MÔ HÌNH BÁN-2D DỰ ĐOÁN ĐẶC TÍNH LÔI CUỐN CỦA EJECTOR TRONG CÁC CHẾ ĐỘ VẬN HÀNH

NGUYỄN TRUNG KIÊN (*), CAO TRUNG HẬU, NGUYỄN HIẾU NGHĨA, KIÊN NGUYỄN

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

Tác giả liên hệ: nguyentrungkien.08@iuh.edu.vn

DOIs: https://www.doi.org/10.46242/jstiuh.v79i1.5807

Tóm tắt. Ejector là thành phần quan trọng trong hệ thống lạnh sử dụng năng lượng nhiệt thế thấp nhờ cấu tạo đơn giản và khả năng nâng cao hiệu suất chu trình. Bài báo giới thiệu mô hình toán học bán-2D (quasi-2D) nhằm dự đoán chính xác tỷ lệ lôi cuốn ejector ở cả chế độ tới hạn lẫn dưới tới hạn. Khác với các phương pháp một chiều, cách tiếp cận bán-2D cho phép mô tả phân bố vận tốc theo bán kính, ảnh hưởng lớp biên và vùng sóng xung kích. Mô hình được kiểm chứng bằng bộ số liệu thực nghiệm đa dạng về môi chất và điều kiện làm việc; sai số tối đa dưới 7% và tái hiện đúng xu hướng biến thiên áp suất cũng như tỷ lệ lôi cuốn, đặc biệt trong miền dưới tới hạn. Kết quả khẳng định tầm quan trọng của việc xét đồng thời hai hướng dòng chảy (dọc trục và bán kính) và cung cấp cơ sở tin cậy cho tối ưu hóa thiết kế ejector nhằm nâng cao hệ số COP của hệ thống lạnh dùng ejector.

Keywords. Mô hình bán-2D, Ejector, Tới hạn, Dưới tới hạn, Tỷ lệ lôi cuốn, Hệ thống làm lạnh.

1 GIỚI THIỆU

Trong vài thập kỷ qua, hệ thống làm lạnh sử dụng năng lượng mặt trời đã nhận được sự quan tâm rộng rãi từ cộng đồng khoa học nhờ khả năng khai thác hiệu quả nguồn nhiệt tái tạo và giảm phụ thuộc vào điện lưới [1]. Giữa các giải pháp làm lạnh khác nhau, hệ thống làm lạnh ejector nổi bật bởi thiết kế gọn nhẹ, chi phí vận hành thấp và dễ dàng tích hợp với hệ thống làm lạnh truyền thống [2]. Tuy chỉ số hiệu quả (COP) của chu trình làm lạnh ejector còn kém so với chu trình hấp thụ/hấp phụ, nó vẫn hấp dẫn về mặt kinh tế, đặc biệt khi sử dụng các nguồn nhiệt độ thấp hoặc tận dụng nhiệt thải công nghiệp [3].

Ejector được xem là "trái tim" của hệ thống, quyết định TỶ tổng thể. Do đó, khảo sát cơ chế và tối ưu hình học ejector luôn là chủ đề quan trọng [4]. Nhìn chung, nhiều nghiên cứu lý thuyết đã tiếp cận bằng mô hình một chiều (1D) để mô tả sự biến thiên vận tốc và áp suất dọc theo trục ejector. Mặc dù các mô hình 1D đơn giản, dễ áp dụng, nhưng độ chính xác còn hạn chế vì bỏ qua phân bố vận tốc theo phương bán kính, đặc biệt ở chế độ dưới tới hạn (sub-critical).

Huang và cộng sự [5] đã xây dựng mô hình 1D phân tích ejector ở chế độ tới hạn, đồng thời triển khai thực nghiệm với 11 ejector dùng R141b để hiệu chỉnh các tham số ma sát, hiệu suất đẳng entropy... Từ đó, nhóm tác giả khẳng định vai trò của các hệ số hiệu suất dòng và mối liên hệ giữa tỷ lệ diện tích tiết diện với khả năng hòa trộn.

Zhu và cộng sự [6] phát triển mô hình "vòng tròn sốc" để dự đoán hiệu suất ejector, giả định rằng dòng bị cuốn đạt điều kiện nghẽn tại mặt phân cách giữa dòng lưu động và dòng cuốn hút, nơi xảy ra sóng xung kích. Mô hình này đơn giản hơn so với của Huang [5] nhưng cho kết quả dự đoán tốt hơn. Tuy nhiên, mô hình này chỉ đánh giá hiệu suất ejector ở chế độ tới hạn và việc kiểm chứng mới dừng lại ở các môi chất nhóm CFC/HCFC - những tác nhân lạnh từng phổ biến vào thời điểm nghiên cứu nhưng hiện đã bị loại bỏ khỏi danh mục cho phép.

Chen và cộng sự [7] tiếp tục cải tiến mô hình ejector khi xét đến quan hệ khí thực (real gas) thay vì khí lý tưởng. Thử nghiệm trên dữ liệu R141b cho thấy sai khác không lớn, do R141b gần với khí lý tưởng; nhưng khi dùng R11, mô hình khí thực cải thiện đáng kể độ chính xác.

Besagni và cộng sự [8] sử dụng phương pháp mô phỏng CFD với mô hình tham số tập trung (LPM - Lumped-Parameter Model) để so sánh hiệu suất ejector với nhiều môi chất thay thế (R1233zd(E), R1234yf, R1234ze(E), R290, R1270, R600a) và các môi chất thông dụng (R134a, R245fa, R152a). Kết quả cho thấy thay đổi đường kính buồng hòa trộn có thể nâng COP tới 35%, còn thay đổi vị trí cửa thoát vòi phun chỉ cải thiện 5%.

Nhìn chung, dù mô hình 1D truyền thống gọn nhẹ, nó không tái hiện được phân bố vận tốc theo bán kính, ảnh hưởng lớp biên và vùng sóng xung kích - đặc biệt khi ejector làm việc dưới tới hạn, nơi dòng bị

© 2026 Trường Đại học Công nghiệp thành phố Hồ Chí Minh

cuốn sát thành ống quyết định tỷ lệ lôi cuốn. Bài báo này giới thiệu mô hình bán-2D (quasi-2D): dòng chảy được xét đồng thời theo trục *x* và bán kính *r*, với hàm phân bố vận tốc hàm mũ chứa tham số *x* được tự hiệu chỉnh bằng thuật toán lặp. Điểm mới của mô hình này là các phương trình cho phép suy ra trực tiếp tỷ lệ lôi cuốn ω cho cả chế độ tới hạn lẫn dưới tới hạn mà không cần mô hình CFD phức tạp. Mô hình được kiểm chứng bằng hai bộ dữ liệu thực nghiệm: ejector R141b (Huang và cộng sự) và ejector R245fa (Shestopalov và cộng sự); sai số tối đa dưới 7% và bám sát xu hướng biến thiên áp suất cũng như ω. Kết quả chứng minh tầm quan trọng của việc xét đồng thời hai hướng dòng chảy và cung cấp nền tảng tin cậy để tối ưu thiết kế ejector nhằm nâng cao COP cho hệ thống lạnh sử dụng nguồn nhiệt thấp.

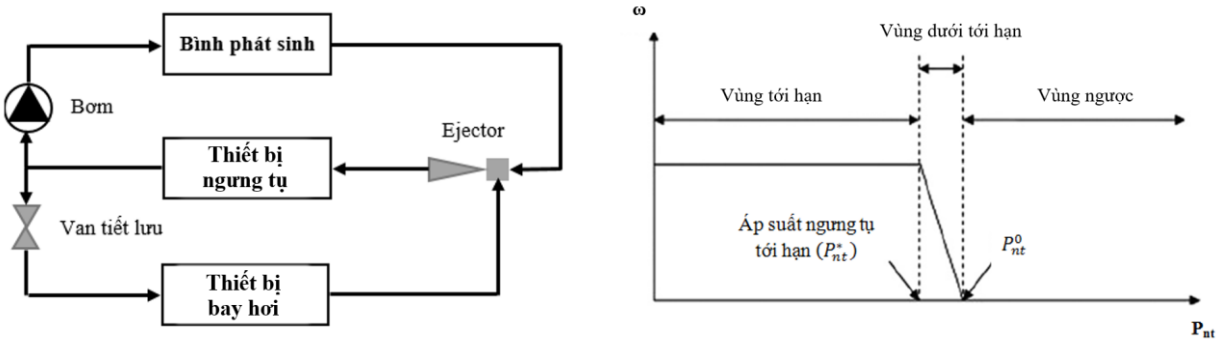
2 MÔ HÌNH TOÁN DỰ ĐOÁN TỶ LỆ LÔI CUỐN EJECTOR

Hình 1a minh họa sơ đồ nguyên lý của một chu trình máy lạnh ejector đơn giản. Trong chu trình này, ejector đóng vai trò thiết bị nén thay cho máy nén truyền thống. Một nguồn nhiệt ngoài được dùng để hóa hơi môi chất lạnh trong bình phát sinh, tạo ra hơi bão hòa khô (dòng lưu động). Hơi này đi qua vòi phun hội tụ–phân kỳ của ejector, tăng tốc lên vận tốc siêu âm và hình thành vùng áp suất thấp, giúp hút hơi từ thiết bị bay hơi (dòng bị cuốn). Hai dòng hơi trộn lẫn trong buồng hòa trộn, rồi được nén một phần nhờ sóng xung kích và đi vào bình ngưng để hóa lỏng. Phần lỏng sau ngưng tụ quay trở lại thiết bị bay hơi và bình phát sinh qua bơm, khép kín chu trình.

Hiệu quả của ejector thường được xác định bằng tỷ lệ lôi cuốn (entrainment ratio):

$$\omega = \frac{m_2}{m_1} \tag{1}$$

Trong đó m_1 là lưu lượng hơi từ bình phát sinh (dòng lưu động) và m_2 là lưu lượng hơi từ bay hơi (dòng bị cuốn).



a) Sơ đồ nguyên lý chu trình ejector đơn b) Chế độ làm việc của ejector

Hình 1: Chu trình ejector đơn và chế độ hoạt động trong ejector

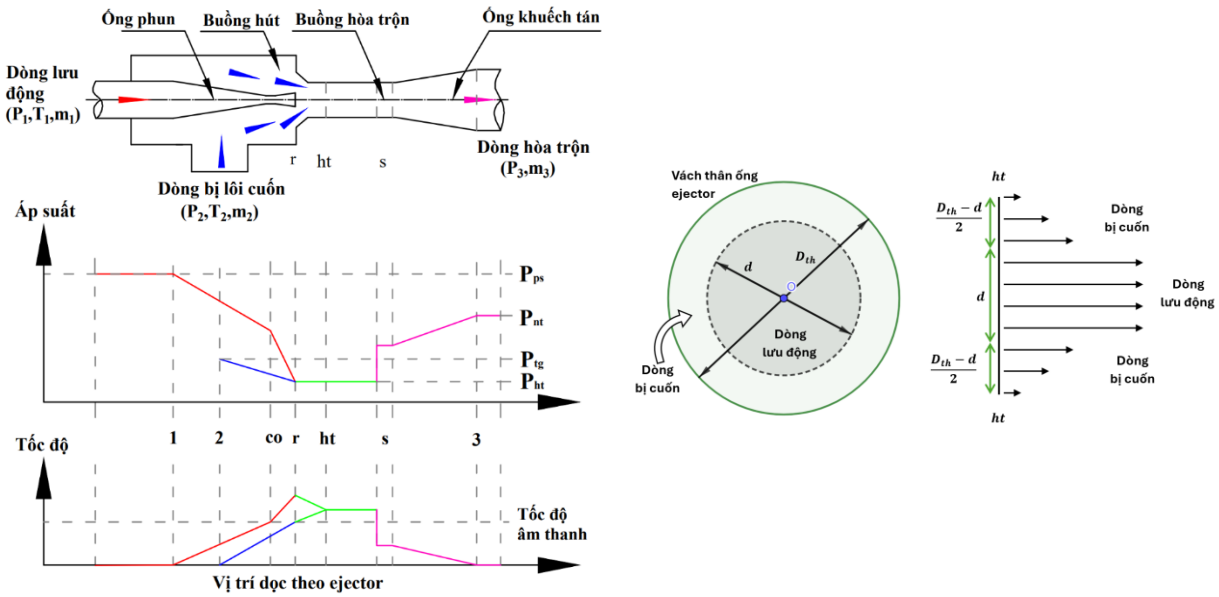
Hình 1b cho thấy ejector có ba chế độ hoạt động chính: tới hạn, dưới tới hạn và ngược dòng.

- Ở chế độ tới hạn: nếu áp suất ngưng tụ P_{nt} nhỏ hơn áp suất ngưng tụ tới hạn P_{nt}^*, cả hai dòng đều tiết lưu được vào trong ejector; tỷ lệ lôi cuốn đạt cực đại và không đổi khi áp suất ngưng tụ thay đổi.
- Ở chế độ dưới tới hạn: nếu $P_{nt}^* < P_{nt} < P_{nt}^0$, chỉ dòng lưu động bị tiết lưu được vào trong ejector; tỷ lệ lôi cuốn phụ thuộc vào áp suất ngưng tụ.
- Trong chế độ ngược dòng: khi $P_{nt} > P_{nt}^0$, dòng bị cuốn đảo chiều, tỷ lệ lôi cuốn bằng 0, ejector mất chức năng.

Hình 2a thể hiện phân bố áp suất dọc trục bên trong ejector. Tại vùng hội tụ–phân kỳ, dòng lưu động tăng tốc lên siêu âm, tạo vùng áp suất thấp ở cửa ra vòi phun và hút dòng bị cuốn. Sau khi đi qua buồng hòa trộn, hai dòng kết hợp thành một và chịu sóng xung kích pháp tuyến (chuyển từ siêu âm xuống cận âm) trước khi vào bộ khuếch tán. Cuối cùng, dòng lưu chất giảm tốc, hồi phục áp suất và đi vào bình ngưng ở áp suất ngưng tụ.

Hình 2b mô tả phân bố vận tốc tại mặt cắt $ht - ht$. Khu vực sát thành ống tồn tại lớp biên với vận tốc nhỏ dần; bên trong lớp biên là dòng lưu động có vận tốc gần đồng nhất, còn bên ngoài là dòng bị cuốn với phân bố vận tốc không đều. Trong thực tế, vận tốc vùng dòng bị cuốn thường tuân theo một hàm mũ theo

phương hướng kính, thể hiện quá trình giảm tốc từ dòng lưu động ra sát tường ejector.



Hình 2: a) Các quá trình trong ejector b) Mặt cắt $ht - ht$

Các phương trình động lực học dòng chảy của ejector rất phức tạp, bao gồm các phương trình bảo toàn khối lượng, động lượng và năng lượng. Để đơn giản hóa phân tích mà không làm mất tính tổng quát, chúng ta đưa ra các giả định sau:

- Môi chất làm việc trong ejector được giả thiết là khí lý tưởng với tỷ số nhiệt dung không đổi.
- Dòng chảy bên trong ejector được coi là ổn định và 1 chiều sau hòa trộn.
- Áp suất và nhiệt độ tại cửa vào vòi phun, cũng như dòng bị cuốn, đều đồng nhất trên mỗi mặt cắt.
- Dòng lưu động có vận tốc phân bố gần như đồng nhất theo bán kính, dòng bị cuốn được mô tả bởi hàm phân bố vận tốc.
- Các quá trình giãn nở xảy ra hoàn toàn trong buồng hòa trộn, và shock xảy ra ở cuối thân ống; vách ejector đoạn nhiệt.
- Ma sát và tổn thất được quy về các hệ số hiệu suất đẳng entropy.
- Ở chế độ tới hạn, cả hai dòng đều tiết lưu được vào trong ejector; ở chế độ dưới tới hạn, chỉ dòng sơ cấp tiết lưu được, còn dòng thứ cấp chịu ảnh hưởng áp suất ngưng tụ.

2.1 Các phương trình liên quan đến dòng lưu động

Với nhiệt độ và áp suất bình phát sinh cho trước, lưu lượng khối lượng dòng lưu động được xác định dựa vào trạng thái nghẽn (choking) tại cổ ống phun (mặt cắt "co"), nơi vận tốc đạt tốc độ âm thanh [9].

$$m_1 = P_{ps} A_{co} \times \sqrt{\frac{k\eta_{ph}}{R_g T_{ps}}} \times \sqrt{\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{1-k}}} \tag{2}$$

Trong đó:

$T_{ps}(K), P_{ps}(bar)$ là áp suất và nhiệt độ tại bình phát sinh

$A_{co}(m^2)$ là tiết diện cổ ống phun

$k = c_p/c_v$ là tỷ số nhiệt dung

η_{ph} là hiệu suất đẳng entropy của ống phun

$R_g(J/kgK)$ là hằng số khí riêng

Khi áp dụng định luật bảo toàn khối lượng và năng lượng, các mối quan hệ khí động lực học cho các quan hệ dòng chảy đẳng entropy giữa số Mach tại cửa ra ống phun, M_r, nhiệt độ tại cửa ra, T_r, và vận tốc tại cửa ra, C_r, được biểu diễn bởi các công thức sau [6], [10]:

$$\frac{A_r}{A_{co}} = \frac{1}{M_r} \times \sqrt{\left[\frac{k+1}{(k-1)M_r^2+2}\right]^{\frac{k+1}{1-k}}} \tag{3}$$

$$T_r = \frac{2T_{ps}}{1+(k-1)M_r^2} \tag{4}$$

$$C_r = (kRT_rM_r^2)^{1/2} \tag{5}$$

Trong đó:

$A_r(m^2)$ là tiết diện ở cửa ra ống phun

M_r là số Mach ở cửa ra ống phun

$C_r(m/s)$ là tốc độ dòng lưu động tại cửa ra ống phun

Vì giả thiết dòng lưu động giãn nở hoàn toàn trong buồng hút, áp suất xung quanh dòng này được quy về áp suất dòng bị cuốn P_{bh}. Khi áp dụng định luật bảo toàn năng lượng cùng mối quan hệ đẳng entropy, số Mach M_{1ht} tại vị trí mặt cắt $ht-ht$ của dòng lưu động được xác định qua [6], [9], [10]:

$$M_{1ht} = \sqrt{\frac{2\left[\left(\frac{P_{ps}}{P_{bh}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}{k-1}} \tag{6}$$

Từ đây suy ra nhiệt độ (T_{1ht}) và tốc độ dòng lưu động (C_{1ht}) tại mặt cắt $ht-ht$:

$$T_{1ht} = \frac{T_{bh}}{1+\frac{1}{2}(k-1)M_{1ht}^2} \tag{7}$$

$$C_{1ht} = \left(kRT_{1ht}M_{1ht}^2\right)^{1/2} \tag{8}$$

Diện tích hiệu dụng của dòng lưu động A_{1ht} được xác định bằng cách kết hợp các thông số đã tính toán tại cửa ra ống phun và buồng hút. Mối liên hệ này được biểu diễn thông qua công thức như sau:

$$A_{1ht} = \frac{A_r}{\eta_{ph} \times \eta_h} \times \frac{M_r}{M_{1ht}} \times \sqrt{\left[\frac{2+(k-1)M_r^2}{2+(k-1)M_{1ht}^2}\right]^{\frac{k+1}{1-k}}} \tag{9}$$

Trong đó η_h là hiệu suất giãn nở của buồng hút

2.2 Phân bố tốc độ tại mặt cắt ht-ht

Trong quá trình hoạt động của ejector, phân bố vận tốc dòng chảy theo bán kính (r) không đồng nhất do xuất hiện lớp biên gần thành trong. Ở vùng lõi sát trục trung tâm, dòng lưu động có vận tốc cao và tương đối đồng đều; trong khi ở phía ngoài, sát thành ejector, sự ma sát làm giảm vận tốc, tạo ra một lớp biên có phân bố vận tốc biến thiên hơn. Để mô tả hiện tượng này, chúng tôi sử dụng phân tích bán hai chiều (quasi-2D) nhằm xấp xỉ phân bố vận tốc theo hướng bán kính, đồng thời so sánh kết quả với mô hình một chiều (1D) truyền thống. Tại mặt cắt $ht-ht$, vận tốc c_d tại các điểm trên đường tròn có đường kính d có thể được giả định tuân theo phân bố dạng hàm mũ:

$$c_d = C_{1ht}\left(1-\frac{d}{D_{th}}\right)^x \tag{10}$$

Trong đó, d là đường kính của hình tròn thể hiện lưu lượng dòng lưu động đi qua mặt cắt $ht-ht$, D_{th} là đường kính thân ejector; còn x là tham số quyết định mức độ biến thiên vận tốc. Dựa vào công thức (10), ta thấy vận tốc tại thành trong ejector bằng 0 ($d = D_{th}$) và vận tốc đạt cực đại tại trung tâm $c_d = C_{1ht}$ ($d = 0$).

Số mũ x trong công thức (10) thể hiện mức độ phân bổ vận tốc xuyên tâm. Khi x nhỏ, vận tốc ở vùng lõi có xu hướng cao hơn hẳn so với vùng biên, làm tăng chênh lệch vận tốc giữa dòng lưu động và dòng bị cuốn. Ngược lại, khi x lớn, hai vùng này có vận tốc gần nhau hơn, giảm độ chênh lệch. Trong các mô hình mô phỏng ejector, giá trị x thường được điều chỉnh để tối ưu hoá phân bố vận tốc trong ejector.

Về chế độ hoạt động, khi ejector làm việc ở trạng thái tới hạn (critical), dòng lưu động và dòng bị cuốn

đều bị nghẽn ($M = 1$) tại các tiết diện cổ họng. Lúc này, tốc độ dòng có thể đạt tới siêu âm, lớp ranh giới giữa dòng lưu động và dòng bị cuốn mỏng hơn, dẫn đến quá trình hòa trộn diễn ra mạnh và nhanh hơn.

Trái lại, trong chế độ dưới tới hạn (subcritical), dòng bị cuốn không bị nghẽn ($M < 1$). Khi đó, lớp biên dày hơn, sự hòa trộn giữa hai dòng xảy ra chậm, và chênh lệch vận tốc giữa chúng giảm dần. Giá trị x cũng có thể thay đổi để phản ánh phân bố vận tốc thực tế hơn, thường là phân bố đồng đều hơn so với trường hợp tới hạn.

2.3 Các phương trình liên quan đến dòng bị cuốn

Để tính vận tốc trung bình của dòng chảy thứ cấp tại mặt cắt $ht - ht$ (C_{2ht}) và lưu lượng khối của nó (m_2) ở trạng thái tới hạn, chúng ta sử dụng tích phân theo bán kính từ vị trí $r = R_{1ht}$ (bán kính của dòng lưu động) đến $r = R_{th} = D_{th}/2$ (bán kính thân ống).

Vận tốc trung bình C_{2ht} được tính theo công thức [11]:

$$C_{2ht} = \frac{\int_{R_{1ht}}^{R_{th}} 2\pi r c_d dr}{\pi(R_{th}^2 - R_{1ht}^2)} = \frac{2C_{1ht}}{R_{th}^2 - R_{1ht}^2}\int_{R_{1ht}}^{R_{th}} r\left(1 - \frac{r}{R_{th}}\right)^x dr$$
$$= \frac{2C_{1ht}}{(R_{th}^2 - R_{1ht}^2)}\left[\frac{R_{th}^2}{x+1}\left(1 - \frac{R_{1ht}}{R_{th}}\right)^{x+1} - \frac{R_{th}^2}{x+2}\left(1 - \frac{R_{1ht}}{R_{th}}\right)^{x+2}\right] \quad (11)$$

Lưu lượng khối lượng của dòng bị cuốn tại mặt cắt $ht - ht$ (m_2) được tính từ tích phân lưu lượng theo diện tích tại mặt cắt [11]:

$$m_2 = \iint_{ht-ht} \rho_{ht}\, c_d dA = \frac{2\pi P_2 C_{1ht}}{R_g T_{2ht}}\int_{R_{1ht}}^{R_{th}} r\left(1 - \frac{r}{R_{th}}\right)^x dr$$
$$= \frac{2\pi P_{bh} C_{1ht} R_{th}^2}{R_g T_{2ht}}\left[\frac{1}{x+1}\left(1 - \frac{R_{1ht}}{R_{th}}\right)^{x+1} - \frac{1}{x+2}\left(1 - \frac{R_{1ht}}{R_{th}}\right)^{x+2}\right] \quad (12)$$

Các biến đổi tích phân của công thức (11) và (12) được thể hiện ở phần phụ lục.

Ở trạng thái tới hạn, khi xảy ra quá trình hòa trộn ở mặt cắt $ht - ht$ dòng bị cuốn phải đạt được tốc độ âm thanh. Do đó:

$$c_d = \left(kR_g T_{2ht}\right)^{1/2} \quad (13)$$

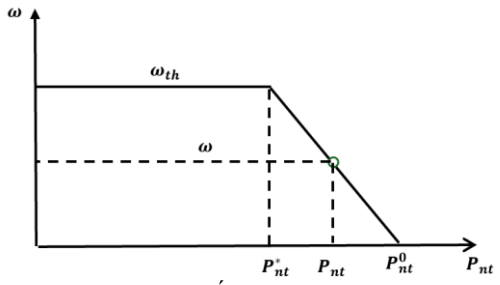
Phương trình cân bằng năng lượng tại mặt cắt $ht - ht$:

$$m_1 c_p(T_1)T_1 + \frac{1}{2}\eta_{ph} m_1 C_{1ht}^2 + m_2 c_p(T_2)T_2 + \frac{1}{2}\eta_h m_2 C_{2ht}^2$$
$$= m_1\left(c_p(T_{1ht})T_{1ht} + C_{1ht}^2\right) + m_2\left(c_p(T_{2ht})T_{2ht} + C_{2ht}^2\right) \quad (14)$$

2.4 Các phương trình ở chế độ dưới tới hạn

Đối với chế độ dưới tới hạn, dựa vào định lý Thales trong hình 3, có thể chứng minh được công thức sau:

$$\frac{\omega}{\omega_{th}} = \frac{P_{nt}^0 - P_{nt}}{P_{nt}^0 - P_{nt}^*} \quad (15)$$



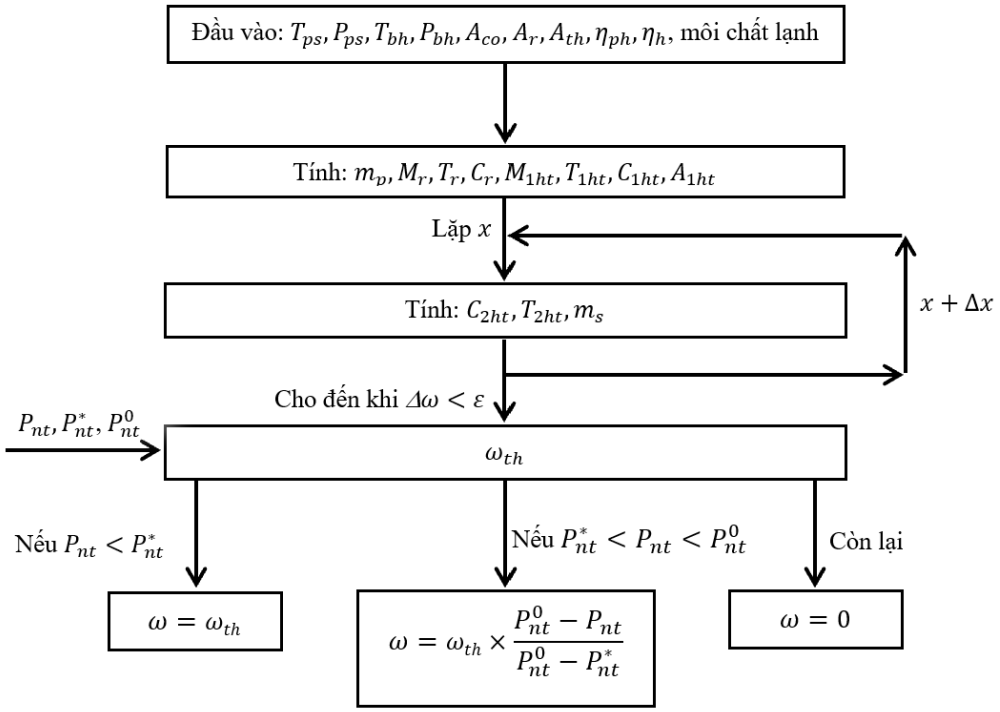
Hình 3: Chế độ dưới tới hạn

3 SƠ ĐỒ THUẬT TOÁN VÀ KIỂM CHỨNG KẾT QUẢ

3.1 Sơ đồ thuật toán

Sơ đồ thuật toán được minh họa trong hình 4. Các đầu vào của quá trình tính toán bao gồm nhiệt độ và áp suất tại hai đầu của ejector, thông số hình học của ejector, hiệu suất của ống phun và ống hút, cùng môi

chất lạnh tương ứng. Các phương trình cần thiết cho việc tính toán (tổng cộng 15 phương trình) đã được trình bày chi tiết ở phần 2. Trong quá trình tính, giá trị x (tham số quyết định mức độ biến thiên vận tốc) được lặp lại cho đến khi thu được tỷ lệ lôi cuốn. Sau đó, dựa trên giá trị áp suất ngưng tụ so với áp suất ngưng tụ tới hạn và áp suất ngược dòng, ta xác định tỷ lệ lôi cuốn thuộc chế độ tới hạn, chế độ dưới tới hạn, hoặc bằng 0.



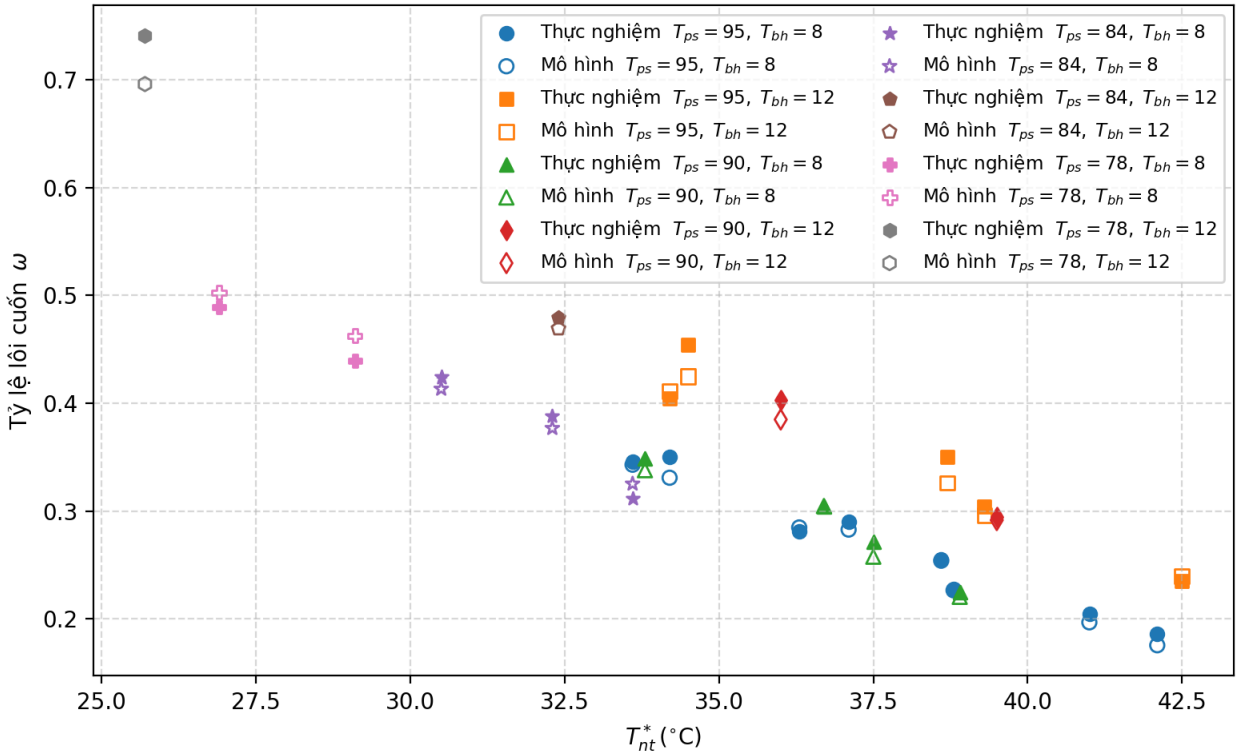
Hình 4: Sơ đồ thuật toán

3.2 So sánh với mô hình của Huang và các công sự [5]

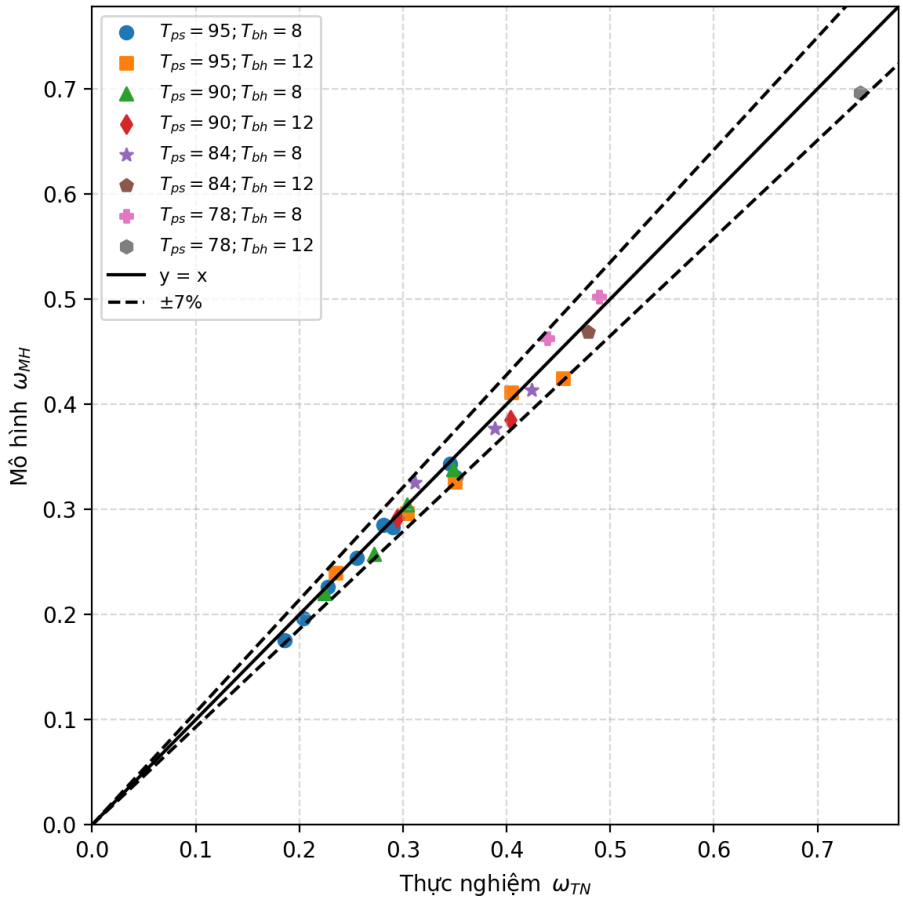
Dữ liệu thu thập bởi Huang và các cộng sự [5] ghi lại các kết quả từ hoạt động của các thiết kế ejector khác nhau trong chế độ tới hạn. Ejector gồm 2 loại ống phun với đường kính cổ ống phun lần lượt là 2,64 mm (A) và 2,82 mm (E), cùng đường kính cửa ra ống phun là 4,5 mm (A) và 5,1 mm (E). Tác giả cũng sử dụng tám loại thân ống khác nhau có kích thước từ 6,70 mm đến 9,20 mm với các ký hiệu lần lượt từ (A) đến (H). Điều kiện hoạt động được cài đặt với nhiệt độ phát sinh nằm trong khoảng từ 78 °C đến 95 °C, nhiệt độ bay hơi từ 8 °C đến 12 °C, và nhiệt độ ngưng tụ từ 24,4 °C đến 42,5 °C. Môi chất được sử dụng trong thí nghiệm là R141b.

Hình 5 trình bày so sánh tỷ lệ lôi cuốn ejector sử dụng mô hình của bài báo này và kết quả thực nghiệm của Huang và các cộng sự [5]. Các điều kiện đầu vào giống với mô hình được sử dụng trong nghiên cứu của Huang và các cộng sự [5] và áp dụng các hệ số hiệu suất đẳng nhiệt là $\eta_{ph} = 0{,}9, \eta_h = 0{,}85$. Các tính chất nhiệt động học của chất làm việc R141b, bao gồm nhiệt dung riêng (C_p) và tỷ số nhiệt dung (k), được xác định thông qua cơ sở dữ liệu NIST (https://webbook.nist.gov/).

Các kết quả so sánh tỷ lệ lôi cuốn từ mô hình hiện tại và dữ liệu thực nghiệm của Huang và các cộng sự [5] được cho trên hình 5a, trong khi hình 5b đánh giá sai số giữa 2 mô hình. Dựa vào kết quả từ đồ thị hình 5b có thể thấy rằng giá trị tuyệt đối của các sai số đều nhỏ hơn 7%. Điều này cho thấy mô hình này là đáng tin cậy đối với chế độ vận hành tới hạn.



Hình 5a: So sánh tỷ lệ lôi cuốn của mô hình với thực nghiệm Huang và các cộng sự [5]



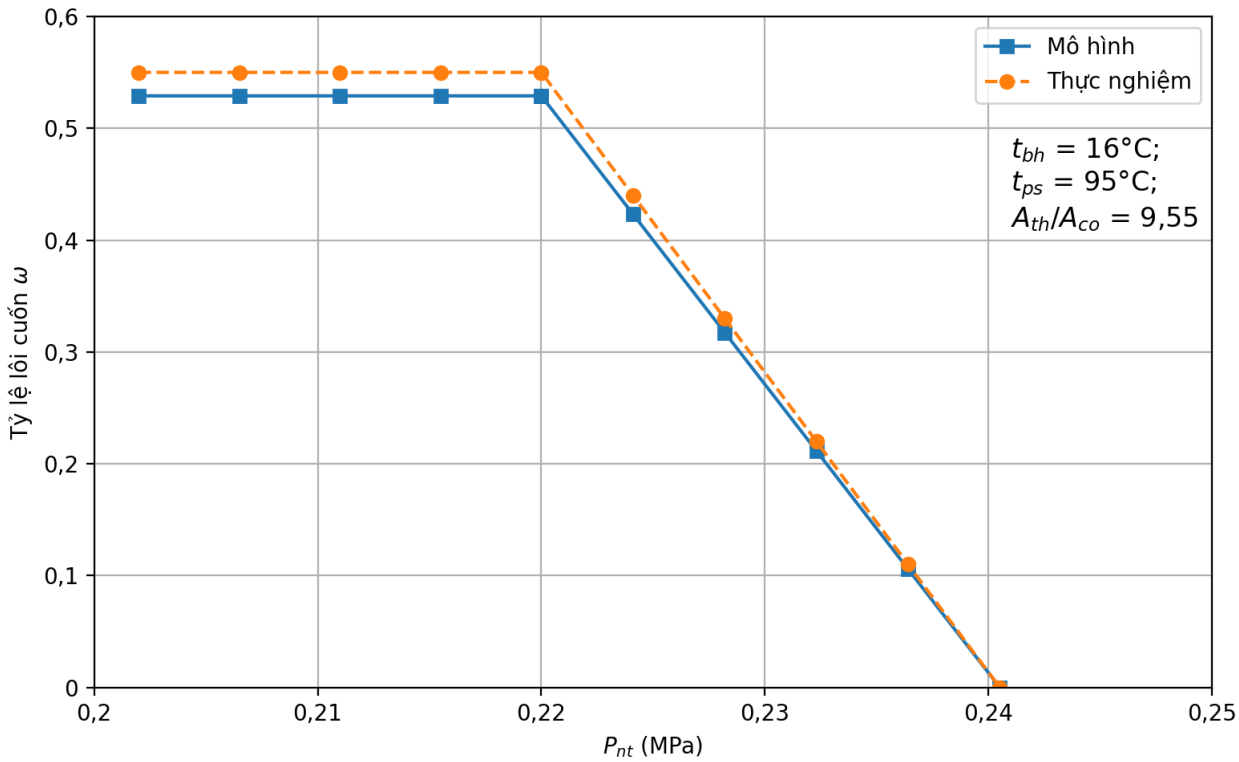
Hình 5b: Sai số giữa mô hình và thực nghiệm của Huang và các cộng sự [5]

3.3 So sánh với mô hình của Shestopalov và các cộng sự [12]

Hình 6 thể trình bày so sánh giữa mô hình này và kết quả thực nghiệm của Shestopalov và các cộng sự [12] trong cả trường hợp tới hạn và dưới tới hạn. Trong trường hợp này, môi chất được sử dụng là $R245fa$. Ejector được sử dụng là ejector 2-B có $A_{th}/A_{co} = 9{,}55$ và các thông số vận hành bao gồm $t_{ps} = 95°C, t_{bh} = 16°C$ và áp suất ngưng tụ được tăng dần cho đến khi ejector bị mất chức năng. Kết quả thực nghiệm cho thấy rằng tỷ lệ lôi cuốn của ejector đạt được là khoảng 0,55 và bắt đầu giảm nhanh về 0 khi P_{nt} tăng trên $0{,}22\ MPa$.

Trong mô hình mô phỏng này, các điều kiện đầu vào được sử dụng tương tự như thí nghiệm do Shestopalov thực hiện. Hệ số hiệu quả đẳng nhiệt được đặt là $\eta_{ph} = 0{,}9$ và $\eta_h = 0{,}85$. Các đặc tính nhiệt động học của chất làm lạnh R245fa, bao gồm nhiệt dung riêng (C_p) và tỷ số nhiệt dung (k), được truy xuất từ cơ sở dữ liệu của NIST.

Kết quả mô phỏng tương đối khớp với các dữ liệu thực nghiệm ở cả trường hợp tới hạn và dưới tới hạn, sai số lớn nhất chỉ khoảng 4% (hình 6).



Hình 6: So sánh tỷ lệ lôi cuốn với mô hình của Shestopalov và các cộng sự [12]

4 KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng thành công mô hình bán-2D (quasi-2D) nhằm mô tả và dự đoán chính xác đặc tính lôi cuốn của các ejector dưới nhiều điều kiện vận hành, bao gồm cả chế độ tới hạn lẫn dưới tới hạn. Khi được đối chiếu với dữ liệu thực nghiệm của Huang và các cộng sự [5] (R141b) và Shestopalov và các cộng sự [12] (R245fa) – đại diện cho hai môi chất và nhiều mức áp suất, nhiệt độ khác nhau – sai số lớn nhất của mô hình lần lượt dưới 7% và 4%. Kết quả này khẳng định ưu thế của cách tiếp cận bán-2D: mô hình xét tới phân bố vận tốc theo bán kính, tác động của lớp biên và sự xuất hiện sóng xung kích, nhờ đó phản ánh chính xác hơn quá trình trộn dòng và tỷ lệ lôi cuốn so với các mô hình 1D truyền thống – đặc biệt trong vùng dưới tới hạn. Kết quả thu được cung cấp cơ sở định lượng cho việc tối ưu hóa hình học ejector, từ đó giúp nâng cao hiệu quả của chu trình lạnh ejector sử dụng nguồn nhiệt thấp hoặc năng lượng tái tạo.

PHỤ LỤC

Phụ lục A – Biến đổi tích phân công thức (11)

Đối với công thức tính vận tốc trung bình C_{2ht}, đặt phần biểu thức dưới dấu tích phân là:

$$I = \int_{R_{1ht}}^{R_{th}} r\left(1 - \frac{r}{R_{th}}\right)^x dr \tag{A.1}$$

Đổi biến: $u = 1 - \frac{r}{R_{th}} \Longrightarrow r = R_{th}(1-u)$. Đổi cận: khi $r = R_{1ht} \Longrightarrow u = 1 - \frac{R_{1ht}}{R_{th}}$; khi $r = R_{th} \Longrightarrow u = 0$

Vi phân: $du = \frac{-1}{R_{th}} dr \Longrightarrow dr = -R_{th} du$. Thay vào phương trình (A.1) ta được:

$$I = \int_{R_{1ht}}^{R_{th}} r\left(1 - \frac{r}{R_{th}}\right)^x dr = \int_{1-\frac{R_{1ht}}{R_{th}}}^{0} R_{th}(1-u)u^x(-R_{th})du = -{R_{th}}^2 \int_{1-\frac{R_{1ht}}{R_{th}}}^{0} (1-u)u^x du \tag{A.2}$$

Tích phân hàm lũy thừa:

$$I = -{R_{th}}^2 \int_{1-\frac{R_{1ht}}{R_{th}}}^{0} (u^x - u^{x+1})du = -{R_{th}}^2 \left[\frac{u^{x+1}}{x+1} - \frac{u^{x+2}}{x+2}\right]_{1-\frac{R_{1ht}}{R_{th}}}^{0} \tag{A.3}$$

Rút gọn:

$$I = {R_{th}}^2 \left[\frac{\left(1 - \frac{R_{1ht}}{R_{th}}\right)^{x+1}}{x+1} - \frac{\left(1 - \frac{R_{1ht}}{R_{th}}\right)^{x+2}}{x+2}\right] = \frac{{R_{th}}^2}{x+1}\left(1 - \frac{R_{1ht}}{R_{th}}\right)^{x+1} - \frac{{R_{th}}^2}{x+1}\left(1 - \frac{R_{1ht}}{R_{th}}\right)^{x+2} \tag{A.4}$$

Từ đó chứng minh được công thức (11)

Phụ lục B – Biến đổi tích phân công thức (12)

Lưu lượng khối lượng của dòng bị cuốn tại mặt cắt $ht - ht$ được tính từ tích phân lưu lượng theo diện tích tại mặt cắt:

$$m_2 = \iint_{ht-ht} \rho_{ht}\, c_d dA \tag{B.1}$$

Với ρ_{ht} là khối lượng riêng lưu chất tại mặt cắt $ht - ht$; c_d tính theo công thức (10).

Trên mặt cắt tròn $ht - ht$ bán kính từ $r = R_{1ht}$ đến $r = R_{th}$, ta có $dA = rdrd\theta$ với θ là góc tọa độ trong hệ tọa độ tròn. Từ đây suy ra:

$$m_2 = \int_0^{2\pi} d\theta \int_{R_{1ht}}^{R_{th}} \rho_{ht} C_{1ht}\left(1 - \frac{r}{R_{th}}\right)^x rdr = 2\pi\rho_{ht}C_{1ht}\int_{R_{1ht}}^{R_{th}} r\left(1 - \frac{r}{R_{th}}\right)^x dr \tag{B.2}$$

Thay $\rho_{ht} = \frac{P_2}{R_g T_{2ht}}$ vào phương trình (B.2) ta được:

$$m_2 = \frac{2\pi P_2}{R_g T_{2ht}} C_{1ht}\int_{R_{1ht}}^{R_{th}} r\left(1 - \frac{r}{R_{th}}\right)^x dr = \frac{2\pi P_2}{R_g T_{2ht}} C_{1ht} I \tag{B.3}$$

Với I là tích phân (A.1) và kết quả tính là công thức (A.4), từ đó suy ra công thức (12)

BẢNG KÝ HIỆU

$A\ (m^2)$ – diện tích, tiết diện
$c_p\ (J/kgK)$ – nhiệt dung riêng đẳng áp
$d, D\ (m)$ – đường kính
$m\ (kg/s)$ – lưu lượng khối lượng
M – số Mach
$P\ (Pa)$ – áp suất
$r, R\ (m)$ – bán kính
$R_g\ (J/kgK)$ – hằng số khí riêng
$k = c_p/c_v$ – tỷ số nhiệt dung
$T\ (K)$ – nhiệt độ
$C\ (m/s)$ – vận tốc
η – hệ số
ω – tỷ lệ lôi cuốn
x – số mũ phân bổ vận tốc

Ký hiệu chân

1 – dòng lưu động, cửa vào ejector
2 – dòng bị cuốn, cửa hút ejector
bh – bay hơi
co – cổ ống phun ejector
h - ống hút ejector
ht –hòa trộn
nt – ngưng tụ
ps – phát sinh
ph - ống phun
r – cửa ra ống phun ejector
th – thân ống

REFERENCES

[1] 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.

[2] G. Besagni, R. Mereu, and F. Inzoli, "Ejector refrigeration: a comprehensive review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 53, pp. 373–407, 2016.

[3] B. M. Tashtoush, A.-N. Moh'd A, and M. A. Khasawneh, "A comprehensive review of ejector design, performance, and applications," *Appl. Energy*, vol. 240, pp. 138–172, 2019.

[4] 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.

[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] Y. Zhu, W. Cai, C. Wen, and Y. Li, "Shock circle model for ejector performance evaluation," *Energy Convers. Manag.*, vol. 48, no. 9, pp. 2533–2541, 2007.

[7] W. Chen, C. Shi, S. Zhang, H. Chen, D. Chong, and J. Yan, "Theoretical analysis of ejector refrigeration system performance under overall modes," *Appl. Energy*, vol. 185, pp. 2074–2084, 2017.

[8] G. Besagni, N. Cristiani, L. Croci, G. R. Guédon, and F. Inzoli, "Multi-scale evaluation of ejector performances: The influence of refrigerants and ejector design," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 186, p. 116502, 2021.

[9] W. Chen, M. Liu, D. Chong, J. Yan, A. B. Little, and Y. Bartosiewicz, "A 1D model to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes," *Int. J. Refrig.*, vol. 36, no. 6, pp. 1750–1761, 2013.

[10] B. Tashtoush and A. Hasan, "A novel hybrid solar ejector cooling system with thermoelectric generators," *Energy*, vol. 198, p. 117318, 2020.

[11] Y. Zhu and Y. Li, "Novel ejector model for performance evaluation on both dry and wet vapors ejectors," *Int. J. Refrig.*, vol. 32, no. 1, pp. 21–31, 2009.

[12] K. O. Shestopalov, B. J. Huang, V. O. Petrenko, and O. S. Volovyk, "Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 2. Theoretical and experimental results," *Int. J. Refrig.*, vol. 55, pp. 212–223, 2015.

A QUASI-2D MODEL FOR PREDICTING ENTRAINMENT CHARACTERISTICS OF EJECTORS UNDER VARIOUS OPERATING CONDITIONS

NGUYEN TRUNG KIEN (*), CAO TRUNG HAU, NGUYEN HIEU NGHIA, KIEN NGUYEN

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

Corresponding author: nguyentrungkien.08@iuh.edu.vn

Abstract. The ejector is a key component in low-grade thermal refrigeration systems thanks to its simple construction and its potential to boost cycle efficiency. This paper presents a quasi-2D mathematical model that accurately predicts entrainment ratio of ejector in both critical and sub-critical regimes. Unlike conventional one-dimensional methods, the quasi-2D approach captures the radial velocity distribution, boundary-layer effects, and shock-wave region. The model is validated against a wide experimental database covering several refrigerants and operating conditions; the maximum deviation is below 7%, while pressure trends and entrainment ratios—especially in the sub-critical zone—are reproduced faithfully. These results highlight the necessity of simultaneously accounting for axial and radial flow directions and provide a reliable basis for ejector geometry optimisation, ultimately improving the COP of ejector-based refrigeration systems.

Keywords. Quasi-2D model, Ejector, Critical, Subcritical, Entrainment ratio, Refrigeration systems.

Ngày nhận bài: 09/4/2025
Ngày nhận đăng: 30/6/2025