

PHÂN TÍCH LÝ THUYẾT VÀ THỰC NGHIỆM XÁC ĐỊNH NHIỆT ĐỘ SINH HƠI TỐI ƯU CỦA MÁY LẠNH HẤP THỤ $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ SẢN XUẤT NƯỚC ĐÁ

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF OPTIMAL GENERATION TEMPERATURE OF $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ABSORPTION REFRIGERATORS FOR ICE PRODUCTION

Nguyễn Hiếu Nghĩa¹, Lê Chí Hiệp², Hoàng An Quốc³

¹Trường Đại học Công nghiệp Thành phố Hồ Chí Minh; nguyenhieunghia@iuh.edu.vn

²Trường Đại học Bách khoa - Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh; lechihiep@hcmut.edu.vn

³Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh; hanquoc@hcmute.edu.vn

Tóm tắt - Chu trình máy lạnh hấp thụ sử dụng cặp lưu chất $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ quen thuộc đang được phát triển rộng rãi. Tuy nhiên, hầu hết các nghiên cứu trước đây chỉ mang tính lý thuyết về hệ thống và dừng lại ở các ứng dụng thực nghiệm cho từng nhu cầu riêng biệt, hoặc chỉ có các nghiên cứu thực nghiệm đơn lẻ cho các bộ phận của máy. Nghiên cứu này kết hợp giữa lý thuyết tính toán và đo đạc thực tế của máy lạnh hấp thụ hoàn chỉnh trong điều kiện hoạt động ổn định. Mỗi tương quan của nhiệt độ sinh hơi tối ưu theo nhiệt độ ngưng tụ, nhiệt độ hấp thụ, nhiệt độ bay hơi của các bộ phận trong hệ thống được thiết lập bằng một phương trình hồi quy đa thức. Các mô phỏng nhiệt độ sinh hơi của máy được so sánh với thực nghiệm có sai số trung bình là 1,2%; so với các nghiên cứu khác có sai số từ 2 tới 7% theo hệ số hiệu suất tối ưu.

Từ khóa - máy lạnh hấp thụ; dung dịch $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$; nhiệt độ sinh hơi; nhiệt độ sinh hơi tối ưu; sản xuất nước đá

1. Đặt vấn đề

Chi phí vận hành tổng của máy lạnh hấp thụ chủ yếu là do nguồn nhiệt cấp để sinh hơi. Máy lạnh hấp thụ $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sử dụng nguồn nhiệt chất lượng thấp. Ngay cả ứng dụng sản xuất nước đá, nhiệt độ nguồn nhiệt cũng không cần quá cao ($120\text{-}150^\circ\text{C}$). Khi sử dụng các nguồn nhiệt thải để nâng cao hiệu suất kết hợp của toàn hệ thống thì nhiệt độ sinh hơi tối ưu bị quyết định bởi chi phí đầu tư.

Việc thiết kế máy lạnh hấp thụ thường bắt đầu với việc phân tích nhiệt động của chu trình đề xuất. Các nhà nghiên cứu tập trung vào các chu trình nhiệt động phức tạp khác nhau để tìm ra hệ số hiệu suất lý thuyết [1-4]. Theo nhiều nghiên cứu, kết luận chung được rút ra là: COP giảm khi nhiệt độ hấp thụ hoặc nhiệt độ ngưng tụ tăng, nhiệt độ bay hơi giảm, sự không thuận nghịch tăng. Biến đổi của COP theo nhiệt độ sinh hơi NH_3 được xem xét để tìm ra nhiệt độ sinh hơi tối ưu. Tại nhiệt độ sinh hơi tối ưu này, COP của máy lạnh hấp thụ đạt cực đại.

Ngoài thiết kế về kết cấu, diện tích trao đổi nhiệt, và cách bố trí hệ thống; máy lạnh hấp thụ thường hoạt động ngoài điểm thiết kế do sự thay đổi của các yêu cầu làm lạnh hoặc điều kiện bên ngoài. Nhiệt độ bay hơi NH_3 do yêu cầu nhiệt độ làm lạnh và tải lạnh quyết định. Nhiệt độ ngưng tụ hơi NH_3 chỉ phụ thuộc chủ yếu vào nhiệt độ môi trường giải nhiệt. Nhiệt độ hấp thụ hơi NH_3 vào dung dịch loãng $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ chỉ phụ thuộc chủ yếu vào nhiệt độ nước giải nhiệt. Giá trị tối ưu của nhiệt độ sinh hơi do chất lượng nhiệt, tính ổn định của nguồn nhiệt cấp, và do sự thay đổi của nhiệt độ ngưng tụ, nhiệt độ bay hơi, nhiệt độ hấp thụ quyết định. Nhiệt độ sinh hơi thay đổi làm cho COP của

Abstract - Absorption refrigeration cycle using a common mixture of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ has been developing widely. However, most previous studies are on system theory and exclusive applications or experimental studies on each component of the system. This paper shows the state points of the fluids in designed $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ absorption refrigeration machines that include the corporation of theoretical calculations and practical measurements of completed and steady working machines. The correlation of optimal generation temperature with condensation, absorption and evaporation temperatures of the machine components set into an regression equation is established in the multivariate regression method. The optimal coefficients of performance are compared with those from other experiments having the average deviation of 1.2% and those from other studies having the deviations of from 2 to 7%.

Key words - absorption refrigerator; $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution; generation temperature; optimal generation temperature; ice production

máy lạnh hấp thụ thay đổi.

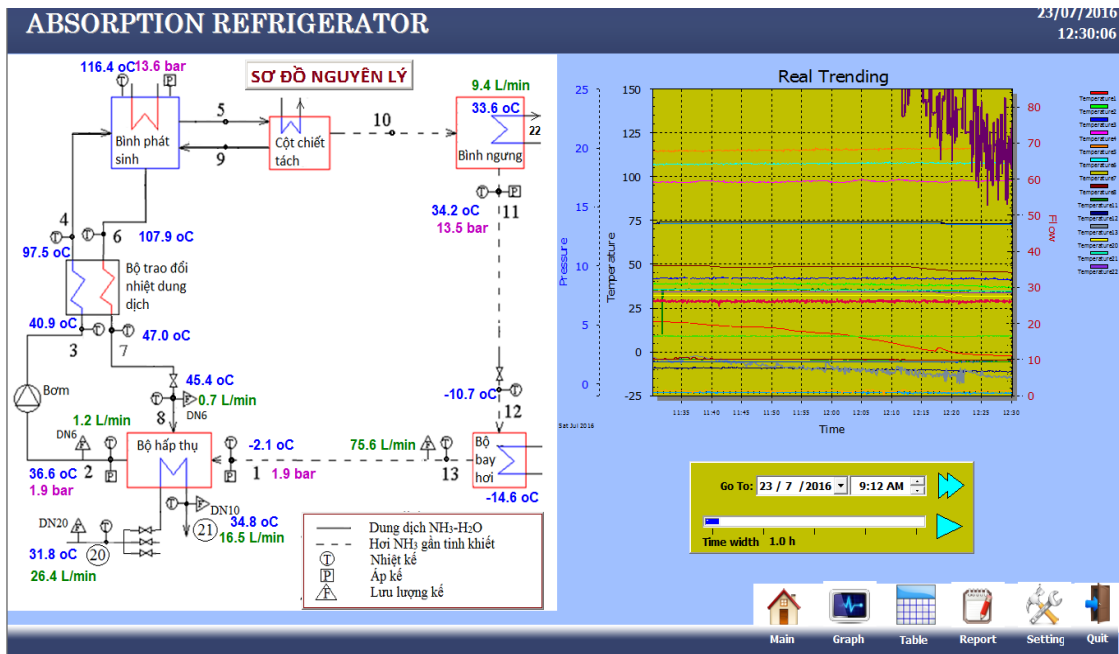
Máy lạnh truyền thống đang được các nhà khoa học Việt Nam tập trung nghiên cứu theo hướng ứng dụng để sản xuất nước đá. Trong bài báo này, tác giả mô phỏng hệ thống lạnh hấp thụ $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ hoạt động theo phạm vi nhiệt độ hoạt động của từng bộ phận: bay hơi, ngưng tụ, hấp thụ, sinh hơi. Nhiệt độ khởi động, nhiệt độ cắt của hệ thống được minh họa bằng các đường đặc tính.

2. Mô hình thí nghiệm

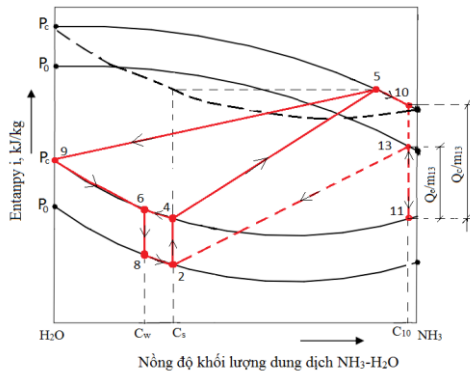
* Thiết kế máy lạnh hấp thụ

Hình 1 trình bày sơ đồ nguyên lý của máy lạnh hấp thụ $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ một cấp được chọn lựa để chế tạo. Các phương trình cân bằng năng lượng, cân bằng lưu lượng khối lượng giữa các dòng lưu chất, độ chênh lệch nhiệt độ trung bình log dùng để tính diện tích trao đổi nhiệt của từng bộ phận trong hệ thống được thực hiện.

Các điểm trạng thái được trình bày trên đồ thị i-C của máy lạnh hấp thụ. Quá trình 6-7-8 thể hiện mạch dung dịch loãng loãng, Quá trình 2-3-4 thể hiện mạch dung dịch đậm đặc, Quá trình 10-11-12-13-1 thể hiện mạch làm lạnh của dòng hơi NH_3 gần tinh khiết. Điểm 5 của hơi NH_3 rời khỏi bình sinh hơi kéo theo nhiều hơi nước sẽ ảnh hưởng đến hiệu suất của hệ thống. Lượng hơi nước bị kéo theo cần phải được tách ra khỏi hơi NH_3 nhờ cột chiết tách. Cột chiết tách là chùm ống giải nhiệt được bố trí so le và được làm mát bằng nước. Vì thế, một lượng hơi nước trong hỗn hợp được tách ra từ sự làm mát và ngưng tụ, sau đó trở lại bình sinh hơi ở trạng thái 9. Một cách gần đúng xem dòng hơi NH_3 ở trạng thái 10 gần tinh khiết đi vào bình ngưng theo Hình 2.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý của máy lạnh hấp thụ $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ chế tạo



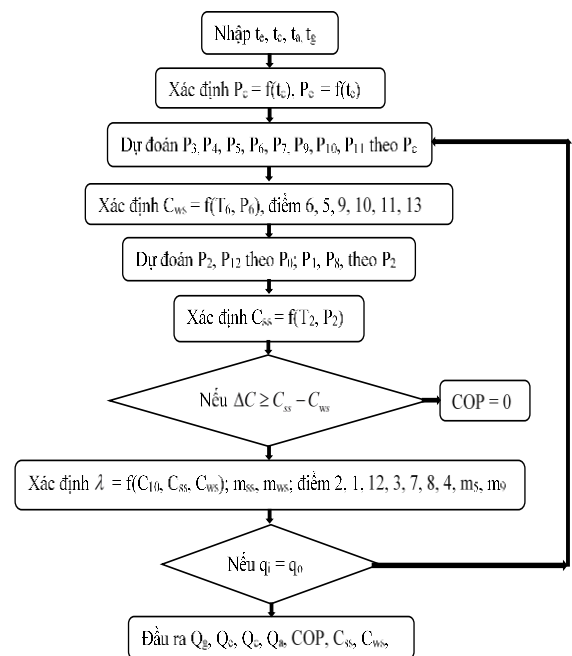
Hình 2. Đồ thị $i\text{-C}$ của máy lạnh hấp thụ thiết kế



Hình 3. Nước đá từ mô hình nghiên cứu

Hình 3 cho thấy khối nước đá được sản xuất từ mô hình máy lạnh hấp thụ theo sơ đồ ở Hình 1. Nguồn nhiệt cấp cho thiết bị sinh hơi từ điện trở, để không chế nhiệt độ sinh hơi thì phải điều chỉnh phù hợp lưu lượng dòng dung dịch $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ loãng từ thiết bị sinh hơi và dòng hơi NH_3 từ bộ bay hơi vào bình hấp thụ.

Mô hình toán được thiết lập để phân tích hiệu suất của hệ thống. Thể tích kiểm tra của từng bộ phận như bình sinh hơi, cột chiết tách, bình ngưng tụ, bộ bay hơi, bộ hấp thụ, bộ trao đổi nhiệt dung dịch, bơm dung dịch, van tiết lưu dung dịch loãng, và van tiết lưu môi chất lạnh được phân tích. Bài toán mô phỏng máy lạnh hấp thụ sẽ được giải bằng ngôn ngữ lập trình Matlab theo lưu đồ thuật toán được trình bày ở Hình 4.



Hình 4. Lưu đồ thuật toán

Tốc độ truyền nhiệt (Q_i) [5-15]

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

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

Trong đó: i là entanpy riêng (kJ/kg); m là lưu lượng khối lượng (kg/s).

* Hệ số entanpy

Hoạt động của hệ thống được đánh giá theo phương trình hệ số entanpy [8]:

$$\chi = \frac{(i - i_l)}{(i_v - i)} \quad (3)$$

Trong đó, i là entanpy của lưu chất theo áp suất cho trước; i_1 và i_v lần lượt là entanpy của lưu chất lỏng bão hòa và hơi bão hòa tại cùng áp suất. Từ định nghĩa χ , 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 hơi quá nhiệt.

** Hiệu suất của hệ thống [5-15]*

Hiệu suất nhiệt của hệ thống (COP) là tỉ số giữa nhiệt lượng thu được từ môi trường cần làm lạnh thông qua bộ bay hơi so với nhiệt cấp vào bình sinh hơi để vận hành chu trình.

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (4)$$

Trong đó: Q_e là công suất lạnh (kW); Q_g là công suất nhiệt cấp vào bình sinh hơi (kW).

** Các hệ số nhiệt động*

Trạng thái cân bằng của hơi NH_3 theo áp suất, nhiệt độ, và entanpy ở trạng thái bão hòa [6]. Các thông số nhiệt động và nhiệt vật lý của dung dịch tính theo AAZatorski

proposal [7]. Bội số tuần hoàn λ là tỉ số của lưu lượng khối lượng dung dịch loãng và lưu lượng khối lượng dòng hơi môi chất lạnh [6, 7].

$$\lambda = \frac{m_{ws}}{m_1} = \frac{C_{10} - C_w}{C_s - C_w} \quad (5)$$

Trong đó, m_{ws} và m_1 là lưu lượng khối lượng của dung dịch loãng và môi chất lạnh (lít/phút). C_{10} , C_w , C_s lần lượt là nồng độ khối lượng của điểm trạng thái 10, nồng độ dung dịch loãng, nồng độ dung dịch đậm đặc.

3. Kết quả và thảo luận

3.1. Tính cho điều kiện cụ thể

Theo sơ đồ ở Hình 1, dữ liệu đầu vào gồm: nhiệt độ ngưng tụ của hơi NH_3 ($t_c = 34,5^\circ\text{C}$), nhiệt độ hấp thụ của dung dịch $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ đậm đặc rời khỏi bộ hấp thụ ($t_a = 38^\circ\text{C}$), nhiệt độ bay hơi của NH_3 trong bộ bay hơi ($t_e = -19^\circ\text{C}$), công suất điện cấp vào $P_{\text{supply}} = 3,76 \text{ kW}$, nhiệt độ sinh hơi của dung dịch trong bình sinh hơi $t_g = 118^\circ\text{C}$. Tính chất nhiệt động tại các điểm trạng thái của hệ thống được thể hiện trong Bảng 1:

Bảng 1. Các điểm trạng thái của mô hình máy lạnh hấp thụ

Điểm	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	p (bar)	t ($^\circ\text{C}$)	C	h (kJ/kg)	m (kg/s)	χ	Trạng thái
1	NH_3	2	-1	0,996	1287,6	0,0015	1,0281	Hơi quá nhiệt
2	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	2	38	0,348	-106,16	0,0163	0	Lỏng sôi
3	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	13,7	41,9	0,348	-87,66	0,0163	-0,1421	Lỏng chưa sôi
4	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	13,63	96,48	0,348	159,201	0,0163	-0,0177	Lỏng chưa sôi
5	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	13,6	115,7	0,913	1584,5	0,0017	1,1354	Hơi quá nhiệt
6	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	13,57	107,6	0,284	249,53	0,0148	0	Lỏng sôi
7	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	13,5	47	0,284	-22,38	0,0148	-0,1596	Lỏng chưa sôi
8	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	2,02	47,18	0,284	-22,38	0,0148	-0,0062	Lỏng chưa sôi
9	H_2O	13,6	102,8	0	426,97	0,000226	0	Lỏng sôi
10	NH_3	13,55	102,8	0,995	1481,9	0,0015	1,161	Hơi quá nhiệt
11	NH_3	13,5	34,6	0,995	1574,73	0,0015	0	Lỏng sôi
12	NH_3	2,13	-19	0,995	1574,73	0,0015	0,184	Hơi bão hòa ẩm
13	NH_3	2,02	-19	0,995	1250	0,0015	1	Hơi bão hòa khô

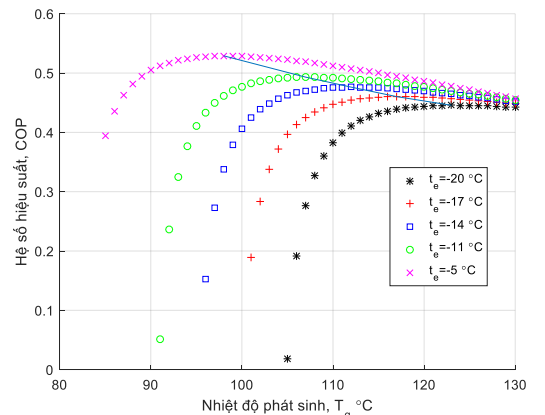
Tải nhiệt của các bộ phận: bay hơi, ngưng tụ, hấp thụ, sinh hơi, cột chiết tách, công suất bơm dung dịch, hệ số hiệu suất nhiệt của hệ thống lần lượt là $Q_e = 1,65 \text{ kW}$; $Q_c = 1,94 \text{ kW}$; $Q_a = 3,29 \text{ kW}$; $Q_g = 3,687 \text{ kW}$; $Q_d = 0,41 \text{ kW}$; $Q_{p,\text{out}} = 0,3 \text{ kW}$; $\text{COP}_{\text{th}} = 0,45$. Bội số tuần hoàn $\lambda = 11$.

3.2. Mô phỏng nhiệt độ vận hành hệ thống

Sự thay đổi hệ số hiệu suất theo nhiệt độ vận hành dung dịch $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ trong bình sinh hơi với nhiệt độ bay hơi yêu cầu môi chất lạnh NH_3 trong bộ bay hơi, nhiệt độ ngưng tụ môi chất lạnh NH_3 trong bình ngưng tụ, nhiệt độ dung dịch $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ra khỏi bộ hấp thụ lần lượt thể hiện qua các Hình 5, 6, 7.

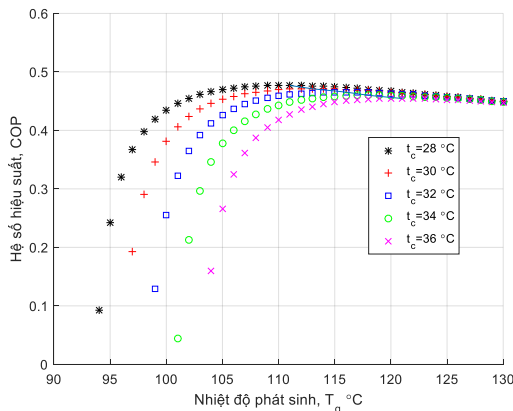
Trong các trường hợp thay đổi nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh trong bộ bay hơi, nhiệt độ dung dịch trong bộ sinh hơi tăng làm cho COP tăng rất nhanh và đạt cực đại. Nếu tiếp tục tăng nhiệt độ sinh hơi thì COP giảm. Nhiệt độ bay hơi càng thấp, hệ thống có nhiệt độ sinh hơi khởi động càng cao, thì COP cực đại càng thấp. Theo Hình 5, $t_c = 32^\circ\text{C}$; $t_a = 33^\circ\text{C}$. Nhiệt độ sinh hơi tối ưu đạt được $t_{g,\text{opt}} = [97, 107,$

$113, 117, 123] (^\circ\text{C})$ tương ứng với hệ số hiệu suất nhiệt tối ưu $\text{COP}_{\text{opt}} = [0,5285; 0,4922; 0,4743; 0,4577; 0,4420]$ khi nhiệt độ bay hơi lần lượt là $t_e = [-5, -11, -14, -17, -20] (^\circ\text{C})$ (Hình 5).



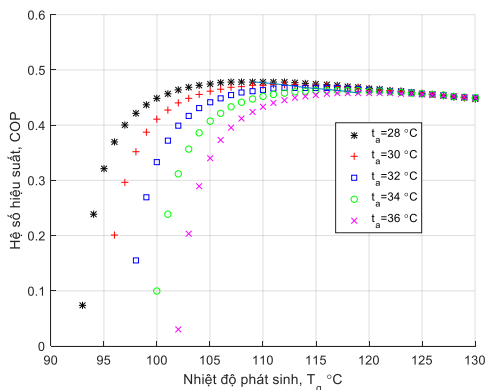
Hình 5. COP theo nhiệt độ sinh hơi và nhiệt độ bay hơi

Trong các trường hợp thay đổi nhiệt độ ngưng tụ trong bộ ngưng tụ, nhiệt độ dung dịch trong bộ sinh hơi tăng làm cho COP tăng rất nhanh và đạt cực đại. Nếu tiếp tục tăng nhiệt độ sinh hơi thì COP giảm. Nhiệt độ ngưng tụ càng thấp, hệ thống có nhiệt độ sinh hơi khởi động càng thấp, thì COP cực đại càng cao. Theo Hình 6, $t_e = -16^\circ\text{C}$; $t_a = 33^\circ\text{C}$. Nhiệt độ sinh hơi tối ưu đạt được $t_{g,\text{opt}} = [109; 112; 114; 117; 119]^\circ\text{C}$ tương ứng với hệ số hiệu suất nhiệt tối ưu $\text{COP}_{\text{opt}} = [0,4748; 0,4690; 0,4637; 0,4578; 0,4519]$ khi nhiệt độ ngưng tụ hơi NH_3 lần lượt là $t_c = [28; 30; 32; 34; 36]^\circ\text{C}$ (Hình 6).



Hình 6. COP theo nhiệt độ sinh hơi và nhiệt độ ngưng tụ

Nhiệt độ dung dịch trong bộ sinh hơi tăng làm cho COP tăng rất nhanh và đạt cực đại. Nếu tiếp tục tăng nhiệt độ sinh hơi thì COP giảm. Ứng với từng nhiệt độ hấp thụ càng thấp, hệ thống có nhiệt độ sinh hơi khởi động càng thấp, thì COP cực đại càng cao. Theo Hình 7, $t_c = 32^\circ\text{C}$; $t_e = -16^\circ\text{C}$. Nhiệt độ sinh hơi tối ưu đạt được $t_{g,\text{opt}} = [109; 111; 114; 116; 119]^\circ\text{C}$ tương ứng với hệ số hiệu suất nhiệt tối ưu $\text{COP}_{\text{opt}} = [0,4771; 0,4714; 0,4665; 0,4606; 0,4554]$ khi nhiệt độ hấp thụ của dung dịch $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ đậm đặc ra khỏi bộ hấp thụ lần lượt là $t_a = [28; 30; 32; 34; 36]^\circ\text{C}$ (Hình 7).

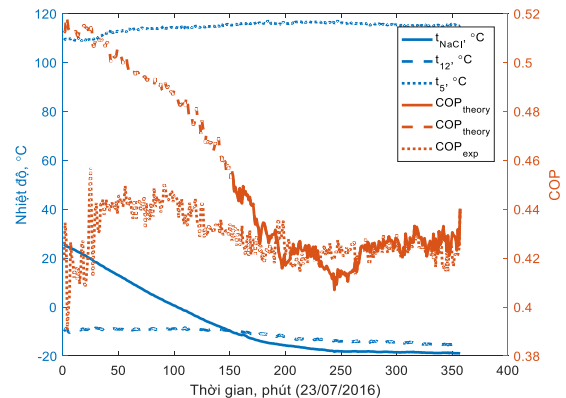


Hình 7. COP theo nhiệt độ sinh hơi và nhiệt độ hấp thụ

3.3. Đánh giá độ sai lệch

Theo Hình 8, hệ số hiệu suất máy lạnh đang khảo sát khi dung dịch nước muối được làm lạnh từ -10°C đến -19°C . Đoạn biểu diễn $\text{COP}_{\text{theory}}$ khi nhiệt độ nước muối từ nhiệt độ môi trường 30°C tới -10°C (đường $\text{COP}_{\text{theory}}$ không liên tục) không phải là đoạn kiểm tra. Đoạn biểu diễn $\text{COP}_{\text{theory}}$ khi nhiệt độ dung dịch nước muối từ -10°C tới -19°C (đường

$\text{COP}_{\text{theory}}$ liên tục) có $\text{COP}_{\text{theory}} = 0,43$, so với thực nghiệm $\text{COP}_{\text{Exp}} = 0,425$, sai số trung bình là 1,2%. Sai số giữa $\text{COP}_{\text{theory}}$ và COP_{Exp} khi $t_{\text{NaCl}} = 30 \div -10^\circ\text{C}$ lớn, vì theo lý thuyết, đây là giai đoạn máy lạnh hấp thụ làm việc ở chế độ nhiệt độ làm lạnh cao nên COP lớn, trong khi COP_{Exp} có được từ chế độ nhiệt độ làm lạnh thấp (chế độ làm nước đá). $\text{COP}_{\text{theory}}$ giảm xuống dần khi nhiệt độ nước muối giảm và phù hợp với COP_{Exp} khi $t_{\text{NaCl}} = -10 \div -19^\circ\text{C}$, vì $\text{COP}_{\text{theory}}$ được thiết lập theo điều kiện làm nước đá trong giai đoạn này, phù hợp với điều kiện làm nước đá theo COP_{Exp} .



Hình 8. So sánh COP mô phỏng và thí nghiệm

So sánh các số liệu trình bày trong tài liệu [8] có sai số là 2% và đường đặc tính COP gần như trùng nhau. So với tài liệu [9] thì sai số là 7%. Tương tự, các đồ thị mô phỏng phù hợp với các tài liệu [6], [10], [11], [12], [13], [14]. Mặc dù điều kiện mô phỏng khác nhau và phạm vi ảnh hưởng nhiệt độ của các bộ phận trong hệ thống cũng không hoàn toàn tương đương nhưng các kết quả mô phỏng đều tương đồng cho thấy các kết quả của chương trình là hoàn toàn hợp lý. Độ sai lệch của kết quả mô phỏng máy lạnh hấp thụ $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ so với các kết quả thực nghiệm được xác định thông qua hệ số hiệu suất nhiệt của hệ thống (COP).

3.4. Xác định nhiệt độ sinh hơi tối ưu

Mối tương quan của nhiệt độ sinh hơi tối ưu theo nhiệt độ ngưng tụ, hấp thụ, bay hơi của các bộ phận trong hệ thống được thiết lập bằng phương pháp hồi quy đa biến. Phương trình được ứng dụng trong phạm vi: nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh trong bộ bay hơi t_e cho ứng dụng sản xuất nước đá từ -20°C đến -10°C ; nhiệt độ ngưng tụ của môi chất lạnh trong bình ngưng tụ t_c phụ thuộc vào nhiệt độ và lưu lượng nước giải nhiệt khoảng từ 30°C đến 35°C ; nhiệt độ hấp thụ của dung dịch ra khỏi bộ hấp thụ phụ thuộc vào nhiệt độ và lưu lượng nước giải nhiệt khoảng từ 30°C đến 38°C , nhiệt độ sinh hơi của dung dịch trong bình sinh hơi t_g phụ thuộc vào nhiệt độ bắt đầu sinh hơi NH_3 trong bình sinh hơi và nhiệt độ sinh hơi NH_3 mà máy lạnh hấp thụ còn đạt hiệu quả tốt khoảng từ 95°C đến 125°C theo phương trình (6) và (7):

$$t_{g,\text{opt}} = 12,68 - 3,01.t_e + 3,081.t_c + 0,035.t_e.t_c - 0,01.t_e^2 - 0,0216.t_c^2 \quad (6)$$

$$t_{g,\text{opt}} = 237,3176 - 18,92.t_e + 6,085.t_c + 0,6652.t_e.t_c - 0,645.t_e.t_a + 0,269.t_c.t_a + 0,02.t_e.t_a.t_c - 0,01.t_e^2 - 0,022.t_c^2 - 0,0184 \quad (7)$$

Ví dụ: $t_{g,\text{opt}} = f(t_e, t_c, t_a) = f(-18, 35, 35) = 123,7^\circ\text{C}$.

Bảng 2. Một số điều kiện vận hành thường gặp

TT	t_e (°C)	t_c (°C)	t_a (°C)	$t_{g, opt}$ (°C)
1	-18	33	34	120,98
2	-18	34	34	121,98
3	-18	35	34	122,94
4	-18	33	35	122
5	-18	34	35	122,9
6	-18	35	35	123,76
7	-18	33	36	122,99
8	-18	34	36	123,79
9	-18	35	36	124,55

Bảng 2 trình bày nhiệt độ bay hơi tối ưu $t_{g, opt}$ (°C) theo nhiệt độ bay hơi yêu cầu $t_e = -18$ (°C), nhiệt độ làm việc trong bình ngưng tụ và trong bộ sinh hơi lần lượt là $t_c = [33 - 35]$ (°C) và $t_a = [34 - 36]$ (°C) được tính từ phương trình hồi quy đa biến (7). Người vận hành có thể điều khiển cấp nhiệt theo nhiệt độ sinh hơi tối ưu nhanh chóng dễ dàng và thuận tiện.

Lưu ý: Nhiệt độ sinh hơi tối đa không quá 160°C vì khi đó dung dịch NH_3 dễ bị phân hủy.

4. Kết luận

Một chương trình mô phỏng hoạt động của máy lạnh hấp thụ được thiết lập, là sự kết hợp giữa tính toán lý thuyết và đo đạc thực tế được khẳng định là phù hợp với mô hình thực về mặt thiết kế và vận hành.

Mối tương quan của nhiệt độ sinh hơi tối ưu theo các ảnh hưởng từ 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, sinh hơi của dung dịch trong bình sinh hơi lần lượt là $(-20^\circ\text{C} < t_e < -10^\circ\text{C}, 30^\circ\text{C} < t_c < 35^\circ\text{C}, 30^\circ\text{C} < t_a < 38^\circ\text{C}, 95^\circ\text{C} < t_g < 125^\circ\text{C})$ theo mối quan hệ (7).

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Sahil Popli, Peter Rodgers, Valerie Eveloy, "Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry", *Applied Thermal Engineering*, 50, 2013, pp. 918-931.
- [2] Srinivas Garimella, Ashlie M. Brown, Ananda Krishna Nagavarapu, "Waste heat driven absorption/vapor-compression cascade refrigeration system for megawatt scale, high-flux, low-temperature cooling", *International Journal of Refrigeration*, 34, 2011, pp. 1776-1785.
- [3] K. A. Antonopoulos and E. D. Rogdakis, "Simulation method of solar-driven absorption refrigerators for very low temperatures", *Renewable Energy*, Vol. 1, No. 5/6, 1991, pp. 583-593.
- [4] D. A. Kouremenos, E. Rogdakis and K. A. Antonopoulos, "Anticipated thermal efficiency of solar driven NH_3 - H_2O absorption work producing units", *Energy Convers. Mgmt*, Vol. 31, No. 2, 1991, pp. 111-119.
- [5] Mathew Aneke, Brian Agnew, Chris Underwood, Matthew Menkiti, "Thermodynamic analysis of alternative refrigeration cycles driven from waste heat in a food processing application", *International Journal of Refrigeration*, 35, 2012, pp. 1349 - 1358.
- [6] J.M. Abdulateef, K. Sopian and M.A. Alghoul, "Optimum design for solar absorption refrigeration systems and comparison of the performances using ammonia-water, ammoni", *International Journal of Mechanical and Materials Engineering (IJMME)*, Vol. 3, No.1, 2008, pp. 17-24.
- [7] Lê Chí Hiệp, *Máy lạnh hấp thụ trong kỹ thuật điều hòa không khí*, NXB Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh, 2004, trang 93-130.
- [8] R. Best, J. Islas & M. Martinez, "Exergy efficiency of an ammonia-water absorption system for ice production", *Applied Energy*, 45, 1993, pp. 241-256.
- [9] K. P. Tyagi, "Comparison of binary mixtures for vapour absorption refrigeration systems", *Heat Recovery Systems*, Vol. 3, No. 5, 1983, pp. 421-429.
- [10] Rajesh Kumar and S. C. Kaushik, "Thermodynamic evaluation of a modified aqua-ammonia absorption refrigeration system", *Energy Convers. Mgmt*, Vol. 32, No. 2, 1991, pp. 191-195.
- [11] Satish Raghuvanshi, Govind Maheshwari, "Analysis of ammonia – water (NH_3 - H_2O) vapor absorption refrigeration system based on first law of thermodynamics", *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Volume 2, Issue 8, 2011.
- [12] Weihua Cai, Mihir Sen and Samuel Paolucci, *Dynamic simulation of an ammonia-water absorption refrigeration system*, Department of Aerospace and Mechanical Engineering University of Notre Dame, Notre Dame, July 1, 2010.
- [13] Linghui Zhu, and Junjie Gu, "Thermodynamic analysis of a novel thermal driven refrigeration system", *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 32, 2009.
- [14] Jose Fernandez-Seara, Manuel Vazquez, "Study and control of the optimal generation temperature in NH_3 - H_2O absorption refrigeration systems", *Applied Thermal Engineering*, 21, 2001, pp. 343-357.
- [15] Dingfeng Kong, Jianhua Liu, Liang Zhang, Hang He, Zhiyun Fang, "Thermodynamic and Experimental Analysis of an Ammonia-Water Absorption Chiller", *Energy and Power Engineering*, 2, 2010, pp. 298-305.

(BBT nhận bài: 11/09/2017, hoàn tất thủ tục phản biện: 24/10/2017)