

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

**ĐOÀN MINH HÙNG**

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

**Chuyên ngành: Kỹ thuật cơ khí**

**Mã số chuyên ngành: 9520103**

**TÓM TẮT LUẬN ÁN TIẾN SĨ**

**TP. HỒ CHÍ MINH - NĂM 2021**

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

Người hướng dẫn khoa học 1: PGS.TS ĐẶNG THÀNH TRUNG

Người hướng dẫn khoa học 2: GS.TS JYH-TONG TENG

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Luận án sẽ được bảo vệ trước Hội đồng đánh giá luận án Cấp Trường họp tại

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM

vào ngày      tháng      năm

# MỤC LỤC

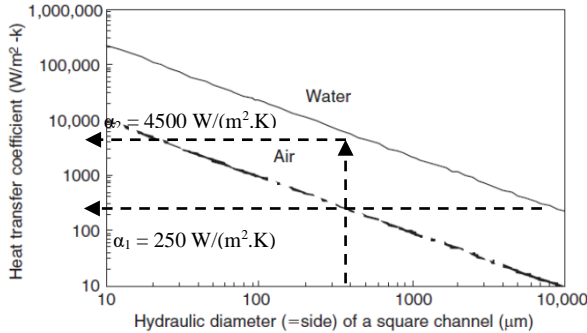
CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN.....	1
1.1. Giới thiệu về thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro .....	1
1.2. Tình hình nghiên cứu trong và ngoài nước .....	1
1.2.1. Tình hình nghiên cứu ở nước ngoài .....	1
1.2.2. Tình hình nghiên cứu trong nước.....	4
1.3. Tính cấp thiết.....	4
1.4. Mục tiêu đề tài.....	4
1.4.1. Mục tiêu chung.....	4
1.4.2. Mục tiêu cụ thể.....	4
1.5. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu .....	4
1.5.1. Đối tượng nghiên cứu .....	4
1.5.2. Phạm vi nghiên cứu.....	5
1.6. Cách tiếp cận và phương pháp nghiên cứu.....	5
1.6.1. Cách tiếp cận.....	5
1.6.2. Phương pháp nghiên cứu.....	5
1.7. Nội dung nghiên cứu .....	5
CHƯƠNG 2: NGHIÊN CỨU LÝ THUYẾT .....	5
2.1. Cơ sở lý thuyết về truyền nhiệt và thiết bị trao đổi nhiệt .....	5
2.1.1. Các định luật và tiêu chuẩn đồng dạng .....	5
2.1.2. Cơ sở lý thuyết về dòng hai pha và thiết bị ngưng tụ kênh micro. ....	5
2.2. Tính toán thiết kế thiết bị ngưng tụ kênh micro .....	6
2.2.1. Thông số đầu vào. ....	6
2.2.2. Xác định đường kính thủy lực và số lượng kênh cho W150 (150 W).....	7
2.2.3. Tính toán nhiệt .....	7
2.2.4. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu $\alpha_{cw}$ phía nước giải nhiệt.....	8
2.2.5. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu phía ngưng tụ.....	8
2.2.6. Tính toán diện tích trao đổi nhiệt và kích thước kênh micro .....	8
2.2.7. Thông số các mẫu thiết kế.....	9
2.3. Mô phỏng số.....	11
2.3.1. Thiết lập mô hình .....	11
2.3.2. Các phương trình toán học .....	12
2.3.2.1. Dòng chảy lưu chất.....	12

2.3.2.2. Truyền nhiệt.....	12
2.3.2.3. Các phương trình xác định thông số vật lý.....	13
2.3.3. Quá trình mô phỏng .....	14
2.3.3.1. Thông số đầu vào.....	14
2.3.3.2. Thông số lưới.....	15
2.3.3.3. Chọn lời giải .....	15
CHƯƠNG 3: THIẾT LẬP HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM .....	16
3.1. Chế tạo thiết bị .....	16
3.2. Thiết lập thực nghiệm.....	17
3.2.1. Lắp đặt hệ thống.....	17
3.2.2. Quá trình đo lường .....	18
3.2.3. Độ chính xác của thiết bị đo.....	19
CHƯƠNG 4: CÁC KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN.....	20
4.1. Các kết quả mô phỏng số .....	20
4.1.1. Ảnh hưởng hình dáng và kích thước ống góp.....	20
4.1.2. Sự ảnh hưởng thông số hơi ở đầu vào đến quá trình ngưng tụ .....	21
4.1.3. Quá trình chuyển pha trong kênh micro.....	22
4.1.4 Ảnh hưởng của hình dáng kích thước kênh micro.....	23
4.2. Các kết quả thực nghiệm .....	24
4.2.1. Các kết quả thực nghiệm cho mẫu L32.....	25
4.2.2. Các kết quả thực nghiệm cho mẫu L52.....	27
4.2.3. Kết quả thực nghiệm so sánh giữa L32 và L52 .....	30
4.2.4. Các kết quả thực nghiệm cho mẫu L32/1 và L32/2 .....	31
CHƯƠNG 5: KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN.....	34
5.1. Kết luận .....	34
5.2. Những đóng góp mới.....	35
5.3. Hướng phát triển.....	35
TÀI LIỆU THAM KHẢO .....	36
CÁC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC ĐÃ CÔNG BỐ.....	39

# 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]



Hình 1.2: TBTĐN kênh micro

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  $0,5 \text{ MPa}$ . Công suất cực đại lên đến  $1 \text{ MW}$  khi chúng được ghép song song với nhau.

## 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. Gosai và Joshi [6] đã nghiên cứu tổng quan về dòng hai pha trong các thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro. 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 khối hữu hạn (FVM - Finite Volume Method). 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. 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. 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. 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. 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. 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. 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.

Nghiên cứu sự ngưng tụ của bộ trao đổi nhiệt kênh micro và mini trong nhiều trường hợp khác nhau được thực hiện bởi García-Cascales cùng các cộng sự [15]. Thêm vào đó, bề dày của thành chất lỏng tại vị trí xuất hiện sự ngưng tụ 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. Yin cùng các cộng sự [17] đã sử

dụng phương pháp NTU để phân tích quá trình truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ kênh micro một hành trình và hai hành trình. 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. Choi cùng các cộng sự [19] đã nghiên cứu mô hình dòng chảy khi hòa trộn giữa nước với khí  $N_2$  và He trên kênh micro hình chữ nhật. 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. 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. 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. 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.

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. Martínez-Ballester cùng các cộng sự [25] đã mô phỏng số thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro hình chữ nhật ( $W_m = 1$  mm,  $D_m=1,6$ mm) dùng môi chất  $CO_2$ . 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  $\pm 2$  K. Heo cùng các cộng sự [27] đã nghiên cứu so sánh về đặc tính truyền nhiệt của  $CO_2$  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. 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. 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]. Agarwal cùng các cộng sự [31] đã thực nghiệm quá trình ngưng tụ môi chất R134a cho 6 kênh micro không tròn nằm ngang. Wang cùng các cộng sự [32] đã nghiên cứu phân tích sự giảm áp suất trong quá trình ngưng tụ R134a và  $NH_3$  trong kênh micro vuông có  $D_h = 1$  mm cho mô hình dòng chảy tầng dạng hình vành khuyên. 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, oxit đồng/ hơi nước và nano cacbon/ hơi nước.

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 ( $D_h=165,87$   $\mu$ m,  $L=50$ mm) và sử dụng vật liệu silicon wafer. Một nghiên cứu thực nghiệm quá trình ngưng tụ của n-pentane cho dòng bong bóng chảy tầng trong kênh micro vuông ( $D_h=553$  $\mu$ m,  $L=196$  mm) bởi Achkar cùng các cộng sự [35]. Quá trình ngưng tụ của hỗn hợp gồm hơi và khí không ngưng ( $N_2$ ) đã được Ma cùng các cộng sự [36] thực nghiệm trên thiết bị ngưng tụ bằng silicon wafer có 14 kênh micro hình thang ( $D_h = 139$   $\mu$ m), nằm ngang và có chiều dài 50 mm, quá trình ngưng tụ được giải nhiệt bằng nước. 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 $\mu$ m, 142  $\mu$ m, 151  $\mu$ m và 259  $\mu$ m. 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.

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. 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 ( $D_h=161,49$   $\mu$ m,  $W_{m(t)} = 7943,11$   $\mu$ m,  $D_m = 81,77$   $\mu$ m và  $L_m = 50$  mm). 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 thiết bị có 3 kênh chữ nhật. 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  $L_m = 56,7\text{mm}$ .

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  $L_m = 50 \text{ mm}$ . 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.

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. 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  $D_h = 350\mu\text{m}$  và chiều dài kênh  $L_m = 50\text{mm}$ . 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  $D_h = 250\mu\text{m}$ . 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. 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]. 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. 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. 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. 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.

Zhang cùng cộng sự [55] đã nghiên cứu quá trình ngưng tụ của hỗn hợp ethanol – nước trong kênh micro không dính nước. 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  $\mu\text{m}$ . 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  $D_h = 111 \mu\text{m}$ . 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. 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  $\mu\text{m}$ . 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. Shirsath và cộng sự [61] đã nghiên cứu quá trình ngưng tụ hơi nước bên dưới bề mặt có kết cấu nghiêng không thấm. 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. 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.

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. 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. Nguyễn Trọng Hiếu và các cộng sự [66] 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. 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.

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**

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,... Chính vì vậy mà các kết quả về đặc tính truyền nhiệt rất đa dạng và mang tính cục bộ chưa thể khái quát thành những qui luật chung cho thiết bị ngưng tụ kênh micro.

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.

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. Hiện nay, các đặc tính truyền nhiệt cho quá trình ngưng tụ 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.

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 dùng 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**

#### **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. Tác giả thực hiện một nghiên cứu tổng quan những đối tượng liên quan đến lĩnh vực của đề tài, 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.

## 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

##### b. Định luật Newton-Richman

##### c. Các tiêu chuẩn đồng dạng: Nusselt, Reynolds, Grashoff và Prandtl

#### 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  $\varphi$  có giá trị từ 0 đến 1. Xét một mặt cắt ngang bất kỳ,  $\varphi$  là số giữa diện tích pha hơi chiếm chỗ  $A_s$  ( $\text{m}^2$ ) so với tổng diện tích pha lỏng  $A_l$  ( $\text{m}^2$ ) và pha hơi  $A_s$  ( $\text{m}^2$ ) [69].

$$\varphi = \frac{A_s}{A_l + A_s} \quad (2.1)$$

Độ khô  $x$  có giá trị từ 0 đến 1.

$$x = \frac{m_s}{m_s + m_l} \quad (2.2)$$

Trong đó:  $m_s$  (kg/s) là lưu lượng hơi và  $m_l$  (kg/s) là lưu lượng lỏng

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].

$$\varphi = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,74} \cdot \left( \frac{\rho_s}{\rho_l} \right)^{0,65} \cdot \left( \frac{\mu_l}{\mu_s} \right)^{0,13} \right]^{-1} \quad (2.3)$$

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,  $\text{Ns/m}^2$

### b. Phương trình truyền nhiệt

$$Q = k.F.\bar{\Delta t}, W \quad (2.4)$$

Trong đó:

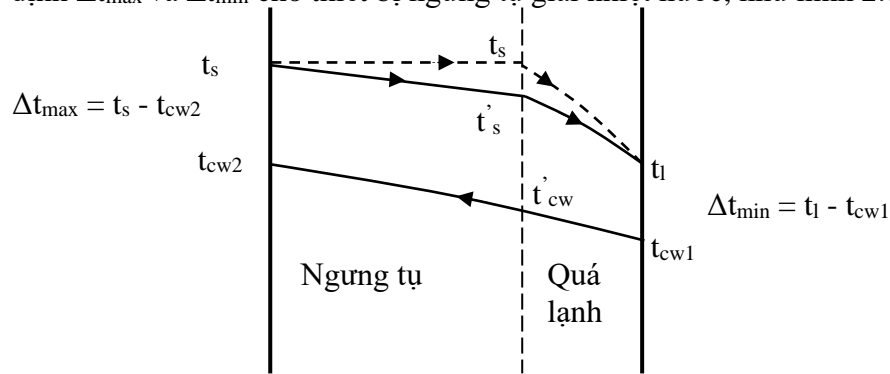
$Q$  là công suất thiết bị ngưng tụ,  $W$

$k$  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,  $^{\circ}C$

Sơ đồ xác định  $\Delta t_{\max}$  và  $\Delta t_{\min}$  cho thiết bị ngưng tụ giải nhiệt nước, như hình 2.1.



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

### c. Phương trình cân bằng nhiệt

$$m_s.(h_s - h_l) = m_{cw}.(h_{cw2} - h_{cw1}) + F_w.\alpha_a.(t_w - t_a) \quad (2.5)$$

Trong đó:

$m_s, m_{cw}$  lần lượt là lưu lượng hơi và lưu lượng nước giải nhiệt,  $\text{kg/s}$ .

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

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

$F_w$  là diện tích tiếp xúc với môi trường xung quanh,  $m^2$

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

$t_w, t_a$  lần lượt là nhiệt độ tại bề mặt  $F_w$  và nhiệt độ môi trường xung quanh,  $^{\circ}C$

### d. Độ giảm áp suất:

Độ giảm áp suất  $\Delta p$  của thiết bị ngưng tụ kênh micro

$$\Delta p = p_1 - p_2, Pa \quad (2.6)$$

Trong đó:  $p_1(\text{Pa})$  là áp suất của hơi ở đầu vào và  $p_2(\text{Pa})$  là áp suất của lỏng ở đầu ra.

### e. Chỉ số hoàn thiện

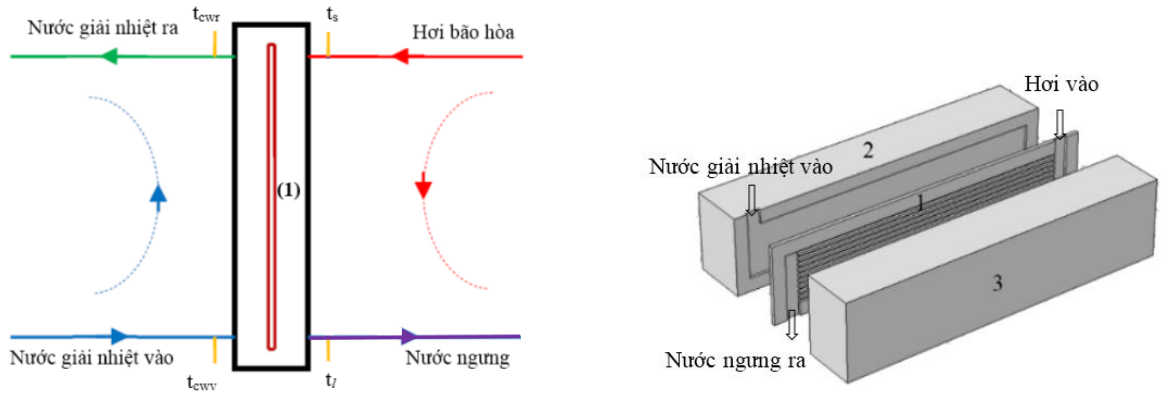
$$\zeta = Q/\Delta p, W/Pa \quad (2.7)$$

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.

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. Sơ đồ bố trí các dòng lưu chất cho mẫu thiết kế (hình 2.2).



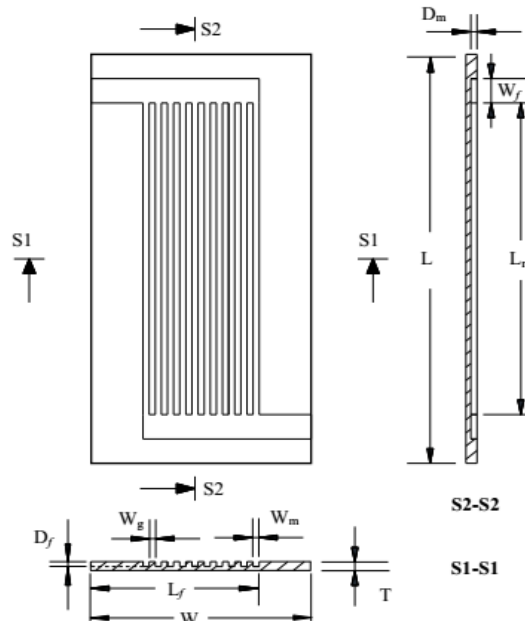
(1) Thiết bị ngưng tụ kênh micro; (2) và (3) là PMMA

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 $D_h$

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  $D_h = 500 \mu m$ . Thông số hình học của thiết bị 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 được tính toán là  $0,066 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ . Với đường kính  $D_h = 500 \mu m$ , chọn vận tốc hơi bão hòa khô có giá trị trung bình là  $j_s = 37 \text{ m/s}$ .

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

$$j_s = \frac{m_s}{\rho_s \cdot n \cdot W_m \cdot D_m} \quad (2.8)$$

Số lượng kênh micro:

$$n = \frac{m_s}{\rho_s \cdot W_m \cdot D_m \cdot j_s} = \frac{0,066238 \cdot 10^{-3}}{0,712500 \cdot 10^{-6} \cdot 500 \cdot 10^{-6} \cdot 37} = 10,02 \text{ kênh}$$

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

### 2.2.3. Tính toán nhiệt

Bài toán thiết kế này được phân tích với dòng nhiệt nhả ra môi trường  $Q_a = 5\% Q_{s-1}$ .

Lưu lượng nước giải nhiệt:

$$m_{cw} = \frac{Q_{cw}}{c_{pcw2} \cdot t_{cw2} - c_{pcw1} \cdot t_{cw1}} = \frac{142,5}{4,182,64 - 4,175,29} = 0,972 \text{ g/s} \quad (2.9)$$

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

Nusselt áp dụng cho trường hợp này theo [74]:

$$Nu_{cw} = 0,15 \cdot Re_{cw}^{0,33} \cdot Pr_{cw}^{0,43} \cdot Gr_{cw}^{0,1} \cdot \left( \frac{Pr_{cw}}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (2.10)$$

Grashoff phía nước giải nhiệt:

$$Gr_{cw} = \frac{g \cdot \beta_{cw} \cdot W_{cw}^3 \cdot (t_w - t_{cw})}{\nu_{cw}^2} \quad (2.11)$$

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

Thay  $Re_{cw}$ ,  $Pr_{cw}$ ,  $Pr_w$  và  $Gr_{cw}^{0,1}$  vào (2.10):  $Nu_{cw} = 0,15 \cdot 332,123^{0,33} \cdot 3,81^{0,43} \cdot 3,702 \cdot \left( \frac{3,81}{1,87} \right)^{0,25} = 8,01$

Hệ số tỏa nhiệt đối lưu phía nước giải nhiệt:  $\alpha_{cw} = \frac{1,6 \cdot 8,01 \cdot 64,3 \cdot 10^{-2}}{0,95 \cdot 10^{-3}} = 8674 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$

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

Phân tích 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 750kg/(m<sup>2</sup>.s). Kết quả cho thấy hệ số tỏa nhiệt đối lưu có giá trị trung bình tại độ khô  $x = 0,5$ . Do đó, bài toán thiết kế được tính toán tại vị trí có độ khô  $x=0,5$ :

##### \* Tính toán độ giảm áp

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

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{f_m \cdot x^2 \cdot \left( \frac{m_s}{n \cdot A_{c,m}} \right)^2}{2 \cdot \rho_s \cdot \varphi^{2,5} \cdot D_h} \quad (2.12)$$

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

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

Ứng suất tại bề mặt hơi - nước

$$\tau^* = \left( \frac{\Delta p}{L} \right) \cdot \frac{D_h \cdot \sqrt{\varphi}}{4} = 6587,728 \cdot \frac{500 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0,986976}}{4} = 818,086 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \quad (2.13)$$

Vì kích thước tính toán bề dày không thứ nguyên theo [78] là  $\delta^* = 2,446 < 5$  nên thông số không thứ nguyên  $T^*$  được tính theo công thức:

$$T^* = \delta^* \cdot Pr_1 = 2,446 \cdot 1,7125 = 4,189 \quad (2.14)$$

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

$$\alpha_s = \frac{\rho_1 \cdot c_{pl} \cdot \left( \frac{\tau^*}{\rho_1} \right)^{0,5} \cdot 956,55 \cdot 4223,25 \cdot \left( \frac{818,086 \cdot 10^{-3}}{956,55} \right)^{0,5}}{T^*} = \frac{4,189}{4,189} = 28203 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \quad (2.15)$$

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

##### \* Tính toán chiều dài kênh micro

Từ kích thước mẫu thiết kế, ta có  $F_{w1} = n \cdot (W_m + 2D_m) \cdot (L_m + 2W_f) = 15 \cdot 10^{-3} \cdot (L_m + 2W_f)$  và  $F_{w2} = W_{cw} \cdot L_{cw} = 9,5 \cdot 10^{-3} \cdot L_{cw}$ . Với  $F_{w1}$  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,  $L_{cw} = L_m + 2W_f$ .

$$L_{cw} = \left( \frac{1}{15 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha_s} + \frac{\delta_m}{9,5 \cdot 10^{-3} \cdot \lambda_m} + \frac{1}{9,5 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha_{cw}} \right) \cdot \frac{Q_{cw}}{(t_s - t_{cw})} \quad (2.16)$$

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

Vậy chiều dài kênh giải nhiệt nước  $L_{cw} = 37$  mm. Chiều rộng của ống góp  $W_f = 2,5$  mm được xác định từ kết quả mô phỏng số. Chiều dài kênh micro:  $L_m = L_{cw} - 2W_f = 32$  mm

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

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  $L_{cw}/W_{cw} = 37/9,5 = 3,89 \Rightarrow \varepsilon_\alpha = 1,54$

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 và chiều dài kênh giải nhiệt là  $L_{cw} = 37$  mm

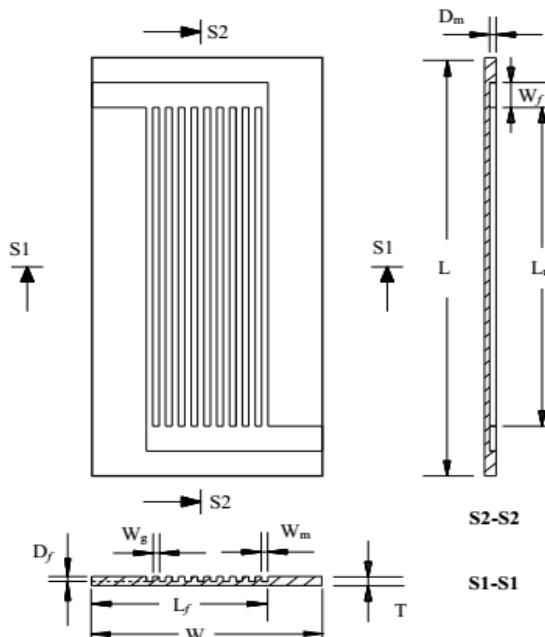
**Mẫu W200:** Cũng với cách tính tương tự ta xác định kích thước chiều dài kênh micro cho mẫu W200 là 52 mm và chiều dài kênh giải nhiệt nước là 57 mm.

### 2.2.7. Thông số các mẫu thiết kế

Kích thước của hai mẫu W150 và W200 được trình bày trong bảng 2.1 và hình 2.4

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

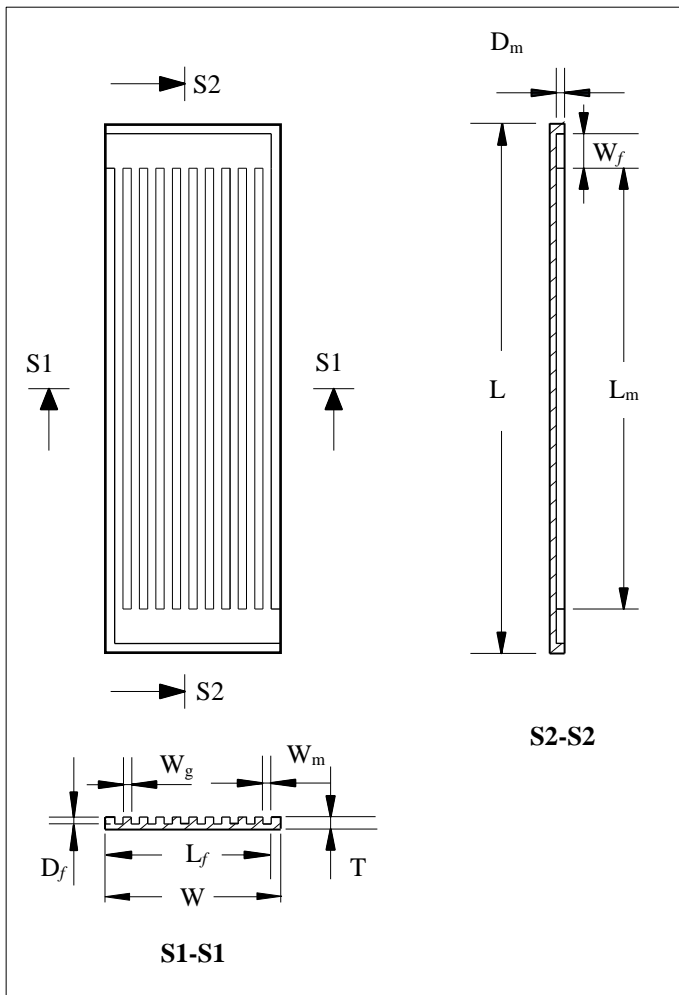
Tên mẫu	Kích thước tổng thể (Dài x Rộng x Dày)			Phía hơi (Dài x Rộng x Sâu) Số lượng: 10 kênh			Phía nước giải nhiệt (Dài x Rộng x Sâu) Số lượng: 1 kênh		
	L (mm)	W (mm)	T (mm)	$L_m$ (mm)	$W_m$ ( $\mu\text{m}$ )	$D_m$ ( $\mu\text{m}$ )	$L_{cw}$ (mm)	$W_{cw}$ ( $\mu\text{m}$ )	$D_{cw}$ ( $\mu\text{m}$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



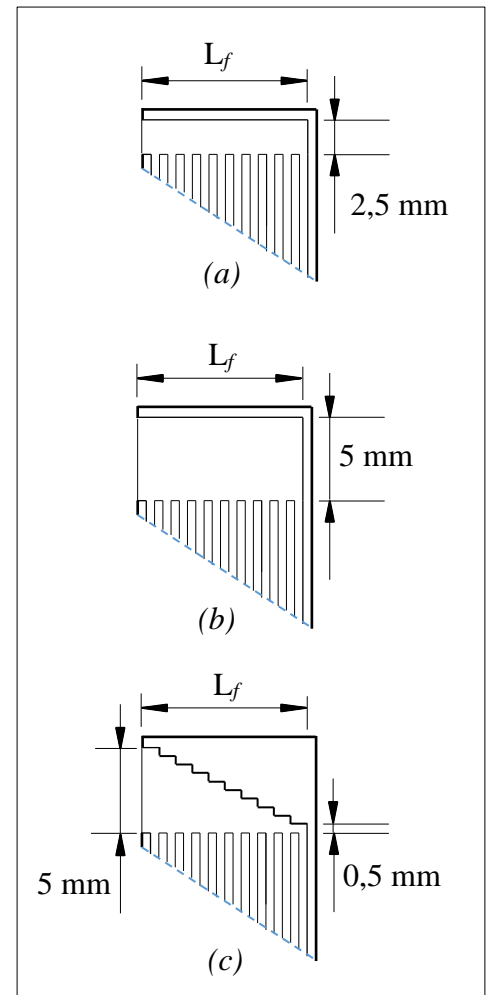
**Hình 2.4:** Mẫu thiết kế W150 và W200.

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 2.5 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. 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 2.5 và 2.6.



**Hình 2.5:** Kích thước tổng thể của các mẫu W150-A/B/C và W200-A/B/C

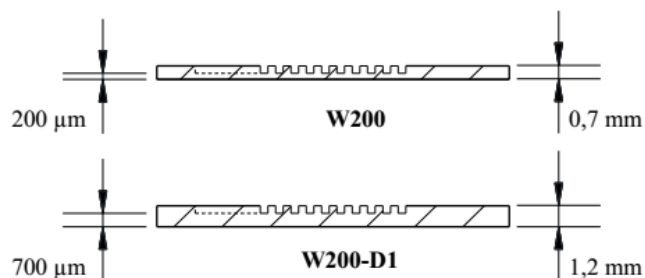


**Hình 2.6:** Kích thước và hình dáng ống góp (a) W150-A và W200-A; (b) W150-B và W200-B; (c) W150-C và W200-C

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

Tên mẫu	Kích thước tổng thể (mm) (Dài x Rộng x Dày)			Kích thước ống góp (mm) (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. Thông số kích thước hình học của các mẫu này được trình bày trong bảng 2.3.



**Hình 2.7:** 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

**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. Chi tiết các thông số kích thước các mẫu này được tổng hợp và thể hiện trong bảng 2.4.

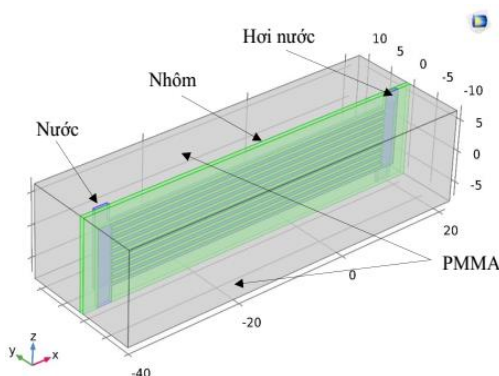
**Bảng 2.4:** Tổng hợp các mẫu thiết kế và phát triển cho mô phỏng số

Số TT	Mẫu	Kích thước của substrate (mm)			Kích thước của ống góp (mm)			Kích thước kênh micro (mm)					
		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>						
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

## 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 kế Inventor. Sao đó nhúng vào cửa sổ thiết kế của COMSOL Multiphysics 5.2a và thiết lập vật liệu cho mô hình. Hình 2.8 là một trường hợp của thiết bị ngưng tụ W200.



**Hình 2.8:** Gán vật liệu cho mô hình

## 2.3.2. Các phương trình toán học

### 2.3.2.1. Dòng chảy lưu chất

Khoảng cách tự do giữa các phân tử ( $\gamma$ ) 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].

$$\gamma = \frac{M_{H_2O}}{N_A \sqrt{2} \pi d_{H_2O}^2 \rho_s} \quad (17)$$

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  $105^\circ C$ ,  $\rho_s = 0,598$  kg/m<sup>3</sup>

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

Chỉ số Knudsen  $Kn = \gamma/D_h = 0,000128 \ll 0,1$  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

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial \rho}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \rho}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \rho}{\partial z} + \rho \left[ \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right] = 0 \quad (2.18)$$

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, kg/m<sup>3</sup>

$\tau$  là thời gian, s

#### b. Phương trình động lượng

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_x}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial z^2} \right) \quad (2.19a)$$

$$\frac{\partial \omega_y}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial \omega_y}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_y}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial z^2} \right) \quad (2.19b)$$

$$\frac{\partial \omega_z}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial \omega_z}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_z}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial z^2} \right) \quad (2.19c)$$

#### c. Phương trình tỉ lệ thể tích

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

$$\frac{\partial \rho_i \varphi_i}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho_i \varphi_i \omega_i) = S_{\varphi_i} \quad (2.20)$$

Trong đó:  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) là khối lượng riêng;  $\omega$  (m/s) là vận tốc;  $\varphi = 0 \div 1$  là tỉ lệ thể tích của hơi trong hỗn hợp 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

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \cdot \nabla^2 T + \frac{q_v}{c \cdot \rho} \quad (2.21)$$

Trong đó:  $a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho}$  là hệ số khuếch tán nhiệt, m<sup>2</sup>/s

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



- $q_v$  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,  $kg/m^3$

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

Hệ số tỏa nhiệt đối lưu

$$\alpha = -\frac{\lambda}{(T_w - T_f)} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0} \quad (2.22)$$

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:

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda \cdot \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - \rho \cdot c_p \cdot \left( \omega_x \frac{\partial T}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial T}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \rho \cdot c_p \cdot T \cdot \left( \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right) \quad (2.23)$$

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]

$$\rho \cdot c_p \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial \tau} + \omega \cdot \nabla T \right) + \nabla \cdot (q + q_{bx}) = -\beta T : \frac{dp_k}{d\tau} + q_v \quad (2.24)$$

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]

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial \tau} + \omega \cdot \nabla T \right) + \nabla \cdot (q + q_{bx}) = \beta_p \cdot T \left( \frac{\partial p}{\partial \tau} + \omega \cdot \nabla p \right) + \sigma : \nabla \omega + q_v \quad (2.25)$$

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 (2.26) đến (2.28).

$$\text{Khối lượng riêng [73] và [80]: } \rho = \varphi \rho_s + (1-\varphi) \rho_l \quad (2.26)$$

$$\text{Enthalpy riêng: } h = \frac{1}{\rho} (\varphi \rho_s h_s + (1-\varphi) \rho_l h_l) \quad (2.27)$$

$$\text{Nhiệt dung riêng khối lượng đẳng áp: } c_p = \frac{\partial h}{\partial T} \quad (2.28)$$

$$\text{Hệ số dẫn nhiệt: } \lambda = \varphi \lambda_s + (1-\varphi) \lambda_l \quad (2.29)$$

Trong đó,  $\varphi = 0 \div 1$  là tỉ lệ thể tích,  $\lambda_s$  và  $\lambda_l$  tương ứng hệ số dẫn nhiệt 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

Thông số vật lý của hơi nước trên đường bão hòa từ các phương trình 2.30–2.34, với các giá trị hằng số A – F tra theo bảng 2.5 [80] và [81].

$$\text{Độ nhớt động lực học: } \mu_s = A + B.T_s + C.T_s^2 + D.T_s^3 \quad (2.30)$$

$$\text{Nhiệt dung riêng đẳng áp: } c_{p,s} = A + B.T_s + C.T_s^2 + D.T_s^3 + E.T_s^4 + F.T_s^5 \quad (2.31)$$

$$\text{Hệ số dẫn nhiệt: } \lambda_s = A + B.T_s + C.T_s^2 + D.T_s^3 \quad (2.32)$$

$$\text{Khối lượng riêng của hơi: } \rho_s = f(p_s, T_s) = \frac{18,02}{8314} \cdot \frac{p_s}{T_s}, \text{ kg/m}^3 \quad (2.33)$$

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

$$p_s = \frac{\partial \left( \frac{18,02}{8314} \cdot \frac{p_s}{T_s} \right)}{\partial T_s} \quad \text{và} \quad T_s = \frac{\partial \left( \frac{18,02}{8314} \cdot \frac{p_s}{T_s} \right)}{\partial p_s} \quad (2.34)$$

**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 2.35-2.38 được xác định theo bảng 2.6 [80] và [81].

$$\text{Độ nhớt động lực học: } \mu_l = A + B.T_l + C.T_l^2 + D.T_l^3 + E.T_l^4 + F.T_l^5 + G.T_l^6 \quad (2.35)$$

$$\text{Nhiệt dung riêng đẳng áp: } c_{p,l} = A + B.T_l + C.T_l^2 + D.T_l^3 + E.T_l^4 \quad (2.36)$$

$$\text{Hệ số dẫn nhiệt: } \lambda_l = A + B.T_l + C.T_l^2 + D.T_l^3 \quad (2.37)$$

$$\text{Khối lượng riêng của nước: } \rho_l = A + B.T_l + C.T_l^2 + D.T_l^3 \quad (2.38)$$

**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	1,3604562827.10 <sup>-4</sup>	0,309866854	-1,58366345.10 <sup>-5</sup>	-0,0030112376
D	-4,6454090319.10 <sup>-7</sup>	-5,38186884.10 <sup>-4</sup>	7,97543259.10 <sup>-9</sup>	3,71822313.10 <sup>-7</sup>
E	8,9042735735.10 <sup>-10</sup>	3,62536437.10 <sup>-7</sup>	-	-
F	-9,0790692686.10 <sup>-13</sup>	-	-	-
G	3,8457331488.10 <sup>-16</sup>	-	-	-

Các thông số vật lý của nhôm trong bảng 2.7 [81]

**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	23,4.10 <sup>-6</sup>	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.

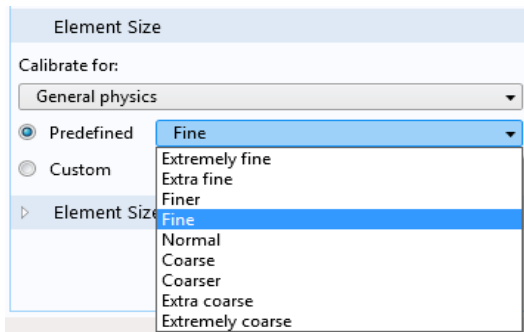
**Bảng 2.8:** Điều kiện đầu vào

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

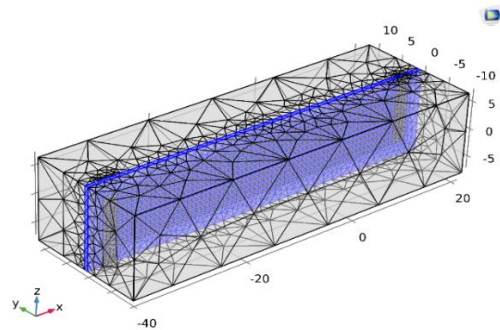
Ngoài các giá trị thông số của hơi bão hòa và nước giải nhiệt tại đầu vào của thiết bị thì áp suất của nước ngưng và nước giải nhiệt cũng được giả thuyết ban đầu là  $1,013 \cdot 10^5$  Pa.

### 2.3.3.2. Thông số lưới

Hình 2.9 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 2.9:** 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

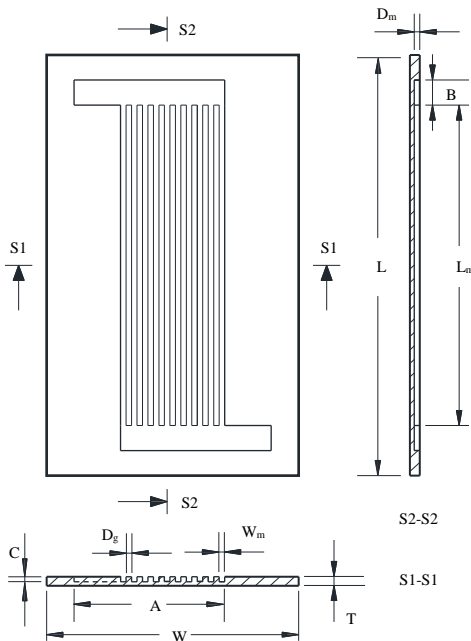
Trong nghiên cứu này mười mẫu W150-A/B/C, W200 và W200-A/B/C/D1/D2/D3 được mô phỏng số bằng phương pháp phần tử hữu hạn như thể hiện ở mục 2.2.

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.

**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

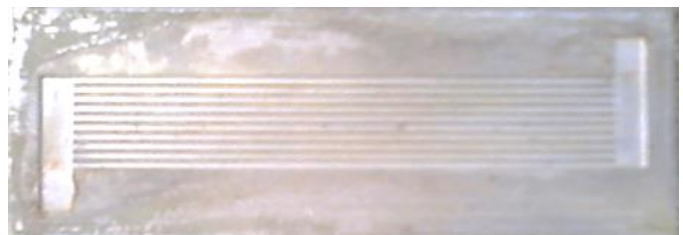
Hình 3.2 là hai mẫu nghiên cứu thực tế đã được sử dụng trong nghiên cứu này. Cả hai mẫu được gia công trên bằng phương pháp phay trên máy CNC. Một số thông tin của thiết bị ngưng tụ được thể hiện ở hình 3.3 đến 3.5.



**Hình 3.1:** Bản vẽ mẫu gia công

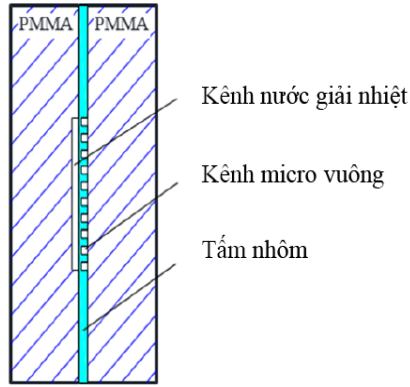


(a) Mẫu L32

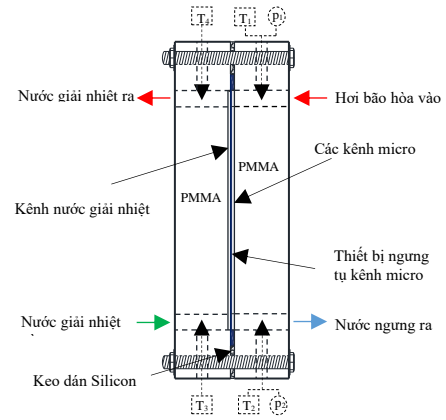


(b) Mẫu L52

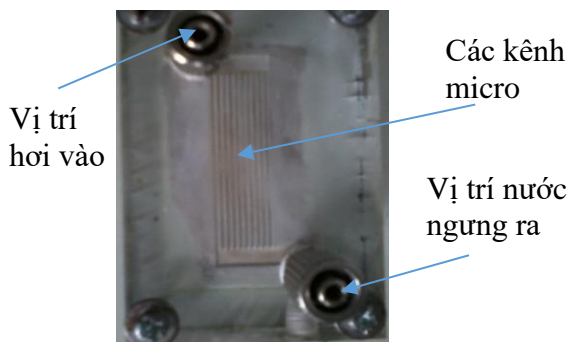
**Hình 3.2:** Mẫu L32 và L52



**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

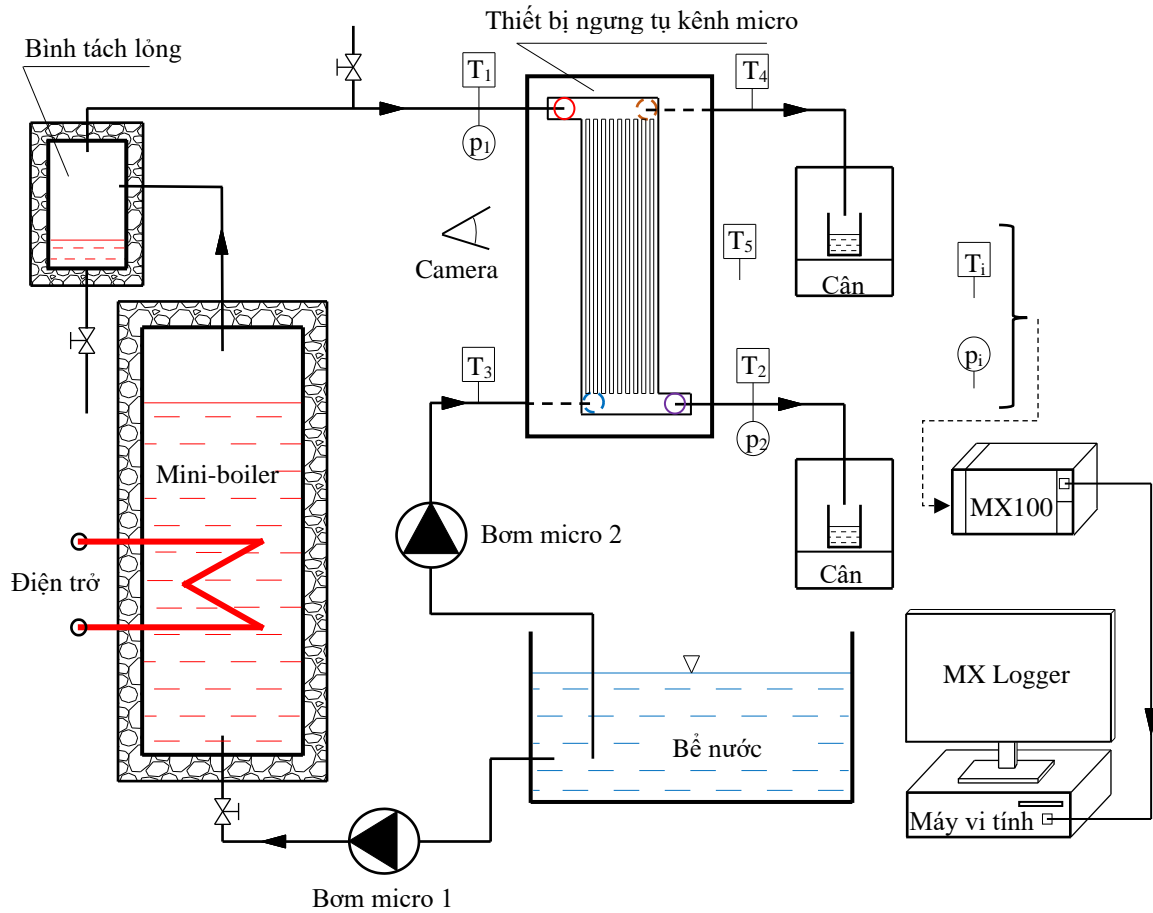
Sơ đồ hệ thống thí nghiệm được bố trí như hình 3.6, hệ thống bao gồm 7 thiết bị chính: Lò hơi mini (mini-boiler), bình tách lỏng, thiết bị ngưng tụ kênh micro, bể nước, bơm cấp nước cho lò hơi, bơm nước giải nhiệt và hệ thống thu thập dữ liệu. Hình 3.7 là hệ thống thí nghiệm được lắp đặt theo sơ đồ hình 3.6.

**Bố trí thiết bị đo:** Trong nghiên cứu này, 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. Một cảm biến nhiệt T<sub>5</sub> được sử dụng để xác định nhiệt độ không khí môi trường xung quanh. Cảm biến áp suất 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. Cân điện tử chính xác được sử dụng để xác định lưu lượng nước ngưng và nước giải nhiệt. 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.

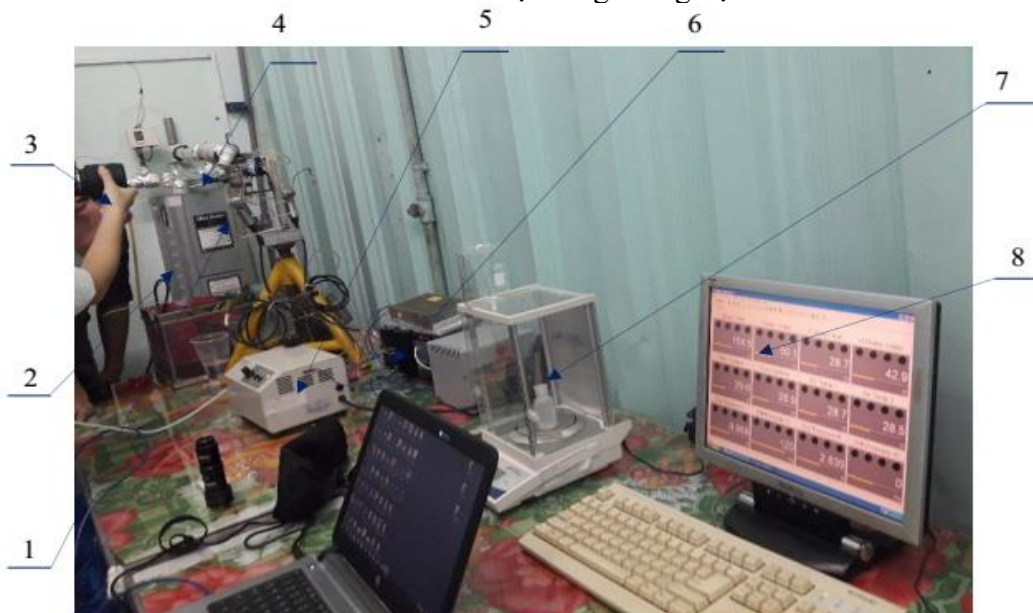
**Hệ thống thu thập dữ liệu:** Máy vi tính được sử dụng để hiển thị và lưu trữ dữ liệu.

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

Tên cảm biến	Vị trí lắp	Thông số
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 Δp	Δp = p <sub>1</sub> - p <sub>2</sub>	Độ giảm áp suất phía hơi.



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



**Hình 3.7:** 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-Bom 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

Cảm biến nhiệt và cảm biến áp suất sử dụng được thể hiện chi tiết bảng 3.3



**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 - Kích thước cảm biến: 200 $\mu\text{m}$	5
Cảm biến áp suất	PMP4110 ( $\Delta p = p_1 - p_2$ )	- Điện áp đầu ra: 1 - 5 V - Độ giảm áp suất: 0~1 bar - Độ chính xác: $\pm 0,04\%$ FS	1

(2) **Cân điện tử:** Cân điện tử loại TE214S

(3) **Hệ thống thu thập dữ liệu:** Bộ thu thập dữ liệu MX100 và phần mềm MX LOGGER.

### b. Phương pháp thu thập dữ liệu

Quá trình thu thập dữ liệu nhiệt độ và độ giảm áp suất hoàn toàn tự động. Kết quả nhiệt độ và áp suất đã hiển thị và lưu trữ bởi máy tính như hình 3.8.

#### 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.

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

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

**Hình 3.8:** Dữ liệu được hiển thị và lưu trữ bởi máy tính

## CHƯƠNG 4: CÁC KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

### 4.1. Các kết quả mô phỏng số

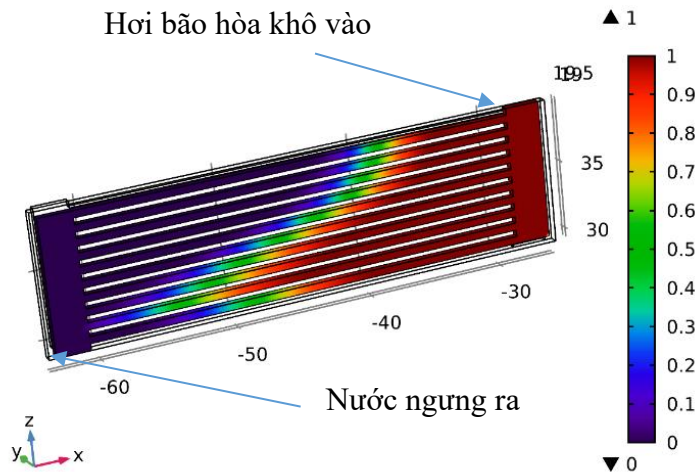
#### 4.1.1. Ảnh hưởng hình dáng và kích thước ống góp

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  $t_{cw1} = 29\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_{cw} = 3,244\text{ g/s}$ .

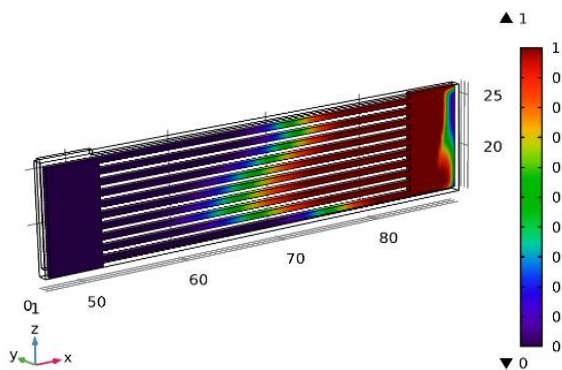
Hình 4.1-4.3 đã chỉ ra quá trình ngưng tụ đã xảy ra hoàn toàn trong các kênh micro, tại vị trí đầu vào hơi bão hòa có độ khô  $x = 1$  và giá trị này giảm dần dọc theo chiều dài các kênh micro, tại đầu ra có  $x = 0$ . Mặt khác, kết quả mô phỏng số này cũng chỉ ra W150-B và W150-C có sự thay đổi lớn 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.

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

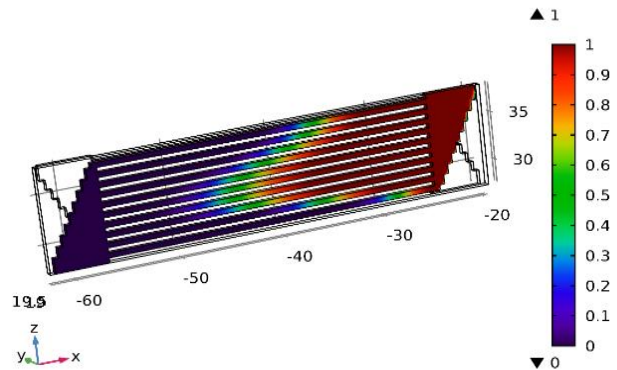
Quá trình mô phỏng số cũng đã thực hiện trên mẫu W200-A ( $W_f = 2,5\text{ mm}$ ), W200-B ( $W_f = 5\text{ mm}$ ) và W200-C ( $W_f = 5 \div 0,5\text{ mm}$ ) trong cùng điều kiện như các mẫu W150-A-W150-C và kết quả đã thu được như hình 4.5. Kết quả này cũng cho thấy W200-A có kích thước và hình dáng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



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

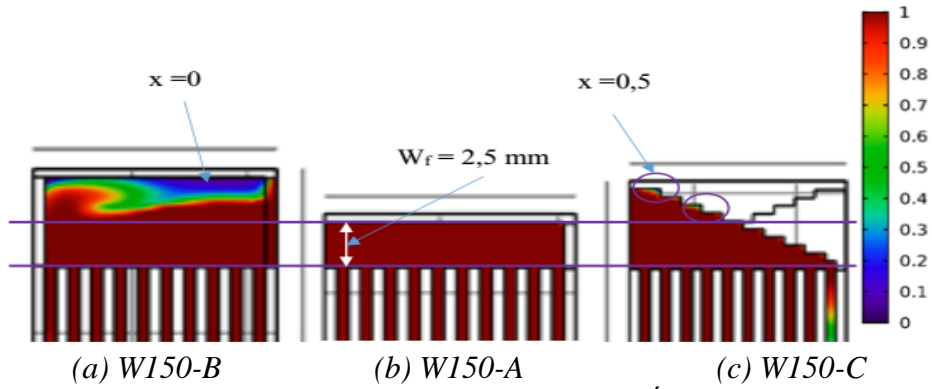


Hình 4.2: Sự giảm độ khô của hơi cho W150-B

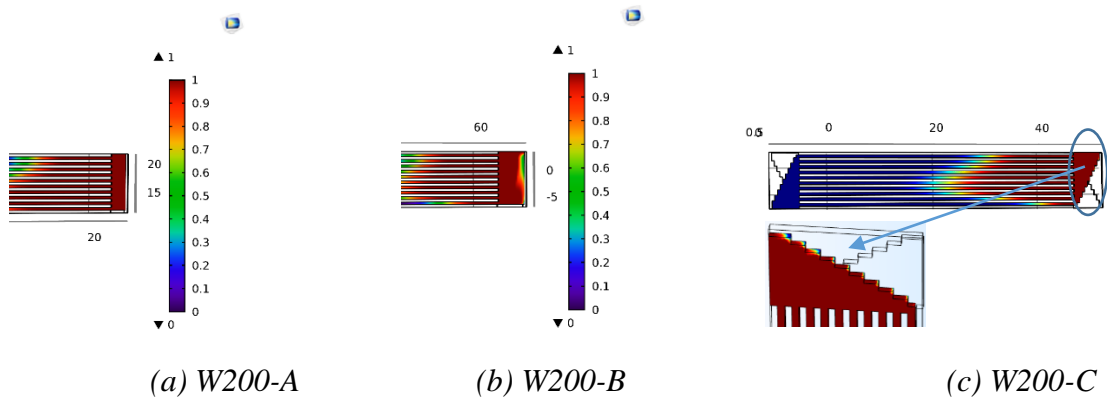


Hình 4.3: Sự giảm độ khô của hơi cho W150-C





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



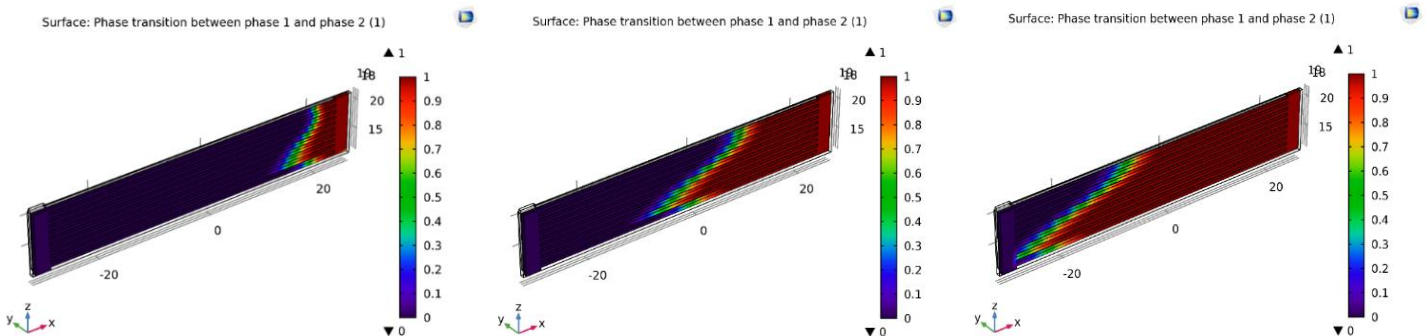
**Hình 4.5:** Sự giảm độ khô của W200-A/B/C

Với các kết quả đã phân tích từ hình 4.1 - 4.5 cho thấy trong cùng điều kiện mô phỏng chiều rộng của ống góp 2,5 mm là phù hợp nhất cho 2 thiết bị ngưng tụ có 10 kênh micro vuông với  $D_h = 500 \mu m$  và chiều dài lần lượt là 32 mm (W150-A) và 52 mm (W200-A).

Vì W150-A và W200-A được phát triển bởi W150 và W200, cho nên với kết quả đã này cũng 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  $D_f = 500 \mu m$  là phù hợp nhất.

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

Mẫu W200-A (được phát triển bởi W200) có thông số kích thước lớn hơn W150-A 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  $101^\circ C$  đến  $108^\circ C$ . Lưu lượng nước giải nhiệt  $m_{cw} = 3,244 \text{ g/s}$  và nhiệt độ nước giải nhiệt là  $t_{cw} = 29^\circ C$ , nhiệt độ môi trường xung quanh  $t_a = 32^\circ C$ .



(a)  $t_s = 101^\circ C$ ,  $m_s = 0,04 \text{ g/s}$       (b)  $t_s = 105^\circ C$ ,  $m_s = 0,06 \text{ g/s}$       (c)  $t_s = 108^\circ C$ ,  $m_s = 0,08 \text{ g/s}$

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

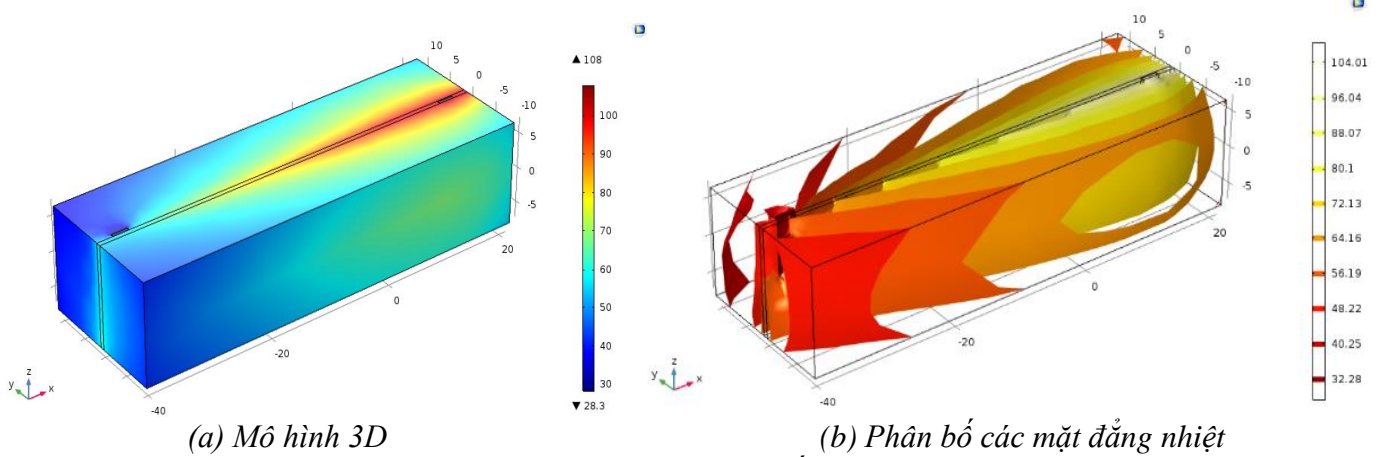
Kết quả mô phỏng đã chỉ ra ở trường hợp  $t_s = 101^\circ C$ ,  $m_s = 0,04 \text{ g/s}$  có vị trí chuyển pha gần phía ống góp phía hơi đầu vào như hình 4.6a, trong trường hợp  $t_s = 105^\circ C$ ,  $m_s = 0,06 \text{ g/s}$  thì vị trí chuyển pha này xuất hiện giữa chiều dài các kênh, vị trí này phù hợp với kích thước chiều dài kênh micro của W150

( $L_m = 32$  mm) như hình 4.6b. Còn ở trường hợp  $t_s = 108$  °C,  $m_s = 0,08$  g/s 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,  $t_s = 105$  °C và  $m_s = 0,06$  g/s là thông số hơi đầu vào được giới hạn cho W150 ( $L_m = 32$  mm). Còn  $t_s = 108$  °C,  $m_s = 0,08$  g/s là thông số hơi đầu vào được giới hạn tương ứng cho W200 ( $L_m = 52$  mm).

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

#### a) Trường nhiệt độ

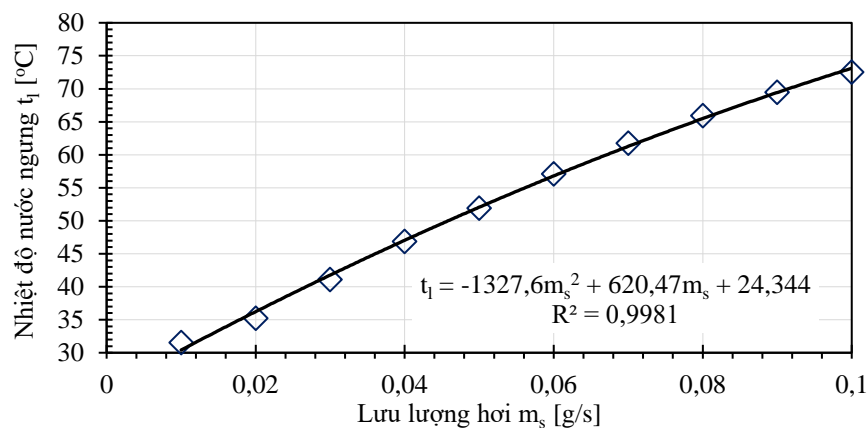
Với các thông số đầu vào như nhiệt độ hơi ở 108°C, lưu lượng hơi 0,03g/s, lưu lượng nước giải nhiệt 3g/s và nhiệt độ đầu vào nước giải nhiệt 29 °C, trường nhiệt độ của thiết bị ngưng tụ W200 được giải bằng phương pháp mô phỏng số với kết quả như thể hiện ở hình 4.7.



**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 0,01g/s đến 0,1g/s trong điều kiện nhiệt độ hơi vào  $t_s = 105$ °C và điều kiện về phía nước giải nhiệt là  $t_{cw} = 29$  °C,  $m_{cw} = 3$  g/s. Kết quả mô phỏng số đã chỉ ra nhiệt độ nước ngưng tại đầu ra biến thiên từ 32 °C đến 73 °C. Mối quan hệ này đã chỉ ra một phương trình dự đoán nhiệt độ nước ngưng theo lưu lượng hơi tại đầu vào như sau:

$$t_1 = -1327,6m_s^2 + 620,47m_s + 24,344; R^2 = 0,9981$$

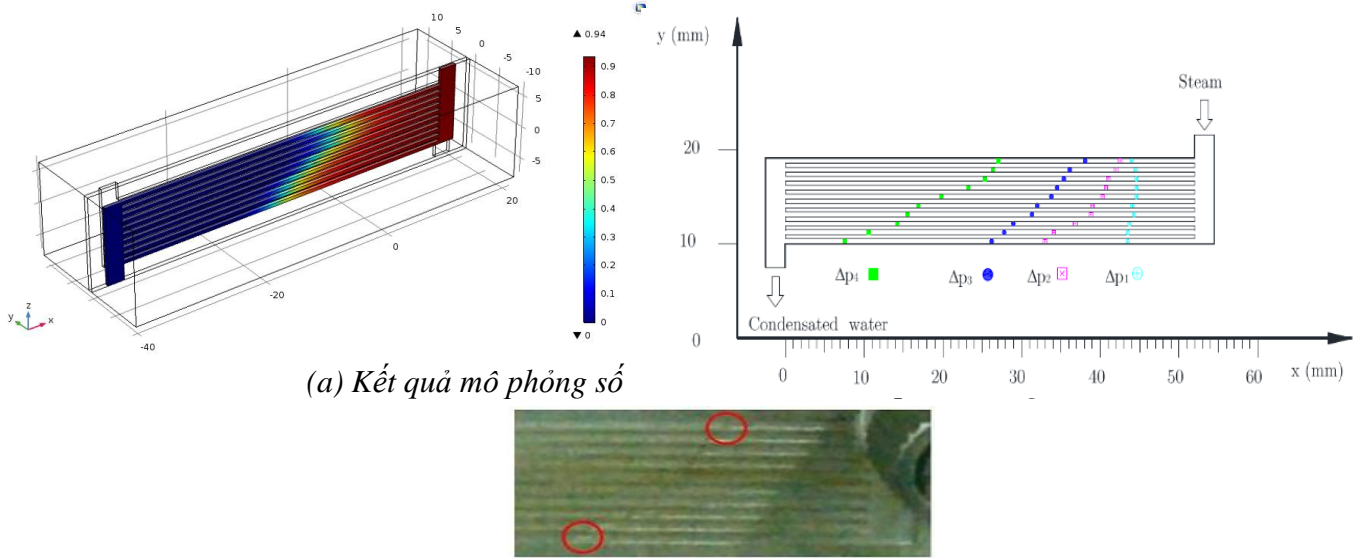


**Hình 4.8:** Mối quan hệ giữa nhiệt độ nước ngưng và lưu lượng hơi

#### 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°C - 107°C ở cùng lưu lượng hơi 0,07g/s và nước giải nhiệt có nhiệt độ đầu vào 29°C và lưu lượng 3g/s. Các kết quả thu được ở nhiệt độ môi trường 31°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  $\Delta p = 30599 \text{ Pa}$  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.

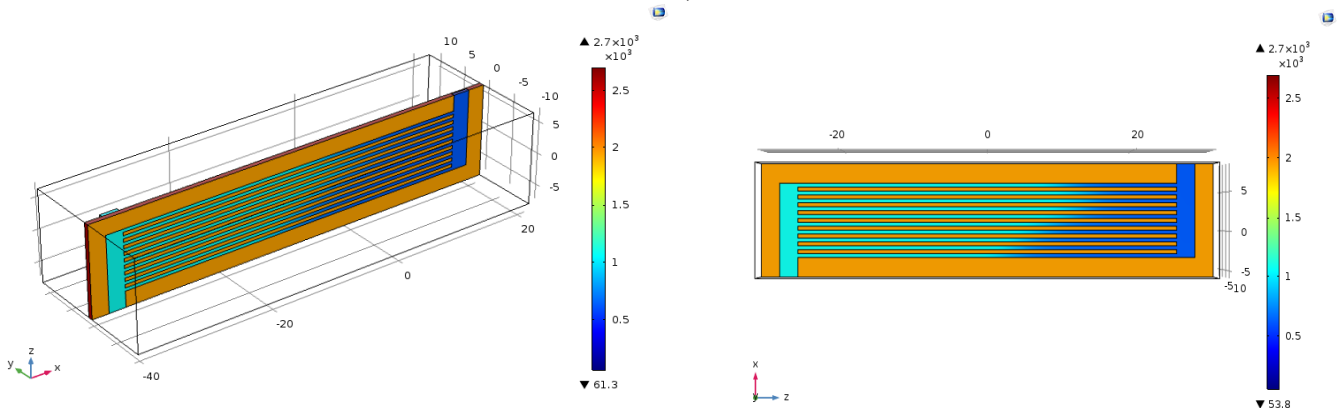


(a) Kết quả mô phỏng số

(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

Khối lượng riêng của lưu chất có sự thay đổi khác biệt khi chúng chuyển pha. 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

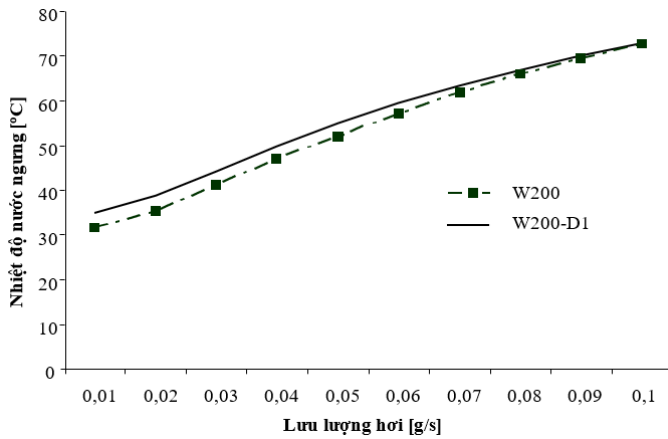
(b) Kênh thẳng đứng

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

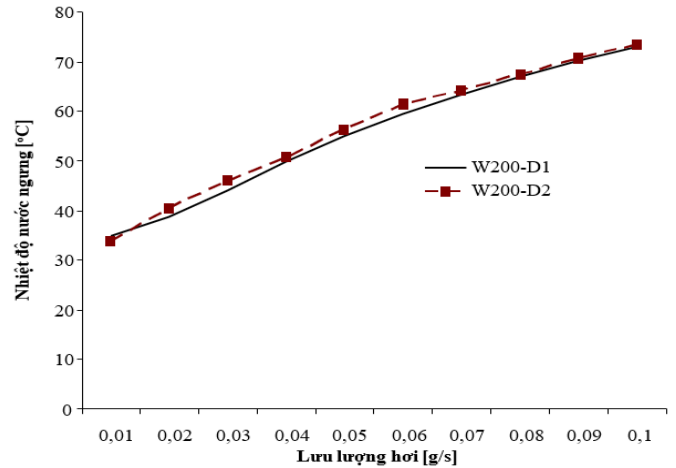
Kết quả mô phỏng về sự thay đổi khối lượng riêng trên hình 4.10a và 4.10b đã chỉ ra biên dạng ngưng trong mô hình này không bị ảnh hưởng bởi lực trọng trường, mà nó phụ thuộc vào phương pháp bố trí các dòng di chuyển của lưu chất là chính yếu.

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

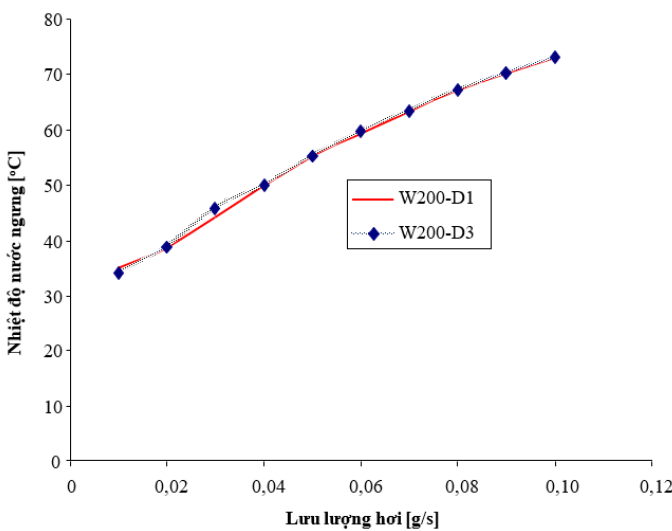
Để so sánh ảnh hưởng của bề dày substrate đến quá trình ngưng tụ, hai mẫu mô phỏng số W200 và W200-D1 có cùng điều kiện đầu vào. Hình 4.11 thể hiện kết quả mô phỏng nhiệt độ nước ngưng ở đầu ra của mẫu W200-D1 và W200. Kết quả khảo sát cho thấy rằng nhiệt độ nước ngưng của W200-D1 cao hơn giá trị thu 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 0,1g/s, độ chênh lệch nhiệt độ nước ngưng giảm từ 3,3 đến 0,3 °C.



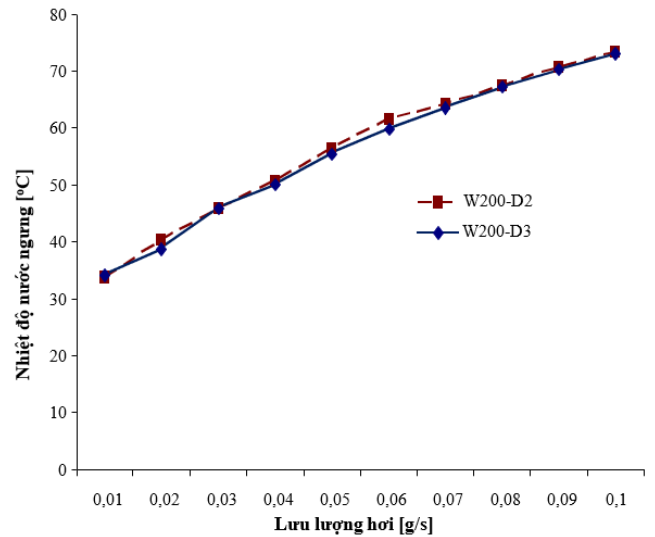
**Hình 4.11:** So sánh nhiệt độ nước ngưng của mẫu W200 và W200-D1



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



**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

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.

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

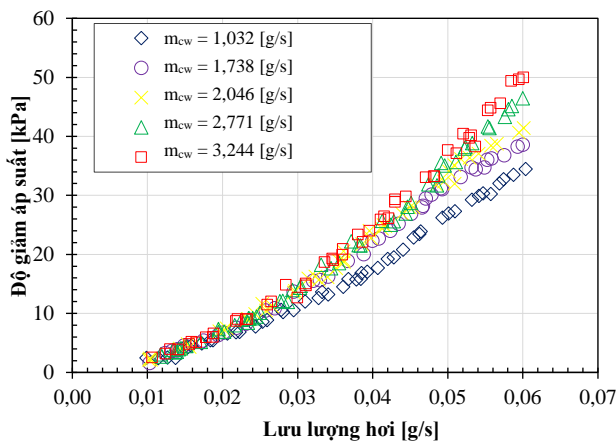
Từ các kết quả mô phỏng số của 8 mẫu thiết bị ngưng tụ, hai thiết bị ngưng tụ L32 và L52 khác nhau về chiều dài substrate và chiều dài kênh được đưa vào thực nghiệm. Bên cạnh đó, để so sánh đặc tính truyền nhiệt của dòng một pha và hai pha trên cùng một thiết bị, hai mẫu L32/1 và L32/2 cũng được đưa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



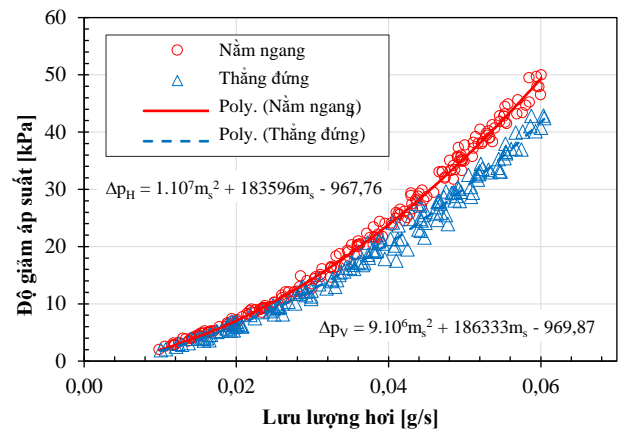
### 4.2.1. Các kết quả thực nghiệm cho mẫu L32

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

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. 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 0,06g/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.



Hình 4.15: Độ giảm áp suất của L32



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

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

##### \* Độ giảm áp suất:

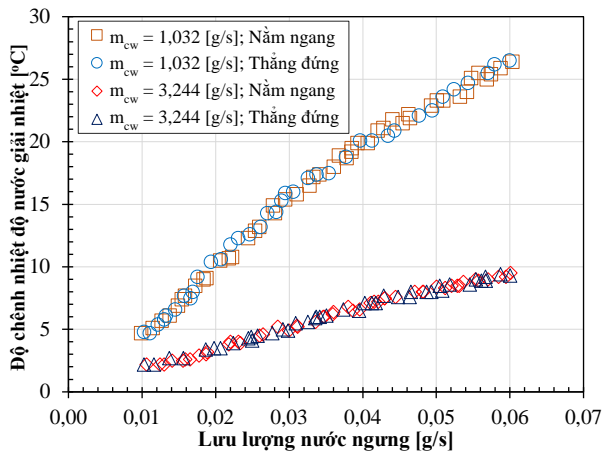
Hình 4.16 thể hiện độ giảm áp suất giữa đầu vào và đầu ra với lưu lượng hơi từ 0,01 g/s đến 0,06g/s trong trường hợp kênh micro đặt nằm ngang và thẳng đứng. Như thể hiện ở hình 4.16, độ giảm áp suất các kênh micro nằm ngang cao hơn đặt thẳng đứng. Với thiết bị ngưng tụ kênh micro L32 đặt nằm ngang, khi 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 0,06g/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 khí 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.

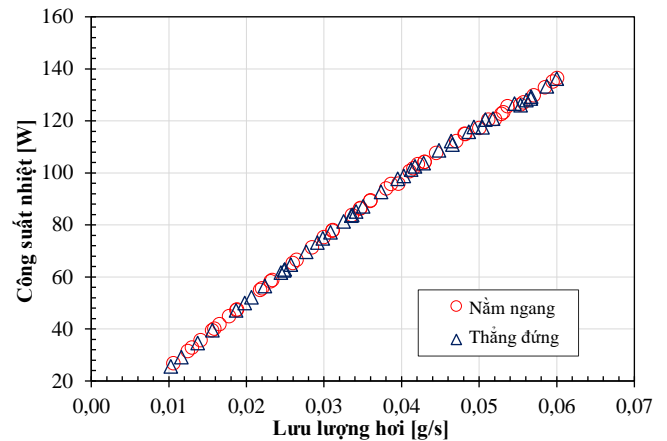
##### \* Độ chênh nhiệt độ nước giải nhiệt

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 0,01g/s đến 0,06g/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

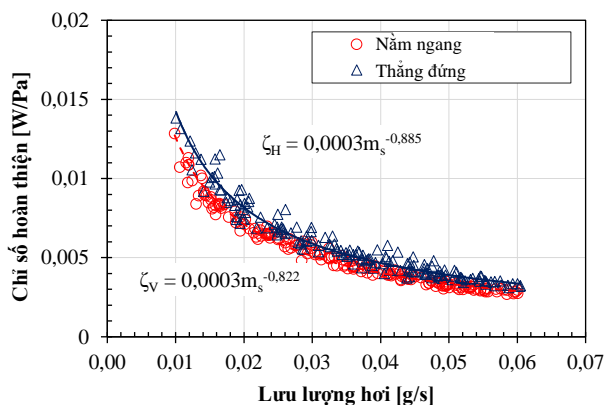


**Hình 4.18:** Ảnh hưởng của lưu lượng hơi đến công suất nhiệt

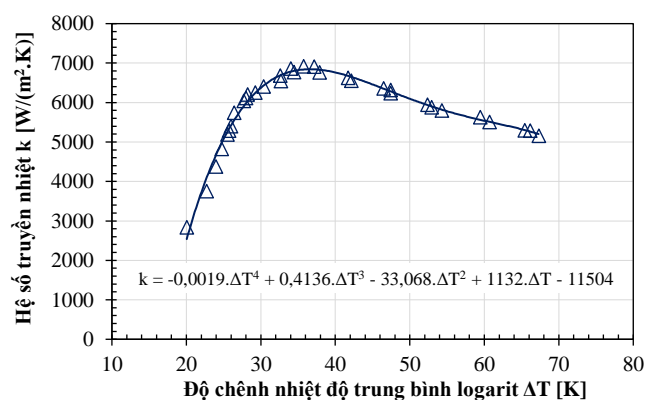
**\* Công suất nhiệt và chỉ số hoàn thiện**

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 140W 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. 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 4.19:** So sánh chỉ số hoàn thiện trong trường hợp kênh nằm và đứng



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

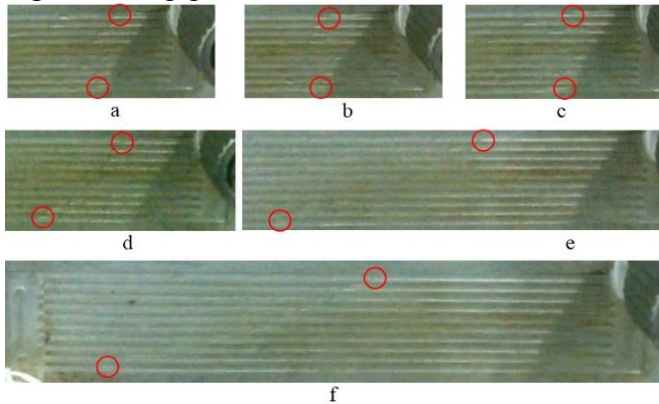
**\* Hệ số truyền nhiệt**

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, lượng nước giải nhiệt và các thông số nhiệt độ của nước và hơi.

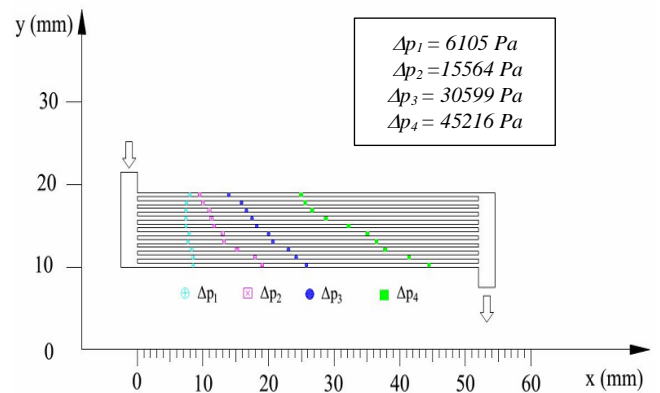
## 4.2.2. Các kết quả thực nghiệm cho mẫu L52

### a. Biên dạng ngưng

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.



Hình 4.21: Biên dạng ngưng của mẫu L52



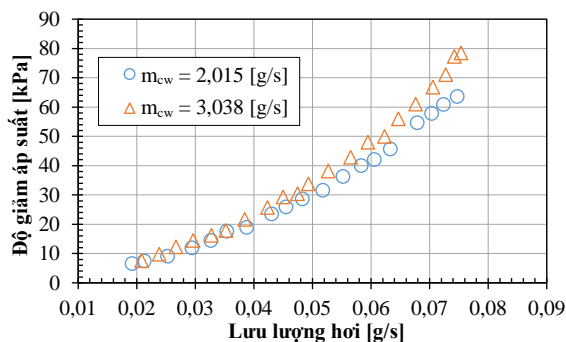
Hình 4.22: Vị trí ngưng với độ giảm áp suất cho mẫu L52

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). 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 10mm 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  $\Delta p_4$ .

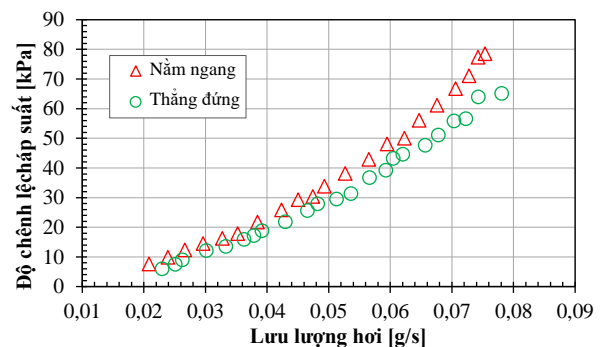
### b. Độ giảm áp suất

Hình 4.23 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].

Hình 4.24 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.



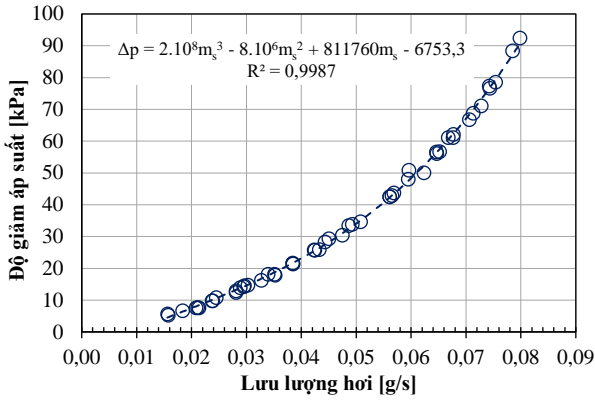
Hình 4.23: Độ giảm áp suất của L52 trong trường hợp nằm ngang



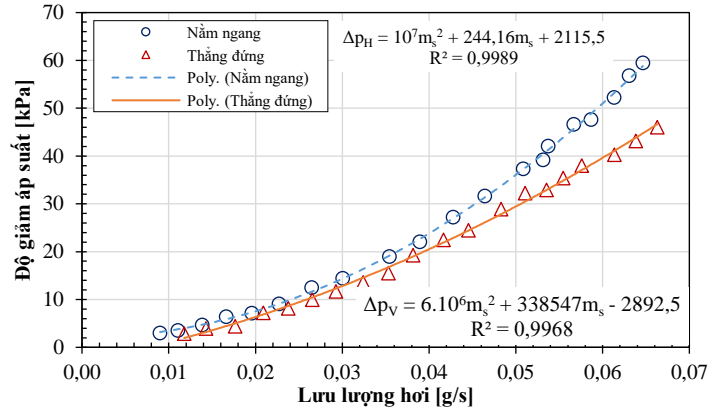
Hình 4.24: Độ giảm áp suất của L52 trong trường hợp  $m_{cw} = 3,038$  g/s

Tại lưu lượng nước 3,038 g/s, mối quan hệ giữa độ giảm áp suất và lưu lượng hơi thể hiện ở hình 4.25. 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 4.25:** Độ giảm áp suất và lưu lượng hơi cho mẫu L52



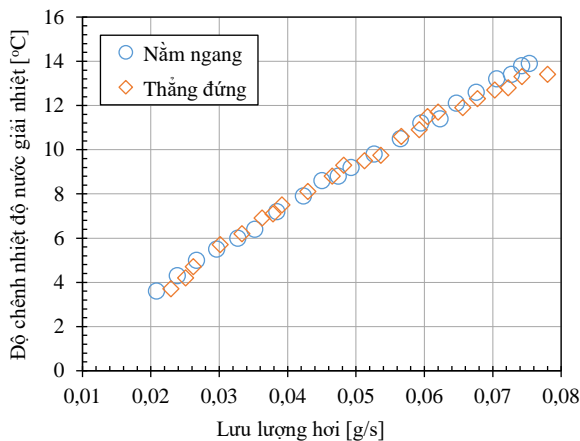
**Hình 4.26:** Mối quan hệ giữa độ giảm áp suất và lưu lượng hơi

Từ mối quan hệ về sự phụ thuộc của lưu lượng hơi tại đầu vào đến độ giảm áp suất của thiết bị (hình 4.26) 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.

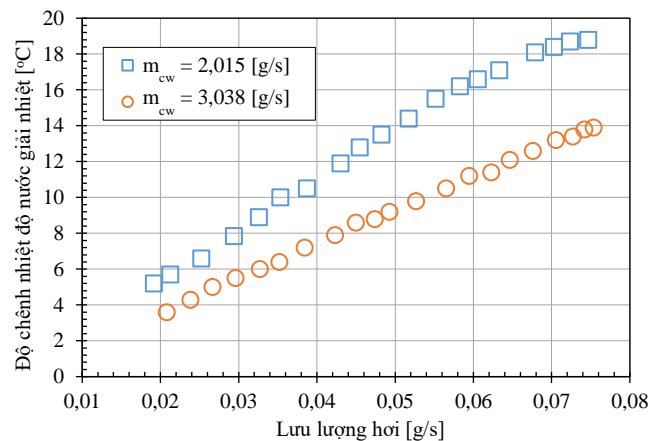
Các kết quả trong hình 4.23–4.26 cho thấy các kết quả thực nghiệm về độ giảm áp suất phù hợp với tính toán lý thuyết. Ở lưu lượng hơi 0,078g/s và lưu lượng nước giải nhiệt 3,038g/s, độ giảm áp suất khoảng 75kPa. Giá trị này phù hợp với giá trị nhiệt độ hơi đầu vào là 117 °C.

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

Hình 4.27a 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 4.27b. 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 4.27b.



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

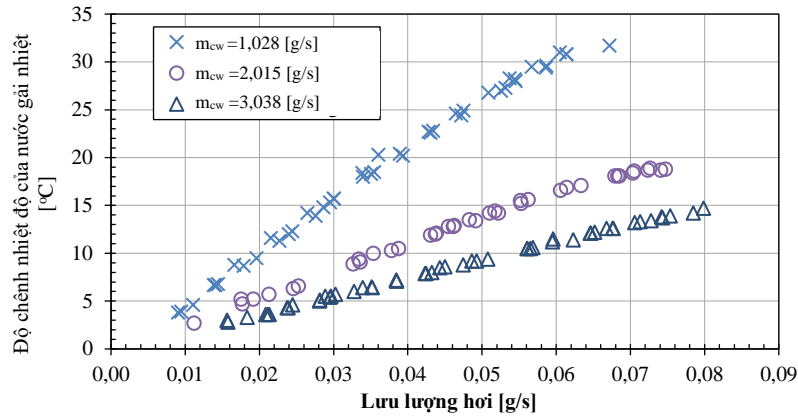


(b) Kênh micro nằm ngang

**Hình 4.27:** Độ chênh nhiệt độ nước giải nhiệt và lưu lượng hơi L52

Hình 4.28 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.

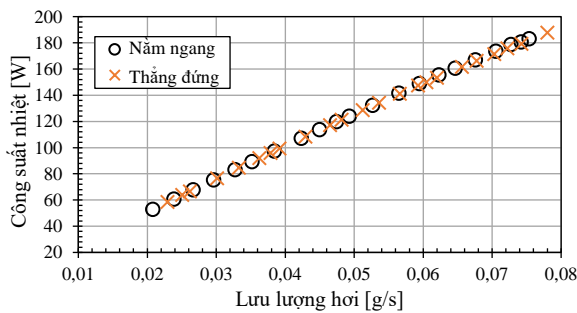




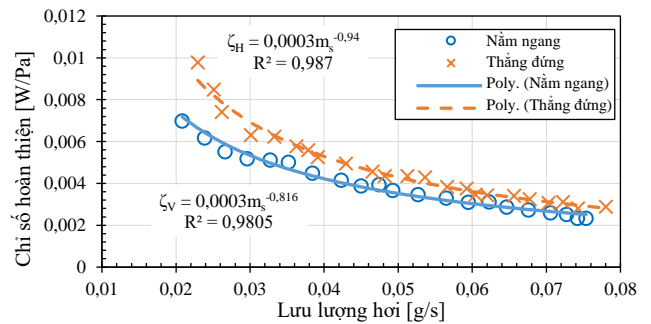
**Hình 4.28:** Lưu lượng hơi và độ chênh nhiệt độ của nước giải nhiệt

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

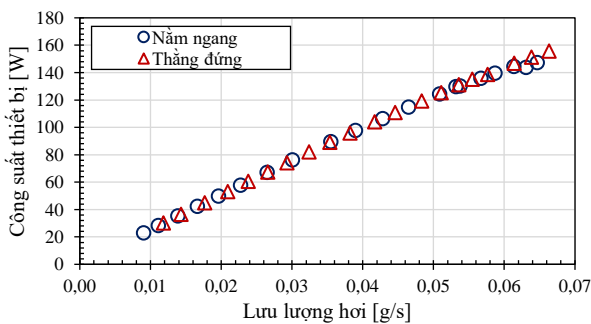
Hình 4.29 và hình 4.30 thể hiện công suất nhiệt và chỉ số hoàn thiện của thiết bị ngưng tụ L52 khi tăng lưu lượng hơi từ 0,01 g/s đến 0,08 g/s trong điều kiện lưu lượng nước giải nhiệt ở 3,038 g/s. Dựa trên các thông số trên, công suất của thiết bị ngưng tụ thu được từ 40 đến 190 W. Những dữ liệu này 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 4.29 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 4.30.



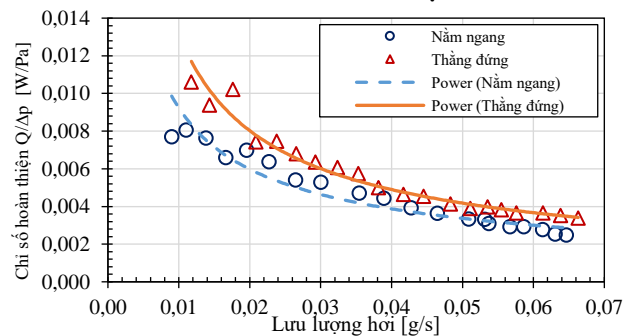
**Hình 4.29:** Công suất nhiệt của L52



**Hình 4.30:** Chỉ số hoàn thiện của L52



(a) Công suất thiết bị



(b) Chỉ số hoàn thiện

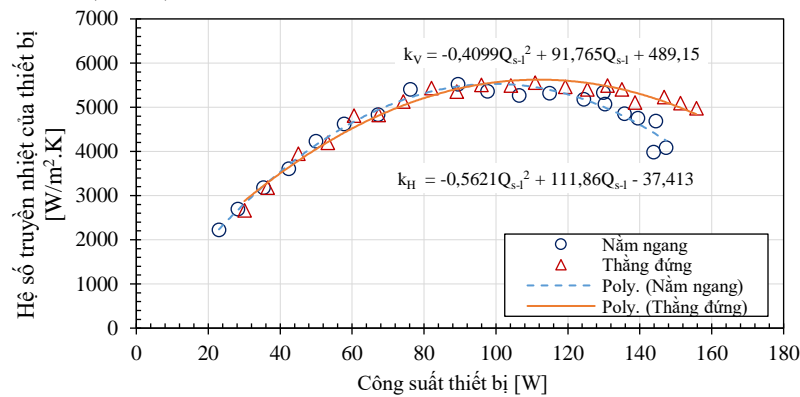
**Hình 4.31:** Trường hợp lưu lượng nước giải nhiệt ở 1,03 g/s

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 kết quả được thể hiện trong hình 4.31a. 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 4.31b. 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

Kết quả thực nghiệm được trình bày trong hình 4.32 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

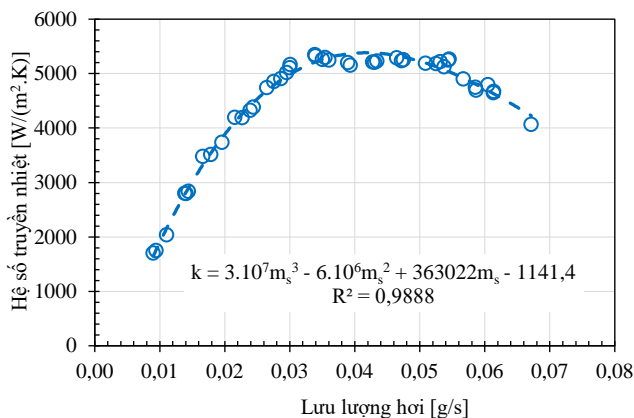
lực trọng trường trong phạm vi công suất từ 20 đến 100 W. Tuy nhiên khi công suất thiết bị càng lớn hơn 100 W nghĩa là lúc này lưu lượng hơi vào tăng thì hệ số truyền nhiệt có xu hướng giảm và càng chịu sự ảnh hưởng rõ rệt bởi lực trọng trường. Giá trị hệ số truyền nhiệt lớn nhất trong cả hai trường hợp này được xác định là  $5556 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .



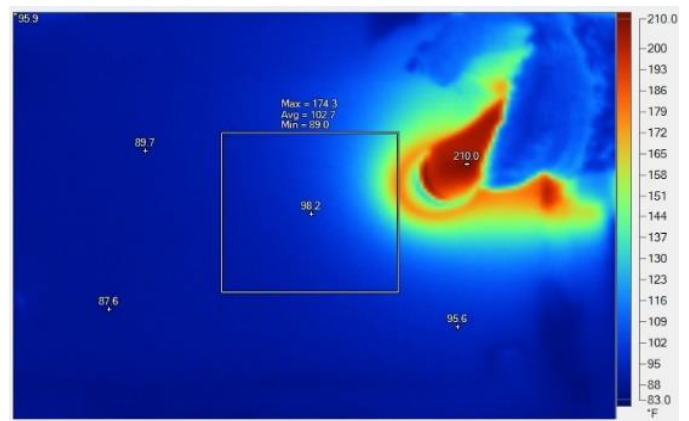
**Hình 4.32:** Hệ số truyền nhiệt

Ở tại lưu lượng nước  $1,028 \text{ g/s}$ , hệ số truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ tăng từ  $1704$  đến  $5200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  khi tăng lưu lượng hơi tăng từ  $0,008993$  đến  $0,038923 \text{ g/s}$ , tương ứng với độ chênh nhiệt độ trung bình logarit từ  $16^\circ \text{C}$  đến  $56^\circ \text{C}$ . Tuy nhiên, hệ số truyền nhiệt giảm khi lưu lượng hơi tăng từ  $0,042767 \text{ g/s}$  đến  $0,067150 \text{ g/s}$ . Với các kích thước của mẫu L52, tại lưu lượng hơi dao động khoảng  $0,04 \text{ g/s}$ , hệ số truyền nhiệt đạt giá trị cực đại, như thể hiện ở hình 4.33. 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:

$$k = 3 \cdot 10^7 m_s^3 - 6 \cdot 10^6 m_s^2 + 363022 m_s - 1141,4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}); \text{ với } R^2 = 0,9888$$



**Hình 4.33:** Hệ số truyền nhiệt và lưu lượng hơi cho mẫu L52



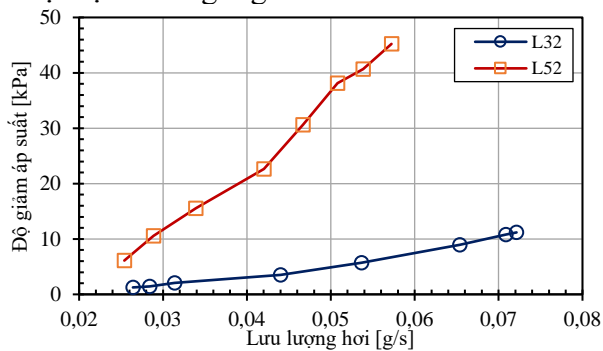
**Hình 4.34:** Ảnh phía hơi của L52 được chụp bởi camera nhiệt

Một ảnh thiết bị ngưng tụ L52 về phía hơi đã được chụp lại bởi camera nhiệt, như thể hiện ở hình 4.34. 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 4.32-4.34 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.

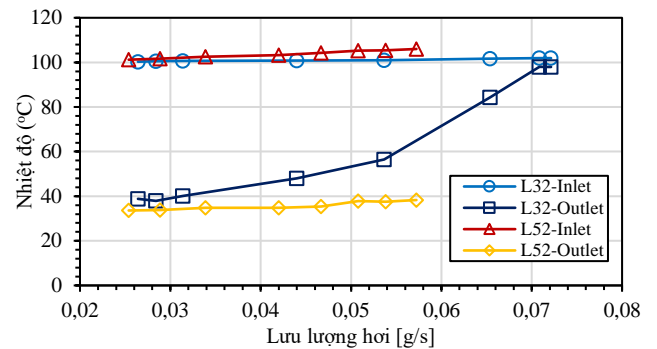
#### 4.2.3. Kết quả thực nghiệm so sánh giữa L32 và L52

Kết quả từ hình 4.35 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  $0,0264 \text{ g/s}$ , độ giảm áp suất của mẫu L32 là  $1257 \text{ Pa}$  trong khi độ giảm áp suất của mẫu L52 là  $6105 \text{ Pa}$ . 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  $45216 \text{ Pa}$ , 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.

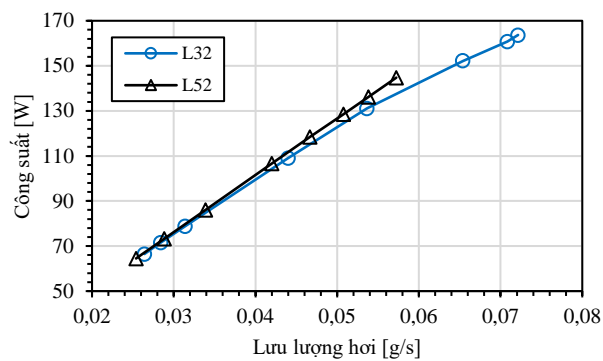
Hình 4.36 thể hiện mối quan hệ giữa nhiệt độ hơi vào/ra và lưu lượng hơi của hai thiết bị ngưng tụ kênh micro L32 và L52. Với mẫu L32, khi lưu lượng hơi tăng, nhiệt độ nước ngưng tăng mạnh trong khi nhiệt độ hơi vào giữ trong khoảng 100,3 °C đến 101,9 °C. Với mẫu L52, nhiệt độ nước ngưng tăng nhẹ từ 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.



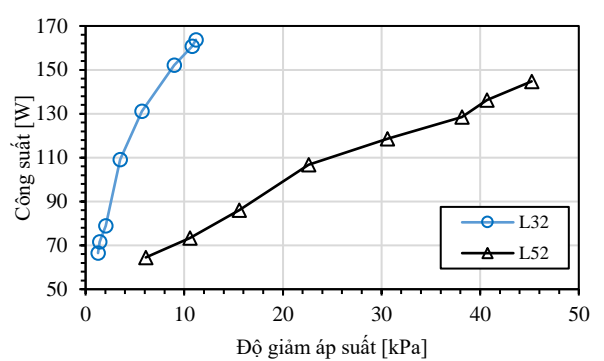
Hình 4.35: Độ giảm áp suất và lưu lượng hơi



Hình 4.36: Nhiệt độ và lưu lượng hơi



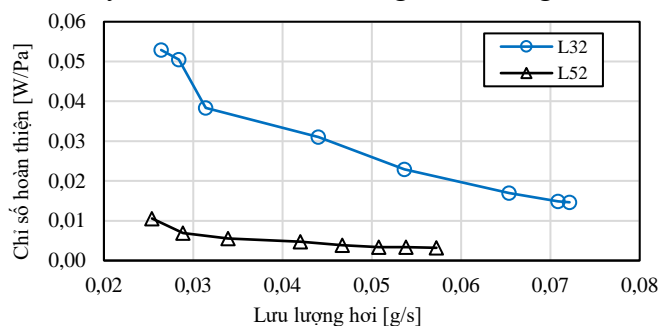
(a) với lưu lượng hơi



(b) với độ giảm áp suất

Hình 4.37: Công suất của thiết bị ngưng tụ L23 và L52

Từ hình 4.37, 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 4.38 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 0,0264g/s đến 0,0314 g/s. Trong phạm vi nghiên cứu này mẫu L32 nên sử dụng cho các nghiên cứu tiếp theo.



Hình 4.38: 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. Tất cả các điều kiện thực nghiệm được duy trì không đổi. Ở bảng 4.1, kênh CH00001 thể hiện nhiệt độ hơi bão hòa, kênh CH00002 là nhiệt độ nước ngưng, kênh CH00003 cho 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 3,1133g/s, phía hơi có nhiệt độ 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 (272,9W) cao hơn mẫu L32/2 (104,6W). 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 4.1:** 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

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

Mẫu	$m_s$ g/s	$m_{cw}$ g/s	$h_{s1}$ kJ/kg	$h_{s2}$ kJ/kg	$h_{cw1}$ kJ/kg	$h_{cw2}$ kJ/kg	Q 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

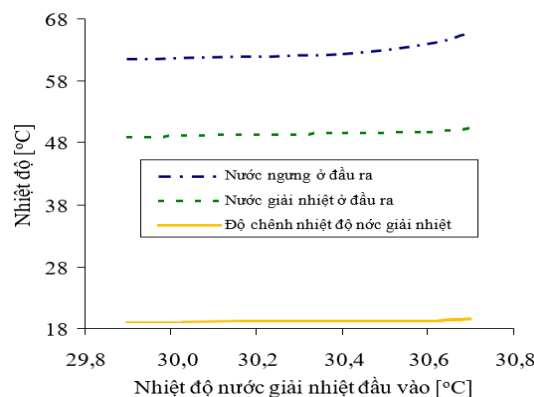
Trong nghiên cứu ở phần này, ảnh hưởng của sơ đồ dòng chảy lên đặc tính truyền nhiệt của các bộ trao đổi nhiệt cũng đã được nghiên cứu. Cho các trường hợp thực hiện trong nghiên cứu này, hai mẫu có cùng điều kiện: nhiệt độ hơi bão hòa khô ở 101°C, nhiệt độ đầu vào nước giải nhiệt 32°C với lưu lượng 3,159g/s. 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]. 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 $m_s$ (g/s)	Lưu lượng nước giải nhiệt $m_{cw}$ , (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

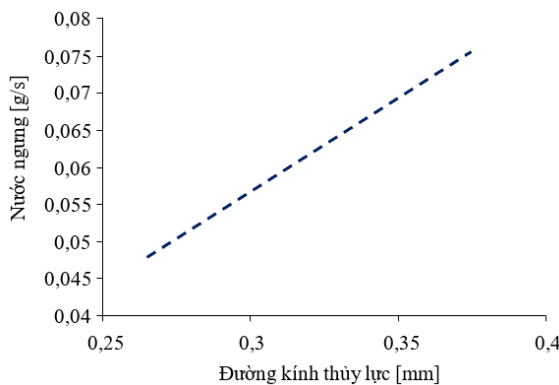
Hình 4.39 thể hiện ảnh hưởng của nhiệt độ đầu vào nước giải nhiệt đến nhiệt độ đầu ra của nước giải nhiệt và nhiệt độ của nước ngưng cho mẫu L32/1.



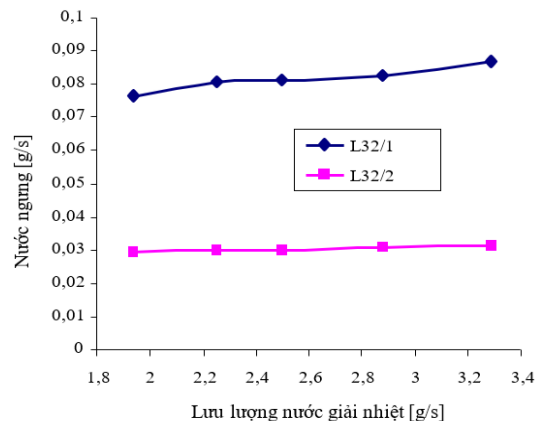
**Hình 4.39:** Ảnh hưởng của nhiệt độ nước giải nhiệt vào mẫu L32/1

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 4.39.

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. 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 4.40. Với mẫu có đường kính thủy 265µm, lưu lượng hơi tu được là 0,0481 g/s. Hình 4.41 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 0,1229g/s và phía nước giải nhiệt có nhiệt độ đầu vào 33°C và lưu lượng 3,1136g/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 4.40:** Đường kính thủy lực và lượng nước ngưng



**Hình 4.41:** Lưu lượng nước giải nhiệt và nước ngưng

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.

**Bảng 4.4:** Mẫu đặt đứng và ngang

Vị trí	Công suất nhiệt Q, (W)	
	Mẫu L32/1	Mẫu L32/2
Đứng	187,3	107,4
Ngang	187,6	107,4

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

Mẫu L32/1			Mẫu L32/2		
$t_{s2}$ , (°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

## 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 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 (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. 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 10kPa khi nước giải



nhệt 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

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. Schyguilla, 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-Maciá, 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-Maciá, "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.Karayianis, "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] Zhong, Chen \*, Yang, Song, Luo, Xu, Zheng and 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.

# 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 Trạng 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).
- [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, pp. 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.

## 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.