

TỐI ƯU HÌNH HỌC EJECTOR R134a SỬ DỤNG TRONG CHU TRÌNH TÍCH HỢP EJECTOR – MÁY LẠNH CÓ MÁY NÉN HƠI BẰNG CFD

NGUYỄN TRUNG KIÊN

*Khoa Công nghệ Nhiệt lạnh, Trường Đại học Công nghiệp Thành phố Hồ Chí Minh;
nguyentruongkien.08@iu.edu.vn*

DOIs: <https://doi.org/10.46242/jstiuh.v67i01.5028>

Tóm tắt. Ejector là thiết bị quan trọng nhất trong các hệ thống máy lạnh ejector. Nhiều nghiên cứu chỉ ra rằng việc tối ưu hóa hình học ejector sẽ giúp nâng cao hiệu quả làm việc của chu trình lạnh ejector. Trong bài báo này, một ejector R134a sử dụng trong chu trình lạnh tích hợp ejector-máy lạnh có máy nén hơi được phân tích CFD. Các kích thước hình học chủ yếu của ejector đã được thiết kế sơ bộ dựa trên các mô hình 1D. Các kết quả tính toán chỉ ra rằng, tỷ lệ diện tích tối ưu của ejector trong điều kiện thí nghiệm (nhiệt độ phát sinh 80°C, nhiệt độ bay hơi 15°C, nhiệt độ ngưng tụ 34°C) là 8,88 và tỷ lệ tối ưu giữa chiều dài và đường kính thân ống nằm trong khoảng từ 2,35 đến 5,08.

Keywords. CFD, Ejector, Chu trình tích hợp, Tỷ lệ diện tích.

1 GIỚI THIỆU

Trong ngành công nghiệp kỹ thuật lạnh, máy lạnh có máy nén hơi đã trở thành phương pháp chủ yếu trong suốt một thời gian dài. Tuy nhiên, do tình trạng cạn kiệt nguồn nguyên liệu hóa thạch và yêu cầu bảo vệ môi trường ngày càng tăng, các nhà nghiên cứu đã tìm cách đổi mới phương pháp làm lạnh và điều hòa không khí bằng cách sử dụng nguồn năng lượng tái tạo, giảm lượng điện năng tiêu thụ và nâng cao hiệu suất [1].

Một giải pháp được chú ý hiện nay là sử dụng chu trình làm lạnh và điều hòa không khí dựa trên nhiệt năng. Nguồn năng lượng đầu vào có thể là nhiệt năng mặt trời hoặc nhiệt thải được thu hồi từ quá trình công nghiệp. Trong các chu trình như vậy, chu trình ejector có nhiều ưu điểm như đơn giản, thiết bị gọn nhẹ, chi phí vận hành thấp. Nhược điểm chính của chu trình ejector là hiệu quả làm lạnh thấp [2], [3].

Bằng cách kết hợp chu trình ejector và chu trình máy lạnh máy nén hơi, ta có thể tận dụng ưu điểm của cả hai hệ thống. Việc kết hợp này giúp nâng cao hiệu suất tổng thể của hệ thống làm lạnh và điều hòa không khí. COP nhiệt của chu trình kết hợp có thể cao hơn so với chu trình ejector đơn và đồng thời giảm thiểu tiêu thụ điện năng của máy nén so với chu trình máy lạnh máy nén hơi đơn [2], [4]. Điều này mang lại lợi ích về mặt kinh tế và môi trường, giảm thiểu tiêu thụ năng lượng và các khí thải nhà kính.

Ejector là thiết bị quan trọng nhất trong tất cả các chu trình lạnh sử dụng ejector. Thiết kế của ejector đóng vai trò cực kỳ quan trọng trong quá trình này. Mục tiêu của việc thiết kế tối ưu ejector là giảm thiểu tính bất thuận nghịch của các quá trình xảy ra bên trong ejector [4]. Nhiều nghiên cứu 1D đã được thực hiện nhằm tối ưu hóa hình học ejector với các môi chất khác nhau [5], [6], [7]. Tuy nhiên, để hiểu rõ hơn các đặc tính về dòng lưu chất bên trong ejector từ đó đưa ra các phân tích chính xác hơn và thiết kế hình học tối ưu hơn, các phân tích CFD nên được tiến hành.

Rusly và các cộng sự [8] sử dụng phần mềm thương mại Fluent để mô phỏng dòng qua ejector R141b với mô hình khí thực. Ảnh hưởng của cấu trúc hình học lên hiệu quả của ejector cũng được phân tích bằng phương pháp số. Các kết quả CFD được so sánh với thực nghiệm và cho kết quả tương đồng tốt. Tác giả kết luận rằng việc lựa chọn đúng mô hình rối đóng vai trò quan trọng trong việc tiên đoán quá trình hòa trộn xảy ra bên trong ejector khi nghiên cứu bằng CFD.

Bartosiewicz và các cộng sự [9] sử dụng mô hình CFD để mô phỏng cho ejector hoạt động với môi chất R142b trong các máy lạnh và bơm nhiệt. Cũng như nhiều nghiên cứu khác, tác giả thấy rằng đối với mỗi ejector có hình dạng hình học xác định thì điều kiện vận hành có ảnh hưởng rất lớn. Kết luận đáng chú ý trong bài báo này là việc tỷ lệ lõi cuộn chịu ảnh hưởng chủ yếu bởi dòng bị lõi cuộn, trong khi quá trình nén chủ yếu xảy ra trong buồng hòa trộn. Nếu quá trình hòa trộn xảy ra tại cửa ra của ống thứ cấp, tỷ lệ lõi cuộn sẽ giảm mạnh và có thể xảy ra hiện tượng dòng ngược. Do đó, cần chú ý khi thiết kế các bộ phận này của ejector.

T. Sriveerakul và các cộng sự [10] sử dụng mô hình CFD để tiên đoán hiệu suất của ejector hơi nước trong các ứng dụng làm lạnh. Tác giả sử dụng phần mềm thương mại Gambit 2.1 để chia lưới và FLUENT 6.0 để xử lý bài toán. Rất nhiều khía cạnh khác nhau của ejector được khai thác và so sánh với các phân tích lý thuyết và thực nghiệm của các tác giả khác nhau như: áp suất tĩnh dọc theo ejector, ảnh hưởng của điều kiện vận hành lên hiệu suất ejector, áp suất ngưng tụ tới hạn... Tác giả nhận thấy rằng nhiều trường hợp phân tích CFD cho tương quan tốt trong khi đó một số trường hợp khác lại không đủ thuyết phục. Tác giả cho rằng công cụ CFD không đủ mạnh để tiên đoán hiệu suất ejector nhưng nó cũng giúp hiểu sâu hơn về các quá trình diễn ra trong ejector.

Scott và các cộng sự [11] sử dụng mô hình rối tiêu chuẩn k- ϵ để mô phỏng ejector. Các kết quả CFD này đã được kiểm chứng với các kết quả thực nghiệm ejector với môi chất R141b và R245fa và so sánh với mô hình 1 chiều của Ouzzane và Aidoun. Tác giả thấy rằng mô hình CFD cho kết quả sát với thực nghiệm hơn so với mô hình 1 chiều.

Varga và các cộng sự [12] tiến hành phân tích ejector hơi nước bằng công cụ CFD. Điều kiện vận hành được xác định trong khoảng các ứng dụng điều hòa không khí bằng năng lượng mặt trời. Ảnh hưởng của tỷ lệ diện tích và tỷ lệ lõi cuộn được nghiên cứu. Các tác giả kết luận rằng tồn tại một giá trị tối ưu đối với các yếu tố hình học này. Đối với một giá trị nhiệt độ phát sinh và bay hơi xác định, tỷ lệ lõi cuộn tăng khi tỷ lệ diện tích tăng và điều này dẫn đến áp suất ngưng tụ tới hạn giảm. Nhóm tác giả cũng đánh giá công cụ CFD hiệu quả hơn hẳn so với các phương pháp số 1 chiều nhất là trong các phân tích phức tạp.

Allouche và các cộng sự [13] tiến hành phân tích cấu trúc dòng chảy trong ejector hơi nước để xác định điều kiện vận hành phù hợp cho hệ thống điều hòa không khí bằng năng lượng mặt trời. Ảnh hưởng của áp suất ngưng tụ được nghiên cứu. Nhóm tác giả thấy rằng, đối với áp suất ngưng tụ rất thấp, có thể tồn tại hai lần tăng áp đột ngột riêng biệt trong ống khuếch tán làm cho hiệu suất nén giảm, tuy nhiên nó không ảnh hưởng trực tiếp đến tỷ lệ lõi cuộn. Ảnh hưởng của nhiệt độ phát sinh cũng được nghiên cứu. Khi nhiệt độ phát sinh thay đổi, tỷ lệ lõi cuộn tối ưu có thể tìm được ứng với một giá trị nhiệt độ ngưng tụ xác định.

Trong bài báo này, phân tích CFD sẽ được tiến hành cho ejector R134a sử dụng trong chu trình tích hợp ejector – máy lạnh có máy nén hơi. Ejector được sử dụng trong chu trình tích hợp phải có hình học khác với ejector trong chu trình lạnh ejector thông thường [14]. Các kích thước chủ yếu của ejector R134a đã được tính toán thiết kế trong [14]. Nhằm đảm bảo phương pháp mô phỏng là chính xác, tác giả đã thực hiện mô phỏng ejector trên mô hình của Scott và các cộng sự [11] và kiểm chứng với kết quả thực nghiệm trong [5] và các mô hình 1D, CFD của các tác giả khác trong [2], [8].

2 EJECTOR VÀ CHU TRÌNH TÍCH EJECTOR – MÁY LẠNH CÓ MÁY NÉN HƠI

2.1 Chu trình tích hợp ejector – máy lạnh có máy nén hơi

Hình 1 trình bày sơ đồ nguyên lý và đồ thị T-s của chu trình ghép tầng ejector – máy lạnh có máy nén hơi. Tại bình phát sinh, môi chất nhận nhiệt lượng từ môi trường ngoài và bay hơi. Năng lượng cung cấp cho bình phát sinh có thể được tận dụng từ những nguồn năng lượng sẵn có như năng lượng mặt trời hoặc nhiệt thải từ các quá trình công nghiệp.

Hơi môi chất lạnh ở áp suất cao được phun vào trong ejector và lõi cuộn theo dòng môi chất áp suất thấp từ bình trung gian, sau đó được hòa trộn và đi vào bình ngưng. Trong bình ngưng, môi chất lạnh ngưng tụ và một phần được bơm trở lại bình phát sinh, trong khi phần còn lại đi qua van tiết lưu để bay hơi tại bình trung gian.

Bình trung gian đóng vai trò như một bình bốc hơi – ngưng tụ để kết nối giữa hai tiểu chu trình. Trong tiểu chu trình nén hơi, môi chất lạnh ngưng tụ tại bình trung gian được đưa qua van tiết lưu sau đó bay hơi tại dàn lạnh và tăng áp tại máy nén để tạo ra một chu trình khép kín.

Trong đó: m_1 (kg/s) là lưu lượng khối lượng dòng lưu động và m_2 (kg/s) là lưu lượng khối lượng dòng bị lôi cuốn

Điều kiện hoạt động của ejector có ảnh hưởng đến hiệu suất của ejector. Tại mỗi giá trị áp suất của bình phát sinh và thiết bị bay hơi, sơ đồ hoạt động của ejector có thể chia làm 3 vùng: vùng tới hạn, vùng dưới hạn và vùng dòng ngược (hình 2b). Ở vùng tới hạn, khi áp suất ngưng tụ nhỏ hơn một giá trị áp suất tới hạn nào đó, ejector đạt được hiệu suất cao nhất và không phụ thuộc vào áp suất ngưng tụ. Ở trong vùng này, tỷ lệ lôi cuốn là hằng số và hiện tượng tiết lưu xảy ra ở cả dòng lưu động và dòng bị lôi cuốn. Khi áp suất ngưng tụ cao hơn áp suất ngưng tụ tới hạn P_{nt}^* , tỷ lệ lôi cuốn giảm nhanh về giá trị 0, hiện tượng tiết lưu chỉ xảy ra ở dòng lưu động mà không xảy ra ở dòng bị lôi cuốn (vùng dưới hạn). Nếu áp suất ngưng tụ lớn hơn P_{nt}^0 , sẽ không có hiện tượng tiết lưu ở cả hai dòng và ejector không hoạt động được (vùng dòng ngược).

Đối với hình học ejector, hai thông số không thứ nguyên được quan tâm nhất là tỷ lệ giữa chiều dài thân ống và đường kính thân ống và tỷ lệ diện tích. Tỷ lệ diện tích là tỷ lệ giữa tiết diện thân ống và tiết diện cổ ống phun.

$$TLDT = \frac{A_{to}}{A_{co}} = \left(\frac{d_{to}}{d_{co}}\right)^2 \quad (2)$$

Trong đó: d_{to} (mm) là đường kính thân ống và d_{co} (mm) là đường kính cổ ống phun.

Hai thông số hình học này sẽ được phân tích để tối ưu hóa hình học ejector R134a vận hành trong chu trình tích hợp ejector – máy lạnh có máy nén hơi.

2.3 Mô hình toán học

Miền tính toán trong CFD có thể lựa chọn ở hệ trục 2 chiều, hệ trục 2 chiều đối xứng hoặc hệ trục tọa độ 3 chiều. Thông thường, để mô phỏng ejector, người ta sử dụng hệ trục 3 chiều hoặc hệ trục 2 chiều đối xứng. Các phương trình dưới đây được xây dựng trong không gian 3 chiều.

Phương trình liên tục tổng quát trong hệ trục 3D đối với lưu chất nén được cho bởi công thức [15]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho c) = 0 \quad (3)$$

Trong đó: ρ và c lần lượt là khối lượng riêng và tốc độ dòng lưu chất

Phương trình bảo toàn momentum theo 3 phương x, y, z trong hệ trục 3D lần lượt được tính bởi các công thức sau [15]:

$$\frac{\partial(\rho c_x)}{\partial t} + \text{div}(\rho c_x c) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } c_x) + S_{Mx} \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho c_y)}{\partial t} + \text{div}(\rho c_y c) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } c_y) + S_{My} \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho c_z)}{\partial t} + \text{div}(\rho c_z c) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } c_z) + S_{Mz} \quad (6)$$

Trong đó: c_x, c_y, c_z , là các thành phần tốc độ lưu chất theo 3 phương x, y, z

μ là độ nhớt động lực học của lưu chất

S_{Mx}, S_{My}, S_{Mz} lần lượt là ảnh hưởng của ứng suất bề mặt theo các phương x, y, z

Phương trình bảo toàn năng lượng hệ trục 3D có dạng như sau [15]:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u c) = -p \text{div } c + \text{div}(k \text{grad } T) + \Phi + S_u \quad (7)$$

Trong đó: u là nội năng dòng chảy

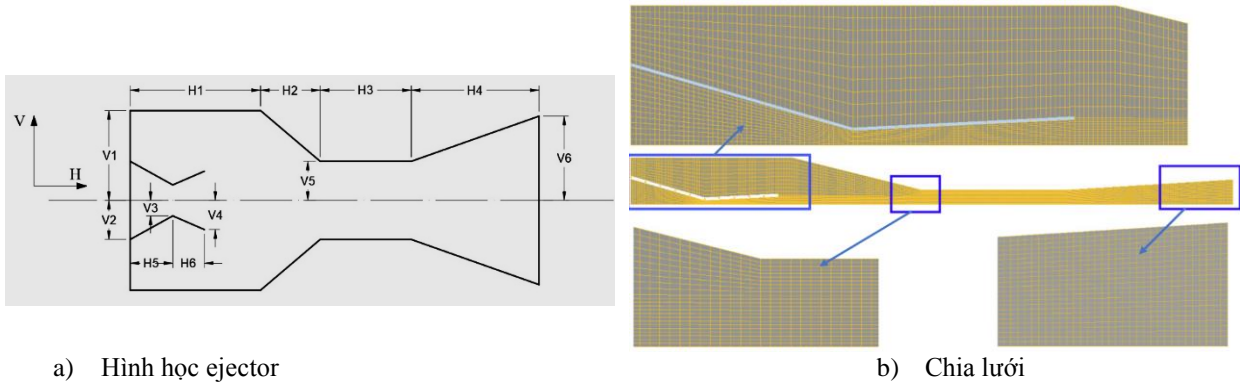
Φ là hàm tiêu tán, được định nghĩa như sau:

$$\Phi = \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial c_x}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial c_y}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial c_z}{\partial z}\right)^2 \right] + \left(\frac{\partial c_x}{\partial y} + \frac{\partial c_y}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial c_x}{\partial z} + \frac{\partial c_z}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial c_y}{\partial z} + \frac{\partial c_z}{\partial y}\right)^2 \right\} + \lambda (\text{div } c)^2 \quad (8)$$

Trong đó: λ là độ nhớt động học của chất lỏng.

3 XÂY DỰNG MÔ HÌNH VÀ KIỂM CHỨNG PHƯƠNG PHÁP

3.1 Xây dựng mô hình



Hình 3: Mô hình ejector trong ANSYS-FLUENT và cấu trúc lưới

Để thuận tiện cho việc phân tích, đánh giá và kiểm chứng phương pháp, tác giả xây dựng mô phỏng dựa trên hình học ejector của Scott [11] với môi chất R141b. Hình 3a trình bày mô hình ejector với các kích thước hình học chi tiết được cho trong bảng 1. Các kích thước ejector E1 và E2 được thể hiện trong [11] sử dụng môi chất R141b nhằm xác thực với kết quả thực nghiệm của Huang và các cộng sự [5].

Bảng 1: Chi tiết kích thước hình học ejector sử dụng trong mô phỏng

Ký hiệu	Chiều dài (mm)						Bán kính (mm)					
	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	H ₆	V ₁	V ₂	V ₃	V ₄	V ₅	V ₆
E1	40	32,24	35,6	56,94	18,32	18,32	11,55	6,65	1,32	2,25	3,49	7,04
E2	40	32,24	35,6	56,94	18,32	18,32	11,55	6,65	1,32	2,25	3,67	7,04

3.2 Chia lưới

Cấu trúc lưới được lựa chọn hầu hết là cấu trúc lưới tứ giác [16]. Các vùng có trường dòng chảy cao như ống phun hoặc thân ống được chia dày hơn. Hình 3b thể hiện lưới tính toán được thiết lập cho ejector E2. Các ejector khác được chia lưới theo phương pháp tương tự.

Do mô hình được sử dụng trong hệ đối xứng trục 2D nên hình học và lưới chỉ cần được vẽ trên một nửa ejector. Lưới được chia nhiều lần từ thô đến mịn để kết quả hội tụ và tiệm cận dần đến kết quả chính xác nhất. Số phần tử lưới sau cùng được chia cho các ejector E1, E2 lần lượt là 16600 và 17050 phần tử. Điều kiện hội tụ lưới cũng cần được kiểm tra kỹ sau khi chia lưới.

3.3 Tính chất vật lý của môi chất

Các tính chất vật lý cần phải được thiết lập một cách rõ ràng trong CFD. Hart [17] đã chỉ ra rằng độ nhớt, độ dẫn nhiệt và nhiệt trị riêng của môi chất khi được thiết lập là hằng số dựa trên dòng lưu động sẽ cho tiên đoán chính xác hơn khi thiết lập tính chất vật lý của môi chất ở các dạng khác. Do đó, các tính chất vật lý được lựa chọn là hằng số và được cho trong bảng 2. Khối lượng riêng của môi chất được tính toán dựa trên các định luật về khí lý tưởng.

Bảng 2: Tính chất vật lý của R141b

Môi chất	μ (kg/ms)	k (W/mk)	c_p (J/kgK)	Phân tử khối (kg/kmol)
R141b	0,00038	0,095	763	116,9

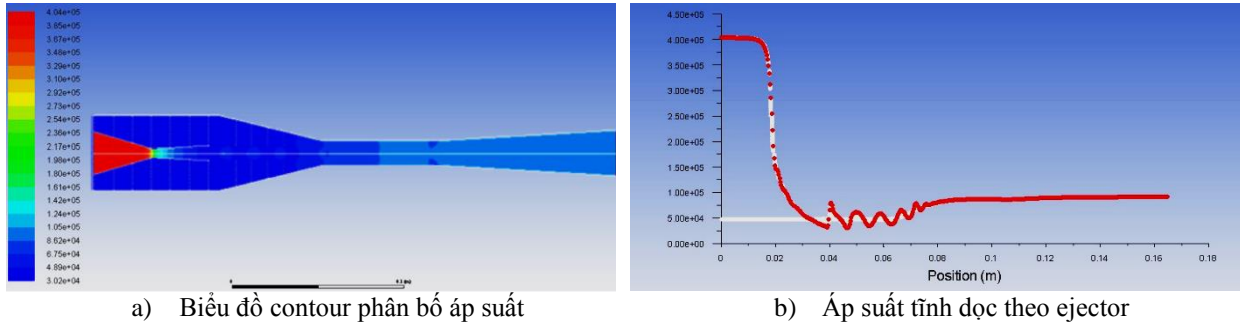
3.4 Các thiết lập khác

Mô hình rối được sử dụng trong mô phỏng số là mô hình rối thực $k - \epsilon$, có kể đến hiệu ứng nén trong toàn bộ ejector. Giải thuật được lựa chọn để giải quyết các phương trình vi phân là giải thuật ghép đôi. Các điều kiện biên được thiết lập cho áp suất vào và ra khỏi ejector. Các tiêu chuẩn hội tụ đều được thiết lập ở 10^{-6} . Các hệ số khác (hệ số lũy biến dưới, hằng số trong các mô hình...) được giữ nguyên theo cài đặt mặc định

trong phần mềm.

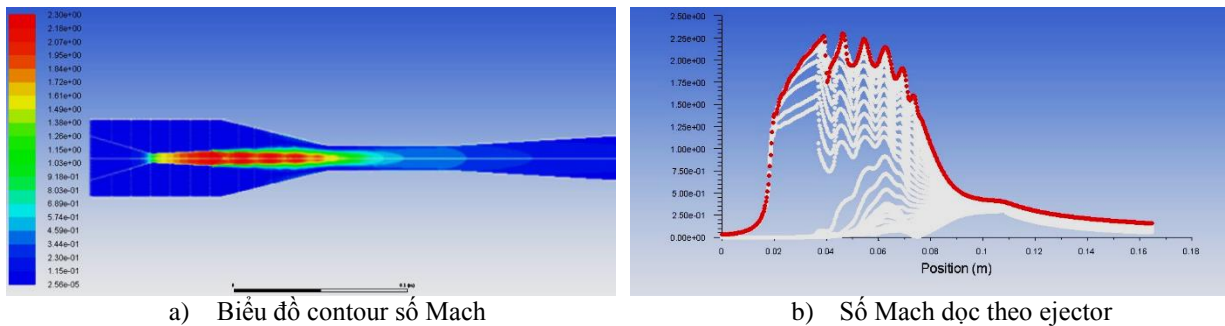
3.5 Kết quả mô phỏng số

Hình 4 thể hiện kết quả mô phỏng áp suất dọc theo chiều dài ejector. Trục tung là áp suất có đơn vị Pascal, trục hoành là khoảng cách trên ejector có đơn vị mét. Các kết quả mô phỏng được thực hiện trên ejector E2 với nhiệt độ phát sinh (T_{ps}), ngưng tụ (T_{nt}), bay hơi (T_{bh}) lần lượt là 78°C; 29,2°C và 12°C.



Hình 4: Mô phỏng áp suất trên ejector E2

Các quá trình giảm áp, hòa trộn và shock được thể hiện rõ trên hình 4. Áp suất dòng lưu động giảm liên tục qua ống phun và đạt áp suất bé nhất tại cửa ra ống phun (vị trí 0,04 m). Tại vị trí này, áp suất dòng lưu động nhỏ hơn áp suất dòng bị lôi cuốn nên cuốn theo dòng này vào bên trong ejector. Sau đó, hai dòng này tiếp tục hòa trộn (vị trí từ 0,04 m đến 0,07 m) và một sóng xung kích phát tuyến xảy ra ở cuối thân ống (vị trí 0,08 m). Các quá trình xảy ra trong ejector như quá trình giảm áp, quá trình hòa trộn, shock khi mô phỏng số hoàn toàn tương tự như các mô phỏng được thực hiện bởi Rusly [8] và Ablwaifa [18].



Hình 5: Mô phỏng số Mach dọc theo ejector

Hình 5 thể hiện phân bố tốc độ dọc theo ejector (thể hiện bằng số Mach). Các vùng màu đỏ trên biểu đồ contour thể hiện áp suất cao. Tốc độ dòng lưu động cao nhất đạt được tại vị trí cửa ra ống phun, tương ứng với vị trí áp suất dòng thấp nhất. Tại cổ ống phun, kết quả mô phỏng số thể hiện rõ số Mach bằng 1 (màu xanh lá cây). Các vùng màu đỏ và vàng thể hiện quá trình hòa trộn khi tốc độ dòng đạt mức siêu âm. Vùng màu xanh dương từ nhạt chuyển sang đậm thể hiện quá trình shock. Hình 5b thể hiện rõ số Mach thay đổi trong khoảng từ 0 đến 2,25.

3.6 Kiểm chứng kết quả mô phỏng

Để kiểm chứng cho kết quả mô phỏng ejector làm việc với môi chất R141b. Các kết quả từ phân tích CFD sẽ được so sánh với phân tích một chiều và từ dữ liệu thực nghiệm ejector của Huang và các đồng nghiệp [5]. Bên cạnh đó, các kết quả phân tích CFD cũng được so sánh với các kết quả phân tích CFD của Rusly [8]. Các điều kiện đầu vào được lấy tương ứng là áp suất bão hòa trong thí nghiệm của Huang [5]. Áp suất đầu ra được chọn là 60 kPa [11]. Kết quả kiểm chứng mô phỏng được thể hiện trên bảng 3.

Bảng 3: Xác thực kết quả mô phỏng số

T_{ps} (°C)	T_{bh} (°C)	ω thực nghiệm [5]	Mô hình 1D [2]		Mô hình CFD của Rusly [8]		Mô hình CFD (Bài báo này)	
			ω_{1D}	Sai số (%)	ω_{CFD1}	Sai số (%)	ω_{CFD2}	Sai số (%)
Ejector E1								
78	8	0,3922	0,364	-7,19	0,4097	+4,45	0,3926	+0,10
84	8	0,3117	0,298	-4,39	0,3770	+8,13	0,3155	+1,22
90	8	0,2718	0,252	-7,28	0,2749	+1,13	0,2651	-2,47
Ejector E2								
84	12	0,4790	0,449	-6,26	0,4835	-0,44	0,4882	+1,92
90	12	0,4043	0,384	-4,80	0,3831	-5,03	0,4076	+0,82
95	12	0,3503	0,349	-0,37	0,3548	+1,30	0,3512	+0,26
90	8	0,3040	0,268	-11,84	0,3343	+9,96	0,3321	+9,24
95	8	0,2552	0,258	+1,10	0,2480	-2,83	0,2801	+9,76

Như đã trình bày, áp suất ngưng tụ nếu nhỏ hơn một giá trị tới hạn nào đó sẽ không ảnh hưởng đến kết quả tỷ lệ lõi cuộn. Các kết quả mô phỏng số về tỷ lệ lõi cuộn khi sử dụng CFD cho kết quả tốt hơn nhiều so với khi sử dụng mô hình 1D đã được sử dụng trong [2] và rất gần với kết quả thực nghiệm.

4 TỐI ƯU HÓA HÌNH HỌC EJECTOR R134A TRONG CHU TRÌNH TÍCH HỢP

4.1 Mô hình ejector R134a

Các kết quả được trình bày trên bảng 3 cho thấy việc lựa chọn mô hình, chia lưới và phương pháp mô phỏng số đang được sử dụng là hoàn toàn đáng tin cậy. Kết quả tính toán lý thuyết trong [2] cho thấy mô hình tính toán sử dụng cho môi chất R134a vẫn phù hợp khi áp dụng cho môi chất R141b. Trong nghiên cứu của Khalil [6] về ejector R134a, môi chất R141b vẫn được sử dụng để xác thực mô hình.

Bảng 4: Kích thước hình học ejector E3

Ký hiệu	Chiều dài (mm)						Bán kính (mm)					
	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	H_6	V_1	V_2	V_3	V_4	V_5	V_6
E3	40	32,24	35,6	56,94	18,32	18,32	11,55	6,65	1,55	2,25	4,62	7,04

Bảng 5: Tính chất vật lý của R134a

Môi chất	μ (kg/ms)	k (W/mK)	c_p (J/kgK)	Phân tử khối (kg/kmol)
R134a	0,00001175	0,01406	1001	102

Tối ưu hình học ejector R134a là một trong những mục tiêu chính bài báo này. Dựa trên kết quả tính toán lý thuyết [14] và phương pháp mô phỏng số trong phần 3 bài báo này, ejector E3 được xây dựng để thực hiện mô phỏng số với môi chất R134a. Bảng 4 trình bày chi tiết các kích thước ejector E3 và bảng 5 trình bày tính chất vật lý của môi chất R134a sử dụng trong mô phỏng số.

Các thông số quan trọng cần nghiên cứu ảnh hưởng của tỷ lệ diện tích và chiều dài thân ống đến tỷ lệ lõi cuộn của ejector. Các nghiên cứu này sẽ là cơ sở để chế tạo ejector sử dụng trong thực nghiệm.

4.2 Ảnh hưởng của tỷ lệ diện tích ejector

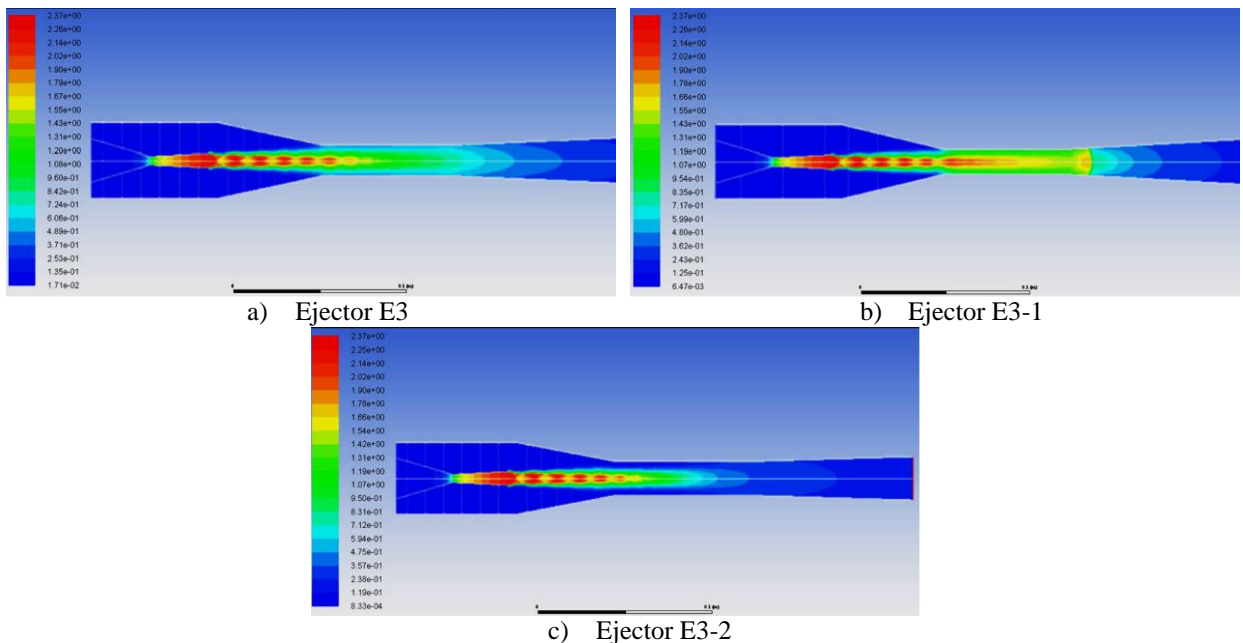
Theo công thức (2) thì tỷ lệ diện tích bằng bình phương tỷ lệ đường kính giữa thân ống và cổ ống phun. Để tìm hiểu ảnh hưởng của tỷ lệ diện tích ejector, đường kính ống phun sẽ được thay đổi. Các kích thước của ejector khảo sát được cho trong bảng 6.

Bảng 6: Kích thước ejector khảo sát ảnh hưởng tỷ lệ diện tích ejector

Ký hiệu ejector	Kích thước V3	Kích thước V5	Tỷ lệ diện tích
E3	1,55	4,62	8,88
E3-1	1,55	3,7	5,7
E3-2	1,55	5,54	12,77
E3-3	1,55	6,47	17,42
E3-4	1,55	7,39	22,73

Để tìm ra ejector phù hợp cho chu trình tích hợp, nhiệt độ đầu vào cao áp và hạ áp được chọn cho mô phỏng số lần lượt là 80°C, 15°C; nhiệt độ đầu ra là 34°C [14]. Tỷ lệ lõi cuộn cho các ejector E3, E3-1, E3-2 lần lượt là 0,632; 0,347; 0,215. Các ejector E3-3 và E3-4 có hiện tượng dòng ngược, lưu lượng khối lượng dòng bị lõi cuộn ra số âm, kết quả bài toán phân kỳ.

Hình 6 thể hiện phân bố tốc độ ejector dọc theo ejector (biểu diễn dưới dạng biểu đồ số Mach).



Hình 6: Mô phỏng số Mach dọc theo các ejector E3, E3-1, E3-2

Có thể quan sát trên hình 6a, vùng hòa trộn các dòng lưu chất xảy ra vừa vặn trong thân ống. Quá trình shock xảy ra bên trong thân ống. Các nguyên lý cơ bản của ejector đều được đảm bảo nên ejector hoạt động hiệu quả, tỷ lệ lõi cuộn cao. Trên hình 6b, khi kích thước phần thân ống quá nhỏ, quá trình hòa trộn xảy ra suốt phần thân ống và quá trình shock xảy ra ở ống khuếch tán. Điều này làm cho hiệu quả của ejector giảm xuống rõ rệt. Trong trường hợp kích thước phần thân ống quá lớn, như trên hình 6c, quá trình hòa trộn xảy ra ngắn, shock xảy ra sớm. Quan sát phía ngoài vách ống, vận tốc rất nhỏ (màu xanh dương) tương ứng với áp suất lớn. Áp suất này có ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình hòa trộn bên trong ejector do đó làm giảm hiệu quả của ejector. Trong trường hợp các ejector có phần thân ống lớn hơn như ejector E3-3 và E3-4, các mô phỏng số không hội tụ. Điều này có thể dự đoán là do hiện tượng dòng ngược xảy ra, ejector mất chức năng nên không thể cuốn theo dòng bị lõi cuộn vào trong ejector và do đó không thể xảy ra các quá trình hòa trộn hay shock.

Từ các phân tích trên đây, có thể thấy rằng ejector E3 có tỷ lệ diện tích 8,88 phù hợp cho chu trình tích hợp. Tỷ lệ diện tích này khá tương đồng với tỷ lệ diện tích ejector được tính toán thiết kế trong [14] (có tỷ lệ diện tích 8,55) với cùng một điều kiện đầu vào.

4.3 Ảnh hưởng của chiều dài thân ống

Chiều dài phần thân ống cũng là một kích thước có ảnh hưởng đến hiệu suất ejector. Để nghiên cứu chi tiết ảnh hưởng của chiều dài thân ống, các ejector có chiều dài thân ống khác nhau sẽ được mô phỏng. Bảng 7 trình bày kích thước của các ejector dùng trong mô phỏng ảnh hưởng của chiều dài thân ống đến hiệu quả

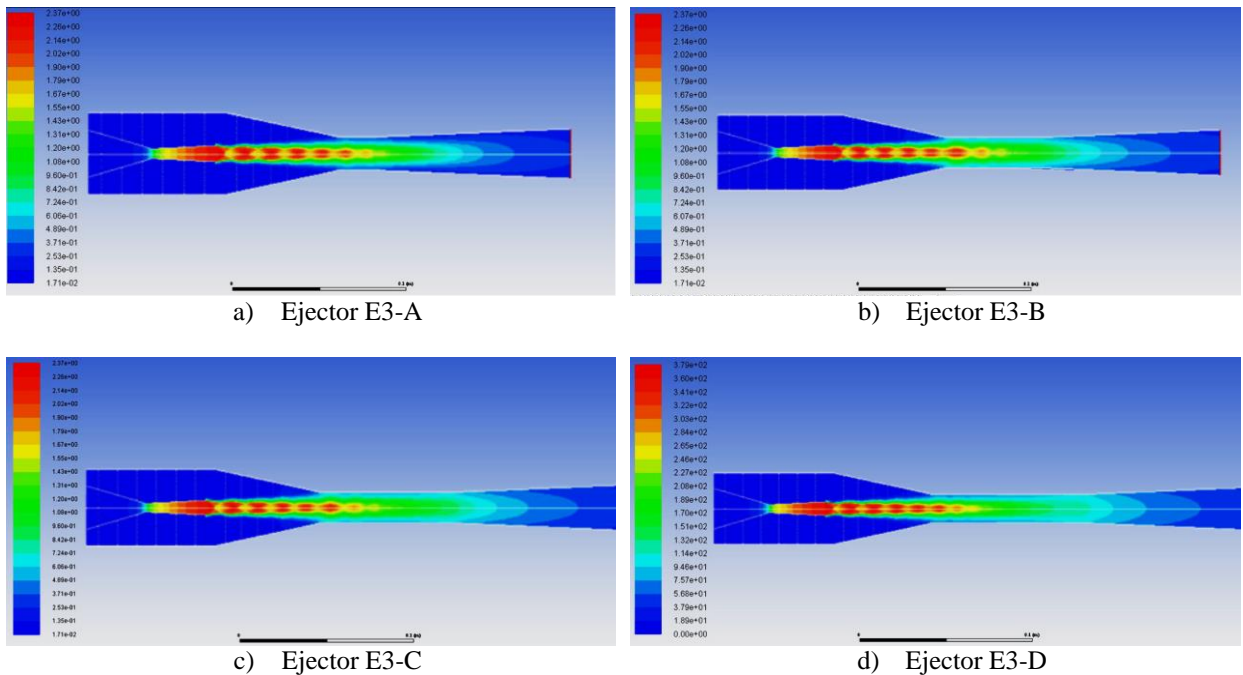
của ejector.

Bảng 7: Kích thước ejector khảo sát ảnh hưởng của chiều dài thân ống

Ký hiệu ejector	Kích thước V5	Kích thước H3	Tỷ lệ chiều dài/ đường kính ống
E3	4,62	35,6	3,85
E3-A	4,62	10	1,08
E3-B	4,62	22	2,38
E3-C	4,62	47	5,08
E3-D	4,62	60	6,49

Nhiệt độ đầu vào cao áp và hạ áp được chọn cho mô phỏng số lần lượt là 80°C, 15°C; nhiệt độ đầu ra là 34°C [14]. Kết quả tính toán tỷ lệ lõi cuộn các ejector E3-A, E3-B, E3-C, E3-D lần lượt là 0,557; 0,658; 0,627; 0,582. Phân bố dòng chảy trong các ejector được thể hiện trên hình 7.

Trên biểu đồ hình 7a, khi chiều dài thân ống nhỏ, các quá trình hòa trộn và shock chưa hoàn thành trong phần thân ống và tiếp tục xảy ra trong phần ống khuếch tán. Điều này làm cho các dòng chảy không ổn định sau khi ra khỏi ejector. Biểu đồ số Mach của các ejector E3-B, E3-C và E3-D tương đối giống nhau cho thấy chiều dài ống không ảnh hưởng quá nhiều đến phân bố dòng chảy cũng như tỷ lệ lõi cuộn. Tuy nhiên, nếu thân ống quá dài, trên thực tế, ma sát dòng chảy có thể làm giảm hiệu suất ejector. Vì lý do đó các ejector E3-B và E3-C cho hiệu quả cao hơn so với ejector E3-D.



Hình 7: Mô phỏng số Mach dọc theo các ejector E3-A, E3-B, E3-C, E3-D

Việc lựa chọn chiều dài ống khuếch tán cần đảm bảo vừa đủ cho quá trình hòa trộn và quá trình shock xảy ra. Việc thiết kế thân ống quá dài là không cần thiết. Dựa vào kết quả mô phỏng số ejector R134a, chiều dài thân ống nên chọn gấp từ 2,38 đến 5,08 lần đường kính thân ống.

5 KẾT LUẬN

Trong bài báo này, tác giả đã sử dụng phương pháp mô phỏng CFD để tối ưu hóa hình học ejector R134a sử dụng trong chu trình tích hợp ejector – máy lạnh có máy nén hơi. Kết quả mô phỏng cho thấy về nguyên lý và các quá trình xảy ra bên trong ejector đều tương tự như các mô phỏng được thực hiện bởi nhiều tác giả khác (Rusly [8], Ablwaifa [18]). Các kết quả tính toán và so sánh đều cho thấy tỷ lệ lõi cuộn được tính toán bằng CFD cho kết quả sát với thực nghiệm hơn so với kết quả tính toán bằng mô hình 1D. Với các phân tích cụ thể trong bài báo, tỷ lệ diện tích tối ưu đối với ejector R134a sử dụng trong chu trình tích hợp

là 8,88 và tỷ lệ chiều dài/ đường kính ống tối ưu nằm trong khoảng từ 2,38 đến 5,08. Các kết quả này là cơ sở để chế tạo ejector R134a sử dụng trong thực nghiệm.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] T. K. Nguyễn, “Nghiên cứu tích hợp ejector vận hành bằng các nguồn nhiệt có nhiệt thế thấp vào máy lạnh có máy nén hơi để đáp ứng các nhu cầu về điều hòa không khí,” Trường Đại học Bách khoa, 2022.
- [2] T. K. Nguyen and C. H. Le, “Thermodynamic analysis of an ejector–vapour compressor cascade refrigeration system,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, 2020, doi: 10.1007/s10973-020-09635-6.
- [3] G. K. Alexis and E. K. Karayiannis, “A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the Athens area,” *Renew. Energy*, vol. 30, no. 9, pp. 1457–1469, 2005.
- [4] R. Ben Mansour, M. Ouzzane, and Z. Aidoun, “Numerical evaluation of ejector-assisted mechanical compression systems for refrigeration applications,” *Int. J. Refrig.*, vol. 43, pp. 36–49, 2014.
- [5] B. J. Huang, J. M. Chang, C. P. Wang, and V. A. Petrenko, “A 1-D analysis of ejector performance,” *Int. J. Refrig.*, vol. 22, no. 5, pp. 354–364, 1999.
- [6] A. Khalil, M. Fatouh, and E. Elgendy, “Ejector design and theoretical study of R134a ejector refrigeration cycle,” *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 7, pp. 1684–1698, 2011.
- [7] M. Ouzzane and Z. Aidoun, “Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 18, pp. 2337–2351, 2003.
- [8] E. Rusly, L. Aye, W. W. S. Charters, and A. Ooi, “CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system,” *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 7, pp. 1092–1101, 2005.
- [9] Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun, and Y. Mercadier, “Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 5–6, pp. 604–612, 2006.
- [10] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, and K. Chunnanond, “Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 46, no. 8, pp. 812–822, 2007.
- [11] D. Scott, Z. Aidoun, O. Bellache, and M. Ouzzane, “CFD simulations of a supersonic ejector for use in refrigeration applications,” 2008.
- [12] S. Varga, A. C. Oliveira, and B. Diaconu, “Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD,” *Int. J. Refrig.*, vol. 32, no. 6, pp. 1203–1211, 2009.
- [13] Y. Allouche, C. Bouden, and S. Varga, “A CFD analysis of the flow structure inside a steam ejector to identify the suitable experimental operating conditions for a solar-driven refrigeration system,” *Int. J. Refrig.*, vol. 39, pp. 186–195, 2014.
- [14] N. T. Kiên and L. C. Hiệp, “Thiết kế ejector làm việc trong chu trình lạnh kết hợp ejector - máy lạnh có máy nén hơi,” *J. Sci. Technol. Tech. Univ.*, vol. 31, no. 2, pp. 141–146, 2020.
- [15] H.K.Versteeg and W.Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Pearson Education, 2007.
- [16] J. Honra, M. S. Berana, L. A. M. Danao, and M. C. E. Manuel, “CFD analysis of supersonic ejector in ejector refrigeration system for air conditioning application,” in *Proceedings of the World Congress on Engineering, London, UK, 2017*, vol. 2.
- [17] J. H. Hart, “Supersonic ejector simulation and optimisation.” University of Sheffield, 2002.
- [18] A. E. Ablwaifa, “A theoretical and experimental investigation of jet-pump refrigeration system.” University of Nottingham, 2006.

CFD ANALYSIS FOR OPTIMIZING THE GEOMETRY OF AN R134A EJECTOR IN AN INTEGRATED EJECTOR-VAPOR COMPRESSOR CYCLE

NGUYEN TRUNG KIEN

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

nguyentrungkien.08@iuh.edu.vn

Abstract. The ejector serves as a crucial component in the ejector air conditioning system. Numerous studies indicate that optimizing its geometry can enhance the coefficient of performance (COP) of the ejector cooling cycle. In this study, computational fluid dynamics (CFD) is employed to analyze a R134a ejector utilized in an integrated ejector-vapor compressor cycle. The primary geometric dimensions of the ejector are initially determined based on 1D models. The calculation results demonstrate that the optimal area ratio for the ejector under the experimental conditions (generator temperature of 80°C, evaporator temperature of 15°C, condenser temperature of 34°C) is 8.88, while the optimal ratio between the length and diameter of the constant area ranges from 2.35 to 5.08.

Keywords. CFD, Ejector, Integrated cycle, Area ratio.

Ngày nhận bài: 20/07/2023

Ngày chấp nhận đăng: 01/11/2023