

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO**  
**TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT**  
**THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH**

**ĐOÀN MINH HÙNG**

**NGHIÊN CỨU ĐẶC TÍNH TRUYỀN NHIỆT CỦA QUÁ**  
**TRÌNH NGỪNG TỤ TRONG BỘ TRAO ĐỔI NHIỆT**  
**KÊNH MICRO**

**LUẬN ÁN TIẾN SĨ**  
**NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ**

Tp. Hồ Chí Minh, tháng 05/2021

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO**  
**TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT**  
**THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH**

**NGHIÊN CỨU ĐẶC TÍNH TRUYỀN NHIỆT CỦA QUÁ**  
**TRÌNH NGỪNG TỤ TRONG BỘ TRAO ĐỔI NHIỆT**  
**KÊNH MICRO**

**NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ - 9520103**

Hướng dẫn khoa học:

- 1. PGS.TS ĐẶNG THÀNH TRUNG**
- 2. GS.TS JYH-TONG TENG**

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

# **Study on the heat transfer phenomena of the condensation process in microchannel heat exchangers**

Minhhung Doan

A dissertation submitted to the Faculty  
of the 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

May 2021

## 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 15 tháng 05 năm 2021*

(Ký tên và ghi rõ họ tên)

## CẢM ƠN

Đề tài “Nghiên cứu đặc tính truyền nhiệt của quá trình ngưng tụ trong bộ trao đổi nhiệt kênh micro” 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, tác giả xin cảm ơn Lãnh đạo nhà trường, các đơn vị Phòng ban trong trường đã tạo nhiều điều kiện để NCS học tập và nghiên cứu tốt nhất. Đặc biệt là ban hành những chính sách hỗ trợ các hoạt động nghiên cứu khoa học dành cho NCS.

Hơn nữa, để hoàn thành mục tiêu nghiên cứu của đề tài, tác giả đã nhận được nhiều nhận xét đóng góp tích cực từ quý Thầy/Cô trong và ngoài trường. Đồng thời, Khoa Cơ khí Chế tạo máy, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM là khoa quản ngành, ở đây tác giả được trang bị những kiến thức nền tảng ban đầu để phục vụ cho việc thực hiện mục tiêu đề tài như phương pháp tối ưu hóa, các phương pháp đo lường, các phương pháp gia công hiện đại, mô hình hóa,...

Thêm vào đó, Bộ môn Công nghệ Nhiệt - Điện lạnh cùng Ban chủ nhiệm Khoa Cơ khí Động lực đã thực hiện nhiều dự án về trang bị cơ sở vật chất để có được những thiết bị đo hiện đại, chính xác cho các phòng thí nghiệm phục vụ nghiên cứu khoa học cho Giảng viên và các Nghiên cứu viên. Về công tác cũng được Bộ môn và BCN Khoa tạo điều kiện, bố trí hợp lý trong thời gian thực hiện đề tài.

Cuối cùng là nhóm nghiên cứu truyền nhiệt micro tại Phòng thí nghiệm đã hỗ trợ trong quá trình thực hiện đề tài. PGS.TS Jau-Huai Lu đã cho những góp ý và những bài học bổ ích khi học tập tại Phòng thí nghiệm Clean Power and Green Energy-NCHU, Đài Loan. Đặc biệt là Thầy hướng dẫn khoa học 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. Đồng thời Thầy luôn động viên và chỉ dẫn tận tình để tác giả hoàn thành những mục tiêu đã đề ra.

## TÓM TẮT

Trong luận án này, các đặc tính truyền nhiệt của quá trình ngưng tụ trong các bộ trao đổi nhiệt kênh micro đã được thực hiện bằng phương pháp mô phỏng số và thực nghiệm. Dựa vào các nghiên cứu trước, hai thiết bị ngưng tụ kênh micro W150 và W200 có công suất nhiệt tương ứng 150 W và 200 W đã được tính toán thiết kế. Căn cứ vào các thông số tính toán thiết kế cho hai mẫu trên, chín mẫu khác đã được đề xuất cho mô phỏng số để tìm ra thông số thiết kế phù hợp cho thiết bị ngưng tụ. Từ kết quả thu được bằng mô phỏng số, hai mẫu L32 và L52 được đề xuất cho chế tạo và thực nghiệm kiểm chứng. Để so sánh đặc tính truyền nhiệt của dòng một pha và hai pha trên cùng một thiết bị, hai mẫu L32/1 và L32/2 đã được đưa vào thực nghiệm. Các kết quả mô phỏng số và thực nghiệm về đặc tính truyền nhiệt của quá trình ngưng tụ trong kênh micro được thể hiện như sau:

### Các kết quả mô phỏng số:

Để nghiên cứu *ảnh hưởng của ống góp đến quá trình ngưng hơi*, ba mẫu W150-A/B/C (dựa trên W150) và ba mẫu W200-A/B/C (dựa trên W200) đã được đưa vào để mô phỏng số sử dụng phần mềm COMSOL Multiphysics, phiên bản 5.2a. Trong cùng điều kiện mô phỏng số, mẫu W150-A và W200-A có bề rộng ống góp 2,5 mm đều cho kết quả phù hợp nhất về mặt truyền nhiệt và chuyển pha tương ứng với khoảng chiều dài kênh micro lần lượt là 32 mm và 52 mm.

Với các kết quả mô phỏng số về *ảnh hưởng thông số hơi đến quá trình ngưng tụ* trong các mẫu kênh micro trong nghiên cứu này, nhiệt độ hơi vào thiết bị trong phạm vi từ 101 đến 108 °C (ứng với lưu lượng hơi lớn nhất 0,08 g/s và lưu lượng nước giải nhiệt lớn nhất 3,244 g/s) thì quá trình ngưng tụ mới có thể xảy ra.

Các kết quả mô phỏng số về thể hiện *biên dạng chuyển pha từ hơi sang lỏng* trong thiết bị ngưng tụ kênh micro. Thêm vào đó, một sự so sánh bởi phương pháp mô phỏng số cho thiết bị ngưng tụ kênh micro giữa hai trường hợp đặt thẳng đứng và nằm ngang cũng được thực hiện. Các kết quả thể hiện biên dạng ngưng không bị ảnh hưởng nhiều bởi lực trọng trường.

Để nghiên cứu *ảnh hưởng của hình dáng kênh micro* đến sự ngưng tụ của hơi nước, ba thiết bị ngưng tụ kênh micro W200-D1/D2/D3 với các hình dáng kênh khác nhau đã được đưa vào mô phỏng. Trong ba thiết bị ngưng tụ, thiết bị ngưng tụ W200-D1 có hiệu quả ngưng tụ và khả năng gia công cao nhất; Tuy nhiên, sự khác biệt về hiệu quả ngưng tụ của ba thiết bị này là không đáng kể. Các kết quả mô phỏng số này cũng đã được kiểm chứng bởi thực nghiệm và với các nghiên cứu liên quan. Sự so sánh cho thấy các kết quả mô phỏng phù hợp với thực nghiệm, sai số cực đại nhỏ hơn 8%.

Mô phỏng số cho quá trình truyền nhiệt hai pha trên mô hình 3D rất khó, hiện nay có rất ít nghiên cứu liên quan được công bố. Do vậy, các kết quả này rất hữu ích cho quá trình mô phỏng số của sự ngưng tụ trong các kênh micro.

### Các kết quả thực nghiệm:

Trong phần thực nghiệm, bốn thiết bị ngưng tụ kênh micro (L32, L52, L32/1 và L32/2) đã được đưa vào nghiên cứu. Trong đó mẫu L32 và mẫu L52 được chế tạo dựa trên các kết quả mô phỏng của 10 mẫu trên.

Với **thiết bị kênh micro L32**, trong điều kiện lưu lượng nước giải nhiệt 3,244 g/s, nhiệt độ nước giải nhiệt 30,8 °C, nhiệt độ hơi 106,5 °C và lưu lượng hơi tăng từ 0,01 đến 0,06 g/s thì công suất nhiệt tăng từ 20 đến 140 W. Độ giảm áp suất trong trường hợp đặt nằm ngang tăng từ 1,5 đến 50 kPa cao hơn so với trường hợp đặt thẳng đứng (2,0 đến 44 kPa). Đây là sự khác biệt giữa lưu chất một pha và lưu chất hai pha trong các bộ trao đổi nhiệt kênh micro. Các kết quả về công suất nhiệt tương đồng với các kết quả thu được từ dòng lưu chất một pha: ảnh hưởng của lực trọng trường lên công suất của thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro nhỏ không đáng kể. Thêm vào đó, hệ số truyền nhiệt cao nhất (6925W/m<sup>2</sup>.K) của thiết bị ngưng tụ L32 đã thu được ở độ chênh nhiệt độ trung bình logarit 35,7 K.

Một nghiên cứu thực nghiệm đã được thực hiện cho **thiết bị ngưng tụ L52** trong trường hợp đặt thẳng đứng và nằm ngang để đánh giá hiệu suất. Công suất nhiệt cực đại thu được cho thiết bị ngưng tụ này là 180 W. Tại lưu lượng nước 1,028 g/s, hệ số truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ tăng từ 1704 đến 5200 W/(m<sup>2</sup>.K) với việc tăng lưu lượng hơi từ 0,008993 đến 0,038923 g/s. Tuy nhiên, hệ số truyền nhiệt giảm khi lưu lượng hơi tăng từ 0,042767 đến 0,067150 g/s. Các phương trình xác định hệ số truyền nhiệt và độ giảm áp suất cũng đã đưa ra.

Trong điều kiện nhiệt độ hơi đầu vào duy trì ở 100,3 °C đến 101,9 °C thì độ giảm áp suất thu được từ thiết bị ngưng tụ kênh micro L32 thấp hơn L52: tại lưu lượng hơi 0,0264 g/s, độ giảm áp suất của L32 là 1257 Pa trong khi độ giảm áp suất của L52 là 6105 Pa. Thêm vào đó, chỉ số hoàn thiện giảm khi tăng lưu lượng hơi. Với thiết bị ngưng tụ L32, chỉ số hoàn thiện giảm từ 0,053 đến 0,038 khi tăng lưu lượng hơi từ 0,0264 đến 0,0314 g/s.

**Thực nghiệm cho hai thiết bị ngưng tụ L32/1 và L32/2** có đường kính thủy lực tương ứng 375 μm và 265 μm đã được thực hiện để nghiên cứu quá trình truyền nhiệt khi ngưng. Cho thiết bị ngưng tụ L32/1, công suất nhiệt 272,9 W đã đạt được cho phía hơi có nhiệt độ 101 °C và lưu lượng 0,123 g/s và cho phía nước giải nhiệt có nhiệt độ đầu vào 32°C và lưu lượng nước 3,1133 g/s. Dòng nhiệt trong quá trình ngưng tụ cao hơn so với dòng một pha khi cùng các kích thước của thiết bị ngưng tụ. Trong nghiên cứu này, dòng nhiệt thu được từ sơ đồ ngược chiều luôn cao hơn sơ đồ cùng chiều: giá trị thu được từ sơ đồ ngược chiều gấp 1,04 đến 1,05 lần so với sơ đồ cùng chiều. Các kết quả về sơ đồ dòng chảy cho dòng hai pha phù hợp với các kết quả cho dòng một pha; tuy nhiên, ảnh hưởng của sơ đồ dòng chảy trong dòng hai pha ít hơn so với dòng chảy một pha.

Các kết quả mô phỏng số và thực nghiệm trong nghiên cứu này rất hữu ích cho việc thiết kế và vận hành các thiết bị ngưng tụ kênh micro cũng tốt như các thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro dùng dòng lưu chất hai pha.

## SUMMARY

The heat transfer phenomena of the condensation process in microchannel heat exchangers have been investigated by numerical and experimental methods. Based on previous studies, two microchannel condensers W150 and W200 with their thermal capacities of 150 W and 200 W were calculated. Based on the design calculation parameters for the two above models, 9 other models were proposed for numerical simulation to find the optimal design parameters for the condensers. From the results obtained by numerical simulation, two models L32 and L52 were proposed for fabrication and experiment. To compare the heat transfer behaviors of the single phase flow and the two-phase flow on the same device, two models L32/1 and L32/2 were experimented. The results of numerical simulation and experimental data are shown as follows:

### **Numerical results:**

To study *the effect of the manifold on condensation*, three models W150-A/B/C (based on W150) and three models W200-A/B/C (based on W200) were included for numerical simulation using the COMSOL Multiphysics software, version 5.2a. Under the same conditions of numerical simulation, W150-A and W200-A (with the manifold width of 2.5 mm) give the most optimal results in terms of heat transfer and phase change corresponding to the microchannel length of 32 mm and 52 mm, respectively.

With the numerical results on *the effect of steam parameters on the condensation process* in microchannel samples in this study, the inlet temperature of steam is from 101 to 108 °C (corresponding to the maximum steam flow rate of 0.08 g/s and the maximum water flow rate of 3.244 g/s) will condense from vapor to liquid.

The numerical results show *the profile of phase change from vapor to liquid* in the microchannel condenser. In addition, a numerical comparison of microchannels between two cases for horizontal and vertical directions has presented also. The results showed that the condensation profile is not strongly affected the gravitational force.

To investigate *the effect of microchannel shape on steam condensation*, three microchannel condensers W200-D1/D2/D3 with different channel shapes were simulated. With these three condensers in this study, the condenser W200-D1 is the best for condensation efficiency and fabrication; However, the difference on condensation efficiency of three condensers is not strong. The numerical results in this study were compared with the experimental results and the results obtained from literature reviews. The comparison indicated that the numerical results are in good agreement with the experimental results, with the maximum percentage error to be less than 8%.

It is noted that numerical simulation for 3D two-phase heat transfer process is difficult to accomplish, currently few investigations publish these numerical results in prestigious articles. Therefore, results obtained from this study would be useful for the numerical simulation of condensation in microchannels.

### **Experimental results:**

In the experimental section, four microchannel condensers (L32, L52, L32/1, and L32/2) were investigated. In this study, the condenser L32 and the condenser L52 were fabricated based on the numerical results of the 10 models above.



**With the horizontal microchannel condenser L32**, as the cooling water flow rate is 3.244 g/s, the water input temperature is 30.8 °C, the steam input temperature is 106.5 °C, and the mass flow rate of steam is from 0.01 g/s to 0.06 g/s, the condenser capacity increases from 20 to 140 W. The pressure drop increases from 1.5 kPa to 50 kPa, it is higher than that obtained from the horizontal case (the pressure drop increases from 2.0 kPa to 44 kPa). This is the difference between the single-phase fluid and the two-phase fluid in microchannel heat exchangers. The results of the condenser capacity are similar to those obtained from the single-phase flow: the influence of gravity on the capacity of the microchannel heat exchanger is negligible. In addition, the highest overall heat transfer coefficient (of 6925W/m<sup>2</sup>K) of the microchannel condenser is obtained at the log mean temperature difference of 35.7 K.

An experimental study has been done on both vertical and horizontal cases of **the microchannel condenser L52** to evaluate their performance. The maximum capacity of microchannels condenser is 180W. At the water flow rate of 1.028 g/s, heat transfer coefficient of the microchannel condenser increases from 1704 to 5200 W/m<sup>2</sup>K with rising the mass flow rate of steam from 0.008993 to 0.038923 g/s. However, the heat transfer coefficient decreases, with the mass flow rate of steam rising from 0.042767 to 0.067150g/s. The relationship equations of the heat transfer coefficient and the pressure drop were found out.

With the inlet steam temperature is maintained from 100.3 °C to 101.9 °C, the pressure drop obtained from the microchannel condenser L32 is lower than that obtained from the microchannel condenser L52: at mass flow rate of 0.0264 g/s, the pressure drop of L32 is 1,257 Pa while the pressure drop of L52 is 6,105 Pa. In addition, the performance index decreases as rising mass flow rate of steam. With the microchannel condenser L32, the performance index is decreasing from 0.053 to 0.038 as varying mass flow rate of steam from 0.0264 g/s to 0.0314 g/s.

Experimental work was done for **the two microchannel condensers L32/1 and L32/2** with rectangular channels having hydraulic diameters of 375 μm and 265 μm to investigate the condensation heat transfer. For the microchannel condenser L32/1, the capacity of 272.9W was achieved for the vapor having the inlet temperature of 101 °C and the mass flow rate of 0.123 g/s and for the cooling water having the inlet temperature of 32 °C and mass flow rate of 3.1133 g/s. The heat transfer rate of condensation is higher than that of the single phase flow with the same dimensions of a heat exchanger. In this study the heat transfer rate obtained from the counter flow arrangement is always higher than that obtained from the parallel one: the value obtained from the counter flow arrangement is 1.04 to 1.05 times of that obtained from the parallel flow. The results for two phases are in good agreement with the results for single phase; however, it is shown that the effect of flow arrangement in the two phases is not stronger than the single phase.

Furthermore, the numerical and experimental results obtained in this study would be applicable for the design and operation of microchannel condensers as well as microchannel heat exchangers using the two-phase fluid flow.

## MỤC LỤC

|   |       |
|---|-------|
| LỜI CAM ĐOAN .....  | i     |
| CẢM ƠN .....  | ii    |
| TÓM TẮT .....   | iii   |
| MỤC LỤC .....   | vii   |
| DANH MỤC CÁC CHỮ VIẾT TẮT .....                             | x     |
| DANH SÁCH CÁC HÌNH .....                                    | xiv   |
| DANH SÁCH CÁC BẢNG .....                                    | xviii |
| CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN.....                                    | 1     |
| 1.1. Giới thiệu về thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro ..... | 1     |
| 1.2. Tình hình nghiên cứu trong và ngoài nước .....         | 2     |
| 1.2.1. Tình hình nghiên cứu ở nước ngoài .....              | 2     |
| 1.2.2. Tình hình nghiên cứu trong nước.....                 | 16    |
| 1.3. Tính cấp thiết.....                                    | 17    |
| 1.4. Mục tiêu đề tài.....                                   | 19    |
| 1.4.1. Mục tiêu chung.....                                  | 19    |
| 1.4.2. Mục tiêu cụ thể.....                                 | 19    |
| 1.5. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu.....                   | 19    |
| 1.5.1. Đối tượng nghiên cứu .....                           | 19    |
| 1.5.2. Phạm vi nghiên cứu.....                              | 19    |
| 1.6. Cách tiếp cận và phương pháp nghiên cứu .....          | 20    |
| 1.6.1. Cách tiếp cận .....                                  | 20    |
| 1.6.2. Phương pháp nghiên cứu.....                          | 20    |
| 1.7. Nội dung nghiên cứu.....                               | 21    |
| CHƯƠNG 2: NGHIÊN CỨU LÝ THUYẾT .....                        | 22    |

|  |           |
|--|-----------|
| 2.1. Cơ sở lý thuyết về truyền nhiệt và thiết bị trao đổi nhiệt.....         | 22        |
| 2.1.1. Các định luật và tiêu chuẩn đồng dạng .....                           | 22        |
| 2.1.2. Cơ sở lý thuyết về dòng hai pha và thiết bị ngưng tụ kênh micro. .... | 24        |
| 2.2. Tính toán thiết kế thiết bị ngưng tụ kênh micro.....                    | 30        |
| 2.2.1. Thông số đầu vào. ....  | 30        |
| 2.2.2. Xác định đường kính thủy lực và số lượng kênh cho W150 (150 W).....   | 31        |
| 2.2.3. Tính toán nhiệt .....   | 34        |
| 2.2.4. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu $\alpha_{cw}$ phía nước giải nhiệt .....      | 34        |
| 2.2.5. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu phía ngưng tụ.....                            | 37        |
| 2.2.6. Tính toán diện tích trao đổi nhiệt và kích thước kênh micro .....     | 42        |
| 2.2.7. Thông số các mẫu thiết kế.....  | 45        |
| 2.3. Mô phỏng số.....  | 50        |
| 2.3.1. Thiết lập mô hình .....   | 50        |
| 2.3.2. Các phương trình toán học .....                                       | 51        |
| 2.3.2.1. Dòng chảy lưu chất .....  | 51        |
| 2.3.2.2. Truyền nhiệt .....  | 53        |
| 2.3.2.3. Các phương trình xác định thông số vật lý .....                     | 57        |
| 2.3.3. Quá trình mô phỏng .....  | 60        |
| 2.3.3.1. Thông số đầu vào .....  | 60        |
| 2.3.3.2. Thông số lưới .....   | 61        |
| 2.3.3.3. Chọn lời giải.....  | 62        |
| <b>CHƯƠNG 3: THIẾT LẬP HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM .....</b>                         | <b>63</b> |
| 3.1. Chế tạo thiết bị .....  | 63        |
| 3.2. Thiết lập thực nghiệm .....   | 66        |
| 3.2.1. Lắp đặt hệ thống.....   | 66        |

|   |     |
|---|-----|
| 3.2.2. Quá trình đo lường .....   | 71  |
| 3.2.3. Độ chính xác của thiết bị đo.....                                | 75  |
| CHƯƠNG 4: CÁC KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN.....                                 | 77  |
| 4.1. Các kết quả mô phỏng số .....                                      | 77  |
| 4.1.1. Ảnh hưởng hình dáng và kích thước ống góp.....                   | 77  |
| 4.1.2. Sự ảnh hưởng thông số hơi ở đầu vào đến quá trình ngưng tụ ..... | 81  |
| 4.1.3. Quá trình chuyển pha trong kênh micro.....                       | 84  |
| 4.1.4 Ảnh hưởng của hình dáng kích thước kênh micro .....               | 88  |
| 4.2. Các kết quả thực nghiệm.....                                       | 92  |
| 4.2.1. Các kết quả thực nghiệm cho mẫu L32.....                         | 92  |
| 4.2.2. Các kết quả thực nghiệm cho mẫu L52.....                         | 98  |
| 4.2.3. Kết quả thực nghiệm so sánh giữa L32 và L52 .....                | 112 |
| 4.2.4. Các kết quả thực nghiệm cho mẫu L32/1 và L32/2 .....             | 115 |
| CHƯƠNG 5: KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN.....                             | 122 |
| 5.1. Kết luận .....   | 122 |
| 5.2. Những đóng góp mới của luận án.....                                | 124 |
| 5.3. Hướng phát triển .....   | 125 |
| TÀI LIỆU THAM KHẢO.....   | 126 |
| PHỤ LỤC.....  | 138 |
| CÁC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC ĐÃ CÔNG BỐ .....                                | 145 |
| LÝ LỊCH KHOA HỌC .....  | 147 |

## DANH MỤC CÁC CHỮ VIẾT TẮT

### Chữ viết tắt:

|       |                                       |
|-------|---------------------------------------|
| TBTĐN | Thiết bị trao đổi nhiệt               |
| CFD   | Computational Fluid Dynamics          |
| PMMA  | Polymethyl methacrylate               |
| FEM   | Finite Element Method                 |
| FVM   | Finite Volume Method                  |
| VOF   | Volume of Fluid                       |
| STT   | Shear Stress Transport                |
| NTU   | Number of Transfer Units (NTU method) |

### Chữ Latinh

|          |                                |
|----------|--------------------------------|
| L        | Chiều dài substrate, mm        |
| W        | Chiều rộng substrate, mm       |
| T        | Bề dày substrate, mm           |
| $L_m$    | Chiều dài kênh micro, mm       |
| $W_m$    | Chiều rộng kênh micro, mm      |
| $D_m$    | Chiều sâu kênh micro, mm       |
| $L_{cw}$ | Chiều dài kênh giải nhiệt, mm  |
| $W_{cw}$ | Chiều rộng kênh giải nhiệt, mm |
| $D_{cw}$ | Chiều sâu kênh giải nhiệt, mm  |
| $L_f$    | Chiều dài ống góp, mm          |
| $W_f$    | Chiều rộng ống góp, mm         |

|          |  |
|----------|--|
| $D_f$    | Chiều sâu ống góp, mm  |
| $q$      | Mật độ dòng nhiệt, $W/m^2$                                       |
| $Q$      | Công suất nhiệt, W   |
| $T$      | Nhiệt độ Kelvin, K   |
| $t$      | Nhiệt độ bách phân, $^{\circ}C$                                  |
| $n$      | Số lượng kênh  |
| $D_h$    | Đường kính thủy lực, m   |
| $g$      | Gia tốc trọng trường, $m/s^2$                                    |
| $a$      | Hệ số khuếch tán nhiệt, $m^2/s$                                  |
| $k$      | Hệ số truyền nhiệt, $W/(m^2.K)$                                  |
| $F$      | Diện tích truyền nhiệt, $m^2$                                    |
| $A_c$    | Diện tích mặt cắt ngang của kênh micro, $m^2$                    |
| $A_l$    | Diện tích pha lỏng chiếm chỗ trong mặt cắt ngang của kênh, $m^2$ |
| $A_s$    | Diện tích pha hơi chiếm chỗ trong mặt cắt ngang của kênh, $m^2$  |
| $U$      | Chu vi ướt, m  |
| $f$      | Hệ số ma sát   |
| $G$      | Mật độ lưu lượng, $kg/(m^2.s)$                                   |
| $j$      | Vận tốc tính toán, m/s   |
| $p$      | Áp suất tuyệt đối, Pa  |
| $r$      | Nhiệt ẩn ngưng tụ, $kJ/(kg.K)$                                   |
| $c_p$    | Nhiệt dung riêng khối lượng đẳng áp, $kJ/(kg.K)$                 |
| $x$      | Độ khô, có giá trị từ 0 đến 1                                    |
| $h_{AI}$ | Bề dày vách ngăn giữa phía hơi và phía nước giải nhiệt           |

|      |                            |
|------|----------------------------|
| $m$  | Lưu lượng khối lượng, kg/s |
| $h$  | Enthalpy, kJ/kg            |
| $Nu$ | Tiêu chuẩn Nusselt         |
| $Re$ | Tiêu chuẩn Reynolds        |
| $Gr$ | Tiêu chuẩn Grashoff        |
| $Pr$ | Tiêu chuẩn Prandtl         |

### Ký tự Hy Lạp

|                  |  |
|------------------|--|
| $\lambda$        | Hệ số dẫn nhiệt, W/(m.K)                       |
| $\alpha$         | Hệ số tỏa nhiệt đối lưu, W/(m <sup>2</sup> .K) |
| $\rho$           | Khối lượng riêng, kg/m <sup>3</sup>            |
| $\omega$         | Vận tốc, m/s                                   |
| $\nu$            | Độ nhớt động học, m <sup>2</sup> /s            |
| $\mu$            | Độ nhớt động lực học, Ns/m <sup>2</sup>        |
| $\beta$          | Hệ số dẫn nở nhiệt, 1/K                        |
| $\zeta$          | Chỉ số hoàn thiện, W/Pa                        |
| $\Delta t$       | Độ chênh nhiệt độ, K                           |
| $\bar{\Delta t}$ | Độ chênh nhiệt độ trung bình logarit, K        |
| $\Delta p$       | Độ giảm áp suất, Pa                            |
| $\tau$           | Thời gian, s                                   |
| $\sigma$         | Sức căng bề mặt, N/m                           |
| $\varphi$        | Tỉ lệ thể tích                                 |
| $\phi$           | Hệ số nhân hai pha                             |

### **Các ký hiệu dưới chân**

|     |  |
|-----|--|
| w   | Bề mặt vật rắn   |
| f   | Chất lưu trên bề mặt vật rắn                             |
| v   | Đầu vào  |
| r   | Đầu ra   |
| s   | Hơi bão hòa (hoặc phía hơi nói chung)                    |
| l   | Nước ngưng (hoặc lỏng nói chung)                         |
| s-l | Quá trình ngưng tụ                                       |
| cw  | Nước giải nhiệt / giá trị trung bình của nước giải nhiệt |
| cw1 | Trạng thái nước giải nhiệt ở đầu vào                     |
| cw2 | Trạng thái nước giải nhiệt ở đầu ra                      |
| a   | Không khí môi trường xung quanh                          |
| m   | Thiết bị kênh micro                                      |
| so  | Chỉ có hơi   |
| lo  | Chỉ có lỏng  |
| sl  | Có cả hơi và lỏng  |



## DANH SÁCH CÁC HÌNH

|  |    |
|--|----|
| Hình 1.1: Hệ số tỏa nhiệt đối lưu .....                                  | 1  |
| Hình 1.2: TBTĐN kênh micro được chế tạo từ thép không gỉ .....           | 2  |
| Hình 2.1: Sơ đồ xác định $\Delta t_{\max}$ và $\Delta t_{\min}$ .....    | 26 |
| Hình 2.2: Sơ đồ bố trí các dòng lưu chất .....                           | 30 |
| Hình 2.3: Chi tiết các thông số hình học cho mẫu W150 .....              | 32 |
| Hình 2.4: Hệ số tỏa nhiệt đối lưu của R134a. ....                        | 38 |
| Hình 2.5: Mẫu thiết kế W150 và W200. ....                                | 46 |
| Hình 2.6: Kích thước tổng thể của các mẫu W150-A/B/C và W200-A/B/C ..... | 47 |
| Hình 2.7: Kích thước và hình dáng ống góp .....                          | 47 |
| Hình 2.8: Bề dày vách ngăn của W200 và W200-D1 .....                     | 48 |
| Hình 2.9: Bố trí kênh cho phía hơi và phía nước giải nhiệt .....         | 49 |
| Hình 2.10: Gán vật liệu cho mô hình .....                                | 51 |
| Hình 2.11: Tạo lưới cho mô hình .....                                    | 61 |
| Hình 3.1: Bản vẽ mẫu gia công .....                                      | 63 |
| Hình 3.2: Mẫu L32 và L52 .....   | 64 |
| Hình 3.3: Chi tiết bố trí kênh nước giải nhiệt với tấm PMMA .....        | 65 |
| Hình 3.4: Bố trí các kênh đi vào/ ra và vị trí các thiết bị đo .....     | 65 |
| Hình 3.5: Mẫu L32 và L52 sau khi bố trí ngõ vào/ ra .....                | 66 |
| Hình 3.6: Sơ đồ hệ thống thí nghiệm .....                                | 67 |
| Hình 3.7: Lò hơi mini .....  | 69 |
| Hình 3.8: Bơm ceramic .....  | 69 |

|   |    |
|---|----|
| Hình 3.9: Hệ thống thí nghiệm.....                                      | 70 |
| Hình 3.10: Cảm biến áp suất.....  | 71 |
| Hình 3.11: Cân điện tử.....   | 72 |
| Hình 3.12: Bộ thu thập dữ liệu MX100 .....                              | 73 |
| Hình 3.13: Dữ liệu được hiển thị và lưu trữ bởi máy tính .....          | 74 |
| Hình 3.14: Cửa sổ Data Viewer .....                                     | 74 |
| Hình 4.1: Sự giảm độ khô của hơi cho W150-A.....                        | 77 |
| Hình 4.2: Sự giảm độ khô của hơi cho W150-B.....                        | 78 |
| Hình 4.3: Sự giảm độ khô của hơi cho W150-C.....                        | 78 |
| Hình 4.4: Hình dáng và kích thước ống góp.....                          | 79 |
| Hình 4.5: Sự giảm độ khô của W200-A/B/C .....                           | 80 |
| Hình 4.6: Sự ảnh hưởng của thông số hơi đầu vào cho W200-A .....        | 83 |
| Hình 4.7: Trường nhiệt độ của thiết bị ngưng tụ W200.....               | 84 |
| Hình 4.8: Mối quan hệ giữa nhiệt độ nước ngưng và lưu lượng hơi .....   | 85 |
| Hình 4.9: Biên dạng chuyển pha của thiết bị ngưng tụ W200 .....         | 86 |
| Hình 4.10: Sự thay đổi khối lượng riêng .....                           | 87 |
| Hình 4.11: So sánh nhiệt độ nước ngưng của mẫu W200 và W200-D1.....     | 88 |
| Hình 4.12: So sánh nhiệt độ nước ngưng của mẫu W200-D1 và W200-D2 ..... | 89 |
| Hình 4.13: So sánh nhiệt độ nước ngưng của mẫu W200-D1 và W200-D3 ..... | 90 |
| Hình 4.14: So sánh giữa mẫu W200-D2 và mẫu W200-D3 .....                | 91 |
| Hình 4.15: Độ giảm áp suất của L32 .....                                | 92 |
| Hình 4.16: So sánh độ giảm áp suất khi nằm ngang và thẳng đứng .....    | 94 |
| Hình 4.17: Độ chênh lệch nhiệt độ của nước giải nhiệt.....              | 95 |

|  |     |
|--|-----|
| Hình 4.18: Ảnh hưởng của lưu lượng hơi đến công suất nhiệt.....                        | 96  |
| Hình 4.19: So sánh chỉ số hoàn thiện trong trường hợp kênh nằm và đứng.....            | 97  |
| Hình 4.20: Hệ số truyền nhiệt trong trường hợp kênh đứng.....                          | 98  |
| Hình 4.21: Biên dạng ngưng của mẫu L52 .....   | 99  |
| Hình 4.22: Vị trí ngưng với độ giảm áp suất cho mẫu L52 .....                          | 100 |
| Hình 4.23: Dữ liệu thu được từ bộ MX100.....   | 101 |
| Hình 4.24: Độ giảm áp suất của L52 trong trường hợp nằm ngang .....                    | 102 |
| Hình 4.25: Độ giảm áp suất của L52 trong trường hợp $m_{cw} = 3,038 \text{ g/s}$ ..... | 102 |
| Hình 4.26: Độ giảm áp suất và lưu lượng hơi cho mẫu L52.....                           | 103 |
| Hình 4.27: Mối quan hệ giữa độ giảm áp suất và lưu lượng hơi .....                     | 104 |
| Hình 4.28: Độ chênh nhiệt độ nước giải nhiệt và lưu lượng hơi L52.....                 | 105 |
| Hình 4.29: Lưu lượng hơi và độ chênh nhiệt độ của nước giải nhiệt .....                | 106 |
| Hình 4.30: Công suất nhiệt của L52 .....   | 107 |
| Hình 4.31: Chỉ số hoàn thiện của L52 .....   | 107 |
| Hình 4.32: Trường hợp lưu lượng nước giải nhiệt ở $1,03 \text{ g/s}$ .....             | 108 |
| Hình 4.33: Hệ số truyền nhiệt .....  | 110 |
| Hình 4.34: Hệ số truyền nhiệt và lưu lượng hơi cho mẫu L52 .....                       | 111 |
| Hình 4.35: Ảnh phía hơi của L52 được chụp bởi camera nhiệt.....                        | 111 |
| Hình 4.36: Độ giảm áp suất và lưu lượng hơi.....                                       | 113 |
| Hình 4.37: Nhiệt độ và lưu lượng hơi.....  | 113 |
| Hình 4.38: Công suất của thiết bị ngưng tụ L23 và L52.....                             | 114 |
| Hình 4.39: Chỉ số hoàn thiện với lưu lượng hơi .....                                   | 115 |
| Hình 4.40: Ảnh hưởng của nhiệt độ nước giải nhiệt vào mẫu L32/1 .....                  | 118 |

|  |     |
|--|-----|
| Hình 4.41: Đường kính thủy lực và lượng nước ngưng.....  | 119 |
| Hình 4.42: Lưu lượng nước giải nhiệt và nước ngưng ..... | 120 |

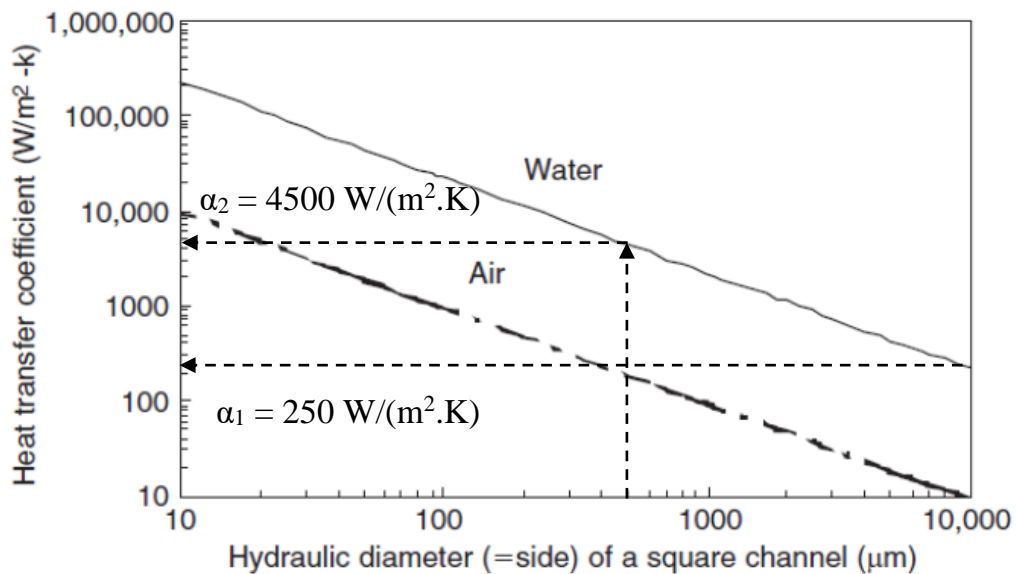
## DANH SÁCH CÁC BẢNG

|  |     |
|--|-----|
| Bảng 2.1: Thông số kích thước của hai mẫu tính toán thiết kế.....          | 45  |
| Bảng 2.2: Thông số kích thước W150-A/B/C và W200-A/B/C .....               | 48  |
| Bảng 2.3: Thông số kích thước W200 và W200-D1/D2/D3 .....                  | 49  |
| Bảng 2.4: Tổng hợp các mẫu thiết kế và phát triển cho mô phỏng số.....     | 50  |
| Bảng 2.5: Các hằng số của các phương trình thông số hơi nước bão hòa ..... | 58  |
| Bảng 2.6: Các hằng số của phương trình xác định thông số vật lý nước.....  | 59  |
| Bảng 2.7: Thông số vật lý của nhôm .....                                   | 59  |
| Bảng 2.8: Điều kiện đầu vào .....  | 60  |
| Bảng 2.9: Thông số lưới.....   | 62  |
| Bảng 3.1: Tổng hợp các mẫu thực nghiệm .....                               | 64  |
| Bảng 3.2: Chi tiết vị trí lắp cảm biến nhiệt và áp suất .....              | 68  |
| Bảng 3.3: Cảm biến nhiệt độ và áp suất.....                                | 71  |
| Bảng 3.4: Thông số đo và độ chính xác .....                                | 76  |
| Bảng 4.1: Kết quả thực nghiệm được ghi bởi bộ MX100.....                   | 116 |
| Bảng 4.2: Dòng nhiệt của hai mẫu L32/1 và L32/2 .....                      | 117 |
| Bảng 4.3: Công suất nhiệt trong sơ đồ cùng chiều và ngược chiều.....       | 117 |
| Bảng 4.4: Mẫu đặt đứng và ngang .....                                      | 120 |
| Bảng 4.5: So sánh các thông số của hai mẫu L32/1 và L32/2 .....            | 121 |

# CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN

## 1.1. Giới thiệu về thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro

Trong những năm gần đây, công nghệ micro/nano đã được ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực khoa học kỹ thuật như điện tử, vi sinh, kỹ thuật hóa học và nhà máy điện nguyên tử micro,... Trong đó, thiết bị truyền nhiệt microchannel là một trong những ứng dụng của công nghệ này bởi tính ưu việt là kích thước nhỏ và mật độ dòng nhiệt lớn. Kandlikar và King [1] đã chỉ ra sự ảnh hưởng của đường kính thủy lực đến hệ số tỏa nhiệt đối lưu của nước và không khí trong điều kiện chảy tầng như hình 1.1. Mối quan hệ này cho thấy khi đường kính thủy lực càng nhỏ thì hệ số tỏa nhiệt đối lưu càng lớn.



**Hình 1.1:** Hệ số tỏa nhiệt đối lưu [1]

Brandner cùng các cộng sự [2] đã mô tả những thiết bị trao đổi nhiệt (TBTĐN) kênh micro được chế tạo từ polymer, nhôm, gốm ceramic,... Đồng thời đã chỉ ra các ứng dụng của nó trong phòng thí nghiệm và trong công nghiệp. TBTĐN kênh micro được chế tạo từ thép không gỉ, với lưu chất là nước được giới thiệu như hình 1.2. Trong điều kiện lưu lượng  $2000 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  thì tổn thất áp suất trên một hành trình/ một chặng (còn gọi là một pass ống) là 0,5 MPa. Công suất cực đại lên đến 1 MW khi chúng được ghép song song với nhau.



**Hình 1.2:** TBTĐN kênh micro được chế tạo từ thép không gỉ

Ngày nay, thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro được ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực như giải nhiệt cho các thiết bị có yêu cầu kích thước nhỏ, cấp nhiệt cho các qui trình công nghệ nhằm tiết kiệm năng lượng và bảo vệ môi trường,... Đã có nhiều công trình nghiên cứu về thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro cho dòng chảy một pha, dòng hai pha, các thiết bị trao đổi nhiệt trong hệ thống điều hòa không khí dùng môi chất CO<sub>2</sub> [1, 2]... Trong đó, các vấn đề liên quan đến thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro cho dòng chảy một pha được đề cập khá đầy đủ nhưng các nghiên cứu cho dòng chảy hai pha, đặc biệt là quá trình ngưng tụ trong kênh micro còn khá khiêm tốn.

## **1.2. Tình hình nghiên cứu trong và ngoài nước**

### **1.2.1. Tình hình nghiên cứu ở nước ngoài**

Tổng quan về đặc tính truyền nhiệt và dòng chảy lưu chất trong TBTĐN kênh micro đã thực hiện bởi Dang cùng cộng sự [3]. Ngoài ra, Dang [4] cũng đã mô phỏng số và thực nghiệm về đặc tính truyền nhiệt và dòng chảy lưu chất cho những TBTĐN kênh micro hình chữ nhật. Martínez-Ballester cùng các cộng sự [5] đã nghiên cứu

trên mô hình số học cho một số thiết bị ngưng tụ kênh micro giải nhiệt bằng không khí. Kết quả tính toán lý thuyết cho thấy việc sử dụng thiết bị ngưng tụ kênh micro khả thi hơn so với phương pháp nâng cao hiệu suất cánh.

Gosai và Joshi [6] đã nghiên cứu tổng quan về dòng hai pha trong các thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro. Lĩnh vực về dòng hai pha vẫn còn mới mẻ, nó cần được sự quan tâm nghiên cứu nhiều hơn nữa. Kết quả đã đề xuất nghiên cứu về ảnh hưởng của hình dáng hình học trên mô hình dòng hai pha bằng CFD (Computational Fluid Dynamics) và thực nghiệm. Hansan cùng các cộng sự [7] đã đánh giá sự ảnh hưởng về kích thước đến đặc tính truyền nhiệt và dòng chảy lưu chất của bộ trao đổi nhiệt kênh micro bằng phương pháp thể tích hữu hạn (FVM - Finite Volume Method). Quá trình mô phỏng được thực hiện trên các kênh micro có hình dáng mặt cắt ngang là hình vuông, hình chữ nhật, hình tròn, hình thang và hình tam giác đều có chiều dài kênh là 10 mm. Trong nghiên cứu này các điều kiện về tính chất vật lý của vật liệu đã được giả định là hằng số. Kết quả mô phỏng 3D cho thấy rằng với cùng thể tích bộ trao đổi nhiệt khi tăng số lượng kênh sẽ làm tăng hiệu suất và tăng độ giảm áp suất. Kênh có biên dạng hình tròn có hiệu suất tổng thể tốt nhất, nhưng với kênh hình vuông thì tổn thất áp suất dọc đường là thấp nhất (tại điều kiện  $Re = 50$ ). Đối với kênh vuông khi chỉ số  $Re$  càng tăng và số kênh càng nhiều thì tổng tổn thất áp suất dọc đường của thiết bị càng lớn và chỉ số hoàn thiện càng giảm.

Mohammed cùng các cộng sự [8] đã nghiên cứu ảnh hưởng của hình dáng kênh đến hiệu suất nhiệt và dòng chảy của bộ tản nhiệt kênh micro bằng mô phỏng số theo phương pháp FVM. Ba bộ tản nhiệt kênh micro hình chữ nhật có cùng đường kính thủy lực  $D_h = 339,15 \mu m$ , nhưng chúng khác nhau về hình dáng kênh: kênh zigzag, kênh cong và kênh nhảy bậc, cả ba đã được mô phỏng số để so sánh với bộ tản nhiệt có kênh thẳng và gọn sóng. Hiệu suất bộ tản nhiệt kênh micro được đánh giá dựa trên thông số nhiệt độ, hệ số truyền nhiệt, tổn thất áp suất, hệ số ma sát, ứng suất trượt. Kết quả là trong cùng diện tích mặt cắt ngang thì kênh micro zigzag có hệ số truyền nhiệt lớn nhất, thứ hai là kênh cong. Tuy nhiên tổn thất áp suất trong các bộ tản nhiệt



này cao hơn so với các bộ tản nhiệt kênh thẳng và gọn sóng. Trong đó, bộ tản nhiệt kênh zigzag có tổn thất áp suất, hệ số ma sát và ứng suất trượt là lớn nhất.

Hernando cùng các cộng sự [9] đã nghiên cứu thực nghiệm về tổn thất áp suất dọc đường, mật độ dòng nhiệt và hệ số truyền nhiệt tổng cho dòng một pha trên hai bộ trao đổi nhiệt kênh micro. Mẫu thứ nhất có 100 kênh vuông  $100 \times 100 \mu\text{m}$  và mẫu thứ hai là 50 kênh vuông  $200 \times 200 \mu\text{m}$ . Cả hai mẫu được chế tạo từ thép không gỉ, sử dụng môi chất là nước đã khử Ion cho cả phía nóng và lạnh. Các kết quả thực nghiệm đã được so sánh và phân tích phù hợp với lý thuyết truyền nhiệt. Liu cùng các cộng sự [10] đã khảo sát thực nghiệm các đặc tính về dòng chảy và truyền nhiệt của lưu chất trong kênh micro hình chữ nhật trong điều kiện tạo xoáy dọc theo kênh có đường tương đương  $187,5 \mu\text{m}$  với hệ số  $Co = 0,067$  (hệ số  $Co$  là tỉ số giữa hằng số Laplace và đường kính thủy lực của kênh) và  $Re = 170 - 1200$ . Kết quả cho thấy hiệu suất truyền nhiệt được cải thiện cao hơn từ 9 - 21% cho trường hợp chảy tầng và từ 39 - 90% cho trường hợp chảy rối. Tuy nhiên, tổn thất áp suất lớn hơn từ 34 - 83% đối với chảy tầng và 61 - 169% đối với chảy rối.

Thêm vào đó, Chu cùng các cộng sự [11] đã nghiên cứu thực nghiệm tổn thất áp suất do ma sát của dòng nước trong kênh micro cong hình chữ nhật khi các hệ số  $Co$  và bán kính cong thay đổi trong điều kiện  $Re$  từ 10 đến 600. Kết quả phân tích dữ liệu thực nghiệm cho thấy phương trình Navier – Stokes truyền thống áp dụng được cho dòng lưu chất không chịu nén và chảy tầng trong kênh micro. Các thông số hình học: hệ số  $Co$ , bán kính cong ảnh hưởng quan trọng đến dòng chảy lưu chất. Ling cùng các cộng sự [12] mô phỏng trực tiếp trong không gian ba chiều cho quá trình sôi của dòng chảy trong kênh micro hình chữ nhật bằng phương pháp FVM. Kết quả sự kết hợp giữa các bọt bong bóng làm mật độ dòng nhiệt tăng theo thời gian. Lớp màng giữa chất lỏng, vách và bong bóng là yếu tố chính làm tăng mật độ dòng nhiệt khi lưu chất sôi trong kênh micro.

Mirzabeygi và Zhang [13] đã phát triển mô hình số ba chiều để mô phỏng đặc tính truyền nhiệt và dòng chảy lưu chất trong thiết bị ngưng tụ bằng phương pháp mô

phỏng số. Đồng thời so sánh giữa mô hình không gian ba chiều với mô hình không gian gần như ba chiều. Kết quả đã chỉ ra mô hình số ba chiều được xem là chính xác hơn khi mô phỏng dòng chảy rối cho dòng hai pha trong thiết bị ngưng tụ. Mirzabeygi và Zhang [14] cũng đã dùng phương pháp số để mô phỏng dòng chảy hai pha và khả năng truyền nhiệt trong thiết bị ngưng tụ, từ đó so sánh để xác định mô hình chảy rối phù hợp nhất. Kết quả cho thấy mô hình  $k-\omega$  STT (Shear Stress Transport) cho hiệu quả tốt nhất, sai số nhỏ nhất.

Nghiên cứu sự ngưng tụ của bộ trao đổi nhiệt nhỏ được thực hiện bởi García-Cascales cùng các cộng sự [15]. Trong nghiên cứu thực nghiệm quá trình ngưng tụ này các kết quả đã được so sánh giữa các thiết bị kênh micro và mini trong nhiều trường hợp khác nhau. Đồng thời kết quả đó cũng đã được so sánh với các kết quả tính toán từ thuật toán tính lặp. Thêm vào đó, bề dày của thành chất lỏng tại vị trí xuất hiện sự ngưng tụ (hơi – lỏng) trong kênh micro đặt nằm ngang đã được Jarrah cùng các cộng sự [16] nghiên cứu bằng phương trình Navier-Stokes và phương trình năng lượng. Trong đó, thông số của hơi và lỏng tại trạng thái bão hòa kết hợp với điều kiện biên được giả định và chất lỏng cũng được giả định không chịu nén. Kết quả khi nhiệt độ và vận tốc giảm thì bề dày thành lỏng giảm. Hơn nữa, Yin cùng các cộng sự [17] đã sử dụng phương pháp NTU (Number of Transfer Units method) để phân tích quá trình truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ kênh micro có một hành trình (một pass) và hai hành trình (hai pass). Thiết bị ngưng tụ kênh micro sử dụng môi chất lạnh và được giải nhiệt bằng không khí, thiết bị có 23 kênh với đường kính qui ước cho mỗi kênh là 0,75 mm. Trong nghiên cứu này, các kết quả tính toán đồng thuận với thực nghiệm.

Liên quan đến các mô hình dòng chảy hai pha trong kênh micro, Sur và Liu [18] đã thực nghiệm và thu được bốn mô hình dòng chảy: dòng nhiều bọt, dòng chảy chậm, dòng chảy xoáy và dòng chảy hình vành khuyên trong kênh micro tròn có đường kính thủy lực 100, 180 và 324  $\mu\text{m}$  khi cho hòa trộn giữa khí – nước. Choi cùng các cộng sự [19] đã nghiên cứu mô hình dòng chảy khi hòa trộn giữa nước với khí  $\text{N}_2$  và He trên kênh micro hình chữ nhật có đường kính thủy lực 490, 490, 322 và 143  $\mu\text{m}$  với

tỉ lệ Co cho các kênh tương ứng là 0,92; 0,67; 0,47 và 0,19. Bổ sung vào đó, Choi cùng các cộng sự [20] cũng đã nghiên cứu về trạng thái và sự giảm áp cho dòng nhiều bong bóng đơn trong kênh micro. Kết quả chỉ ra việc giảm tỉ lệ thuận với vận tốc bọt khí và độ sụt áp này tăng khi hệ số Co giảm.

Quá trình ngưng tụ của dòng môi chất lạnh FC-72 trong kênh micro vuông với đường kính thủy lực 1 mm, chiều dài kênh 30 mm đã được mô phỏng bởi Chen cùng các cộng sự [21] bằng phương pháp số với mô hình VOF (Volume of Fluid). Cũng liên quan đến chế độ dòng chảy của quá trình ngưng tụ kênh micro, Nema cùng các cộng sự [22] đã đưa ra giải pháp xác định chế độ dòng chảy trên cơ sở dữ liệu R134a cho kích thước kênh có đường kính  $1 < D_h < 5$  mm. Kết quả này có thể dự đoán trong truyền nhiệt và sự giảm áp của lưu chất khi ngưng tụ. Park and Hrnjak [23] đã nghiên cứu thực nghiệm và mô phỏng số học để đánh giá hiệu quả sử dụng của hệ thống điều hòa không khí dân dụng dùng môi chất R410A cho hai trường hợp sử dụng thiết bị ngưng tụ khác nhau, một thiết bị ngưng tụ kênh micro và một thiết bị ngưng tụ ống xoắn. Kết quả thực nghiệm cho thấy công suất giải nhiệt và hệ số làm lạnh (COP) của hệ thống dùng thiết bị ngưng tụ micro cao hơn của thiết bị ngưng tụ ống xoắn tương ứng là 3,4% và 13,1%. Lượng môi chất làm việc nạp vào hệ thống ít hơn 9,2 lần so với thiết bị ngưng tụ ống xoắn. Kết quả mô phỏng số học cũng cho kết quả tương đồng với thực nghiệm.

Bhatkar cùng các cộng sự [24] đã nghiên cứu thực nghiệm đánh giá hiệu quả của hai loại môi chất lạnh R134a và R152a trong hệ thống lạnh khi sử dụng thiết bị ngưng tụ kênh micro vuông ( $D_h = 0,9144$  mm) giải nhiệt bằng không khí, trong cùng điều kiện nhiệt độ ngưng tụ 48 °C và nhiệt độ bay hơi 0 °C. Dữ liệu thực nghiệm đã chỉ ra khi dùng môi chất lạnh R152a có hiệu quả hơn so với R134a: lượng môi chất nạp 40%, nhiệt độ cuối tầm nén thấp hơn từ 6 đến 10 °C, năng lượng tiêu tốn cho máy nén thấp hơn trong dải nhiệt độ bay hơi từ -10 °C đến 15 °C, công suất nhiệt của thiết bị ngưng tụ lớn hơn và mật độ dòng nhiệt cũng lớn hơn.

Martínez-Ballester cùng các cộng sự [25] đã mô phỏng số thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro hình chữ nhật ( $W_m = 1 \text{ mm}$ ,  $D_m = 1,6 \text{ mm}$ ) dùng môi chất  $\text{CO}_2$  và giải nhiệt bằng không khí. Một mẫu thiết kế cho mô hình mô phỏng có tổng 5 kênh ở ống phía trên và 5 kênh ở ống phía dưới với mỗi kênh dài  $L_m = 8 \text{ mm}$ , giữa hai ống trên và ống dưới là cánh tản nhiệt cao 8 mm, khoảng cách giữa 2 cánh là 1,56 mm. Kết quả mô phỏng số đã chỉ ra sự phân bố nhiệt độ dọc theo chiều dài và chiều ngang của kênh. Nhằm giảm bớt chi phí tính toán, Martínez-Ballester cùng các cộng sự [26] đã phát triển mô hình toán Fin1Dx3 từ mô hình Fin2D. Kết quả so sánh với dữ liệu thực nghiệm khi công suất thiết bị thay đổi từ 2 - 8 kW thì sai số khoảng 5% và sai lệch nhiệt độ môi chất tại đầu ra là  $\pm 2 \text{ K}$ .

Heo cùng các cộng sự [27] đã nghiên cứu so sánh về đặc tính truyền nhiệt của  $\text{CO}_2$  trong kênh micro hình chữ nhật có đường kính thủy lực lần lượt là 1,5; 0,78 và 0,68 tương ứng với 7; 23 và 19 kênh với kết quả cho thấy mật độ dòng nhiệt tăng khi giảm đường kính thủy lực và độ sụt áp trong trường hợp 23 kênh là lớn nhất.

Để tăng mật độ dòng nhiệt của thiết bị ngưng tụ Zhong cùng các cộng sự [28] đã sử dụng cơ chế tách lỏng và hơi riêng biệt trong thiết bị ngưng tụ R134a kênh micro (mẫu M1) và so sánh nó với thiết bị ngưng tụ kênh micro thông thường (mẫu M2) có cùng  $D_h = 1 \text{ mm}$ . Kết quả thực nghiệm với môi chất R134a thì hệ số truyền nhiệt trung bình của mẫu M1 cao hơn so với mẫu M2 trong điều kiện khi lưu lượng  $590 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  và tổn thất áp suất của mẫu M1 giảm từ 30,5 % đến 52,6 %. Thêm vào đó, quá trình truyền nhiệt khi ngưng của R134a bên trong 8 kênh micro bố trí nằm ngang, có với đường kính 0,77 mm được Goss và Passos [29] nghiên cứu. Kết quả đã chỉ ra lưu lượng và chất lượng hơi ảnh hưởng quan trọng đến mật độ dòng nhiệt, sự ảnh hưởng của nhiệt độ chất lưu ở trạng thái bão hòa và tổn thất nhiệt từ môi trường là không đáng kể.

Quá trình truyền nhiệt và giảm áp trong suốt quá trình ngưng tụ của môi chất R152a trong kênh micro tròn và vuông với đường kính thủy lực tương ứng 1,152 mm và 0,952 mm, chiều dài kênh tương ứng 0,336 m và 0,352 m, lưu chất giải nhiệt là

nước đã được nghiên cứu bởi Liu cùng các cộng sự [30]. Kết quả ghi nhận dòng nhiệt của kênh vuông cao hơn kênh tròn tại lưu lượng 200 kg/(m<sup>2</sup>.s) và 400 kg/(m<sup>2</sup>.s). Agarwal cùng các cộng sự [31] đã thực nghiệm quá trình ngưng tụ môi chất R134a cho 6 kênh micro không tròn nằm ngang bao gồm kênh hình vuông (17 kênh,  $D_h=0,762\text{mm}$ ), hình thùng (14 kênh,  $D_h = 0,799 \text{ mm}$ ), hình tam giác (19 kênh,  $D_h=0,839\text{mm}$ ), hình chữ nhật (20 kênh,  $D_h = 0,424 \text{ mm}$ ), hình chữ W (19 kênh,  $D_h=0,732\text{mm}$ ), hình chữ N (19 kênh,  $D_h = 0,536 \text{ mm}$ ) với lưu lượng thay đổi từ 150kg/(m<sup>2</sup>.s) đến 750 kg/(m<sup>2</sup>.s). Mật độ dòng nhiệt phụ thuộc vào độ khô đã được xác định với sai số trong các mô hình khoảng  $\pm 25\%$ .

Wang cùng các cộng sự [32] đã nghiên cứu phân tích sự giảm áp suất trong quá trình ngưng tụ R134a và NH<sub>3</sub> trong kênh micro vuông có  $D_h = 1 \text{ mm}$  cho mô hình dòng chảy tầng dạng hình vành khuyên. Kết quả đã chỉ ra mối quan hệ của sự giảm áp do ma sát dọc kênh theo độ khô của lưu chất cho 4 trường hợp lần lượt có lưu lượng của hơi đầu vào là 100, 300, 500 và 700 kg/(m<sup>2</sup>.s). Phân tích sự giảm áp trong nghiên cứu này chủ yếu dựa vào sự giảm áp do động năng, sự giảm áp do ma sát và sự giảm áp do lực trọng trường trong đó do ma sát là chính yếu. Kết quả tính toán về sự giảm áp này cho kết quả thấp hơn so với các nghiên cứu thực nghiệm.

Mghari cùng các cộng sự [33] đã mô phỏng số quá trình truyền nhiệt khi ngưng của môi chất dạng nanofluid trong 1 kênh micro vuông. Quá trình nghiên cứu được thực hiện cho 4 loại cặp môi chất gồm: nano đồng/ hơi nước, nano nhôm/ hơi nước, oxít đồng/ hơi nước và nano cacbon/ hơi nước. Kết quả đã được so sánh về truyền nhiệt khi ngưng và bề dày lớp ngưng của hơi nước. Các kết quả đã chỉ ra trong điều kiện tăng từ 0 – 5% các phân tử nano thì mật độ dòng nhiệt tăng 20%. Tuy nhiên khi tăng thành phần phân tử nano thì độ giảm áp suất cũng tăng. Ngoài ra, khi cùng đường kính thủy lực thì nanofluid sẽ có dòng nhiệt cao hơn, nhưng khi giảm đường kính thủy lực từ 200  $\mu\text{m}$  xuống 160  $\mu\text{m}$  thì sự gia tăng dòng nhiệt khi sử dụng nước khoáng cao hơn 9,5% đến 9,7% so với môi chất nano đồng/ hơi nước tương ứng tại 5% và 3%.

Jiang cùng các cộng sự [34] đã nghiên cứu thực nghiệm sự ngưng tụ của hỗn hợp ethanol và nước trong thiết bị ngưng tụ kênh micro, thiết bị nghiên cứu có 14 kênh hình thang ( $D_h = 165,87 \mu\text{m}$ ,  $L = 50 \text{ mm}$ ) và sử dụng vật liệu silicon wafer. Các thiết bị cân chính xác điện tử ( $\pm 0,01 \text{ g}$ ) được sử dụng để xác định lưu lượng nước ngưng, cảm biến nhiệt loại T ( $\pm 0,05 \text{ }^\circ\text{C}$ ) để đo nhiệt độ và áp suất của hơi ở đầu vào trong khoảng từ 0,14 - 0,25 MPa tương ứng nhiệt độ bão hòa từ 99 - 130  $^\circ\text{C}$ . Kết quả thực nghiệm đã quan sát được 6 mô hình dòng chảy gồm hình vành khuyên, hình vành khuyên – sọc, hình khuyên - sọc - đứt quãng, xáo trộn, phun, giọt phun và dòng bong bóng tương ứng với nồng độ ethanol là 2%, 4%, 6%, 20%, 31% và 60%. Một nghiên cứu thực nghiệm quá trình ngưng tụ của n-pentane cho dòng bong bóng chảy tầng trong kênh micro vuông ( $D_h = 553 \mu\text{m}$ ,  $L = 196 \text{ mm}$ ) bởi Achkar cùng các cộng sự [35], trong nghiên cứu này mối quan hệ về sự giảm vận tốc của lưu chất dọc theo chiều dòng chảy, đồng thời mối quan hệ giữa mật độ dòng nhiệt và đơn vị diện tích bề mặt bong bóng được xác định trong điều kiện lưu lượng thay đổi từ 3,78 đến 11,98  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ .

Quá trình ngưng tụ của hỗn hợp gồm hơi và khí không ngưng ( $\text{N}_2$ ) đã được Ma cùng các cộng sự [36] thực nghiệm trên thiết bị ngưng tụ bằng silicon wafer có 14 kênh micro hình thang ( $D_h = 139 \mu\text{m}$ ), nằm ngang và có chiều dài 50 mm, quá trình ngưng tụ được giải nhiệt bằng nước. Thực nghiệm được tiến hành bằng cách tăng lượng hơi từ 2% đến 5%. Ngoài kết quả mô hình dòng chảy giọt hình vành khuyên (annular – droplet) được quan sát tại chiều dài kênh 15 - 20 mm, độ giảm áp suất tại 2% và 5% khí không ngưng trong điều kiện lưu lượng từ 90 đến 210  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  cũng được xác định. Thêm vào đó đã chỉ ra một dự đoán về chỉ số Nu và so sánh với giá trị thực nghiệm kết quả cho sai số khoảng  $\pm 10\%$ .

Quan cùng các cộng sự [37] đã thực nghiệm quá trình ngưng tụ của hơi nước trong bốn trường hợp kênh silicon micro hình thang có đường kính thủy lực lần lượt là 109  $\mu\text{m}$ , 142  $\mu\text{m}$ , 151  $\mu\text{m}$  và 259  $\mu\text{m}$ . Kết quả thực nghiệm chỉ ra rằng sự giảm áp do ma sát của dòng hai pha chịu ảnh hưởng rất lớn bởi đường kính thủy lực, lưu lượng và độ khô của hơi. Kết quả về độ giảm áp suất này cũng được so sánh với phương

trình tương quan trong khoảng  $\pm 15\%$ . Quan cùng các cộng sự [38] đã kế thừa và phát triển mô hình thực nghiệm để nghiên cứu quá trình truyền nhiệt khi ngưng tụ dạng hình khuyên cho hơi nước bão hòa trong kênh micro hình thang có đường kính thủy lực 127  $\mu\text{m}$  và 173  $\mu\text{m}$ , có cùng chiều dài 60 mm và cùng tỉ lệ  $W_m/D_m = 3,15$ . Kết quả cũng chỉ ra rằng mật độ dòng nhiệt sẽ tăng khi giảm đường kính tương đương.

Fan cùng các cộng sự [39] đã thực nghiệm về độ giảm áp suất cho dòng hai pha của quá trình ngưng tụ của hơi nước trong thiết bị ngưng tụ kênh micro hình thang. Quá trình thí nghiệm được thực hiện trên 3 mẫu, mỗi mẫu có 14 kênh micro với  $D_h$  lần lượt 134,52  $\mu\text{m}$ , 138,72  $\mu\text{m}$  và 165,87  $\mu\text{m}$ . Trong điều kiện nhiệt độ nước giải nhiệt không đổi 20  $^\circ\text{C}$  và lưu lượng thay đổi lần lượt từ 20, 30 và 40 Lit/giờ. Kết quả đã chỉ ra mối quan hệ giữa độ giảm áp suất giữa đầu vào và đầu ra của thiết bị với lưu lượng hơi vào cho từng trường hợp lưu lượng nước giải nhiệt khác nhau. Đồng thời, sự phân bố áp suất của hơi trong từng vị trí của thiết bị cũng được xác định khi lưu lượng hơi thay đổi. Ma cùng các cộng sự [40] đã thực nghiệm quá trình ngưng của hơi nước trong kênh micro hình thang trong trường hợp kênh micro nằm ngang ( $D_h=161,49 \mu\text{m}$ ,  $W_{m(t)} = 7943,11 \mu\text{m}$ ,  $D_m = 81,77 \mu\text{m}$  và  $L_m = 50 \text{ mm}$ ), silicon wafer là vật liệu được sử dụng trong mẫu thí nghiệm, quá trình ngưng tụ thực hiện nhờ giải nhiệt bằng tấm đồng được làm lạnh bằng nước. Mẫu thí nghiệm được phân tích và chia thành 6 vùng có diện tích khác nhau, trong đó 5 vùng giá trị nhiệt độ được ghi nhận để xác định giá trị nhiệt độ trung bình tại từng vùng để xác định mật độ dòng nhiệt tại vị trí chuyển giao giữa các vùng để từ đó làm cơ sở xác định mật độ dòng nhiệt trung bình của mẫu thí nghiệm. Kết quả đã chỉ ra các mối quan hệ về tổn thất áp suất do ma sát, độ khô, mật độ dòng nhiệt, hệ số truyền nhiệt và nhiệt độ bề mặt của tấm kính phủ theo lưu lượng hơi từ 128 đến 320  $\text{kg}/(\text{m}^2.\text{s})$  cho hai trường hợp nhiệt độ nước giải nhiệt tại 30  $^\circ\text{C}$  và 50  $^\circ\text{C}$ .

Đánh giá mô hình dòng chảy hai pha và những đặc tính chuyển đổi của hơi nước trong quá trình ngưng tụ trên kênh micro silicon hình thang cho nhiều kích thước mặt cắt ngang khác nhau đã được thực hiện với Ma cùng các cộng sự [41]. Nghiên cứu

này đã thực hiện trên 3 mẫu đều có 14 kênh micro hình thang với  $D_h$  lần lượt là 138,72 $\mu\text{m}$ , 165,87  $\mu\text{m}$  và 134,52  $\mu\text{m}$ . Kết quả thực nghiệm về độ khô được kiểm chứng với dữ liệu từ mô phỏng số CFD cho sai số trong khoảng 10%.

Ngoài ra, sự tác động đa kênh cho dòng chảy khi ngưng tụ của hơi nước ở trạng thái bão hòa được Zhang cùng các cộng sự [42] thực nghiệm trên 3 kênh chữ nhật trên silicon, với kích thước mỗi kênh dài  $L_m = 5 \text{ mm}$ , rộng  $W_m = 800 \mu\text{m}$  và sâu  $D_m = 30 \mu\text{m}$ . Kết quả được ghi nhận rằng tốc độ tạo ra các bong bóng nhỏ ở 2 kênh ngoài cùng lớn hơn so với kênh giữa và khi áp suất hơi vào tăng thì tốc độ tạo bong bóng cũng tăng. Tuy nhiên tốc độ tạo bong bóng ở kênh giữa thay đổi nhiều trong khi tốc độ 2 kênh bên ngoài cùng ít thay đổi. Wu cùng các cộng sự [43] đã nghiên cứu mô hình dòng chảy của hơi nước trong quá trình ngưng tụ trong kênh micro hình chữ nhật có kích thước  $W_m = 483,4 \mu\text{m}$ ,  $D_m = 50,0 \mu\text{m}$  và  $L_m = 56,7 \text{ mm}$ . Mười kênh micro được gia công trên vật liệu silicon, phía trên được phủ lớp kính và các cặp nhiệt loại T cũng được bố trí dọc theo chiều dài kênh micro. Kết quả nghiên cứu đã quan sát được các chế độ dòng chảy: dòng chảy giọt hình vành khuyên, dòng phun và dòng chảy bong bóng – chậm. Trong đó dòng chảy giọt hình vành khuyên vẫn là dòng chiếm ưu thế trong kênh micro hình chữ nhật rộng ( $W_m/D_m = 9,668$ ).

Mghari và Cualous [44] đã nghiên cứu thực nghiệm và mô phỏng quá trình truyền nhiệt khi ngưng của hơi nước với nhiều điều kiện mật độ dòng nhiệt khác nhau trong 1 kênh micro hình chữ nhật có  $D_h = 305 \mu\text{m}$  và chiều dài  $L_m = 50 \text{ mm}$ , vật liệu silicon wafer. Kết quả đã chỉ ra có 4 mô hình dòng chảy được quan sát khi mật độ lưu lượng hơi vào thay đổi (75, 110, 125, 140 và 160  $\text{kg}/(\text{m}^2.\text{s})$ ), đồng thời cũng đã chỉ ra mối quan hệ nhiệt độ bề mặt, mật độ dòng nhiệt, hệ số truyền nhiệt và mật độ lưu lượng với độ khô của hơi ở đầu vào. Đồng thời kết quả mô phỏng số và thực nghiệm cũng được so sánh về mối quan hệ giữa vị trí ngưng tụ và hệ số truyền nhiệt, sai số giữa thực nghiệm và mô phỏng số cho hệ số truyền nhiệt là  $\pm 20\%$ . Chen cùng các cộng sự [45] đã nghiên cứu thực nghiệm 4 mô hình dòng chảy cho quá trình ngưng tụ của hơi nước trong thiết bị silicon có 10 kênh micro hình chữ nhật có  $D_h = 150 \mu\text{m}$  với bề



mặt không dính nước bằng cách mạ lớp vàng dày 20 nm. Kết quả đã chỉ ra khi kênh trở nên không dính nước thì xuất hiện các giọt lỏng ti ti bên trong các bong bóng và các mô hình cơ bản của dòng chảy hai pha bây giờ luôn có sự kết hợp bởi dòng chảy giọt. Ngoài ra một mối quan hệ giữa hệ số truyền nhiệt và sự thay đổi chỉ số Re của hơi trong khoảng 500 - 1000 tại điều kiện nhiệt độ nước tại đầu vào là 289,8 K và lưu lượng hơi là 1,2 cm<sup>3</sup>/s.

Kuo và Pan [46] đã nghiên cứu sự ảnh hưởng của sự thay đổi diện tích mặt cắt ngang dọc theo kênh đến quá trình ngưng tụ của hơi trong kênh micro silicon hình chữ nhật. Nghiên cứu này được thực hiện trên 3 mẫu có cùng  $D_h = 117 \mu\text{m}$ , chiều sâu kênh  $D_m = 70 \mu\text{m}$  và chiều dài kênh  $L_m = 20 \text{ mm}$ , nhưng mẫu thứ 1 có diện tích mặt cắt ngang không đổi dọc theo chiều dài kênh, mẫu thứ 2 có diện tích mặt cắt ngang giảm dần dọc theo chiều dài kênh và mẫu thứ 3 thì ngược lại có diện tích kênh tăng dần. Kết quả đã chỉ ra mô hình dòng chảy bong bóng chậm (slug bubble) xuất hiện dọc theo chiều dài kênh khi lưu lượng hơi vào từ  $2,5 \cdot 10^{-6}$  đến  $5 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$ . Nhiệt độ nước ngưng ở đầu ra của mẫu thứ 3 có giá trị thấp nhất, nhưng độ giảm áp suất là lớn nhất trong 3 mẫu thực nghiệm. Còn mẫu thứ 2 thì độ giảm áp suất là thấp nhất, nhưng nhiệt độ nước đầu ra giữa mẫu thứ 2 và thứ 3 có giá trị gần như nhau.

Odaymet [47] đã thực nghiệm trên mô hình dòng chảy chậm (slug) cho quá trình ngưng tụ của hơi nước trong 1 kênh micro vuông có đường kính thủy lực  $D_h = 350 \mu\text{m}$  và chiều dài kênh  $L_m = 50 \text{ mm}$ . Mật độ dòng nhiệt được xác định bằng các dữ liệu nhiệt độ đo bên mặt trong của vi kênh. Khi lưu lượng hơi tăng thì dòng nhiệt và số lượng bong bóng tăng.

Mghari cùng các cộng sự [48] đã nghiên cứu xác định các đặc tính truyền nhiệt khi ngưng của hơi nước với mô hình dòng chảy hình vành khuyên trong kênh micro với các hình dáng kênh khác nhau gồm hình vuông, hình chữ nhật và hình tam giác đều khi có cùng đường kính thủy lực  $D_h = 250 \mu\text{m}$ . Mô hình toán chỉ có 1 kênh duy nhất và các phương trình bảo toàn khối lượng, động lượng và năng lượng được xây dựng cho cả pha lỏng và hơi trong nghiên cứu quá trình truyền nhiệt khi ngưng. Mô

hình 2D được xây dựng với đầu vào là hơi bão hòa và ngưng tụ dọc theo phương nằm ngang z. Kết quả tính toán đã chỉ ra được chiều dày màng ngưng dọc theo phương z cho kênh micro vuông và chỉ số Nu trung bình phụ thuộc vào chỉ số Re cho các hình dạng kênh khác nhau đã được xác định. Tuy nhiên trong nghiên cứu này các tính chất của chất lưu được giả định là hằng số, bề mặt kênh là nhẵn, nhiệt độ của hơi dọc theo kênh được xem là hằng số.

Tiếp theo, Mghari cùng các cộng sự [49] đã tiếp tục cải tiến mô hình giảm đường kính thủy lực kênh micro từ 250  $\mu\text{m}$  xuống 80  $\mu\text{m}$  cho các hình dáng kênh không tròn cụ thể là các kênh micro hình vuông, hình chữ nhật và hình tam giác đều. Kết quả cải tiến trên cho thấy trong quá trình ngưng tụ của hơi nước khi giảm kích thước kênh thì chiều dày của màng ngưng giảm và mật độ dòng nhiệt tăng trung bình 39% khi cùng lưu lượng.

Một phân tích xác định vị trí chuyển tiếp chuyển từ trạng thái dòng chảy tầng hình khuyên sang dòng chảy không liên tục cho dòng chảy hai pha trong quá trình ngưng tụ của hơi nước bằng phương pháp tính toán với sự trợ giúp của phần mềm Matlab được thực hiện bởi Hao cùng các cộng sự [50]. Kết quả thực nghiệm và tính toán được thực hiện trên 4 mô hình cho các kênh micro có mặt cắt ngang không tròn bao gồm hình thang, hình chữ nhật, hình vuông và hình tam giác. Số liệu tính toán được so sánh với các số liệu thực nghiệm khác đã công bố trước đó. Kết quả chỉ ra vị trí chuyển tiếp phụ thuộc vào mật độ dòng nhiệt, lưu lượng hơi, đường kính thủy lực và hình dạng mặt cắt ngang kênh micro. Wong và Huang [51] đã thực nghiệm quá trình ngưng tụ của hơi nước trong ống thủy tinh thermosyphon có đường kính trong 4 mm, đường kính ngoài 6 mm và có chiều dài phần giải nhiệt là 250 mm. Lưu chất giải nhiệt là nước, dữ liệu nhiệt độ được thu thập bằng máy tính với phần mềm Logger. Kết quả đã chỉ ra sự thay đổi nhiệt độ của lưu chất làm việc theo chiều dài ống và theo thời gian khi công suất thiết bị thay đổi từ 35,6 W; 55,1 W; 72,9 W và 92,5 W. Trong nghiên cứu này chưa chỉ ra sự giảm áp lưu chất trong quá trình ngưng tụ.

Quá trình ngưng tụ của môi chất R22, R134a và R410A đã được Oh và Son [52] nghiên cứu trong một ống đồng kênh micro với đường kính là 1,77 mm, chiều dài 160 mm. Kết quả từ dữ liệu thực nghiệm đã chỉ ra hệ số truyền nhiệt trong quá trình ngưng tụ của R410A cao hơn so với R22 và R134a tại điều kiện nhiệt độ bão hòa duy trì 40 °C và lưu lượng thay đổi trong phạm vi từ 450 – 1050 kg/(m<sup>2</sup>.s). Còn hệ số truyền nhiệt của R22 và R134a được xem không khác biệt.

Azizi cùng các cộng sự [53] cũng đã nghiên cứu hệ số truyền nhiệt đối lưu và hệ số ma sát của bộ trao đổi nhiệt hình trụ kênh micro. Lưu chất giải nhiệt là dung dịch nano đồng, thiết bị được bố trí 86 kênh micro hình chữ nhật có đường kính thủy lực  $D_h = 526 \mu\text{m}$  và chiều dài  $L_m = 50 \text{ mm}$ . Kết quả thực nghiệm đã chỉ ra khi tỷ lệ của nano đồng trong dung dịch tăng từ 0,05% đến 0,3% thì nhiệt trở giảm đến 21%. Đồng thời sự có mặt của phân tử nano đồng làm tăng số Nu của dung dịch lên đến 43% và hệ số ma sát cũng tăng đến 45,5% so với nước nguyên chất.

Al-Zaidi cùng các cộng sự [54] đã thực nghiệm sự ảnh hưởng của lưu lượng và độ khô của môi chất lạnh, lưu lượng và nhiệt độ của nước giải nhiệt ở đầu vào đến hệ số truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ với kênh micro đặt nằm ngang. Kênh micro có  $D_h = 570 \mu\text{m}$ , dữ liệu thực nghiệm được ghi nhận trong điều kiện nhiệt độ hơi bão hòa của môi chất HFE-7100 là 60 °C, lưu lượng thay đổi từ 48 - 126 kg/(m<sup>2</sup>.s), lưu lượng nước giải nhiệt từ 0,5 – 1,1 lít/phút và nhiệt độ nước tại đầu vào từ 20 – 40 °C. Kết quả đã chỉ ra hệ số truyền nhiệt tăng khi tăng lưu lượng và giảm khi độ khô giảm. Sự ảnh hưởng của nước giải nhiệt đến hệ số truyền nhiệt không nhiều.

Zhang cùng cộng sự [55] đã nghiên cứu quá trình ngưng tụ của hỗn hợp ethanol – nước trong kênh micro không dính nước. Dữ liệu thực nghiệm đã chỉ ra bề mặt kỵ nước và nồng độ ethanol ảnh hưởng rất lớn đến quá trình ngưng tụ của hỗn hợp trong kênh micro. Vị trí ngưng tăng khi chỉ số Re tăng và giảm khi nồng độ ethanol giảm trong cùng điều kiện chỉ số Re.

RuiJiang cùng các cộng sự [56] đã thực nghiệm về sự giảm áp của dòng hai pha trong quá trình ngưng tụ của hỗn hợp ethanol và hơi nước trong 4 trường hợp của bộ

trao đổi nhiệt có 14 kênh micro, nhưng khác nhau về đường kính thủy lực lần lượt là 126,2  $\mu\text{m}$ ; 134,5  $\mu\text{m}$ ; 138,7  $\mu\text{m}$  và 155,0  $\mu\text{m}$ . Dữ liệu được thu thập trong điều kiện lưu lượng hơi vào từ 259,2 – 504,8  $\text{kg}/(\text{m}^2.\text{s})$  và nồng độ ethanol thay đổi từ 1 – 60%. Kết quả đã chỉ ra khi nồng độ ethanol không đổi, độ giảm áp suất giữa đầu vào và ra của thiết bị tăng khi tăng lưu lượng hỗn hợp đầu vào và giảm khi tăng nồng độ ethanol trong cùng điều kiện.

Iqbal và Pandey [57] đã nghiên cứu sự ảnh hưởng của quá trình di chuyển thoáng qua của lưu chất trong trường hợp một pha và hai pha trong kênh micro đơn có  $D_h=111 \mu\text{m}$ . Quá trình thực hiện trong điều kiện lưu lượng thay đổi từ 205 – 410 $\text{kg}/(\text{m}^2.\text{s})$  và mật độ dòng nhiệt từ 7,5 – 19,5  $\text{W}/\text{cm}^2$ . Dữ liệu thực nghiệm đã chỉ ra độ giảm áp suất thay đổi từ 10 – 36 kPa và kết quả này cũng đã so sánh với các nghiên cứu khác với sai số trong khoảng 7,5 – 13,5%.

Một thiết bị ngưng tụ kênh micro tách biệt hai dòng lỏng hơi đã được Zhong cùng các cộng sự [58] thực nghiệm và so sánh hệ số truyền nhiệt trung bình với thiết bị ngưng tụ kép với các dòng song song. Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra, trong điều kiện thực nghiệm lưu lượng môi chất R134a thay đổi từ 585 - 874  $\text{kg}/(\text{m}^2.\text{s})$  thì hệ số truyền nhiệt trung bình của thiết bị ngưng tụ có tách lỏng và hơi riêng biệt cao hơn từ 3,3 – 14,4% so với trường hợp dàn ngưng có các kênh song song. Công suất giải nhiệt của các ống ở hàng phía sau chỉ bằng khoảng 60% so với các ống ở hàng phía trước. Hơn nữa, khi chênh lệch nhiệt độ giữa môi chất và môi trường tăng thì khả năng truyền nhiệt ở các ống hàng sau càng giảm. Fayyadh cùng các cộng sự [59] đã thực nghiệm để đánh giá sự ảnh hưởng của quá trình sôi cho môi chất R134a trong bộ tản nhiệt có 25 kênh micro hình chữ nhật có  $D_h = 420 \mu\text{m}$  và bề dày vách ngăn cách giữa các kênh là 200  $\mu\text{m}$ . Kết quả đã chỉ ra hệ số truyền nhiệt tăng khi mật độ dòng nhiệt tăng và không ảnh hưởng bởi lưu lượng.

Yu cùng các cộng sự [60] đã thực nghiệm trên 3 thiết bị ngưng tụ kênh micro bao gồm: loại không có tách pha trong kênh, vách rắn tách pha đặt song song và loại vách rắn tách pha bố trí theo kiểu hình nón. Các thiết bị ngưng tụ kênh micro trên có bề

mặt ngưng tụ 25,0 mm x 3,0 mm và chiều sâu của kênh là 75  $\mu\text{m}$ . Với nước và hơi là lưu chất làm việc. Kết quả đã chỉ ra thiết bị ngưng tụ có vách rắn tách pha xếp theo dạng hình nón có hệ số truyền nhiệt tăng đến 74% và độ giảm áp suất giảm. Điều này có nghĩa rằng thiết bị ngưng tụ có vách rắn tách pha xếp theo dạng hình nón là tốt nhất trong 3 loại kể trên.

Shirsath và cộng sự [61] đã nghiên cứu quá trình ngưng tụ hơi nước bên dưới bề mặt có kết cấu nghiêng không thấm. Các kết quả đã chỉ ra quá trình ngưng giọt phía dưới các bề mặt tốt nhất ứng với góc nghiêng là 35°. Qin và cộng sự [62] đã nghiên cứu về đặc tính truyền nhiệt ngưng tụ của hỗn hợp không khí/hơi nước với các hạt tro dọc theo chùm ống nằm ngang. Trong điều kiện tỷ lệ khối lượng hơi nước là 10% và lưu lượng các hạt tro từ 0 - 6,5 g/m<sup>3</sup> thì hệ số tỏa nhiệt đối lưu giảm từ 339,6 đến 315,5 W/(m<sup>2</sup>.K), giảm 7,1%. Tại lưu lượng các hạt trong là 5,4 g/m<sup>3</sup> và lượng hơi nước tăng từ 5% lên 25%, hệ số tỏa nhiệt đối lưu tăng từ 201,8 đến 960,0 W/(m<sup>2</sup>.K), tăng 4,76 lần. Kleiner cùng các cộng sự [63] đã sử dụng mô hình CFD mô phỏng số quá trình ngưng tụ chất tinh khiết trên các ống nằm ngang bằng phương pháp VFM. Kết quả so sánh hệ số tỏa nhiệt bởi phương pháp này với kết quả tính toán lý thuyết và các kết quả mô phỏng khác và kể cả thực nghiệm đã chỉ ra phương pháp phân tích này có thể chính xác cao.

Từ các phân tích ở trên đã cho thấy đặc tính truyền nhiệt của quá trình ngưng tụ hơi nước trong thiết bị ngưng tụ kênh micro vuông giải nhiệt bằng nước là chưa hoàn thiện còn nhiều yếu tố ảnh hưởng trong các điều kiện và phạm vi khác nhau cần phải được nghiên cứu.

### **1.2.2. Tình hình nghiên cứu trong nước**

Đặng Thành Trung cùng các cộng sự [64] nghiên cứu nâng cao hiệu quả giải nhiệt cho đèn LED trong điều kiện nhiệt độ môi trường là 30 °C trong các trường hợp đối lưu tự nhiên và cưỡng bức với vận tốc gió từ 0,1 - 1,2 m/s. Kết quả nhiệt độ phía dưới bộ trao đổi nhiệt của đèn LED giảm từ 49,7 °C xuống còn 38,5 °C. Sai số giữa mô phỏng số và thực nghiệm là 8%.

Lê Bá Tân cùng các cộng sự [65] đã nghiên cứu sự ảnh hưởng của lưu lượng chất lưu đến khả năng giải nhiệt cho thiết bị bay hơi kênh micro vuông. Kết quả mô phỏng số đã chỉ ra với lưu lượng 0,4 g/s là tốt nhất và mật độ dòng nhiệt được tìm thấy là  $58\text{W}/\text{cm}^2$ , sai số giữa mô phỏng và thực nghiệm là 0,4%.

Nguyễn Trọng Hiếu và các cộng sự [66] nghiên cứu đặc tính truyền nhiệt trong thiết bị bay hơi kênh micro dùng môi chất  $\text{CO}_2$  bằng phương pháp mô phỏng số. Kết quả mô phỏng số đã chỉ ra trường nhiệt độ, vận tốc và áp suất cho mẫu thiết kế thiết bị bay hơi kênh micro ở điều kiện vận tốc gió 2 m/s. Đồng thời kết quả mô phỏng cũng chỉ ra sự ảnh hưởng của vận tốc gió trong phạm vi 2 m/s đến 5 m/s đến nhiệt độ  $\text{CO}_2$  tại đầu ra trong hai trường hợp lưu lượng  $\text{CO}_2$  là 1,6 g/s và 3,2 g/s.

Nguyễn Huy Bích [67] nghiên cứu ảnh hưởng của điều kiện biên nhiệt đến sự di chuyển của vi giọt chất lỏng trong microchannel. Trong nghiên cứu này phương pháp phần tử hữu hạn được sử dụng để giải hệ phương trình phi tuyến với các điều kiện biên trên cơ sở phần mềm Comsol multiphysics 4.3a. Tổng số phần tử kiểu tam giác trong mô hình toán được thiết lập là 14260 và số bậc tự do là 215406. Mô phỏng số về vận tốc và hướng di chuyển trong hai trường hợp vi giọt đẳng nhiệt và đoạn nhiệt được khảo sát trong khoảng thời gian 2 giây. Kết quả đã chỉ ra sự khác biệt rất lớn về đặc tính chuyển động của vi giọt chất lỏng khi thay đổi điều kiện biên nhiệt.

Từ các công trình nghiên cứu trên, mô phỏng số cho quá trình truyền nhiệt hai pha 3D cho toàn thiết bị chưa được công bố đầy đủ và chi tiết. Các nghiên cứu về quá trình chuyển pha, hình dáng kích thước ống góp, các hệ số truyền nhiệt tổng, độ giảm áp suất hay ảnh hưởng của lực trọng trường cho dòng chảy hai pha cũng còn khá khiêm tốn để tính toán thiết kế một thiết bị ngưng tụ kênh micro. Do vậy, việc tiếp tục nghiên cứu đặc tính truyền nhiệt của quá trình ngưng tụ trong bộ trao đổi nhiệt kênh micro là cần thiết.

### **1.3. Tính cấp thiết**

Tính ưu việt lớn nhất của thiết bị truyền nhiệt kênh micro/nano là mật độ dòng nhiệt lớn và kích thước nhỏ. Các hướng nghiên cứu về lĩnh vực này đóng vai trò quan

trọng cho công nghệ truyền nhiệt micro. Từ tổng quan các công trình nghiên cứu trong và ngoài nước đã chỉ ra quá trình ngưng tụ trong thiết bị ngưng tụ kênh micro phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố như: kích thước, hình dáng kênh micro, cách bố trí kênh, phương pháp giải nhiệt, loại lưu chất sử dụng, nhiệt độ và lưu lượng của chất lưu,...

Quá trình ngưng tụ của hơi nước được tìm thấy trong [9 - 11] và [37 - 51] với nhiều hình dạng kênh khác nhau như: hình thang, tam giác, hình tròn, chữ nhật và hình vuông. Kênh micro hình vuông có chỉ số hoàn thiện lớn thứ 2 sau kênh tròn [8] và [12], nhưng với thông số kích thước hình vuông thuận lợi để phát triển đa dạng các loại kênh có hình dáng không tròn khác. Bổ sung vào đó, trên thị trường các thiết bị trao đổi nhiệt với 10 kênh micro vuông hoặc hình chữ nhật được nhiều nhà sản xuất như Danfoss, Nikkei Siam,... đang áp dụng trên các thiết bị ngưng tụ cho điều hòa không khí.

Nước là chất lưu cơ bản có đầy đủ các tính chất vật lý và hóa học thuận lợi để nghiên cứu các qui luật chung cho thiết bị ngưng tụ kênh micro. Từ đó, nó làm tiền đề để phát triển qui luật cho các chất lưu khác trên các thiết bị và những ứng dụng cụ thể. Hiện nay, các đặc tính truyền nhiệt cho quá trình ngưng của hơi nước trong kênh micro là chưa được hoàn thiện. Cụ thể là trường nhiệt độ, độ giảm áp suất, mật độ dòng nhiệt và hệ số truyền nhiệt vì nó còn nhiều yếu tố ảnh hưởng cần phải được nghiên cứu tiếp (gia tốc trọng trường, sự khác biệt giữa dòng một pha và hai pha,..). Thêm vào đó, sự mô phỏng số cho quá trình ngưng tụ kênh micro trên toàn thiết bị với mô hình 3D rất ít được công bố và nhiều nghiên cứu chỉ thực hiện trên 1 kênh micro.

Bởi những lý do trên, việc thực hiện đề tài **“Nghiên cứu đặc tính quá trình ngưng tụ trong bộ trao đổi nhiệt kênh micro”** là cần thiết.

## **1.4. Mục tiêu đề tài**

### **1.4.1. Mục tiêu chung**

Xác định thông số làm việc của thiết bị ngưng tụ kênh micro bằng mô phỏng số và thực nghiệm nhằm mục đích cung cấp các dữ liệu khoa học cho các quá trình thiết kế và vận hành các thiết bị này, cũng như các thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro dòng lưu chất hai pha.

### **1.4.2. Mục tiêu cụ thể**

Xác định được sự ảnh hưởng của nhiệt độ, lưu lượng của hơi và của nước giải nhiệt đến trường nhiệt độ, độ giảm áp suất, mật độ dòng nhiệt và hệ số truyền nhiệt tổng của thiết bị ngưng tụ kênh micro.

## **1.5. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu**

Từ kết quả tổng quan của các nghiên cứu liên quan như đã thể hiện phía trên và mục tiêu của luận án, đối tượng và phạm vi nghiên cứu được đưa ra.

### **1.5.1. Đối tượng nghiên cứu**

Thiết bị ngưng tụ kênh micro vuông.

Các đặc tính truyền nhiệt: trường nhiệt độ, độ giảm áp suất, mật độ dòng nhiệt và hệ số truyền nhiệt.

### **1.5.2. Phạm vi nghiên cứu**

- Vật liệu chế tạo thiết bị kênh micro là hợp kim nhôm
- Kích thước kênh micro vuông:  $D_h = 500 \mu\text{m}$
- Công suất nhiệt lớn nhất 200 W
- Lưu chất sử dụng cho quá trình ngưng tụ là hơi nước bão hòa
- Lưu chất giải nhiệt là nước.



## **1.6. Cách tiếp cận và phương pháp nghiên cứu**

### **1.6.1. Cách tiếp cận**

Từ các nghiên cứu liên quan đi đến nghiên cứu các đối tượng cụ thể.

Từ các nghiên cứu liên quan đã được công bố ở các tạp chí uy tín trên thế giới, tác giả thực hiện một nghiên cứu tổng quan những đối tượng liên quan đến lĩnh vực của đề tài, từ đó xác định được những vấn đề các nghiên cứu trước đã giải quyết, những vấn đề chưa giải quyết và cần giải quyết. Từ đó đề tài đi đến giải quyết các đối tượng cụ thể mà các nghiên cứu trước còn tồn tại.

### **1.6.2. Phương pháp nghiên cứu**

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

Phương pháp tổng quan: Các bài báo khoa học từ các nguồn tài liệu uy tín nhất hiện nay (Sciencedirect, Springer, TaylorFrancis,...) được tác giả tải về đọc, phân tích để tìm ra những vấn đề các nhà khoa học đi trước còn tồn tại, chưa giải quyết.

Phương pháp phân tích lý thuyết: Nhóm nghiên cứu đưa ra đối tượng nghiên cứu, thiết kế mô hình, dùng phần mềm COMSOL Multiphysics phiên bản 5.2a để giải các phương trình toán học. Tiếp theo đó, tác giả đã thực hiện kiểm chứng kết quả mô phỏng số và đồng thời cũng so sánh kết quả với các công bố liên quan khác.

Phương pháp thực nghiệm: Hệ thống thí nghiệm được thực hiện cho hai thiết bị ngưng tụ kênh micro có công suất nhiệt 150 W và 200 W. Thời gian thực hiện thực nghiệm từ 04/2013 đến nay tại Phòng Thí nghiệm Truyền Nhiệt - Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM.

Phương pháp xử lý dữ liệu: Từ các kết quả thực nghiệm, tác giả đã phân tích và lựa chọn những dữ liệu phù hợp, tìm ra các quy luật liên quan đến quá trình truyền nhiệt và dòng chảy lưu chất.

## 1.7. Nội dung nghiên cứu

1. Tổng quan các nghiên cứu liên quan đến quá trình truyền nhiệt trong thiết bị ngưng tụ kênh micro, tìm ra các tồn tại của các nghiên cứu trước, từ đó đưa ra động lực thực hiện đề tài.

2. Đưa ra cơ sở lý thuyết, tính toán thiết kế sơ bộ các thiết bị ngưng tụ kênh micro. Các mẫu này sẽ được import vào phần mềm chuyên dụng cho mô phỏng số.

3. Đánh giá sự ảnh hưởng của hình dáng và kích thước ống góp đến quá trình chuyển pha của hơi nước trong thiết bị ngưng tụ kênh micro bằng phương pháp mô phỏng số.

4. Mô phỏng số đánh giá sự ảnh hưởng của nhiệt độ hơi bão hòa và kích thước kênh đến quá trình ngưng tụ của hơi nước trong thiết bị ngưng tụ kênh micro.

5. Mô phỏng quá trình chuyển pha của hơi nước trong thiết bị ngưng tụ kênh micro để đánh giá sự ảnh hưởng của lưu lượng hơi đầu vào đến nhiệt độ nước ngưng tại đầu ra.

6. Nghiên cứu thực nghiệm quá trình ngưng tụ của hơi nước cho các thiết bị ngưng tụ kênh micro trong nhiều điều kiện khác nhau để đánh giá hiệu quả truyền nhiệt của thiết bị.

## CHƯƠNG 2: NGHIÊN CỨU LÝ THUYẾT

### 2.1. Cơ sở lý thuyết về truyền nhiệt và thiết bị trao đổi nhiệt

Cơ sở lý thuyết về truyền nhiệt trong kênh micro cũng được kế thừa từ cơ sở lý thuyết về truyền nhiệt truyền thống (kênh macro).

#### 2.1.1. Các định luật và tiêu chuẩn đồng dạng

##### a. Định luật Fourier

Quá trình dẫn nhiệt trong chất lỏng và chất rắn luôn tuân theo định luật Fourier. Chiều của mật độ dòng nhiệt luôn ngược với chiều của gradient nhiệt độ [68].

$$q = -\lambda \cdot \nabla T \quad (2.1)$$

Trong đó:

$q$  là mật độ dòng nhiệt,  $W/m^2$

$\nabla T$  là gradient nhiệt độ,  $K/m$

$\lambda$  là hệ số dẫn nhiệt,  $W/(m.K)$

$$\lambda = \begin{bmatrix} \lambda_{xx} & \lambda_{xy} & \lambda_{xz} \\ \lambda_{xy} & \lambda_{yy} & \lambda_{yz} \\ \lambda_{xz} & \lambda_{yz} & \lambda_{zz} \end{bmatrix}$$

##### b. Định luật Newton-Richman

Mật độ dòng nhiệt của chất lưu trên bề mặt vật rắn được xác định theo định luật Newton-Richman khi biết được điều kiện kiên loại 3 [52].

$$q = \alpha \cdot \Delta T \quad (2.2)$$

Trong đó:

$q$  là mật độ dòng nhiệt,  $W/m^2$

$\alpha$  là hệ số tỏa nhiệt đối lưu,  $W/(m^2.K)$

$\Delta T$  là độ chênh nhiệt độ giữa bề mặt vật rắn với chất lưu,  $K$

### c. Các tiêu chuẩn đồng dạng

Tiêu chuẩn Nusselt

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\lambda} \quad (2.3)$$

Ở đây  $D_h$  là kích thước tính toán, m

Tiêu chuẩn Reynolds

$$Re = \frac{\omega \cdot D_h}{\nu} \quad (2.4)$$

Trong đó:

$\omega$  là vận tốc, m/s

$\nu$  là độ nhớt động học,  $m^2/s$

Tiêu chuẩn Grashoff

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (2.5)$$

Trong đó:

$g$  là gia tốc trọng trường,  $m/s^2$

$\beta$  là hệ số dẫn nở nhiệt,  $1/K$

$L$  là kích thước tính toán, m

Tiêu chuẩn Prandtl

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (2.6)$$

Với  $a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$  là hệ số khuếch tán nhiệt,  $m^2/s$

## 2.1.2. Cơ sở lý thuyết về dòng hai pha và thiết bị ngưng tụ kênh micro.

### a. Dòng hai pha

Tỉ lệ thể tích  $\varphi$  là tỉ số giữa thể tích pha hơi và thể tích của hỗn hợp, đây là thông số quan trọng được áp dụng trong tính toán dòng hai pha,  $\varphi$  có giá trị từ 0 đến 1.

$$\varphi = \frac{V_s}{V_s + V_l} \quad (2.7)$$

Trong đó:

$V_s$  là thể tích pha hơi,  $m^3$

$V_l$  là thể tích pha lỏng,  $m^3$

Xét một mặt cắt ngang bất kỳ trên dòng kênh micro, tỉ lệ thể tích được xác định là tỉ số giữa diện tích pha hơi chiếm chỗ  $A_s$  ( $m^2$ ) so với tổng diện tích pha lỏng  $A_l$  ( $m^2$ ) và pha hơi  $A_s$  ( $m^2$ ) [69].

$$\varphi = \frac{A_s}{A_l + A_s} \quad (2.8)$$

Độ khô  $x$  được định nghĩa là tỉ số của khối lượng hơi trong hỗn hợp trên tổng khối lượng hỗn hợp. Để xác định trạng thái của chất lưu trong các thiết bị trao đổi nhiệt thường được tính theo tỉ số của lưu lượng hơi trên lưu lượng của hỗn hợp tuần hoàn,  $x$  có giá trị từ 0 đến 1.

$$x = \frac{m_s}{m_s + m_l} \quad (2.9)$$

Trong đó:

$m_s$  là lưu lượng hơi,  $kg/s$

$m_l$  là lưu lượng lỏng,  $kg/s$

Khi kích thước kênh càng nhỏ thì chế độ dòng chảy, sự tỏa nhiệt và độ giảm áp suất của dòng hơi khi ngưng càng chịu sự chi phối bởi sức căng bề mặt nhiều.

Đây là sự khác biệt lớn nhất giữa thiết bị ngưng tụ kênh micro và thiết bị ngưng tụ truyền thống.

Quá trình ngưng tụ xảy ra dọc theo chiều dài kênh, nên tại mỗi vị trí mặt cắt ngang của dòng kênh thì tỉ lệ thể tích  $\varphi$  và độ khô  $x$  có giá trị khác nhau và chúng phân bố dọc chiều dài kênh. Mối quan hệ giữa tỉ lệ thể tích và độ khô tại mặt cắt ngang được xác định bởi phương trình Baroczy theo [15], [30] và [70].

$$\varphi = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,74} \cdot \left( \frac{\rho_s}{\rho_l} \right)^{0,65} \cdot \left( \frac{\mu_l}{\mu_s} \right)^{0,13} \right]^{-1} \quad (2.10)$$

Trong đó:

$\rho_s, \rho_l$  là khối lượng riêng của hơi và lỏng bão hòa,  $\text{kg/m}^3$

$\mu_s, \mu_l$  là độ nhớt động lực học của hơi và lỏng bão hòa,  $\text{Ns/m}^2$

Hằng số Laplace [69] được trình bày như công thức (2.11). Trong kênh có đường kính thủy lực  $D_h$  thì điều kiện để xác định dòng lưu chất chịu sự ảnh hưởng của sức căng bề mặt lớn hơn lực trọng trường là  $L_{lap} > D_h$ .

$$L_{lap} = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_s)}} \quad (2.11)$$

Trong đó:

$L_{lap}$  là hằng số Laplace, m

$\sigma$  là sức căng bề mặt, N/m

$\rho_l, \rho_s$  là khối lượng riêng của lỏng và hơi,  $\text{kg/m}^3$

## **b. Phương trình truyền nhiệt**

Dòng nhiệt truyền từ quá trình ngưng tụ của hơi sang nước giải nhiệt phụ thuộc vào hệ số truyền nhiệt tổng, diện tích trao đổi nhiệt và độ chênh nhiệt độ trung bình logarit [27].

$$Q = k.F.\bar{\Delta t}, W \quad (2.12)$$

Trong đó:

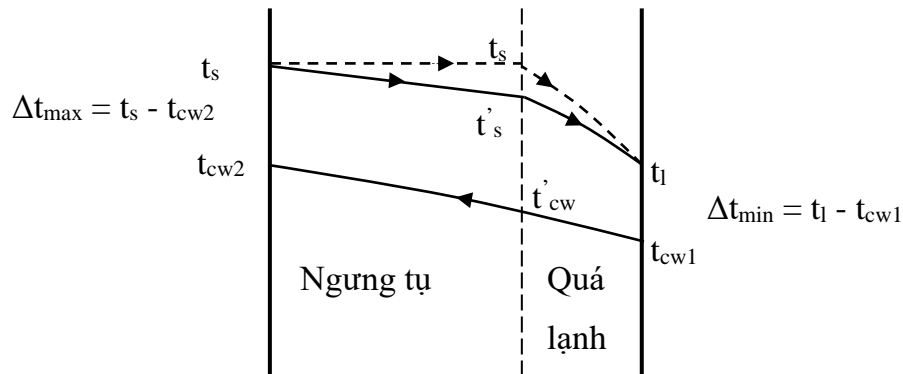
$Q$  là công suất thiết bị ngưng tụ,  $W$

$k$  là hệ số truyền nhiệt,  $W/(m^2.K)$

$F$  là diện tích truyền nhiệt,  $m^2$

$\bar{\Delta t}$  là độ chênh nhiệt độ trung bình logarit,  $\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}\right)}, ^\circ C$

Như đã phân tích ở trên, đối với kênh micro sức căng bề mặt chi phối rất lớn đến quá trình tỏa nhiệt và độ giảm áp suất khi ngưng. Do đó, quá trình ngưng tụ dọc theo chiều dài kênh micro không được xem là đẳng áp và đẳng nhiệt. Vì vậy sơ đồ xác định  $\Delta t_{\max}$  và  $\Delta t_{\min}$  cho thiết bị ngưng tụ giải nhiệt nước được thể hiện như hình 2.1.



**Hình 2.1:** Sơ đồ xác định  $\Delta t_{\max}$  và  $\Delta t_{\min}$

Chỉ xét giai đoạn ngưng tụ

$$\bar{\Delta t}_{nt} = \frac{(t_s - t_{cw2}) - (t'_s - t'_{cw})}{\ln\left(\frac{t_s - t_{cw2}}{t'_s - t'_{cw}}\right)} \quad (2.13)$$

Chỉ xét giai đoạn quá lạnh

$$\bar{\Delta t}_{ql} = \frac{(t'_s - t'_{cw}) - (t_l - t_{cw1})}{\ln\left(\frac{t'_s - t'_{cw}}{t_l - t_{cw1}}\right)} \quad (2.14)$$

Hệ số truyền nhiệt của thiết bị

$$k = \frac{Q}{F \cdot \Delta t}, \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (2.15)$$

### c. Phương trình cân bằng nhiệt

Phương trình cân bằng nhiệt được áp dụng để phân tích các dòng nhiệt cho thiết bị ngưng tụ kênh micro [72]

$$Q_{s-1} = Q_{cw} + Q_a \quad (2.16)$$

Trong đó:

$Q_{s-1}$  là dòng nhiệt tỏa ở phía hơi, W

$Q_{cw}$  là dòng nhiệt nước giải nhiệt nhận được, W

$Q_a$  là dòng nhiệt nhả ra môi trường xung quanh, W

Gọi  $m$  và  $h$  lần lượt là lưu lượng khối lượng và enthalpy thì  $Q_{s-1}$  và  $Q_{cw}$  được xác định theo (2.17) và (2.18) như Ding [73]. Gọi  $F_w$ ,  $\alpha_a$ ,  $t_w$ ,  $t_a$  lần lượt là diện tích bề mặt xung quanh của thiết bị, hệ số tỏa nhiệt từ thiết bị đến môi trường xung quanh, nhiệt độ trung bình của bề mặt thiết bị và nhiệt độ không khí môi trường xung quanh thì  $Q_a$  được xác định theo công thức (2.19).

$$Q_{s-1} = m_s \cdot (h_s - h_l) \quad (2.17)$$

$$Q_{cw} = m_{cw} \cdot (h_{cw2} - h_{cw1}) \quad (2.18)$$

$$Q_a = \alpha_a \cdot F_w \cdot (t_w - t_a) \quad (2.19)$$

Vậy phương trình cân bằng nhiệt (2.16) được viết lại:

$$m_s \cdot (h_s - h_l) = m_{cw} \cdot (h_{cw2} - h_{cw1}) + F_w \cdot \alpha_a \cdot (t_w - t_a) \quad (2.20)$$

Trong đó:

$m_s$  là lưu lượng hơi, kg/s.



$m_{cw}$  là lưu lượng nước giải nhiệt, kg/s

$h_s, h_l$  lần lượt là enthalpy của hơi ở đầu vào và nước ngưng ở đầu ra, kJ/kg

$h_{cw1}, h_{cw2}$  lần lượt là enthalpy của nước giải nhiệt tại đầu vào và đầu ra, kJ/kg

$F_w$  là diện tích tiếp xúc với môi trường xung quanh, m<sup>2</sup>

$\alpha_a$  là hệ số tỏa nhiệt của không khí trên bề mặt  $F_w$ , W/(m<sup>2</sup>.K)

$t_w, t_a$  lần lượt nhiệt độ tại bề mặt  $F_w$  và nhiệt độ môi trường xung quanh, °C

#### **d. Độ giảm áp suất:**

Độ giảm áp suất  $\Delta p$  của thiết bị ngưng tụ kênh micro là hiệu của áp suất hơi ở đầu vào và áp suất của nước ngưng ở đầu ra.

$$\Delta p = p_1 - p_2, \text{ Pa} \quad (2.21)$$

Trong đó:

$p_1$  là áp suất của hơi ở đầu vào, (Pa)

$p_2$  là áp suất của lỏng ở đầu ra, (Pa)

Độ giảm áp suất trong quá trình ngưng tụ theo Garimella [69] là tổng tổn thất áp suất cục bộ, tổn thất áp suất dọc đường và độ giảm áp suất trong quá trình ngưng.

$$\Delta p = \Delta p_{ms} + \Delta p_{cb} + \Delta p_{s-l} \quad (2.22)$$

Trong đó:

$\Delta p_{ms}$  là tổn thất áp suất dọc đường do ma sát, Pa

$\Delta p_{cb}$  là tổn thất áp suất cục bộ, Pa

$\Delta p_{s-l}$  là độ giảm áp suất trong quá trình ngưng, Pa

Độ giảm áp suất do ma sát cho dòng hai pha trong kênh micro [71] được mô tả theo (2.23)-(2.27). Trong đó  $\phi_1^2, \phi_s^2$  là hệ số nhân hai pha cho thành phần lỏng và hơi tại vị trí có độ khô  $x$ .

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{sl} = \phi_1^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \phi_v^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_s \quad (2.23)$$

Trường hợp ở các vị trí chỉ có lỏng hoặc chỉ có hơi:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{sl} = \phi_{lo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} = \phi_{so}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{so} \quad (2.24)$$

Gradient áp suất tại mặt cắt ngang có độ khô  $x$ , cho pha lỏng và pha hơi:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \frac{f_l G^2 (1-x)^2}{2\rho_l D_h} \quad (2.25)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_s = \frac{f_s G^2 x^2}{2\rho_s D_h} \quad (2.26)$$

Trong trường hợp chỉ có lỏng ( $x = 0$ ) và chỉ có hơi ( $x = 1$ ) thì gradient áp suất này được viết lại như sau:  $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} = \frac{f_{lo} \cdot G^2}{2\rho_l \cdot D_h}$  và  $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{so} = \frac{f_{so} \cdot G^2}{2\rho_s \cdot D_h}$

Để tính toán độ giảm áp suất do má sát trong quá trình tỏa nhiệt khi ngưng thông số Martinelli ( $\chi$ ) được sử dụng theo (2.27).

$$\chi^2 = \frac{(dp/dz)_l}{(dp/dz)_s} = \phi_s^2 / \phi_l^2 \quad (2.27)$$

Với  $(dp/dz)_l$  và  $(dp/dz)_s$  là gradient áp suất tại mặt cắt ngang có độ khô  $x$  tương ứng cho pha lỏng và pha hơi.  $\phi_l^2$ ,  $\phi_s^2$  là hệ số nhân hai pha cho thành phần lỏng và hơi tại vị trí có độ khô  $x$ ,  $f$  là hệ số ma sát,  $G$  là mật độ lưu lượng ( $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$ ). Ký hiệu dưới chân:  $s, l$  lần lượt tính cho hơi và cho lỏng;  $so, lo$  tương ứng chỉ có hơi và chỉ có lỏng;  $sl$  là tính cả hai pha.

#### e. Chỉ số hoàn thiện

$$\zeta = Q/\Delta p, \text{ W/Pa} \quad (2.28)$$

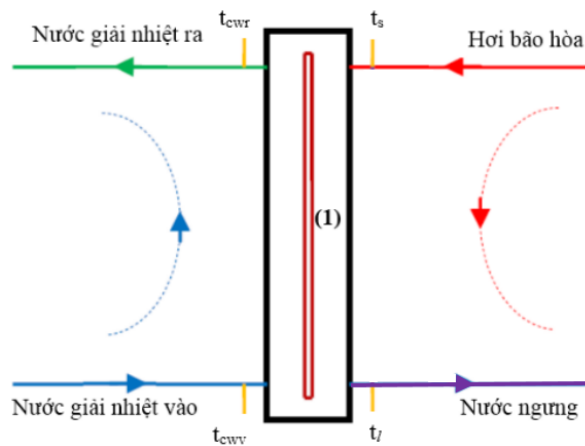
Chỉ số  $\zeta$  ở đây là tỉ số giữa công suất và độ giảm áp suất của thiết bị.

## 2.2. Tính toán thiết kế thiết bị ngưng tụ kênh micro

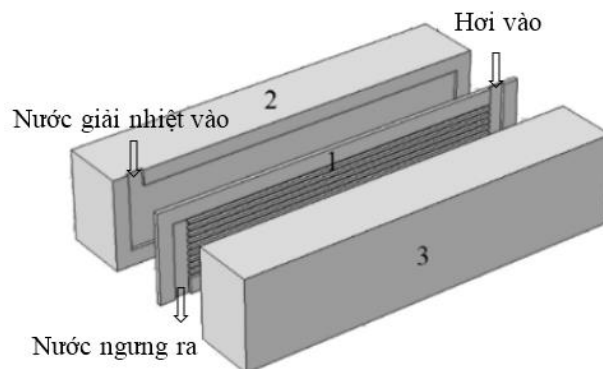
### 2.2.1. Thông số đầu vào.

Thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro thường được ứng dụng để giải nhiệt hoặc cấp nhiệt cho các thiết bị có yêu cầu kích thước nhỏ. Dựa vào các nghiên cứu liên quan đã công bố và so sánh đánh giá với các nghiên cứu khác. Công suất thiết kế cho hai mẫu kiểm tra được chọn là 150 W và 200 W tương ứng với tên gọi là W150 và W200 (được giải thích trong mục 2.2.7 về thông số các mẫu thiết kế).

Sơ đồ bố trí các dòng lưu chất cho mẫu thiết kế (hình 2.2), quá trình trao đổi nhiệt là ngược chiều và kênh micro được bố trí nằm ngang.



(a) Vòng tuần hoàn chất lưu phía hơi và phía nước giải nhiệt.



(b) Bố trí kênh micro và kênh giải nhiệt nước.

(1) Thiết bị ngưng tụ kênh micro; (2) và (3) là PMMA

**Hình 2.2:** Sơ đồ bố trí các dòng lưu chất

## 2.2.2. Xác định đường kính thủy lực và số lượng kênh cho W150 (150 W)

### a. Đường kính thủy lực kênh micro vuông $D_h$

Áp suất của nước ngưng tại đầu ra thiết bị ngưng tụ là áp suất môi trường xung quanh,  $p_2 = 1,013.10^5$  Pa.

Từ (2.11) tính hằng số  $L_{lap}$  cho nước và hơi nước bão hòa tại 100 °C. Tra bảng nước và hơi nước bão hòa [74] ta có:  $\sigma = 588,6.10^{-4}$  N/m;  $\rho_l = 958,4$  kg/m<sup>3</sup>;  $\rho_s = 0,598$  kg/m<sup>3</sup>.

$$L_{lap} = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_s)}} = \sqrt{\frac{588,6.10^{-4}}{9,81(958,4 - 0,598)}} = 2503 \text{ } \mu\text{m}$$

Vậy theo [69] đối với lưu chất là nước và hơi nước thì các kênh có  $D_h < L_{lap}$  được xem là kênh micro. Để thuận lợi cho việc chế tạo và so sánh các kết quả nghiên cứu khác, trong thiết kế này chọn kênh micro vuông có  $D_h = 500 \text{ } \mu\text{m}$ .

Mặt khác, bằng thực nghiệm quá trình ngưng tụ hơi nước trong kênh có đường kính thủy lực 171  $\mu\text{m}$  [46] có độ giảm áp suất trong phạm vi từ 20 đến 30 kPa. Nếu cùng lưu lượng hơi ở đầu vào mà đường kính thủy lực lớn hơn thì  $\Delta p$  sẽ có giá trị nhỏ hơn. Do đó, với  $D_h = 500 \text{ } \mu\text{m}$  thì  $\Delta p = \Delta p_{min} = 20$  kPa.

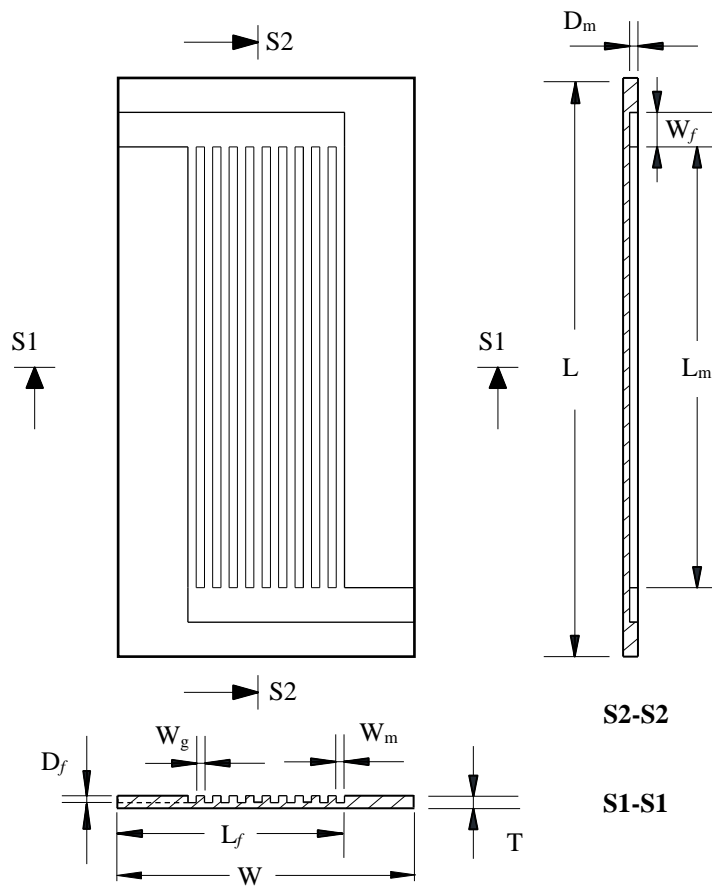
$$\text{Từ (2.12) } \Rightarrow p_1 = p_2 + \Delta p = 1,013.10^5 + 20.10^3 = 1,213.10^5 \text{ Pa.}$$

Tra bảng thông số vật lý của hơi nước trên đường bão hòa [74], xác định được nhiệt độ của hơi bão hòa khô ở đầu vào là  $t_s = 105$  °C.

Kiểm tra lại  $L_{lap}(t_s = 105^\circ\text{C})$ :  $\sigma = 578,8.10^{-4}$  N/m;  $\rho_l = 954,7$  kg/m<sup>3</sup>;  $\rho_s = 0,712$  kg/m<sup>3</sup> (Tham khảo chi tiết trong phụ lục 2 và 3).

$$L_{lap} = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_s)}} = \sqrt{\frac{578,8.10^{-4}}{9,81(954,7 - 0,712)}} = 2487 \text{ } \mu\text{m} > 500 \text{ } \mu\text{m}$$

Vậy với W150 chọn kênh micro vuông  $D_h = 500 \text{ } \mu\text{m}$  ( $W_m = 500 \text{ } \mu\text{m}$ ,  $D_m = 500 \text{ } \mu\text{m}$ ). Chi tiết chiều dài chiều rộng kênh micro như hình 2.3.



**Hình 2.3:** Chi tiết các thông số hình học cho mẫu W150

**b. Xác định số lượng kênh micro**

Lưu lượng hơi bão hòa khô: Tra bảng hơi nước bão hòa tại 105 °C và nước bão hòa tại 100 °C, [74]. Ta có  $h_s = 2683,65 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_l = 419,1 \text{ kJ/kg}$ .

$$m_s = \frac{Q_{s-1}}{h_s - h_l} = \frac{150 \cdot 10^{-3}}{2683,65 - 419,1} = 0,066 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s} \tag{2.29}$$

Vậy lưu lượng hơi bão hòa khô được xác định là  $m_s = 0,066 \text{ g/s}$

Phân tích kết quả vận tốc của khí ( $j_s$ ) và lỏng ( $j_l$ ) qua mặt cắt ngang [75] cho các kênh micro tròn (đường kính: 530; 250; 100 and 50  $\mu\text{m}$ ):  $0,02 < j_s < 72,98 \text{ m/s}$  và  $0,01 < j_l < 5,77 \text{ m/s}$ . Do đó, với đường kính  $D_h = 500 \mu\text{m}$ , chọn vận tốc hơi bão hòa khô có giá trị trung bình theo điều kiện ở trên:  $j_s = 37 \text{ m/s}$ .

Gọi  $n$  là số kênh micro vuông có  $D_h = 500$  ( $W_m = 500 \mu\text{m}$ ,  $D_m = 500 \mu\text{m}$ ).

$$j_s = \frac{m_s}{\rho_s \cdot n \cdot W_m \cdot D_m} \quad (2.30)$$

Số lượng kênh micro:

$$n = \frac{m_s}{\rho_s \cdot W_m \cdot D_m \cdot j_s} = \frac{0,066238 \cdot 10^{-3}}{0,712 \cdot 500 \cdot 10^{-6} \cdot 500 \cdot 10^{-6} \cdot 37} = 10,02 \text{ kênh}$$

Vậy chọn số lượng kênh micro cho thiết bị ngưng tụ là 10.

Tính toán lại vận tốc hơi ( $j_s$ ) và vận tốc lỏng ( $j_l$ ) trung bình qua qua mặt cắt ngang ở đầu vào và đầu ra của 1 kênh micro.

$$j_s = \frac{m_s}{\rho_s \cdot n \cdot W_m \cdot D_m} = \frac{0,066 \cdot 10^{-3}}{0,712 \cdot 10 \cdot 500 \cdot 10^{-6} \cdot 500 \cdot 10^{-6}} = 37,079 \text{ m/s}$$

$$j_l = \frac{m_s}{\rho_l \cdot n \cdot W_m \cdot D_m} = \frac{0,066 \cdot 10^{-3}}{958,4 \cdot 10 \cdot 500 \cdot 10^{-6} \cdot 500 \cdot 10^{-6}} = 0,028 \text{ m/s}$$

So  $j_l = 0,028 \text{ m/s}$  và  $j_s = 37,079 \text{ m/s}$  với điều kiện [75] đã phân tích ở trên, thì 10 kênh micro được chọn cho thiết bị ngưng tụ là hoàn toàn phù hợp. Hơn nữa, số lượng này còn tìm thấy ở các thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro hiện nay có mặt trên thị trường như mục 1.3 đã đề cập.

Các thông số hình học chi tiết cho W150 như hình 2.3. Trong đó, khoảng cách giữa kênh được chọn  $W_g = 500 \mu\text{m}$  để đảm bảo độ cứng vững khi gia công và lắp đặt, đồng thời để so sánh với các nghiên cứu khác. Vật liệu chế tạo: Hợp kim nhôm 92% Al, 8% Mg có chiều dày 0,7 mm và có hệ số dẫn nhiệt là 201 W/(m.K).

Đến đây mục tiêu bài toán còn lại là xác định chiều dài kênh micro ( $L_m$ ) để đáp ứng khả năng ngưng tụ hoàn toàn lượng hơi bão hòa khô ( $x = 1$ ) trở thành lỏng hoàn toàn ( $x = 0$ ) trong điều kiện nói trên.

### 2.2.3. Tính toán nhiệt

Lưu lượng nước giải nhiệt cho thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro nhỏ, mật độ dòng nhiệt lớn nên độ chênh nhiệt độ của nước giải nhiệt phải lớn. Thực vậy, phân tích kết quả mô phỏng quá trình giải nhiệt cho thiết bị kênh micro, với lưu lượng nước giải nhiệt 0,0478 g/s, nhiệt độ tại đầu vào là 30 °C và ở vị trí đầu ra đạt 71 °C [76]. Một dự đoán lưu lượng nước giải nhiệt trong bài toán này sẽ lớn hơn 0,0478 g/s vì  $m_s=0,066$  g/s. Từ lý luận đó, độ chênh nhiệt độ của nước giải nhiệt  $\Delta t_{cw} = 35$  °C là phù hợp cho thiết kế này. Nhiệt độ nước giải nhiệt ở đầu vào  $t_{cw1} = 29$  °C là nhiệt độ bầu ướ (nhiệt độ nhiệt kế ướ) tại Tp.HCM, nhiệt độ nước giải nhiệt tại đầu ra  $t_{cw2}=t_{cw1}+ \Delta t_{cw} = 64$ °C.

Phân tích kết quả mô phỏng từ [76] thì tổn thất nhiệt ra môi trường xung quanh là 5%, kết quả thực nghiệm ở [72] thể hiện dòng nhiệt tỏa của hơi ngưng thải ra môi trường nhỏ hơn 7%. Vì vậy, bài toán thiết kế này chọn dòng nhiệt nhả ra môi trường  $Q_a = 5\% Q_{s-1}$ . Từ phương trình (2.23) ở trên suy ra công suất của nước giải nhiệt được xác định theo (2.31).

$$Q_{cw} = Q_{s-1} - Q_a = (1 - 0,05).Q_{s-1} = 0,95.150 = 142,5 \text{ W} \quad (2.31)$$

$$\text{mà } Q_{cw} = m_{cw} \cdot (h_{cw2} - h_{cw1}) = m_{cw} \cdot (c_{pcw2} \cdot t_{cw2} - c_{pcw1} \cdot t_{cw1}) \quad (2.32)$$

Tra bảng thông số vật lý của nước [74] tại nhiệt độ  $t_{cw1} = 29$  °C và  $t_{cw2} = 64$  °C ta được nhiệt dung riêng đẳng áp của nước lần lượt là  $c_{pcw1} = 4,175$  kJ/(kg.°C) và  $c_{pcw2}=4,182$  kJ/(kg.°C).

Từ đây, lưu lượng nước giải nhiệt được xác định:

$$m_{cw} = \frac{Q_{cw}}{c_{pcw2} \cdot t_{cw2} - c_{pcw1} \cdot t_{cw1}} = \frac{142,5}{4,182 \cdot 64 - 4,175 \cdot 29} = 0,972 \text{ g/s} \quad (2.33)$$

### 2.2.4. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu $\alpha_{cw}$ phía nước giải nhiệt

Gọi  $t_{cw}$  là nhiệt độ trung bình của nước giải nhiệt

$$t_{cw} = 0,5 \cdot (t_{cw1} + t_{cw2}) = 0,5 \cdot (29 + 64) = 46,5 \text{ °C}$$

Vậy nhiệt độ trung bình của nước giải nhiệt được sử dụng để tính toán là  $t_{cw}=46,5^{\circ}\text{C}$ . Tra bảng thông số vật lý của nước trên đường bão hòa tại nhiệt độ  $t_{cw}$ , ta có:  $\rho_{cw} = 989,54 \text{ kg/m}^3$ ;  $\nu_{cw} = 0,5921 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ;  $\lambda_{cw} = 64,3 \cdot 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$

Vận tốc nước giải nhiệt.

$$\omega_{cw} = \frac{m_{cw}}{\rho_{cw} \cdot A_{c-cw}} \quad (2.34)$$

Trong đó:

$\omega_{cw}$  là vận tốc trung bình của nước giải nhiệt, m/s

$\rho_{cw}$  là khối lượng riêng trung bình của nước giải nhiệt tại  $46,5^{\circ}\text{C}$ ,  $\text{kg}/\text{m}^3$

$A_{c-cw}$  là diện tích mặt cắt ngang của kênh nước giải nhiệt,  $\text{m}^2$

Với  $A_{c-cw} = W_{cw} \cdot D_{cw} = 0,0095 \cdot 0,0005 = 4,75 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

$$\omega_{cw} = \frac{0,972 \cdot 10^{-3}}{989,54 \cdot 4,75 \cdot 10^{-6}} = 0,207 \text{ m/s}$$

Đường kính thủy lực của kênh nước giải nhiệt [11].

$$D_{h-cw} = \frac{4A_{c-cw}}{U_{cw}} \quad (2.35)$$

Trong đó:

$D_{h-cw}$  là đường kính thủy lực, m

$A_{c-cw}$  là diện tích mặt cắt ngang,  $\text{m}^2$

$U_{cw}$  là chu vi ướt của kênh nước giải nhiệt, m

Kênh giải nước giải nhiệt có chiều rộng  $W_{cw} = 9,5 \text{ mm}$ ; chiều sâu  $D_{cw} = 500 \mu\text{m}$

Thay các giá trị trên vào (2.35), ta xác định được đường kính thủy lực

$$D_{h-cw} = \frac{4 \cdot W_{cw} \cdot D_{cw}}{2 \cdot (W_{cw} + D_{cw})} = \frac{4 \cdot 0,0095 \cdot 0,0005}{2 \cdot (0,0095 + 0,0005)} = 0,95 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (2.36)$$

Tiêu chuẩn Reynolds từ (2.4) được viết lại cho phía nước giải nhiệt như sau:



$$Re_{cw} = \frac{\omega_{cw} \cdot D_{h-cw}}{v_{cw}} \quad (2.37)$$

Với  $v_{cw} = 0,5921 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  là độ nhớt động học của nước tại  $46,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$Re_{cw} = \frac{0,207 \cdot 0,95 \cdot 10^{-3}}{0,5921 \cdot 10^{-6}} = 332,123$$

Giá trị  $Re_{cw} = 332,123 < 2200$  nên Nusselt áp dụng cho trường hợp này theo [74]:

$$Nu_{cw} = 0,15 \cdot Re_{cw}^{0,33} \cdot Pr_{cw}^{0,43} \cdot Gr_{cw}^{0,1} \left( \frac{Pr_{cw}}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (2.38)$$

Gọi  $t_w$  là nhiệt độ mặt của thiết bị kênh micro phía nước giải nhiệt. Vì quá trình ngưng tụ có  $\alpha_s$  lớn nên nhiệt độ bề mặt của thiết bị ngưng tụ kênh micro gần với nhiệt độ  $t_s$ . Nên giả thuyết  $t_w = 94 \text{ }^\circ\text{C}$ , sau này sẽ kiểm tra lại.

Tra bảng thông số vật lý của nước tại  $94 \text{ }^\circ\text{C}$  ta có:  $Pr_w = 1,87$

Tiêu chuẩn Grashoff từ công thức (2.5) được viết lại cho nước giải nhiệt theo công thức sau:

$$Gr_{cw} = \frac{g \cdot \beta_{cw} \cdot W_{cw}^3 \cdot (t_w - t_{cw})}{v_{cw}^2} \quad (2.39)$$

Trong đó:

$g$  là gia tốc trọng trường,  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$\beta_{cw}$  là hệ số dẫn nở nhiệt,  $1/\text{K}$

$$Gr_{cw}^{0,1} = \left( \frac{9,81 \cdot 4,237 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0095^3 \cdot (94 - 46,5)}{(0,5921 \cdot 10^{-6})^2} \right)^{0,1} = 3,702$$

Thay các giá trị  $Re_{cw}$ ,  $Pr_{cw}$ ,  $Pr_w$  và  $Gr_{cw}^{0,1}$  vào (2.38), giá trị Nusselt được xác định:

$$Nu_{cw} = 0,15 \cdot 332,123^{0,33} \cdot 3,81^{0,43} \cdot 3,702 \cdot \left( \frac{3,81}{1,87} \right)^{0,25} = 8,01$$

Kênh chỉ có một bề mặt được gia nhiệt có kích thước chiều rộng là  $W_{cw}$ . Nên tỉ lệ dự kiến  $L_{cw}/W_{cw} = 3,5$  (sau này kiểm tra lại), từ đây nội suy theo [74] xác định được hệ số  $\varepsilon_\alpha = 1,6$  để hiệu chỉnh cho hệ số tỏa nhiệt đối lưu bởi giá trị Nu đã xác định theo công thức (2.34).

Từ (2.3) kết hợp hệ số hiệu chỉnh  $\varepsilon_\alpha$ , hệ số tỏa nhiệt đối lưu của nước giải nhiệt được viết lại như sau.

$$\alpha_{cw} = \frac{\varepsilon_\alpha \cdot Nu_{cw} \cdot \lambda_{cw}}{D_{h-cw}} \quad (2.40)$$

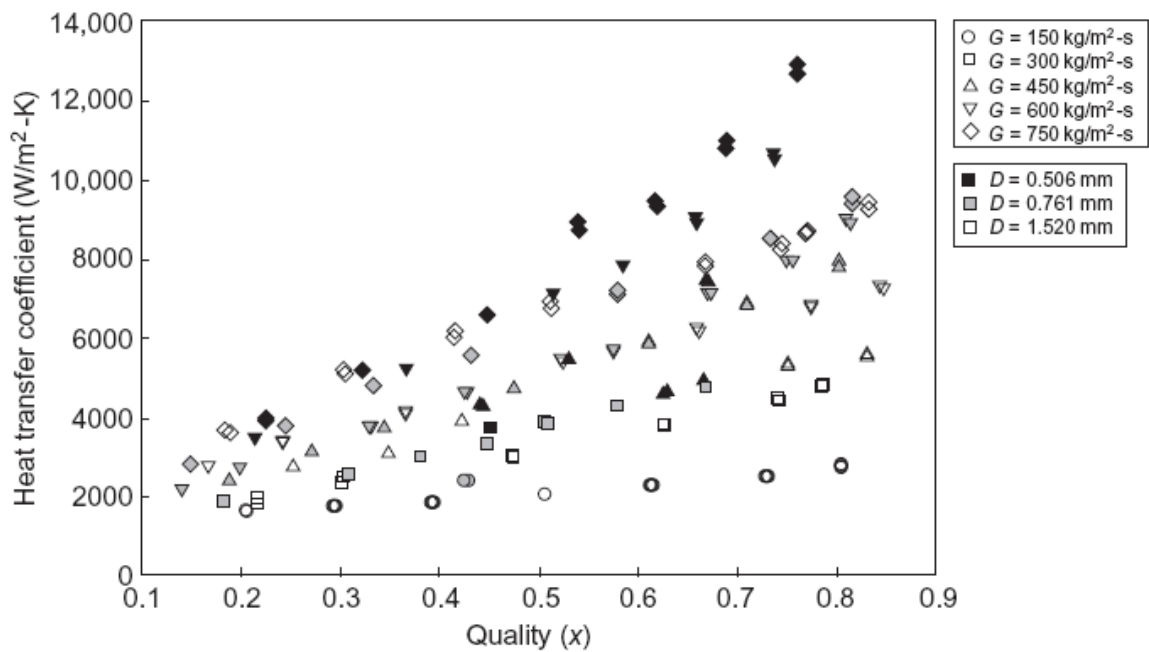
Vậy hệ số tỏa nhiệt đối lưu phía nước giải nhiệt là:

$$\alpha_{cw} = \frac{1,6 \cdot 8,01 * 64,3 \cdot 10^{-2}}{0,95 \cdot 10^{-3}} = 8674 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

### 2.2.5. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu phía ngưng tụ

Phân tích kết quả sự biến thiên của hệ số tỏa nhiệt khi ngưng của R134a theo độ khô từ  $0,1 < x < 0,9$  của Bandhauer cùng các cộng sự [77] cho nhiều trường hợp với các kênh micro có  $D_h = 0,506 \div 1,524$  trong điều kiện lưu lượng hơi từ 150 đến  $750 \text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$  như hình 2.4. Các kết quả hệ số tỏa đó chỉ ra hệ số tỏa nhiệt khi ngưng biến thiên theo chiều hướng tăng dần và gần như tuyến tính trong điều kiện của độ khô thay đổi từ 0,1 đến 0,9. Sự biến thiên này cho thấy trong nhiều trường hợp đó, tại độ khô  $x = 0,5$  hệ số tỏa nhiệt đối lưu có giá trị trung bình trong phạm vi trên.

Phân tích bài toán thiết kế cho mô hình thiết bị này, quá trình ngưng tụ hơi nước từ trạng thái hơi bão hòa khô  $x = 1$  đến  $x = 0$  này có thể xem như hệ số tỏa nhiệt đối lưu khi ngưng tại vị trí có  $x = 0,5$  là đại diện trung bình cho hệ số tỏa nhiệt về phía dòng hơi ngưng của thiết bị ngưng tụ kênh micro này.



**Hình 2.4:** Hệ số tỏa nhiệt đối lưu của R134a.

Trong suốt quá trình ngưng tụ của dòng hơi dọc theo chiều dài kênh micro có độ giảm áp suất lớn, nên để đơn giản cho bài toán; xem như nhiệt độ lớp biên của nước ngưng có nhiệt độ tính toán là 102,5 °C (nhiệt độ trung bình của trạng thái hơi bão hòa ở đầu vào 105 °C và nhiệt độ lỏng bão hòa ở đầu ra 100 °C). Từ các phân tích đó việc tính toán hệ số tỏa nhiệt tại vị trí có độ khô  $x = 0,5$  được trình bày như sau:

**\* Tính toán độ giảm áp**

Từ phương trình (2.10), xác định thể tích của hơi tại mặt cắt ngang  $x = 0,5$ .

$$\varphi = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,74} \cdot \left( \frac{\rho_s}{\rho_l} \right)^{0,65} \cdot \left( \frac{\mu_l}{\mu_s} \right)^{0,13} \right]^{-1}$$

Trong đó:

$x$  là độ khô,

$\rho_s, \rho_l$  là khối lượng riêng của hơi và nước bão hòa, kg/m<sup>3</sup>

$\mu_s, \mu_l$  là độ nhớt động lực học của hơi và nước bão hòa, Ns/m<sup>2</sup>

Tra bảng nước và hơi nước trên đường bão hòa tại 102,5 °C cho nước và hơi trên đường bão hòa ta xác định được:

$$+ \text{ Với hơi: } \rho_s = 0,655 \text{ kg/m}^3; \mu_s = 11,9575 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2.$$

$$+ \text{ Với lỏng bão hòa: } \rho_l = 956,55 \text{ kg/m}^3; \mu_l = 276,625 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2;$$

$$c_{pl} = 4,22325 \text{ kJ/(kg.K)}; \sigma_l = 583,7 \cdot 10^{-4} \text{ N/m}; Pr_l = 1,7125$$

$$\text{Vậy } \varphi = \left[ 1 + \left( \frac{1-0,5}{0,5} \right)^{0,74} \cdot \left( \frac{0,655}{956,55} \right)^{0,65} \cdot \left( \frac{276,625 \cdot 10^{-6}}{11,9575 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,13} \right]^{-1} = 0,986976$$

Reynolds của hơi và lỏng [37], xét tại mặt cắt có  $x = 0,5$

$$Re_s = \frac{x \cdot m_s \cdot D_h}{n \cdot A_{c,m} \sqrt{\varphi} \cdot \mu_v} = \frac{0,5 \cdot 0,066 \cdot 10^{-3} \cdot 500 \cdot 10^{-6}}{10 \cdot 0,25 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0,986976} \cdot 11,9575 \cdot 10^{-6}} \quad (2.41)$$

$$Re_s = 555,585$$

$$Re_l = \frac{(1-x) \cdot m_s \cdot D_h}{n \cdot A_{c,m} (1 + \sqrt{\varphi}) \cdot \mu_l} = \frac{(1-0,5) \cdot 0,066 \cdot 10^{-3} \cdot 500 \cdot 10^{-6}}{10 \cdot 0,25 \cdot 10^{-6} \cdot (1 + \sqrt{0,986976}) \cdot 276,625 \cdot 10^{-6}} \quad (2.42)$$

$$Re_l = 11,969$$

Vì  $Re_s$  và  $Re_l$  có giá trị nhỏ hơn 2200 nên lớp biên nước ngưng và dòng hơi chảy tầng, kênh micro vuông  $D_h = 500 \mu\text{m}$ . Nên hệ số ma sát cho lớp biên của nước ngưng và hơi bão hòa có thể xác định bởi (2.43).

$$f = 24/Re \quad (2.43)$$

Thay  $Re_s$  và  $Re_l$  vào (2.43), hệ số ma sát cho lớp biên của nước ngưng và cho dòng hơi lần lượt là  $f_s = 0,043$  và  $f_l = 2,005$

Gradient áp suất theo phương chuyển động của lỏng và hơi ở mặt cắt ngang tại vị trí có độ khô  $x$  theo [37], với  $x = 0,5$  ta có:

$$\left( \frac{dp}{dz} \right)_1 = (1-x)^2 \cdot f_l \cdot \left( \frac{m_s}{n \cdot A_{c,m}} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_l \cdot D_h} \quad (2.44)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_1 = \frac{(1-0,5)^2 \cdot 2,005}{2.956,55 \cdot 500 \cdot 10^{-6}} \cdot \left(\frac{0,066 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 0,25 \cdot 10^{-6}}\right)^2 = 365,2 \text{ Pa/m}$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_s = x^2 \cdot f_s \cdot \left(\frac{m_s}{n \cdot A_{c,m}}\right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_s \cdot D_h} \quad (2.45)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_s = \frac{0,5^2 \cdot 0,043}{2 \cdot 0,655 \cdot 500 \cdot 10^{-6}} \cdot \left(\frac{0,066 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 0,25 \cdot 10^{-6}}\right)^2 = 11438,7 \text{ Pa/m}$$

Từ (2.18), hệ số Martinelli được xác định như sau

$$\chi = \left[\frac{(dp/dz)_1}{(dp/dz)_s}\right]^{1/2} = \left(\frac{365,2}{11438,7}\right)^{1/2} = 178,7 \cdot 10^{-3}$$

Tham số sức căng bề mặt:

$$\psi = \frac{j_1 \cdot \mu_1}{\sigma_1} \quad (2.46)$$

Trong đó:

$\sigma_1$  là sức căng bề mặt của nước trên đường bão hòa tại 102,5 °C.

$j_1$  là vận tốc tính toán của nước ngưng tại mặt cắt ngang đang xét và được xác

$$\text{định bởi công thức: } j_1 = \frac{(1-x)}{\rho_1(1-\phi)} \cdot \frac{m_s}{n \cdot A_{c-m}} \quad (2.47)$$

$$j_1 = \frac{(1-0,5)}{956,55 \cdot (1-0,986976)} \cdot \frac{0,066 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 0,25 \cdot 10^{-6}} = 1,060 \text{ m/s}$$

$$\text{Suy ra: } \psi = \frac{1,060 \cdot 276,625 \cdot 10^{-6}}{583,7 \cdot 10^{-4}} = 5,024 \cdot 10^{-3}$$

Hệ số ma sát giữa lớp biên của nước ngưng với bề mặt trong của kênh micro

$$f_m = 1,308 \cdot 10^{-3} \cdot \chi^{0,4273} \cdot \text{Re}_1^{0,9295} \cdot \psi^{-0,1211} \cdot f_1 \quad (2.48)$$

$$f_m = 1,308 \cdot 10^{-3} \cdot (178,7 \cdot 10^{-3})^{0,4273} \cdot 11,969^{0,9295} \cdot (5,024 \cdot 10^{-3})^{-0,1211} \cdot 2,005$$

$$f_m = 23,966 \cdot 10^{-3}$$

Gradient áp suất của lớp biên nước ngưng tại mặt cắt có  $x = 0,5$

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{f_m \cdot X^2 \cdot \left( \frac{m_s}{n \cdot A_{c,m}} \right)^2}{2 \cdot \rho_s \cdot \varphi^{2,5} \cdot D_h} \quad (2.49)$$

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{23,966 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5^2 \cdot \left( \frac{0,066 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 0,25 \cdot 10^{-6}} \right)^2}{2 \cdot 0,655 \cdot 0,986976^{2,5} \cdot 500 \cdot 10^{-6}} = 6587,728 \text{ Pa/m}$$

**\*Tính toán hệ số tỏa nhiệt khi ngưng  $\alpha_s$**

Ứng suất tại bề mặt hơi - nước

$$\tau^* = \left( \frac{\Delta p}{L} \right) \cdot \frac{D_h \cdot \sqrt{\varphi}}{4} = 6587,728 \cdot \frac{500 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0,986976}}{4} = 818,086 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \quad (2.50)$$

Vì  $Re_1 = 11,969 < 1145$  nên kích thước tính toán bề dày không thứ nguyên theo [78] được tính như sau:

$$\delta^* = \left( \frac{Re_1}{2} \right)^{0,5} = \left( \frac{11,969}{2} \right)^{0,5} = 2,446 \quad (2.51)$$

$\delta^* = 2,446 < 5$  nên thông số không thứ nguyên  $T^*$  được tính theo công thức sau:

$$T^* = \delta^* \cdot Pr_1 = 2,446 \cdot 1,7125 = 4,189 \quad (2.52)$$

Hệ số tỏa nhiệt khi ngưng tại  $x = 0,5$  được xác định theo sau:

$$\alpha_s = \frac{\rho_1 \cdot c_{p1} \cdot \left( \frac{\tau^*}{\rho_1} \right)^{0,5}}{T^*} \quad (2.53)$$

Thay các giá trị của  $\rho_1$ ,  $c_{p1}$  và  $T^*$  vào (2.45) ta có hệ số tỏa nhiệt trung bình của phía hơi là:

$$\alpha_s = \frac{956,55 \cdot 4223,25 \cdot \left( \frac{818,086 \cdot 10^{-3}}{956,55} \right)^{0,5}}{4,189} = 28203 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

## 2.2.6. Tính toán diện tích trao đổi nhiệt và kích thước kênh micro

### \* Tính toán chiều dài kênh micro

Dòng nhiệt trong suốt quá trình ngưng tụ được truyền đến bề mặt kênh micro ở phía hơi có diện tích  $F_{w1}$ :

$$Q_{s-1} - Q_a = \alpha_s \cdot F_{w1} \cdot (t_s - t_{w1}) \Rightarrow t_s - t_{w1} = \frac{1}{\alpha_s \cdot F_{w1}} \cdot (Q_{s-1} - Q_a) \quad (2.54)$$

Dòng nhiệt truyền từ bề mặt  $F_{w1}$  đến bề mặt  $F_{w2}$  của thiết bị ngưng tụ kênh micro

$$Q_m = \frac{\lambda_m}{\delta_m} \cdot F_{w2} \cdot (t_{w1} - t_{w2}) \Rightarrow t_{w1} - t_{w2} = \frac{\delta_m}{\lambda_m \cdot F_{w2}} \cdot Q_m \quad (2.55)$$

Dòng nhiệt mà nước giải nhiệt nhận được từ bề mặt  $F_{w2}$

$$Q_{cw} = \alpha_{cw} \cdot F_{w2} \cdot (t_{w2} - t_{cw}) \Rightarrow t_{w2} - t_{cw} = \frac{1}{\alpha_{cw} \cdot F_{w2}} \cdot Q_{cw} \quad (2.56)$$

Vì  $Q_{s-1} - Q_a = Q_m = Q_{cw}$ , nên cộng vế theo vế các phương trình (2.54), (2.55) và (2.56), ta có:

$$t_s - t_{cw} = \left( \frac{1}{\alpha_s \cdot F_{w1}} + \frac{\delta_m}{\lambda_m \cdot F_{w2}} + \frac{1}{\alpha_{cw} \cdot F_{w2}} \right) \cdot Q_{cw} \quad (2.57)$$

Vì chiều rộng ống góp nhỏ, nên  $F_{w1} = n \cdot (W_m + 2D_m) \cdot (L_m + 2W_f) = 15 \cdot 10^{-3} \cdot (L_m + 2W_f)$  và  $F_{w2} = W_{cw} \cdot L_{cw} = 9,5 \cdot 10^{-3} \cdot L_{cw}$ . Thông số kích thước kênh được mô tả chi tiết ở hình 2.3, phương pháp bố trí kênh giải nhiệt, chiều dài kênh micro và kênh giải nhiệt được mô tả tại hình 3.3 và 3.4. Trong đó:  $F_{w1}$  và  $F_{w2}$  là diện tích truyền nhiệt phía hơi và phía nước giải nhiệt;  $L_m$ ,  $W_f$  và  $L_{cw}$  lần lượt là chiều dài kênh micro, chiều rộng ống góp và chiều dài kênh nước giải nhiệt,  $L_{cw} = L_m + 2W_f$ .

Thay  $F_{w1}$  và  $F_{w2}$  cùng với điều kiện  $L_{cw} = L_m + 2W_f$  vào phương trình (2.57), từ đó xác định được kích thước chiều dài kênh micro.

$$L_{cw} = \left( \frac{1}{15 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha_s} + \frac{\delta_m}{9,5 \cdot 10^{-3} \cdot \lambda_m} + \frac{1}{9,5 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha_{cw}} \right) \cdot \frac{Q_{cw}}{(t_s - t_{cw})} \quad (2.58)$$

$$L_{cw} = \left( \frac{1}{15 \cdot 10^{-3} \cdot 28203} + \frac{200 \cdot 10^{-6}}{9,5 \cdot 10^{-3} \cdot 201} + \frac{1}{9,5 \cdot 10^{-3} \cdot 8674} \right) \cdot \frac{142,5}{(102,5 - 46,5)} = 37 \text{ mm}$$

Vậy chiều dài kênh giải nhiệt nước  $L_{cw} = 37 \text{ mm}$ .

Ống góp có nhiệm vụ phân phối lưu lượng hơi đều trong kênh micro, chiều rộng của ống góp  $W_f = 2,5 \text{ mm}$  được xác định từ kết quả mô phỏng số. Cụ thể được phân tích trong mục 4.1.1 về sự ảnh hưởng của kích thước và hình dáng ống góp.

Chiều dài kênh micro:  $L_m = L_{cw} - 2W_f = 32 \text{ mm}$

**\* Kiểm tra lại các điều kiện đã giả thuyết ở trên:**

Từ (2.2), xác định được mật độ dòng nhiệt truyền từ bề mặt  $F_{w2}$  đến nước giải nhiệt:

$$q_{cw} = \alpha_{cw} \cdot (t_{w2} - t_{cw}) = 8674 \cdot (94 - 46,5) = 412015 \text{ W/m}^2 \quad (2.59)$$

Từ công thức (2.19) – (2.21), xác định được độ chênh nhiệt độ trung bình logarit  $\bar{\Delta t}$  là:

$$\bar{\Delta t} = \frac{(100 - 29) - (105 - 64)}{\ln\left(\frac{100 - 29}{105 - 64}\right)} = 54,63 \text{ }^\circ\text{C}$$

Từ công thức (2.19), viết lại cho mật độ dòng nhiệt của thiết bị về phía nước giải nhiệt.

$$q_{cw} = \frac{Q_{cw}}{F_{w2}} = k \cdot \bar{\Delta t} = \frac{\bar{\Delta t}}{\frac{1}{\alpha_s} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_{cw}}} \quad (2.60)$$

$$q_{cw} = \frac{54,63}{\frac{1}{28203} \cdot \frac{0,304 \cdot 10^{-3}}{0,555 \cdot 10^{-3}} + \frac{200 \cdot 10^{-6}}{201} + \frac{1}{8674}} = 402568 \text{ W/m}^2.$$

Kết quả tính toán từ (2.59) và (2.60), sai số là:  $\frac{412015 - 402568}{412015} \cdot 100\% = 2,29\%$



Với sai số là 2,29% kết quả tính toán trên chấp nhận được nên giả thuyết về nhiệt độ bề mặt kênh micro phía nước giải nhiệt là 94 °C là phù hợp.

Vậy kích thước kênh micro cho W150 (150W):  $L_m = 32$  mm và  $L_{cw} = 37$  mm

Kiểm tra lại hệ số hiệu chỉnh  $L_{cw}/W_{cw} = 37/9,5 = 3,89 \Rightarrow \epsilon_\alpha = 1,54$

Sai số của  $\alpha_{cw}$  là 3,7%. Vậy  $L_{cw} = 37$  mm, không cần phải tính lặp lại.

**\* Kết quả tính toán thiết kế:**

**Mẫu W150:**

+ Chiều dài kênh micro là:  $L_m = 32$  mm

+ Chiều dài kênh nước giải nhiệt là:  $L_{cw} = 37$  mm

**Mẫu W200:**

Cũng với cách tính tương tự ta xác định kích thước chiều dài kênh micro cho mẫu W200 là 52 mm và chiều dài kênh giải nhiệt nước là 57 mm. Hình dáng và kích thước chung cho mẫu W150 và W200 này được thể hiện ở hình 2.5.

Hai mẫu W150 và W200 đã được thiết kế tại giá trị: Lưu lượng hơi  $m_s = 0,066$  g/s, nhiệt độ hơi 105 °C, lưu lượng nước giải nhiệt  $m_{cw} = 0,972$  g/s và nhiệt độ nước đầu vào là  $t_{cw1} = 29$  °C.

Để đánh giá khả năng ngưng tụ của 2 thiết bị trên, phạm vi thực nghiệm sẽ được tiến hành như sau (chi tiết ở mục 4.2).

- Khoảng lưu lượng hơi từ 0,01 g/s đến 0,08 g/s.
- Nhiệt độ hơi vào từ 101 °C đến 117 °C.
- Khoảng lưu lượng nước giải nhiệt từ 1 g/s đến 3 g/s.
- Nhiệt độ nước giải nhiệt vào từ 28 °C đến 32 °C.

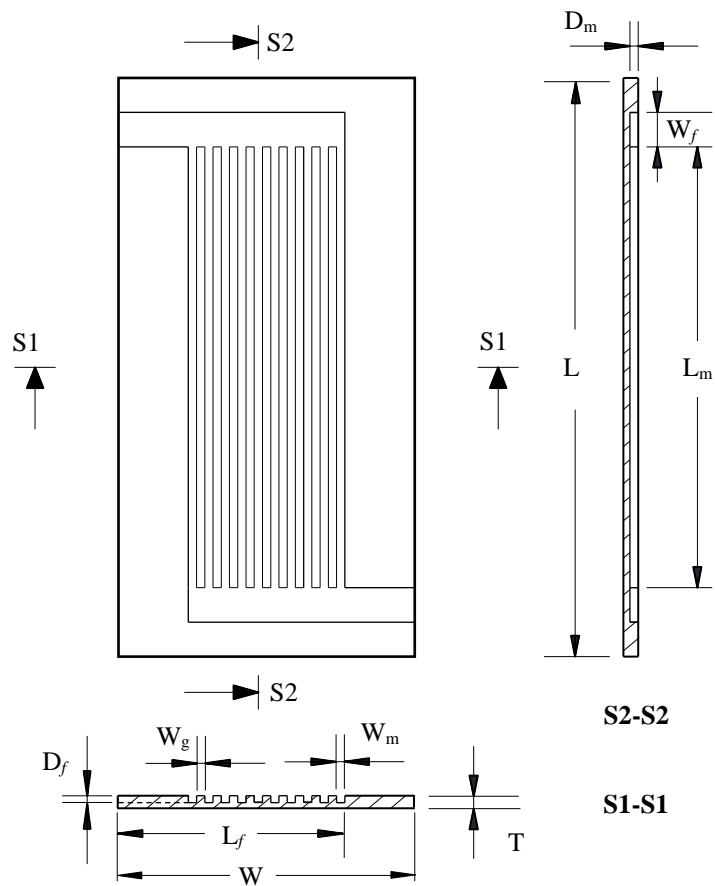
### 2.2.7. Thông số các mẫu thiết kế

Kết quả từ tính toán thiết kế thông số kích thước của hai mẫu W150 và W200 được trình bày trong bảng 2.1 và được mô tả như hình 2.5. Trong đó kích thước của 2 ống góp và bề dày của 9 đường gân ngăn cách giữa 2 kênh micro như sau:

- Kích thước ống góp (Dài x Rộng x Sâu):  $10\text{ mm} \times 2,5\text{ mm} \times 500\text{ }\mu\text{m}$
- Đường gân có chiều dài bằng chiều dài kênh micro  $L_g = L_m$ , độ cao thì bằng thông số chiều sâu của kênh micro  $H_g = D_m$  và chiều rộng  $W_g = 500\text{ }\mu\text{m}$ .

**Bảng 2.1:** Thông số kích thước của hai mẫu tính toán thiết kế

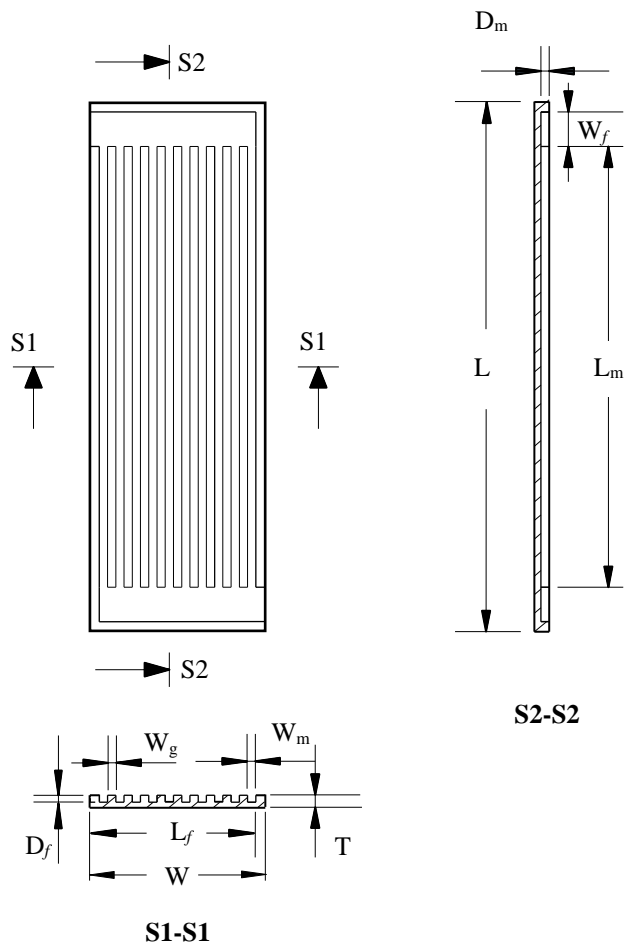
| Tên mẫu | Kích thước tổng thể<br>(Dài x Rộng x Dày) |           |           | Phía hơi<br>(Dài x Rộng x Sâu)<br>Số lượng: <b>10 kênh</b> |                            |                            | Phía nước giải nhiệt<br>(Dài x Rộng x Sâu)<br>Số lượng: <b>1 kênh</b> |                               |                               |
|---------|---|-----------|-----------|--|----------------------------|----------------------------|---|-------------------------------|-------------------------------|
|         | L<br>(mm)                                 | W<br>(mm) | T<br>(mm) | $L_m$<br>(mm)  | $W_m$<br>( $\mu\text{m}$ ) | $D_m$<br>( $\mu\text{m}$ ) | $L_{cw}$<br>(mm)  | $W_{cw}$<br>( $\mu\text{m}$ ) | $D_{cw}$<br>( $\mu\text{m}$ ) |
| W150    | 42  | 14,5      | 0,7       | 32   | 500                        | 500                        | 37  | 9500                          | 500                           |
| W200    | 62  | 14,5      | 0,7       | 52   | 500                        | 500                        | 57  | 9500                          | 500                           |



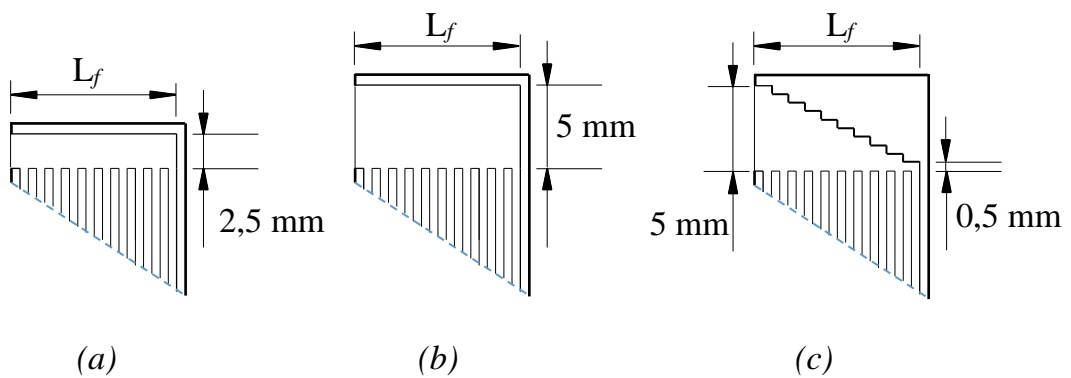
**Hình 2.5:** Mẫu thiết kế W150 và W200.

Dựa trên hai mẫu gốc W150 và W200, để nghiên cứu ảnh hưởng hình dáng và kích thước của ống góp đến quá trình ngưng tụ trong kênh micro cũng như để giảm tải nguyên cho máy tính và chi phí tính toán, 6 mẫu được giảm kích thước như hình 2.6 đã được đưa vào mô phỏng số và được gán tên từ W150-A/B/C và W200-A/B/C với các thông số kích thước như thể hiện ở bảng 2.2. Trong đó, W150-A, W150-B và W150-C đã được phát triển trên cơ sở thông số thiết kế của W150. Tương tự W200-A, W200-B và W200-C trên cơ sở thông số thiết kế W200.

Kích thước tổng thể và hình dáng kích thước ống góp của 6 mẫu đã được phát triển như trên, được thể hiện như hình 2.6 và 2.7.



**Hình 2.6:** Kích thước tổng thể của các mẫu W150-A/B/C và W200-A/B/C



**Hình 2.7:** Kích thước và hình dáng ống gộp

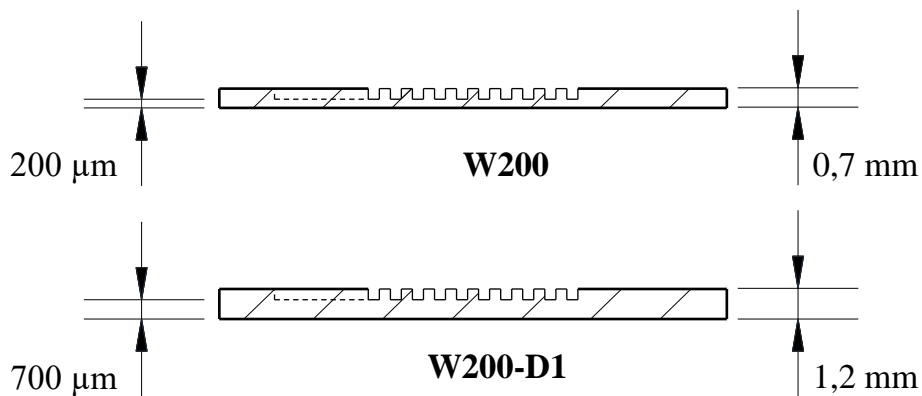
(a) W150-A và W200-A; (b) W150-B và W200-B; (c) W150-C và W200-C

Bảng 2.2 chỉ rõ thông số kích thước chi tiết của 6 mẫu đã được phát triển trên cơ sở thông số thiết kế của W150 và W200

**Bảng 2.2:** Thông số kích thước W150-A/B/C và W200-A/B/C

| Tên mẫu | Kích thước tổng thể (mm)<br>(Dài x Rộng x Dày) |          |          | Kích thước ống góp (mm)<br>(Dài x Rộng x Sâu) |                      |                      |
|---------|--|----------|----------|---|----------------------|----------------------|
|         | <i>L</i>                                       | <i>W</i> | <i>T</i> | <i>L<sub>f</sub></i>                          | <i>W<sub>f</sub></i> | <i>D<sub>f</sub></i> |
| W150-A  | 38   | 10,5     | 0,7      | 9,5   | 2,5                  | 0,5                  |
| W150-B  | 48   | 10,5     | 0,7      | 9,5   | 5,0                  | 0,5                  |
| W150-C  | 48   | 10,5     | 0,7      | 9,5   | 5,0 ÷ 0,5            | 0,5                  |
| W200-A  | 58   | 10,5     | 0,7      | 9,5   | 2,5                  | 0,5                  |
| W200-B  | 68   | 10,5     | 0,7      | 9,5   | 5,0                  | 0,5                  |
| W200-C  | 68   | 10,5     | 0,7      | 9,5   | 5,0 ÷ 0,5            | 0,5                  |

Để đánh giá ảnh hưởng của kích thước kênh và bề dày của lớp vật liệu đến quá trình ngưng tụ kênh micro, các mẫu mới đã được phát triển từ thông số kích thước của W200 và được gán tên từ W200-D1 đến W200-D3. Trong đó bề dày lớp vật liệu của W200 là 0,7 mm và W200-D1 là 1,2 mm, chi tiết được thể hiện như hình 2.8. Thông số kích thước hình học của các mẫu này được trình bày trong bảng 2.3.

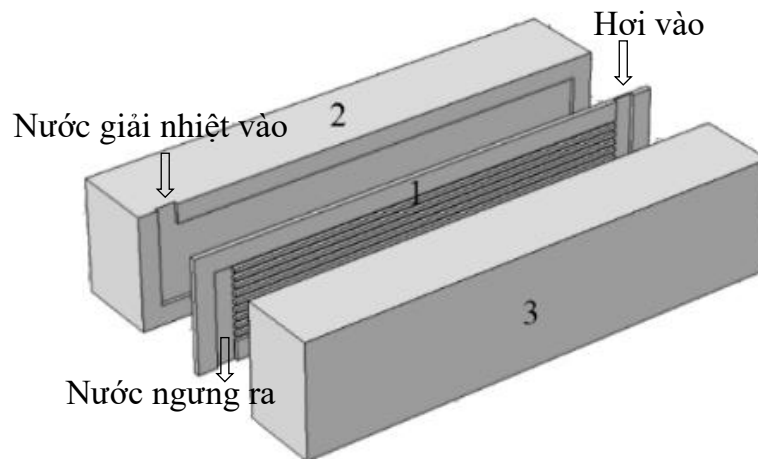


**Hình 2.8:** Bề dày vách ngăn của W200 và W200-D1

**Bảng 2.3:** Thông số kích thước W200 và W200-D1/D2/D3

| Tên mẫu | Kích thước của substrate (mm) |      |     | Kích thước của ống góp (mm) |                |                | Kích thước kênh micro (mm) |                |                |                 |                 |                 |
|---------|-------------------------------|------|-----|-----------------------------|----------------|----------------|----------------------------|----------------|----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
|         | L                             | W    | T   | L <sub>f</sub>              | W <sub>f</sub> | D <sub>f</sub> | Phía hơi                   |                |                | Phía nước       |                 |                 |
|         |                               |      |     |                             |                |                | L <sub>m</sub>             | W <sub>m</sub> | D <sub>m</sub> | L <sub>cw</sub> | W <sub>cw</sub> | D <sub>cw</sub> |
| W200    | 62                            | 14,5 | 0,7 | 12                          | 2,5            | 0,5            | 52                         | 0,5            | 0,5            | 57              | 9,5             | 0,5             |
| W200-D1 | 62                            | 14,5 | 1,2 | 12                          | 2,5            | 0,5            | 52                         | 0,5            | 0,5            | 57              | 9,5             | 0,5             |
| W200-D2 | 62                            | 14,5 | 1,2 | 12                          | 2,5            | 0,5            | 52                         | 0,7            | 0,3            | 57              | 9,5             | 0,5             |
| W200-D3 | 62                            | 14,5 | 1,2 | 12                          | 2,5            | 0,5            | 52                         | 0,55           | 0,4            | 57              | 9,5             | 0,5             |

Phương pháp bố trí kênh micro cho phía hơi và phía nước giải nhiệt như hình 2.9. Trong đó (1) là mẫu nhôm đã được thiết kế với các thông số như đã trình bày ở trên, (2) và (3) là hai tấm PMMA để làm kín tạo dòng chảy trong kênh. Với (2) được gia công kênh nước giải nhiệt (L<sub>cw</sub> x W<sub>cw</sub> x D<sub>cw</sub>).



**Hình 2.9:** Bố trí kênh cho phía hơi và phía nước giải nhiệt

**Tổng kết:** Có tất cả 11 mẫu được gán tên từ W150 đến W200-D3, với W150-A/B/C được phát triển từ W150 và W200-A/B/C/D1/D2/D3 được phát triển từ W200. Trong đó, W150-C và W200-C có kích thước ống góp thay đổi giảm từ 5 mm xuống 500  $\mu$ m. W200 và W200-D1 khác nhau về kích thước chiều dày substrate, tương ứng là 700  $\mu$ m và 1200  $\mu$ m. Các mẫu W200-D1/D2/D3 có cùng chu vi ướt (2000  $\mu$ m),

riêng W200-D2/D3 có cùng đường kính thủy lực ( $D_h = 420 \mu\text{m}$ ). Chi tiết các thông số kích thước các mẫu này được tổng hợp và thể hiện trong bảng 2.4.

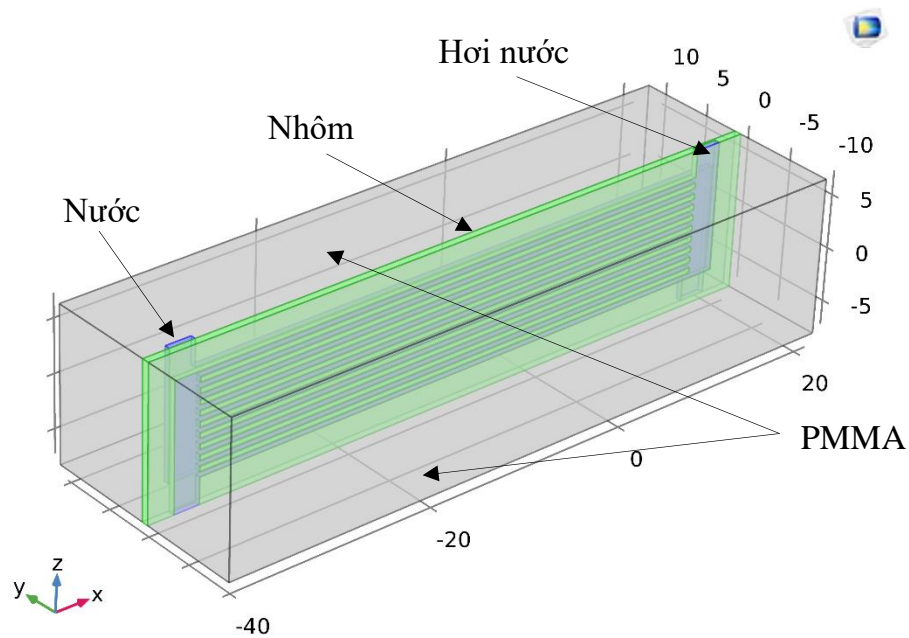
**Bảng 2.4:** Tổng hợp các mẫu thiết kế và phát triển cho mô phỏng số

| Số TT | Mẫu     | Kích thước của substrate (mm) |      |     | Kích thước của ống góp (mm) |             |       | Kích thước kênh micro (mm) |       |       |           |          |          |
|-------|---------|-------------------------------|------|-----|-----------------------------|-------------|-------|----------------------------|-------|-------|-----------|----------|----------|
|       |         |                               |      |     |                             |             |       | Phía hơi                   |       |       | Phía nước |          |          |
|       |         | L                             | W    | T   | $L_f$                       | $W_f$       | $D_f$ | $L_m$                      | $W_m$ | $D_m$ | $L_{cw}$  | $W_{cw}$ | $D_{cw}$ |
| 1     | W150    | 42                            | 14,5 | 0,7 | 12                          | 2,5         | 0,5   | 32                         | 0,5   | 0,5   | 37        | 9,5      | 0,5      |
| 2     | W150-A  | 38                            | 10,5 | 0,7 | 10                          | 2,5         | 0,5   | 32                         | 0,5   | 0,5   | 37        | 9,5      | 0,5      |
| 3     | W150-B  | 48                            | 10,5 | 0,7 | 10                          | 5,0         | 0,5   | 32                         | 0,5   | 0,5   | 42        | 9,5      | 0,5      |
| 4     | W150-C  | 48                            | 10,5 | 0,7 | 10                          | $5 \pm 0,5$ | 0,5   | 32                         | 0,5   | 0,5   | 42        | 9,5      | 0,5      |
| 5     | W200    | 62                            | 14,5 | 0,7 | 12                          | 2,5         | 0,5   | 52                         | 0,5   | 0,5   | 57        | 9,5      | 0,5      |
| 6     | W200-A  | 58                            | 10,5 | 0,7 | 10                          | 2,5         | 0,5   | 52                         | 0,5   | 0,5   | 57        | 9,5      | 0,5      |
| 7     | W200-B  | 68                            | 10,5 | 0,7 | 10                          | 5,0         | 0,5   | 52                         | 0,5   | 0,5   | 62        | 9,5      | 0,5      |
| 8     | W200-C  | 68                            | 10,5 | 0,7 | 10                          | $5 \pm 0,5$ | 0,5   | 52                         | 0,5   | 0,5   | 62        | 9,5      | 0,5      |
| 9     | W200-D1 | 62                            | 14,5 | 1,2 | 12                          | 2,5         | 0,5   | 52                         | 0,5   | 0,5   | 57        | 9,5      | 0,5      |
| 10    | W200-D2 | 62                            | 14,5 | 1,2 | 12                          | 2,5         | 0,5   | 52                         | 0,7   | 0,3   | 57        | 9,5      | 0,5      |
| 11    | W200-D3 | 62                            | 14,5 | 1,2 | 12                          | 2,5         | 0,5   | 52                         | 0,55  | 0,4   | 57        | 9,5      | 0,5      |

## 2.3. Mô phỏng số

### 2.3.1. Thiết lập mô hình

Trong nghiên cứu này 10 mẫu (W150-A/B/C, W200 và W200-A/B/C/D1/D2/D3) có thông số thiết kế trong bảng 2.4 đã được thiết kế 3D trên phần mềm thiết Inventor. Sao đó nhúng vào cửa sổ thiết kế của COMSOL Multiphysics 5.2a và thiết lập vật liệu cho mô hình. Hình 2.10 là một trường hợp của thiết bị ngưng tụ W200.



**Hình 2.10:** Gán vật liệu cho mô hình

## 2.3.2. Các phương trình toán học

### 2.3.2.1. Dòng chảy lưu chất

Tỉ số giữa khoảng cách tự do của các phân tử ( $\gamma$ ) và kích thước đặc trưng của kênh (trong nghiên cứu này đường kính thủy lực  $D_h$ ) gọi là chỉ số Knudsen,  $Kn = \gamma/D_h$ . Khi  $Kn > 0,1$  thì phải sử dụng mô hình phân tử, khi  $Kn < 0,1$  có thể sử dụng mô hình liên tục và phương trình Navier-Stokes, [79]. Vì thế chỉ số  $Kn$  là thông số quan trọng để xác định phương pháp tính toán.

Khoảng cách tự do giữa các phân tử phụ thuộc vào khối lượng phân tử ( $M_{H_2O}$ ), đường kính phân tử ( $d_{H_2O}$ ) và khối lượng riêng pha hơi ( $\rho_s$ ) của chất lưu [79].

$$\gamma = \frac{M_{H_2O}}{N_A \sqrt{2\pi} d_{H_2O}^2 \rho_s} \quad (61)$$

Trong đó:  $M_{H_2O}$  là khối lượng mol của  $H_2O = 18,015$  g/mol

Hằng số Avogadro  $N_A = 6,022137 \times 10^{23}$  1/mol

$d_{H_2O}$  là đường kính phân tử hơi nước,  $d_{H_2O} = 0,42$  nm



Khối lượng riêng của hơi nước tại 105°C,  $\rho_s = 0,598 \text{ kg/m}^3$

$$\gamma = \frac{18,01528}{6,022137 \cdot 10^{23} \cdot \sqrt{2} \cdot 3,14 \cdot (0,42 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,598 \cdot 10^{-15}} = 0,063830 \text{ } \mu\text{m}$$

Chỉ số Knudsen  $\text{Kn} = \gamma/D_h = 0,000128 \ll 0,1$  vậy bài toán có mô hình dòng chảy liên tục và từ đây các phương trình chính yếu được sử dụng cho dòng chảy lưu chất trong hệ thống này gồm phương trình liên tục và phương trình động lượng [21] và [73 - 74]

### a. Phương trình liên tục

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial \rho}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \rho}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \rho}{\partial z} + \rho \left[ \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right] = 0 \quad (2.62)$$

Trong đó:

$\omega_x$ ,  $\omega_y$  và  $\omega_z$  là vận tốc (m/s) của chất lưu theo phương x, y và z

$\rho$  là khối lượng riêng,  $\text{kg/m}^3$

$\tau$  là thời gian, s

### b. Phương trình động lượng

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_x}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial z^2} \right) \quad (2.63a)$$

$$\frac{\partial \omega_y}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial \omega_y}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_y}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial z^2} \right) \quad (2.63b)$$

$$\frac{\partial \omega_z}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial \omega_z}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_z}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial z^2} \right) \quad (2.63c)$$

Dòng chảy ổn định nên:  $\left( \frac{\partial \rho}{\partial \tau} \right) = 0$ ,  $\left( \frac{\partial \omega_x}{\partial \tau} \right) = 0$ ,  $\left( \frac{\partial \omega_y}{\partial \tau} \right) = 0$  và  $\left( \frac{\partial \omega_z}{\partial \tau} \right) = 0$

- Điều kiện biên cho nước tại đầu vào:  $-\int_{\partial\Omega} \rho(\omega.n) dF = m$  trong đó  $m$  là lưu lượng và vận tốc trình tự theo phương  $x, y$  và  $z$  là  $\omega_x = 0, \omega_y = 0, \omega_z = \omega_0$ ;

- Điều kiện biên cho của dòng chảy:

$$+ p = p_0;$$

$$+ (\partial\omega_x/\partial x) + (\partial\omega_y/\partial y) + (\partial\omega_z/\partial z) + ((\partial\omega_x/\partial x) + (\partial\omega_y/\partial y) + (\partial\omega_z/\partial z))^T = 0$$

Với  $\mu$  là độ nhớt động lực học,  $Ns/m^2$ ;  $p$  là áp suất và  $p_0$  là áp suất tính toán ban đầu của dòng chảy.

### c. Phương trình tỉ lệ thể tích

Phương trình tỉ lệ thể tích [71] được sử dụng để phân tích dòng hai pha.

$$\frac{\partial \rho_i \varphi_i}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho_i \varphi_i \omega_i) = S_{\varphi_i} \quad (2.64)$$

Trong đó:  $\rho$  là khối lượng riêng,  $kg/m^3$ ;  $\omega$  là vận tốc,  $m/s$ ;  $\varphi$  là tỉ lệ thể tích của hơi trong hỗn hợp,  $\varphi = 0 \div 1$  và  $\sum_{i=1}^{n_{pha}} \varphi_i = 1$

### 2.3.2.2. Truyền nhiệt

#### a. Phương trình vi phân dẫn nhiệt của vật rắn

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \cdot \nabla^2 T + \frac{q_v}{c \cdot \rho} \quad (2.65)$$

Trong đó:

$$a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \text{ là hệ số khuếch tán nhiệt, } m^2/s$$

$\nabla^2 T$  là toán tử Laplace theo  $T$ , trong hệ tọa độ Descartes

$$\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$

$q_v$  là nguồn nhiệt bên trong vật,  $W/m^3$

$c$  là nhiệt dung riêng của vật rắn, J/(kg.K)

$\rho$  là khối lượng riêng của vật rắn, kg/m<sup>3</sup>

Điều kiện truyền nhiệt ổn định  $\frac{\partial T}{\partial \tau} = 0$  và khi không có nguồn nhiệt bên trong  $q_v = 0$

và do đó từ (2.65) suy ra  $\nabla^2 T = 0$  bởi  $a \neq 0$

Vậy trong điều kiện ổn định  $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0$

### b. Phương trình vi phân trao đổi nhiệt đối lưu

Theo định luật Fourier  $q = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0}$  mặt khác mật độ dòng nhiệt mà chất lỏng nhận được theo định luật Newton – Richman  $q = \alpha \cdot (T_w - T_f)$ . Dòng nhiệt này phải bằng nhau nên ta có:

$$\alpha \cdot (T_w - T_f) = -\lambda \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0} \quad (2.66)$$

Vậy hệ số tỏa nhiệt đối lưu

$$\alpha = -\frac{\lambda}{(T_w - T_f)} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0} \quad (2.67)$$

Trong đó:

$\lambda$  là hệ số dẫn nhiệt, W/m.K

$T_w$  là nhiệt độ trên bề mặt vách rắn, K

$T_f$  là nhiệt độ tính toán của chất lưu, K

$\left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0}$  là gradient nhiệt độ theo phương pháp tuyến với mặt đẳng nhiệt, K/m

### c. Phương trình năng lượng

Phương trình năng lượng được viết dưới dạng phương trình vi phân tổng quát cho cả pha hơi và pha lỏng như sau:

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - \rho \cdot c_p \left( \omega_x \frac{\partial T}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial T}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \rho \cdot c_p \cdot T \left( \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right) \quad (2.68)$$

Đối với nước có thể xem như chất lỏng không chịu nén:  $\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} = 0$

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial T}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial T}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

Điều kiện phương trình:

- Điều kiện ổn định nên trường nhiệt độ không đổi theo thời gian, nên  $\frac{\partial T}{\partial \tau} = 0$

- Điều kiện biên cho dòng chảy ở vị trí đầu vào  $T = T_0$ . Điều kiện biên cho dòng chảy ở vị trí đầu ra được thể hiện theo phương trình  $-n(k \cdot \nabla T) = 0$

Để giải các phương trình vi phân trên, các phương trình dẫn nhiệt và các phương trình xác định thông số vật lý theo [80] được sử dụng trong nghiên cứu này.

### d. Dẫn nhiệt trong vật rắn [80]

$$\rho \cdot c_p \left( \frac{\partial T}{\partial \tau} + \omega \cdot \nabla T \right) + \nabla \cdot (q + q_{bx}) = -\beta T : \frac{dp_k}{d\tau} + q_v \quad (2.69)$$

Trong đó:

$q_{bx}$  là mật độ dòng nhiệt do bức xạ,  $W/m^2$

$p_k$  là ứng suất Piola-Kirchhoff, Pa

Ở đây  $\beta T : \frac{dp_k}{d\tau}$  chính là  $\frac{d}{d\tau} = \frac{\partial}{\partial \tau} + \omega_{(x,y,z)} \cdot \nabla_{(x,y,z)}$

**e. Dẫn nhiệt trong chất lỏng [80]**

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial \tau} + \omega \cdot \nabla T \right) + \nabla \cdot (\mathbf{q} + \mathbf{q}_{bx}) = \beta_p \cdot T \left( \frac{\partial p}{\partial \tau} + \omega \cdot \nabla p \right) + \sigma : \nabla \omega + q_v \quad (2.70)$$

Trong đó:

$\beta_p$  là hệ số dẫn nở nhiệt, 1/K

$\sigma$  là ứng suất nhớt, Pa

**f. Truyền nhiệt khi chuyển pha:**

Các thông số vật lý của chất lưu trong vùng hai pha phụ thuộc vào tỉ lệ thể tích  $\varphi=0 \div 1$  theo các phương trình từ (2.71) đến (2.74).

Khối lượng riêng trong vùng hai pha phụ thuộc vào tỉ lệ thể tích hơi [73] và [80]

$$\rho = \varphi \rho_s + (1-\varphi) \rho_l \quad (2.71)$$

Ở đây “s” là pha hơi và “l” là pha lỏng

Enthalpy riêng:

$$h = \frac{1}{\rho} (\varphi \rho_s h_s + (1-\varphi) \rho_l h_l) \quad (2.72)$$

Nhiệt dung riêng khối lượng đẳng áp:

$$c_p = \frac{\partial h}{\partial T}$$

$$\text{Suy ra, } c_p = \frac{1}{\rho} (\varphi \rho_s c_{p,s} + (1-\varphi) \rho_l c_{p,l}) + (h_l - h_s) \frac{\partial \zeta}{\partial T} \quad (2.73)$$

$$\text{Với: } \zeta = \frac{(1-\varphi) \rho_l - \varphi \rho_s}{2\rho}$$

Hệ số dẫn nhiệt

$$\lambda = \varphi\lambda_s + (1-\varphi)\lambda_l \quad (2.74)$$

Trong đó,  $\varphi = 0 \div 1$  là tỉ lệ thể tích,  $\lambda_s$  và  $\lambda_l$  tương ứng hệ số dẫn nhiệt (W/m.K) của pha lỏng và pha hơi.

### 2.3.2.3. Các phương trình xác định thông số vật lý

#### a. Các phương trình thông số vật lý của hơi

Các tính chất vật lý của hơi nước trên đường bão hòa được sử dụng theo các phương trình từ 2.75 – 2.80, với các giá trị hằng số A – F tra theo bảng 2.5 [80] và [81].

Độ nhớt động lực học:

$$\mu_s = A + B.T_s + C.T_s^2 + D.T_s^3 \quad (2.75)$$

Nhiệt dung riêng đẳng áp:

$$c_{p,s} = A + B.T_s + C.T_s^2 + D.T_s^3 + E.T_s^4 + F.T_s^5 \quad (2.76)$$

Hệ số dẫn nhiệt:

$$\lambda_s = A + B.T_s + C.T_s^2 + D.T_s^3 \quad (2.77)$$

Khối lượng riêng của hơi:

$$\rho_s = f(p_s, T_s) = \frac{18,02}{8314} \cdot \frac{p_s}{T_s}, \text{ kg/m}^3 \quad (2.78)$$

Vì  $p_s = f(T_s)$  và  $T_s = f(p_s)$ , nên để xác định áp suất và nhiệt độ thay đổi trong phạm vi vô cùng bé của phân tử lưới, đạo hàm riêng phải được xét đến.

$$p_s = \frac{\partial \left( \frac{18,02}{8,314} \cdot \frac{p_s}{T_s} \right)}{\partial T_s} \quad (2.79)$$

$$\text{và } T_s = \frac{\partial \left( \frac{18,02}{8,314} \cdot \frac{p_s}{T_s} \right)}{\partial p_s} \quad (2.80)$$

**Bảng 2.5:** Các hằng số của các phương trình thông số hơi nước bão hòa

| Các hằng số | $\mu_s$ (T), N.s/m <sup>2</sup> | $c_{ps}$ (T), J/(kg.K)        | $\lambda_s$ (T), W/(m.K)      |
|-------------|---------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| A           | -1,42022867.10 <sup>-6</sup>    | 13604,7344                    | 1,31729321.10 <sup>-4</sup>   |
| B           | 3,8345571.10 <sup>-8</sup>      | 90,4303506                    | 5,14971428.10 <sup>-5</sup>   |
| C           | -3,85222958.10 <sup>-12</sup>   | 0,27735566                    | 3,89645315.10 <sup>-8</sup>   |
| D           | 2,1019569.10 <sup>-15</sup>     | -4,21264496.10 <sup>-4</sup>  | -1,36813161.10 <sup>-11</sup> |
| E           | -                               | 3,18369497.10 <sup>-7</sup>   | -                             |
| F           | -                               | -9,56147519.10 <sup>-11</sup> | -                             |

### b. Phương trình tính chất vật lý của nước trên đường bão hòa

Các hằng số A-G trong các công thức từ 2.81-2.84 được xác định theo bảng 2.6 [80] và [81].

Độ nhớt động lực học:

$$\mu_l = A + B.T_l + C.T_l^2 + D.T_l^3 + E.T_l^4 + F.T_l^5 + G.T_l^6 \quad (2.81)$$

Nhiệt dung riêng đẳng áp:

$$c_{p,l} = A + B.T_l + C.T_l^2 + D.T_l^3 + E.T_l^4 \quad (2.82)$$

Hệ số dẫn nhiệt:

$$\lambda_l = A + B.T_l + C.T_l^2 + D.T_l^3 \quad (2.83)$$

Khối lượng riêng của nước:

$$\rho_l = A + B.T_l + C.T_l^2 + D.T_l^3 \quad (2.84)$$

**Bảng 2.6:** Các hằng số của phương trình xác định thông số vật lý nước

| Các hằng số | $\mu_l$ (T), N.s/m <sup>2</sup> | $c_{pl}$ (T), J/(kg.K)      | $\lambda_l$ (T), W/(m.K)    | $\rho_l$ (T), kg/m <sup>3</sup> |
|-------------|---------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------------|
| A           | 1,3799566804                    | 12010,1471                  | -0,869083936                | 838,466135                      |
| B           | -0,021224019151                 | -80,4072879                 | 0,00894880345               | 1,40050603                      |
| C           | $1,3604562827 \cdot 10^{-4}$    | 0,309866854                 | $-1,58366345 \cdot 10^{-5}$ | -0,0030112376                   |
| D           | $-4,6454090319 \cdot 10^{-7}$   | $-5,38186884 \cdot 10^{-4}$ | $7,97543259 \cdot 10^{-9}$  | $3,71822313 \cdot 10^{-7}$      |
| E           | $8,9042735735 \cdot 10^{-10}$   | $3,62536437 \cdot 10^{-7}$  | -                           | -                               |
| F           | $-9,0790692686 \cdot 10^{-13}$  | -                           | -                           | -                               |
| G           | $3,8457331488 \cdot 10^{-16}$   | -                           | -                           | -                               |

Các thông số vật lý của nhôm trong bảng 2.7 [81] được sử dụng trong tính toán và giải mô hình toán bằng phương pháp mô phỏng số.

**Bảng 2.7:** Thông số vật lý của nhôm

| STT | Thông số            | Giá trị              | Đơn vị            |
|-----|---------------------|----------------------|-------------------|
| 1   | Hệ số dẫn nhiệt     | 201                  | W/(m.K)           |
| 2   | Khối lượng riêng    | 2700                 | kg/m <sup>3</sup> |
| 3   | Nhiệt dung riêng    | 900                  | J/(kg.K)          |
| 4   | Hệ số giãn nở nhiệt | $23,4 \cdot 10^{-6}$ | 1/K               |



### 2.3.3. Quá trình mô phỏng

#### 2.3.3.1. Thông số đầu vào

Điều kiện mô phỏng ban đầu cho 10 mô hình được trình bày như bảng 2.8. Các mẫu này được mô phỏng ở điều kiện nhiệt độ môi trường trong khoảng 31°C đến 32°C. Điều kiện đầu vào của các nhóm mẫu mô phỏng sẽ được thể hiện chi tiết trong mục 4.1.

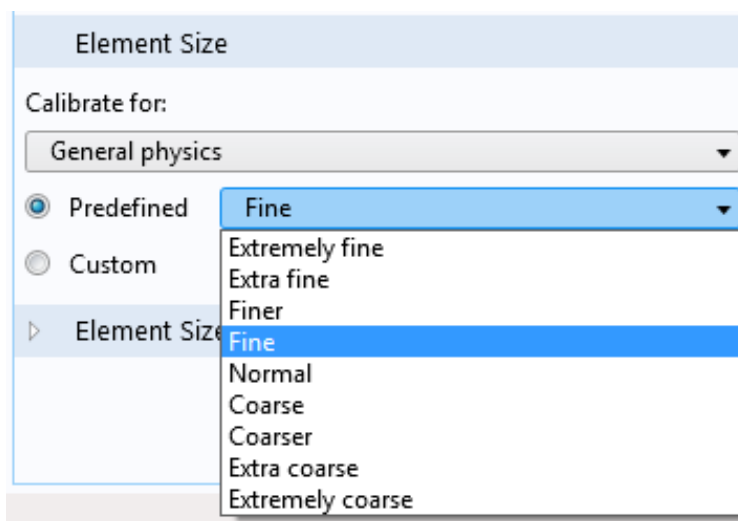
**Bảng 2.8:** Điều kiện đầu vào

| Số TT | Tên mẫu | Hơi nước bão hòa |                 | Nước giải nhiệt đầu vào |                 |
|-------|---------|------------------|-----------------|-------------------------|-----------------|
|       |         | Nhiệt độ [°C]    | Lưu lượng [g/s] | Nhiệt độ [°C]           | Lưu lượng [g/s] |
| 1     | W150-A  | 105              | 0,06            | 29                      | 3,244           |
| 2     | W150-B  | 105              | 0,06            | 29                      | 3,244           |
| 3     | W150-C  | 105              | 0,06            | 29                      | 3,244           |
| 4     | W200    | 105              | 0,01÷0,1        | 29                      | 3               |
|       |         | 108              | 0,03            | 29                      | 3               |
| 5     | W200-A  | 105              | 0,06            | 29                      | 3,244           |
|       |         | 101÷108          | 0,04÷0,08       | 29                      | 3,244           |
| 6     | W200-B  | 105              | 0,06            | 29                      | 3,244           |
| 7     | W200-C  | 105              | 0,06            | 29                      | 3,244           |
| 8     | W200-D1 | 105              | 0,01÷0,1        | 29                      | 3               |
| 9     | W200-D2 | 105              | 0,01÷0,1        | 29                      | 3               |
| 10    | W200-D3 | 105              | 0,01÷0,1        | 29                      | 3               |

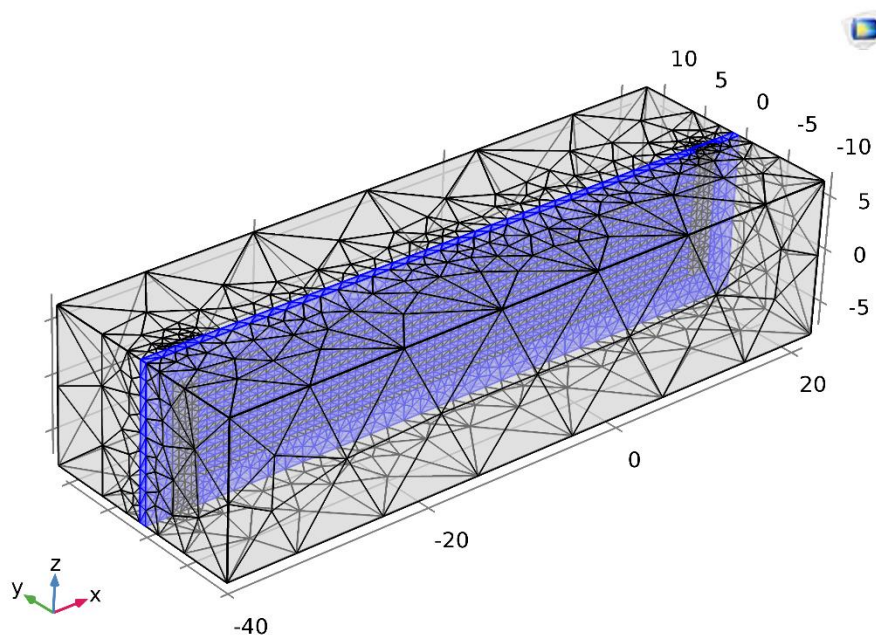
Ngoài các giá trị thông số của hơi bão hòa và nước giải nhiệt tại đầu vào của thiết bị thì áp suất của nước ngưng và nước giải nhiệt cũng được giả thuyết ban đầu là  $1,013 \cdot 10^5$  Pa.

### 2.3.3.2. Thông số lưới

Hình 2.11 là kết quả tạo lưới bởi phương pháp tự động cho các phần tử tứ diện tự do cho trường hợp W200. Bảng 2.9 là thông số lưới cho các mô hình đã đề cập ở trên.



(a) Kích thước phần tử lưới



(b) Kết quả chia lưới trên mô hình W200

**Hình 2.11:** Tạo lưới cho mô hình

**Bảng 2.9:** Thông số lưới

| Số TT | Tên mẫu | Số lượng phần tử |       |      | Chất lượng phần tử lưới |                       |                     |
|-------|---------|------------------|-------|------|-------------------------|-----------------------|---------------------|
|       |         | Miền             | Biên  | Cạnh | Kích thước nhỏ nhất     | Kích thước trung bình | Hệ số cong của lưới |
| 1     | W150-A  | 180819           | 52720 | 6063 | 0,1357                  | 0,7499                | 0,6                 |
| 2     | W150-B  | 205649           | 51084 | 5636 | 0,2089                  | 0,7683                | 0,6                 |
| 3     | W150-C  | 195701           | 54598 | 6220 | 0,03811                 | 0,7582                | 0,6                 |
| 4     | W200    | 48047            | 13927 | 3303 | 0,06517                 | 0,5223                | 0,7                 |
| 5     | W200-A  | 221923           | 66060 | 8253 | 0,2046                  | 0,7875                | 0,6                 |
| 6     | W200-B  | 238194           | 61510 | 7642 | 0,2062                  | 0,7864                | 0,6                 |
| 7     | W200-C  | 231271           | 68588 | 8431 | 0,04317                 | 0,7929                | 0,6                 |
| 8     | W200-D1 | 43843            | 13134 | 3262 | 0,06407                 | 0,5062                | 0,7                 |
| 9     | W200-D2 | 47192            | 13862 | 3286 | 0,0379                  | 0,4575                | 0,7                 |
| 10    | W200-D3 | 48770            | 14018 | 3347 | 0,0125                  | 0,4849                | 0,7                 |

**2.3.3.3. Chọn lời giải**

Các mô hình trong nghiên cứu này đã sử dụng các phương trình toán học được trình bày ở trên, kết hợp với các điều kiện biên và các điều kiện mô phỏng. Sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn với lời giải PARDISO (PARallel DIrect SOLver) để tìm ra trường nhiệt độ, áp suất, khối lượng riêng và độ khô.

Mô hình này được giải bởi phần mềm COMSOL Multiphysics, phiên bản 5.2a. Cấu hình máy được sử dụng cho lời giải:

- Bộ xử lý: Intel(R) Core(TM)i7-4510U
- Tốc độ xử lý: CPU @ 2.0GHz 2.6GHz
- Bộ nhớ Ram: 4.00 GB
- Ổ cứng: 1T HDD

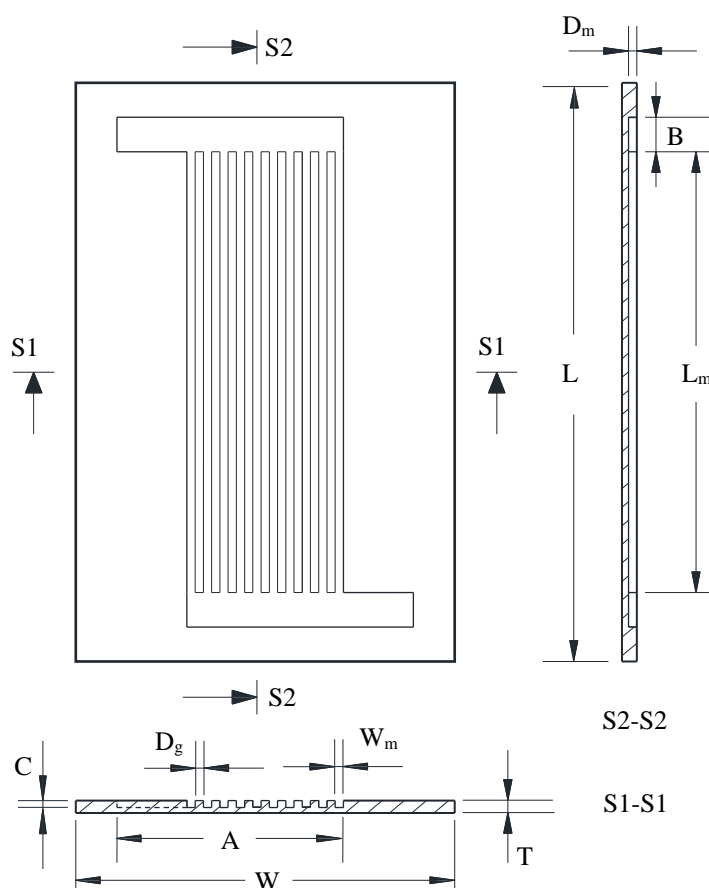
Từ các dữ liệu mô phỏng trên, các kết quả được thể hiện ở chương 4.

## CHƯƠNG 3: THIẾT LẬP HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM

### 3.1. Chế tạo thiết bị

Từ kết quả tính toán thiết kế kết hợp với các mẫu đã được phát triển như mục 2.2.6 và mục 2.2.7 đã đề cập. Trong nghiên cứu này mười mẫu W150-A/B/C, W200 và W200-A/B/C/D1/D2/D3 được mô phỏng số bằng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM – Finite Element Method) như thể hiện ở mục 2.2. Kết quả đã chỉ ra mẫu số W150 và W200 là phù hợp nhất về mặt thông số hình học của ống góp và bề dày lớp vật liệu, cụ thể các phân tích này được trình bày tại mục 4.1.

Hình 3.1 và bảng 3.1 chỉ rõ các thông số hình học của các mẫu từ L32 đến L32/2 đã được sử dụng để gia công. Trong đó L32 được phát triển bởi W150, một phân tích tương tự đã được đề xuất cho L52 xuất phát từ W200. Để so sánh đặc tính truyền nhiệt của dòng một pha và hai pha trên cùng một thiết bị, hai mẫu L32/1 và L32/2 đã được đưa vào thực nghiệm.

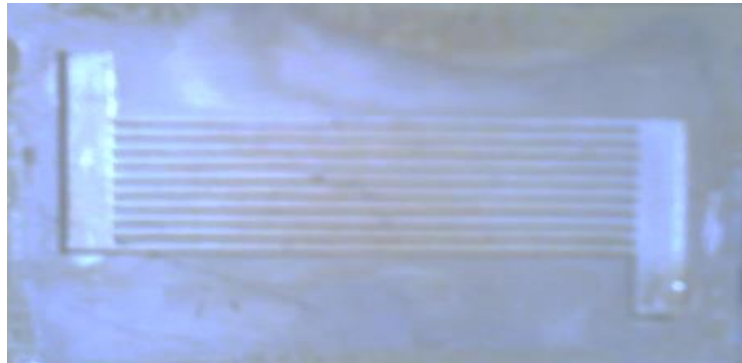


**Hình 3.1:** Bản vẽ mẫu gia công

**Bảng 3.1:** Tổng hợp các mẫu thực nghiệm

| Tên mẫu | Kích thước của substrate (mm) |      |     | Kích thước của ống góp (mm) |                |                | Kích thước kênh micro (mm) |                |                |                 |                 |                 |
|---------|-------------------------------|------|-----|-----------------------------|----------------|----------------|----------------------------|----------------|----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
|         |                               |      |     |                             |                |                | Phía hơi                   |                |                | Phía nước       |                 |                 |
|         | L                             | W    | T   | L <sub>f</sub>              | W <sub>f</sub> | D <sub>f</sub> | L <sub>m</sub>             | W <sub>m</sub> | D <sub>m</sub> | L <sub>cw</sub> | W <sub>cw</sub> | D <sub>cw</sub> |
| L32     | 42                            | 23   | 0,7 | 14,5                        | 2,5            | 0,5            | 32                         | 0,5            | 0,5            | 37              | 9,5             | 0,5             |
| L52     | 62                            | 23   | 0,7 | 14,5                        | 2,5            | 0,5            | 52                         | 0,5            | 0,5            | 57              | 9,5             | 0,5             |
| L32/1   | 46                            | 26,5 | 1,2 | 14                          | 3              | 0,3            | 32                         | 0,5            | 0,3            | 32              | 0,5             | 0,3             |
| L32/2   | 46                            | 26,5 | 1   | 14                          | 3              | 0,3            | 32                         | 0,5            | 0,3            | 32              | 0,5             | 0,18            |

Hình 3.2 là hai mẫu nghiên cứu thực tế đã được sử dụng trong nghiên cứu này. Cả hai mẫu được gia công trên bằng phương pháp phay trên máy CNC. Các hình ảnh thực tế của mẫu và vị trí đặt cảm biến được thể hiện rõ từ hình 3.3 – 3.5 (Tham khảo chi tiết trong phụ lục 1).

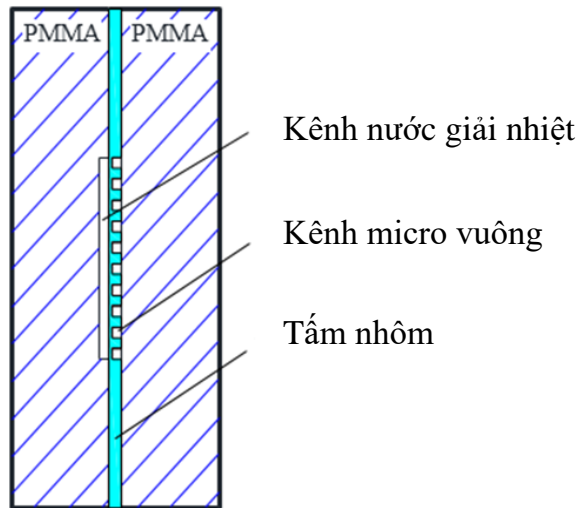


(a) Mẫu L32

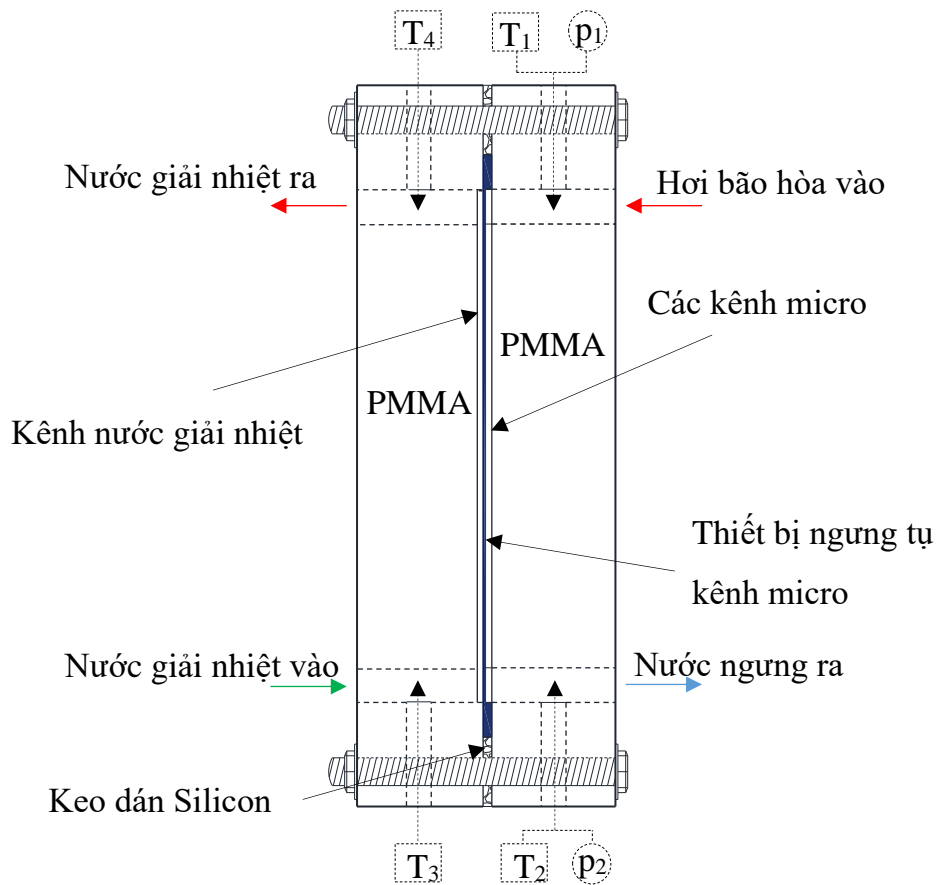


(b) Mẫu L52

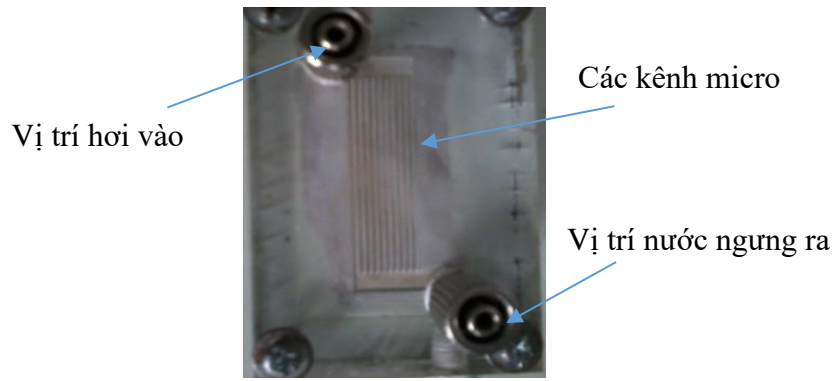
**Hình 3.2:** Mẫu L32 và L52



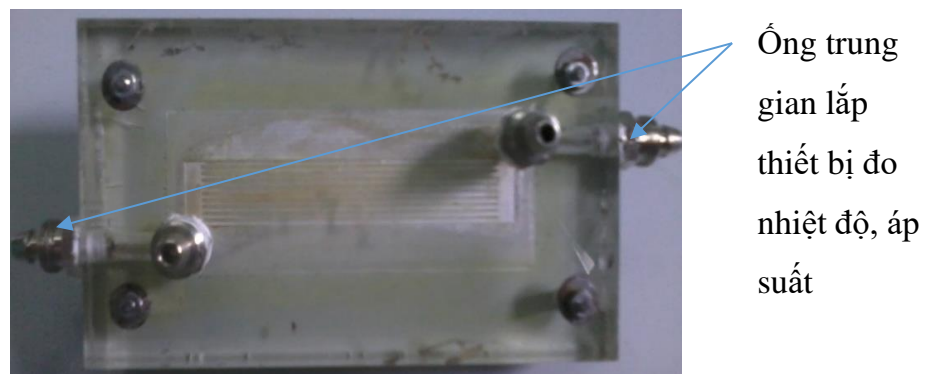
**Hình 3.3:** Chi tiết bố trí kênh nước giải nhiệt với tấm PMMA



**Hình 3.4:** Bố trí các kênh đi vào/ ra và vị trí các thiết bị đo



(a) L32



(b) L52

**Hình 3.5:** Mẫu L32 và L52 sau khi bố trí ngõ vào/ ra

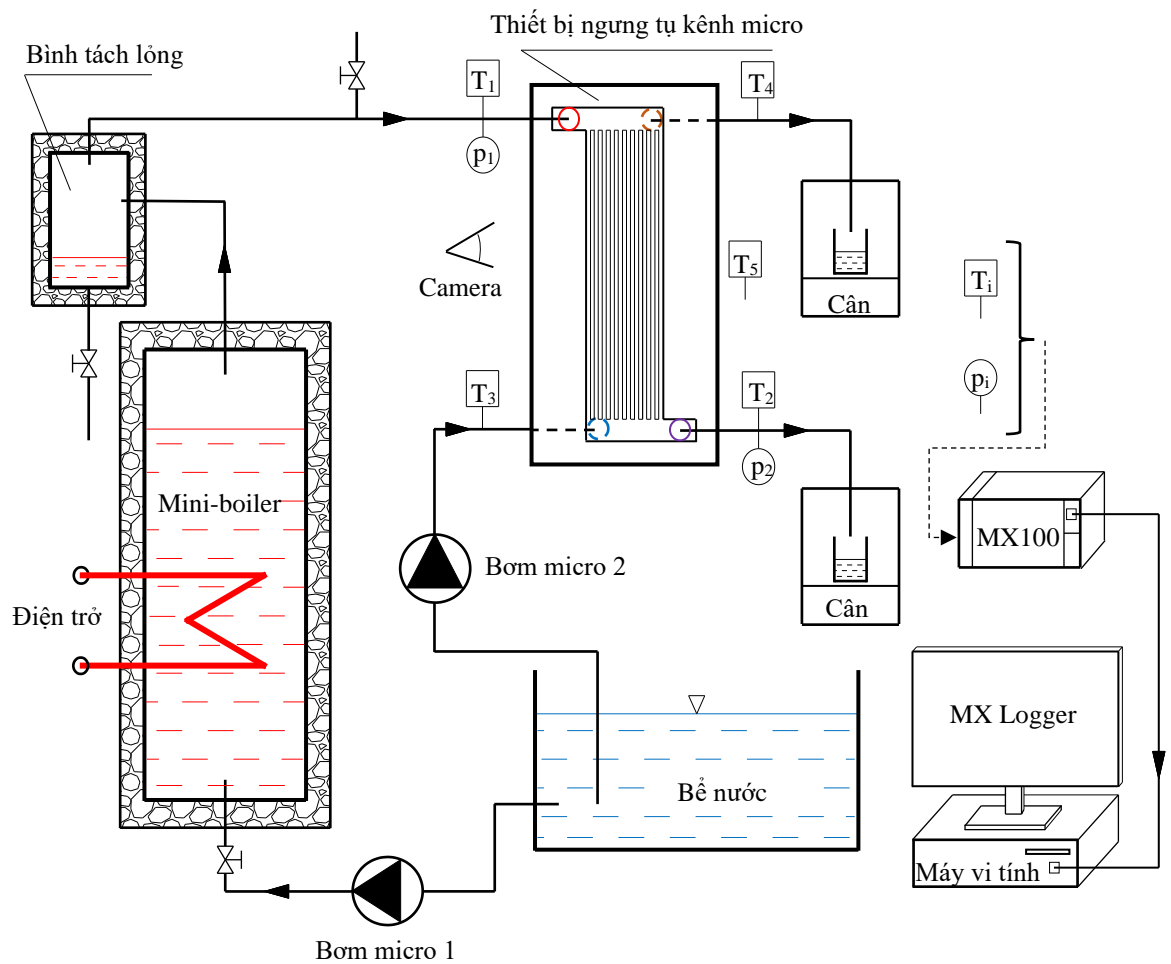
## 3.2. Thiết lập thực nghiệm

### 3.2.1. Lắp đặt hệ thống

#### a. Hệ thống thí nghiệm và bố trí thiết bị đo

Sơ đồ hệ thống thí nghiệm được bố trí như hình 3.6, hệ thống bao gồm 7 thiết bị chính: Lò hơi mini (mini-boiler), bình tách lỏng, thiết bị ngưng tụ kênh micro, bể nước, bơm cấp nước cho lò hơi, bơm nước giải nhiệt và hệ thống thu thập dữ liệu.

Hơi bão hòa khô từ lò hơi mini đi vào thiết bị ngưng tụ kênh micro nhằm nhiệt cho nước giải nhiệt và ngưng tụ thành lỏng hoàn toàn ở đầu ra. Để đảm bảo hơi vào thiết bị ngưng tụ kênh micro ở trạng thái bão hòa khô, một bình tách lỏng được lắp đặt trong hệ thống thí nghiệm.



**Hình 3.6:** Sơ đồ hệ thống thí nghiệm

**Bố trí thiết bị đo:**

- Để xác định nhiệt độ vào và ra về phía dòng hơi và nước giải nhiệt, 4 cảm biến nhiệt loại T được bố trí tại đầu vào và đầu ra của thiết bị bao gồm T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub> cho phía dòng hơi và T<sub>3</sub>, T<sub>4</sub> cho phía nước giải nhiệt. Ngoài ra, một cảm biến nhiệt nữa T<sub>5</sub> được sử dụng để xác định nhiệt độ không khí môi trường xung quanh.

- Một thiết bị đo đồng thời áp suất p<sub>1</sub> và p<sub>2</sub> được sử dụng để xác định độ giảm áp của dòng hơi tại đầu vào và nước ngưng ở đầu ra của thiết bị ngưng tụ kênh micro. Thiết bị đo này gồm 2 đầu cảm biến áp suất: cảm biến áp suất thứ nhất được lắp tại đầu vào của dòng hơi để đo áp suất của hơi bão hòa, cảm biến áp suất thứ hai được



lắp tại đầu ra để đo áp suất của nước ngưng. Từ đây, độ giảm áp suất được xác định là  $\Delta p = p_1 - p_2$ , Pa.

- Cân điện tử chính xác được sử dụng để xác định lưu lượng nước ngưng và lưu lượng nước giải nhiệt với giá trị hiển thị đến 0,0001g.

- Xác định biên dạng vị trí nước ngưng bên trong các kênh micro, một camera tốc độ cao được sử dụng để quan sát quá trình ngưng tụ của dòng hơi.

### **Hệ thống thu thập dữ liệu:**

Hệ thống này gồm 3 thiết bị chính, máy vi tính được sử dụng để hiển thị và lưu trữ dữ liệu nhờ phần mềm MX Logger kết nối với bộ thu thập dữ liệu MX100 bằng đường truyền của dây cáp Internet theo hệ thống mạng nội bộ.

**Bảng 3.2:** Chi tiết vị trí lắp cảm biến nhiệt và áp suất

| <b>Tên cảm biến</b>               | <b>Vị trí lắp</b>      | <b>Thông số</b>              |
|-----------------------------------|------------------------|------------------------------|
| Cặp nhiệt, loại T                 | T <sub>1</sub>         | Nhiệt độ hơi vào             |
|                                   | T <sub>2</sub>         | Nhiệt độ nước ngưng          |
|                                   | T <sub>3</sub>         | Nhiệt độ nước giải nhiệt vào |
|                                   | T <sub>4</sub>         | Nhiệt độ nước giải nhiệt ra  |
|                                   | T <sub>5</sub>         | Nhiệt độ môi trường          |
| Cảm biến áp suất, loại $\Delta p$ | $\Delta p = p_1 - p_2$ | Độ giảm áp suất phía hơi.    |

### **b. Thông số kỹ thuật các thiết bị chính**

(1). Lò hơi mini:

Lò hơi mini như hình 3.7 được sử dụng có 2 điện trở, công suất của mỗi điện trở 4,5 kW. Trong nghiên cứu này chỉ có 1 điện trở được sử dụng, đồng thời một biến trở được bố trí nối tiếp với điện trở để điều chỉnh công suất cấp hơi cho thiết bị ngưng tụ kênh micro.

Thông tin kỹ thuật lò hơi mini

- Công suất khi kết hợp với biến trở: 0 - 4500 W
- Nguồn điện: 1 pha, 220-240 V AC
- Nơi sản xuất: Mỹ

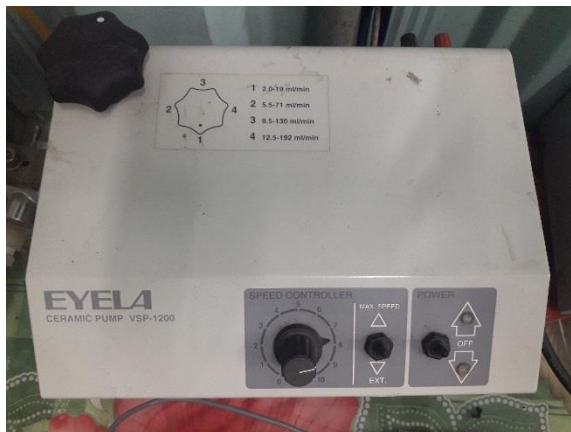


**Hình 3.7:** Lò hơi mini

(2) Bơm mini

Để ổn định mực nước trong lò hơi mini 2, lưu lượng nước cấp vào phải ổn định theo công suất lò và điều này được thực hiện bởi bơm mini 1.

Tương tự cho giải pháp điều chỉnh lưu lượng của lưu chất giải nhiệt cũng được thực hiện bằng bơm mini 2 như hình 3.8.



**Hình 3.8:** Bơm ceramic

Thông số kỹ thuật cho bơm ceramic EYELA để bơm nước giải nhiệt

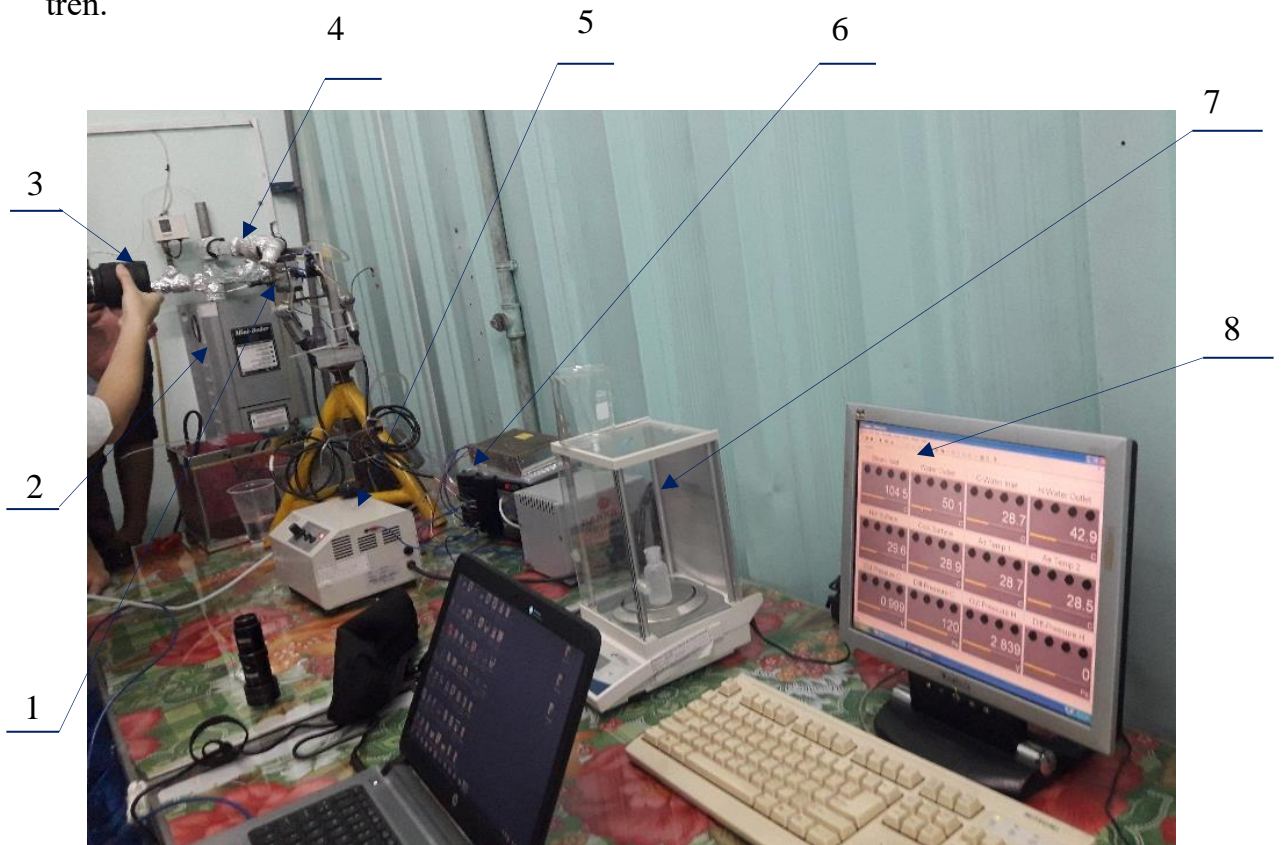
- Loại: VSP-1200

- Lưu lượng: có thể điều chỉnh từ 2,0 ml/phút đến 192 ml/phút.

- Nguồn điện: 100V, 50/60Hz, 0,2 kVA

- Nơi sản xuất: Nhật Bản

Hình 3.9 là hệ thống thí nghiệm đã được lắp đặt như sơ đồ hình 3.6 đã trình bày ở trên.



**Hình 3.9:** Hệ thống thí nghiệm

*1-Thiết bị ngưng tụ kênh micro, 2-Lò hơi mini, 3-Camera tốc độ cao,  
4-Bình tách lỏng, 5-Bơm micro, 6-Bộ thu thập dữ liệu MX100, 7-Cân điện tử,  
8-Màn hình hiển thị dữ liệu*

### 3.2.2. Quá trình đo lường

#### a. Các thiết bị đo sử dụng trong nghiên cứu

##### (1) Cảm biến nhiệt độ và cảm biến áp suất

Các cảm biến nhiệt loại T được sử dụng để đo nhiệt độ hơi tại đầu vào ( $T_1$ ), nước ngưng tại đầu ra ( $T_2$ ), nhiệt độ nước giải nhiệt đầu vào ( $T_3$ ), nhiệt độ nước giải nhiệt đầu ra ( $T_4$ ) và một cảm biến nhiệt đo nhiệt độ môi trường xung quanh ( $T_5$ ). Cảm biến áp suất (hình 3.10) để đo độ giảm áp suất ( $\Delta p$ ) từ đầu vào ( $p_1$ ) đến đầu ra ( $p_2$ ) của quá trình ngưng tụ hơi nước trong kênh micro. Chi tiết thông tin các cảm biến được thể hiện ở bảng 3.3.



**Hình 3.10:** Cảm biến áp suất

**Bảng 3.3:** Cảm biến nhiệt độ và áp suất

| Tên gọi          | Loại sử dụng                        | Thông tin kỹ thuật   | Số lượng |
|------------------|-------------------------------------|--|----------|
| Cảm biến nhiệt   | Cặp nhiệt                           | - Loại: T<br>- Kích thước cảm biến:<br>200 $\mu\text{m}$                                   | 5        |
| Cảm biến áp suất | PMP4110<br>$(\Delta p = p_1 - p_2)$ | - Điện áp đầu ra: 1 - 5 V<br>- Độ giảm áp suất: 0~1 bar<br>- Độ chính xác: $\pm 0,04\%$ FS | 1        |

## (2) Cân điện tử

Cân điện tử loại TE214S như hình 3.11 đã được sử dụng để đo lưu lượng của nước giải nhiệt và nước ngưng.



**Hình 3.11:** Cân điện tử

### Thông tin kỹ thuật

- Khối lượng đổi đa: 201 g.
- Độ phân giải: 0,0001 g.
- Sai số:  $\pm 0,0015$  g
- Thời gian ghi nhận dữ liệu: 03 giây.

Cân điện tử này có sai số rất bé và độ phân giải cao rất phù hợp để xác định khối lượng hoặc lưu lượng khối lượng của lưu chất. Trước khi đo ta phải reset thiết bị để đảm bảo rằng trên màn hình thiết bị hiển thị 0,0000 g.

## (3) Hệ thống thu thập dữ liệu

Bộ thu thập dữ liệu MX100 như hình 3.12 được sử dụng có thông tin kỹ thuật như sau:

- Số lượng kênh kết nối cảm biến: 20 kênh
- Tốc độ ghi nhận dữ liệu 0,1 giây.
- Nguồn điện sử dụng là 100-240V AC

- Kết nối với máy tính: Mạng LAN

Phần mềm MX LOGGER kết nối đến MX100:

- Mã số: 5586DE96-5138-4BC0-8E10-A0F31FFC3D73

- Số Serial: 204-0001-01274-634X

Máy tính sử dụng để hiển thị và lưu trữ dữ liệu đã sử dụng hệ điều hành Win XP.



**Hình 3.12:** Bộ thu thập dữ liệu MX100

### **b. Phương pháp thu thập dữ liệu**

Quá trình thu thập dữ liệu nhiệt độ ( $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$  và  $T_5$ ) và độ giảm áp suất  $\Delta p = p_1 - p_2$  hoàn toàn tự động bằng máy tính bởi phần mềm MX Logger được kết nối với bộ thu thập dữ liệu MX100. Kết quả nhiệt độ và áp suất đã hiển thị và lưu trữ bởi máy tính như hình 3.13.





**Hình 3.13:** Dữ liệu được hiển thị và lưu trữ bởi máy tính

Dữ liệu nhiệt độ và áp suất đã thu thập được lưu trữ trong máy tính dưới dạng các file \*.mxd. Để xuất dữ liệu này, cửa sổ Data Viewer được dùng (hình 3.14) để chuyển sang file \*.xlsx. Dữ liệu được xử lý theo phương pháp hồi qui bằng sự hỗ trợ của phần mềm Excel.

| Tag No.           | Start Data No. | End Data No. | Min.  | Max.  | P-P | Mean  | RMS   |
|-------------------|----------------|--------------|-------|-------|-----|-------|-------|
| Steam Inlet[C]    | 0              | 125          | 104.7 | 105.2 | 0.5 | 104.8 | 104.8 |
| Water Outlet[C]   | 0              | 125          | 80.3  | 89.1  | 8.8 | 85.4  | 85.4  |
| C-Water Inlet[C]  | 0              | 125          | 28.3  | 28.7  | 0.4 | 28.5  | 28.5  |
| H-Water Outlet[C] | 0              | 125          | 38.7  | 39.1  | 0.4 | 38.8  | 38.8  |
| Hot Surface[C]    | 0              | 125          | 54.1  | 56.5  | 2.4 | 55.4  | 55.4  |
| Cool Surface[C]   | 0              | 125          | 43.1  | 44.1  | 1.0 | 43.6  | 43.6  |
| Air Temp 1[C]     | 0              | 125          | 28.1  | 28.9  | 0.8 | 28.5  | 28.5  |
| Air Temp 2[C]     | 0              | 125          | 28.5  | 31.3  | 2.8 | 29.2  | 29.2  |

**Hình 3.14:** Cửa sổ Data Viewer

### **Xác định lưu lượng hơi và lưu lượng nước giải nhiệt.**

- Lưu lượng hơi được xác định thông qua lượng nước ngưng thu được trong một khoảng thời gian nhất định từ đó tính ra lưu lượng của hơi. Vì theo định luật bảo toàn khối lượng thì lưu lượng khối lượng của hơi bão hòa ở đầu vào phải bằng với lưu lượng nước ngưng tại đầu ra trong điều kiện ổn định. Trong thí nghiệm này khoảng thời gian để thu thập lượng nước ngưng là 60s cho mỗi dữ liệu thu thập.

- Lưu lượng nước ngưng cũng tương tự lý luận trên lưu lượng nước ở đầu vào bằng lưu lượng nước tại đầu ra.

### **3.2.3. Độ chính xác của thiết bị đo**

Bảng 3.4 mô tả các thông số và độ chính xác của các thiết bị đo lường đã được sử dụng trong hệ thống thí nghiệm. Trong đó, thiết bị ngưng tụ L32 và L52 được đặt hàng chế tạo bằng phương pháp phay trên máy CNC, tại trung tâm công nghệ cao của Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM. Sai số về kích thước kênh theo bảng 3.4 và độ nhám bề mặt kênh được xác định theo phương pháp gia công tinh theo cấp độ 8. Bên cạnh đó, sai số về kích thước này cũng được đánh giá bằng phương pháp đo lazer, được kiểm chứng trong [4]. Riêng cặp nhiệt loại T thuộc kích cỡ micro, có đường kính dây 300  $\mu\text{m}$ . Các dụng cụ thiết bị đo dưới đây đã được sử dụng:

1. Cặp nhiệt loại T (Thermocouples, T-type)
2. Bơm điều chỉnh lưu lượng, VSP-1200, made by Tokyo Rikakikai.
3. Cảm biến đo chênh áp, Model PMP4110, made by Duck.
4. Cân điện tử chính xác, Model TE-214S, made by Sartorius.
5. Camera tốc độ cao, Model UX50-160K-M2-8, made by DAS.
6. Camera nhiệt, Model Ti9, made by Fluke, USA.



**Bảng 3.4:** Thông số đo và độ chính xác

| <b>Stt</b> | <b>Thông số</b>          | <b>Độ chính xác</b>                |
|------------|--------------------------|------------------------------------|
| 1          | Nhiệt độ                 | $\pm 0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| 2          | Áp suất                  | $\pm 0,04\% \text{ FS}$            |
| 3          | Lưu lượng                | $\pm 0,0015 \text{ g}$             |
| 4          | Chiều cao kênh micro     | $\pm 7 \text{ }\mu\text{m}$        |
| 5          | Chiều rộng kênh micro    | $\pm 10 \text{ }\mu\text{m}$       |
| 6          | Chiều dài kênh micro     | $\pm 70 \text{ }\mu\text{m}$       |
| 7          | Tốc độ chụp của camera   | 2000 fps                           |
| 8          | Camera nhiệt (model Ti9) | $\pm 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$   |

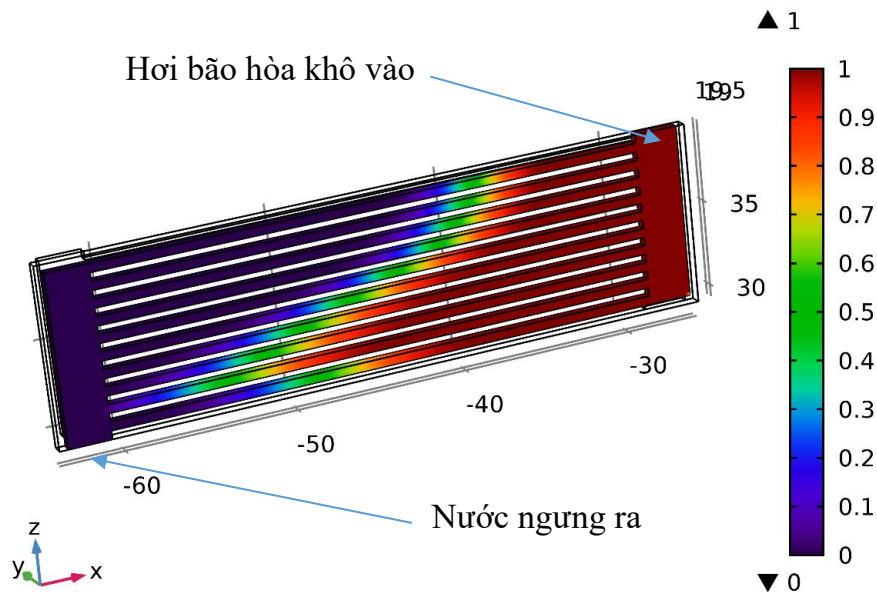
## CHƯƠNG 4: CÁC KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

### 4.1. Các kết quả mô phỏng số

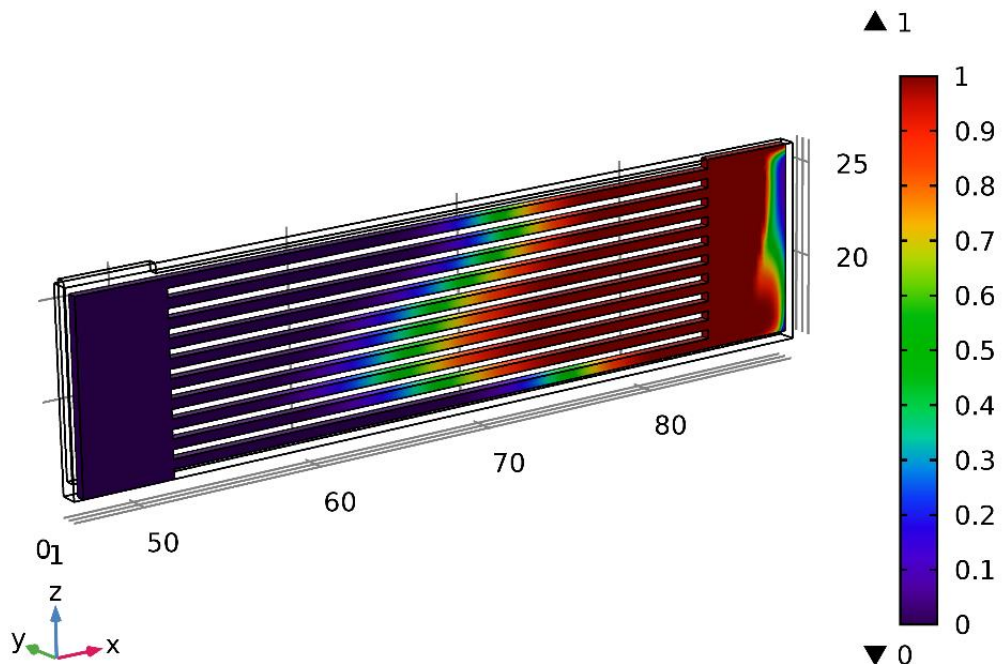
#### 4.1.1. Ảnh hưởng hình dáng và kích thước ống góp

Trước tiên, quá trình ngưng tụ của hơi được thể hiện thông qua sự giảm độ khô của nó. Sự giảm độ khô của các mẫu W150-A, W150-B và W150-C được xem xét, để đánh giá sự ảnh hưởng của kích thước và hình dáng kênh đến quá trình ngưng tụ của hơi bão hòa trong thiết bị ngưng tụ kênh micro. Ống góp của 3 mẫu này có cùng độ sâu ( $D_f = 500 \mu\text{m}$ ) và cùng chiều dài ( $L_f = 10 \text{ mm}$ ), nhưng chiều rộng của 3 mẫu khác nhau: W150-A ( $W_f = 2,5 \text{ mm}$ ), W150-B ( $W_f = 5,0 \text{ mm}$ ) và W150-C ( $W_f$  thay đổi từ  $5,0 \text{ mm}$  giảm xuống còn  $0,5 \text{ mm}$ ). Các thông số thiết kế chi tiết của 3 mẫu này đã được trình bày trong bảng 2.2.

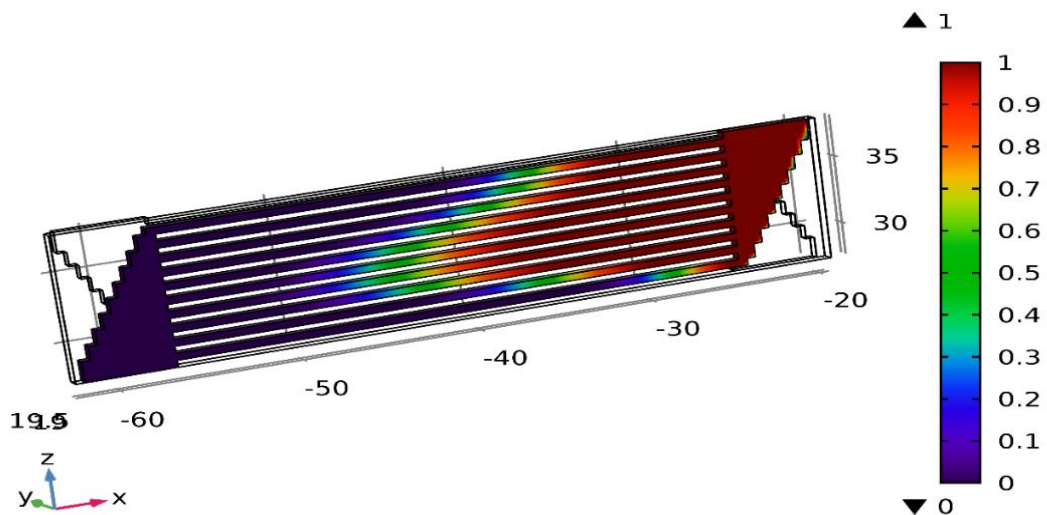
Kết quả về sự giảm độ khô của hơi bên trong ống góp của 3 mẫu W150-A (hình 4.1), W150-B (hình 4.2) và W150-C (hình 4.3) đã được thực hiện bằng mô phỏng số với các điều kiện đầu vào như nhau: nhiệt độ và lưu lượng hơi bão hòa khô ở đầu vào là  $t_s = 105 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_s = 0,06 \text{ g/s}$ . Nhiệt độ và lưu lượng của nước giải nhiệt là  $t_{cw1} = 29^\circ\text{C}$ ,  $m_{cw} = 3,244 \text{ g/s}$ .



**Hình 4.1:** Sự giảm độ khô của hơi cho W150-A



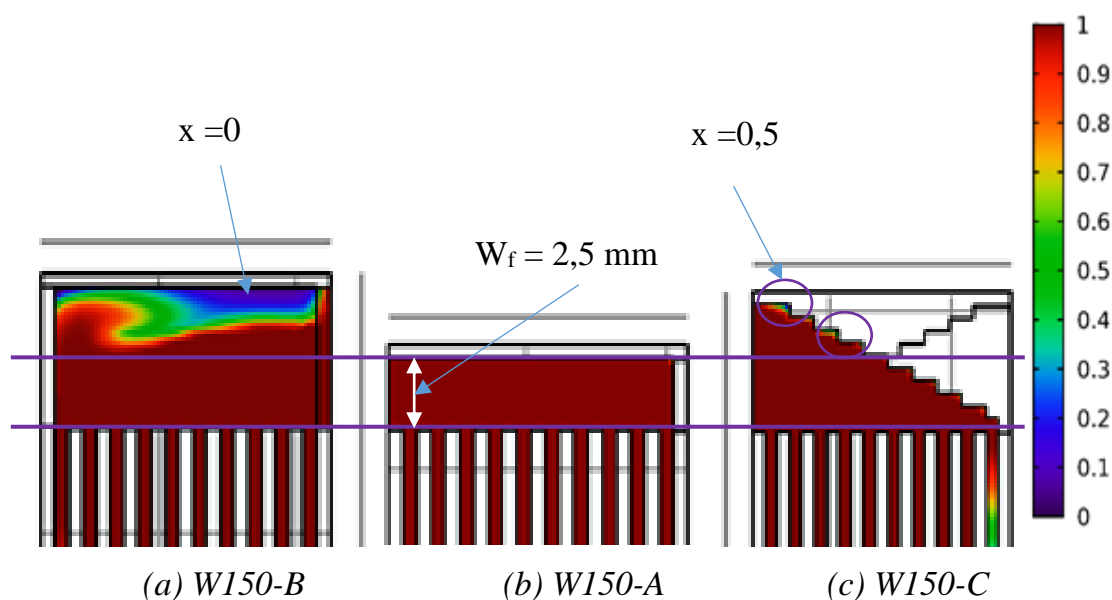
**Hình 4.2:** Sự giảm độ khô của hơi cho W150-B



**Hình 4.3:** Sự giảm độ khô của hơi cho W150-C

Hình 4.1-4.3 đã chỉ ra quá trình ngưng tụ đã xảy ra hoàn toàn trong các kênh micro, tại vị trí đầu vào hơi bão hòa có độ khô  $x = 1$  và giá trị này giảm dần dọc theo

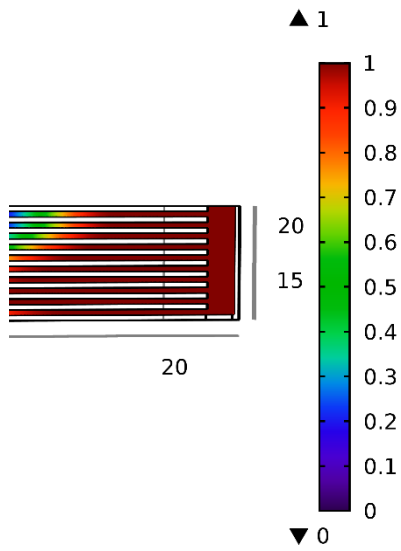
chiều dài các kênh micro, tại đầu ra có  $x = 0$ . Mặt khác, kết quả mô phỏng số này cũng chỉ ra W150-B và W150-C có sự thay đổi lớn về độ khô ở bên trong ống góp so với W150-A, điều này chứng tỏ rằng có quá trình ngưng tụ đã xảy ra ở đây. Vì ống góp được thiết kế để phân phối hơi đồng đều cho các kênh micro, cho nên quá trình ngưng tụ xảy ra bên trong ống góp là không cần thiết và hơn nữa kích thước ống góp càng lớn sẽ làm tăng kích thước thiết bị điều này dẫn đến hiệu suất của thiết bị giảm. Một phân tích kích thước ống góp được thể hiện như hình 4.4.



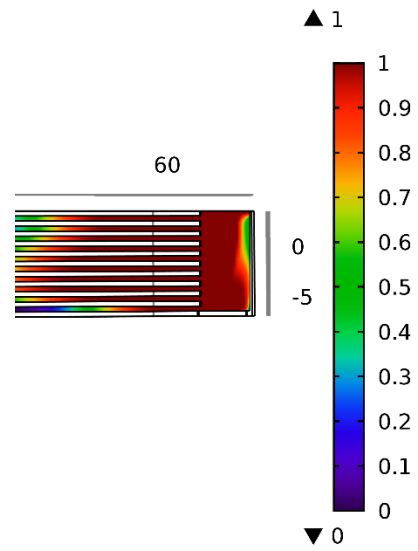
**Hình 4.4:** Hình dáng và kích thước ống góp

Kết quả phân tích trên hình 4.4 đã chỉ ra W150-A có kích thước về chiều rộng ống góp  $W_f = 2,5$  mm là phù hợp nhất cho mẫu thiết kế có 10 kênh micro vuông và chiều dài kênh  $L_m = 32$ mm.

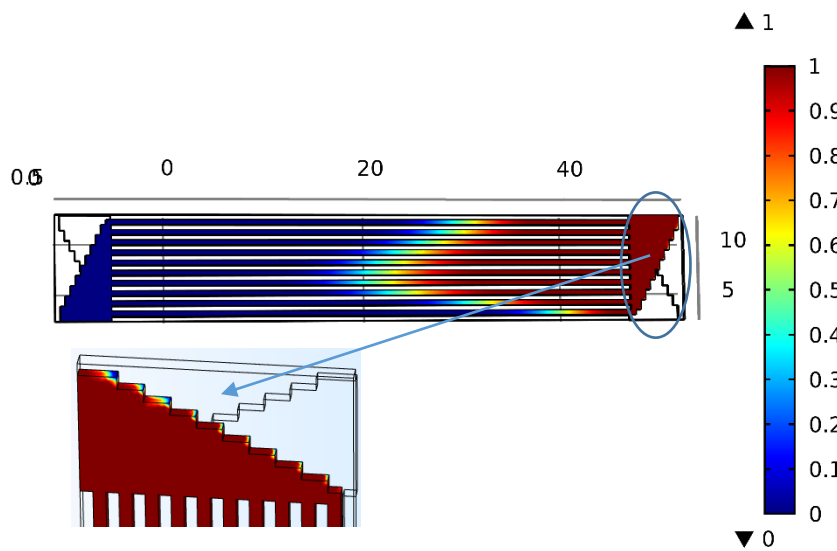
Quá trình mô phỏng số cũng đã thực hiện trên mẫu W200-A ( $W_f = 2,5$  mm), W200-B ( $W_f = 5$  mm) và W200-C ( $W_f = 5 \div 0,5$  mm) trong cùng điều kiện như các mẫu W150-A-W150-C và kết quả đã thu được như hình 4.5. Kết quả này cũng cho thấy W200-A có kích thước và hình dáng ống góp phù hợp nhất trong 3 mẫu W200-A, W200-B và W200-C đều có 10 kênh micro vuông, có chiều dài  $L_m = 52$  mm.



(a) W200-A



(b) W200-B



(c) W200-C

**Hình 4.5:** Sự giảm độ khô của W200-A/B/C

Với các kết quả đã phân tích từ hình 4.1 - 4.5 cho thấy trong cùng điều kiện mô phỏng đã kể trên thì W150-A và W200-A phù hợp nhất về thông số kích thước của ống góp để hạn chế quá trình chuyển pha xảy ra bên trong ống góp. Thêm vào đó, ống góp với hình dáng là bậc thang sẽ làm tăng chi phí gia công.

Vậy kích thước chiều rộng của ống góp 2,5 mm và hình chữ nhật là phù hợp nhất cho 2 thiết bị ngưng tụ có 10 kênh micro vuông với  $D_h = 500 \mu\text{m}$  và chiều dài lần lượt là 32 mm (W150-A) và 52 mm (W200-A).

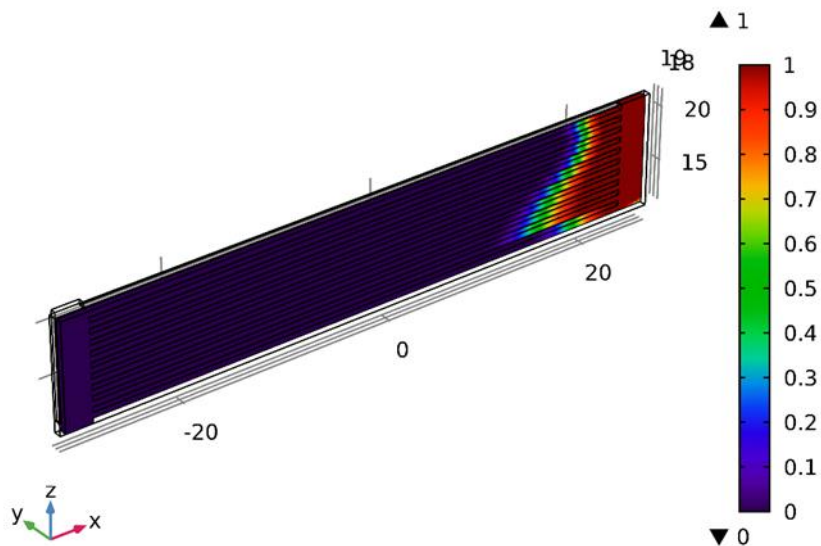
Như đã đề cập ở trên W150-A và W200-A được phát triển bởi W150 và W200, cho nên với kết quả đã phân tích ở đây đã chỉ ra W150 và W200 có thông số kích thước ống góp là  $L_f = 14,5 \text{ mm}$ ,  $W_f = 2,5 \text{ mm}$  và  $D_f = 500 \mu\text{m}$  là phù hợp nhất.

#### **4.1.2. Sự ảnh hưởng thông số hơi ở đầu vào đến quá trình ngưng tụ**

Thông số hơi ở đầu vào ở đây bao gồm nhiệt độ  $t_s$  và  $m_s$ , nghiên cứu sự ảnh hưởng này nhằm chỉ ra một giới hạn trên cho  $t_s$  và  $m_s$  của hai mẫu đã được tính toán thiết kế ở trên là W150 và W200. Cũng bằng lý luận nhằm giảm tài nguyên và chi phí cho mô phỏng số, kết hợp kết quả từ mục 4.1.1 đã chỉ ra W150-A và W200-A có thông số tối ưu về hình dáng và kích thước của ống góp. Thêm vào đó, mẫu W200-A (được phát triển bởi W200) có thông số kích thước lớn hơn W150-A (được phát triển bởi W150) nên W200-A được chọn để đánh giá sự ảnh hưởng này bằng mô phỏng số.

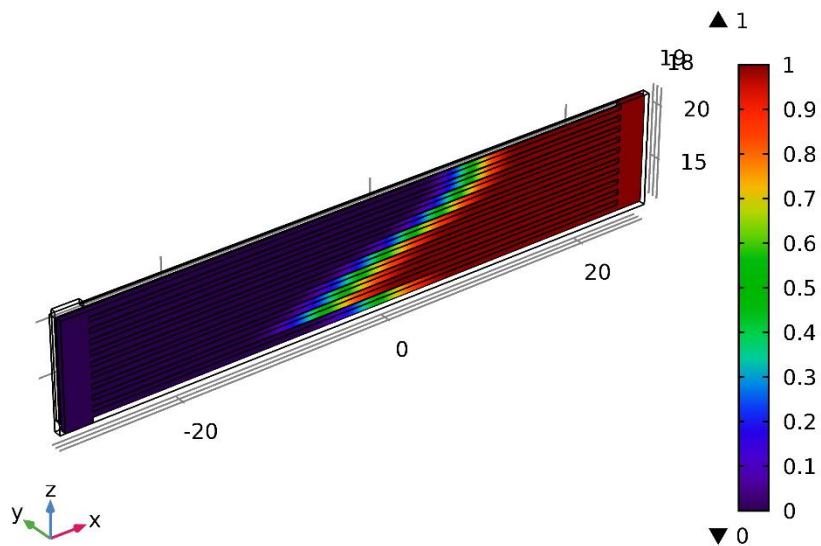
Hình 4.6 thể hiện kết quả sự giảm độ khô của hơi bão hòa dọc theo chiều dài các kênh micro trong thiết bị ngưng tụ khi nhiệt độ của nó tại vị trí đầu vào thay đổi từ 101 °C đến 108 °C. Lưu lượng nước giải nhiệt  $m_{cw} = 3,244 \text{ g/s}$  và nhiệt độ nước giải nhiệt là  $t_{cw} = 29 \text{ °C}$ , nhiệt độ môi trường xung quanh  $t_a = 32 \text{ °C}$ .

Surface: Phase transition between phase 1 and phase 2 (1)



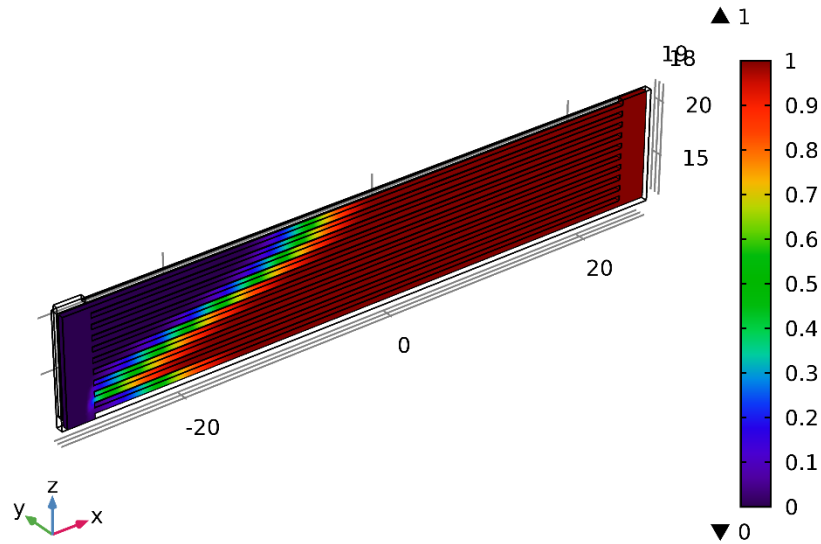
(a)  $t_s = 101 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_s = 0,04 \text{ g/s}$

Surface: Phase transition between phase 1 and phase 2 (1)



(b)  $t_s = 105 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_s = 0,06 \text{ g/s}$

Surface: Phase transition between phase 1 and phase 2 (1)



(c)  $t_s = 108 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_s = 0,08 \text{ g/s}$

**Hình 4.6:** Sự ảnh hưởng của thông số hơi đầu vào cho W200-A

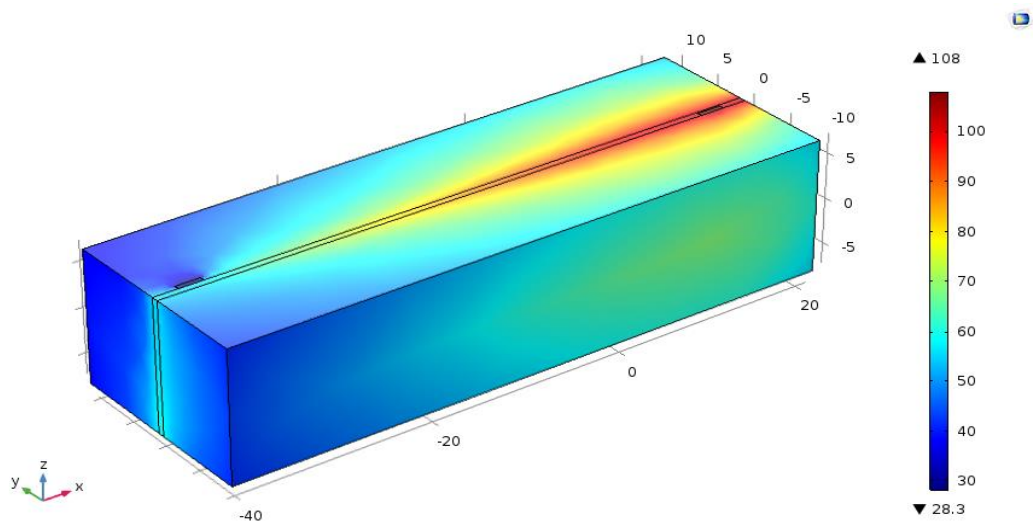
Kết quả mô phỏng đã chỉ ra ở trường hợp  $t_s = 101 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_s = 0,04 \text{ g/s}$  thì vị trí chuyển pha gần phía ống góp phía hơi đầu vào như hình 4.6a, trong trường hợp  $t_s=105^\circ\text{C}$ ,  $m_s = 0,06 \text{ g/s}$  thì vị trí chuyển pha này xuất hiện giữa chiều dài các kênh, vị trí này phù hợp với kích thước chiều dài kênh micro của W150 ( $L_m = 32 \text{ mm}$ ) như hình 4.6b. Còn ở trường hợp  $t_s = 108 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_s = 0,08 \text{ g/s}$  thì vị trí chuyển pha này xảy ra ở cuối kênh micro, gần phía ống góp của nước ngưng ở đầu ra như thể hiện ở hình 4.6c. Từ kết quả đã phân tích trên, đã chỉ ra một giới hạn trên cho các thông số của hơi ở đầu vào cho 2 thiết bị ngưng tụ kênh micro đã thiết kế. Cụ thể,  $t_s = 105 \text{ }^\circ\text{C}$  và  $m_s = 0,06 \text{ g/s}$  là thông số hơi đầu vào được giới hạn cho W150 ( $L_m = 32 \text{ mm}$ ). Còn  $t_s= 108 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_s = 0,08 \text{ g/s}$  là thông số hơi đầu vào được giới hạn tương ứng cho W200 ( $L_m = 52 \text{ mm}$ ).



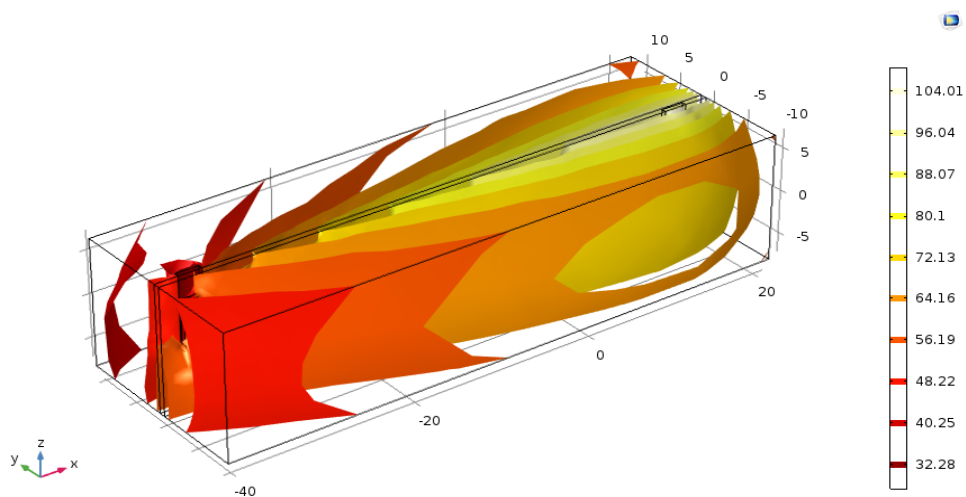
### 4.1.3. Quá trình chuyển pha trong kênh micro

#### a) Trường nhiệt độ

Với các thông số đầu vào như nhiệt độ hơi ở  $108\text{ }^{\circ}\text{C}$ , lưu lượng hơi  $0,03\text{ g/s}$ , lưu lượng nước giải nhiệt  $3\text{ g/s}$  và nhiệt độ đầu vào nước giải nhiệt  $29\text{ }^{\circ}\text{C}$ , trường nhiệt độ của thiết bị ngưng tụ W200 được giải bằng phương pháp mô phỏng số với kết quả như thể hiện ở hình 4.7.



(a) Mô hình 3D

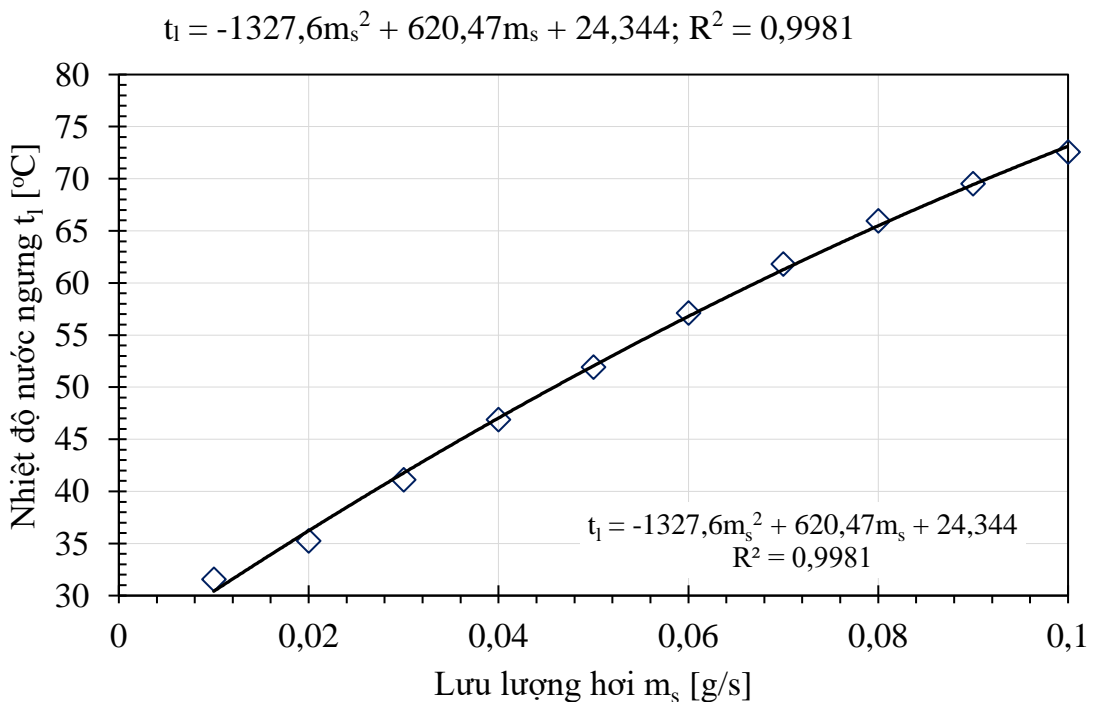


(b) Phân bố các mặt đẳng nhiệt

**Hình 4.7:** Trường nhiệt độ của thiết bị ngưng tụ W200

Sự phân bố trường nhiệt độ trong hình 4.7a và 4.7b phù hợp với các thông số đầu vào: ở vị trí hơi vào, nhiệt độ có giá trị cao nhất và sự thay đổi trường nhiệt độ phù hợp phương trình dẫn nhiệt cho vật rắn. Bên cạnh đó, sự thay đổi trường nhiệt độ cũng đã chứng minh cho một sự thống nhất của đặc tính truyền nhiệt của sơ đồ ngược chiều trong hệ thống thí nghiệm.

Hình 4.8 là thể hiện mối quan hệ giữa lưu lượng hơi đầu vào thay đổi từ 0,01 g/s đến 0,1 g/s trong điều kiện nhiệt độ hơi vào  $t_s = 105\text{ }^\circ\text{C}$  và điều kiện về phía nước giải nhiệt là  $t_{cw} = 29\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_{cw} = 3\text{ g/s}$ . Kết quả mô phỏng số đã chỉ ra nhiệt độ nước ngưng tại đầu ra biến thiên từ  $32\text{ }^\circ\text{C}$  đến  $73\text{ }^\circ\text{C}$ . Dựa theo phương pháp hồi qui bằng sự hỗ trợ của phần mềm Excel, một phương trình dự đoán nhiệt độ nước ngưng theo lưu lượng hơi tại đầu vào được đưa ra như sau:

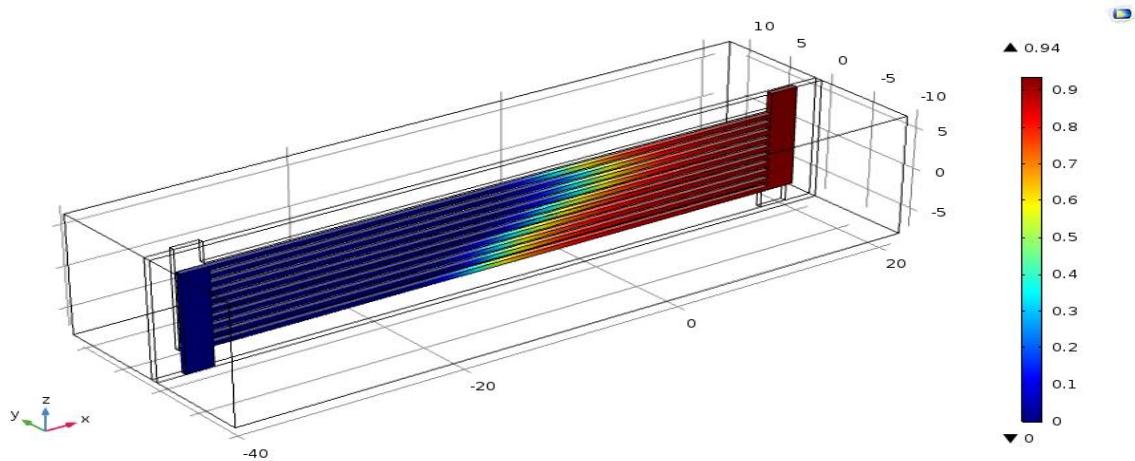


**Hình 4.8:** Mối quan hệ giữa nhiệt độ nước ngưng và lưu lượng hơi

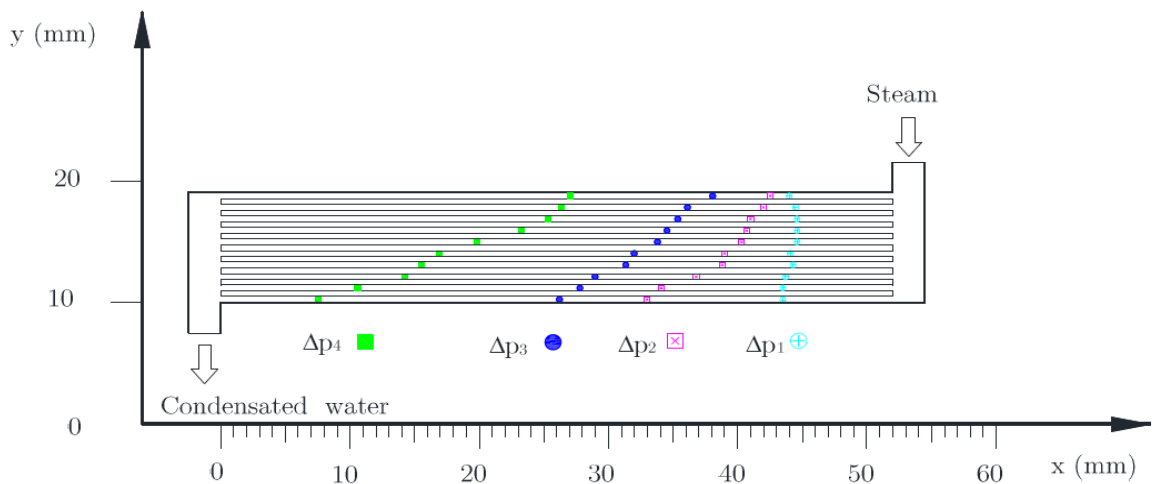
#### b) Sự chuyển pha trong kênh micro

Các kết quả về vị trí chuyển pha từ hơi sang lỏng trong thiết bị ngưng tụ mẫu W200 được thể hiện ở hình 4.9a, ứng với điều kiện nhiệt độ hơi vào trong khoảng  $104\text{ }^\circ\text{C}$  -  $107\text{ }^\circ\text{C}$  ở cùng lưu lượng hơi 0,07 g/s và nước giải nhiệt có nhiệt độ đầu vào  $29\text{ }^\circ\text{C}$  và lưu lượng 3 g/s. Các kết quả thu được ở nhiệt độ môi trường  $31\text{ }^\circ\text{C}$ . Các kết quả về biên dạng vị trí ngưng tụ thu được từ mô phỏng số phù hợp với các kết quả

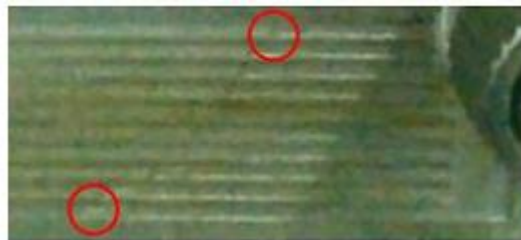
thực nghiệm trong cùng điều kiện  $\Delta p$  với sai số nhỏ hơn 8%, như hình 4.9. Cụ thể, kết quả mô phỏng số hình 4.9a ở điều kiện  $\Delta p = 30599$  Pa tương đồng với  $\Delta p_3$  ở hình 4.9b, với sai lệch 7%. Hình ảnh thu được từ camera tốc độ cao cho thấy không có hiện tượng sinh hơi (flash steam) ở đầu ra của các mẫu thí nghiệm. Chi tiết các kết quả thực nghiệm sẽ được thể hiện ở mục 4.2 trong cuốn luận án này.



(a) Kết quả mô phỏng số



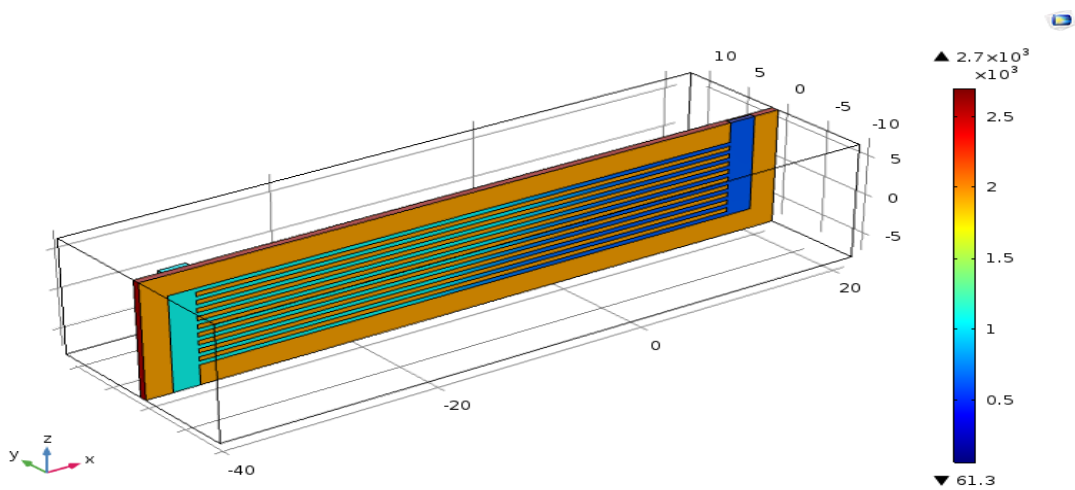
(b) Kết quả thực nghiệm



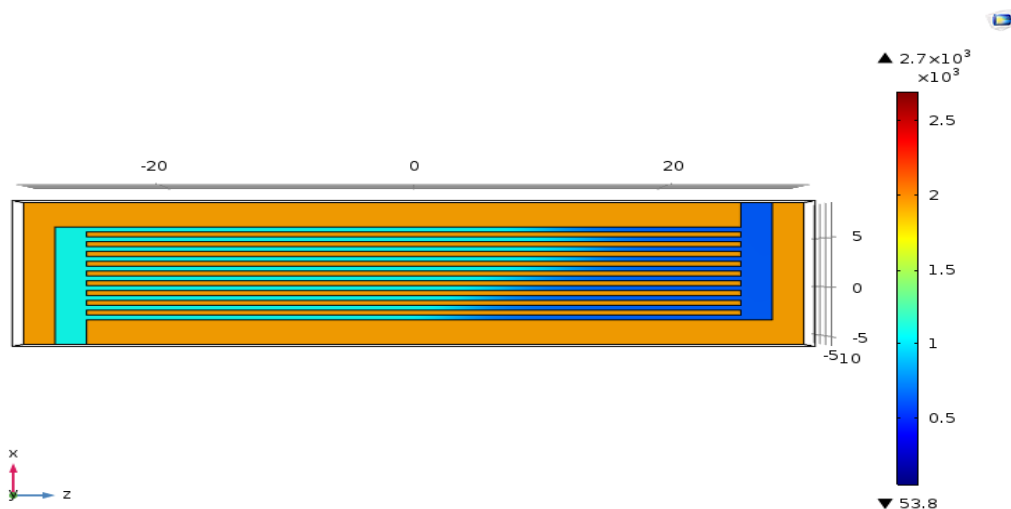
(c) Ảnh thực nghiệm cho một giá trị độ giảm áp suất

**Hình 4.9:** Biên dạng chuyển pha của thiết bị ngưng tụ W200

Một trong những thông số thể hiện quá trình chuyển pha nữa đó là khối lượng riêng. Khối lượng riêng của lưu chất có sự thay đổi khác biệt khi chúng chuyển pha. Điều này do lưu chất ở trạng thái hơi có khối lượng riêng nhỏ và nó có khối lượng riêng lớn hơn ở trạng thái lỏng. Để đánh giá ảnh hưởng của lực trọng trường đến biên dạng ngưng, một sự so sánh sự thay đổi về khối lượng riêng bằng phương pháp mô phỏng số cho thiết bị ngưng tụ đặt thẳng đứng và nằm ngang được thể hiện ở hình 4.10 (trong đó hình 4.10b đã được xoay ngang để dễ khảo sát).



(a) Kênh nằm ngang



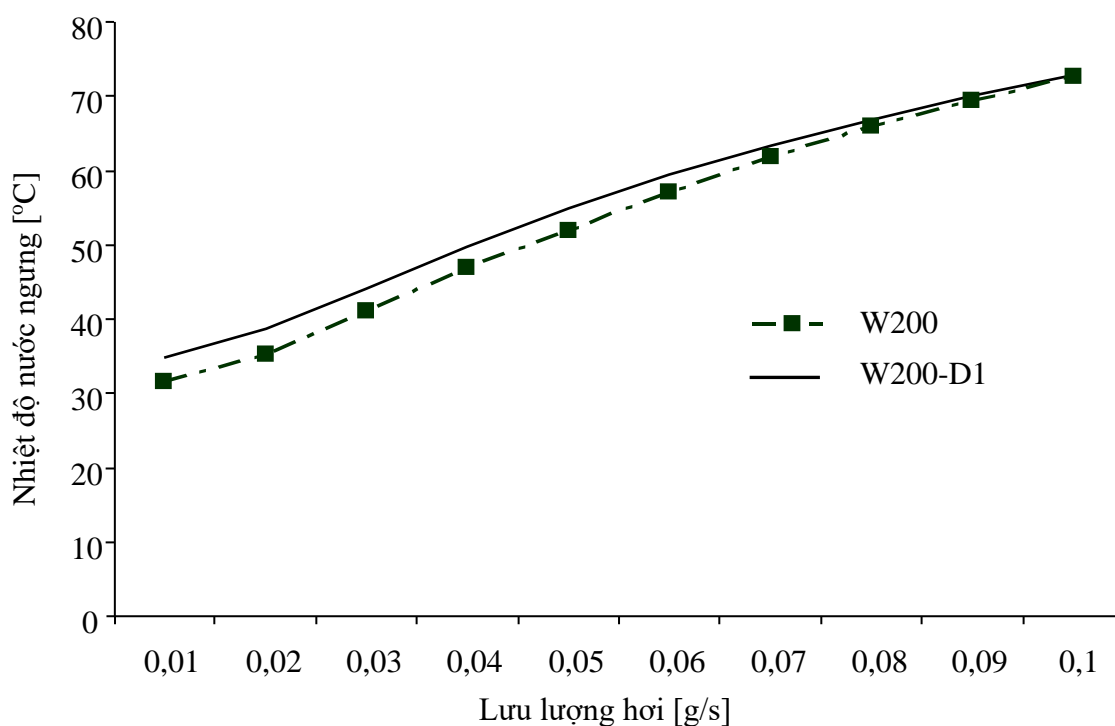
(b) Kênh thẳng đứng

**Hình 4.10:** Sự thay đổi khối lượng riêng

Hình 4.10a là kết quả thay đổi khối lượng riêng của hơi trong quá trình ngưng tụ cho trường hợp kênh micro đặt nằm ngang (chiều di chuyển dòng lưu chất vuông góc với phương của lực trọng trường). Hình 4.10b là cho trường hợp kênh micro đặt thẳng đứng. Trong cả hai trường hợp này thì phương z là phương của lực hấp dẫn. Kết quả này chỉ ra biên dạng ngưng trong mô hình này không bị ảnh hưởng bởi lực trọng trường, mà nó phụ thuộc vào phương pháp bố trí các dòng di chuyển của lưu chất là chính yếu.

#### 4.1.4 Ảnh hưởng của hình dáng kích thước kênh micro

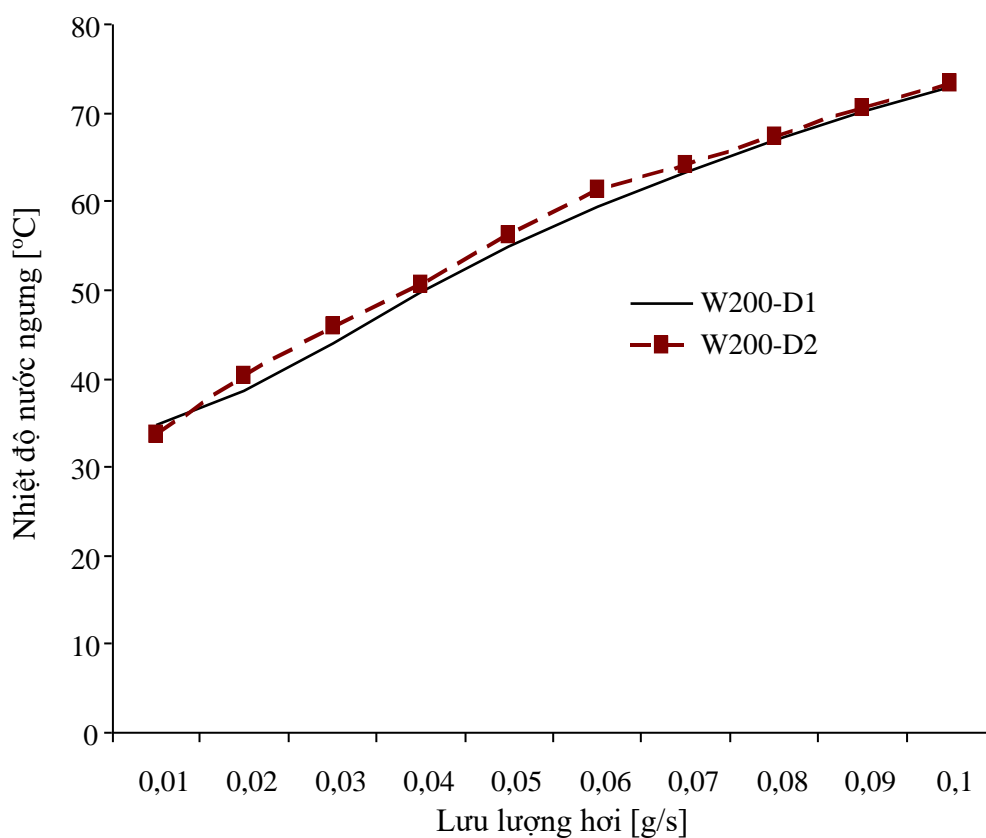
Để so sánh ảnh hưởng của bề dày substrate đến quá trình ngưng tụ, hai mẫu mô phỏng số W200 và W200-D1 có cùng điều kiện đầu vào. Chúng chỉ khác nhau ở bề dày substrate: mẫu W200 là 0,7 mm; mẫu W200-D1 là 1,2 mm. Chi tiết các thông số kích thước chúng được thể hiện ở bảng 2.3. Hình 4.11 thể hiện kết quả mô phỏng nhiệt độ nước ngưng ở đầu ra của mẫu W200-D1 và W200.



**Hình 4.11:** So sánh nhiệt độ nước ngưng của mẫu W200 và W200-D1

Trong nội dung nghiên cứu này, các thông số của nước giải nhiệt được cố định ở 29 °C và lưu lượng 3 g/s. Mô hình được giải với điều kiện nhiệt độ môi trường ở 31°C và lưu lượng hơi thay đổi từ 0,01 đến 0,1 g/s. Thêm vào đó, nhiệt độ của hơi đầu vào thiết bị ở 105 °C. Trong mô phỏng số phần này, mô hình toán học và lời giải tương tự như mô phỏng các mẫu W150-A/B/C và W200-A/B/C.

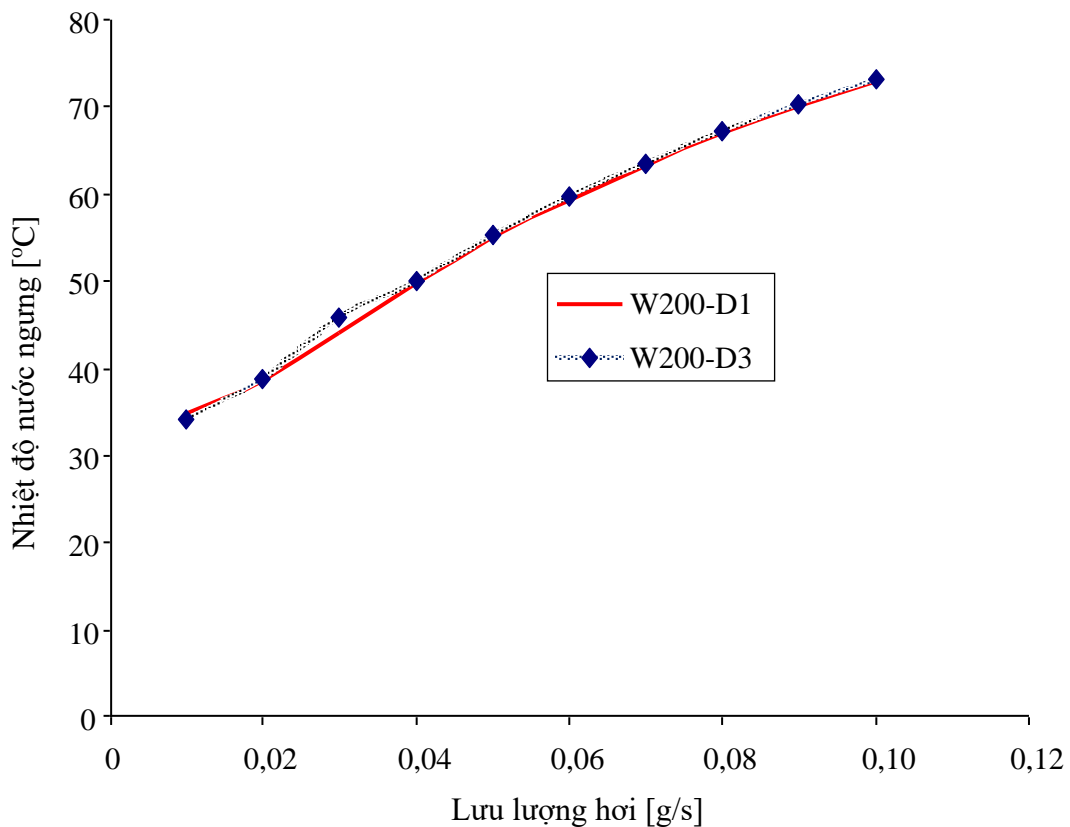
Kết quả khảo sát cho thấy rằng nhiệt độ nước ngưng của W200-D1 cao hơn giá trị thu được của mẫu W200 trong cùng điều kiện. Điều này do bề dày substrate của W200 mỏng hơn của W200-D1 (0,7 mm so với 1,2 mm). Nó có nghĩa rằng thiết bị ngưng tụ W200 có hiệu suất truyền nhiệt cao hơn mẫu W200-D1. Kết quả cũng thể hiện rằng sự khác biệt giữa hai thiết bị ngưng tụ là không đáng kể ở lưu lượng hơi cao. Khi lưu lượng hơi thay đổi từ 0,01 đến 0,1 g/s, độ chênh lệch nhiệt độ nước ngưng giảm từ 3,3 đến 0,3 °C.



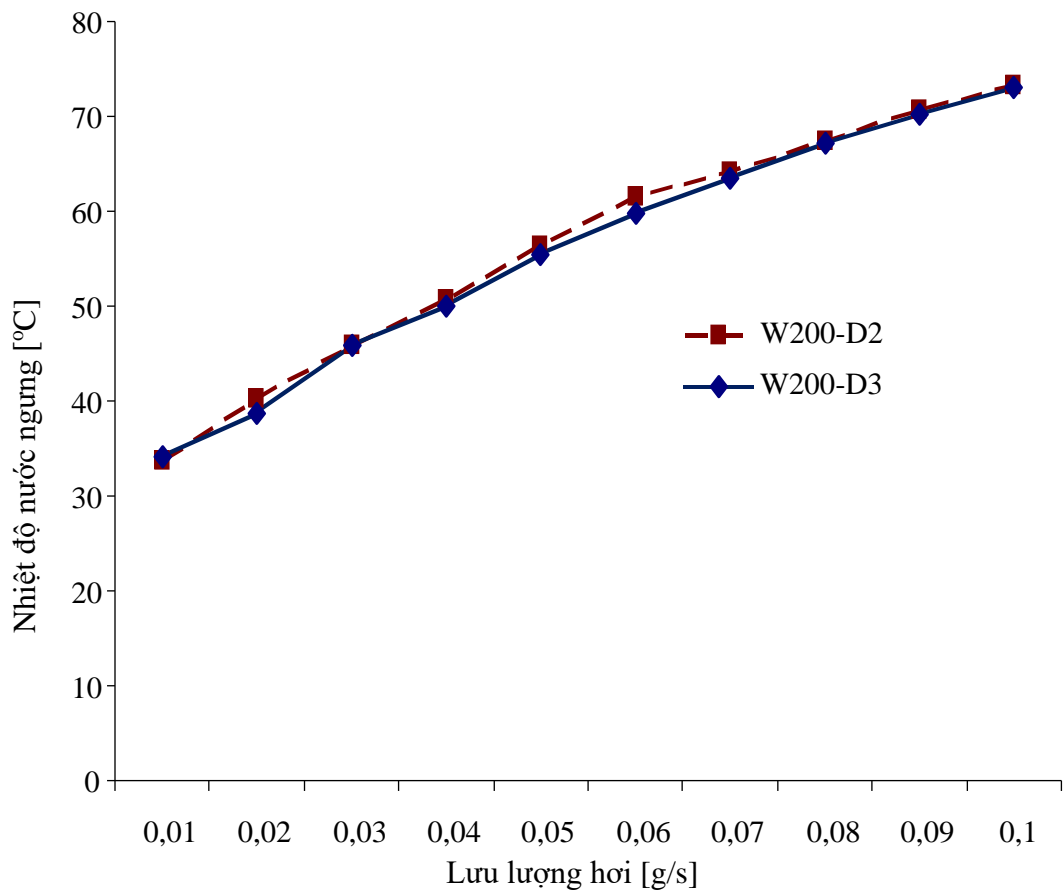
**Hình 4.12:** So sánh nhiệt độ nước ngưng của mẫu W200-D1 và W200-D2

Các mẫu W200-D1/D2/D3 có cùng chu vi ướt, W200-D1 có  $D_h = 500 \mu\text{m}$  và W200-D2/D3 có cùng  $D_h = 420 \mu\text{m}$ , nhưng khác nhau về các thông số kích thước kênh micro như thể hiện ở bảng 2.3. Kết quả chỉ ra nhiệt độ của nước ngưng của W200-D1 thấp hơn giá trị thu được từ W200-D2 (hình 4.12), điều này dẫn đến hiệu quả ngưng tụ của W200-D1 tốt hơn W200-D2.

Hiệu quả ngưng tụ của mẫu W200-D1 cao hơn so với mẫu W200-D3; tuy nhiên, sự chênh lệch này không đáng kể, như thể hiện ở hình 4.13. Khi cùng đường kính thủy lực, nhiệt độ nước ngưng tụ của mẫu W200-D3 thấp hơn của mẫu W200-D2, điều này dẫn đến hiệu quả ngưng tụ của W200-D3 tốt hơn W200-D2. Kết quả này do bề dày truyền nhiệt của mẫu W200-D3 mỏng hơn của mẫu W200-D2, như thể hiện ở hình 4.14.



**Hình 4.13:** So sánh nhiệt độ nước ngưng của mẫu W200-D1 và W200-D3



**Hình 4.14:** So sánh giữa mẫu W200-D2 và mẫu W200-D3

Từ các hình 4.11 - 4.14, nó thể hiện rằng mẫu W200 có hiệu quả ngưng tụ tốt nhất nhưng gia công hơi khó, kế tiếp tới mẫu W200-D1. Tuy nhiên, sự khác biệt về hiệu quả này không nhiều. Các kết quả này bổ sung cho các nghiên cứu về mô phỏng số của quá trình ngưng tụ trong kênh micro.



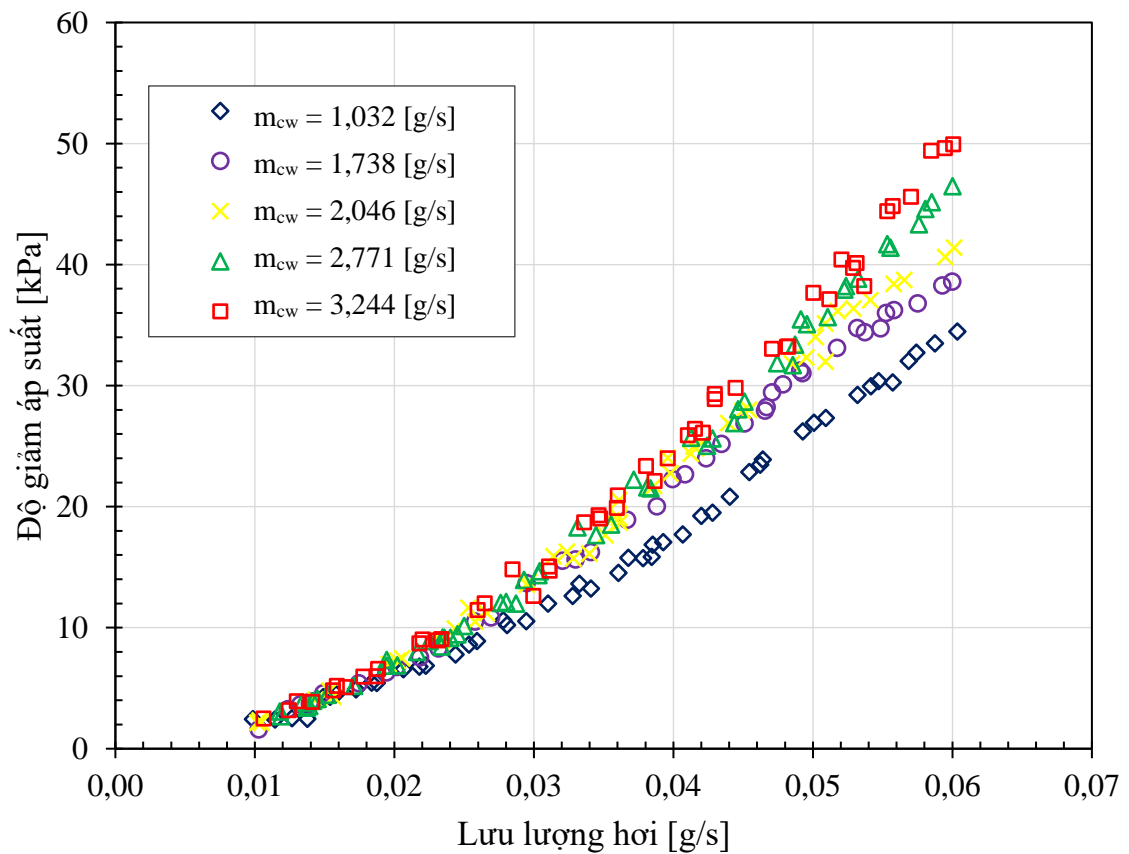
## 4.2. Các kết quả thực nghiệm

Từ các kết quả mô phỏng số của 8 mẫu thiết bị ngưng tụ, hai thiết bị ngưng tụ L32 và L52 khác nhau về chiều dài substrate và chiều dài kênh được đưa vào thực nghiệm. Bên cạnh đó, để so sánh đặc tính truyền nhiệt của dòng một pha và hai pha trên cùng một thiết bị, hai mẫu L32/1 và L32/2 cũng được đưa vào nghiên cứu.

### 4.2.1. Các kết quả thực nghiệm cho mẫu L32

#### a) Ảnh hưởng của lưu lượng hơi đến độ giảm áp suất

Ảnh hưởng lưu lượng hơi và lưu lượng nước giải nhiệt đến độ giảm áp suất của thiết bị ngưng tụ kênh micro L32 đặt nằm ngang được thể hiện như hình 4.15. Các thực nghiệm được nghiên cứu ở lưu lượng hơi từ 0,01 g/s đến 0,06 g/s với các giá trị lưu lượng nước giải nhiệt khác nhau (tương ứng 1,032; 1,738; 2,046; 2,771 và 3,244 g/s. Tham khảo chi tiết ở phụ lục 4-7).



**Hình 4.15:** Độ giảm áp suất của L32

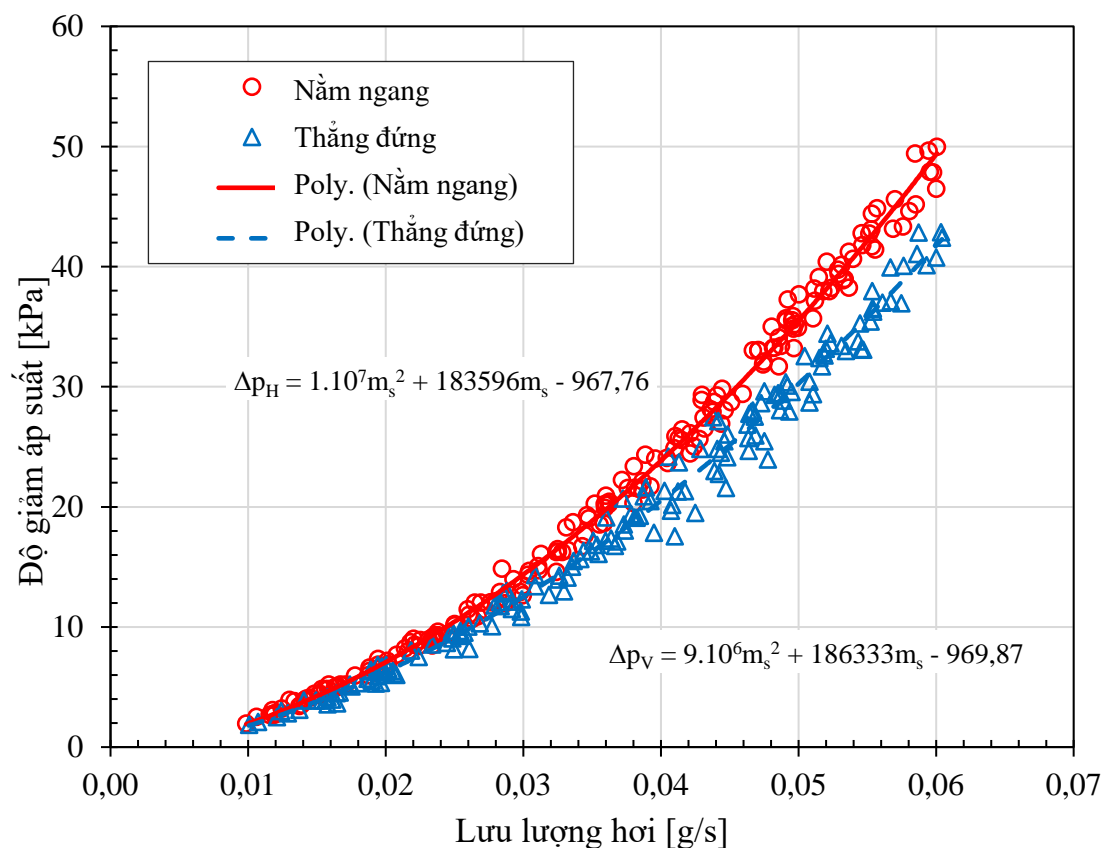
Như thể hiện ở hình 4.15, khi lưu lượng hơi  $m_s = 0,01$  g/s thì áp suất chênh lệch giữ đầu vào và đầu ra của thiết bị nhỏ và nó không chịu sự ảnh hưởng của lưu lượng nước giải nhiệt. Độ giảm áp suất tăng khi tăng lưu lượng hơi, đặc biệt lưu lượng hơi lớn hơn 0,03 g/s. Ở tại điều kiện thực nghiệm với lưu lượng hơi 0,06 g/s và lưu lượng nước giải nhiệt 1,032 g/s thì độ giảm áp suất thu được là 32 kPa. Kết quả này phù hợp với tính toán lý thuyết ở nhiệt độ hơi đầu vào 105 °C có áp suất bão hòa tương ứng 122,3 kPa. Sự sai lệch này do sai số của thiết bị đo cũng như do lưu lượng nước giải nhiệt trong thực nghiệm lớn hơn so với tính toán lý thuyết là 0,06 g/s. Thực nghiệm đã cho thấy rằng độ giảm áp suất cũng tăng khi lưu lượng nước giải nhiệt tăng. Trong nghiên cứu này, độ giảm áp suất cao nhất là 50 kPa ở lưu lượng nước giải nhiệt lớn nhất ở 3,244 g/s. Điều này thể hiện quá trình trao đổi nhiệt tốt hơn, dẫn đến tăng lưu lượng nước ngưng phía hơi.

#### **b) So sánh ảnh hưởng lực trọng trường lên mẫu đặt nằm ngang và thẳng đứng**

##### **\* Độ giảm áp suất**

Hình 4.16 thể hiện độ giảm áp suất giữa đầu vào và đầu ra với lưu lượng hơi từ 0,01 g/s đến 0,06 g/s trong trường hợp kênh micro đặt nằm ngang và thẳng đứng. Như thể hiện ở hình 4.16, độ giảm áp suất các kênh micro nằm ngang cao hơn đặt thẳng đứng. Với thiết bị ngưng tụ kênh micro L32 đặt nằm ngang, khi lưu lượng hơi tăng từ 0,01 g/s đến 0,06 g/s, độ giảm áp suất tăng tương ứng từ 1,5 kPa đến 50 kPa. Trong khi đó, lưu lượng hơi trong mẫu đặt thẳng đứng tăng 0,01 g/s đến 0,06 g/s, độ giảm áp suất tăng tương ứng từ 2,0 kPa đến 44 kPa. Kết quả đã chỉ ra độ giảm áp suất của quá trình ngưng tụ phụ thuộc vào gia tốc trọng trường. Điều này được giải thích rằng: trong trường hợp kênh nằm ngang, phương và chiều của vận tốc nước ngưng vuông góc với phương và chiều của lực trọng trường; nhưng ngược lại, nó cùng chiều trong trường hợp đặt thẳng đứng, trạng thái này làm cho nước nóng rời thiết bị ngưng tụ nhanh hơn trường hợp nằm ngang. Mặt khác, với trường hợp kênh thẳng đứng, thể tích nước ít hơn thể tích hơi khi so với trường hợp kênh nằm ngang.

So sánh với các kết quả bởi Dang cùng các cộng sự [82] các kích thước của các bộ trao đổi nhiệt kênh micro là tương đồng. Tuy nhiên, ảnh hưởng của lực trọng trường lên độ giảm áp suất trong các thiết bị trao đổi nhiệt nhỏ không đáng kể cho dòng lưu chất một pha. Với dòng lưu chất hai pha (như quá trình ngưng tụ hay bay hơi) trong các kênh micro, độ giảm áp suất phụ thuộc nhiều vào lực trọng trường. Đây là một điểm khác biệt thú vị giữa lưu chất một pha và hai pha. Các kết quả này cũng thể hiện sự ngưng hơi trong kênh micro nên đặt thẳng đứng để có độ giảm áp suất nhỏ.

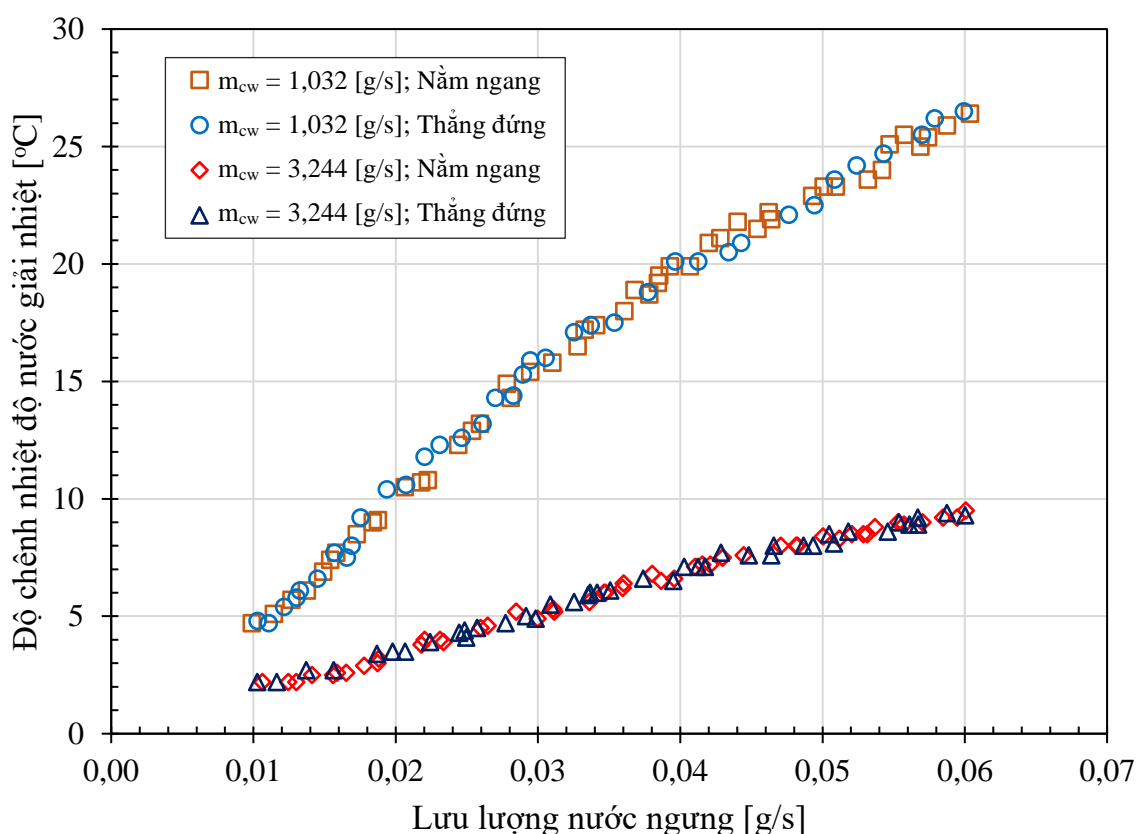


**Hình 4.16:** So sánh độ giảm áp suất khi nằm ngang và thẳng đứng

**\* Độ chênh nhiệt độ nước giải nhiệt**

Hình 4.17 mô tả lưu lượng nước ngưng trong kênh thẳng đứng và nằm ngang với hai giá trị lưu lượng nước giải nhiệt lần lượt là 1,032 g/s và 3,244 g/s ở các giá trị nhiệt độ nước giải nhiệt khác nhau. Như thể hiện ở hình 1.17, lưu lượng nước ngưng

tăng từ 0,01 g/s đến 0,06 g/s trong cả hai trường hợp với hai giá trị nước giải nhiệt này. Lưu lượng nước ngưng tăng tuyến tính cho cả hai trường hợp đặt thẳng đứng và nằm ngang. Tuy nhiên, độ chênh nhiệt độ ở điều kiện lưu lượng nước giải nhiệt 1,032g/s có giá trị cao hơn độ chênh nhiệt độ ở điều kiện lưu lượng nước giải nhiệt 3,244g/s khi thu được lưu lượng nước ngưng như nhau.

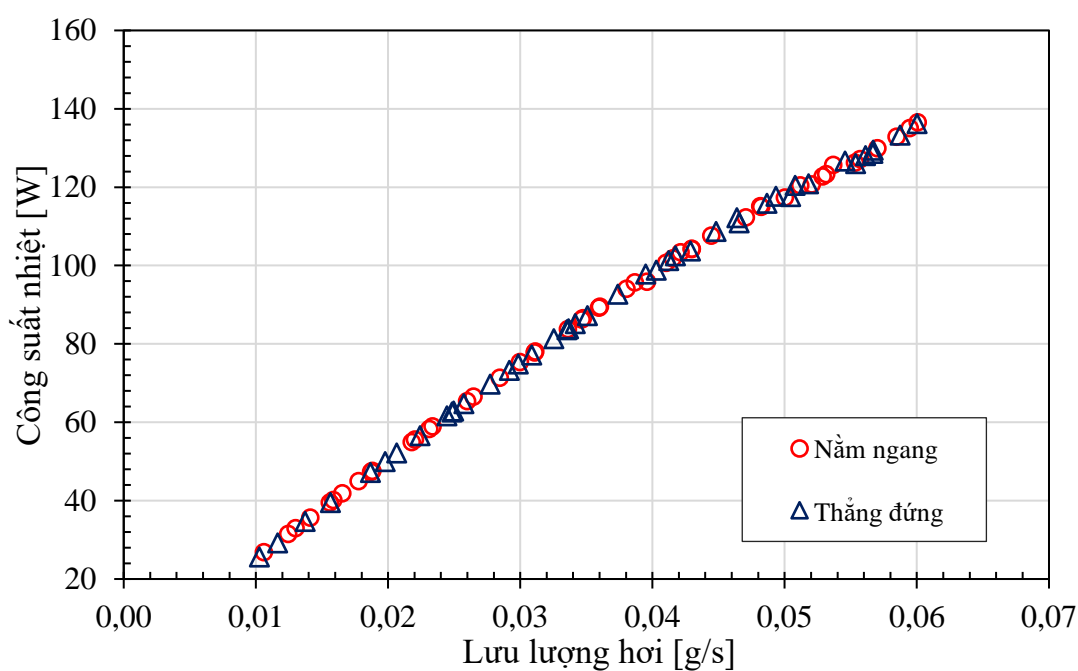


**Hình 4.17:** Độ chênh lệch nhiệt độ của nước giải nhiệt

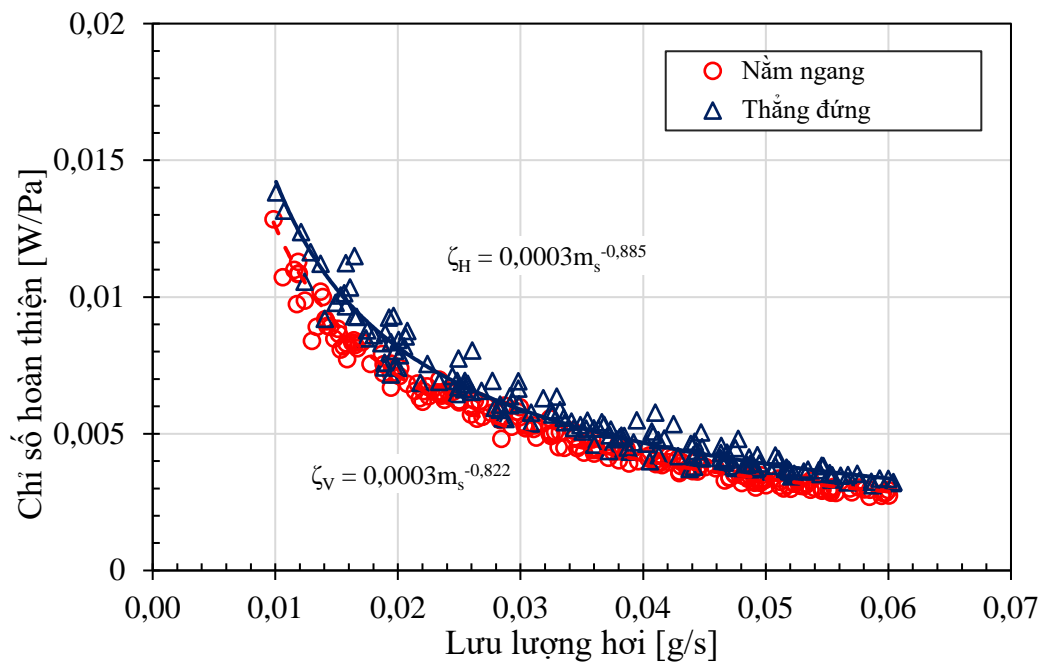
**\* Công suất nhiệt và chỉ số hoàn thiện**

Hình 4.18 thể hiện công suất nhiệt của thiết bị ngưng tụ L32 trong hai trường hợp đặt thẳng đứng và nằm ngang khi tăng lưu lượng hơi. Như thể hiện ở hình 4.18, công suất nhiệt tăng từ 20 đến 140 W khi tăng lưu lượng hơi từ 0,01 g/s đến 0,06 g/s cho cả hai trường hợp nằm ngang và thẳng đứng. Công suất nhiệt tăng tuyến tính cho cả hai trường hợp khi tăng lưu lượng hơi. Công suất nhiệt thu được cho cả hai trường hợp đều tương đồng nhau; những kết quả này tương tự với các kết quả thu được từ

dòng lưu chất một pha: ảnh hưởng của lực trọng trường lên công suất của thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro nhỏ không đáng kể. Chỉ số hoàn thiện của thiết bị ngưng tụ được trình bày ở hình 4.19 thể hiện rõ cho trường hợp đặt thẳng đứng cao hơn so với trường hợp nằm ngang. Điều này có nghĩa lực trọng trường ảnh hưởng đến chỉ số hoàn thiện. Như thể hiện ở hình 4.19, chỉ số hoàn thiện phụ thuộc vào lưu lượng hơi, chỉ số hoàn thiện giảm khi tăng lưu lượng hơi. Khi tăng lưu lượng hơi từ 0,01 g/s đến 0,06 g/s, chỉ số hoàn thiện cho trường hợp nằm ngang giảm từ 0,0141 đến 0,0029 W/Pa; chỉ số hoàn thiện cho trường hợp đứng giảm từ 0,0145 đến 0,0025 W/Pa.



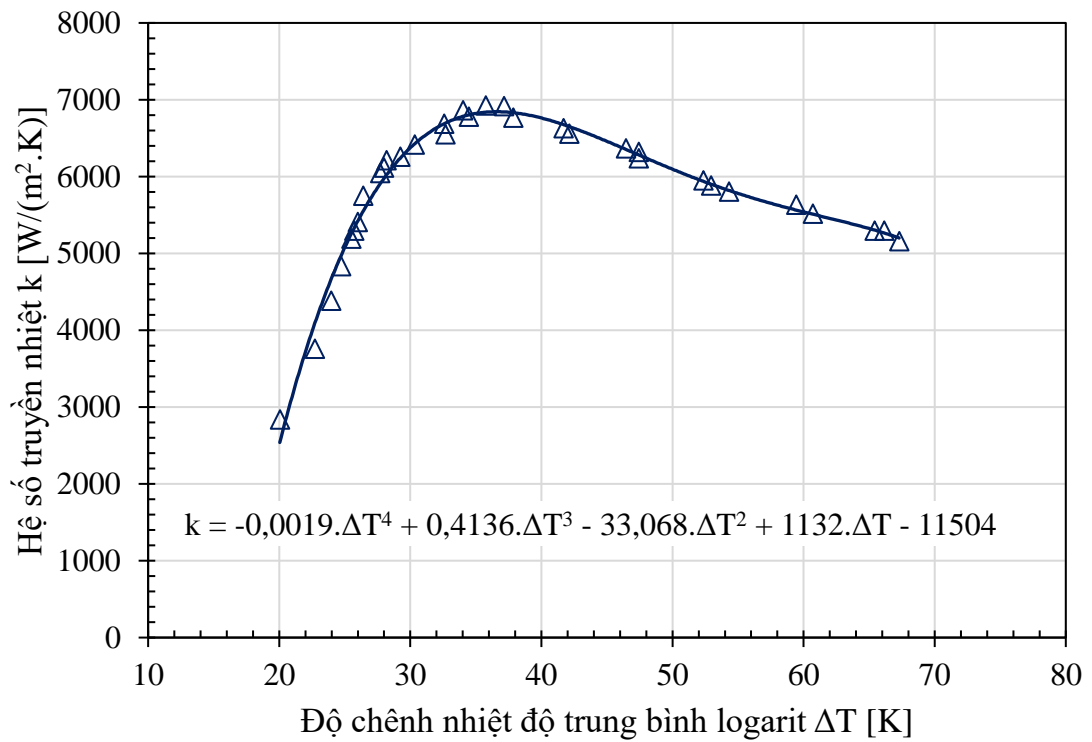
**Hình 4.18:** Ảnh hưởng của lưu lượng hơi đến công suất nhiệt



**Hình 4.19:** So sánh chỉ số hoàn thiện trong trường hợp kênh nằm và đứng

**\* Hệ số truyền nhiệt**

Từ các dữ liệu thực nghiệm, một mối quan hệ giữa độ chênh nhiệt độ trung bình logarit và hệ số truyền nhiệt đã được đưa ra, kết quả được thể hiện ở hình 4.20. Các kết quả thu được cho trường hợp kênh thẳng đứng có chỉ số hoàn thiện cao hơn. Hệ số truyền nhiệt cao nhất (6925 W/m<sup>2</sup>.K) của thiết bị ngưng tụ L32 đã thu được ở giá trị độ chênh nhiệt độ trung bình logarit là 35,7 K. Các kết quả này rất hữu ích cho việc thiết kế các thiết bị ngưng tụ kênh micro cũng như các thiết bị trao đổi nhiệt hai pha. Giá trị cực đại này thu được là một hàm đa biến bởi: Lưu lượng hơi, lưu lượng nước giải nhiệt và các thông số nhiệt độ của nước và hơi.



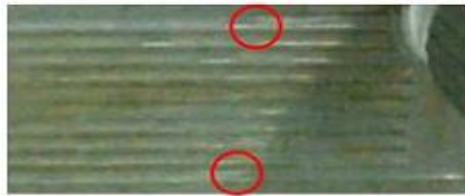
**Hình 4.20:** Hệ số truyền nhiệt trong trường hợp kênh đứng

## 4.2.2. Các kết quả thực nghiệm cho mẫu L52

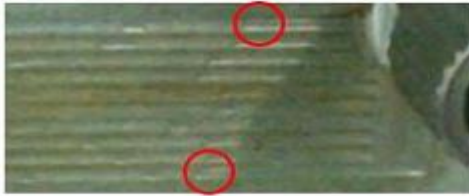
### a. Biên dạng ngưng

Dữ liệu ảnh thực nghiệm biên dạng ngưng cho thiết bị ngưng tụ kênh micro L52 thu được ở điều kiện nhiệt độ môi trường xung quanh 32 °C và nhiệt độ nước giải nhiệt 31 °C.

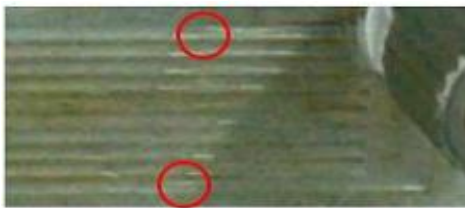
Hình 4.21 thể hiện vị trí xuất hiện sự ngưng tụ trong các kênh cho mẫu L52. Nó minh chứng rằng biên dạng ngưng hơi phụ thuộc vào độ giảm áp suất; tuy nhiên, độ giảm áp suất lại phụ thuộc vào lưu lượng hơi đi vào thiết bị. Khi độ giảm áp suất thấp, dao động của biên dạng ngưng lớn (như thể hiện ở các hình 4.21a – 4.21c), khoảng cách giữa điểm bắt đầu ngưng của kênh cuối đến ống góp lớn hơn khoảng cách của điểm bắt đầu ngưng của kênh đầu tiên đến ống góp; tuy nhiên, khi độ giảm áp suất tăng, dao động giảm.



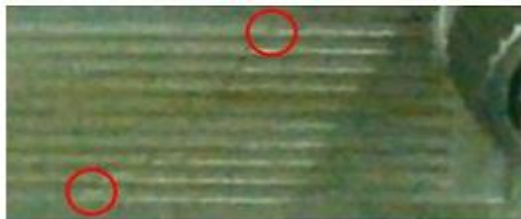
(a)



(b)



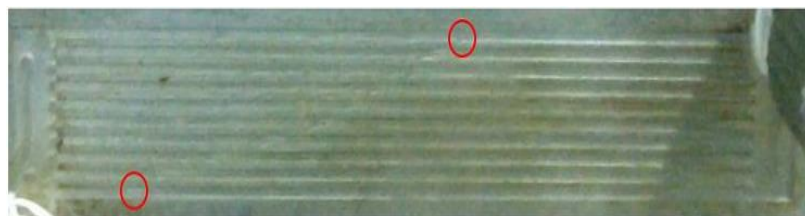
(c)



(d)



(e)



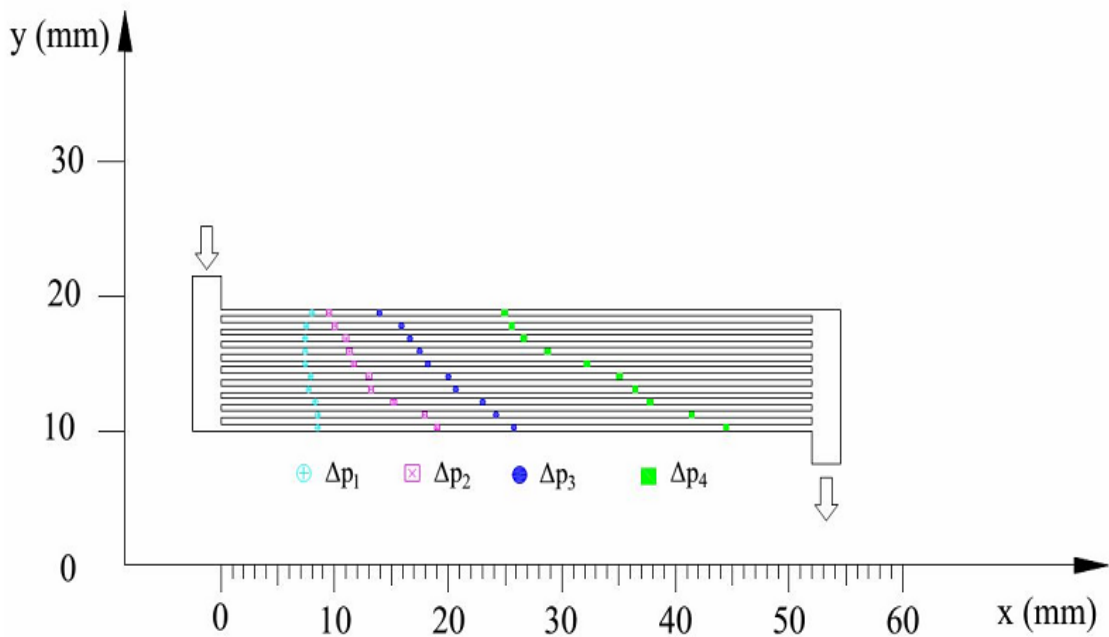
(f)

**Hình 4.21:** Biên dạng ngưng của mẫu L52



Khi độ giảm áp suất tăng thì khoảng cách của điểm bắt đầu ngưng tụ của kênh cuối (gần vị trí đầu ra) đến ống góp lớn hơn nhiều so với khoảng cách của điểm bắt đầu ngưng tụ trong kênh đầu tiên đến ống góp (như thể hiện ở các hình 4.21d – 4.21f). Các kết quả này cũng đã được dùng để kiểm chứng kết quả mô phỏng ở mục 4.1.

Hình 4.22 thể hiện biên dạng ngưng với bốn giá trị độ giảm áp suất cho phía hơi của mẫu L52. Với độ giảm áp suất  $\Delta p_1$ , vị trí ngưng của các kênh 1 đến 10 dao động mạnh trong khoảng 5 đến 10 mm tính từ ống góp trái. Tuy nhiên, khoảng cách của vị trí ngưng tụ của các kênh 1 đến 10 tăng mạnh tương ứng ở vị trí 9,5 mm cho  $\Delta p_1$  và 19,5 mm cho  $\Delta p_4$ .



**Hình 4.22:** Vị trí ngưng với độ giảm áp suất cho mẫu L52

( $\Delta p_1=6105Pa$ ;  $\Delta p_2=15564Pa$ ;  $\Delta p_3=30599Pa$ ;  $\Delta p_4=45216Pa$ )

### b. Độ giảm áp suất

Dữ liệu thực nghiệm đã thu được từ thiết bị ngưng tụ kênh micro L52 dưới điều kiện nhiệt độ không khí môi trường xung quanh 26 °C. Trong nghiên cứu này, lưu lượng nước giải nhiệt lần lượt là 1,028 g/s, 2,015 g/s và 3,038 g/s; lưu lượng hơi

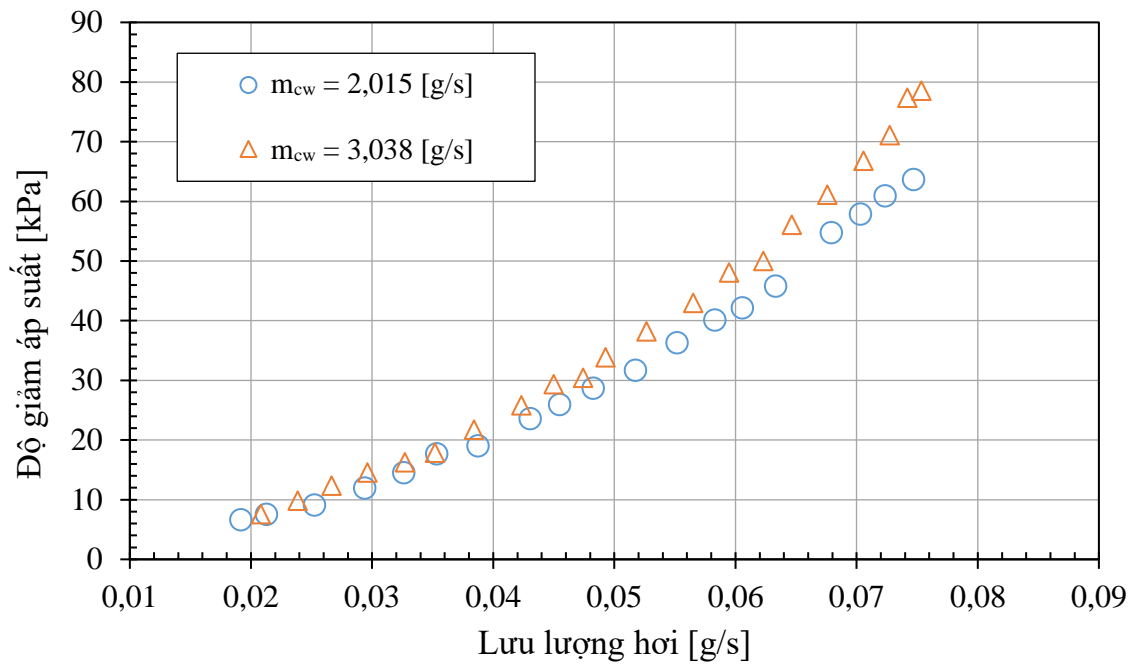
thay đổi từ 0,01 đến 0,08 g/s. Dữ liệu thực nghiệm đã được ghi lại bởi bộ thu thập dữ liệu MX100, như thể hiện ở hình 4.23.

| Tag Comment         | Start Data No. | End Data No. | Min.  | Max.  | P-P | Mean  | RMS   |
|---------------------|----------------|--------------|-------|-------|-----|-------|-------|
| TagComment 00001[C] | 0              | 122          | 108.2 | 108.6 | 0.4 | 108.4 | 108.4 |
| TagComment 00002[C] | 0              | 122          | 94.2  | 99.4  | 5.2 | 97.9  | 97.9  |
| TagComment 00003[C] | 0              | 122          | 29.6  | 30.1  | 0.5 | 29.8  | 29.8  |
| TagComment 00004[C] | 0              | 122          | 61.5  | 64.4  | 2.9 | 63.2  | 63.2  |
| TagComment 00005[C] | 0              | 122          | 49.1  | 51.8  | 2.7 | 50.5  | 50.5  |
| TagComment 00006[C] | 0              | 122          | 48.1  | 50.7  | 2.6 | 49.4  | 49.4  |
| TagComment 00007[C] | 0              | 122          | 28.6  | 29.2  | 0.6 | 28.9  | 28.9  |
| TagComment 00008[C] | 0              | 122          | 28.8  | 29.9  | 1.1 | 29.2  | 29.2  |

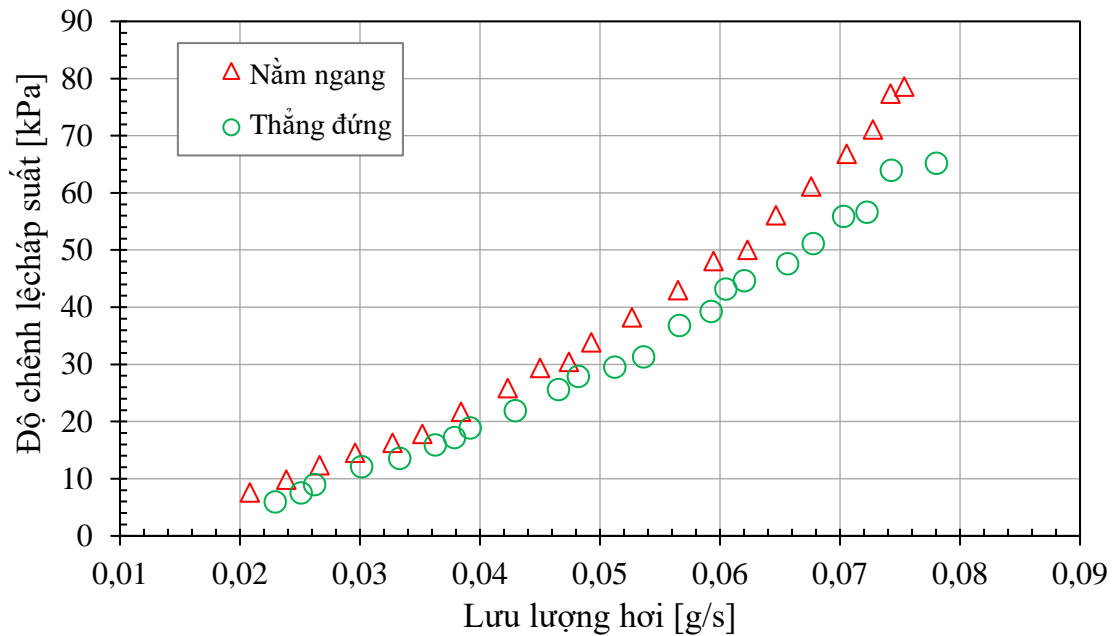
**Hình 4.23:** Dữ liệu thu được từ bộ MX100

Hình 4.24 thể hiện độ giảm áp suất giữa đầu vào và đầu ra với lưu lượng hơi từ 0,015 g/s đến 0,075 g/s và lưu lượng nước giải nhiệt ở 2,015 g/s và 3,038 g/s. Sự khảo sát cho thấy rằng độ giảm áp suất tăng khi tăng lưu lượng hơi. Điều này được lý giải bởi khi đó, vận tốc của hơi và lỏng tăng làm cho chỉ số Re tăng và hệ số ma sát lớn, mối quan hệ này phù hợp với lý thuyết tính toán độ giảm áp suất cho dòng hai pha như trong [69]. Bên cạnh đó, độ giảm áp suất cũng tăng khi tăng lưu lượng của nước giải nhiệt. Bởi vì khi tăng lưu lượng nước giải nhiệt, lượng nước ngưng thu được nhiều hơn dẫn đến chỉ số Re và hệ số ma sát giữa lớp nước ngưng lên thành kênh tăng (chất lỏng có hệ số ma sát và độ nhớt động lực học cao hơn nhiều so với hơi ở cùng điều kiện lưu lượng).

Hình 4.25 thể hiện ở cùng điều kiện thực nghiệm, độ giảm áp suất của các kênh micro trong trường hợp nằm ngang cao hơn trường hợp thẳng đứng. Các kết quả này cũng phù hợp với các kết quả thu được từ mẫu L32.



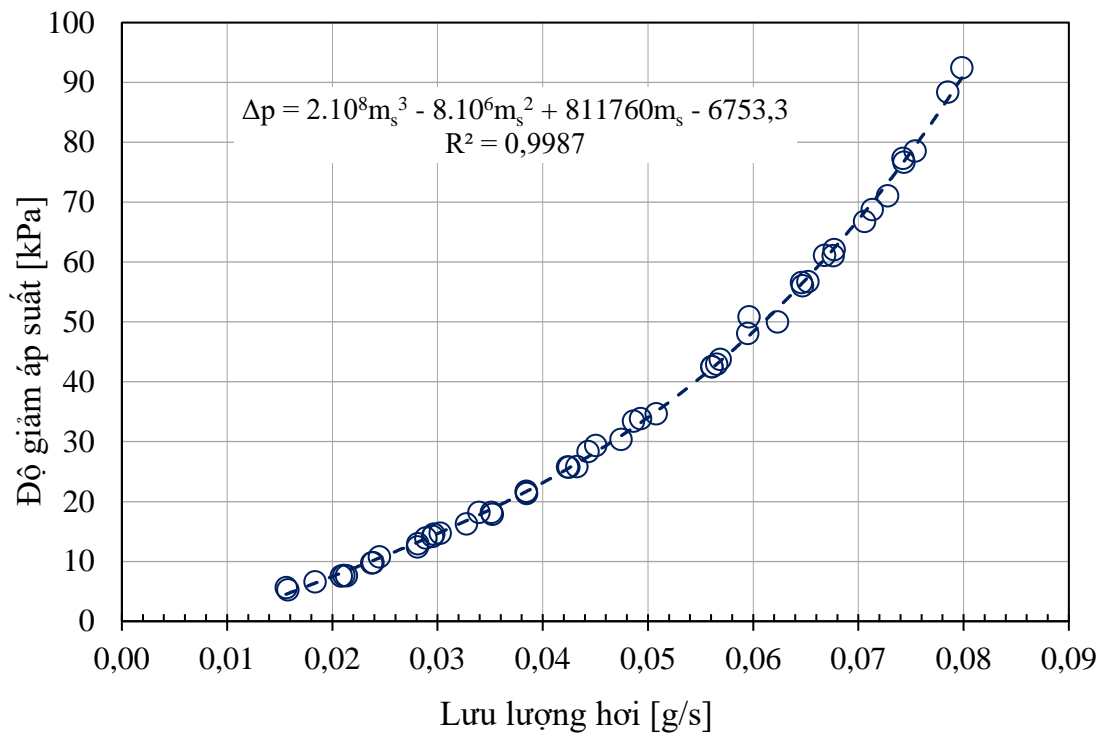
**Hình 4.24:** Độ giảm áp suất của L52 trong trường hợp nằm ngang



**Hình 4.25:** Độ giảm áp suất của L52 trong trường hợp  $m_{cw} = 3,038$  g/s

Tại lưu lượng nước 3,038 g/s, một mối quan hệ giữa độ giảm áp suất và lưu lượng hơi thể hiện ở hình 4.26. Khi lưu lượng hơi tăng, độ giảm áp suất cũng tăng. Kết quả thể hiện độ giảm áp suất của thiết bị ngưng tụ là một hàm của lưu lượng hơi như sau:

$$\Delta p = 2.10^8 m_s^3 - 8.10^6 m_s^2 + 811760 m_s - 6753,3 \text{ kPa}; \text{ với } R^2 = 0,9987$$

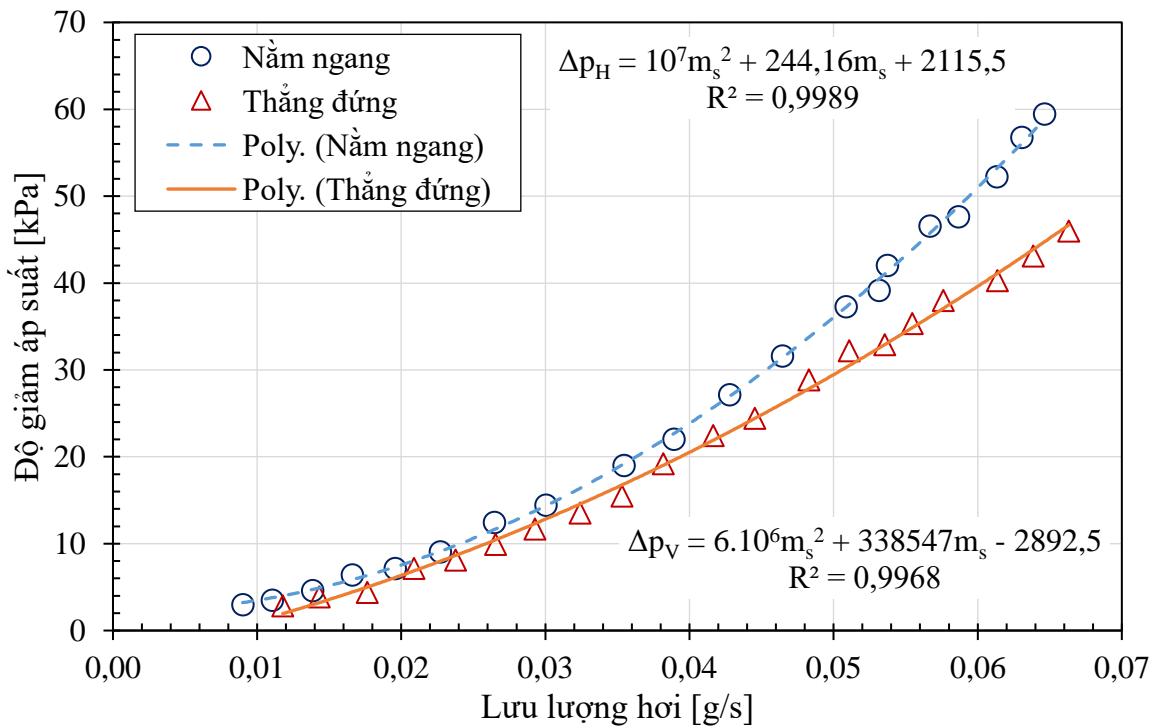


**Hình 4.26:** Độ giảm áp suất và lưu lượng hơi cho mẫu L52

Độ giảm áp suất về phía hơi của L52 trong cả hai trường hợp kênh micro nằm ngang và thẳng đứng trong điều kiện khi lưu lượng hơi vào thay đổi trong khoảng 0,01 g/s đến 0,07 g/s và điều kiện môi trường không đổi như trên kết quả của sự ảnh hưởng này được thể hiện như hình 4.27.

Từ mối quan hệ về sự phụ thuộc của lưu lượng hơi tại đầu vào đến độ giảm áp suất của thiết bị (hình 4.27) đã chỉ ra độ giảm áp suất còn phụ thuộc vào sự bố trí kênh micro, sự phụ thuộc này càng lớn khi lưu lượng hơi đầu vào càng tăng giá trị khác biệt lớn nhất này được xác định là 15 kPa tại lưu lượng hơi đạt 0,065 g/s. Hay nói cách khác với thiết bị ngưng tụ kênh micro với công suất 160 W thì khi thay đổi từ nằm ngang sang thẳng đứng thì độ giảm áp suất sẽ giảm thêm 15 kPa. Điều này thực sự có ý nghĩa rất lớn bởi khi cùng một giá trị công suất nhiệt nhưng độ giảm áp suất của thiết bị càng thấp thì chỉ số hoàn thiện sẽ tăng.

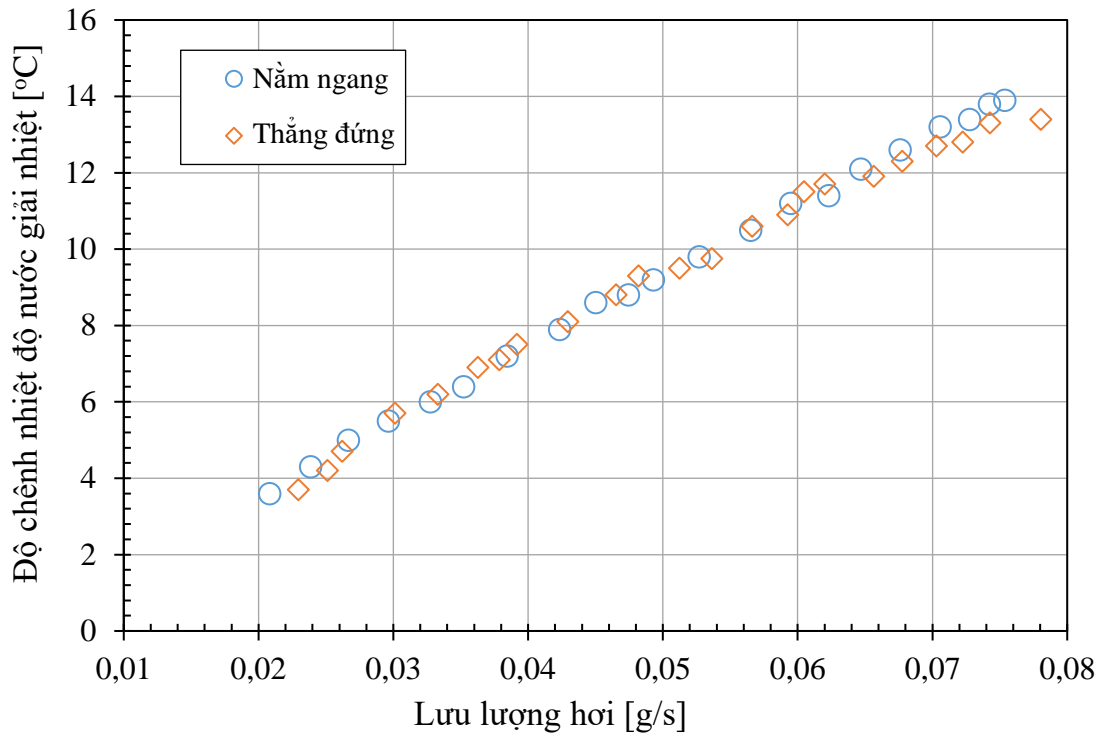
Các kết quả trong hình 4.24 – 4.27 cũng cho thấy các kết quả thực nghiệm về độ giảm áp suất phù hợp với tính toán lý thuyết. Ở lưu lượng hơi 0,078 g/s và lưu lượng nước giải nhiệt 3,038 g/s, độ giảm áp suất khoảng 75 kPa. Giá trị này phù hợp với giá trị nhiệt độ hơi đầu vào là 117 °C.



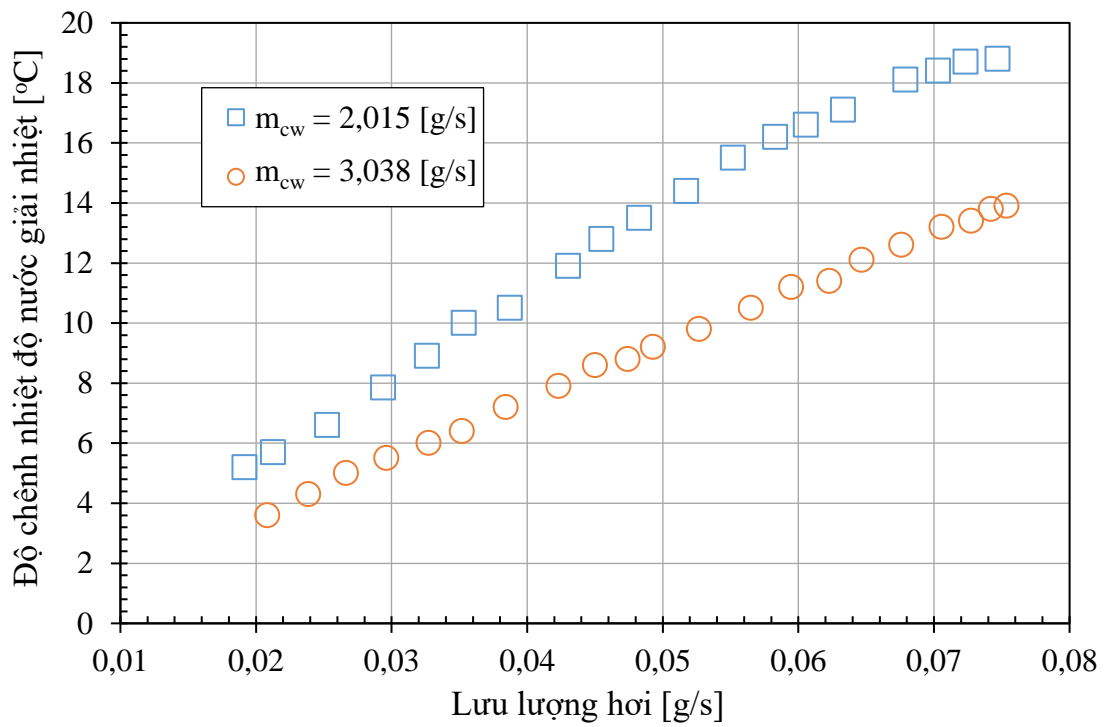
**Hình 4.27:** Mối quan hệ giữa độ giảm áp suất và lưu lượng hơi

### c. Độ chênh nhiệt độ nước giải nhiệt

Hình 4.28a thể hiện độ chênh nhiệt độ nước của nước giải nhiệt cho cả hai trường hợp thẳng đứng và nằm ngang. Kết quả cho thấy độ chênh nhiệt độ gần như nhau khi tăng lưu lượng hơi. Thực nghiệm đã thu được ở lưu lượng nước giải nhiệt 3 g/s và nhiệt độ hơi vào từ 101 °C đến 107 °C. Tuy nhiên, trong trường hợp nằm ngang, độ chênh nhiệt độ nước của nước giải nhiệt phụ thuộc nhiều vào lưu lượng của nó, như thể hiện ở hình 4.28b. Kết quả nhiệt độ của nước của giải nhiệt tăng từ 1°C đến 5°C khi lưu lượng nước giải nhiệt giảm từ 3 g/s xuống 2 g/s, lưu lượng hơi trong khoảng 0,015 g/s đến 0,075 g/s. Mặt khác, công suất nhiệt của thiết bị ngưng tụ tăng khi tăng lưu lượng hơi, điều này đã dẫn đến sự tăng dòng nhiệt cho phía nước giải nhiệt, như thể hiện ở hình 4.28b.



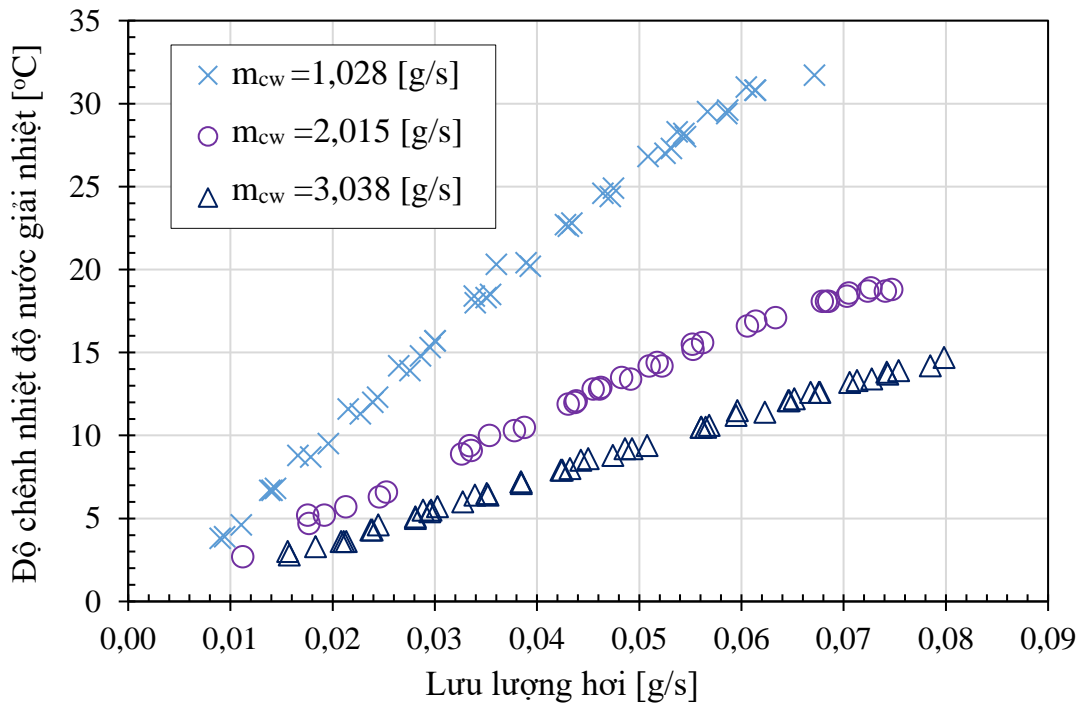
(a)  $m_{cw} = 3,038 \text{ g/s}$



(b) *Kênh micro nằm ngang*

**Hình 4.28:** Độ chênh nhiệt độ nước giải nhiệt và lưu lượng hơi L52

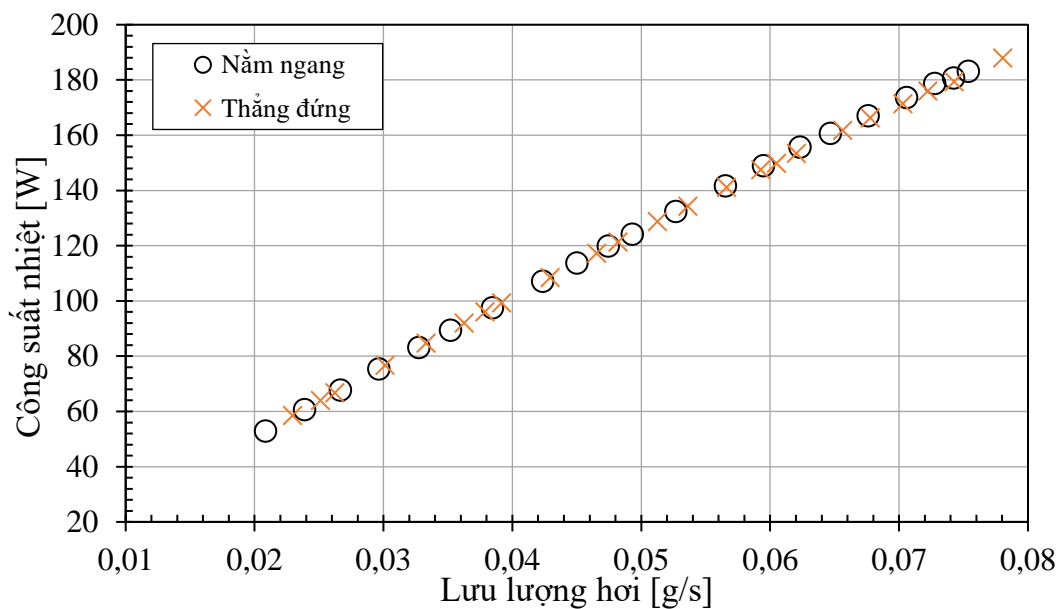
Hình 4.29 thể hiện mối quan hệ giữa lưu lượng hơi và độ chênh nhiệt độ nước giải nhiệt cho 3 trường hợp có lưu lượng nước giải nhiệt khác nhau (1,028 g/s; 2,015 g/s và 3,028 g/s). Sự khảo sát thể hiện rằng độ chênh nhiệt độ nước giải nhiệt tăng khi tăng lưu lượng hơi. Tại một giá trị lưu lượng hơi, độ chênh nhiệt độ nước giải nhiệt tỷ lệ nghịch với lưu lượng nước giải nhiệt.



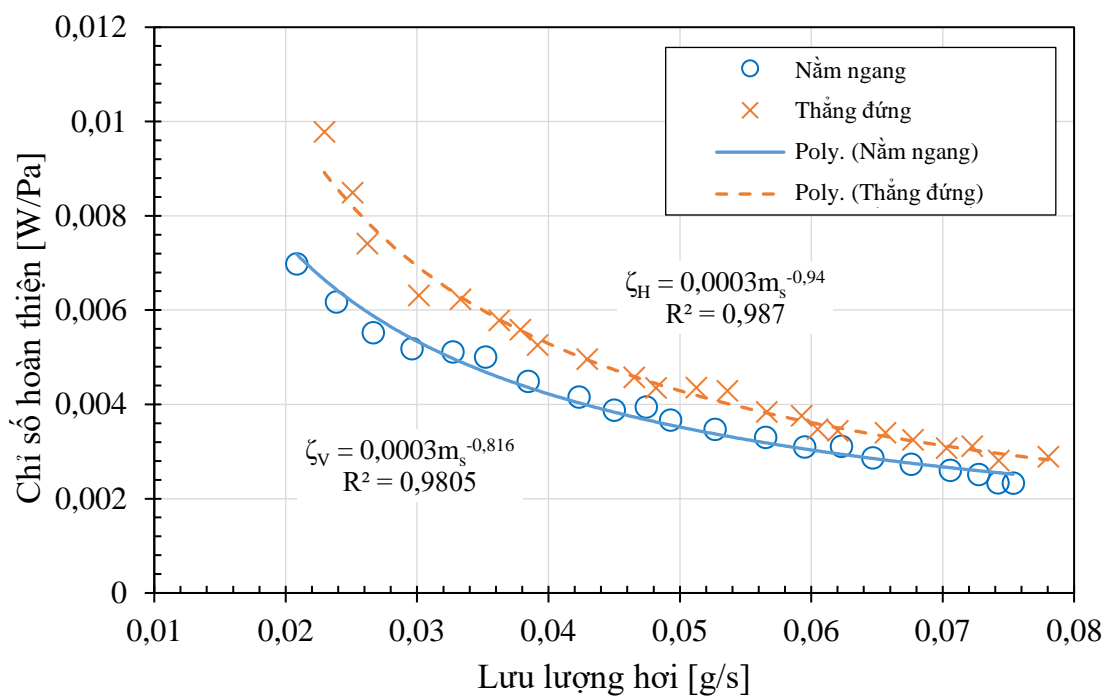
**Hình 4.29:** Lưu lượng hơi và độ chênh nhiệt độ của nước giải nhiệt

#### d. Công suất nhiệt và chỉ số hoàn thiện

Hình 4.30 và hình 4.31 thể hiện công suất nhiệt và chỉ số hoàn thiện của thiết bị ngưng tụ L52 khi tăng lưu lượng hơi từ 0,01 g/s đến 0,08 g/s trong điều kiện lưu lượng nước giải nhiệt ở 3,038 g/s. Dựa trên các thông số trên, công suất của thiết bị ngưng tụ thu được từ 40 đến 190 W. Những dữ liệu này dựa trên giá trị enthalpy của hơi vào và enthalpy của nước giải nhiệt ra tương ứng với các lưu lượng trên. Như một kết quả, tổn thất nhiệt cực đại đã được xác định vào khoảng 20 W. Hình 4.30 thể hiện công suất nhiệt của hai trường hợp (nằm ngang và thẳng đứng) là như nhau. Kết quả này tương đồng với kết quả trong dòng một pha khi xem xét ảnh hưởng của lực trọng trường tới công suất nhiệt [83]. Tuy nhiên, chỉ số hoàn thiện trong trường hợp thẳng đứng cao hơn trường hợp nằm ngang, như thể hiện ở hình 4.31.

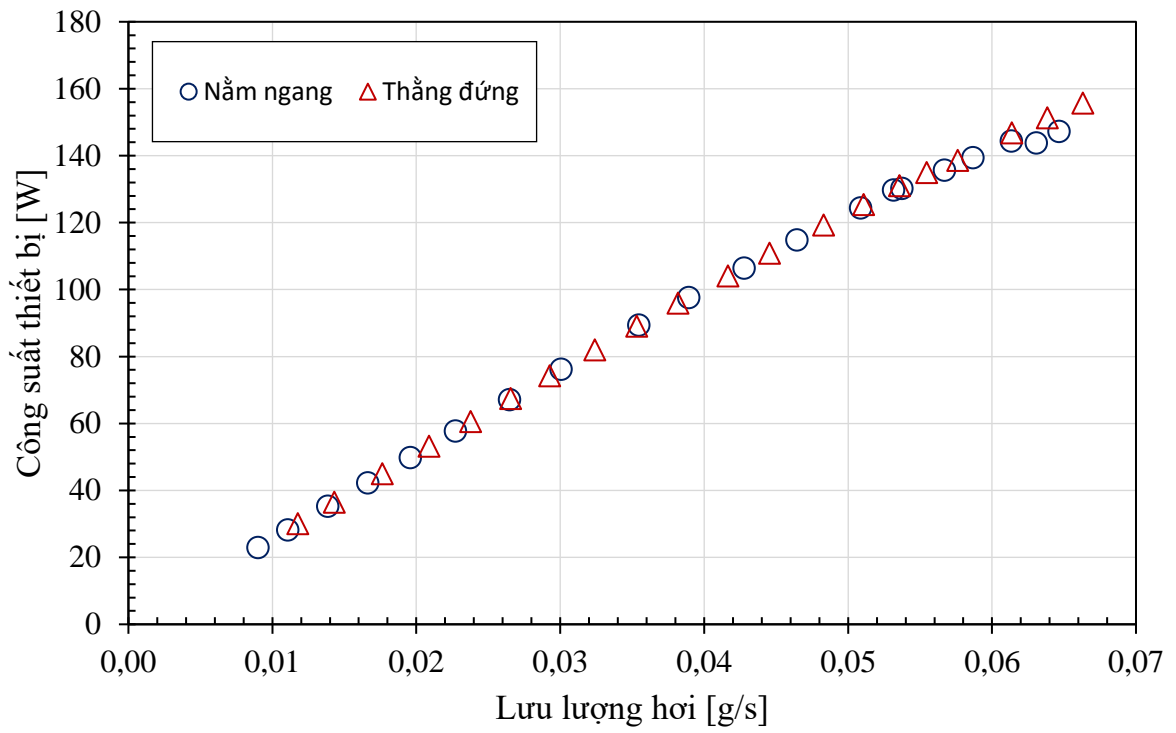


**Hình 4.30:** Công suất nhiệt của L52

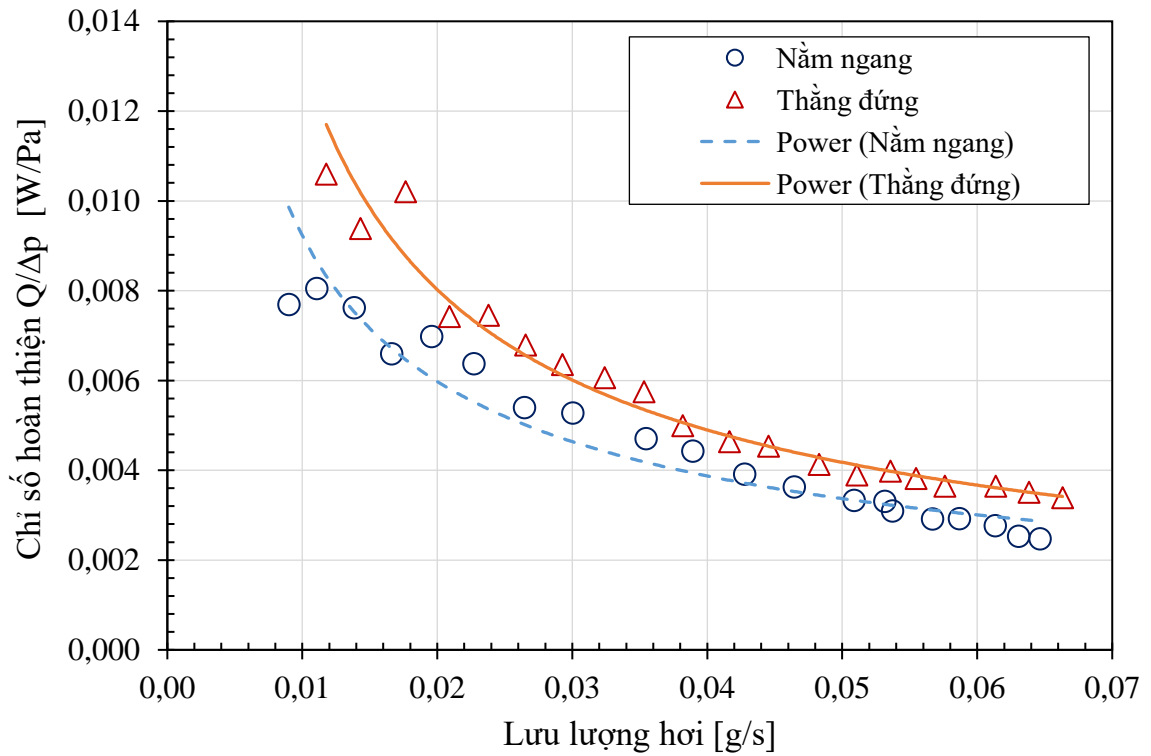


**Hình 4.31:** Chỉ số hoàn thiện của L52





(a) Công suất thiết bị



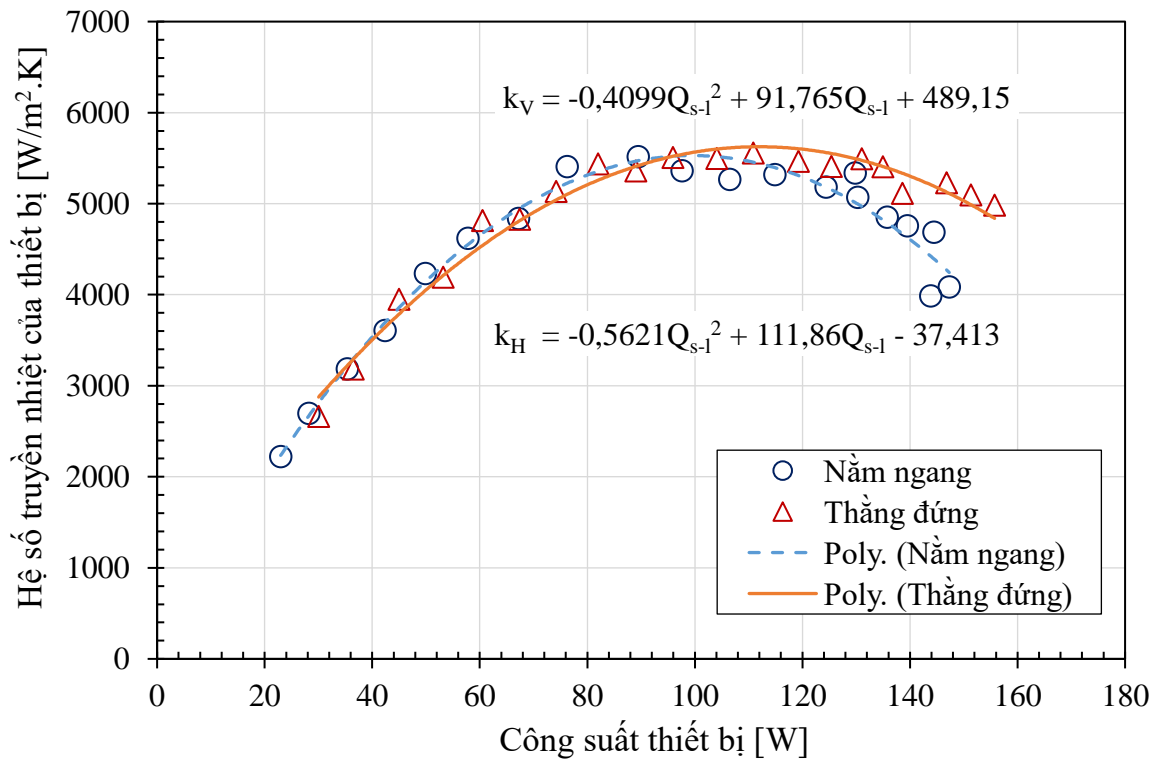
(b) Chỉ số hoàn thiện

**Hình 4.32:** Trường hợp lưu lượng nước giải nhiệt ở 1,03 g/s

Công suất của thiết bị được xác định bởi lưu lượng hơi vào trong một đơn vị thời gian với độ chênh enthalpy tại đầu vào và đầu ra của lưu chất nóng và được xác định như công thức (3) và kết quả của hai trường hợp kênh micro nằm ngang và thẳng đứng được thể hiện trong hình 4.32a. Chỉ số hoàn thiện được xác định bởi tỉ số giữa công suất nhiệt và độ giảm áp suất của thiết bị đây là tiêu chí quan trọng để đánh giá hiệu quả của một thiết bị trao đổi nhiệt như đã nói ở trên. Kết quả mối quan hệ giữa chỉ số hoàn thiện với lưu lượng hơi chịu sự ảnh hưởng của lực trọng trường được thể hiện trong hình 4.32b. Kết quả cho thấy trường hợp kênh micro đặt thẳng đứng có chỉ số hoàn thiện luôn cao hơn so với trường hợp đặt nằm ngang, sự khác biệt được xác định là 0,01 [W/Pa].

#### **e. Hệ số truyền nhiệt của thiết bị**

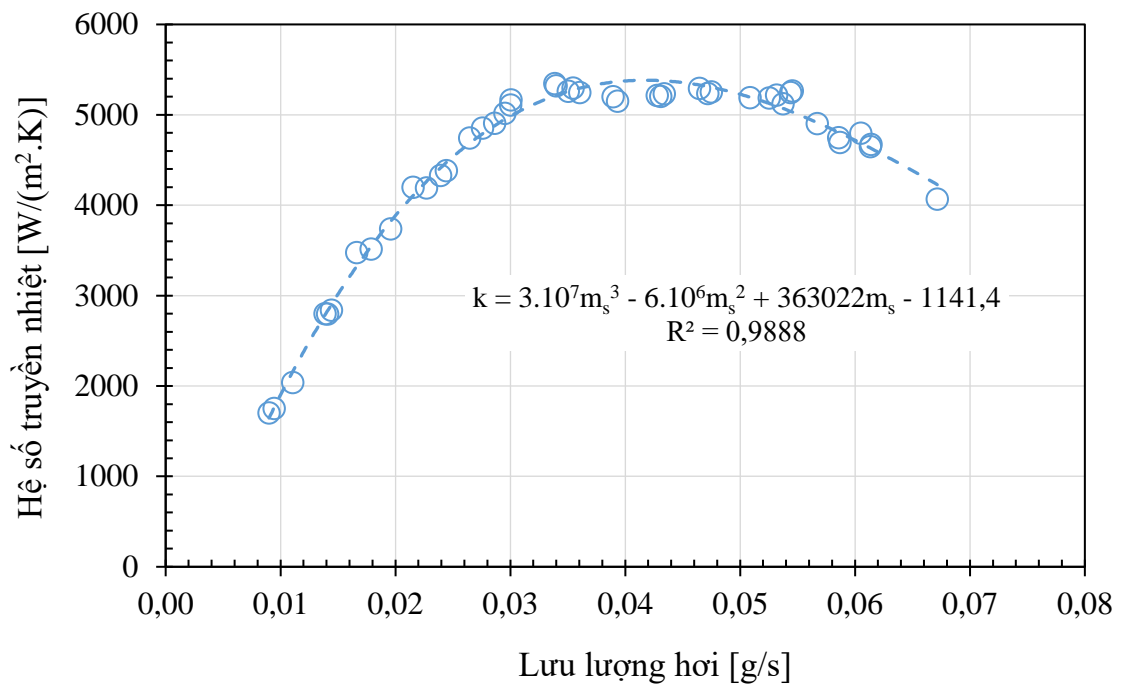
Hệ số truyền nhiệt là đại lượng quan trọng nhất đối với thiết bị ngưng tụ kênh micro. Từ công thức (2.19) ta thấy rằng hệ số truyền nhiệt là hàm đồng biến với công suất thiết bị khi diện tích trao đổi nhiệt được xác định. Kết quả thực nghiệm được trình bày trong hình 4.33 cho cả hai trường hợp kênh micro nằm ngang và thẳng đứng. Trong điều kiện thực nghiệm kể trên, hệ số truyền nhiệt không chịu sự ảnh hưởng của lực trọng trường trong phạm vi công suất từ 20 đến 100 W. Tuy nhiên khi công suất thiết bị càng lớn hơn 100 W nghĩa là lúc này lưu lượng hơi vào tăng thì hệ số truyền nhiệt có xu hướng giảm và càng chịu sự ảnh hưởng rõ rệt bởi lực trọng trường. Cụ thể khi kênh micro thẳng đứng có hệ số truyền nhiệt lớn hơn so với trường hợp kênh micro nằm ngang. Đồng thời hệ số truyền nhiệt giảm được lý giải bởi độ chênh nhiệt độ trung bình logarit tăng nhanh do lưu lượng hơi vào tăng, mối quan hệ đa biến này đã được thể hiện ở hình 4.20. Giá trị hệ số truyền nhiệt lớn nhất trong cả hai trường hợp này được xác định là 5556 W/(m<sup>2</sup>.K).



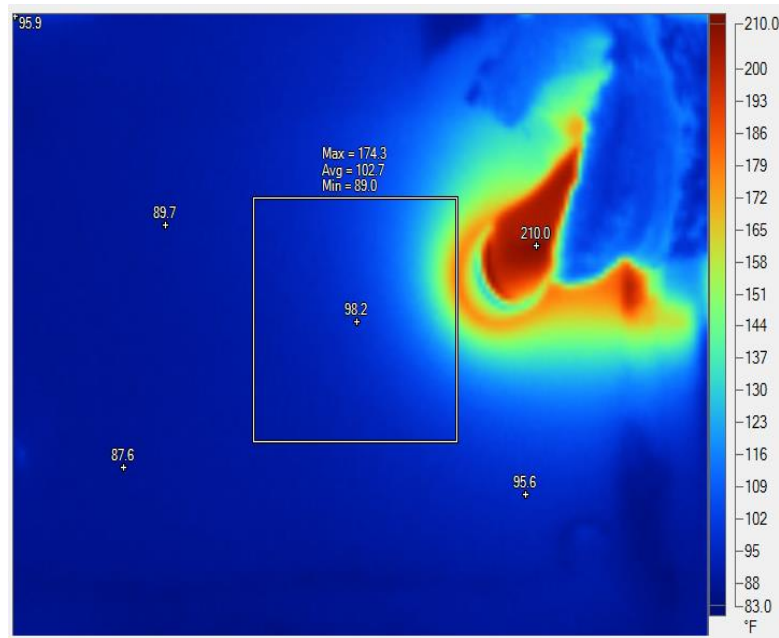
**Hình 4.33:** Hệ số truyền nhiệt

Ở tại lưu lượng nước 1,028 g/s, hệ số truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ tăng từ 1704 đến 5200 W/(m<sup>2</sup>.K) khi tăng lưu lượng hơi tăng từ 0,008993 đến 0,038923 g/s, tương ứng với độ chênh nhiệt độ trung bình logarit từ 16 °C đến 56 °C. Tuy nhiên, hệ số truyền nhiệt giảm khi lưu lượng hơi tăng từ 0,042767 g/s đến 0,067150 g/s. Với các kích thước của mẫu L52, tại lưu lượng hơi dao động khoảng 0,04 g/s, hệ số truyền nhiệt đạt giá trị cực đại, như thể hiện ở hình 4.34. Đồng thời hình này cũng thể hiện một mối quan hệ giữa hệ số truyền nhiệt và lưu lượng hơi, mối quan hệ này là một hàm như sau:

$$k = 3.10^7 m_s^3 - 6.10^6 m_s^2 + 363022 m_s - 1141,4 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K}); \text{ với } R^2 = 0,9888$$



**Hình 4.34:** Hệ số truyền nhiệt và lưu lượng hơi cho mẫu L52



**Hình 4.35:** Ảnh phía hơi của L52 được chụp bởi camera nhiệt

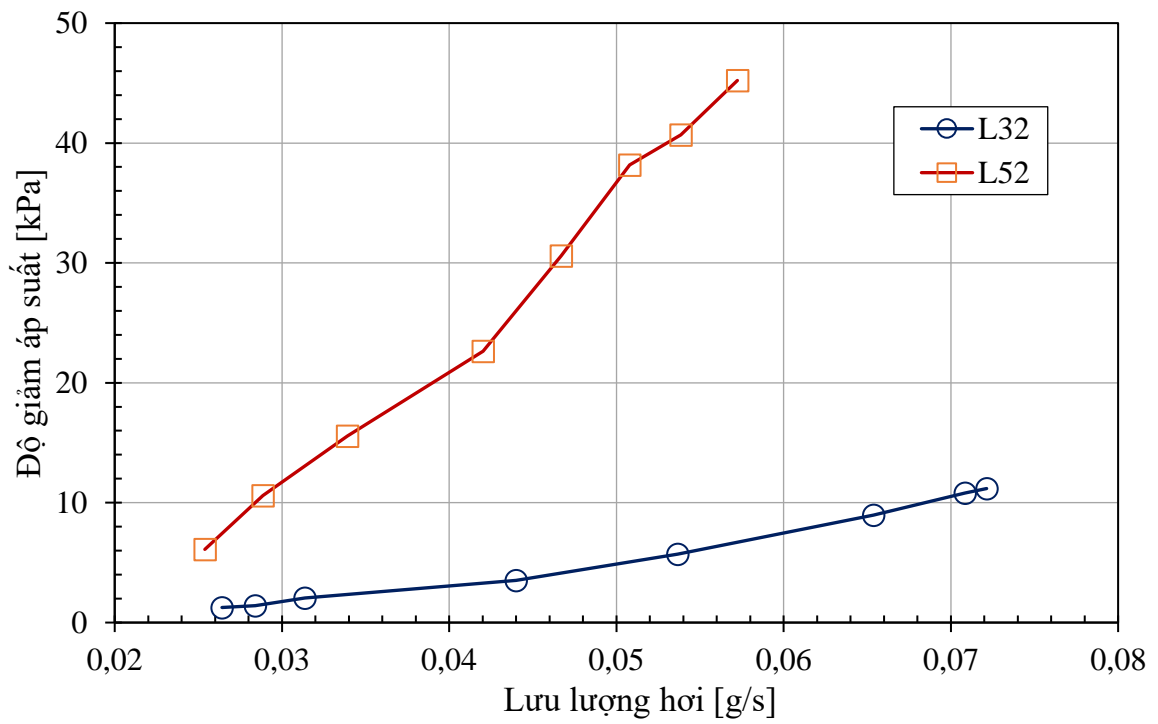
Một ảnh thiết bị ngưng tụ L52 về phía hơi đã được chụp lại bởi camera nhiệt, như thể hiện ở hình 4.35. Từ hình này, các giá trị nhiệt độ đã thu được từ camera tương

đồng với cảm biến nhiệt độ tại đầu vào và đầu ra của thiết bị ngưng tụ. Bên cạnh đó, trường nhiệt độ bề mặt của mẫu trên rất hữu ích cho các nghiên cứu có sử dụng phương pháp mô phỏng số để so sánh. Thêm vào đó, các kết quả ở hình 4.33-4.35 góp phần bổ sung cho nguồn dữ liệu quan trọng trong lĩnh vực ngưng tụ trong kênh micro. Sự ảnh hưởng của lực trọng trường đến hiệu quả truyền nhiệt của quá trình ngưng tụ trong thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro L52 được thể hiện rõ thông qua hai trường hợp cụ thể là khi kênh micro nằm ngang và khi kênh micro thẳng đứng.

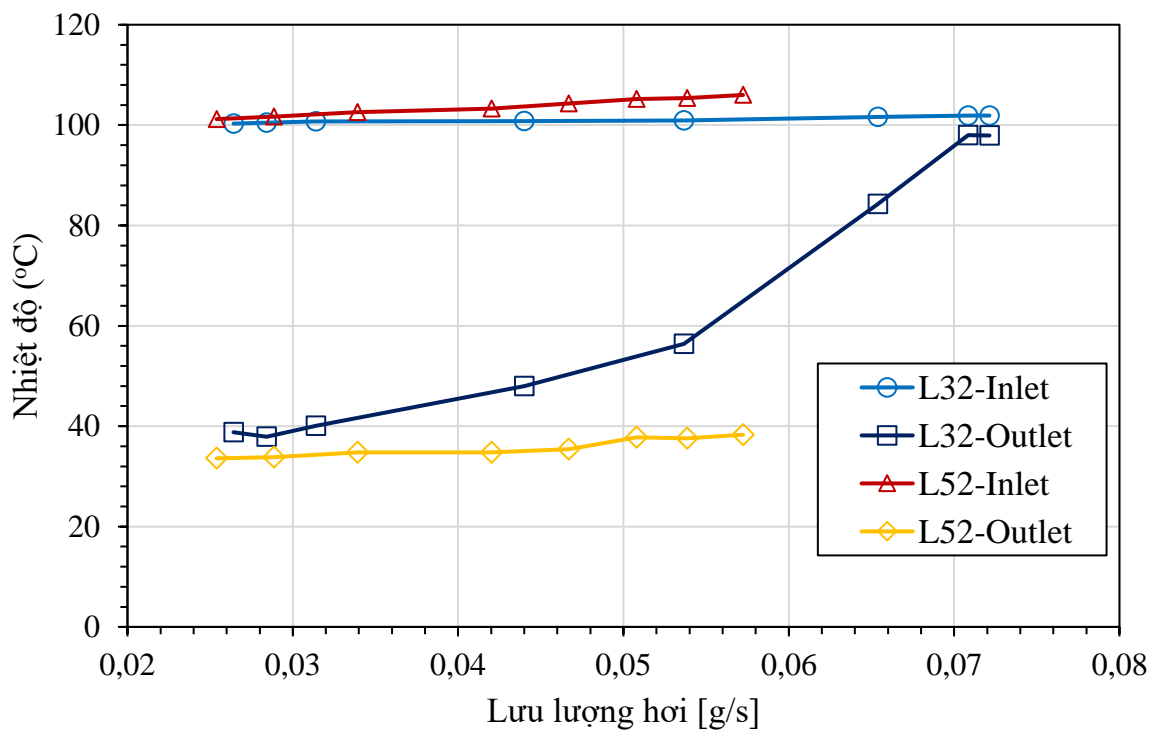
#### **4.2.3. Kết quả thực nghiệm so sánh giữa L32 và L52**

Các mối quan hệ giữa độ giảm áp suất và lưu lượng hơi của hai thiết bị ngưng tụ kênh micro L32 và L52 đã được thể hiện ở hình 4.36. Kết quả khảo sát cho thấy rằng độ giảm áp suất tăng khi tăng lưu lượng hơi. Với mẫu L32, khi lưu lượng hơi tăng từ 0,0264 g/s đến 0,0721 g/s, độ giảm áp suất tăng tương ứng từ 1257 Pa đến 11181 Pa. Trong khi đó, độ giảm áp suất của mẫu L52 tăng mạnh hơn mẫu L32; với thiết bị ngưng tụ L52, khi lưu lượng hơi tăng từ 0,0264 g/s đến 0,0572 g/s, độ giảm áp suất tăng tương ứng từ 6105 Pa đến 45216 Pa. Kết quả từ hình 4.36 thể hiện độ giảm áp suất thu được từ thiết bị ngưng tụ L32 thấp hơn giá trị thu được từ L52: Ở lưu lượng hơi 0,0264 g/s, độ giảm áp suất của mẫu L32 là 1257 Pa trong khi độ giảm áp suất của mẫu L52 là 6105 Pa. Các kết quả đã minh chứng rằng độ giảm áp suất phụ thuộc nhiều vào chiều dài kênh của các thiết bị ngưng tụ kênh micro. Trong nghiên cứu này, độ giảm áp suất của mẫu L52 thu được ở giá trị 45216 Pa, nó gấp 5 lần so với mẫu L32 khi cùng lưu lượng hơi. Điều này thể hiện rằng độ nhớt của lỏng lớn hơn độ nhớt của hơi, điều này dẫn đến độ giảm áp suất của mẫu L52 lớn hơn.

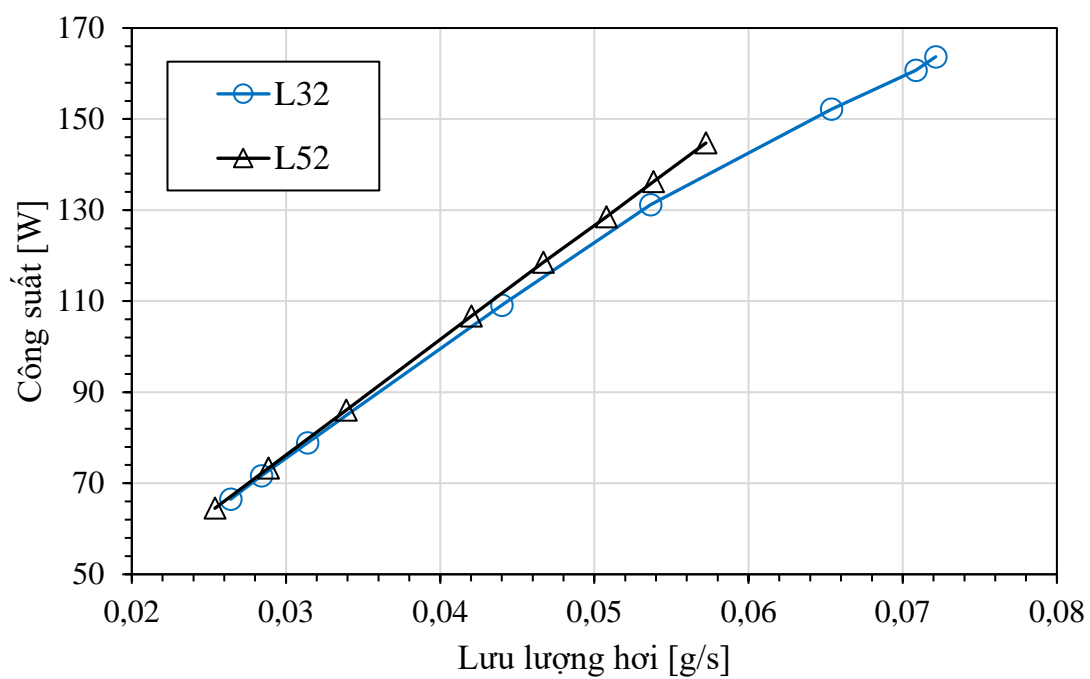
Hình 4.37 thể hiện mối quan hệ giữa nhiệt độ hơi vào/ra và lưu lượng hơi của hai thiết bị ngưng tụ kênh micro L32 và L52. Với mẫu L32, khi lưu lượng hơi tăng, nhiệt độ nước ngưng tăng mạnh trong khi nhiệt độ hơi vào giữ trong khoảng 100,3 °C đến 101,9 °C. Với mẫu L52, nhiệt độ nước ngưng tăng nhẹ từ 33,6 °C đến 38,3 °C. Các kết quả đã minh chứng rằng chiều dài kênh micro tác động mạnh đến nhiệt độ nước ngưng.



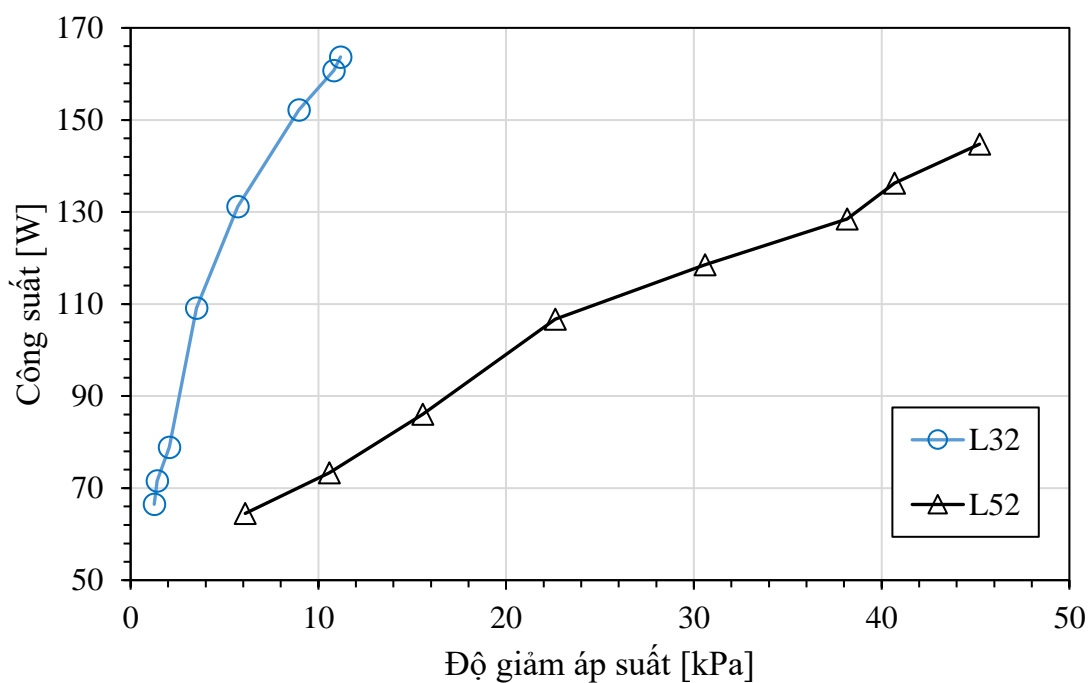
**Hình 4.36:** Độ giảm áp suất và lưu lượng hơi



**Hình 4.37:** Nhiệt độ và lưu lượng hơi



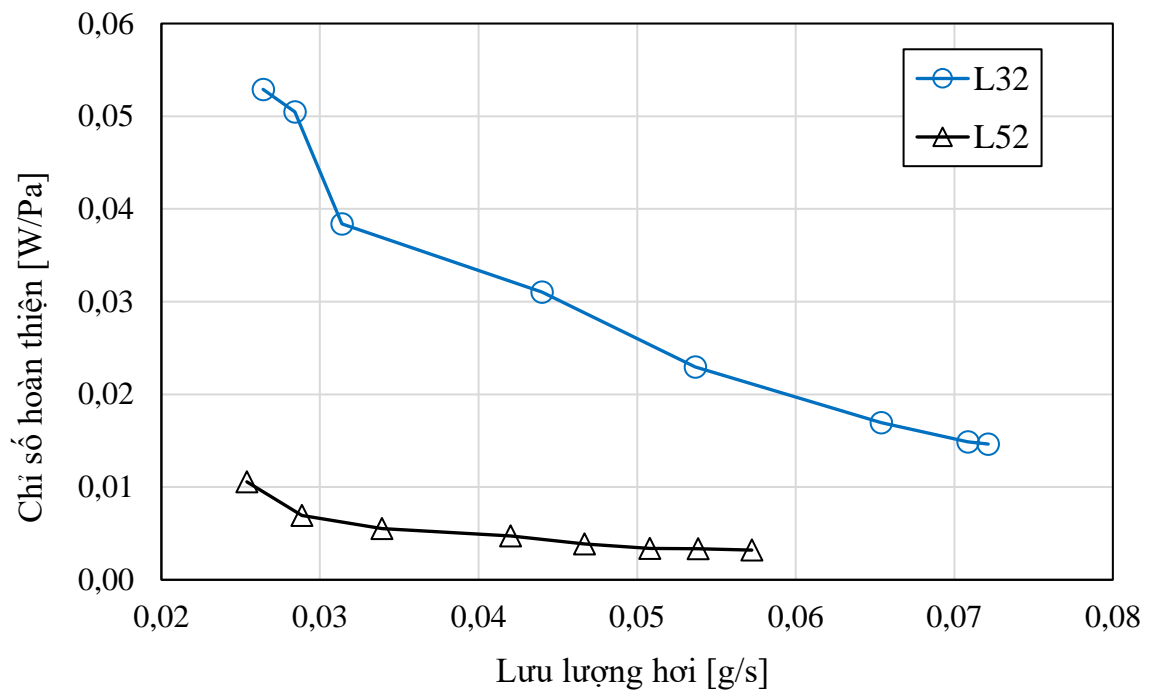
(a) với lưu lượng hơi



(b) với độ giảm áp suất

**Hình 4.38:** Công suất của thiết bị ngưng tụ L23 và L52

Từ hình 4.38, công suất thiết bị ngưng tụ của L52 cao hơn giá trị thu được của mẫu L32 tại cùng lưu lượng hay độ giảm áp suất của hơi. Dòng nhiệt thu được cho mẫu L52 là 164 W trong khi mẫu L32 là 145 W. Các kết quả này thu được ở nhiệt độ hơi vào 101,9 °C. Chỉ số hoàn thiện của các thiết bị ngưng tụ thể hiện ở hình 4.39 thể hiện chỉ số hoàn thiện thu được từ mẫu L32 cao hơn mẫu L52. Với thiết bị ngưng tụ L32, chỉ số hoàn thiện giảm từ 0,053 đến 0,038 khi tăng lưu lượng hơi 0,0264 g/s đến 0,0314 g/s. Trong phạm vi nghiên cứu này mẫu L32 nên sử dụng cho các nghiên cứu tiếp theo.



**Hình 4.39:** Chỉ số hoàn thiện với lưu lượng hơi

#### 4.2.4. Các kết quả thực nghiệm cho mẫu L32/1 và L32/2

Dữ liệu thực nghiệm thu được cho hai mẫu L32/1 và L32/2 ở điều kiện nhiệt độ môi trường 30 °C. Để so sánh các đặc tính truyền nhiệt giữa các thiết bị trao đổi nhiệt này, tất cả các điều kiện thực nghiệm được duy trì không đổi. Các kết quả thực nghiệm cho mẫu L32/1 và L32/2 được ghi bởi bộ ghi dữ liệu MX100; các giá trị tính toán được lấy bởi các giá trị trung bình của quá trình đo lường. Cho tất cả các trường hợp



trong nghiên cứu ở phần này, hơi ra của lò hơi mini ở trạng thái bão hòa khô có áp suất tuyệt đối 1,4 bar tương ứng nhiệt độ bão hòa 110 °C. Bởi do tổn thất nhiệt từ đầu ra đến đầu vào của thiết bị, nhiệt độ đầu vào của hơi được duy trì ở 101 °C.

**Bảng 4.1:** Kết quả thực nghiệm được ghi bởi bộ MX100

(a) cho mẫu L32/1

| Channel    | Start Data No. | End Data No. | Min.  | Max.  | P-P | Mean  | RMS   |
|------------|----------------|--------------|-------|-------|-----|-------|-------|
| CH00001[C] | 0              | 661          | 100,7 | 101,3 | 0,6 | 101,0 | 101,0 |
| CH00002[C] | 0              | 661          | 71,3  | 73,0  | 1,7 | 72,2  | 72,2  |
| CH00003[C] | 0              | 661          | 52,3  | 54,1  | 0,8 | 52,7  | 52,7  |
| CH00004[C] | 0              | 661          | 31,7  | 32,7  | 1,0 | 32,1  | 32,1  |

(b) cho mẫu L32/2

| Channel    | Start Data No. | End Data No. | Min. | Max.  | P-P | Mean  | RMS   |
|------------|----------------|--------------|------|-------|-----|-------|-------|
| CH00001[C] | 0              | 406          | 98,7 | 102,7 | 4,0 | 101,0 | 101,0 |
| CH00002[C] | 0              | 406          | 38,7 | 40,0  | 1,3 | 39,3  | 39,3  |
| CH00003[C] | 0              | 406          | 39,7 | 40,9  | 1,2 | 40,2  | 40,2  |
| CH00004[C] | 0              | 406          | 31,6 | 32,1  | 0,5 | 31,9  | 31,9  |

Ở Bảng 4.1, kênh CH00001 thể hiện nhiệt độ hơi bão hòa, kênh CH00002 thể hiện nhiệt độ nước ngưng, kênh CH00003 thể hiện nhiệt độ đầu ra nước giải nhiệt và kênh CH00004 thể hiện nhiệt độ đầu vào nước giải nhiệt. Các kết quả ở bảng 4.1 đã ghi lại cho trường hợp nước giải nhiệt có nhiệt độ đầu vào 32 °C và lưu lượng 3,1133 g/s và cho phía hơi có nhiệt độ đầu 101 °C. Các kết quả đã thể hiện nhiệt độ đầu ra cho cả hơi và nước thu được từ mẫu L32/1 cao hơn mẫu L32/2. Như một kết quả, dòng nhiệt thu được từ mẫu L32/1 (272,9 W) cao hơn giá trị thu được từ mẫu L32/2 (104,6 W).

Dòng nhiệt của hai bộ trao đổi nhiệt đã tính toán được thể hiện ở bảng 4.2. Đồng thời ở đây cũng chỉ ra lưu lượng nước ngưng giảm khi giảm đường kính thủy lực của các kênh.

**Bảng 4.2:** Dòng nhiệt của hai mẫu L32/1 và L32/2

| Mẫu   | $m_s$<br>g/s | $m_{cw}$<br>g/s | $h_{s1}$<br>kJ/kg | $h_{s2}$<br>kJ/kg | $h_{cw1}$<br>kJ/kg | $h_{cw2}$<br>kJ/kg | Q<br>W |
|-------|--------------|-----------------|-------------------|-------------------|--------------------|--------------------|--------|
| L32/1 | 0,123        | 3,1133          | 2677,64           | 306,388           | 134,14             | 221,8              | 272,9  |
| L32/2 | 0,0481       | 3,1133          | 2677,64           | 164,640           | 134,14             | 167,7              | 104,6  |

#### a) Ảnh hưởng của sơ đồ dòng chảy

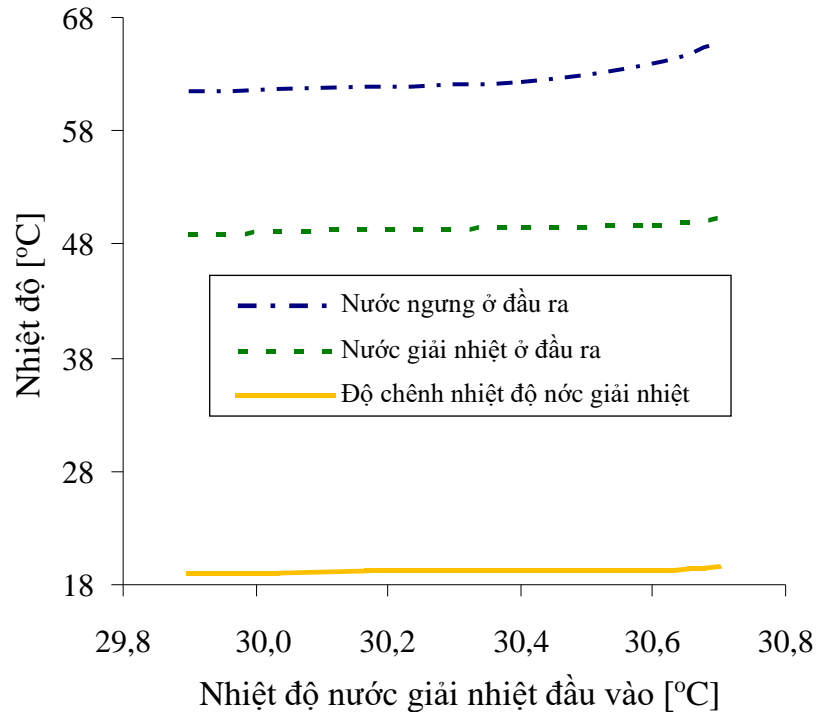
Trong nghiên cứu ở phần này, ảnh hưởng của sơ đồ dòng chảy lên đặc tính truyền nhiệt của các bộ trao đổi nhiệt cũng đã được nghiên cứu. Cho các trường hợp thực hiện trong nghiên cứu này, hai mẫu có cùng điều kiện: nhiệt độ hơi bão hòa khô ở 101°C, nhiệt độ đầu vào nước giải nhiệt 32 °C với lưu lượng 3,159 g/s. Cả hai mẫu được thực nghiệm cho vị trí đặt nằm ngang. Sự khảo sát cho thấy dòng nhiệt thu được từ sơ đồ ngược chiều luôn cao hơn sơ đồ cùng chiều: giá trị thu được từ sơ đồ ngược chiều gấp 1,04 đến 1,05 lần so với giá trị thu được từ sơ đồ cùng chiều. Những kết quả này cho dòng hai pha phù hợp với những kết quả cho dòng một pha đã được thực hiện bởi Dang và Teng [83]. Tuy nhiên, kết quả thể hiện ảnh hưởng của sơ đồ dòng chảy trong dòng hai pha không mạnh hơn so với dòng chảy một pha, như thể hiện ở bảng 4.3.

**Bảng 4.3:** Công suất nhiệt trong sơ đồ cùng chiều và ngược chiều

| Mẫu   | Lưu lượng hơi<br>$m_s$ , (g/s) | Lưu lượng nước<br>giải nhiệt<br>$m_{cw}$ , (g/s) | Công suất nhiệt Q, (W) |            |
|-------|--------------------------------|--|------------------------|------------|
|       |                                |  | Ngược chiều            | Cùng chiều |
| L32/1 | 0,123                          | 3,159  | 194,63                 | 184,32     |
| L32/2 | 0,0481                         | 3,159  | 111,52                 | 107,197    |

## b) So sánh giữa L32/1 và L32/2

Hình 4.40 thể hiện ảnh hưởng của nhiệt độ đầu vào nước giải nhiệt đến nhiệt độ đầu ra của nước giải nhiệt và nhiệt độ của nước ngưng cho mẫu L32/1.

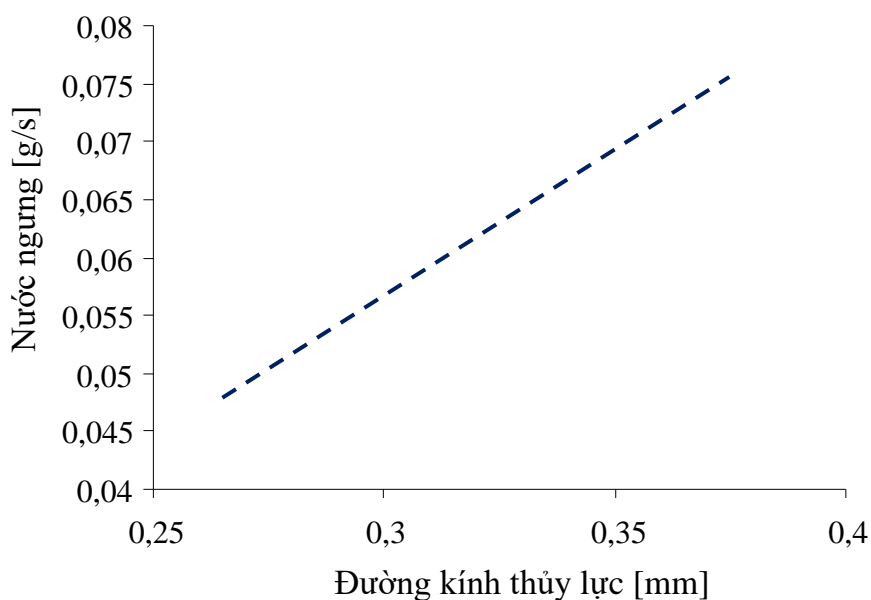


**Hình 4.40:** Ảnh hưởng của nhiệt độ nước giải nhiệt vào mẫu L32/1

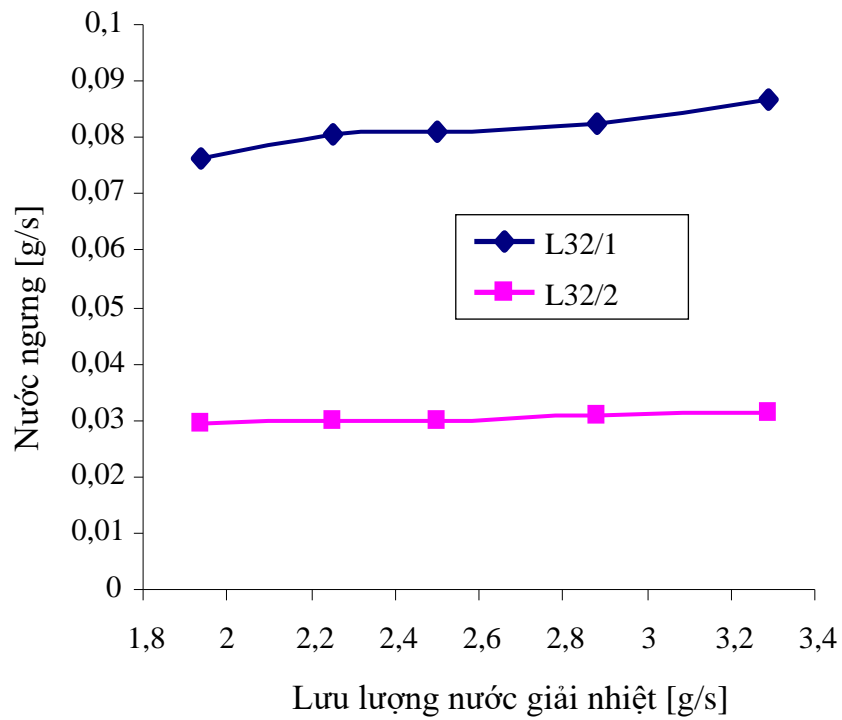
Sự khảo sát cho thấy khi nhiệt độ đầu vào nước giải nhiệt tăng, nhiệt độ đầu ra nước giải nhiệt cũng tăng; tuy nhiên, độ chênh nhiệt độ của nước giải nhiệt tăng chậm. Như một kết quả, độ chênh nhiệt độ của phía hơi giảm, tương đồng với nhiệt độ nước ngưng tăng. Điều này có nghĩa rằng hiệu quả truyền nhiệt ngưng tụ trong các thiết bị ngưng tụ kênh micro giảm khi tăng nhiệt độ đầu vào nước giải nhiệt, như thể hiện ở hình 4.40.

Các dữ liệu thực nghiệm thu được cho thiết bị ngưng tụ L32/1 và L32/2 ở điều kiện nhiệt độ môi trường 30 °C. Để so sánh hai mẫu L32/1 và L32/2, tất cả các điều kiện thực nghiệm được duy trì giống nhau. Cho tất cả các trường hợp thực nghiệm trong phần nội dung này, hơi ra của lò hơi mini ở trạng thái bão hòa khô cũng

có áp suất tuyệt đối 1,4 bar tương ứng nhiệt độ bão hòa 110 °C. Bởi do tổn thất nhiệt từ đầu ra đến đầu vào của thiết bị, nhiệt độ đầu vào của hơi được duy trì ở 101 °C. Các kết quả thu được thể hiện lưu lượng nước ngưng giảm khi giảm đường kính thủy lực của kênh micro, như thể hiện ở hình 4.41. Với mẫu có đường kính thủy 265  $\mu\text{m}$ , lưu lượng hơi tu được là 0,0481 g/s. Hình 4.42 thể hiện lưu lượng nước giải nhiệt giảm và lưu lượng nước ngưng giảm không đáng kể. Thêm vào đó, cho mẫu L32/1, kết quả thực nghiệm thể hiện công suất nhiệt đạt được 269,21 W cho điều kiện nhiệt độ hơi vào ở 101 °C lưu lượng 0,1229 g/s và phía nước giải nhiệt có nhiệt độ đầu vào 33 °C và lưu lượng 3,1136 g/s. So sánh các kết quả ở phần này với các kết quả đã được thực hiện bởi Dang và Teng trong [3] và [83 - 85] dòng nhiệt thu được trong quá trình ngưng tụ cao hơn giá trị thu được trong dòng chảy một pha khí cùng kích thước mẫu L32/1.



**Hình 4.41:** Đường kính thủy lực và lượng nước ngưng



**Hình 4.42:** Lưu lượng nước giải nhiệt và nước ngưng

**Bảng 4.4:** Mẫu đặt đứng và ngang

(a) Mẫu L32/1

| Vị trí | Công suất nhiệt Q, (W) |
|--------|------------------------|
| Đứng   | 187,3                  |
| Ngang  | 187,6                  |

(b) Mẫu L32/2

| Vị trí | Công suất nhiệt Q, (W) |
|--------|------------------------|
| Đứng   | 107,4                  |
| Ngang  | 107,4                  |

**Bảng 4.5:** So sánh các thông số của hai mẫu L32/1 và L32/2

| <b>Mẫu L32/1</b> |                  |        | <b>Mẫu L32/2</b> |                  |        |
|------------------|------------------|--------|------------------|------------------|--------|
| $t_{s2}$ , (°C)  | $t_{cw2}$ , (°C) | Q, (W) | $t_{s2}$ , (°C)  | $t_{cw2}$ , (°C) | Q, (W) |
| 44,5             | 45,0             | 187,6  | 39,3             | 40,2             | 107,2  |

Trong phần nghiên cứu này, các điều kiện thực nghiệm đã được thảo luận bởi thay đổi vị trí thiết bị ngưng tụ. Bảng 4.4 thể hiện công suất nhiệt của mẫu trong trường hợp đặt nằm ngang có giá trị tương đương với mẫu ở vị trí đặt thẳng đứng. Các kết quả ở bảng 4.4 cho mẫu L32/2 ở điều kiện phía hơi có nhiệt độ đầu vào 101°C và lưu lượng hơi 0,0481 g/s và ở phía nước giải nhiệt có nhiệt độ đầu vào 31,9 °C và lưu lượng nước 3,1904 g/s. Từ bảng 4.5, công suất nhiệt thu được từ mẫu L32/1 cao hơn mẫu L32/2, công suất nhiệt của mẫu L32/1 đạt được 187,6 W trong điều kiện phía hơi có nhiệt độ đầu vào 101 °C và lưu lượng hơi 0,0758 g/s và ở phía nước giải nhiệt có nhiệt độ đầu vào 32 °C và lưu lượng nước 3,2044 g/s.

## CHƯƠNG 5: KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

### 5.1. Kết luận

Các đặc tính truyền nhiệt của quá trình ngưng tụ trong các bộ trao đổi nhiệt kênh micro đã được thực hiện bằng phương pháp mô phỏng số và thực nghiệm.

Đầu tiên, các nghiên cứu liên quan được tổng quan để thấy được những hạn chế của các nghiên cứu trước, từ đó đưa ra động lực thực hiện đề tài. Dựa vào các nghiên cứu trước, hai thiết bị ngưng tụ kênh micro W150 và W200 có công suất nhiệt tương ứng 150 W và 200 W đã được tính toán thiết kế. Căn cứ vào các thông số tính toán thiết kế cho hai mẫu trên, tám mẫu khác đã được đề xuất cho mô phỏng số để tìm ra thông số thiết kế phù hợp nhất cho thiết bị ngưng tụ. Từ kết quả thu được bằng mô phỏng số, hai mẫu L32 và L52 được đề xuất cho chế tạo và thực nghiệm kiểm chứng. Để so sánh đặc tính truyền nhiệt của dòng một pha và hai pha trên cùng một thiết bị, hai mẫu L32/1 và L32/2 đã được đưa vào thực nghiệm. Các kết quả mô phỏng số và thực nghiệm về đặc tính truyền nhiệt của quá trình ngưng tụ trong kênh micro được thể hiện như sau:

#### Các kết quả mô phỏng số:

Để nghiên cứu ảnh hưởng của ống góp đến quá trình ngưng hơi, ba mẫu W150-A/B/C (dựa trên W150) và ba mẫu W200-A/B/C (dựa trên W200) đã được đưa vào để mô phỏng số sử dụng phần mềm COMSOL Multiphysics, phiên bản 5.2a. Trong cùng điều kiện mô phỏng số, mẫu W150-A và W200-A có bề rộng ống góp 2,5mm đều cho kết quả phù hợp nhất về mặt truyền nhiệt và chuyển pha tương ứng với khoảng chiều dài kênh micro lần lượt là 32 mm và 52 mm.

Với các kết quả mô phỏng số về ảnh hưởng thông số hơi đến quá trình ngưng tụ cho các mẫu kênh micro trong nghiên cứu này, nhiệt độ hơi vào thiết bị trong phạm vi từ 101 °C đến 108 °C (ứng với lưu lượng hơi lớn nhất 0,08 g/s và lưu lượng nước giải nhiệt lớn nhất 3,244 g/s) thì quá trình ngưng tụ mới có thể xảy ra.

Các kết quả mô phỏng số về sự giảm độ khô, sự thay đổi khối lượng riêng thể hiện biên dạng chuyển pha từ hơi sang lỏng trong thiết bị ngưng tụ kênh micro. Thêm vào đó, một sự so sánh bởi phương pháp mô phỏng số cho thiết bị ngưng tụ kênh micro

giữa hai trường hợp đặt thẳng đứng và nằm ngang cũng được thực hiện. Các kết quả thể hiện biên dạng ngưng không bị ảnh hưởng nhiều bởi lực trọng trường.

Để nghiên cứu ảnh hưởng của hình dáng kênh micro đến sự ngưng tụ của hơi nước, ba thiết bị ngưng tụ kênh micro W200-D1, W200-D2 và W200-D3 với các hình dáng kênh khác nhau đã được đưa vào mô phỏng. Trong ba thiết bị ngưng tụ, thiết bị ngưng tụ W200-D1 có hiệu quả ngưng tụ và khả năng gia công cao nhất. Tuy nhiên, sự khác biệt về hiệu quả ngưng tụ của ba thiết bị này là không đáng kể. Các kết quả mô phỏng số này cũng đã được kiểm chứng bởi thực nghiệm và với các nghiên cứu liên quan. Sự so sánh cho thấy các kết quả mô phỏng phù hợp với thực nghiệm, sai số cực đại nhỏ hơn 8%.

### **Các kết quả thực nghiệm:**

Trong phần thực nghiệm, bốn thiết bị ngưng tụ kênh micro (L32, L52, L32/1 và L32/2) đã được đưa vào nghiên cứu. Trong đó thiết bị L32 và L52 được chế tạo từ kết quả mô phỏng của 10 mẫu mô phỏng trên (W150-A/B/C và W200-A/B/C/D1/D2/D3).

Với thiết bị kênh micro L32, trong điều kiện lưu lượng nước giải nhiệt 3,244 g/s, nhiệt độ nước giải nhiệt 30,8 °C, nhiệt độ hơi 106,5 °C và lưu lượng hơi tăng từ 0,01g/s đến 0,06 g/s thì công suất nhiệt tăng từ 20 đến 140 W. Độ giảm áp suất trong trường hợp đặt nằm ngang tăng từ 1,5 kPa đến 50 kPa cao hơn so với trường hợp đặt thẳng đứng (2,0 kPa đến 44 kPa). Đây là sự khác biệt giữa lưu chất một pha và lưu chất hai pha trong các bộ trao đổi nhiệt kênh micro. Các kết quả về công suất nhiệt tương đồng với các kết quả thu được từ dòng lưu chất một pha: ảnh hưởng của lực trọng trường lên công suất của thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro nhỏ không đáng kể. Thêm vào đó, hệ số truyền nhiệt cao nhất (6925 W/m<sup>2</sup>.K) của thiết bị ngưng tụ L32 đã thu được ở độ chênh nhiệt độ trung bình logarit 35,7 K.

Một nghiên cứu thực nghiệm đã được thực hiện cho thiết bị ngưng tụ L52 trong trường hợp đặt thẳng đứng và nằm ngang để đánh giá hiệu suất. Lưu lượng của nước giải nhiệt và hơi thay đổi tương ứng từ 2 g/s đến 3 g/s và từ 0,02 g/s đến 0,08 g/s. Độ giảm áp suất tăng khi tăng lưu lượng hơi; trong khi đó, độ giảm áp suất giảm khi giảm



lưu lượng nước giải nhiệt, cụ thể độ giảm này đạt tối đa 10 kPa khi nước giải nhiệt giảm 1 g/s tại lưu lượng hơi 0,075 g/s. Trong nghiên cứu này, khi giảm 1 g/s nước giải nhiệt thì độ chênh nhiệt độ của nước giải nhiệt tăng từ 1 °C đến 5 °C. Công suất nhiệt cực đại thu được cho thiết bị ngưng tụ này là 180 W. Trong điều kiện nhiệt độ trung bình nước giải nhiệt 29,5 °C và lưu lượng là 1,03 g/s thì độ giảm áp suất trong trường hợp thẳng đứng luôn thấp hơn so với trường hợp nằm ngang: kết quả sự khác biệt này là 15 kPa. Tại lưu lượng nước giải nhiệt 1,028 g/s, độ chênh nhiệt độ nước giải nhiệt là 30 °C tại lưu lượng hơi 0,06 g/s. Hệ số truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ tăng từ 1704 đến 5200 W/(m<sup>2</sup>.K) với việc tăng lưu lượng hơi từ 0,008993 đến 0,038923g/s. Tuy nhiên, hệ số truyền nhiệt giảm khi lưu lượng hơi tăng từ 0,042767 đến 0,067150g/s. Các phương trình xác định hệ số truyền nhiệt và độ giảm áp suất cũng đã đưa ra.

Hai thiết bị ngưng tụ L32 và L52 có kích thước giống nhau; chúng chỉ khác chiều dài substrate và chiều dài kênh cũng đã được so sánh. Trong phạm vi nghiên cứu này, chỉ số hoàn thiện giảm khi tăng lưu lượng hơi. Thiết bị ngưng tụ L32 có chỉ số hoàn thiện cao hơn so với L52 trong cùng điều kiện.

Thực nghiệm cho hai thiết bị ngưng tụ L32/1 và L32/2 có đường kính thủy lực tương ứng 375 μm và 265 μm đã được thực hiện để nghiên cứu quá trình truyền nhiệt khi ngưng. Trong nghiên cứu này, dòng nhiệt thu được từ sơ đồ ngược chiều cao hơn 1,04 đến 1,05 lần so với sơ đồ cùng chiều. Các kết quả về sơ đồ dòng chảy cho dòng hai pha phù hợp với các kết quả cho dòng một pha; tuy nhiên với ảnh hưởng của sơ đồ dòng chảy thì dòng nhiệt trong trường hợp hai pha cao hơn và ít chịu ảnh hưởng hơn so với trường hợp một pha. Với việc giảm đường kính thủy lực của kênh, lưu lượng hơi giảm từ 0,0758 đến 0,04811g/s, điều này dẫn đến công suất nhiệt giảm. Thêm vào đó, công suất nhiệt thu được từ thiết bị ngưng tụ đặt nằm ngang cũng giống với thiết bị ngưng tụ đặt thẳng đứng.

## **5.2. Những đóng góp mới của luận án**

Các kết quả mô phỏng số của quá trình ngưng tụ cho 10 kênh micro trên toàn thiết bị với mô hình 3D là những kết quả mới, rất ít công bố đạt trên mức mô phỏng này. Để mô phỏng số được mô hình này, những phương trình toán học, kỹ thuật phân lưới

và chọn lời giải đã được tìm ra phù hợp cho mô hình nghiên cứu. Nó là cơ sở để các nghiên cứu kế tiếp tham khảo nhằm phát triển xa hơn trong lĩnh vực mô phỏng số.

Bên cạnh đó, những kết quả so sánh giữa truyền nhiệt một pha và hai pha trong các thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro trong cùng điều kiện cũng đã được đưa ra. Thêm vào đó, các kết quả thực nghiệm như trường nhiệt độ, công suất nhiệt/mật độ dòng nhiệt, hệ số truyền nhiệt tổng, độ giảm áp suất trong quá trình ngưng tụ kênh micro là những dữ liệu quý bổ sung thêm trong lĩnh vực tính toán thiết kế các thiết bị ngưng tụ kênh micro.

Những dữ liệu khoa học trong luận án này đã công bố trên các tạp chí khoa học uy tín, nó sẽ là nền tảng cho việc phát triển các thiết bị ngưng tụ có công suất lớn hay các lưu chất khác trong công nghiệp như là các môi chất lạnh, chất tải lạnh,...

### **5.3. Hướng phát triển**

Do có quá nhiều yếu tố cần nghiên cứu nên luận án này chỉ tập trung vào lưu chất làm việc là hơi nước và công suất nhiệt của các thiết bị ngưng tụ tương đối nhỏ. Bên cạnh đó, đây là một trong những hướng nghiên cứu mới và cũng là những hướng mà thế giới đang quan tâm. Từ các kết quả của luận án, những nghiên cứu phát triển tiếp theo của luận án như sau:

- Mẫu L32 có chỉ số hoàn thiện cao nên sử dụng cho các nghiên cứu tiếp theo.
- Nghiên cứu quá trình ngưng tụ trong kênh micro với một số lưu chất khác.
- Nghiên cứu quá trình ngưng tụ trong kênh micro có công suất lớn.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Satish G. Kandlikar, Michael R. Ring, Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels: Chapter 1, Elsevier, 2014.
- [2] Brandner, J.J. Bohn, L. Henning, T. Schygulla, U., and Schubert, K., "Microstructure heat exchanger applications in laboratory and industry," in *Proceedings of ICNMM2006*, pp. 1233-1243, Limerick, Ireland,, 2006.
- [3] T.T. Dang, J.T. Teng, and J.C. Chu, "Pressure drop and heat transfer characteristics of microchannel heat exchangers: A review of numerical simulation and experimental data," *International Journal of Microscale and Nanoscale Thermal and Fluid Transport Phenomena*, vol. 2, no. 3, 2011.
- [4] Dang, T.T, "A study on the heat transfer and fluid flow phenomena of microchannel heat exchanger.," Ph.D. thesis, Chung Yuan Christian University,, Chung-Li, Taiwan, 2010.
- [5] Santiago Martínez-Ballester, José-M. Corberán, José González-Maciá, "Numerical model for microchannel condensers and gas coolers: Part I e Model description and validation," *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, pp. 173-190, 2013.
- [6] Sneha S. Gosai, Vivek C. Joshi, "A Review on Two Phase Flow in Micro channel Heat," *International Journal of Applied Research & Studies*, vol. II, no. 2, pp. 1-9, 2013.
- [7] M.I. Hasan, A.A. Ragerb, M. Yaghoubi, and H. Homayoni, "Influence of channel geometry on the performance of a counter flow microchannel heat exchanger," *International Journal of Thermal Sciences*, pp. 1607-1618, 48 (2009).

- [8] H.A. Mohammed, P. Gunnasegaran, and N.H. Shuaib, "Influence of channel shape on the thermal and hydraulic performance of microchannel heat sink," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, p. 474–480, 38 (2011).
- [9] N.G.Hernando, A.Acosta-Iborra, U.Ruiz-Rivas and M.Izquierdo, "Experimental investigation of fluid flow and heat transfer in a single phase liquid flow micro heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 5433-5446, 2009.
- [10] C. Liu, J.T Teng, J.C Chu, Y.L Chiu, S. Huang, S. Jin, T.T Dang, R. Greif and H.H Pan, "Experimental investigations on liquid flow and heat transfer in rectangular microchannel with longitudinal vortex generators," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 3069-3080, 54 (2011).
- [11] J.C Chu, J.T Teng, T.T Xu, S.H Huang, S.J Jin, X.F Yu, T.T Dang, C.P Zhang and R. Greif, "Characterization of frictional pressure drop of liquid flow through curved rectangular microchannels," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 38, pp. 171-183, 2012.
- [12] K.Ling, G.Son, D.L Sun, and W.Q. Tao, "Three dimensional numerical simulation on bubble growth and merger in microchannel boiling flow," *International Journal of Thermal Science*, pp. 135-147, 98(2015).
- [13] P. Mirzabeygi and C. Zhang, "Three dimensional numerical model for the two phase flow and heat transfer in condensers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 618-637, 81(2015).
- [14] Pooya Mirzabeygi and Chao Zhang\*, "Turbulence modeling for the two phase flow and heat transfer in condensers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 229-241, 89 (2015).

- [15] J.R. García-Cascales, F. Vera-García, J. González-Macía, J.M. Corberán-Salvador, M.W. Johnson, and G.T. Kohler, "Compact heat exchangers modeling: Condensation," *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, pp. 135-147, 2010.
- [16] J.A. Al-Jarrah, A.F. Khadrawi, and M.A. AL-Nimr, "Film condensation on a vertical microchannel," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, p. 1172–1176, 35 (2008).
- [17] Xiu-Wei Yin, Wen Wang, Vikas Patnaik, Jin-Sheng Zhou, and Xiang-Chao Huang, "Evaluation of microchannel condenser characteristics by numerical simulation," *International journal of refrigeration*, pp. 126-141, 54 (2015).
- [18] Aritra Sur and Dong Liu, "Adiabatic air-water two-phase flow in circular microchannels," *International Journal of Thermal Sciences*, pp. 18-34, 53 (2012).
- [19] C.W. Choi, D.I. Yu, and M.H. Kim, "Adiabatic two-phase flow in rectangular microchannels with different aspect ratios: Part I – Flow pattern, pressure drop and void fraction," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, p. 616–624, 54 (2011).
- [20] C.W. Choi, D.I. Yu and M.H. Kim, "Adiabatic two-phase flow in rectangular microchannels with different aspect ratios: Part II – bubble behaviors and pressure drop in single bubble," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, p. 5242–5249, 53 (2010).
- [21] S.Chen, Z. Yang, Y. Duan, Y. Chen and D. Wu, "Simulation of condensation flow in a rectangular microchannel," *Chemical Engineering and Processing*, pp. 60-69, 76 (2014).

- [22] Gaurav Nema, Srinivas Garimella and Brian M. Fronk, "Flow regime transitions during condensation in microchannels," *International journal of refrigeration*, pp. 227-240, 40 (2014).
- [23] C.Y. Park and P. Hrnjak, "Experimental and numerical study on microchannel and round-tube condensers in a R410A residential air-conditioning system," *International Journal of Refrigeration*, pp. 822-831, 31 (2008).
- [24] V. W. Bhatkar, V. M. Kriplani and G. K. Awari, "Experimental performance of R134a and R152a using microchannel condenser," *Journal of Thermal Engineering*, vol. 1, no. 2, pp. 575-582, Accepted July 05, 2015.
- [25] Santiago Martínez-Ballester, José-M. Corberán and José González-Macia,, "Impact of classical assumptions in modelling a microchannel gas cooler," *International Journal of Refrigeration*, pp. 1898-1910, 34 (2011).
- [26] Santiago Martínez-Ballester, José-M. Corberán and José González-Maciá, "Numerical model for microchannel condensers and gas coolers: Part I e Model description and validation," *International journal of refrigeration*, vol. 36, pp. 173-190, 2013.
- [27] Jaehyeok Heo, Hanvit Park and Rin Yun, "Comparison of condensation heat transfer and pressure drop of CO<sub>2</sub> in rectangular microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 65, p. 719–726, 2013.
- [28] T.M. Zhong, Y. Chen, W.X. Zheng, N. Hua, X.L. Luo, Q.C. Yang, S.P. Mo and L.S. Jia, "Experimental investigation on microchannel condensers with and without liquid-vapor separation headers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 73, no. 2, pp. 1510-1518, 2014.
- [29] G. Goss Jr. and J.C. Passos\*, "Heat transfer during the condensation of R134a inside eight parallel microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, p. 9–19, 59 (2013).

- [30] Na Liu, Jun Ming Li, Jie Sun, and Hua Sheng Wang, "Heat transfer and pressure drop during condensation of R152a in circular and square microchannels," *Experimental Thermal and Fluid Science*, p. 60–67, 47 (2013).
- [31] Akhil Agarwal, Todd M. Bandhauer, and Srinivas Garimella, "Measurement and modeling of condensation heat transfer in non-circular microchannels," *International journal of refrigeration*, p. 1169 – 1179, 33 (2010).
- [32] Hua Sheng Wang, Jie Sun and John W. Rose, "Pressure drop during condensation in microchannels," *Journal of Heat Transfer*, vol. 135, pp. 091602-1, September 2013.
- [33] H. El Mgharia, H. Louahlia-Gualousa and E. Lepinasse,, "Numerical Study of Nanofluid Condensation Heat Transfer in a Square Microchannel," *Taylor & Francis Group, Numerical Heat Transfer, Part A:*, p. 1242–1265, 2015.
- [34] Rui Jiang, Xuehu Ma, Zhong Lan, Yuxiao Bai and Tao Bai, "Visualization study of condensation of ethanol–water mixtures in trapezoidal microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, p. 339–349, 90 (2015).
- [35] Georges El Achkar, Marc Miscevic and Pascal Lavieille, "An Experimental Study on Slug-Bubbly Condensation Flows at Low Mass Velocity in a Square Cross-Section Micro-Channel," *Heat Transfer Engineering*, no. ISSN: 1521-0537, 2015.
- [36] Xuehu Ma, Xiaoguang Fan, Zhong Lan, Rui Jiang and Bai Tao, "Experimental Study on Steam Condensation with NonCondensable Gas in Horizontal Microchannels, 7th International Symposium on Multiphase Flow," *Heat Mass Transfer and Energy Conversion*, pp. 146-155, 2013.
- [37] X.J. Quan, P. Cheng and H.Y. Wu., "An experimental investigation on pressure drop of steam condensing in silicon microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, p. 5454–5458, 51 (2008).

- [38] Xiaojun Quan, Lining Dong and Ping Cheng, "Determination of annular condensation heat transfer coefficient of steam in microchannels with trapezoidal cross sections," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, p. 3670–3676, 53 (2010).
- [39] Xiaoguang Fan, Xuehu Ma, Lei Yang, Zhong Lan, Tingting Hao, Rui Jiang and Tao Bai, "Experimental study on two-phase flow pressure drop during steam condensation in trapezoidal microchannels," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 76, pp. 45-56, 2016.
- [40] Xuehu Ma, Xiaoguang Fan, Zhong Lan, Tingting Hao and Tianyi Song, "Experimental Study on Steam Condensation in Horizontal Microchannels," in *Heat & Mass Transfer International Conference*, Shanghai, China, Proceedings of the ASME 2009 2nd Micro/Nanoscale.
- [41] Xuehu Ma, Xiaoguang Fan, Zhong Lan and Tingting Hao, "Flow patterns and transition characteristics for steam condensation in silicon microchannels,," *Journal of Micromechanics and Microengineering*, pp. 1-13, 21 (2011).
- [42] Wei Zhang, Jinliang Xu and Guohua Liu, "Multi-channel effect of condensation flow in a micro triple-channel condenser," *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 34, p. 1175–1184, 2008.
- [43] Jiafeng Wu, Mingheng Shi, Yongping Chen and Xin Li, "Visualization study of steam condensation in wide rectangular silicon microchannels," *International Journal of Thermal Sciences*, pp. 922-930, 49 (2010).
- [44] H. El Mghari and H. Louahlia-Gualous, "Experimental and numerical investigations of local condensation heat transfer in a single square microchannel under variable heat flux," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, p. 197–207, 71 (2016).



- [45] Yongping Chen, Chaoqun Shen, Mingheng Shi and George P. Peterson, "Visualization Study of Flow Condensation in Hydrophobic Microchannels," *American Institute of Chemical Engineers*, vol. 60, no. 3, p. 1182–1192, 2014.
- [46] Pan, Ching Yi Kuo and Chin, "The effect of cross-section design of rectangular microchannels on convective steam condensation," *Journal of micromechanics and microengineering*, pp. 1-11, 19 (2009) 035017.
- [47] Louahlia-Gualous, Ahmad Odaymet and Hasna, "Experimental study of slug flow for condensation in a single square microchannel," *Experimental Thermal and Fluid Science*, p. 1–13, 38 (2012).
- [48] Hicham El Mghari, Mohamed Asbik and Hasna Louahlia-Gualous, "Condensation Heat Transfer in Horizontal Non-Circular Microchannels," *Energy and Power Engineering*, pp. 577-586, 2013, 5.
- [49] Hicham El Mghari, Mohamed Asbik, Hasna Louahlia-Gualous and Ionut Voicu, "Condensation heat transfer enhancement in a horizontal non-circular microchannel," *Applied Thermal Engineering*, pp. 358-370, 64 (2014).
- [50] Tingting Hao, Xuehu Ma, Zhong Lan, Rui Jiang and Xiaoguang Fan, "Analysis of the transition from laminar annular flow to intermittent flow of steam condensation in noncircular microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, p. 745–756, 66 (2013).
- [51] Huang, Shwin-Chung Wong and Jhong-Cing, "Visualization experiments on the condensation process in the vertical tube condenser of a loop thermosyphon," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, p. 948–956, 92 (2016).
- [52] Hoo-Kyu Oh and Chang-Hyo Son, "Condensation heat transfer characteristics of R-22, R- 134a and R-410A in a single circular Microtube," *Experimental Thermal and Fluid Science*, pp. 706 - 716, 35 (2011).

- [53] Z. Azizi, A. Alamdari and M.R. Malayeri, " Thermal performance and friction factor of a cylindrical microchannel heat sink cooled by cu-water nanofluid," *Applied Thermal Engineering*, pp. 1-35 (accepted manuscript), 2016.
- [54] Ali H .Al-Zaidi, Mohamed M.Mahmoud and Tassos G.Karayiannis, "Condensation flow patterns and heat transfer in horizontal microchannels," *Experimental Thermal and Fluid Science*, pp. 153-173, 90 (2018).
- [55] Chengbin Zhang, Chaoqun Shen and Yongping Chen, "Experimental study on flow condensation of mixture in a hydrophobic microchannel," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 1135-1144, 104 (2017).
- [56] Rui Jiang, Zhong Lan, Tong Sun, Yi Zheng, Kai Wang and Xuehu Ma, "Experimental study on two-phase flow pressure drop during ethanol–water vapor mixture condensation in microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 160-171, 127 (2018).
- [57] Ashif Iqbal and Manmohan Pandey, "Effect of local thermophysical properties and flashing on flow boiling pressure drop in microchannels," *International Journal of Multiphase Flow*, pp. 311-324, 106 (2018).
- [58] Tianming Zhong, Ying Chen \*, Qingcheng Yang, Mengjie Song, Xianglong Luo, Junjun Xu, Wenxian Zheng and Lisi Jia, "Experimental investigation on the thermodynamic performance of double-row liquid–vapor separation microchannel condenser," *International Journal of Refrigeration*, pp. 373-382, 67 (2016).
- [59] E.M. Fayyadh, M.M. Mahmoud, K. Sefiane, and T.G. Karayiannis, "Flow boiling heat transfer of R134a in multi microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 422-436, 110 (2017).
- [60] Xiongjiang Yu, Jinliang Xu\*, Jindou Yuan, Wei Zhang, "Microscale phase separation condensers with varied cross sections of each fluid phase: Heat

- transfer enhancement and pressure drop reduction," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, p. 439–454, 118 (2018).
- [61] G. B. Shirsath, K. Muralidhar, R. G. S. Pala and J. Ramkumar, "Condensation of water vapor underneath an inclined hydrophobic textured surface machined by laser and electric discharge," *Applied Surface Science* , pp. 999-1009, 484 (2019).
- [62] Yuanzhi Qin, Haibo Dai, Jinshi Wang\*, Ming Liu and Junjie Yan, "Convection–condensation heat transfer characteristics of air/water vapor mixtures with ash particles along horizontal tube bundles," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 172-182, 127 (2018).
- [63] Thomas Kleiner\*, Sebastian Rehfeldt and Harald Klein, "CFD model and simulation of pure substance condensation on horizontal tubes using the volume of fluid method," *International Journal of Heat and Mass Transfer* , pp. 420-431, 138 (2019).
- [64] Thanhtrung Dang, Vanmanh Nguyen, Nhatlinh Nguyen, Tansa Nguyen, Quocdat Vu, Dinhvu Tran, Vanchung Ha, Jyh-tong Teng and Ngoctan Tran, "A STUDY ON ENHANCING HEAT TRANSFER EFFICIENCY OF LED LAMPS," in *The 2012 International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD2012)*, Vol 1, HCMC - VNU Publishing House, 2012.
- [65] Batan Le, Tansa Nguyen, Thanhtrung Dang, Tronghieu Nguyen, Jyh-tong Teng, "The effects of mass flow rate on heat transfer behaviours for two phase flow in rectangular microchannels," in *Hội Nghị KH&CN Toàn quốc về Cơ khí - Động lực*, Đại học Bách khoa Hà Nội, 2016.
- [66] Nguyễn Trọng Hiếu, Đặng Thành Trung, Lê Bá Tân, Đoàn Minh Hùng và Nguyễn Hoàng Tuấn, "Nghiên cứu đặc tính truyền nhiệt trong thiết bị bay hơi

kênh micro dùng môi chất CO<sub>2</sub> bằng phương pháp mô phỏng số," in *Kỹ yếu hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về cơ khí - lần thứ IV*, NXB Đại học Quốc gia Tp.HCM, Việt Nam, 2015.

- [67] Nguyễn Huy Bích, "Nghiên cứu tác động của điều kiện biên nhiệt đến sự di chuyển của vi giọt chất lỏng trong microchannel," in *Kỹ yếu hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về cơ khí - lần IV*, NXB Đại học Quốc gia Tp.HCM, Việt Nam, 2015.
- [68] S. Colin, "Single-Phase Gas Flow in Microchannels," in *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*, Elsevier Ltd., 2014, pp. 11-102.
- [69] Srinivas Garimella, "Condensation in Minichannels and Microchannels," in *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels.*, USA, Elsevier Ltd., 2014, pp. 295-494.
- [70] Baroczy, C.J., "Correlation of liquid fraction in two-phase flow with application to liquid metals," *Chem. Eng. Prog. S. Ser.*, vol. 61(57), pp. 179-191, 1965.
- [71] P. C. H. W. Xiaojun Quan, "Transition from annular flow to plug/slug flow in condensation of steam in microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 707-716, 2008.
- [72] X. Ding, W. Cai, P. Duan and J. Yan, "Hybrid dynamic modeling for two phase flow condensers," *Applied Thermal Engineering*, pp. 830-837, 62 (2014).
- [73] A. S. K. C. S. D. M. A. M. O. H. Ganapathy, "Volume of fluid-based numerical modeling of condensation heat transfer and fluid flow characteristics in microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 65, pp. 62-72, 2013.

- [74] Hoàng Đình Tín, Cơ sở truyền nhiệt và thiết kế thiết bị trao đổi nhiệt, Đại học Bách khoa Tp.HCM: NXB Đại học Quốc gia Tp.HCM, 2013.
- [75] M. K. P.M.-Y. Chung, "The effect of channel diameter on adiabatic two-phase flow characteristics in microchannels," *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 30, p. 735–761, 2004.
- [76] Thanhtrung Dang, Yaw-Jen Chang\*, Juh-tong Teng, "A study on simulation of a Trapezoidal Shaped Micro Heat Exchanger," *Journal of advanced Engineering*, vol. 4, pp. 397-402, 2009.
- [77] Bandhauer, T.M., Agarwal, A., Garimella, S., "Measurement and modeling of condensation heat transfer coefficients in circular microchannels," *J. Heat Transfer*, vol. 128 (10), pp. 1050-1059, 2006.
- [78] Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G.A, Rossetto, L., "Condensation of hallogenated refrigerants inside smooth tubes," *HVAC&R Res*, vol. 8(4), pp. 429-451, 2002.
- [79] H.-B. Nguyen, "Computational Study of a Droplet Migration on a Horizontal Solid Surface with Temperature Gradients," National Central University, Taiwan, 2010.
- [80] COMSOL Multiphysics, Heat transfer Module User's Guide, Chapter 4 - Theory for the heat transfer module, COMSOL 5.2a..
- [81] COMSOL Multiphysics version 5.2a, Documentation.
- [82] T.T. Dang, J.T. Teng, and J.C. Chu, "A study on the simulation and experiment of a microchannel counter-flow heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, pp. 2163-2172, 30 (2010).
- [83] T.T. Dang and J.T Teng, "Influence of flow arrangement on the performance index for an aluminium microchannel heat exchanger," *IAENG Transactions on*

*Engineering Technologies Volume 5, the American Institute of Physics (AIP),*,  
vol. 1285, pp. 576-590, 2010.

- [84] T.T. Dang and J.T. Teng, "The effects of configurations on the performance of microchannel counter-flow heat exchangers – An experimental study," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, no. 18-18, pp. 3946-2955, 2011.
- [85] T.T. Dang and J.T. Teng, "Comparison on the heat transfer and pressure drop of the microchannel and minichannel heat exchangers," *Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1311-1322, 2011.

## PHỤ LỤC

### PL 1: Tổng hợp thông số các mẫu thiết kế, mô phỏng và thực nghiệm.

| Số TT | Mẫu     | Kích thước của substrate (mm) |      |     | Kích thước của ống góp (mm) |                |                | Kích thước kênh micro (mm) |                |                |                 |                 |                 |
|-------|---------|-------------------------------|------|-----|-----------------------------|----------------|----------------|----------------------------|----------------|----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
|       |         |                               |      |     |                             |                |                | Phía hơi                   |                |                | Phía nước       |                 |                 |
|       |         | L                             | W    | T   | L <sub>f</sub>              | W <sub>f</sub> | D <sub>f</sub> | L <sub>m</sub>             | W <sub>m</sub> | D <sub>m</sub> | L <sub>cw</sub> | W <sub>cw</sub> | D <sub>cw</sub> |
| 1     | W150    | 42                            | 14,5 | 0,7 | 12                          | 2,5            | 0,5            | 32                         | 0,5            | 0,5            | 37              | 9,5             | 0,5             |
| 2     | W150-A  | 38                            | 10,5 | 0,7 | 10                          | 2,5            | 0,5            | 32                         | 0,5            | 0,5            | 37              | 9,5             | 0,5             |
| 3     | W150-B  | 48                            | 10,5 | 0,7 | 10                          | 5,0            | 0,5            | 32                         | 0,5            | 0,5            | 42              | 9,5             | 0,5             |
| 4     | W150-C  | 48                            | 10,5 | 0,7 | 10                          | 5±0,5          | 0,5            | 32                         | 0,5            | 0,5            | 42              | 9,5             | 0,5             |
| 5     | W200    | 62                            | 14,5 | 0,7 | 12                          | 2,5            | 0,5            | 52                         | 0,5            | 0,5            | 57              | 9,5             | 0,5             |
| 6     | W200-A  | 58                            | 10,5 | 0,7 | 10                          | 2,5            | 0,5            | 52                         | 0,5            | 0,5            | 57              | 9,5             | 0,5             |
| 7     | W200-B  | 68                            | 10,5 | 0,7 | 10                          | 5,0            | 0,5            | 52                         | 0,5            | 0,5            | 62              | 9,5             | 0,5             |
| 8     | W200-C  | 68                            | 10,5 | 0,7 | 10                          | 5±0,5          | 0,5            | 52                         | 0,5            | 0,5            | 62              | 9,5             | 0,5             |
| 9     | W200-D1 | 62                            | 14,5 | 1,2 | 12                          | 2,5            | 0,5            | 52                         | 0,5            | 0,5            | 57              | 9,5             | 0,5             |
| 10    | W200-D2 | 62                            | 14,5 | 1,2 | 12                          | 2,5            | 0,5            | 52                         | 0,7            | 0,3            | 57              | 9,5             | 0,5             |
| 11    | W200-D3 | 62                            | 14,5 | 1,2 | 12                          | 2,5            | 0,5            | 52                         | 0,55           | 0,4            | 57              | 9,5             | 0,5             |
| 12    | L32     | 42                            | 23   | 0,7 | 14,5                        | 2,5            | 0,5            | 32                         | 0,5            | 0,5            | 37              | 9,5             | 0,5             |
| 13    | L52     | 62                            | 23   | 0,7 | 14,5                        | 2,5            | 0,5            | 52                         | 0,5            | 0,5            | 57              | 9,5             | 0,5             |
| 14    | L32/1   | 46                            | 26,5 | 1,2 | 14                          | 3              | 0,3            | 32                         | 0,5            | 0,3            | 32              | 0,5             | 0,3             |
| 15    | L32/2   | 46                            | 26,5 | 1   | 14                          | 3              | 0,3            | 32                         | 0,5            | 0,3            | 32              | 0,5             | 0,18            |

#### Chú thích:

- Hai mẫu tính toán thiết kế ban đầu: W150 và W200.
- Mô phỏng số gồm 10 mẫu: W150-A/B/C, W200 và W200-A/B/C/D1/D2/D3.
- Thực nghiệm gồm 4 mẫu: L32, L52, L32/1 và L32/2.

**PL 2: Thông số vật lý của hơi nước bão hòa.**

| t   | p      | $\rho$            | $c_p$   | h        | r      | $\mu \cdot 10^{-6}$ | $\nu \cdot 10^{-6}$ | Pr    |
|-----|--------|-------------------|---------|----------|--------|---------------------|---------------------|-------|
| °C  | bar    | kg/m <sup>3</sup> | kJ/kg.K | kJ/kg    | kJ/kg  | Ns/m                | m <sup>2</sup> /s   |       |
| 105 | 1,2215 | 2683,650          | 2,156   | 2683,650 | 2243,4 | 12,125              | 17,545              | 1,085 |

**PL 3: Thông số vật lý của nước tại các giá trị nhiệt độ tính toán.**

| t    | p      | $\rho$            | $c_p$   | $\lambda \cdot 10^{-2}$ | h      | $\mu \cdot 10^{-6}$ | $\nu \cdot 10^{-6}$ | Pr    |
|------|--------|-------------------|---------|-------------------------|--------|---------------------|---------------------|-------|
| °C   | bar    | kg/m <sup>3</sup> | kJ/kg.K | W/m.K                   | kJ/kg  | Ns/m                | m <sup>2</sup> /s   |       |
| 29   | -      | 995,95            | 4,175   | 61,61                   | 121,52 | 821,75              | 0,8251              | 5,58  |
| 46,5 | -      | 989,54            | -       | 64,3                    | -      | -                   | 0,5921              | -     |
| 64   | -      | -                 | 4,182   | -                       | -      | -                   | -                   | -     |
| 94   | -      | -                 | -       | -                       | -      | -                   | -                   | 1,87  |
| 105  | 1,2215 | 954,7             | 4,2265  | 68,4                    | 440,1  | 270,75              | 0,2835              | 1,675 |

**PL 4: Dữ liệu thực nghiệm L32 trường hợp nằm ngang,  $m_{cw} = 1,032$  g/s.**

| STT | Lưu lượng nước ngưng, [g/s] | Nhiệt độ hơi vào, [°C] | Nhiệt độ nước ngưng [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt vào, [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt ra, [°C] | Độ giảm áp suất, [Pa] |
|-----|-----------------------------|------------------------|--------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|
| 1   | 0,01144                     | 100,9                  | 35,7                     | 29,2                               | 34,3                              | 2419                  |
| 2   | 0,01266                     | 100,9                  | 35,4                     | 29,2                               | 34,9                              | 2517                  |
| 3   | 0,01375                     | 100,9                  | 35,4                     | 29,2                               | 35,3                              | 2479                  |
| 4   | 0,0149                      | 101,2                  | 36,4                     | 29,2                               | 36,1                              | 4272                  |
| 5   | 0,0154                      | 101,2                  | 36,3                     | 29,1                               | 36,5                              | 4296                  |
| 6   | 0,01583                     | 101,2                  | 36,4                     | 29,1                               | 36,8                              | 4502                  |



| STT | Lưu lượng nước ngưng, [g/s] | Nhiệt độ hơi vào, [°C] | Nhiệt độ nước ngưng [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt vào, [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt ra, [°C] | Độ giảm áp suất, [Pa] |
|-----|-----------------------------|------------------------|--------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|
| 7   | 0,01725                     | 101,2                  | 37,3                     | 29,1                               | 37,6                              | 4917                  |
| 8   | 0,01838                     | 101,3                  | 37,5                     | 29,1                               | 38,1                              | 5453                  |
| 9   | 0,01873                     | 101,3                  | 37,4                     | 29,1                               | 38,2                              | 5443                  |
| 10  | 0,02063                     | 101,4                  | 39,3                     | 29                                 | 39,5                              | 6578                  |
| 11  | 0,02178                     | 101,4                  | 39,3                     | 29                                 | 39,7                              | 6780                  |
| 12  | 0,02225                     | 101,4                  | 39,6                     | 29,1                               | 39,9                              | 6860                  |
| 13  | 0,02439                     | 101,5                  | 41,2                     | 29                                 | 41,3                              | 7784                  |
| 14  | 0,02535                     | 101,7                  | 42,6                     | 28,9                               | 41,8                              | 8611                  |
| 15  | 0,0278                      | 102                    | 46,2                     | 28,7                               | 43,6                              | 10619                 |
| 16  | 0,02808                     | 101,9                  | 44,9                     | 28,6                               | 42,9                              | 10231                 |
| 17  | 0,02945                     | 101,9                  | 44,7                     | 28,7                               | 44,1                              | 10527                 |
| 18  | 0,03101                     | 102,1                  | 46                       | 28,7                               | 44,5                              | 11987                 |
| 19  | 0,03277                     | 102,2                  | 51,9                     | 28,6                               | 45,1                              | 12634                 |
| 20  | 0,03409                     | 102,3                  | 53,2                     | 28,6                               | 46                                | 13221                 |
| 21  | 0,03606                     | 102,3                  | 53,3                     | 28,6                               | 46,6                              | 14525                 |
| 22  | 0,03678                     | 102,6                  | 62,7                     | 28,5                               | 47,4                              | 15782                 |
| 23  | 0,03782                     | 102,6                  | 64,5                     | 28,5                               | 47,2                              | 15735                 |
| 24  | 0,03843                     | 102,6                  | 61,6                     | 28,5                               | 47,7                              | 15840                 |
| 25  | 0,03927                     | 102,8                  | 69,7                     | 28,5                               | 48,4                              | 17077                 |
| 26  | 0,04068                     | 102,9                  | 74,5                     | 28,5                               | 48,4                              | 17694                 |
| 27  | 0,04281                     | 103,1                  | 88,1                     | 28,4                               | 49,5                              | 19489                 |
| 28  | 0,04403                     | 103,3                  | 96,3                     | 28,4                               | 50,2                              | 20815                 |
| 29  | 0,04543                     | 103,1                  | 90,9                     | 28,4                               | 49,9                              | 22858                 |
| 30  | 0,0464                      | 103,3                  | 96,8                     | 28,4                               | 50,3                              | 23904                 |
| 31  | 0,04928                     | 103,5                  | 99,1                     | 28,3                               | 51,2                              | 26218                 |
| 32  | 0,05008                     | 103,6                  | 99,1                     | 28,3                               | 51,6                              | 26932                 |
| 33  | 0,05319                     | 104,7                  | 99,2                     | 29,2                               | 52,8                              | 29234                 |

| STT | Lưu lượng nước ngưng, [g/s] | Nhiệt độ hơi vào, [°C] | Nhiệt độ nước ngưng [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt vào, [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt ra, [°C] | Độ giảm áp suất, [Pa] |
|-----|-----------------------------|------------------------|--------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|
| 34  | 0,05417                     | 105,1                  | 99,4                     | 29,2                               | 53,2                              | 29935                 |
| 35  | 0,05472                     | 105,1                  | 99,4                     | 29,2                               | 54,3                              | 30367                 |
| 36  | 0,05573                     | 106,2                  | 98,9                     | 30,4                               | 55,9                              | 30258                 |
| 37  | 0,05687                     | 105,6                  | 98,3                     | 30,6                               | 55,6                              | 32026                 |

**PL 5: Dữ liệu thực nghiệm L32 trường hợp thẳng đứng,  $m_{ew} = 1,032$  g/s**

| STT | Lưu lượng nước ngưng, [g/s] | Nhiệt độ hơi vào, [°C] | Nhiệt độ nước ngưng [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt vào, [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt ra, [°C] | Độ giảm áp suất, [Pa] |
|-----|-----------------------------|------------------------|--------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|
| 1   | 0,01029                     | 100,5                  | 38                       | 28,7                               | 33,5                              | 2420                  |
| 2   | 0,01106                     | 100,5                  | 37,7                     | 28,7                               | 33,4                              | 2437                  |
| 3   | 0,01215                     | 100,7                  | 39                       | 28,7                               | 34,1                              | 3597                  |
| 4   | 0,01303                     | 100,7                  | 39,1                     | 28,7                               | 34,5                              | 3529                  |
| 5   | 0,01325                     | 100,7                  | 39,1                     | 28,7                               | 34,8                              | 3761                  |
| 6   | 0,01449                     | 100,8                  | 39,9                     | 28,7                               | 35,3                              | 4228                  |
| 7   | 0,01569                     | 101                    | 41,3                     | 28,7                               | 36,4                              | 5614                  |
| 8   | 0,01657                     | 100,9                  | 40,5                     | 28,7                               | 36,2                              | 4886                  |
| 9   | 0,0169                      | 101,3                  | 42,8                     | 28,7                               | 36,7                              | 7131                  |
| 10  | 0,01754                     | 101,2                  | 42,7                     | 28,7                               | 37,9                              | 7276                  |
| 11  | 0,01936                     | 101,5                  | 44,6                     | 28,7                               | 39,1                              | 8745                  |
| 12  | 0,02072                     | 101,5                  | 45,6                     | 28,7                               | 39,3                              | 9065                  |
| 13  | 0,02203                     | 101,8                  | 48,3                     | 28,7                               | 40,5                              | 11020                 |
| 14  | 0,02307                     | 101,8                  | 50,3                     | 28,7                               | 41                                | 11752                 |
| 15  | 0,02464                     | 102,2                  | 53,1                     | 28,7                               | 41,3                              | 14271                 |
| 16  | 0,0261                      | 102,4                  | 55,7                     | 28,7                               | 41,9                              | 15527                 |
| 17  | 0,02701                     | 102,4                  | 56,5                     | 28,7                               | 43                                | 15708                 |

| STT | Lưu lượng nước ngưng, [g/s] | Nhiệt độ hơi vào, [°C] | Nhiệt độ nước ngưng [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt vào, [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt ra, [°C] | Độ giảm áp suất, [Pa] |
|-----|-----------------------------|------------------------|--------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|
| 18  | 0,02826                     | 102,6                  | 64,4                     | 28,7                               | 43,1                              | 17915                 |
| 19  | 0,02894                     | 102,7                  | 63,5                     | 28,7                               | 44                                | 18079                 |
| 20  | 0,02946                     | 102,9                  | 70,2                     | 28,6                               | 44,5                              | 19407                 |
| 21  | 0,03052                     | 102,9                  | 69                       | 28,6                               | 44,6                              | 19579                 |
| 22  | 0,03254                     | 102,9                  | 79,4                     | 28,5                               | 45,6                              | 21696                 |
| 23  | 0,0337                      | 103                    | 85,9                     | 28,5                               | 45,9                              | 22050                 |
| 24  | 0,03536                     | 103,5                  | 99,4                     | 28,7                               | 46,2                              | 25108                 |
| 25  | 0,03773                     | 103,7                  | 99,6                     | 28,7                               | 47,5                              | 26070                 |
| 26  | 0,03965                     | 103,8                  | 99,5                     | 28,7                               | 48,8                              | 26764                 |
| 27  | 0,04125                     | 102,6                  | 64,2                     | 28,7                               | 48,8                              | 17716                 |
| 28  | 0,04339                     | 102,8                  | 70,5                     | 28,6                               | 49,1                              | 19697                 |
| 29  | 0,04427                     | 103                    | 83                       | 28,5                               | 49,4                              | 21777                 |
| 30  | 0,04763                     | 103,2                  | 88,6                     | 28,5                               | 50,6                              | 23080                 |
| 31  | 0,04942                     | 101                    | 40,7                     | 28,7                               | 51,2                              | 5167                  |
| 32  | 0,05085                     | 103,1                  | 87,6                     | 28,5                               | 52,1                              | 22844                 |
| 33  | 0,05239                     | 101,8                  | 48,7                     | 28,7                               | 52,9                              | 11323                 |
| 34  | 0,05429                     | 103,2                  | 91,6                     | 28,5                               | 53,2                              | 23200                 |
| 35  | 0,05698                     | 102,2                  | 52,7                     | 28,7                               | 54,2                              | 14086                 |
| 36  | 0,05788                     | 100,7                  | 39,6                     | 28,7                               | 54,9                              | 3895                  |
| 37  | 0,05994                     | 100,5                  | 37,7                     | 28,7                               | 55,2                              | 2427                  |

**PL 6: Dữ liệu thực nghiệm L32 trường hợp nằm ngang,  $m_{cw} = 3,244$  g/s.**

| STT | Lưu lượng nước ngưng, [g/s] | Nhiệt độ hơi vào, [°C] | Nhiệt độ nước ngưng [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt vào, [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt ra, [°C] | Độ giảm áp suất, [Pa] |
|-----|-----------------------------|------------------------|--------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|
| 1   | 0,014101                    | 101,3                  | 35,8                     | 31,3                               | 33,8                              | 3884                  |
| 2   | 0,021792                    | 101,6                  | 36,7                     | 31,2                               | 35                                | 8725                  |
| 3   | 0,022018                    | 101,7                  | 37,5                     | 31                                 | 35                                | 9017                  |
| 4   | 0,023113                    | 101,6                  | 38                       | 30,8                               | 34,8                              | 8957                  |
| 5   | 0,025967                    | 102,1                  | 39,4                     | 30,9                               | 35,2                              | 11466                 |
| 6   | 0,026468                    | 102,2                  | 40,1                     | 30,7                               | 35,3                              | 12012                 |
| 7   | 0,029967                    | 102,1                  | 40,4                     | 30,5                               | 35,4                              | 12638                 |
| 8   | 0,031075                    | 102,6                  | 42,6                     | 30,7                               | 36                                | 15057                 |
| 9   | 0,031127                    | 102,5                  | 42                       | 30,7                               | 35,9                              | 14713                 |
| 10  | 0,03474                     | 102,9                  | 46,1                     | 30,6                               | 36,6                              | 19028                 |
| 11  | 0,035947                    | 102,8                  | 44                       | 30,8                               | 37                                | 19905                 |
| 12  | 0,036015                    | 102,9                  | 47,8                     | 30,5                               | 36,9                              | 20924                 |
| 13  | 0,038654                    | 103                    | 49,6                     | 30,5                               | 37                                | 22115                 |
| 14  | 0,041045                    | 103,4                  | 55                       | 30,6                               | 37,7                              | 25889                 |
| 15  | 0,04155                     | 103,5                  | 56                       | 30,6                               | 37,8                              | 26442                 |
| 16  | 0,042963                    | 103,7                  | 60,5                     | 30,6                               | 38,1                              | 28880                 |
| 17  | 0,042973                    | 103,8                  | 62,3                     | 30,6                               | 38,1                              | 29308                 |
| 18  | 0,048142                    | 104,4                  | 70,3                     | 30,7                               | 38,7                              | 33236                 |
| 19  | 0,048232                    | 104,5                  | 72,1                     | 30,7                               | 38,7                              | 33226                 |
| 20  | 0,050025                    | 104,9                  | 81,3                     | 30,5                               | 38,9                              | 37673                 |
| 21  | 0,051183                    | 104,9                  | 79,4                     | 30,6                               | 38,9                              | 37135                 |
| 22  | 0,05287                     | 105,3                  | 87                       | 30,7                               | 39,2                              | 39728                 |
| 23  | 0,055718                    | 105,9                  | 96,5                     | 31                                 | 39,9                              | 44836                 |
| 24  | 0,057019                    | 106                    | 97,4                     | 31                                 | 40                                | 45595                 |

**PL 7: Dữ liệu thực nghiệm L32 trường hợp thẳng đứng,  $m_{cw} = 3,244$  g/s.**

| STT | Lưu lượng nước ngưng, [g/s] | Nhiệt độ hơi vào, [°C] | Nhiệt độ nước ngưng [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt vào, [°C] | Nhiệt độ nước giải nhiệt ra, [°C] | Độ giảm áp suất, [Pa] |
|-----|-----------------------------|------------------------|--------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|
| 1   | 0,013714                    | 100,1                  | 36,2                     | 30,1                               | 32,8                              | 3090                  |
| 2   | 0,019783                    | 100,2                  | 36,8                     | 30                                 | 33,5                              | 6224                  |
| 3   | 0,02241                     | 100,5                  | 37,2                     | 30,2                               | 34,1                              | 7493                  |
| 4   | 0,024953                    | 100,5                  | 38,4                     | 30                                 | 34,1                              | 8120                  |
| 5   | 0,025722                    | 100,6                  | 38,6                     | 30                                 | 34,5                              | 9503                  |
| 6   | 0,029167                    | 100,9                  | 40,8                     | 30,1                               | 35,1                              | 11490                 |
| 7   | 0,030865                    | 101,2                  | 43,3                     | 30,1                               | 35,6                              | 13380                 |
| 8   | 0,032534                    | 101,3                  | 43,2                     | 30,1                               | 35,7                              | 13938                 |
| 9   | 0,033532                    | 101,4                  | 44,9                     | 30,1                               | 36                                | 14993                 |
| 10  | 0,035072                    | 101,7                  | 46,7                     | 30                                 | 36,1                              | 17171                 |
| 11  | 0,039495                    | 101,8                  | 49,3                     | 29,9                               | 36,4                              | 17835                 |
| 12  | 0,040274                    | 102,2                  | 55                       | 29,8                               | 36,9                              | 21332                 |
| 13  | 0,042868                    | 102,7                  | 63                       | 29,8                               | 37,5                              | 24822                 |
| 14  | 0,044818                    | 102,6                  | 61,5                     | 29,8                               | 37,4                              | 24124                 |
| 15  | 0,046563                    | 103,1                  | 72,1                     | 29,9                               | 37,9                              | 27889                 |
| 16  | 0,050458                    | 103,7                  | 84,4                     | 30                                 | 38,5                              | 32531                 |
| 17  | 0,050792                    | 103,2                  | 74,6                     | 29,9                               | 38                                | 28674                 |
| 18  | 0,054567                    | 103,8                  | 86,4                     | 30                                 | 38,6                              | 33110                 |
| 19  | 0,055365                    | 104,6                  | 95,8                     | 30,3                               | 39,3                              | 37953                 |
| 20  | 0,05611                     | 104,3                  | 93,6                     | 30,2                               | 39,1                              | 36977                 |
| 21  | 0,056687                    | 104,8                  | 97,5                     | 30,2                               | 39,4                              | 39924                 |
| 22  | 0,058737                    | 105,2                  | 98,2                     | 30,2                               | 39,6                              | 42812                 |
| 23  | 0,060017                    | 104,9                  | 97,9                     | 30,2                               | 39,5                              | 40738                 |

## CÁC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC ĐÃ CÔNG BỐ

### 1. Tạp chí quốc tế

- [01] Minhhung Doan, Thanhtrung Dang and XuanVien Nguyen, The Effects of Gravity on the Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of Steam in Microchannels: An Experimental Study, **ISSN 1996-1073**, *Energies* 2020, Vol. 13, Issue 14, 11 July 2020, pp. 1-14. **SCIE (Q2)**.  
<https://doi.org/10.3390/en13143575>
- [02] Thaison Le, Kiencuong Giang, Minhhung Doan, and Thanhtrung Dang, A numerical study on effects of microchannel shape to condensation of steam, **ISSN (Online) 2348 – 7968**, *International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology*, Vol. 4 Issue 11, November 2017, pp. 192-196.
- [03] Minhhung Doan, Thaison Le, Thanhtrung Dang, and Jyh-tong Teng, A Numerical Simulation on Phase Change of Steam in a Microchannel Condenser, **ISSN (online): 2521-0343**, *International Journal of Power and Energy Research*, Vol. 1, No. 2, July 2017, pp. 131-138.  
<https://dx.doi.org/10.22606/ijper.2017.12005>
- [04] Minhhung Doan and Thanhtrung Dang, The Effect of Cooling Water on Condensation of Microchannels, **ISSN: 2278-9359**, *International Journal of Emerging Research in Management & Technology*, Vol. 6, Issue 4, 2017, pp. 51-56. <https://dx.doi.org/10.22606/ijper.2017.12005>
- [05] Minhhung Doan and Thanhtrung Dang, An Experimental Investigation on Condensation in Horizontal Microchannels, **ISSN: 2455-5304**, *International Journal of Civil, Mechanical and Energy Science*, Vol. 2, 2016, pp. 99-106.
- [06] Thanhtrung Dang and Minhhung Doan, An Experimental Investigation on Condensation Heat Transfer of Microchannel Heat Exchangers, **ISSN: 2250-3005**, *International Journal of Computational Engineering Research*, Volume 03, Issue 12, 2013, pp. 25-31 (EI).

## 2. Tạp chí trong nước

- [07] Đoàn Minh Hùng, Đặng Thành Trung, Lê Quốc Trọng và Nguyễn Trà Anh Khoa, Nghiên cứu ảnh hưởng của lực trọng trường đến hiệu quả của quá trình ngưng tụ trong kênh micro bằng phương pháp thực nghiệm, **ISSN 1859-1272**, *Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật*, Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, Số 44B (10/2017), trang 78-85.
- [08] Minhhung Doan, Kiencuong Giang, Thanhtrung Dang, Nghiên cứu thực nghiệm quá trình ngưng tụ của hơi nước trong kênh micro vuông. **ISSN 1859-1531**, *Tạp chí Khoa học và Công nghệ*, Quyển 2, Đại học Đà Nẵng, Số 9(118).2017, trang 20-23.
- [09] Đoàn Minh Hùng, Nguyễn Trọng Hiếu, Đặng Thành Trung, Nghiên cứu thiết kế và lắp đặt hệ thống thí nghiệm cho thiết bị ngưng tụ kênh micro, **ISSN 1859-1272**, *Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật*, Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, Số 32/2015, trang 20-26.

## 3. Hội nghị quốc tế

- [10] Thanhtrung Dang, Kiencuong Giang and Minhhung Doan, Experiments on Influence of Gravity to Heat Transfer Efficiency in Micro Tube Condenser, **ISBN: 9781538651247**, *The 4th International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD2018)*, Ho Chi Minh City University of Technology and Education, Vietnam, November 23-24, 2018, pp. 391-394 [IEEE], DOI: 10.1109/GTSD.2018.8595639.
- [11] Thanhtrung Dang, Minhhung Doan, Ngoctan Tran, and Jyh-tong Teng, Effect of Configuration on Efficiency of Condensation Heat Transfer in Microchannels – An Experimental Study, **ISBN: 978-89-5708-236-2**, *The 15th International Symposium on Eco-materials Processing and Design (ISEPD2014)*, Ha Noi, Vietnam, Jan 12 - 15, 2014.

## LÝ LỊCH KHOA HỌC

|   |   |  |  |
|---|---|--|--|
| <b>1. Họ và tên: ĐOÀN MINH HÙNG</b>   |   |  |  |
| <b>2. Năm sinh:</b> 1982  |   | <b>3. Nơi sinh:</b> Long An                                    |  |
| <b>4. Nam/Nữ:</b> Nam   |   |  |  |
| <b>5. Địa chỉ nhà riêng:</b> 407 Block A, Chung cư Linh Trung, Số 6-8 Đường số 16, Phường Linh Trung, Quận Thủ Đức TP.HCM |   |  |  |
| <b>6. Di động:</b> 0908318456   |   | <b>7. E-mail:</b> hungdm@hcmute.edu.vn                         |  |
| <b>8. Cơ quan - nơi làm việc của cá nhân:</b>   |   |  |  |
| Tên cơ quan: <b>Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh</b>   |   |  |  |
| Địa chỉ cơ quan : Số 01 - Võ Văn Ngân - Quận Thủ Đức - Tp.HCM   |   |  |  |
| Website: www.hcmute.edu.vn  |   |  |  |
| <b>9. Quá trình đào tạo</b>   |   |  |  |
| <b>Bậc đào tạo</b>  | <b>Nơi đào tạo</b>                      | <b>Chuyên môn</b>  | <b>Năm tốt nghiệp</b>                        |
| Đại học   | Trường ĐH Sư<br>Phạm Kỹ Thuật<br>Tp.HCM | Kỹ thuật nhiệt   | 2006   |
| <b>10. Ngoại ngữ:</b> Tiếng Anh, trình độ B2  |   |  |  |
| <b>11. Quá trình công tác</b>   |   |  |  |
| <b>Thời gian</b><br><i>(Từ năm... đếnnăm...)</i>  | <b>Vị trí công tác</b>                  | <b>Cơ quan công<br/>tác</b>                                    | <b>Địa chỉ Cơ quan</b>                       |
| 2006 đến nay  | Giảng viên                              | Trường Đại học<br>Sư Phạm Kỹ<br>Thuật Thành phố<br>Hồ Chí Minh | Số 01 – Võ Văn<br>Ngân, Q.Thủ<br>Đức, Tp.HCM |



## 12. Các công trình KH&CN chủ yếu được công bố:

### 12.1. Tạp chí quốc tế:

- [01] Thanhtrung Dang and Minhhung Doan, An Experimental Investigation on Condensation Heat Transfer of Microchannel Heat Exchangers, International Journal of Computational Engineering Research, Volume 03, Issue 12, 2013, pp. 25-31 (EI)
- [02] Minhhung Doan and Thanhtrung Dang, An Experimental Investigation on Condensation in Horizontal Microchannels, International Journal of Civil, Mechanical and Energy Science, Vol. 2, 2016, pp. 99-106
- [03] 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.
- [04] Minhhung Doan and Thanhtrung Dang, The Effect of Cooling Water on Condensation of Microchannels, International Journal of Emerging Research in Management & Technology, Vol. 6, Issue 4, 2017, pp. 51-56
- [05] 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
- [06] Minhhung Doan, Thaison Le, Thanhtrung Dang, and Jyh-tong Teng, A Numerical Simulation on Phase Change of Steam in a Microchannel Condenser, International Journal of Power and Energy Research, Vol. 1, No. 2, July 2017, pp. 131-138
- [07] Thaison Le, Kiencuong Giang, Minhhung Doan, and Thanhtrung Dang, A numerical study on effects of microchannel shape to condensation of steam, International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology, Vol. 4 Issue 11, November 2017, pp. 192-196
- [08] Minhhung Doan, Thanhtrung Dang and XuanVien Nguyen, The Effects of Gravity on the Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of Steam in Microchannels: An Experimental Study, ISSN 1996-1073, Energies 2020,

**12.2. Tạp chí trong nước:**

- [01] Lê Xuân Hòa và Đoàn Minh Hùng, Ứng dụng mô phỏng chu trình máy lạnh một cấp trong dạy học, ISSN 1859-1272, Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật, Số 2/(2)2006, Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, trang 5-7.
- [02] Lê Xuân Hòa và Đoàn Minh Hùng, Ứng dụng mô phỏng chu trình máy lạnh hai cấp trong dạy học, ISSN 1859-1272, Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật, Số 10/(4)2008, Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, trang 59-63.
- [03] Đoàn Minh Hùng, Hoàng An Quốc\*, Lê Chí Hiệp, Nghiên cứu sử dụng phối hợp năng lượng mặt trời nhằm nâng cao hiệu quả cấp nước nóng bằng bơm nhiệt, ISSN 1859-1531, Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Số 3(64).2013, Đại học Đà Nẵng, trang 56-59.
- [04] Đỗ Văn Dũng, Hoàng An Quốc, Phạm Văn Kiên, Đoàn Minh Hùng, Nghiên cứu khả năng ứng dụng nhiệt khí thải từ động cơ xe bus cho máy lạnh hấp thụ LiBr-H<sub>2</sub>O để điều hòa không khí, ISSN 1859-1272, Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật, Số 25/2013, Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, trang 33-37.
- [05] Đoàn Minh Hùng, Nguyễn Trọng Hiếu, Đặng Thành Trung, Nghiên cứu thiết kế và lắp đặt hệ thống thí nghiệm cho thiết bị ngưng tụ kênh micro, ISSN 1859-1272, Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật, Số 32/2015, Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, trang 20-26.
- [06] Minhhung Doan, Kiencuong Giang, Thanhtrung Dang, Nghiên cứu thực nghiệm quá trình ngưng tụ của hơi nước trong kênh micro vuông. ISSN 1859-1531, Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Số 9(118).2017, Quyển 2, Đại học Đà Nẵng, trang 20-23.
- [07] Đoàn Minh Hùng, Đặng Thành Trung, Lê Quốc Trọng và Nguyễn Trà Anh Khoa, Nghiên cứu ảnh hưởng của lực trọng trường đến hiệu quả của quá trình ngưng tụ trong kênh micro bằng phương pháp thực nghiệm, ISSN

1859-1272, Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật, Số 44B (10/2017), Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, trang 78-85.

### **12.3. Hội nghị quốc tế:**

- [01] Thanhtrung Dang, Minhhung Doan, Ngoctan Tran, and Jyh-tong Teng, Effect of Configuration on Efficiency of Condensation Heat Transfer in Microchannels – An Experimental Study, The 15th International Symposium on Eco-materials Processing and Design (ISEPD2014), Ha Noi, Vietnam, Jan 12 - 15, 2014.
- [02] Thanhtrung Dang, Minhhung Doan, Batan Le, and Jyh-tong Teng, Enhancing heat transfer efficiency of minichannel heat exchangers by increasing the pass number, The 2nd International Conference on Green Technology and Sustainable Development 2014 (GTSD14), Ho Chi Minh City University of Technology and Education, Vietnam, Oct 29-30, 2014, pp. 261-265.
- [03] Minhhung Doan, TrongTuan NguyenTran, XuanVien Nguyen and Thanhtrung Dang, Experimental Study on Improving Coefficient of Performance for Split Air Conditioning System by Using an Innovative Separated–Vapor Device, The 4th International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD2018), Ho Chi Minh City University of Technology and Education, Vietnam, November 23-24, 2018, pp. 395-398 [978-1-5386-5126-1/18/\$31.00 ©2018 IEEE], DOI: 10.1109/GTSD.2018.8595522
- [04] Thanhtrung Dang, Kiencuong Giang and Minhhung Doan, Experiments on Influence of Gravity to Heat Transfer Efficiency in Micro Tube Condenser, The 4th International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD2018), Ho Chi Minh City University of Technology and Education, Vietnam, November 23-24, 2018, pp. 391-394 [IEEE], DOI: 10.1109/GTSD.2018.8595639.

### **12.4. Hội nghị trong nước**

- [01] Đặng Thành Trung, Lê Kim Dưỡng và Đoàn Minh Hùng, Ứng dụng phương pháp Lax và Lax – Wendroff để giải phương trình sóng Burgers cho lưu chất không nhớt, Kỷ yếu hội thảo khoa học cấp trường mở rộng năm 2011- Công nghệ xanh và phát triển bền vững, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, 29/10/2011, trang 63-67.

[02] Đoàn Minh Hùng và Đặng Thành Trung, Ứng dụng phương pháp ADI để giải phương trình năng lượng cho mô hình hai chiều, Kỷ yếu hội thảo khoa học cấp trường mở rộng năm 2011- Công nghệ xanh và phát triển bền vững, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, 29/10/2011, trang 102-105.

[03] 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 CO<sub>2</sub> bằng phương pháp mô phỏng số, Hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về cơ khí lần thứ IV, 6/11/2015, trang 624-630.

[04] Batan Le, Thanhtrung Dang, Tronghieu Nguyen, Minhhung Doan, Quochoai Nguyen, Maicuong Bui, Vanhien Nguyen, Thanhxuan Nguyen, and Jyh-tong Teng, Nghiên cứu ảnh hưởng của hình dáng hình học kênh micro đến các đặc tính truyền nhiệt cho dòng chảy hai pha bằng phương pháp mô phỏng số, Hội nghị Khoa học và Công nghệ Toàn quốc về Cơ khí lần thứ IV, 6/11/2015, trang 631-636.

[05] Đặng Thành Trung, Đoàn Minh Hùng, Nguyễn Trọng Hiếu, Lê Bá Tân, Nguyễn Gia Đạt, Giang Kiến Cường, Hồ Tấn Thịnh, Nghiên cứu ảnh hưởng của sơ đồ dòng chảy đến quá trình bay hơi trong kênh micro, Hội nghị Khoa học và Công nghệ Toàn quốc về Cơ khí lần thứ IV, 6/11/2015, trang 637-642.

### 13. Các đề tài, dự án, nhiệm vụ khác đã chủ trì:

| TT | Tên đề tài, dự án, nhiệm vụ khác đã chủ trì   | Thời gian<br>(bắt đầu - kết thúc) | Thuộc Chương trình, Mã số | Tình trạng đề tài |
|----|---|-----------------------------------|---------------------------|-------------------|
| 1  | Nghiên cứu trường nhiệt độ và trường độ ẩm của hệ thống điều hòa không khí làm mát bay hơi. | 3/2008 - 12/2008                  | Cấp trường<br>T10-2008    | Đã nghiệm thu     |
| 2  | Thiết kế chế tạo mô hình kết hợp Collector với bơm nhiệt để nâng cao hiệu quả cấp nhiệt.    | 9/2009 - 5/2010                   | Cấp trường<br>T2009-72    | Đã nghiệm thu     |
| 3  | Ứng dụng phần mềm Macromedia Director MX trong mô phỏng hệ                                  | 3/2011 - 12/2011                  | Cấp trường<br>T2011-35    | Đã nghiệm thu     |

|    |  |                   |  |               |
|----|--|-------------------|--|---------------|
|    | thống cấp đông tại xưởng Nhiệt - Điện lạnh.  |                   |  |               |
| 4  | Nghiên cứu xây dựng phần mềm tính toán chu trình máy lạnh hấp thụ NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O                              | 05/2012 – 12/2012 | Cấp trường<br>T2012-02                 | Đã nghiệm thu |
| 5  | Nghiên cứu đánh giá khả năng ứng dụng nhiệt thải từ động cơ của xe ô tô để điều hòa không khí                                    | 03/2013 – 12/2013 | Cấp trường<br>Trọng điểm<br>T2013-23TD | Đã nghiệm thu |
| 6  | Nghiên cứu thiết kế và chế tạo mạch điện điều khiển lưu lượng hơi  | 2014              | Cấp trường<br>T2014-71                 | Đã nghiệm thu |
| 7  | Nghiên cứu sự ảnh hưởng của kích thước kênh micro đến hiệu quả truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ                                | 2015-2016         | Cấp trường<br>Trọng điểm<br>T2015-50TD | Đã nghiệm thu |
| 8  | Nghiên cứu sự ảnh hưởng của nhiệt độ và lưu lượng lưu chất giải nhiệt đến hiệu quả truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ kênh micro | 2016-2017         | Cấp trường<br>Trọng điểm<br>T2016-62TD | Đã nghiệm thu |
| 9  | Nghiên cứu đánh giá hiệu quả của thiết bị ngưng tụ kênh micro vuông  | 2017-2018         | Cấp trường<br>Trọng điểm<br>T2017-34TD | Đã nghiệm thu |
| 10 | Nghiên cứu thực nghiệm nâng cao COP cho máy lạnh nén hơi bằng giải pháp flash gas bypass   | 3/2018- 5/2019    | Cấp trường<br>Trọng điểm<br>T2018-23TD | Đã nghiệm thu |

*Tp. Hồ Chí Minh, ngày ... tháng .... năm 2021*

*Ký và ghi rõ họ tên*

*Đoàn Minh Hùng*