05/2021