

MÔ HÌNH NHIỆT ĐỘNG CHUNG PHÂN TÍCH CÁC MÁY LẠNH HAI CẤP DÙNG MÔI CHẤT R32

ĐOÀN THỊ HỒNG HẢI, NGUYỄN VĂN DŨNG, NGUYỄN MINH PHÚ *

Khoa Công nghệ Nhiệt Lạnh, Trường Đại học Công nghiệp Thành phố Hồ Chí Minh

* Tác giả liên hệ: nguyenminhphu@juh.edu.vn

DOIs: <https://www.doi.org/10.46242/jstiuh.v75i3.5276>

Tóm tắt. Máy lạnh hai cấp cải thiện hệ số làm lạnh (COP) nhờ quá trình nén được thực hiện qua hai giai đoạn, giảm tải nhiệt lên máy nén và nâng cao hiệu quả năng lượng. Khi sử dụng môi chất lạnh R32, hệ thống không chỉ đạt được hiệu suất làm lạnh cao hơn mà còn thân thiện hơn với môi trường. Trong nghiên cứu này, chương trình tính toán nhiệt động máy lạnh hai cấp được thực hiện để khảo sát ảnh hưởng của độ quá lạnh, độ khử quá nhiệt và áp suất trung gian đến COP. Thông số quá lạnh và thông số khử quá nhiệt thay đổi từ 0 đến 1 nhằm khảo sát đa dạng các chu trình từ một cấp đến nhiều chu trình hai cấp. Kết quả khảo sát cho thấy tỷ số độ lệch áp suất trung gian nên có giá trị từ 1,02 đến 1,04 để đạt COP lớn nhất. Chu trình máy lạnh hai cấp quá lạnh và làm mát hoàn toàn trong bình trung gian có COP lên tới 3,5 trong khi máy lạnh một cấp đạt COP 3,1 trong cùng điều kiện hoạt động.

Từ khóa. Máy lạnh nhiều cấp, quá lạnh, khử quá nhiệt, môi chất lạnh thân thiện môi trường, mô hình toán tổng quát.

1 GIỚI THIỆU

Việc thay thế môi chất lạnh truyền thống bằng các loại môi chất lạnh mới là một yêu cầu cấp thiết trong bối cảnh biến đổi khí hậu và các quy định môi trường ngày càng nghiêm ngặt. Các môi chất lạnh như R410A và R22, dù được sử dụng phổ biến trong nhiều thập kỷ, có chỉ số tiềm năng nóng lên toàn cầu (GWP) cao, góp phần đáng kể vào hiệu ứng nhà kính. Sự gia tăng nhiệt độ toàn cầu và cam kết quốc tế, như Nghị định thư Kyoto và Hiệp định Paris, đã thúc đẩy việc loại bỏ dần các môi chất lạnh này để giảm phát thải khí nhà kính. Thay thế bằng các môi chất lạnh thế hệ mới như R32, R454B, hay R1234yf với GWP thấp và hiệu quả năng lượng cao không chỉ giúp giảm tác động đến môi trường mà còn tăng cường hiệu suất của các hệ thống làm lạnh và điều hòa không khí. Đây không chỉ là trách nhiệm đối với môi trường mà còn là cơ hội để các ngành công nghiệp nâng cao tính bền vững và đáp ứng các tiêu chuẩn quốc tế [1, 2].

R32 không phải là một môi chất mới ra đời vào năm 2025, mà đã được phát triển và đưa vào sử dụng từ những năm trước đó. Tuy nhiên, năm 2025 được xem là thời điểm mà các quy định về môi chất lạnh có chỉ số GWP cao như R410A sẽ trở nên nghiêm ngặt hơn tại nhiều quốc gia, đặc biệt ở châu Âu và Hoa Kỳ, do các chính sách như: F-Gas Regulation (EU) và EPA SNAP (Hoa Kỳ). Môi chất lạnh R32 (Difluoromethane) là một loại môi chất lạnh thế hệ mới được sử dụng rộng rãi trong các hệ thống điều hòa không khí và làm lạnh. R32 thuộc nhóm hydrofluorocarbon (HFC) và có nhiều đặc tính nổi bật. Trước hết, R32 có hiệu suất làm lạnh cao hơn so với một số môi chất lạnh truyền thống như R410A, nhờ khả năng truyền nhiệt tốt và áp suất bay hơi ổn định. Đặc biệt, R32 có chỉ số GWP (Global Warming Potential) thấp, khoảng 675, thấp hơn đáng kể so với R410A ($GWP \sim 2088$), giúp giảm tác động đến hiện tượng nóng lên toàn cầu. Tuy nhiên, R32 có tính cháy nhẹ (A2L theo phân loại của ASHRAE), do đó cần lưu ý khi thiết kế và vận hành hệ thống sử dụng loại môi chất này để đảm bảo an toàn. Bên cạnh đó, R32 có thể được nạp vào hệ thống với lượng ít hơn so với các loại môi chất khác, giúp giảm chi phí vận hành. Với những đặc tính trên, R32 đang trở thành lựa chọn ưu tiên trong các hệ thống lạnh hiện đại, phù hợp với các yêu cầu về hiệu quả năng lượng và bảo vệ môi trường. R32 vượt trội hơn R410A về hệ số làm lạnh, khả năng thân thiện môi trường và chi phí, nhờ chỉ số GWP thấp và cần ít môi chất hơn [3]. Tuy nhiên, cần chú ý đến tính cháy nhẹ của R32 trong thiết kế và vận hành. R410A an toàn hơn do không cháy, nhưng lại có GWP cao, gây ảnh hưởng lớn hơn đến hiện tượng nóng lên toàn cầu, và hiện đang dần được thay thế bởi các môi chất như R32 trong các hệ thống hiện đại. R32 hiện là lựa chọn ưu tiên trong bối cảnh xu hướng chuyển đổi sang các giải pháp làm lạnh thân thiện với môi trường.

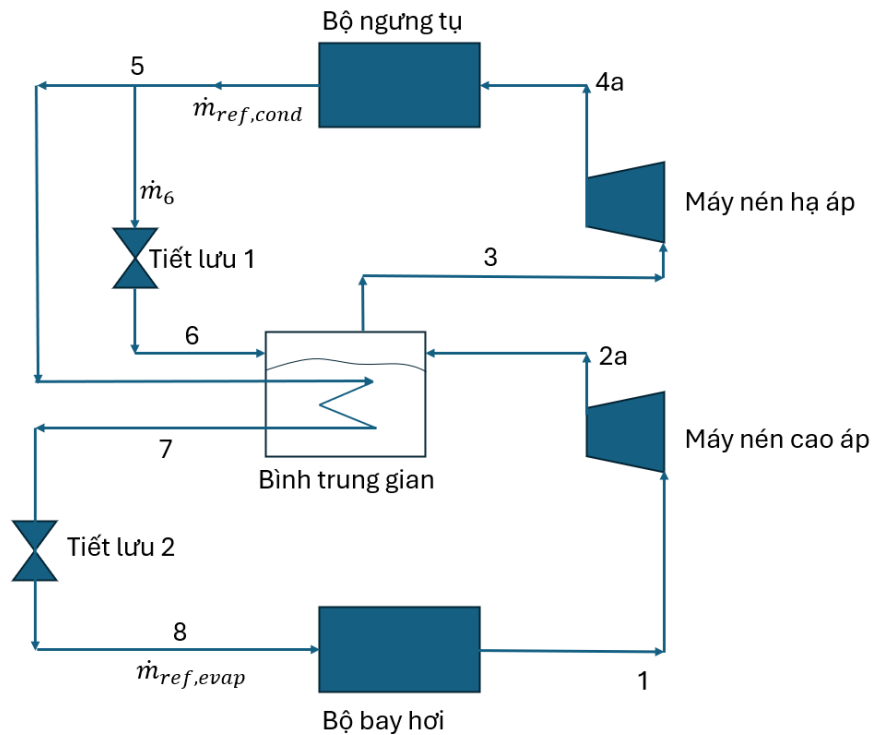
Máy lạnh hai cấp đóng vai trò quan trọng trong các ứng dụng làm lạnh yêu cầu hiệu suất cao và hoạt

động trong dải nhiệt độ rộng, như trong công nghiệp thực phẩm, kho lạnh và điều hòa không khí trung tâm. Với thiết kế gồm hai giai đoạn nén và làm mát trung gian, hệ thống này không chỉ cải thiện hiệu suất làm lạnh (COP) mà còn giảm tải nhiệt lên máy nén, kéo dài tuổi thọ thiết bị và tiết kiệm năng lượng [4]. Đặc biệt, máy lạnh hai cấp phù hợp với các môi chất lạnh thân thiện môi trường, đáp ứng các yêu cầu về tiết kiệm năng lượng và giảm thiểu tác động đến biến đổi khí hậu trong bối cảnh chuyển đổi sang công nghệ xanh [5-7].

Có rất nhiều chu trình máy lạnh hai cấp như làm mát trung gian hoàn toàn hoặc không hoàn toàn, bình trung gian có hoặc không có ống xoắn. Việc xây dựng một mô hình nhiệt động tổng quát để tính toán nhiều chu trình máy lạnh hai cấp sử dụng môi chất lạnh R32 có ý nghĩa quan trọng cả về lý thuyết lẫn thực tiễn. Mô hình cho phép phân tích hệ số làm lạnh (COP - Coefficient of Performance) của các chu trình hai cấp, từ đó xác định cách cải thiện hiệu quả hoạt động của hệ thống. Mô hình nhiệt động tổng quát trong nghiên cứu này không chỉ là công cụ quan trọng để nghiên cứu và phát triển các hệ thống làm lạnh hai cấp mà còn là giải pháp thiết thực để tối ưu hóa hiệu quả, giảm chi phí vận hành và bảo vệ môi trường.

2 MÔ TẢ MÔ HÌNH

Hình 1 trình bày chu trình máy lạnh hai cấp với bình trung gian. Tại bộ bay hơi, môi chất lạnh hấp thụ nhiệt từ môi trường cần làm lạnh. Quá trình này làm môi chất lạnh hóa hơi (trạng thái từ lỏng sang hơi). Hơi môi chất lạnh rời bộ bay hơi ở áp suất thấp (trạng thái 1). Máy nén hạ áp (máy nén cấp thấp) nén môi chất lạnh từ áp suất thấp (1) lên áp suất trung gian (2a). Hơi môi chất lạnh ở áp suất trung gian sau đó được đưa vào bình trung gian (flash chamber). Tại bình trung gian, hơi từ máy nén hạ áp được làm mát bởi lỏng sau tiết lưu 1. Bình trung gian giúp giảm tải cho máy nén cao áp bằng cách cung cấp hơi ở trạng thái đã làm mát. Phần hơi môi chất lạnh từ bình trung gian tiếp tục được nén trong máy nén cao áp (3) lên áp suất ngưng tụ (4a). Hơi sau khi được nén sẽ đi vào bộ ngưng tụ. Tại bộ ngưng tụ, hơi môi chất lạnh được làm mát và ngưng tụ thành chất lỏng nhờ tiếp xúc với môi trường làm mát (như không khí hoặc nước). Chất lỏng môi chất lạnh thoát ra khỏi bộ ngưng tụ (trạng thái 5). Môi chất lạnh ở trạng thái lỏng từ bộ ngưng tụ đi qua van tiết lưu 1, làm giảm áp suất xuống áp suất trung gian (trạng thái 6) và đi vào bình trung gian. Một phần chất lỏng khác qua van tiết lưu 2 để giảm áp suất tiếp tục đến bộ bay hơi. Giả sử trạng thái 1 là hơi bão hòa, trạng thái 5 là lỏng bão hòa, và bỏ qua tổn thất áp suất. chương trình nhiệt động máy lạnh hai cấp được thiết lập như sau:



Hình 1. Chu trình máy lạnh hai cấp

Cân bằng khối lượng và năng lượng bình trung gian được viết như các phương trình (1) và (2) [8]:

$$\dot{m}_{ref,cond} = \dot{m}_{ref,evap} + \dot{m}_6 \quad (1)$$

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{ref,evap} \cdot h_{2a} + \dot{m}_{ref,evap} \cdot h_5 = \dot{m}_{ref,evap} \cdot h_7 + \dot{m}_{ref,cond} \cdot h_3 \quad (2)$$

Trong đó $\dot{m}$ là lưu lượng khối lượng và h là enthalpy môi chất được chú thích trong hình 1.

Áp suất trung gian được tính theo tỷ số độ lệch áp suất (r_p) như sau [9]:

$$r_p = \frac{P_2}{\sqrt{P_1 \cdot P_5}} \quad (3)$$

Hiệu suất đẳng entropy của máy nén hạ áp và cao áp được tính theo tỷ số áp suất như sau [10]:

$$\eta_{is,c1} = 0.85 - 0.04667 \cdot \frac{P_2}{P_1} \quad (4)$$

$$\eta_{is,c2} = 0.85 - 0.04667 \cdot \frac{P_4}{P_3} \quad (5)$$

Khi đó enthalpy của hơi ra khỏi máy nén (điểm 2a và 4a) được tính như sau:

$$\eta_{is,c1} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (6)$$

$$\eta_{is,c2} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4a} - h_3} \quad (7)$$

Trong các phương trình trên, chỉ số 2 và 4 biểu thị điểm đẳng entropy của các quá trình nén.

Công suất máy nén được tính như sau:

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}_{ref,evap} \cdot (h_{2a} - h_1) + \dot{m}_{ref,cond} \cdot (h_{4a} - h_3)}{\eta_c} \quad (8)$$

Với η_c là hiệu suất máy nén.

Công suất lạnh được tính như sau:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref,evap} \cdot (h_1 - h_8) \quad (9)$$

Hiệu quả năng lượng của máy lạnh được đánh giá qua hệ số COP:

$$COP = \dot{Q}_{evap} / W_{comp} \quad (10)$$

Mức độ quá lạnh và mức độ khử độ quá nhiệt (làm mát trung gian) được đánh giá qua các thông số a và b như sau:

$$a = \frac{h_5 - h_8}{h_5 - h_L} \quad (11)$$

$$b = \frac{h_{2a} - h_3}{h_{2a} - h_v} \quad (12)$$

với h_L và h_v lần lượt là enthalpy của lỏng bão hòa và hơi bão hòa ở áp suất trung gian.

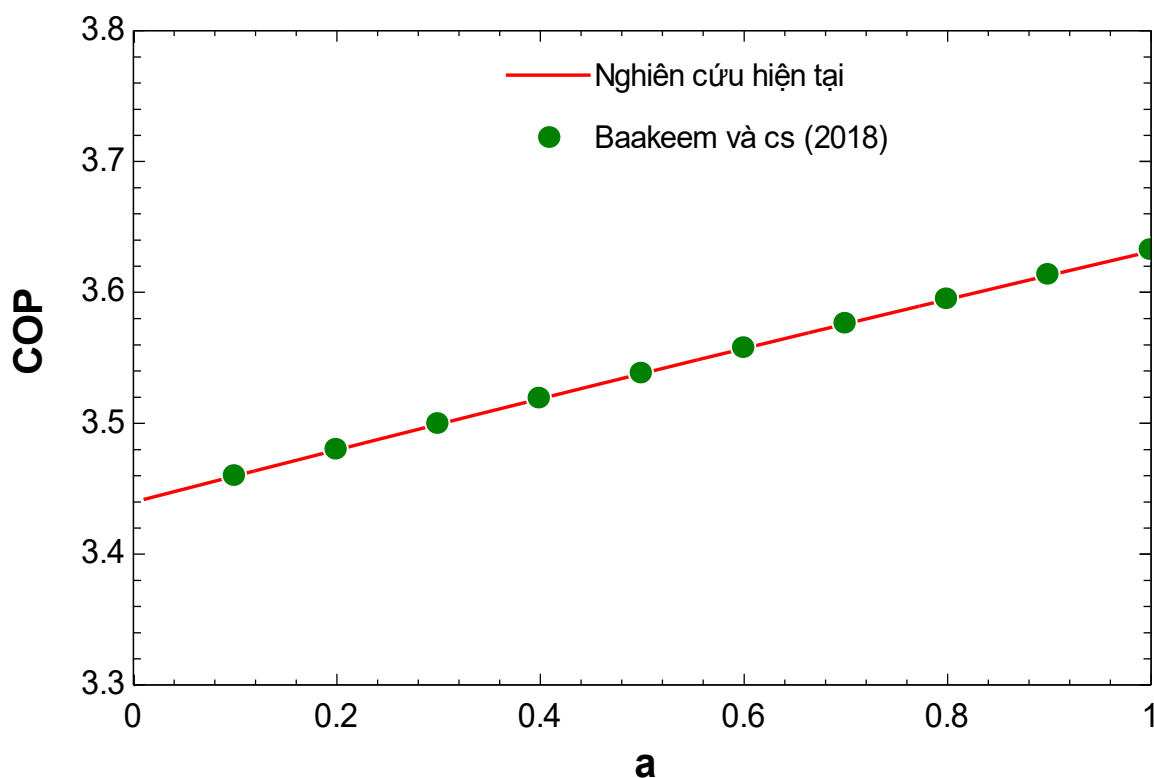
Ứng với các giá trị a và b khác nhau ta có các chu trình như sau [9, 11]:

- Khi $a = 0$ và $b = 0$: chu trình máy lạnh 1 cấp (không có bình trung gian),
- Khi $a = 0$ và $0 < b < 1$: chu trình máy lạnh 2 cấp không có bình trung gian, làm mát không hoàn toàn,
- Khi $0 < a < 1$ và $0 < b < 1$: chu trình máy lạnh 2 cấp có bình trung gian ống xoắn, làm mát không hoàn toàn,
- Khi $0 < a < 1$ và $b = 1$: chu trình máy lạnh 2 cấp có bình trung gian ống xoắn, làm mát hoàn toàn,
- Khi $a = 1$ và $b = 1$: chu trình máy lạnh 2 cấp quá lạnh hoàn toàn và làm mát hoàn toàn.

Chương trình tính toán nhiệt động máy lạnh hai cấp được viết trong phần mềm EES của F-chart. Các thông số nhập vào được thể hiện trong bảng 1. Phụ lục trình bày code EES để tính toán nhiệt động chu trình. Hình 2 trình bày kết quả so sánh giữa tính toán trong nghiên cứu này và công bố trước dùng môi chất ammonia. Có sự trùng khớp tuyệt đối giữa hai kết quả. Do đó chương trình tính trong nghiên cứu hiện tại có độ tin cậy để khảo sát chu trình máy lạnh hai cấp dùng R32. Nghiên cứu của Torrella và cộng sự (cs) [9] đã khảo sát máy lạnh hai cấp dùng R404A. Kế thừa nghiên cứu này, Baakeem và cộng sự (cs) [10] đã khảo sát tám môi chất khác nhau có R404A và ammonia (R717) nhưng không bao gồm R32. Nghiên cứu hiện tại phát triển chương trình EES và cung cấp trong phụ lục để tường minh mô hình toán và phương pháp giải. Kết quả trong hình 2 cho thấy sai số gần như bằng không khẳng định độ tin cậy của các nghiên cứu. Từ đó nghiên cứu hiện tại mở rộng phân tích môi chất R32 như bản luận trong phần 1 và tối ưu áp suất trung gian.

Bảng 1: Các thông số cố định [10].

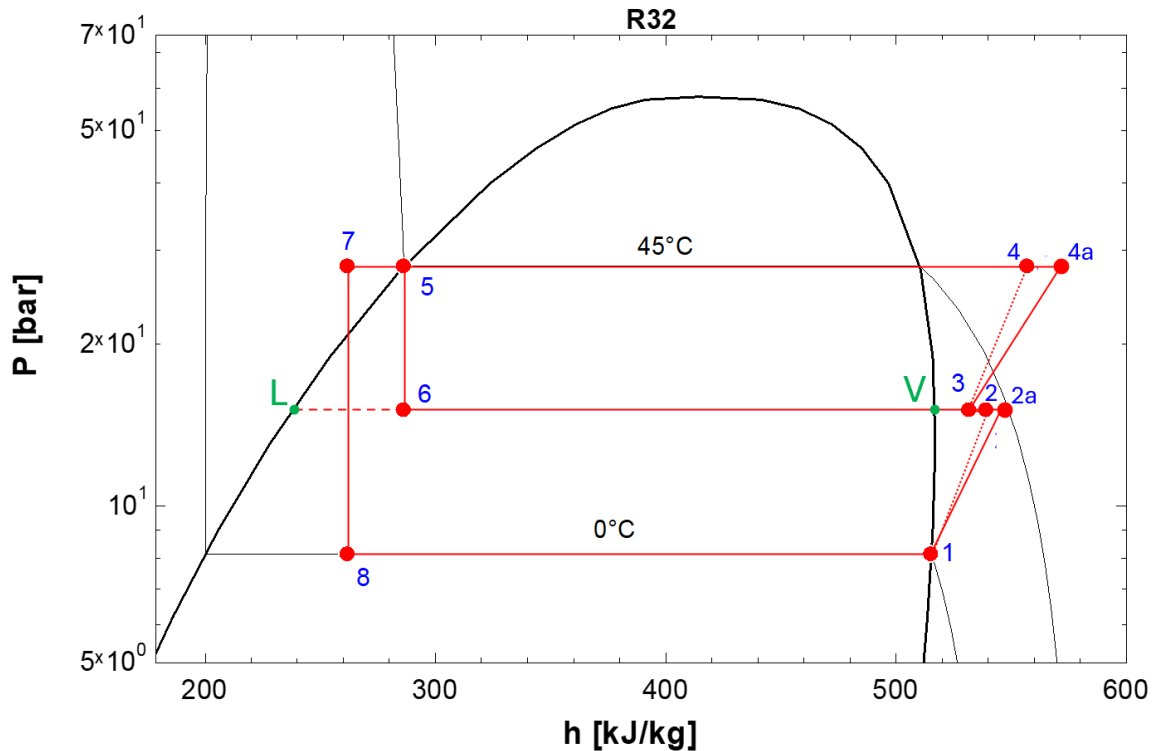
Stt	Thông số	Giá trị
1	Nhiệt độ bay hơi	0°C
2	Nhiệt độ ngưng tụ	45°C
3	Công suất lạnh	1 kW
4	Hiệu suất máy nén	91%



Hình 2: So sánh kết quả tính toán của nghiên cứu hiện tại và công bố của Baakeem và cộng sự ở điều kiện môi chất ammonia, $r_p = 1$, $b = 0,5$ [10]

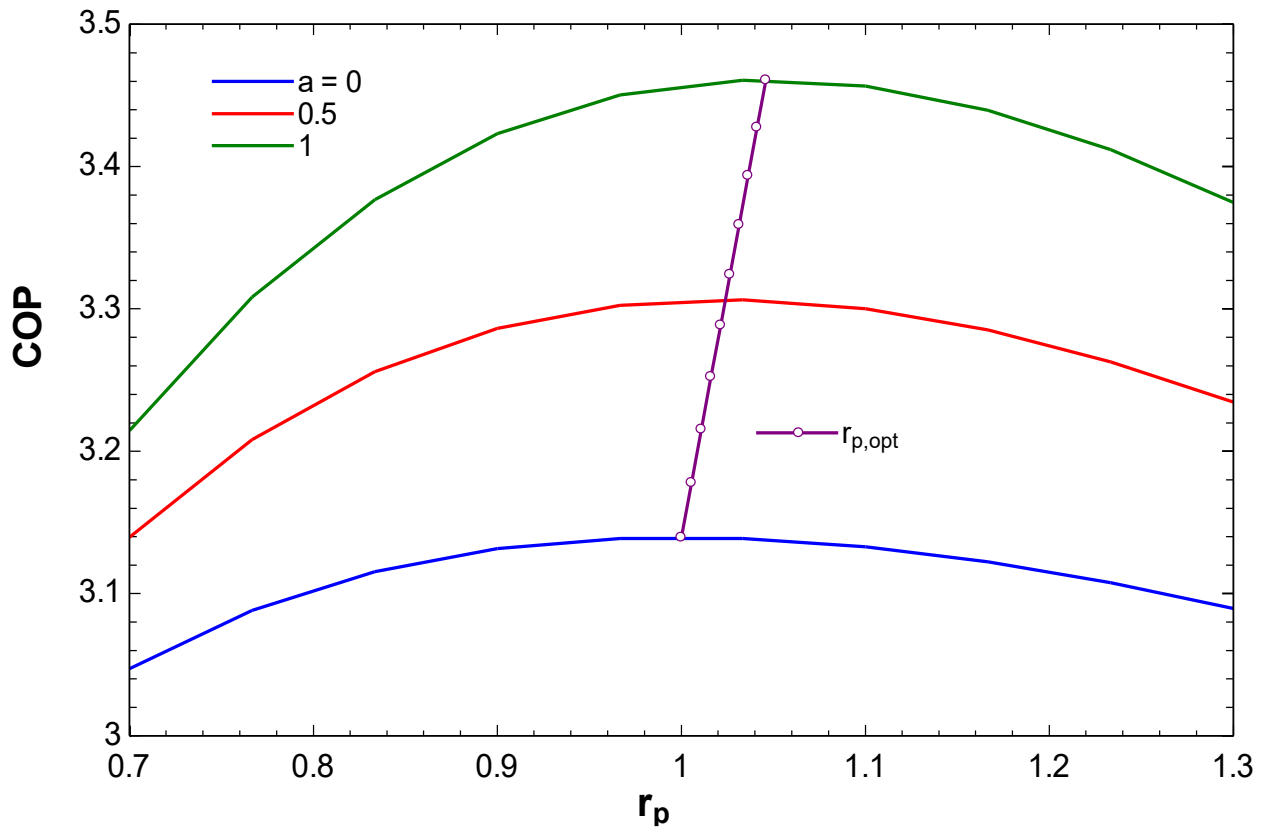
3 KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Phần này trình bày khảo sát ảnh hưởng của thông số quá lạnh a , thông số khử quá nhiệt b và tỷ số áp suất độ lệch áp suất trung gian r_p đến hệ số làm lạnh COP. Hình 3 minh họa trên đồ thị áp suất-enthalpy chu trình máy lạnh hai cấp làm mát không hoàn toàn có bình trung gian ống xoắn. Các điểm L và V cũng được chú thích để phân tích ảnh hưởng của các thông số a và b .

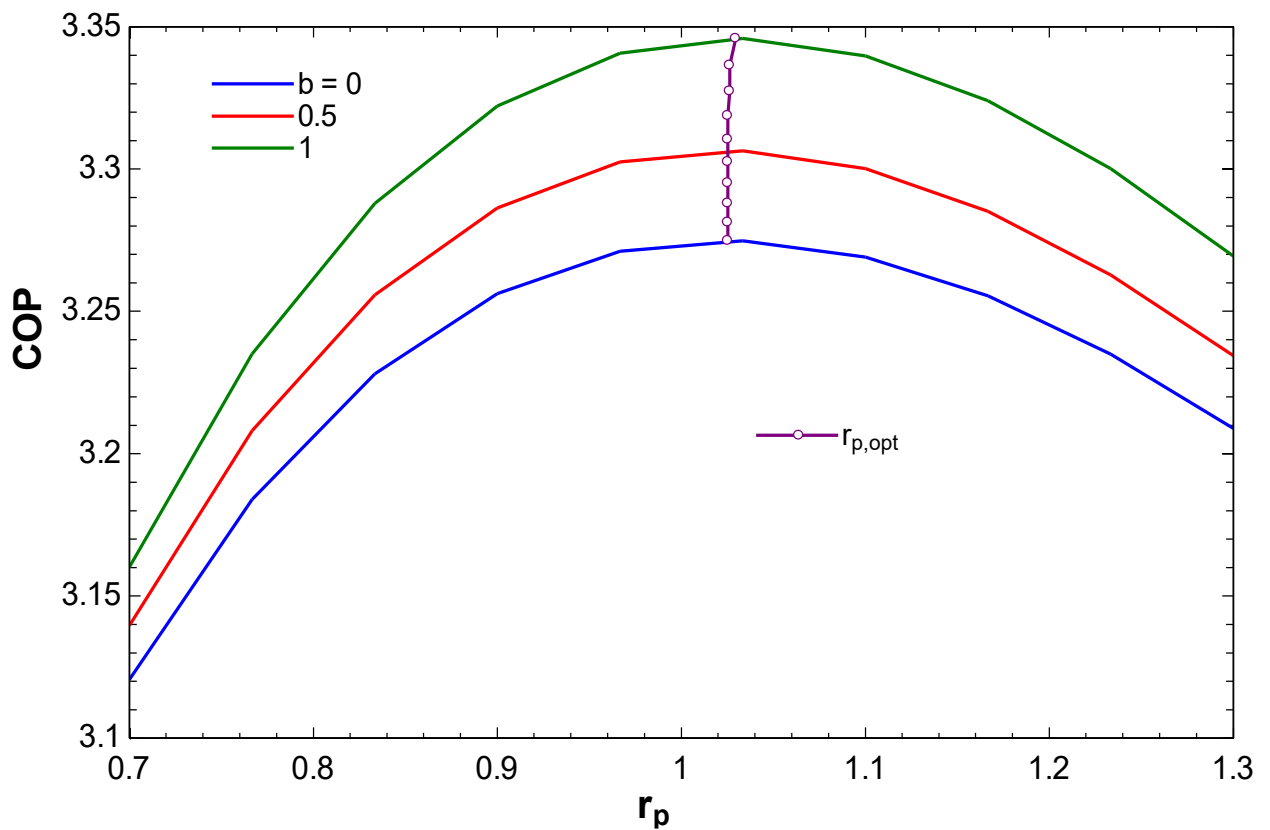


Hình 3: Biểu diễn chu trình máy lạnh hai cấp làm mát không hoàn toàn, bình trung gian ống xoắn với $a = 0,5$, $b = 0,5$, $r_p = 1$ dùng môi chất R32

Hình 4 biểu diễn mối quan hệ giữa hệ số làm lạnh (COP) và một số thông số hoạt động khác nhau với ba giá trị của tham số a : $a=0$ (đường màu xanh dương), $a=0,5$ (đường màu đỏ), và $a=1$ (đường màu xanh lá cây). Đồng thời, đường màu tím biểu thị giá trị tối ưu của tỉ số áp suất ($r_{p,opt}$) tương ứng với mỗi tham số a . Tham số b được giữ cố định là $0,5$. Khi a tăng, COP tăng dần, cho thấy hiệu suất của máy lạnh hai cấp được cải thiện. Đường màu xanh lá cây ($a=1$) đạt giá trị COP cao nhất do môi chất được quá lạnh hoàn toàn ($h_8=h_L$), tiếp theo là đường màu đỏ ($a=0,5$) và thấp nhất là đường màu xanh dương ($a=0$) do môi chất không được quá lạnh ($h_8=h_5$). Giá trị tối ưu của r_p ($r_{p,opt}$ đường màu tím) tăng dần khi a tăng, cho thấy tỉ số áp suất tối ưu phụ thuộc vào tham số a . Tại $a=1$, COP đạt giá trị cực đại cao hơn đáng kể so với $a=0,5$ và $a=0$, minh chứng cho lợi ích của việc tăng độ quá lạnh trong việc nâng cao hiệu suất hệ thống. Đường $r_{p,opt}$ cho thấy tỉ số áp suất tối ưu tăng tuyến tính với các mức tăng của a , phản ánh sự phụ thuộc giữa áp suất và tham số quá lạnh. Hay nói cách khác, tăng độ quá lạnh thì phải tăng áp suất trung gian. Vì công suất máy nén cao áp lớn hơn máy nén hạ áp ở cùng tỷ số áp suất. Do đó cần tăng áp suất trung gian để giảm công suất máy nén cao áp.

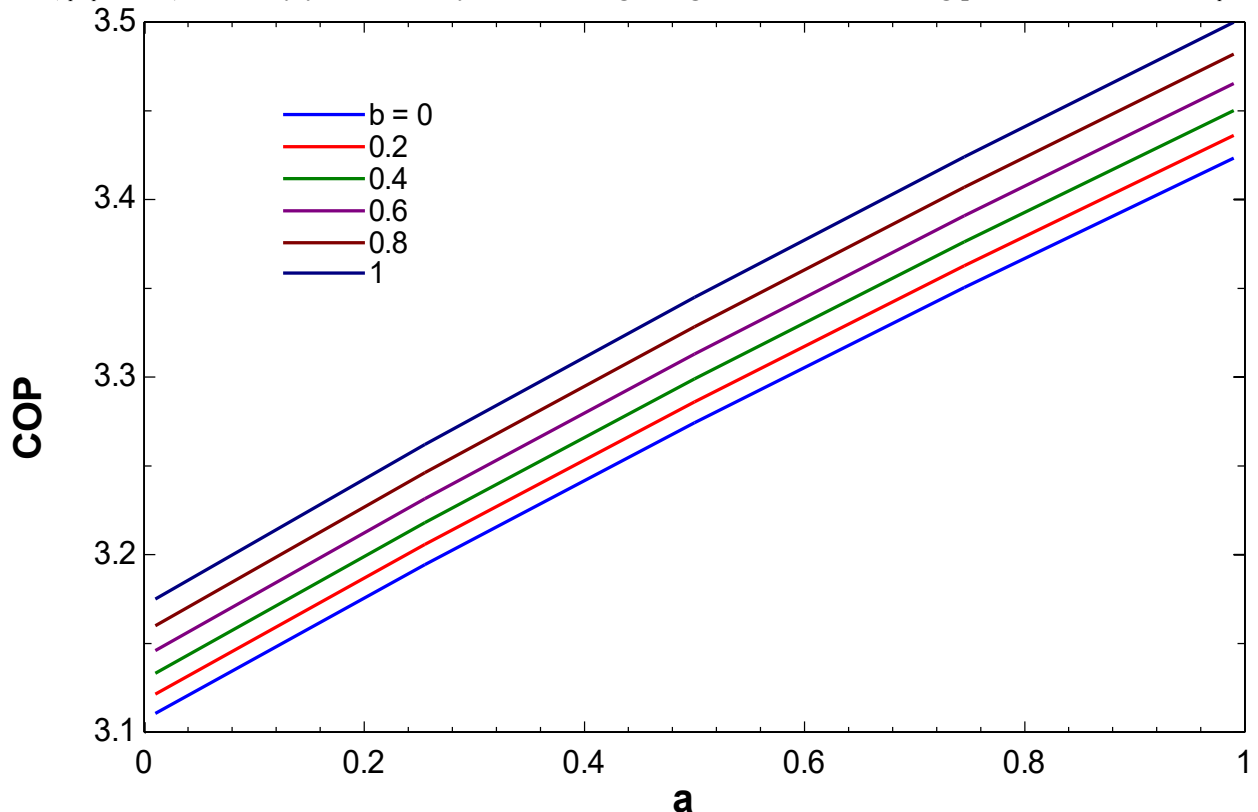


Hình 4: Ảnh hưởng của tỷ số độ lệch áp suất trung gian (r_p) và thông số quá lạnh (a) đến COP



Hình 5: Ảnh hưởng của tỷ số độ lệch áp suất trung gian (r_p) và thông số khử quá nhiệt (b) đến COP

Hình 5 biểu diễn mối quan hệ giữa hệ số làm lạnh (COP) và tỉ số độ lệch áp suất trung gian (r_p) với ba giá trị khác nhau của thông số khử quá nhiệt (b). Đường màu tím biểu thị giá trị tối ưu của r_p ứng với mỗi giá trị b . Tham số a được giữ cố định là 0,5. Khi thông số khử quá nhiệt (b) tăng, hệ số làm lạnh (COP) của hệ thống cũng tăng. Đường màu xanh lá cây ($b=1$) đạt giá trị COP cao nhất do hơi ra khỏi máy nén hạ áp được làm mát hoàn toàn ($h_3=h_v$), tiếp theo là đường màu đỏ ($b=0,5$) và thấp nhất là đường màu xanh dương ($b=0$). Giá trị tối ưu r_p của mỗi đường nằm ở đỉnh của đồ thị, cho thấy rằng COP đạt giá trị cực đại tại một tỉ số áp suất trung gian cụ thể. COP cực đại tăng dần khi b tăng. Sự khác biệt giữa các đường thể hiện tầm quan trọng của việc áp dụng thông số khử quá nhiệt để cải thiện hiệu suất hệ thống lạnh hai cấp. Đường màu tím ($r_{p,opt}$) chỉ ra rằng tỉ số độ lệch áp suất trung gian tối ưu hầu như không thay đổi đáng kể khi b thay đổi ($r_{p,opt} \approx 1,03$), cho thấy yếu tố b chủ yếu ảnh hưởng đến giá trị COP chứ không phải vị trí tối ưu của r_p .



Hình 6: Ảnh hưởng của thông số quá lạnh (a) và thông số khử quá nhiệt (b) đến COP ở $r_p=1$

Hình 6 khảo sát sự thay đổi hệ số làm lạnh (COP) theo tất cả các giá trị khác nhau của thông số khử quá nhiệt (b) và thông số quá lạnh (a), từ chu trình 1 cấp đến chu trình 2 cấp với bình trung gian và làm mát hoàn toàn. Tham số r_p được giữ cố định là 1 tức tỷ số áp suất của hai cấp nén là bằng nhau. COP tăng dần khi giá trị b tăng, với sự chênh lệch rõ ràng giữa các trường hợp chu trình. Khi $a=0$ và $b=0$ (chu trình máy lạnh 1 cấp), đường COP thấp nhất, cho thấy hiệu suất máy lạnh thấp nhất khi không được quá lạnh và khử quá nhiệt. Khi b tăng ($0 < b < 1$), môi chất sau máy lạnh hạ áp được làm mát không hoàn toàn, COP vẫn cải thiện đáng kể. Điều này minh chứng hiệu quả của việc khử quá nhiệt. Khi $a>0$ và $b=1$ (làm mát hoàn toàn và có bình trung gian), COP tiếp tục tăng. COP đạt giá trị cao nhất với $a=1$ và $b=1$ tương ứng với chu trình 2 cấp làm mát và quá lạnh hoàn toàn. Khi a tăng từ 0 đến 1, COP tăng thêm khoảng 0,3. Khi b tăng từ 0 đến 1, COP tăng thêm chỉ khoảng 0,06. Do đó thông số a ảnh hưởng quan trọng hơn đến máy lạnh hai cấp. Vì tăng a làm tăng năng suất lạnh riêng, trong khi tăng b chỉ làm giảm công suất máy nén cao áp. Nghiên cứu này và các nghiên cứu trước đều chỉ ra rằng $a = 1$ đạt được COP và hiệu suất exergy cao nhất. Tuy nhiên, giá trị phù hợp hoặc có thể đạt được phụ thuộc vào thiết kế và cấu hình cụ thể của hệ thống.

4 KẾT LUẬN

Một chương trình nhiệt động để phân tích năng lượng nhiều chu trình máy lạnh hai cấp được thực hiện trong nghiên cứu này. Kết quả tính toán so với kết quả đã công bố cho thấy sự trùng khớp tuyệt đối. Môi chất lạnh R32 được khảo sát vì đây là môi chất thay thế R410A. Áp suất trung gian được tối ưu để đạt được hệ số làm lạnh lớn nhất. Kết quả cho thấy tỷ số độ lệch áp suất trung gian tối ưu (r_p) có giá trị lớn hơn một. Tỷ số r_p phụ thuộc thông số quá lạnh a nhiều hơn so với thông số khử quá nhiệt b . Chương trình tính toán có khả năng áp dụng cho nhiều môi chất khác nhau và nhiều chu trình lạnh khác nhau.

PHỤ LỤC

\$UnitSystem SI C kJ bar

! inputs

T[1]=0 [C]

T[5]=45 [C]

r_p=1 [-] {intermediate pressure deviation ratio}

a=0.5 [-]

b=0.5 [-]

Q_dot_evap=1 [kW]

eta_c=0.91 [-]

R\$='R32'

! compute

h[1]=enthalpy(R\$,T=T[1],x=1 [-])

s[1]=entropy(R\$,T=T[1],x=1 [-])

P[1]=p_sat(R\$,T=T[1])

s[2]=s[1]

eta_is_c1=0.85-0.04667*P[2]/P[1]

eta_is_c2=0.85-0.04667*P[4]/P[3]

eta_is_c1=(h[2]-h[1])/(h2a-h[1])

eta_is_c2=(h[4]-h[3])/(h4a-h[3])

P[5]=p_sat(R\$,T=T[5])

h[2]=enthalpy(R\$,P=P[2],s=s[2])

T[2]=temperature(R\$,P=P[2],h=h2a)

P[8]=P[1]; P[6]=P[2]; P[7]=P[5]; P[4]=P[5]; P[3]=P[2]

h[5]=enthalpy(R\$,T=T[5],x=0 [-])

h[6]=h[5]

Q_dot_evap=m_dot_ref_evap*(h[1]-h[8])

h[7]=h[8]

m_dot_ref_cond=m_dot_ref_evap+m_dot_6

m_dot_6*h[6]+m_dot_ref_evap*h2a+m_dot_ref_evap*h[5]=m_dot_ref_evap*h[7]+m_dot_ref_cond*

h[3]

T[3]=T[2]-DELTAdesuperheating

T[7]=T[5]-DELTAsubcooling

h[3]=enthalpy(R\$,P=P[3],T=T[3])

h[7]=enthalpy(R\$,P=P[7],T=T[7])

s[3]=entropy(R\$,P=P[3],T=T[3])

s[4]=s[3]

h[4]=enthalpy(R\$,P=P[4],s=s[4])

T[6]=t_sat(R\$,P=P[6])

T[4]=temperature(R\$,P=P[4],h=h4a)

T[8]=T[1]

W_comp=(m_dot_ref_evap*(h2a-h[1])+m_dot_ref_cond*(h4a-h[3]))/eta_c

```

Q_dot_cond=m_dot_ref_cond*(h4a-h[5])
COP=Q_dot_evap/W_comp
r_ref=m_dot_ref_cond/m_dot_ref_evap
r_p=P[2]/sqrt(P[1]*P[5])
h_L=enthalpy(R$,P=P[2],x=0)
h_V=enthalpy(R$,P=P[2],x=1)
a=(h[5]-h[8])/(h[5]-h_L)
b=(h2a-h[3])/(h2a-h_V)

```

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] T. Aized, M. Rashid, F. Riaz, A. Hamza, H. Z. Nabi, M. Sultan, W. M. Ashraf, and J. Krzywanski, Energy and exergy analysis of vapor compression refrigeration system with low-Gwp refrigerants, *Energies*, vol. 15, no. 19, pp. 7246, 2022.
- [2] S. Li, and J. Lu, A theoretical comparative study of vapor-compression refrigeration cycle using Al₂O₃ nanoparticle with low-GWP refrigerants, *Entropy*, vol. 24, no. 12, pp. 1820, 2022.
- [3] Q. Tian, D. Cai, L. Ren, W. Tang, Y. Xie, G. He, and F. Liu, An experimental investigation of refrigerant mixture R32/R290 as drop-in replacement for HFC410A in household air conditioners, *International Journal of Refrigeration*, vol. 57, pp. 216-228, 2015.
- [4] D. N. G. Patiluna, E. A. A. Donasco, N. M. Hernandez, J. B. A. Mamalias, and R. R. Viña, Energy and exergy analysis of a two-stage cascade vapor compression refrigeration system with modified system configuration, *International Journal of Refrigeration*, vol. 169, pp. 33-54, 2025.
- [5] P. D. Malwe, J. Shaikh, and B. S. Gawali, Exergy assessment of a multistage multi-evaporator vapor compression refrigeration system using eighteen refrigerants, *Energy Reports*, vol. 8, pp. 153-162, 2022.
- [6] T. K. Nguyen, and C.H. Le, Thermodynamic analysis of an ejector–vapour compressor cascade refrigeration system, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 141, no. 6, pp. 2189-2200, 2020.
- [7] S. Srou, T. Deethayat, A. Asanakham, and T. Kiatsiriroat, Optimal intermediate temperature of two-stage cascade heat pump with non-azeotropic refrigerants for simultaneous heating and cooling, *Results in Engineering*, vol. 23, pp. 102736, 2024.
- [8] P. M. Nguyen, Energy and exergy estimation for a combined cycle of solid CO₂ production and NH₃-H₂O single effect absorption chiller, *J Science Technology Development Journal*, vol. 19, no. 1, pp. 61-69, 2016.
- [9] E. Torella, J. A. Larumbe, R. Cabello, R. Llopis, and D. Sanchez, A general methodology for energy comparison of intermediate configurations in two-stage vapour compression refrigeration systems, *Energy*, vol. 36, no. 7, pp. 4119-4124, 2011.
- [10] S. S. Baakeem, J. Orfi, and A. Alabdulkarem, Optimization of a multistage vapor-compression refrigeration system for various refrigerants, *Applied Thermal Engineering*, vol. 136, pp. 84-96, 2018.
- [11] S. Jiang, S. Wang, X. Jin, and T. Zhang, A general model for two-stage vapor compression heat pump systems, *International Journal of Refrigeration*, vol. 51, pp. 88-102, 2015.

GENERAL THERMODYNAMIC MODEL FOR ANALYSIS OF TWO-STAGE VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEM USING R32 REFRIGERANT

DOAN THI HONG HAI, NGUYEN VAN DUNG, NGUYEN MINH PHU

Faculty Of Heat and Refrigeration Engineering, Industrial University of Ho Chi Minh City

Corresponding author: nguyenminhphu@iuh.edu.vn

Abstract. Two-stage vapor compression refrigeration systems improve the cooling coefficient (COP) by performing compression in two stages, reducing the heat load on the compressor and improving energy efficiency. When using R32 refrigerant, the system not only achieves higher cooling efficiency but is also more environmentally friendly. In this study, a thermodynamic calculation program for two-stage vapor compression refrigeration systems was performed to investigate the effects of sub-cooling, de-superheating and intermediate pressure on COP. The sub-cooling and de-superheating parameters were varied from 0 to 1 to investigate a variety of cycles from single stage to multiple two-stage cycles. The results showed that the intermediate pressure deviation ratio should be between 1.02 and 1.04 to achieve the largest COP. The two-stage vapor compression refrigeration cycle with complete sub-cooling and complete de-superheating in the intermediate tank has a COP of up to 3.5 while the single-stage vapor compression refrigeration system achieves a COP of 3.1 under the same operating conditions.

Keywords. Two-stage vapor compression refrigeration system, sub-cooling, de-superheating, environmentally friendly refrigerants, general mathematical model.

Ngày nhận bài: 18/01/2025

Ngày nhận đăng: 14/4/2025