

การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนขณะเดือดในไมโครแชนแนล  
ฮีตซิงก์ที่มีทิศทางแตกต่างกัน

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FLOW BOILING HEAT TRANSFER  
IN MICRO-CHANNEL HEAT SINK WITH DIFFERENT ORIENTATIONS



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ.2562

KMITL-2019-EN-M-030-109

การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนขณะเดือดในไมโครแชนแนล  
ฮีตซิงก์ที่มีทิศทางการแตกต่างกัน

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FLOW BOILING HEAT TRANSFER  
IN MICRO-CHANNEL HEAT SINK WITH DIFFERENT ORIENTATIONS



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
พ.ศ.2562  
KMITL-2019-EN-M-030-109

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนขณะเดือดในไมโครแชนแนล  
ฮีตซิงก์ที่มีทิศทางการแตกต่างกัน

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FLOW BOILING HEAT TRANSFER  
IN MICRO-CHANNEL HEAT SINK WITH DIFFERENT ORIENTATIONS



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
พ.ศ.2562  
KMITL-2019-EN-M-030-109

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FLOW BOILING HEAT TRANSFER  
IN MICRO-CHANNEL HEAT SINK WITH DIFFERENT ORIENTATIONS



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2019  
KMITL-2019-EN-M-030-109

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



**COPYRIGHT 2019**

**FACULTY OF ENGINEERING**

**KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

|                                 |   |
|---------------------------------|---|
| หัวข้อวิทยานิพนธ์               | การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนขณะเดือด<br>ในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ที่มีทิศทางแตกต่างกัน |
| นักศึกษา                        | นายโพธิ์ชัย ศรีทุมพันธ์   |
| รหัสประจำตัว                    | 59601112  |
| ปริญญา                          | วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  |
| สาขาวิชา                        | วิศวกรรมเครื่องกล   |
| พ.ศ.                            | 2562  |
| อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์     | ผศ.ดร.มธุรส สุชาติวัฒน์   |
| อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม | รศ.ดร.ศิระ สายศร  |

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษารูปแบบการไหล คุณสมบัติของการถ่ายเทความร้อน และความดันลด สำหรับการไหลขณะเดือดของสารทำความเย็น R134a ในท่อกลม และไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 0.5 mm โดยทำการทดลองภายใต้เงื่อนไขสำหรับทิศทางการไหลที่แตกต่างกัน 3 ทิศทาง ได้แก่ การไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในแนวตั้ง และการไหลลงในแนวตั้ง ซึ่งสำหรับการทดลองในท่อกลมพบว่ารูปแบบการไหล throat-annular flow, annular flow และ annular-rivulet flow พบได้ในทุกเงื่อนไขการทดลอง ในขณะที่การไหลแบบ slug flow มีแนวโน้มที่จะเปลี่ยนเป็นการไหลแบบ churn flow เมื่อทิศทางการไหลเปลี่ยนจากการไหลในแนวระดับเป็นแนวตั้ง นอกจากนี้ยังพบว่ามีกลไกการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบ nucleate boiling อีกด้วย สำหรับการทดลองในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์พบว่ามีรูปแบบการไหลทั้งหมด 5 รูปแบบ ได้แก่ bubbly flow, bubbly/slug flow, slug flow, slug/long-slug flow และ long-slug flow นอกจากนี้ยังพบว่ากลไกการถ่ายเทความร้อนเป็นส่วนผสมกันระหว่างกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ nucleate boiling และ convective boiling อีกด้วย

|                          |   |
|--------------------------|---|
| <b>Thesis</b>            | Experimental Investigation of Flow Boiling Heat Transfer in Micro-Channel Heat Sink with Different Orientations |
| <b>Student</b>           | Mr. Pochai Srithumkhant   |
| <b>Student ID.</b>       | 59601112  |
| <b>Degree</b>            | Master of Engineering   |
| <b>Program</b>           | Mechanical Engineering  |
| <b>Year</b>              | 2019  |
| <b>Thesis Advisor</b>    | Asst. Prof. Dr. Maturose Suchatawat   |
| <b>Thesis Co-Advisor</b> | Assoc. Prof. Dr. Sira Saisorn   |

## ABSTRACT

This study investigated the flow pattern during boiling of R134a for three orientations (horizontal, vertical upward and vertical downward) at saturation pressure of 8 bar in a micro-tube and micro-channel heat sink. The tube and the heat sink having a diameter and hydraulic diameter of 0.5 mm. For the micro-tube, the result showed that throat-annular flow, annular flow, and annular-rivulet flow were observed from both horizontal and vertical channels. However, slug flow pattern tended to be changed into churn flow pattern as the channel was placed in the vertical direction. Moreover, the result indicated that heat transfer mechanism occurring in micro-tube as a nucleate boiling. For micro-channel heat sink, the result showed that the main of flow pattern consists of bubbly flow, bubbly/slug flow, slug flow, slug/long-slug flow and long-slug flow. Moreover, the result indicated that heat transfer mechanism occurring in micro-channel heat sink as a combination of nucleate boiling and convective boiling.

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา ผศ.ดร.มธุรส สุชาติวัฒน์ และรศ.ดร.ศิระ สายศรี ที่ได้ให้ความช่วยเหลือ ให้คำชี้แนะช่วยแก้ปัญหาตลอดจนให้ความรู้ และประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า

ขอขอบพระคุณคณะกรรมการสอบหัวข้อและโครงร่างวิทยานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำ ตลอดจนข้อชี้แนะจนในที่สุดทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้

ขอขอบคุณ อาจารย์ อติเรก สุริยวงศ์ ผศ.ดร.ปราโมทย์ กุศล ผศ.ดร.ปัญญา แดงวิไลลักษณ์ ดร.ดิษฐพร ตุงโสธานนท์ คุณไชรัตน์ เพชรศิริ และคุณปกรณ์ วงศ์พรหมมา ที่คอยให้คำปรึกษาและชี้แนะแนวทางในการทำการทดลอง

ขอขอบคุณทุนวิจัยจากสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) (Thailand Research Foundation) และกองทุนวิจัยสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง (KMILT Research Foundation) ที่ให้การสนับสนุนการวิจัยนี้ นอกจากนี้ยังขอขอบคุณน้อง ๆ ในห้องปฏิบัติการ Two-Phase Flow Research Laboratory ที่สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร ทุกคนที่คอยช่วยเหลือข้าพเจ้าในการทำการทดลอง

สุดท้ายต้องขอขอบคุณบิดา และมารดาของข้าพเจ้า คุณสุจิต ศรีทุมพันธ์ และคุณอุไร ศรีทุมพันธ์ ที่คอยให้กำลังใจ และสนับสนุนค่าใช้จ่ายให้กับข้าพเจ้าตลอดการศึกษา

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดามารดา ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

โพธิ์ชัย ศรีทุมพันธ์

## สารบัญ

|   | หน้า |
|---|------|
| บทคัดย่อภาษาไทย .....   | I    |
| บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....   | II   |
| กิตติกรรมประกาศ.....  | III  |
| สารบัญ.....   | IV   |
| สารบัญตาราง.....  | VI   |
| สารบัญรูป.....  | VII  |
| รายการสัญลักษณ์.....  | X    |
| บทที่ 1 บทนำ.....   | 1    |
| 1.1 ที่มาและความสำคัญ.....  | 1    |
| 1.1.1 ท่อกลม (Tube).....  | 1    |
| 1.1.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องสำหรับการไหลขณะเดือดในท่อกลมขนาดเล็ก.....      | 2    |
| 1.1.3 ไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ (Micro-channel heat sink).....                  | 7    |
| 1.1.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องสำหรับการไหลขณะเดือดในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์..... | 10   |
| 1.2 วัตถุประสงค์.....   | 18   |
| 1.3 ขอบเขต.....   | 18   |
| บทที่ 2 หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....                                 | 19   |
| 2.1 เกณฑ์การจำแนกประเภทของช่องทางการไหล.....                              | 19   |
| 2.1.1 เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์ (Hydraulic diameter).....               | 19   |
| 2.2.2 การใช้ความสัมพันธ์ของค่า Confinement number.....                    | 19   |
| 2.2 ฟลักซ์มวล (Mass flux).....  | 20   |
| 2.3 การถ่ายเทความร้อน.....  | 21   |
| 2.3.1 การถ่ายเทความร้อนในท่อกลม.....                                      | 21   |
| 2.3.2 การถ่ายเทความร้อนในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์.....                         | 22   |
| 2.4 ความดันลด.....  | 24   |
| 2.5 กลุ่มตัวแปรไร้มิติ (Dimensionless).....                               | 25   |
| บทที่ 3 วิธีการดำเนินการวิจัย.....  | 28   |
| 3.1 รายละเอียดของวงจรการทำงาน และอุปกรณ์การทดลอง.....                     | 28   |
| 3.2 ชุดทดสอบ (Test section).....  | 31   |
| 3.1.2 ชุดทดสอบของท่อกลม.....  | 31   |
| 3.2.2 ชุดทดสอบของไมโครแชนแนลฮีตซิงก์.....                                 | 33   |
| บทที่ 4 ผลการทดลอง และการวิจารณ์ผลการทดลอง.....                           | 36   |
| 4.1 ผลการทดลองการไหลสถานะเดียว (Single-phase flow).....                   | 36   |
| 4.1.1 ผลการทดลองการไหลสถานะเดียวของท่อกลม.....                            | 36   |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

|   |    |
|---|----|
| 4.1.2 ผลการทดลองการไหลสถานะเดียวของไมโครแชนแนลฮีตซิงก์..... | 39 |
| 4.2 ผลการทดลองของการไหลสองสถานะ (Two-phase flow).....       | 44 |
| 4.2.1 ผลการทดลองของท่อกลม.....                              | 44 |
| 4.2.2 ผลการทดลองของไมโครแชนแนลฮีตซิงก์.....                 | 59 |
| บทที่ 5 สรุปผลการทดลอง.....                                 | 81 |
| 5.1 สรุปผลการทดลองในส่วนของท่อกลม.....                      | 81 |
| 5.2 สรุปผลการทดลองในส่วนของไมโครแชนแนลฮีตซิงก์.....         | 81 |
| 5.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต.....                    | 82 |
| ภาคผนวก ก ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์.....                | 91 |



## สารบัญตาราง

| ตารางที่  | หน้า |
|---|------|
| 1.1 แสดงงานวิจัยอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการไหลขณะเดือดในท่อกลม.....              | 8    |
| 1.2 แสดงงานวิจัยอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการไหลขณะเดือดในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์..... | 16   |
| 3.1 แสดงเงื่อนไขที่ใช้ในการทดลองสำหรับท่อกลม.....                               | 28   |
| 3.2 แสดงเงื่อนไขที่ใช้ในการทดลองสำหรับไมโครแชนแนลฮีตซิงก์.....                  | 31   |
| 3.3 แสดงค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัด และพารามิเตอร์ต่าง ๆ.....            | 31   |



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป

| รูปที่   | หน้า |
|--|------|
| 1.1 อิทธิพลของแรงต่าง ๆ ที่สัมพันธ์กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ [6].....  | 2    |
| 1.2 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R-290 ในท่อขนาด 1 mm [14].....  | 3    |
| 1.3 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R245fa ในท่อสแตนเลสขนาด 1.1 mm [15].....  | 4    |
| 1.4 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R245fa ในท่อทองแดงขนาด 1.1 mm [16].....   | 4    |
| 1.5 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R134a ในท่อ 1 mm ที่มีทิศทางการไหลแตกต่างกัน [11].....                            | 5    |
| 1.6 การคาดการณ์ปริมาณฟลักซ์ความร้อนที่คาดว่าจะใช้ในอนาคต [1].....  | 10   |
| 1.7 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น HFE-7100 ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์ที่มี $D_h = 0.46$ mm [31].....                     | 11   |
| 1.8 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R1234ze(E) ในท่อ multi-tube ที่มี $D_h = 0.643$ mm [32].....                      | 12   |
| 1.9 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R141b ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์ที่มี $D_h = 2$ mm [33].....                           | 13   |
| 1.10 การไหลย้อนกลับที่พบในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์ [34].....  | 14   |
| 2.1 กระบวนการทำซ้ำในการประมาณค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีป.....   | 24   |
| 3.1 แผนภาพการทำงาน และอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองสำหรับท่อกลม.....   | 29   |
| 3.2 แผนภาพการทำงาน และอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองสำหรับไมโครเซนแนลฮีตซิงก์.....  | 30   |
| 3.3 แผนภาพแสดงรายละเอียดชุดทดสอบของท่อกลม.....   | 32   |
| 3.4 ภาพตัดขวางของท่อ.....  | 32   |
| 3.5 แผนภาพแสดงรายละเอียดชุดทดสอบของไมโครเซนแนลฮีตซิงก์.....  | 33   |
| 3.6 ภาพประกอบแสดงรายละเอียดของฮีตซิงก์.....  | 33   |
| 3.7 ฮีตซิงก์ และขนาดของช่องทางการไหล.....  | 34   |
| 3.8 รายละเอียด และตำแหน่งการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล.....   | 35   |
| 4.1 สมดุลพลังงานระหว่างความร้อนที่ป้อนให้ระบบกับความร้อนที่ถูกถ่ายเทไปให้สารทำความเย็นสำหรับท่อกลม.....            | 37   |
| 4.2 การหาสมการความร้อนสูญเสียของท่อโดยใช้หลักการการต้านทานความร้อนสำหรับท่อกลม.....                                | 37   |
| 4.3 การเปรียบเทียบผลการทดลองการไหลสถานะเดียวกับทฤษฎีการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม.....                                 | 38   |
| 4.4 การเปรียบเทียบผลการทดลองการไหลสถานะเดียวกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski [59].....                                  | 38   |
| 4.5 การเปรียบเทียบผลการทดลองของค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานกับทฤษฎีการไหลแบบราบเรียบ และสหสัมพันธ์ของ Blasius [60]..... | 39   |
| 4.6 สมดุลพลังงานระหว่างความร้อนที่ป้อนกับความร้อนที่ถูกถ่ายเทไปให้สารทำความเย็นสำหรับไมโครเซนแนลฮีตซิงก์.....      | 40   |

## สารบัญรูป (ต่อ)

|   |    |
|---|----|
| 4.7 การหาสมการความร้อนสูญเสียของท่อโดยใช้หลักการการต้านทานความร้อนของวัสดุสำหรับไมโครเซนแนลฮีตซิงก์.....  | 40 |
| 4.8 การเปรียบเทียบผลการทดลองการไหลสถานะเดียวกับสหสัมพันธ์ของการไหลสถานะเดียวจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....   | 43 |
| 4.9 การเปรียบเทียบผลการทดลองของค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานกับทฤษฎีการไหลแบบราบเรียบ โดยการแนะนำของ Steinke and Kandlikar [58].....  | 44 |
| 4.10 รูปแบบการไหลที่พบในท่อกลมสำหรับการไหลแนวระดับ ( $0^\circ$ ).....   | 45 |
| 4.11 รูปแบบการไหลที่พบในท่อกลมสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง ( $+90^\circ$ ).....  | 46 |
| 4.12 รูปแบบการไหลที่พบในท่อกลมสำหรับการไหลลงในแนวตั้ง ( $-90^\circ$ ).....  | 46 |
| 4.13 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหล slug flow ที่พบในเงื่อนไขการทดลองเดียวกันเมื่อมีทิศทางการไหลแตกต่างกัน.....   | 47 |
| 4.14 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหล ก.) throat-annular flow และ ข.) annular flow ในทิศทางการไหลที่แตกต่างกัน.....   | 47 |
| 4.15 แผนทีรูปแบบการไหลสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในตั้ง และการไหลลงในแนวตั้ง.....   | 49 |
| 4.16 การเปรียบเทียบแผนทีรูปแบบการไหลระหว่างการไหลในแนวระดับ กับการไหลขึ้นในแนวตั้ง และการไหลลงในแนวตั้ง.....  | 50 |
| 4.17 การเปรียบเทียบแผนทีรูปแบบการไหลระหว่างการไหลขึ้นในตั้งกับการไหลลงในแนวตั้ง.....  | 51 |
| 4.18 อิทธิพลของรูปแบบการไหลและฟลักซ์ความร้อนต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในตั้ง และการไหลลงในแนวตั้ง ในท่อขนาด 0.5 mm ที่ฟลักซ์ความร้อน $815 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ..... | 52 |
| 4.19 อิทธิพลของรูปแบบการไหลและฟลักซ์มวลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในตั้ง และการไหลลงในแนวตั้ง ในท่อขนาด 0.5 mm.....  | 54 |
| 4.20 อิทธิพลของทิศทางการไหลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อขนาด 0.5 mm ที่ฟลักซ์มวล 610 และ $815 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .....  | 55 |
| 4.21 ส่วนประกอบของความดันลดสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในแนวตั้ง และการไหลลงในแนวตั้งที่ฟลักซ์มวล $815 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ในท่อขนาด 0.5 mm.....   | 56 |
| 4.22 อิทธิพลของรูปแบบการไหลและฟลักซ์มวลต่อความดันลดสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในตั้ง และการไหลลงในแนวตั้ง ในท่อขนาด 0.5 mm.....   | 57 |
| 4.23 อิทธิพลของทิศทางการไหลต่อความดันลดสำหรับที่ฟลักซ์มวล 610 และ $815 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ในท่อขนาด 0.5 mm.....  | 58 |
| 4.24 การวางตัวของไมโครเซนแนลฮีตซิงก์ในทิศทางต่าง ๆ.....   | 60 |
| 4.25 รูปแบบการไหลที่พบในฮีตซิงก์สำหรับการไหลแนวระดับ ( $0^\circ$ ).....   | 61 |
| 4.26 รูปแบบการไหลที่พบในฮีตซิงก์สำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง ( $+90^\circ$ ).....  | 62 |
| 4.27 รูปแบบการไหลที่พบในฮีตซิงก์สำหรับการไหลลงในแนวตั้ง ( $-90^\circ$ ).....  | 63 |

## สารบัญญรูป (ต่อ)

|   |    |
|---|----|
| 4.28 ตัวอย่างการรวมตัวของฟองอากาศที่บริเวณทางเข้าของแต่ละช่องทางไหลที่เกิดจากการไหลย้อนกลับที่ฟลักซ์มวล $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ สำหรับการไหลลงในแนวดิ่ง.....   | 64 |
| 4.29 อิทธิพลของฟลักซ์ความร้อนต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในแนวดิ่ง และการไหลลงในแนวดิ่งที่ฟลักซ์มวล $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์.....     | 65 |
| 4.30 อิทธิพลของฟลักซ์ความร้อนต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในแนวดิ่ง และการไหลลงในแนวดิ่งที่ฟลักซ์มวล $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์.....     | 66 |
| 4.31 อิทธิพลของฟลักซ์ความร้อนต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับการไหลในแนวระดับ และการไหลลงในแนวดิ่งที่ฟลักซ์มวล $450 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์..                            | 67 |
| 4.32 อิทธิพลของฟลักซ์มวลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับการไหลในแนวระดับที่ฟลักซ์ความร้อน $0.1 \text{ } 1.59 \text{ และ } 4.31 \text{ kW/m}^2$ ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์.....                      | 68 |
| 4.33 อิทธิพลของฟลักซ์มวลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับการไหลขึ้นในแนวดิ่งที่ฟลักซ์ความร้อน $0.23 \text{ } 0.63 \text{ และ } 2.5 \text{ kW/m}^2$ ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์.....                   | 69 |
| 4.34 อิทธิพลของฟลักซ์มวลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับการไหลลงในแนวดิ่งที่ฟลักซ์ความร้อน $0.56 \text{ } 1.52 \text{ และ } 4.9 \text{ kW/m}^2$ ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์.....                     | 70 |
| 4.35 อิทธิพลของแรงโน้มถ่วงต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดที่ฟลักซ์มวล $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ และฟลักซ์ความร้อน $0.65 \text{ } 1.6 \text{ และ } 2.7 \text{ kW/m}^2$ ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์..... | 72 |
| 4.36 อิทธิพลของแรงโน้มถ่วงต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดที่ฟลักซ์มวล $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ และฟลักซ์ความร้อน $0.2 \text{ } 0.65 \text{ และ } 2.5 \text{ kW/m}^2$ ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์..... | 73 |
| 4.37 อิทธิพลของแรงโน้มถ่วงต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดที่ฟลักซ์มวล $450 \text{ kg/m}^2\text{s}$ และฟลักซ์ความร้อน $0.25 \text{ และ } 1.6 \text{ kW/m}^2$ ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์.....              | 74 |
| 4.38 อิทธิพลของรูปแบบการไหล และฟลักซ์มวลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในแนวดิ่ง และการไหลลงในแนวดิ่งในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์...  | 76 |
| 4.39 อิทธิพลของรูปแบบการไหลและทิศทางการไหลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ฟลักซ์มวล $200 \text{ และ } 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์.....  | 77 |
| 4.40 อิทธิพลของฟลักซ์มวลต่อความดันลดสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในแนวดิ่ง และการไหลลงในแนวดิ่ง.....  | 79 |
| 4.41 อิทธิพลของทิศทางการไหลต่อความดันลดที่ฟลักซ์มวล $200 \text{ และ } 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .....   | 80 |
| 4.42 อิทธิพลของรูปแบบการไหลและทิศทางการไหลต่อความดันลดที่ฟลักซ์มวล $200 \text{ และ } 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .....  | 81 |

## รายการสัญลักษณ์

| สัญลักษณ์ | ความหมายสัญลักษณ์                                      |
|-----------|--|
| $A_b$     | พื้นที่ฐานของฮีตซิงก์, $m^2$                           |
| $A_{ch}$  | พื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหล, $m^2$                  |
| $A_{fin}$ | พื้นที่หน้าตัดของครีป, $m^2$                           |
| $Bd$      | Bond number  |
| $Bo$      | Boiling number   |
| $C_c$     | ค่าสัมประสิทธิ์การหดตัว Chisholm [56]                  |
| $Co$      | Confinement number                                     |
| $c_p$     | ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหล, $kJ/kg K$            |
| $D$       | เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ, $m$                         |
| $D_h$     | เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), $m$    |
| $Fr$      | Froude number  |
| $f$       | ค่าตัวประกอบความเสียดทาน (Friction factor)             |
| $G$       | ฟลักซ์มวล (Mass flux), $Kg/m^2s$                       |
| $Gz$      | Graetz number  |
| $g$       | ความเร่งโน้มถ่วง (Gravitational acceleration), $m/s^2$ |
| $H_f$     | ความสูงของครีป, $m$                                    |
| $h$       | ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, $W/m^2 ^\circ C$     |
| $I$       | กระแสไฟฟ้า, $A$  |
| $i$       | เอนทัลปีของของไหล, $kJ/kg$                             |
| $i_{in}$  | เอนทัลปีของของไหลที่ทางเข้าของชุดทดสอบ, $kJ/kg$        |
| $i_l$     | เอนทัลปีในสถานะของเหลวของไหล, $kJ/kg$                  |
| $i_{lg}$  | เอนทัลปีขณะเปลี่ยนสถานะของไหล, $kJ/kg$                 |
| $i_g$     | เอนทัลปีในสถานะของแก๊สของไหล, $kJ/kg$                  |
| $k$       | ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อ, $W/m ^\circ C$     |
| $L$       | ความยาวของท่อ, $m$                                     |
| $m$       | พารามิเตอร์ของครีป (Fin parameter)                     |
| $\dot{m}$ | อัตราการไหลเชิงมวล, $kg/s$                             |
| $Nu$      | Nusselt number   |
| $P_{fin}$ | ความยาวเส้นรอบวงของครีป, $m$                           |
| $Pr$      | Prandtl number   |
| $q$       | อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบ, $W$           |
| $q''$     | ฟลักซ์ความร้อน (Heat flux), $W/m^2$                    |
| $\dot{q}$ | อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยปริมาตร, $W/m^3$         |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

|                     |   |
|---------------------|---|
| $q_b$               | ฟลักซ์ความร้อนที่ฐานของฮีตซิงก์, $W/m^2$  |
| $q_{loss}$          | อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยปริมาตร, $W/m^3$  |
| $q_w''$             | ฟลักซ์ความร้อนที่ผนังของช่องทางการไหล, $W/m^2$  |
| Re                  | Reynolds Number   |
| $Re_{lo}$           | เรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับการไหลสถานะเดียวสำหรับสถานะของเหลว<br>(Liquid Reynolds Number) |
| $Re_{lo}$           | เรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับการไหลสถานะเดียวสำหรับสถานะของแก๊ส<br>(Gas Reynolds Number)    |
| $Re_{GS}$           | เรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊ส<br>(Superficial gas Reynolds Number)                |
| $Re_{LS}$           | เรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลว<br>(Superficial liquid Reynolds Number)          |
| $r_{in}$            | รัศมีภายในท่อ, m  |
| $r_{out}$           | รัศมีภายนอกของท่อ, m  |
| $T_{f,in}$          | อุณหภูมิของของไหลที่ทางเข้าของชุดทดสอบ, $^{\circ}C$                                   |
| $T_f$               | อุณหภูมิของของไหล, $^{\circ}C$  |
| $T_{room}$          | อุณหภูมิห้อง, $^{\circ}C$   |
| $T_{w,in}$          | อุณหภูมิพื้นผิวภายในท่อ, $^{\circ}C$  |
| $T_{w,out}$         | อุณหภูมิพื้นผิวภายนอกท่อ, $^{\circ}C$   |
| $V$                 | ความต่างศักย์ไฟฟ้า, V   |
| $W_{ch}$            | ความกว้างของช่องทางการไหล, m  |
| $W_f$               | ความหนาของครีป, m   |
| $We_l$              | Weber number สำหรับการไหลขณะเดือดสำหรับสถานะของเหลว                                   |
| $We_{lo}$           | Weber number สำหรับการไหลสถานะเดียวสำหรับสถานะของเหลว                                 |
| $We_g$              | Weber number สำหรับการไหลขณะเดือดสำหรับสถานะของแก๊ส                                   |
| $We_{go}$           | Weber number สำหรับการไหลสถานะเดียวสำหรับสถานะของแก๊ส                                 |
| $x$                 | คุณภาพไอ  |
| $z$                 | ระยะ ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ของท่อ, m  |
| <b>ตัวอักษรกรีก</b> |   |
| $\alpha$            | ค่าสัดส่วนไอ (Void fraction)  |
| $\eta$              | ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีป  |
| $\rho_g$            | ความหนาแน่นของของแก๊ส, $kg/m^3$   |
| $\rho_l$            | ความหนาแน่นของของเหลว, $kg/m^3$   |
| $\Delta P_{total}$  | ความดันลดทั้งหมดของชุดทดสอบ, Pa   |
| $\Delta P_a$        | ความดันลดที่เกิดจากความเร่ง (Accelerational pressure drop), Pa                        |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

|              |   |
|--------------|---|
| $\Delta P_c$ | ความดันลดเนื่องจากการลดขนาดพื้นที่ของช่องทางการไหลที่ทางเข้า<br>(Contraction pressure drop), Pa |
| $\Delta P_e$ | ความดันลดเนื่องจากการลดขนาดพื้นที่ของช่องทางการไหลที่ทางออก<br>(Expansion pressure drop), Pa    |
| $\Delta P_f$ | ความดันลดที่เกิดจากแรงเสียดทาน (Frictional pressure drop), Pa                                   |
| $\Delta P_a$ | ความดันลดที่เกิดจากความเร่ง (Accelerational pressure drop), Pa                                  |
| $\Delta P_g$ | ความดันลดที่เกิดจากแรงโน้มถ่วง (Gravitational pressure drop), Pa                                |
| $\mu_g$      | ค่าความหนืดของอากาศ, kg/m·s   |
| $\mu_l$      | ค่าความหนืดของของเหลว, kg/m·s   |
| $\sigma$     | แรงตึงผิว (Surface tension), N/m  |



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# บทที่ 1

## บทนำ

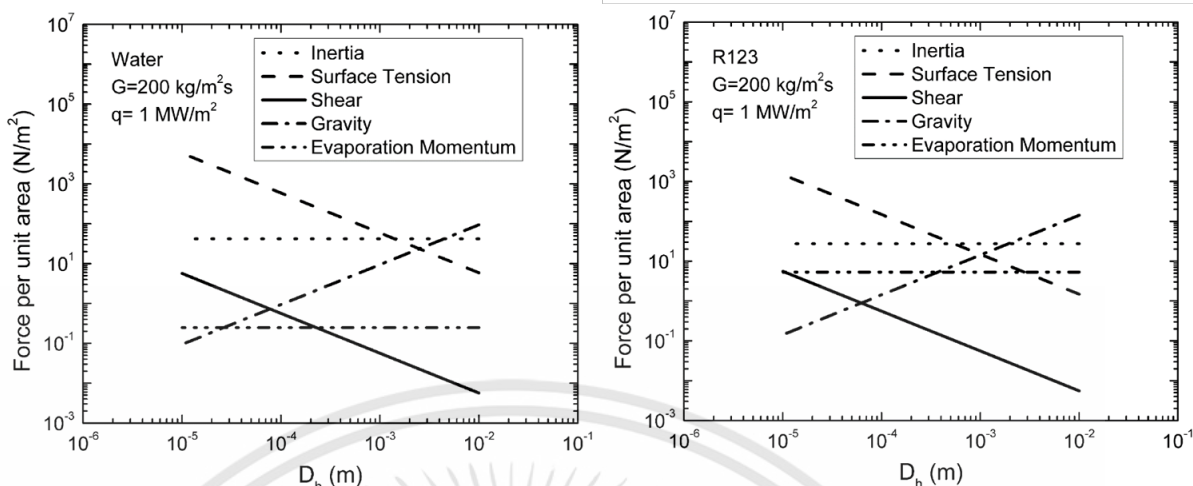
### 1.1 ที่มาและความสำคัญ

#### 1.1.1 ท่อกลม (Tube)

การถ่ายเทความร้อนโดยใช้การไหลแบบสองสถานะ (Two-phase flow) ได้รับความสนใจเป็นอย่างมากในช่วงศตวรรษที่ 20 ที่ผ่านมา โดยเฉพาะอย่างยิ่งการถ่ายเทความร้อนโดยอาศัยการเปลี่ยนสถานะของของไหล (Phase change process) โดย Murshed and Castro [1] ได้ให้ข้อมูลไว้ว่าการถ่ายเทความร้อนขณะเดือดของน้ำสามารถให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้มากถึง  $100 \text{ kW/m}^2\text{K}$  ซึ่งเป็นผลของค่าความร้อนแฝง (Latent heat) ในกระบวนการเปลี่ยนสถานะของของไหลที่เข้ามามีส่วนช่วยในการดูดซับความร้อนได้มากกว่าการถ่ายเทความร้อนโดยใช้การไหลแบบสถานะเดียว (Single-phase flow)

การถ่ายเทความร้อนโดยอาศัยการเปลี่ยนสถานะของของไหลได้ถูกนำไปประยุกต์ใช้ในอุตสาหกรรมต่าง ๆ มากมาย อาทิเช่น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็ก (compact heat exchanger) อุปกรณ์ระบายความร้อนของโรงผลิตไฟฟ้า อุตสาหกรรมทางด้านพลังงาน เครื่องปรับอากาศ ระบบควบคุมอุณหภูมิในอากาศยานหรือดาวเทียม เป็นต้น (Fukano and Kariyasaki [2], Wongwises et al. [3], Zietlow and Pedersen [4], Mudawar [5]) ดังนั้นความต้องการที่จะพัฒนาอุปกรณ์ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนโดยอาศัยการเปลี่ยนสถานะของของไหลมากมายเพื่อเก็บรวบรวมข้อมูลเพื่อใช้ในการพัฒนาระบบต่อไป Chen et al. [6] ก็เป็นหนึ่งในนักวิจัยที่ทำการศึกษารูปแบบการไหลขณะเดือดของของไหล (flow boiling) พบว่าเมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อมีขนาดเล็กลักษณะของรูปแบบการไหลมีลักษณะเปลี่ยนแปลงไปจากการไหลในท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดใหญ่ (the conventional-diameter tubes) และการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการไหลจะไม่สามารถทำนายได้โดยใช้แผนที่การไหล (flow regime map) ของท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดใหญ่ อีกทั้งในการศึกษาของ Kandlikar [7] พบว่าเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อหรือช่องทางการไหล (channel) มีขนาดเล็กถึงอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงที่มีผลต่อการไหลของของไหลจะน้อยลง และอิทธิพลของแรงตึงผิวจะเข้ามามีบทบาทมากขึ้นดังแสดงในรูปที่ 1.1 ในส่วนของการถ่ายเทความร้อนนั้น Jige et al. [8] ได้ทำการศึกษาผลของการลดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (1 2.2 และ 3.5 mm) โดยใช้สารทำความเย็น R32 พบว่าในท่อขนาด 3.5 และ 2.2 mm กลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convective boiling จะพบในช่วงที่มีฟลักซ์มวลกับคุณภาพไอสูง และฟลักซ์ความร้อนต่ำ ในขณะที่กลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ nucleate boiling จะพบในช่วงที่มีฟลักซ์ความร้อนสูงและคุณภาพไอลต่ำ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อขนาด 3.5 และ 2.2 mm นั้นสอดคล้องกับกลไกที่เกิดขึ้นในท่อธรรมดา อย่างไรก็ตามเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อมีขนาดเล็ก (1 mm) พบว่ามีกลไกการถ่ายเทความร้อนที่ฟิล์มของของเหลว (liquid film evaporation) เกิดขึ้นด้วย อีกทั้งยังพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลดจะมีค่ามากขึ้นเมื่อท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็ก ดังนั้นการจำแนกประเภทของท่อหรือช่องทางการไหลจึงจำเป็นต้องการทำความเข้าใจกับพฤติกรรมดังกล่าว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้









รูปที่ 1.1 อิทธิพลของแรงต่าง ๆ ที่สัมพันธ์กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ [6]

การจำแนกประเภทของท่อหรือช่องทางการไหลได้มีนักวิจัยหลายท่านใช้เกณฑ์ในการจำแนกแตกต่างกันไป ซึ่ง Confinement number ( $Co$ ) ก็เป็นหนึ่งในตัวเลือกที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลาย โดย Kew and Cornwell [9] ระบุว่าถ้า  $Co > 0.5$  แสดงว่าเป็นผลของ Micro-scale effect ซึ่งอิทธิพลของแรงตึงผิวจะมีมากกว่าแรงโน้มถ่วง และ  $Co < 0.5$  แสดงว่าอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงจะมีค่ามากกว่าแรงตึงผิว ต่อมา Ong and Thome [10] ได้ทำการศึกษารูปแบบการไหลและความหนาของฟิล์มของสารทำความเย็น R134a R236fa และ R245fa ในท่อขนาด 1.03 2.2 และ 3.04 mm เพิ่มเติมแล้วพบว่า แรงโน้มถ่วงจะมีอิทธิพลต่อการไหลอย่างมากเมื่อ  $Co < 0.34$  แต่จะไม่มีผลต่อการไหลเมื่อ  $Co > 1$  จึงได้เสนอว่า Micro-scale effect จะส่งผลกระทบต่อการใช้การไหลเมื่อ  $Co > 1$  ซึ่งค่า Confinement number สามารถหาได้จากสมการที่ 2.1 ดังนั้นเพื่อที่จะมุ่งเน้นศึกษาเพื่อทำความเข้าใจพฤติกรรมของการไหลและกลไกการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในท่อขนาดเล็กที่มีผลของ Micro-scale effect มาเกี่ยวข้อง จึงจำเป็นที่จะต้องใช้เกณฑ์การจำแนกประเภทของท่อมาพิจารณาด้วย

### 1.1.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องสำหรับการไหลขณะเดือดในท่อกลมขนาดเล็ก

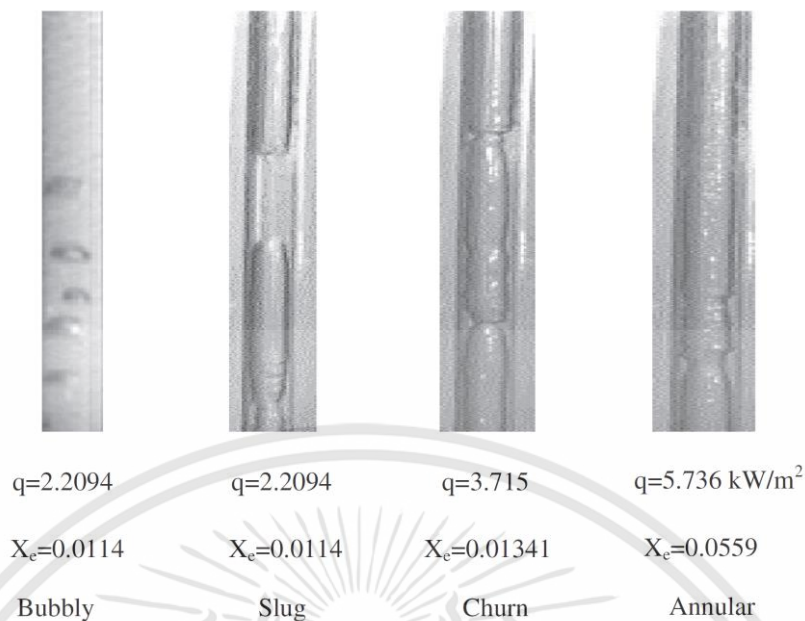
#### 1.1.2.1 รูปแบบการไหล

Oliveira et al. [14] ได้ทำการศึกษารูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mm โดยใช้ R-290 เป็นสารทำงานภายใต้เงื่อนไขของอุณหภูมิและความดันในช่วง 5-60 kW/m<sup>2</sup> ฟลักซ์มวลในช่วง 240-480 kg/m<sup>2</sup>s และมีอุณหภูมิอิ่มตัวอยู่ที่ 25 °C ซึ่งผลการทดลองพบรูปแบบการไหลทั้งหมด 6 รูปแบบ ได้แก่ bubbly flow, plug flow, slug flow, churn flow, wavy และ smooth-annular flow ดังแสดงในรูปที่ 1.2 นอกจากนี้ยังพบว่ารูปแบบการไหลส่วนใหญ่สัมพันธ์กับกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convective boiling นอกจากนี้พวกเขายังพบว่าอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงยังส่งผลต่อการไหลแบบ bubbly flow, plug flow, slug flow และ churn flow ในขณะที่พบว่าอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงจะไม่ส่งผลต่อการไหลแบบ annular flow

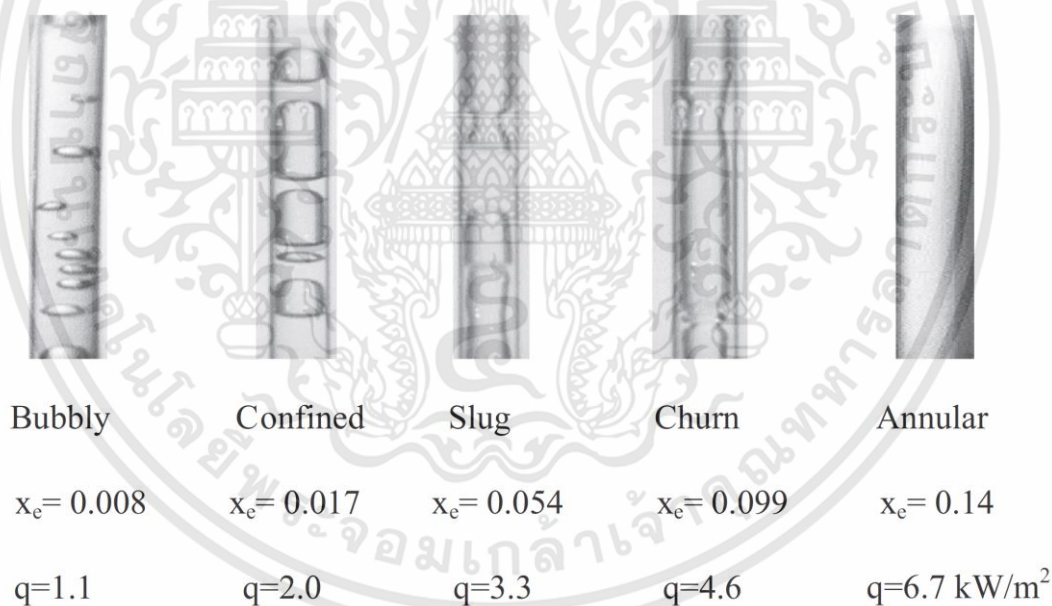
| <i>Bubbly/plug</i>   |                             |                |                     |         |                     |
|--|-----------------------------|----------------|---------------------|---------|---------------------|
| $q''$ [kW/m <sup>2</sup> ]   | $G$ [kg/(m <sup>2</sup> s)] | $x_{o-TS}$ [-] | $\alpha_{o-TS}$ [-] | $S$ [-] | $Bo \cdot 10^5$ [-] |
| 5  | 480                         | 0.03           | 0.39                | 1.34    | 2.993               |
|    |                             |                |                     |         |                     |
| <i>Plug</i>  |                             |                |                     |         |                     |
| $q''$ [kW/m <sup>2</sup> ]   | $G$ [kg/(m <sup>2</sup> s)] | $x_{o-TS}$ [-] | $\alpha_{o-TS}$ [-] | $S$ [-] | $Bo \cdot 10^5$ [-] |
| 5  | 240                         | 0.05           | 0.511               | 1.38    | 6.005               |
|    |                             |                |                     |         |                     |
| <i>Slug</i>  |                             |                |                     |         |                     |
| $q''$ [kW/m <sup>2</sup> ]   | $G$ [kg/(m <sup>2</sup> s)] | $x_{o-TS}$ [-] | $\alpha_{o-TS}$ [-] | $S$ [-] | $Bo \cdot 10^5$ [-] |
| 10   | 400                         | 0.11           | 0.65                | 1.5     | 7.203               |
|    |                             |                |                     |         |                     |
| <i>Churn</i>   |                             |                |                     |         |                     |
| $q''$ [kW/m <sup>2</sup> ]   | $G$ [kg/(m <sup>2</sup> s)] | $x_{o-TS}$ [-] | $\alpha_{o-TS}$ [-] | $S$ [-] | $Bo \cdot 10^4$ [-] |
| 40   | 320                         | 0.37           | 0.86                | 2.35    | 3.694               |
|    |                             |                |                     |         |                     |
| <i>Wavy annular</i>  |                             |                |                     |         |                     |
| $q''$ [kW/m <sup>2</sup> ]   | $G$ [kg/(m <sup>2</sup> s)] | $x_{o-TS}$ [-] | $\alpha_{o-TS}$ [-] | $S$ [-] | $Bo \cdot 10^4$ [-] |
| 60   | 400                         | 0.44           | 0.88                | 2.5     | 4.55                |
|   |                             |                |                     |         |                     |
| <i>Smooth annular</i>  |                             |                |                     |         |                     |
| $q''$ [kW/m <sup>2</sup> ]   | $G$ [kg/(m <sup>2</sup> s)] | $x_{o-TS}$ [-] | $\alpha_{o-TS}$ [-] | $S$ [-] | $Bo \cdot 10^4$ [-] |
| 60   | 240                         | 0.99           | 0.99                | 4.47    | 7.46                |
|  |                             |                |                     |         |                     |

รูปที่ 1.2 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R-290 ในท่อขนาด 1 mm [14]

สำหรับรูปแบบการไหลในแนวตั้งนั้น Pike-Wilson and Karayiannis [15] ได้ทำการศึกษากาการไหลขณะเดือดโดยใช้สารทำความเย็น R245fa ในท่อทองแดง สแตนเลส และทองเหลืองที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.1 mm ในการไหลขึ้นในแนวตั้ง ซึ่งจากผลการทดลองในท่อสแตนเลสพบรูปแบบการไหล bubbly flow, slug flow, churn flow และ annular flow ดังแสดงในรูปที่ 1.3 สำหรับรูปแบบการไหลในท่อทองแดง และทองเหลืองจะพบรูปแบบการไหล slug flow, churn flow และ annular flow เท่านั้น นอกจากนี้ Mahmoud and Karayiannis [16] ยังได้ทำการศึกษารูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R245fa ในท่อทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.1 mm ภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์มวลในช่วง 100-400 kg/m<sup>2</sup>s ฟลักซ์ความร้อนในช่วง 3-25 kW/m<sup>2</sup> และความดันทางเข้าที่ 1.85 bar พบการไหลแบบ bubbly flow, slug flow, churn flow และ annular flow ดังแสดงในรูปที่ 1.4 จากรูปที่ 1.3 และ 1.4 สามารถสรุปได้ว่าที่ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเดียวกันประเภทของท่อจะไม่ส่งผลต่อลักษณะของรูปแบบการไหล



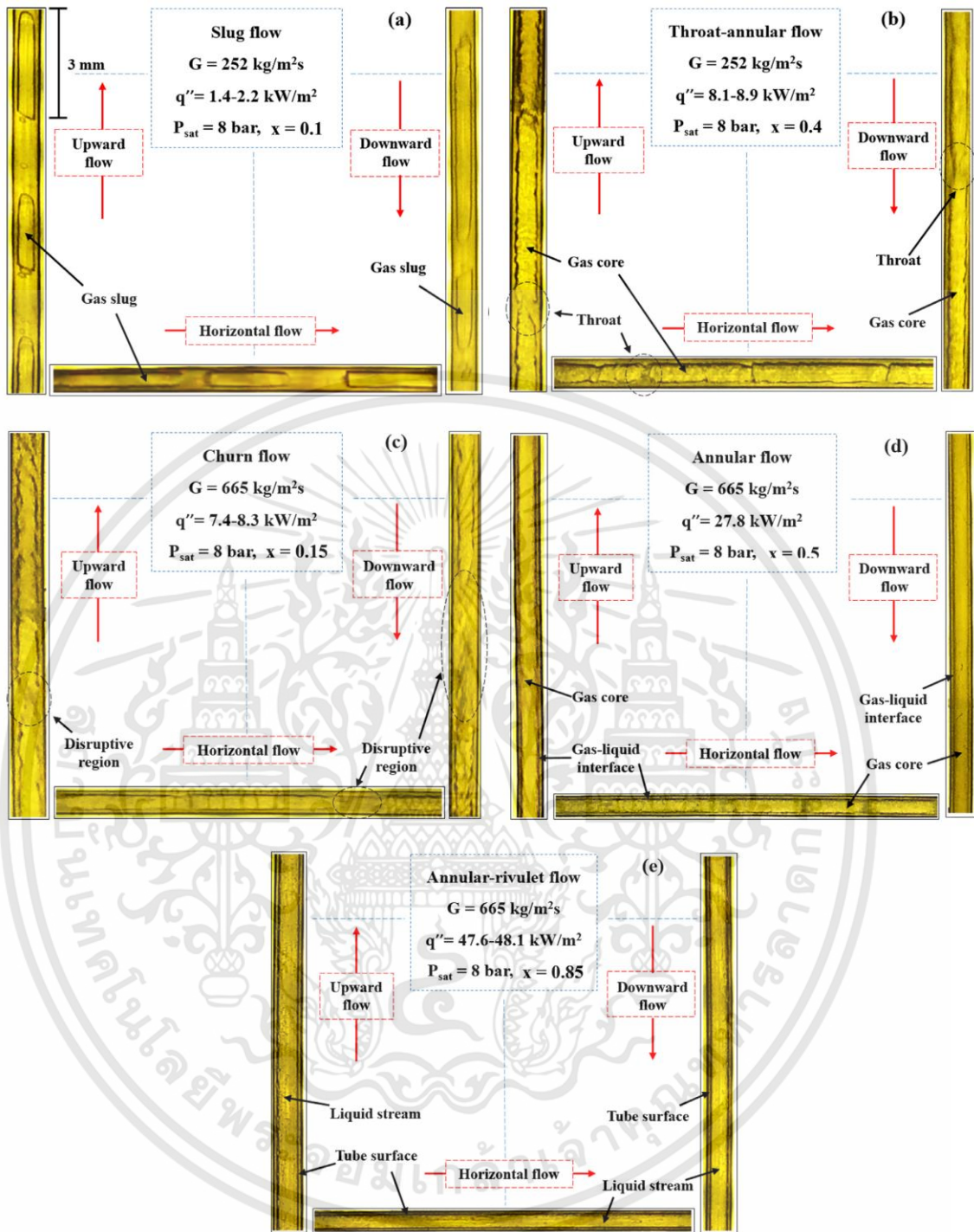
รูปที่ 1.3 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R245fa ในท่อสแตนเลสขนาด 1.1 mm [15]



รูปที่ 1.4 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R245fa ในท่อทองแดงขนาด 1.1 mm [16]

สำหรับการศึกษาผลของการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหล Saisorn et al. [11] ได้ทำการทดลองการไหลขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R134a ในท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 1 mm โดยมีทิศทางการไหลทั้งหมด 3 ทิศทางด้วยกัน ได้แก่ การไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในแนวตั้ง และการไหลลงในแนวตั้ง พบว่าการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลจะส่งผลต่อลักษณะของรูปแบบการไหล slug flow churn flow และ throat-annular flow อย่างเห็นได้ชัด ในขณะที่จะไม่ส่งผลต่อการไหลแบบ annular flow และ annular-rivulet flow ดังแสดงในรูปที่ 1.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 1.5 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R134a ในท่อ 1 mm ที่มีทิศทางการไหลแตกต่างกัน [11]

### 1.1.2.2 การถ่ายเทความร้อน และความดันลด

Sempertegui-Tapia and Ribatski [17] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นต่างชนิดกัน (R134a R1234ze(E) R1234yf และ R600a) ในท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 1.1 mm พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะสูงขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อน และฟลักซ์มวลมีค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพิ่มมากขึ้น ซึ่งเป็นกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convective boiling และ nucleate boiling และสารทำความเย็น R600a ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าสารทำความเย็นอื่น ๆ นอกจากนี้ Sempéregui-Tapia and Ribatski [18] ยังทำการศึกษาอิทธิพลของรูปทรงของพื้นที่หน้าตัด (cross-section area) ที่จะส่งผลผลกระทบต่อรูปแบบการไหล และการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สารทำความเย็น R134a ในช่องทางการไหลที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 1 mm พบว่าท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดแบบวงกลมและสี่เหลี่ยมนี้สัมพันธ์กับกลไกการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบ convective boiling ในขณะที่ท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดแบบสามเหลี่ยมนี้สัมพันธ์กับกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ nucleate boiling และท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดแบบวงกลมให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีที่สุดในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำ แต่ในช่วงฟลักซ์ความร้อนสูงท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดแบบสามเหลี่ยมจะให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุด

Oliveira et al. [19] ได้ทำการศึกษารูปแบบการไหล และความดันลดของท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mm โดยใช้สารทำความเย็น R290 และ R600 พบว่าความดันลดของสารทำความเย็น R600a มากกว่าสารทำความเย็น R290 และการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อนจะไม่ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงของความดันลด ในขณะที่การเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อนจะส่งผลให้ความดันลดมีค่าสูงขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่ารูปแบบการไหลที่พบส่วนใหญ่เป็นการไหลแบบ annular flow ในงานวิจัยต่อมาของ Oliveira et al. [14] ได้ทำการศึกษารูปแบบการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R290 ในท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mm พบว่ารูปแบบการไหลส่วนใหญ่สัมพันธ์กับกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convective boiling และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนขึ้นกับการเปลี่ยนแปลงฟลักซ์มวลและฟลักซ์ความร้อน ซึ่งเป็นกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convective boiling และ nucleate boiling

Saisorn et al. [11] ได้ทำการทดลองการไหลขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R134a ในท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 1 mm ที่มีทิศทางการไหลแตกต่างกัน พบว่ากลไกการถ่ายเทความร้อนในทุกทิศทางการไหลเป็นแบบ nucleate boiling และยังพบว่าการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลยังส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในทุกทิศทางการไหล

Chen and Li [20] ได้ทำการศึกษาผลของพื้นที่ผิวภายในท่อที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 11.07 mm โดยใช้สารทำความเย็น R410A พบว่าพื้นที่ผิวที่ขรุขระของท่อส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น อีกทั้งยังพบว่ากลไกการถ่ายเทความร้อนขึ้นกับ convective boiling และ nucleate boiling

Yang et al. [21] ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อน และความดันลดของสารทำความเย็น HFO-1234yf และ HFC-134a ในท่อขนาด 4 mm พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็น R134a มากกว่าสารทำความเย็น R1234yf และยังคงพบว่าคุณสมบัติของของไหลส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลด

Li et al. [25] ได้ศึกษาความดันลดภายใต้อิทธิพลของสนามแรงโน้มถ่วงภายในท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.002 mm พบว่าเมื่อสนามแรงโน้มถ่วงเพิ่มสูงขึ้นจาก 1g เป็น 3.16g ความดันลดจะลดลงในช่วงคุณภาพไอน้ำต่ำ ในขณะที่ในช่วงคุณภาพไอสูงความดันลดจะมีค่าเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่าอิทธิพลของสนามแรงโน้มถ่วงจะค่อย ๆ หายไปเมื่อฟลักซ์มวลเพิ่มสูงขึ้น

Gu et al. [26] ศึกษาอิทธิพลของรูปทรงของพื้นที่หน้าตัดโดยใช้วิธีการจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยใช้สารทำความเย็น R134a ในช่องทางการไหลที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกประ

มาณ 2 mm พบว่าค่า void fraction ในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดแบบวงกลมมีค่ามากที่สุด ท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดแบบสี่เหลี่ยมให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด ในขณะที่ท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดสามเหลี่ยมจะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดแบบวงกลม นอกจากนี้ยังพบว่าท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดแบบเหลี่ยมจะทำให้ฟิล์มของของเหลวอยู่ที่บริเวณมุมของท่อ ต่างจากท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดแบบวงกลมที่ฟิล์มของของเหลวอยู่แค่ครึ่งวงกลมของท่อ

Qi et al. [27] ศึกษาการถ่ายเทความร้อน และความดันลดระหว่างการควบแน่นของ ไนโตรเจนในท่อขนาด 2 mm และ 1 mm พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลดมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางลดลง นอกจากนี้ยังพบกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convective boiling เกิดขึ้นในการทดลอง สำหรับงานวิจัยอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการไหลขณะเดือดในท่อกลมได้ถูกรวบรวมไว้ในตารางที่ 2.1 ซึ่งพบว่าการศึกษาอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลสำหรับการไหลขณะเดือดในท่อขนาดเล็กยังมีข้อมูลในการศึกษาน้อยอยู่ จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่าการศึกษาอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลยังมีข้อมูลในการศึกษาน้อยอยู่ ดังนั้นในงานวิจัยก่อนหน้าของ Saisorn et al. [11] จึงได้ทำการทดลองการไหลขณะเดือดของสารทำความเย็น R134a ในท่อกลมที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 1 mm เพื่อศึกษาผลกระทบของทิศทางการไหลต่อรูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลด ซึ่งจากการทดลองพบว่ากลไกการถ่ายเทความร้อนในทุกทิศทางการไหลเป็นแบบ nucleate boiling และยังพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนยังคงได้รับอิทธิพลจากแรงโน้มถ่วงอยู่เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหล โดย Saisorn et al. [11] อธิบายว่า ผลการทดลองอาจสอดคล้องกับอิทธิพลของ mini-scale channel ซึ่งเป็นช่วงของการเปลี่ยนจาก Macro-scale เป็น Micro-scale และจากตารางที่ 1.1 พบว่างานวิจัยส่วนใหญ่ที่เกี่ยวข้องกับการไหลขณะเดือดในท่อขนาดเล็กนั้นยังมีกลไกการถ่ายเทความร้อนที่สอดคล้องกับการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดใหญ่อยู่ อีกทั้งในการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของทิศทางการไหลในระดับของ Micro-scale effect ยังน้อยอยู่ (ส่วนใหญ่มีการทดลองโดยมีค่า Confinement number น้อยกว่า 1.4) ดังนั้นเพื่อตรวจสอบผลการทดลองในระดับของ Micro-scale effect การทดลองครั้งนี้จึงได้ทำการศึกษารูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลดขณะเดือดของสารทำความเย็น R134a ในท่อกลมที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 0.5 mm โดยให้มีค่า Confinement number มากกว่า 1.4 ( $Co=1.75$ ) เพื่อที่จะศึกษาผลการทดลองที่เกิดขึ้นเมื่อระดับของ Micro-scale effect มีค่าเพิ่มมากขึ้น

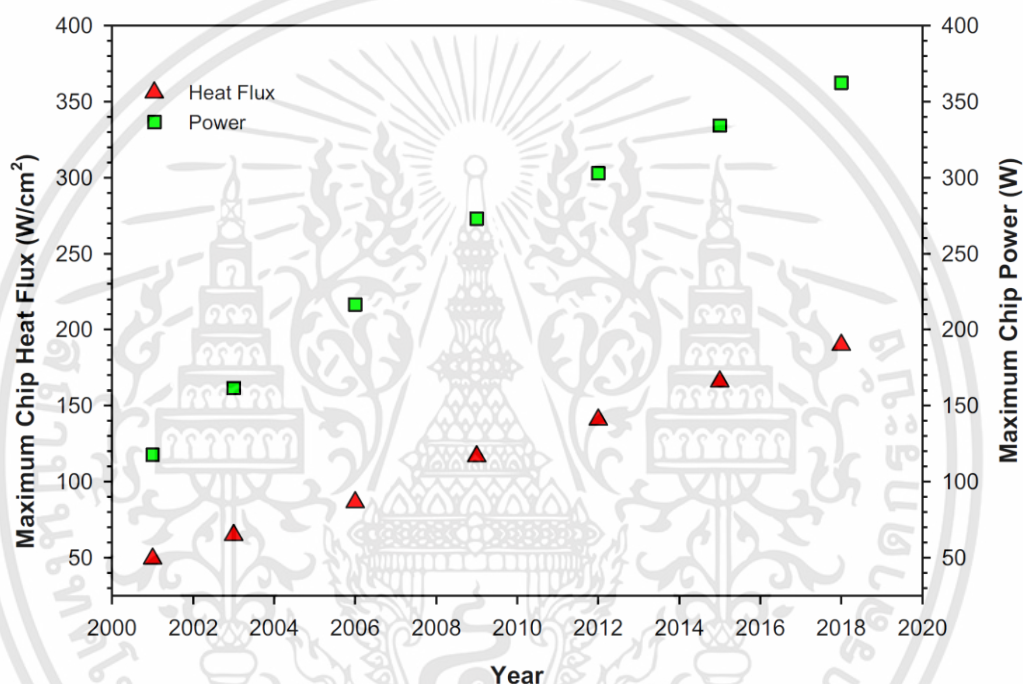
### 1.1.3 ไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ (Micro-channel heat sink)

ในปัจจุบันเทคโนโลยีมีการพัฒนาไปอย่างรวดเร็ว ทำให้เกิดนวัตกรรมใหม่ๆ ขึ้นมากมาย รวมไปถึงอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ต่าง ๆ อาทิเช่น สมาร์ทโฟน ซุปเปอร์คอมพิวเตอร์ หุ่นยนต์ หรือแม้กระทั่งระบบควบคุมการทำงานในรถยนต์ไฟฟ้าที่นับวันอุปกรณ์เหล่านี้ได้ถูกพัฒนาให้มีขนาดเล็กลง และมีประสิทธิภาพที่ดีขึ้นกว่าเดิม ซึ่งปัจจัยหลักในการทำงานอย่างมีประสิทธิภาพของอุปกรณ์เหล่านี้ก็คือไมโครโพรเซสเซอร์ ซึ่งบริษัท Electronics manufacturing initiative technology (iNEMI) ได้คาดการณ์ว่าในปี ค.ศ. 2020 ไมโครโพรเซสเซอร์จะมีปริมาณพลั๊กความร้อนมากถึง  $3.5 \text{ MW/m}^2$  [12] ดังแสดงในรูปที่ 1.6 จึงเป็นเรื่องท้าทายอย่างมากในการระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่มีอัตราการปล่อยพลั๊กความร้อนมากถึง  $3.5 \text{ MW/m}^2$  อีกทั้งยังต้องรักษาอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ให้ไม่เกิน  $85\text{ }^{\circ}\text{C}$  ในเวลาเดียวกัน [13] เพื่อให้อุปกรณ์เหล่านั้นยังคงทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ

เทคโนโลยีที่ใช้อยู่ปัจจุบันนั้นใช้วิธีระบายความร้อนโดยอาศัยหลักการของ Radiation, Free convection, Forced convection-air/liquid ซึ่งมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนไม่ดีพอเนื่องจากข้อจำกัดของคุณสมบัติของของไหล แม้ว่าในปัจจุบันจะมีระบบถ่ายเทความร้อนด้วยของเหลวที่มีประสิทธิภาพได้ดีกว่าอากาศ แต่ก็ยังไม่สามารถถ่ายเทพลังความร้อนที่มากกว่า  $1\text{ MW/m}^2$  ได้ [1] ดังนั้นการระบายความร้อนแบบสองสถานะโดยเฉพาะอย่างยิ่งการระบายความร้อนโดยอาศัยการเปลี่ยนสถานะของของไหลจึงเป็นตัวเลือกที่น่าสนใจ เนื่องจากมีการนำค่าความร้อนแฝงขณะเปลี่ยนสถานะมาช่วยในการถ่ายเทความร้อนได้มากยิ่งขึ้น



รูปที่ 1.6 การคาดการณ์ปริมาณพลังความร้อนที่คาดว่าจะใช้ในอนาคต [1]

จากที่ได้กล่าวไว้ในหัวข้อก่อนหน้านี้เกี่ยวกับข้อดีและข้อได้เปรียบของการถ่ายเทความร้อนขณะเปลี่ยนสถานะของของไหลโดยใช้ช่องการไหลขนาดเล็ก (mini/micro channel) จึงทำให้เกิดเป็นหัวข้อการวิจัยเพื่อนำไปสู่การพัฒนาระบบการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ขนาดเล็กให้มีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น นอกจากการศึกษางานวิจัยในทอกลมแล้วยังได้มีการศึกษาจำนวนมากเน้นศึกษาการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ฮีตซิงก์หรือชุดทดสอบที่มีช่องทางการไหล 1 หรือมากกว่า 1 ช่อง เนื่องจากพบว่ามีข้อดีหลายอย่างอาทิเช่น ทำให้อุปกรณ์ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนหรือควบคุมอุณหภูมิมีขนาดเล็กลงทำให้ประหยัดพื้นที่ในการติดตั้ง มีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูง น้ำหนักเบา และใช้สารทำงานน้อยกว่า [41] อีกทั้งยังเหมาะแก่การนำไปพัฒนาใช้งานจริงสำหรับการระบายความร้อนให้กับไมโครโพรเซสเซอร์มากกว่า โดยในส่วนของงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการไหลขณะเดือดในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์จะถูกรวบรวมในส่วนถัดไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 1.1 แสดงงานวิจัยอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการไหลขณะเดือดในท่อกลม

| นักวิจัย                                     | ปี   | รูปทรง/<br>ทิศทางการไหล | $D_h$<br>(mm) | $Co$        | สารทำงาน                              | เงื่อนไขการทดลอง                      | ผลการทดลอง  |
|--|------|-------------------------|---------------|-------------|---------------------------------------|---------------------------------------|---|
| Jige et al. [8]                              | 2017 | ○/(→)                   | 1-3.5         | 0.24 - 0.84 | R32                                   | ผลของขนาดท่อ                          | - $h$ และ $\Delta P$ มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อขนาดท่อลดลง<br>- พบกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convection boiling และ nucleate boiling   |
| Sempértégui-Tapia<br>and Ribatski [17], [18] | 2017 | ○/(→)                   | 1.1           | 0.75 - 1.27 | R134a R1234ze(E) R1234yf<br>และ R600a | ผลของสารทำความเย็น                    | - R600a ให้ค่า $h$ ดีกว่าสารทำความเย็นอื่น ๆ<br>- พบกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convection boiling และ nucleate boiling  |
|  |      | ○□△/(→)                 | 0.8-1.1       | 0.82        | R134a                                 | ผลของช่องทางการไหล                    | - ○ และ □ พบกลไกแบบ convection boiling และ nucleate boiling ในขณะที่ △ พบเฉพาะ nucleate boiling<br>- ○ ให้ $h$ ดีสุดที่ฟลักซ์ความร้อนต่ำ<br>- △ ให้ $h$ ดีสุดที่ฟลักซ์ความร้อนสูง     |
| Oliveira et al. [19],<br>[14]                | 2017 | ○/(→)                   | 1             | 1.39-1.45   | R600a,R290                            | รูปแบบการไหล และ<br>ความดันลด         | - $\Delta P$ ของ R600a มากกว่า R290<br>- ฟลักซ์ความร้อนไม่ส่งผลต่อ $\Delta P$<br>- รูปแบบการไหลส่วนใหญ่เป็นแบบ annular flow   |
|  | 2018 |                         | 1             | 1.45        | R290                                  | รูปแบบการไหล และ<br>การถ่ายเทความร้อน | - รูปแบบการไหลส่วนใหญ่สัมพันธ์กับกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convection boiling ยกเว้น plug/bubbly และ plug flow<br>- พบกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convection boiling และ nucleate boiling |
| Saisorn et al. [11]                          | 2018 | ○/(↑↓→)                 | 1             | 0.87        | R134a                                 | ผลของทิศทางการไหล                     | - พบกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ nucleate boiling<br>- แรงโน้มถ่วงยังส่งผลต่อ $h$ ในทุกทิศทางการไหล   |
| Chen and Li [20]                             | 2018 | ○/(→)                   | 11.07         | 0.4         | R410A                                 | ผลของพื้นผิวภายในท่อ                  | - พื้นผิวที่ขรุขระของท่อส่งผลให้ $h$ สูงขึ้น<br>- พบกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convection boiling และ nucleate boiling  |
| Yang et al [21]                              | 2018 | ○/(→)                   | 4             | 0.2-0.22    | R1234yf R134a                         | การถ่ายเทความร้อน<br>และความดันลด     | - $h$ และ $\Delta P$ ของ R134a มากกว่า R1234yf<br>- คุณสมบัติของของไหลส่งผลต่อ $h$ และ $\Delta P$   |

ตารางที่ 1.1 แสดงงานวิจัยอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการไหลขณะเดือดในท่อกลม (ต่อ)

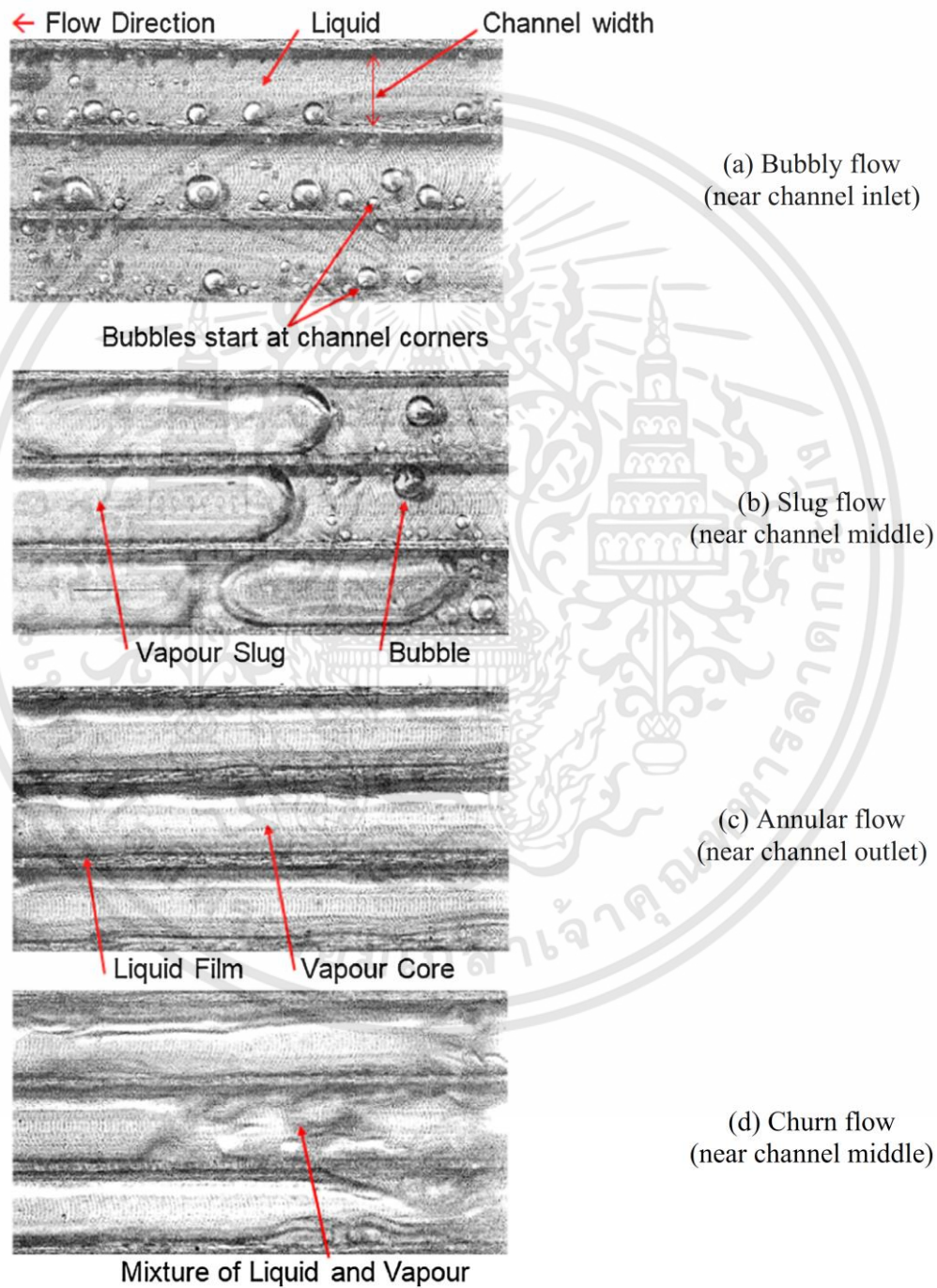
| นักวิจัย             | ปี   | รูปทรง/<br>ทิศทางการไหล | $D_h$<br>(mm) | $Co$       | สารทำงาน         | เงื่อนไขการทดลอง                         | ผลการทดลอง  |
|----------------------|------|-------------------------|---------------|------------|------------------|--|---|
| Lei et al. [22]      | 2018 | ○/(→)                   | 4             | 0.16       | carbon dioxide   | การถ่ายเทความร้อน                        | - ฟลักซ์มวล อุณหภูมิอิ่มตัว และความดันอิ่มตัวของระบบส่งผลต่อกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ nucleate boiling   |
| He et al. [23]       | 2018 | ○/(→)                   | 5-7           | 0.12-0.16  | R32              | การถ่ายเทความร้อนและผลของพื้นผิวภายในท่อ | - พบกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convection boiling และ nucleate boiling<br>- $h$ มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อขนาดท่อลดลง<br>- ท่อที่มีครีบบัลด้าน $h$ มากกว่าท่อเรียบ |
| Yang et al. [24]     | 2018 | ○/(→)                   | 6             | 0.18-0.23  | R1234ze(E), R600 | การถ่ายเทความร้อนและความดันลด            | - $h$ และ $\Delta P$ ของ R1234ze(E) สูงกว่า R600a<br>- พบกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convection boiling และ nucleate boiling                                 |
| Li et al. [25]       | 2018 | ○/(→)                   | 1             | 0.82       | R134a            | ความดันลดภายใต้อิทธิพลของแรงโน้มถ่วง     | - เมื่อสนามแรงโน้มถ่วงสูงขึ้น $\Delta P$ จะลดลงในช่วงคุณภาพไอต่ำ แต่ $\Delta P$ จะเพิ่มขึ้นในช่วงคุณภาพไอสูง  |
| Gu et al. [26]       | 2019 | ○□△/(→)                 | 2             | 0.54       | R1234ze(E)       | ผลของช่องทางการไหล                       | - void fraction ในท่อ ○ มีค่ามากที่สุด<br>- ท่อ □ ให้ค่า $h$ สูงที่สุด  |
| Qi et al. [27]       | 2019 | ○/(→)                   | 1-2           | 0.35, 0.71 | Nitrogen         | การถ่ายเทความร้อนและความดันลด            | - $h$ และ $\Delta P$ มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อขนาดท่อลดลง<br>- พบกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convection boiling  |
| Ewim and Meyer [28]  | 2019 | ○/(↑↓→↗↘)               | 8.83          | 0.1        | R134a            | ความดันลดและการวางตัวของท่อ              | - อิทธิพลของฟลักซ์มวล ความเอียง อุณหภูมิ และคุณภาพไอส่งผลต่อความดันลด<br>- ที่การวางตัว +60° และ +90° ให้ค่า $\Delta P$ มากสุด                            |
| Wang et al. [29]     | 2019 | ○/(→)                   | 8             | 0.3        | R410A            | การถ่ายเทความร้อน                        | - พื้นผิวที่ขรุขระของท่อส่งผลให้ $h$ สูงขึ้น<br>- แรงลอยตัวส่งผลต่อค่า $h$ ในท่อเรียบมากกว่าในท่อที่มีครีบบัลด้าน   |
| Yang and Hrnjak [30] | 2019 | ○/(→)                   | 6.32          | 0.4        | R410A            | ผลของพื้นผิวภายในท่อ                     | - รูปแบบการไหลที่พบในท่อที่มีครีบบัลด้านคล้ายคลึงกับที่พบในท่อเรียบ   |

\*  $h$  = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน,  $\Delta P$  = ความดันลด

### 1.1.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องสำหรับการไหลขณะเดือดในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์

#### 1.1.4.1 รูปแบบการไหล

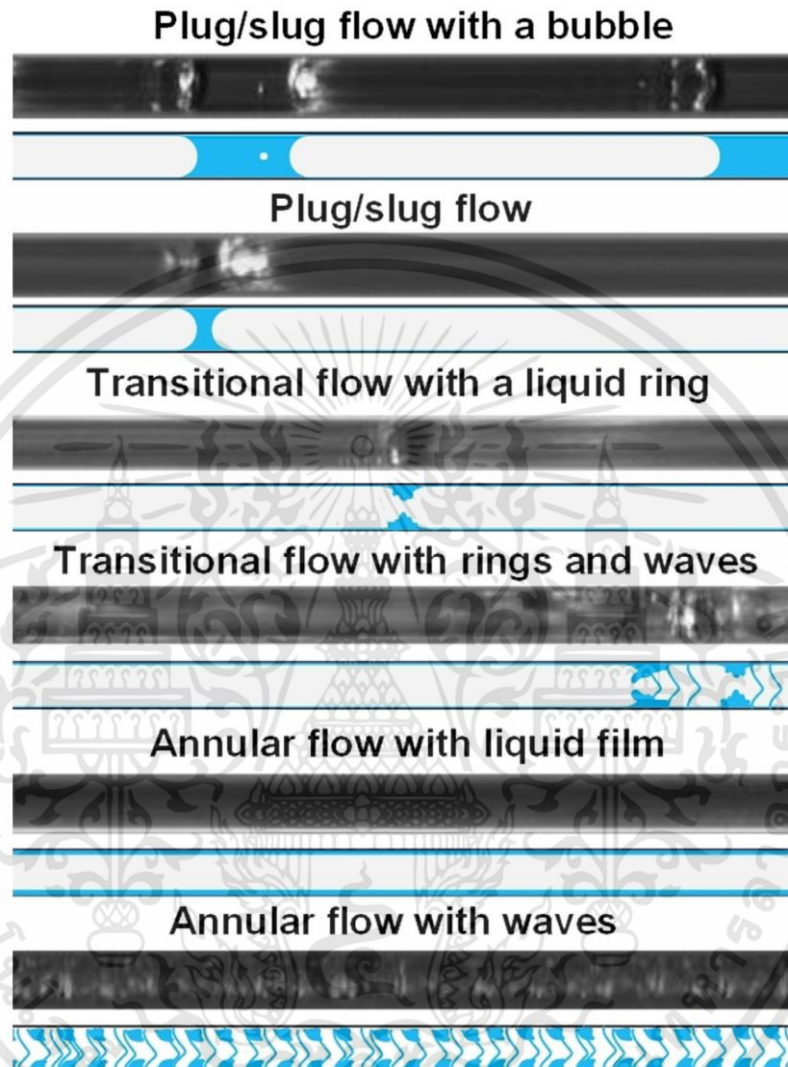
Al-Zaidi et al. [31] ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนในช่วงที่มีฟลักซ์มวลต่ำของสารทำความเย็น HFE-7100 โดยฮีตซิงก์มีช่องการไหลเป็นแบบสี่เหลี่ยมทั้งหมด 25 ช่อง แต่ละช่องมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 0.46 mm ซึ่งผลการทดลองพบการไหลแบบ bubbly flow, slug flow, churn flow และ annular flow ดังแสดงในรูปที่ 1.7



รูปที่ 1.7 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น HFE-7100 ในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ที่มี  $D_h = 0.46$  mm [31]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

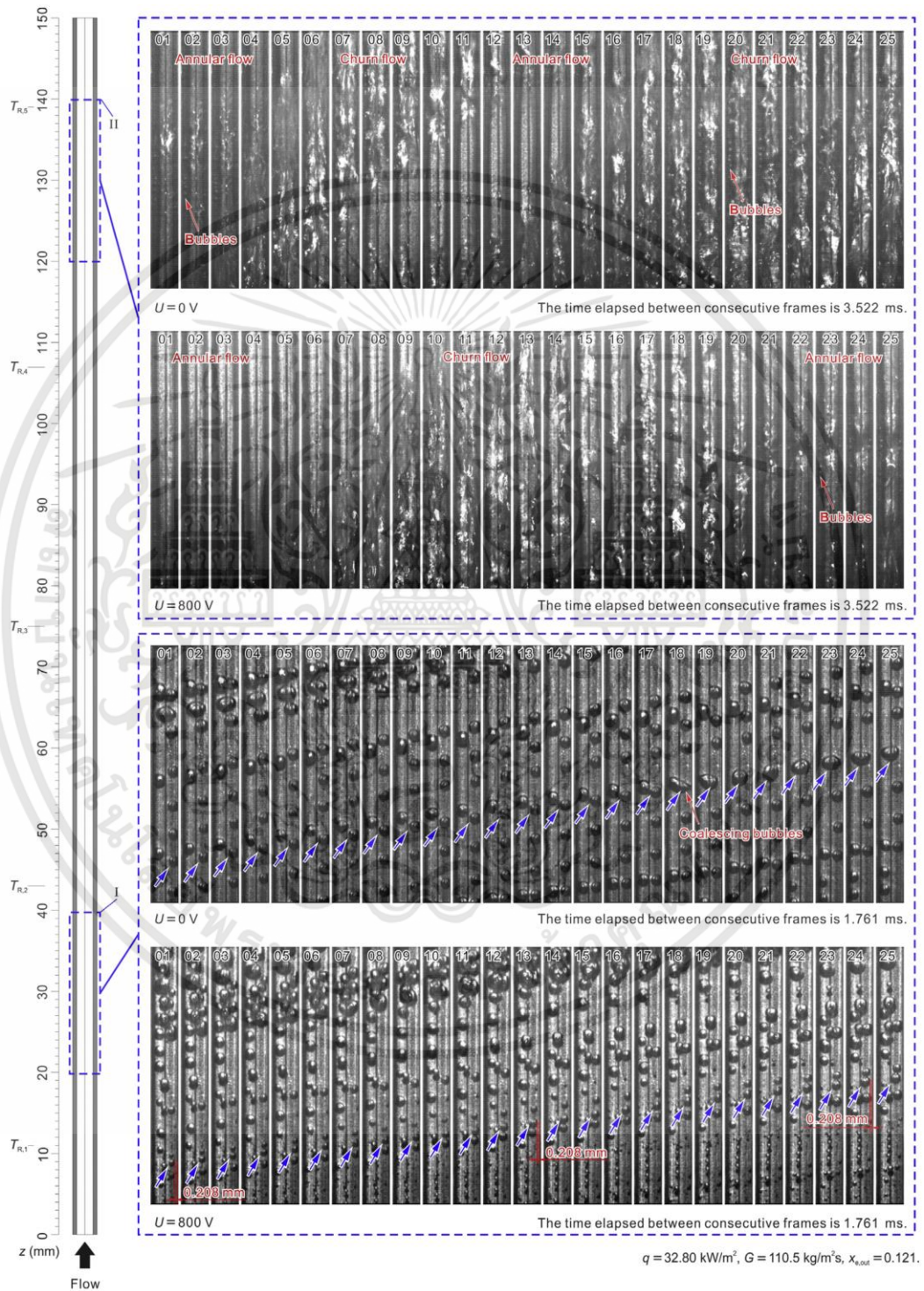
Li and Hrnjak [32] ศึกษาความดันลด และรูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R1234ze(E) ในท่อ multi-tube โดยแต่ละช่องมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.643 mm พบว่ามีการไหลแบบ plug/slug flow, transitional flow, และ annular flow ดังแสดงในรูปที่ 1.8



รูปที่ 1.8 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R1234ze(E) ในท่อ multi-tube ที่มี  $D_h = 0.643$  mm [32]

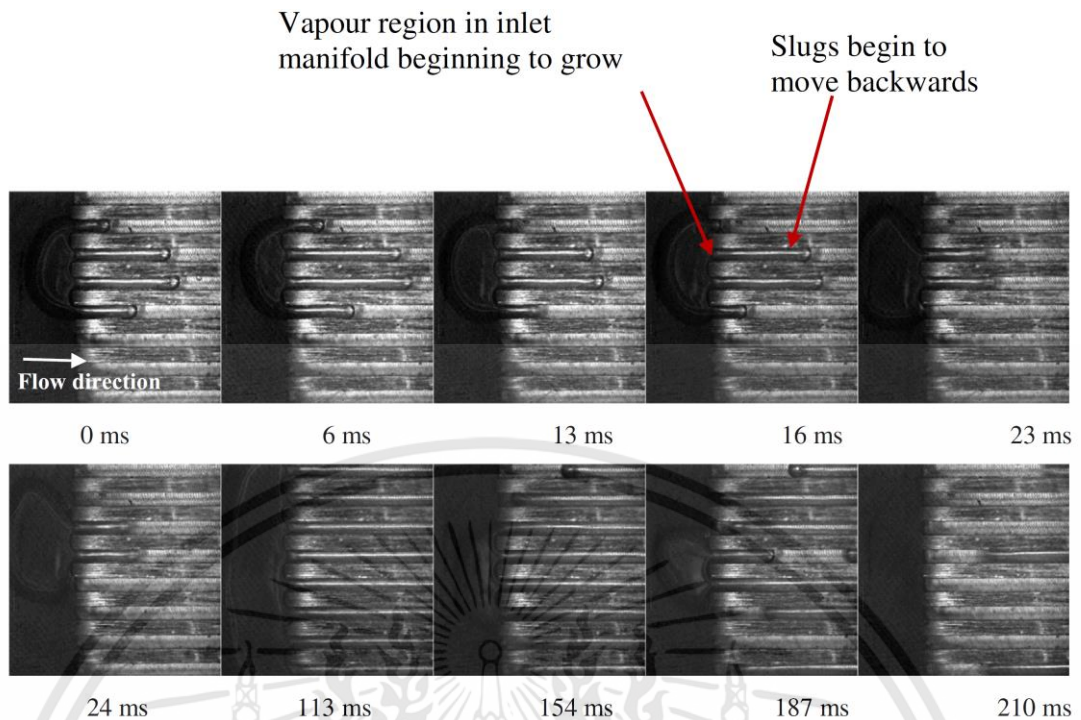
สำหรับการศึกษารูปแบบการไหลในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์ที่มีการไหลในแนวตั้งนั้น Feng et al. [33] ได้ทำการศึกษาผลของสนามไฟฟ้าต่อการไหลขณะเดือดในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์ที่มีการวางตัวในแนวตั้งของสารทำความเย็น R141b โดยมีช่องทางการไหลทั้งหมด 8 ช่อง และมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 2 mm พบว่ามีรูปแบบการไหลแบบ bubbly flow, slug flow, churn flow และ annular flow ดังแสดงในรูปที่ 1.9 อีกทั้งยังพบว่าการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อนจะส่งผลให้รูปแบบการไหลเกิดการพัฒนาที่เร็วขึ้นอีกด้วย นอกจากนี้ Fayyadh et al. [34] ยังได้ทำการศึกษาการไหลขณะเดือดในฮีตซิงก์โดยใช้สารทำความเย็น R134a ในช่องทางการไหลที่มีขนาด  $300 \times 700 \mu\text{m}$  ที่ความดัน 6.5 bar ฟลักซ์มวล 50-300  $\text{kg/m}^2\text{s}$  และฟลักซ์ความร้อน 11.46- เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

403.1 kW/m<sup>2</sup> พบว่าการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อนส่งผลต่อการเกิดฟองอากาศในช่องทางการไหล และยังพบว่าการไหลย้อนกลับเกิดขึ้นในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ ซึ่งเกิดจากการขยายตัวของฟองแก๊ส ในพื้นที่จำกัดดังแสดงในรูปที่ 1.10 แต่อย่างไรก็ตามความผันผวนที่เกิดขึ้นบริเวณทางเข้า และทางออกจะไม่ส่งผลต่อการวัดความดัน และอุณหภูมิในฮีตซิงก์

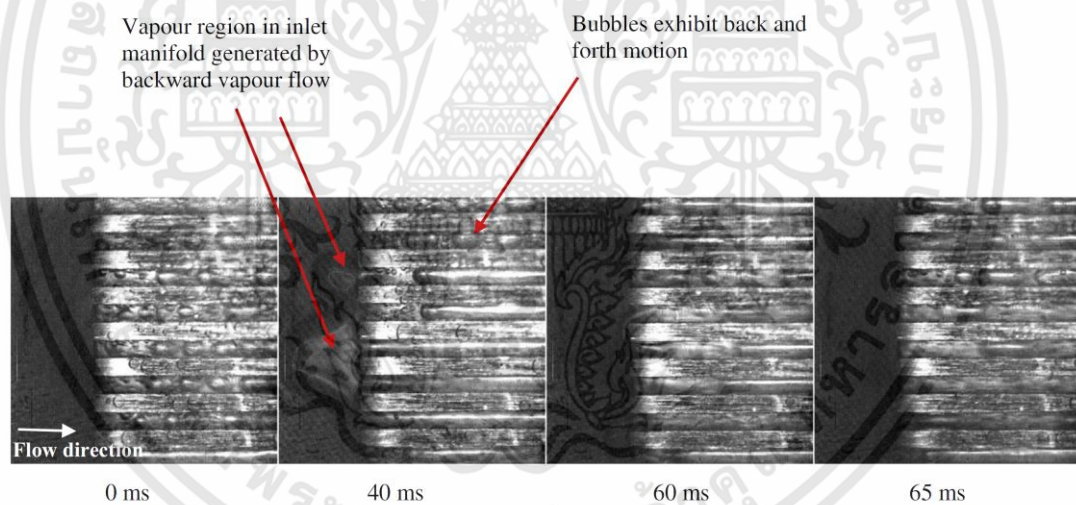


รูปที่ 1.9 รูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R141b ในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ที่มี D<sub>h</sub> = 2 mm [33]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



**Fig. 8.** Sequence of pictures for flow reversal observed at  $G = 50 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ,  $P = 6.5 \text{ bar}$  and R134a.



**รูปที่ 1.10** การไหลย้อนกลับที่พบในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ [34]

#### 1.1.4.2 การถ่ายเทความร้อน และความดันลด

Balasubramanian et al. [35] ได้ทำการศึกษาการไหลขณะเดือดในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ที่มีขนาดของช่องทางการไหล  $300 \times 1200 \mu\text{m}$  โดยมีขนาดของฮีตซิงก์แตกต่างกัน 2 แบบ และใช้น้ำเป็นสารทำงาน พวกเขาพบว่าขนาด และจำนวนช่องทางการไหลที่น้อยกว่ามีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า อีกทั้งฟิล์มของเหลวบาง ๆ ที่ผนังของช่องทางการไหลส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนในช่วงฟลักซ์ความร้อนสูงเป็นอย่างมาก และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีการเปลี่ยนแปลงสัมพันธ์กับรูปแบบการไหลที่เปลี่ยนแปลงไป นอกจากนี้ยังพบว่าการเปลี่ยนแปลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปแบบการไหลส่วนใหญ่จะส่งผลให้เกิดความไม่เสถียรในช่องทางการไหล ยกเว้นการไหลแบบ annular flow

Nascimento et al. [36] ได้ทำการศึกษากาการไหลขณะเดือดในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ที่มีขนาดของช่องทางการไหล  $100 \times 500 \mu\text{m}$  ที่ฟลักซ์มวล  $400\text{--}1500 \text{ kg/m}^2\text{s}$  และมีฟลักซ์ความร้อนสูงถึง  $1310 \text{ kW/m}^2$  โดยใช้สารทำความเย็น R134a เป็นสารทำงาน ซึ่งพบว่าการเดือดในช่องทางการไหล ฟลักซ์มวล และอุณหภูมิทางเข้าของสารทำงาน ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยที่ในช่วงฟลักซ์มวล และอุณหภูมิทางเข้าของสารทำความเย็นมีค่าต่ำ จะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มที่ดีที่สุด

Leonardo et al. [37] ได้ทำการศึกษากาการไหลขณะเดือดในฮีตซิงก์ที่มีขนาดของช่องทางการไหล  $123.3 \times 494.2 \mu\text{m}$  ที่มีลักษณะการวางตัว 3 แบบ ที่ฟลักซ์มวล  $300\text{--}1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$  และฟลักซ์ความร้อนสูงถึง  $3000 \text{ kW/m}^2$  โดยใช้ R245fa เป็นสารทำงาน พบว่าการเดือดของสารทำความเย็นนั้นส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกเป็นอย่างมาก อีกทั้งการขยายตัวของฟองที่ทางออกส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่ไม่ต่อเนื่อง และพวกเขายังพบว่าการไหลขึ้นในแนวตั้งให้ค่าความดันตกน้อยที่สุด และมีความผันผวนของการไหลน้อยที่สุด

Wang et al. [38] ได้ทำการศึกษากาการไหลขณะเดือดในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ที่มีขนาดของช่องทางการไหล  $2.005 \times 0.52 \text{ mm}$  โดยมีการวางตัวของช่องทางการไหล 5 ทิศทาง ได้แก่  $0^\circ +45^\circ +90^\circ -45^\circ$  และ  $-90^\circ$  ที่ฟลักซ์มวล  $100\text{--}300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  และฟลักซ์ความร้อน  $25\text{--}37.5 \text{ kW/m}^2$  โดยใช้สารทำความเย็น HFE-7100 เป็นสารทำงาน พวกเขาพบว่าในทิศทาง  $+45^\circ$  ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีที่สุด และในทิศทาง  $-45^\circ$  และ  $-90^\circ$  ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำที่สุด นอกจากนี้พบว่าการเอียงตัวของช่องทางการไหลส่งผลต่อลักษณะของรูปแบบการไหลในช่วงที่มีฟลักซ์มวลต่ำอย่างชัดเจน และ Wang et al. [39] ยังได้ทำการศึกษาโดยใช้เงื่อนไขการทดลองเดิมแต่ลดขนาดของช่องทางการไหลลงพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น ยกเว้นการวางตัวในทิศทาง  $0^\circ$  เพียงอย่างเดียว โดยที่การวางตัวในทิศทาง  $+90^\circ$  ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุด และยังพบ dry-out เกิดขึ้นที่ค่าคุณภาพไอบประมาณ 0.6 นอกจากนี้พวกเขายังได้สรุปว่ากลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ nucleate boiling ไม่เหมาะสมต่อการถ่ายเทความร้อนในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์

Fu et al. [40] ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของ aspect ratio (0.83 0.99 1.65 2.47 4.23 และ 6.06) ในการไหลขณะเดือดของสารทำความเย็น HFE-7100 ที่ฟลักซ์มวล  $39\text{--}90 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ซึ่งจากการศึกษาพบว่าการเปลี่ยนแปลง aspect ratio จะส่งผลต่อการไหลสองสถานะแต่จะไม่ส่งผลต่อการไหลสถานะเดียว และพวกเขายังพบว่าที่ aspect ratio = 1 ส่งผลให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุด สำหรับงานวิจัยอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องกับกาการไหลขณะเดือดในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ได้ถูกรวบรวมไว้ในตารางที่ 1.2

จากการศึกษาข้างต้นพบว่างานวิจัยส่วนใหญ่ศึกษาเกี่ยวกับรูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันตก ในเงื่อนไขที่แตกต่างกันไป แต่พบว่าย่างขาดข้อมูลการทดลองเกี่ยวกับการศึกษากาการไหลขณะเดือดในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ที่มี aspect ratio = 1 กับผลกระทบของทิศทางการไหลอยู่ ดังนั้นงานวิจัยครั้งนี้จึงทำการศึกษากาการไหลขณะเดือดของสารทำความเย็น R134a ในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ที่มี aspect ratio = 1 เพื่อศึกษารูปแบบการไหล คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน และความดันตกในทิศทางที่แตกต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 1.2 แสดงงานวิจัยอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการไหลขณะเดือดในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์

| นักวิจัย                    | ปี   | รูปทรง/<br>ทิศทางการไหล | $D_h$<br>(mm) | $Co$             | aspect<br>ratio | สารทำงาน                    | เงื่อนไขการทดลอง                    | ผลการทดลอง   |
|-----------------------------|------|-------------------------|---------------|------------------|-----------------|-----------------------------|-------------------------------------|--|
| Balasubramanian et al. [35] | 2013 | ▣/(→)                   | 0.48          | 5.65             | 1               | water                       | การถ่ายเทความร้อนและความไม่เสถียร   | - พบ liquid film evaporation ในช่วงฟลักซ์ความร้อนสูง<br>- ความไม่เสถียรเกิดจากรูปแบบการไหล<br>- รูปแบบการไหลส่งผลต่อค่า $h$                          |
| Nascimento et al. [36]      | 2013 | ▣/(→)                   | 0.167         | 4.94             | 5               | R134a                       | การถ่ายเทความร้อน                   | - $h$ ดีที่สุดที่ฟลักซ์มวลและอุณหภูมิอิ่มตัวต่ำ  |
| Fu et al. [40]              | 2013 | ▣/(→)                   | 0.12          | 7.8              | 0.83-6.06       | HFE-7100                    | ผลของ aspect ratio                  | - AR มีผลต่อการไหลแบบสองสถานะเท่านั้น<br>- $AR \approx 1$ ให้ค่า $h$ สูงสุด  |
| Wang et al. [38], [39]      | 2013 | ▣/(↕↔↗↘)                | 0.825         | 1.134            | 0.26            | HFE-7100                    | การถ่ายเทความร้อนและการวางตัวของท่อ | - $h$ ที่ $+45^\circ$ ดีที่สุดในขณะที่ $-45^\circ$ และ $-90^\circ$ น้อยที่สุด<br>- การเอียงมีผลต่อรูปแบบการไหลอย่างมากที่ฟลักซ์มวลต่ำ                |
|                             | 2017 |                         | 0.44          | 2.13             | -               |                             |                                     | - $h$ ที่ $+90^\circ$ ดีที่สุด<br>- nucleate boiling ไม่เหมาะสมต่อการถ่ายเทความร้อนในฮีตซิงก์  |
| Lee and Mudawar [41]        | 2016 | ▣/(→)                   | 1             | 0.83             | 1               | R134a                       | ผลของแรงโน้มถ่วง                    | - bubbly และ slug flow สัมพันธ์กับกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ nucleate boiling<br>- annular flow สัมพันธ์กับกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convection boiling |
| Kharangate et al. [42]      | 2016 | ▣/(↕↔)                  | 3.33          | 0.24             | 0.5             | FC-72                       | ผลของทิศทางการไหล                   | - แรงโน้มถ่วงส่งผลต่อรูปแบบการไหลในแนวระดับ<br>- ตำแหน่งการให้ความร้อนส่งผลในแนวระดับอย่างมาก  |
| Lin et al. [43]             | 2017 | ▣/(→)                   | 0.8           | 1                | -               | HFE-7100                    | ผลของช่องทางการไหล                  | - micro drainage ส่งผลให้ $h$ เพิ่มขึ้น 5-15% และ $\Delta P$ ลดลง 5-25%<br>- พบไหลย้อนกลับที่ฟลักซ์มวลต่ำ  |
| Huang et al. [44]           | 2017 | ▣/(→)                   | 0.1           | 10.8, 0.81, 0.69 | 1               | R1233zd (E), R245fa, R236fa | ผลของสารทำความเย็น                  | - R236fa ให้ค่า $\Delta P$ ต่ำสุด  |
| Fayyadh et al. [34]         | 2017 | ▣/(→)                   | 0.42          | 1.96             | 2.33            | R134a                       | ผลฟลักซ์มวล                         | - ฟลักซ์ความร้อนส่งผลต่อขนาดของฟองอากาศ<br>- การผันผวนที่ทางเข้าไม่ส่งผลต่อการวัดความดัน และอุณหภูมิ   |

ตารางที่ 1.2 แสดงงานวิจัยอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการไหลขณะเดือดในไมโครแชนแนลฮีตซิงค์ (ต่อ)

| นักวิจัย                | ปี   | รูปทรง/<br>ทิศทางกรไหล | D <sub>h</sub><br>(mm) | Co       | aspect<br>ratio | สารทำงาน   | เงื่อนไขการทดลอง                            | ผลการทดลอง  |
|-------------------------|------|------------------------|------------------------|----------|-----------------|------------|---|---|
| Li and Hrnjak [32]      | 2019 | ▣/(→)                  | 0.643                  | 1.68     | 4               | R1234ze(E) | รูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลด | - อิทธิพลของอุณหภูมิอิ่มตัว ความหนาของพื้นผิว ฟลักซ์ความร้อน ฟลักซ์มวล และคุณสมบัติของไหลส่งผลต่อ h<br>- พบกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convection boiling และ nucleate boiling |
| Prajapati [45]          | 2019 | ▣/(→)                  | 0.4-1.3                | 2.1-6.78 | 0.8-2           | Water      | ผลของความสูงครีป                            | - การเพิ่มความสูงของครีปส่งผลให้ h มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น แต่ที่ AR มากกว่า 1.6 ส่งผลให้ h ลดน้อยลง   |
| Al-Zaidi et al. [31]    | 2019 | ▣/(→)                  | 0.46                   | 2.03     | 0.5             | HFE-7100   | การถ่ายเทความร้อน                           | - พบกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ nucleate boiling และ liquid film evaporation<br>- พบการไหลย้อนกลับเกิดขึ้น   |
| Al-Bakri and Ricco [46] | 2019 | ▣/(→)                  | 0.52-1.26              | 1.97-4.8 | 0.59,0.92       | R-410A     | ผลของอุณหภูมิภายนอก                         | - h เพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์มวลเพิ่มขึ้น และอุณหภูมิภายนอกต่ำลง   |

\* h = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, ΔP = ความดันลด

## 1.2 วัตถุประสงค์

1. ศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลต่อรูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลดของการไหลขณะเดือดในท่อกลม
2. ศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลต่อรูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลดของการไหลขณะเดือดในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ที่มี aspect ratio = 1

## 1.3 ขอบเขต

1. การไหลเป็นการไหลขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น ภายใต้สภาวะพลั๊กซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ (constant surface heat flux)
2. ใช้สารทำความเย็น R134a เป็นสารทำงาน
3. ท่อกลมที่ใช้ในการทดลองมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.5 mm และท่อกลมมีความยาว 500 mm
4. ไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ที่ใช้ในการทดลองมีจำนวนของช่องทางการไหลทั้งหมด 29 ช่อง โดยแต่ละช่องมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 0.6 mm ที่มี aspect ratio = 1 และแต่ละช่องมีความยาว 40 mm
5. การวางตัวของท่อกลม และไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ จะมีการวางตัวในทิศทางที่แตกต่างกัน 3 ทิศทางได้แก่ การไหลในแนวระดับ ( $0^\circ$ ) การไหลขึ้นในแนวตั้ง ( $+90^\circ$ ) และการไหลลงในแนวตั้ง ( $-90^\circ$ )

## บทที่ 2

# หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 เกณฑ์การจำแนกประเภทของช่องทางการไหล

จากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่าได้นักวิจัยจำนวนมากพยายามที่จะเสนอวิธีในการจำแนกประเภทของช่องทางการไหลระหว่างช่องทางการไหลขนาดไมโคร (Micro-channel) กับช่องทางการไหลแบบธรรมดา (Conventional channel) โดยใช้ตัวแปรต่าง ๆ เป็นตัวกำหนด อาทิเช่น

#### 2.1.1 เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter)

Mehendale et al. [47] ได้นำเสนอวิธีในการจำแนกประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) โดยใช้เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกไว้ดังนี้

|                             | Hydraulic diameter, $D_h$ (mm) |
|-----------------------------|--------------------------------|
| Conventional heat exchanger | > 6                            |
| Compact heat exchanger      | 1 - 6                          |
| Meso heat exchanger         | 0.1 - 1                        |
| Micro heat exchanger        | 0.001 - 0.1                    |

นอกจากนี้ Kandlikar [48] ยังคงใช้เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกในการจำแนกประเภทของช่องทางการไหลไว้ดังนี้

|                       | Hydraulic diameter, $D_h$ (mm) |
|-----------------------|--------------------------------|
| Conventional channels | > 3                            |
| Mini-channels         | 0.2 - 3                        |
| Micro-channels        | 0.01 - 0.2                     |

#### 2.1.2 การใช้ความสัมพันธ์ของค่า Confinement number

Confinement number หรือ  $Co$  แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างแรงตึงผิวกับแรงโน้มถ่วง โดย  $Co$  สามารถหาได้จากสมการ

$$Co = \frac{1}{D_h} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \quad (2.1)$$

ซึ่งใน Micro-scale นั้น อิทธิพลของแรงตึงผิวมีมากกว่าแรงโน้มถ่วงจึงเป็นผลให้ไม่เกิดการแบ่งชั้นของของไหลในท่อที่มีขนาดเล็ก ดังนั้น Kew and Cornwell [9] จึงได้ใช้ Confinement number ในการจำแนกประเภทของช่องทางการไหล โดยระบุว่าถ้า  $Co > 0.5$  แสดงว่า Micro-scale effect ส่งผลกระทบต่อการไหล นอกจากนี้ Ong and Thome [10] ยังพบว่าแรงโน้มถ่วงจะมีอิทธิต่อการ

ไหลอย่างมากเมื่อ  $Co < 0.34$  แต่จะไม่มีผลต่อการไหลเมื่อ  $Co > 1$  จึงได้เสนอว่า Micro-scale effect จะส่งผลกระทบต่อ การไหลเมื่อ  $Co > 1$

Cheng and Wu [49] ได้ใช้ Bond number ในการจำแนกประเภทของช่องทางการไหล โดย Bond number แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างแรงตึงผิวกับแรงโน้มถ่วง ซึ่งสอดคล้องกับ Confinement number ดังนี้

$$Bd = \frac{g(\rho_l - \rho_g)D_h^2}{\sigma} \quad (2.2)$$

ซึ่งหลักการแบ่งประเภทของช่องทางการไหลโดยใช้ Bond number นั้นสามารถแบ่งได้ดังต่อไปนี้

|             | Bond number |
|-------------|-------------|
| Macro-scale | > 3         |
| Meso-scale  | 0.05 - 3    |
| Micro-scale | < 0.05      |

Ulmann and Brauner [50] ได้ใช้ข้อมูลจากผลการทดลองของ Triplett et al. [51] ในการพิจารณาการแบ่งประเภทของช่องทางการไหลโดยใช้ค่า Eötvös number ซึ่งจากผลการวิเคราะห์ Ulmann and Brauner [50] ได้แนะนำว่าค่า Eötvös number มีบทบาทสำคัญต่อการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการไหล และการหายไปของแรงโน้มถ่วง จึงได้เสนอว่าหากค่า Eötvös number มีค่าน้อยกว่า 0.2 ให้พิจารณาว่าการไหลเข้าสู่ช่วง Micro-scale

นอกจากนี้ Harirchian and Garimella [52] ยังได้ นำเสนอ convective confinement number หรือ  $Bd^{0.5} Re_{lo}$  ในการจำแนกประเภทของช่องทางการไหลไว้ดังนี้

|               | $Bd^{0.5} Re_{lo}$ |
|---------------|--------------------|
| Macro-channel | > 160              |
| Micro-channel | < 160              |

## 2.2 ฟลักซ์มวล (Mass flux)

ฟลักซ์มวลหรืออัตราการไหลเชิงมวลต่อพื้นที่การไหลสามารถหาได้จากสมการดังนี้

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ch}} \quad (2.3)$$

เมื่อ  $\dot{m}$  คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)  
 $A_{ch}$  คือ พื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหล ( $m^2$ )

## 2.3 การถ่ายเทความร้อน

### 2.3.1 การถ่ายเทความร้อนในท่อกลม

#### 2.3.1.1 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุด และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสามารถหาได้จากสมการที่ 2.4 และ 2.5 ตามลำดับ

$$h(z) = \frac{q''}{T_{w,in}(z) - T_f(z)} \quad (2.4)$$

$$h = \frac{q''}{T_{w,avg} - T_{f,avg}} \quad (2.5)$$

เมื่อ  $q''$  คือ ฟลักซ์ความร้อน ( $W/m^2$ )  
 $T_{w,in}$  คือ อุณหภูมิพื้นผิวภายในท่อ ( $^{\circ}C$ )  
 $T_f$  คือ อุณหภูมิของของไหล ( $^{\circ}C$ )

#### 2.3.1.2 ฟลักซ์ความร้อน (Heat flux)

ฟลักซ์ความร้อนในสมการที่ 2.4 และ 2.5 สามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$q'' = \frac{q - q_{loss}}{\pi DL} \quad (2.6)$$

เมื่อ  $q$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบ (W)  
 $q_{loss}$  คือ ความร้อนที่สูญเสียไปจากระบบ (W)  
 $D$  คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (m)  
 $L$  คือ ความยาวของท่อ (m)

#### 2.3.1.3 อุณหภูมิพื้นผิวภายในท่อ

อุณหภูมิพื้นผิวภายในท่อในสมการที่ 2.4 และ 2.5 สามารถหาได้จากสมการที่ 2.7 โดยอาศัยหลักการนำความร้อนแบบ 1 มิติ ผ่านผนังท่อที่มีแหล่งกำเนิดความร้อน

$$T_{w,in}(z) = T_{w,out}(z) + \frac{\dot{q}}{4k}(r_{out}^2 - r_{in}^2) - \frac{\dot{q}}{2k}(r_{out}^2) \ln \frac{r_{out}}{r_{in}} \quad (2.7)$$

เมื่อ  $T_{w,out}$  คือ อุณหภูมิพื้นผิวภายนอกท่อ ( $^{\circ}C$ )  
 $\dot{q}$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยปริมาตร ( $W/m^3$ )  
 $k$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อ ( $W/m^{\circ}C$ )  
 $r_{in}$  และ  $r_{out}$  คือ รัศมีภายในท่อ และรัศมีภายนอกของท่อ (m)

### 2.3.1.4 อุณหภูมิของของไหล

อุณหภูมิของของไหลในสมการที่ 2.4 สามารถหาได้จากสมการที่ 2.8 โดยการสมดุลพลังงาน ในขณะที่อุณหภูมิของของไหลในสมการที่ 2.5 หาได้จากอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างทางเข้ากับทางออกของชุดทดสอบ

$$T_f(z) = T_{f,in} + \frac{q'' \pi Dz}{\dot{m} c_p} \quad (2.8)$$

เมื่อ  $T_{f,in}$  คือ อุณหภูมิของของไหลที่ทางเข้าของชุดทดสอบ ( $^{\circ}\text{C}$ )

$c_p$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหล ( $\text{kJ/kg K}$ )

### 2.3.1.5 คุณภาพไอ (Vapour quality)

คุณภาพไอที่ตำแหน่งต่าง ๆ สามารถหาได้จาก

$$x(z) = \frac{i(z) - i_l(z)}{i_{lg}(z)} \quad (2.9)$$

เมื่อ  $i_l(z)$  คือ เอนทัลปีในสถานะของเหลวของสารทำความเย็น ณ ตำแหน่งใด ๆ ( $\text{kJ/kg}$ )

$i_{lg}(z)$  คือ เอนทัลปีขณะเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็น ณ ตำแหน่งใด ๆ ( $\text{kJ/kg}$ )

$i(z)$  คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็น ณ ตำแหน่งใด ๆ ( $\text{kJ/kg}$ ) ซึ่งสามารถหาได้จากสมการที่ 2.10 ดังนี้

$$i(z) = \frac{q'' \pi Dz}{\dot{m}} + i_{in} \quad (2.10)$$

เมื่อ  $z$  คือ ความยาว ณ ตำแหน่งใด ๆ ของท่อ (m)

$i_{in}$  คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าของชุดทดสอบ ( $\text{kJ/kg}$ )

## 2.3.2 การถ่ายเทความร้อนในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์

### 2.3.2.1 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุด และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์สามารถหาได้จากสมการที่ 2.4 และ 2.5 เช่นเดียวกับการทดลองในท่อกลม และการหาอุณหภูมิของของไหลก็สามารถหาได้จากสมการที่ 2.8 ได้เช่นเดียวกัน แต่ในส่วนของไมโครแชนแนลฮีตซิงก์นั้นจะมีข้อแตกต่างกันในส่วนของการหาอุณหภูมิที่พื้นผิวของไมโครแชนแนลฮีตซิงก์จะไม่สามารถใช้หลักการเช่นเดียวกับการทดลองในท่อกลมได้ จึงต้องใช้วิธีการประมาณค่านอกช่วง (Extrapolation) มาใช้ในการคำนวณแทน

### 2.3.2.2 ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวของไมโครแชนแนลฮีตซิงก์

ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวของไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ที่ใช้ในสมการที่ 2.4 และ 2.5 สามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$q'' = \frac{q_b(W_{ch} + W_f)}{(W_{ch} + 2\eta H_f)} \quad (2.11)$$

เมื่อ  $q_b$  คือ ฟลักซ์ความร้อนที่ฐานของฮีตซิงก์ (W)  
 $W_{ch}$  คือ ความกว้างของช่องทางการไหล (m)  
 $W_f$  คือ ความหนาของครีป (m)  
 $H_f$  คือ ความสูงของครีป (m)  
 $\eta$  คือ ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีป

สำหรับการหาค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีปนั้นสามารถหาได้จากสมการที่ 2.12 โดยใช้เงื่อนไขว่าไม่มีการถ่ายเทความร้อนที่ปลายครีป (Adiabatic fin tips) [53] ดังนี้

$$\eta = \frac{\tanh(mH_f)}{mH_f} \quad (2.12)$$

โดยที่  $m$  ได้ถูกนิยามไว้ดังนี้

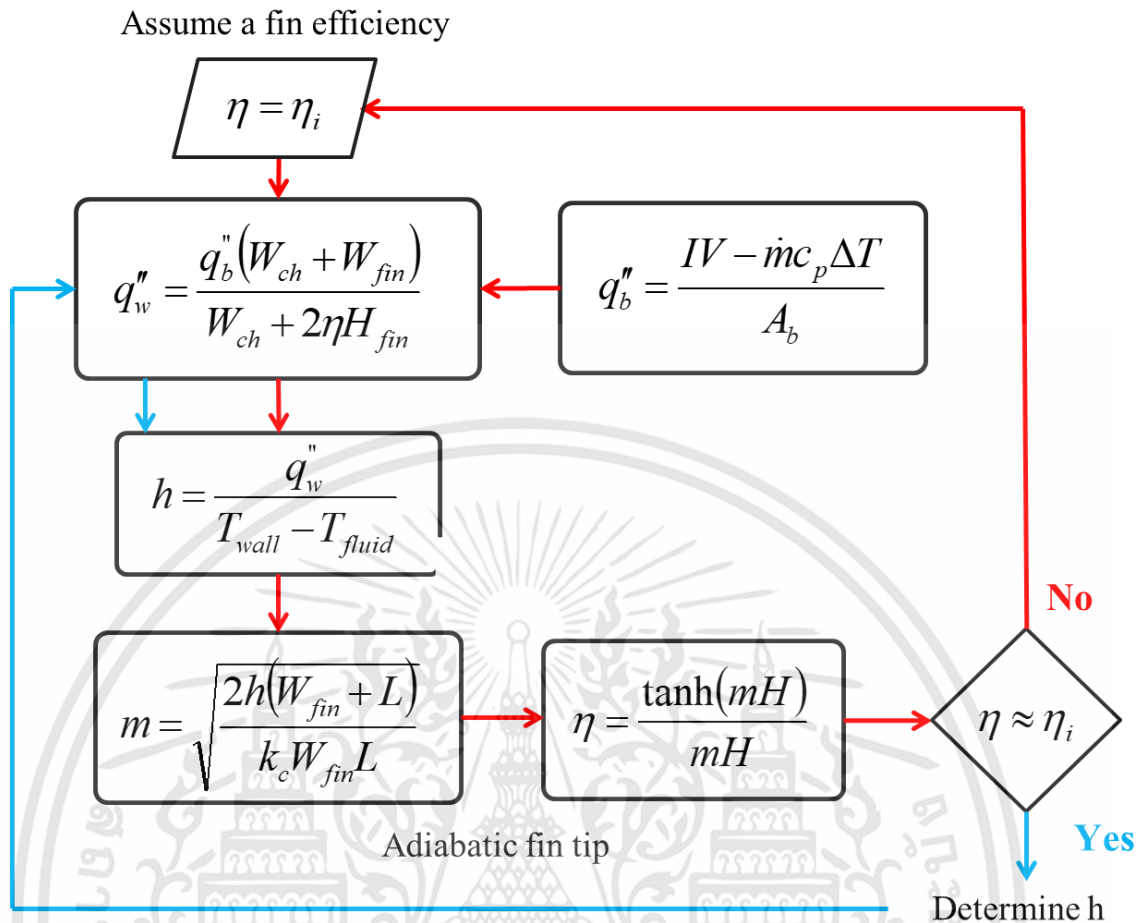
$$m = \sqrt{\frac{hP_{fin}}{kA_{fin}}} \quad (2.13)$$

เมื่อ  $P_{fin}$  คือ ความยาวเส้นรอบวงของครีป (m)  
 $k$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีป (W/m °C)  
 $A_{fin}$  คือ พื้นที่หน้าตัดของครีป (m)

โดยในการหาค่าฟลักซ์ความร้อนที่ผิวของไมโครแชนแนลฮีตซิงก์เห็นได้ชัดว่าจำเป็นต้องอาศัยกระบวนการทำซ้ำ (Iteration process) ในการประมาณค่า ซึ่ง Park and Thome [54] ได้นำเสนอขั้นตอนการทำซ้ำไว้ดังแสดงในรูปที่ 2.1 โดยกระบวนการทำซ้ำจะสิ้นสุดเมื่อค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีปเข้าสู่ค่าใดค่าหนึ่ง

### 2.3.2.3 คุณภาพไอ (Vapour quality)

คุณภาพไอที่ตำแหน่งต่าง ๆ สามารถหาได้โดยใช้สมการที่ 2.7 เช่นเดียวกันกับการทดลองในท่อกลม



รูปที่ 2.1 กระบวนการทำซ้ำในการประมาณหาค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบ

## 2.4 ความดันลด

ความดันลดทั้งหมดของชุดทดสอบ (Total boiling pressure drop) ถูกวัดด้วยเครื่อง differential pressure transducer ที่ติดตั้งระหว่างทางเข้า และทางออกของชุดทดสอบ โดยความดันลดทั้งหมดของชุดทดสอบนั้นจะประกอบไปด้วย ความดันลดเนื่องจากการลดขนาดพื้นที่ของช่องทางการไหลที่ทางเข้าและทางออกแบบทันทีทันใด (Contraction and Expansion pressure drop) ความดันลดเนื่องจากความเสียดทาน (Frictional pressure drop) ความดันลดเนื่องจากความเร่ง (Accelerational pressure drop) และความดันลดเนื่องจากแรงโน้มถ่วง (Gravitational pressure drop) ซึ่งสามารถเขียนในรูปของสมการได้ดังนี้

$$\Delta P_{total} = \Delta P_c + \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_g + \Delta P_e \quad (2.14)$$

โดย Collire and Thome [55] ได้นำเสนอการหาค่าความดันลดเนื่องจากการลดขนาดพื้นที่ของช่องทางการไหลที่ทางเข้าและทางออกแบบทันทีทันใดไว้ดังสมการต่อไปนี้

$$\Delta P_c = \frac{G^2}{2\rho_l} \left[ (C_c^{-1} - 1)^2 + (1 - \sigma^2) \right] \left[ 1 + x_{in} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right] \quad (2.15)$$

$$\Delta P_e = \frac{G^2}{\rho_l} \sigma (1 - \sigma) \left[ 1 + x_{out} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right] \quad (2.16)$$

- เมื่อ  $\sigma$  คือ อัตราส่วนของพื้นที่หน้าตัด  
 $\rho_l$  คือ ความหนาแน่นของสารทำความเย็นในสถานะของเหลว ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $\rho_g$  คือ ความหนาแน่นของสารทำความเย็นในสถานะของแก๊ส ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $C_c$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การหดตัว ซึ่งคำนวณได้จากสหสัมพันธ์ของ Chisholm [56] ดังแสดงในสมการที่ 2.17

$$C_c = \frac{1}{0.639(1 - \sigma)^{0.5} + 1} \quad (2.17)$$

ความดันลดเนื่องจากความเร่ง และความดันลดเนื่องจากแรงโน้มถ่วงสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.18 และ 2.19 ตามลำดับ

$$\Delta P_a = G^2 \left\{ \left[ \frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_g \alpha} \right]_{out} - \left[ \frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_g \alpha} \right]_{in} \right\} \quad (2.18)$$

$$\Delta P_g = gL \sin \theta (\alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_l) \quad (2.19)$$

โดยที่  $g$  คือค่าความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก ( $9.8 \text{ m/s}^2$ ) และ  $\alpha$  คือค่าสัดส่วนไอ (Void fraction) ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ใช้สหสัมพันธ์ของ Zivi [57] ในการคำนวณดังนี้

$$\alpha = \left[ 1 + \frac{(1-x)}{x} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (2.20)$$

## 2.5 กลุ่มตัวแปรไร้มิติ (Dimensionless)

**2.5.1 Reynolds number** หรือ Re คือความสัมพันธ์ของแรงเฉื่อยกับความหนืด โดยสมการที่ 2.21 และ 2.22 แสดงค่า Reynolds number สำหรับการไหลสถานะเดียวสำหรับสถานะของเหลวและแก๊สตามลำดับ โดยหาก  $Re < 2000$  แสดงว่าเป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) และหาก  $Re > 2000$  แสดงว่าเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow)

$$\text{Re}_{lo} = \frac{GD_h}{\mu_l} \quad (2.21)$$

$$\text{Re}_{go} = \frac{GD_h}{\mu_g} \quad (2.22)$$

นอกจากนี้ในการพิจารณาค่า Reynolds number ของของไหลขณะเกิดการเดือดที่สถานะของเหลว และแก๊สสามารถหาได้จากสมการที่ 2.23 และ 2.24 ตามลำดับ

$$\text{Re}_l = \frac{GD_h(1-x)}{\mu_l} \quad (2.23)$$

$$\text{Re}_g = \frac{GD_h x}{\mu_g} \quad (2.24)$$

**2.5.2 Weber number** หรือ We คืออัตราส่วนของแรงเฉื่อยต่อแรงตึงผิวของของไหล โดยค่า Weber number สำหรับการไหลสถานะเดียวสำหรับสถานะของเหลวและแก๊สแสดงในสมการที่ 3.25 และ 3.26 ตามลำดับ

$$\text{We}_{lo} = \frac{G^2 D_h}{\rho_l \sigma} \quad (2.25)$$

$$\text{We}_{go} = \frac{G^2 D_h}{\rho_g \sigma} \quad (2.26)$$

นอกจากนี้สามารถหาค่า Weber number ของของไหลขณะเกิดการเดือดที่สถานะของเหลวและแก๊สได้จากสมการที่ 2.27 และ 2.28 ตามลำดับ

$$\text{We}_l = \frac{G^2 D_h (1-x)}{\rho_l \sigma} \quad (2.27)$$

$$\text{We}_g = \frac{G^2 D_h x}{\rho_g \sigma} \quad (2.28)$$

**2.5.3 Nusselt number** หรือ Nu คือการแสดงถึงค่าการถ่ายเทความร้อนในรูปของความสัมพันธ์ระหว่างการพาความร้อนกับการนำความร้อน โดยค่า Nusselt number เฉพาะจุด และเฉลี่ยสามารถหาได้จากสมการที่ 2.29 และ 2.30 ตามลำดับ

$$Nu = \frac{hd_h}{k} \quad (2.29)$$

$$Nu(z) = \frac{h(z)D_h}{k} \quad (2.30)$$

2.5.4 Prandtl number หรือ Pr คืออัตราส่วนระหว่างโมเมนต์กับการนำความร้อนดังนี้

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.31)$$

2.5.5 Froude number หรือ Fr คืออัตราส่วนระหว่างแรงเฉื่อยกับแรงโน้มถ่วงดังนี้

$$Fr = \frac{G^2}{\rho^2 g D_h} \quad (2.32)$$

2.5.6 Boiling number หรือ Bo คือตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวข้องกับฟลักซ์ความร้อน

$$Bo = \frac{q''}{h_{fg} G} \quad (2.33)$$

## บทที่ 3

### วิธีการดำเนินการวิจัย

#### 3.1 รายละเอียดของวงจรการทำงาน และอุปกรณ์การทดลอง

รูปที่ 3.1-3.2 แสดงแผนภาพการทำงาน และอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง โดยการทดลองสำหรับท่อกลม และไมโครเซนแนลฮีตซิงก์นั้น ได้ถูกดำเนินการโดยใช้อุปกรณ์การทดลอง และขั้นตอนการทดลองเหมือนกันแต่จะต่างกันตรงชุดทดสอบ (Test section) เท่านั้น โดยชุดทดสอบได้ถูกต่อขนานกันไว้เพื่อง่ายต่อการสลับใช้งาน

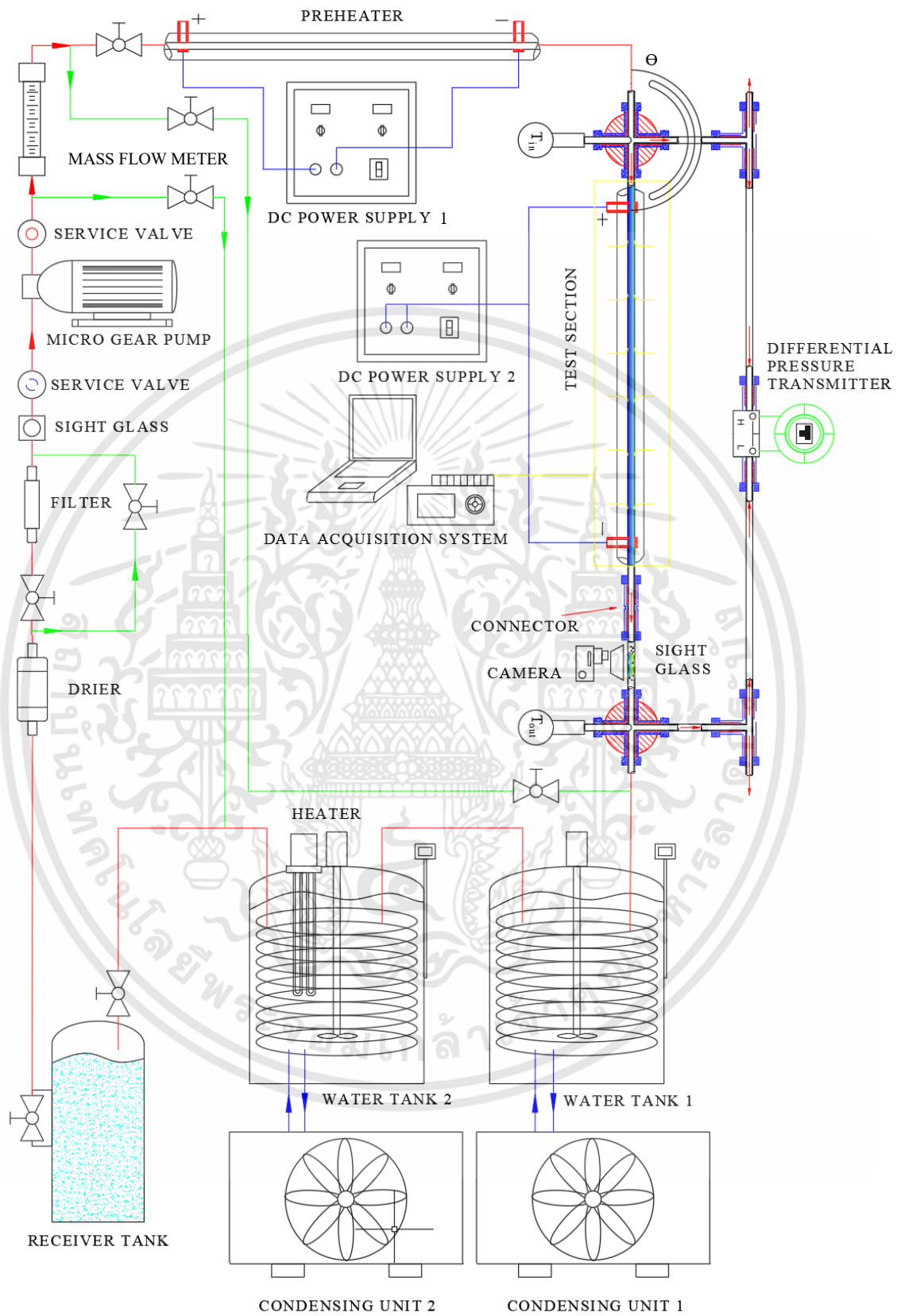
การไหลของสารทำความเย็นในระบบจะเริ่มต้นจากปั๊ม (Gear pump) ซึ่งทำหน้าที่อัดสารทำความเย็นจากถังเก็บสารทำความเย็น (Receiver thank) ผ่านตัวกรอง และตัวดูดความชื้น (Filter/Drier) เพื่อไหลเข้าสู่เครื่องวัดอัตราการไหล (Coriolis mass flow meter) จากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่ Preheater เพื่อควบคุมให้สารทำความเย็นเข้าสู่สถานะของเหลวอิ่มตัว (Saturate liquid) หรืออีกนัยหนึ่งคือให้มีค่าคุณภาพไพอประมาณ 0-0.1 โดยจะมีท่อใส่สำหรับตรวจสอบสถานะของสารทำความเย็นถูกติดตั้งไว้ที่ทางเข้า และทางออกของ Preheater เพื่อตรวจสอบสถานะของสารทำความเย็นก่อนไหลเข้าสู่ชุดทดสอบ หลังจากผ่านชุดทดสอบแล้วสารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่เครื่องควบแน่นตัวที่ 1 (Condenser unit 1) เพื่อทำการควบแน่นสารทำความเย็นที่ออกจากชุดทดสอบให้มีสถานะเป็นของเหลวทั้งหมด และจากนั้นจึงไหลเข้าสู่เครื่องควบแน่นตัวที่ 2 (Condenser unit 2) เพื่อควบคุมให้สารทำความเย็นมีอุณหภูมิอิ่มตัว (Saturation temperature) หรือความดันอิ่มตัว (Saturation pressure) ตามที่ต้องการ ก่อนจะไหลกลับสู่ถังเก็บสารทำความเย็นเป็นอันสิ้นสุดวัฏจักร

DC power supply ทั้ง 2 ตัว มีหน้าที่ในการป้อนไฟให้แก่ Preheater และชุดทดสอบ เพื่อควบคุมสถานะของสารทำความเย็นก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ และเพื่อป้อนพลังงานไฟฟ้าให้สอดคล้องกับเงื่อนไขของชุดทดสอบตามลำดับ ซึ่งเงื่อนไขในการทดสอบได้ถูกแสดงไว้ในตารางที่ 3.1 และ 3.2 นอกจากนี้อุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดทั้งหมดที่ใช้ในการทดลองได้ทำการสอบเทียบ (calibrate) และถูกทดสอบมาเป็นอย่างดีก่อนนำมาติดตั้งใช้งาน ซึ่งค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัดและพารามิเตอร์ต่าง ๆ จะถูกแสดงในตารางที่ 3.3 ข้อมูลการทดลองที่ได้จากเครื่องมือวัดทั้งหมดจะถูกเก็บรวบรวมในระบบจัดเก็บข้อมูล (data acquisition system) เพื่อนำไปใช้ในการวิเคราะห์ผลต่อไป

ตารางที่ 3.1 แสดงเงื่อนไขที่ใช้ในการทดลองสำหรับท่อกลม

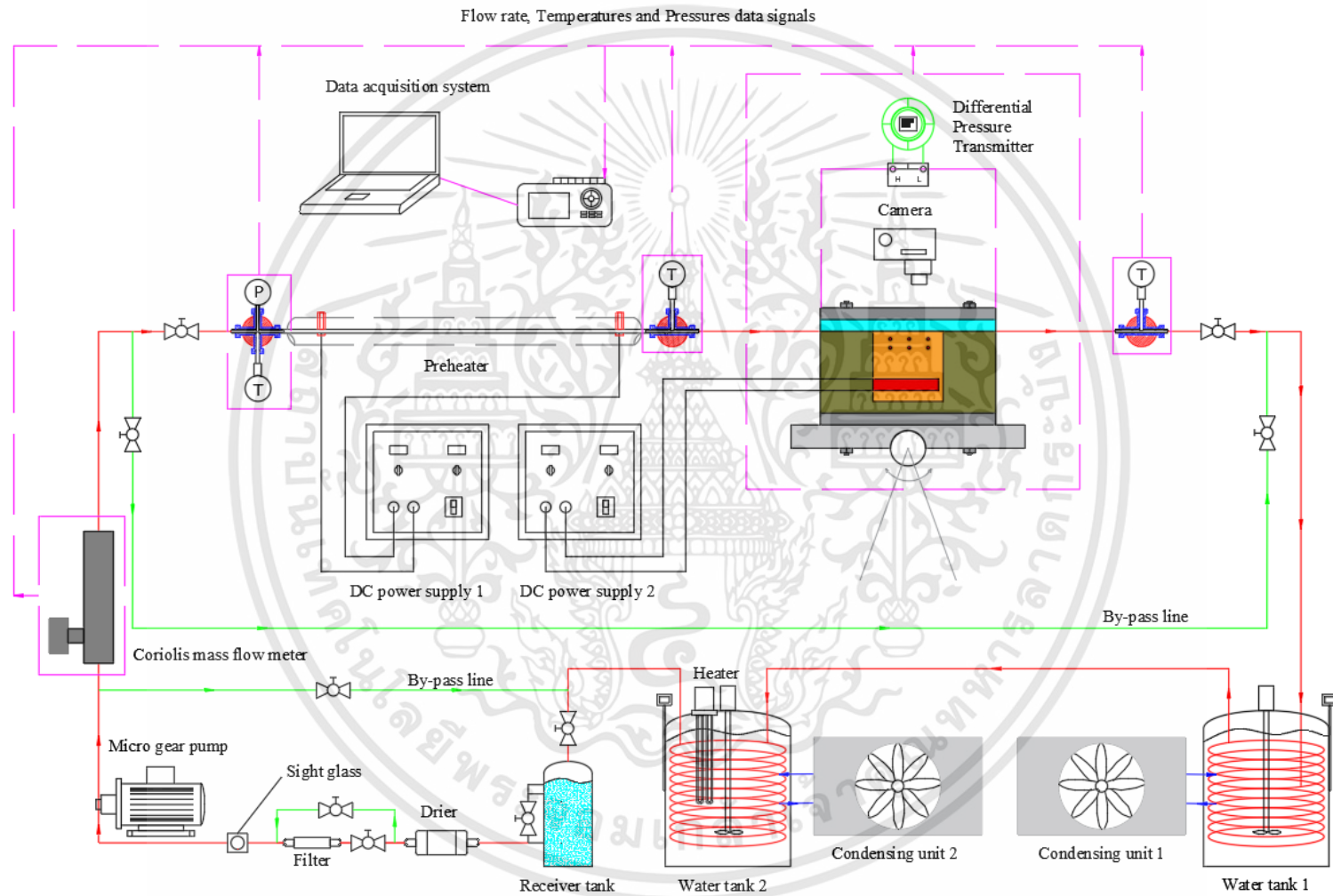
| ท่อกลม                                |           |
|---------------------------------------|-----------|
| สารทำความเย็น                         | R134a     |
| ฟลักซ์มวล ( $\text{kg/m}^2\text{s}$ ) | 610 – 815 |
| ฟลักซ์ความร้อน ( $\text{kW/m}^2$ )    | 2 – 26    |
| ความดันอิ่มตัว (bar)                  | 8         |
| อุณหภูมิห้อง ( $^{\circ}\text{C}$ )   | 30        |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.1 แผนภาพการทำงาน และอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองสำหรับท่อกลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.2 แผนภาพการทำงาน และอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองสำหรับไมโครเซนแนลฮีตซิงก์

ตารางที่ 3.2 แสดงเงื่อนไขที่ใช้ในการทดลองสำหรับไมโครเซนแนลฮีตซิงก์

| ไมโครเซนแนลฮีตซิงก์                   |           |
|---------------------------------------|-----------|
| สารทำความเย็น                         | R134a     |
| ฟลักซ์มวล ( $\text{kg/m}^2\text{s}$ ) | 200 – 450 |
| ฟลักซ์ความร้อน ( $\text{kW/m}^2$ )    | 0.1 – 8.6 |
| ความดันอิ่มตัว (bar)                  | 8         |
| อุณหภูมิห้อง ( $^{\circ}\text{C}$ )   | 30        |

ตารางที่ 3.3 แสดงค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัด และพารามิเตอร์ต่าง ๆ

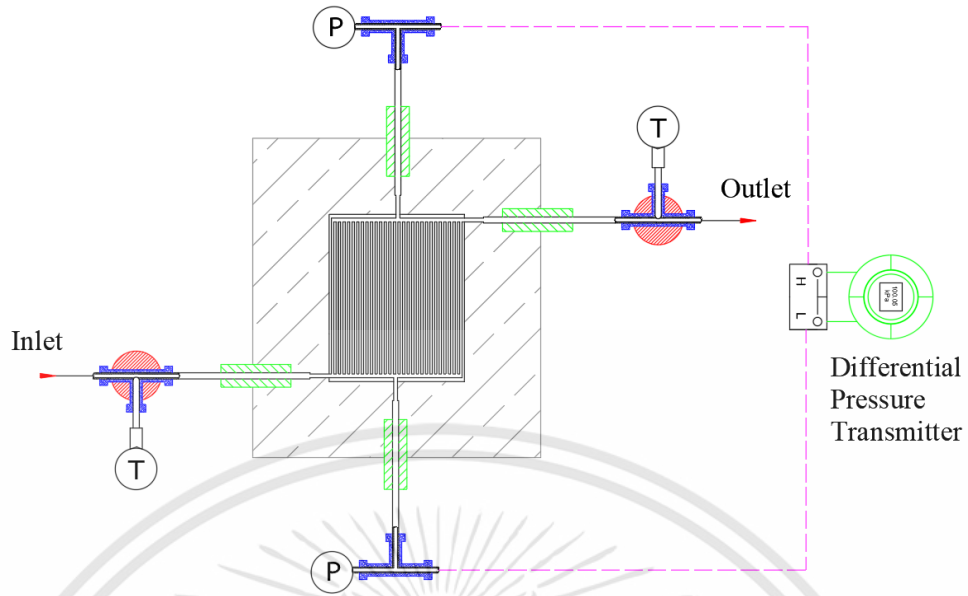
| พารามิเตอร์                      | ค่าความคลาดเคลื่อน                 |
|----------------------------------|------------------------------------|
| ขนาดของช่องทางการไหล             | $\pm 0.05 \text{ mm}$              |
| อุณหภูมิ                         | $\pm 0.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| ฟลักซ์มวล                        | $\pm 5.5 \text{ g/m}^2\text{s}$    |
| คุณภาพไอ                         | $\pm 2.5\%$                        |
| ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน | $\pm 7.4\%$                        |
| ความดันลด                        | $\pm 12.3\%$                       |

## 3.2 ชุดทดสอบ (Test section)

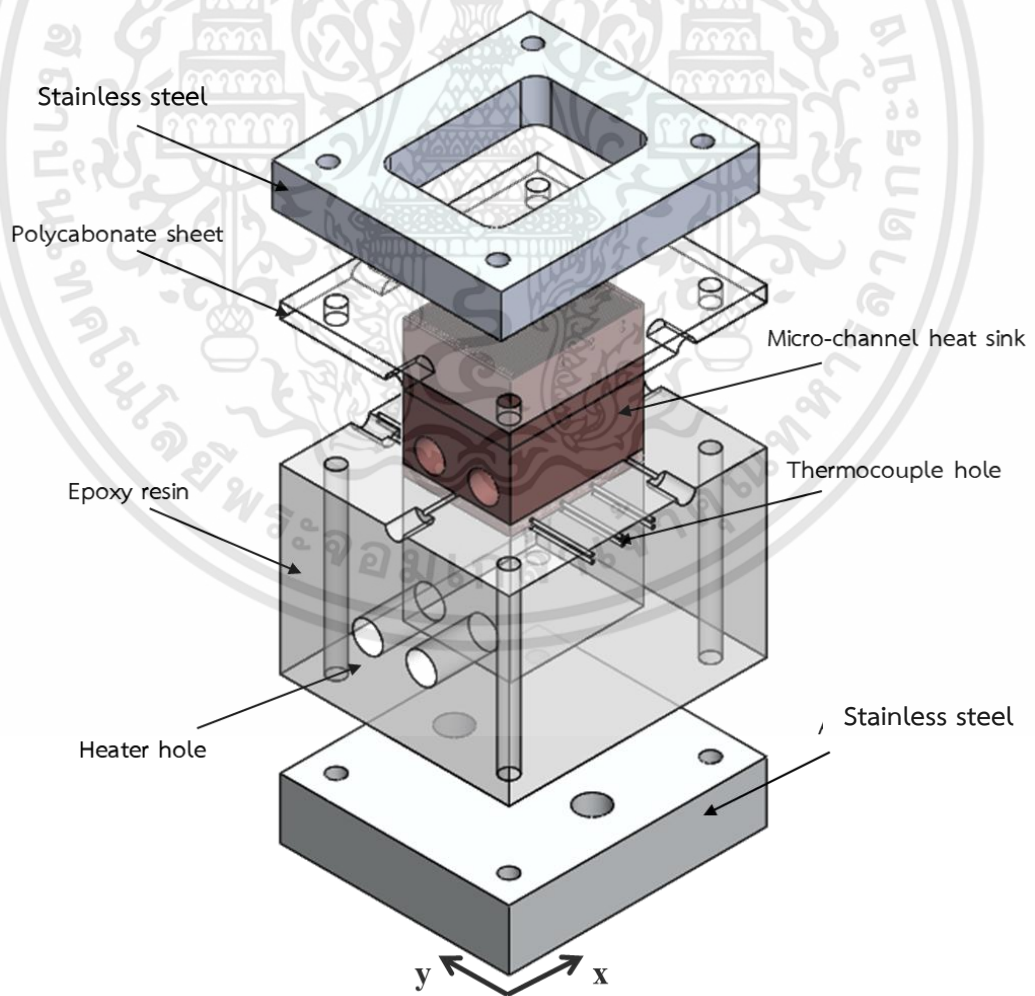
### 3.2.1 ชุดทดสอบของท่อกลม

รายละเอียดของชุดทดสอบของท่อกลมได้ถูกแสดงในรูปที่ 3.3-3.4 โดยชุดทดสอบของท่อกลมนั้นเป็นท่อสแตนเลสที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.5 mm ยาว 500 mm และถูกหุ้มด้วยฉนวนเพื่อป้องกันความร้อนที่จะสูญเสียออกจากระบบ โดยตลอดความยาวของท่อได้ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) และเซ็นเซอร์วัดความดันไว้ที่ทางเข้า และทางออกของชุดทดสอบ เพื่อวัดอุณหภูมิของสารทำความเย็น และความดันลดในระบบ นอกจากนี้ยังได้ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของท่อเพื่อวัดอุณหภูมิของผิวท่อ ณ ตำแหน่งต่าง ๆ อีกด้วย ในส่วนของท่อไอที่อยู่ในส่วนท้ายของชุดทดสอบมีไว้เพื่อใช้ในการถ่ายรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในการทดลอง โดยการถ่ายรูปแบบการไหลจากการทดลองนั้นจะถูกถ่ายด้วยกล้องที่มีความเร็วชัตเตอร์ (speed shutter) อยู่ที่ 1/15 - 1/1000 วินาที ซึ่งในแต่ละเงื่อนไขการทดลองจะทำการถ่ายรูปจำนวน 50 รูป และวิดีโอประมาณ 10 วินาที เพื่อใช้ประกอบในพิจารณาการไหลที่เกิดขึ้น





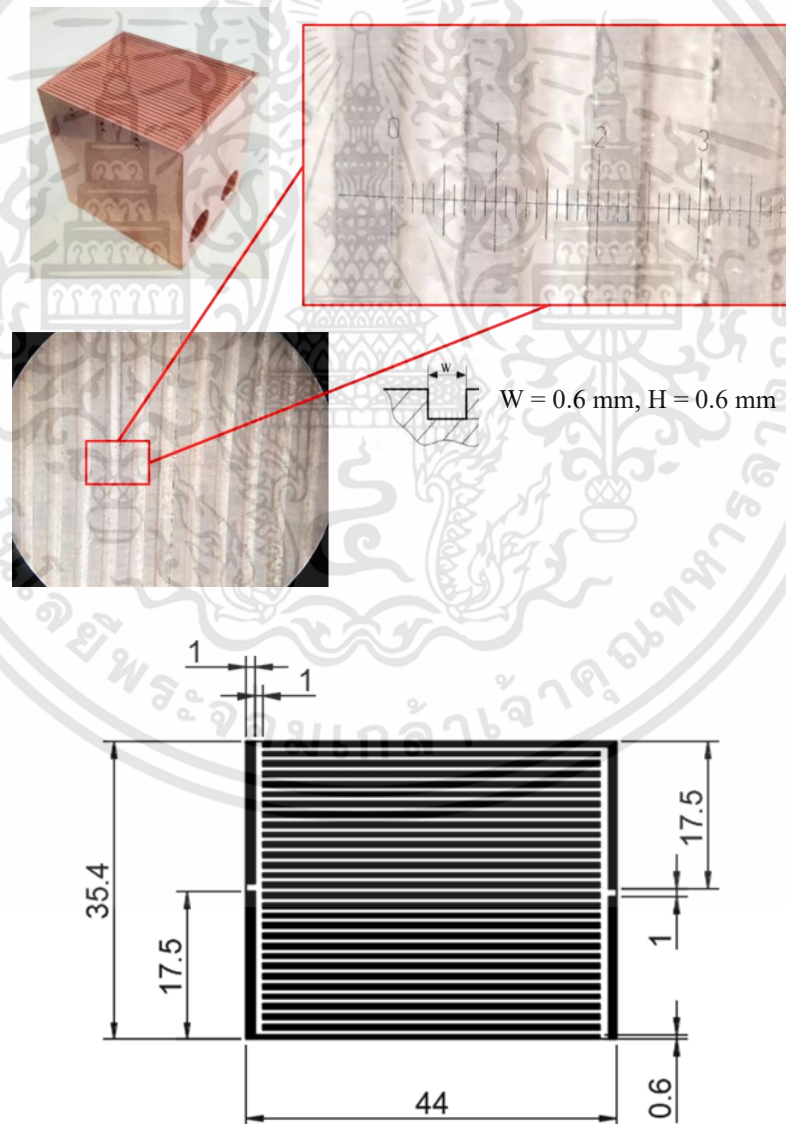
รูปที่ 3.5 แผนภาพแสดงรายละเอียดชุดทดสอบของไมโครแชนแนลฮีตซิงก์



รูปที่ 3.6 ภาพประกอบแสดงรายละเอียดของฮีตซิงก์

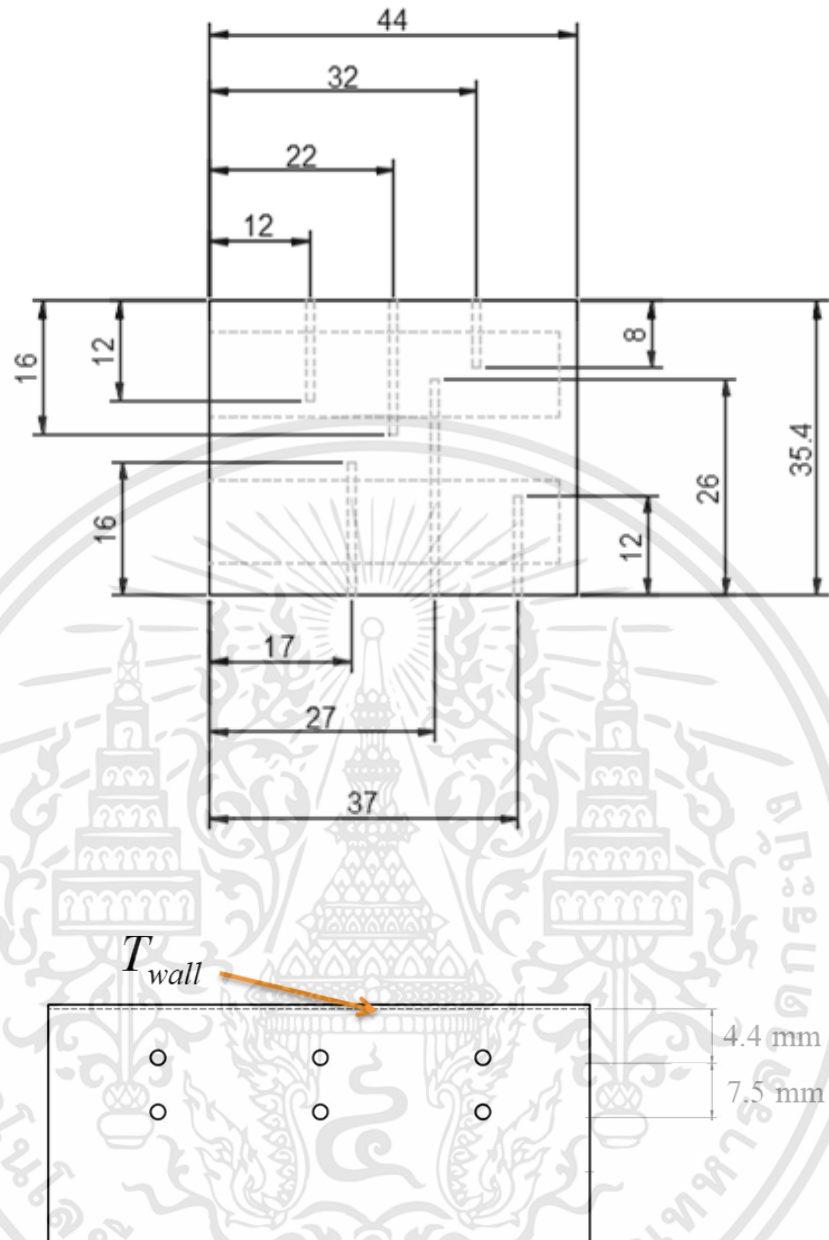
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในส่วนสุดท้ายเป็นส่วนของฮีตซิงก์ ซึ่งถูกสร้างจากทองแดงด้วยเครื่อง CNC ที่มีความละเอียด และแม่นยำสูง โดยมีช่องการไหลที่เป็นสี่เหลี่ยมขนาด  $0.6 \times 0.6$  mm โดยมีช่องทางการไหลทั้งหมด 29 ช่อง โดยแต่ละช่องมีความยาว 400 mm และมีความหนาของครีบบอยู่ที่ 0.6 mm ดังแสดงในรูปที่ 3.7 ด้านล่างของฮีตซิงก์ถูกเจาะรูขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 150 mm เพื่อติดตั้งฮีตเตอร์แบบแท่ง (cartridge heater) จำนวน 2 รู เพื่อให้ความร้อนแก่ฮีตซิงก์ โดยฮีตเตอร์แบบแท่งที่ใช้ในการทดลองสามารถให้กำลังไฟฟ้าสูงสุดอยู่ที่ 3 kW ซึ่งจะถูกรักษาปริมาณไฟฟ้าโดย Voltage regulator นอกจากนี้บริเวณใต้ช่องทางการไหลได้มีการเจาะรูขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 15 mm เพื่อทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ทั้งหมด 12 รู โดยแบ่งเป็น 2 ฝั่ง ฝั่งละ 2 แถว แถวละ 3 รู เพื่อใช้ในการประมาณค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิจากฮีตเตอร์สู่ผิวด้านล่างของช่องทางการไหลด้วยวิธีการประมาณค่านอกช่วง ซึ่งรายละเอียดตำแหน่งที่ใช้ในการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลได้ถูกแสดงในรูปที่ 3.8 และนอกจากนี้ในบริเวณทางเข้า และทางออกของฮีตซิงก์ได้มีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล และเซนเซอร์วัดความดัน เพื่อวัดอุณหภูมิของสารทำความเย็น และความดันลดอีกด้วย



รูปที่ 3.7 ฮีตซิงก์ และขนาดของช่องทางการไหล (แสดงในหน่วย: mm)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.8 รายละเอียด และตำแหน่งการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล (แสดงในหน่วย: mm)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 4

# ผลการทดลอง และการวิจารณ์ผลการทดลอง

### 4.1 ผลการทดลองการไหลสถานะเดียว (Single-phase flow)

ก่อนที่จะดำเนินการทดลองการไหลแบบสองสถานะจำเป็นต้องทำการตรวจสอบอุปกรณ์การทดลองที่ได้ถูกติดตั้งก่อน โดยการตรวจสอบนั้นจะใช้ผลการทดลองของการไหลสถานะเดียวในสถานะของเหลวนำไปเทียบกับทฤษฎีการไหล หากสอดคล้องกันจึงจะสามารถดำเนินการทดลองการไหลแบบสองสถานะได้ ซึ่งการตรวจสอบสำหรับการไหลสถานะเดียวนั้นจะทำการทดลองทั้งในส่วนของท่อกลม และในส่วนของไมโครเซนแนลฮีตซิงก์ดังนี้

#### 4.1.1 ผลการทดลองการไหลสถานะเดียวของท่อกลม

รูปที่ 4.1 แสดงผลของการสมดุลพลังงานระหว่างความร้อนที่ป้อนให้แก่ท่อด้วยความร้อนที่ถูกถ่ายเทไปให้กับสารทำความเย็น ซึ่งได้ทดลองโดยใช้เงื่อนไขที่มีพลักซ์มวลแตกต่างกัน และพลักซ์ความร้อนให้มีค่าครอบคลุมขอบเขตของการทดลองทั้งหมด ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าปริมาณความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบเมื่อมีปริมาณการป้อนพลักซ์ความร้อนสูงขึ้น ดังนั้นจึงใช้หลักการต้านทานความร้อนของวัสดุ (Thermal resistance concept) ในการสร้างสมการในการทำนายหาค่าความร้อนสูญเสียดังแสดงในรูปที่ 4.2 ได้ดังนี้

$$q_{loss} = \frac{1}{R_t} \times (T_{w,out} - T_{room}) \quad (4.1ก)$$

$$q_{loss} = 0.5371 \times (T_{w,out} - T_{room}) \quad (4.1ข)$$

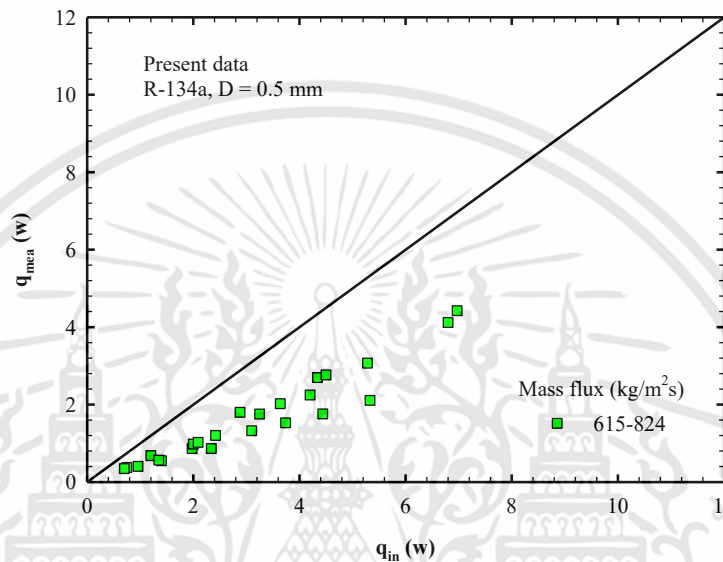
เมื่อ  $R_t$  คือ ค่า Thermal resistance ระหว่างพื้นผิวภายนอกต่อถึงพื้นผิวด้านนอกของฉนวน  
 $T_{w,out}$  คือ อุณหภูมิที่ผิวท่อด้านนอก ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_{room}$  คือ อุณหภูมิห้อง ( $^{\circ}\text{C}$ )

เนื่องจากการทดลองได้ทำการทดลองภายใต้เงื่อนไขพลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ และความยาวของท่อที่ใช้ในการทดลองได้ถูกคำนวณมาแล้วพบว่าสอดคล้องกับเงื่อนไขการไหลแบบ thermally fully developed laminar flow ดังนั้นในการไหลสถานะเดียวค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหล และผิวท่อ จะมีค่าคงที่ ซึ่งค่า Nusselt number ในสภาวะดังกล่าวจะมีค่าเท่ากับ 4.36 และผลการทดลองได้ถูกแสดงในรูปที่ 4.3 ซึ่งจากผลการทดลองเห็นได้ชัดว่าผลการทดลองการไหลสถานะเดียวของชุดทดสอบนั้นสอดคล้องกับทฤษฎี นอกจากการทำนายค่าการถ่ายเทความร้อนกับทฤษฎีแล้วยังได้ทำการเปรียบเทียบผลการทดลองกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski [59] ดังรูปที่ 5.4 ซึ่งผลการทดลองพบว่ามีความสอดคล้องกัน ซึ่งสมการการของ Gnielinski [59] ได้ถูกแสดงในสมการที่ 4.2 ดังนี้

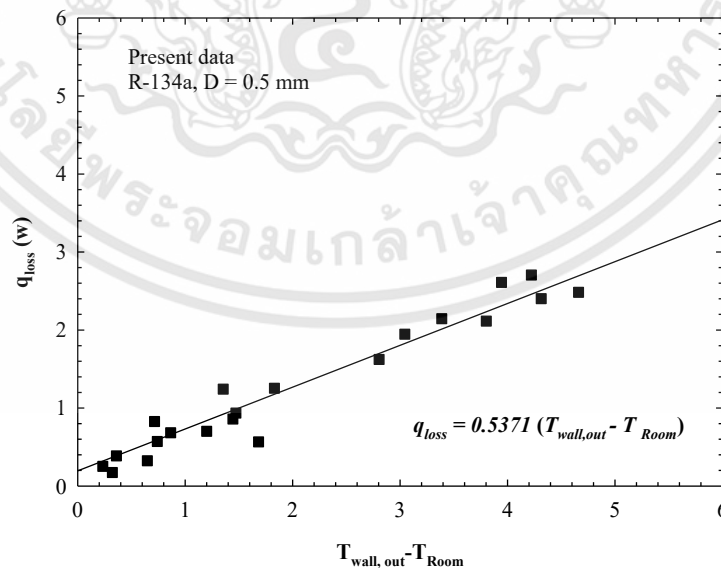
$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (4.2)$$

เมื่อ  $f$  ในสมการที่ 4.3 สามารถหาได้จาก

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (4.3)$$

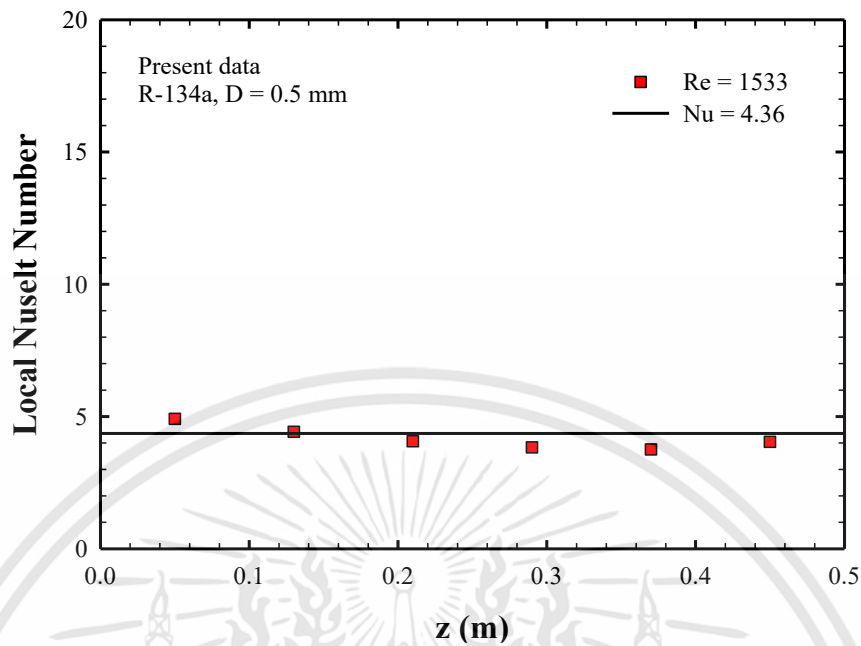


รูปที่ 4.1 สมดุลพลังงานระหว่างความร้อนที่ป้อนให้ระบบกับความร้อนที่ถูกถ่ายเทไปให้สารทำความเย็นสำหรับท่อกลม

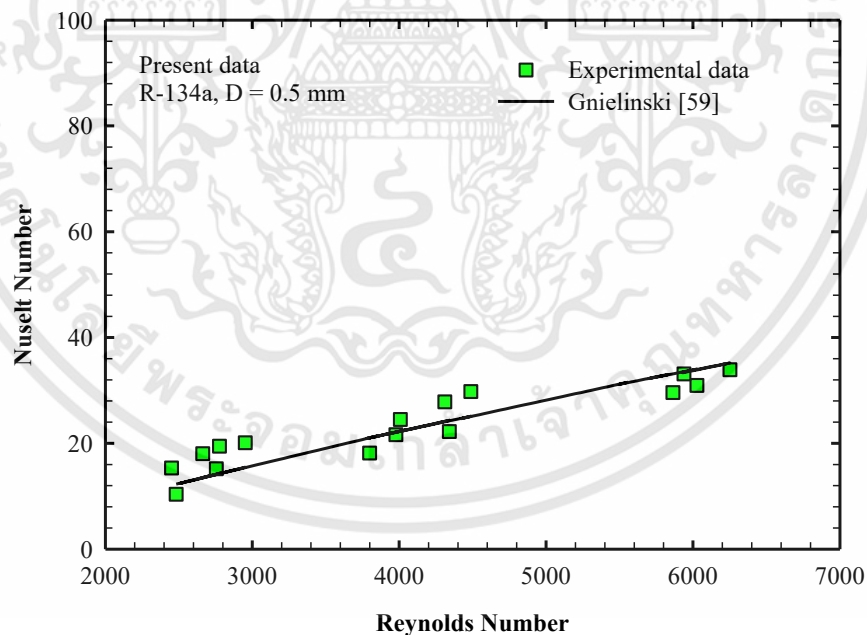


รูปที่ 4.2 การหาสมการความร้อนสูญเสียโดยใช้หลักการการต้านทานความร้อนสำหรับท่อกลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.3 การเปรียบเทียบผลการทดลองการไหลสถานะเดียวกับทฤษฎีการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม



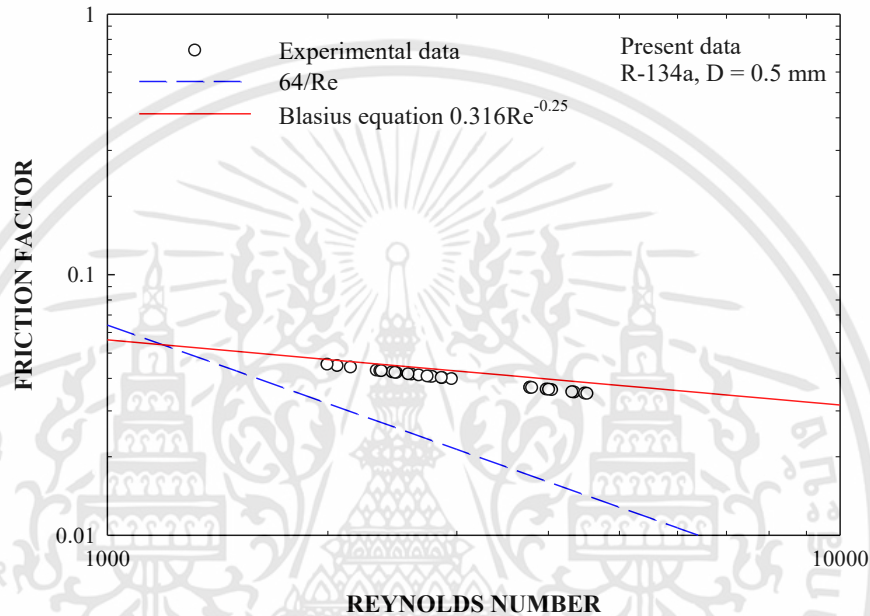
รูปที่ 4.4 การเปรียบเทียบผลการทดลองการไหลสถานะเดียวกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski [59]

นอกจากนี้ยังได้มีการตรวจสอบผลการไหลสถานะเดียวในรูปของแฟกเตอร์ความเสียดทานของดาร์ซี (Darcy's friction factor) โดยนำไปเปรียบเทียบกับทฤษฎีการไหลแบบราบเรียบ และการไหลแบบปั่นป่วนโดยใช้สหสัมพันธ์ของ Blasius [60] ดังแสดงในรูปที่ 4.5 โดยสมการหาเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานแบบราบเรียบของดาร์ซี และค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานแบบปั่นป่วนของ Blasius [60] สามารถหาได้จากสมการที่ 4.5 และ 4.6 ตามลำดับ ดังนี้

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (4.4)$$

$$f = 0.316\text{Re}^{-0.25} \quad (4.5)$$



รูปที่ 4.5 การเปรียบเทียบผลการทดลองของค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานกับทฤษฎีการไหลแบบราบเรียบ และสหสัมพันธ์ของ Blasius [60]

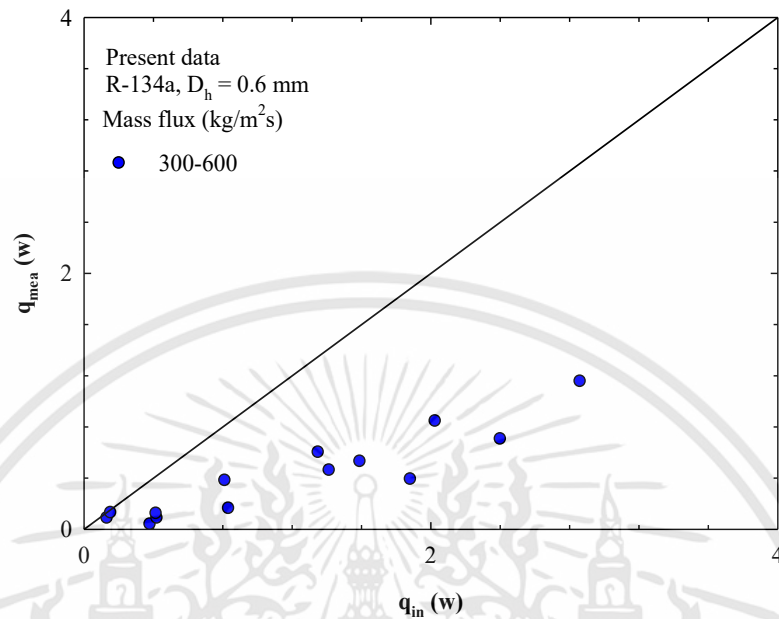
#### 4.1.2 ผลการทดลองการไหลสถานะเดียวของไมโครแชนแนลฮีตซิงก์

สำหรับการทดลองการไหลแบบสถานะเดียวในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์นั้น จะถูกดำเนินการเช่นเดียวกับการทดลองในท่อกลม ซึ่งการดำเนินการตรวจสอบสมดุลพลังงานที่ป้อนให้กับฮีตซิงก์กับพลังงานที่ถ่ายเทให้กับของไหลได้ถูกแสดงในรูปที่ 4.6 และการสร้างสมการในการทำนายหาค่าความร้อนสูญเสียได้ถูกแสดงในรูปที่ 4.7 ซึ่งได้สมการการดังนี้

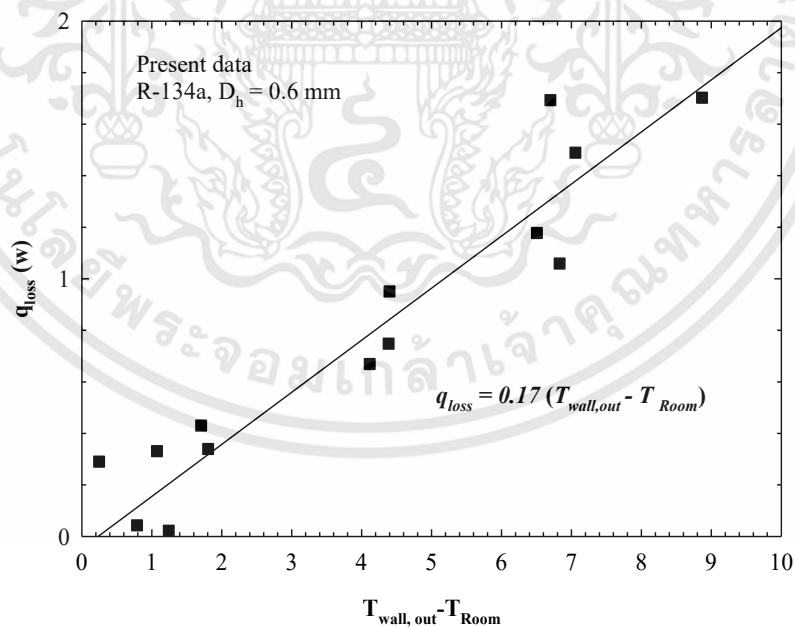
$$q_{\text{loss}} = 0.17 \times (T_{w,\text{out}} - T_{\text{room}}) \quad (4.6)$$

ในส่วนของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์นั้น จะใช้วิธีการตรวจสอบโดยใช้สหสัมพันธ์ของนักวิจัยหลายคนที่ได้ทำการศึกษาการไหลในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์มาเปรียบเทียบ โดยความยาวของช่องทางการไหลในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ถูกคำนวณแล้วพบว่าสอดคล้องกับเงื่อนไข thermally developing laminar flow ดังนั้นสหสัมพันธ์ส่วนใหญ่ที่ได้

ถูกเลือกทำการเปรียบเทียบนั้นจึงอยู่ภายใต้สภาวะ thermally developing laminar flow เช่นเดียวกัน โดยรายละเอียดของสหสัมพันธ์ต่าง ๆ ที่ยกมานั้นได้ถูกแสดงไว้ในดังนี้



รูปที่ 4.6 สมดุลพลังงานระหว่างความร้อนที่ป้อนกับความร้อนที่ถูกถ่ายเทไปให้สาทำความเย็นสำหรับไมโครเซนแนลฮีตซิงก์



รูปที่ 4.7 การหาสมการความร้อนสูญเสียของท่อโดยใช้หลักการการต้านทานความร้อนของวัสดุสำหรับไมโครเซนแนลฮีตซิงก์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Hausen [61] ได้นำเสนอสหสัมพันธ์ที่ใช้ทำนายในกรณีที่มีการไหลแบบ thermal developing flow และมีอุณหภูมิผิวคงที่ไว้ดังนี้

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668Gz}{1 + 0.04Gz^{2/3}} \quad (4.7)$$

เมื่อ  $Gz$  คือค่า Graetz number ซึ่งหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Gz = \frac{RePrD_h}{L} \quad (4.8)$$

เมื่อ  $Pr$  คือค่า Prandtl number

Sieder and Tate [62] ได้นำเสนอสหสัมพันธ์ที่ใช้ทำนายในกรณีที่มีการไหลแบบ developing laminar flow ในกรณีที่อุณหภูมิผิวแกนแนลกับของไหลมีความแตกต่างกันมากไว้ดังนี้

$$Nu = 1.86Gz^{2/3} \left( \frac{\mu_f}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (4.9)$$

เมื่อ  $\mu_f$  และ  $\mu_s$  คือค่าความหนืดที่หาได้จากอุณหภูมิของของไหล และอุณหภูมิที่พื้นผิวตามลำดับ

Lee and Garimella [63] ได้นำเสนอสหสัมพันธ์ที่ใช้ทำนายสำหรับท่อสี่เหลี่ยมในกรณีที่มีการไหลแบบ thermally developing laminar flow ภายใต้เงื่อนไขพลศาสตร์ความร้อนคงที่ และอุณหภูมิที่ผิวคงที่ ซึ่งสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Nu_z = \frac{1}{C_1(L^*)^{C_2} + C_3} + C_4 \quad (4.10)$$

เมื่อ  $0.1 \leq \alpha \leq 1$  และ  $L^* < L_{th}^*$  โดยที่

$$C_1 = -2.757 \times 10^{-3} / \alpha^3 + 3.274 \times 10^{-2} / \alpha^2 - 7.464 \times 10^{-5} / \alpha + 4.476$$

$$C_2 = 0.6391$$

$$C_3 = 1.604 \times 10^{-4} / \alpha^2 - 2.622 \times 10^{-3} / \alpha + 2.568 \times 10^{-2}$$

$$C_4 = 7.301 - 13.11\alpha + 15.19\alpha^2 - 6.094\alpha^3$$

เมื่อ  $L^*$  คือ dimensionless axial distance และ  $L_{th}^*$  คือ dimensionless thermal entry length ซึ่งหาได้จากสมการที่ 5.12 และ 5.13 ดังต่อไปนี้

$$L^* = \frac{1}{Gz} \quad (4.11)$$

$$L_{th}^* = -1.275 \times 10^{-6} / \alpha^6 + 4.709 \times 10^{-5} / \alpha^5 - 6.902 \times 10^{-4} / \alpha^4 + 5.014 \times 10^{-3} / \alpha^3 - 1.769 \times 10^{-2} / \alpha^2 + 1.845 \times 10^{-2} / \alpha + 5.691 \times 10^{-2} \quad (4.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Dittus and Boelter [58] ได้นำเสนอสหสัมพันธ์ที่ใช้ทำนายสำหรับท่อในกรณีที่มีการไหลแบบ fully developed turbulent flow ซึ่งสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (4.13)$$

โดยที่  $n = 3$  สำหรับกรณีที่ของไหลให้ความร้อน และ  $n = 4$  สำหรับกรณีที่ของไหลรับความร้อน Gnielinski [64] ได้นำเสนอสหสัมพันธ์ที่ใช้ทำนายสำหรับท่อในกรณีที่มีการไหลแบบ laminar ไว้ 2 กรณี คือ ฟลักซ์ความร้อนคงที่ และ อุณหภูมิผิวคงที่ ดังแสดงในสมการที่ 4.15 และ 4.16 ตามลำดับ

$$Nu_H = \left[ Nu_{H,1}^3 + 0.6^3 + (Nu_{H,2} - 0.6)^3 + Nu_{H,3}^3 \right]^{1/3} \quad (4.14)$$

เมื่อ

$$Nu_{H,1} = 4.354$$

$$Nu_{H,2} = 1.953 Gz^{1/3}$$

$$Nu_{H,3} = 0.924 Pr^{1/3} (Re D_h / L)^{1/2}$$

$$Nu_H = \left[ Nu_{H,1}^3 + 0.6^3 + (Nu_{H,2} - 0.6)^3 + Nu_{H,3}^3 \right]^{1/3} \quad (4.15)$$

เมื่อ

$$Nu_{H,1} = 3.66$$

$$Nu_{H,2} = 1.615 Gz^{1/3}$$

$$Nu_{H,3} = \left( \frac{2}{1 + 22 Pr} \right)^{1/6} Gz^{1/2}$$

Phillips [65] ได้เสนอการทำนายการถ่ายเทความร้อนแบบ 3 โดยอาศัยการใส่ตัวแปรเพื่อปรับแต่งค่าให้ถูกต้องดังแสดงในสมการต่อไปนี้

$$Nu_3 = Nu \left( \frac{Nu_{\infty,3}}{Nu_{\infty,4}} \right) \quad (4.16)$$

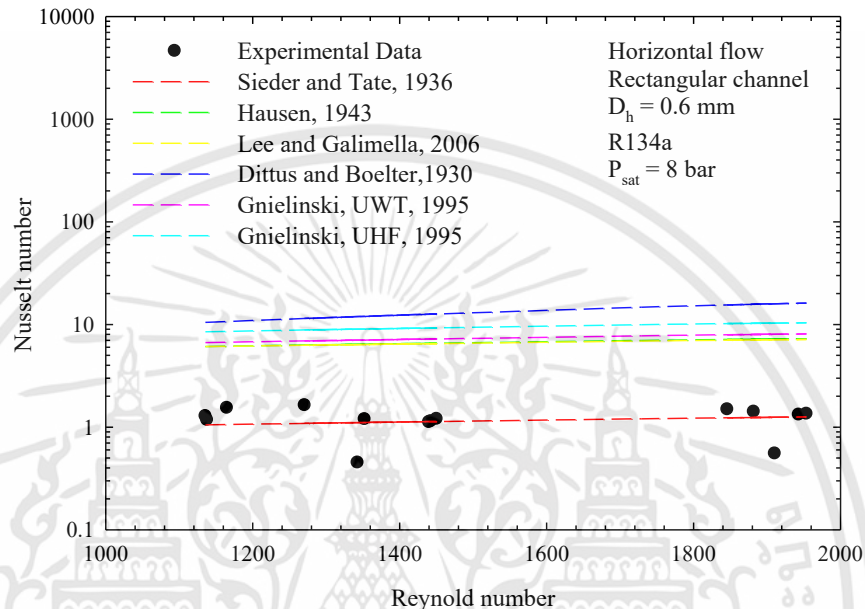
เมื่อ  $Nu_{\infty,3}$  คือตัวแปรของการให้ความร้อน 3 ด้าน และ  $Nu_{\infty,4}$  คือตัวแปรของการให้ความร้อน 4 ด้าน ซึ่ง Shah and London [28] ได้นำเสนอวิธีการหาค่าตัวแปรต่าง ๆ ไว้ดังสมการที่ 4.18 และ 4.19 ตามลำดับ โดยตัวแปรดังกล่าวใช้สำหรับการไหลในท่อสี่เหลี่ยมที่มีการไหลแบบ fully developed laminar flow ในกรณีฟลักซ์ความร้อนคงที่ และอุณหภูมิผิวคงที่

$$Nu_{\infty,3} = 8.235(1 - 2.0421\alpha + 3.0853\alpha^2 - 2.4765\alpha^3 + 1.0578\alpha^4 - 0.1861\alpha^5) \quad (4.17)$$

$$Nu_{\infty,4} = 8.235(1 - 1.833\alpha + 3.767\alpha^2 - 5.814\alpha^3 + 5.361\alpha^4 - 2\alpha^5) \quad (4.18)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

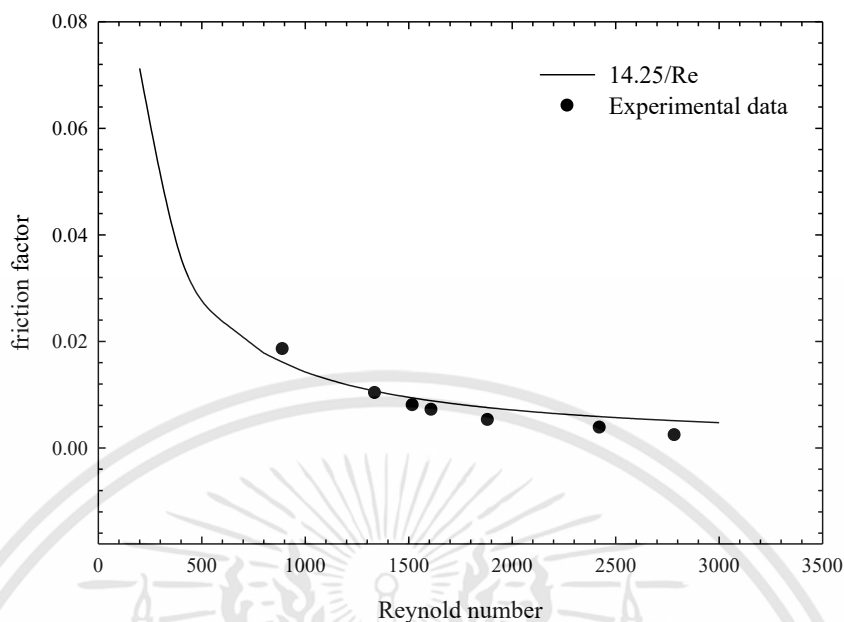
จากรูปที่ 4.8 จะเห็นว่าผลการทดลองการไหลสถานะเดียวในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ สอดคล้องกับสหสัมพันธ์ของ Sieder and Tate [62] เป็นอย่างดี เนื่องจากสหสัมพันธ์ของ Sieder and Tate [62] พัฒนาภายใต้เงื่อนไข thermally developing laminar flow โดยพิจารณาว่าค่าความหนืดของของไหลจะมีการเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ ในขณะที่ผลการทดลองไม่สอดคล้องกับสหสัมพันธ์อื่นอย่างเห็นได้ชัด



รูปที่ 4.8 การเปรียบเทียบผลการทดลองการไหลสถานะเดียวกับสหสัมพันธ์ของการไหลสถานะเดียว จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

นอกจากนี้ Steinke and Kandlikar [58] ยังได้แนะนำการตรวจสอบผลการไหลสถานะเดียวในรูปของแฟกเตอร์ความเสียหายโดยนำไปเปรียบเทียบกับทฤษฎีการไหลแบบราบเรียบสำหรับการไหลในช่องทางการไหลแบบสี่เหลี่ยม ดังแสดงในรูปที่ 4.9 โดยสมการหาค่าแฟกเตอร์ความเสียหายแบบราบเรียบสำหรับช่องทางการไหลแบบสี่เหลี่ยมสามารถหาได้ดังนี้

$$f = \frac{14.25}{Re} \quad (4.4)$$



รูปที่ 4.9 การเปรียบเทียบผลการทดลองของค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานกับทฤษฎีการไหลแบบราบเรียบ โดยการแนะนำของ Steinke and Kandlikar [58]

## 4.2 ผลการทดลองของการไหลสองสถานะ (Two-phase flow)

### 4.2.1 ผลการทดลองของท่อกลม

#### 4.2.1.1 รูปแบบการไหล

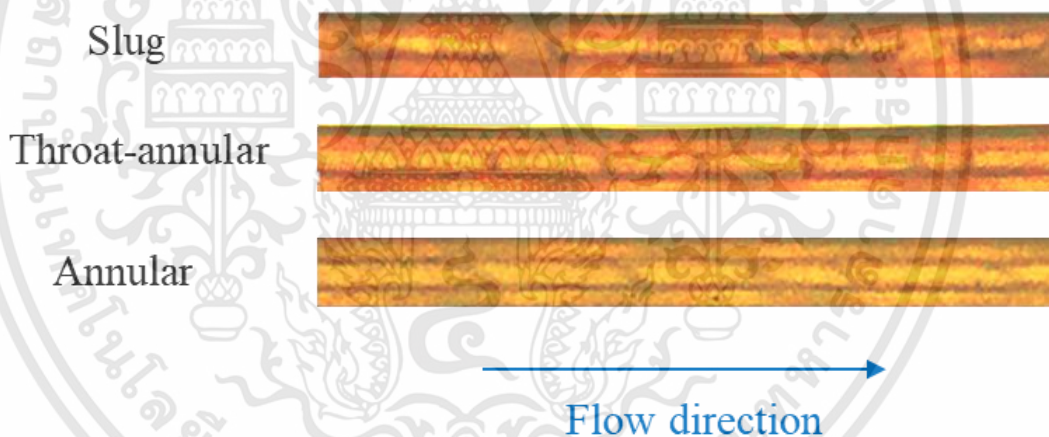
รูปแบบการไหลที่พบในการทดลองการไหลขณะเดือดในท่อกลมมีทั้งหมด 4 รูปแบบการไหลด้วยกัน ได้แก่ slug flow, churn flow, throat-annular flow และ annular flow ดังแสดงในรูปที่ 4.10-4.12 โดยรายละเอียดในแต่ละรูปแบบการไหลได้ถูกอธิบายในส่วนถัดไปดังนี้

Slug flow มีลักษณะเป็นฟองแก๊สขนาดใหญ่ที่มีลักษณะคล้ายกระสุน โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของฟองใกล้เคียงกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ ซึ่งในการทดลองครั้งนี้พบได้เฉพาะการไหลในแนวระดับเท่านั้น ในขณะที่งานวิจัยก่อนหน้านี้ของ Saisorn et al. [66] ที่ทำการทดลองในท่อขนาด 1.75 mm ยังพบการไหลแบบ slug flow สำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง และ Saisorn et al. [11] ได้ทำการทดลองโดยลดขนาดท่อลงมาเหลือ 1 mm ยังคงพบการไหลแบบ slug flow สำหรับการไหลในแนวตั้งเช่นเดียวกัน สำหรับการไหลแบบ churn flow นั้นจะมีลักษณะการไหลที่ลักษณะของฟองแก๊สที่มีความปั่นป่วนเนื่องจากอัตราการไหลที่เพิ่มสูงขึ้น ทำให้ฟองแก๊สมีลักษณะของโครงสร้างที่ไม่เสถียร ซึ่งในการทดลองครั้งนี้พบได้เฉพาะการไหลในแนวตั้งเท่านั้น จากรูปที่ 4.13 พบว่าที่เงื่อนไขการทดลองใกล้เคียงกัน slug flow มีแนวโน้มที่จะเปลี่ยนเป็น churn flow เมื่อทิศทางการไหลมีการเปลี่ยนแปลงจากแนวระดับเป็นแนวตั้ง ซึ่งอาจจะเป็นผลของแรงลอยตัวกับแรงเฉื่อยของของไหลที่ทำปฏิสัมพันธ์กันเมื่อการไหลมีทิศทางในแนวตั้ง จึงทำให้ฟองแก๊สไม่สามารถรักษาความเสถียรของรูปทรงได้ และเกิดการเปลี่ยนรูปไปเป็นการไหลแบบ churn flow ในที่สุด

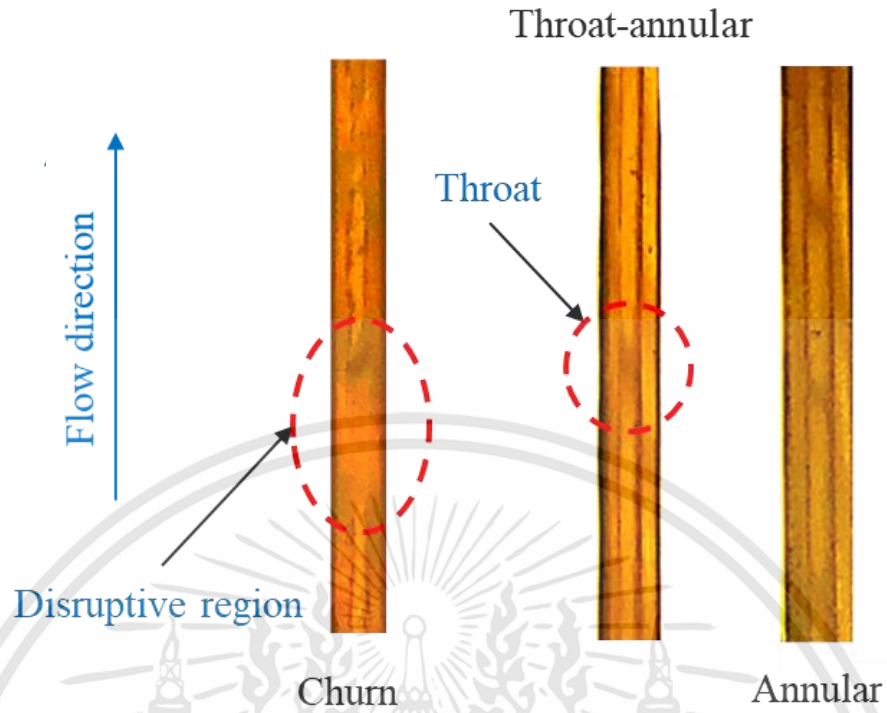
Throat-annular flow มีลักษณะคล้ายกับคอคอดระหว่างฟองอากาศ 2 ฟองที่เชื่อมกันอยู่ โดยลักษณะที่เกิดขึ้นดังกล่าวเป็นอิทธิพลของแรงตึงผิวซึ่งจะพบได้ในท่อขนาดเล็กเท่านั้น เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อย่างไรก็ตามการไหลแบบ throat-annular flow ยังถูกเรียกในอีกหลายชื่ออาทิเช่น liquid ring flow [67], slug-annular flow [68] และ ring flow [69] สำหรับลักษณะทางกายภาพของ throat-annular flow ในแนวตั้งนั้นพบว่า บริเวณคอคอดของ throat-annular flow มีการเปลี่ยนแปลงไปเมื่อเทียบกับการไหลในแนวระดับดังแสดงในรูปที่ 4.14ก รูปที่ 4.14ข แสดงการไหลแบบ annular flow ที่พบในทิศทางการไหลที่แตกต่างกัน โดยการไหลแบบ Annular flow นั้น พัฒนามาจากการไหลแบบ throat-annular flow เมื่อคุณภาพไอน้ำมีค่าเพิ่มมากขึ้น การไหลมีลักษณะเป็นการไหลของฟองแก๊สที่บริเวณแกนกลางของท่อ และมีฟิล์มของเหลวล้อมรอบอยู่ที่บริเวณผนังท่อ อีกทั้งการไหลแบบ annular flow ยังพบว่าลักษณะการไหลจะไม่มีการเปลี่ยนแปลงรูปลักษณะเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหล

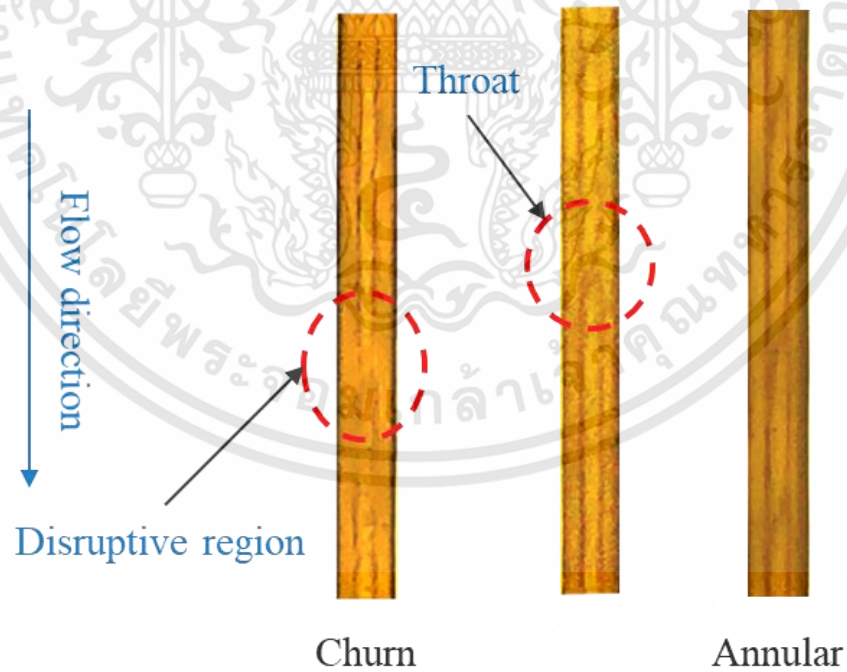
จากผลการทดลองเห็นได้ชัดว่าทิศทางการไหลยังคงส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการไหลสำหรับ slug flow และ churn flow แต่จะไม่ค่อยส่งผลต่อการไหลแบบ throat-annular flow และ annular flow ซึ่งสรุปได้ว่าอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงยังคงส่งผลต่อการไหลแบบ slug flow และ churn flow เมื่อท่อมีขนาดเล็กถึงกลาง หรือค่า Confinement number มีค่าสูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตามการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลจะไม่ส่งผลต่อการไหลแบบ throat-annular flow และ annular flow



รูปที่ 4.10 รูปแบบการไหลที่พบในท่อกลมสำหรับการไหลแนวระดับ ( $0^\circ$ )

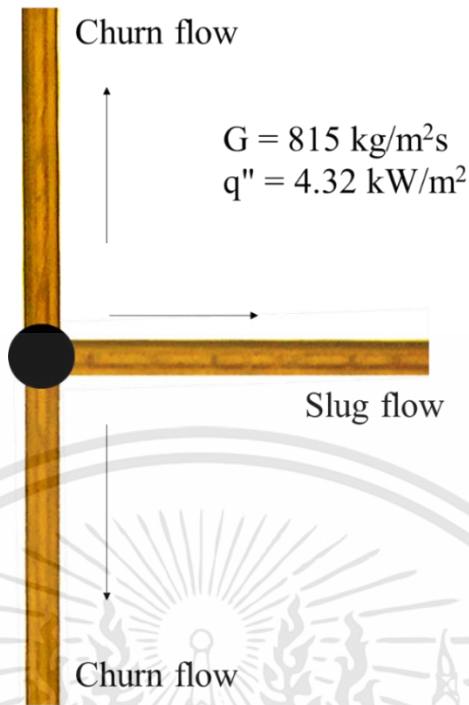


รูปที่ 4.11 รูปแบบการไหลที่พบในท่อกลมสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง (+90°)

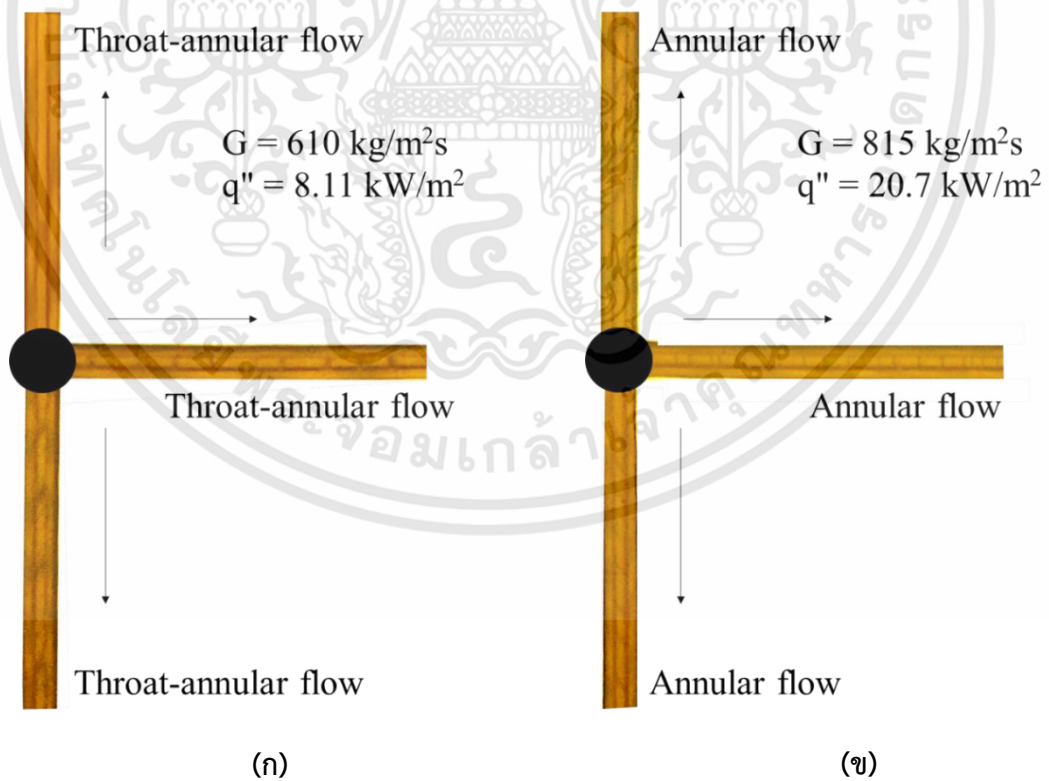


รูปที่ 4.12 รูปแบบการไหลที่พบในท่อกลมสำหรับการไหลลงในแนวตั้ง (-90°)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.13 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหล slug flow ที่พบในเงื่อนไขการทดลองเดียวกัน เมื่อมีทิศทางการไหลแตกต่างกัน



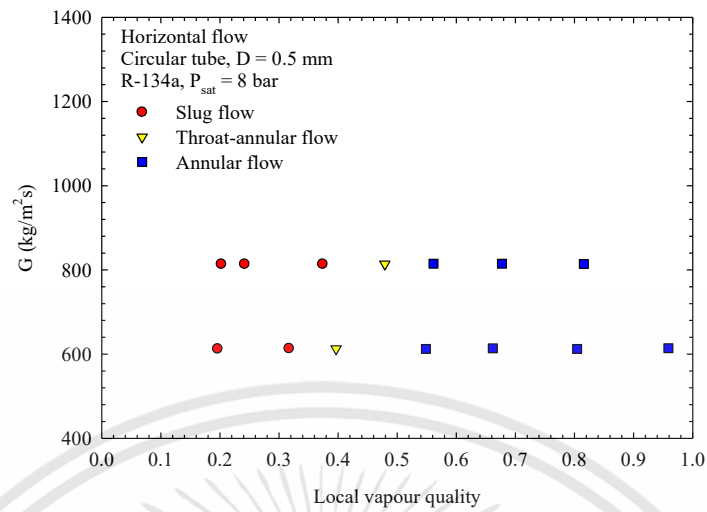
รูปที่ 4.14 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหล ก) throat-annular flow และ ข) annular flow ในทิศทางการไหลที่แตกต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

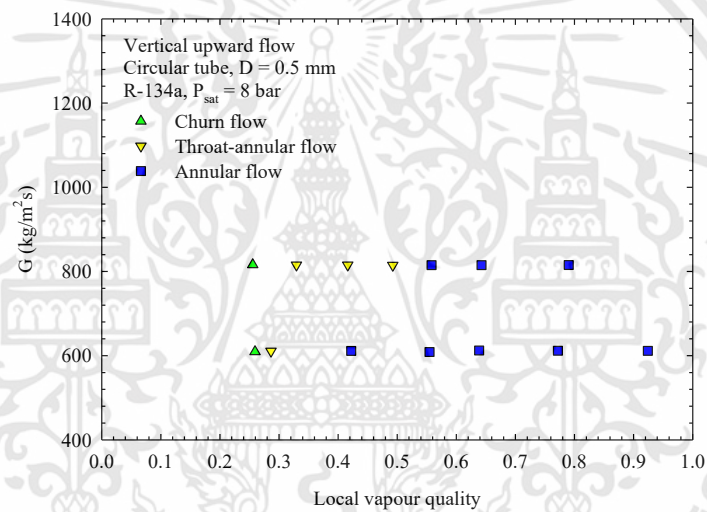
#### 4.2.1.2 แผนที่รูปแบบการไหล (Flow regime map)

รูปที่ 4.15 แสดงแผนที่รูปแบบการไหลสำหรับการไหลในแนวระดับ และการไหลในแนวตั้งโดยเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างพลาซิมอลและคุณภาพไอที่ทางออกของชุดทดสอบ ซึ่งกราฟจะแสดงตำแหน่งของรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในแต่ละเงื่อนไขการทดลอง และนอกจากนี้ยังแสดงให้เห็นถึงการพัฒนาของรูปแบบการไหลเมื่อคุณภาพไอมีค่าเพิ่มมากขึ้น จากกราฟแสดงให้เห็นว่าในช่วงคุณภาพไอต่ำจะพบรูปแบบการไหล slug flow และ churn flow และในช่วงคุณภาพไอสูงพบเป็นการไหลแบบ annular flow โดยการพัฒนาการของรูปแบบการไหลสำหรับการไหลในแนวระดับ รูปแบบการไหลจะพัฒนาจาก slug flow ไปเป็น throat-annular flow และ annular flow เมื่อคุณภาพไอเพิ่มมากขึ้น สำหรับการไหลในแนวตั้งรูปแบบการไหลจะพัฒนาจาก churn flow ไปเป็น annular flow เมื่อคุณภาพไอเพิ่มมากขึ้น ซึ่งดูเหมือนว่าการไหลแบบ throat-annular flow จะเป็นช่วงของการเปลี่ยนแปลงระหว่าง slug flow และ churn flow เป็น annular flow อีกด้วย

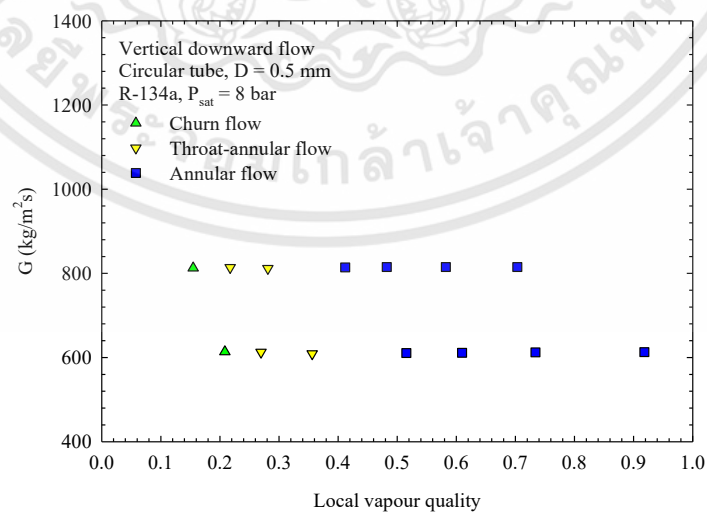
สำหรับการเปรียบเทียบกันระหว่างแผนที่การไหลในแนวระดับกับแผนที่การไหลในแนวตั้งนั้นพบว่า รูปแบบการไหลในแนวระดับนั้นสอดคล้องกันกับรูปแบบการไหลในแนวตั้งในทุกรูปแบบการไหลยกเว้นการไหลแบบ churn flow ดังแสดงในรูป 4.16 จากรูปที่ 4.16 แสดงให้เห็นว่า slug flow และ churn flow นั้นเป็นผลมาจากการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหล ซึ่งผลการทดลองที่พบดังกล่าวยังสอดคล้องกันกับผลการทดลองของ Celata et al. [70] โดยพวกเขาได้ทำทดลองการไหลขณะเดือดของสารทำความเย็น FC-72 ในท่อขนาด 0.48 mm ( $Co=1.67$ ) สำหรับการไหลในแนวระดับ จากการทดลองพบว่าไม่พบ churn flow ในการทดลอง ซึ่ง Celata et al. [70] สรุปว่า churn flow ใน micro tube จะกลายเป็นรูปแบบการไหล slug flow แทน นอกจากนี้จากผลการทดลองของ Saisorn et al. [66] ( $Co = 0.5$ ), Saisorn et al. [11] ( $Co = 0.87$ ) และ Oliveira et al. [14] ( $Co = 1.22$ ) ยังคงพบ churn flow เกิดขึ้นในแนวระดับ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าเมื่อค่า Confinement number เพิ่มสูงขึ้นการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลจะมีอิทธิพลต่อการไหลแบบ slug flow และ churn flow อีกทั้งยังพบว่าการไหลในแนวตั้งส่งผลให้รูปแบบการไหลมีแนวโน้มในการพัฒนาเร็วขึ้นเมื่อคุณภาพไอเพิ่มสูงขึ้น นอกจากนี้ยังได้มีการเปรียบเทียบแผนที่รูปแบบการไหลระหว่างการไหลขึ้นในแนวตั้งและการไหลลงในแนวตั้งพบว่ารูปแบบการไหลมีความสอดคล้องกันเป็นอย่างดีดังแสดงในรูปที่ 4.17



(ก)



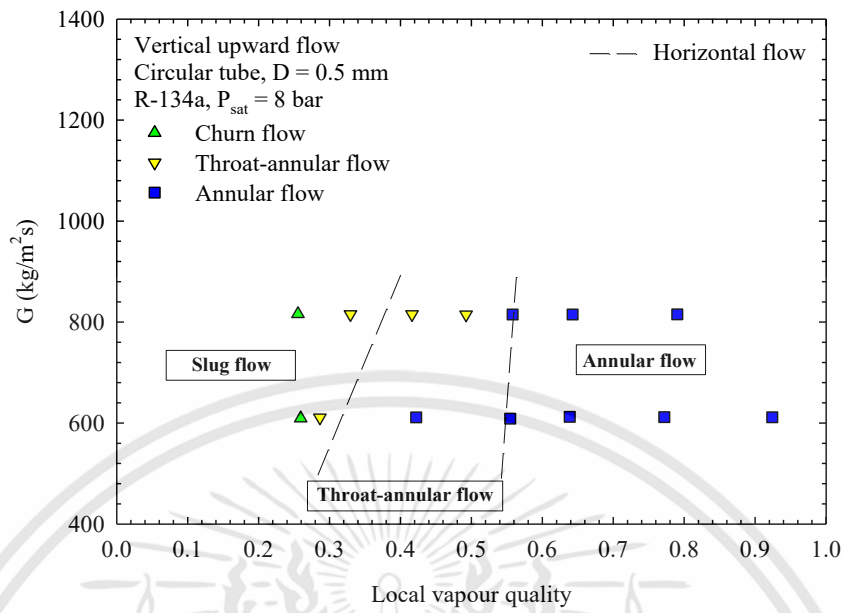
(ข)



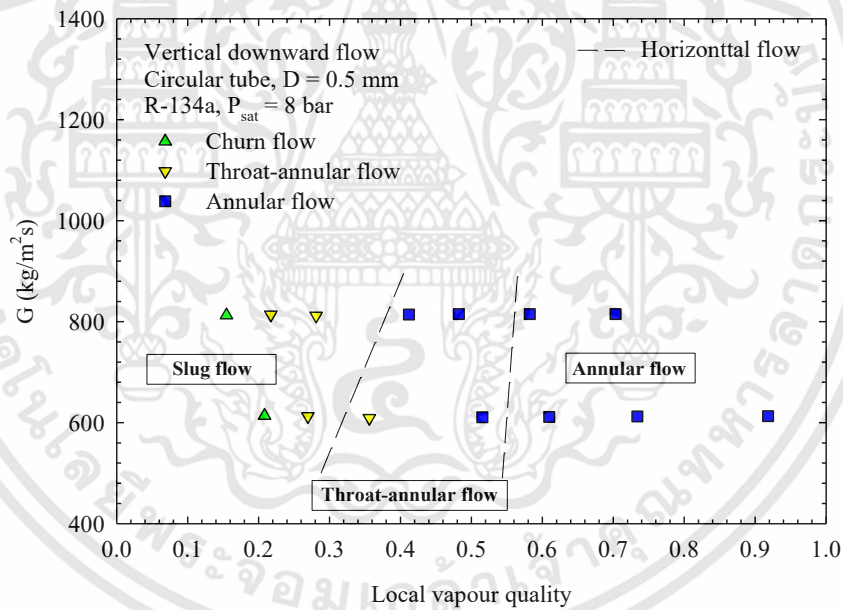
(ค)

รูปที่ 4.15 แผนที่รูปแบบการไหลสำหรับ ก) การไหลในแนวระดับ ข) การไหลขึ้นในดิ่ง และ ค) การไหลลงในแนวดิ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

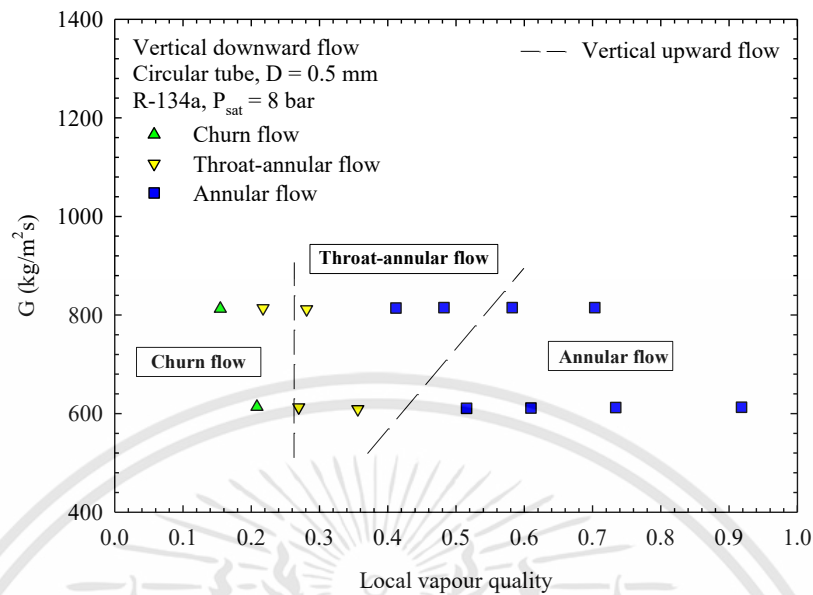


(ก)



(ข)

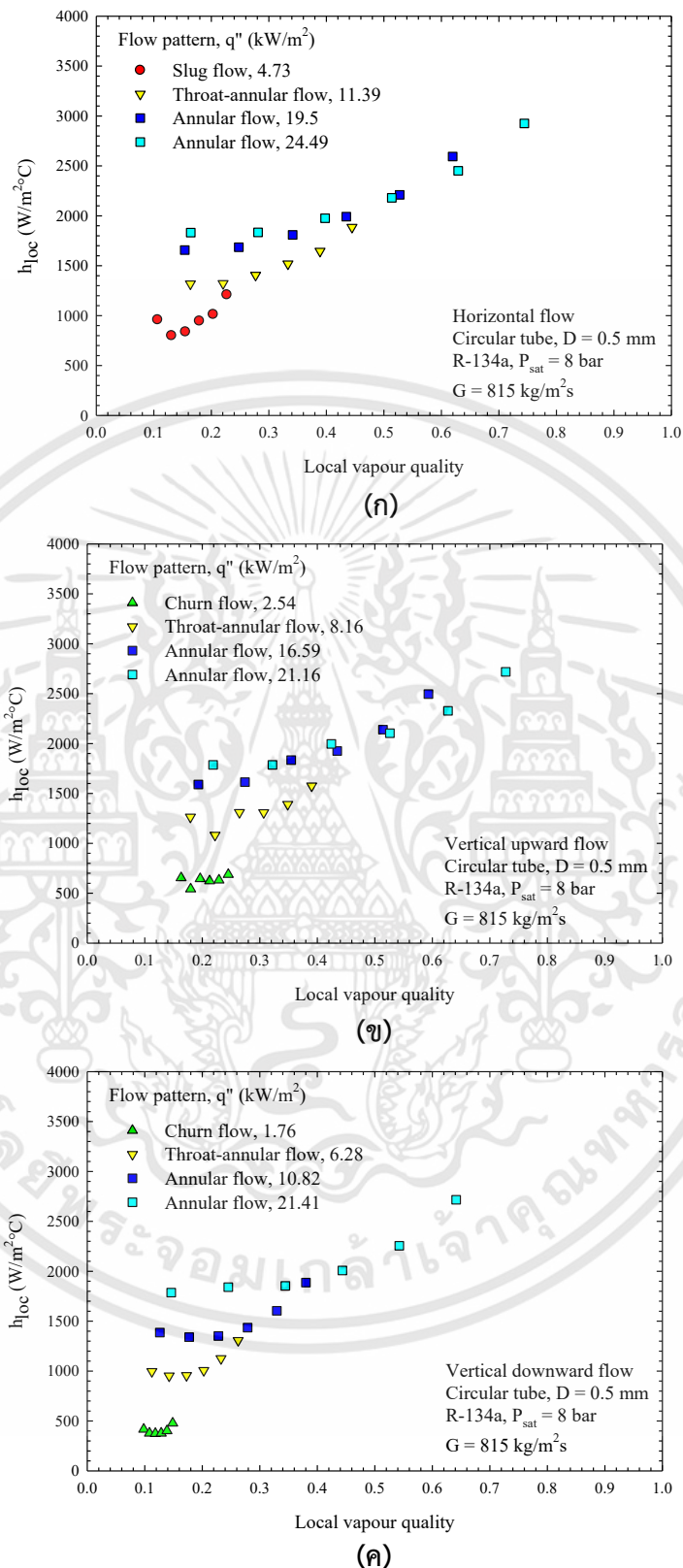
รูปที่ 4.16 การเปรียบเทียบแผนที่รูปแบบการไหลระหว่างการไหลในแนวระดับกับ ก) การไหลขึ้นในแนวตั้ง และ ข) การไหลลงในแนวตั้ง



รูปที่ 4.17 การเปรียบเทียบแผนที่รูปแบบการไหลระหว่างการไหลขึ้นในดิ่งกับการไหลลงในแนวดิ่ง

#### 4.2.1.3 การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 4.18 แสดงอิทธิพลของรูปแบบการไหล และฟลักซ์ความร้อนต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในดิ่ง และการไหลลงในแนวดิ่ง ในท่อขนาด 0.5 mm ที่ฟลักซ์ความร้อน  $815 \text{ kg}/\text{m}^2\text{s}$  โดยกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดกับค่าคุณภาพไอเฉพาะจุดที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกัน ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้นเมื่อคุณภาพไอ และฟลักซ์ความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังแสดงให้เห็นว่าเมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มสูงขึ้นรูปแบบการไหลจะพัฒนาจาก slug flow หรือ churn flow ไปยัง annular flow ซึ่งเป็นผลจากอัตราการเดือดที่เพิ่มขึ้น ทำให้รูปแบบการไหลมีการเปลี่ยนแปลงไป ซึ่งเห็นได้ชัดว่ารูปแบบการไหลแบบ slug flow หรือ churn flow ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำที่สุด ในขณะที่การไหลแบบ annular flow ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด เนื่องมาจากการไหลแบบ slug flow หรือ churn flow จะเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยอาศัยการเดือดและเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นแก๊สซึ่งในช่วงเริ่มต้นของการเดือดจึงทำให้มีการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า ในขณะที่การไหลแบบ annular flow มีการถ่ายเทความร้อนจากผนังท่อไปยังฟิล์มของของเหลวโดยการนำความร้อน ทำให้เกิดการเดือดชั้นบริเวณฟิล์มจึงส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้น และยังพบว่าแม้ว่าฟลักซ์ความร้อนจะเพิ่มสูงขึ้นแต่แนวโน้มของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อย ซึ่งเห็นได้ชัดว่ากลไกการถ่ายเทความร้อนในช่วงที่มีคุณภาพไอดำเนินสอดคล้องกับกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ nucleate boiling (การถ่ายเทความร้อนขึ้นกับฟลักซ์ความร้อน) ในขณะที่ในช่วงที่มีคุณภาพไอสูงนั้นอิทธิพลของฟลักซ์ความร้อนจะค่อย ๆ ลดน้อยลง

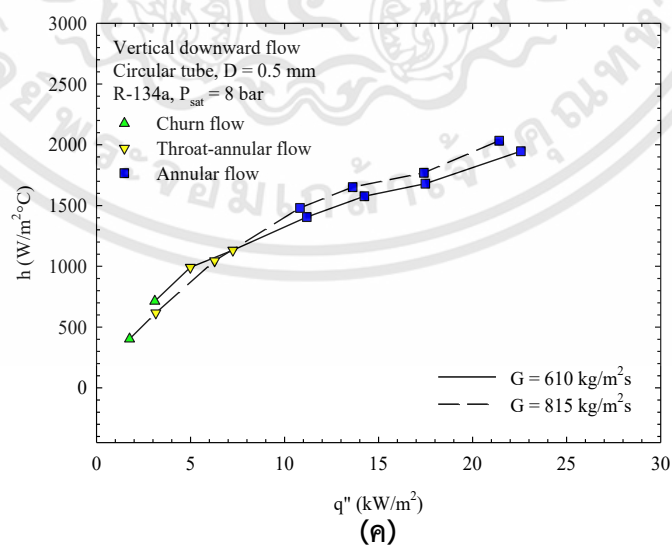
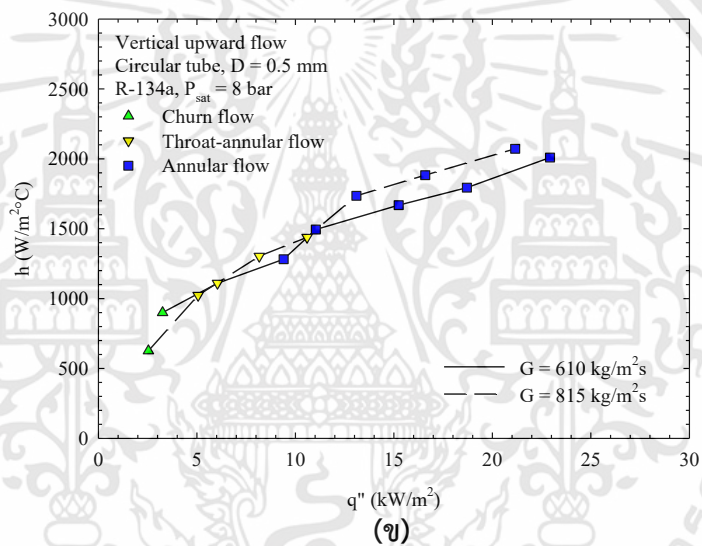
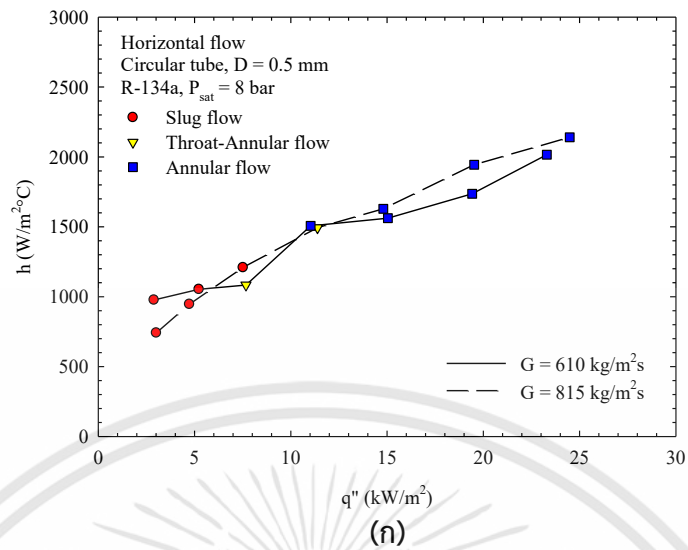


รูปที่ 4.18 อิทธิพลของรูปแบบการไหลและฟลักซ์ความร้อนต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เฉพาะจุดสำหรับ ก) การไหลในแนวระดับ ข) การไหลขึ้นในดิ่ง และ ค) การไหลลงในแนวตั้ง ในท่อ ขนาด 0.5 mm ที่ฟลักซ์ความร้อน 815 kg/m<sup>2</sup>s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

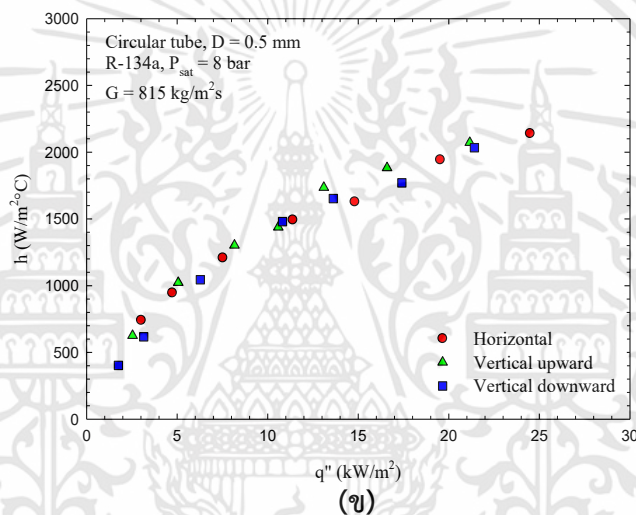
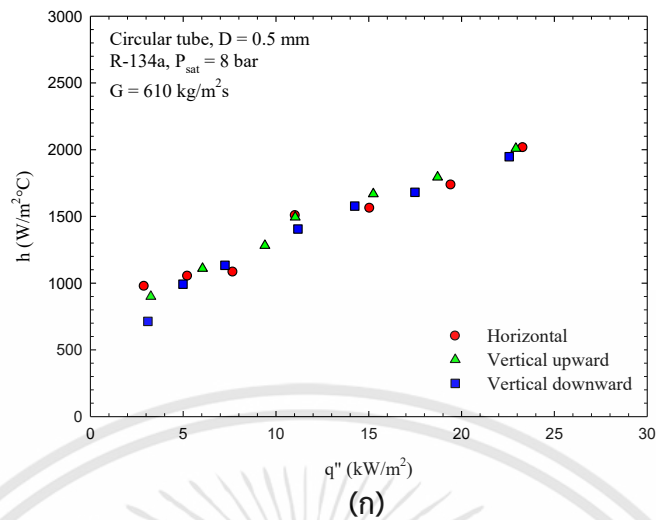
รูปที่ 4.19 แสดงอิทธิพลของรูปแบบการไหล และฟลักซ์มวลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในดิ่ง และการไหลลงในแนวดิ่ง ในท่อขนาด 0.5 mm โดยอาศัยความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับฟลักซ์ความร้อนที่มีค่าฟลักซ์มวลแตกต่างกัน ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งเป็นผลจากอัตราการเดือดที่เพิ่มขึ้นทำให้รูปแบบการไหลมีการเปลี่ยนแปลงไป ส่งผลให้อุณหภูมิที่ผิวท่อลดน้อยลงจึงทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้น อีกทั้งยังพบว่าเมื่อฟลักซ์มวลเพิ่มสูงขึ้นจะไม่ส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำ ในขณะที่ในช่วงฟลักซ์ความร้อนสูงนั้นพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มที่จะเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ซึ่งแสดงให้เห็นว่าอิทธิพลของฟลักซ์มวลจะไม่ค่อยส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อขนาด 0.5 mm เท่าใดนัก ดังนั้นการทดลองจึงสามารถสรุปได้ว่ากลไกการถ่ายเทความร้อนโดยส่วนใหญ่จะเป็นกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ nucleate boiling

นอกจากนี้ยังได้ศึกษาอิทธิพลของทิศทางการไหลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อขนาด 0.5 mm โดยใช้กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับฟลักซ์ความร้อนดังแสดงในรูปที่ 4.20 จากรูปที่ 4.20 แสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลจะไม่ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในทุกเงื่อนไขการทดลอง ซึ่งแสดงให้เห็นว่าอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงหรือแรงลอยตัวจะไม่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับท่อขนาด 0.5 mm ( $Co = 1.7$ ) หรืออีกนัยหนึ่งว่าการไหลในท่อขนาด 0.5 mm ( $Co = 1.7$ ) อยู่ในช่วง micro-scale อย่างสมบูรณ์



รูปที่ 4.19 อิทธิพลของรูปแบบการไหลและฟลักซ์มวลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับ ก) การไหลในแนวระดับ ข) การไหลขึ้นในดิ่ง และ ค) การไหลลงในแนวตั้ง ในท่อขนาด 0.5 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

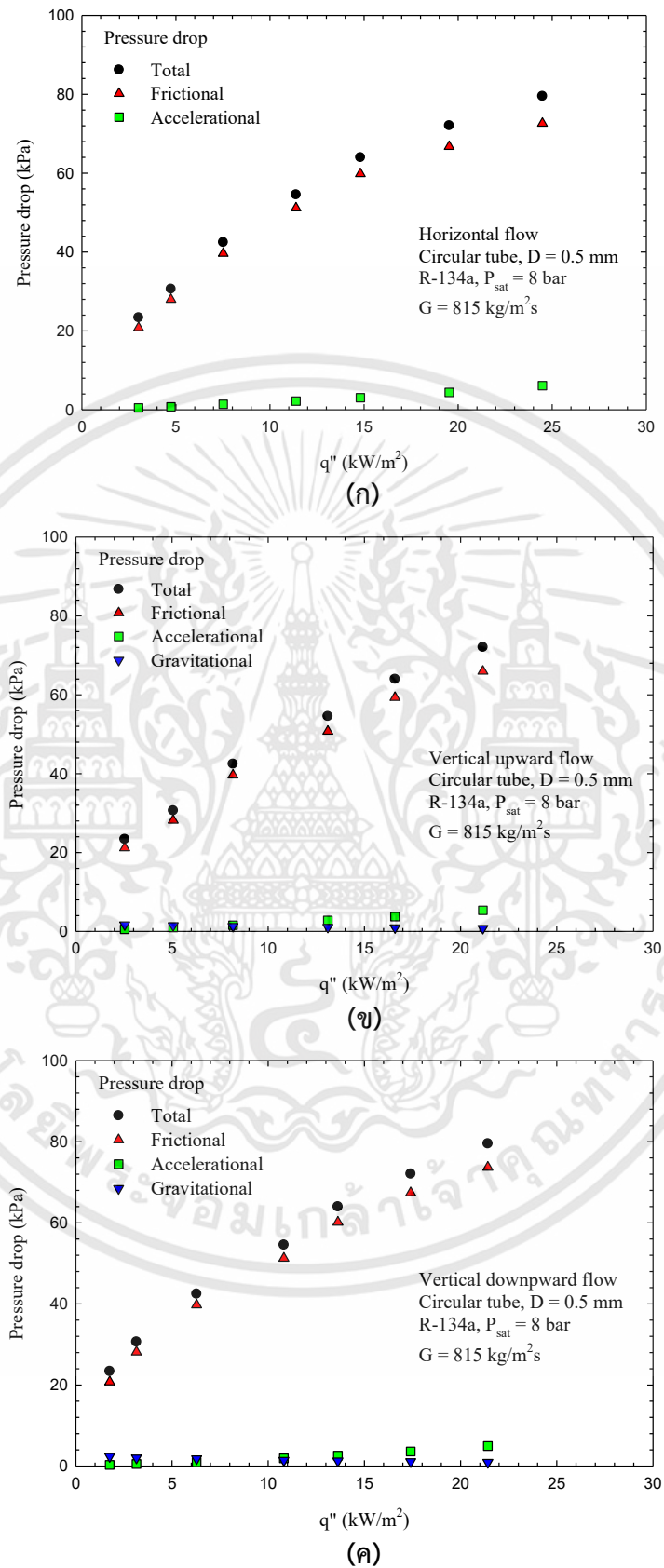


รูปที่ 4.20 อิทธิพลของทิศทางการไหลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อขนาด 0.5 mm ที่ฟลักซ์มวล ก) 610 และ ข) 815  $\text{kg/m}^2 \text{ s}$

#### 4.2.1.4 ความดันลด

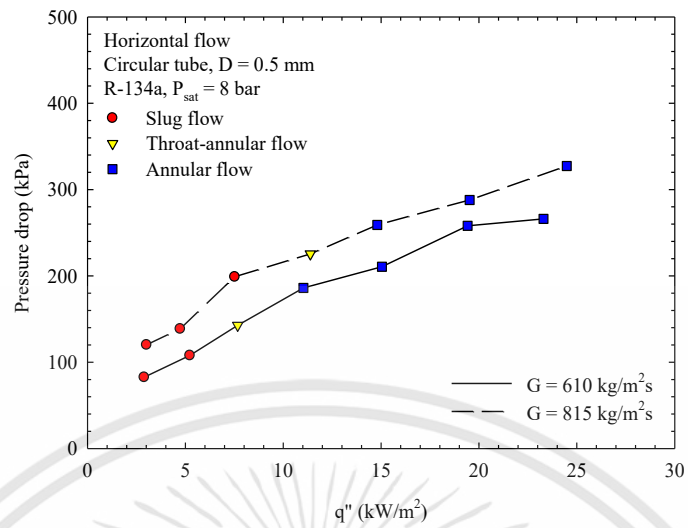
ความดันลดทั้งหมดของชุดทดสอบถูกวัดด้วยเครื่อง differential pressure transducer ที่ติดตั้งระหว่างทางเข้า และทางออกของชุดทดสอบดังได้อธิบายไปในบทที่ 2 หัวข้อ 2.4 ซึ่งเมื่อนำส่วนประกอบของความดันลดในสมการที่ 2.14 มาสร้างกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดกับฟลักซ์ความร้อนดังแสดงในรูป 4.21 จากรูปที่ 4.21 พบว่าความดันลดที่วัดมาได้ส่วนใหญ่นั้นเป็นผลมาจากส่วนของความดันลดเนื่องจากความเสียดทานในทุกทิศทางการไหล ซึ่งแสดงให้เห็นว่าอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงนั้นไม่ส่งผลต่อความดันลดสำหรับการไหลในท่อขนาด 0.5 mm

รูปที่ 4.22 แสดงอิทธิพลของรูปแบบการไหลและฟลักซ์มวลต่อความดันลดสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในดิ่ง และการไหลลงในแนวดิ่ง ในท่อขนาด 0.5 mm โดยใช้ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดกับฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวลแตกต่างกัน จากกราฟพบว่าความดันลดจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อน และฟลักซ์มวลมีค่าเพิ่มสูงขึ้นในทุกทิศทางการไหล นอกจากนี้ยังพบว่า การไหลแบบ slug flow และ churn flow มีความดันลดที่ต่ำที่สุด และการไหล

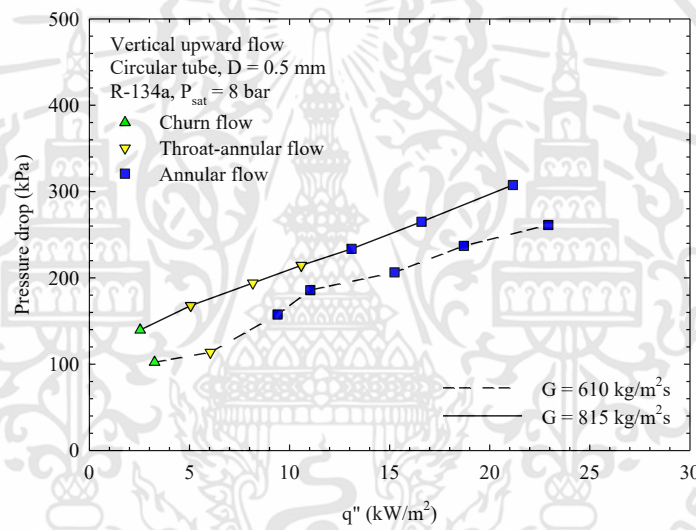


รูปที่ 4.21 ส่วนประกอบของความดันลดสำหรับ ก) การไหลในแนวระดับ ข) การไหลขึ้นในแนวตั้ง และ ค) การไหลลงในแนวตั้งที่ฟลักซ์มวล  $815$   $\text{kg/m}^2\text{s}$  ในท่อขนาด  $0.5$  mm

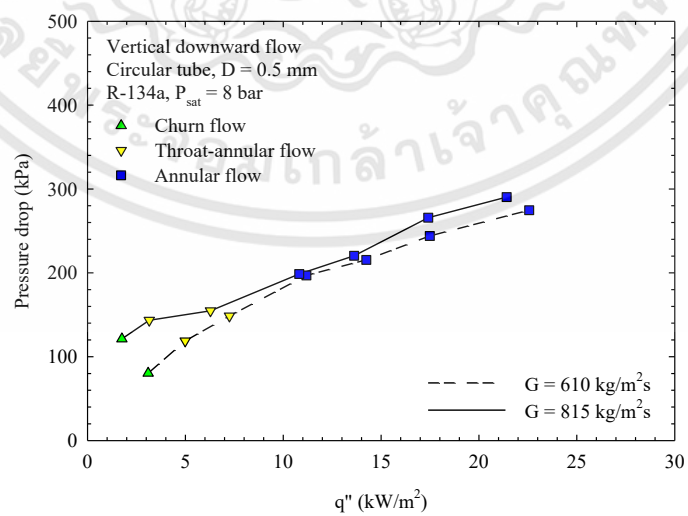
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)



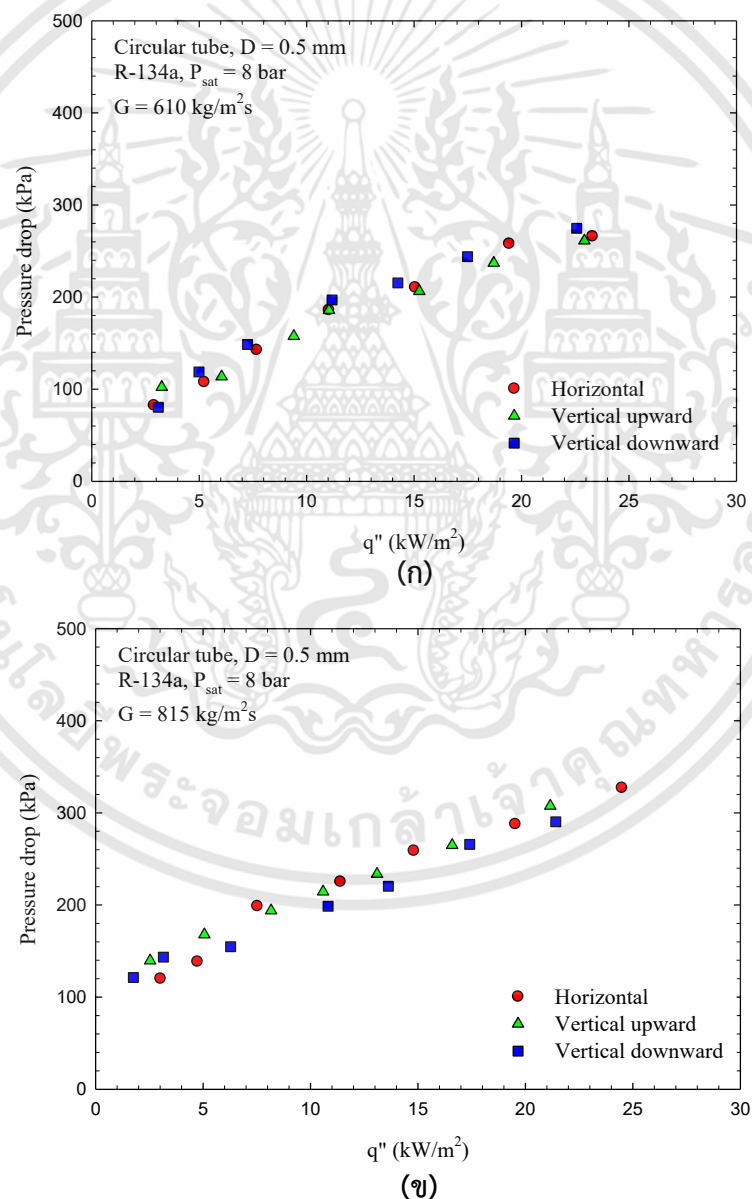
(ค)

รูปที่ 4.22 อิทธิพลของรูปแบบการไหลและฟลักซ์มวลต่อความดันลดสำหรับ ก) การไหลในแนวระดับ ข) การไหลขึ้นในดิ่ง และ ค) การไหลลงในแนวดิ่ง ในท่อขนาด 0.5 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบ annular flow จะให้ค่าความดันลดสูงที่สุด ซึ่งเป็นผลมาจากองค์ประกอบของการไหลแบบ annular flow นั้นมีฟองแก๊สขนาดใหญ่เคลื่อนที่อยู่บริเวณกลางท่อ ในขณะที่ของเหลวเคลื่อนที่ผ่านฟิล์มบาง ๆ ที่ผิวท่อ จึงทำให้ความดันลดสูงกว่าการไหลแบบ slug flow และ churn flow ที่เป็นการเคลื่อนที่ของฟองแก๊สควบคู่กับการเคลื่อนที่ของของเหลว

ในส่วนของรูปที่ 4.23 แสดงอิทธิพลของทิศทางการไหลต่อความดันลดในท่อขนาด 0.5 mm โดยแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดกับฟลักซ์ความร้อนในทิศทางการไหลแตกต่างกัน ซึ่งผลการทดลองพบว่าการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลจะไม่ส่งผลต่อค่าความดันลดในทุกทิศทางการไหลซึ่งแสดงให้เห็นว่าอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงหรือแรงลอยตัวจะไม่ส่งผลต่อค่าความดันลดสำหรับท่อขนาด 0.5 mm ( $Co = 1.7$ ) ซึ่งเป็นการยืนยันได้อีกว่าการไหลในท่อขนาด 0.5 mm ( $Co = 1.7$ ) อยู่ในช่วง micro-scale อย่างสมบูรณ์



รูปที่ 4.23 อิทธิพลของทิศทางการไหลต่อความดันลดสำหรับที่ฟลักซ์มวล ก) 610 และ ข) 815  $\text{kg/m}^2\text{s}$  ในท่อขนาด 0.5 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 4.2.2 ผลการทดลองของไมโครเซนแนลฮีตซิงก์

### 4.2.2.1 รูปแบบการไหล

รูปที่ 4.24 จะแสดงการวางตัวของไมโครเซนแนลฮีตซิงก์ในทิศทางต่าง ๆ โดยการศึกษารูปแบบการไหลที่พบในการทดลองการไหลขณะเดือดในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์มีด้วยกันทั้งหมด 5 รูปแบบการไหลด้วยกัน ได้แก่ bubbly flow, bubbly/slug flow, slug flow, slug/long-slug flow และ long-slug flow ดังแสดงในรูปที่ 4.25-4.27 โดยรายละเอียดของแต่ละรูปแบบการไหลได้ถูกอธิบายในส่วนถัดไปดังนี้

Bubbly flow มีลักษณะเป็นฟองแก๊สทรงกลมหรือวงรีขนาดเล็ก และขนาดของฟองแก๊สจะใหญ่ขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น โดยส่วนใหญ่จะเกิดขึ้นจากการเดือดบริเวณมุมของช่องทางการไหล ซึ่งผลที่ได้นั้นสอดคล้องกับการทดลองของ Fayyadh et al. [34] โดยพวกเขาได้อธิบายว่าฟองแก๊สจะเกิดขึ้นที่ละฟองที่ผนังของช่องทางการไหล จากนั้นจะเคลื่อนที่ไปยังทางออก และมีโอกาสน้อยมากที่ฟองแก๊สแต่ฟองจะเกิดการรวมตัวกันในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำ ซึ่งในการทดลองนี้สามารถพบได้ในทุกทิศทางการไหล

Bubbly/slug flow เป็นรูปแบบการที่เกิดจากการพบการไหลแบบ bubbly flow และ slug flow ในปริมาณที่เท่ากันในเวลาเดียวกัน ซึ่งจะไหลในช่องเดียวกันหรือคนละช่องก็ได้ โดยรูปแบบการไหลนี้จะเป็นช่วงในการพัฒนารูปแบบการไหลจาก bubbly flow เป็น slug flow โดยในการทดลองนี้สามารถพบเห็นได้ในทุกทิศทางการไหล

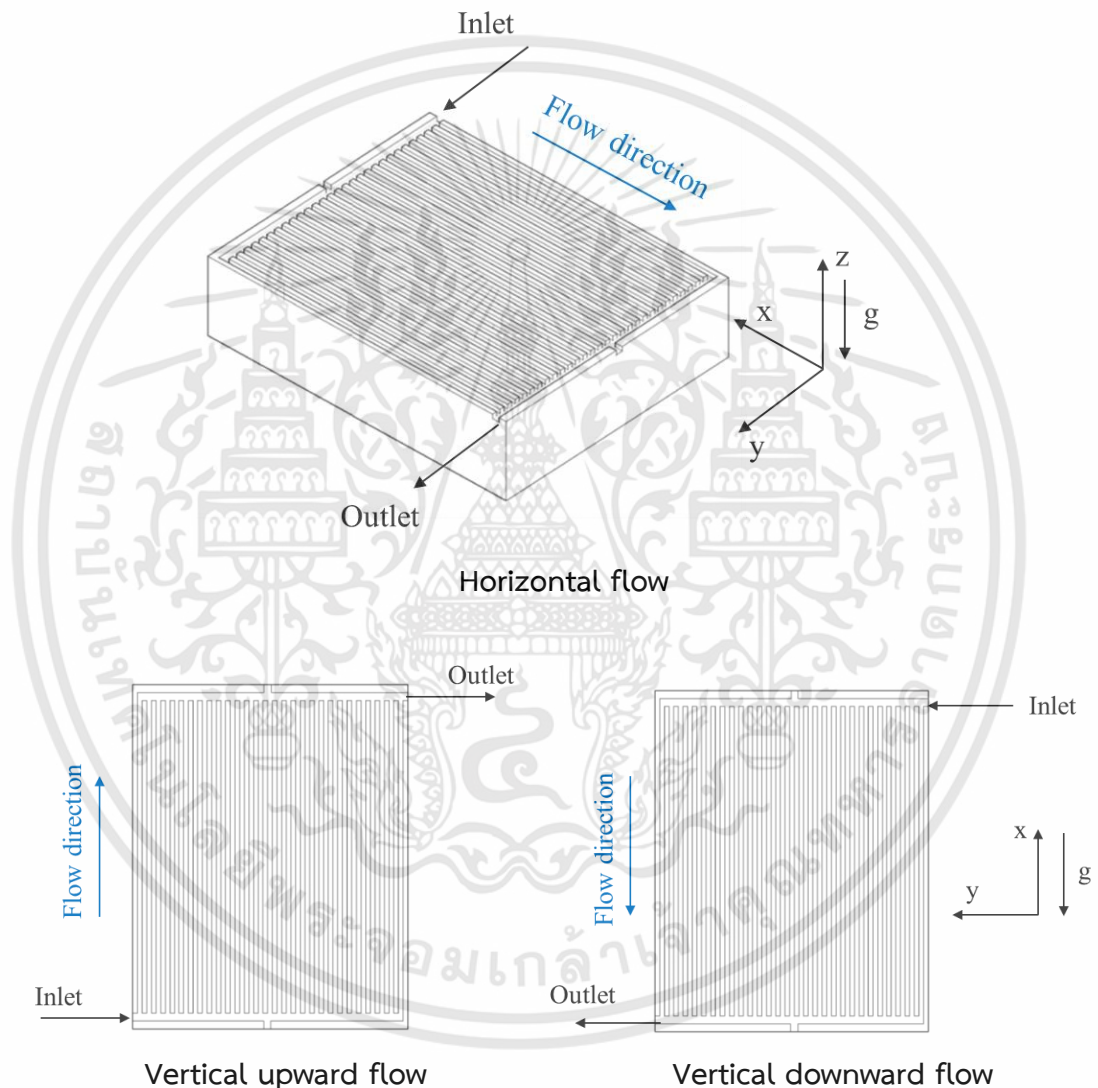
Slug flow มีลักษณะเป็นฟองแก๊สขนาดใหญ่ที่มีลักษณะคล้ายกระสุนคล้ายคลึงกับการทดลองในท่อกลม ซึ่งการทดลองในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์พบว่าการไหลแบบ slug flow จะเกิดจากการขยายตัวของฟองแก๊สในพื้นที่จำกัดเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อน จนฟองแก๊สพัฒนากลายเป็นการไหลแบบ slug flow ในที่สุด ซึ่งจะพบการไหลแบบ slug flow เฉพาะการไหลในแนวตั้งเท่านั้น

Slug/long-slug flow เป็นรูปแบบการที่เกิดจากการพบการไหลแบบ slug flow และ long-slug flow ในปริมาณที่เท่ากันในเวลาเดียวกัน ซึ่งจะไหลในช่องเดียวกันหรือคนละช่องก็ได้ แต่ส่วนใหญ่จะเกิดคนละช่องทางการไหลกัน โดยรูปแบบการไหลนี้จะเป็นช่วงในการพัฒนารูปแบบการไหลจาก slug flow เป็น long-slug flow ซึ่งในการทดลองจะพบได้ในทุกทิศทางการไหล

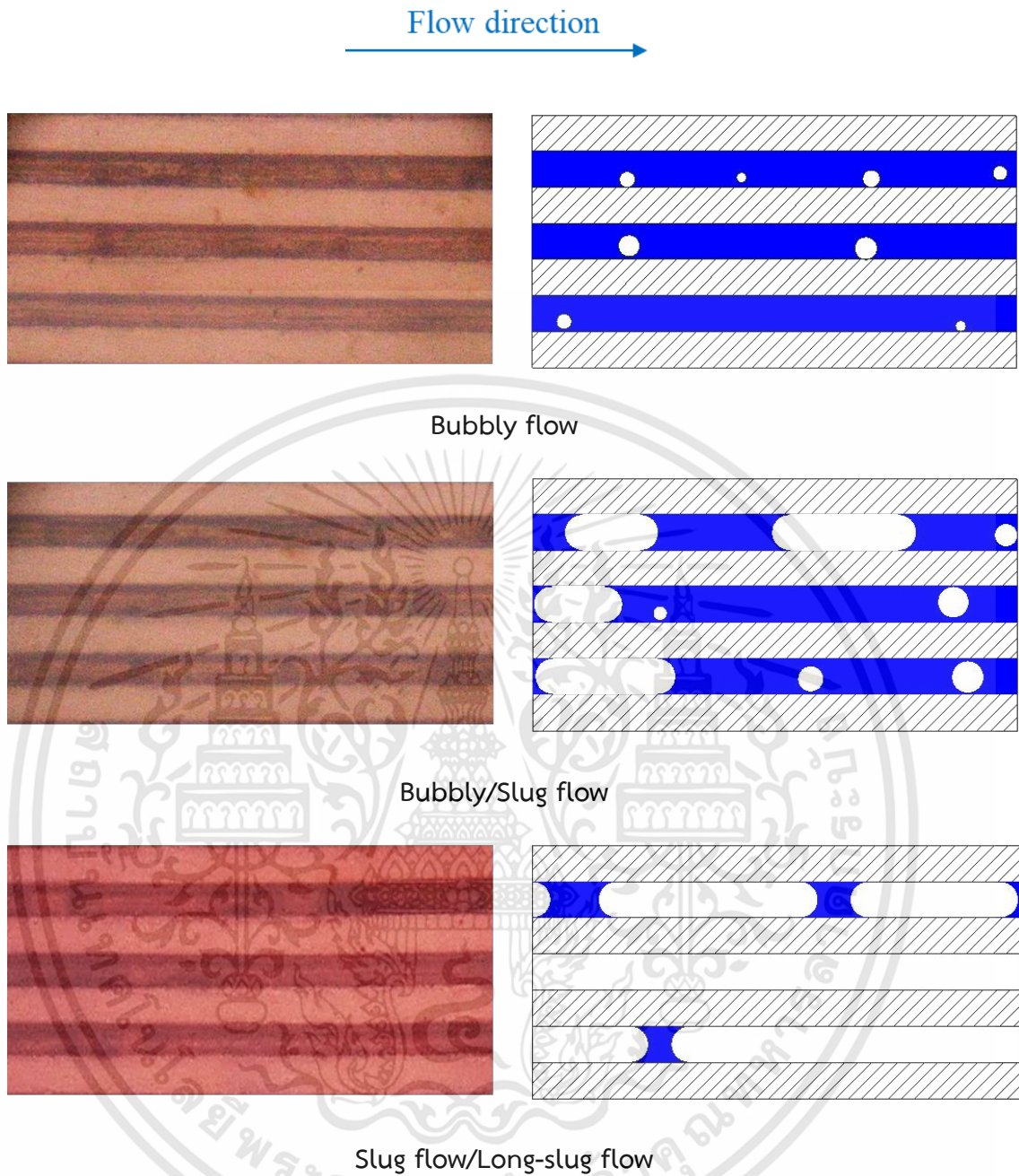
Long-slug flow มีลักษณะคล้ายกับการไหลแบบ slug flow แต่จะมีขนาดของฟองแก๊สที่ยาวกว่า slug flow ซึ่งความยาวของ long-slug flow จะยาวมากกว่า  $1/3$  ของความยาวท่อ ซึ่งเกิดจากการขยายตัวของ slug flow เมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มสูงขึ้น โดยสามารถพบเห็นได้ในทุกทิศทางการไหลสำหรับการทดลองในครั้งนี้

นอกจากนี้ยังพบว่ามีกรไหลย้อนกลับเกิดขึ้นในช่องทางการไหลที่อยู่ใกล้กับบริเวณทางเข้าของฮีตซิงก์อีกด้วย ซึ่งในการทดลองนี้การไหลย้อนกลับจะพบเห็นได้อย่างชัดเจนในการไหลในแนวตั้ง ซึ่งสังเกตได้จากฟองแก๊สไหลย้อนการไหลไปยัง plenum ทางเข้า ในขณะที่การไหลแบบ slug/long-slug flow และ long-slug flow สามารถสังเกตเห็นการไหลย้อนกลับได้เนื่องจากเกิดจากรวมตัวกันของฟองแก๊สที่บริเวณ plenum ทางเข้า ดังแสดงในรูปที่ 4.28 ซึ่งจากรูปที่ 4.28 พบว่าฟองแก๊สที่เกิดจากการไหลย้อนกลับไปยัง plenum ทางเข้า จากนั้นจะเคลื่อนที่ไปยังช่องทางการไหลอื่นที่ไม่เกิดการไหลย้อนกลับเพื่อออกจากฮีตซิงก์ ซึ่งจะแตกต่างจากผลการทดลองของ Fayyadh et al. [34] ที่ว่าฟองแก๊สที่เกิดการไหลย้อนกลับจะรวมตัวกันอยู่บริเวณทางเข้าของช่องทางการไหล

นั้น ๆ ก่อนจะไหลกลับเข้าสู่ช่องทางการไหลเดิมเพื่อมุ่งหน้าสู่ทางออกของฮีตซิงก์ โดยความแตกต่างกันนี้อาจจะเกิดเนื่องจากขนาดของ plenum ที่ทางเข้าของช่องทางการไหลสำหรับการทดลองนี้เล็กกว่าในงานวิจัยของ Fayyadh et al. [34] ทำให้เกิดพฤติกรรมที่แตกต่างกันดังกล่าว ซึ่งพฤติกรรมการรวมตัวของฟองแก๊สที่ขวางการไหลบริเวณ plenum ทางเข้ายังถูกพบโดย Lee and Mudawar [71] อีกด้วย แต่อย่างไรก็ตาม Fayyadh et al. [34] พบว่าการไหลย้อนกลับ และการปั่นป่วนที่เกิดขึ้นบริเวณทางเข้าของช่องทางการไหลนั้นจะไม่ส่งผลต่อการวัดอุณหภูมิ และความดันที่บริเวณทางเข้าและทางออกแต่อย่างใด

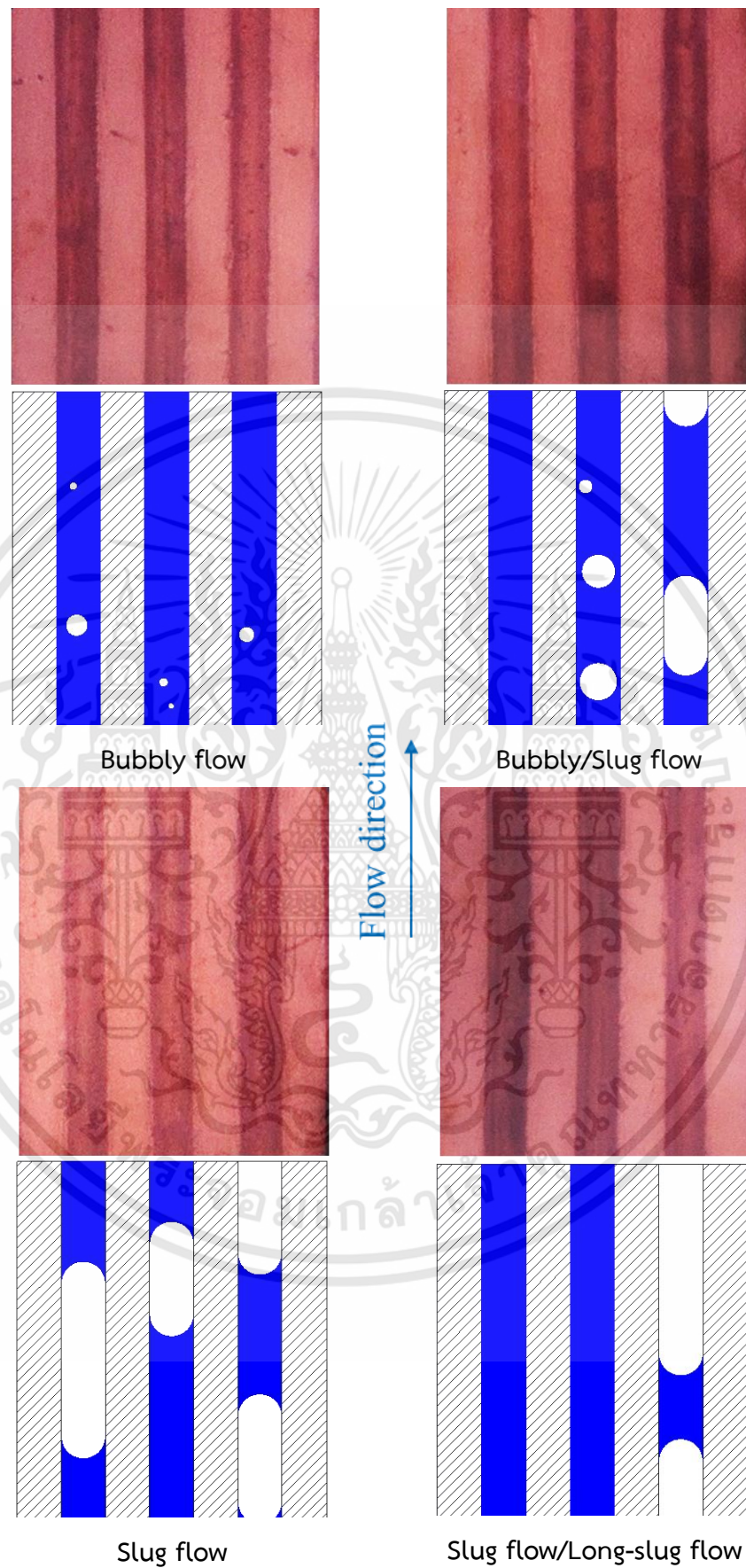


รูปที่ 4.24 การวางตัวของไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ในทิศทางต่าง ๆ



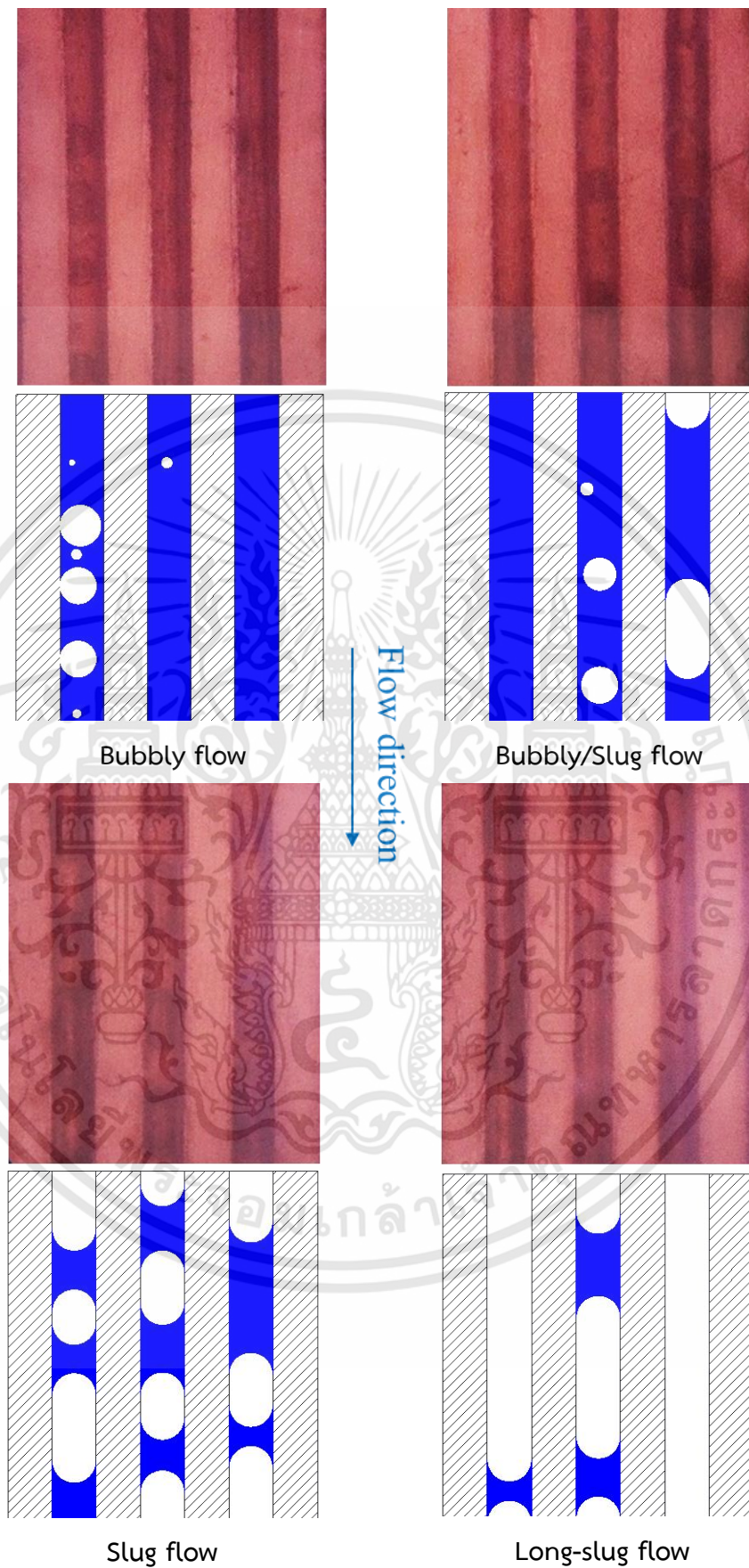
รูปที่ 4.25 รูปแบบการไหลที่พบในฮีตซิงก์สำหรับการไหลแนวระดับ ( $0^\circ$ )

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



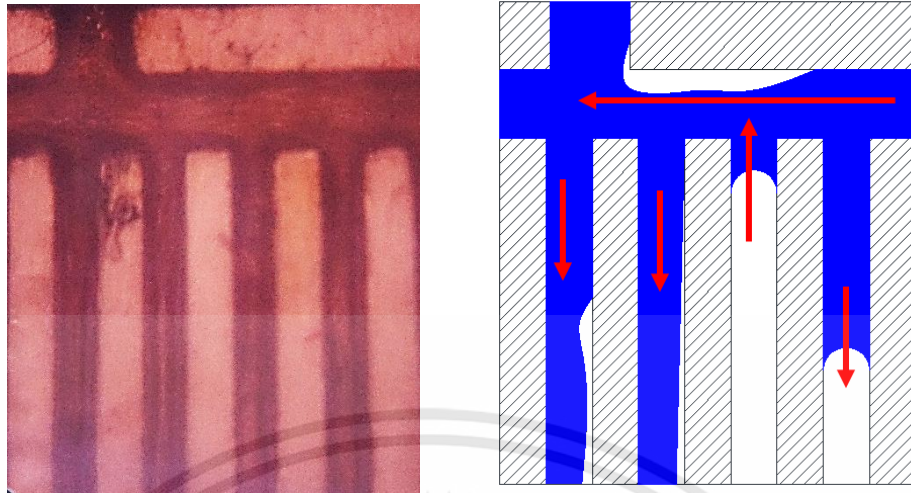
รูปที่ 4.26 รูปแบบการไหลที่พบในฮีตซิงก์สำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง (+90°)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.27 รูปแบบการไหลที่พบในฮีตซิงก์สำหรับการไหลลงในแนวตั้ง ( $-90^\circ$ )

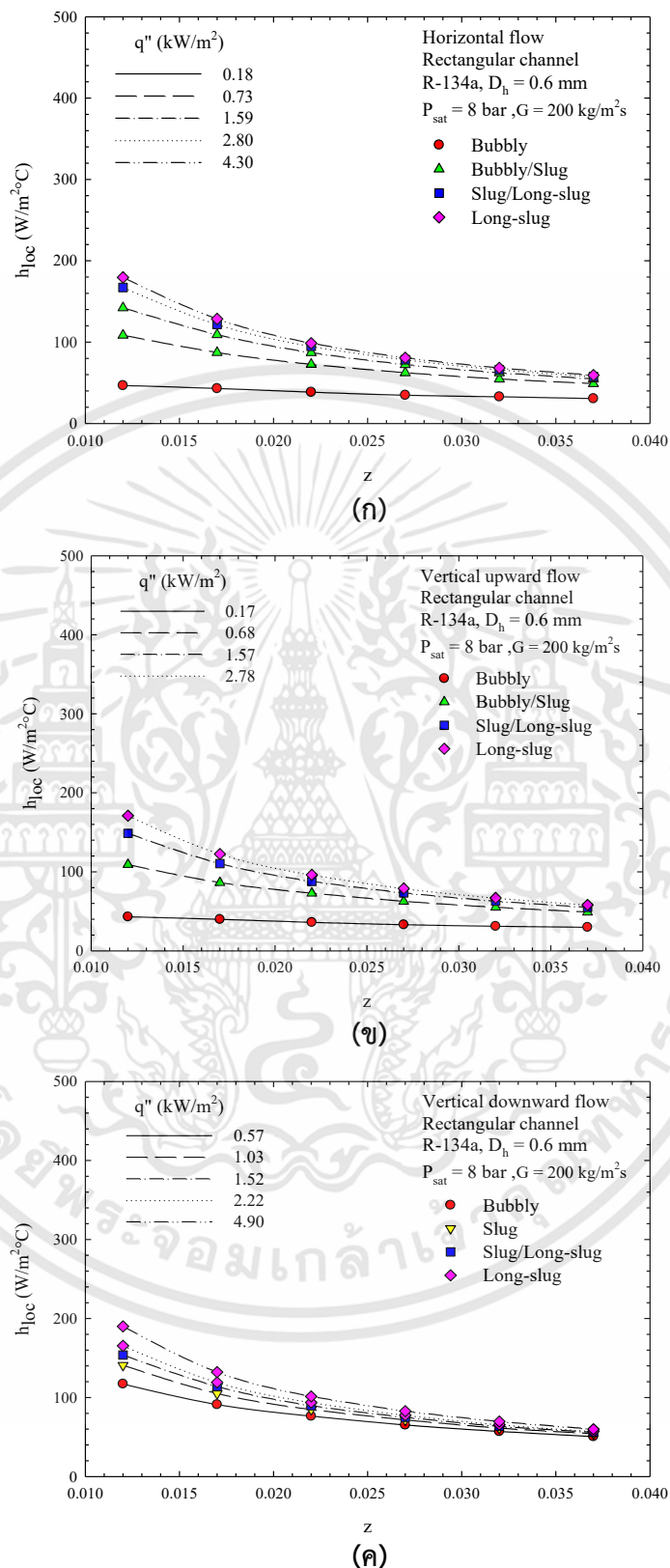
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.28 ตัวอย่างการรวมตัวของฟองอากาศที่บริเวณทางเข้าของแต่ละช่องทางการไหลที่เกิดจากการไหลย้อนกลับที่ฟลักซ์มวล  $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  สำหรับการไหลลงในแนวดิ่ง

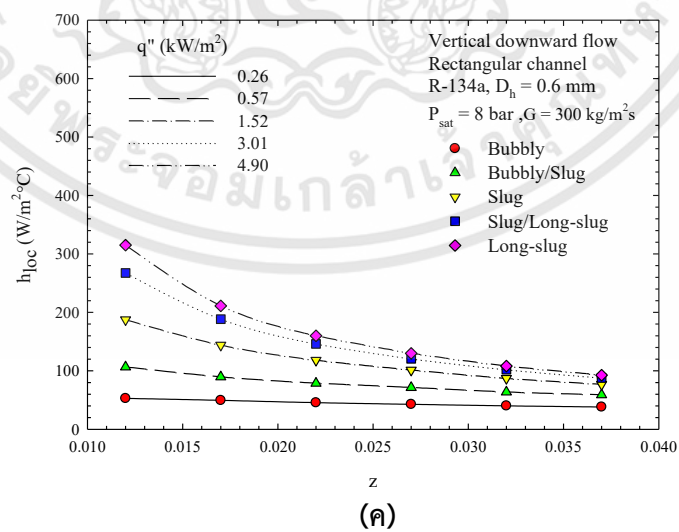
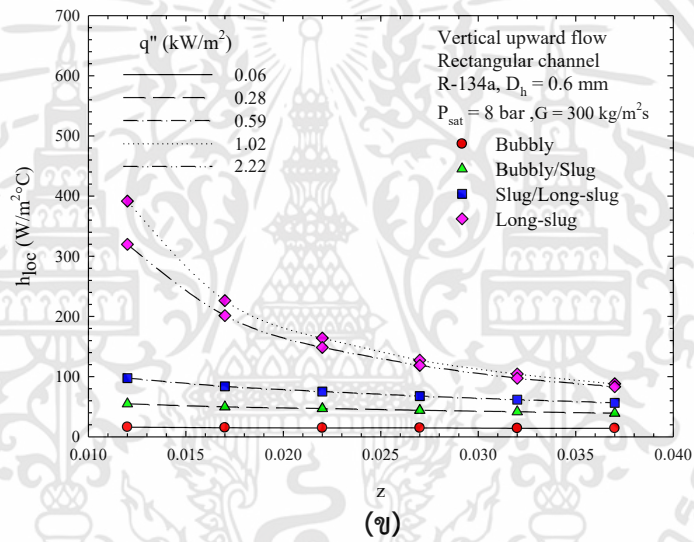
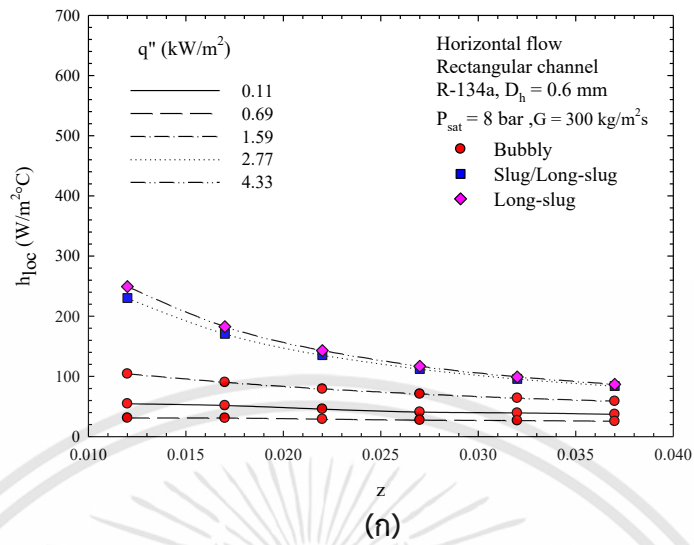
#### 4.2.2.2 การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 4.29-4.31 แสดงอิทธิพลของฟลักซ์ความร้อนต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในแนวดิ่ง และการไหลลงในแนวดิ่งที่ฟลักซ์มวล 200 300 และ  $450 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์ โดยใช้ความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุด ณ ตำแหน่งต่าง ๆ กับรูปแบบการไหล และฟลักซ์ความร้อนที่แตกต่างกัน โดยจากผลการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีแนวโน้มที่จะลดลงตามความยาวของช่องทางการไหล และยังพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งจะเห็นได้อย่างชัดเจนในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำ ส่วนในช่วงฟลักซ์ความร้อนสูงแนวโน้มของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อยเท่านั้น นอกจากนี้ยังพบว่าการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อนยังส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการไหลอีกด้วย โดยเมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มสูงขึ้นรูปแบบการไหลจะพัฒนาจากการไหลแบบ bubbly flow ไปยัง long-slug flow ซึ่งจากกราฟเห็นได้ชัดว่าการไหลแบบ bubbly flow ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำที่สุด ในขณะที่การไหลแบบ long-slug flow ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด ซึ่งการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในช่วงแรกของช่องทางการไหลนั้นเป็นผลมาจากความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นจากการกระจายตัวของฟองแก๊สที่มาจาก plenum ทางเข้า ในขณะที่การไหลของฟองแก๊สที่ plenum ทางออกไปขัดขวางฟองแก๊สที่ไหลออกจากช่องทางการไหล จึงทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลง ในขณะที่เมื่อฟลักซ์มวลเพิ่มสูงขึ้นการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อนจะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งในการไหลแบบ slug flow slug/long-slug flow และ long-slug flow ซึ่งเป็นผลมาจากมีการถ่ายเทความร้อนจากผนังท่อไปยังฟิล์มของเหลวโดยการนำความร้อน ทำให้เกิดการเดือดขึ้นบริเวณฟิล์มจึงส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้น ในขณะที่การไหลแบบ bubbly flow นั้นเกิดการเดือดที่ผนังของช่องทางการไหลเพียงเล็กน้อยเท่านั้นจึงทำให้มีค่าสัมประสิทธิ์ความร้อนต่ำ



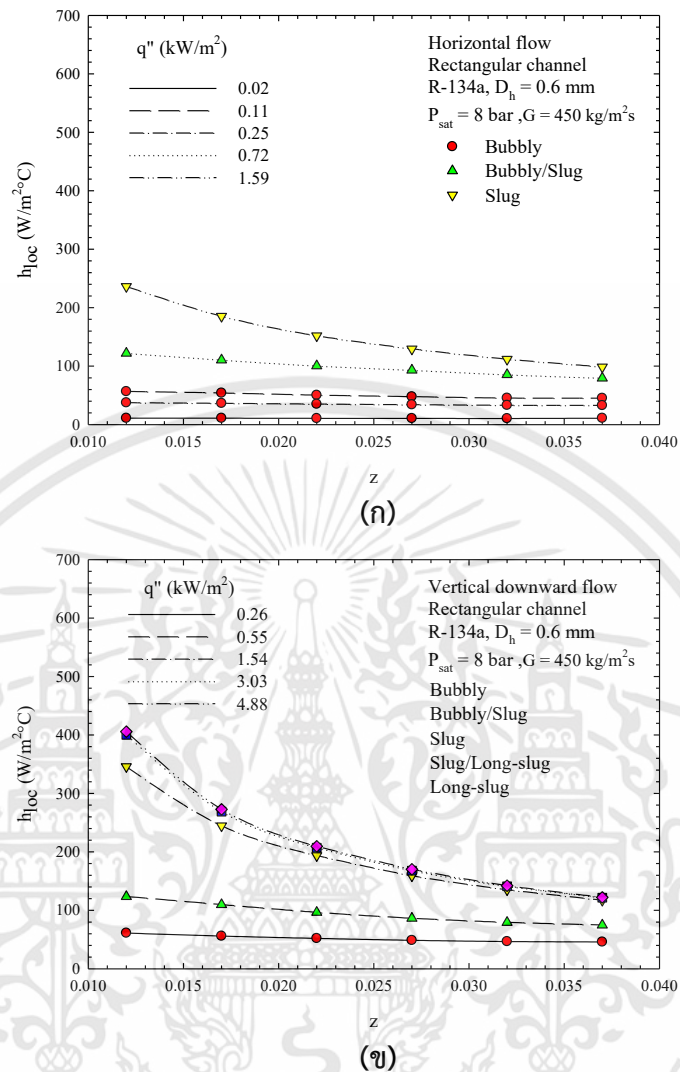
รูปที่ 4.29 อิทธิพลของฟลักซ์ความร้อนต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับ ก) การไหลในแนวระดับ ข) การไหลขึ้นในแนวตั้ง และ ค) การไหลลงในแนวตั้งที่ฟลักซ์มวล 200 kg/m<sup>2</sup>s ไนโมโครแชนแนลฮีตซิงก์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



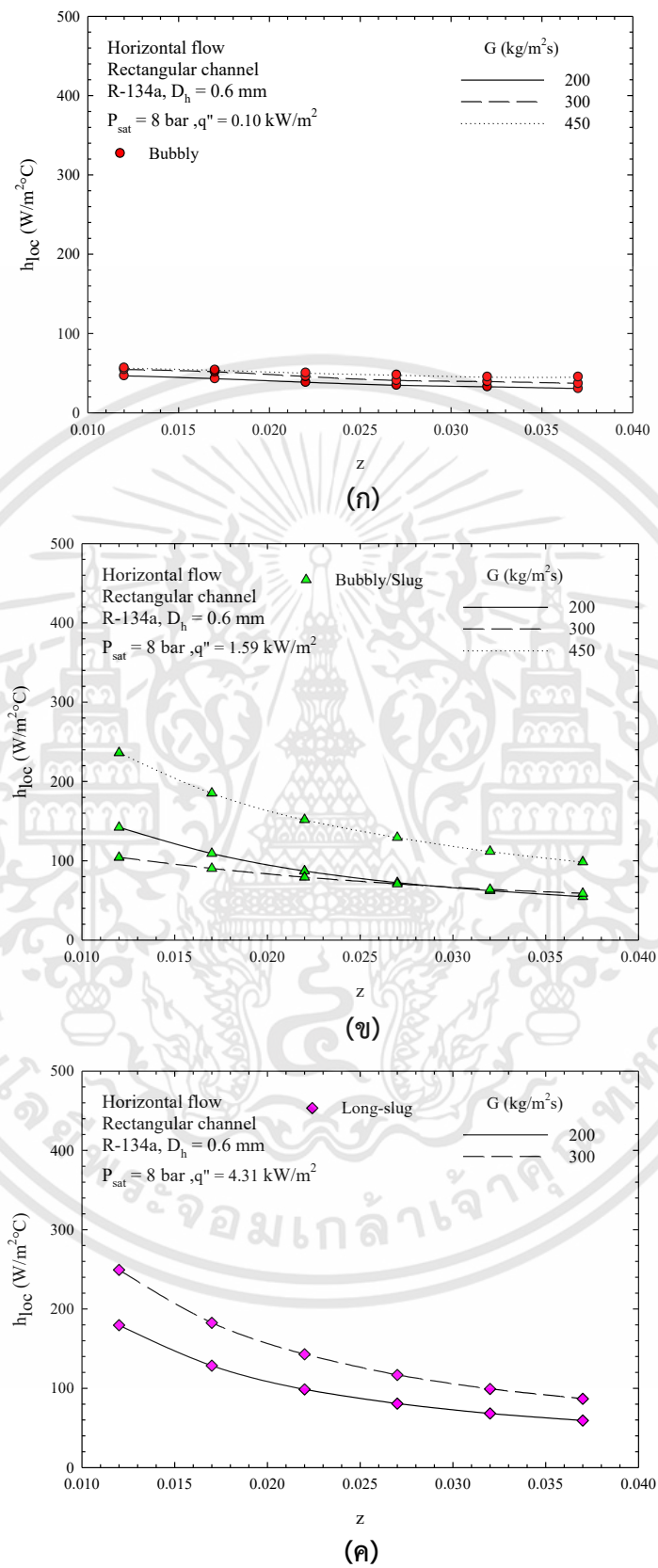
รูปที่ 4.30 อิทธิพลของฟลักซ์ความร้อนต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับ ก) การไหลในแนวระดับ ข) การไหลขึ้นในแนวตั้ง และ ค) การไหลลงในแนวตั้งที่ฟลักซ์มวล 300 kg/m<sup>2</sup>s ไนโมโครแชนแนลฮีตซิงก์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



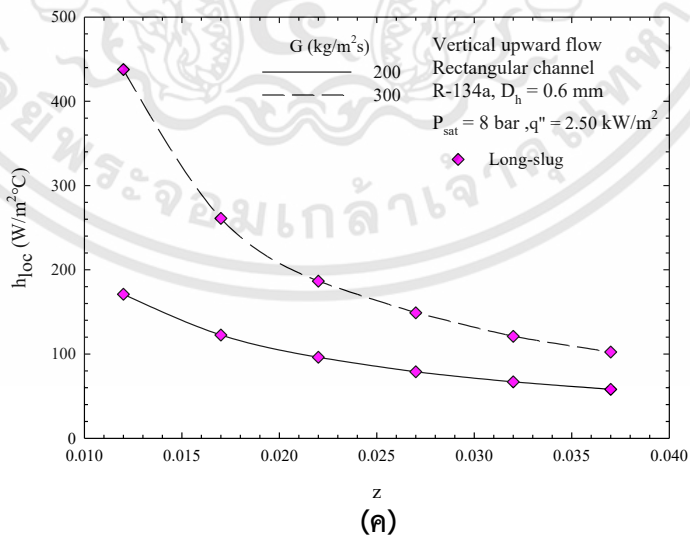
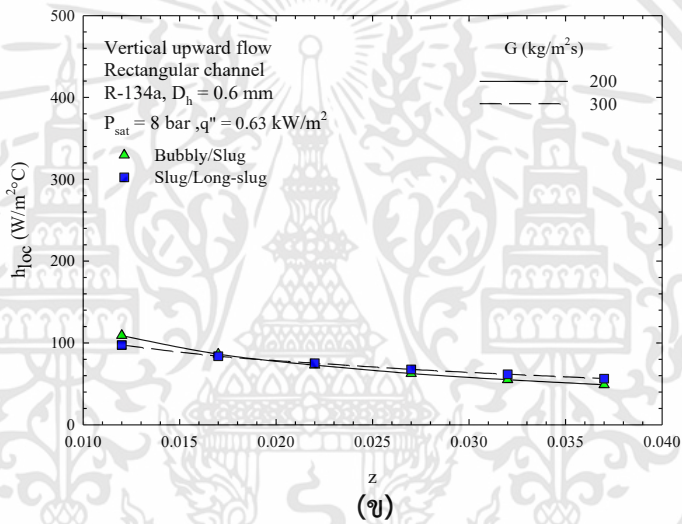
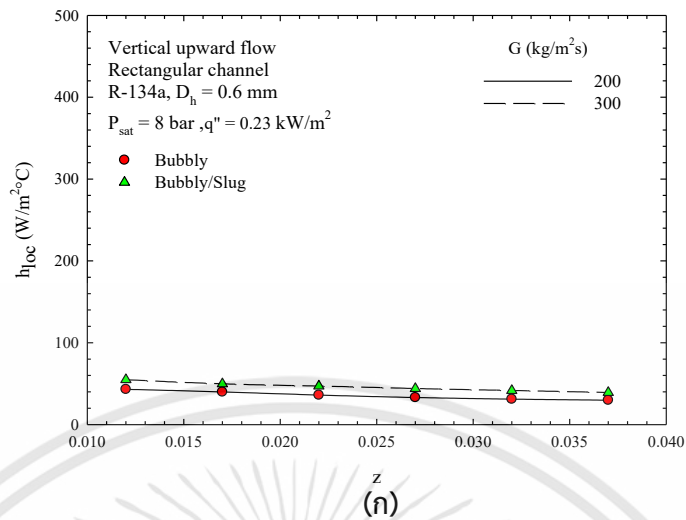
รูปที่ 4.31 อิทธิพลของฟลักซ์ความร้อนต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับ ก) การไหลในแนวระดับ และ ข) การไหลลงในแนวตั้งที่ฟลักซ์มวล 450 kg/m<sup>2</sup>s ในไมโครแชนแนลอีตซิงก์

ในรูปที่ 4.32-4.34 คือกราฟแสดงอิทธิพลของฟลักซ์มวลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับการไหลในแนวระดับที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกันในไมโครแชนแนลอีตซิงก์โดยอาศัยความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุด ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ที่มีรูปแบบการไหล และฟลักซ์มวลแตกต่างกัน ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำ การเปลี่ยนแปลงของฟลักซ์มวลจะไม่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในทุกทิศทางการไหล ในขณะที่เมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มสูงขึ้นจะเห็นได้ว่าเมื่อฟลักซ์มวลเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ซึ่งเป็นผลมาจากในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำนั้น กลไกการถ่ายเทความร้อนจะขึ้นกับการเดือด และอัตราการเกิดฟองแก๊สที่ผนังของช่องทางการไหลเท่านั้น โดยการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์มวลในการแบบ bubbly flow จะเป็นการช่วยให้ฟองแก๊สไหลเร็วขึ้นเพียงอย่างเดียว อย่างไรก็ตามในช่วงฟลักซ์ความร้อนสูงพบว่า การเพิ่มขึ้นของฟลักซ์มวลส่งผลให้



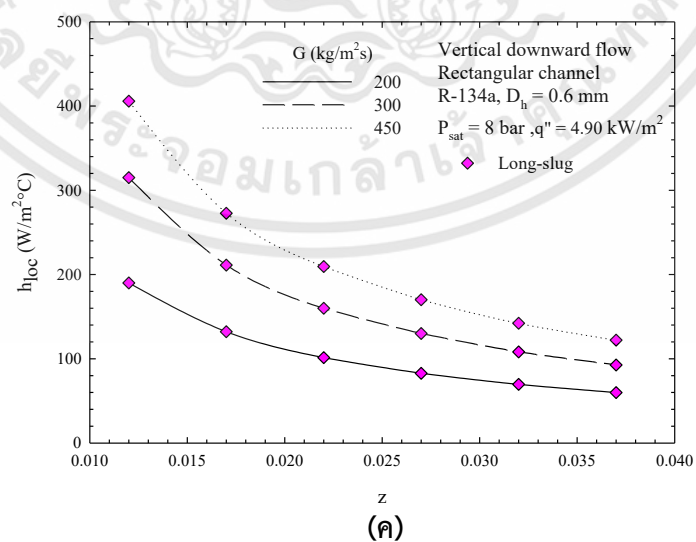
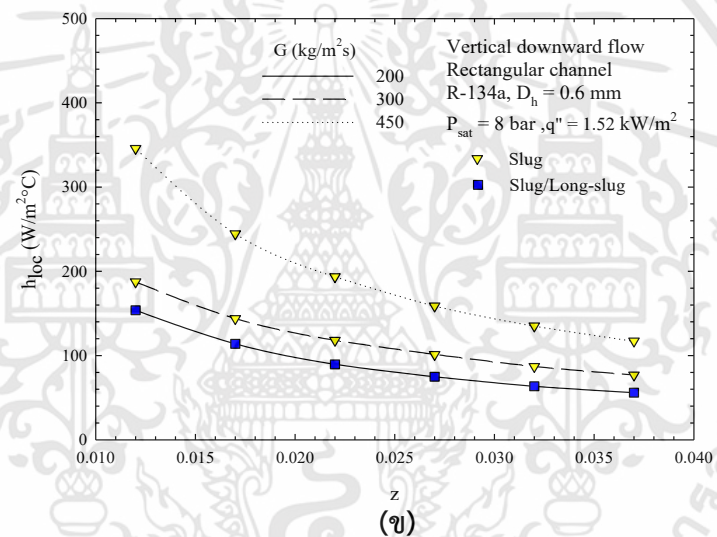
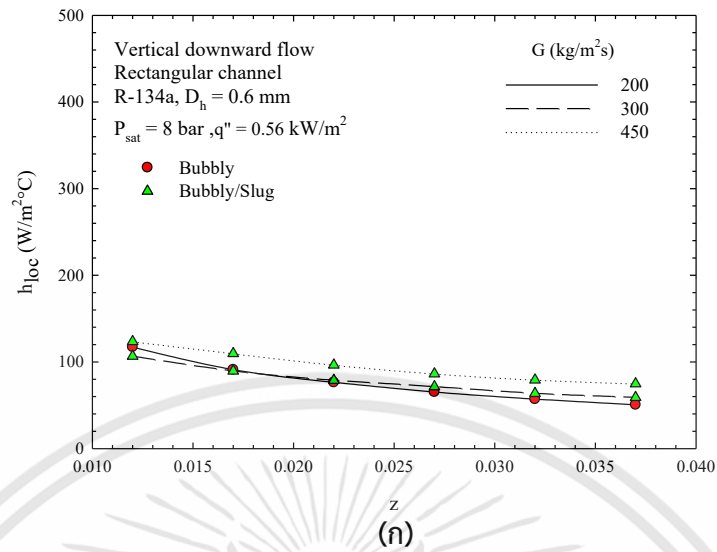
รูปที่ 4.32 อธิพลของฟลักซ์มวลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับการไหลในแนวระดับที่ฟลักซ์ความร้อน ก) 0.1 ข) 1.59 และ ค) 4.31 kW/m<sup>2</sup> ในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.33 อิทธิพลของฟลักซ์มวลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้งที่ฟลักซ์ความร้อน ก) 0.23 ข) 0.63 และ ค) 2.5 kW/m<sup>2</sup> ในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

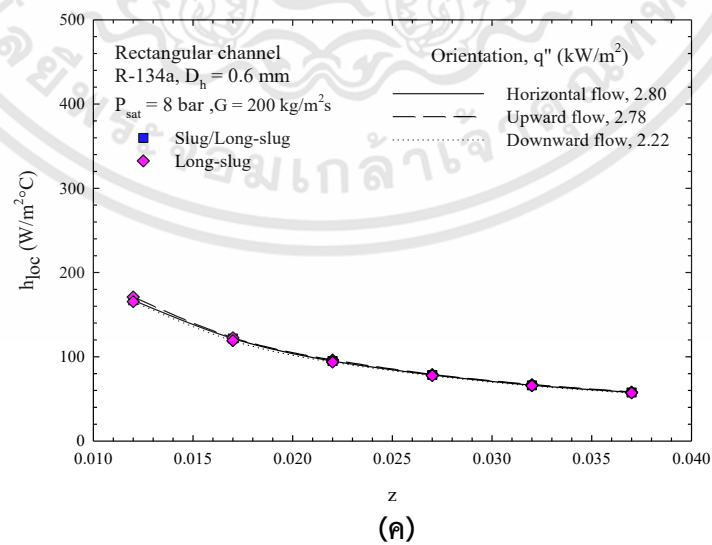
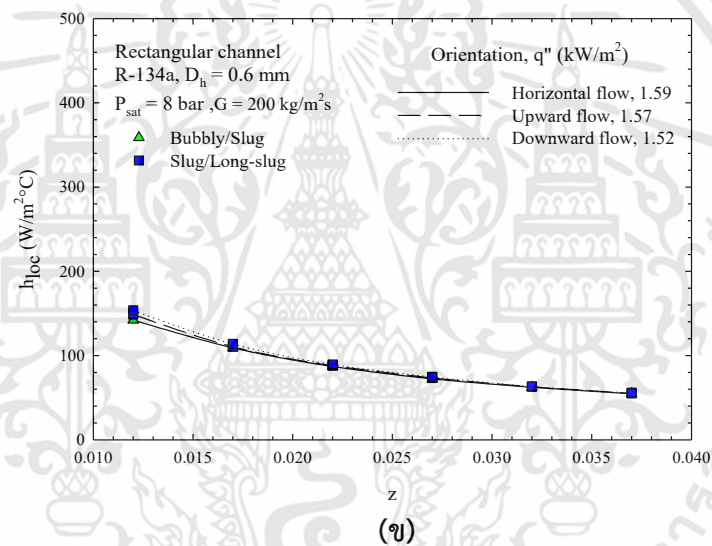
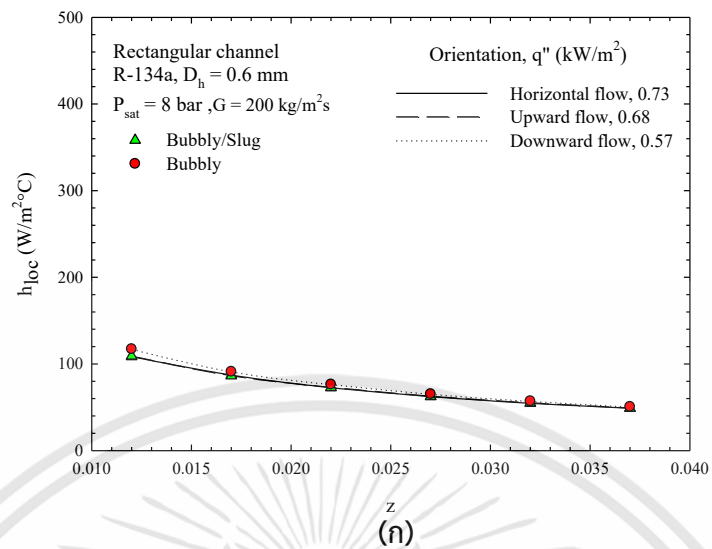


รูปที่ 4.34 อิทธิพลของฟลักซ์มวลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดสำหรับการไหลลงในแนวตั้งที่ฟลักซ์ความร้อน ก) 0.56 ข) 1.52 และ ค) 4.9 kW/m<sup>2</sup> ในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์

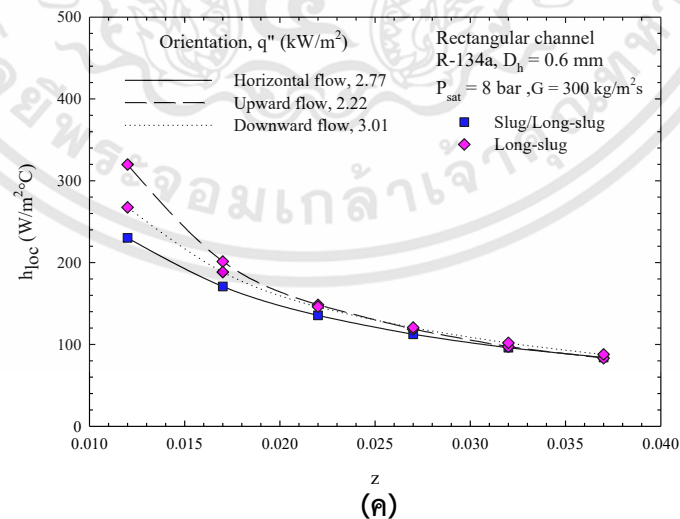
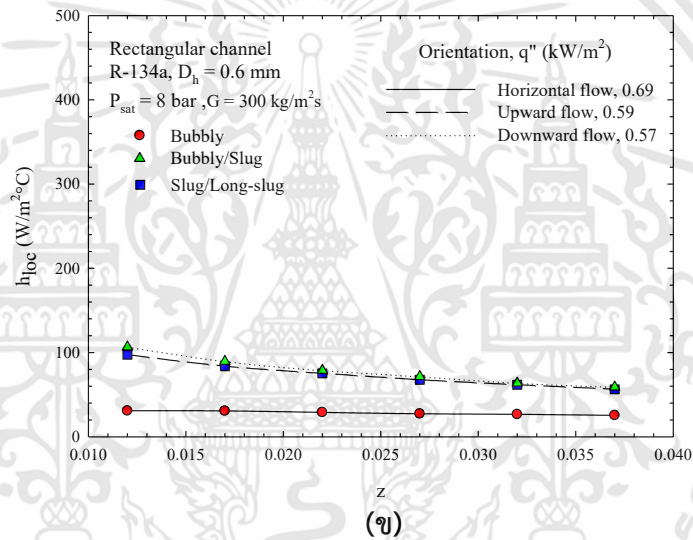
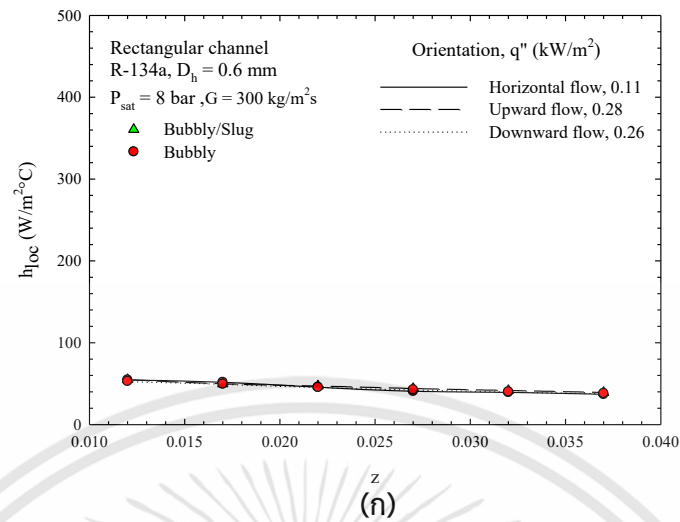
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฟองแก๊ส และของเหลวบริเวณฟิล์มในการไหลแบบ slug flow slug/long-slug flow และ long-slug flow มีความเร็วเพิ่มขึ้นจึงเกิดความปั่นป่วนเพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ดังนั้นจากรูปที่ 4.29-4.34 สามารถสรุปได้ว่ารูปแบบการไหลแบบ bubbly flow และ bubbly/slug flow และ slug flow จะสัมพันธ์กับกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ nucleate boiling ในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำ ในขณะที่การไหลแบบ slug flow, slug/long-slug flow และ long-slug flow จะสัมพันธ์กับกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ convective boiling ในช่วงฟลักซ์ความร้อนสูง

ในรูปที่ 4.35-4.37 แสดงอิทธิพลของทิศทางการไหลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดที่ฟลักซ์มวล 200 300 และ 450 kg/m<sup>2</sup>s ที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกันในไมโคร แชนแนลฮีตซิงก์ โดยแสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุด ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ที่มีรูปแบบการไหล และทิศทางการไหลที่แตกต่างกัน ซึ่งผลการทดลองพบว่า ในช่วงฟลักซ์มวล 200 kg/m<sup>2</sup>s นั้น ทิศทางการไหลจะไม่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในทุกเงื่อนไขการทดลอง สำหรับในช่วงฟลักซ์มวล 300 kg/m<sup>2</sup>s พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำจะไม่ขึ้นกับการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหล ในช่วงฟลักซ์ความร้อนประมาณ 0.6 kW/m<sup>2</sup> พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในแนวตั้งมีค่าเพิ่มสูงขึ้นมากกว่าการไหลในแนวระดับ แต่เมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มสูงขึ้นก็กลายเป็นว่าการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลจะไม่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เนื่องจากในช่วงฟลักซ์ความร้อนประมาณ 0.6 kW/m<sup>2</sup> นั้น รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในแนวตั้งเป็นการไหลแบบ bubbly/slug flow และ slug/long-slug flow จึงทำให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่มากกว่า แต่เมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มสูงขึ้นรูปแบบการไหลในแนวระดับได้เปลี่ยนแปลงมาเป็นการไหลแบบ slug flow จึงทำให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นตามไปด้วย และในช่วงฟลักซ์มวล 450 kg/m<sup>2</sup>s พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำจะไม่ขึ้นกับการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหล แต่เมื่อฟลักซ์ความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในแนวตั้งจะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นกว่าการไหลในแนวระดับ ซึ่งสามารถสรุปได้ว่าที่ฟลักซ์มวล 300 และ 450 kg/m<sup>2</sup>s การเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลมีแนวโน้มที่จะส่งผลต่อการไหลแบบ slug/long-slug flow และ long-slug flow มากกว่าการไหลแบบ bubbly flow จึงทำให้เมื่อฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้นจนการไหลพัฒนาเป็นการไหลแบบ slug flow slug/long-slug flow และ long-slug flow ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น

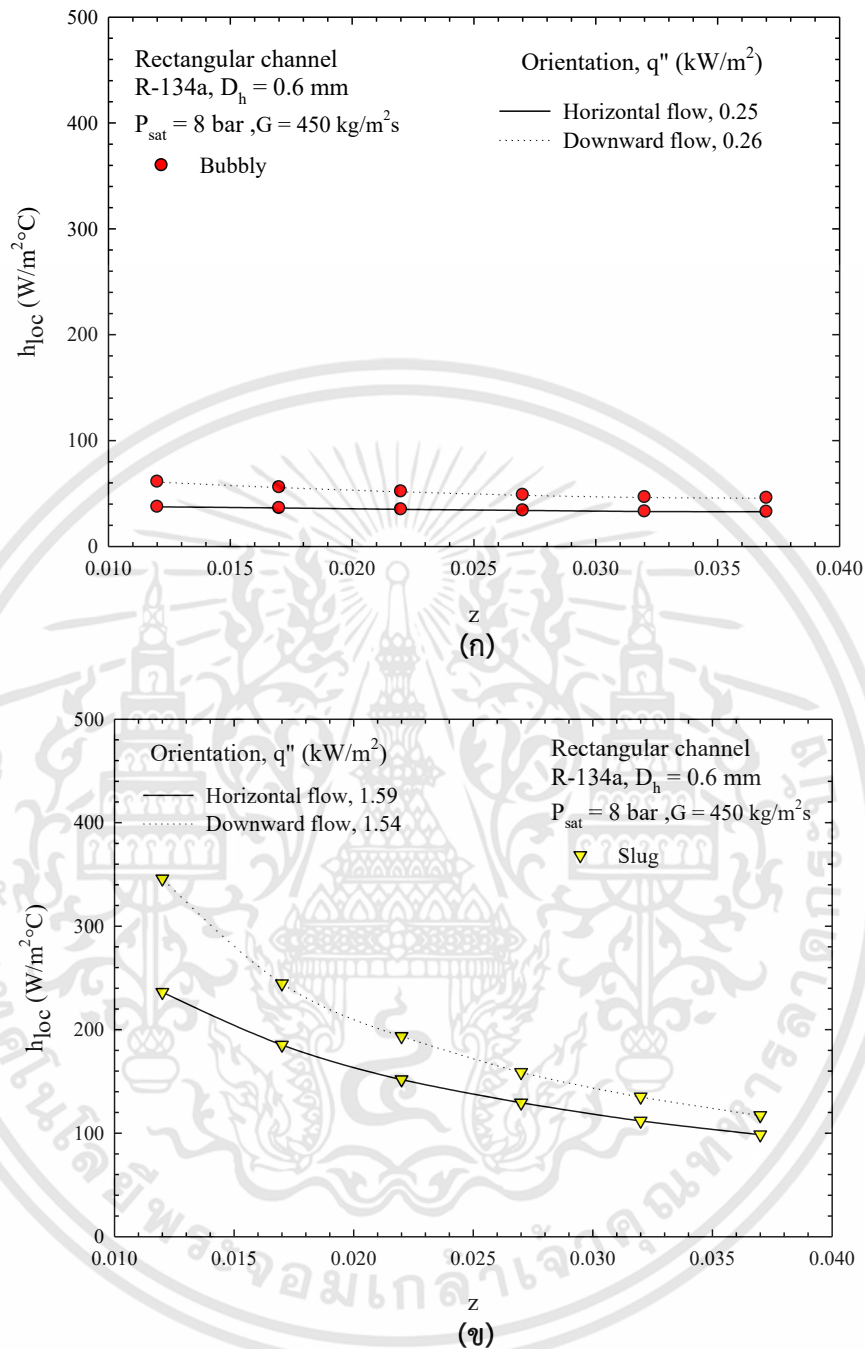


รูปที่ 4.35 อิทธิพลของแรงโน้มถ่วงต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดที่ฟลักซ์มวล 200 kg/m<sup>2</sup>s และฟลักซ์ความร้อน ก) 0.65 ข) 1.6 และ ค) 2.7 kW/m<sup>2</sup> ในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.36 อิทธิพลของแรงโน้มถ่วงต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดที่ฟลักซ์มวล  $300$  kg/m<sup>2</sup>s และฟลักซ์ความร้อน ก)  $0.2$  ข)  $0.65$  และ ค)  $2.5$  kW/m<sup>2</sup> ในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.37 อิทธิพลของแรงโน้มถ่วงต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดที่ฟลักซ์มวล 450 kg/m<sup>2</sup>s และฟลักซ์ความร้อน ก) 0.25 และ ข) 1.6 kW/m<sup>2</sup> ในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์

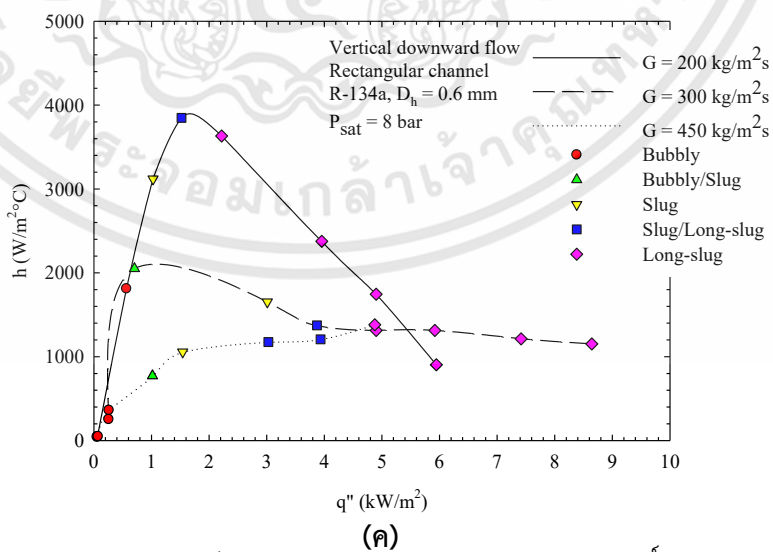
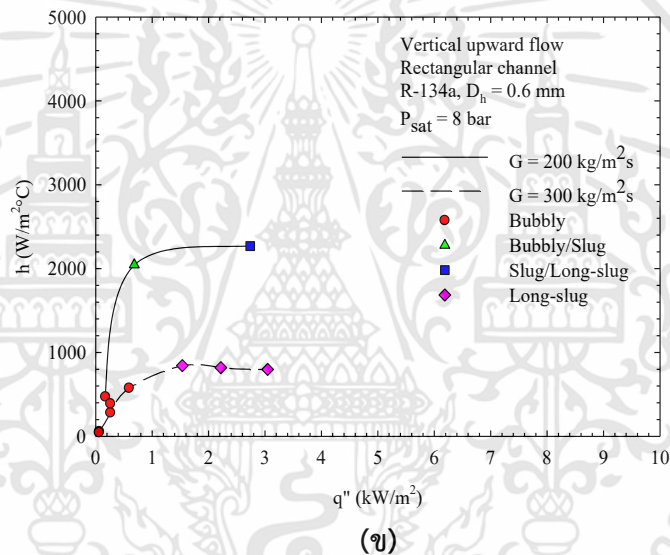
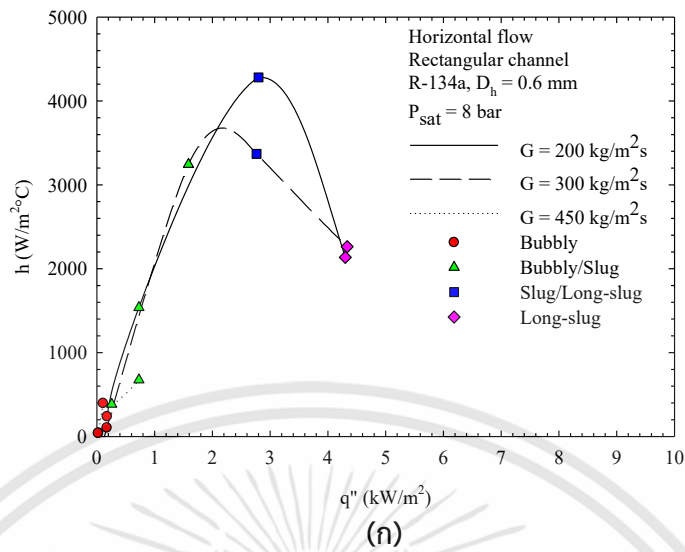
รูปที่ 4.38 แสดงอิทธิพลของรูปแบบการไหล และฟลักซ์มวลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในแนวตั้ง และการไหลลงในแนวตั้งในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ โดยใช้ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับฟลักซ์ความร้อนที่มีค่าฟลักซ์มวลแตกต่างกัน ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มสูงขึ้นในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำ จากนั้นเมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มสูงขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความร้อนจะเริ่มลดลง ซึ่งการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำนั้นเป็นผลมาจากการพัฒนาของรูปแบบการไหลเนื่องจากการเดือด โดยในการไหลแบบ slug/long-slug flow จะให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุด แต่เมื่อรูปแบบการไหลเริ่มพัฒนาเป็นการไหลแบบ long-slug flow พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะค่อย ๆ ลดลง ซึ่งเกิดจากการเกิด dry-out ในบริเวณฟิล์มของของเหลว ซึ่งพบว่าสอดคล้องกับงานวิจัยของ Yang et al. [72] Wang et al. [38] Galvis and Culham [73] และ Kandlikar [74] อีกด้วย นอกจากนี้ยังพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มที่จะลดลงเมื่อฟลักซ์มวลเพิ่มมากขึ้นโดยเฉพาะอย่างยิ่งการไหลในแนวตั้ง ซึ่งเป็นผลมาจากการไหลย้อนกลับที่เกิดขึ้นในการไหลในแนวตั้งจึงส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มที่จะลดลงเมื่อฟลักซ์มวลเพิ่มสูงขึ้น เพราะเกิดการขัดขวางการไหลบริเวณ plenum ของทางเข้า

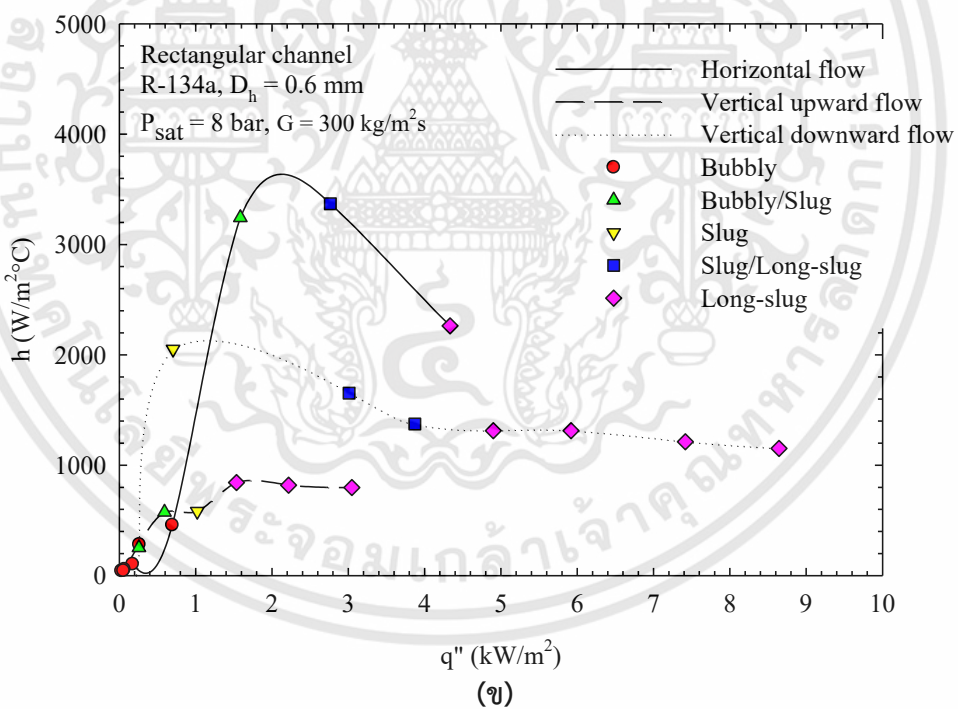
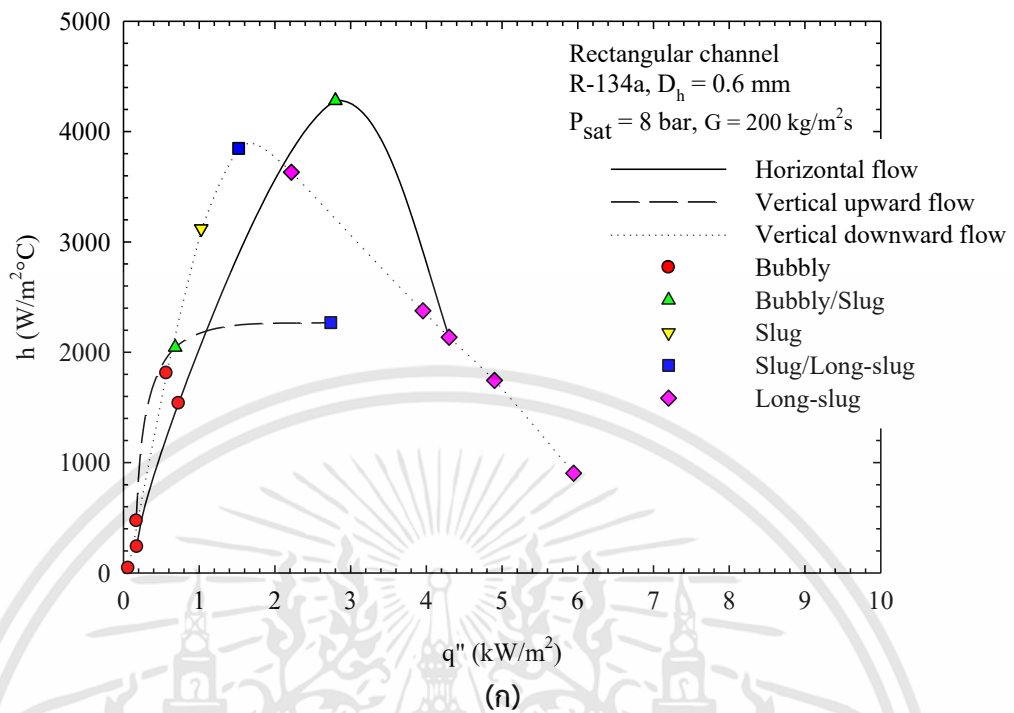
ในรูปที่ 4.39 แสดงอิทธิพลของรูปแบบการไหลและทิศทางการไหลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ฟลักซ์มวล 200 และ 300  $\text{kg/m}^2\text{s}$  ในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์ โดยอาศัยกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวลแตกต่างกัน พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในแนวระดับมีแนวโน้มที่ดีที่สุด ในขณะที่ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้งมีแนวโน้มที่ต่ำที่สุด ซึ่งเป็นผลมาจากการไหลย้อนกลับที่เกิดขึ้นในการไหลในแนวตั้งจึงส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มที่จะลดลง โดยเกิดจากการรวมตัวของของฟองแก๊สที่บริเวณทางเข้าของช่องทางการไหลไปขัดขวางการไหล ผลการทดลองที่ได้ยังสอดคล้องกับ Wang et al. [38] โดย Wang et al. [38] ได้อธิบายว่าเป็นผลของแรงลอยตัว และแรงเฉื่อยที่กระทำต่อการไหลแบบ slug flow ที่สมมาตรกัน (ไม่เบี่ยงออกจากแกนท่อ) ในแนวตั้ง ซึ่งสำหรับการไหลลงในแนวตั้งนั้นแรงลอยตัว กับแรงเสียดทานที่ผิวของช่องทางการไหลจะมีทิศทางตรงข้ามกันกับแรงเฉื่อยจึงไปขัดขวางการไหลของฟองแก๊สในการไหลแบบ slug flow ที่สมมาตรกันจึงส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง นอกจากนี้ Bendiksen [75] ยังได้แสดงความสัมพันธ์ของความสมมาตร และไม่สมมาตรของการไหลแบบ slug flow ในรูปของ Froude number ว่าถ้า  $Fr \ll 1$  แสดงว่าเป็นการไหลที่ไม่สมมาตรกัน ในขณะที่ถ้าค่า  $Fr \gg 1$  แสดงว่าการไหลแบบ slug flow เป็นการไหลที่สมมาตรกัน ซึ่งค่า  $Fr$  สำหรับการทดลองในครั้งนี้อยู่ที่ประมาณ 8-42 ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าฟองแก๊สในการไหลแบบ slug flow slug flow slug/long-slug flow และ long-slug flow ในการทดลองนี้เป็นการไหลที่สมมาตรกัน ซึ่งทำให้อิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงทิศทางของท่อส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลอยู่ และเกิดการไหลย้อนกลับขึ้น จึงเป็นผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในแนวระดับมีแนวโน้มที่สูงกว่า

จากการทดลองในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์แสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลยังคงส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนอยู่แม้ว่าช่องทางทางการไหลจะมีขนาดเล็กก็ตาม อีกทั้งจากการทดลองในท่อกลมได้พิสูจน์ให้เห็นแล้วว่าไม่มีผลของแรงโน้มถ่วงมาเกี่ยวข้อง ดังนั้นผลที่ได้นี้อาจจะเป็นผลมาจากอิทธิพลของ corner effect การกระจายตัวของสารไหล และการไหลย้อนกลับจึงทำให้การเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลยังคงส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในไมโครแชนแนลฮีตซิงก์อยู่



รูปที่ 4.38 อิทธิพลของรูปแบบการไหล และฟลักซ์มวลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับก) การไหลในแนวระดับ ข) การไหลขึ้นในแนวตั้ง และ ค) การไหลลงในแนวตั้งในไมโคร แชนแนลฮีตซิงก์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



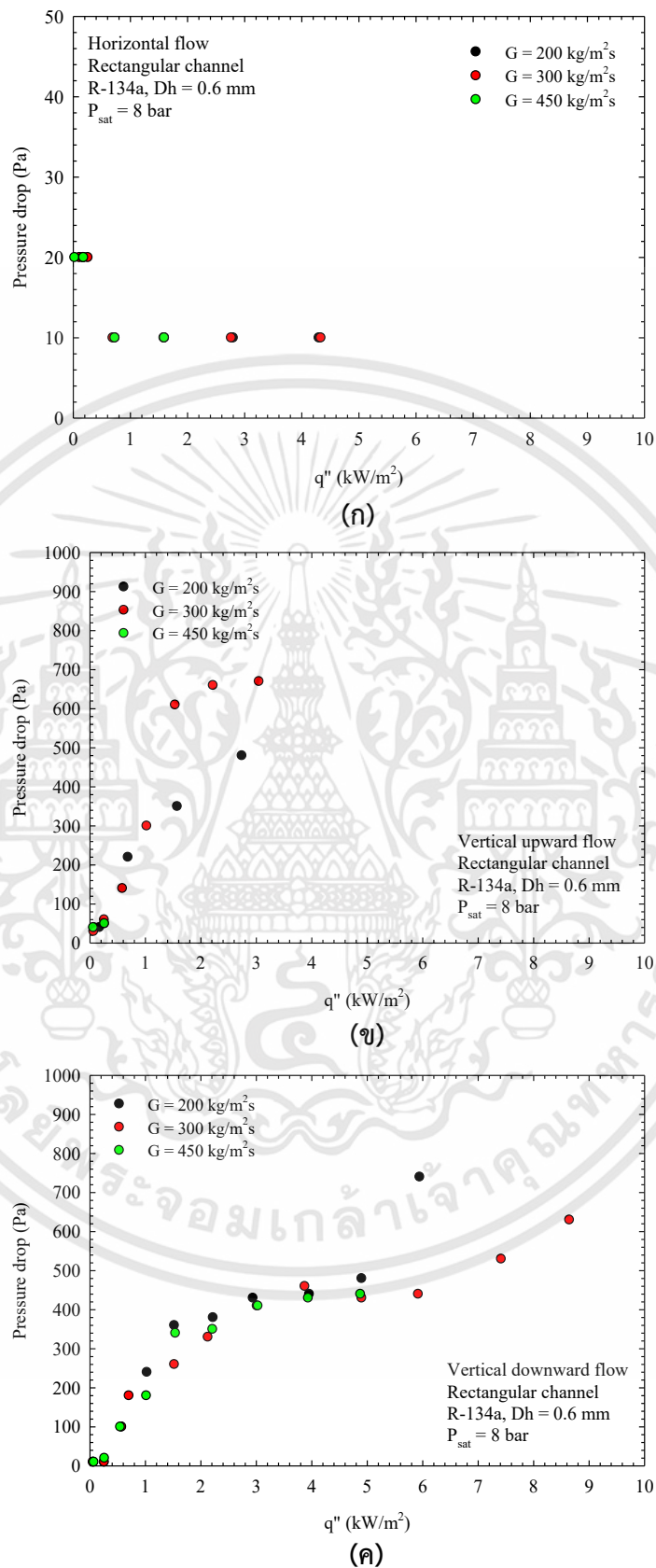
รูปที่ 4.39 อิทธิพลของรูปแบบการไหลและทิศทางการไหลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ฟลักซ์มวล ก) 200 และ ข) 300 kg/m<sup>2</sup>s ในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์

#### 4.2.2.3 ความดันลด

ความดันลดทั้งหมดของชุดทดสอบถูกวัดด้วยเครื่อง differential pressure transducer ที่ได้ถูกติดตั้งระหว่างทางเข้า และทางออกของชุดทดสอบเช่นเดียวกับการทดลองในท่อกลม รูปที่ 4.40 แสดงอิทธิพลของฟลักซ์มวลต่อความดันลดสำหรับการไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นในแนวตั้ง และการไหลลงในแนวตั้ง โดยใช้กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดกับฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวลแตกต่างกัน จากกราฟพบว่าสำหรับการไหลในแนวตั้งความดันลดจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น ในขณะที่ความดันลดสำหรับการไหลในแนวระดับจะค่อนข้างคงที่ ซึ่งเป็นผลของการไหลย้อนกลับที่เกิดขึ้นในแนวตั้ง นอกจากนี้สำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้งยังพบว่าในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์มวลจะไม่ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงของความดันลด ในขณะที่ในช่วงฟลักซ์ความร้อนสูงการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์มวลมีแนวโน้มที่จะส่งผลให้ความดันลดมีค่าเพิ่มขึ้น สำหรับการไหลลงในแนวตั้งพบว่าในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำมีผลการทดลองคล้ายคลึงกับการไหลขึ้นในแนวตั้ง แต่อย่างไรก็ตามในช่วงฟลักซ์ความร้อนสูงพบว่าเมื่อฟลักซ์มวลสูงขึ้นจะส่งผลให้ความดันลดมีแนวโน้มที่จะลดลง อาจเป็นเพราะในช่วงฟลักซ์มวล  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  อาจเกิด dry-out ขึ้นบางส่วน ส่งผลให้ความดันลดมีแนวโน้มที่จะสูงขึ้น

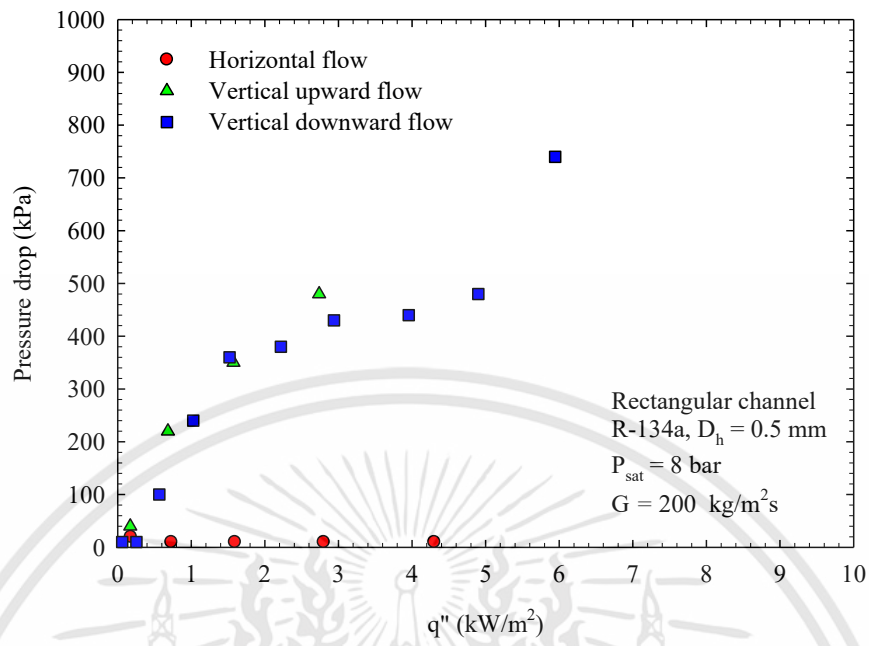
รูปที่ 4.41 แสดงอิทธิพลของทิศทางการไหลต่อความดันลดที่ฟลักซ์มวล  $200$  และ  $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  โดยกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดกับฟลักซ์ความร้อนที่ทิศทางการไหลแตกต่างกัน พบว่าความดันลดสำหรับการไหลในแนวตั้งมีค่ามากกว่าความดันลดในแนวระดับอย่างเห็นได้ชัด โดยเฉพาะอย่างยิ่งการไหลขึ้นในแนวตั้งพบว่าเมื่อฟลักซ์มวลมีค่ามากขึ้นจะทำให้ความดันลดสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้งมีแนวโน้มที่มากขึ้นตามไปด้วย ซึ่งเป็นผลของการไหลย้อนกลับที่เกิดขึ้นในแนวตั้งที่ทำให้ชุดขวงการไหลบริเวณ plenum ทางเข้า

นอกจากนี้ในรูปที่ 4.42 ยังแสดงอิทธิพลของรูปแบบการไหลและทิศทางการไหลต่อความดันลดที่ฟลักซ์มวล  $200$  และ  $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  โดยใช้กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดกับรูปแบบการไหลในทิศทางต่าง ๆ พบว่าการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการไหลจะไม่ส่งผลต่อความดันลดสำหรับการไหลในแนวระดับ แต่จะส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดันลดสำหรับการไหลในแนวตั้ง อีกทั้งยังพบว่าสำหรับการไหลในแนวตั้งนั้นรูปแบบการไหล bubbly flow มีความดันลดน้อยที่สุดในขณะที่การไหลแบบ long-slug flow จะมีความดันลดสูงที่สุด ซึ่งเป็นผลมาจากองค์ประกอบของการไหลแบบ long-slug flow นั้นมีฟองแก๊สขนาดใหญ่เคลื่อนที่อยู่บริเวณกลางท่อ ในขณะที่ของเหลวเคลื่อนที่ผ่านฟิล์มบาง ๆ ที่ผิวท่อ จึงทำให้ความดันลดสูงกว่าการไหลแบบ bubbly flow ที่ลักษณะการไหลเป็นฟองแก๊สเล็กเคลื่อนที่ควบคู่ไปกับการเคลื่อนที่ของของเหลว

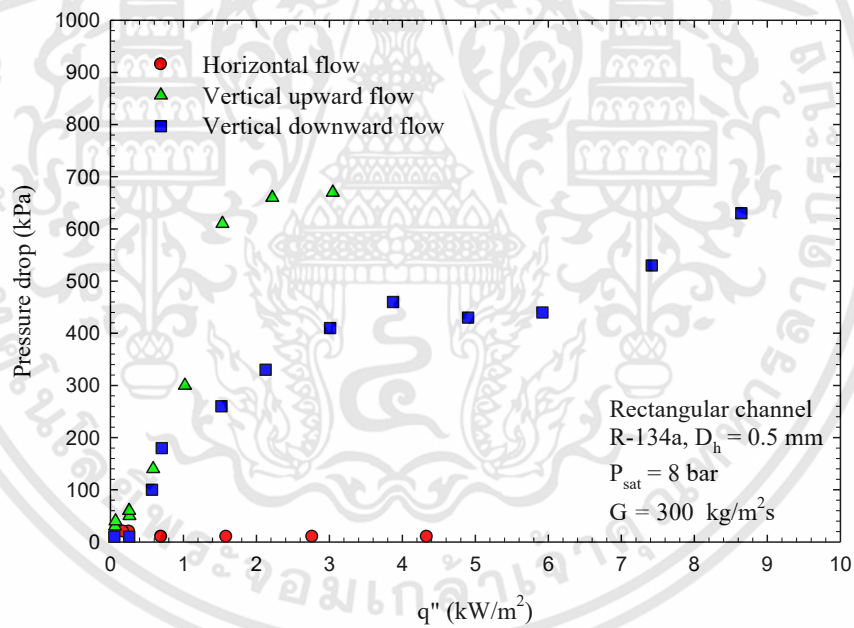


รูปที่ 4.40 อิทธิพลของฟลักซ์มวลต่อความดันลดสำหรับ ก) การไหลในแนวระดับ ข) การไหลขึ้นในแนวตั้ง และ ค) การไหลลงในแนวตั้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



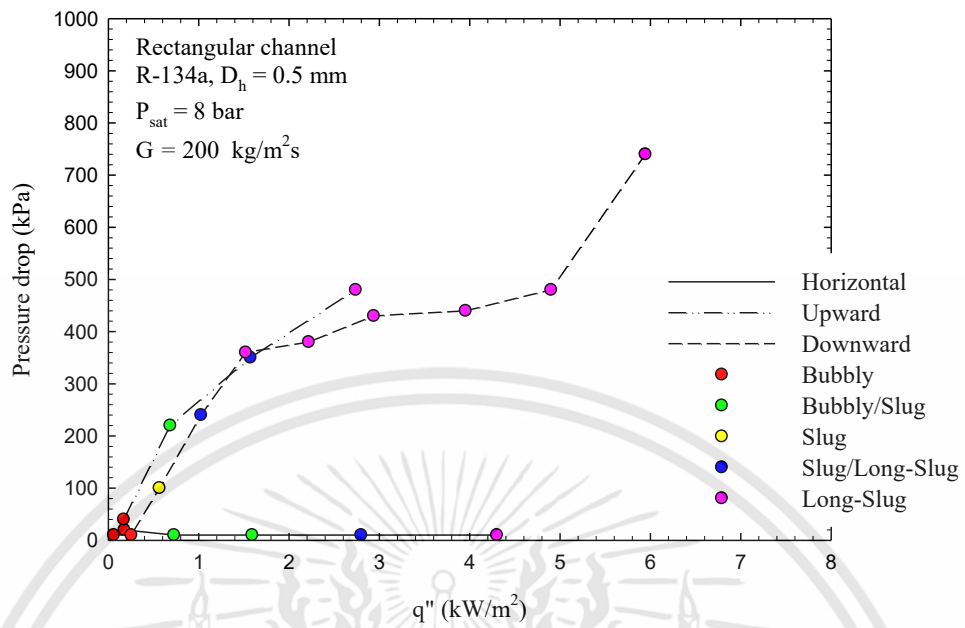
(ก)



(ข)

รูปที่ 4.41 อิทธิพลของทิศทางการไหลต่อความดันลดที่ฟลักซ์มวล ก) 200 และ ข) 300 kg/m<sup>2</sup>s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.42 อิทธิพลของรูปแบบการไหลและทิศทางการไหลต่อความดันตกที่ฟลักซ์มวล 200 kg/m<sup>2</sup>s

## บทที่ 5

# สรุปผลการทดลอง

### 5.1 สรุปผลการทดลองในส่วนของท่อกลม

จากการศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลต่อรูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลดในท่อกลมที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.5 mm ภายใต้เงื่อนไขการทดลองที่มีฟลักซ์มวล 610-815 kg/m<sup>2</sup>s และฟลักซ์ความร้อนที่ 2-26 kW/m<sup>2</sup> สามารถสรุปผลการทดลองได้ดังนี้

1. พบรูปแบบการไหลทั้งหมด 4 รูปแบบ ได้แก่ slug flow, churn flow, throat-annular flow และ annular flow
2. การเปลี่ยนแปลงทิศทางการยังคงส่งผลต่อการไหลแบบ slug flow และ churn flow แต่จะไม่ส่งผลต่อการไหลแบบ throat-annular flow และ annular flow
3. การไหลแบบ slug flow และ churn flow ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลดต่ำที่สุด ในขณะที่การไหลแบบ annular flow ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลดสูงที่สุด
4. อิทธิพลของแรงโน้มถ่วงจะไม่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลดสำหรับการไหลในท่อที่มีค่า  $Co = 1.75$  ในทุกทิศทางการไหล

### 5.2 สรุปผลการทดลองในส่วนของไมโครแชนแนลฮีตซิงค์

จากการศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลต่อรูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลดในไมโครแชนแนลฮีตซิงค์ที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิก 0.6 mm จำนวน 29 ช่องทางการไหล ภายใต้เงื่อนไขการทดลองที่มีฟลักซ์มวล 200-450 kg/m<sup>2</sup>s และฟลักซ์ความร้อนที่ 0.1-9 kW/m<sup>2</sup> สามารถสรุปผลการทดลองได้ดังนี้

1. พบรูปแบบการไหลทั้งหมด 5 รูปแบบ ได้แก่ bubbly flow, bubbly/slug flow, slug flow, slug/long-slug flow และ long-slug flow
2. การไหลแบบ bubbly flow ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลดต่ำที่สุด ในขณะที่การไหลแบบ long-slug flow ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลดสูงที่สุด
3. การเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลจะไม่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำ นอกจากนี้การเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลมีแนวโน้มที่จะส่งผลต่อการไหลแบบ slug flow, slug/long-slug flow และ long-slug flow ให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น
4. ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในแนวระดับมีแนวโน้มที่ดีที่สุดในขณะที่ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้งมีแนวโน้มที่ต่ำที่สุด
5. การไหลในแนวตั้งความดันลดจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น ในขณะที่ความดันลดสำหรับการไหลในแนวระดับจะค่อนข้างคงที่ และความดันลดสำหรับการไหลในแนวตั้งมีค่ามากกว่าความดันลดในแนวระดับอย่างเห็นได้ชัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. การไหลย้อนกลับเกิดขึ้นเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหล ซึ่งส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลดที่เกิดขึ้นสำหรับการไหลในแนวตั้งอย่างเห็นได้ชัด

### 5.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต

1. ควรมีการศึกษาเพิ่มเติมภายใต้เงื่อนไขการทดลองที่กว้างขึ้น
2. ควรมีการศึกษาเพิ่มเติมโดยการเปลี่ยนตำแหน่งทางเข้า และทางออกของสารทำความเย็นสำหรับการไหลในไมโครเซนแนลฮีตซิงก์ เพื่อนำผลที่ได้มาเปรียบเทียบกับงานวิจัยในครั้งนี
3. ควรมีการศึกษาเพิ่มเติมโดยการพัฒนาารูปแบบ หรือรูปทรงของช่องทางการไหลสำหรับไมโครเซนแนลฮีตซิงก์ เพื่อนำผลที่ได้มาเปรียบเทียบกับงานวิจัยในครั้งนี
4. ควรมีการปรับปรุงรูปแบบของ plenum ที่ทางเข้า และทางออก เพื่อป้องกันการไหลย้อนกลับที่จะเกิดขึ้นกับการไหลในแนวตั้ง



## เอกสารอ้างอิง

- [1] Murshed S. and Castro N. “A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling” **Renewable and Sustainable Energy Reviews.**, vol.78, 2017. pp.821-833.
- [2] Fukano T. and Kariyasaki A. “Characteristics of gas-liquid two-phase flow in a capillary tube” **Nuclear Engineering and Design.**, vol.141, 1993. pp.59-68.
- [3] Wongwises S., Disawas S., Kaewon J. and Onurai C. “Two-phase evaporative heat transfer coefficients of refrigerant HFC-134a under forced flow conditions in a small horizontal tube” **International Communications in Heat and Mass Transfer.**, vol.27, 2000. pp.35-48.
- [4] Hodgson D.J., Zietlow M.H., Pedersen E., Toftlund H. “Synthesis and magnetic and structural characterization of the binuclear complex di- $\mu$ -hydroxobis {[tris(2-pyridylmethyl)amine]chromium(III)} perchlorate tetrahydrate, [(tpa)CrOH]<sub>2</sub>(ClO<sub>4</sub>)<sub>4</sub>·4H<sub>2</sub>O” **Inorganica Chimica Acta.**, vol.149, 1988. pp.111-117.
- [5] Kim S.M. and Mudawar I. “Review of databases and predictive methods for heat transfer in condensing and boiling mini/micro-channel flows” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.77, 2014. pp.627-652.
- [6] Chen L. “Flow patterns in upward two-phase flow in small diameter tubes.” Ph.D. Thesis of Brunel University. 2006
- [7] Kandlikar S.G. “Scale effects on flow boiling heat transfer in microchannels: A fundamental perspective” **International Journal of Thermal Sciences.**, vol.49, 2010. pp.1073-1085.
- [8] Jige D., Sagawa K., Inoue N. “Effect of tube diameter on boiling heat transfer and flow characteristic of refrigerant R32 in horizontal small-diameter tubes” **International journal of refrigeration.**, vol.76, 2017. pp.206-218.
- [9] Kew P.A. and Cornwell K. “Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels” **Applied Thermal Engineering.**, vol.17, 1997. pp.705-715.
- [10] Ong C.L., and Thome J.R. “Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1-Two-phase flow patterns and film thickness measurements” **Experimental Thermal and Fluid Science.**, vol.35, 2011. pp.37-47.
- [11] Saisorn S., Wongpromma P. and Wongwises S. “The difference in flow pattern, heat transfer and pressure drop characteristics of mini-channel flow boiling in horizontal and vertical orientations” **International Journal of Multiphase Flow.**, vol.101, 2018. pp.97-112.

- [12] INEMI. “**Electronics manufacturing initiative technology roadmap.**” [Online]. Available: <https://www.inemi.org/inemi-roadmap>. 2004.
- [13] Agostini B., Fabbri M., Park J.E., Wojtan L., Thome JR. and Michel B. “State of the art of high heat flux cooling technologies” **Heat Transfer Engineering.**, vol.28, 2007. pp.258-281.
- [14] Oliveira J.D., Passos J.C., Copetti J.B., and Geld C.W.M. “Flow boiling heat transfer of propane in 1.0 mm tube” **Experimental Thermal and Fluid Science.**, vol.96, 2018. pp.243-256.
- [15] Pike-Wilson E.A., Karayiannis T.G. “Flow boiling of R245fa in 1.1 mm diameter stainless steel, brass and copper tubes” **Experimental Thermal and Fluid Science.**, vol.59, 2014. pp.166-183.
- [16] Mahmoud M.M., Karayiannis T.G. “Flow pattern transition models and correlations for flow boiling in mini-tubes” **Experimental Thermal and Fluid Science.**, vol.70, 2016. pp.270-282.
- [17] Sempértegui-Tapia D.F., Ribatski G. “Flow boiling heat transfer of R134a and low GWP refrigerants in a horizontal micro-scale channel” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.108, 2017. pp.2417-2432.
- [18] Sempértegui-Tapia D.F., Ribatski G. “The effect of the cross-sectional geometry on saturated flow boiling heat transfer in horizontal micro-scale channels” **Experimental Thermal and Fluid Science.**, vol.89, 2017. pp.98-109.
- [19] Oliveira J.D., Copetti J.B. and Passos J.C. “Experimental investigation on flow boiling pressure drop of R-290 and R-600a in a horizontal small tube” **International journal of refrigeration.**, vol.84, 2017. pp.165-180.
- [20] Chen J., Li W. “Local flow boiling heat transfer characteristics in three-dimensional enhanced tubes” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.121, 2018. pp.1021-1032.
- [21] Yang C.Y., Nalbandian H., and Lin F.C. “Flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerants HFO-1234yf and HFC-134a in small circular tube” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.121, 2018. pp.726-735.
- [22] Lei X., Zhang W., Zhang J., Dinh N. and Li H. “Experimental investigations on the boiling heat transfer of horizontal flow in the near-critical region” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.125, 2018. pp.618-628.
- [23] He G., Zhou S., Li D., Cai D. and Zou S. “Experimental study on the flow boiling heat transfer characteristics of R32 in horizontal tubes” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.125, 2018. pp.943-958.
- [24] Yang Z.Q., Chen G.F., Yao Y., Song Q.L., Shen J. and Gong M.Q. “Experimental study on flow boiling heat transfer and pressure drop in a horizontal tube for

- R1234ze(E) versus R600a” **International journal of refrigeration.**, vol.85, 2018. pp.334-352.
- [25] Li G., Fang X., Yuan Y., Chen Y., Wang L. and Xu Y. “An experimental study of flow boiling frictional pressure drop of R134a in a horizontal 1.002 mm tube under hyper gravity” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.118, 2018. pp.247-256.
- [26] Gu X., Wen J., Zhang X., Wang C. and Wang S. “Effect of tube shape on the condensation patterns of R1234ze(E) in horizontal mini-channels” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.131, 2019. pp.121-139.
- [27] Qi C., Chen X., Wang W., Miao J. and Zhang H. “Experimental investigation on flow condensation heat transfer and pressure drop of nitrogen in horizontal tubes” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.132, 2019. pp.985-996.
- [28] Ewim D.R.E. and Meyer J.P. “Pressure drop during condensation at low mass fluxes in smooth horizontal and inclined tubes” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.133, 2019. pp.686-701.
- [29] Wang D., Tian R., Zhang Y., Li L. and Shi L. “Experimental comparison of the heat transfer of supercritical R134a in a micro-fin tube and a smooth tube” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.129, 2019. pp.1194-1205.
- [30] Yang C.M. and Hrnjak P. “Visualization of two-phase flow of R410A in horizontal smooth and axial micro-finned tubes” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.138, 2019. pp.49-58.
- [31] Al-Zaidi A.H., Mahmoud M.M., Karayiannis T.G. “Flow boiling of HFE-7100 in microchannels: Experimental study and comparison with correlations” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.140, 2019. pp.100-128.
- [32] Li H. and Hrnjak P. “Heat transfer coefficient, pressure drop, and flow patterns of R1234ze(E) evaporating in microchannel tube” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.138, 2019. pp.1368-1386.
- [33] Feng Z., Luo X., Zhang J., Xiao J. and Yuan W. “Effects of electric field on flow boiling heat transfer in a vertical minichannel heat sink” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.124, 2018. pp.726-741.
- [34] Fayyadh E.M., Mahmoud M.M., Sefiane K., Karayiannis T.G. “Flow boiling heat transfer of R134a in multi microchannels” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.110, 2016. pp.422-436.
- [35] Balasubramanian K., Jagirdar M., Lee P.S., Teo C.J. and Chou S.K. “Experimental investigation of flow boiling heat transfer and instabilities in straight microchannels” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.66, 2013. pp.655-671.

- [36] Nascimento F.J., Leão H.L.S.L. and Ribatski G. “An experimental study on flow boiling heat transfer of R134a in a microchannel-based heat sink” **Experimental Thermal and Fluid Science.**, vol.45, 2013. pp.117-127.
- [37] Leão H.L.S.L., Chavez C.A., Nascimento F.J. and Ribatski G. “An analysis of the effect of the footprint orientation on the thermal-hydraulic performance of a microchannels heat sink during flow boiling of R245fa” **Applied Thermal Engineering.**, vol.90, 2015. pp.907-926.
- [38] Wang C.C, Chang W.J., Dai C.H., Lin Y.T. and Yang K.S. “Effect of inclination on the convective boiling performance of a microchannel heat sink using HFE-7100” **Experimental Thermal and Fluid Science.**, vol.36, 2012. pp.143-148.
- [39] Hsu L.C., Cion S.W., Lin K.W., and Wang C.C. “An experimental study of inclination on the boiling heat transfer characteristics of a micro-channel heat sink using HFE-7100” **International Communications in Heat and Mass Transfer.**, vol.62, 2015. pp.13-17.
- [40] Fu B.R., Lee C.Y. and Pan C. “The effect of aspect ratio on flow boiling heat transfer of HFE-7100 in a microchannel heat sink” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.58, 2013. pp.53-61.
- [41] Lee S. and Mudawar I. “Investigation of flow boiling in large micro-channel heat exchangers in a refrigeration loop for space applications” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.97, 2016. pp.110-129.
- [42] Kharangate C.R., O’Neill L.E. and Mudawar I. “Effects of two-phase inlet quality, mass velocity, flow orientation, and heating perimeter on flow boiling in a rectangular channel: Part 1 – Two-phase flow and heat transfer results” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.103, 2016. pp.1261-1279.
- [43] Lin K.W. and Wang C.C. “Enhanced condensation heat transfer for dielectric fluid within microchannel heat sink” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.106, 2017. pp.518-525.
- [44] Huang H. and Thome J.R. “An experimental study on flow boiling pressure drop in multi-microchannel evaporators with different refrigerants” **Experimental Thermal and Fluid Science.**, vol.80, 2017. pp.391-407.
- [45] Prajapati Y.K. “Influence of fin height on heat transfer and fluid flow characteristics of rectangular microchannel heat sink” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.137, 2019. pp.1041-1052.
- [46] Al-Bakri B.A.R. and Ricco P. “Condensation heat transfer coefficient for rectangular multiport microchannels at high ambient temperature” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.138, 2019. pp.866-878.

- [47] Mehendale S.S., Jacobi A.M. and Shah R.K. “Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design” **Appl. Mech. Rev.**, vol.53, 2000. pp.175-193.
- [48] Kandlikar S.G. “Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels” **Experimental Thermal and Fluid Science.**, vol.26, 2002. pp.389-407.
- [49] Cheng L. and Wu H.Y. “Mesoscale and microscale phase change heat transfer” **Advances in Heat Transfer.**, vol.39, 2006. pp.461-563.
- [50] Ullmann A. and Brauner N. “The prediction of flow pattern maps in minichannels” **Multiphase Science and Technology.**, vol.19(1), 2007. pp.49-73.
- [51] Triplett K., Ghiaasiaan S., Abdel-Khalik S. and Sadowski D. “Gas-liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns” **International Journal of Multiphase Flow.**, vol.25(3). 1999. Pp.377 – 394.
- [52] Harirchian T. and Garimella S. “A comprehensive flow regime map for microchannel flow boiling with quantitative transition criteria” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.53, 2010. pp.2694-2702.
- [53] Çengel Y.A. **Heat transfer: a practical approach. 2nd edition.** New York: McGraw-Hill. 2004.
- [54] Park J.E., and Thome J.R. “Critical heat flux in multi-microchannel copper elements with low pressure refrigerants” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.53, 2010. pp.110-122.
- [55] Collier J.G. and Thome J.R. **Convective boiling and condensation, third edition.** Oxford University Press, Oxford. 1994.
- [56] Chisholm D. “A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow” **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.10, 1967. pp.1767-1778.
- [57] Zivi S.M. “Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production” **J. Heat Transfer.**, vol.86, 1964. pp.247-251.
- [58] Dittus F.W., Boelter L.M.K. “Heat transfer in automobile radiators of the tubular type” **University of California at Berkley Pub. Eng.**, vol.2, 1930. pp.443-461.
- [59] Gnielinski V. “New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow” **Int. Chem. Eng.**, vol.16, 1976. pp.359-368.
- [60] Blasius P.R.H. “Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten” **Forschungsheft.**, vol.131, 1913. pp.1-41.
- [61] Hausen H. “Darstellung des Wärmeübergangs Rohren durch Verallgemeinertes potenzbeziehungen” **Z. VDI Beih. Verfahrenstech.**, vol.4, 1943. Pp.91-98.

- [62] Sieder E.N. and Tate G.E. "Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes" **Ind. Eng. Chem.**, vol.28, 1936. pp.1429-1435.
- [63] Lee P.S. and Garimella S.V. "Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannel of different aspect ratios" **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.49, 2006. pp.3060-3067.
- [64] Gnielinski V. "Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung" **Forsch. Ing. Wes.**, vol.61(9), 1995. pp.240-248.
- [65] Phillips R.J. "**Microchannel Heat Sink**" Ph.D. Thesis of Massachusetts Institute of Technology. 1987
- [66] Saisorn S., Kaew-On J. and Wongwises S. "An experimental investigation of flow boiling heat transfer of R-134a in horizontal and vertical mini-channels" **Experimental Thermal and Fluid Science.**, vol.46, 2013. pp.232-244.
- [67] Serizawa A., Feng Z. and Kawara, Z. "Two-phase flow in microchannels" **Experimental Thermal and Fluid Science.**, vol.26, 2002. pp.703-714.
- [68] Chung P.M.Y. and Kawaji, M. "The effect of channel diameter on adiabatic two-phase flow characteristics in microchannels" **International Journal of Multiphase Flow.**, vol.30, 2004. pp.735-761.
- [69] Serizawa A., Feng Z. and Kawara Z. "Two-phase flow in microchannels" **Experimental Thermal and Fluid Science.**, vol.26, 2002. pp.703-714.
- [70] Celata G.P., Cumo M., Dossevi D., Jilisen R.T.M., Saha S.K., and Zummo G. "Flow pattern analysis of flow boiling inside a 0.48 mm microtube" **International Journal of Thermal Sciences.**, vol.58, 2012. pp.1-8.
- [71] Lee J. and Mudawar I. "Fluid flow and heat transfer characteristics of low temperature two-phase micro-channel heat sinks - Part 1: Experimental methods and flow visualization results" **International Journal of Heat and Mass Transfer.**, vol.51, 2008. pp.4315-4326.
- [72] Yang K.S. "Heat transfer and flow pattern characteristics for HFE-7100 within microchannel heat sinks" **Heat Transfer Engineering.**, vol.32(7-8), 2011. pp.697-704.
- [73] Galvis E. and Culham R. "Measurements and flow pattern visualizations of two-phase flow boiling in single channel microevaporators" **International Journal of Multiphase Flow.**, vol.42, 2012. pp.52-61.
- [74] Kandlikar S.G., Balasubramanian P. "An experimental study on the effect of gravitational orientation on flow boiling of water in 1054 (197  $\mu\text{m}$  parallel minichannels" **Journal of Heat Transactions - T ASME.**, vol.127, 2005. pp.820-829.

- [75] Bendiksen K.H. "An experimental investigation of the motion of long bubbles in inclined tubes" **International Journal of Multiphase Flow.**, vol.10, 1984. pp.467-483.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้









รายงานสืบเนื่อง การประชุมวิชาการระดับชาติ  
สหวิทยาการเอเชียอาคเนย์ 2559  
Proceedings of The 3<sup>rd</sup> SAU National Interdisciplinary Conference 2016

# The 3<sup>rd</sup> SAU National Interdisciplinary Conference 2016 (SAUNIC 2016)

**Green Research for Sustainable Development**  
งานวิจัยสีเขียว เพื่อการพัฒนาอย่างยั่งยืน

วันพฤหัสบดีที่ 23 มิถุนายน 2559  
โรงแรมริชมอนด์ สไตล์ช คอนเวนชั่น  
(Richmond Stylish Convention Hotel)



[saunic2016.sau.ac.th](http://saunic2016.sau.ac.th)  
[saunic@sau.ac.th](mailto:saunic@sau.ac.th)



สนับสนุนโดย  
บริษัท โกเบ เอ็นจิเนียริ่ง จำกัด  
KOBEL ENGINEERING CO.,LTD



มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์  
หนองแขม กรุงเทพฯ 10160  
Southeast Asia University  
Bangkok 10160 TH

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## คุณลักษณะรูปแบบการไหล, การถ่ายเทความร้อน และความดันลด ของของไหลสองสถานะแก๊ส-ของเหลวในท่อขนาด 1 มิลลิเมตร วางตัวในแนวตั้ง

### Flow pattern, heat transfer and pressure drop characteristics of two-phase gas-liquid flow in a 1 mm vertical tube

โพธิ์ชัย ศรีทุมพันธ์<sup>1</sup>, ภัคนันท์ เบ็ญจวรรณ<sup>1</sup>, สมชาย วงศ์วิเศษ<sup>2</sup> และ ศิระ สายศรี<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup> ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จ.ชุมพร 86160

<sup>2</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี แขวงบางมด เขตทุ่งครุ กทม. 10140

\*ติดต่อ: E-mail: sira.sa@kmitl.ac.th, เบอร์โทรศัพท์: 077-506410, เบอร์โทรสาร: 077-506425

#### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาคุณลักษณะรูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลด ของของไหลสองสถานะ น้ำ-อากาศไหลลงในท่อขนาด 1 มิลลิเมตร ที่วางตัวในแนวตั้ง ทดลองภายใต้สภาวะการให้ความร้อนแต่ไม่เกิดการเดือด (Non-boiling) ที่มีฟลักซ์ความร้อนคงที่ ทดลองในช่วง Gas superficial Reynolds number 205-2350 และ Liquid superficial Reynolds number 1350-2250 ผลจากการทดลองพบรูปแบบการไหลต่างๆ กันในแต่ละสภาวะการทดลอง และนำผลที่ได้มาสร้างแผนผังรูปแบบการไหล นอกจากนี้ยังพบว่ารูปแบบการไหลมีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลดเป็นอย่างมาก

**คำหลัก:** สองสถานะ; รูปแบบการไหล; สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน; ความดันลด

#### Abstract

Flow pattern heat transfer and pressure drop characteristics of non-boiling air-water flow in vertical downward with a 1 mm based on constant surface heat flux condition were in studied is this work. The test run were done with Gas superficial Reynolds number and Liquid superficial Reynolds number ranging 205-2350 and 1350-2250, respectively. Different flow patterns were observed and used to develop the flow regime map. The experimental results indicated that flow patterns have significant influence on heat transfer coefficient and pressure drop

**Keywords:** two phase; flow pattern; heat transfer coefficient; pressure drop

#### 1. บทนำ

ในปัจจุบันเทคโนโลยีต่างๆ ได้มีการพัฒนาไปอย่างรวดเร็ว ซึ่งนับวันจะยิ่งมีขนาดเล็กลงเรื่อยๆ เป็นที่แน่นอนว่าการที่จะเพิ่มประสิทธิภาพ และความเร็วของการทำงานของอุปกรณ์เหล่านี้ให้มีความสามารถในการทำงานมากขึ้นนั้น มักจะมีผลทำให้ความร้อนของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์เพิ่มขึ้นตามไปด้วยเช่นกัน ดังนั้นการระบายความร้อนจึงเป็นสิ่งสำคัญที่จะช่วยส่งผลให้อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพอยู่ตลอดเวลา จึงได้มีงานวิจัยเกี่ยวกับท่อขนาดเล็กมากมายเพื่อที่จะได้ออกแบบระบบให้มีความ

คุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ และเพื่อหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่สุด คือให้มีประสิทธิภาพการทำงานที่สูงและไม่มีความดันตกมากเกินไป และแม้ว่าที่ผ่านมาจะมีการใช้ท่อไมโครแชนแนล (Micro-channel) ที่มีการไหลแบบสถานะเดียวมาช่วยในการระบายความร้อน แต่ก็ยังพบว่ายังมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนต่ำ โดยเฉพาะการไหลแบบราบเรียบ ดังนั้นการไหลแบบสองสถานะในท่อไมโครแชนแนลจึงเป็นตัวเลือกที่น่าสนใจในการนำมาใช้ในการระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ขนาดเล็ก เนื่องจากการไหลแบบ



สองสถานะนี้มีความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต่ำกว่าเมื่อเทียบการไหลแบบสถานะเดียว

ในช่วงไม่กี่ปีที่ผ่านมางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนของการไหลแบบสองสถานะได้รับความสนใจมากยิ่งขึ้น อาทิเช่น

Swanand, M. et al. [1] ได้ทำการวิจัยในแนวการไหลแบบสองสถานะโดยเน้นศึกษาการไหลในแนวตั้งในงานวิจัยนี้ได้นำเสนอรูปแบบการไหล และการหาค่า void fraction สำหรับการไหลขึ้น และลงในแนวตั้ง ซึ่งความสัมพันธ์ระหว่างความเฉื่อยของของเหลว และแรงลอยตัว มีความแตกต่างกันชัดเจนในการไหลขึ้น และลงในแนวตั้ง การวิเคราะห์ข้อมูลแสดงให้เห็นถึงแนวโน้มที่ชัดเจนของการเปลี่ยนแปลงของค่า void fraction กับอัตราการไหลในระยะที่แตกต่างกัน

Barreto, E.X. et al. [2] ได้วิเคราะห์รูปแบบการไหล ความดันลด และค่า void fraction ของการไหลแบบสองสถานะในทิศทางการไหลขึ้นในแนวตั้ง โดยมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 1.2 มิลลิเมตร ที่ความเร็วเฟสของน้ำระหว่าง 0.1-3.5 เมตรต่อวินาที และความเร็วเฟสของอากาศระหว่าง 0.1-34.8 เมตรต่อวินาที คุณภาพของก๊าซ 0.38 ผลที่ได้คือ ทราบอัตราส่วนระหว่างน้ำกับอากาศของรูปแบบการไหลชนิดต่างๆ ซึ่งในการไหลแบบปั่นป่วนนั้นจะเป็นรูปการไหลแบบ churn flow และ annular flow พบที่ความเร็วของก๊าซเท่ากับ 6 เมตรต่อวินาที

Saisorn and Wongwises [3] ได้มีการทดลองการไหลแบบสองสถานะของน้ำ และอากาศ เพื่อเก็บผลรูปแบบการไหล ค่า void fraction และความดันลด ในท่อขนาดไมโครแชนแนล ที่มีทิศทางการไหลขึ้นในแนวตั้ง เป็นท่อ fused silica ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.53 มิลลิเมตร ยาว 320 มิลลิเมตร และมีการศึกษาพฤติกรรมของการไหลแบบสองสถานะแบบ adiabatic ของการไหลขึ้นที่มีผลกับแรงลอยตัว ในงานวิจัยนี้พบรูปแบบการไหลแบบ slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow, และ annular-rivulet flow รูปทรงของการไหลแบบ slug flow มีรูปร่างผิดปกติ ซึ่งจะแตกต่างจากลักษณะรูปทรงที่พบในการไหลในแนวระดับ รูปแบบการไหลที่พบในการทดลองในการไหลขึ้นในแนวตั้งยังถูกพบไม่หมด ความดันลดที่เกิดจากแรงเสียดทานเพิ่มขึ้นเมื่อมีการไหลแบบ churn flow แบบปกติในท่อ นอกจากนี้การไหล

ขึ้นในแนวตั้งส่งผลให้เกิดความดันลดมากกว่าเมื่อเทียบกับการไหลในแนวระดับ

Wang et al. [4] ได้ทดลองการไหลแบบสองสถานะ โดยจะมีแรงดันลดในช่วงที่มีการเดือดของน้ำภายในท่อขนาดเล็ก ท่อที่ใช้ในการทดลองเป็นประเภท FC-72 โดยมีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮโดรลิก 571, 762 และ 1,454 ไมโครเมตร ที่ฟลักซ์ของของเหลว 11.2, 22.4 และ 44.8 กิโลกรัมต่อตารางเมตรวินาที และฟลักซ์ความร้อน 0-18.31 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร เสถียรภาพในการวิเคราะห์การไหลแบบสองสถานะขึ้นอยู่กับความดันลด ซึ่งทราบผลจากการสร้างกราฟวัดค่าอุณหภูมิ โดยวัดค่าอุณหภูมิที่ผิวของท่อ หากมีความผันผวนสูง คลื่นความถี่จะต่ำ และที่ค่าความผันผวนต่ำ คลื่นความถี่จะสูง เป็นระยะๆ ในช่วงการไหลแบบ rewetting flow และ slug flow ตามลำดับ

ซึ่งจากการสำรวจเอกสารพบว่าโดยส่วนใหญ่จะมีการศึกษาการไหลแบบสองสถานะในสถานะที่เป็น adiabatic และแบบที่มีการเดือดขณะไหล (flow boiling) ซึ่งก็ยังมีประเด็นข้อข้องสำหรับให้ศึกษาอีก เช่น การไหลสองสถานะ และการถ่ายเทความร้อนขณะเกิดการควบแน่น ผลของแรงโน้มถ่วงที่มีต่อการไหลสองเฟส และสุดท้าย การถ่ายเทความร้อนของแก๊ส-ของเหลวโดยที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงเฟส ซึ่งเป็นหัวข้อที่จะทำการศึกษาในครั้งนี้

ในอดีตที่ผ่านมาได้มีนักวิจัยหลายท่านได้นำเสนอหลักเกณฑ์ในการจำแนกขนาดของช่องทางการไหลแบบไมโครแชนแนลไว้มากมาย ซึ่งในการอ้างอิงโดยทั่วไปนั้น มักจะใช้พารามิเตอร์ต่างๆ ดังความสัมพันธ์ต่อไปนี้

Kandlikar [5] ได้เสนอเกณฑ์สำหรับปรับขนาดของช่องทางการไหลที่แตกต่างกันดังความสัมพันธ์ต่อไปนี้

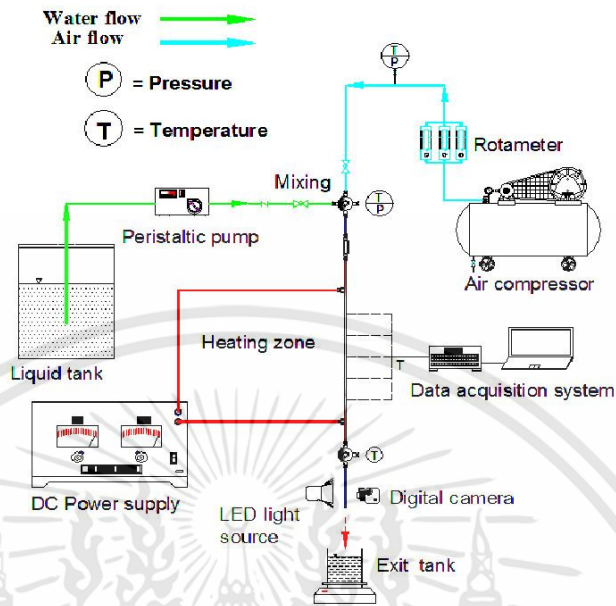
$$\text{Micro-channels: } 10\mu\text{m} < D_h < 200\mu\text{m}$$

$$\text{Mini-channels: } 200\mu\text{m} < D_h < 3\text{mm}$$

$$\text{Conventional channels: } D_h > 3\text{mm}$$

Ong and Thome [6] ได้เสนอเกณฑ์ในการจำแนกขนาดของช่องทางการไหลโดยใช้ความสัมพันธ์ของค่า Eötvös number และค่า Bond number ซึ่งถ้าค่า Eötvös number น้อยกว่า 0.2 จะถือเป็นช่องทางการไหลแบบไมโครแชนแนล

$$Eo = \frac{Bo}{8} = \frac{g\Delta\rho D_h^2}{8\sigma} \quad (1)$$



รูปที่ 1 แผนภาพแสดงวงจรการทำงานของชุดอุปกรณ์ทดลอง

2. อุปกรณ์ และขั้นตอนการทดลอง

จากรูปที่ 1 วงจรการทำงานของการทดลองในงานวิจัยนี้ โดยกระบวนการทำงานของระบบจะเริ่มต้นจาก Peristaltic pump เพื่อทำการปั๊มน้ำเข้าสู่ท่อไมโครแชนแนล ซึ่งจะถูกติดตั้งไว้บนฐานที่สามารถปรับทิศทางการไหลได้ตามต้องการ โดยอัตราการไหลของน้ำสามารถหาได้จากเครื่องชั่งน้ำหนักของน้ำที่ไหลออกจากท่อไมโครแชนแนลในช่วงเวลาที่ได้กำหนดไว้ โดยใช้ตาชั่งดิจิตอล (Electronic balance) ในส่วนของอากาศนั้นจะถูกส่งมาจากปั๊มลม (Air compressor) แล้วผ่านอุปกรณ์ควบคุมความดัน (Pressure regulator) ก่อนจะเข้าสู่ระบบ โดยจะใช้โรตัมมิเตอร์ (Rotameter) ในการวัด และความคุมอัตราการไหล ในการทดลองนี้จะใช้ห้องผสมแบบสี่ทาง (Cross junction) เพื่อใช้ในการผสมน้ำกับอากาศเข้าด้วยกันก่อนที่จะไหลเข้าสู่ท่อไมโครแชนแนล ซึ่งมีการให้ความร้อนโดย DC Power supply โดยบริเวณที่ให้ ความร้อนจะมีการติดตั้งเทอร์มิสเตอร์ และอุปกรณ์วัดความดันไว้ตามตำแหน่งต่างๆ เพื่อเก็บข้อมูลของการไหลในขณะทดลอง

2.1 รายการสัญลักษณ์

|           |                             |
|-----------|-----------------------------|
| $A$       | พื้นที่หน้าตัดท่อ           |
| $B_o$     | Bond number                 |
| $D_h$     | Diameter                    |
| $E_o$     | Eötvös number               |
| $f$       | Friction factor             |
| $h$       | Heat transfer coefficient   |
| $j_{GS}$  | Gas superficial velocity    |
| $j_{LS}$  | Liquid superficial velocity |
| $K$       | Thermal conductivity        |
| $Nu$      | Nusselt Number              |
| $\dot{q}$ | Heat generation             |
| $q''$     | Heat flux                   |
| $r$       | Radius                      |
| $Re$      | Reynolds Number             |
| $T$       | Temperature                 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



### ตัวกำกับล่าง

|          |         |
|----------|---------|
| avg      | average |
| <i>i</i> | Inside  |
| <i>o</i> | Outside |
| <i>s</i> | Surface |
| <i>z</i> | Local   |

และค่าตัวเลขนิมเบอร์เฉพาะจุดเป็นค่าที่แสดงผลของการถ่ายเทความร้อน ณ ตำแหน่งใดๆ ในรูปของตัวแปรไร้มิติ ซึ่งสามารถหาได้จากสมการที่ 5 ดังนี้

$$Nu_z = \frac{h_z D_h}{k_{fluid}} \quad (5)$$

### 3. สมการที่ใช้ในการวิเคราะห์ผล

ในการทดลองครั้งนี้เป็นการทดลองโดยให้สภาวะทางความร้อนที่ป้อนให้บริเวณพื้นผิวเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ (Constant Surface Heat Flux Condition) ซึ่งจะเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อพื้นผิวของท่ออยู่ภายใต้สภาวะของการแผ่รังสีความร้อน หรือถูกให้ความร้อนอย่างสม่ำเสมอจากทุกทิศทาง ซึ่งจากความสัมพันธ์ดังกล่าวสามารถหาอุณหภูมิของของไหล ณ ตำแหน่งต่างๆ ได้จากสมการที่ 2 ดังนี้

$$T_{fluid}(z) = T_{fluid,in} + \frac{q'' \pi D_i z}{m c_p} \quad (2)$$

และเนื่องจากท่อทรงกระบอกจะมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเกิดขึ้นในทิศทางตามรัศมีเท่านั้น ดังนั้นจึงคิดการนำความร้อนเป็นแบบ 1 มิติ เมื่อมีการให้ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ อัตราความร้อนที่เกิดขึ้นภายในพื้นผิวจะต้องเท่ากับความร้อนที่ถูกพาออกจากทรงกระบอกโดยของไหลที่สัมผัสผิวของทรงกระบอก ซึ่งจะทำให้อุณหภูมิที่พื้นผิวภายในของท่อคงที่ ดังนั้นจึงสามารถหาอุณหภูมิที่พื้นผิวภายในของท่อได้จากสมการที่ 3 ดังนี้

$$T_{s,i} = T_{s,o} + \frac{\dot{q}}{4k} (r_o^2 - r_i^2) + \frac{\dot{q} r_o^2}{2k} \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right) \quad (3)$$

ค่าตัวเลขนิมเบอร์เฉลี่ยจะแสดงถึงการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนผ่านชั้นของไหล ซึ่งเป็นผลของการพาความร้อนต่อการนำความร้อนผ่านชั้นของไหลชนิดเดียวกัน โดยจะแสดงเป็นผลของการถ่ายเทความร้อนในรูปของตัวแปรไร้มิตินี้

$$Nu = \frac{h D_h}{k_{fluid}} \quad (4)$$

โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย และเฉพาะจุดสามารถหาได้จากสมการที่ 6 ดังนี้

$$h_{avg} = \frac{q''}{(T_{s,avg} - T_{f,avg})} \quad (6)$$

และค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสามารถหาได้จากสมการที่ 7

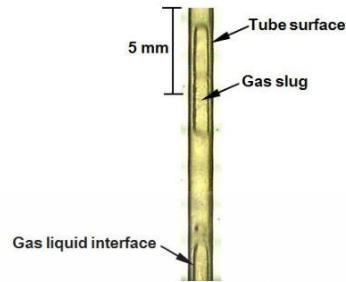
$$h_z = \frac{q''}{(T_{s,inz} - T_{f,z})} \quad (7)$$

### 4. ผล และการวิจารณ์ผล

ในบทนี้จะทำการนำเสนอผลการทดลอง และการอภิปรายผลที่ได้จากการศึกษาลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลด สำหรับการไหลแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือด (Non-boiling two-phase flow) ระหว่างน้ำกับอากาศในท่อไมโครแชนแนลสำหรับการไหลลงในแนวตั้ง

#### 4.1 รูปแบบการไหล และแผนที่การไหล

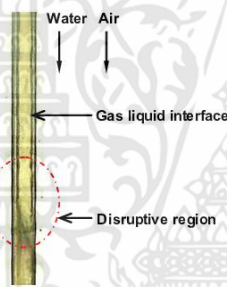
รูปแบบการไหลที่ได้จากการสังเกตการไหล โดยการถ่ายภาพของท่อที่มีทิศทางไหลลงในแนวตั้ง เพื่อสังเกตลักษณะของน้ำ และอากาศ ในท่อไมโครแชนแนลที่วางตัวในแนวตั้ง ซึ่งเมื่อปรับอัตราการไหลของน้ำให้มีค่าคงที่ และเพิ่มอัตราการไหลของอากาศ โดยทดลองภายใต้สภาวะการให้ความร้อนแต่ไม่เกิดการเดือดจะสามารถพบรูปแบบการไหล 2 รูปแบบ คือการไหลแบบ slug flow และการไหลแบบ chum flow ดังแสดงในรูปที่ 2 และ 3



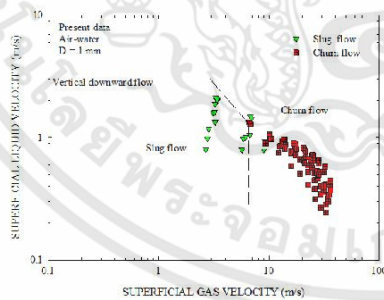
รูปที่ 2 ภาพการไหลแบบ Slug flow

Slug flow เกิดขึ้นในช่วงที่อัตราการไหลของอากาศมีค่าต่ำ โดยพบฟองแก๊สที่มีลักษณะคล้ายกระสุน และมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของฟองแก๊สเท่ากับขนาดของท่อ ดังรูปที่ 2

Churn flow เกิดขึ้นเมื่ออัตราการไหลของแก๊สและของเหลวมีค่าค่อนข้างสูงทำให้เกิดความปั่นป่วนบริเวณที่ปลายฟองของแก๊สทำให้บริเวณดังกล่าวเสียรูปและแตกตัว ดังรูปที่ 3



รูปที่ 3 ภาพการไหลแบบ Churn flow

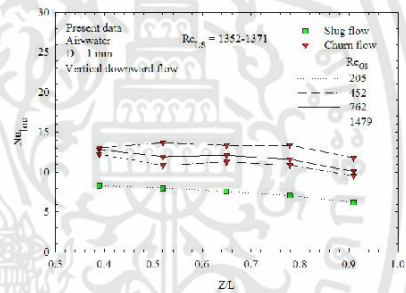


รูปที่ 4 แผนที่รูปแบบการไหลที่พบในการทดลอง

เมื่อสามารถกำหนดรูปแบบการไหลต่างๆ ที่เกิดขึ้นภายในช่องทางการไหลได้แล้วมักจะนิยมนำเสนอในรูปแบบของแผนที่รูปแบบการไหล (Flow regime map) โดยแผนที่รูปแบบการไหลนี้ถูกสร้างขึ้นมาจากข้อมูลที่ได้จากการสังเกตรูปแบบการไหล และถูกนำเสนอในเทอมของพารามิเตอร์ต่างๆ โดยการทดลองในครั้งนี้จะถูกนำเสนอในเทอมของความเร็วเฟสของอากาศ (Gas superficial velocity) และความเร็วเฟสของน้ำ (Liquid superficial velocity) ดังรูปที่ 4

4.2 การถ่ายเทความร้อน

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน แสดงในเทอมของ local Nusselt number พบว่าเมื่อปรับค่า Gas superficial Reynolds number เพิ่มขึ้นส่งผลให้ local Nusselt number มีค่าสูงขึ้นด้วยเช่นกันแสดงในรูปที่ 5 ซึ่งจากรูปแสดงให้เห็นว่า รูปแบบการไหลที่หาค่า Nusselt number สูงสุดเป็นรูปแบบการไหลแบบ churn flow



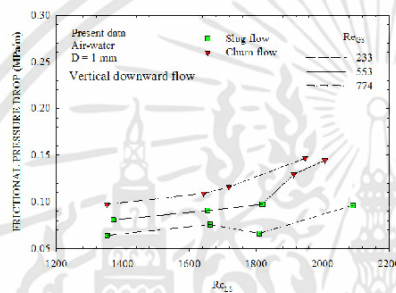
รูปที่ 5 กราฟแสดงลักษณะการถ่ายเทความร้อน

จากผลการทดลองคุณลักษณะถ่ายเทความร้อนในรูปที่ 5 เห็นได้ว่าค่า Nusselt number มีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อปรับค่า Gas superficial Reynolds number เพิ่มขึ้นซึ่งเป็นไปตามการศึกษาของ Saisorn et al. [7] เป็นผลอันเนื่องมาจากอากาศกับน้ำที่เข้าไปถึงท่อทำให้เกิดความปั่นป่วนที่ชั้นผิวของเหลวที่ผนังท่อทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนดีขึ้นนั่นเอง



#### 4.3 ความดันลด

ความดันลดในการไหลสองสถานะน้ำอากาศ แสดงในรูปที่ 6 ซึ่งเป็นความสัมพันธ์ระหว่างความดันลด และ superficial Reynolds number พบว่าเมื่อทำการปรับค่า superficial Reynolds number ให้มีค่าเพิ่มสูงขึ้นจะส่งผลให้ความดันลดมีค่าเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย ซึ่งเป็นไปตามการศึกษาก่อนหน้านี้โดย Saisom et. al. [8] อันเนื่องมาจากความเสียดทานความดันลดเป็นฟังก์ชันของความเร็วผิวของของเหลว และแก๊ส (superficial gas and liquid velocity) ดังนั้นความดันลดจึงเพิ่มขึ้นตามความเร็วผิวของของเหลวเป็นไปตามผลการทดลอง



รูปที่ 6 กราฟแสดงความดันลดที่พบในการทดลอง

#### 5. สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาคุณลักษณะรูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลดในท่อสแตนเลสที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1 มม. ของไหลไหลลงในท่อที่วางตัวในแนวตั้งภายใต้สภาวะการให้ความร้อนแต่ไม่เกิดการเดือด และให้พลักซ์ความร้อนคงที่ จากผลการทดลองสามารถสรุปผลได้ดังนี้

1. รูปแบบการไหลที่พบมี 2 รูปแบบคือ Slug Flow และ Churn flow
2. รูปแบบการไหลที่ให้ค่า Nusselt number สูงที่สุดในการทดลองคือรูปแบบการไหลแบบ Churn flow
3. ค่า Nusselt number มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ Gas superficial Reynolds number และ Liquid superficial Reynolds number
4. รูปแบบการไหลที่ให้ค่าความดันลด สูงที่สุดในการทดลองคือรูปแบบการไหล Churn flow

#### 6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) และกองทุนวิจัยสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่สนับสนุนเงินทุนวิจัยในครั้งนี้

#### 7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Swanand, M.B. and Afshin, J.G. Similarities and differences in the flow patterns and void fraction in vertical upward and downward two phase flow. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 39, 2012, 213-227.
- [2] Barreto, E.X. Oliveira, J.L.G. and Passos, J.C. Frictional pressure drop and void fraction analysis in air-water two-phase flow in a micro-channel. *International Journal of Multiphase Flow.* 72, 2015, 1-10.
- [3] Saisom, S. and Wongwises, S. Adiabatic two-phase gas-liquid flow behaviors during upward flow in a vertical circular micro-channel. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 69, 2015, 158-168.
- [4] Wang, Y. Sefiane, K. Wang, Z. and Harmand, S. Analysis of two-phase pressure drop fluctuations during micro-channel flow boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 70, 2013, 353-362.
- [5] Serizawa A. Feng Z. and Kawara, Z. Two-phase flow in micro-channels. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 26, 2002, 703-714.
- [6] Ong, C.L. and Thome, J.R. Macro to micro-channel transition in two-phase flow: Part1- Two-phase flow patterns and film thickness measurements. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 35, 2011, 37-47.
- [7] S. Saisom, P. Kuaseng, S. Wongwises, Heat transfer characteristics of gas-liquid flow in horizontal rectangular micro-channels, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 55, 2014, 54-61.
- [8] S. Saisom, S. Wongwises, Flow pattern, void fraction and pressure drop of two phase



การประชุมวิชาการระดับชาติสหวิทยาการเอเชียอาคเนย์ 2559 ครั้งที่ 3  
The 3<sup>rd</sup> SAU National Interdisciplinary Conference 2016

flow in a horizontal circular micro-channel,  
Exp. Therm. Fluid Sci. 32, 2008, 748–760.

**ประวัติผู้เขียนบทความ**

ชื่อ-นามสกุล : นายโพธิ์ชัย ศรีทุมพันธ์

วัน/เดือน/ปีเกิด : 26 มกราคม 2537

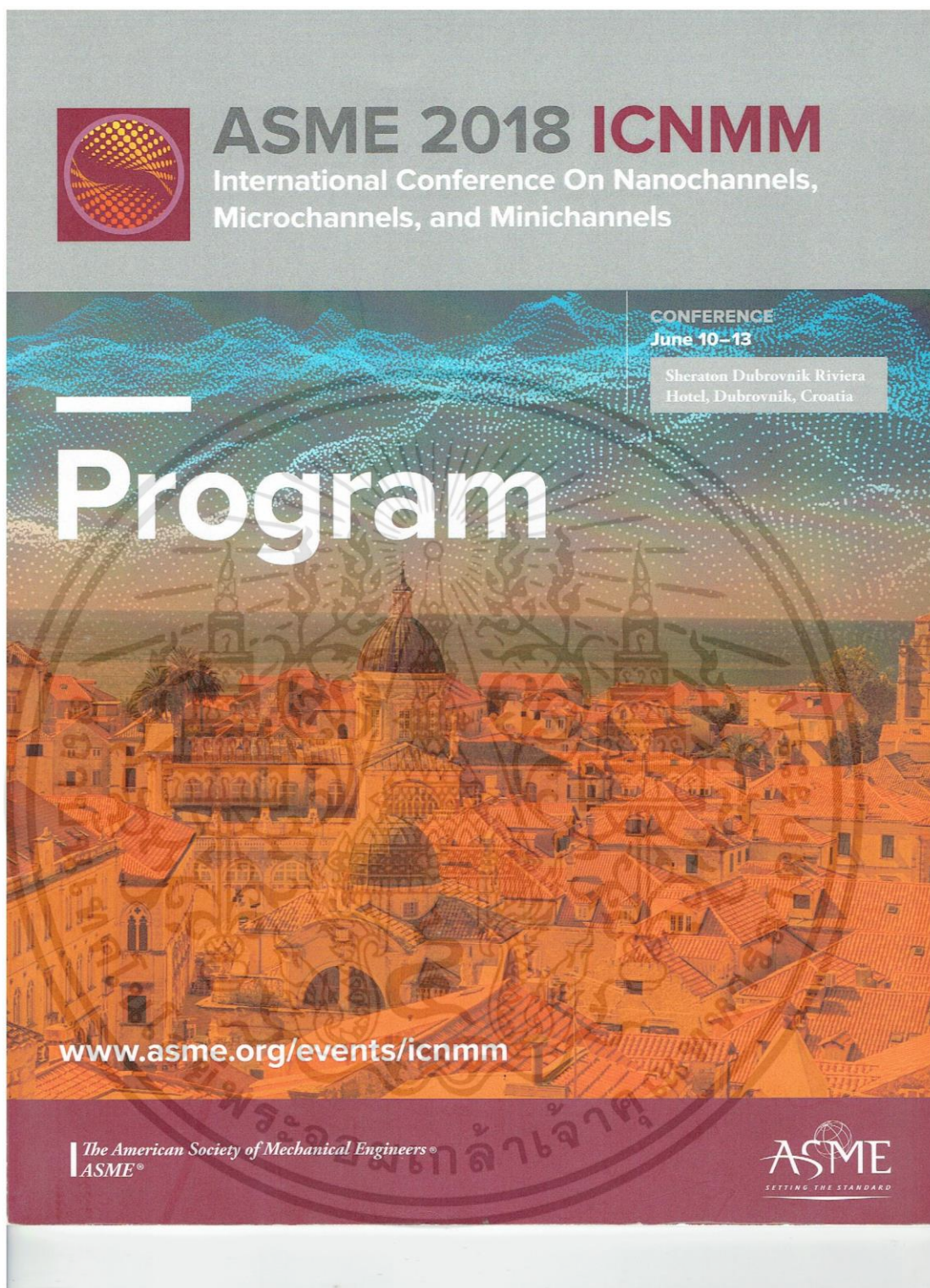
ที่อยู่ : 57/17 หมู่ 3 ต.บางโพธิ์เหนือ

อ.สามโคก จ.ปทุมธานี 12160

E-mail : possry\_jet@outlook.com



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



The cover features a central image of a historic cityscape with red-tiled roofs and domes, overlaid with a blue, glowing, particle-based topographical map. A large, faint watermark of the ASME logo is visible in the background.

**ASME 2018 ICNMM**  
International Conference On Nanochannels,  
Microchannels, and Minichannels

CONFERENCE  
June 10-13  
Sheraton Dubrovnik Riviera  
Hotel, Dubrovnik, Croatia

**Program**

[www.asme.org/events/icnmm](http://www.asme.org/events/icnmm)

The American Society of Mechanical Engineers®  
ASME®

ASME  
SETTING THE STANDARD

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## FLOW PATTERN, HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP BEHAVIORS OF MICRO-CHANNEL FLOW BOILING

**Sira Saisorn\***

Department of Mechanical Engineering  
King Mongkut's Institute of Technology  
Ladkrabang, Prince of Chumphon Campus  
Chumphon, Thailand

\*Corresponding author: sira.sa@kmitl.ac.th

**Pochai Srithumkhan**

Department of Mechanical Engineering  
Faculty of Engineering  
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang  
Bangkok, Thailand  
possry\_jet@outlook.com

**Pakorn Wongpromma**

Department of Mechanical Engineering  
Faculty of Engineering  
King Mongkut's University of Technology  
Thonburi, Bangkok, Thailand  
pakorn.wongpromma@gmail.com

**Maturose Suchatawat**

Department of Mechanical Engineering  
Faculty of Engineering  
King Mongkut's Institute of Technology  
Ladkrabang  
Bangkok, Thailand  
maturose.su@kmitl.ac.th

**Somchai Wongwises**

Department of Mechanical Engineering  
Faculty of Engineering  
King Mongkut's University of Technology  
Thonburi, Bangkok, Thailand  
somchai.won@kmutt.ac.th

### ABSTRACT

Two-phase flow of R-134a with high confinement number was experimentally carried out in this study. Flow boiling conditions for different orientations were controlled to take place in a stainless steel tube having a diameter of 0.5 mm. Based on a saturation pressure of 8 bar, a heat flux range of 2-26 kW/m<sup>2</sup>, and a mass flux range of 610-815 kg/m<sup>2</sup>s, a constant surface heat flux condition was controlled by applied DC power supply on the test section. The flow behaviors were described based on flow pattern and pressure drop data while heat transfer mechanisms were explained by using heat transfer coefficient data. In this work, nucleate boiling was observed, and the importance of the change in the flow direction was neglected, corresponding to the confinement number of around 1.7.

### INTRODUCTION

Flow boiling research works have been carried out extensively over the years. The thermal devices have been continually down-sized. The micro-technology based two-phase flow system has been developed to be applied for several engineering devices, which include heat sink [1], reactor [2], fuel-cell [3], heat-exchanger [4], and so on. The reduction of the two-phase flow passage can make a difference to the heat transfer process. As a consequence of the small passage, the flow behaviors, which were different from those in conventional

channel, were observed and discussed in the literature [2-4]. In addition, the differences in the two-phase flow process between conventional channel and micro-channel were reported in several investigations [5-9]. The understanding of the process and parameters possibly dominating two-phase flow pattern, heat transfer, and pressure drop behaviors in micro-channels is essential for design and development of micro-thermal systems. Capillary force or surface tension seems to have significant influence on micro-channel flow mechanisms. Based on this concept, Kew and Cornwell [10] proposed criterion corresponding to threshold value for micro-channel flow. The criterion was presented as confinement number,  $C_o$ , which can be expressed as follow.

$$C_o = \frac{(\sigma / g(\rho_l - \rho_g))^{0.5}}{D_h} \quad (1)$$

Regarding this criterion, the micro-channel flow behaviors become in the spotlight when the confinement number is greater than 0.5.

The micro-channel flow studies, which explored the effect of channel orientation on two-phase flow phenomena, were carried out by different researchers.

The phase-change process in rectangular micro-channels was conducted by Kandlikar and Balasubramanian [11], and

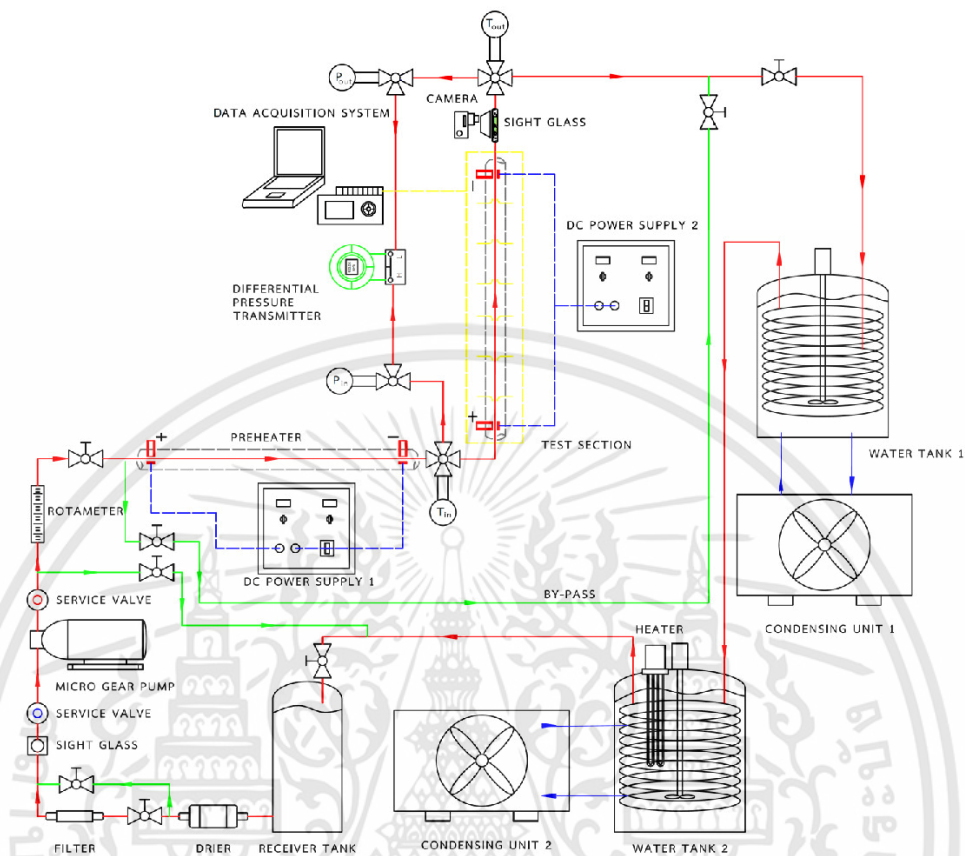


Fig. 1. The schematic diagram of the experimental system.

Zhang et al. [12], showing that the good performance was obtained when the flow was directed in the vertical upward flow. Wang et al [13] studied the two-phase heat transfer phenomena. They reported that for rectangular micro-channels, the vertical upward flow gave satisfied result. The study, carried out by Lee et al. [14], indicated that the flow through rectangular micro-channels oriented in vertical downward flow provided the high heat transfer coefficient in comparison to the flow in horizontal arrangement. Instead of vertical orientation, Leao et al. [15], dealing with rectangular micro-channels, indicated the horizontal flow, which was able to provide the high performance.

The survey reflected inconsistencies in the existing data. The inconsistent results may be attributed to the corner effect induced in the rectangular micro-channels. To exclude the corner effect, in this work, flow boiling of R-134a was performed in horizontal and vertical circular micro-channels, and the flow as well as heat transfer characteristics were presented based on the confinement number of around 1.7.

#### EXPERIMENTAL APPARATUS AND PROCEDURE

The flow boiling process with a saturation pressure of 8 bar was carried out in this work. The schematic diagram illustrating

the apparatus and instruments for the present work is shown in Fig. 1. The working fluid is R-134a. As shown in the figure, the subcooled liquid is forced by a gear pump. The refrigerant then passes respectively through a R-134a rotameter, pre-heater, test section, condensing units and receiver tank. The test section is stainless steel tube having a diameter of 0.5 mm, which was adjustable to place in horizontal and vertical directions. The outside of the test section was covered by rubber foam installation. To provide the constant surface heat flux, a DC power supply (120 A, 15 V) was connected to the test section. Another DC power supply was attached to the pre-heater which was used to control the inlet vapour quality before entering the test section. Transparent tubes having inner diameter of 0.5 mm were installed to the both ends of the test section, allowing for flow visualization. In order to capture the images of the flow pattern, a camera with shutter speed of 1/15 to 1/10,000 s and adjustable light source were used. T-type thermocouples were installed at the inlet and outlet of the test section to measure the fluid temperature. A set of 12 T-type thermocouples were attached to the test section so that the outer surface temperatures can be obtained. Once the outer surface temperatures were measured, the inner wall temperatures were able to obtain based on the 1D steady state heat conduction through the tube wall with internal heat generation. Differential pressure transducer was employed to measure total pressure drop across the test section. The R-134a rotameter was specially calibrated in the range of 0.02–0.2 LPM by the manufacturer. Instrumentation was installed at various positions to monitor the state of the refrigerant. All the signals, corresponding to temperature and pressure, were recorded by the data acquisition system.

#### DATA REDUCTION

Heat transfer characteristics are presented in this paper, based on average heat transfer coefficient, which can be expressed by

$$h = \frac{q}{(T_{\text{wall}} - T_{\text{fluid}})} \quad (2)$$

It should be noted that the inner wall temperature can be obtained based on steady state one-dimensional heat conduction through the tube wall with internal heat generation. Heat flux is applied on the micro-tube by employing the DC power supply.

$$q = \frac{q - q_{\text{loss}}}{\pi DL} \quad (3)$$

Heat transfer rate or  $q$  is based on the joule heating method and the estimation of heat loss or  $q_{\text{loss}}$  can be feasible by taking into account the energy balance and thermal resistance concept.

The total pressure drop across the test section, obtained by the differential pressure transducer, includes frictional, accelerational, and gravitational terms. However, the gravitational pressure drop was neglected for horizontal direction. The relevant terms of pressure drop components can be given by Eqs. (4) and (5).

The accelerational term can be expressed by

$$\Delta P_{\text{acc}} = G^2 \left\{ \left[ \frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right]_{\text{outlet}} - \left[ \frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right]_{\text{inlet}} \right\} \quad (4)$$

The gravitational term is presented as follow.

$$\Delta P_G = gL \sin \theta (\alpha \rho_g + (1-\alpha)\rho_l) \quad (5)$$

The void fraction shown in Eqs. (4) and (5) can be estimated by using Zivi correlation [16] which is given by

$$\alpha = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (6)$$

By knowing the total pressure drop and the other components, the frictional pressure drop can be obtained.

## RESULT AND DISCUSSION

### FLOW PATTERN

In this section, flow patterns during boiling process of R-134a in a 0.5 mm diameter tube, placed in horizontal and vertical arrangements, are presented. The visual observations of the flow entering and leaving the 0.5 mm diameter micro-tube were performed through the compatible transparent tubes. The development of a flow pattern in vertical micro-channel may be contributed by gravitational force in addition to the others such as surface tension. The flow visualization results, obtained from the present study covering horizontal flow, vertical upward flow, and vertical downward flow, indicated five different flow patterns. The details for each flow pattern can be seen in Fig. 2.

It was also found from the experimental result that throat-annular flow, annular flow, and annular-rivulet flow were observed from the three channel orientations. In this work, slug flow pattern was only observed in horizontal flow, and became churn flow pattern when the micro-channel was adjusted in vertical alignment, i.e. vertical upward flow, and vertical downward flow. Slug flow pattern seemed to be sensitive to the flow direction. Interactions between the buoyancy force and the flow inertia may cause the distortion of the bubble, and change the slug flow into churn flow pattern.

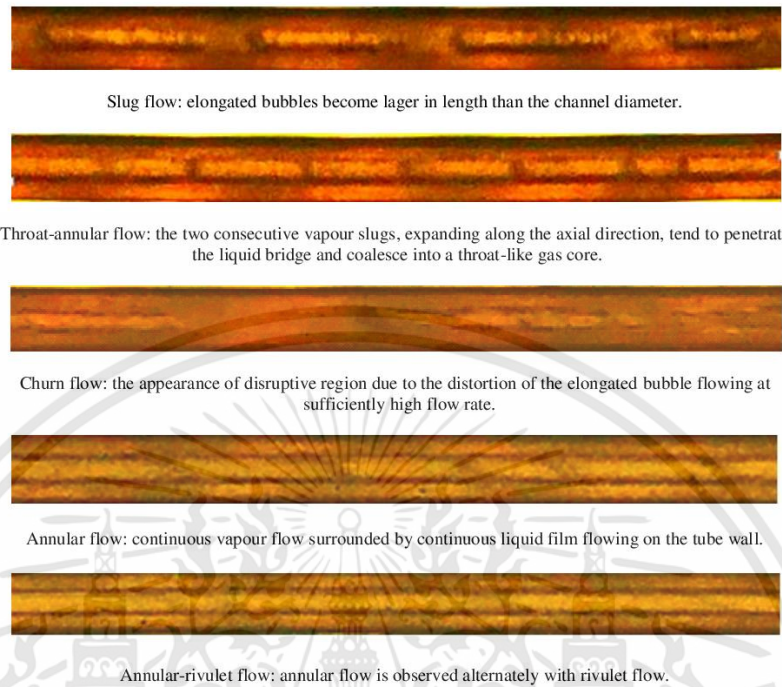


Fig. 2. Flow patterns in 0.53 mm diameter channel.

**HEAT TRANSFER**

The heat transfer results are presented in this section. It was found that, for all three channel orientations, heat flux had substantial influence on the heat transfer coefficient. In contrast, the mass flux had no significant effect on the heat transfer coefficient. The observed trend complied well with nucleate boiling phenomena which became dominant over forced convective contribution. The nucleate boiling governing the flow in micro-channel was also reported by previous studies such as Lazarek and black [17], Tran et al. [18], Choi et al. [19], Saisorn et al. [20], and Basu et al. [21].

Fig. 3 compares the heat transfer coefficients in three channel orientations. The heat transfer coefficient in a circular micro-channel seemed to be insensitive to a change in the channel orientation. The results do not agree with the data based on rectangular micro-channels. For the rectangular channels, Lee et al. [14] indicated the vertical downward flow as a satisfied choice but Zhang et al. [12], and Kandlikar and

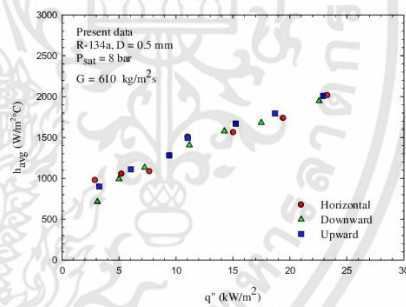


Fig. 3. Heat transfer coefficient for horizontal and vertical arrangements.

Balasubramanian [11] obtained the good results during vertical upward flow. Such inconsistencies in the data for rectangular channels may be attributed to the corner effect. The present heat transfer results are based on the confinement number of around 1.7, which is compatible with micro-channel behavior according to the macro-microscale transition proposed by Ong and Thome [22].

### PRESSURE DROP

Another key parameter important for flow boiling process is two-phase frictional pressure drop. It can be found from the results that with increasing mass flux or heat flux, the pressure drop was increased. The frictional pressure drop data for the three flow arrangements is presented in Fig. 4. There was no difference in frictional pressure drop between these three flow directions. It seemed that liquid-vapour interactions during vertical flow did not make the chaotic flow strong enough. The buoyancy and inertia forces in vertical upward flow and vertical downward flow may cause relatively low level of interactions.

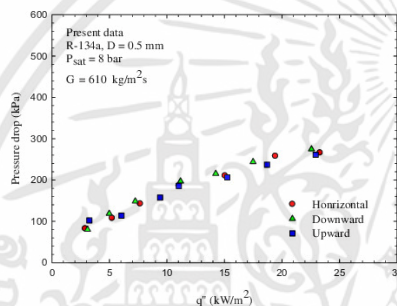


Fig. 4. Frictional pressure drop for horizontal and vertical arrangements.

### CONCLUSION

This paper reported the effect of channel orientations on flow boiling behaviors in a 0.5 mm diameter tube. Two-phase flow and heat transfer characteristics were presented. The change in flow direction had no significant effect on the flow phenomena. The conclusions from the present work can be drawn as follows.

1. Throat-annular flow, annular flow, and annular-rivulet flow were observed from horizontal and vertical channels. Slug flow pattern tended to be changed into churn flow pattern as the channel was placed in the vertical direction.
2. The dominance of nucleate boiling was detected for all channel orientations.

3. The channel orientation had no significant influence on heat transfer coefficient and frictional pressure drop.

### NOMENCLATURE

|                  |  |
|------------------|--|
| $C_o$            | = confinement number                     |
| $D_h$            | = hydraulic diameter (m)                 |
| $h$              | = heat transfer coefficient ( $W/m^2K$ ) |
| $G$              | = mass flux ( $kg/m^2s$ )                |
| $g$              | = gravitational acceleration ( $m/s^2$ ) |
| $L$              | = channel length (m)                     |
| $\Delta P_{acc}$ | = accelerational pressure drop (Pa)      |
| $\Delta P_G$     | = gravitational pressure drop (Pa)       |
| $q$              | = heat transfer rate (W)                 |
| $q_{loss}$       | = heat loss (W)                          |
| $q''$            | = heat flux ( $W/m^2$ )                  |
| $T_{fluid}$      | = fluid temperature ( $^{\circ}C$ )      |
| $T_{wall}$       | = wall temperature ( $^{\circ}C$ )       |
| $x$              | = vapour quality                         |
| $\alpha$         | = void fraction                          |
| $\theta$         | = tube angle ( $^{\circ}$ )              |
| $\rho_l$         | = density of liquid ( $kg/m^3$ )         |
| $\rho_g$         | = density of gas ( $kg/m^3$ )            |
| $\sigma$         | = surface tension (N/m)                  |

### ACKNOWLEDGMENTS

The authors would like to express their appreciation to the Thailand Research Fund (TRF), the "Research Chair Grant" National Science and Technology Development Agency (NSTDA), and the National Research University Project (NRU) for providing financial support for this study.

### REFERENCES

- [1] I. Mudawar, Two-phase microchannel heat sinks: theory, applications and limitations, J. Electron. Packag. 133 (2011), 1-31.
- [2] M. Kawaji, K. Mori, D. Bolintineanu, The effects of inlet geometry and gas-liquid mixing on two-phase flow in microchannels, J. Fluids Eng. 131 (2009) 1-7.
- [3] C. Choi, D.I. Yu, M. Kim, Surface wettability effect on flow pattern and pressure drop in adiabatic two-phase flows in rectangular microchannels with T-junction mixer, Exp. Therm. Fluid Sci. 35 (2011) 1086-1096.
- [4] L. Chai, G. Xia, L. Wang, M. Zhou, Gas-liquid two-phase flow patterns in microchannels with reentrant cavities in sidewall, Exp. Therm. Fluid Sci. 53 (2014) 86-92.

- [5] H. Ide, M. Kawaji, Effect of tube diameters on the flow phenomena of gas-liquid two-phase flow in microchannels, in: ASME 2013 11th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels ( ICNMM2013 ) , Sapporo, Japan, June 16–19, 2013, pp. V001T03A008
- [6] P.M.Y. Chung, M. Kawaji, The effect of channel diameter on adiabatic two-phase flow characteristics in microchannels, *Int. J. Multiphase Flow* 30 (2004) 735-761.
- [7] J.-T. Oh, A.S. Pamitran, K.-I. Choi, P. Hrnjak, Experimental investigation on twophase flow boiling heat transfer of five refrigerants in horizontal small tubes of 0.5, 1.5 and 3.0mm inner diameters, *Int. J. Heat Mass Transfer* 54 (2011) 2080-2088.
- [8] C.L. Ong, J.R. Thome, Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1 – Two- phase flow patterns and film thickness measurements, *Exp.Therm. Fluid sci.* 35 (2011) 37-47.
- [9] S. Saisorn, J. Kaew-On, S. Wongwises, An experimental investigation of flow boiling heat transfer of R- 134a in horizontal and vertical mini- channels, *Exp.Therm. Fluid sci.* 46 (2013) 232-244.
- [10] P.A. Kew, K. Cornwell, Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels, *Appl. Therm. Eng.* 17 (1997) 705-715.
- [11] S. G. Kandlikar, P. Balasubramanian, An Experimental Study on the Effect of Gravitational Orientation on Flow Boiling of Water in  $1054 \times 197 \mu\text{m}$  Parallel Minichannels, *J. Heat Transfer* 127 (2005) 820-829.
- [12] H.Y. Zhang, D. Pinjala, T.N. Wong, Experimental characterization of flow boiling heat dissipation in a microchannel heat sink with different orientations, in: IEEE Electronic Packaging Technology Conference, 2005, pp. 670-676.
- [13] C.-C. Wang, W.-J. Chang, C.-H. Dai, Y.-T. Lin, K.-S. Yang, Effect of inclination on the convective boiling performance of a microchannel heat sink using HFE7100, *Exp.Therm. Fluid sci.* 36 (2012) 143-148.
- [14] H. Lee, I. Park, I. Mudawar, M.M. Hasan, Micro-channel evaporator for space applications – 1. Experimental pressure drop and heat transfer results for different orientations in earth gravity, *Int. J. Heat Mass Transfer* 77 (2014) 1213- 1230. 73
- [15] H.L.S.L. Leão, C.A. Chávez, F.J. do Nascimento, G. Ribatski, An analysis of the effect of the footprint orientation on the thermal-hydraulic performance of a microchannels heat sink during flow boiling of R245fa, *Appl. Therm. Eng.* 90 (2015) 907-926
- [16] R.W. Lockhart, R.C. Martinelli, Proposed correlation of data for isothermal twophase two-component flow in pipes, *Chem. Eng. Prog.* 45 (1949) 39-48
- [17] G.M. Lazarek, S. H. Black, Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113, *Int. J. Heat Mass Transfer* 25 (1982) 945-960. 74
- [18] T. N. Tran, M.W. Wambsganss, D.M. France, Small circular- and rectangularchannel boiling with two refrigerants, *Int. J. Multiphase Flow* 22 (1996) 485-498.
- [19] K.-I. Choi, A.S. Pamitran, C.-Y. Oh, J.-T. Oh, Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO<sub>2</sub> in horizontal smooth minichannels, *Int. J. Refrig.* 30 (2007) 1336-1346
- [20] S. Saisorn, J. Kaew- On, S. Wongwises, Flow pattern and heat transfer characteristics of R-134a refrigerant during flow boiling in a horizontal circular mini-channel, *Int. J. Heat Mass Transfer* 53 (2010) 4023-4038
- [21] S. Basu, S. Ndao, G.J. Michna, Y. Peles, M.K. Jensen, Flow Boiling of R134a in Circular Microtubes—Part I: Study of Heat Transfer Characteristics, *J. Heat Transfer* 133 (2011) 051502-051502-9.
- [22] C.L. Ong, J.R. Thome, Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1 – Two- phase flow patterns and film thickness measurements, *Exp.Therm. Fluid sci.* 35 (2011) 37-47.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ICOME-2018-0196

## Flow pattern during boiling inside micro tube with different orientation

Pochai Srithumkhan<sup>1</sup>, Pakorn Wongpromma<sup>2</sup>, Maturöse Suchatawat<sup>1</sup>,  
Somchai Wongwiset<sup>2</sup>, and Sira Saisorn<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's  
Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10250, Thailand

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's University of Technology  
Thonburi, Bangkok 10140, Thailand

<sup>3</sup>Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's Institute of Technology  
Ladkrabang, Prince of Chumphon, Chumphon 86160, Thailand

\* Corresponding Author: E-mail : sira.sa@kmitl.ac.th, Tel. : +66 7 7506 410

**Abstract.** This study investigated the flow pattern during boiling of R134a for three orientations (horizontal, vertical upward and vertical downward) at saturation pressure of 8 bar in a micro tube. The tube is a stainless steel having a diameter of 0.5 mm, with a heated length of 500 mm. The operating condition for this work consists of mass flux ranging from 610-815 kg/m<sup>2</sup>s and heat flux ranging from 2-26 kW/m<sup>2</sup>. The flow pattern can be observed by Teflon tube at the end of test section. In this study, the result showed that throat-annular flow, annular flow, and annular-rivulet flow were observed from both horizontal and vertical channels. However, slug flow pattern tended to be changed into churn flow pattern as the channel was placed in the vertical direction. In addition, the comparisons of the experimental results and the existing flow pattern maps were presented.

### 1. Introduction

In several decades, the applications in many fields of industry such as biomedical, super computer, IT industry, military avionics, satellite, electronic, energy field, and robot continually downsize but still give high performance [1], [2]. As a result, the device has the increased temperature. In order to remove heat from the devices, the cooling system with two-phase flow method is the feasible solution. The two-phase flow method, especially flow boiling, uses the sensible heat and latent heat of the coolant to absorb heat dissipation from the electronic devices which is better than the single-phase flow methods. Moreover, mini/micro-channel has attracted the most attention for the two-phase flow methods because the two-phase flow in micro-channel providing more advantages such as decreasing size, weight, pumping power, refrigerant, economic, and high heat transfer rate [3]. All of these advantages and the remark motivated many researchers to study the two-phase flow in mini/micro scale channels in different conditions.

Chen et al. [4] investigated the effect of tube diameter on vertical orientation in small tube with diameter of 1.1-4.26 mm. They founded that the flow patterns in the small tube are different from those in normal size tube. The differences caused by influence of surface tension become important factor when the tube diameter decreases. In addition, they reported the model for normal size tube

giving a poor prediction. The different type of flow pattern in circular microchannel with 1 mm diameter on horizontal flow was observed by Oliveira et al. [5]. They founded six different flow patterns which consist of bubbly, plug, slug, chum, wavy-annular and smooth-annular flow. The influence of channel inclination was investigated by Vlachou and Karapantsios [6]. They showed that the heat transfer at 60° and 90° increased around 10% which compared to the horizontal flow. Yang et al. [7] conducted experiment with R134a to study heat transfer mechanism in a single micro-channel with high mass flux. They suggested that churn flow pattern is unsuitable for heat transfer. In addition, the mass flux has small effect for microchannel heat transfer process in low and high vapor quality. The research of Balasubramanian et al. [8] was conducted the heat transfer and instabilities in parallel rectangular microchannel with hydraulic diameter 0.48 mm on horizontal flow. They founded that the heat transfer coefficient has variation with transition of flow pattern and flow instability is influenced by flow pattern during boiling. The dominance of flow pattern affects heat transfer mechanism also observed in the single rectangular and circular channel by many research [9], [10], [11]

From the aforementioned literatures, the transitions of flow pattern are the dominant heat transfer mechanism and the comparison of the flow pattern between horizontal and vertical direction is still lacking. Moreover, in our previous work Saisorn et al. [12] studied the influence of channel orientations on two-phase flow boiling in 1 mm diameter. They suggested that the result corresponding to confinement number of around 0.87, may be compatible with mini-scale channel behaviour according to the macro-microscale transition. For this study, two-phase flow with reduce diameter to 0.5 mm was experimentally carried out become on full micro-scale effect. Therefore, the aim of this work is to investigate flow pattern mechanism on micro tube with inlet diameter 0.5 mm during boiling of R-134a within horizontal flow and vertical flow and the comparison with the existing flow pattern maps found in this study.

## 2. Experimental apparatus and procedure

In order to study the flow pattern during boiling of R134a in a micro tube at saturation pressure 8 bar, the experimental apparatus has been designed as shown in figure 1. The main system consists of a pre-heater, test section, condenser, and a data acquisition system.

For this system the working fluid is pumped by micro gear pump through filter then passes a rotameter, a pre-heater and finally enters to the test section. In a part of test section, the rubber insulation foam is covered around the wall at outside of the tube. The test section is connected by the DC power supply for provide the constant surface heat flux. For the vapor quality of the working fluid at inlet of the test section is controlled by preheater with another DC power supply. At the outlet of the test section, the working fluid condensed in condensing unit number 1, then the refrigerant subcooled in condensing unit number 2 and came back to the receiver tank. Then the liquid returns to the gear pump and the cycle begin again.

Sight glasses were installed to the ends of the test section for flow visualization. In this case, the camera with high shutter speed was used to observe the flow pattern during boiling. To around the two-phase flow experiment, the system was control to reach steady condition before recording a data.

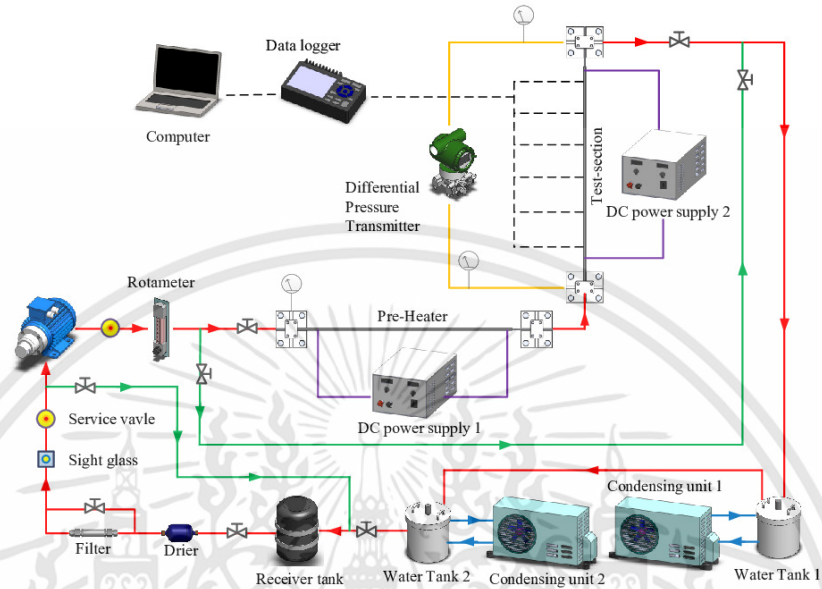


Figure 1. Schematic diagram of flow boiling apparatus.

### 3. Data reduction

In this paper, heat flux ( $q''$ ) can be determined by

$$q'' = \frac{Q_{fluid}}{\pi DL} \quad (1)$$

where  $D$  is the inlet diameter of the tube,  $L$  is the heated length of the test section and  $Q_{fluid}$  is the heat transferred by the working fluid, it is defined as

$$Q_{fluid} = Q_{input} - Q_{loss} \quad (2)$$

where  $Q_{input}$  and  $Q_{loss}$  are the heat supplied by the DC power supply at the test section and the heat loss respectively. The heat loss can be practicable by taking into account the energy balance and thermal resistance concept for single-phase flow experiment.

The vapor quality at outlet of the test section ( $x_{outlet}$ ) is calculated from energy balance as

$$x_{outlet} = \frac{i_{TS,outlet} - i_f@TS,outlet}{i_{fg}@TS,outlet} \quad (3)$$

where  $i_{TS,outlet}$  is the enthalpy at the outlet of the test section,  $i_f$  is the saturated liquid enthalpy and  $i_{fg}$  is the latent heat during phase change.

#### 4. Result and discussion

##### 4.1. Flow pattern

In this part, flow patterns during boiling process of R134a in a 0.5 mm diameter tube were identified by picture collected with the high-speed shutter camera. For each condition, 50 pictures were obtained to guarantee a corresponding pattern analysis. Five different flow patterns were observed in this work such as slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow, and annular-rivulet flow as shown in figure 2.

Slug flow is characterized as a coalescence of bubbles along the flow by each vapour is equal in length with a diameter similar to the channel diameter. This flow pattern was found in horizontal flow only for all mass flux and low vapor quality. For vertical flow, slug flow pattern tended to be changed into churn flow pattern as the channel was placed in the vertical direction. This may be attributed to the influence of buoyancy force and gravity force in the vertical channel.

Churn flow can be considered as some kind of slug flow having distortion due to high flow rate. It was observed in vertical flow only for all mass flux at low vapor quality. This may be attributed to the buoyancy force or gravitational force supporting the increased flow velocity. This is consistent with the research of Oliveira et al. [5] suggested that this flow pattern can be found commonly in vertical direction. Moreover, Celata et al. [13] studied flow pattern of flow boiling inside a 0.48 mm tube with horizontal orientation. They also reported that there was no observed churn flow in their work.

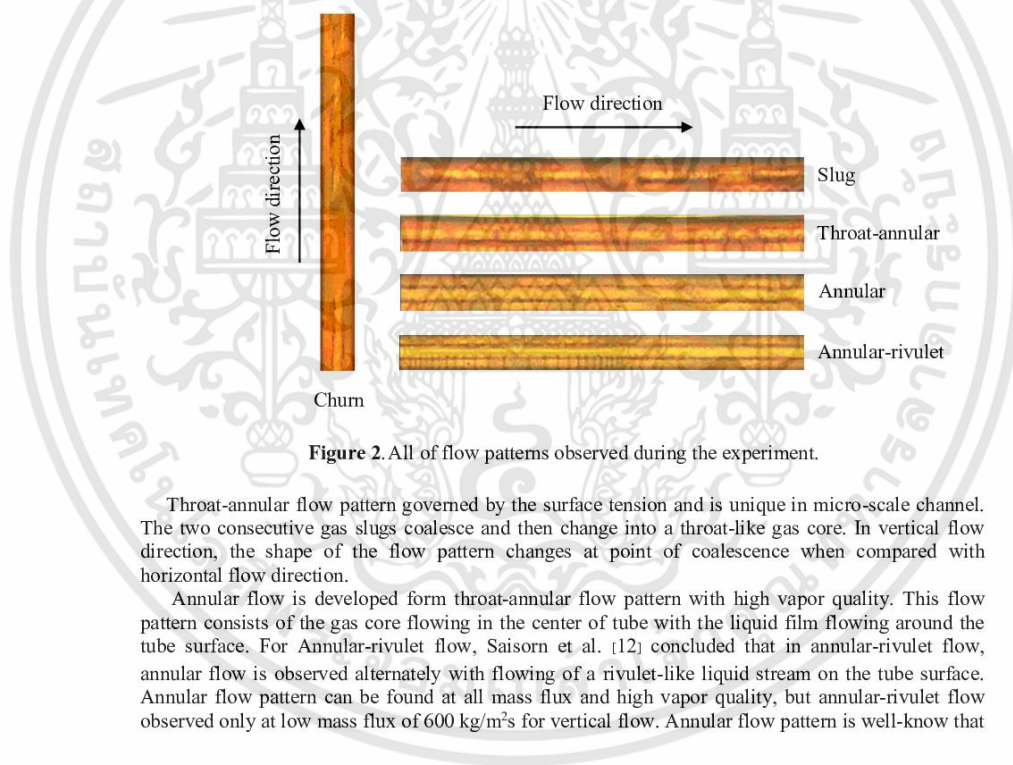


Figure 2. All of flow patterns observed during the experiment.

Throat-annular flow pattern governed by the surface tension and is unique in micro-scale channel. The two consecutive gas slugs coalesce and then change into a throat-like gas core. In vertical flow direction, the shape of the flow pattern changes at point of coalescence when compared with horizontal flow direction.

Annular flow is developed form throat-annular flow pattern with high vapor quality. This flow pattern consists of the gas core flowing in the center of tube with the liquid film flowing around the tube surface. For Annular-rivulet flow, Saisorn et al. [12] concluded that in annular-rivulet flow, annular flow is observed alternately with flowing of a rivulet-like liquid stream on the tube surface. Annular flow pattern can be found at all mass flux and high vapor quality, but annular-rivulet flow observed only at low mass flux of  $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$  for vertical flow. Annular flow pattern is well-know that

it gives the most stable flow during boiling according the result of Balasubramanian et al. [8]. However, both flow patterns have the same shape for all channel orientations.

#### 4.2. Flow regime maps

The graph as showed in figure 3 is the flow pattern map established with relationship between mass flux and vapour quality of upward flow. The result clearly shows the position of flow pattern on the map for each condition and the result also reported that flow pattern has developed follow the vapour quality increase.

In comparison to horizontal flow case, the flow pattern map for horizontal flow is in fair agreement with transition lines for vertical flows except in the churn flow and throat-annular flow regime. Slug flow pattern tended to be changed into chum flow pattern as the channel was placed in the vertical direction. Moreover, there was significant difference in the throat-annular flow results, it may cause the presence of buoyancy force in the vertical channel tended to sustain the annular flow regime to higher vapor quality. In comparison between upward and downward flow were no significant differentiation of flow pattern in this work.

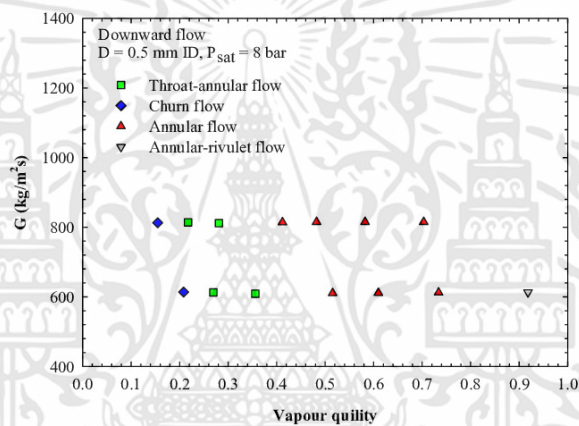
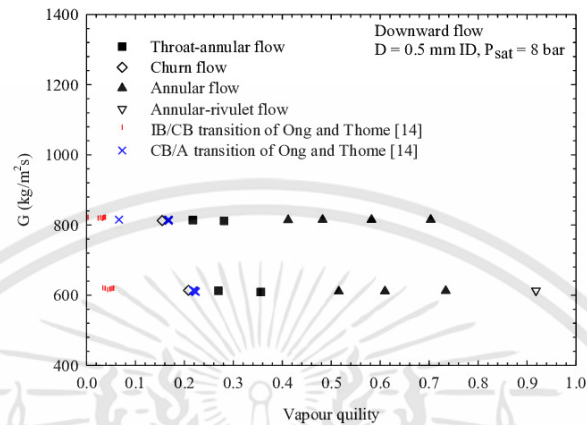


Figure 3. Flow regime map for vertical downward.

#### 4.3. Comparison between the experimental data and the prediction

Figure 4 shows the present data compared with the macro-microscale flow regime map proposed by Ong and Thome [14]. The flow regime map was proposed for prediction of flow pattern during in 0.5-3.04 mm channels and their flow regime map also considered the effect of the gravity, inertia and surface tension. The transition line of flow pattern was presented as follow in their work [14]. IB/CB is the transition between isolated bubble and coalescing bubble flow and CB/A is the transition between coalescing bubble and annular flow.

The results of the comparisons showed not well predicted with the present data for all channel orientations whereas the previous work showed well predicted with the result of Saisorn et al. [12]. The research of Yang et al. [15], showed similar result for predicted flow pattern in a smooth horizontal tube with 6 mm diameter. They suggested that Ong and Thome [14] focused the inertia, surface tension, gravity, and shear force according with CB/A transition whereas the effect of heat flux was not considered in this case.



**Figure 4.** Comparison of the observed flow patterns with the transition lines by Ong and Thome correlation [14].

### 5. Conclusion

This study investigated the effect of channel orientations on flow boiling behaviors in a circular micro-tube having a diameter of 0.5 mm. The change in flow direction was found to affect the flow pattern. The main conclusions from this work can be given as follows.

- Throat-annular flow, annular flow, and annular-rivulet flow were observed for all tube orientations in this work. However, slug flow can be only found in horizontal flow whereas churn flow only exists in vertical flow.
- Buoyancy force or gravitational force seems to have influence on slug, churn, and throat-annular flow pattern but not affect to annular and annular-rivulet flow pattern in this work.
- The transition line of Ong and Thome [14] provides not well prediction with the present data in this work.

### Acknowledgments

The authors would like to express their appreciation to the Thailand Research Fund (TRF), the “Research Chair Grant” National Science and Technology Development Agency (NSTDA), and the National Research University Project (NRU) for providing financial support for this study.

### References

- [1] Kim S M and Mudawar I 2014 Review of databases and predictive methods for heat transfer in condensing and boiling mini/micro-channel flows *Int. J. Heat Mass Transfer.* **77** 627-652
- [2] Sevinchan E, Dincer I, and Lang H 2018 A review on thermal management methods for robots *Appl. Therm. Eng.* **140** 799-813
- [3] Al-Zaidi A H, Mahmoud M M, and Karayiannis T G 2018 Condensation flow pattern and heat transfer in horizontal microchannels *Exp. Therm. Fluid sci.* **90** 153-173
- [4] Chen L, Tian Y S, and Karayiannis T G 2006 The effect of tube diameter on vertical two-phase flow regimes in small tubes *Int. J. Heat Mass Transfer.* **49** 4220-4230

- [5] Oliveira J D, Passos J C, Copetti J B, and Geld C W M 2006 Flow boiling heat transfer of propane in 1.0 mm tube *Exp. Therm. Fluid sci.* **96** 243-256
- [6] Vlachou M C and Karapantsios 2018 Effect of channel inclination on heat transfer and bubble dynamics during sub cooled flow boiling *Int. J. Therm. Sci.* **124** 484-495
- [7] Yang Q, Shu Y B, Wang J, and Guo Y 2018 Experimental investigation on flow boiling heat transfer and flow pattern in a single micro-channels with large mass velocity *Exp. Therm. Fluid sci.* **91** 283-291
- [8] Balasubramanian K, Jagirdar M, Lee P S, Teo C J, and Chou S K 2013 Experimental investigation of flow boiling heat transfer and instabilities in straight microchannels *Int. J. Refrig.* **66** 655-671
- [9] Saisorn S, Kuaseng P, and Wongwises S 2014 Heat transfer characteristics of gas-liquid flow in horizontal rectangular micro-channels *Exp. Therm. Fluid sci.* **55** 54-61
- [10] Keeapaiboon C and Wongwises S 2015 Two-phase flow patterns and heat transfer characteristics of R134a refrigerant during flow boiling in a single rectangular micro-channel *Exp. Therm. Fluid sci.* **66** 36-45
- [11] Saisorn S, Kaew-On J, and Wongwises S 2010 Flow pattern and heat transfer characteristics of R-134a refrigerant during flow boiling in a horizontal circular mini-channel *Int. J. Heat Mass Transfer* **53** 4023-4038
- [12] Saisorn S, Wongpromma P, and Wongwises S 2018 The difference in flow pattern, heat transfer and pressure drop characteristics of mini-channel flow boiling in horizontal and vertical directions *Int. J. Multiphase Flow.* **101** 97-112
- [13] Celata G P, Cumo M, Dossevi D, Jilisen R T M, Saha S K, and Zummo G 2012 Flow pattern analysis of flow boiling inside a 0.48 mm microtube *Int. J. Therm. Sci.* **58** 1-8
- [14] Ong C L, Thome J R 2011 Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1 - Two-phase flow patterns and film thickness measurements *Exp. Therm. Fluid sci.* **35** 37-47
- [15] Yang Z Q, Chen G F, Zhuang X R, Song Q L, Deng Z, Shen J, and Gong M Q 2018 A new flow pattern map for flow boiling of R1234ze(E) in a horizontal tube *Int. J. Multiphase Flow.* **98** 24-35

## ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล นายโพธิ์ชัย ศรีทุมพันธ์  
 วัน เดือน ปีเกิด 26 มกราคม 2537 ที่ขอนแก่น  
 ที่อยู่ 57/17 หมู่บ้านภัสสรรัตน์ ถ.ปทุม-สามโคก  
 ต.บางโพธิ์เหนือ อ.สามโคก จ.ปทุมธานี 12160 โทร.087-499-1287  
 ประวัติการศึกษา 2559 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาเครื่องกล (เกียรตินิยมอันดับ1)  
 สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังวิทยาเขตชุมพร  
 เขตอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร

ความชำนาญเฉพาะด้าน 1.) การถ่ายเทความร้อน

ประวัติการทำงาน และผลงานวิจัย

- พ.ศ.2561 **Srithumkhant, P., Wongpromma, P., Suchatawat, M. Wongwises S. and Saisorn, S.** Flow pattern during boiling inside micro tube with different orientation, paper presented in the 9th TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME), December 11-14, 2018, Phuket, Thailand.
- พ.ศ.2561 Saisorn, S., **Srithumkhant, P., Wongpromma, P., Suchatawat, M., and Wongwises S.** (2018). Flow pattern, heat transfer and pressure drop behaviors of micro-channel flow boiling, paper presented in the ASME 2018 16th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels (ICNMM 2018), June 10-13, 2018, Dubrovnik, Croatia.
- พ.ศ.2559 **Srithumkhant, P., Benjawan P., Wongwises S. and Saisorn, S.** Flow pattern, heat transfer and pressure drop characteristics of two-phase gas-liquid flow in a 1 mm vertical tube, paper presented in the 3rd SAU National Interdisciplinary Conference 2016 (SAUNIC 2016) “Green Reseearch for Sustainable Development”, June 23, 2016, Nonthaburi, Thailand.
- พ.ศ.2559 Nimdet, P., **Srithumkhant, P., Narintharangun, S. and Saisorn, S.** The effect of channel diameter and channel orientation on two-phase heat transfer and pressure drop in micro-channels, bachelor’s degree thesis, 2016, King Mongkut’s Institute of Technology Ladkrabang, Prince of Chumphon Campus, Chumphon, Thailand.
- พ.ศ.2558 ผ่านการศึกษาดูงานที่มหาวิทยาลัยโตไก (Tokai University) ที่ประเทศญี่ปุ่น
- พ.ศ.2558 ผ่านการฝึกงานที่บริษัท ไทยบริดจสโตน จำกัด (รังสิต) ในแผนกออกแบบและซ่อมบำรุง (MM)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้