

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP.HCM**

NGUYỄN TRỌNG HIẾU

**NGHIÊN CỨU CÁC ĐẶC TÍNH TRUYỀN NHIỆT CỦA THIẾT BỊ BAY
HƠI KÊNH MICRO TRONG MÁY ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ CỠ NHỎ
DÙNG MÔI CHẤT LẠNH CO₂**

Chuyên ngành: Kỹ Thuật Cơ Khí
Mã số chuyên ngành: 62520103

TÓM TẮT LUẬN ÁN TIẾN SĨ

TP. HỒ CHÍ MINH – THÁNG 11 năm 2022

Công trình được hoàn thành tại **Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM**

Người hướng dẫn khoa học 1: PGS.TS. Đặng Thành Trung

Người hướng dẫn khoa học 2: GS.TS. Jyh Tong Teng

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Luận án sẽ được bảo vệ trước Hội đồng đánh giá luận án Trường họp tại
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM
vào ngày tháng năm

Có thể tìm hiểu luận án tại thư viện:

- Thư viện Quốc gia Việt Nam
- Thư viện Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM

DANH MỤC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ

Tap chí quốc tế

1. **Tronghieu Nguyen**; Thanhtrung Dang. The Effect of Fin Shape on the Heat Transfer and the Solution Time of a Microchannel Evaporator in a CO₂ Air Conditioning System—A Numerical Investigation. *Micromachines* 2022, 13, 1648. <https://doi.org/10.3390/mi13101648> (SCIE)
2. **Tronghieu Nguyen**, Thanhtrung Dang and Kimhang Vo, Experimental Investigation on a Microchannel Evaporator of CO₂ Air Conditioning System with an Internal Heat Exchanger, *International Journal of Emerging Research in Management & Technology*, Vol. 6, Issue 4, 2017, pp. 40-45
3. Thanhtrung Dang, K. Vo, C.Le, **Tronghieu Nguyen**, An experimental study on subcooling process of a transcritical CO₂ air conditioning cycle working with microchannel evaporator, *Journal of Thermal Engineering*, vol. 3, no. 5, pp. 1505-1514 october, 2017 (ESCI)

Kỹ yếu hội nghị quốc tế

4. Thanhtrung Dang, **Tronghieu Nguyen**, Effect of the pressure ratio on the heat transfer phenomena of the evaporator in CO₂ air conditioning system, AUN/SEED-Net Joint Regional Conference in Transportation, Energy and Mechanical Manufacturing Engineering - RCTEMME2021 December 2021, Hanoi, Vietnam (Springer, (Scopus))
5. Thanhtrung Dang, **Tronghieu Nguyen**, An Experimental Study on The Performance of An Air Conditioning System using CO₂ Refrigerant with The Actual Power Input of 440W, The 5th International Conference on Green Technology and Sustainable Development, pp.645-650 (EI)
6. **Tronghieu Nguyen**, Thanhtrung Dang and Minhchung Doan, The Effect of Airflow Rate on The Cooling Capacity of Minichannal Evaporator using CO₂ Refrigerant, *Advances in Intelligent Systems and Computing*, Volume 1284 – Computational Intelligence Methods for Green Technology and Sustainable Development - Proceedings of the International Conference GTSD2020, Springer, Jan 2021, pp. 399-408 (Scopus)
7. **Tronghieu Nguyen**, Thanhtrung Dang and Kimhang Vo, Experimental comparisons on heat transfer characteristic of CO₂ air conditioning system with an internal heat exchanger and without an internal heat exchanger, 2019 International Conference on System Science and Engineering (ICSSE), pp 719 – 723(EI)

8. **Tronghieu Nguyen**, and Thanhtrung Dang, The effects of mass flow rate on the performance of a microchannel evaporator using CO2 refrigerant, 2018 4th international conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD), pp 399-403 (EI)

Kỷ yếu hội nghị trong nước

9. **Nguyễn Trọng Hiếu**, Đặng Thành Trung, Lê Bá Tân, Đoàn Minh Hùng, Nguyễn Hoàng Tuấn, Nghiên cứu các đặc tính truyền nhiệt trong thiết bị bay hơi kênh micro dùng môi chất lạnh CO2 bằng phương pháp mô phỏng số, Hội nghị cơ khí toàn quốc 2015, 2015, pp. 631-636

Công trình liên quan

1. Thanhtrung Dang, Chihiep Le, **Tronghieu Nguyen**, and Minhhung Doan, A Study on the COP of CO2 Air Conditioning System with Minichannel Evaporator Using Subcooling Process, Mechanics, Materials Science & Engineering (MMSE) Journal, Vol. 10, 2017, pp.1-13

2. Thanhtrung Dang, Kimhang Vo, and **Tronghieu Nguyen**, Experiments on Expansion and Superheat Processes of a CO2 Cycle Using Microchannel Evaporator, American Journal of Engineering Research, Vol. 6, Issue 3, 2017, pp. 115-121 (EI)

3. Ketdoan V. Chau, **Tronghieu Nguyen**, and Thanhtrung Dang, Numerical Simulation on Heat Transfer Phenomena in Microchannel Evaporator of A CO2 Air Conditioning System, American Journal of Engineering Research, Vol. 6, Issue 2, 2017, pp. 174-180 (EI)

4. Tankhuong Nguyen, **Tronghieu Nguyen**, Thanhtrung Dang and Minhhung Doan, An experiment on a CO2 air conditioning system with Copper heat exchangers, International Journal of Advanced Engineering, Management and Science, Vol. 2, 2016, 2058-2063

5. Kimhang Vo, Thanhthao Nguyen, Thantrung Dang, **Tronghieu Nguyen**, Hoangtuan Nguyen, An experimental investigation on the heat transfer coefficient of CO2 in minichannel and Microchannel Evaporators, International conference on “Physics and Mechanis of new Materials and their Applications”, Nov 7, 2019(EI)

6. Dangtri Ho, Thanhtrung Dang, Chihiep Le, and **Tronghieu Nguyen**, An experimental comparison between a microchannel cooler and conventional coolers of a CO2 air conditioning cycle, The proceedings of IEEE International Conference on System Science and Engineering 2017 (ICSSE2017), Hochiminh City, Vietnam, pp. 682-687

MỤC LỤC

CHƯƠNG 1	TỔNG QUAN	1
1.1	Tổng quan về lĩnh vực nghiên cứu	1
1.1.1	Tình hình nghiên cứu ngoài nước.....	1
1.1.2	Tình hình nghiên cứu trong nước	2
1.2	Tính cấp thiết của đề tài.....	2
1.3	Mục tiêu nghiên cứu	2
1.4	Đối tượng và phạm vi nghiên cứu	2
1.4.1	Đối tượng.....	2
1.4.2	Phạm vi nghiên cứu.....	3
1.5	Nội dung và phương pháp nghiên cứu.....	3
CHƯƠNG 2	CƠ SỞ LÝ THUYẾT	3
2.1	Lý thuyết về truyền nhiệt kênh micro/mini	3
2.1.1	Hệ số truyền nhiệt tổng của TBBH	3
2.1.2	Hệ số toả nhiệt đối lưu phía không khí.....	4
2.1.3	Hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất lạnh CO ₂	4
2.1.4	Tổn thất áp suất trong TBBH kênh micro	5
2.2	Lý thuyết về hệ thống lạnh CO ₂ trên tới hạn	5
2.2.1	Môi chất CO ₂ (R744).....	5
2.2.2	Hệ thống lạnh CO ₂ trên tới hạn cơ bản.....	6
CHƯƠNG 3	TÍNH TOÁN THIẾT KẾ VÀ KIỂM TRA HỆ THỐNG	7
3.1	Tính toán thiết kế hệ thống lạnh CO ₂ trên tới hạn	7
3.2	Tính kiểm tra kết quả thiết kế.....	11
CHƯƠNG 4	MÔ PHÒNG SỐ VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ	12
4.1	Thiết lập phương trình toán học cho mô phỏng số	12
4.2	Thiết lập mô phỏng số	13

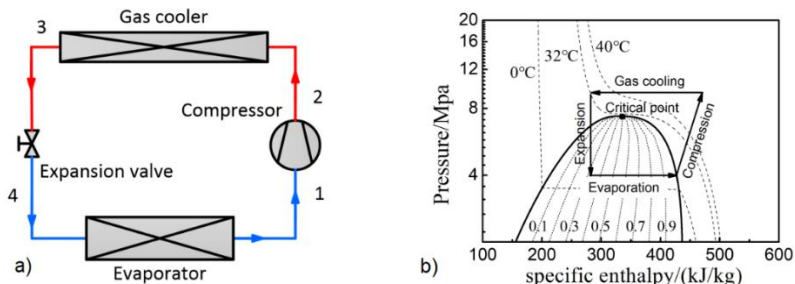
4.2.1	Thiết lập môi trường.....	14
4.2.2	Thiết lập mô hình hình học.....	14
4.2.3	Thiết lập thuộc tính vật liệu:.....	15
4.2.4	Điều kiện biên	15
4.2.5	Chia lưới.....	15
4.2.6	Mô phỏng	16
4.3	Kết quả và thảo luận mô phỏng	16
4.3.1	Độ khô:	16
4.3.2	Vận tốc	16
4.3.3	Nhiệt độ và mật độ dòng nhiệt:	16
4.3.4	Hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha.....	17
4.3.5	Áp suất.....	17
CHƯƠNG 5 THỰC NGHIỆM VÀ THẢO LUẬN		17
5.1	Lắp đặt hệ thống	17
5.2	Các kết quả thực nghiệm và thảo luận.....	18
5.2.1	Thực nghiệm đánh giá kết quả tính toán và mô phỏng số.....	18
5.2.2	Ảnh hưởng của quá trình làm mát phụ	21
5.2.3	Ảnh hưởng của quá trình hồi nhiệt.....	21
5.2.4	Ảnh hưởng của lưu lượng CO ₂	22
5.2.5	Ảnh hưởng của lưu lượng không khí qua TBBH	23
5.2.6	Ảnh hưởng của tỉ số nén pc/pe đến đặc tính TBBH	24
CHƯƠNG 6 KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN.....		25
6.1	Kết luận	25
6.2	Tính mới của đề tài.....	25
6.3	Hướng phát triển.....	27
TÀI LIỆU THAM KHẢO		28

CHƯƠNG 1 TỔNG QUAN

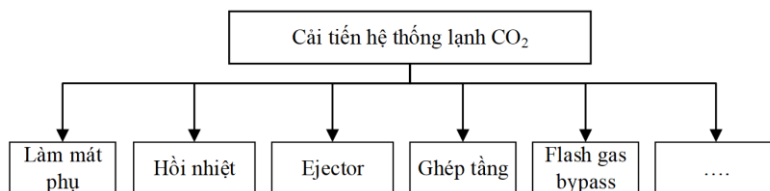
1.1 Tổng quan về lĩnh vực nghiên cứu

1.1.1 Tình hình nghiên cứu ngoài nước

Các nghiên cứu [1 – 17] đã đề cập về hệ thống lạnh CO₂ trên tới hạn và các phương án kỹ thuật để nâng cao năng suất lạnh, như thể hiện hình 1.1 và 1.3.



Hình 1.1. Chu trình lạnh CO₂ cơ bản (a) và đồ thị p-h (b) [3]



Hình 1.3. Các công nghệ nâng cao hiệu suất của hệ thống lạnh CO₂ [3]

Các nghiên cứu [18 – 32] đã đề cập về hình dáng và các phương pháp chế tạo kênh micro/mini. Hình dáng tiết diện kênh khác nhau thì sự trao đổi nhiệt trên kênh cũng khác nhau. Trong đó, kênh hình tròn và elip có kết quả tốt nhất. Trong các nghiên cứu [33 – 39], tổn thất áp suất không những phụ thuộc vào các yếu tố hình học như đường kính, chiều dài, độ nhám... mà còn phụ thuộc vào các đặc tính chất lỏng (mật độ, độ nhớt và sức căng bề mặt), dòng chất (vận tốc dòng chảy, lưu lượng khối hoặc số Reynolds). Ngoài ra, tổn thất áp suất trên dòng 2 pha lớn hơn nhiều so với tổn thất áp suất trên dòng 1 pha. Trong luận văn này, môi chất lạnh trong thiết bị bay hơi ở trạng thái 2 pha và quá nhiệt, nên sự tổn thất áp suất sẽ được trình bày ở cả 2 trạng thái.

Các nghiên cứu [40] – [41] đã đề cập về hệ số truyền nhiệt. Hệ số truyền nhiệt phụ thuộc vào đặc tính chất lỏng, lưu lượng, dòng nhiệt, hình học kênh. Ngoài ra, dòng 2 pha cũng có sự trao đổi nhiệt tốt hơn so với dòng 1 pha. Các nghiên cứu [42] – [55] đã đề cập về kênh micro/mini sử dụng môi chất lạnh CO₂ nhưng chủ yếu là thiết bị ống đơn, kênh đơn, hoặc nhiều kênh (ống) được xếp song song nhau. Ngoài ra, hệ thống lạnh CO₂ cũng đã được nghiên cứu nhưng ở dạng macro... Chưa có hoặc có ít nghiên cứu về hệ thống lạnh CO₂ hoạt động trên tới hạn, sử dụng thiết bị bay hơi kênh micro.

1.1.2 Tình hình nghiên cứu trong nước

Nguyễn Huy Bích [56] đã mô phỏng số sự di chuyển của vi giọt chất lỏng trong microchannel. Các nghiên cứu từ [57 – 62] tập trung vào thiết bị trao đổi nhiệt dòng 1 pha với môi chất nước.

1.2 Tính cấp thiết của đề tài

Đa số các công bố tập trung vào 1 kênh compact hoặc nhiều kênh trên 1 ống về các đặc tính truyền nhiệt, tổn thất áp suất, chế độ dòng chảy... các nghiên cứu về hệ thống CO₂ với thiết bị bay hơi kênh compact để ứng dụng trong dân dụng khá ít và các công bố thông số nhiệt động chưa tường minh. Các nghiên cứu trước chưa thực hiện đó là nghiên cứu chu trình lạnh với áp suất đầu đầy thấp hơn và mô phỏng số các đặc tính truyền nhiệt quan trọng như mật độ dòng nhiệt trong thiết bị bay hơi kênh micro trong chu trình lạnh CO₂.

1.3 Mục tiêu nghiên cứu

- Xác định được các đặc tính truyền nhiệt trên TBBH kênh micro.
- Xác định được các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình bay hơi.

1.4 Đối tượng và phạm vi nghiên cứu

1.4.1 Đối tượng

- Các đặc tính truyền nhiệt: Trường nhiệt độ, áp suất, hệ số tỏa nhiệt đối lưu, hệ số truyền nhiệt, mật độ dòng nhiệt, công suất nhiệt/nhiệt lượng.
- Thiết bị làm mát phụ, thiết bị hồi nhiệt.

1.4.2 Phạm vi nghiên cứu

- TBBH ống nhôm dẹt có công suất lạnh 9000BTU/h.
- Chu trình lạnh CO₂ 1 cấp trên tới hạn (trên 31°C và trên 73,8 bar).
- Nhiệt độ môi trường 28 – 32°C. Nhiệt độ bay hơi 5 – 15°C.

1.5 Nội dung và phương pháp nghiên cứu

- Xây dựng cơ sở lý thuyết và phương trình truyền nhiệt.
- Tính toán, thiết kế hệ thống lạnh cỡ nhỏ với môi chất CO₂.
- Tính kiểm tra hệ số toả nhiệt CO₂ và tổn thất áp suất trên TBBH.
- Mô phỏng số TBBH và đánh giá kết quả.
- Lắp đặt hệ thống, thực nghiệm và đánh giá kết quả.
- Ảnh hưởng của thiết bị làm mát phụ (subcooler), thiết bị hồi nhiệt.
- Ảnh hưởng lưu lượng CO₂, lưu lượng không khí và tỉ số áp suất.

Các phương pháp nghiên cứu được sử dụng trong nghiên cứu này đó là phương pháp lý thuyết, mô phỏng số, thực nghiệm và xử lý dữ liệu.

CHƯƠNG 2 CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1 Lý thuyết về truyền nhiệt kênh micro/mini

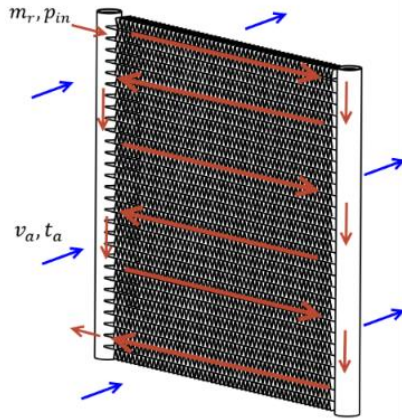
2.1.1 Hệ số truyền nhiệt tổng của TBBH

Xét thiết bị bay hơi (TBBH) có ống nhôm dẹt như hình 2.1.

Áp dụng định luật nhiệt động học I về phía môi chất lạnh.

$$\text{Năng suất lạnh của TBBH: } Q_e = \dot{m}_r (h_{out} - h_{in}) = k_e A_e \bar{\Delta} t_e \quad (2.1)$$

Trong đó \dot{m}_r là lưu lượng khối lượng của CO₂. h là enthalpy. A_e là diện tích trao đổi nhiệt có cánh của TBBH. $\bar{\Delta} t_e$ là độ chênh nhiệt độ trung bình logarit.



Hình 2.1 Môi chất và không khí chuyển động qua ống

2.1.2 Hệ số toả nhiệt đối lưu phía không khí

Hệ số toả nhiệt đối lưu phía không khí khô được tính:

$$\alpha_{a,dry} = C \frac{\lambda_a}{S_p} \left(\frac{D_o}{S_p} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_f}{S_p} \right)^{-0,14} Re_a^n \quad (2.9)$$

Trong đó C, n là hệ số thực nghiệm. λ_a là hệ số dẫn nhiệt của không khí tại nhiệt độ xét. S_p là bước cánh của TBBH kênh mini/micro. D_o là đường kính ngoài của ống. h_f là chiều cao cánh.

2.1.3 Hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất lạnh CO_2

Môi chất lạnh vào TBBH ở trạng thái 2 pha, nhận nhiệt và ra khỏi thiết bị ở trạng thái quá nhiệt. Vì thế, 2 miền trên thiết bị bay hơi được tính toán.

2.1.3.1 Hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha

Hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha trong kênh micro/mini [68]:

$$\alpha_{r,tp} = S \cdot \alpha_{NB} + F \cdot \alpha_{l0} \quad (2.17)$$

Trong đó α_{NB} là hệ số toả nhiệt đối lưu khi môi chất sôi, α_{l0} là hệ số toả nhiệt đối lưu của pha lỏng trong ống, S và F là các hệ số.

- Đề xuất hệ số ma sát khác phù hợp với mô hình tính toán.

Re < 10⁴: dòng chảy quá độ, dòng chảy tầng, hệ số ma sát [69]:

$$Po = fRe$$

$$= 24(1 - 1,3553a_c + 1,9467a_c^2 - 1,7012a_c^3 + 0,9564a_c^4 - 0,2537a_c^5) \quad (2.30)$$

Với a_c là tỉ lệ giữa cạnh ngắn và cạnh dài của kênh micro.

Re > 10⁴: dòng chảy rối, có thể áp dụng công thức hệ số ma sát sau [69]:

$$f = \frac{0,25 \left[\ln \left(\frac{\varepsilon/D_h + 5,74}{3,7 Re^{0,9}} \right) \right]^{-2}}{4} \quad (2.31)$$

Với ε là độ nhấp nhô trong lòng kênh micro. Chọn $\varepsilon = 7,3 \cdot 10^{-5}(\text{m})$.

2.1.3.2 Môi chất ở trạng thái hơi bão hòa khô và quá nhiệt

Khi môi chất chỉ còn 1 pha hoặc bị quá nhiệt thì hệ số trao đổi nhiệt của thiết bị bay hơi được tính như công thức trong [70]:

$$\alpha_{r,sp} = Nu_g \frac{\lambda_g}{D_h}; Nu_g = 0,022 Re_g^{0,73} Pr^{0,48} \quad (2.32)$$

2.1.4 Tổn thất áp suất trong TBBH kênh micro

Trong khi đó, Kandiklar [71] và Coleman [72] trình bày tổn thất áp suất trong ống mini hoặc micro giữa đầu vào và đầu ra như sau:

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_{fr,1ph} + \Delta p_{fr,tp} + \Delta p_{ac} + \Delta p_{gr} + \Delta p_e \quad (2.35)$$

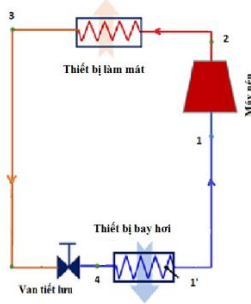
Trong đó Δp_c là tổn thất áp suất tại đầu vào. $\Delta p_{fr,1ph}$ là tổn thất áp suất do ma sát dòng 1 pha. $\Delta p_{fr,tp}$ là tổn thất áp suất do ma sát dòng 2 pha. Δp_{ac} là tổn thất áp suất do gia tốc dòng chảy. Δp_{gr} là tổn thất áp suất do lực trọng trường. Δp_e là tổn thất áp suất tại đầu ra.

2.2 Lý thuyết về hệ thống lạnh CO₂ trên tới hạn

2.2.1 Môi chất CO₂ (R744)

Với những lợi thế về môi trường (GWP = 1, không làm suy giảm Ozon, không độc hại, không cháy), R744 có thể là môi chất lạnh để thay thế HFCs ở chế độ nhiệt độ bay hơi cao như điều hoà không khí xe hơi, điều hoà không khí.

2.2.2 Hệ thống lạnh CO₂ trên tới hạn cơ bản



Hình 2. 4 Sơ đồ nguyên lý và đồ thị p-h hệ thống lạnh CO₂

Để phân tích các điểm nút, thông số nhiệt động lực học của chu trình điều hòa không khí CO₂, các phương trình chính được đưa ra dưới đây:

$$\text{Lượng nhiệt thải ra tại TBLM: } \dot{Q}_{2-3} = \dot{m}_c(h_2 - h_3) \quad (2.46)$$

$$\text{Công nén: } \dot{W}_{1-2} = \dot{m}_c(h_2 - h_1) \quad (2.47)$$

$$\text{Quá trình tiết lưu đẳng enthalpy: } h_3 = h_4$$

$$\text{Lượng nhiệt hấp thụ tại TBBH: } \dot{Q}_{4-1} = \dot{m}_c(h_1 - h_4) \quad (2.48)$$

$$\text{Hệ số COP của chu trình: } COP = \frac{\dot{Q}_{4-1}}{\dot{W}_{1-2}} \quad (2.49)$$

$$\text{Diện tích trao đổi nhiệt của thiết bị: } A = \frac{Q}{k\Delta t_{lm}} \quad (2.50)$$

Độ chênh lệch nhiệt độ trung bình logarit được tính:

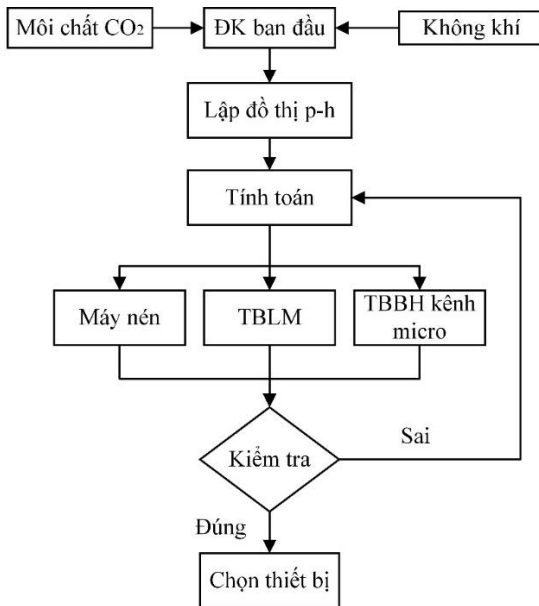
$$\Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \quad (2.51)$$

Trong đó Q là lượng nhiệt trao đổi tại các thiết bị trao đổi nhiệt, k là hệ số truyền nhiệt tổng, Δt_{lm} là độ chênh nhiệt độ trung bình logarit, \dot{m}_c là lưu lượng khối lượng môi chất CO₂.

CHƯƠNG 3 TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG LẠNH CO₂ VỚI THIẾT BỊ BAY HƠI KÊNH MICRO

3.1 Tính toán thiết kế hệ thống lạnh CO₂ trên tới hạn

3.1.1 Trình tự tính toán

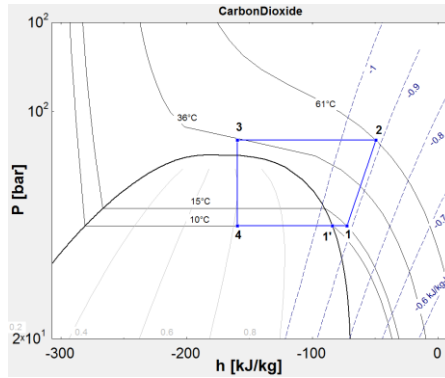


Hình 3.1 Trình tự tính toán hệ thống lạnh

3.1.2 Điều kiện ban đầu cho bài toán thiết kế

Dựa vào phạm vi nghiên cứu và giới hạn của đề tài:

- Hệ thống làm mát có công suất lạnh 9000BTU/h (~2600W)
- Hệ thống lạnh CO₂ được thiết kế hoạt động trên tới hạn, $p_k=82$ bar,
- Theo [75], nhiệt độ không khí được khảo sát thay đổi trong khoảng 28 – 32°C. Vậy, chọn nhiệt độ không khí vào thiết bị làm mát là 32°C.
- Nhiệt độ môi chất khi ra khỏi thiết bị làm mát có nhiệt độ $t_k=36^\circ\text{C}$
- Tại thiết bị bay hơi, môi chất lạnh sôi ở nhiệt độ $t_0 = 10^\circ\text{C}$, ứng với áp suất bão hoà là 45 bar. Khi môi chất ra khỏi thiết bị có nhiệt độ 15°C.
- Giả sử bỏ qua tổn thất áp suất trên thiết bị làm mát và thiết bị bay hơi



Hình 3.2 Đồ thị p-h biểu diễn các trạng thái của chu trình

3.1.3 Lập bảng các giá trị của các điểm nút chu trình

Áp dụng phần mềm EES và các số liệu ban đầu, các điểm nút của chu trình sẽ được tính toán như bảng 3.1.

Bảng 3.1 Các thông số trạng thái của các điểm nút

Điểm	p (bar)	t (°C)	h (kJ/kg)	x
1	45	15	-72,62	-
2	82	61	-49,42	-
3	82	36	-159,6	-
4	45	10	-159,6	0,616
1'	45	10	-83,9	1

3.1.4 Tính toán nhiệt

Lưu lượng khối lượng môi chất CO₂ theo điều kiện ban đầu:

$$\dot{m}_r = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{h_1 - h_4} = \frac{2,6}{(159,6 - 72,6)} = 0,03(kg/s)$$

Công nén đoạn nhiệt để nén môi chất lạnh từ trạng thái 1 lên trạng thái 2:

$$N_s = \dot{m}_r(h_2 - h_1) = 0,03(72,6 - 49,4) = 0,6932(kW)$$

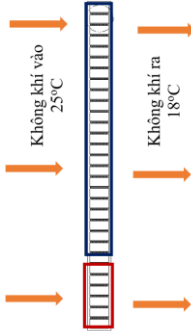
Công suất nhiệt: $Q_k = \dot{m}_r(h_2 - h_3) = 3,306(kW)$

Hệ số COP của chu trình: $COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{-72,6 + 159,6}{-49,4 + 159,6} = 3,76$

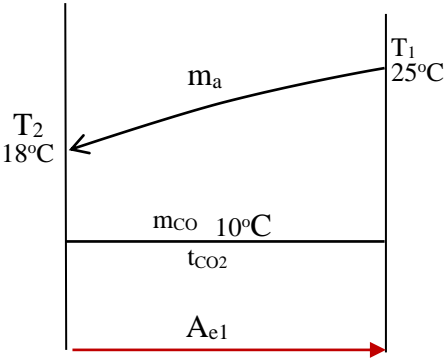
3.1.5 Tính toán thiết bị bay hơi

Nhiệt độ không khí vào TBBH được chọn là 25°C. Độ lệch nhiệt độ không khí giữa đầu vào và ra khỏi thiết bị bay hơi (TBBH) là 7°C. Nhiệt độ trung bình

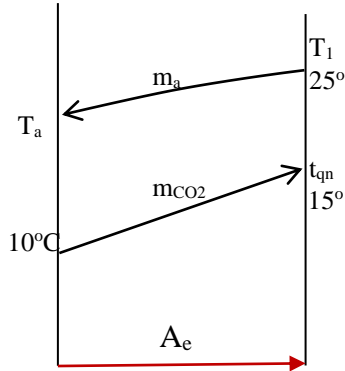
không khí ra khỏi TBBH được chọn là 18°C. Nhiệt độ môi chất CO₂ vào TBBH là 10°C và ra khỏi TBBH là 15°C như thể hiện ở Hình 3.3



Hình 3.3 Biểu diễn nhiệt độ vào - ra TBBH



(a) Quá trình bay hơi



(b) Quá trình quá nhiệt

Hình 3.4 Biến thiên nhiệt độ tại TBBH

Diện tích trao đổi nhiệt thiết bị bay hơi là tổng của diện tích của đoạn 4-1' và diện tích của đoạn 1'-1:

$$A_e = A_{e1} + A_{e2} \tag{3.1}$$

Từ [1], [2]–[4], hệ số tỏa nhiệt đối lưu của không khí qua thiết bị bay hơi kênh mini/micro, chọn $\alpha_a = 110W/m^2K$

Từ [5]–[7] trong cùng điều kiện tương đương nhiệt độ bay hơi 10°C và có đường kính thủy lực tương đương 1,5mm. Hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ 2 pha có thể chọn để tính toán sơ bộ là: $\alpha_{r,tp} = 5000W/m^2K$.

Từ [70], hệ số toả nhiệt đối lưu trạng thái quá nhiệt của CO₂ ở vị trí ngõ ra của TBBH được chọn $\alpha_{r,sp} = 900W/m^2K$

Từ các đề xuất trên tính được $k_{e1} = 107,6(W/m^2K)$, $k_{e2} = 98(W/m^2K)$

$$A_{e1} = 1,97 (m^2); A_{e2} = 0,29 (m^2)$$

$$A_e = A_{e1} + A_{e2} = 1,97 + 0,29 = 2,26(m^2)$$

Do công nghệ cơ khí trong nước chưa chế tạo được các thiết bị bay hơi kênh micro, các kết quả thiết kế trong nghiên cứu này dựa trên công nghệ của Danfoss (Đan Mạch). Từ Phụ lục 2, thiết bị bay hơi có diện tích trao đổi nhiệt bên ngoài có cánh 2,5 m² là phù hợp để lắp đặt làm thiết bị bay hơi kênh micro cho hệ thống lạnh CO₂.

	<p style="text-align: center;">Thông số TBBH kênh micro</p> <ul style="list-style-type: none"> • 6 passes: 3-4-5-6-6-5 • Kích thước ống 1,3x0,6x16 • Mỗi ống có 10 kênh 1,2x0,6 • Cánh nhôm dày 0,1 mm • Bước cánh 1,1 mm • Diện tích cánh: 2,15 m² • Diện tích trao đổi nhiệt: 2,5 m²
--	--

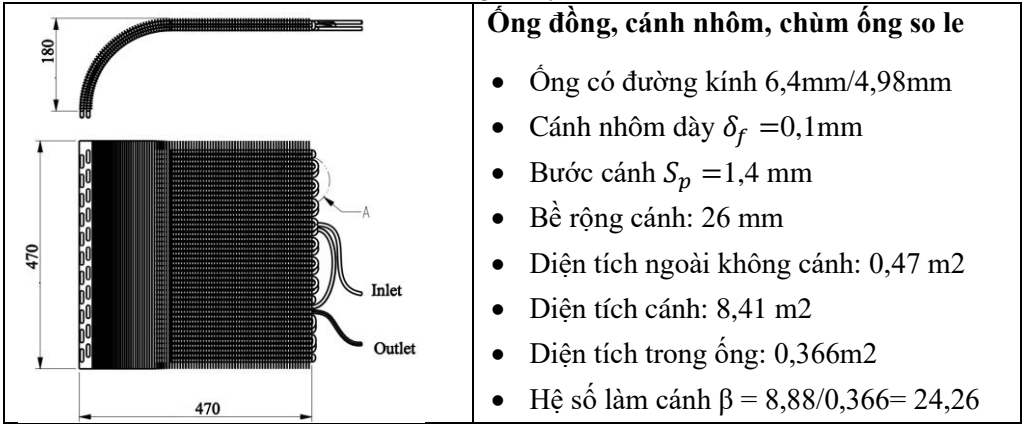
Hình 3.6 Kích thước thiết bị bay hơi kênh micro

3.1.6 Tính toán thiết bị làm mát

Từ [1], [3], [4] chọn $k_c = 40W/m^2K$. Diện tích của thiết bị làm mát là:

$$A_c = \frac{Q_k}{k_c \Delta t_{lm,c}} = \frac{3305}{40 * 10,5} = 7,86(m^2)$$

Từ Phụ lục 2, thiết bị làm mát Panasonic 1 có thiết kế dạng chùm ống so le và có diện tích trao đổi nhiệt bên ngoài có cánh là $8,8 \text{ m}^2$, phù hợp với tính toán trên và được chọn. Thiết bị có các thông số kỹ thuật như hình 3.8.



Hình 3.8 Thiết bị làm mát Panasonic

3.2 Tính kiểm tra kết quả thiết kế

Áp dụng các công thức truyền nhiệt và điều kiện biên thực tế. Các kết quả đạt được thể hiện trong bảng 3.6 và được so sánh với kết quả đã tính toán trên.

Bảng 3.2 Bảng tổng kết tính toán và kiểm tra

Thông số	Thiết bị bay hơi		Thiết bị làm mát	
	Tính toán	Kiểm tra	Tính toán	Kiểm tra
Hệ số toả nhiệt đối lưu phía không khí ($\text{W/m}^2\text{K}$)	110	112,4	-	-
Hệ số toả nhiệt đối lưu CO_2 vùng 2 pha ($\text{W/m}^2\text{K}$)	5000	6535 – 2863		
Hệ số toả nhiệt đối lưu CO_2 vùng quá nhiệt ($\text{W/m}^2\text{K}$)	900	895	-	-
Hệ số truyền nhiệt tổng ($\text{W/m}^2\text{K}$)	-	-	40	41 - 51

CHƯƠNG 4 MÔ PHỎNG SỐ VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ

4.1 Thiết lập phương trình toán học

Đề tài nghiên cứu TBBH nên TBHH được mô phỏng số và kiểm tra với kết quả tính toán, thực nghiệm. Các phương trình mô tả sự truyền nhiệt trong các thiết bị trao đổi nhiệt mini hoặc micro bao gồm phương trình liên tục, phương trình bảo toàn động lượng và phương trình bảo toàn năng lượng [74, 83, 84]. Để giải được mô hình toán học với dòng hai pha, bức xạ nhiệt và lực trọng trường được bỏ qua.

Các phương trình động lượng rối $k - \varepsilon$ đã được sử dụng [74, 83 - 86]:

$$\text{Phương trình liên tục: } \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (4.1)$$

$$\text{Phương trình cân bằng động lượng: } \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-\mathbf{PI} + \mathbf{K}] + \mathbf{F} \quad (4.2)$$

$$\mathbf{K} = (\mu + \mu_T)(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} - \frac{2}{3}\rho k \mathbf{I} \quad (4.3)$$

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (4.4)$$

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.5)$$

$$\text{Độ nhớt động học rối: } \mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.6)$$

$$P_k = \mu_T \nabla \mathbf{u} : (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} \mu_T (\nabla \cdot \mathbf{u})^2 - \frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (4.7)$$

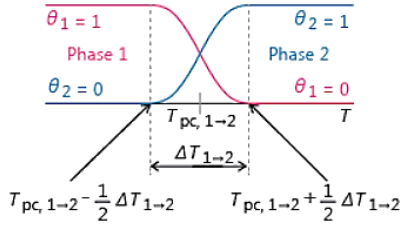
Trong đó μ là độ nhớt động lực học, μ_T là độ nhớt động học rối, k là động năng rối (turbulent kinetic energy), p là áp suất, \mathbf{I} là ma trận đơn vị, \mathbf{K} là tensor ứng suất nhớt, \mathbf{F} là ngoại lực (volume force vector, N/m^3), T là nhiệt độ tuyệt đối (K), Q là nhiệt lượng, ε là hệ số tiêu tán năng lượng chảy rối, C_μ là hằng số dòng chảy rối, q là mật độ dòng nhiệt, l_T là cường độ dòng chảy rối.

$$\text{Nhiệt lượng truyền qua vách: } q = -\lambda \nabla T \quad (4.8)$$

$$\text{Nhiệt lượng đối lưu qua cánh: } -n \cdot q = h \cdot (T_{ext} - T) \quad (4.9)$$

Các vị trí thành bục cách nhiệt: $-n \cdot q = 0$

Khi môi chất sẽ chuyển từ pha 1 sang pha 2 tại nhiệt độ bay hơi $T_{pc,1-2}$.



Hình 4. 1 Điều kiện chuyển pha trong môi chất [11]

$$\text{Độ khô môi chất:} \quad \theta_1 + \theta_2 = 1 \quad (4. 10)$$

$$\text{Khối lượng riêng hỗn hợp môi chất:} \rho = \theta_1 \rho_1 + \theta_2 \rho_2 \quad (4. 11)$$

$$\text{Nhiệt dung riêng:} C_p = \frac{1}{\rho} (\theta_1 \rho_1 C_{p,1} + \theta_2 \rho_2 C_{p,2}) + \frac{L_{1-2} \partial \alpha_m}{\partial T} \quad (4. 12)$$

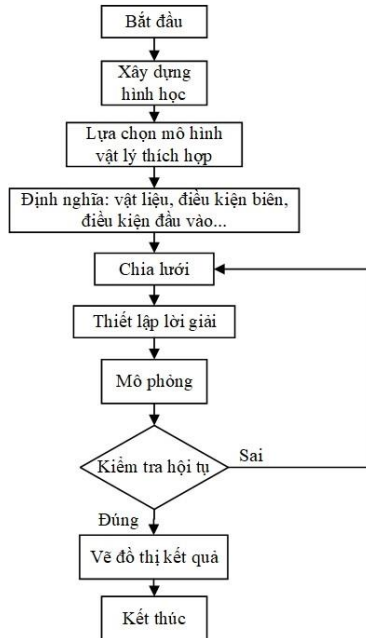
$$\text{Phần trăm khối lượng hỗn hợp môi chất:} \alpha_m = \frac{1}{2} \frac{\theta_2 \rho_2 - \theta_1 \rho_1}{\theta_1 \rho_1 + \theta_2 \rho_2} \quad (4. 13)$$

$$\text{Hệ số dẫn nhiệt của hỗn hợp:} \lambda = \theta_1 \lambda_1 + \theta_2 \lambda_2 \quad (4. 14)$$

Trong đó, T là nhiệt độ, t là thời gian, C_p là nhiệt dung riêng đẳng áp, ρ là khối lượng riêng hỗn hợp, u là vận tốc, p là áp suất. Q_i là nội năng, α_m là phần trăm khối lượng của hỗn hợp, λ là hệ số dẫn nhiệt của hỗn hợp. $T_{pc,1-2}$ là nhiệt độ chuyển pha, ΔT_{1-2} là khoảng nhiệt độ thay đổi từ pha 1 sang pha 2, θ_1, θ_2 là độ khô của pha 1, pha 2. L_{1-2} là nhiệt ẩn hoá hơi của môi chất.

4.2 Thiết lập mô phỏng số

Trình tự các bước mô phỏng được thể hiện như hình 4.1.

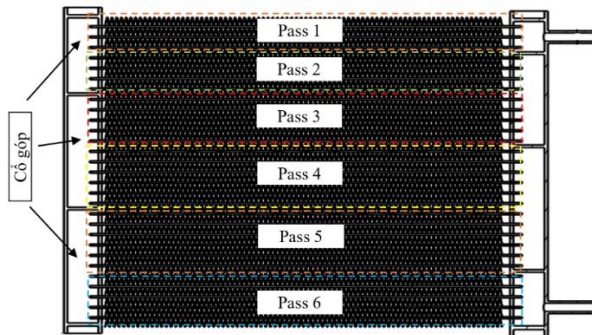


Hình 4. 3 Trình tự các bước mô phỏng số [12]

4.2.1 Thiết lập môi trường

4.2.2 Thiết lập mô hình hình học

TBBH gồm nhiều pass, kênh và cánh có kích thước nhỏ nên việc mô phỏng toàn TBBH sẽ gặp khó khăn. Do đó, TBBH sẽ được chia thành 6 phần theo số pass. Mỗi pass này được mô phỏng. Kết quả pass trước sẽ là điều kiện ngõ vào của pass sau.

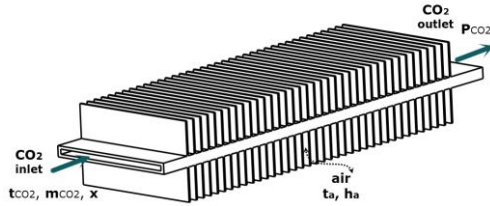


Hình 4.5 Thông số hình học của thiết bị bay hơi.

4.2.3 *Thiết lập thuộc tính vật liệu:* được tra trong phần mềm REFPROP.

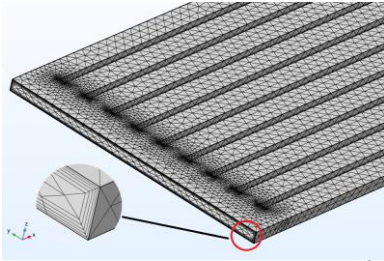
4.2.4 *Điều kiện biên*

Mô hình ống nhôm truyền nhiệt được thể hiện như hình 4.5

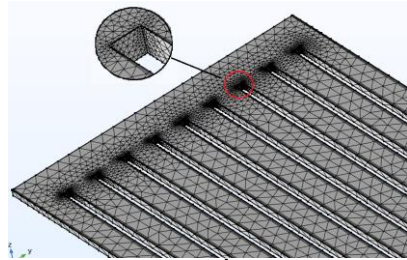


Hình 4. 7 Mẫu TBBH kênh micro dùng trong mô phỏng số

4.2.5 *Chia lưới*



a) Chia lớp biên cho lưu chất



b) Cận góc cần chia mịn

Hình 4.10 Chia lưới thủ công mô hình

Hình 4.10a thể hiện chia môi chất CO₂ được chia 5 lớp biên. Vị trí góc như hình 4.8b cần được chia lưới mịn hơn, do vị trí này môi chất sẽ có sự thay đổi đột ngột về vận tốc và áp suất. Cận góc này có chiều cao 0,3mm sẽ được khảo sát 4 mức độ chia nhỏ (1/1, 1/10, 1/20, 1/30) như bảng 4.5.

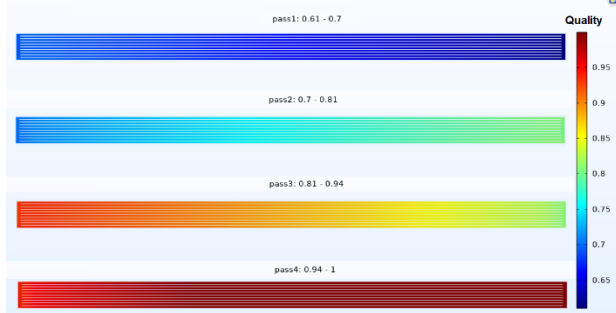
Bảng 4. 5 Chia lưới thủ công mô hình

TT	Chia lưới	Số phần tử	Số biên
1	Mesh1-1	1001512	457026
2	Mesh2-10	1259137	479532
3	Mesh3-20	1609560	497862
4	Mesh4-30	1932786	507166

4.2.6 Mô phỏng

4.3 Kết quả và thảo luận mô phỏng

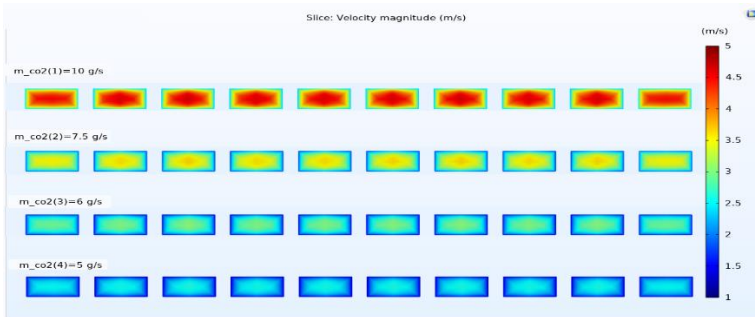
4.3.1 **Độ khô:** Độ khô trên mô phỏng và tính toán lý thuyết có sai số < 10%



Hình 4. 13 So sánh độ khô thay đổi theo chiều dài ống

4.3.2 Vận tốc

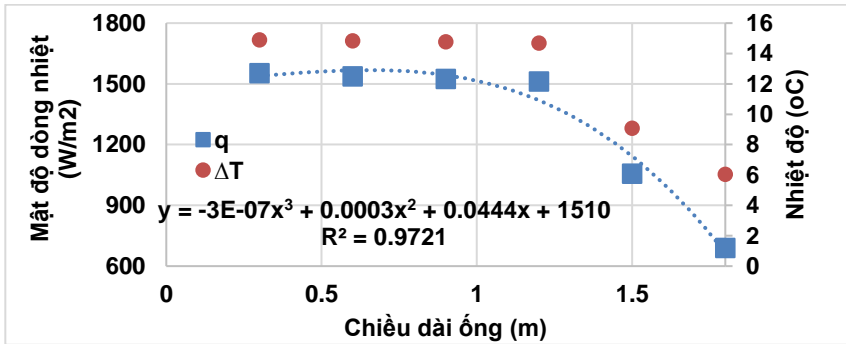
Hình 4.18 còn thể hiện vận tốc tại thành kênh có giá trị nhỏ hơn vận tốc tại giữa kênh do tính chất của độ nhớt môi chất tại lớp biên và môi chất không bị trượt trên thành kênh.



Hình 4. 18 Trường vận tốc trong ống

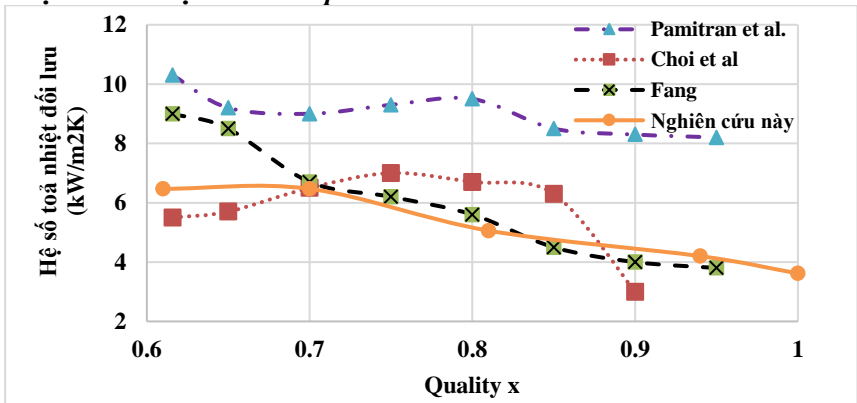
4.3.3 Nhiệt độ và mật độ dòng nhiệt:

Mật độ dòng nhiệt đạt $1500\text{W}/\text{m}^2$ trong 4 pass đầu môi chất bão hoà. Và giảm dần tại pass 5 và 6 khi môi chất bị quá nhiệt.



Hình 4. 14 Mật độ dòng nhiệt và nhiệt độ trên TBBH

4.3.4 Hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha



Hình 4.15 Hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ và các nghiên cứu [57], [68], [79]

Hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha CO₂ có giá trị tương đương với các nghiên cứu [57, 68, 79] như hình 4.15.

4.3.5 Áp suất

Tổn thất áp suất nhỏ hơn so với các giá trị được tính toán.

CHƯƠNG 5 THỰC NGHIỆM VÀ THẢO LUẬN

5.1 Lắp đặt hệ thống

Các thiết bị đã được tính toán như mục 3.1 và 3.2 và các thiết bị này cũng được kiểm nghiệm áp suất an toàn trong các nghiên cứu [86].

Độ chính xác và phạm vi đo của thiết bị đo được liệt kê trong Bảng 5.1

Bảng 5. 1 Độ chính xác và phạm vi đo của thiết bị đo

Thiết bị đo	Độ chính xác	Phạm vi đo
Cặp nhiệt kế	$\pm 0,1^{\circ}\text{C}$	$0\div 100^{\circ}\text{C}$
Camera nhiệt độ	2%	$-20\div 250^{\circ}\text{C}$
Nhiệt kế hồng ngoại	$\pm 1^{\circ}\text{C}$	$- 32\div 400^{\circ}\text{C}$
Cảm biến áp suất	± 1 FS	$0\div 100$ kgf/cm ²
Vận tốc kế	$\pm 3\%$	$0 \div 45$ m/s
Ampe kẹp	$\pm 1,5\%$ rdg	$0\div 200$ A
Lưu lượng kế	$\pm 0,5\%$ RS	400 to 5000 l/h



Hình 5.6 Hệ thống lạnh CO₂ được hoàn thiện

5.2 Các kết quả thực nghiệm và thảo luận

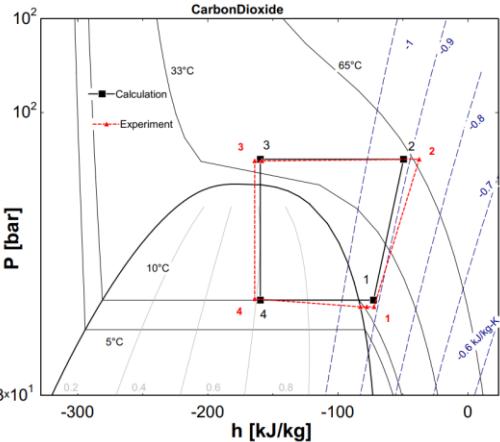
5.2.1 Thực nghiệm đánh giá kết quả tính toán và mô phỏng số

Các giá trị tính toán (Calc) và mô phỏng số (Simu) được thể hiện trong cùng bảng.

Bảng 5. 2 Thông số thực nghiệm, tính toán lý thuyết và mô phỏng

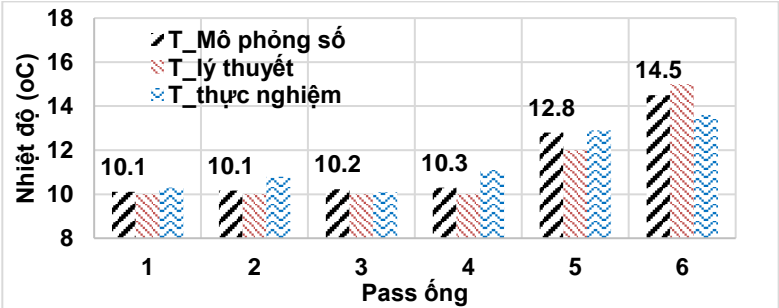
	p ₁ (bar)	t ₁ (°C)	p ₂ (bar)	p ₃ (bar)	t ₂ (°C)	t ₃ (°C)	p ₄ (bar)	t ₄ (°C)	Δt (°C)	p ₄ -p ₁ (bar)	m (kg/h)	COP
Exp	43,8	13,6	82	81,4	66,6	36,5	45,5	10,2	3,4	1,7	107,64	2,33
<i>SE</i>	0,64	0,57	0,58	0,64	0,96	0,44	0,45	0,37		0,2		
Calc	45	15	82	82	61	36	45	10	5	1,42	109,5	3,77
Simu	44,28	14,8	-	-	-	-	45	10	4,8	0,72	109,5	-

Chu trình tính toán lý thuyết và thực nghiệm được hiện trên cùng đồ thị p-h như Hình 5.7. Do bỏ qua các tổn thất để đơn giản việc tính toán, chu trình lý thuyết sẽ không có tổn thất áp suất trên TBLM, TBBH và quá trình nén đoạn nhiệt 1-2 được xem là quá trình đẳng entropy s_1 bằng s_2 . Tuy nhiên, tổn thất áp suất luôn xảy ra do sự thay đổi tiết diện tại ống góp và kênh, ma sát, chuyển pha... Tổn thất áp suất tại TBLM đo được từ 0,5 - 1bar, tại TBBH khoảng 1 – 2bar. Tổn thất nhiệt cũng xảy ra tại quá trình nén trong máy nén có thể do ma sát piston và xi lanh, dầu trong máy... Nên quá trình nén này không đẳng entropy làm cho nhiệt độ tại đầu đẩy đo được lớn hơn nhiều so với lý thuyết. ($67,5^{\circ}\text{C} > 61^{\circ}\text{C}$).

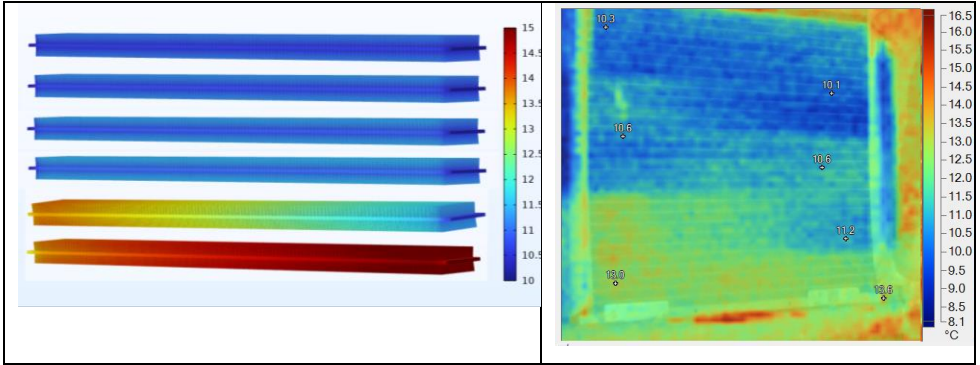


Hình 5. 7 Đồ thị p-h của chu trình thực nghiệm và lý thuyết

5.2.1.1 Nhiệt độ



a) Nhiệt độ tại các pass trên TBBH



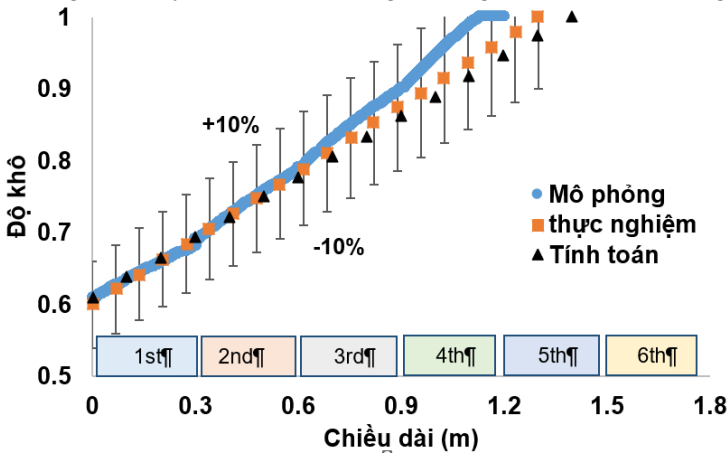
b) Trường nhiệt độ trên TBBH được chụp bằng camera nhiệt

Hình 5. 9 Nhiệt độ trên TBBH

Hình 5.8a thể hiện nhiệt độ môi chất ở các ngõ ra của từng pass theo phân tích số, tính toán lý thuyết và thực nghiệm. Trong 4 pass đầu, môi chất nhận nhiệt và chuyển pha nên nhiệt độ của không thay đổi. Trường hợp tính toán lý thuyết, pass 5 vẫn xảy ra sự chuyển pha và pass 6 thì môi chất bị quá nhiệt 5°C. Trường hợp thực nghiệm, môi chất bị quá nhiệt tại pass thứ 5 và 6.

5.2.1.2 Độ khô

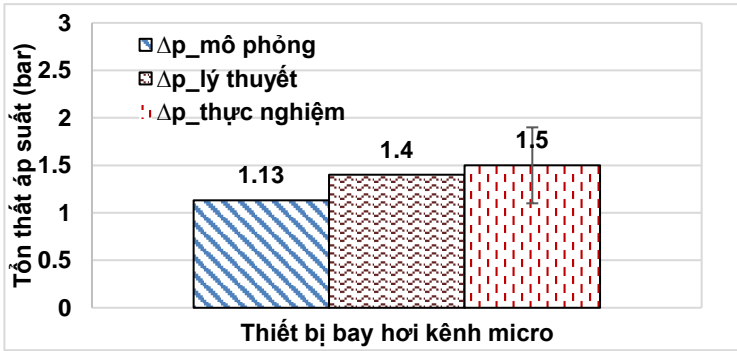
Các giá trị này có sự sai số trong khoảng 10% so với thực nghiệm



Hình 5.9 Độ khô trên TBBH theo tính toán, mô phỏng và thực nghiệm

5.2.1.3 Áp suất

Tổn thất áp suất tại ngõ vào và ngõ ra của TBBH trong các trường hợp được thể hiện như hình 5.11.



Hình 5.13 Tổn thất áp suất trên TBBH

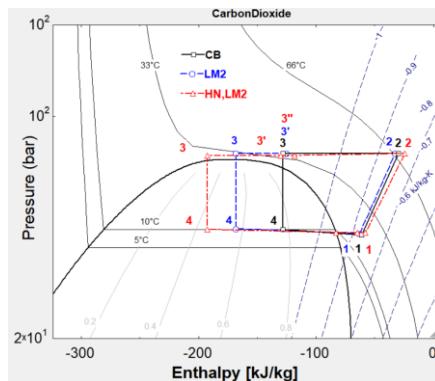
5.2.2 Ảnh hưởng của quá trình làm mát phụ

Thực nghiệm được trình bày chi tiết trong nghiên cứu [91]

Khi lắp đặt thiết bị làm mát phụ (LM2) vào sau TBLM với công suất nhiệt $\sim 0,8\text{kW}$, làm giảm nhiệt độ môi chất trước van tiết lưu, năng suất lạnh tăng lên 41% và hệ số COP cũng tăng từ 1,8 lên 2,7, tăng 42% so với chu trình cơ bản.

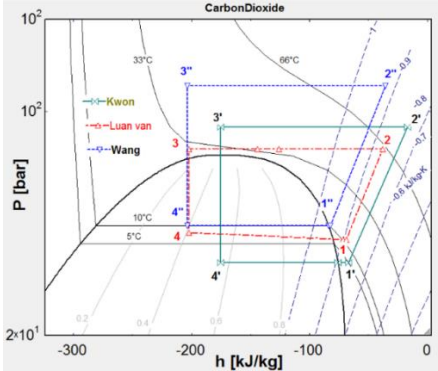
5.2.3 Ảnh hưởng của quá trình hồi nhiệt

Thực nghiệm được trình bày chi tiết trong các nghiên cứu [92- 93].



Hình 5.24 So sánh cả 3 chu trình trên đồ thị p-h

Năng suất lạnh chu trình 1 (cơ bản) là 1,8kW. Năng suất lạnh chu trình 2 (thêm thiết bị làm mát phụ) đạt 2,71kW tăng 41% và năng suất lạnh chu trình 3 (có quá nhiệt và làm mát phụ) đạt 3,6kJ/kg, tăng 100% so với năng suất của chu trình 1. COP của chu trình 1 là 1,8. COP của chu trình 2 là 2,54 tăng 39% và COP của chu trình 3 là 3,7, tăng 103% so với chu trình cơ bản.

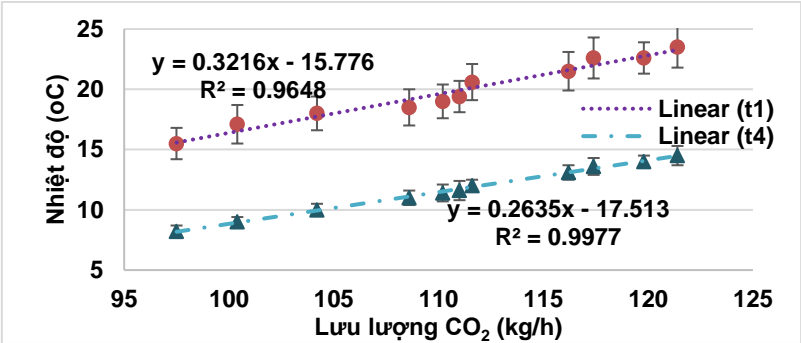


Hình 5.25 So sánh chu trình hiện tại với nghiên cứu Kwon [95], Wang [96]

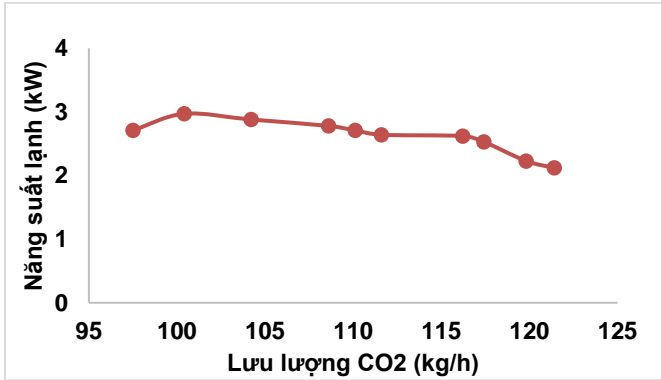
Hình 5.25 thể hiện chu trình hệ thống lạnh CO₂ của nghiên cứu này so với các nghiên cứu liên quan. Trong nghiên cứu này, áp suất đầu đẩy thay đổi từ 75 đến 85 bar để đảm bảo an toàn cho hệ thống lạnh mà vẫn đạt hiệu suất cần thiết.

5.2.4 Ảnh hưởng của lưu lượng CO₂

Thực nghiệm được trình bày chi tiết trong [98]



b) Ảnh hưởng của lưu lượng môi chất đến nhiệt độ trên TBBH
Hình 5.28 Ảnh hưởng lưu lượng CO₂ đến TBLM và TBBH

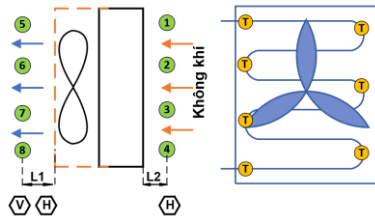


Hình 5. 29 Ảnh hưởng lưu lượng CO₂ đến năng suất lạnh

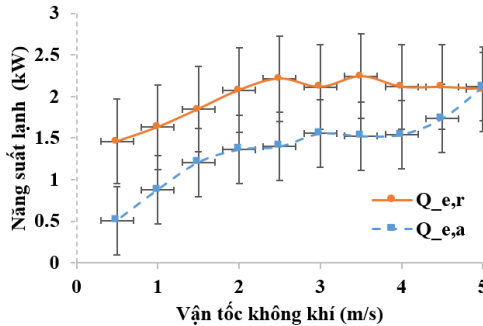
Khi tăng lưu lượng từ 97,5 – 121,4kg/h thì áp suất và nhiệt độ trên TBLM tăng nhưng áp suất và nhiệt độ trên TBBH lại giảm. Năng suất lạnh giảm nhẹ từ 2,71 xuống 2,12kW trong khi hệ số COP lại tăng.

5.2.5 Ảnh hưởng của lưu lượng không khí qua TBBH

Chi tiết thực nghiệm được trình bày trong [99].



Hình 5.28 Không khí qua TBBH

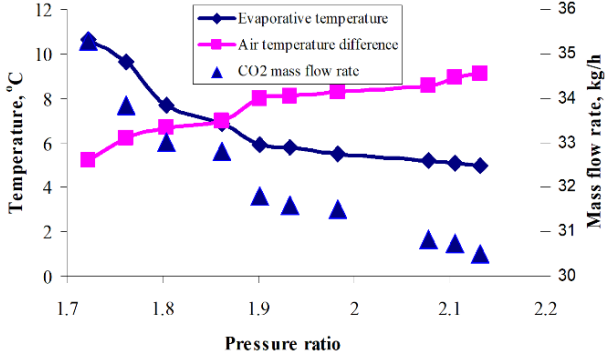


Hình 5. 37 Ảnh hưởng của vận tốc không khí đến năng suất lạnh

Khi vận tốc không khí tăng từ 0,5 đến 5,1m/s làm cho độ quá nhiệt tăng từ 7 – 13°C trong khi độ chênh nhiệt độ không khí lại giảm từ 5 xuống 3°C. Tại vận tốc 5,1m/s, năng suất lạnh phía không khí bằng năng suất lạnh phía môi chất.

5.2.6 Ảnh hưởng của tỉ số nén pc/pe đến đặc tính TBBH

Thực nghiệm được thể hiện chi tiết trong nghiên cứu [100]



Hình 5. 40 Ảnh hưởng của tỉ số áp suất đến nhiệt độ trên TBBH

Khi tăng tỉ số áp suất từ 1,7 – 2,2 thì lưu lượng CO₂ giảm, nhiệt độ bay hơi cũng giảm nhưng độ chênh nhiệt của không khí qua TBBH lại tăng. Trường hợp sử dụng 2 máy nén song song thì làm tăng gần gấp đôi lưu lượng môi chất và các ảnh hưởng giống như trường hợp 1 nhưng giá trị độ lớn khác nhau như nhiệt độ không khí ngõ ra giảm thấp hơn 5°C so với C1, độ quá nhiệt của môi chất thấp hơn 4°C so với C1.

Việc thay đổi tỉ số áp suất bằng điều chỉnh van tiết lưu, thêm hoặc bớt gas CO₂ vào hệ thống sẽ ảnh hưởng trực tiếp đến lưu lượng môi chất qua TBLM và TBBH. Áp suất và nhiệt độ trên TBLM và TBBH thay đổi trái ngược nhau. Lưu lượng qua TBBH càng tăng thì độ quá nhiệt của môi chất giảm và nhiệt độ không khí ra khỏi TBBH tăng.

CHƯƠNG 6 KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

6.1 Kết luận

Luận án “Nghiên cứu các đặc tính truyền nhiệt của thiết bị bay hơi kênh micro trong máy điều hoà không khí cỡ nhỏ sử dụng môi chất lạnh CO₂” đã được thực hiện bằng phương pháp lý thuyết, phương pháp mô phỏng số, phương pháp thực nghiệm, phương pháp xử lý và phân tích số liệu. Hệ thống được vận hành ở chế độ trên tới hạn (31°C và 73,8 bar) trong điều kiện nhiệt độ môi trường từ 28 – 32°C. Các kết quả đạt được như sau:

- 1. Đã tổng quan 104 tài liệu liên quan, đưa ra các tồn tại và hạn chế của nghiên cứu liên quan và sau đó đã đưa được mục tiêu thực hiện đề tài.
- 2. Đã tính toán thiết kế và kiểm tra thiết bị bay hơi kênh micro có năng suất lạnh 2,6kW ở nhiệt độ bay hơi 10°C, độ quá nhiệt 5°C và lưu lượng môi chất lạnh CO₂ ở 30g/s. Trong điều kiện này, hệ số tỏa nhiệt phía không khí tính được là 112,4 W/m²K, hệ số tỏa nhiệt phía CO₂ hai pha thu được giảm từ 6,5 xuống 2,8 kW/m²K khi độ khô tăng từ 0,61 đến 1. Các hệ số này có giá trị tương đương với các nghiên cứu khác khi so sánh trong cùng điều kiện.
- 3. Đã đưa ra giải pháp mô phỏng số cho toàn bộ TBBH kênh micro. Các kết quả mô phỏng số ở 03 giá trị nhiệt độ bay hơi: 5, 10 và 15°C về trường nhiệt độ, áp suất, độ khô thu được phù hợp với lý thuyết về truyền nhiệt bay hơi (dòng hai pha). Các kết quả này cũng phù hợp với tính toán lý thuyết và các nghiên cứu liên quan với sai số 10,8%: Hệ số tỏa nhiệt phía CO₂ hai pha thu được giảm từ 7,2 xuống 3,9 kW/m²K khi độ khô tăng từ 0,61 đến 1. Trong phạm vi nghiên cứu này, mật độ dòng nhiệt đạt giá trị cực đại ở 1540W/m² tại áp suất bay hơi 45bar.
- 4. Đã tiến hành nghiên cứu thực nghiệm trên hệ thống điều hòa không khí CO₂ để kiểm chứng kết quả tính toán, mô phỏng số và khảo sát ảnh hưởng của các thông số nhiệt động đến các đặc tính truyền nhiệt của thiết bị bay hơi cũng như COP của hệ thống:
 - Khảo sát vị trí đạt độ khô $x = 1$, sai số lớn nhất giữa mô phỏng và thực nghiệm là 5,5%; sai số lớn nhất giữa tính toán lý thuyết và thực nghiệm là

3,5%. Tổng thất áp suất trong các trường hợp tính toán, mô phỏng số và thực nghiệm là 1,13; 1,4 và 1,5bar. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu 2 pha của trường hợp tính toán và mô phỏng số nằm trong dải dữ liệu hệ số tỏa nhiệt đối lưu trong thực nghiệm từ 6,5 xuống 1,3kW/m²K với độ lệch ±1,5kW/m²K.

- Thiết bị làm mát phụ làm giảm 1,4°C nhiệt độ môi chất trước van tiết lưu từ 34,3 xuống 32,9°C. Nhiệt độ này càng giảm thì độ khô của môi chất bay hơi cũng giảm theo, làm cho năng suất lạnh tăng 50% và hệ số COP tăng 39% so với chu trình cơ bản.
- Với chu trình có hồi nhiệt, COP của chu trình là 3,7 tăng 103%; năng suất lạnh đạt 3,6kW tăng 100% so với chu trình không hồi nhiệt và không làm mát phụ.
- Lưu lượng môi chất thay đổi từ 97,5 – 121,4 kg/h làm cho áp suất và nhiệt độ tại TBBH tăng theo tương ứng là 43 – 50bar, 8,2 – 14,5°C; nhưng áp suất và nhiệt độ tại TBLM lại giảm tương ứng là 80,6 – 76,5bar; 37,7 – 33,2°C. Tại lưu lượng 111kg/h, hệ thống lạnh đạt giá trị tốt nhất có COP là 3,15 và năng suất lạnh là 3,12kW.
- Khi vận tốc không khí tăng từ 0,5 đến 5,1m/s làm cho độ quá nhiệt tăng từ 7 – 13°C trong khi độ chênh nhiệt độ không khí lại giảm từ 5 xuống 3°C.
- Tỷ số áp suất thay đổi từ 1,7 đến 2,2 làm cho lưu lượng môi chất qua TBBH giảm từ 71kg/h 61kg/h cho trường hợp hai máy nén song song.
- Hệ thống thực nghiệm CO₂ vận hành ở áp suất đầu đẩy từ 74- 90 bar, thấp hơn nhiều so với các nghiên cứu liên quan (thường công bố áp suất làm mát thực nghiệm từ 90 - 110 bar), điều này làm tăng năng suất lạnh, giảm công nén và an toàn đối với hệ thống lạnh CO₂.

6.2 Tính mới của đề tài

- Đã đưa ra một cách tiếp cận để mô phỏng số toàn thiết bị bay hơi kênh micro trên một hệ thống điều hòa không khí dùng môi chất lạnh CO₂ hoàn chỉnh. Các kết quả mô phỏng số về trường nhiệt độ, độ khô và hệ số tỏa nhiệt đối lưu phù hợp với thực nghiệm với sai số nhỏ hơn 10%.

- Thực nghiệm được các giải pháp để làm giảm nhiệt độ trước tiết lưu, đưa ra áp suất phía đầu đẩy thấp hơn các nghiên cứu liên quan (80 bar so với 100 bar), góp phần nâng cao năng suất lạnh, giảm công nén và tăng an toàn hệ thống.
- Đề tài đã xác định được giá trị hệ số tỏa nhiệt đối lưu dòng 2 pha CO₂ có độ khô thay đổi từ 0,6 đến 1 trong TBBH kênh micro hình chữ nhật ở máy điều hòa không khí cỡ nhỏ.
- Theo các nguồn công bố khoa học và công nghệ chính thống, các kết quả thực nghiệm về hệ thống điều hòa không khí dùng môi chất lạnh CO₂ và thiết bị bay hơi kênh micro này là nghiên cứu mới trong điều kiện khí hậu Việt Nam. Đây là cơ sở quan trọng cho các nghiên cứu tiếp theo trong lĩnh vực này.
- Các đóng góp mới khác của luận án đã được công bố trong các bài báo khoa học

6.3 Hướng phát triển

Đề tài hệ thống lạnh CO₂ sử dụng TBBH kênh micro là đề tài mới ở Việt nam và trên thế giới. Vì thế, còn nhiều vấn đề có thể tiếp tục nghiên cứu như:

- Xác định các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình nén
- Xác định các yếu tố ảnh hưởng của tổn thất áp suất trên TBBH, TBLM.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] B. Yu, J. Yang, D. Wang, J. Shi, and J. Chen, “An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO₂ refrigeration cycle,” *Energy*, vol. 189, p. 116147, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.116147.
- [2] M. H. Kim, J. Pettersen, and C. W. Bullard, *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*, vol. 30, no. 2. 2004.
- [3] K. Martin, G. Lang, and R. Rieberer, “Mobile HVAC-system with CO₂ as refrigerant - Simulations and Measurements,” *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 2005, doi: 10.4271/2005-01-2023.
- [4] J. Steven Brown, S. F. Yana-Motta, and P. A. Domanski, “Comparitive analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a,” *Int. J. Refrig.*, vol. 25, no. 1, pp. 19–32, 2002, doi: [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00011-1](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00011-1).
- [5] R. M. Staub J, Rasmusen BD, “CO₂ as refrigerant: the transcritical cycle.,” *ACHR News*, 2004.
- [6] C. Aprea, A. Greco, and A. Maiorino, “An experimental study on charge optimization of a trans-critical CO₂ cycle,” *Int. J. Environ. Sci. Technol.*, vol. 12, no. 3, pp. 1097–1106, 2015, doi: 10.1007/s13762-014-0502-6.
- [7] D. Sánchez, P. Aranguren, A. Casi, R. Llopis, R. Cabello, and D. Astrain, “Experimental enhancement of a CO₂ transcritical refrigerating plant including thermoelectric subcooling,” *Int. J. Refrig.*, vol. 120, pp. 178–187, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.08.031.
- [8] B. Dai, S. Liu, K. Zhu, Z. Sun, and Y. Ma, “Thermodynamic performance evaluation of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and expander,” *Energy*, vol. 122, pp. 787–800, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.01.029>.
- [9] R. Llopis, R. Cabello, D. Sánchez, and E. Torrella, “Energy improvements of CO₂ transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling,” *Int. J. Refrig.*, vol. 55, pp. 129–141, May 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.03.016.

- [10] L. Nebot-Andrés, D. Sánchez, D. Calleja-Anta, R. Cabello, and R. Llopis, “Experimental determination of the optimum working conditions of a commercial transcritical CO₂ refrigeration plant with a R-152a dedicated mechanical subcooling,” *Int. J. Refrig.*, vol. 121, pp. 258–268, Jan. 2021, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.10.002.
- [11] F. Z. Zhang, P. X. Jiang, Y. S. Lin, and Y. W. Zhang, “Efficiencies of subcritical and transcritical CO₂ inverse cycles with and without an internal heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 4, pp. 432–438, Mar. 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.09.018.
- [12] R. Llopis, C. Sanz-Kock, R. Cabello, D. Sánchez, and E. Torrella, “Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle with gas-cooler,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 80, pp. 31–41, Apr. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.040.
- [13] D. E. Boewe, C. W. Bullard, J. M. Yin, and P. S. Hrnjak, “Contribution of internal heat exchanger to transcritical R-744 cycle performance,” *HVAC R Res.*, vol. 7, no. 2, pp. 155–168, 2001, doi: 10.1080/10789669.2001.10391268.
- [14] S. Elbel and P. Hrnjak, “Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation,” *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 3, pp. 411–422, May 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013.
- [15] J. S. Lee, M. S. Kim, and M. S. Kim, “Experimental study on the improvement of CO₂ air conditioning system performance using an ejector,” *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 7, pp. 1614–1625, Nov. 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.025.
- [16] F. Liu, Y. Li, and E. A. Groll, “Performance enhancement of CO₂ air conditioner with a controllable ejector,” *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 6, pp. 1604–1616, 2012, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.05.005.
- [17] H. P. Beaver AC, Yin JM, Bullard CW, “An experimental investigation of transcritical carbon dioxide systems for residential air-conditioning,” *ACRC Rep. CR-18*, vol. Urbana, no. USA, p. University of Illinois at Urbana-Champaign, 1999.

- [18] S. G. Kandlikar and W. J. Grande, "Evolution of microchannel flow passages Thermohydraulic performance and fabrication technology," *Taylor Fr.*, vol. 24, 2002.
- [19] S. S. Mehendafe, A. M. Jacobi, and R. K. Shah, "Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design," *Appl. Mech. Rev.*, vol. 53, no. 7, pp. 175–193, 2000, doi: 10.1115/1.3097347.
- [20] P. S. Lee, S. V. Garimella, and D. Liu, "Investigation of heat transfer in rectangular microchannels," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 9, pp. 1688–1704, Apr. 2005, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.11.019.
- [21] P. C. Lee, F. G. Tseng, and C. Pan, "Bubble dynamics in microchannels. Part I: Single microchannel," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 25, pp. 5575–5589, Dec. 2004, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.02.031.
- [22] M. I. Hasan, A. A. Rageb, M. Yaghoubi, and H. Homayoni, "Influence of channel geometry on the performance of a counter flow microchannel heat exchanger," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 48, no. 8, pp. 1607–1618, Aug. 2009, doi: 10.1016/J.IJTHEMALSCI.2009.01.004.
- [23] L. Chai and S. A. Tassou, "Effect of cross-section geometry on the thermohydraulic characteristics of supercritical CO₂ in minichannels," in *Energy Procedia*, Mar. 2019, vol. 161, pp. 446–453, doi: 10.1016/j.egypro.2019.02.077.
- [24] S. G. Kandlikar and W. J. Grande, "Evolution of Microchannel Flow Passages-- Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology," *Heat Transf. Eng.*, vol. 24, no. 1, pp. 3–17, 2003, doi: 10.1080/01457630304040.
- [25] H. Y. Wu and P. Cheng, "Condensation flow patterns in silicon microchannels," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 11, pp. 2186–2197, May 2005, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.034.
- [26] F. Mei, P. R. Parida, J. Jiang, W. J. Meng, and S. V Ekkad, "Fabrication, Assembly, and Testing of Cu- and Al-Based Microchannel Heat Exchangers," *J. Microelectromechanical Syst.*, vol. 17, no. 4, pp. 869–881, 2008, doi: 10.1109/JMEMS.2008.924276.

- [27] J. Wu, M. Shi, Y. Chen, and X. Li, "Visualization study of steam condensation in wide rectangular silicon microchannels," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 6, pp. 922–930, Jun. 2010, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2010.01.007.
- [28] T. Chen and S. V. Garimella, "Local heat transfer distribution and effect of instabilities during flow boiling in a silicon microchannel heat sink," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 15–16, pp. 3179–3190, Jul. 2011, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.04.012.
- [29] J. Y. Lee, M. H. Kim, M. Kaviany, and S. Y. Son, "Bubble nucleation in microchannel flow boiling using single artificial cavity," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 25–26, pp. 5139–5148, Dec. 2011, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.08.042.
- [30] W. Qu and I. Mudawar, "Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks-I. Experimental investigation and assessment of correlation methods," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, no. 15, pp. 2755–2771, 2003, doi: 10.1016/S0017-9310(03)00041-3.
- [31] W. Qu and I. Mudawar, "Measurement and correlation of critical heat flux in two-phase micro-channel heat sinks," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 10–11, pp. 2045–2059, May 2004, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.12.006.
- [32] M. E. Steinke and S. G. Kandlikar, "An experimental investigation of flow boiling characteristics of water in parallel microchannels," *J. Heat Transfer*, vol. 126, no. 4, pp. 518–526, 2004, doi: 10.1115/1.1778187.
- [33] M. Ducoulombier, S. Colasson, J. Bonjour, and P. Haberschill, "Carbon dioxide flow boiling in a single microchannel - Part I: Pressure drops," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 35, no. 4, pp. 581–596, 2011, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2010.12.010.
- [34] A. S. Pamitran, K. Il Choi, J. T. Oh, and H. K. Oh, "Two-phase pressure drop during CO₂ vaporization in horizontal smooth minichannels," *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 8, pp. 1375–1383, Dec. 2008, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2008.04.004.
- [35] Y. Zhao, M. Molki, M. Ohadi, and S. Dessiatoun, "Flow boiling of CO in

- microchannels,” *ASHRAE Trans.*, vol. 106, 2000.
- [36] S. H. Yoon, E. S. Cho, Y. W. Hwang, M. S. Kim, K. Min, and Y. Kim, “Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development,” *Int. J. Refrig.*, vol. 27, no. 2, pp. 111–119, 2004, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2003.08.006.
- [37] J. Pettersen, “Flow vaporization of CO₂ in microchannel tubes,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 28, no. 2–3, pp. 111–121, Jan. 2004, doi: 10.1016/S0894-1777(03)00029-3.
- [38] T. L. Ngo, Y. Kato, K. Nikitin, and T. Ishizuka, “Heat transfer and pressure drop correlations of microchannel heat exchangers with S-shaped and zigzag fins for carbon dioxide cycles,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 32, no. 2, pp. 560–570, Nov. 2007, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2007.06.006.
- [39] D. H. Kim and S. Jeong, “Effect of micro-grooves on the two-phase pressure drop of CO₂ in a mini-channel tube,” *Int. J. Refrig.*, vol. 36, no. 8, pp. 2040–2047, 2013, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.05.019.
- [40] E. Hihara and C. Dang, “Boiling Heat Transfer of Carbon Dioxide in Horizontal Tubes,” 2007, doi: 10.1115/HT2007-32885.
- [41] R. Yun, Y. Kim, and M. S. Kim, “Convective boiling heat transfer characteristics of CO₂ in microchannels,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 2, pp. 235–242, Jan. 2005, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.08.019.
- [42] L. Cheng, G. Ribatski, L. Wojtan, and J. R. Thome, “New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 21–22, pp. 4082–4094, Oct. 2006, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.04.003.
- [43] L. Cheng, G. Ribatski, J. Moreno Quibén, and J. R. Thome, “New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part I - A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 111–124, Jan. 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.04.002>.
- [44] L. Cheng, G. Ribatski, and J. R. Thome, “New prediction methods for CO₂

- evaporation inside tubes: Part II-An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 125–135, Jan. 2008, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.04.001.
- [45] L. Cheng, G. Ribatski, and J. R. Thome, “Analysis of supercritical CO₂ cooling in macro- and micro-channels,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, no. 8. Elsevier, pp. 1301–1316, Dec. 01, 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.010.
- [46] R. Yun, Y. Kim, and C. Park, “Numerical analysis on a microchannel evaporator designed for CO₂ air-conditioning systems,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 8–9, pp. 1320–1326, Jun. 2007, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.10.036.
- [47] Y. C. K. R. Yun, C.S. Choi, “Convective boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal small diameter tubes,” *Proc. 5th IIR-Gustav Lorentzen Conf.*, vol. Guangzhou, no. china, pp. 298–308, 2002.
- [48] J. M. Cho and M. S. Kim, “Experimental studies on the evaporative heat transfer and pressure drop of CO₂ in smooth and micro-fin tubes of the diameters of 5 and 9.52 mm,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 6, pp. 986–994, Sep. 2007, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.01.007.
- [49] R. Yun, Y. Kim, M. Soo Kim, and Y. Choi, “Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO₂ in a horizontal smooth tube,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, no. 13, pp. 2353–2361, Jun. 2003, doi: 10.1016/S0017-9310(02)00540-9.
- [50] J. Wu *et al.*, “Investigation of heat transfer and pressure drop of CO₂ two-phase flow in a horizontal minichannel,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 9–10, pp. 2154–2162, Apr. 2011, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.12.009.
- [51] H. K. Oh and C. H. Son, “Flow boiling heat transfer and pressure drop characteristics of CO₂ in horizontal tube of 4.57-mm inner diameter,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 2–3, pp. 163–172, Feb. 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.08.026.
- [52] J. T. Oh, A. S. Pamitran, K. Il Choi, and P. Hrnjak, “Experimental investigation

- on two-phase flow boiling heat transfer of five refrigerants in horizontal small tubes of 0.5, 1.5 and 3.0 mm inner diameters,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 9–10, pp. 2080–2088, Apr. 2011, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.12.021.
- [53] M. Ducoulombier, S. Colasson, J. Bonjour, and P. Haberschill, “Carbon dioxide flow boiling in a single microchannel - Part II: Heat transfer,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 35, no. 4, pp. 597–611, May 2011, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2010.11.014.
- [54] A. S. Pamitran, K. Il Choi, J. T. Oh, and Nasruddin, “Evaporation heat transfer coefficient in single circular small tubes for flow natural refrigerants of C3H8, NH3, and CO2,” *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 37, no. 7, pp. 794–801, Sep. 2011, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2011.02.005.
- [55] M. Ozawa *et al.*, “Flow pattern and boiling heat transfer of CO2 in horizontal small-bore tubes,” *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 35, no. 8, pp. 699–709, Aug. 2009, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2009.04.003.
- [56] Nguyễn Huy Bích, “Nghiên cứu tác động của điều kiện biên nhiệt đến sự di chuyển của vi giọt chất lỏng trong microchannel,” *hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về cơ khí*, vol. iV, no. NXB Đại học Quốc gia Tp.HCM, Việt Na, 2015.
- [57] B. Le, T. Dang, and T. Nguyen, “The effects of microchannel geometry on heat transfer behaviors for two phase flow by numerical simulation,” 2015.
- [58] T. Dang, V. Nguyen, G. Dang, H. Nguyen, and J.-H. Lu, “An Experimental On Subcooling Potential By Geothermal In CO2 Air Conditioning System,” in *2021 International Conference on System Science and Engineering (ICSSE)*, 2021, pp. 313–318, doi: 10.1109/ICSSE52999.2021.9538462.
- [59] T. Dang and J.-T. Teng, “Influence of Flow Arrangement on the Performance of an Aluminium Microchannel Heat Exchanger,” *AIP Conf. Proc.*, vol. 1285, 2010, doi: 10.1063/1.3510579.
- [60] T. Dang and J. Teng, “Numerical Simulation of a Microchannel Heat Exchanger Using Steady-State and Time-Dependent Solvers,” in *International*

Mechanical Engineering Congress & Exposition, 2010, vol. Volume 7:, pp. 1255–1264, doi: 10.1115/IMECE2010-37420.

- [61] T. T. Dang, Y. J. Chang, and J. T. Teng, “A study on the simulations of a trapezoidal shaped micro heat exchanger,” *J. Adv. Eng.*, vol. 04, pp. 397–402, 2009.
- [62] T. Dang, T. Jyh-tong, and C. Jiann-cherng, “Effect of Flow Arrangement on the Heat Transfer Behaviors of a Microchannel Heat Exchanger,” *Lect. Notes Eng. Comput. Sci.*, vol. 2182, 2010.
- [63] P. T. H. Đ. Tín, *Truyền nhiệt và tính toán thiết bị trao đổi nhiệt*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2001.
- [64] T. văn V. Bùi Hải, *Tính toán thiết kế thiết bị trao đổi nhiệt*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật Hà Nội, 2012.
- [65] M. H. Kim and C. W. Bullard, “Development of a microchannel evaporator model for a CO₂ air-conditioning system,” *Energy*, vol. 26, no. 10, pp. 931–948, 2001, doi: 10.1016/S0360-5442(01)00042-1.
- [66] J. Jin, J. Chen, and Z. Chen, “Development and validation of a microchannel evaporator model for a CO₂ air-conditioning system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 2–3, pp. 137–146, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.06.019.
- [67] W. Brix, M. R. Kærn, and B. Elmegaard, “Modelling distribution of evaporating CO₂ in parallel minichannels,” *Int. J. Refrig.*, vol. 33, no. 6, pp. 1086–1094, 2010, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.04.012.
- [68] K. Il Choi, A. S. Pamitran, and J. T. Oh, “Two-phase flow heat transfer of CO₂ vaporization in smooth horizontal minichannels,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 5, pp. 767–777, 2007, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.12.006.
- [69] S. G. Kandlikar, “Single-Phase Liquid Flow in Minichannels and Microchannels,” in *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*, Elsevier Ltd, 2006, pp. 87–136.
- [70] A. Alshqirate, M. Tarawneh, and M. Hammad, “Study of heat transfer for superheated refrigerants flow inside micropipe heat exchanger,” *Aust. J. Basic Appl. Sci.*, vol. 6, no. 10, pp. 462–468, 2012.

- [71] S. G. Kandlikar, “Flow Boiling in Minichannels and Microchannels,” in *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*, Elsevier Ltd, 2006, pp. 175–226.
- [72] J. W. Coleman, “An Experimentally Validated Model for Two-Phase Sudden Contraction Pressure Drop in Microchannel Tube Headers,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 25, no. 3, pp. 69–77, 2004, doi: 10.1080/01457630490280335.
- [73] Emerson, “CO2 as a Refrigerant — Properties of R744,” 2015. <https://emersonclimateconversations.com/2015/05/14/co2-as-a-refrigerant-properties-of-r744/>.
- [74] ASHRAE, “ASHRAE fundamentals (SI),” *ASHRAE*, “2017, *ASHRAE fundamentals (SI)*,” in *2017, ASHRAE fundamental handbook SI, 2017th*. pp. 7.10, 11.11, 2017.
- [75] P. V. T. Nguyễn Đức Lợi, *Kỹ thuật lạnh cơ sở*. Nhà xuất bản giáo dục, 2009.
- [76] PGS.TS Đặng Thành Trung, “Nghiên cứu chế tạo một hệ thống điều hòa không khí dùng thiết bị bay hơi kênh micro và môi chất lạnh CO2 nhằm tiết kiệm năng lượng và bảo vệ môi trường,” *Báo cáo nghiệm thu đề tài Đề tài cấp Bộ B2015.22.01, Tháng 11/2018*, 2018.
- [77] K. Il Choi, A. S. Pamitran, C. Y. Oh, and J. T. Oh, “Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO2 in horizontal smooth minichannels,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 8, pp. 1336–1346, 2007, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.04.007.
- [78] X. Fang, “A new correlation of flow boiling heat transfer coefficients for carbon dioxide,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 64. pp. 802–807, 2013, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.024.
- [79] N. B. Chien, P. Q. Vu, K. Il Choi, and J. T. Oh, “Boiling Heat Transfer of R32, CO2 and R290 inside Horizontal Minichannel,” *Energy Procedia*, vol. 105, pp. 4822–4827, 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.955.
- [80] T. Cebeci, “Chapter 6 - Transport-Equation Turbulence Models,” in *Analysis of Turbulent Flows with Computer Programs (Third Edition)*, Third Edit., T. Cebeci, Ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013, pp. 211–235.
- [81] L. Chen, Y. M. Chen, M. H. Sun, and X. R. Zhang, “Investigation of trans-

- critical CO₂ horizontal mini-channel flow with multi-peak heat transfer behaviors,” *Ann. Nucl. Energy*, vol. 75, pp. 559–569, 2015, doi: 10.1016/j.anucene.2014.09.001.
- [82] T. V. William, “CFD Module User ’s Guide,” *CFD Modul. User’s Guid.*, pp. 1–710, 2017, [Online]. Available: <https://doc.comsol.com/5.3/doc/com.comsol.help.cfd/CFDModuleUsersGuide.pdf>.
- [83] M. COMSOL, *Heat Transfer Module*, Version 5. 2015.
- [84] H.-B. Nguyen, “Computational Study of a Droplet Migration on a Horizontal Solid Surface with Temperature Gradients,” National Central University, Taiwan, 2010.
- [85] Đ. PGS. TS. Thành Trung, *COMSOL – Nền tảng và ứng dụng trong mô phỏng số*. NXB Đại học QG TP.HCM, 2014.
- [86] T. Nguyen, T. Nguyen, and T. Dang, “An experiment on a CO₂ air conditioning system with Copper heat exchangers,” *Int. J. Adv. Eng. Manag. Sci.*, vol. 2, pp. 2058–2063, 2016.
- [87] P. T. P. X. Kiêu, “Giáo trình xác suất thống kê,” *Nhà xuất bản Giáo dục*, 2004.
- [88] N. V. Tuấn, “Độ lệch chuẩn hay sai số chuẩn,” *Lâm sản thống kê*, 2009.
- [89] T. Dang, K. Vo, and T. Nguyen, “Experiments on Expansion and Superheat Processes of a Co₂ Cycle Using Microchannel Evaporator,” *Am. J. Eng. Res.*, vol. 6, no. 3, pp. 115–121, 2017.
- [90] T. Nguyen, T. Dang, and K. Vo, “Experimental comparisons on heat transfer characteristic of CO₂ air conditioning system with an internal heat exchanger and without an internal heat exchanger,” in *International Conference on System Science and Engineering (ICSSE)*, 2019, pp. 719 – 723.
- [91] T. Nguyen, T. Dang, and K. Vo, “Experimental comparisons on heat transfer characteristics of co₂ air conditioning system with an internal heat exchanger and without an internal heat exchanger using minichannel evaporator,” 2019, doi: 10.1109/ICSSE.2019.8823453.
- [92] T. Nguyen, T. Dang, and K. Vo, “Experimental Investigation on a

Microchannel Evaporator of CO₂ Air Conditioning System with an Internal Heat Exchanger,” *Int. J. Emerg. Res. Manag. &Technology*, vol. 6, no. 4, pp. 40–45, 2017.

- [93] T. Dang, K. Vo, C. Le, and T. Nguyen, “An experimental study on subcooling process of a transcritical CO₂ air conditioning cycle working with microchannel evaporator,” *J. Therm. Eng.*, vol. 3, no. 5, 2017, doi: 10.18186/journal-of-thermal-engineering.338900.
- [94] Y. C. Kwon, D. H. Kim, J. H. Lee, J. Y. Choi, and S. J. Lee, “Experimental study on heat transfer characteristics of internal heat exchangers for CO₂ system under cooling condition,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 23, no. 3, pp. 698–706, 2009, doi: 10.1007/s12206-009-0202-1.
- [95] Z. Wang, F. Han, and B. Sundén, “Parametric evaluation and performance comparison of a modified CO₂ transcritical refrigeration cycle in air-conditioning applications,” *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 131, pp. 617–625, Mar. 2018, doi: 10.1016/j.cherd.2017.08.003.
- [96] Dorin, “Mario Dorin innovation, Compiobbi (FI), Italy, Version 19.1,” [Online]. Available: <https://www.dorin.com/en/Software/>.
- [97] T. Nguyen and T. Dang, “The Effects of Mass Flow Rate on the Performance of a Microchannel Evaporator Using CO₂ Refrigerant,” 2018, doi: 10.1109/GTSD.2018.8595653.
- [98] T. Nguyen, T. Dang, and M. Doan, “The Effect of Airflow Rate on the Cooling Capacity of Minichannel Evaporator Using CO₂ Refrigerant,” in *Computational Intelligence Methods for Green Technology and Sustainable Development*, 2021, pp. 399–408.
- [99] T. Dang and T. Nguyen, “Effect of the pressure ratio on the heat transfer phenomena of the evaporator in CO₂ air conditioning system,” 2022.
- [100] REFPROP, “REFPROP. NIST Refrigerant Properties Database 23. Gaithersburg, MD, 2013, Version 9.” 2013.
- [101] EES, “Engineering Equation Solver. F-Chart MdhthaSoftware Inc., Wisconsin (USA),2005.” 2005.

- [102] S. G. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, and M. King, *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*. 2014.
- [103] K. V. Chau, T. Nguyen, and T. Dang, “Numerical Simulation on Heat Transfer Phenomena in Microchannel Evaporator of A CO₂ Air Conditioning System,” *Am. J. Eng. Res.*, vol. 6, no. 2, pp. 174–180, 2017.
- [104] P. T. Đ. T. Trung and G. T. L. C. Hiệp, “Nghiên cứu xác định một số đặc tính kỹ thuật của bộ trao đổi nhiệt compact ứng dụng trong máy điều hòa không khí cỡ nhỏ làm việc với môi chất lạnh CO₂,” *Báo cáo nghiệm thu đề tài Sở Khoa học và Công nghệ TP. HCM, tháng 6/2017*, 2017.