

# NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ NHIỆT ĐỘNG HỆ THỐNG LẠNH GHEP TANG R134a/CO<sub>2</sub>

Tác giả: Lê Thị Bảo Hà

## Tóm tắt

Hệ thống lạnh ghép tầng sử dụng cặp môi chất lạnh R134a/CO<sub>2</sub> bằng phương pháp thực nghiệm. Môi chất lạnh cacbondioxit (CO<sub>2</sub>) chu trình nhiệt độ thấp và tetrafluoroethane (R134a) chu trình nhiệt độ cao, hai chu trình này được kết nối với nhau thông qua bộ trao đổi nhiệt ống lồng ống. Kết quả là áp suất ngưng tụ trước và sau khi ra bộ trao đổi nhiệt ống lồng ống ở tầng thấp tương ứng là 43 bar và 42,5 bar. Nhiệt độ ngưng tụ tầng thấp tương ứng là 7,9<sup>o</sup>C. Áp suất và nhiệt độ bay hơi tầng thấp tương ứng 14 bar và -30<sup>o</sup>C. Áp suất và nhiệt độ ngưng tụ tầng cao tương ứng là 9,3 bar và 37,3<sup>o</sup>C. Áp suất, nhiệt độ bay hơi trước và sau khi ra bộ trao đổi nhiệt ống lồng ống ở tầng cao tương ứng là 3,4 bar; 4,4<sup>o</sup>C và 3,3 bar; 3,6<sup>o</sup>C. Năng suất lạnh của hệ thống  $Q_0 = 1,62$  (kW) và COP của hệ thống là 1,9.

**Từ khóa:** CO<sub>2</sub>, R134a, môi chất lạnh, hệ thống lạnh ghép tầng, nhiệt động.

## 1. Đặt vấn đề

Hiện nay sự phá hủy tầng ozone (ODP – Ozone Depletion Potential) và nóng lên toàn cầu (GWP – Global Warming Potential) đang được thế giới chú trọng. Một trong những nguồn phát thải CO<sub>2</sub> lớn nhất đó là trong lĩnh vực lạnh: Lạnh công nghiệp, lạnh thương mại và sự phát triển nhanh chóng của máy điều hòa không khí. Chính vì vậy, các nhà khoa học không ngừng nghiên cứu các môi chất lạnh tự nhiên, các môi chất lạnh mới để giảm sự phá hủy tầng ozone và nóng lên toàn cầu. Trong các môi chất lạnh, môi chất lạnh CO<sub>2</sub> là một trong những môi chất lạnh tự nhiên đầy hứa hẹn trong tương lai không có tiềm năng suy giảm ozone (ODP = 0) và có hệ số nóng lên toàn cầu thấp (GWP = 1). Môi chất lạnh CO<sub>2</sub> được nghiên cứu nhiều trong các hệ thống lạnh ghép tầng như

**Jadhav** cùng với cộng sự [1] tiến hành so sánh đánh giá các chu trình lạnh ghép tầng với các cặp môi chất lạnh khác nhau. R744 được sử dụng trong tầng thấp trong khi R134a, R290, R717 và R404A được sử dụng trong chu trình nhiệt độ cao. Kết quả là COP của cặp môi chất lạnh R744/NH<sub>3</sub> cao hơn so với các cặp môi chất lạnh R744/R134a, R744/R290 và R744/R404A cùng một nhiệt độ ngưng tụ ở chu trình nhiệt độ cao, nhiệt độ bay hơi ở tầng thấp và nhiệt độ ngưng tụ ở chu trình nhiệt độ thấp.

**Patel** cùng với cộng sự [2] đã tiến hành nghiên cứu tối ưu hiệu suất và phân tích so sánh hệ thống lạnh ghép tầng sử dụng NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> và C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>/CO<sub>2</sub>. Kết quả cặp môi chất lạnh C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>/CO<sub>2</sub>

chi phí thấp hơn 5,33% và sự phá hủy exergy cao hơn 6,42% so với cặp môi chất lạnh NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub>.

**Nasruddin** cùng với cộng sự [3] tối ưu hệ thống lạnh ghép tầng sử dụng môi chất lạnh C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> trong chu trình nhiệt độ cao và hỗn hợp C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>/CO<sub>2</sub> trong chu trình nhiệt độ thấp. Các nhiệt độ bay hơi, nhiệt độ ngưng tụ, nhiệt độ ngưng tụ hỗn hợp C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>/CO<sub>2</sub>, độ chênh nhiệt độ ghép tầng và khối lượng CO<sub>2</sub> được chọn là biến quyết định. Nhiệt độ vận hành và khối lượng CO<sub>2</sub> nên được thêm vào để tạo ra một hệ thống tối ưu cả về kinh tế và nhiệt động. Trong khi đó công suất làm mát, nhiệt độ không gian làm lạnh và nhiệt độ môi trường được coi là những ràng buộc. Khi nhiệt độ bay hơi  $T_e = 49^{\circ}\text{C}$ ; nhiệt độ ngưng tụ  $T_c = 56^{\circ}\text{C}$ ; nhiệt độ bay hơi (HTC)  $T_{me} = 9,96^{\circ}\text{C}$ ;  $\Delta T = 3,37^{\circ}\text{C}$  và khối lượng CO<sub>2</sub> = 0,68 với tổng số phá hủy exergy 39876,04W và tổng chi phí hàng năm là 51070,59\$.

**Lee** cùng với hai cộng sự [4] đã tiến hành phân tích nhiệt động để tối ưu nhiệt độ ngưng tụ ghép tầng của một hệ thống lạnh ghép tầng CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>. Kết quả là nhiệt độ ngưng tụ tối ưu của bộ trao đổi nhiệt ghép tầng phụ thuộc vào các thông số nhiệt độ bay hơi, nhiệt độ ngưng tụ và chênh lệch nhiệt độ trong bộ trao đổi nhiệt ghép tầng. Giá trị COP tăng khi nhiệt độ bay hơi tăng và giảm nhiệt độ ngưng tụ và chênh lệch nhiệt độ trong bộ trao đổi nhiệt ghép tầng tăng.

**Getu và Bansal** [5] đã phân tích nhiệt động hệ thống lạnh ghép tầng carbon dioxide–ammonia R744/R717 để tối ưu hóa các thông số thiết kế và vận hành hệ thống. Kết quả là khi độ quá nhiệt tăng thì tỷ lệ lưu lượng khối lượng tăng nhưng COP giảm và khi nhiệt độ bay hơi tăng thì cả tỷ lệ lưu lượng khối lượng và COP tăng. Khi nhiệt độ ngưng tụ tăng dẫn đến COP giảm và tỷ lệ lưu lượng môi chất lạnh tăng. Nhiệt độ bay hơi tăng thì COP của hệ thống tăng và tỷ lệ lưu lượng giảm. Độ chênh nhiệt độ trong thiết bị ngưng tụ ghép tầng tăng làm tỷ lệ lưu lượng khối lượng và COP của hệ thống giảm.

Hơn nữa, **Ma** cùng với hai cộng sự [6] trình bày một hệ thống lạnh ghép tầng CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>, trong đó thiết bị ngưng tụ bay hơi dạng màn được sử dụng như bộ trao đổi nhiệt ghép tầng. Các kết quả phân tích nhiệt động của hệ thống cho thấy sự cải thiện hệ số hiệu suất (COP) do chênh lệch nhiệt độ nhỏ hơn trao đổi nhiệt ghép tầng. Hơn nữa, một mô hình dựa trên phương pháp NTU được phát triển bằng cách xem xét các ràng buộc của tổng độ dẫn nhiệt. Mô hình được phát triển sau đó được sử dụng để kiểm tra ảnh hưởng của các thông số chính trên các cấu hình hệ thống theo điều kiện COP tối đa. Kết quả là khi COP của hệ thống tối đa, tỷ lệ phân bố độ dẫn nhiệt bị chi phối chủ yếu bởi sự chênh lệch nhiệt độ của ba bộ trao đổi nhiệt và hệ số hiệu suất của thiết bị ngưng tụ và thiết bị bay hơi. Nghiên cứu này có thể góp phần để phát triển hơn nữa và tối ưu hóa thiết kế các hệ thống lạnh ghép tầng CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>.

**Gholamian** cùng với cộng sự [7] phân tích nâng cao exergy của hệ thống lạnh ghép tầng Carbon dioxide – Ammoniac. Kết quả phân tích nâng cao exergy cho thấy rằng van tiết lưu CO<sub>2</sub>, máy nén CO<sub>2</sub> và bộ trao đổi nhiệt ghép tầng cần cải thiện trong khi phân tích exergy thông thường. Ngoài ra, kết quả phân tích nâng cao exergy cải thiện hiệu quả hệ thống khoảng 42,13%.

**Bingming** cùng với cộng sự [8] thí nghiệm về hiệu suất của hệ thống lạnh ghép tầng amoniac và carbon dioxide NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> với máy nén trực vít đôi. Hiệu suất của hệ thống lạnh ghép tầng với NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> được so sánh với hệ thống hai cấp NH<sub>3</sub> và hệ thống một cấp NH<sub>3</sub> có hoặc không có bộ tiết kiệm. Kết quả là COP của hệ thống ghép tầng tốt nhất trong số tất cả các hệ thống, khi nhiệt độ bay hơi dưới -40°C. Ngoài ra, hiệu suất của hệ thống ghép tầng bị ảnh hưởng rất lớn bởi nhiệt độ bay

hơi, nhiệt độ ngưng tụ của chu trình nhiệt độ thấp, độ chênh nhiệt độ của bộ trao đổi nhiệt tầng và độ quá nhiệt.

**Llopis** cùng cộng sự [9] tiến hành đánh giá thử nghiệm của một bộ hồi nhiệt với môi chất lạnh CO<sub>2</sub> chạy dưới tới hạn. Thử nghiệm gồm: Máy nén nửa kín CO<sub>2</sub> 1,5 kW, sử dụng các bộ trao đổi nhiệt như bình ngưng, thiết bị bay hơi và bộ hồi nhiệt, một bộ làm mát và một van tiết lưu điện tử. Nó đã được kết luận rằng bộ hồi nhiệt không cải thiện hiệu suất trong chu trình dưới tới hạn nhưng hiệu suất có thể cải nếu nó được sử dụng trong hệ thống lạnh ghép tầng.

**Messineo** [10] tiến hành đánh giá hiệu suất hệ thống lạnh ghép tầng R744/R717 so với hệ thống lạnh hai cấp HFC. Các giá trị của hệ thống làm lạnh ghép tầng R744/R717 được so sánh với hệ thống lạnh hai cấp sử dụng môi chất lạnh R404a trong lạnh thương nghiệp. Kết quả cho thấy hệ thống lạnh ghép tầng là một sự thay thế tốt về mặt năng lượng, an toàn và môi trường so với hệ thống lạnh hai cấp R404A với nhiệt độ bay hơi thấp (-30°C ÷ -50°C) trong lạnh thương mại.

**Song** cùng với cộng sự [11] nghiên cứu lý thuyết về hệ thống bơm nhiệt kết hợp và ghép tầng CO<sub>2</sub>/R134a sưởi ấm không gian. Kết quả cho thấy chu trình CO<sub>2</sub> đóng vai trò chính trong hệ thống kết hợp trong khi chu trình R134a đóng vai trò chính trong hệ thống ghép tầng. So sánh COP hệ thống cho thấy hệ thống ghép tầng hoạt động tốt hơn dưới nhiệt độ cung cấp nước nóng và môi trường tương đối thấp trong khi hệ thống kết hợp hoạt động tốt hơn dưới nhiệt độ cấp nước nóng cao.

**Song** và cộng sự [12] đã tiến hành so sánh hiệu suất hệ thống kết hợp R134a/CO<sub>2</sub> và ghép tầng R134a/CO<sub>2</sub> để sưởi ấm cho không gian cùng một điều kiện vận hành. Kết quả cho thấy hiệu suất hệ thống ghép tầng hoạt động tốt hơn ở nhiệt độ môi trường thấp trong khi hiệu suất hệ thống kết hợp hoạt động tốt hơn ở điều kiện nhiệt độ môi trường cao và độ chênh nhiệt độ đầu vào và đầu ra nước nóng cao. Điều này cung cấp cho các kỹ sư và nhà nghiên cứu một hướng dẫn để lựa chọn hệ thống phù hợp nhất cho bất kỳ điều kiện hoạt động cụ thể.

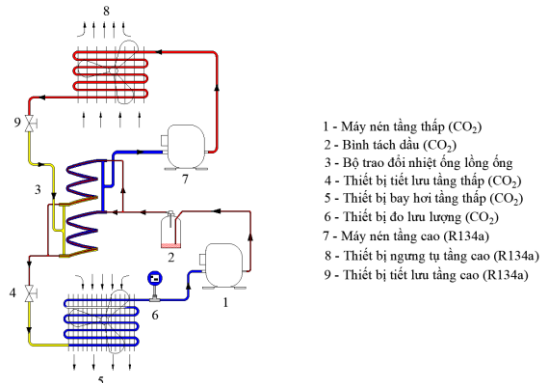
**Kock** cùng với cộng sự [13] tiến hành đánh giá thử nghiệm nhà máy lạnh ghép tầng R134a/CO<sub>2</sub>. Hệ thống thiết kế với nhiệt độ bay hơi thấp để ứng dụng trong lạnh thương mại. Việc thử

nghiệm kết hợp hai chu trình nén hơi bởi hai máy nén nửa kín được ghép với nhau thông qua một bộ trao đổi nhiệt dạng tấm được hàn song song và được điều khiển bằng cách mở rộng van điện tử. Hệ số làm lạnh COP phụ thuộc với nhiệt độ ngưng tụ của chu trình nhiệt độ thấp, hệ số làm lạnh COP tăng khi nhiệt độ ngưng tụ giảm. COP đo được dao động từ 1,05 ở -40 và 40°C đến 1,65 tại -30 và 30°C. Hệ số làm lạnh COP giảm 18% khi nhiệt độ ngưng tụ tăng cao tăng 10°C và giảm 12% khi nhiệt độ bay hơi giảm 5°C.

## 2. Cơ sở lý thuyết

### Mô tả hệ thống

Hệ thống ghép tầng: CO<sub>2</sub> là môi chất lạnh được sử dụng ở tầng thấp trong một hệ thống ghép tầng. Nhiệt thải bởi thiết bị ngưng tụ CO<sub>2</sub> được hấp thụ (giải nhiệt) bởi thiết bị bay hơi môi chất lạnh ở tầng cao R134a. Hai tầng được kết nối nhiệt với nhau thông qua một bộ trao đổi nhiệt ống lồng ống (Hoạt động như một thiết bị bay hơi ở tầng cao R134a và thiết bị ngưng tụ cho ở tầng thấp CO<sub>2</sub>) được thể hiện **Hình 1** Sơ đồ nguyên lý hệ thống lạnh ghép tầng R134a/CO<sub>2</sub>.



**Hình 1:** Sơ đồ nguyên lý hệ thống lạnh ghép tầng R134a/ CO<sub>2</sub>

### Nguyên lý hoạt động của hệ thống:

Tầng cao R134a: Hơi sau bộ trao đổi nhiệt ống lồng ống ở trạng thái (1) ( $t_1, p_1$ ) là hơi bão hòa khô tiếp tục nhận nhiệt thành hơi quá nhiệt ở trạng thái (1') ( $t_{1'}, p_{1'}$ ) và được máy nén R134a hút về và nén đoạn nhiệt, đẳng entropy đến trạng thái (2) ( $t_2, p_2$ ) hơi quá nhiệt. Sau đó đi vào thiết bị ngưng tụ để nhả nhiệt cho môi trường làm mát thành lỏng cao áp ở trạng thái (3) ( $t_3, p_3$ ) và tiếp tục nhả nhiệt thành lỏng quá lạnh ở trạng thái (3') ( $t_{3'}, p_{3'}$ ). Sau đó môi chất tiếp tục đi qua van tiết lưu giảm áp, giảm nhiệt thành hơi bão hòa ẩm ở trạng thái (4) ( $t_4, p_4$ ) rồi vào bộ trao đổi nhiệt ống lồng ống nhận

nhiệt của môi chất CO<sub>2</sub> trở thành hơi bão hòa khô trạng thái (1) ( $t_1, p_1$ ), khép kín chu trình.

Tầng thấp CO<sub>2</sub>: Hơi sau thiết bị bay hơi tầng thấp môi chất lạnh CO<sub>2</sub> ở trạng thái (1) ( $t_1, p_1$ ) hơi bão hòa khô tiếp tục nhận nhiệt thành hơi quá nhiệt ở trạng thái (1') ( $t_{1'}, p_{1'}$ ) được máy nén CO<sub>2</sub> hút về và nén đoạn nhiệt, đẳng entropy đến trạng thái (2) ( $t_2, p_2$ ) hơi quá nhiệt. Sau đó đi vào thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống nhả nhiệt cho môi chất R134a và giảm nhiệt độ thành lỏng cao áp ở trạng thái (3) ( $t_3, p_3$ ). Môi chất tiếp tục đi qua van tiết lưu giảm áp, giảm nhiệt thành hơi bão hòa ẩm ở trạng thái (4) ( $t_4, p_4$ ) rồi vào dàn bay hơi để làm lạnh không gian phòng đạt trạng thái (1) ( $t_1, p_1$ ), khép kín chu trình.

### Đặc điểm của hệ thống lạnh ghép tầng:

- Các tầng vận hành độc lập với nhau nên môi chất ở các tầng có thể khác nhau.
- Môi chất tầng thấp có nhiệt độ đông đặc nhỏ hơn nhiều so với môi chất tầng cao.

### Ưu, nhược điểm của hệ thống lạnh ghép tầng:

**Ưu điểm:** Nhiệt độ bay hơi yêu cầu xuống từ -40°C đến -55°C mà hệ thống lạnh một cấp không đáp ứng được.

### Nhược điểm:

- Thiết bị phức tạp, có nhiều loại môi chất lạnh gây khó khăn cho việc vận hành sửa chữa bảo trì.
- Năng suất lạnh dao động mạnh, khó vận hành, khó điều chỉnh tự động.

## 3. Thiết lập mô hình thực nghiệm

### Tính toán lý thuyết:

- Nhiệt độ môi trường tại xưởng, nơi có mái che:  $t_{mt} = 33^\circ\text{C}$
- Hệ thống lạnh được thiết kế cho các kho lạnh trữ đông nên nhiệt độ kho lạnh yêu cầu:  $t_{yc} = -20^\circ\text{C}$
- Năng suất lạnh  $Q_0 = 2 \text{ kW}$

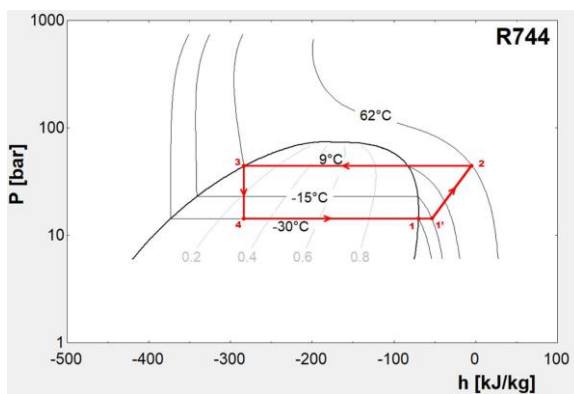
### Tầng thấp môi chất lạnh CO<sub>2</sub>

**Bảng 1:** Thông số các điểm nút tầng thấp CO<sub>2</sub>

Điểm nút	Trạng thái	t (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)
1	Hơi bão hòa khô	-30	14,3	437
1'	Hơi quá	-15	14,3	453

	nhiệt			
2	Hơi quá nhiệt	62	43,9	503
3	Lỏng bão hòa	9	43,9	223
4	Hơi bão hòa ẩm	-30	14,3	223

Dùng phần mềm EES biểu diễn các thông số trạng thái **Bảng 1** của chu trình tăng thấp môi chất CO<sub>2</sub> lên đồ thị áp suất – enthalpy như **Hình 2** ta được:



**Hình 2:** Đồ thị áp suất - enthalpy của tăng thấp CO<sub>2</sub>

Năng suất lạnh riêng:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 437 - 223 = 214 \text{ kJ/kg}$$

Công máy nén riêng:

$$l = h_2 - h_1 = 503 - 453 = 50 \text{ kJ/kg}$$

Công suất nhiệt riêng:

$$q_k = h_2 - h_3 = 503 - 223 = 280 \text{ kJ/kg}$$

Lưu lượng môi chất tuần hoàn qua hệ thống:

$$m = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{2}{214} = 0,0093 \text{ kg/s}$$

Thể tích hút thực tế  $V_{tt(\text{CO}_2)}$  được xác định theo công thức sau:

$$\begin{aligned} V_{tt(\text{CO}_2)} &= m \times v = 0,0093 \times 0,0286 \\ &= 2,66 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Công máy nén lạnh:

$$N = m \times l = 0,0093 \times 50 = 0,465 \text{ kW}$$

Công suất nhiệt:

$$Q_k = m \cdot q_k = 0,0093 \cdot 280 = 2,604 \text{ kW}$$

Hệ số lạnh của chu trình:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N} = \frac{m \times q_0}{m \times l} = \frac{q_0}{l} = \frac{214}{50} = 4,28$$

Vì không tìm được máy nén CO<sub>2</sub> có công suất lạnh 2 kW nên ta chọn lại máy nén piston CO<sub>2</sub> kín có công suất 550W, ta xác định lại được:

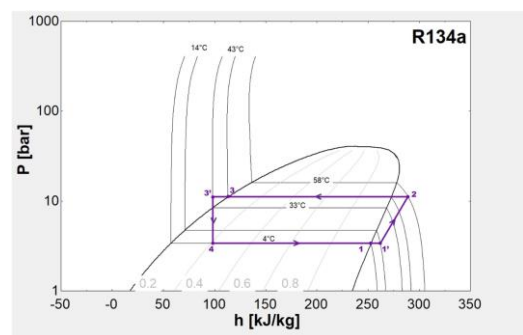
- Năng suất lạnh  $Q_{0(\text{CO}_2)} = 1,626 \text{ kW}$
- Công suất nhiệt  $Q_{k(\text{CO}_2)} = 2,128 \text{ kW}$
- Công máy nén lạnh:  $N_{(\text{CO}_2)} = 0,38 \text{ kW}$
- Lưu lượng môi chất tuần hoàn qua hệ thống:  
 $m_1 = 0,0076 \text{ kg/s}$

**Tăng cao môi chất lạnh R134a**

**Bảng 2:** Thông số các điểm nút tăng cao R134a

Điểm nút	Trạng thái	t (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)
1	Hơi bão hòa khô	4	3,376	402
1'	Hơi quá nhiệt	14	3,376	410
2	Hơi quá nhiệt	58	11,01	438
3	Lỏng bão hòa	43	11,01	260
3'	Lỏng quá lạnh	33	11,01	246
4	Hơi bão hòa ẩm	4	3,376	246

Dùng phần mềm EES biểu diễn các thông số điểm nút **Bảng 2** lên đồ thị áp suất – enthalpy R134a như **Hình 3** ta được:



**Hình 3:** Đồ thị áp suất – enthalpy của tăng cao R134a

Năng suất lạnh riêng:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 402 - 246 = 156 \text{ kJ/kg}$$

Công máy nén lạnh riêng:

$$l = h_2 - h_1 = 438 - 410 = 28 \text{ kJ/kg}$$

Công suất nhiệt riêng:

$$q_k = h_2 - h_3 = 438 - 246 = 192 \text{ kJ/kg}$$

Lượng môi chất được máy nén hút về:

$$m_2 = \frac{Q_0(R134a)}{q_0} = \frac{2,128}{156} = 0,0136 \text{ (kg/s)}$$

Thể tích hút thực tế  $V_{tt(R134a)}$  được xác định theo công thức sau:

$$V_{tt(R134a)} = m_2 \times v = 0,0136 \times 0,063 = 8,57 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Công máy nén lạnh:

$$N = m_2 \times l = 0,0136 \times 28 = 0,381 \text{ (kW)}$$

Công suất nhiệt:

$$Q_k = m_2 \times q_k = 0,0136 \times 192 = 2,611 \text{ (kW)}$$

Hệ số lạnh của chu trình:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N} = \frac{m_2 \times q_0}{m_2 \times l} = \frac{q_0}{l} = \frac{156}{28} = 5,57$$

Hệ số hiệu suất COP của hệ thống

$$COP = \frac{Q_{0(CO_2)}}{N_{R134a} + N_{CO_2}} = \frac{1,626}{0,381 + 0,38} = 2,14$$

**Tính toán thiết kế bộ trao đổi nhiệt ống lồng ống**

Nhiệt lượng của thiết bị ngưng tụ tầng thấp:

$$Q_{k(CO_2)} = 2,128 \text{ kW.}$$

Lưu lượng môi chất được máy nén CO<sub>2</sub> hút về:

$$m_1 = 0,0076 \text{ (kg/s).}$$

Lượng môi chất được máy nén R134a hút về:

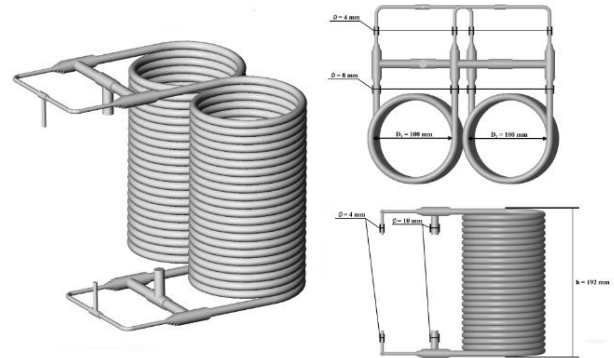
$$m_2 = 0,0136 \text{ (kg/s).}$$

Tính toán được diện tích bề mặt trao đổi nhiệt là:

$$F = \frac{Q_k}{k\Delta t} = \frac{2128}{615,23 \times 18,7} = 0,185 \text{ m}^2$$

**Kết luận:** Bộ trao đổi nhiệt ống lồng ống có tổng diện tích  $F = 0,185 \text{ m}^2$  gồm 2 ống đồng lồng vào nhau với ống trong có đường kính  $\varnothing = 4\text{mm}$ , ống ngoài có đường kính  $\varnothing = 8\text{mm}$ . Tổng chiều

dài 15 m chia thành 2 bộ mắc song song (Mỗi bộ 7,5m) và được uốn thành 24 vòng/ một bộ và đường kính mỗi vòng là 0,1 m như **Hình 4**



**Hình 4:** Kích thước bộ trao đổi nhiệt ống lồng ống

**Mô hình thực nghiệm**

Mô hình thực nghiệm là một hệ thống làm lạnh ghép tầng bao gồm: Tầng cao sử dụng môi chất lạnh R134a, tầng thấp sử dụng môi chất lạnh CO<sub>2</sub>. Hai tầng được kết nối với nhau thông qua bộ trao đổi nhiệt ống lồng ống như **Hình 5**. Hệ thống được vận hành thực tế để lấy các thông số nhiệt động như: nhiệt độ, áp suất của các điểm nút của hệ thống lạnh ghép tầng R134a/ CO<sub>2</sub>. Từ đó xác định được năng suất lạnh, công suất nhiệt và công máy nén lạnh của hai tầng. Dữ liệu thực nghiệm được đo bằng: Cảm biến nhiệt độ micro, máy đo nhiệt độ tiếp xúc kiểu K, J Extech, cảm biến đo áp suất, đồng hồ đo áp suất chân sau và thiết bị đo lưu lượng.



**Hình 5:** Hệ thống lạnh ghép tầng R134a/ CO<sub>2</sub>

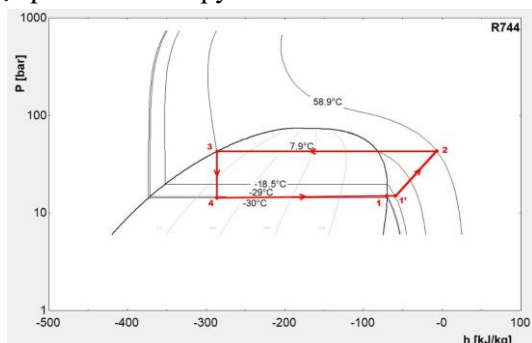
#### 4. Một số kết quả và thảo luận

Vận hành thực nghiệm trong điều kiện nhiệt độ môi trường 33°C, lưu lượng khối lượng tầng thấp CO<sub>2</sub> là m<sub>1</sub> = 27 kg/h và thời gian làm lạnh không gian phòng từ nhiệt độ môi trường 33°C xuống nhiệt độ yêu cầu -20°C là 30 phút (vận hành, chạy thực nghiệm mô hình trong thời gian dài). Các thông số thực nghiệm cho tầng thấp CO<sub>2</sub> được thể hiện ở **Bảng 3**

**Bảng 3:** Thông số các điểm nút tầng thấp CO<sub>2</sub>

Điểm nút	Trạng thái	t (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)
1	Hơi bão hòa khô	-29	14	437
1'	Hơi quá nhiệt	-18,5	14	449
2	Hơi quá nhiệt	58,9	43	499
3	Lỏng bão hòa	7,9	42,5	221
4	Hơi bão hòa ẩm	-30	14	221

Dùng phần mềm EES biểu diễn các thông số điểm nút thực tế tầng thấp CO<sub>2</sub> ở **Bảng 3** lên đồ thị áp suất – enthalpy như **Hình 6**.



**Hình 6:** Đồ thị áp suất – enthalpy của chu trình lạnh CO<sub>2</sub>

Năng suất lạnh riêng:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 437 - 221 = 216 \text{ (kJ/kg)}$$

Công nén riêng:

$$l = h_2 - h_{1'} = 499 - 449 = 50 \text{ (kJ/kg)}$$

Năng suất nhiệt riêng:

$$q_k = h_2 - h_3 = 499 - 221 = 278 \text{ (kJ/kg)}$$

Năng suất lạnh của hệ thống:

$$Q_{0(\text{CO}_2)} = m_1 \times q_0 = \frac{27}{3600} \times 216 = 1,62 \text{ (kW)}$$

Công nén của máy nén:

$$N_{(\text{CO}_2)} = m_1 \times l = \frac{27}{3600} \times 50 = 0,375 \text{ (kW)}$$

Nhiệt thải ở thiết bị ngưng tụ:

$$Q_{k(\text{CO}_2)} = m_1 \times q_k = \frac{27}{3600} \times 278 = 2,085 \text{ (kW)}$$

Hệ số lạnh của chu trình:

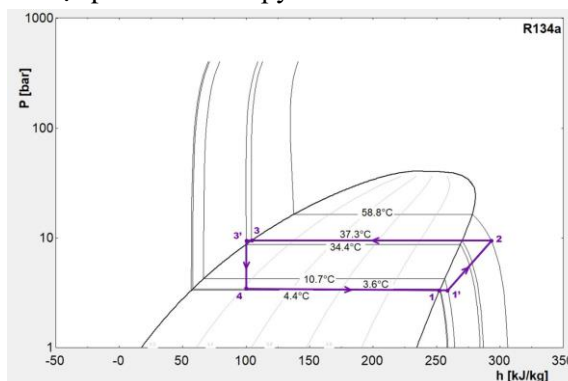
$$\varepsilon = \frac{Q_{0(\text{CO}_2)}}{N_{(\text{CO}_2)}} = \frac{1,62}{0,375} = 4,32$$

Các thông số thực nghiệm cho tầng cao R134a được thể hiện ở **Bảng 4**

**Bảng 4:** Bảng thông số điểm nút tầng cao R134a

Điểm nút	Trạng thái	t (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)
1	Hơi bão hòa khô	3,6	3,3	401
1'	Hơi quá nhiệt	10,7	3,3	408
2	Hơi quá nhiệt	58,8	9,3	443
3	Lỏng bão hòa	37,3	9,3	252
3'	Lỏng quá lạnh	34,4	9,3	248
4	Hơi bão hòa ẩm	4,4	3,4	248

Dùng phần mềm EES biểu diễn các thông số điểm nút thực tế tầng cao R134a ở **Bảng 4** lên đồ thị áp suất – enthalpy như **Hình 7**.



**Hình 7:** Đồ thị áp suất – enthalpy của chu trình lạnh R134a

Năng suất lạnh riêng:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 401 - 248 = 153 \text{ (kJ/kg)}$$

Công nén riêng:

$$l = h_2 - h_{1'} = 443 - 408 = 35 \text{ (kJ/kg)}$$

Năng suất nhiệt riêng:

$$q_k = h_2 - h_{3'} = 443 - 248 = 195 \text{ (kJ/kg)}$$

Năng suất lạnh của hệ thống:

$$Q_{0(\text{R134a})} = Q_{k(\text{CO}_2)} = 2,085 \text{ (kW)}$$

Suy ra lưu lượng khối lượng:

$$m_2 = \frac{Q_{0(\text{R134a})}}{q_0} = \frac{2,085}{153} = 0,0136 \text{ (kg/s)}$$

Công nén của máy nén:

$$N_{(R134a)} = m_2 \cdot \dot{x} = 0,0136 \times 35 = 0,476 \text{ (kW)}$$

Nhiệt thải ở thiết bị ngưng tụ:

$$Q_k \text{ (R134a)} = m_2 \cdot \dot{q}_k = 0,0136 \times 195 = 2,652 \text{ (kW)}$$

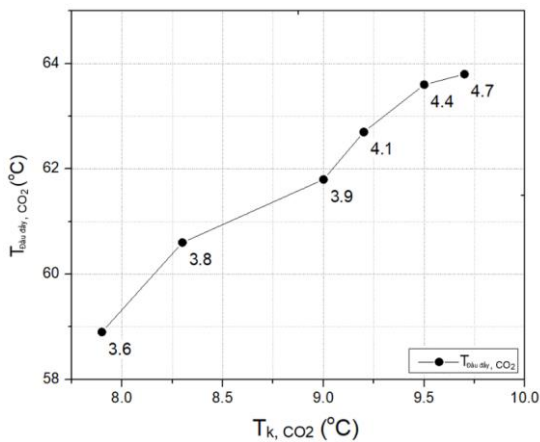
Hệ số lạnh của chu trình:

$$\varepsilon = \frac{Q_0 \text{ (R134a)}}{N \text{ (R134a)}} = \frac{2,085}{0,476} = 4,38$$

Hệ số hiệu suất (COP) của hệ thống:

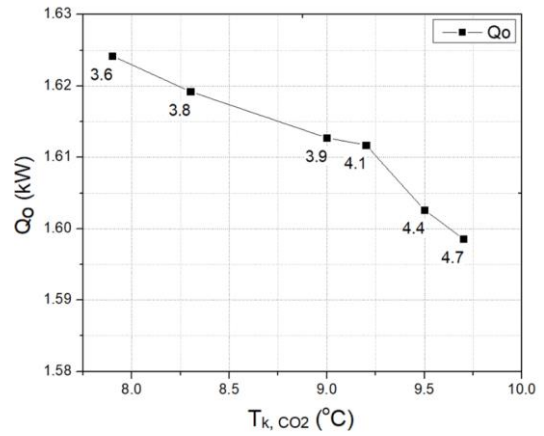
$$\text{COP} = \frac{Q_0 \text{ (CO}_2\text{)}}{N_{R134a} + N_{\text{CO}_2}} = \frac{1,62}{0,476 + 0,375} = 1,9$$

Đo nhiệt độ đầu đẩy tầng thấp CO<sub>2</sub> trong điều kiện nhiệt độ bay hơi tầng thấp không đổi t<sub>0, CO<sub>2</sub></sub> = -30°C. Khi nhiệt độ bay hơi tầng cao t<sub>0, R134a</sub> giảm từ 4,7°C xuống 3,6°C thì ngưng tụ t<sub>k, CO<sub>2</sub></sub> giảm từ 9,7°C đến 7,9°C và nhiệt độ đầu đẩy tầng thấp t<sub>đẩy, CO<sub>2</sub></sub> giảm từ 63,8°C đến 58,9°C như **Biểu đồ 1**



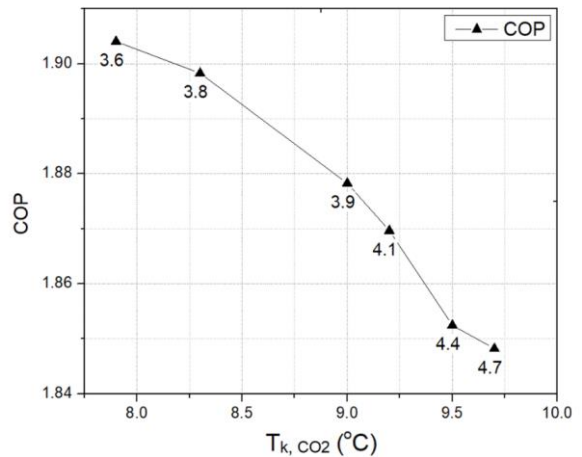
**Biểu đồ 1:** Sự ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi tầng cao t<sub>0, R134a</sub> đến nhiệt độ ngưng tụ t<sub>k, CO<sub>2</sub></sub> và nhiệt độ đầu đẩy tầng thấp t<sub>đẩy, CO<sub>2</sub></sub> (t<sub>0, CO<sub>2</sub></sub> = -30°C).

Năng suất lạnh Q<sub>0</sub> của hệ thống ghép tầng được thực nghiệm trong điều kiện nhiệt độ bay hơi không đổi t<sub>0, CO<sub>2</sub></sub> = -30°C. Năng suất lạnh Q<sub>0, CO<sub>2</sub></sub> của hệ thống lạnh ghép tầng phụ thuộc vào nhiệt độ bay hơi tầng cao t<sub>0, R134a</sub> (hay phụ thuộc vào nhiệt độ ngưng tụ t<sub>k, CO<sub>2</sub></sub>). Khi nhiệt độ bay hơi tầng cao t<sub>0, R134a</sub> giảm từ 4,7°C xuống 3,6°C thì ngưng tụ t<sub>k, CO<sub>2</sub></sub> giảm từ 9,7°C đến 7,9°C và năng suất lạnh tầng thấp Q<sub>0, CO<sub>2</sub></sub> tăng từ 1,599 (kW) lên 1,624 (kW) được thể hiện như **Biểu đồ 2**



**Biểu đồ 2:** Sự ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi tầng cao t<sub>0, R134a</sub> đến nhiệt độ ngưng tụ t<sub>k, CO<sub>2</sub></sub> và năng suất lạnh Q<sub>0, CO<sub>2</sub></sub> tầng thấp (t<sub>0, CO<sub>2</sub></sub> = -30°C).

Hệ số hiệu suất (COP) của hệ thống lạnh ghép tầng thực nghiệm trong điều kiện nhiệt độ bay hơi không đổi t<sub>0, CO<sub>2</sub></sub> = -30°C. Khi nhiệt độ bay hơi tầng cao t<sub>0, R134a</sub> giảm từ 4,7°C đến 3,6°C thì ngưng tụ t<sub>k, CO<sub>2</sub></sub> giảm từ 9,7°C đến 7,9°C và hệ số hiệu suất (COP) của hệ thống tăng 1,848 lên 1,904 như **Biểu đồ 3**.



**Biểu đồ 3:** Sự ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi tầng cao t<sub>0, R134a</sub> đến nhiệt độ ngưng tụ t<sub>k, CO<sub>2</sub></sub> và COP của hệ thống (t<sub>0, CO<sub>2</sub></sub> = -30°C).

## 5. Kết luận

Quá trình thực nghiệm xác định các thông số nhiệt động của hệ thống lạnh ghép tầng R134a/CO<sub>2</sub> đã được thực hiện trong nghiên cứu này. Từ phương pháp tính toán lý thuyết tại từng tầng của hệ thống, các thiết bị và hệ thống đã được thiết kế, chế tạo và lắp đặt. Kết quả thực nghiệm tại nhiệt độ môi trường 33°C, lưu lượng khối lượng tầng thấp CO<sub>2</sub> là m<sub>1</sub> = 27 kg/h và thời gian làm lạnh kho từ nhiệt độ môi trường 33°C xuống nhiệt độ yêu cầu -20°C là 30 phút.

- Tầng thấp CO<sub>2</sub>: Áp suất ngưng tụ trước và sau khi ra bộ trao đổi nhiệt ống lồng ống tương ứng là 43 bar và 42,5 bar. Nhiệt độ ngưng tụ tầng thấp tương ứng là 7,9°C. Áp suất nhiệt độ bay hơi tương ứng là 14 bar và -30°C.
- Tầng cao R134a: Áp suất và nhiệt độ ngưng tụ tầng cao tương ứng là 9,3 bar và 37,3°C. Áp suất, nhiệt độ bay hơi trước và sau khi ra bộ trao đổi nhiệt ống lồng ống tương ứng là 3,4 bar; 4,4°C và 3,3 bar; 3,6°C.
- Năng suất lạnh của hệ thống  $Q_0 = 1,62$  (kW)
- COP của hệ thống: 1,9.

Các thông số thực nghiệm phù hợp với các thông số tính toán lý thuyết. Đề tài này đã góp phần bổ sung thêm dữ liệu khoa học thực nghiệm có giá trị khi nghiên cứu về hệ thống lạnh ghép tầng dùng môi chất CO<sub>2</sub>.

### Tài liệu tham khảo

- [1] Mrs. J.S. Jadhav, Ms. A.D. Apte. Review of cascade refrigeration system with different refrigerant pairs. novateur publications international journal of innovations in engineering research and technology [ijiert] issn: 2394-3696 volume 2, issue 6, june-2015.
- [2] Vivek Patel, Deep Panchal, Anil Prajapati, Anurag Mudgal, Philip Davies. An efficient optimization and comparative analysis of cascade refrigeration system using NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> and C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>/CO<sub>2</sub> refrigerant pairs. International Journal of Refrigeration 102 (2019) 62–76.
- [3] Nasruddin, S. Sholahudin, N. Giannetti, Arnas. Optimization of a cascade refrigeration system using refrigerant C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> in high temperature circuits (HTC) and a mixture of C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>/CO<sub>2</sub> in low temperature circuits (LTC). Applied Thermal Engineering 104 (2016) 96–103.
- [4] Tzong-Shing Lee, Cheng-Hao Liu, Tung-Wei Chen. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems. International Journal of Refrigeration 29 (2006) 1100 – 1108.
- [5] H.M. Getu, P.K. Bansal. Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system, Department of Mechanical Engineering. International Journal of Refrigeration 31 (2008).
- [6] Ming Ma, Jianlin Yu, Xiao Wang. Performance evaluation and optimal configuration analysis of a CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration system with falling film evaporator–condenser. Energy Conversion and Management 79 (2014) 224 – 231.
- [7] E. Gholamian, P. Hanafizadeh, P. Ahmadi. Advanced Exergy Analysis of a Carbon Dioxide Ammonia Cascade Refrigeration System. Applied Thermal Engineering (2018).
- [8] Bingming, W. Huagen, W. Jianfeng, L. Ziwen, X. (2009). Experimental investigation on the performance of NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> cascade refrigeration system with twin – screw compressor. International Journal of Refrigeration, 32 (6), 1358 – 1365.
- [9] Rodrigo Llopis, Carlos Sanz-Kock, Ramon Cabello, Daniel, Enrique Torrella. Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO<sub>2</sub> subcritical refrigeration cycle with gas-cooler. Applied Thermal Engineering 80 (2015) 31 – 41.
- [10] Antonio Messineo, R744-R717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System, Energy Procedia 14 (2012) 56 – 65.
- [11] Yulong Song, Dongzhe Li, Feng Cao, Xiaolin Wang. Theoretical investigation on the combined and cascade CO<sub>2</sub>/R134a heat pump systems for space heating, Applied Thermal Engineering 124 (2017) 1457 – 1470.
- [12] Yulong Song, Dongzhe Li, Dongfang Yang, Lei Jin, Feng Cao, Xiaolin Wang. Performance Comparison between the Combined R134a/CO<sub>2</sub> Heat Pump and Cascade R134a/CO<sub>2</sub> Heat Pump for Space Heating, International Journal of Refrigeration 2016.
- [13] Carlos Sanz-Kock, Rodrigo Llopis, Daniel Sanchez, Ramon Cabello, Enrique Torrella. Experimental evaluation of a R134a/CO<sub>2</sub> cascade refrigeration plant. Applied Thermal Engineering 73 (2014) 39e48.
- [14] ASHRAE Handbook – Fundamentals (SI), Publication date 6/1/2013.
- [15] Hoàng Đình Tín. Truyền nhiệt và tính toán thiết bị trao đổi nhiệt. NXB Khoa học và kỹ thuật, TP. HCM. 2001.
- [16] Lê Xuân Hòa. Giáo trình Kỹ Thuật Lạnh. Đại học Sư Phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, 2007