

Phân tích ảnh hưởng của nhiệt độ nước giải nhiệt đến hiệu quả làm lạnh trên hệ thống điều hòa không khí sử dụng môi chất lạnh R744

Nguyễn Trần Trọng Tuấn

Trường Cao đẳng Kỹ thuật Cao Thắng

Thông tin liên hệ

* Số điện thoại tác giả:
0988861146.
Địa chỉ Email:
nguyentrantrongtuan@caothang.edu.vn
(Nguyễn Trần Trọng Tuấn)

Từ khóa:

Môi chất lạnh R744 (CO₂)

Điều hòa không khí

Hệ số làm lạnh (COP)

Chu trình lạnh R744

Tối ưu hóa

Thiết bị ngưng tụ

Nước giải nhiệt

Áp suất làm việc

Lưu lượng môi chất

Tóm Tắt

Bài báo này trình bày các kết quả về ảnh hưởng của nhiệt độ nước giải nhiệt đến hiệu quả làm lạnh trên hệ thống điều hòa không khí sử dụng môi chất lạnh R744 (CO₂) với năng suất lạnh 3/4HP và nhiệt độ bay hơi là 10°C. Thử nghiệm được nghiên cứu trên hệ thống tại 2 điều kiện nhiệt độ nước giải nhiệt khác nhau. Trường hợp 1: nhiệt độ nước giải nhiệt được duy trì từ 27,1°C đến 27,4°C; Trường hợp 2: nhiệt độ nước giải nhiệt được duy trì từ 25,9°C đến 26,2°C. Cả 2 trường hợp đều vận hành trong cùng một điều kiện nhiệt độ phòng từ 27°C đến 28°C và lưu lượng môi chất lạnh được cố định là 0,01227kg/s. Kết quả cho thấy áp suất làm việc của hệ thống ở trường hợp 1 cả phía áp suất cao và áp suất thấp lần lượt là 71,32bar đến 71,59bar và 43,18bar đến 43,52bar. Trong khi đó áp suất làm việc của hệ thống ở trường hợp 2 phía áp suất cao và áp suất thấp lần lượt là 68,89bar đến 69,32bar và 41,22 đến 41,52bar. Trường hợp 2 áp suất làm việc giảm đáng kể cả phía áp suất cao và áp suất thấp lần lượt là giảm 2,27bar đến 2,43bar và 1,66bar đến 2bar so với trường hợp 1. Ngoài ra, kết quả thực nghiệm còn cho thấy hệ số làm lạnh COP của trường hợp 1 đạt từ 3,00 đến 3,06 trong khi đó trường hợp 2 đạt từ 3,21 đến 3,24, cao hơn 5,6% đến 6,5% so với trường hợp 1.

1. Tổng quan

Việc sử dụng môi chất lạnh R744 (CO₂) có chỉ số ảnh hưởng đến môi trường thấp hơn so với các môi chất lạnh HFC đang sử dụng cho hệ thống Điều hòa không khí góp phần bảo vệ môi trường. Đây là một trong những triển vọng lớn nhất của đề tài nghiên cứu. Ngoài ra, triển vọng lớn tiếp theo của đề tài nghiên cứu là đánh giá hiệu quả làm lạnh (COP) của hệ thống Điều hòa không khí sử dụng môi chất lạnh R744 (CO₂) thông qua việc nghiên cứu ảnh hưởng các thông số vận hành như: nhiệt độ ngưng tụ, nhiệt độ bay hơi, lượng môi chất nạp.

Đối với tình hình nghiên cứu trong và ngoài nước có thể thấy nhiều nhà nghiên cứu cũng thấy được triển vọng của việc sử dụng môi chất lạnh R744 (CO₂) thay thế cho các môi chất lạnh HFC trong tương lai là rất cần thiết, cụ thể như: Paride Gullo và cộng sự [1] đã xây dựng và chứng minh bằng thực nghiệm một cơ chế kiểm soát dòng chảy cải tiến cho máy phun hai pha. Tất cả các đánh giá thử nghiệm được thực hiện ở tốc độ máy nén 50Hz, nhiệt độ nước ở đầu vào bình ngưng là 35°C và nhiệt độ bay hơi R744 khoảng -5°C. Dữ liệu thực nghiệm đầu tiên cho thấy áp suất cao có thể được kiểm soát phù hợp và thay đổi từ khoảng 87bar đến 112bar, chứng tỏ tính hiệu quả của kỹ thuật được đề xuất trước đó. Sự so sánh kỹ lưỡng giữa hệ thống Bơm nhiệt R744 và R134a ở cả hai chế độ làm mát và sưởi ấm được thực hiện bởi WANG và cộng sự [2] ở cùng điều kiện thử nghiệm. Ở chế độ làm mát, nhiệt độ môi trường dao động từ 15°C đến 45°C Kết quả thử nghiệm cho thấy, trong điều kiện thời tiết nắng nóng, hệ thống bơm nhiệt R744 đề xuất trong nghiên cứu này có thể đạt được công suất làm mát tương đương hoặc tốt hơn hệ thống bơm nhiệt R134a; giữ nguyên công suất làm mát thì hệ số hiệu suất (COP) tương đương hoặc cao hơn hệ thống R134a. Hiệu suất của hệ thống làm lạnh bằng CO₂ bị ảnh hưởng nhiều bởi áp suất nén của hệ thống. Các biểu thức truyền thống được sử dụng để mô tả hiệu quả trao đổi nhiệt không phù hợp với hệ thống CO₂. Và khi nhiệt độ môi trường ở 35°C tại áp suất

nén từ 9.5 đến 10Mpa sẽ có hệ số COP cao nhất cũng đã được Ying Chen và Junjie Gu [3] nghiên cứu. Bên cạnh đó, Wenying Zhang và cộng sự của mình [4] cũng đã trình bày phân tích chu trình lý thuyết và nghiên cứu thực nghiệm về ảnh hưởng của bộ trao đổi nhiệt đến hệ thống điều hòa không khí R744 của ô tô. Kết quả thử nghiệm cho thấy, lượng chất làm lạnh tối ưu giảm từ 1450 g xuống 1300 g và áp suất phía cao áp tối ưu giảm 0,24 đến 0,67 MPa. Và có tác động không đáng kể đến COP ở chế độ dưới tới hạn trong các thử nghiệm, trong khi nó cải thiện hiệu suất hệ thống lên tới 13,8% ở chế độ xuyên tới hạn. Hiệu suất làm mát của chu trình CO₂ được cải thiện để phát triển hệ thống điều hòa không khí cạnh tranh với các máy điều hòa không khí thông thường sử dụng HFC cũng đã được Honghyun Cho và cộng sự [5] nghiên cứu. Hiệu suất làm mát của chu trình CO₂ tốc độ thay đổi được đo và phân tích bằng cách thay đổi lượng nạp môi chất lạnh, tần số máy nén, độ mở van tiết lưu và chiều dài của bộ trao đổi nhiệt. Hệ thống điều hòa không khí CO₂ cơ bản có COP làm mát tối đa là 2,1 ở áp suất đẩy của máy nén là 9,2 MPa và mức nạp chuẩn hóa tối ưu là 0,282g. COP làm mát giảm khi tăng tần số máy nén ở mọi mức nạp gas tiêu chuẩn. Độ mở van tiết lưu tối ưu tăng theo tần số máy nén. Việc điều khiển đồng thời độ mở van tiết lưu và tần số máy nén cho phép kiểm soát tối ưu áp suất đẩy của máy nén và đã giảm 0,5 Mpa, tăng công suất làm mát và COP của chu trình CO₂ lần lượt là 6,2–11,9% và 7,1–9,1% ở tần số máy nén được thử nghiệm từ 40 đến 60 Hz. Carbon dioxide (CO₂) là một trong những chất thay thế chất làm lạnh đầy hứa hẹn trong hệ thống điều hòa không khí di động được Jianmin Fang và cộng sự [6] nhận định. Để nâng cao hiệu suất làm mát, nhóm nghiên cứu đã nghiên cứu thực nghiệm về ảnh hưởng của hiệu suất của các bộ trao đổi nhiệt hồi nhiệt (IHX – Internal Heat Exchanger) khác nhau trên hệ thống điều hòa không khí di động CO₂ xuyên tới hạn. Ảnh hưởng của hiệu quả của bộ trao đổi nhiệt IHX đến khả năng làm mát và hệ số hiệu suất (COP) đã được nghiên cứu ở các nhiệt độ không khí ngoài trời khác nhau (30, 35 và 40°C) và tốc độ máy nén (2000 đến 7000 vòng/phút). Kết quả cho thấy sử

dụng IHX đã nâng cao tỷ lệ COP của hệ thống CO₂ từ 14,5% lên 18,5% ở các nhiệt độ không khí ngoài trời khác nhau. Khi hiệu suất IHX ngày càng tăng, mức tăng cường COP giảm và nhiệt độ đầu đẩy máy nén dễ dàng tăng đến giá trị giới hạn. Kết quả có thể cung cấp tài liệu tham khảo cho việc thiết kế và tối ưu hóa hệ thống điều hòa không khí di động CO₂.

Đối với các công trình nghiên cứu trong nước, việc thay thế môi chất HFC bằng môi chất mới R744 ứng dụng trong điều hòa không khí cũng được quan tâm và nghiên cứu nhiều. Và mới gần đây, nhóm nghiên cứu Thanhtrung Dang và Hoangtuan Nguyen [6] đã nghiên cứu về đặc tính truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ trong máy điều hòa không khí R744 được đánh giá bằng phương pháp mô phỏng số kết hợp phương pháp thực nghiệm. Hai cấu hình của thiết bị ngưng tụ đã được nghiên cứu: Trường hợp 1 có năm lớp ống và Trường hợp 2 có tám lớp ống. Để đánh giá các đặc tính truyền nhiệt, trường nhiệt độ, sự chuyển pha, phân bố áp suất và các thông số nhiệt động đã được xem xét. Đối với trường hợp 2, nó chỉ ra khả năng ngưng tụ R744 từ trạng thái quá nhiệt sang trạng thái hóa lỏng bằng cách phân tích nhiệt độ đầu ra của thiết bị ngưng tụ thay đổi từ 28,7°C thành 30,3°C kèm theo sự thay đổi về áp suất ngưng tụ từ 68,5 bar đến 72,6 bar. Trong nghiên cứu này, tốc độ dòng môi chất R744 tăng từ 14,34 kg/h lên 46,08 kg/h và độ giảm áp suất cũng tăng từ 0,23bar lên 0,47bar cho mô phỏng và tương ứng là 0,4bar đến 0,5bar cho thí nghiệm. Kết quả chỉ ra rằng cấu hình năm lớp gây ra sự sụt giảm áp suất cao hơn và COP thấp hơn so với áp suất thu được từ cấu hình tám lớp (tách thành hai bộ để giảm áp suất nhỏ hơn). Hơn nữa, thiết bị ngưng tụ bay hơi sử dụng ống mini ngập trong bể nước làm mát thích hợp cho hệ thống điều hòa không khí cận tới hạn R744. Ngoài ra, kết quả thu được từ dữ liệu thực nghiệm cũng phù hợp với kết quả thu được từ kết quả số, với độ lệch nhỏ hơn 5%. Nghiên cứu của Thanhtrung Dang và cộng sự [7] tiếp tục trình bày mô phỏng số về đặc tính truyền nhiệt trong thiết bị bay hơi vi kênh cho hệ thống điều hòa không khí CO₂ xuyên tới hạn và kết quả mô phỏng đã được xác nhận bằng dữ liệu thực nghiệm. Thiết bị bay hơi bao gồm 6 đường chuyển với 29 ống phẳng. Mỗi ống phẳng có 10 vi mạch có tiết diện 1,2 × 0,6 mm. Dòng hai pha được mô phỏng trong khoảng nhiệt độ bay hơi từ 5 đến 15°C; tốc độ dòng chảy khối lượng là 24,16, 30 và 34,96 g/s; và chất lượng hơi đầu vào lần lượt là 0,5, 0,61 và 0,75. Kết quả cho thấy dòng hai pha có nhiệt độ bay hơi ở đầu vào là 5, 10 và 15°C trở nên quá nhiệt ở lần lượt thứ 3, 4 và 5°C. Ở nhiệt độ bay hơi 15°C, hệ số truyền nhiệt giảm từ 8,1 xuống 3,6 kW/m².K khi chất lượng hơi tăng từ 0,75 lên 1. Công suất làm mát bằng mô phỏng số đạt giá trị tối đa là 2,85 kW ở nhiệt độ bay hơi 10°C. Các kết quả bằng mô phỏng số phù hợp với kết quả thu được từ kết quả thực nghiệm và các kết quả được công bố khác, với độ lệch dưới 10%. Ngoài ra, Hieu Nguyen và cộng sự cũng tiến hành nghiên cứu dự đoán ảnh hưởng của tốc độ dòng khí đến thiết bị bay hơi nhỏ gọn và so sánh với dữ liệu thực nghiệm bằng cách sử dụng phương trình cân bằng năng lượng với trọng tâm là phía không khí và phía môi chất lạnh. Nghiên cứu thực nghiệm được thực hiện trong điều kiện không đổi ở nhiệt độ ngoài trời 32°C, nhiệt độ không khí vào là 28 °C và lưu lượng khối lượng của môi chất lạnh là 0,021 kg/s, vận tốc không khí thay đổi qua thiết bị bay hơi mini từ 0,5 m/s lên 4,5 m/s, chênh lệch nhiệt độ không khí đầu vào và đầu ra giảm từ 5,5°C xuống 3,5°C về phía không khí, nhưng nhiệt độ quá nhiệt của thiết bị bay hơi tăng nhẹ từ 5°C đến 12°C theo phía môi chất lạnh. Hơn nữa, sự thay đổi vận tốc không khí vào

làm cho lưu lượng khối lượng của lỏng ngưng tụ và thể tích riêng của thiết bị bay hơi cũng thay đổi. Vận tốc không khí từ 0,5 đến 2 m/s, lưu lượng khối lượng của lỏng ngưng tụ tăng từ 0,1 đến 0,3 g/s. Tuy nhiên, trong khoảng tốc độ không khí từ 2 m/s đến 4 m/s, lưu lượng khối lượng của lỏng ngưng tụ thay đổi nhẹ ở mức 0,3 g/s, trong khi công suất làm mát riêng đạt giá trị từ 94 kJ/kg đến 105. kJ/kg.

2. Thiết lập thực nghiệm

Trong bài báo này, các công thức sử dụng để tính toán, thiết kế dựa trên lý thuyết với các phương trình sau:

$$\text{Công suất làm lạnh được tính: } Q_0 = G \cdot (h_5 - h_4) \quad (1)$$

$$\text{Công suất ngưng tụ cho G kg được tính: } Q_k = G \cdot (h_2 - h_3) \quad (2)$$

$$\text{Công suất nén đoạn nhiệt được tính: } N = G \cdot (h_2 - h_1) \quad (3)$$

$$\text{Hệ số hiệu suất (COP) của chu trình được tính: } \text{COP} = Q_0/N \quad (4)$$

$$\text{Lưu lượng khối lượng được xác định: } G = V/v \quad (5)$$

Trong đó:

Công suất làm lạnh Q₀ (W),

Lưu lượng khối lượng G (kg/s),

Lưu lượng thể tích V (m³/s),

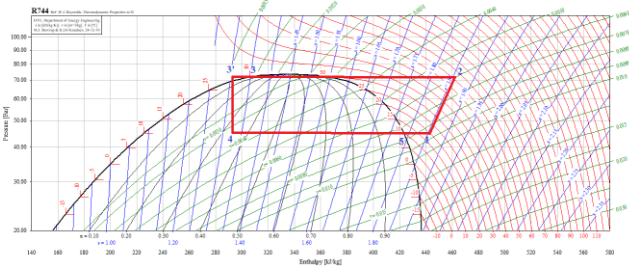
Thể tích riêng v (m³/kg),

Entanpi của môi chất lạnh h_i (kJ/kg),

Công suất ngưng tụ Q_k (W),

Công suất nén đoạn nhiệt N (kW).

Các thông số tính toán lý thuyết được thể hiện trên đồ thị lgp-h của môi chất R744 thông qua **Hình 01** sau đây:



Hình 01. Biểu diễn chu trình lạnh của hệ thống trên đồ thị lgp-h (R744)

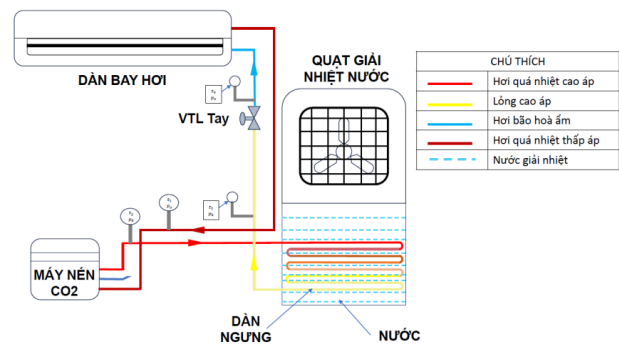
Với những giả thuyết ban đầu của bài tính toán được đặt ra, ta có **Bảng 01** với thông số trạng thái của các điểm nút trong chu trình lý thuyết: Nhiệt độ bay hơi t₀ = 10°C, nhiệt độ ngưng tụ t_k = 30°C ứng với áp suất ngưng tụ cần kiểm soát là 72,065 bar., nhiệt độ quá lạnh t_{ql} = 1,5°C và nhiệt độ quá nhiệt t_{qn} = 10°C.

Bảng 01. Thông số trạng thái của các điểm nút trong chu trình lý thuyết.

Điểm nút	Nhiệt độ t (°C)	Áp suất p (bar)	Enthalpy h (kJ/kg)	Entropy s (kJ/kg.K)	Thể tích v (m ³ /kg)
1	20	45,010	443,127	1,8550	0,008554
2	56,6	72,065	462,263	1,8550	0,005973
3	30	72,065	306,21	1,3489	0,00169
3'	28,5	72,065	293,311	1,3076	0,00156
4	10	45,010	293,311	1,327	0,00331
5	10	45,010	423,46	1,787	0,00744

Sau khi tính toán, thiết kế, hệ thống sẽ được xây dựng để chạy thực nghiệm và thu thập dữ liệu, vận hành trong điều kiện khí hậu tại Tp. Hồ Chí Minh. Thí nghiệm được nghiên cứu trong các điều kiện thay đổi nhiệt độ nước giải nhiệt đi qua thiết bị ngưng tụ và cố định các thông số

như: lưu lượng môi chất lạnh R744, nhiệt độ phòng điều hòa, công suất của hệ thống.



Hình 02. Sơ đồ nguyên lý làm việc của hệ thống điều hòa không khí sử dụng môi chất R744.

Hình 02 đang thể hiện sơ đồ nguyên lý của hệ thống điều hòa không khí sử dụng môi chất lạnh R744 (CO₂) với công suất máy nén 3/4HP, dàn bay hơi có công suất lạnh 1HP sử dụng van tiết lưu tay và sử dụng thiết bị ngưng tụ kiểu bay hơi kết hợp tháp giải nhiệt. Cùng với đó là các thiết bị đo như: thiết bị đo lưu lượng, cảm biến áp suất, bộ số hóa tín hiệu áp suất, thiết bị đo và lấy nhiệt độ MX100, đồng hồ cơ đo áp suất, đồng hồ đo đa năng, máy đo độ ẩm. Các thiết bị đo được liệt kê và độ chính xác của từng thiết bị được liệt kê cụ thể trong Bảng 02 dưới đây:

Bảng 02: Các thiết bị đo và độ chính xác của thiết bị			
Tên thiết bị	Độ chính xác	Phạm vi	Xuất xứ
Nhiệt kế	±0,1°C	-270 ÷ 400°C	Extech
Thermocouple T	±0,1°C	0 ÷ 100°C	Omega-USA
Đồng hồ đa năng	±2%FS	0 ÷ 600A	Hioki
Máy đo độ ẩm	±3%FS	1.0 ÷ 99.9%	Tenmarks
Cảm biến áp suất	0,5%FS	0 ÷ 100bar	Sensys
Cảm biến lưu lượng	0,5%	400 ÷ 5000kg/s	DGT

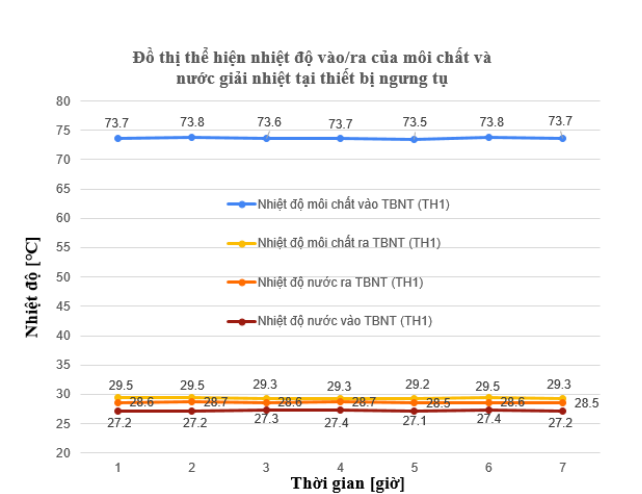


Hình 03. Bộ lấy tín hiệu nhiệt độ MX100, áp suất và cảm biến lưu lượng. Các thông số nhiệt độ, áp suất, lưu lượng môi chất lạnh R744 được thu thập khi chạy thử nghiệm được thể hiện qua Hình 03 với độ chính xác cao.

3. Kết quả và thảo luận

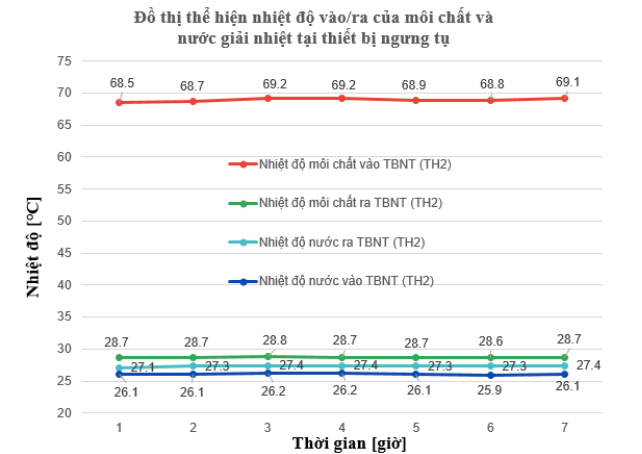
Ở kết quả đầu tiên cho trường hợp 1 (TH1) duy trì nhiệt độ nước vào giải nhiệt tại thiết bị ngưng tụ từ 27,1°C đến 27,4°C được thể hiện tại

Hình 04. Ta thấy môi chất được làm mát ngưng tụ từ nhiệt độ 73,5°C đến 73,8°C xuống còn 29,3°C đến 29,5°C.

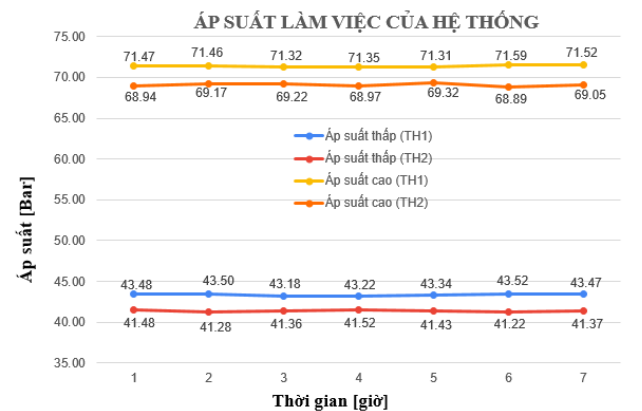


Hình 04. Đồ thị thể hiện nhiệt độ vào/ra của môi chất và nước giải nhiệt tại thiết bị ngưng tụ của trường hợp 1.

Khi giữ nguyên lưu lượng môi chất lạnh không đổi ở 0,01227kg/s và duy trì nhiệt độ trong phòng điều hòa từ 27°C đến 28°C giống như trường hợp 1 (TH1), chỉ thay đổi nhiệt độ nước giải nhiệt từ 25,9°C đến 26,2°C cho trường hợp 2 (TH2) bằng cách tận dụng nhiệt độ nước ngưng tụ từ các máy lạnh trong xưởng thực hành. Kết quả cho thấy nhiệt độ môi chất được làm mát ngưng tụ từ nhiệt độ 68,5°C đến 69,2°C xuống còn 28,6°C đến 28,8°C như Hình 05.

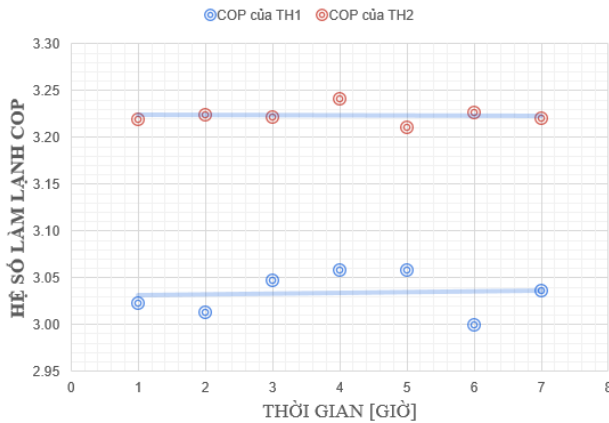


Hình 05. Đồ thị thể hiện nhiệt độ vào/ra của môi chất và nước giải nhiệt tại thiết bị ngưng tụ của trường hợp 2.



Hình 06. Đồ thị thể hiện áp suất cao và áp suất thấp làm việc của 2 trường hợp được thực nghiệm.

Khi thay đổi nhiệt độ nước giải nhiệt tại 2 trường hợp, áp suất làm việc của hệ thống cũng có sự thay đổi đáng kể được thể hiện qua **Hình 06**. Cụ thể áp suất phía cao áp của trường hợp 1 duy trì từ 71,32bar đến 71,59bar, còn trường hợp 2 duy trì từ 68,89bar đến 69,32bar, giảm từ 2,27bar đến 2,43bar so với trường hợp 1. Còn về áp suất phía thấp áp của trường hợp 1 duy trì từ 43,18bar đến 43,52bar và trường hợp 2 duy trì từ 41,22 đến 41,52bar, giảm 1,66bar đến 2bar so với trường hợp 1.



Hình 07. So sánh hệ số làm lạnh của 2 trường hợp được thực nghiệm.

Hệ số làm lạnh COP của trường hợp 2 cao hơn 5,6% đến 6,5% so với trường hợp 1 với cùng một lưu lượng môi chất lạnh và công suất hoạt động của hệ thống được thể hiện tại **Hình 07**. Đây là một kết quả tốt và phù hợp với các công trình nghiên cứu được công bố trước đó khi cải thiện hệ số làm lạnh của hệ thống điều hòa không khí sử dụng môi chất lạnh R744 nhằm giảm áp suất làm việc phía cao áp và phía thấp áp của hệ thống nhưng vẫn đảm bảo được yêu cầu cần làm lạnh.

4. Kết luận và kiến nghị

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đã tính toán, thiết kế và lắp đặt một hệ thống điều hòa không khí dân dụng sử dụng môi chất R744, đưa vào vận hành. Với mục tiêu là phân tích ảnh hưởng của nhiệt độ nước

giải nhiệt đến hiệu quả làm lạnh của hệ thống tại 2 điều kiện nhiệt độ nước giải nhiệt khác nhau. Trường hợp 1: nhiệt độ nước giải nhiệt được duy trì từ 27,1°C đến 27,4°C; Trường hợp 2: nhiệt độ nước giải nhiệt được duy trì từ 25,9°C đến 26,2°C. Cả 2 trường hợp điều vận hành trong cùng một điều kiện nhiệt độ phòng từ 27°C đến 28°C và lưu lượng môi chất lạnh được cố định là 0,01227kg/s.

- Kết quả thực nghiệm cho thấy áp suất làm việc của hệ thống ở trường hợp 1 cả phía áp suất cao và áp suất thấp lần lượt là 71,32bar đến 71,59bar và 43,18bar đến 43,52bar. Trong khi đó áp suất làm việc của hệ thống ở trường hợp 2 phía áp suất cao và áp suất thấp lần lượt là 68,89bar đến 69,32bar và 41,22 đến 41,52bar. Trường hợp 2 áp suất làm việc giảm đáng kể cả phía áp suất cao và áp suất thấp lần lượt là giảm 2,27bar đến 2,43bar và 1,66bar đến 2bar so với trường hợp 1.

- Kết quả quan trọng nhất là hệ số làm lạnh COP của 2 trường hợp được thực nghiệm. Hệ số làm lạnh COP của trường hợp 1 đạt từ 3,00 đến 3,06 trong khi đó trường hợp 2 đạt từ 3,21 đến 3,24, cao hơn 5,6% đến 6,5% so với trường hợp 1.

Đây là kết quả quan trọng để nhóm tác giả tiếp tục phát triển đề tài nghiên cứu của mình ở nhiều trường hợp khác nhau (thay đổi lưu lượng môi chất lạnh cần nạp cho hệ thống, thay đổi kiểu thiết bị ngưng tụ, thiết bị bay hơi hoặc tính toán thiết kế thêm thiết bị hồi nhiệt để quá lạnh lòng môi chất cũng như quá nhiệt hơi môi chất,...) để tăng hiệu quả làm lạnh, tối ưu các thông số làm việc đặc biệt là các thông số nhiệt độ, áp suất phía ngưng tụ và phía bay hơi cho hệ thống điều hòa không khí sử dụng môi chất lạnh R744 ứng dụng vào thực tế.

Tài liệu tham khảo

- [1] Paride Gullo, Michael Birkelund, Ekaterini E. Kriezi, Martin Ryhl Kærn. Novel flow modulation method for R744 two-phase ejectors – Proof of concept, optimization and first experimental results. *Energy Conversion and Management*, Volume 237, 1 June 2021, 114082, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114082>
- [2] Yibiao WANG, Junqi DONG, Shiwei JIA, Linjie HUANG. Experimental Comparison of R744 and R134a Heat Pump Systems for Electric Vehicle Application. *International Journal of Refrigeration* (2020), doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.10.026>
- [3] Y. Chen, J. Gu. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1238–1249, doi:10.1016/j.ijrefrig.2005.08.009
- [4] Wenying Zhang, Wenzhe Li, Vladimir Cernicin, Pega Hrnjak. Theoretical and experimental investigation on the effects of internal heat exchangers on a reversible automobile R744 air-conditioning system under various operating conditions. *Applied Thermal Engineering*, Volume 236, Part B, 5 January 2024, 121569, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121569>
- [5] Honghyun Cho, Changgi Ryu, Yongchan Kim. Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, Volume 30, Issue 4, June 2007, Pages 664-671, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.10.004>
- [6] Thanhtrung Dang * and Hoangtuan Nguyen. A Study on the Simulation and Experiment of Evaporative Condensers in an R744 Air Conditioning System. *Micromachines* 2023, 14, 1826, <https://doi.org/10.3390/mi14101826>
- [7] Thanhtrung Dang, Tronghieu Nguyen, Jyh-tong Teng, Jau-Huai Lu and Chien Nguyen Ba. Numerical simulation of heat transfer phenomena in a microchannel evaporator for a transcritical CO₂ air conditioning system. September 2024, *International Journal of Air Conditioning and Refrigeration* 32, DOI:10.1007/s44189-024-00062-y
- [8] Hieu Nguyen, Thanhtrung Dang and Minhhuong Doan. The Effect of Airflow Rate on the Cooling Capacity of Minichannel Evaporator Using CO₂ Refrigerant. *Computational Intelligence Methods for Green Technology and Sustainable Development* (pp.399-408), DOI:10.1007/978-3-030-62324-1_34