

TÓM TẮT NHỮNG ĐÓNG GÓP MỚI CỦA LUẬN ÁN

Họ & tên NCS : Nguyễn Trọng Hiếu MSNCS: 1524002

Thuộc chuyên ngành : Kỹ Thuật Cơ Khí Khoá: 2015-2018

Tên luận án: **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**

Người hướng dẫn chính: PGS. TS. Đặng Thành Trung

Người hướng dẫn phụ : GS. TS. Jyh-Tong Teng

Tóm tắt những đóng góp mới về lý luận và học thuật của luận án:

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 phân tích lý thuyết, phương pháp mô phỏng số và phương pháp thực nghiệm. Hệ thống được thiết kế có năng suất lạnh khoảng 9000BTU/h (~2600W), được lắp đặt tại TP. HCM và được vận hành ở chế độ trên tới hạn (31°C và 73 bar). Ngoài ra, thiết bị làm mát được đặt ở vị trí có mái che, bóng mát để nhiệt độ môi trường xung quanh khoảng 31 đến 34°C. Các kết quả đạt được như sau:

- Đã trình bày được cơ sở lý thuyết và phương trình truyền nhiệt
- Đã tính toán, thiết kế và lắp đặt hệ thống lạnh cỡ nhỏ với môi chất CO₂
- Đã mô phỏng số cho ống dẹp có 10 kênh micro bằng nhôm, có cánh với kích thước 0,9 x 0,9 x 200 cho kết quả đo được có giá trị tương đương với dữ liệu thực nghiệm. Sự chuyển pha môi chất CO₂ tại đầu vào 0,5, thay đổi ở đầu ra là 0,52
- Đã thực nghiệm so sánh với kết quả lý thuyết tính toán kế hệ thống trong cùng điều kiện áp suất đầu đẩy 82 bar và nhiệt độ bay hơi 10°C. Kết quả đạt được là nhiệt độ đầu đẩy phía thực nghiệm lớn hơn 10°C so với nhiệt độ phía lý thuyết, do phần tính toán lý thuyết bỏ qua tổn thất ở quá trình nén. Tổn thất áp suất qua TBBH kênh micro 1,5 – 2 bar. Độ quá nhiệt trên TBBH ở thực nghiệm (8,2°C) cao hơn 3,2°C so với giả thiết của lý thuyết (5°C)

- Khi thêm quá trình quá lạnh, quá trình hồi nhiệt sẽ làm giảm nhiệt độ gas trước tiết lưu nên năng suất lạnh tăng.
- Tỉ số nén giữa áp suất làm mát/áp suất bay hơi tăng thì lưu lượng khối lượng môi chất lạnh giảm. Tại giá trị tỉ số nén 1,56, hệ thống đạt năng suất lạnh lớn nhất
- Khi tăng vận tốc không khí qua TBBH thì độ quá nhiệt phía không khí giảm nhưng độ quá nhiệt phía gas lạnh thì tăng. Trong khoảng vận tốc không khí 2 – 4 m/s, năng suất lạnh riêng đạt giá trị tốt trong khoảng 90 – 100 kJ/kg.

Tp. Hồ Chí Minh, ngày 20 tháng 08 năm 2020

Nghiên cứu sinh

(Ký và ghi rõ họ tên)

Người hướng dẫn chính

(Ký và ghi rõ họ tên)

Người hướng dẫn phụ

(Ký và ghi rõ họ tên)

PhD candidate : Nguyen Trong Hieu Fellows code: 1524002
Major : Mechanical Engineering Major code: 2015-2018
Dissertation title : Study on the heat transfer characteristics of microchannel
evaporators in small air conditioners using CO₂ refrigerant
Supervisor one : Associate Professor Dang Thanh Trung
Supervisor two : Professor Jyh-Tong Teng

The thesis researching the heat transfer characteristic of microchannel evaporators in small air conditioners using CO₂ refrigerant was performed by theoretical analysis, numerical simulation, and experiment. The system is designed with a cooling capacity of 9000BTU/h (~ 2600W), installed in TP. Ho Chi Minh City and operated in the supercritical mode (31°C and 73 bar). In addition, the cooler is located in a sheltered, shaded location so that the ambient temperature is between 31 and 34°C. The results were as follows:

- Present the theoretical basis and heat transfer equation
- Calculate, design and install small refrigeration systems with CO₂
- Numerical simulation for a flat tube with 10 aluminum microchannels, with fins with a size of 0.9 mm x 0.9 mm x 200 mm. The results are compared with experimental data and have equivalent values.
- Experimental comparison with the results of the theoretical calculation of the system under the same conditions of propulsion pressure 82 bar and evaporation temperature of 10°C. The result is that the discharge temperature in the experiment is greater than the discharge temperature in the theoretical side because the theoretical calculation neglects the loss in compression. Pressure loss across microchannel is 1.5 - 2 bar. Overheating in the experiment is higher than the overheating on the theoretical side.
- When adding a sub-cooler, an internal heat exchanger will reduce the gas temperature before the expansion valve. Therefore, the cooling capacity increases.

- The compression ratio between discharge pressure and suction pressure increases, the refrigerant mass flow rate decreases. At the value of compression ratio of 1.56, the system has the largest cooling capacity
- When the air velocity increases through the evaporator, the temperature difference on the airside decreases, but the temperature difference on the refrigerant side increases. In the range of air velocity 2 - 4 m/s, specific refrigeration capacity reaches the good value in the range of 90 - 100 kJ/kg.

Supervisor

(Sign and name)

HCMC,/08/2020

PhD candidate

(Sign and name)

**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 9 NĂM 2020

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 **Cấp Cơ sở** họp tại

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM

vào ngày tháng năm

DANH MỤC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ

- [1] Nguyễn Trọng Hiếu, Đặng Thành Trung, Lê Bá Tân, Đoàn Minh Hùng, 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 pp. 631-636
- [2] Tankhuong Nguyen, Tronghieu Nguyen, Thanhtrung Dang, 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.
- [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] T. Dang, K. Vo, C.Le, T. 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**)
- [5] 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)
- [6] Thanhtrung Dang, Chihiep Le, Tronghieu Nguyen, and Minhchung 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
- [7] 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
- [8] 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
- [9] 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

- [10] 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
- [11] Kimhang Vo, Thanhthao Nguyen, Thanhtrung 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
- [12] Tronghieu Nguyen, Thanhtrung Dang, Minhhung Doan, The Effect of Airflow Rate on The Cooling Capacity of Minichannel Evaporator using CO₂ Refrigerant, The 5th International Conference on Green Technology and Sustainable Development, GTSD2020

**STUDY ON THE HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS
OF MICROCHANNEL EVAPORATORS IN SMALL
CONDITIONERS USING CO₂ REFRIGERANT**

Tronghieu Nguyen

A dissertation submitted to the Faculty of Mechanical Engineering,
Hochiminh City University of Technology and Education
In partial satisfaction of the requirements for the degree of
Doctor of Philosophy
In
Mechanical Engineering

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Thanhtrung Dang

Co-advisor: Prof. Dr. Jyh-tong Teng

September 2020

LỜI CAM ĐOAN

Tôi cam đoan đây là công trình nghiên cứu của tôi.

Các số liệu, kết quả nêu trong Luận án là trung thực và chưa từng được ai công bố trong bất kỳ công trình nào khác

Tp. Hồ Chí Minh, ngày tháng 9 năm 2020

(Ký tên và ghi rõ họ tên)

Nguyễn Trọng Hiếu

LỜI CẢM ƠN

Đề tài “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” được thực hiện tại phòng thí nghiệm Truyền nhiệt (Heat Transfer Lab) thuộc Bộ môn Công nghệ Nhiệt - Điện lạnh, Khoa Cơ khí Động lực, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM.

Trước tiên, xin cảm ơn Lãnh đạo nhà trường, các đơn vị Phòng ban trong trường đã tạo nhiều điều kiện cho các NCS học tập và nghiên cứu. Đặc biệt là những chính sách hỗ trợ hoạt động nghiên cứu khoa học dành cho NCS để phục vụ đề tài, giới thiệu các Hội nghị có uy tín trong và ngoài nước để công bố kết quả nghiên cứu.

Xin gửi lời cảm ơn đến ban chủ nhiệm Chủ nhiệm khoa Cơ Khí Chế Tạo Máy, thầy cố vấn NCS đã tạo điều kiện để NCS học tập các môn học bổ sung, gia công các mẫu thí nghiệm. Đồng thời, tác giả xin gửi lời cảm ơn đến Thầy/Cô trong và ngoài trường đã nhận xét và đóng góp tích cực để đề tài được hoàn thiện.

Xin cảm ơn đến Thầy/Cô trong Bộ môn Công nghệ Nhiệt - Điện lạnh, Thầy/Cô trong Khoa Cơ khí Động lực, đã trang bị cơ sở vật chất hiện đại, những thiết bị đo chính xác cho các phòng thí nghiệm phục vụ nghiên cứu khoa học cho Giảng viên và các Nghiên cứu viên.

Cuối cùng, xin gửi lời cảm ơn Thầy hướng dẫn PGS.TS. Đặng Thành Trung và GS.TS Jyh-tong Teng đã chỉ ra các hướng nghiên cứu, các phương pháp nghiên cứu phù hợp mục tiêu đề tài. Xin cảm ơn PGS.TS Jau-Huai Lu đã có những góp ý hữu ích và bài học bổ ích tại Phòng thí nghiệm Clean Power and Green Energy-NCHU, Đài Loan, các nhóm nghiên cứu khác cùng phòng thí nghiệm, các bạn học viên cao học, các bạn sinh viên đã hỗ trợ tác giả thực hiện đề tài.

TÓM TẮT

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 phân tích lý thuyết, phương pháp mô phỏng số và phương pháp thực nghiệm. Hệ thống được thiết kế có năng suất lạnh khoảng 9000BTU/h (~2600W), được lắp đặt tại TP. HCM và được vận hành ở chế độ trên tới hạn (31°C và 73,8 bar). Các kết quả đạt được như sau:

- Đã trình bày được cơ sở lý thuyết và phương trình truyền nhiệt
- Đã tính toán, thiết kế và lắp đặt hệ thống lạnh cỡ nhỏ với môi chất CO₂
- Mô phỏng số cho ống dẹp có 10 kênh micro bằng nhôm, có cánh với kích thước 0,9 x 0,9 x 200 cho kết quả có giá trị tương đương với dữ liệu thực nghiệm. Sự chuyển pha môi chất CO₂ tại đầu vào 0,5, thay đổi ở đầu ra là 0,52
- Đã thực nghiệm so sánh với kết quả lý thuyết tính toán kế hệ thống trong cùng điều kiện áp suất đầu đẩy 82 bar và nhiệt độ bay hơi 10°C. Kết quả đạt được là nhiệt độ đầu đẩy phía thực nghiệm lớn hơn 10°C so với nhiệt độ phía lý thuyết, do phần tính toán lý thuyết bỏ qua tổn thất ở quá trình nén. Tổn thất áp suất qua TBBH kênh micro 1,5 – 2 bar. Độ quá nhiệt trên TBBH ở thực nghiệm (8,2°C) cao hơn 3,2°C so với giả thiết của lý thuyết (5°C)
- Khi thêm quá trình quá lạnh, quá trình hồi nhiệt sẽ làm giảm nhiệt độ gas trước tiết lưu nên năng suất lạnh tăng.
- Tỷ số nén áp suất làm mát và áp suất bay hơi tăng thì lưu lượng khối lượng môi chất lạnh giảm. Tại giá trị tỷ số nén 1,56, hệ thống đạt năng suất lạnh lớn nhất
- Khi tăng vận tốc không khí qua TBBH thì độ quá nhiệt phía không khí giảm nhưng độ quá nhiệt phía gas lạnh thì tăng. Trong khoảng vận tốc không khí 2 – 4 m/s, năng suất lạnh riêng đạt giá trị tốt trong khoảng 90 – 100 kJ/kg.

ABSTRACT

The thesis researching the heat transfer characteristic of microchannel evaporators in small air conditioners using CO₂ refrigerant was performed by theoretical analysis, numerical simulation, and experiment. The system is designed with a cooling capacity of 9000BTU/h (~ 2600W), installed in TP. Ho Chi Minh City and operated in the supercritical mode (31°C and 73.8 bar). In addition, the cooler is located in a sheltered, shaded location so that the ambient temperature is between 31 and 34°C. The results were as follows:

- Present the theoretical basis and heat transfer equation
- Calculate, design and install small refrigeration systems with CO₂
- Numerical simulation for a flat tube with 10 aluminum microchannels, with fins with a size of 0.9 mm x 0.9 mm x 200 mm. The results are compared with experimental data and have equivalent values.
- Experimental comparison with the results of the theoretical calculation of the system under the same conditions of propulsion pressure 82 bar and evaporation temperature of 10°C. The result is that the discharge temperature in the experiment is greater than the discharge temperature in the theoretical side because the theoretical calculation neglects the loss in compression. Pressure loss across microchannel is 1.5 - 2 bar. Overheating in the experiment is higher than the overheating on the theoretical side.
- When adding a sub-cooler, an internal heat exchanger will reduce the gas temperature before the expansion valve. Therefore, the cooling capacity increases.
- The compression ratio between discharge and suction pressure increases, the refrigerant mass flow rate decreases. At the value of compression ratio of 1.56, the system has the largest cooling capacity
- When the air velocity increases through the evaporator, the temperature difference on the airside decreases, but the temperature difference on the refrigerant side increases. In the range of air velocity 2 - 4 m/s, specific refrigeration capacity reaches the good value in the range of 90 - 100 kJ/kg.

MỤC LỤC

Trang tựa

Trang

LỜI CAM ĐOAN.....	i
LỜI CẢM ƠN.....	ii
<i>Chương 1. TỔNG QUAN.....</i>	<i>1</i>
1.1. LÝ DO CHỌN ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU	1
1.2. TỔNG QUAN VỀ LĨNH VỰC NGHIÊN CỨU	1
1.3. MỤC TIÊU NGHIÊN CỨU CỦA ĐỀ TÀI.....	1
1.4. ĐỐI TƯỢNG, PHẠM VI VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU	1
1.4.1. Đối tượng.	1
1.4.2. Phạm vi nghiên cứu.	1
1.4.3. Phương pháp nghiên cứu.	2
1.4.4. Triển vọng của đề tài nghiên cứu.	2
1.5. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU	2
<i>Chương 2. TÍNH TOÁN VÀ THIẾT KẾ</i>	<i>3</i>
2.1. Mô hình hoá thiết bị bay hơi kênh micro	3
2.1.1. Hệ số truyền nhiệt tổng của TBBH	3
2.1.2. Hệ số toả nhiệt phía không khí [93]	4
2.1.3. Hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất lạnh CO ₂	5
2.1.4. Độ chênh áp trong TBBH kênh micro	5
2.2. Tính toán hệ thống lạnh	6
2.2.1. Lưu đồ tính toán	6
2.2.2. Tính toán máy nén lạnh	7
2.2.3. Tính toán thiết bị làm mát	7
2.2.4. Tính toán thiết bị bay hơi kênh micro	9
2.3. Dự đoán hệ số toả nhiệt của môi chất CO ₂ trong TBBH kênh micro	10
2.3.1. Hệ số toả nhiệt đối lưu của CO ₂ ở trạng thái 2 pha.	10
2.3.2. Hệ số toả nhiệt đối lưu CO ₂ ở trạng thái bão hoà khô và quá nhiệt.	12

2.3.3. Độ chênh lệnh áp suất trên thiết bị bay hơi kênh micro.....	12
Chương 3. MÔ PHỎNG SỐ VÀ THIẾT LẬP THỰC NGHIỆM.....	13
3.1. Mô phỏng số cho TBBH kênh micro.....	13
3.1.1. Thiết lập mô hình mô phỏng thứ I [79]	13
3.1.3. Thiết lập mô hình mô phỏng thứ II	13
3.1.4. Điều kiện biên cho mẫu mô phỏng số II	14
3.1.6. Lời giải số cho mẫu mô phỏng số I+II	14
3.1.7. Kết quả và thảo luận mẫu mô phỏng số	15
3.2. Thiết lập thực nghiệm hệ thống lạnh CO ₂	15
3.2.1. Lập sơ đồ thí nghiệm	15
3.2.2. Các thiết bị sử dụng.....	15
3.2.3. Thiết bị quá lạnh.....	16
3.2.4. Dụng cụ thí nghiệm	16
3.3. Lắp đặt hệ thống điều hoà không khí CO ₂	16
Chương 4. CÁC KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN	18
4.1. Các kết quả và thảo luận mô phỏng số	18
4.1.1. Kết quả và thảo luận mô phỏng số mẫu I.....	18
4.1.2. Kết quả và thảo luận mô phỏng thứ II	18
4.2. Các kết quả thực nghiệm và thảo luận	18
4.2.1. Thực nghiệm so sánh lý thuyết tính toán	18
4.2.2. Ảnh hưởng của quá trình quá lạnh.....	20
4.2.3. Ảnh hưởng của quá trình hồi nhiệt đến đặc tính truyền nhiệt	20
4.2.4. So sánh quá trình hồi nhiệt, quá lạnh và chu trình thường	23
4.2.5. Ảnh hưởng của tỉ số nén đến năng suất lạnh.	25
4.2.6. Ảnh hưởng của lưu lượng không khí qua TBBH đến năng suất lạnh	27
Chương 5. KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN	28
5.1. Kết luận.....	28
5.2. Hướng phát triển.....	30
TÀI LIỆU THAM KHẢO	31

DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

A_t	diện tích mặt cắt ống đồng, m^2
c_p	Nhiệt dung riêng,
d	dung ẩm của không khí, (kgH_2O/kg không khí khô)
D_h	đường kính thuỷ lực quy ước, m
D_t	đường kính trong của ống đồng, m
f	hệ số ma sát
G	Mật độ lưu lượng $\frac{\dot{m}}{A_c}$ ($\frac{kg}{m^2.s}$)
h	chiều cao, (m)
h	enthalpy, $kK/kg.K$
h_{lv}	nhiệt ẩn hoá hơi, $kJ/kg.K$
k	hệ số truyền nhiệt tổng, W/m^2K
$\dot{m}$	lưu lượng khối lượng, kg/s
Nu	hệ số Nusselt
p	áp suất, Pa
P	chu vi ướt, m
P	công suất, W
P_t	Thông số P trong tính toán độ chênh nhiệt độ phức tạp
Pr	hệ số Prantle của môi chất
Q	lượng nhiệt truyền qua thiết bị, W
S_p	Bước cánh tản nhiệt, m
q	mật độ dòng nhiệt, W/m^2
Re	Hệ số Reynolds
R_t	Thông số R trong tính toán độ chênh nhiệt độ phức tạp
T	nhiệt độ, K
TTBH:	Thiết bị bay hơi
TBLM:	Thiết bị làm mát
t	nhiệt độ, $^{\circ}C$
$\dot{V}$:	Lưu lượng thể tích qua thiết bị, m^3/s

X: tham số Martinelli

Greek symbols

α hệ số tỏa nhiệt đối lưu, W/m^2K

η hiệu suất

μ độ nhớt động học, $\mu Pa - s$

ν độ nhớt động lực học, m^2/s

ρ khối lượng riêng, kg/m^3

λ hệ số dẫn nhiệt, $W/m K$

ω vận tốc, m/s

ε hiệu suất

Δt độ chênh nhiệt độ, $^{\circ}C$

$\overline{\Delta t}$: độ chênh nhiệt độ trung bình logarit, $^{\circ}C$

Chữ viết tắt bên dưới ký hiệu

1,2,3,4: vị trí các điểm nút của chu trình lạnh

a air, môi chất không khí

ac acceleration, gia tốc

c cooler, thiết bị làm mát; come, đầu vào

e Evaporator, thiết bị bay hơi; exit, đầu ra

f fin, cánh tản nhiệt.

f fluid, dòng môi chất lạnh,

fr friction, ma sát

gr gravity, trọng trường.

in inlet, đầu vào

out outlet, đầu ra

r refrigerant, môi chất lạnh

t xét mặt trong ống đồng

IHX internal heat exchanger, thiết bị hồi nhiệt

tp Two phase, môi chất ở trạng thái 2 pha

sp single phase, môi chất ở trạng thái 1 pha

qn quá nhiệt

w thành vách (wall)

DANH SÁCH HÌNH ẢNH

Hình 2. 1 Môi chất và không khí chuyển động qua ống.	3
Hình 2. 2 Biến thiên nhiệt độ tại thiết bị bay hơi.	4
Hình 2. 3 Lưu đồ giải thuật tính toán hệ thống lạnh	6
Hình 2. 4 Sơ đồ thiết kế chu trình lạnh	7
Hình 2. 6 Lưu đồ giải thuật tính toán TBLM.....	8
Hình 2. 11 Diện tích TBLM phụ thuộc k_c	8
Hình 2. 12 Lưu đồ giải thuật tính toán TBBH	9
Hình 2. 15 Mô hình thiết bị bay hơi kênh micro.....	10
Hình 2. 16 Dự đoán hệ số tỏa nhiệt CO_2 theo độ khô.....	11
Hình 2. 17 Hệ số tỏa nhiệt CO_2 trong nghiên cứu [102].....	12
Hình 3. 2 Lấy mẫu kênh micro để mô phỏng số.	13
Hình 3. 3 Mẫu TBBH kênh micro dùng trong mô phỏng số.	14
Hình 3. 4 Hệ thống thí nghiệm.....	15
Hình 3. 10 Hoàn thiện hệ thống lạnh CO_2	17
Hình 4. 5. Trường nhiệt độ trong kênh micro mẫu số II.....	18
Hình 4. 6. Trường nhiệt độ của TBBH sử dụng camera nhiệt.	18
Hình 4. 10. Điểm nút của chu trình thực nghiệm và lý thuyết trên đồ thị lg p-h.....	19
Hình 4. 11. Các điểm của chu trình có quá lạnh và không quá lạnh.....	20
Hình 4. 14. Các điểm thí nghiệm của hệ thống có hồi nhiệt.....	21
Hình 4. 15. Mối quan hệ giữa áp suất đẩy và độ chênh nhiệt độ tại IHX.....	22
Hình 4. 16. Mối quan hệ nhiệt độ bay hơi vs năng suất lạnh riêng và áp đẩy	23
Hình 4. 17. So sánh cả 3 chu trình trên đồ thị lg p-h	24
Hình 4. 20. Ảnh hưởng tỉ số nén đến năng suất lạnh và lưu lượng khối lượng gas..	25
Hình 4. 23. Ảnh hưởng lưu lượng gas đến hệ số COP.....	26
Hình 4. 29. Mối quan hệ giữa vận tốc không khí và năng suất lạnh riêng	27

DANH SÁCH CÁC BẢNG

Bảng 2. 4 Bảng giá trị tính toán các hàm theo độ khô x	11
Bảng 3. 2. Điều kiện mô phỏng số mẫu số II.....	14
Bảng 4. 2 Thông số thực nghiệm so sánh lý thuyết	19
Bảng 4. 7 Thông số điểm nút của hệ thống lạnh có hồi nhiệt.....	20
Bảng 4. 8 Thông số điểm nút của hệ thống lạnh có hồi nhiệt, quá lạnh	22
Bảng 4. 9 Thông số điểm nút của 3 chu trình lạnh.	23

Chương 1. TỔNG QUAN

1.1. LÝ DO CHỌN ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU

1.2. TỔNG QUAN VỀ LĨNH VỰC NGHIÊN CỨU

1.2.1. Tình hình nghiên cứu ở ngoài nước

1.2.1.1. Hình dáng – Kích thước kênh

1.2.1.2. Tổn thất áp suất

1.2.1.3. Sự truyền nhiệt

1.2.1.4. Đối với môi chất là CO₂

1.2.2. Tình hình nghiên cứu trong nước:

1.3. MỤC TIÊU NGHIÊN CỨU CỦA ĐỀ TÀI

- Xác định được các đặc tính truyền nhiệt của thiết bị bay hơi (TBBH) kênh micro trong hệ thống điều hòa không khí dùng môi chất lạnh CO₂.
- Xác định được các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình bay hơi trong thiết bị bay hơi kênh micro cho môi chất lạnh CO₂, từ đó có những giải pháp để nâng cao hiệu quả truyền nhiệt trong quá trình này.

1.4. ĐỐI TƯỢNG, PHẠM VI VÀ PHƯƠNG PHÁP 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.
- Tỷ số nén, quá trình quá lạnh, quá trình hồi nhiệt.
- Vận tốc và độ ẩm tương đối của không khí.

1.4.2. Phạm vi nghiên cứu.

- Chu trình máy nén 1 cấp chạy ở chế độ trên tới hạn (31°C và 73,8 bar)
- Năng suất lạnh của hệ thống: 9000 BTU/h (~ 2600W)
- Hệ thống điều hòa không khí này được lắp đặt tại TP. HCM

- Dàn nóng có mái che.

1.4.3. Phương pháp nghiên cứu.

- Nghiên cứu lý thuyết
- Mô phỏng số.
- Nghiên cứu thực nghiệm.
- Phương pháp so sánh và kiểm chứng kết quả.

1.4.4. Triển vọng của đề tài nghiên cứu.

- Các thiết bị bay hơi này có thể ứng dụng thực tế để giải nhiệt cho các hệ thống lạnh cỡ nhỏ (xe hơi, máy lạnh gia đình,...), linh kiện điện tử, trong lĩnh vực kỹ thuật hóa học, trong y sinh, trong các nhà máy điện nguyên tử micro, hệ thống lạnh công nghiệp...
- Các công bố khoa học của đề tài này cũng có thể được dùng làm cơ sở tham khảo, trích lục cho các nhà nghiên cứu về quá trình bay hơi cho TBBH kênh micro.

1.5. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

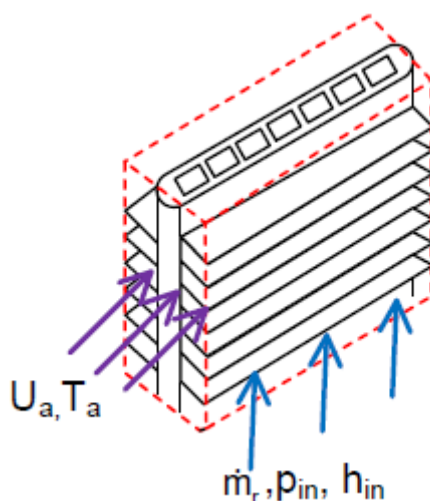
- Tổng quan tài liệu liên quan đến TBBH compact cho quá trình bay hơi trong hệ thống điều hòa không khí dùng môi chất lạnh CO₂.
- Trình bày cơ sở lý thuyết và phương trình truyền nhiệt
- Tính toán, thiết kế và lắp đặt hệ thống lạnh cỡ nhỏ với môi chất CO₂
- Mô phỏng số cho 1 ống có cánh tản nhiệt, gồm 10 kênh micro 0,9x0,9x200
- Thực nghiệm, so sánh kết quả với mô phỏng và tính toán.
- Xác định ảnh hưởng lưu lượng không khí qua TBBH đến năng suất lạnh.
- Xác định hiệu quả làm lạnh trên thiết bị bay hơi khi thêm quá trình quá lạnh, quá trình hồi nhiệt lên hệ thống lạnh.
- Xác định được ảnh hưởng của tỉ số nén đầu đẩy/đầu hút đến hiệu quả làm lạnh

Chương 2. TÍNH TOÁN VÀ THIẾT KẾ

2.1. Mô hình hoá thiết bị bay hơi kênh micro

2.1.1. Hệ số truyền nhiệt tổng của TBBH

Giả sử không khí lưu chuyển qua các cánh tải nhiệt với vận tốc U_a , nhiệt độ T_a . Môi chất CO_2 vào kênh micro lưu lượng khối lượng $\dot{m}_r$, áp suất p_{in} , enthalpy h_{in} . Trạng thái ban đầu được biểu diễn như Hình 2.1



Hình 2. 1 Môi chất và không khí chuyển động qua ống.

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

Năng suất lạnh của dàn bay hơi:

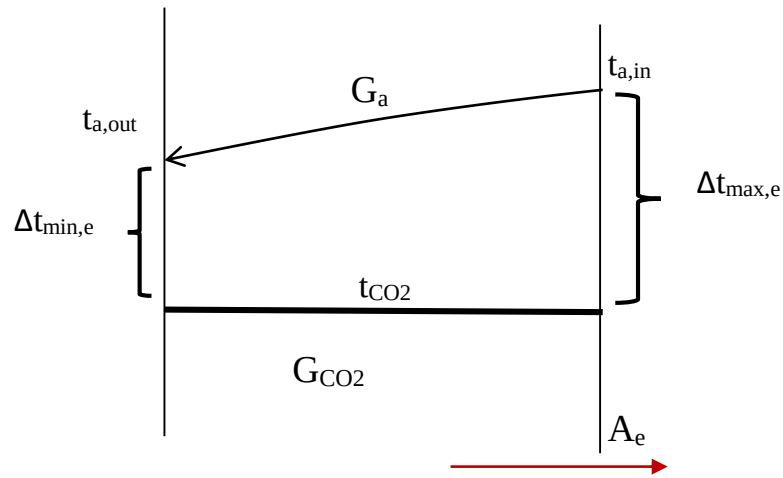
$Q_e = \dot{m}_r(h_{out} - h_{in})$	(2.1)
$Q_e = k_e A_e \bar{\Delta}t_e$	(2.2)

Trong đó, $\dot{m}_r$ là lưu lượng khối lượng của môi chất lạnh qua thiết bị (kg/s);

- h là enthalpy của trạng thái vào và trạng thái ra của môi chất lạnh.
- A_e là diện tích trao đổi nhiệt có cánh của TBBH (m^2)
- $\bar{\Delta}t_e$: Độ chênh nhiệt độ trung bình logarit được xác định:

$\bar{\Delta}t_e = \frac{\Delta t_{max,e} - \Delta t_{min,e}}{\ln \frac{\Delta t_{max,e}}{\Delta t_{min,e}}}$	(2.3)
---	-------

- $\Delta t_{max,e}$, $\Delta t_{min,e}$ được thể hiện ở hình dưới.



Hình 2. 2 Biến thiên nhiệt độ tại thiết bị bay hơi.

k_e : Hệ số truyền nhiệt tổng của TBBH, W/m^2K tính quy đổi về phía không khí

$\frac{1}{k_e} = \frac{1}{\alpha_{a,e}} + R_b + \frac{\beta_e}{\alpha_{r,tp}}$	(2.4)
--	-------

- R_b : Tổng nhiệt trở phía không khí, gồm nhiệt trở tiếp xúc giữa ống và cánh $R=0,005 \text{ m}^2.K/W$ (cánh lắp ghép), và nhiệt trở lớp bụi bám lên bề mặt cánh, $R= 3.10^{-4} \text{ m}^2.K/W$.
- β_e : hệ số làm cách trên thiết bị bay hơi, tỉ số giữa tổng diện tích bên ngoài ống có cánh tiếp xúc với không khí và diện tích trong ống tiếp xúc với môi chất.
- $\alpha_{a,e}$: hệ số toả nhiệt của TBBH vào không khí (W/m^2K)
- $\alpha_{r,tp}$: Hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất trong kênh micro (W/m^2K)

2.1.2. Hệ số toả nhiệt phía không khí [93]

$\alpha_{a,dry} = C \frac{\lambda_a}{S_p} \left(\frac{D_o}{S_p} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_f}{S_p} \right)^{-0,14} Re_a^n$	(2.5)
---	-------

C, n là hệ số thực nghiệm. Do thiết bị bay hơi chùm ống song song, cánh hình chữ nhật nên C, n được chọn 0,094 và 0,72.

λ_a : hệ số dẫn nhiệt của không khí tại nhiệt độ xét ($W/m.K$)

S_p : bước cánh, cánh của dàn mini hoặc micro có bước $1 - 1,2.10^{-3} \text{ (m)}$

D_o : Đường kính ngoài của ống (m)

h_f : chiều cao cánh (m)

Re_a : hệ số Re của không khí tại khe cánh

2.1.3. Hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất lạnh CO₂

2.1.3.1. Hệ số toả nhiệt 2 pha

Theo nghiên cứu [98], hệ số toả nhiệt 2 pha có thể tính:

$\alpha_{r,tp} = S \cdot \alpha_{NB} + F \cdot \alpha_{lo}$	(2.13)
---	--------

α_{NB} : hệ số toả nhiệt khi môi chất sôi

α_{lo} : hệ số toả nhiệt đối lưu của pha lỏng trong ống

$\alpha_{NB} = 55P^{0,12}(-0,4343\ln P)^{-0,55}M^{-0,5}\ddot{q}_e^{0,67}$	(2.14)
---	--------

$\alpha_{lo} = \frac{0,023\lambda_l}{D_h} \left[\frac{G_r \cdot (1-x) \cdot D_h}{\mu_l} \right]^{0,8} \left(\frac{c_{p,l}\mu_l}{\lambda_l} \right)^{0,4}$	(2.15)
---	--------

M: là khối lượng mol của môi chất (kg/kmol)

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:

$\alpha_{r,sp} = Nu_g \frac{\lambda_g}{D_h}$	(2.26)
--	--------

$Nu_g = \left(\frac{f_g}{8} \right) (Re_g - 1000) \frac{Pr_g}{1 + 12,7 \left(\frac{f_g}{8} \right)^{0,5} (Pr_g^{2/3} - 1)}$	(2.27)
---	--------

2.1.4. Độ chênh áp trong TBBH kênh micro

Trong khi đó, Kandiklar [98], [101] trình bày độ chênh áp suất trong ống mini hoặc micro giữa đầu vào và đầu ra như sau:

$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_{fr,1ph} + \Delta p_{fr,tp} + \Delta p_{ac} + \Delta p_{gr} + \Delta p_e$	(2.30)
---	--------

Trong đó:

Δp_c : độ chênh áp tại đầu vào

$\Delta p_{fr,1ph}$: độ chênh áp do ma sát dòng 1 pha

$\Delta p_{fr,tp}$: độ chênh áp do ma sát dòng 2 pha

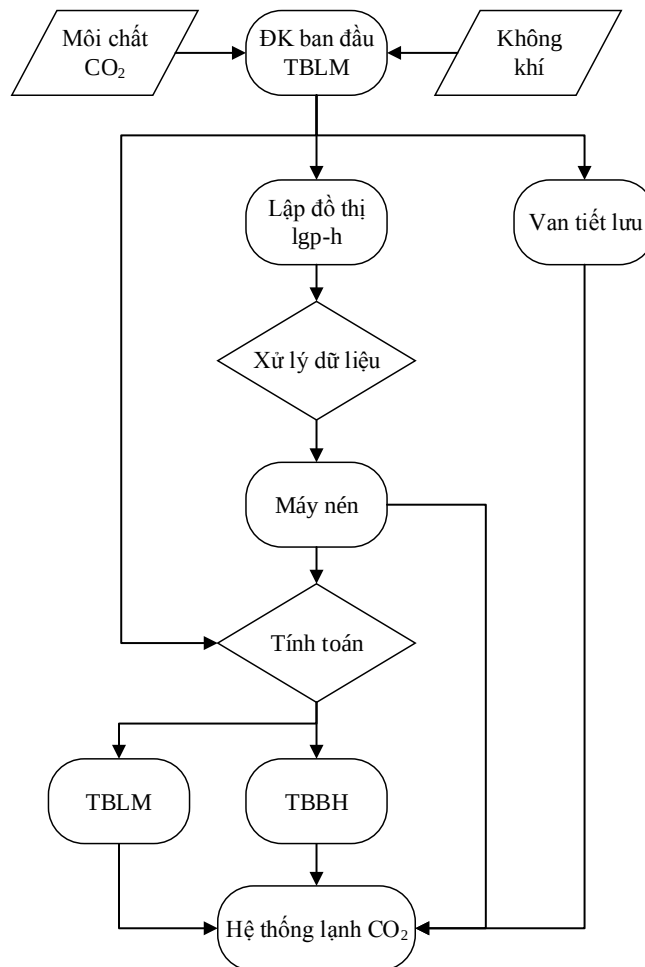
Δp_{ac} : độ chênh áp do gia tốc dòng chảy

Δp_{gr} : độ chênh áp do lực trọng trường

Δp_e : độ chênh áp tại đầu ra

2.2. Tính toán hệ thống lạnh

2.2.1. Lưu đồ tính toán



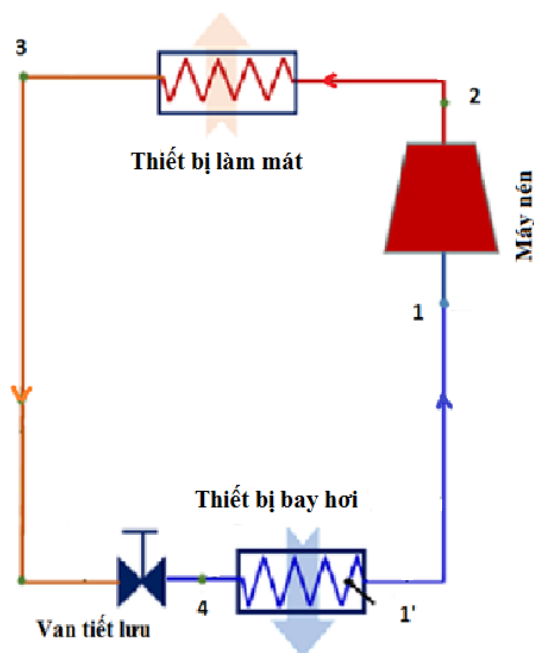
Hình 2. 3 Lưu đồ giải thuật tính toán hệ thống lạnh

2.2.1.1. Điều kiện ban đầu cho bài toán thiết kế:

- Hệ thống làm mát có công suất lạnh 9000BTU/h (~2600W)
- Hệ thống lạnh CO₂ được thiết kế hoạt động trên tới hạn trong khoảng (74 – 90), với áp suất chọn là $p_k = 82$ bar,
- Theo [91], nhiệt độ không khí tại TP.HCM vào mùa hè là 35,4°C, Tuy nhiên, thiết bị làm mát trong trong thiết kế này sẽ được lắp đặt tại vị trí có

mái che và đã được khảo sát, nhiệt độ thay đổi trong khoảng 30 – 33°C. Vậy, chọn nhiệt độ không khí vào thiết bị làm mát là 33°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. Độ quá nhiệt 5°C khi môi chất ra khỏi thiết bị.
- Thiết bị làm mát: chùm ống đồng sole hoặc song song, cánh tải nhiệt nhôm, có đường kính ống ngoài 6,4mm, đường kính ống trong 4,98 mm
- Thiết bị bay hơi là thiết bị ống dẹp nhôm, cánh nhôm, kênh micro.



Hình 2. 4 Sơ đồ thiết kế chu trình lạnh

2.2.2. Tính toán máy nén lạnh

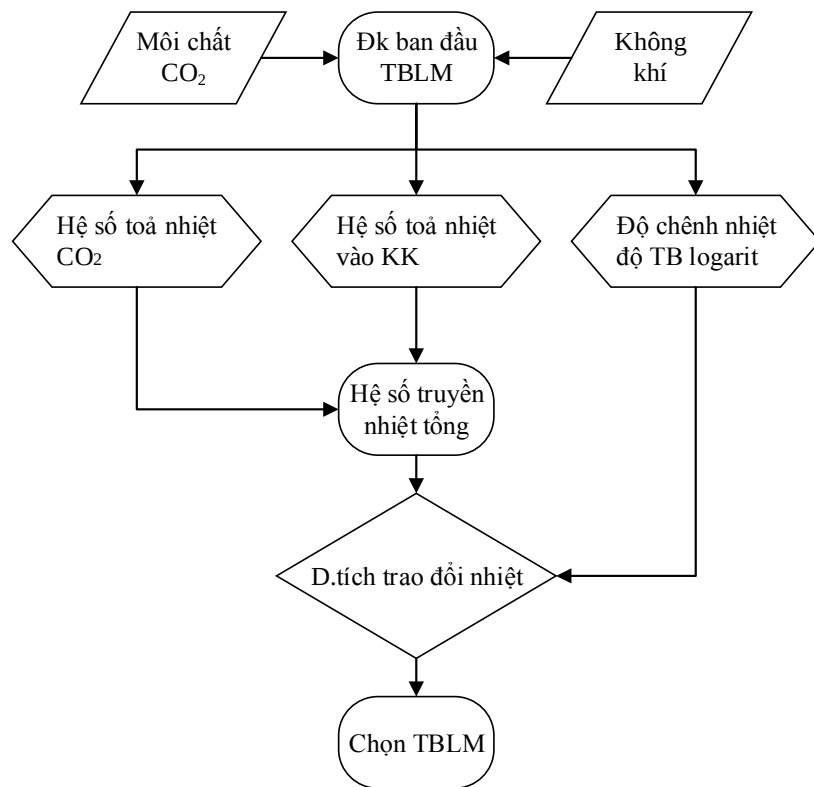
Công suất máy nén:

$$N = \frac{N_s}{\eta} = \frac{0,6932}{0,666} = 1,04(\text{kW})$$

Máy nén cần thiết cho hệ thống có công suất là 1,04 kW. Chọn máy nén Daikin có công suất 1,2 kW (1,8 HP), do môi chất lạnh CO_2 chưa được ứng dụng rộng rãi nên các chủng loại máy nén dùng môi chất này chưa được sản xuất nhiều.

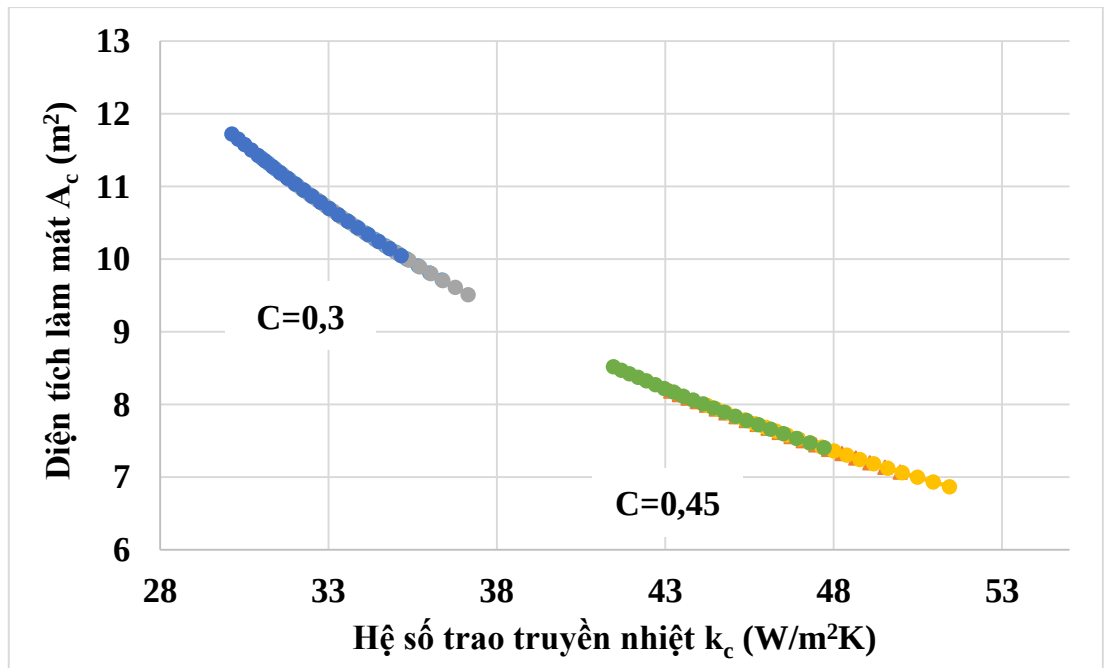
2.2.3. Tính toán thiết bị làm mát

2.2.3.1. Bước tính toán thiết bị làm mát



Hình 2. 5 Lưu đồ giải thuật tính toán TBLM

Diện tích của TBLM cũng là 1 hàm của k_c , và được biểu diễn như hình 2.11



Hình 2. 6 Diện tích TBLM phụ thuộc k_c

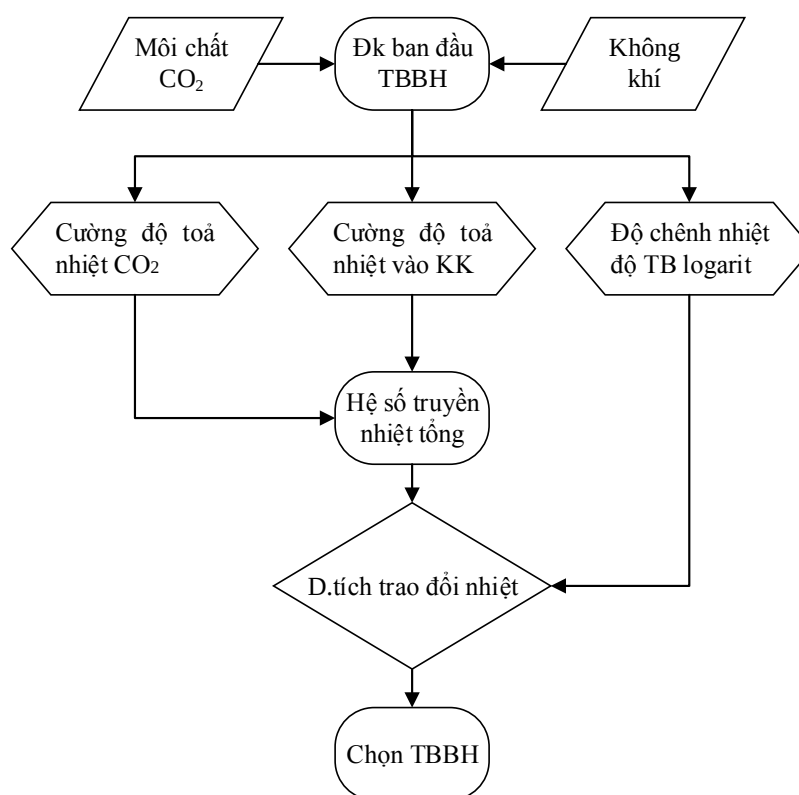
Hình 2.11 thể hiện mối quan hệ giữa hệ số truyền nhiệt và diện tích trao đổi nhiệt của TBLM. Với thiết kế chùm ống song song, thiết bị làm mát cần diện tích trao đổi nhiệt từ 9,5 – 12 m². Tuy nhiên, với thiết kế chùm ống so le thiết bị làm mát cần diện tích trao đổi nhiệt từ 7 - 8,5 m².

Với các số liệu được tính toán và thể hiện trên các đồ thị trên, thiết bị làm mát Panasonic 1 (Phụ lục 2) có thiết kế chùm ống so le và có diện tích trao đổi nhiệt bên ngoài có cánh là 8,8 m² phù hợp và được được chọn.

2.2.4. Tính toán thiết bị bay hơi kênh micro

2.2.4.1. Các bước tính toán

- Chọn các điều kiện vận hành của thiết bị bay hơi
- Tính toán hệ số trao đổi nhiệt của không khí trong điều kiện không khí ẩm
- Chọn hệ số trao đổi nhiệt của môi chất CO₂ trong ống
- Tính hệ số trao đổi nhiệt tổng của thiết bị bay hơi
- Tính diện tích trao đổi nhiệt của thiết bị và chọn thiết bị phù hợp



Hình 2. 7 Lưu đồ giải thuật tính toán TBBH

$A_e = \frac{Q_e}{k_e \Delta t_e} = \frac{2645,6}{112,4.11,13} = 2,11 \text{ (m}^2\text{)}$	(2.77)
---	--------

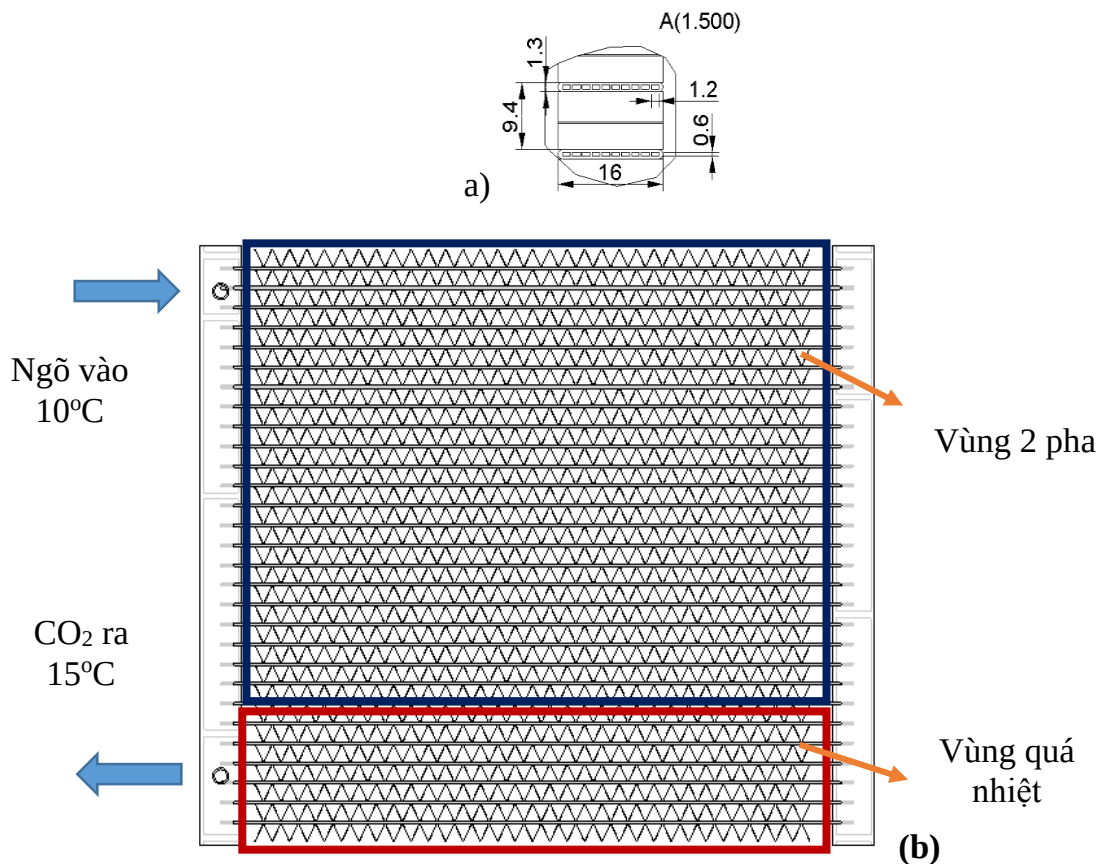
Xét Phụ lục 2, thiết bị trao đổi nhiệt **Danfoss microchannel 2**, có diện tích trao đổi nhiệt bên ngoài có cánh **2,5 m²** là phù hợp để lắp đặt thiết bị bay hơi kênh micro cho hệ thống lạnh CO₂.

2.3. Dự đoán hệ số toả nhiệt của môi chất CO₂ trong TBBH kênh micro

2.3.1. Hệ số toả nhiệt đối lưu của CO₂ ở trạng thái 2 pha.

Hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất CO₂ trong kênh micro sẽ được tính toán cụ thể dựa vào lý thuyết đã được trình bày ở mục 2.3. Môi chất lạnh CO₂ vào thiết bị ở nhiệt độ bão hoà 10°C, và ra khỏi thiết bị ở trạng thái hơi quá nhiệt.

Hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất CO₂ trong thiết bị bay hơi kênh micro sẽ được tính như trong Bảng 2.3.

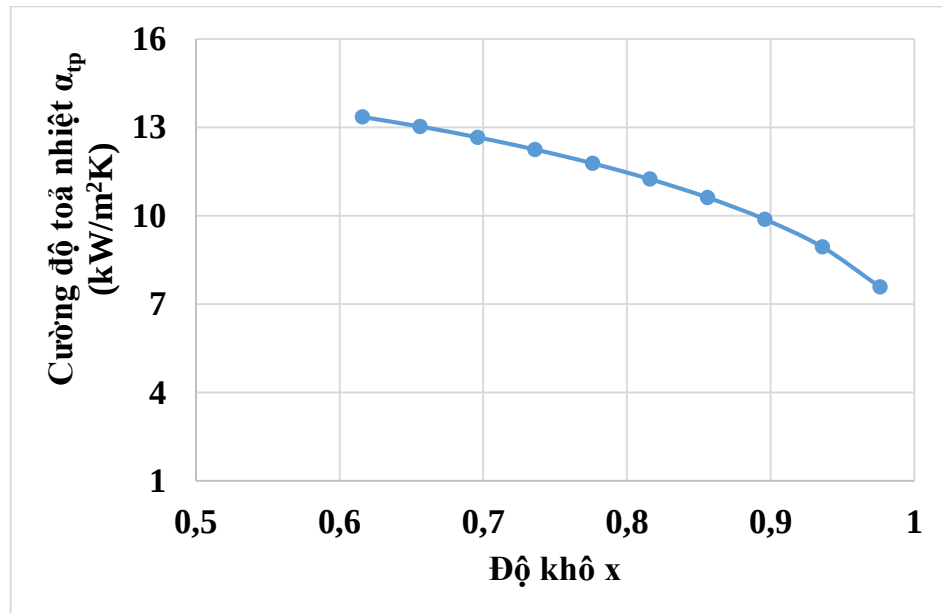


Hình 2. 8 Mô hình thiết bị bay hơi kênh micro.

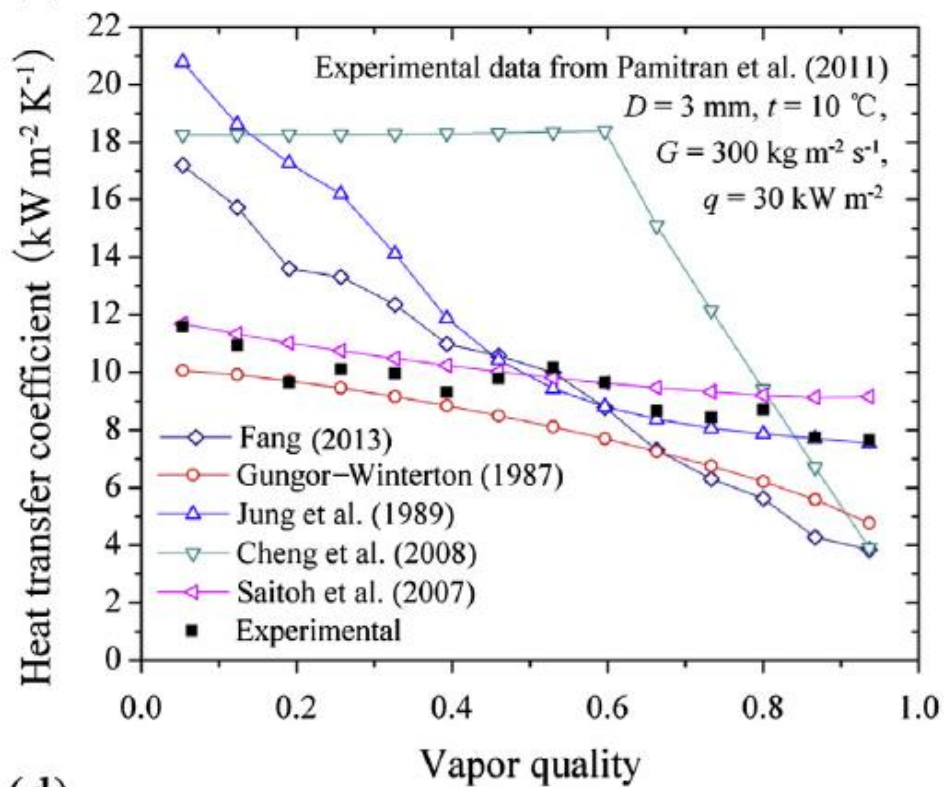
Bảng 2. 1 Bảng giá trị tính toán các hàm theo độ khô x

x	Re _l	Re _v	X ²	Φ ²	S	α _{NB} (W/m ² K)	F	α _{lo} (W/m ² K)	α _{tp} (W/m ² K)
0,61	5813,67	47944,13	0,50	32,60	0,37	6,84E+03	2,58	4194,32	1,34E+04
0,65	5208,08	51057,39	0,42	35,65	0,37	6,84E+03	2,73	3840,99	1,30E+04
0,69	4602,49	54170,64	0,35	39,21	0,37	6,84E+03	2,91	3479,33	1,27E+04
0,73	3996,90	57283,90	0,29	43,49	0,37	6,84E+03	3,12	3107,99	1,22E+04
0,77	3391,31	60397,16	0,23	48,81	0,37	6,84E+03	3,39	2725,18	1,18E+04
0,81	2785,72	63510,41	0,18	55,73	0,37	6,84E+03	3,74	2328,36	1,12E+04
0,85	2180,13	66623,67	0,14	65,37	0,37	6,84E+03	4,22	1913,75	1,06E+04
0,89	1574,54	69736,92	0,09	80,30	0,37	6,84E+03	4,96	1475,10	9,88E+03
0,93	968,95	72850,18	0,06	108,53	0,37	6,84E+03	6,38	1000,32	8,94E+03
0,97	363,35	75963,43	0,02	200,48	0,38	6,84E+03	10,97	456,42	7,58E+03

Hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất CO₂ hai pha thay đổi dần theo độ khô được thể hiện như hình 2.16. Độ khô của môi chất vào thiết bị bay hơi ở trạng thái 2 pha có giá trị 0,61 và tăng dần độ khô cho đến khi hoá hơi hoàn toàn. Khi độ khô tăng từ 0,61 đến 0,97 thì hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất giảm dần đều từ 13 kW/m²K xuống gần 7,5 kW/m²K.

**Hình 2. 9** Dự đoán hệ số toả nhiệt CO₂ theo độ khô

Các thực nghiệm [102] được thể hiện ở Hình 2.17 với đường kính thủy lực tương đương 3 mm, nhiệt độ bão hoà của môi chất ở 10 °C, lưu lượng khối lượng 300 kg/m².s. Tại vị trí đầu vào, môi chất có độ khô $x > 0$, cường độ toả nhiệt đối lưu của môi chất CO₂ trong kênh trong khoảng từ 10 – 21 kW/m²K. Cường độ toả nhiệt giảm dần 10 – 4 kW/m²K khi độ khô tăng x lên 1. Như vậy, cường độ toả nhiệt của môi chất CO₂ tại TBBH trong luận văn này đạt 13 kW/m²K - 7,5 kW/m²K trong khoảng độ khô (0,6 - 0,98) có giá trị tương đương với các nghiên cứu đã công bố.



Hình 2. 10 Hệ số toả nhiệt CO₂ trong nghiên cứu [102]

2.3.2. Hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ ở trạng thái bão hoà khô và quá nhiệt.

$\alpha_{sp} = \frac{Nu_g \lambda_{sp}}{D_h} = 6,144 \text{ (kW/m}^2\text{K)}$	(2.83)
--	--------

2.3.3. Độ chênh lệch áp suất trên thiết bị bay hơi kênh micro.

$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_{f,1ph} + \Delta p_{f,tp} + \Delta p_a + \Delta p_e$	(2.85)
$\Delta p = 28,48 + 4,3 + 4,6 + 5,68 + 139,29 = 182 \text{ (kPa)} = 1,82 \text{ (bar)}$	(2.86)

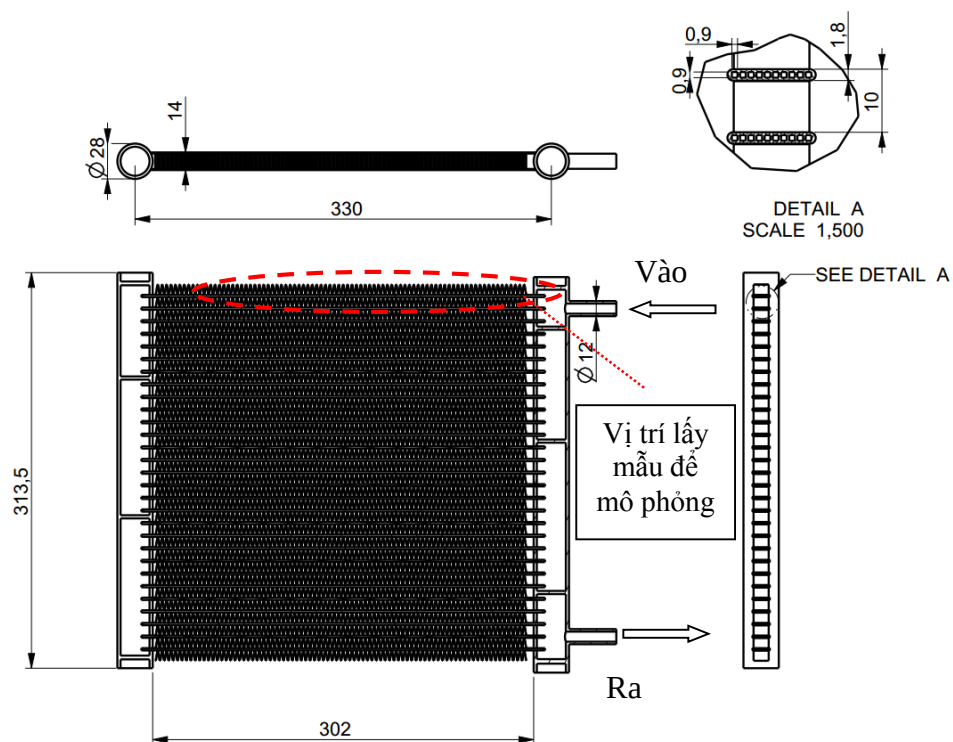
Chương 3. MÔ PHỎNG SỐ VÀ THIẾT LẬP THỰC NGHIỆM

3.1. Mô phỏng số cho TBBH kênh micro.

3.1.1. Thiết lập mô hình mô phỏng thứ I [79]

3.1.2. Thiết lập mô hình mô phỏng thứ II

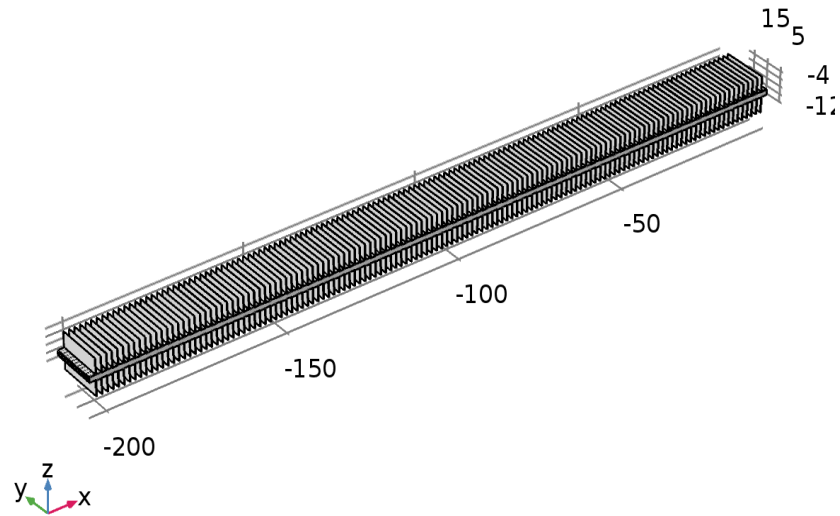
Thiết bị bay hơi kênh micro đã được tính toán và chọn ở mục trên. Do thiết bị bay hơi có nhiều kênh nhỏ, cánh mỏng, kích thước thiết bị lớn so với kích thước bé của kênh và cánh tản nhiệt nên việc mô phỏng cả thiết bị bay hơi thì cần có máy tính rất mạnh để có thể thực hiện được. Để giải quyết vấn đề này, một đoạn kênh micro của thiết bị bay hơi (Hình 3.2) sẽ được chọn để mô phỏng số trên phần mềm mô phỏng số COMSOL Multiphysics phiên bản 5.3.



Hình 3. 1 Lấy mẫu kênh micro để mô phỏng số.

Một đoạn kênh được dung mô phỏng được gọi là mẫu số II có chiều dài 200 mm. Mẫu này được vẽ lại như Hình 3.3 thể hiện. Hai mặt của thiết đều có cánh tản nhiệt dày 0,1mm, cao 5mm, rộng 14mm. Các kênh micro có hình vuông với cạnh

900 μ m, chiều dài mỗi kênh là 200 mm.



Hình 3. 2 Mẫu TBBH kênh micro dùng trong mô phỏng số.

3.1.3. Điều kiện biên cho mẫu mô phỏng số II

Các điều kiện ban đầu của bài toán đặt ra được thể hiện trong Bảng 3.3. Môi chất dùng trong mô phỏng là CO₂, có nhiệt độ đầu vào là 5°C, áp suất 37 bar. Môi trường làm mát là không khí có nhiệt độ 18,6 °C, vận tốc gió từ 3m/s.

Bảng 3. 1. Điều kiện mô phỏng số mẫu số II

Môi chất	Môi trường giải nhiệt	Kích thước kênh (mm)	Vật liệu	Điều kiện mô phỏng
CO ₂	Không khí	Hình chữ nhật, W=0,9; H= 0,9; L=200, 10 kênh	Nhôm	$P_{in}=37$ bar, $m = 5.2$ g/s, $V_{air}=3$ m/s, $T_{air}=18.6^{\circ}\text{C}$, $T_{co2}= 5^{\circ}\text{C}$, $h_{air} = 10$ [W/m ² *K]

3.1.4. Lời giải số cho mẫu mô phỏng số I+II

Các phương trình trên và các điều kiện mô phỏng (Bảng 3. 1, Bảng 3. 2 và Bảng 3.3) được giải bằng phương pháp phần tử hữu hạn với lời giải PARDISO (Parallel Direct Solver) [107] để tìm ra các giá trị nhiệt độ, vận tốc, áp suất và entalpy. Giá trị áp suất bay hơi p_{out} được dùng dựa trên các nghiên cứu trước đã công bố [107]. Mô hình này được giải bởi phần mềm đa vật lý COMSOL, phiên bản 5.2a. Cấu

hình máy: Core I7-3740QM 2.7 GHz; DDRAM2 ECC CORSAIR 16GB; SSD SATA3 250GB; VGA rời QUADPRO K3000M. Lưới sau khi được tạo xong có: 240 đỉnh, 9887 cạnh, 44466 biên và 180522 phân tử.

Sai số tương đối và tuyệt đối đã chọn cho lời giải là 10^{-6} . Sai số tuyệt đối và tương đối kiểm soát sai số trong từng bước giải. Cụ thể hơn, để cho vector của đại lượng U tương ứng với lời giải tại bước thời gian nào đó và E là ước lượng sai số trong U của công cụ giải được xác nhận trong suốt bước này. Bước được chấp nhận nếu

$$\left(\frac{1}{N} \sum \left(\frac{|E_i|}{A_i + R|U_i|} \right)^2 \right)^{1/2} < 1 \quad (3.13)$$

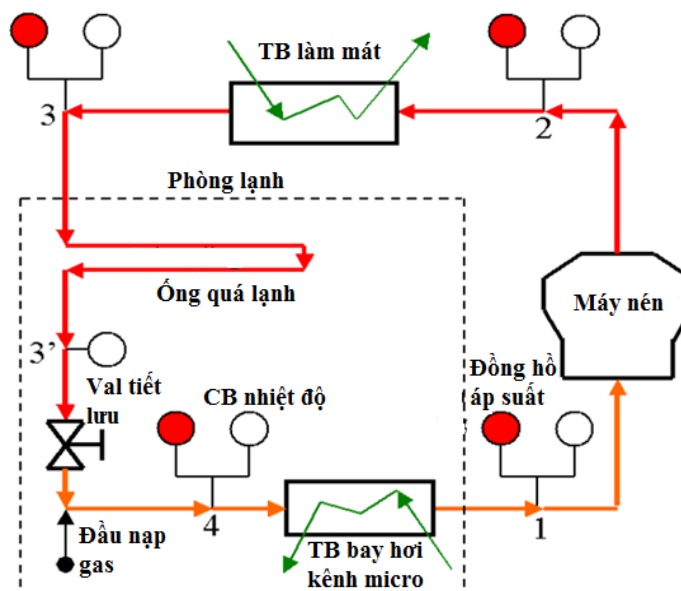
trong đó A_i là sai số tuyệt đối của đại lượng i, R là sai số tương đối, N là số bậc tự do.

3.1.5. Kết quả và thảo luận mẫu mô phỏng số

Các kết quả và thảo luận đã được trình bày ở chương sau.

3.2. Thiết lập thực nghiệm hệ thống lạnh CO₂

3.2.1. Lập sơ đồ thí nghiệm



Hình 3. 3 Sơ đồ hệ thống thí nghiệm.

3.2.2. Các thiết bị sử dụng.

3.2.2.1. Máy nén lạnh CO₂

Máy nén lạnh CO₂ của hãng Dorin với model CD 180H được sử dụng trong nghiên cứu thực nghiệm này như Hình 3.5. Máy nén được cấp nguồn 3 pha, điện áp 380V và tần số 50Hz.

3.2.2.2. Thiết bị làm mát.

Thiết bị làm mát sử dụng trong mô hình thực nghiệm là loại panasonic ống đồng $\phi 6,4$ mm, với diện tích trao đổi nhiệt $8,8 \text{ m}^2$, môi chất sử dụng trước đó là R22, được thể hiện trong Hình 3.6. Thiết bị làm mát đã được thử nghiệm với phương pháp kiểm tra thủy lực không bị phá huỷ hoặc bị biến dạng ở áp suất 150 bar [81].

3.2.2.3. Dàn bay hơi kênh micro

Diện tích dàn bay hơi theo tính toán thiết kế ban đầu là $2,5 \text{ m}^2$. Trong nghiên cứu thực nghiệm này, một dàn bay hơi kênh micro có diện tích trao đổi nhiệt bề mặt ngoài thiết bị là $2,5 \text{ m}^2$ đã được sử dụng, như được thể hiện ở Hình 3.7. Chất liệu cho bộ trao đổi nhiệt này là nhôm, được sử dụng làm chất nền với độ dẫn nhiệt 237 W/mK , khối lượng riêng 2700 kg/m^3 và nhiệt dung riêng khối lượng đẳng áp là $904 \text{ J/(kg}^\circ\text{C)}$. Thiết bị bay hơi kênh micro đã được thử nghiệm; không biến dạng hay bị phá huỷ ở áp suất 90 bar [81].

3.2.2.4. Van tiết lưu tay

3.2.3. Thiết bị quá lạnh

Hình 3. 9 mô tả kích thước thiết bị quá lạnh được sử dụng trong hệ thống thực nghiệm này. Các thông số hình học của các thiết bị được thể hiện:

3.2.4. Dụng cụ thí nghiệm

3.3. Lắp đặt hệ thống điều hoà không khí CO₂.

Sau khi tính toán và chọn thiết bị, hệ thống thực nghiệm được lắp đặt như Hình 3.10. Hệ thống gồm có phần làm lạnh chứa THBH kênh mini hoặc micro, van tiết lưu, thiết bị quá lạnh. Phần giải nhiệt gồm máy nén và thiết bị làm mát. Ống đồng được bọc cách nhiệt, kết nối các thiết bị lại với nhau. Không gian làm mát được bọc cách nhiệt để các thông số đo đạt được chính xác.



Hình 3. 4 Hoàn thiện hệ thống lạnh CO₂
(1. Máy nén; 2. Van tiết lưu; 3. Dàn bay hơi micro; 4. Dàn làm mát)

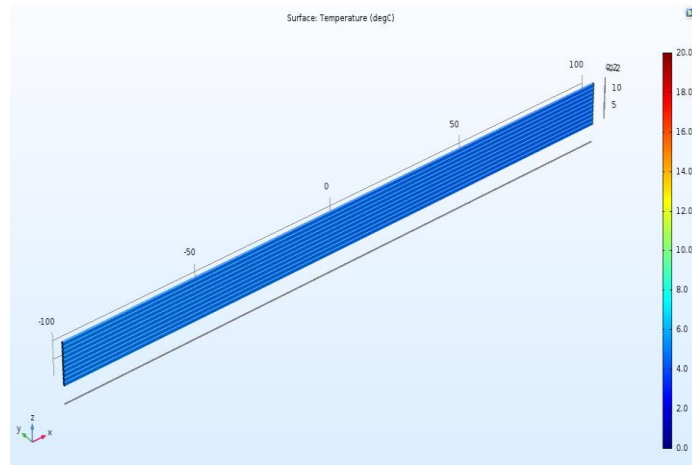
Chương 4. CÁC KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

4.1. Các kết quả và thảo luận mô phỏng số

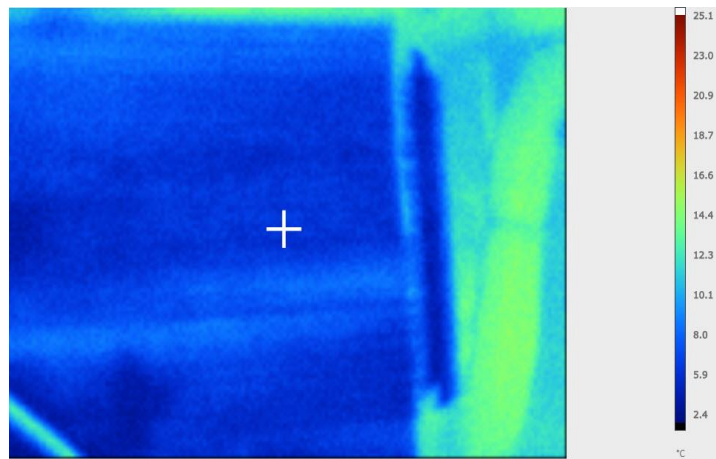
4.1.1. Kết quả và thảo luận mô phỏng số mẫu I

4.1.2. Kết quả và thảo luận mô phỏng thứ II

4.1.2.1. Kết quả về nhiệt độ



Hình 4. 1. Trường nhiệt độ trong kênh micro mẫu số II



Hình 4. 2. Trường nhiệt độ của TBBH sử dụng camera nhiệt.

4.1.2.2. Kết quả về áp suất

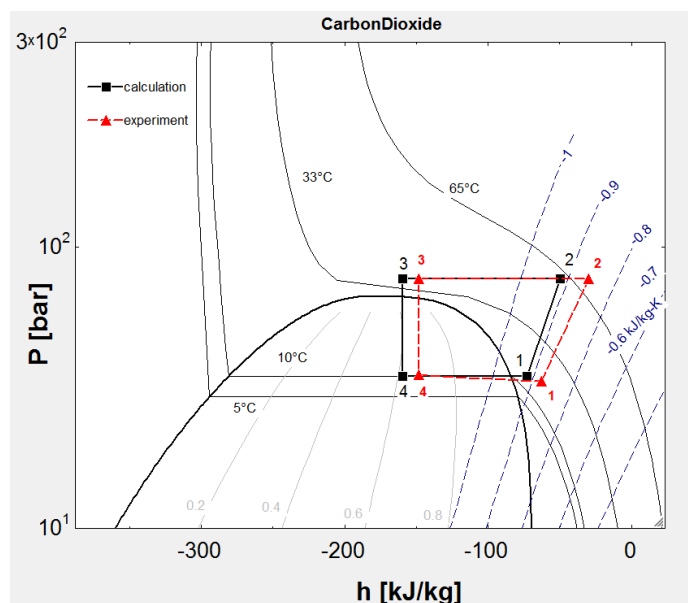
4.1.2.3. Kết quả bề mặt thay đổi pha

4.2. Các kết quả thực nghiệm và thảo luận

4.2.1. Thực nghiệm so sánh lý thuyết tính toán

Bảng 4. 1 Thông số thực nghiệm so sánh lý thuyết

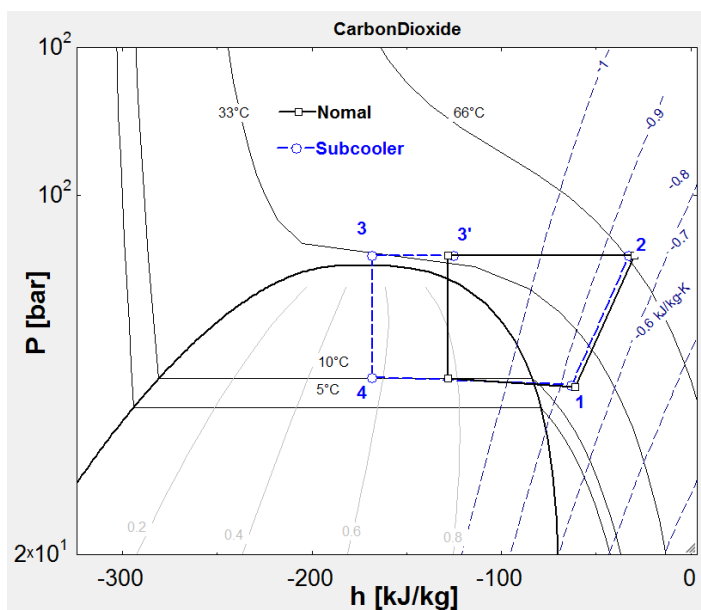
	p1 (bar)	t1 (°C)	p2=p3 (bar)	t2 (°C)	t3 (°C)	p4 (bar)	t4 (°C)	Δt (°C)	Δp (bar)	m (kg/h)	COP
<i>Expr</i>	43	18,7	82	71,9	36,5	45	10,5	8,2	2	106,7	2,63
<i>Calc</i>	45	15	82	61	36	45	10	5	0	109,5	3,77



Hình 4. 3. Điểm nút của chu trình thực nghiệm và lý thuyết trên đồ thị lg p-h

- Với nhiệt độ môi trường 32°C, nhỏ hơn 1°C so với lý thuyết, nhưng nhiệt độ môi chất ra khỏi dàn làm mát t3 cao hơn nhiệt độ ra khỏi dàn làm mát theo lý thuyết 0,5°C.
- Theo tính toán lý thuyết, quá trình 1 - 2 nén đoạn nhiệt, đẳng entropy nên $S_1 = S_2$. Tuy nhiên trên thực nghiệm, tổn thất xảy ra ở quá trình này nên nhiệt độ đầu đẩy t2 (71,9°C) cao hơn nhiệt độ đầu đẩy lý thuyết (61°C).
- Quá trình 4 – 1: môi chất qua thiết bị bay hơi kênh micro bị tổn thất áp suất khoảng 1,5 – 2 bar. Trong khi tính toán được bỏ qua.
- Độ quá nhiệt trên thiết bị bay hơi là 8,2°C. Cao hơn 3,2°C so với độ quá nhiệt theo lý thuyết (5°C). Có thể do một vài lý do sau: nhiệt độ và lưu lượng không khí qua TBBH, diện tích trao đổi nhiệt của TBBH lớn hơn so với tính toán lý thuyết, lưu lượng khối lượng gas lạnh qua hệ thống, ...

4.2.2. Ảnh hưởng của quá trình quá lạnh



Hình 4. 4. Các điểm của chu trình có quá lạnh và không quá lạnh

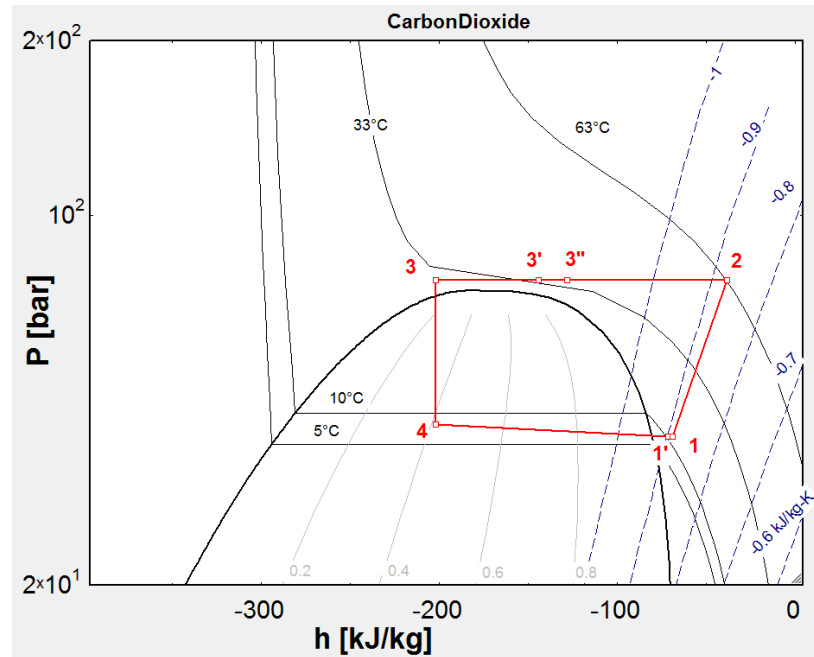
Hình 4.11 biểu diễn các điểm của chu trình của hệ thống có quá lạnh và hệ thống không có quá lạnh có cùng áp suất đẩy 77 bar. Do ảnh hưởng của quá trình quá lạnh, khi ra khỏi TBLM, gas lạnh được làm mát 1 lần nữa, nhiệt độ giảm thêm từ 1 – 2°C. Điều này làm cho năng suất lạnh riêng của chu trình có quá lạnh lớn hơn năng suất lạnh riêng của chu trình không có quá lạnh.

4.2.3. Ảnh hưởng của quá trình hồi nhiệt đến đặc tính truyền nhiệt

Bảng 4. 2 Thông số điểm nút của hệ thống lạnh có hồi nhiệt.

p1 (bar)	t1 (°C)	t1' (°C)	p2,p3 (bar)	t2 (°C)	t3'' (°C)	t3' (°C)	t3 (°C)	p4 (bar)	t4 (°C)	x4	COP	q0 (kJ/kg)	l (kJ/kg)	m (kg/h)
40,5	12	10,5	77	63,5	34,5	33,4	31,9	42.5	8.1	0,41	4,27	130,5	30,51	105,6

Dựa vào các thông số đo được trên, đồ thị chu trình lạnh được hiển thị trong Hình 4.14 bởi phần mềm EES.



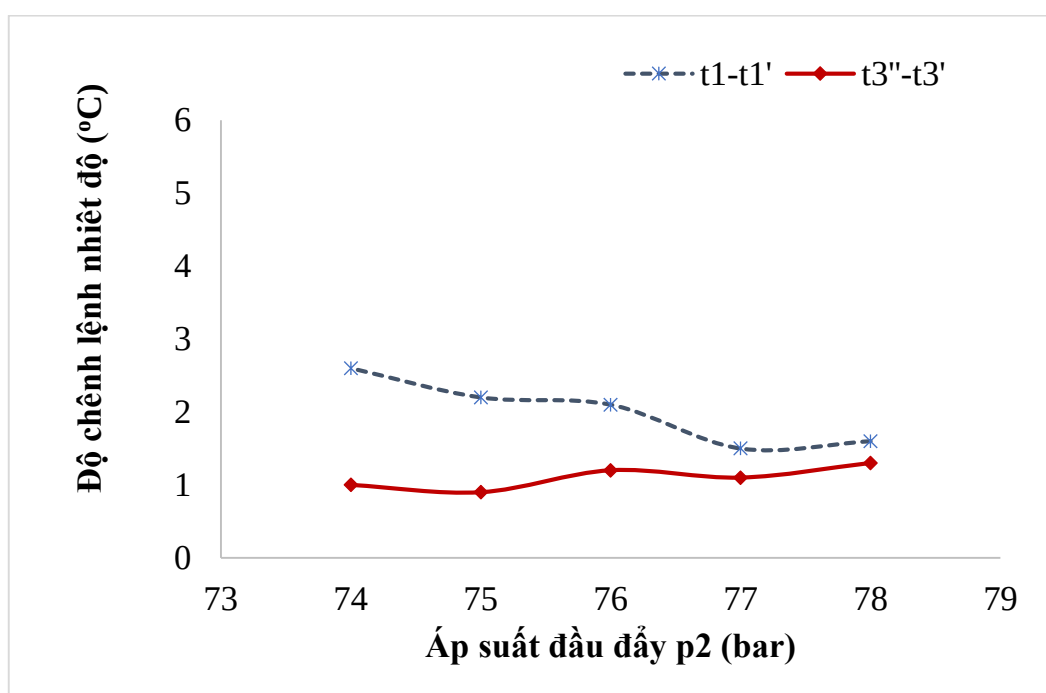
Hình 4. 5. Các điểm thí nghiệm của hệ thống có hồi nhiệt

Môi chất lạnh được nén đến điểm 2 (77 bar, 63,5°C), sau đó được giải nhiệt qua thiết bị làm mát bằng gió tới điểm 3'' (77 bar, 34,5 °C). Tại thiết bị hồi nhiệt, ống đồng dòng gas đi có nhiệt độ cao tiếp xúc, trao đổi nhiệt với ống đồng dòng gas về có nhiệt độ thấp, làm nhiệt độ môi chất lạnh được làm mát lần 2 tới điểm 3' (77 bar, 33,4°C). Thiết bị quá lạnh được đặt trong phòng lạnh, nên nhiệt độ gas lại được làm mát lần 3 tới điểm 3 (77 bar, 31,9°C). Tiết lưu làm áp suất môi chất giảm đột ngột, nhiệt độ tỉ lệ thuận với áp suất nên nhiệt độ cũng giảm theo đến điểm 4 (42,5 bar, 8,1°C). Qua thiết bị bay hơi kênh micro, môi chất nhận nhiệt độ và bị giảm áp suất tới điểm 1' (40,5 bar, 10,5°C). Gas qua thiết bị hồi nhiệt để nhận nhiệt đạt điểm 1 (40,5bar, 12°C). Sau đó, môi chất về máy nén để bắt đầu chu trình mới.

Khảo sát chu trình lạnh có quá nhiệt tại các giá trị áp suất khác nhau, nhiệt độ bay hơi khác nhau. Các thông số được thể hiện ở Bảng 4.8.

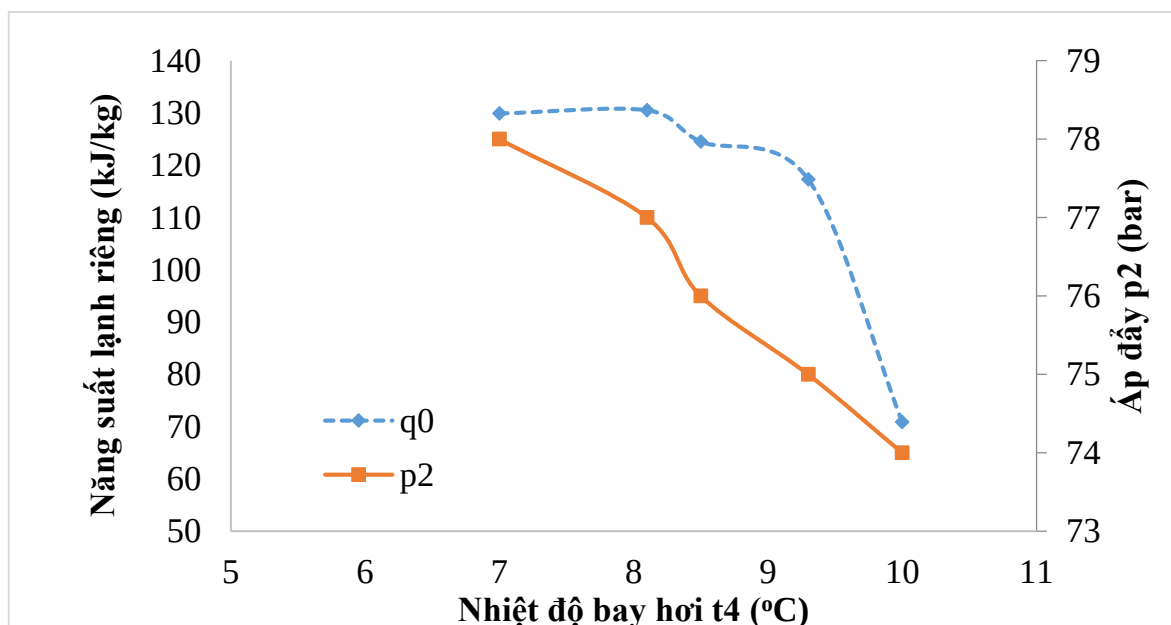
Bảng 4. 3 Thông số điểm nút của hệ thống lạnh có hồi nhiệt, quá lạnh

p1 (bar)	t1 (°C)	t1' (°C)	p2,p3 (bar)	t2 (°C)	t3'' (°C)	t3' (°C)	t3 (°C)	p4 (bar)	t4 (°C)	x4	COP	q0 (kJ/kg)	l (kJ/kg)	m (kg/h)
40	10	8,4	78	64,6	34,8	33,5	32,1	41,5	7	0,41	3,9	129,9	33,2	103,1
40,5	12	10,5	77	63,5	34,5	33,4	31,9	42,5	8,1	0,41	4,27	130,5	30,5	105,6
41,5	13,2	11,1	76	62,6	34,4	33,2	31,8	43	8,5	0,43	4,13	124,5	30,1	106,8
42	15,4	13,2	75	62,4	34,5	33,6	31,6	44	9,3	0,47	4,03	117,3	29,1	108
42,5	16,7	14,1	74	61,2	34,3	33,3	31,4	45	10	0,71	2,67	70,87	26,54	110



Hình 4. 6. Mối quan hệ giữa áp suất đẩy và độ chênh nhiệt độ tại IHX

Khảo sát độ chênh nhiệt độ vào ra tại thiết bị hồi nhiệt và áp suất đầu đẩy được thể hiện ở Hình 4.15. Khi thay đổi áp suất đầu đẩy từ 74 - 78 bar, độ chênh nhiệt độ giữa đầu vào và ra ở phía gas nóng thay đổi trong khoảng 1°C; độ chênh nhiệt độ giữa đầu vào và ra phía gas lạnh thì giảm nhẹ từ 2,5°C – 1,5°C.



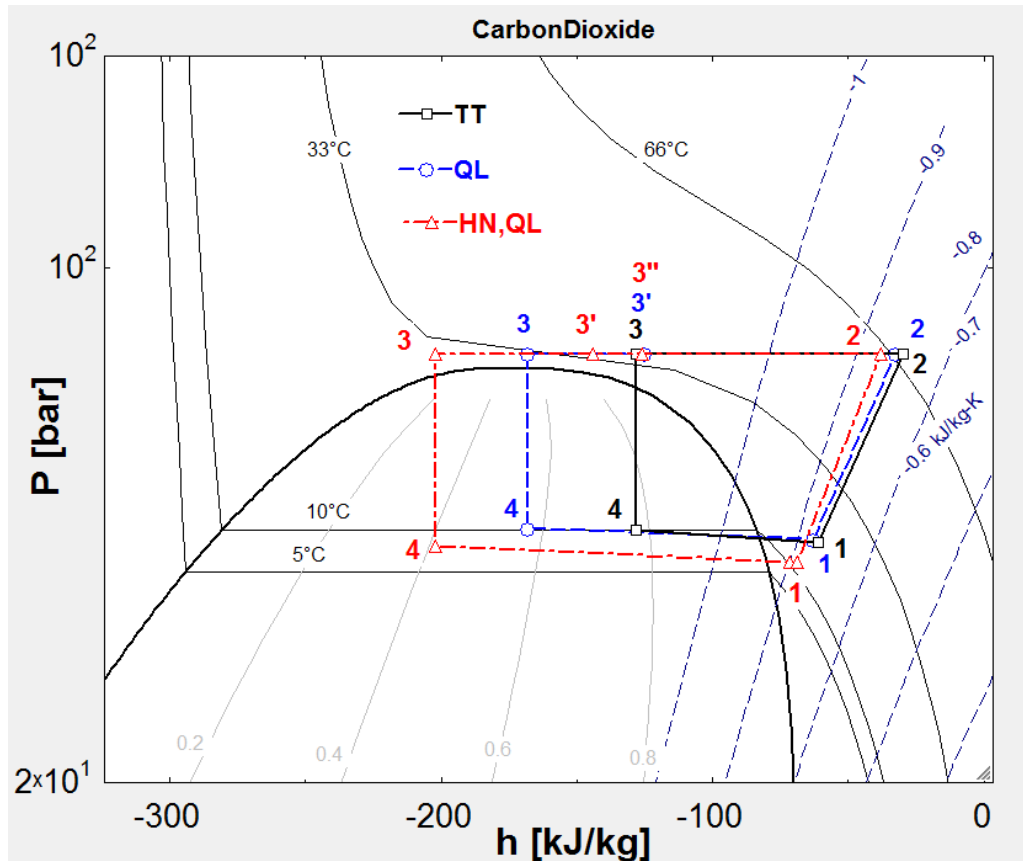
Hình 4. 7. Mối quan hệ nhiệt độ bay hơi vs năng suất lạnh riêng và áp đẩy

Hình 4.16 thể hiện mối quan hệ giữa nhiệt độ bay hơi tại TBBH với năng suất lạnh riêng và áp suất tại đầu đẩy của hệ thống. Khi nhiệt độ bay hơi ở 7; 8°C; áp suất đầu đẩy đạt 78, 77 bar thì năng suất lạnh riêng của chu trình có hồi nhiệt đạt khoảng 130 kJ/kg. Khi tăng nhiệt độ bay hơi của CO₂ lên đến 10°C, tương ứng với việc giảm áp suất đầu đẩy xuống từ 77 – 74 bar thì năng suất lạnh riêng giảm dần xuống 70 kJ/kg.

4.2.4. So sánh quá trình hồi nhiệt, quá lạnh và chu trình thường

Bảng 4. 4 Thông số điểm nút của 3 chu trình lạnh.

	p1 (bar)	t1 (°C)	t1' (°C)	p2,p3 (bar)	t2 (°C)	t3'' (°C)	t3' (°C)	t3 (°C)	p4 (bar)	t4 (°C)	COP	q ₀ (kJ/kg)	l ₀ (kJ/kg)	m (kg/h)
TT	43,5	19,4	-	77	68,4	-	-	34,3	45	10	2,14	67,1	31,22	105,2
QL	43,5	18,6	-	77	66,8	-	34,6	32,9	45	10,2	3,45	105,1	30,41	107,2
HN,QL	40,5	12	10,5	77	63,5	34,5	33,4	31,9	42,5	8,1	4,27	130,5	30,5	105,6

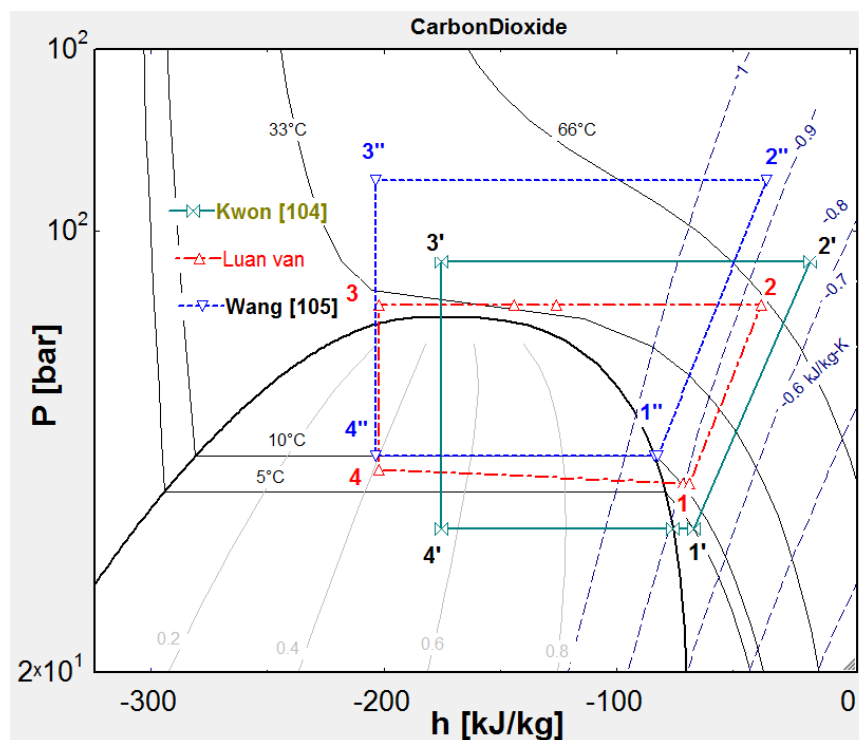


Hình 4. 8. So sánh cả 3 chu trình trên đồ thị lg p-h

Với nhiệt độ môi trường khoảng 31°C, khả năng giải nhiệt của TBLM khi gas CO₂ ra khỏi thiết bị có giá trị trên 34°C trên cả 3 chu trình, cao hơn nhiệt độ môi trường 3°C. Khi quá lạnh được thêm vào hệ thống, nhiệt độ trước tiết lưu giảm 1,5°C so với nhiệt độ trước tiết lưu của chu trình thông thường. Điều này làm cho năng suất lạnh trên chu trình có quá lạnh đạt 105 kJ/kg, lớn hơn so với năng suất lạnh của chu trình thông thường.

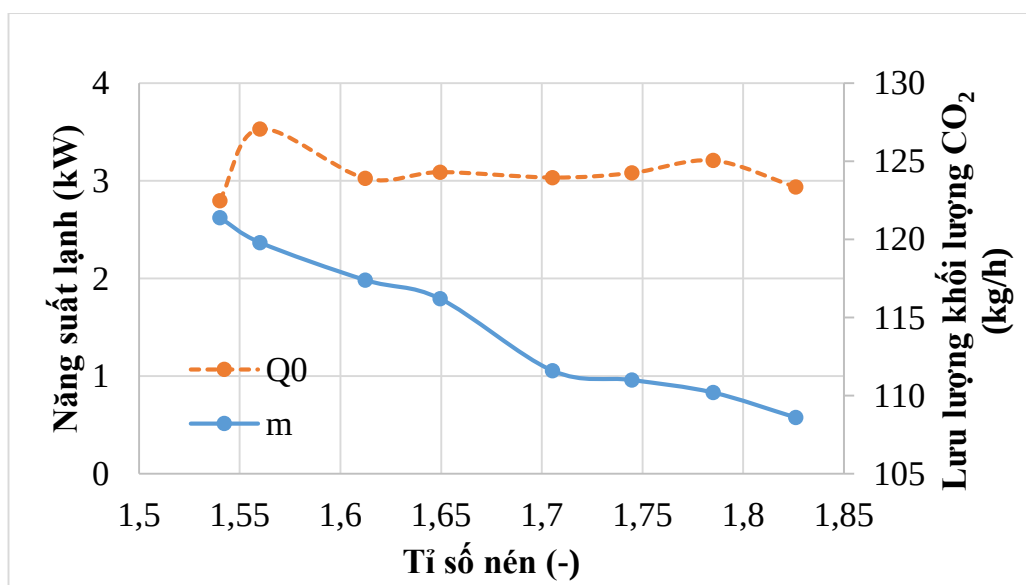
Hồi nhiệt thêm vào trước quá lạnh trong hệ thống, gas sau khi ra khỏi TBLM vào thiết bị hồi nhiệt (IHX). Tại đây (3'' – 3'), gas sẽ nhả nhiệt cho đường gas lạnh về máy nén (1' – 1), gas được làm mát lần nữa tại thiết bị quá lạnh, làm cho nhiệt độ trước tiết lưu được cải thiện 2 lần đạt giá trị khoảng 32°C, thấp hơn chu trình chỉ có quá lạnh và chu trình thông thường lần lượt là 1°C và 2,3°C. Năng suất lạnh riêng trên chu trình có hồi nhiệt, quá lạnh đạt 130 kJ/kg, có giá trị lớn hơn 2 chu trình chỉ có quá lạnh và chu trình thông thường lần lượt là 105 kJ/kg và 67 kJ/kg.

Hình 4.18 thể hiện chu trình hệ thống lạnh CO₂ của đề tài so với các nghiên cứu liên quan. Trong các nghiên cứu [104, 105], áp suất đầu đẩy được thực nghiệm khá cao (trên 90 bar). Nhưng với đề tài này, áp suất đầu đẩy được khảo sát ở mức từ 75 đến 90 bar.



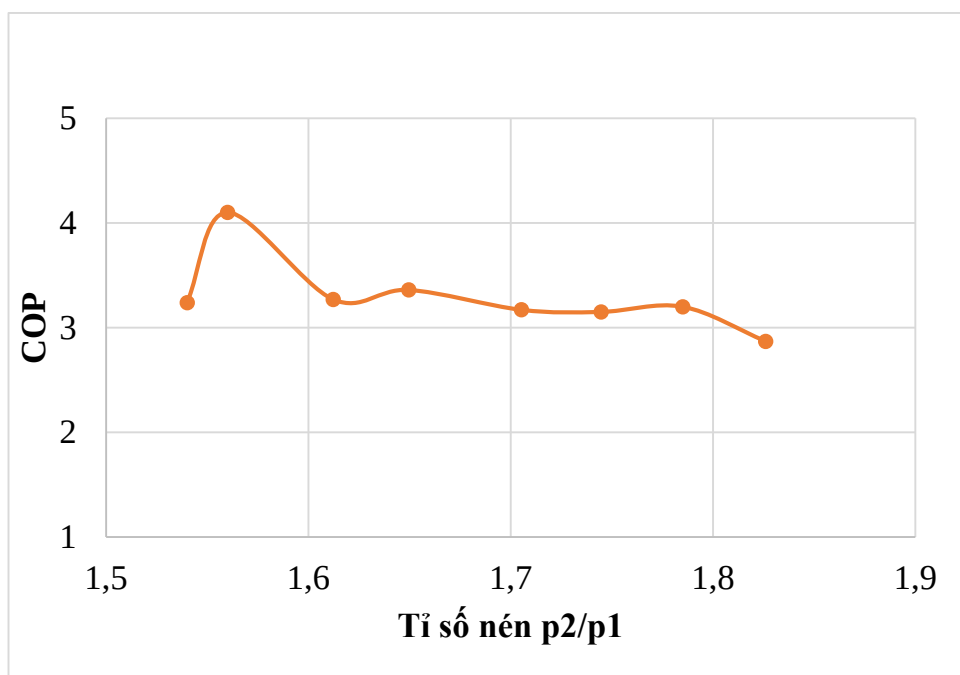
Hình 4. 9. So sánh chu trình hiện tại với nghiên cứu khác trên đồ thị lg p-h

4.2.5. Ảnh hưởng của tỉ số nén đến năng suất lạnh.



Hình 4. 10. Ảnh hưởng tỉ số nén đến năng suất lạnh và lưu lượng khối lượng gas

Hình 4.20 thể hiện mối tương quan giữa tỉ số nén p_2/p_1 , năng suất lạnh, và lưu lượng khối lượng CO_2 qua hệ thống. Khi thay đổi tỉ số nén từ 1,54 lên 1,82 thì lưu lượng khối lượng gas qua hệ thống giảm từ 121 kg/h xuống 108 kg/h. Tuy nhiên, năng suất lạnh trên TBBH thay đổi ít xung quanh giá trị 3 kW, khi tỉ số nén thay đổi từ 1,6 – 1,82 và đạt giá trị tốt nhất 3,5 kW tại tỉ số nén 1,56.



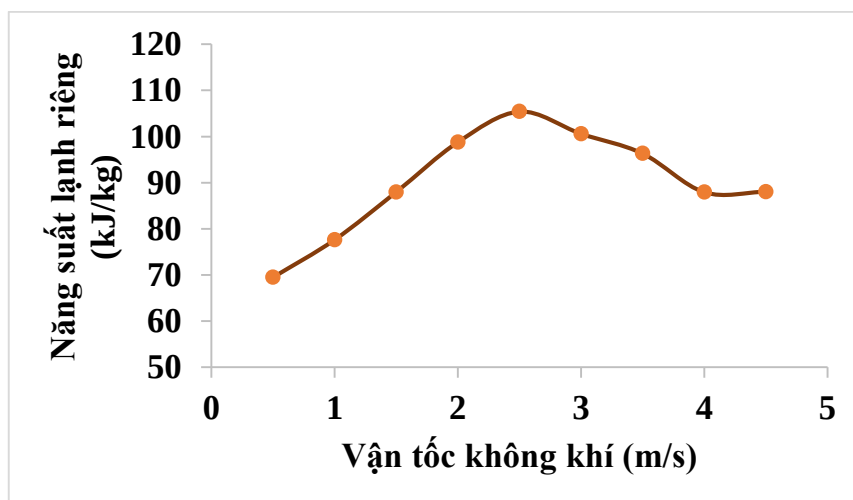
Hình 4. 11. Ảnh hưởng lưu lượng gas đến hệ số COP

Hình 4.23 thể hiện sự ảnh hưởng của tỉ số nén p_2/p_1 tới hệ số COP của chu trình. Khi tỉ số nén p_2/p_1 tăng từ 1,6 đến 1,8 thì hệ số COP thay đổi ít xung quanh giá trị 3,1. Tuy nhiên, tỉ số nén 1,56 thì hệ số COP của hệ thống và đạt giá trị cao nhất là 4,1.

Như vậy, hệ thống được thực nghiệm trong điều kiện nhiệt độ không khí làm mát $30,5^\circ\text{C}$. Nhiệt độ bay hơi trong khoảng $11 - 14,5^\circ\text{C}$. Khảo sát tỉ số nén p_2/p_1 bằng phương pháp điều chỉnh van tiết lưu:

- Tỉ số nén trong khoảng 1,54 – 1,61 thì độ quá nhiệt trên TBBH giảm nhanh, độ chênh nhiệt độ từ đầu ra TBBH về máy nén lại tăng nhanh.
- Tỉ số nén p_2/p_1 tăng thì lưu lượng khối lượng môi chất lạnh giảm.
- Tại giá trị tỉ số nén 1,56, hệ thống đạt năng suất lạnh lớn nhất 3,5 kW và hệ số COP đạt 4,1.

4.2.6. Ảnh hưởng của lưu lượng không khí qua TBBH đến năng suất lạnh



Hình 4. 12. Mối quan hệ giữa vận tốc không khí và năng suất lạnh riêng

Hình 4.29 thể hiện rằng giá trị năng suất lạnh riêng tăng từ 70 kJ/kg lên 100 kJ/kg khi tăng vận tốc không khí từ 0,5 đến 2 m/s. Năng suất lạnh riêng đạt giá trị cực đại khi vận tốc không khí là 2,5 m/s. Sau đó, năng suất lạnh riêng có chiều hướng giảm dần khi vận tốc không khí đầu vào tăng lên đến 4,5 m/s.

Chương 5. KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

5.1. 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 phân tích lý thuyết, phương pháp mô phỏng số và phương pháp thực nghiệm. Hệ thống được thiết kế có năng suất lạnh khoảng 9000BTU/h (~2600W), được lắp đặt tại TP. HCM và được vận hành ở chế độ trên tới hạn (31°C và 73,8 bar). Ngoài ra, thiết bị làm mát được đặt ở vị trí có mái che, bóng mát để nhiệt độ môi trường xung quanh khoảng 31 đến 34°C. Các kết quả đạt được như sau:

- Đã trình bày được cơ sở lý thuyết và các phương trình truyền nhiệt
- Đã tính toán, thiết kế và lắp đặt hệ thống lạnh cỡ nhỏ với môi chất CO₂
- Mô phỏng số cho ống dẹp có cánh tải nhiệt gồm 10 kênh micro bằng nhôm có kích thước 0,5 x 0,5 x 120 với các điều kiện ban đầu là áp suất vào dàn bay hơi 38 bar, lưu lượng khối lượng 1,6 g/s và 3,2 g/s; vận tốc không khí thay đổi từ 2 – 5 m/s, nhiệt độ không khí qua kênh 35°C, nhiệt độ môi chất lạnh CO₂ bão hoà 5°C. Kết quả đạt được khi thay đổi vận tốc không khí từ 2 – 5 m/s thì nhiệt độ đầu ra thiết bị tăng lần lượt là 13 đến 16°C và 10 đến 12°C. Lưu lượng khối lượng gas qua TBBH tỉ lệ nghịch với độ quá nhiệt của thiết bị. Tổn thất áp suất qua TBBH là 0,164 bar.
- Mô phỏng số cho ống dẹp có 10 kênh bằng nhôm, có cánh với kích thước 0,9 x 0,9 x 200, trong điều kiện ban đầu: áp suất vào dàn bay hơi 37 bar, lưu lượng khối lượng 5,2 g/s; vận tốc không khí thay đổi từ 3 m/s, nhiệt độ không khí qua dàn 18,6°C, nhiệt độ môi chất lạnh CO₂ 5°C. Kết quả đo được có giá trị tương đương với dữ liệu thực nghiệm. Sự chuyển pha môi chất CO₂ tại đầu vào 0,50, thay đổi ở đầu ra là 0,52. Các kết quả mô phỏng số là những đóng góp mới và quan trọng trong lĩnh vực mô phỏng dòng hai pha.
- Thực nghiệm so sánh với kết quả lý thuyết tính toán kế hệ thống trong cùng điều kiện áp suất đầu đầy 82 bar và nhiệt độ bay hơi 10°C. Kết quả đạt được là ở thực nghiệm nhiệt độ đầu đầy lớn hơn 10°C so với nhiệt độ theo lý thuyết,

do phần tính toán lý thuyết bỏ qua tổn thất ở quá trình nén. Tổn thất áp suất qua TBBH kênh micro 1,5 – 2 bar. Độ quá nhiệt trên TBBH ở thực nghiệm ($8,2^{\circ}\text{C}$) cao hơn $3,2^{\circ}\text{C}$ so với giả thiết của lý thuyết (5°C).

- Hệ thống lạnh sử dụng môi chất CO_2 đã được thực nghiệm trong điều kiện nhiệt độ môi trường 31°C , áp suất đầu đầy 77 bar, không thay đổi lưu lượng khối lượng môi chất ($\sim 107 \text{ kg/h}$). Các kết luận như sau:
 - Quá trình quá lạnh làm giảm nhiệt độ gas trước tiết lưu từ $1 - 2^{\circ}\text{C}$ nên năng suất lạnh riêng của hệ thống cũng tăng từ 67,1 đến $105,1 \text{ kJ/kg}$.
 - Quá trình hồi nhiệt tận dụng nhiệt lạnh về máy nén để giảm nhiệt độ gas trước tiết lưu. Khi hệ thống có cả quá trình hồi nhiệt và quá trình quá lạnh, gas trước tiết lưu có nhiệt độ thấp nhất so với 2 trường hợp trên ($31,9^{\circ}\text{C} < 32,9^{\circ}\text{C} < 34,3^{\circ}\text{C}$), nên nhiệt độ bay hơi gas sau tiết lưu đạt 8°C thấp hơn 10°C ở 2 trường hợp trên. Năng suất lạnh riêng đạt $130,5 \text{ kJ/kg}$.
 - Tổn thất áp suất từ 1 – 1,5 bar. Nhiệt độ gas khi qua quá lạnh giảm khoảng $1 - 2^{\circ}\text{C}$, qua hồi nhiệt thì giảm $\sim 1^{\circ}\text{C}$. Quá trình hồi nhiệt còn làm tăng nhiệt độ về máy nén, đảm bảo môi chất bay hơi hoàn toàn.
- Hệ thống được thực nghiệm trong điều kiện nhiệt độ không khí làm mát $30,5^{\circ}\text{C}$. Nhiệt độ bay hơi trong khoảng $11 - 14,5^{\circ}\text{C}$. Khảo sát sự thay đổi tỉ số nén p_2/p_1 bằng phương pháp điều chỉnh van tiết lưu:
 - Tỉ số nén trong khoảng 1,54 – 1,61 thì độ quá nhiệt trên TBBH giảm nhanh, độ chênh nhiệt độ từ đầu ra TBBH về máy nén lại tăng nhanh.
 - Tỉ số nén p_2/p_1 tăng thì lưu lượng khối lượng môi chất lạnh giảm.
 - Tại giá trị tỉ số nén 1,56, hệ thống đạt năng suất lạnh lớn nhất $3,5 \text{ kW}$ và hệ số COP đạt 4,1.
- Ảnh hưởng của lưu lượng không khí qua TBBH đến năng suất lạnh được khảo sát khi thay đổi vận tốc không khí qua TBBH trong điều kiện nhiệt độ môi trường giải nhiệt 32°C , áp đầy 77 bar, áp hút 50 bar, nhiệt độ bay hơi $\sim 15^{\circ}\text{C}$. Không khí vào TBBH có nhiệt độ $\sim 28,3^{\circ}\text{C}$, độ ẩm $\sim 66,5\%$

- Khi tăng vận tốc không khí qua TBBH từ 0,5 – 4,5 m/s thì độ quá nhiệt phía không khí giảm từ 5 xuống 3°C, nhưng độ quá nhiệt phía gas lạnh thì tăng từ 3 lên 12°C.
 - Khi vận tốc không khí tăng từ 0,5 đến 2 m/s thì lưu lượng khối lượng nước ngưng tăng từ 0,1 g/s đến 0,3 g/s, và năng suất lạnh riêng phía môi chất cũng tăng từ 70 kJ/kg đến 100 kJ/kg. Trong khoảng vận tốc không khí 2 – 4 m/s, lưu lượng khối lượng nước ngưng thay đổi ít tại 0,3 g/s, trong khi năng suất lạnh riêng đạt giá trị cực đại 105 kJ/kg tại giá trị vận tốc 2,5 m/s.
- Các kết quả nghiên cứu đã góp phần bổ sung một lượng dữ liệu khoa học hữu ích về điều hòa không khí dùng môi chất CO₂ trên tới hạn nhưng áp suất đầu đầy dưới 90 bar.

5.2. Hướng phát triển

- Đề tài hệ thống điều hoà sử dụng thiết bị bay hơi kênh micro dùng môi chất lạnh CO₂ là đề tài mới ở Việt Nam và trên thế giới. Vì thế, còn nhiều vấn đề có thể tiếp tục nghiên cứu ở đề tài này:

- + 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
- + Nghiên cứu hệ thống lạnh ghép tầng, hệ thống lạnh 2 cấp.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [96] Wiebke Brix, PhD Thesis Modelling refrigerant distribution in minichannel evaporator, Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark, DTU, 5/2010
- [97] Kwang-Il Choi, A.S Pamitran, Jong-Taek Oh, Two phase flow heat transfer of CO₂ vaporization in smooth horizontal minichannels, International Journal of Refrigeration 30 (2007) 767 – 777
- [98] Kandiklar, S. G, Chapter 5 of “Flow boiling in microchannels and mini channels”, heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels, 2006.
- [99] Chapter 30 Thermophysical properties of Refrigerants the 2013 ASHRAE Handbook—Refrigeration
- [100] Bùi Hải, Trần văn Vang, Tính toán thiết kế thiết bị trao đổi nhiệt, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật Hà Nội, 2012
- [101] Coleman (2004), An Experimentally Validated Model for Two-Phase sudden contraction pressure drop in microchannel tube deaders, Heat transfer Engineering, 25:3, 69-77
- [102] Xiande Fang, Zhanru Zhou, Dingkun Li, Review of correlations of flow boiling heat transfer coefficients for carbon dioxide, International Journal of Refrigeration 36 (2013) 2017-2039.
- [103] S.G. Kandlika, D. Schmitt, A. L. Carrano, J. B. Taylor, Characterization of surface roughness effects on pressure drop in singlephase flow in minichannels, Physics of Fluids 17, 100606 (2005)
- [104] Young Chul Kwon, Dae Hoon Kim, Jae Heon Lee, Jun Young Choi, Sang Jae Lee, Experimental study on heat transfer characteristics of internal heat exchangers for CO₂ system under cooling condition, Journal of Mechanical Science and Technology 23 (2009) 698~706
- [105] Wang, Zhe, Han, Fenghui, Sunden, Bengt, Parametric evaluation and performance comparison of a modified CO₂ transcritical refrigeration cycle in air-conditioning applications. Chemical Engineering Research and Design, Volume 131, March 2018, Pages 617-625