

Thiết kế ejector làm việc trong chu trình lạnh kết hợp ejector - máy lạnh có máy nén hơi

Design of an Ejector Working in Combined Ejector - Vapor Compressor Refrigeration Cycle

Nguyễn Trung Kiên, Lê Chí Hiệp*

Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, Hồ Chí Minh, Việt Nam

*Email: lechihiep@hcmut.edu.vn

Tóm tắt

Trong bài báo này, một chương trình tính toán thiết kế ejector làm việc trong chu trình lạnh kết hợp ejector - máy lạnh có máy nén hơi được phát triển. Môi chất làm việc trong tiểu chu trình nén hơi là R134a và môi chất làm việc trong tiểu chu trình nén hơi là R410A. Ảnh hưởng của các điều kiện vận hành và năng suất lạnh của hệ thống đều được xem xét. Kết quả tính toán cho thấy tỷ lệ diện tích tăng khi nhiệt độ phát sinh và nhiệt độ trung gian tăng; và giảm khi nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ bay hơi tăng. Khi nhiệt độ phát sinh, ngưng tụ, trung gian và bay hơi lần lượt là 80 °C, 34 °C, 15 °C, 0 °C, tỷ lệ diện tích tính toán được là 8,55 và không phụ thuộc vào năng suất lạnh. Bài báo cũng đưa ra phương trình để tính toán thiết kế các kích thước quan trọng của ejector dựa vào các thông số vận hành và năng suất lạnh. Kết quả phân tích cũng cho thấy rằng, không thể sử dụng ejector R134a được thiết kế cho chu trình ejector đơn để sử dụng cho chu trình kết hợp.

Từ khóa: Ejector, chu trình kết hợp, tỷ lệ diện tích

Abstract

In this paper, a calculation program is developed to design ejector working in a combined ejector - vapor compression refrigeration cycle. R134a is selected as the refrigerant for the ejector sub-cycle, and R410A is selected for the compressor sub-cycle. The effect of operating conditions and cooling capacity are examined. The results show that the area ratio increases with the increasing of generator temperature and intercooler temperature; and decreases with the increasing of condenser temperature and evaporator temperature. When the generator temperature, condenser temperature, intercooler temperature and evaporator temperature are 80 °C, 34 °C, 15 °C, 0 °C respectively, the area ratio is 8.55 and independent with cooling capacity. The design equations of significant dimensions based on operating conditions and cooling capacity are also introduced. The results show that R134a ejector which is designed for simple ejector cycle is not suitable for combined cycle.

Keywords: Ejector, combine cycle, area ratio

1. Giới thiệu

Trong nhiều năm gần đây, công nghệ làm lạnh và điều hòa không khí bằng ejector gây được nhiều chú ý. Chu trình ejector sử dụng nguồn năng lượng đầu vào là nhiệt năng do đó có thể vận hành bằng năng lượng mặt trời hoặc các nguồn nhiệt thải trong công nghiệp. So với chu trình máy lạnh hấp thụ, chu trình ejector sử dụng thiết bị gọn nhẹ, đơn giản và chi phí vận hành thấp hơn nhiều. Nhược điểm chính của chu trình ejector là COP thấp [1,2]. Vì lý do đó, người ta kết hợp chu trình ejector và chu trình máy lạnh máy nén hơi nhằm nâng cao COP so với chu trình ejector đơn đồng thời giảm thiểu điện năng tiêu thụ của máy nén so với chu trình máy nén hơi đơn [1,3].

Trong tất cả các hệ thống máy lạnh ejector, việc thiết kế ejector luôn đóng vai trò quan trọng nhất.

Việc thiết kế tối ưu ejector nhằm làm tối thiểu hóa tính bất thuận nghịch của các quá trình xảy ra bên trong ejector [4].

Mô hình thiết kế ejector được sử dụng rộng rãi nhất hiện nay là mô hình của Huang và các cộng sự [5]. Bên cạnh việc phân tích lý thuyết, tác giả cũng đã làm thực nghiệm với 11 ejector R141b để kiểm chứng. Tác giả đã đưa vào thông số hiệu suất dòng lưu động, hiệu suất dòng lõi cuốn, hệ số hòa trộn để làm cho mô hình tính toán phù hợp với thực nghiệm.

Một công cụ thiết kế ejector chi tiết hơn được đề xuất bởi ESDU [6], một tổ chức kỹ thuật có trụ sở tại Vương Quốc Anh. Cả mô hình của Huang và các cộng sự [5] và mô hình của ESDU [6] đều sử dụng giả thiết về khí lý tưởng đối với môi chất làm việc trong ejector.

M. Ouzzane và Z. Aidoum [7] đã đưa ra mô hình phân tích lý thuyết và thiết kế ejector dựa vào chỉ số Mach. Tác giả đánh giá thiết kế của buồng hòa trộn có ảnh hưởng rất lớn đến hiệu quả làm việc của

ejector bằng cách kiểm soát mức độ của sự gia tăng áp suất đột ngột trong buồng hòa trộn ejector.

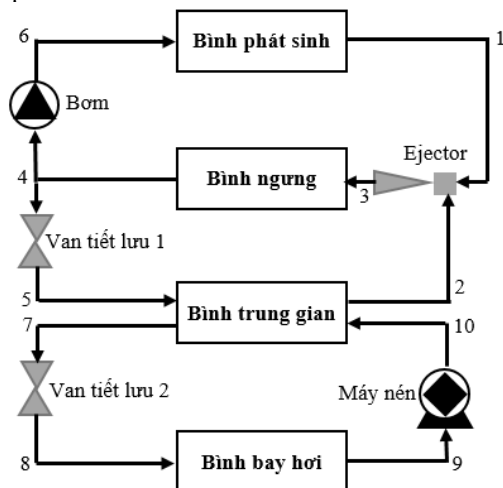
A. Khalil, M. Fatouh, E. Elgendy [8] đã đưa ra mô hình lý thuyết và thiết kế đối với chu trình ejector đơn làm việc với môi chất R134a. Ảnh hưởng của điều kiện vận hành đến hiệu suất hệ thống được tác giả phân tích kỹ.

Trong bài báo này, một mô hình thiết kế ejector cho chu trình kết hợp ejector - máy lạnh máy nén hơi được giới thiệu. Môi chất được sử dụng cho tiêu chu trình ejector là R134a và môi chất được sử dụng cho tiêu chu trình nén hơi là R410A. Ảnh hưởng của điều kiện vận hành được xem xét đồng thời các phương trình biểu diễn mối quan hệ giữa kích thước hình học ejector và các thông số vận hành được thiết lập.

2. Phân tích hệ thống

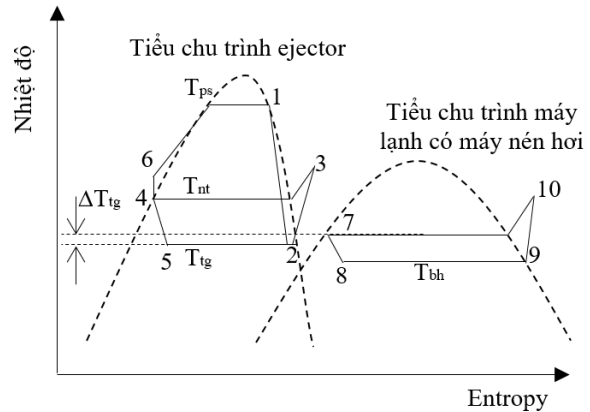
2.1 Nguyên lý hệ thống

Hình 1 trình bày sơ đồ nguyên lý của chu trình kết hợp ejector - máy lạnh máy nén hơi. Hệ thống vận hành ở 4 mức áp suất khác nhau từ cao xuống thấp gồm áp suất phát sinh, áp suất ngưng tụ, áp suất trung gian và áp suất bay hơi. Bình phát sinh sau khi nhận nhiệt lượng từ môi trường ngoài sẽ làm bay hơi môi chất lạnh. Môi chất lạnh ở áp suất cao sẽ được phun vào trong ejector và lôi cuốn dòng môi chất áp suất thấp từ bình trung gian đi ra và hòa trộn để đi vào bình ngưng. Môi chất lạnh sau khi được ngưng tụ ở bình ngưng sẽ có một phần được bơm về bình phát sinh và một phần đi qua van tiết lưu để được bay hơi tại bình trung gian. Ở tiêu chu trình nén hơi, hơi môi chất lạnh từ bình bay hơi được máy nén đẩy lên áp suất cao ngưng tụ tại bình trung gian sau đó qua van tiết lưu và trở về bình bay hơi tạo thành chu trình khép kín.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý của chu trình kết hợp ejector - máy lạnh có máy nén hơi

Hình 2 trình bày đồ thị $T-s$ các chu trình trong hệ thống kết hợp với các điểm tương ứng như trong hình 1.



Hình 2. Đồ thị $T-s$ của chu trình kết hợp ejector - máy lạnh có máy nén hơi

Các quá trình trong hệ thống kết hợp như sau:

+ Quá trình 1-2-3: các quá trình xảy ra bên trong ejector, chi tiết của các quá trình này sẽ được thể hiện rõ trên hình 3.

+ Quá trình 3-4: hơi môi chất lạnh ra khỏi ejector và ngưng tụ sau khi đi bình ngưng.

+ Quá trình 4-5: môi chất lạnh đi qua van tiết lưu 1 để chuẩn bị đi vào bình trung gian. Đây là quá trình đẳng entanpi.

+ Quá trình 5-2: môi chất lạnh đi qua bình trung gian, nhận nhiệt từ tiêu chu trình nén hơi và bay hơi trước khi đi vào ejector.

+ Quá trình 4-6: môi chất lạnh được bơm về bình phát sinh. Đây là quá trình đẳng entropy.

+ Quá trình 6-1: môi chất lạnh đi về bình phát sinh và được gia nhiệt để bay hơi trước khi đi vào ejector.

+ Quá trình 7-8-9-10: các quá trình xảy ra trong chu trình lạnh nén hơi thông thường.

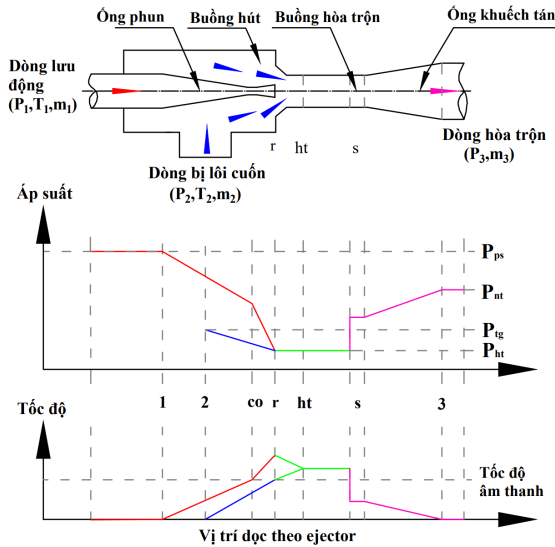
Hình 3 trình bày các quá trình xảy ra bên trong ejector. Các quá trình diễn ra như sau [8, 9]:

+ Hơi môi chất lạnh bão hòa ở áp suất cao được phun vào trong ejector, áp suất giảm dần khi đi qua ống phun sơ cấp (được thiết kế theo kiểu ống Laval). Cùng lúc đó, tốc độ dòng lưu chất tăng và đạt tốc độ âm thanh tại cổ ống (điểm “co”).

+ Áp suất sau đó tiếp tục giảm và tốc độ dòng hơi môi chất tiếp tục tăng lên cực đại tại cửa ra của ống phun (điểm “r”). Tại đây, hơi môi chất từ bình trung gian bị cuốn vào trong ejector và bắt đầu quá trình hòa trộn (điểm “ht”).

+ Tại gần cuối buồng hòa trộn, một sóng xung kích pháp tuyến (shock) xảy ra (điểm “s”), áp suất tăng đột còn tốc độ dòng lưu chất giảm xuống dưới tốc độ âm thanh.

+ Sau đó áp suất tiếp tục tăng và tốc độ âm thanh giảm khi đi ra khỏi ống khuếch tán.



Hình 3. Các quá trình xảy ra trong ejector

2.2 Các giả thiết

Các giả thiết dưới đây được sử dụng để xây dựng mô hình tính toán:

+ Mô hình 1 chiều, dòng chảy ổn định, đoạn nhiệt. Môi chất đi vào và ra khỏi ejector ở trạng thái bão hòa.

+ Tốc độ dòng môi chất đi vào ống phun và tốc độ dòng môi chất ra khỏi ống khuếch tán bằng 0.

+ Quá trình hòa trộn hai dòng lưu xảy ra trong buồng hòa trộn, bắt đầu từ vị trí “r” đến vị trí “ht”. Quá trình hòa trộn này được xem như xảy ra tại áp suất không đổi ($P_{ht} = P_r$).

+ Dòng bị cuốn đạt tốc độ âm thanh tại vị trí “r” [7].

+ Hiệu suất ống phun và ống hút được chọn là 0,9 [2] ($\eta_1 = \eta_2 = 0,9$). Hiệu suất quá trình khuếch tán được chọn là 0,8 [2] ($\eta_{kt} = 0,8$), hiệu suất này bao gồm cả quá trình tăng áp do shock và quá trình tăng áp trong ống khuếch tán [10].

2.4 Các phương trình

Thông lượng khối lượng dòng lưu động tại cổ ống (điểm “co”):

$$G_{co} = \frac{c_{co}}{v_{co}} = \frac{\sqrt{2(i_1 - i_{co})}}{v_{co}} = \frac{\sqrt{2\eta_1(i_1 - i_{co,de})}}{v_{co}} \quad (1)$$

trong đó: $i_{co,de} = f(s_1, P_{co})$ là entanpi đẳng entropy của môi chất tại điểm “co”; s_1, i_1 lần lượt là entropy và entanpi của môi chất tại điểm 1; i_{co}, c_{co}, v_{co} lần lượt là entanpi, tốc độ và thể tích riêng của dòng lôi cuốn tại vị trí “co”.

Áp suất môi chất tại cổ ống P_{co} được lập cho đến khi G_{co} đạt giá trị cực đại.

Thông lượng khối lượng dòng bị cuốn tại cửa ra (điểm “r”):

$$G_{2r} = \frac{c_{2r}}{v_{2r}} = \frac{\sqrt{2(i_2 - i_{2r})}}{v_{2r}} = \frac{\sqrt{2\eta_2(i_2 - i_{2r,de})}}{v_{2r}} \quad (2)$$

trong đó: $i_{2r,de} = f(s_2, P_r)$ là entanpi đẳng entropy của môi chất tại vị trí “r” của dòng bị cuốn; s_2, i_2 lần lượt là entropy và entanpi của môi chất tại điểm 2; i_{2r}, c_{2r}, v_{2r} lần lượt là entanpi, tốc độ và thể tích riêng của dòng bị cuốn tại vị trí “r”.

Áp suất tại cửa ra ống phun P_r được lập cho đến khi G_{2r} đạt giá trị cực đại. Theo giả thiết: $P_{ht} = P_r$.

Quá trình hòa trộn được tính toán dựa trên các phương trình bảo toàn khối lượng và mô-men:

$$i_{1r} + \omega i_{2r} = (1 + \omega) i_{ht} \quad (3)$$

$$c_{1r} + \omega c_{2r} = (1 + \omega) c_{ht} \quad (4)$$

trong đó: $i_{1r} = f(s_1, P_r)$ là entanpi của dòng lưu động tại vị trí “r”; $c_{1r} = \sqrt{2(i_1 - i_{1r})}$ là tốc độ dòng lưu động tại cửa ra ống phun; i_{ht}, c_{ht} lần lượt là entanpi và tốc độ dòng hòa trộn.

Tốc độ dòng hòa trộn có thể được tính theo công thức:

$$c_{ht} = \sqrt{2(i_3 - i_{ht})} = \sqrt{2\eta_{kt}(i_3 - i_{ht,de})} \quad (5)$$

trong đó: $i_{ht,de} = f(s_{ht}, P_3)$ là entanpi đẳng entropy của dòng hòa trộn; $s_{ht} = f(i_{ht}, P_{ht})$ là entropy của dòng hòa trộn; i_3, P_3 lần lượt là entanpi và áp suất tại điểm 3.

Tỷ lệ cuốn của ejector là tỷ số lưu lượng khối lượng giữa dòng bị cuốn và dòng lưu động:

$$\omega = \frac{m_2}{m_1} \quad (6)$$

Phương trình cân bằng năng lượng tại bình phát sinh, bình ngưng tụ, bình trung gian, bình bay hơi, bơm môi chất lỏng và máy nén:

$$Q_{ps} = m_1(i_1 - i_6) \quad (7)$$

$$Q_{nt} = (m_1 + m_2)(i_2 - i_5) \quad (8)$$

$$m_7(i_{10} - i_7) = m_2(i_2 - i_5) \quad (9)$$

$$Q_{bh} = m_7(i_9 - i_8) \quad (10)$$

$$W_b = m_1(i_6 - i_4) = m_1(P_6 - P_4)v_4 \quad (11)$$

$$W_{mn} = m_7(i_{10} - i_9) \quad (12)$$

trong đó: các ký hiệu Q, W, m, P lần lượt đại diện cho công suất nhiệt, công thiết bị, lưu lượng khối lượng dòng lưu chất và áp suất của lưu chất; các ký hiệu chân: 1, 2, ..., 10 đại diện cho vị trí các điểm trên chu

trình hình 2; các ký hiệu chân: ps , nt , bh , b , mn lần lượt là phát sinh, ngưng tụ, bay hơi, bơm, máy nén.

Đường kính cổ ống phun, cửa ra ống phun và đường kính thân ống được tính theo các công thức sau:

$$d_{co} = \sqrt{\frac{4A_{co}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4m_1}{\pi G_{co}}} \quad (13)$$

$$d_{1r} = \sqrt{\frac{4A_{1r}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4m_1 v_{1r}}{\pi c_{1r}}} \quad (14)$$

$$d_{ht} = \sqrt{\frac{4A_{ht}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(m_1 + m_2)v_{ht}}{\pi c_{ht}}} \quad (15)$$

trong đó: A , d lần lượt là tiết diện và đường kính ống tại điểm đang xét.

Tỷ lệ diện tích là tỷ số giữa diện tích mặt cắt buồng hòa trộn và diện tích mặt cắt cổ ống:

$$TLDT = \frac{A_{ht}}{A_t} = \left(\frac{d_{ht}}{d_t}\right)^2 \quad (16)$$

2.5 Phương pháp

Dựa vào các phương trình trên, kết hợp với đồ thị hình 2 và 3, một chương trình tính toán được xây dựng dựa trên phần mềm EES. Môi chất được chọn cho tiểu chu trình ejector là R134a và tiểu chu trình nén hơi là R410A. Các thông số đầu vào bao gồm Q_{bh} (0,5-5 kW lạnh), T_{ps} (60-100 °C), T_{nt} (30-40 °C), T_{ig} (10-20 °C), T_{bh} (0-10 °C), $\Delta T_{ig} = 5$ °C và các thông số hiệu suất. Chương trình tính toán thiết kế các thông số chính của ejector như đường kính cổ ống phun, đường kính cửa ra ống phun và đường kính thân ống. Các phân tích chi tiết cho chu trình lạnh tích hợp R134a - R410A cũng như mô hình tính toán tỷ lệ cuốn ω có thể tham khảo trong tài liệu [1] Các kích thước phụ khác có thể lựa chọn theo khuyến cáo của ESDU [6]. Thủ tục tính toán được thực hiện như sau:

1. Lựa chọn môi chất và các thông số đầu vào (T_{ps} , T_{nt} , T_{bh} , T_{ig} , η_1 , η_2 , η_{kt})
2. Tính toán các thông số nhiệt động tại điểm 1 dựa vào nhiệt độ phát sinh và điều kiện bão hòa khô.
3. Tính toán các thông số nhiệt động tại điểm 2 dựa vào nhiệt độ trung gian và điều kiện bão hòa khô.
4. Tính toán P_{co} , $i_{co,de}$ từ phương trình (1). Từ hiệu suất ống phun η_1 suy ra i_{co} .
5. Tính toán P_r , $i_{2r,de}$ từ phương trình (2). Từ hiệu suất ống hút η_2 suy ra i_{2r} .
6. Tính i_{1r} từ P_r và tính c_{1r} từ i_{1r} .

7. Áp dụng phương trình (3) và (4) tính được i_{ht} và c_{ht} nhờ vào ω đã được tính toán và xác thực trong tài liệu [1].

8. Tính s_{ht} và $i_{ht,de}$. Từ đó suy ra i_3 nhờ vào η_{kt} .

9. Từ Q_{bh} và các entanpi tại các điểm trên chu trình, tính được m_7 . Từ phương trình (9) tính được m_2 . Sau đó từ tỷ lệ cuốn ω tính ra m_1 .

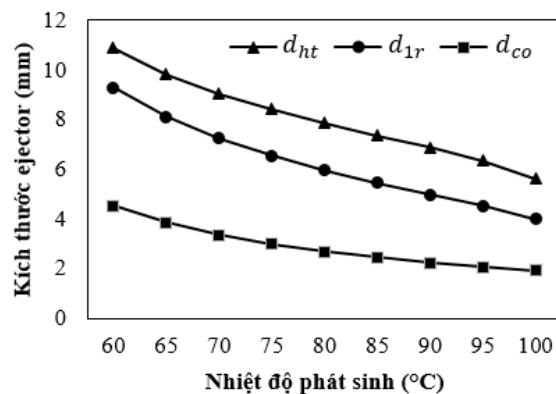
10. Sau khi có đầy đủ các thông số thì sử dụng các công thức (13 - 16) để tính toán kích thước.

3. Kết quả và bàn luận

Hình 4 - 8 trình bày ảnh hưởng của nhiệt độ phát sinh, ngưng tụ, trung gian, bay hơi và ảnh hưởng của năng suất lạnh đến việc thiết kế các kích thước quan trọng của ejector. Các giá trị chuẩn được lấy để vẽ đồ thị trong hình 4 là $T_{ps} = 80$ °C, $T_{nt} = 34$ °C, $T_{ig} = 15$ °C, $T_{bh} = 0$ °C, $Q_{bh} = 3,5$ kW. Khi xem xét ảnh hưởng của thông số nào thì thông số đó được thay đổi, các thông số còn lại giữ nguyên.

3.1 Ảnh hưởng của nhiệt độ phát sinh

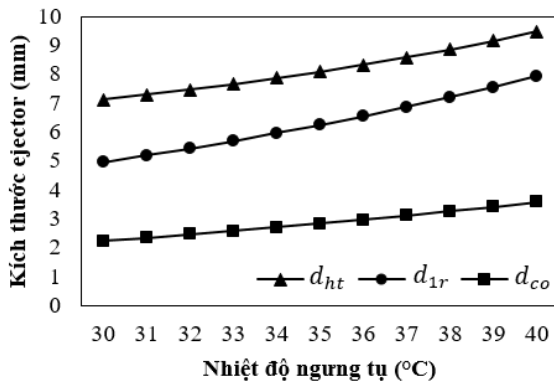
Khi nhiệt độ phát sinh tăng, các kích thước của ejector đều được thiết kế giảm, điều này là do thông lượng khối lượng dòng lưu động tại cổ ống tăng lên. Tỷ lệ diện tích tăng từ 5,81 lên 8,61 khi nhiệt độ phát sinh thay đổi trong khoảng 60 °C-100 °C.



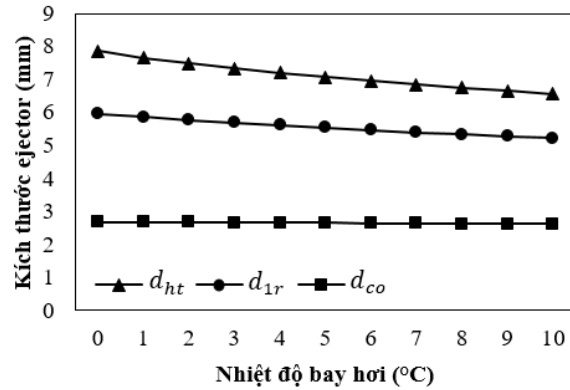
Hình 4. Ảnh hưởng của nhiệt độ phát sinh đến việc thiết kế các kích thước ejector

3.2 Ảnh hưởng của nhiệt độ ngưng tụ

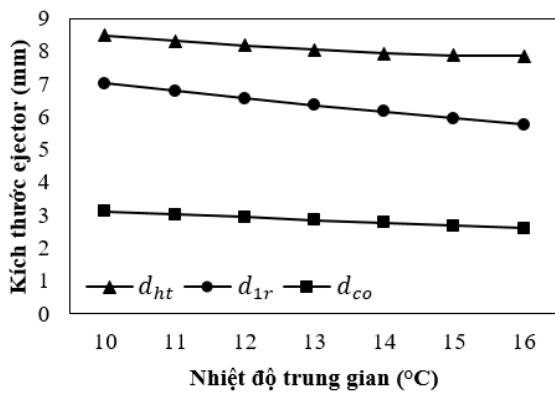
Khi nhiệt độ ngưng tụ tăng, áp suất ngưng tụ cũng tăng lên trong khi áp suất phát sinh và bay hơi không đổi. Điều này làm cho tỷ lệ nén (tỷ lệ giữa áp suất ngưng tụ và áp suất bay hơi) tăng lên. Do đó, công suất phát sinh phải tăng và lưu lượng khối lượng qua ống phun cũng tăng lên. Điều này đòi hỏi phải thiết kế ống phun có kích thước lớn hơn, do đó tỷ lệ diện tích tăng lên. (Tiết diện buồng hòa trộn cũng tăng lên nhưng không đáng kể). Tỷ lệ diện tích giảm từ 10,19 xuống 7,0 khi nhiệt độ ngưng tụ thay đổi trong khoảng 30 °C - 40 °C.



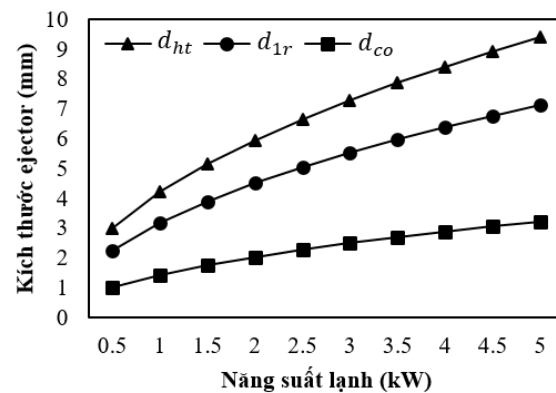
Hình 5. Ảnh hưởng của nhiệt độ ngưng tụ đến việc thiết kế các kích thước ejector



Hình 7. Ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi đến việc thiết kế các kích thước ejector



Hình 6. Ảnh hưởng của nhiệt độ trung gian đến việc thiết kế các kích thước ejector



Hình 8. Ảnh hưởng Q_{bh} đến kích thước ejector

3.3 Ảnh hưởng của nhiệt độ trung gian

Khi nhiệt độ trung gian tăng lên, thông lượng khối lượng của dòng bị cuốn tăng lên làm cho kích thước thiết kế của ống bị cuốn giảm. Mặc dù kích thước này là không quan trọng, nó cũng đóng góp vào việc làm giảm kích thước buồng hòa trộn và do đó ảnh hưởng chung đến toàn bộ các kích thước khác trong ejector. Tỷ lệ lõi cuốn tăng từ 7,39 lên 9,09 trong điều kiện thí nghiệm

3.4 Ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi

Mặc dù thiết bị bay hơi không nằm trong tiêu chu trình ejector, nó cũng có thể ảnh hưởng đến việc thiết kế ejector. Nhiệt độ bay hơi tăng lên làm cho lưu lượng đi qua bình bay giảm và do đó các lưu lượng trong toàn bộ hệ thống đều giảm, dẫn đến việc giảm kích thước thiết kế ejector. Tỷ lệ diện tích giảm từ 8,56 xuống 6,27 trong khoảng đang xét.

3.5 Ảnh hưởng của năng suất lạnh

Khi năng suất lạnh của hệ thống tăng lên, các giá lưu lượng khối lượng tuần hòa trong hệ thống cũng tăng, do đó làm tăng kích thước thiết kế ejector. Tỷ lệ diện tích trong trường hợp này hầu như không thay đổi (bằng 8,55).

3.6 Thiết kế ejector

Xu hướng biến đổi của tỷ lệ diện tích cũng tương tự như xu hướng biến đổi của tỷ lệ cuốn (xu hướng biến đổi của tỷ lệ cuốn đã được trình bày trong [1,8]). Điều này là do, khi thay công thức (13), (15) vào công thức (16), ta được:

$$TLDT = \frac{G_{co} v_{ht}}{c_{ht}} \cdot \frac{m_1 + m_2}{m_1} = \frac{G_{co} v_{ht}}{c_{ht}} (1 + \omega) \quad (17)$$

Từ các kết quả được chỉ ra trong các hình 4 - 8, ta thấy rằng năng suất lạnh và các điều kiện vận hành có ảnh hưởng lớn đến việc thiết kế ejector. Vì lý do đó, cần thiết phải thiết lập mối quan hệ tương quan giữa kích thước ejector và biến số này. Phương trình hồi quy tuyến tính đa biến đường kính cổ ống phun, đường kính cửa ra ống phun và đường kính buồng hòa trộn ejector có dạng như sau:

$$D = f(T_{ps}, T_{nt}, T_{bh}, T_{ig}, Q_{bh}) \quad (18)$$

$$a_0 + a_1 T_{ps} + a_2 T_{nt} + a_3 T_{bh} + a_4 T_{ig} + a_5 Q_{bh}$$

Với các hệ số được cho trong bảng 1.

Bảng 1. Hệ số hồi quy của phương trình (18)

Kích thước	Các hệ số	R ²
Đường kính cổ ống phun d_{co}	$a_0 = 2,172316 \times 10^{-3}$ $a_1 = -6,051767 \times 10^{-5}$ $a_2 = 1,437332 \times 10^{-4}$ $a_3 = -7,965921 \times 10^{-6}$ $a_4 = -8,541482 \times 10^{-5}$ $a_5 = 5,542732 \times 10^{-4}$	84,98%
Đường kính cửa ra ống phun d_{lr}	$a_0 = 3,609567 \times 10^{-3}$ $a_1 = -1,045933 \times 10^{-4}$ $a_2 = 2,882167 \times 10^{-4}$ $a_3 = -7,376264 \times 10^{-5}$ $a_4 = -1,886310 \times 10^{-4}$ $a_5 = 1,125799 \times 10^{-3}$	87,00%
Đường kính buồng hòa trộn ejector d_{ht}	$a_0 = 4,651666 \times 10^{-3}$ $a_1 = -9,910666 \times 10^{-5}$ $a_2 = 2,431008 \times 10^{-4}$ $a_3 = -1,151184 \times 10^{-4}$ $a_4 = -1,328218 \times 10^{-4}$ $a_5 = 1,385460 \times 10^{-4}$	89,71%

4. Kết luận

Bài báo trình bày một chương trình tính toán thiết kế ejector làm việc trong chu trình lạnh kết hợp ejector - máy lạnh máy nén hơi với cặp môi chất R134a - R410A tương ứng trong các tiêu chu trình đó. Các kết quả phân tích cho thấy nhiệt độ phát sinh, nhiệt độ ngưng tụ, nhiệt độ trung gian, nhiệt độ bay hơi và năng suất lạnh đều ảnh hưởng đến việc thiết kế tối ưu các kích thước ejector. Phương trình (18) cho thấy mối quan hệ giữa các kích thước ejector và điều kiện vận hành cũng như năng suất lạnh của hệ thống. Phương trình (18) cũng cho thấy: không thể sử dụng ejector R134a được thiết kế làm việc trong chu trình đơn để lắp vào chu trình kết hợp.

Tài liệu tham khảo

- [1] 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, pp. 2189-2200, 2020. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09635-6>
- [2] G. K. Alexis and E. K. Karayiannis, A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the Athens area, *Renewable Energy*, vol. 30, pp. 1457-1469, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2004.11.004>
- [3] R. Ben Mansour, M. Ouzzane, and Z. Aidoun, Numerical evaluation of ejector-assisted mechanical compression systems for refrigeration applications, *International journal of refrigeration*, vol. 43, pp. 36-49, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.010>
- [4] W. Pridasawas and P. Lundqvist, An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system, *Solar energy*, vol. 76, pp. 369-379, 2004. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2003.11.004>
- [5] B. J. Huang, J. M. Chang, C. P. Wang, and V. A. Petrenko, A 1-D analysis of ejector performance, *International journal of refrigeration*, vol. 22, pp. 354-364, 1999. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00004-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00004-3)
- [6] ESDU, Jet pumps, Data item 86030, ESDU International Ltd, 1986.
- [7] M. Ouzzane and Z. Aidoun, Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design, *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, pp. 2337-2351, 2003. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00208-4](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00208-4)
- [8] A. Khalil, M. Fatouh, and E. Elgendy, Ejector design and theoretical study of R134a ejector refrigeration cycle, *International Journal of refrigeration*, vol. 34, pp. 1684-1698, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.01.005>
- [9] W. Chen, C. Shi, S. Zhang, H. Chen, D. Chong, and J. Yan, Theoretical analysis of ejector refrigeration system performance under overall modes, *Applied Energy*, vol. 185, pp. 2074-2084, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.01.103>
- [10] J. Chen, H. Havtun, and B. Palm, Investigation of ejectors in refrigeration system: Optimum performance evaluation and ejector area ratios perspectives, *Applied Thermal Engineering*, vol. 64, pp. 182-191, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.034>