



คุณลักษณะความดันลดของการไหลขณะเกิดการเดือดขนาดไมโครภายในท่อเซอร์เพนไทน์
ที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง

ปีการศึกษา 2565



คุณลักษณะความดันลดของการไหลขณะเกิดการเดือดขนาดไมโครภายในท่อ
เซอร์เพนไทน์ที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง

TWO-PHASE PRESSURE DROP CHARACTERISTICS OF MICRO-SCALE FLOW
BOILING IN SERPENTINE TUBE PARALLEL TO GRAVITATIONAL FIELD

นราวิทย์ เอกวรรณัง

NARAWIT AEKWANNANG

อดิเทพ เฟิมบัวจำ

ADITHEP PHOEMBUACHAM

อนุศิษย์ อาศัย

ANUSID ARESAI

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล

ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร

ปีการศึกษา 2565

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คุณลักษณะความดันตกของการไหลขณะเกิดการเดือดขนาดไมโครภายในท่อ
เซอร์เพนไทน์ที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง

TWO-PHASE PRESSURE DROP CHARACTERISTICS OF MICRO-SCALE FLOW
BOILING IN SERPENTINE TUBE PARALLEL TO GRAVITATIONAL FIELD



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล

ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร

ปีการศึกษา 2565

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TWO-PHASE PRESSURE DROP CHARACTERISTICS OF MICRO-SCALE FLOW
BOILING IN SERPENTINE TUBE PARALLEL TO GRAVITATIONAL FIELD



A PROJET SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT OF THE REQUIREMENT
FOR THE DEGREE OF BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
PRINCE OF CHUMPHON CAMPUS

2022

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2023

DEPARTMENT OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

PRINCE OF CHUMPHON CAMPUS

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร
ใบรับรองปริญญาานิพนธ์

หัวข้อปริญญาานิพนธ์ คุณลักษณะความดันลดของการไหลขณะเกิดการเดือดขนาดไมโครภายในท่อ
 เซอร์เพนไทน์ที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง

PROJECT TITLE TWO-PHASE PRESSURE DROP CHARACTERISTICS OF MICRO-SCALE
 FLOW BOILING IN SERPENTINE TUBE PARALLEL TO GRAVITATIONAL
 FIELD

ชื่อนักศึกษา นายนราวิทย์ เอกวรรณัง รหัสนักศึกษา 63201239
 นายอดิเทพ เพิ่มบัวจำ รหัสนักศึกษา 63201256
 นายอนุศิษย์ อาศัย รหัสนักศึกษา 63201258

ปริญญา วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร. ศิระ สายสร

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์			ลายมือชื่อ
ผศ.วราษชล	วัฒน์ะ	กรรมการสอบ	
ผศ.ดร.อดิเรก	สุริยะวงศ์	กรรมการสอบ	
ดร.ศักรินทร์	ชินกุลพิทักษ์	กรรมการสอบ	
รศ.วชร	กาลาสี	กรรมการสอบ	
รศ.ดร.ศิระ	สายสร	อาจารย์ที่ปรึกษา	ศิระ:

วัน/เดือน/ปี ที่สอบ 13 มิถุนายน 2566 เวลา 09.00 น.

สถานที่ ห้อง A309

ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์รับรองแล้ว

(ผศ.ดร. ณัฐพงศ์ รัตนเดช)

หัวหน้าภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์

วันที่ 16 มิถุนายน พ.ศ. 2566

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อปริญญานิพนธ์	คุณลักษณะความดันลดของการไหลขณะเกิดการเดือดขนาดไมโครภายในท่อเซอร์เพนไทน์ที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง	
ชื่อนักศึกษา	นายนราวิทย์ เอกวรรณัง	รหัสนักศึกษา 63201239
	นายอดิเทพ เพิ่มบัวจำ	รหัสนักศึกษา 63201256
	นายอนุศิษย์ อาศัย	รหัสนักศึกษา 63201258
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต	
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล	
อาจารย์ที่ปรึกษา	รศ.ดร ศิระ สายศร	

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษารูปแบบการไหลในลักษณะต่างๆ และค่าของความดันลดลงในลักษณะการไหลแบบสองสถานะ คือ ของเหลวและแก๊ส ของสารทำความเย็น R-134a ขณะเกิดการเดือดภายในท่อไมโครเซนแนล แบบเซอร์เพนไทน์วางตัวในแนวตั้งขนานกับแรงโน้มถ่วง โดยท่อเซอร์เพนไทน์จะมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในจะเท่ากับ 1.00 mm. และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกจะเท่ากับ 1.66 mm. และมีการใช้ความดันที่ 6 , 7 และ 8 bar ซึ่งการไหลของฟลักซ์มวลจะเท่ากับ 254 , 381 และ 509 kg/m²s เพื่อสังเกตรูปแบบการไหลต่างๆที่แตกต่างกัน โดยจะมีรูปแบบการไหลทั้งหมด 6 รูปแบบ คือ Bubbly flow, Bubbly slug flow, Slug flow, Throat-annular flow, Churn flow และ Annular flow ในส่วนความดันลดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เมื่อฟลักซ์ความร้อนหรือฟลักซ์มวลสูงขึ้น

คำสำคัญ : ความดันลดขณะเกิดการเดือด , การไหลขนาดไมโครเซนแนล , ท่อเซอร์เพนไทน์, แรงโน้มถ่วง

Project title	TWO - PHASE PRESSURE DROP CHARACTERISTICS OF MICRO - SCALE FLOW BOILING IN SERPENTINE TUBE PARALLEL TO GRAVITATIONAL FIELD	
Student	Mr.Narawit Aekwunnung	Student ID 63201239
	Mr.Adithep Phoembuacham	Student ID 63201239
	Mr.Anusid Aresai	Student ID 63201239
Degree	Bachelornof Engineering	
Program	Mechanical Engineering	
Project advisor	Assoc.Prof. Dr.Sira Saisorn	

ABSTRACT

This research is to study different flow patterns. and the value of the pressure drop in the flow in two states, liquid and gas. of refrigerant R-134a while boiling inside the microchannel Serpentine oriented vertically parallel to gravity. The serpentine tubes have an inner diameter of 1 mm. and an outer diameter of 1.66 mm. and a pressure of 6, 7, and 8 bar is used. The mass flow is 254, 381, and 509 kg/m²s to observe different flow patterns There will be a total of 6 flow patterns: Bubbly flow, Bubbly slug flow, Slug flow, Throat-annular flow, Churn flow and Annular flow. When heat flux or mass flux is high

Keywords: Pressure drop, Micro-scale Flow, Serpentine tube, Gravity

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จไปได้ด้วยดี เพราะได้รับการสนับสนุนและความอนุเคราะห์จากบุคคลหลายๆ ฝ่ายซึ่งทางคณะผู้จัดทำปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ต้องขอบพระคุณ รศ.ดร ศิระ สายศร ที่เป็นอาจารย์ปรึกษาปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ นอกจากนี้ทางคณะผู้จัดทำขอขอบพระคุณอาจารย์ทุกท่านที่ได้มอบวิชาความรู้ที่สามารถนำมาประยุกต์ใช้ในปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ได้เป็นอย่างดี รวมไปถึงบุคคลที่ขาดไม่ได้เลยคือขอขอบพระคุณบุคคลที่มีความสำคัญมากที่สุดอันได้แก่ บิดา มารดาอันเป็นที่รักและเคารพอย่างยิ่ง ที่มอบให้โอกาสทางการศึกษาและสนับสนุนอย่างเต็มที่และคอยให้กำลังใจในการทำงานให้กับผู้จัดทำเสมอหาสิ่งใดเปรียบเทียบมิได้ ทางผู้จัดทำจึงขอระลึกถึงพระคุณ บิดา มารดา และขอกราบขอบพระคุณไว้ ณ ที่นี้ด้วย

คณะผู้จัดทำหวังว่าปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ จะสามารถเป็นประโยชน์ต่อผู้ที่สนใจ และศึกษาเกี่ยวกับความดันลดลงของการไหลแบบสองสถานะของสารทำความเย็น R-134a ขณะเกิดการเดือดในท่อคดเคี้ยวแนวตั้งฉากกับแรงโน้มถ่วง

นายนราวิทย์ เอกวรรณัง
นายอดิเทพ เพิ่มบัวจำ
นายอนุศิษฐ์ อาศัย
มิถุนายน 2566

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
บทคัดย่อ	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	IVII
สารบัญภาพ	IVIII
สัญลักษณ์	IVII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของปริญญานิพนธ์	2
1.3 สมมติฐานของปริญญานิพนธ์	2
1.4 ขอบเขตของโครงการ	3
1.5 ทฤษฎีหรือแนวความคิดที่ใช้ในปริญญานิพนธ์	3
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
1.7 ขั้นตอนการศึกษาและระยะเวลาในการทำงาน	4
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	5
2.1 ทฤษฎีในการออกแบบอุปกรณ์การทดลอง	5
2.2 ทฤษฎีที่ใช้สำหรับการทดลอง	13
2.3 รูปแบบการไหลแบบสองสถานะที่พบในท่อขนาดไมโคร ของสารทำความเย็น R-134a	16
2.4 แรงดันตกคร่อมสองเฟส	18
2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	20

สารบัญ (ต่อ)

เรื่อง	หน้า
บทที่ 3 อุปกรณ์ และวิธีการทดลอง	21
3.1 อุปกรณ์และหน้าที่การทำงานของอุปกรณ์	22
3.2 ตำแหน่งของอุปกรณ์	34
3.3 วงจรการทำงานของอุปกรณ์	35
3.4 ขั้นตอนการทดลอง	36
3.5 ข้อควรระวังในการทดลอง	37
บทที่ 4 ผลการวิเคราะห์ข้อมูล	39
4.1 ผลการทดลองความดันลด Pressure drop แสดงรูปแบบการไหล	39
4.2 ผลการทดลองความดันลด Pressure drop แบบการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow)	43
4.3 ผลการทดลองความดันลด Pressure drop ที่ค่าฟลักซ์มวลคงที่ (Mass flux)	46
4.4 รูปแบบลักษณะการไหล Flow pattern ทั้ง 6 แบบ	48
บทที่ 5 สรุปผลการทดลอง และข้อเสนอแนะ	51
5.1 สรุปผลการทดลอง	51
5.2 ปัญหาที่พบและแนวทางการแก้ไขปัญหา	51
5.3 ข้อเสนอแนะ	52

สารบัญ (ต่อ)

เรื่อง	หน้า
เอกสารอ้างอิง	54
ภาคผนวก	55
ภาคผนวก ก ตัวอย่างการคำนวณ	56
ภาคผนวก ข ขั้นตอนการเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ	62
ภาคผนวก ค การเปิดระบบก่อนทำการทดลอง	65
ภาคผนวก ง การ Set zero mass flow meter	69
ภาคผนวก จ การตรวจสอบและแนวทางการแก้ไขบริเวณที่เกิดขึ้น	71
ภาคผนวก ฉ ข้อมูลการทดลอง	74
ภาคผนวก ช รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น	82
ภาคผนวก ซ การเปรียบเทียบ Horizontal and vertical	96
ประวัติผู้เขียน	99

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
1.1	แผนการดำเนินงานการออกแบบและสร้างชุดทดลอง	4
2.1	ขอบเขตและช่วงที่จำกัด	27
2.2	ความแม่นยำในการอ้างอิงของช่วงการสอบเทียบ	28
ฉ.1	ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.6 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m ² s	75
ฉ.2	ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.6 MPa ฟลักซ์มวลที่ 381 kg/m ² s	76
ฉ.3	ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.6 MPa ฟลักซ์มวลที่ 509 kg/m ² s	77
ฉ.4	ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.7 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m ² s	78
ฉ.5	ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.7 MPa ฟลักซ์มวลที่ 381 kg/m ² s	79
ฉ.6	ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.7 MPa ฟลักซ์มวลที่ 509 kg/m ² s	80
ฉ.7	ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.8 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m ² s	81

สารบัญรูปภาพ

รูปที่		หน้า
2.1	การเปลี่ยนแปลงรูปแบบการไหลที่เกิดจากแรงเสียดทานที่ผิวท่อในช่องของ Hydrodynamic entrance region	5
2.2	การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในรูปแบบการไหลในช่วงของ Thermal entrance region	6
2.3	การเปรียบเทียบความยาวช่วง Hydrodynamic entry length และความยาวช่วง Thermal entry length	6
2.4	P-h diagram ของอุปกรณ์การทดลองในปัจจุบัน Miracles of science	11
2.5	วงจรร้อนของท่อทรงกระบอกหุ้มฉนวนด้านนอก	12
2.6	P-h daigram ของอุปกรณ์การทดลองในปัจจุบัน Miracles of science	15
2.7	Slug flow	16
2.8	Throat-annular flow	17
2.9	Churn flow	17
2.10	Annular flow	18
2.11	Annular-rivulet flow	18
3.1	รูปภาพจำลองอุปกรณ์แบบ 3D	21
3.2	Electrical control box	22
3.3	Condensing unit	22
3.4	ถังเก็บสารทำความเย็น Receiver tank	23
3.5	ตัวกรองแบบหยาด (Filter drier)	23
3.6	ตัวกรองแบบละเอียด	23
3.7	Micro gear pump	24
3.8	Inverter	24
3.9	Mass flow meter	24
3.10	DC Power supply	25
3.11	Heater	25
3.12	Differential pressure transmitter	26

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่		หน้า
3.13	Pressure gauge	28
3.14	Digital clamp meter	29
3.15	ถังสแตนเลส	29
3.16	ฉนวน Aero flex	30
3.17	Data logger รุ่น GL220 และรุ่น GL800	30
3.18	Thermometer	31
3.19	Sight glass	31
3.20	ชุดทดลอง (Test section)	32
3.21	เครื่องทำสุญญากาศภายในระบบ	33
3.22	Manifold gauge	33
3.23	แสดงโครงสร้างของอุปกรณ์	34
3.24	แผนภาพแสดงการทำงานของระบบ	35
4.1	รูปแบบการไหลแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ 254 kg/m ² s ที่ความดันอิ่มตัว 0.6 ,0.7 และ 0.8 MPa	40
4.2	รูปแบบการไหลแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ 381 kg/m ² s ที่ความดัน 0.6 และ 0.7 MPa	41
4.3	รูปแบบการไหลแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ 509 kg/m ² s ที่ความดันอิ่มตัว 0.6 และ 0.7 MPa	42
4.4	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัวคงที่ 0.6 MPa มีค่า ฟลักซ์มวล 254, 381 และ 509 kg/m ² s	43
4.5	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัวคงที่ 0.7 MPa มีค่า ฟลักซ์มวล 254 , 381 และ 509 kg/m ² s	44
4.6	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัวคงที่ 0.8 MPa มีค่า ฟลักซ์มวล 509 kg/m ² s	45

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่		หน้า
4.7	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดกับค่าฟลักซ์ความร้อน ที่ฟลักซ์มวล 254 kg/m ² s โดยใช้ความดันอิ่มตัว 0.6 ,0.7 และ 0.8 MPa	46
4.8	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดกับค่าฟลักซ์ความร้อน ที่ฟลักซ์มวล 381 kg/m ² s โดยใช้ความดันอิ่มตัว 0.6 และ 0.7 MPa	47
4.9	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดกับค่าฟลักซ์ความร้อน ที่ฟลักซ์มวล 254 kg/m ² s โดยใช้ความดันอิ่มตัว 0.6 และ 0.7 MPa	48
4.10	การไหลแบบ Bubbly flow	49
4.11	การไหลแบบ Bubbly slug flow	49
4.12	การไหลแบบ Slug flow	49
4.13	การไหลแบบ Throat-annular flow	50
4.14	การไหลแบบ Churn flow	50
4.15	การไหลแบบ Annular flow	50
ค.1	ตู้ควบคุมระบบไฟฟ้าของอุปกรณ์การทดลอง	66
จ.1	ตรวจพบรอยรั่วตรงบริเวณ Transparent tube	72
จ.2	ทำการแก้ไขรอยรั่ว บริเวณTransparent tube	73
ข.1	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 21°C	83
ข.2	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 21°C	83
ข.3	รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 21°C	83
ข.4	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 21°C	84
ข.5	รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 21°C	84
ข.6	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 21°C	85
ข.7	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 21°C	85
ข.8	รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 21°C	85
ข.9	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 21°C	86
ข.10	รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 21°C	86
ข.11	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flux 0.0004 kg/s T. 21°C	87
ข.12	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 21°C	87

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่		หน้า
ช.13	รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 21°C	87
ช.14	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 21°C	88
ช.15	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 21°C	89
ช.16	รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 26°C	89
ช.17	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 26°C	89
ช.18	รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 26°C	90
ช.19	รูปแบบการไหลแบบ Annular flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 26°C	90
ช.20	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 26°C	91
ช.21	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 26°C	91
ช.22	รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 26°C	91
ช.23	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 26°C	92
ช.24	รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 26°C	92
ช.25	รูปแบบการไหลแบบ Annular flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 26°C	92
ช.26	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 26°C	93
ช.27	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 26°C	93
ช.28	รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 26°C	93
ช.29	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 26°C	94
ช.30	รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 26°C	94
ช.31	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 31°C	95
ช.32	รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 31°C	95
ช.33	รูปแบบการไหลแบบ Annular flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 31°C	95
ช.1	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดกับค่าฟลักซ์ความร้อน ที่ฟลักซ์มวล 381 kg/m ² s โดยใช้ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa	97
ช.2	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดกับค่าฟลักซ์ความร้อน ที่ฟลักซ์มวล 381 kg/m ² s โดยใช้ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa	98



สัญลักษณ์

สัญลักษณ์

ความหมาย

A	พื้นที่ (Area, m^2)
Bo	Boiling number
Co	Confinement number
C_P	Specific heat, $kJ/kg \cdot ^\circ C$
D	เส้นผ่านศูนย์กลาง (Diameter, m)
D_h	Hydraulic diameter (m)
E	พลังงาน (Energy)
f	Friction factor
G	ฟลักซ์มวล (Mass flux, kg/m^2s)
g	Acceleration due to gravity, m/s^2
I	Current, A
i	Enthalpy, kJ/kg
k	การนำความร้อน (Thermal conductivity, $W/m^2 \cdot ^\circ C$)
L	ความยาว (Length, m)
MAE	Mean absolute error
\dot{m}	อัตราการไหลเชิงมวล (Mass flow rate, kg/s)
Nu	Nusselt number
P	ความดัน (Pressure, bar)
P_f	ความดันลด (Pressure drop, kPa)
Pr	Prandtl number
Q	พลังงานความร้อน (Heat energy, W)
Q_{fluid}	Heat applied to the fluid, W
Q_{IV}	Heat applied to test section IV $q_{in} = IV$, W
Q_{loss}	Heat loss, W

สัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์

ความหมายสัญลักษณ์

\dot{q}	Volumetric heat generation, W/m ³
R	Thermal resistance, K/W
Ra	Rayleigh number
Re	Reynolds number
r	Radius, m
V	Voltage, V
q''	Heat flux, W/m ²
v	Velocity, m/s
T	Temperature, °C
T_{∞}	Ambient temperature, °C
x	Vapour quality

Subscript

ความหมาย Subscript

acc	Acceleration
avg	Average
$conv$	Convection
exp	Experimental
$fluid$	Fluid
Fg	Vaporization
G	Gravitation
h	Hydraulic
in	inner
ins	Insulator
l	Saturated liquid

สัญลักษณ์ (ต่อ)

Subscript

ความหมาย Subscript

<i>loc</i>	Local
<i>mac</i>	Measurement
<i>out</i>	Outer
<i>ph</i>	Pre-heater
<i>pre</i>	Predicted
<i>s</i>	Surface
<i>SP</i>	Single -phase
<i>sat</i>	Saturated
<i>sensible</i>	Sensible heat
<i>t</i>	Temperature
<i>T.S.</i>	Test section
<i>v</i>	Saturated vapor
<i>wall</i>	Wall surface
<i>n</i>	ที่ตำแหน่งใดๆ

Greek symbol

ความหมาย Greek symbol

<i>h</i>	Heat transfer coefficient, W / m ² °C
<i>β</i>	Thermal expansion, 1/K
<i>k</i>	Thermal diffusivity, m ² /s
<i>μ</i>	Dynamic viscosity, Pa.s
<i>ρ</i>	Density, kg/m ³
<i>ν</i>	Kinematic viscosity, m ² / /s
<i>α</i>	Void faction
<i>σ</i>	Surface tension, N/m

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ในโลกปัจจุบันมีอัตราการเพิ่มขึ้นของประชากรมนุษย์ที่เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว จึงทำให้มีความต้องการทางเทคโนโลยีที่มากขึ้นเพื่อที่จะนำไปใช้ให้พอกับประชากรทั้งโลก ทำให้เทคโนโลยีมีบทบาทสำคัญในการดำรงชีวิตที่จะอำนวยความสะดวกได้ดียิ่งขึ้น เทคโนโลยีจึงได้รับการพัฒนาอย่างรวดเร็วเพื่อตอบสนองต่อความต้องการของมนุษย์ที่มีอย่างไม่จำกัดภายใต้ทรัพยากรที่มีอยู่อย่างจำกัดให้ใช้งานได้ อย่างคุ้มค่าและมีประสิทธิภาพที่ดียิ่งขึ้น ดังนั้น เทคโนโลยีสมัยใหม่จึงมีขนาดเล็ก และสะดวกสบาย แต่ทั้งนี้ ย่อมมีขีดจำกัดเรื่องของการความร้อนที่เกิดขึ้นจากการใช้งาน ยิ่งเทคโนโลยีมีประสิทธิภาพสูงและมีขนาดเล็ก ก็จะทำให้เกิดความร้อนมากขึ้นตามไปด้วย ดังนั้นจึงได้มีการศึกษาการถ่ายเทความร้อนสำหรับท่อขนาดไมโคร แชนแนล มีการไหลแบบ Single phase flow และ Two phase flow เพื่อต่อยอดและพัฒนาเทคโนโลยีที่กำลังพัฒนาและนำไปสู่การค้าในระดับอุตสาหกรรม

ในช่วงไม่กี่ปีที่ผ่านมา มีความพยายามอย่างมากในการทำความเข้าใจปรากฏการณ์พื้นฐานที่เกี่ยวข้องระหว่าง การเดือดของของเหลวในช่องไมโคร การถ่ายเทความร้อน แรงดันตก และฟลักซ์ความร้อนวิกฤต (CHF) เป็นพารามิเตอร์ที่จำเป็นที่ต้องคาดการณ์อย่างแม่นยำที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้สำหรับการ ออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็กที่เหมาะสมที่สุด แม้จะมีความพยายามอย่างมากโดย นักวิจัยในการทำความเข้าใจปรากฏการณ์พื้นฐานที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนแบบไหลเดือดและ กลไกการทำให้แห้ง ความคลาดเคลื่อนยังคงมีอยู่ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องดำเนินการทดลองการ เดือดแบบไหลมากขึ้น โดยเน้นที่การศึกษาตามรูปแบบการไหล เพื่อจัดเตรียมเครื่องมือการออกแบบที่ เหมาะสมที่สุดสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็ก

Ong and Thome. [1] ได้ทำการทดลองตรวจสอบลักษณะการถ่ายเทความร้อนแบบเดือดไหล ในช่องไมโครขนาด 1.030 mm. โดยใช้ R-134a R-236fa และ R-245fa เป็นของไหลในการทำงาน ทำ การทดลองที่อุณหภูมิอิ่มตัวที่ 31°C และที่องศาการทำความเย็นย่อยขาเข้าที่แตกต่างกันตั้งแต่ 2 ถึง 9 เค ฟลักซ์มวลมีตั้งแต่ 200 ถึง 1600 kg/m²s และฟลักซ์ความร้อนตั้งแต่ 2.3 ถึง 250 kW/m² ค่าสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนถูกสังเกตว่าเพิ่มขึ้นด้วยฟลักซ์ความร้อนที่คุณภาพไอต่ำ และกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนครอบงำในระบบการไหลรูปร่างวงแหวนที่คุณภาพไอต่ำกว่า ที่คุณสมบัติไอระเหยตต่ำ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ R-134a สูงที่สุด รองลงมาคือ R-236fa และ R-245fa การ

เปลี่ยนแปลงจากฟองอากาศแบบจำกัดไปสู่ระบอบการไหลแบบวงแหวนนั้นเกิดขึ้นที่คุณภาพของไอที่ต่ำลงพร้อมกับฟลักซ์มวลที่เพิ่มขึ้น

Shiferaw et al. [2] ทดลองตรวจสอบคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนของ R1-34a ในช่องไมโครสเตนเลสสตีลขนาด 1.1 mm. พารามิเตอร์การทำงานคือฟลักซ์มวล 100 ถึง 600 kg/m²s ฟลักซ์ความร้อน 16 ถึง 150 kW/m² และแรงดันระบบ 6 ถึง 12 bar ผลการทดลองระบุค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นด้วยฟลักซ์ความร้อนและความดันของระบบจนถึงคุณภาพของไอประมาณ 30% ถึง 50%; นอกเหนือไปจากช่วงของเศษส่วนไอ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะลดลงและไม่ขึ้นอยู่กับฟลักซ์ความร้อน ผลลัพธ์ถูกนำไปเปรียบเทียบกับแบบจำลองการระเหยแบบสามโซนที่นำเสนอโดย Thome et al [3]. ที่ความดันค่อนข้างต่ำ แบบจำลองคาดการณ์ผลลัพธ์ได้ค่อนข้างดี ในขณะที่ปริมาณไอระเหยที่สูงขึ้นและในพื้นที่แห้ง

จากการทบทวนสิ่งตีพิมพ์ข้างต้น จะเห็นได้ว่าลักษณะการไหลแบบ Two Phase ขนาด Micro channel ยังมีข้อมูลสนับสนุนทางด้านข้อมูลที่น้อยมาก แต่ในขณะเดียวกันการศึกษาทางด้านการเดือดได้รับการศึกษาที่หลายรูปแบบ เช่น ท่อกลม และ ท่อสี่เหลี่ยมมุมฉาก ฯลฯ เป็นต้น ดังนั้นกลุ่มผู้วิจัยจึงได้ทำการศึกษาท่อขด 2 เกลียวในแนวตั้ง ที่ขนานกับแรงโน้มถ่วง เพื่อนำไปใช้พัฒนาเป็นทางเลือกที่ส่งผลให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิภาพมากขึ้น รวมไปถึงการศึกษาวงจรการไหลในท่อขดเกลียวที่เกิดขึ้น ซึ่งในการศึกษาและวิจัยในครั้งนี้ ใช้ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1 mm. โดยมีการทำงานคือสารทำความเย็นชนิด R-134a ควบคุมการไหลให้มีทิศทางการไหลตามท่อเซอร์เพนไทน์ในแนวตั้ง ที่ขนานกับแรงโน้มถ่วง และให้ฟลักซ์ความร้อนที่คงที่

1.2 วัตถุประสงค์ของปริญญานิพนธ์

1. เพื่อศึกษาค่าความดันลด(Pressure drop) และรูปแบบการไหล(Flow pattern)ของสารทำความเย็น R-134a ขณะเกิดการเดือดขนาดไมโครภายในท่อเซอร์เพนไทน์ที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง
2. เพื่อศึกษาค่าฟลักซ์ความร้อน ค่า mass flux ที่ส่งผลต่อค่าความดันลด (Pressure drop)
3. ออกแบบและสร้าง Test section สำหรับ two phase flow ในท่อเซอร์เพนไทน์ขนาดไมโคร แชนแนล จัดวางในแนวตั้ง และมีทิศทางการไหลขนานกับแรงโน้มถ่วง

1.3 สมมติฐานของปริญญานิพนธ์

1. การทดลองจะพบรูปแบบในการไหลที่แตกต่างกัน ที่ส่งผลต่อความดันลดตกคร่อมและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่

2. ค่าฟลักซ์ความร้อน ค่า mass flux จะส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลด

1.4 ขอบเขตของปริญญานิพนธ์

1. ทดลองการไหลขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R-134a เท่านั้น โดยใช้ท่อเซอร์เพนไทน์ในแนวตั้งตามแรงโน้มถ่วงสำหรับช่วงทดสอบ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 1 mm.
2. การให้ความร้อนที่ผิวท่อเป็นแบบความร้อนฟลักซ์คงที่ (constant surface heat flux)
3. ความดันทดสอบที่ 6, 7 และ 8 Bar

1.5 ทฤษฎีหรือแนวความคิดที่ใช้ในปริญญานิพนธ์

ตัวแปรต้น หรือตัวแปรอิสระ : Mass flow rate. Saturation pressure. Heat flux.

ตัวแปรตาม : Flow pattern. Pressure drops. Heat transfer coefficient.

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. มีความเข้าใจเกี่ยวกับหลักการทำงานของอุปกรณ์หน้าที่ของอุปกรณ์ในการทดลอง pressure drop เพิ่มมากขึ้น
2. สามารถจัดทำชุด Test section สำหรับ two phase flow ในท่อเซอร์เพนไทน์ขนาดไมโคร แชนแนล ซึ่งวางตัวในแนวระดับมีทิศทางไหลในแนวตั้งตามแรงโน้มถ่วง
3. ได้ข้อมูลเกี่ยวกับรูปแบบการไหลในแบบต่างๆ จากการทดลอง ที่เป็นประโยชน์ต่อบุคคลอื่นๆ ที่ต้องการข้อมูลนี้

1.7 ขั้นตอนการศึกษาและระยะเวลาในการทำงาน

ตารางที่ 1.1 แผนการดำเนินงานการออกแบบและสร้างชุดทดลอง

ขั้นตอนการดำเนินงาน	ระยะเวลาการดำเนินงาน											
	2565						2566					
	มิ.ย.	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.	เม.ย.	พ.ค.	
1.กำหนดหัวข้อในการดำเนินโครงการ	←→											
2.สำรวจเอกสารและศึกษาข้อมูลอุปกรณ์ในการทดลอง		←→										
3.ออกแบบโครงสร้างชุด test section				←→								
4.ทำการติดตั้งชุด test section พร้อมกับเครื่องมือวัดอุณหภูมิ และความดันต่างๆ							←→					
5.บำรุงและแก้ไขอุปกรณ์ต่างๆ ของชุดทดลองให้พร้อมใช้งาน								←→				
6. ศึกษาและค้นคว้าสมการที่เกี่ยวข้อง									←→			
7.จัดทำคู่มือการเก็บผลการทดลอง									←→			
8.วิเคราะห์ผลการทดลอง										←→		
9.สรุปขั้นตอนการทดลอง										←→		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ทฤษฎีในการออกแบบอุปกรณ์การทดลอง

2.1.1 การคำนวณหาค่าของ Hydrodynamic entry length และ Thermal entry length เพื่อออกแบบความยาวของท่อในช่วง Test section

เพื่อที่จะทราบความยาวที่เหมาะสมในการวัดอุณหภูมิโดยการคำนวณรูปแบบการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) โดยที่ค่า Hydrodynamic entry length นั้นถูกประมาณได้ ดังสมการที่(2.1)

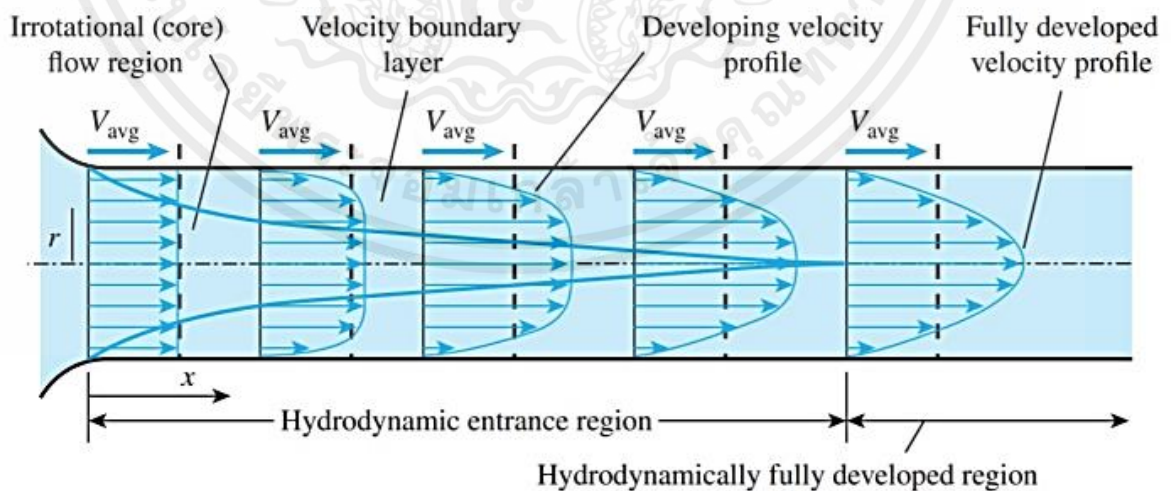
$$L_{h,laminar} \approx 0.05 \text{ Re}D \quad (2.1)$$

สำหรับ Thermal entry length ถูกประมาณได้ ดังสมการที่ 2.2

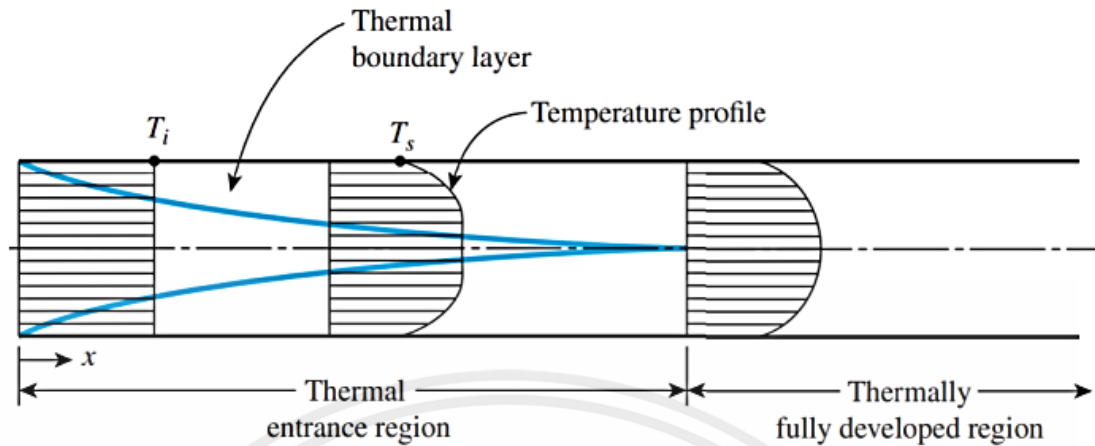
$$L_{t,laminar} \approx 0.05 \text{ RePr}D = \text{Pr}L_{h,laminar} \quad (2.2)$$

การคำนวณค่ารูปแบบการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) นั้น ค่า Hydro dynamic entry length และ Thermal entry length จะสั้นกว่า รูปแบบการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) มาก โดยสามารถประมาณได้ดังสมการที่ 2.3

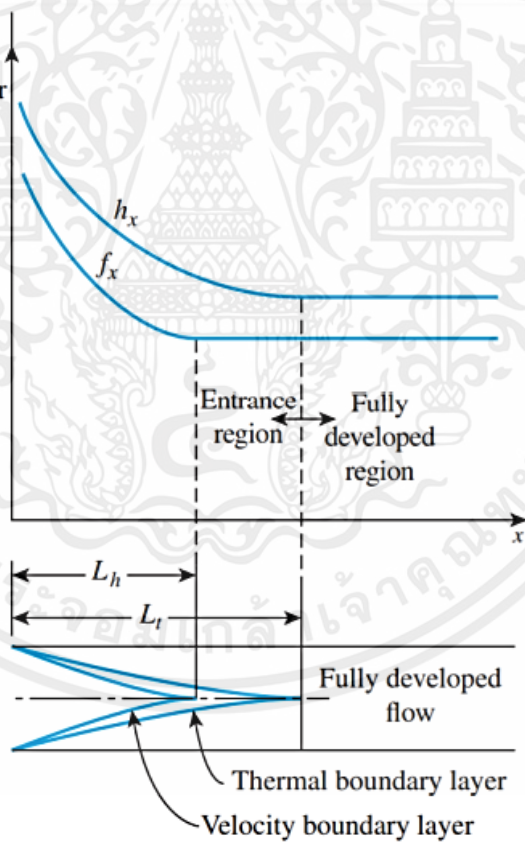
$$L_{h,turbulent} \approx L_{t,turbulent} \approx 10D \quad (2.3)$$



รูปที่ 2.1 การเปลี่ยนแปลงรูปแบบการไหลที่เกิดจากแรงเสียดทานที่ผิวท่อในช่องของ Hydrodynamic entrance region



รูปที่ 2.2 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในรูปแบบการไหลในช่วงของ Thermal entrance region



รูปที่ 2.3 การเปรียบเทียบความยาวช่วง Hydrodynamic entry length และความยาวช่วง Thermal entry length

2.1.2 นิยามการไหลแบบ Laminar กับ Turbulent

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.1.2.1 การไหลแบบราบเรียบ Laminar flow

ในพลศาสตร์ของไหลการไหลแบบราบเรียบหรือในเส้นทางปกติของอนุภาคของของไหลจะตรงกันข้ามกับการไหลแบบปั่นป่วน ที่ไม่มีการหยุดชะงักระหว่างชั้น ดังนั้นการไหลแบบราบเรียบจึงเรียกว่าการไหลแบบคล่องตัว คำว่าคล่องตัวเป็นคำอธิบายของการไหลเฉพาะในการไหลแบบราบเรียบ ชั้นของของไหลที่ไหลผ่านกันด้วยความเร็วที่แตกต่างกันโดยแทบจะไม่ผสมกันระหว่าง ชั้นต่างๆอนุภาคของของไหลจะเคลื่อนที่ในเส้นทางที่ชัดเจนและสังเกตได้ เมื่อของไหลไหลผ่าน ช่องทางปิด เช่น ท่อหรือระหว่างแผ่นแบนสองแผ่นการไหลทั้งสองรูปแบบ (Laminar flow และ Turbulent flow) อาจเกิดขึ้นขึ้นอยู่กับความเร็วความหนืดของของไหลและขนาดของท่อ การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) มีแนวโน้มที่ความเร็วต่ำกว่าและความหนืดสูง ในทางกลับกันการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) มีแนวโน้มที่จะเกิดขึ้นที่ความเร็วสูงและความหนืดต่ำ เนื่องจาก การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) เป็นเรื่องปกติเฉพาะในกรณีที่ช่องทางการไหลมีขนาด ค่อนข้างเล็กของไหลจึงเคลื่อนที่ช้าและความหนืดค่อนข้างสูง การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) เป็นเรื่องธรรมดาในกระบวนการทางอุตสาหกรรม อย่างไรก็ตามการไหลแบบราบเรียบนั้น เกิดขึ้นที่หมายเลขใดๆ ของ Reynolds number ใกล้กับรอยต่อที่เป็นของแข็งในชั้นบางๆ ที่อยู่ติดกับ พื้นผิวชั้นนี้มักจะเรียกว่าชั้นย่อย และเป็นสิ่งสำคัญในการถ่ายเทความร้อน

2.1.2.2 การไหลแบบปั่นป่วน Turbulent flow

การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) เป็นลักษณะการเคลื่อนไหวที่ผิดปกติของ อนุภาคของของไหลตรงกันข้ามกับการไหลแบบราบเรียบ ของไหลไม่ได้ไหลเป็นชั้นขนานการผสมด้านข้างนั้นสูงมากและมีการหยุดชะงักระหว่างชั้น ความปั่นป่วนก็มีลักษณะโดยการหมุนเวียนวน และไม่ เป็นแบบแผนชัดเจน ในการไหลแบบปั่นป่วนความเร็วของของไหล ณ จุดหนึ่งจะมีการ เปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องทั้งขนาดและทิศทาง ความรู้โดยละเอียดเกี่ยวกับพฤติกรรมของระบบการไหลแบบปั่นป่วน มีความสำคัญในด้านวิศวกรรมเนื่องจากการไหลของอุตสาหกรรมส่วนใหญ่ นำเสียดายที่ความปั่นป่วนไม่ สม่่าเสมอและผิดปกติอย่างมากทำให้การวิเคราะห์ทั้งหมดยุ่งยาก ในความเป็นจริงความปั่นป่วนมักจะถูก กล่าวว่าเป็น “ปัญหาสุดท้ายที่ยังไม่คลี่คลายในวิชาคณิตศาสตร์ คลาสสิก” เครื่องมือหลักสำหรับการ วิเคราะห์คือการวิเคราะห์ CFD เป็นสาขาของกลศาสตร์ของไหล ที่ใช้การวิเคราะห์เชิงตัวเลขและ อัลกอริทึมในการแก้และวิเคราะห์ปัญหาที่เกี่ยวข้องกับการไหลของ ของไหลที่ปั่นป่วน เป็นที่ยอมรับกัน อย่างกว้างขวางว่าสมการ Navier–Stokes (หรือ สมการ Reynolds-averaged Navier–Stokes equations) มีความสามารถในการแสดงวิธีแก้ปัญหาความ วุ่นวายและสมการเหล่านี้เป็นพื้นฐานสำหรับ รหัส CFD ทั้งหมด

2.1.3 การคำนวณค่า Nusselt number (Nu) โดยใช้สมการ Dittus-Boelter สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน (Hydro dynamically and thermally) ภายในในท่อที่มี พื้นผิวเรียบ จำนวน Nusselt number ในพื้นที่ จะหาได้จากสมการ Dittus - Boelter ที่รู้จักกันดี โดยมีสมการ ดังสมการที่ 2.4

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad (2.4)$$

เมื่อ Re คือ Reynolds number

Pr คือ Prandtl number

โดยที่ สำหรับการทำความร้อน $n=0.4$ และ สำหรับการทำความเย็นของของไหลที่ไหลผ่าน ท่อ $n=0.3$

2.1.3.1 การคำนวณหาค่า Reynolds number (Re)

จำนวน Reynolds Number คืออัตราส่วนของแรงเฉื่อยต่อแรงหนืดและเป็นพารามิเตอร์สำหรับการทำนายว่าสภาวะการไหลจะเป็น Laminar หรือ Turbulent มันสามารถ ตีความได้ว่าเมื่อแรงหนืดมีมากก็เพียงพอที่จะเก็บอนุภาคของเหลวทั้งหมดภายในท่อได้ดังนั้นจะเห็นได้ว่าการไหลเป็นแบบ Laminar จะมีค่า Re ต่ำ บ่งบอกถึงการเคลื่อนที่ที่มีความหนืดและผลกระทบ ความเฉื่อยเพียงเล็กน้อย เมื่อแรงเฉื่อยมีอิทธิพลเหนือแรงหนืด จะมีค่า Re มาก ดังนั้น Reynolds Number (Re) สามารถหาได้จาก สมการที่ 2.5

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \quad (2.5)$$

เมื่อ ρ คือ Density (kg/m^3)

μ คือ Dynamic viscosity (Pa.s)

ν คือ Kinematic viscosity (m^2/s)

v คือ Velocity (m/s)

D คือ Diameter (m)

Laminar flow

สำหรับการรับการไหลที่มีค่า Reynolds number น้อยกว่า 2000 การไหลจะเป็นแบบราบเรียบ Laminar flow ซึ่งค่า Reynolds number ที่ยังสามารถยอมรับได้สำหรับการไหลในท่อกลม คือ $Re_{d,crit} = 2300$

Transitional flow

การไหลในช่วงเปลี่ยนผ่าน ที่ค่า Reynolds Number อยู่ระหว่างปี 2000 ถึง 4000 อัตราการไหลไม่คงที่เนื่องจากการเกิดความปั่นป่วน กระแสเหล่านี้บางครั้งเรียกว่ากระแสการนำส่ง

Turbulent flow

หากค่า Reynolds Number มากกว่า 3,500 การไหลจะปั่นป่วน ระบบของไหลส่วนใหญ่ ในโรงงานอุตสาหกรรม ทำงานด้วยการไหลแบบ Turbulent flow

2.1.3.2 การคำนวณหาค่า Prandtl Number

ค่า Prandtl Number เป็นหมายเลขไร้มิติซึ่งได้รับการตั้งชื่อตามนักประดิษฐ์ชื่อ Ludwig Prandtl วิศวกรชาวเยอรมันผู้ระบุขอบเขตของเลข Prandtl Number ถูกกำหนดเป็นอัตราส่วนของการแพร่ของโมเมนตัม (Momentum) ต่อการแพร่กระจายความร้อน โมเมนตัม (Momentum) การแพร่กระจายหรือตามปกติจะเรียกว่าความหนืดจลนศาสตร์จะบอกให้เราทราบถึงความต้านทานของวัสดุต่อแรงเฉือนชั้นต่าง ๆ ของการที่ไหลเดินทางด้วยความเร็วที่แตกต่างกัน เนื่องจากความเร็วที่แตกต่างกันของผนังที่อยู่ติดกัน โดยสามารถหาได้จาก สมการที่ 2.6 และ 2.7

$$Pr = \frac{\text{viscous dif fusion rate}}{\text{thermal dif fusion rate}} \quad (2.6)$$

$$Pr = \frac{\mu/\rho}{k/(C_p)} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.7)$$

เมื่อ ρ คือ Density (kg/m^3)

μ คือ Dynamic viscosity (Pa.s)

k คือ Thermal conductivity ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)

C_p คือ Specific heat ($\text{kJ/kg } ^\circ\text{C}$)

ค่าของ Prandtl Number, $Pr \ll 1$ หมายถึง การแพร่กระจายความร้อนมีอิทธิพลมาก และในขณะที่ค่า Prandtl Number, $Pr \gg 1$ การแพร่ของโมเมนตัมจะควบคุมพฤติกรรม ยกตัวอย่างเช่น ค่าทั่วไปของปรอทเหลวซึ่งมีค่าประมาณ 0.025 แสดงว่าการนำความร้อนมีความสำคัญมากกว่าการพาความร้อนดังนั้นการแพร่กระจายความร้อนจึงมีความสำคัญ เมื่อ Pr มีขนาดเล็กก็หมายความว่า ความร้อนจะกระจายอย่างรวดเร็วเมื่อเทียบกับความเร็วเมื่อเปรียบเทียบกับจำนวนเรย์โนลด์ Prandtl number

ไม่ได้ขึ้นอยู่กับรูปทรงเรขาคณิตของวัตถุแต่ขึ้นอยู่กับของเหลวและสถานะของเหลวเท่านั้น ดังนั้น Prandtl number จึงมักพบในตารางคุณสมบัติต่างๆคุณสมบัติอื่นๆ เช่น ความหนืดและการนำ ความร้อน

2.1.4 การคำนวณหาค่าการใช้ความร้อนในช่วง Pre-heater

เพื่อให้ค่าอุณหภูมิของการทำงานที่เหมาะสมก่อนการเปลี่ยนสถานะและสภาวะพลักซ์ ความร้อนคงที่พื้นผิวด้านนอกท่อ

จากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์หรือกฎการอนุรักษ์พลังงานที่กล่าวว่า พลังงานสามารถเปลี่ยนรูปแบบหรือโอนจากอีกที่หนึ่งไปอีกที่หนึ่งได้ แต่ไม่สามารถสร้างขึ้นใหม่หรือถูกทำลายได้ จะได้สมการ ดังนี้

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{system} \quad (2.8)$$

หลังจากการปรับรูปแบบสมการ จะได้

$$Q = \dot{m} (h_2 - h_1) = GA(h_2 - h_1) \quad (2.9)$$

$$h_2 = h_{avg} = h_f + Xh_{fg} \quad (2.10)$$

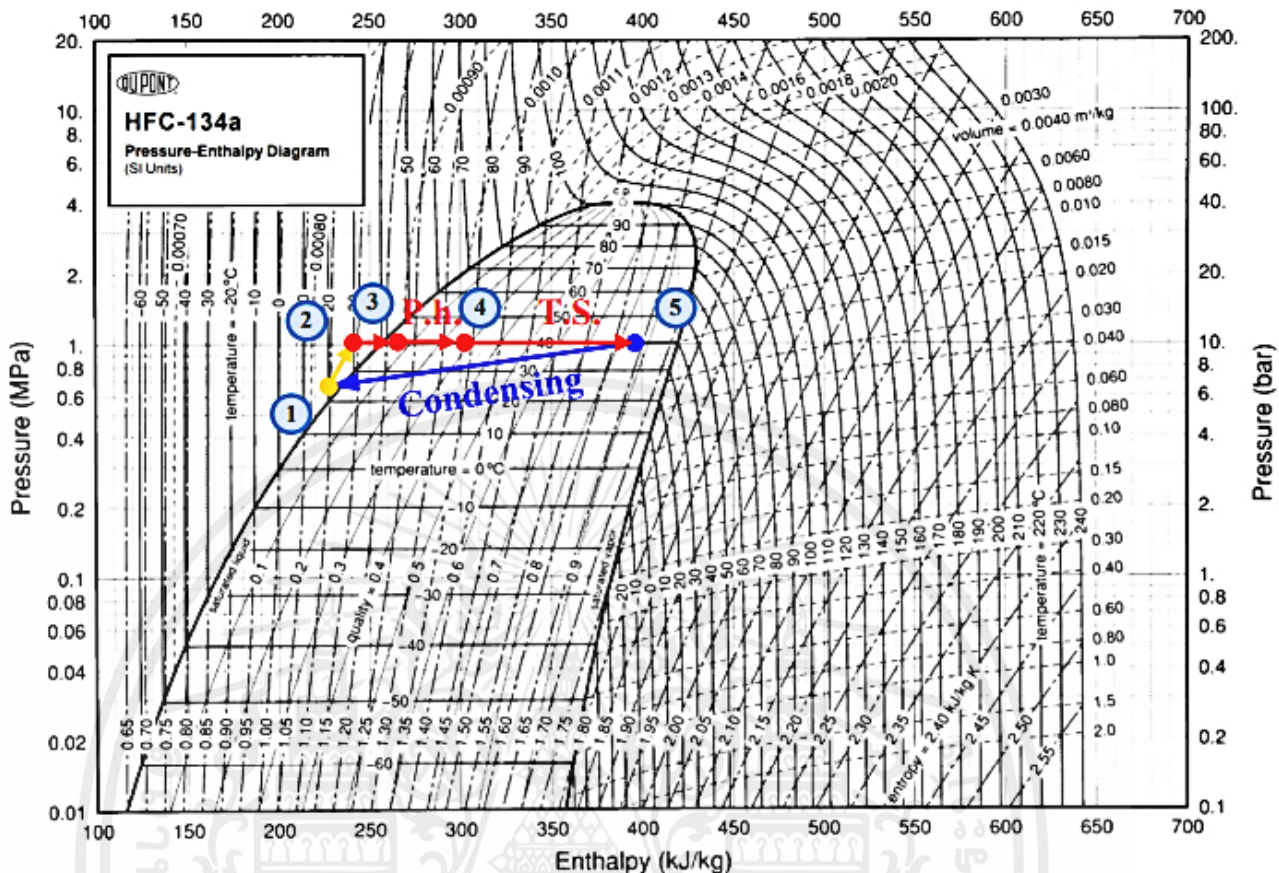
เมื่อ Q คือ Heat energy (W)

\dot{m} คือ Mass flow rate (kg/s)

h คือ Enthalpy (kJ/kg)

G คือ Mass flux (kg/m²s)

A คือ Area (m²)



รูปที่ 2.4 P-h diagram ของอุปกรณ์การทดลองในปัจจุบัน Miracles of science Saisorn et al [5]

2.1.5 การคำนวณหาค่าการให้ความร้อนในช่วง Test section

เพื่อให้ได้ค่าความร้อนที่เหมาะสม ในการป้อนให้แก่ชุดทดลอง (Test section) สำหรับการ เปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นเป็นของสถานะและสภาวะฟลักซ์ความร้อนคงที่ ที่พื้นผิวด้านนอกท่อ ตามสมการอนุรักษ์พลังงาน สำหรับการไหลแบบคงตัวของของไหลภายในท่อสามารถเขียนได้เป็น

ที่สารทำความเย็นสถานะเดี่ยว (Single phase) จะใช้สมการที่ 2.11

$$Q = q_s A_s = \dot{m} C_p (T_{outlet} - T_{inlet}) \tag{2.11}$$

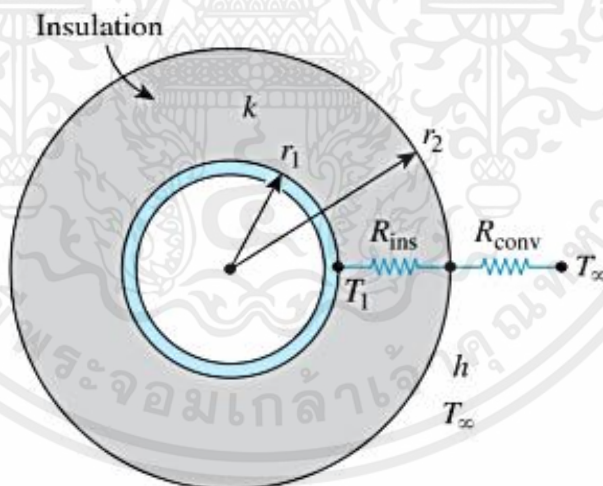
ที่สารทำความเย็นของสถานะ (Two phase) จะใช้สมการที่ 2.12

$$Q = \dot{m} (h_2 - h_1) = GA(h_2 - h_1) \tag{2.12}$$

เมื่อ Q	คือ Heat energy (W)
q_s''	คือ Heat flux (W/m ²)
A_s	คือ Area on surface (m ²)
\dot{m}	คือ Mass flow rate (kg/s)
C_p	คือ Specific heat (kJ/kg °C)
T	คือ Temperature (°C)
h	คือ Enthalpy (kJ/kg)
G	คือ Mass flux (kg/m ² s)
A	คือ Area (m ²)

2.1.6 การคำนวณความหนาของฉนวน

การคำนวณหาขนาดความหนาของฉนวนที่เหมาะสมสำหรับนำไปใช้กับท่อขนาดเล็กน้อย มี กระบวนการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและอากาศ โดยจะมีการนำความร้อนในฉนวน และการพาความร้อนในอากาศ ดังรูปที่ 1.5



รูปที่ 2.5 วงจรความร้อนของท่อทรงกระบอกหุ้มฉนวนด้านนอก Saisorn et al. [5]

$$\dot{Q} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{ins} - R_{conv}} = \frac{T_s - T_\infty}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k} + \frac{1}{h(2\pi r_2 L)}} \quad (2.13)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{d\dot{Q}}{dr_2} = 0(\text{zero slope}) \rightarrow r_{cr,cylinder} = \frac{k}{h} \quad (2.14)$$

หาอุณหภูมิที่ผิวฉนวน

$$Q = \frac{T_s - T_{ins}}{R_{ins}} \quad (2.15)$$

Critical radius of insulation

$$r_{cr,max} = \frac{k_{max,insulation}}{\alpha_{min}} \quad (2.16)$$

$$\alpha = \frac{Nu k_{air}}{D_{outer}} \rightarrow Nu = \left\{ 0.60 + \left(\frac{0.387 Ra^{1/6}}{(1 + (0.559/P_r)^{9/16})^{8/27}} \right) \right\}^2 \quad (2.17)$$

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D_{outer}^3}{\nu_{air}K_{air}} \quad (2.18)$$

2.2 ทฤษฎีที่ใช้สำหรับการทดลอง

2.2.1 สมดุลพลังงาน (Energy balance)

การสมดุลกำลังของพลังงานความร้อนของระบบ โดยมีกำลังของพลังงานความร้อนที่ป้อนให้กับระบบและกำลังของพลังงานความร้อนที่ระบบที่ได้รับ เนื่องจากมีความแตกต่างของค่าอุณหภูมิของห้องกับอุณหภูมิของพื้นผิวภายนอกท่อ จึงทำให้เกิดการสูญเสียกำลังของพลังงานความร้อนเทียบกับเวลาออกจากระบบ Q_{loss} จึงสามารถคำนวณหาค่ากำลังของพลังงานความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบในการไหลแบบสถานะเดียว จากสมการที่ 2.19

$$Q_{loss} = Q_{in} - Q_{mea} \quad (2.19)$$

โดยที่ Q_{in} กำลังงานความร้อนที่ป้อนเข้าให้กับระบบ หาได้จากสมการ 2.20

$$Q_{in} = IV \quad (2.20)$$

เมื่อ I คือ Current (A)

V คือ Voltage (V)

โดยที่ Q_{mea} คือ กำลังของพลังงานความร้อนของสารทำงานที่ได้รับ หาได้จากสมการที่ 2.21

$$Q_{mea} = \dot{m}C_p\Delta T \quad (2.21)$$

เมื่อ \dot{m} คือ Mass flow rate (kg/s)

C_p คือ Specific heat (kJ/kg °C)

ΔT คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิของพื้นผิวภายนอกของท่อกับอุณหภูมิห้อง (°C)

ซึ่งถ้าอุณหภูมิของพื้นผิวภายนอกของท่อมีความแตกต่างจากอุณหภูมิห้องมากก็จะทำให้เกิด การสูญเสียกำลังของพลังงานมากตามความแตกต่างของอุณหภูมิห้อง ดังนั้นจะสามารถหา ความสัมพันธ์ระหว่างความแตกต่างของอุณหภูมิของพื้นผิวภายนอกของท่อกับอุณหภูมิห้องกับกำลังของพลังงานที่สูญเสียออกจากระบบ โดยใช้สมการที่ 2.22 และ 2.23

$$\Delta T = T_{s,outer,avg} - T_{\infty} \quad (2.22)$$

$$Q_{loss} = IV - \dot{m}C_p(T_{outer,avg} - T_{\infty}) \quad (2.23)$$

ทำการพล็อตกราฟให้แกน Y เป็นค่า Q_{loss} และแกน X เป็นค่า ΔT

2.2.2 ค่านัสเซลน์เบอร์ที่ตำแหน่งใดๆ (Local nusselt number)

ตัวเลขนัสเซลน์เบอร์ที่ตำแหน่งใดๆ เป็นค่าที่แสดงผลของการถ่ายเทความร้อน ณ ตำแหน่งใดๆ ในรูปของตัวแปรไร้มิติ ซึ่งสามารถหาได้จากสมการที่ 2.24

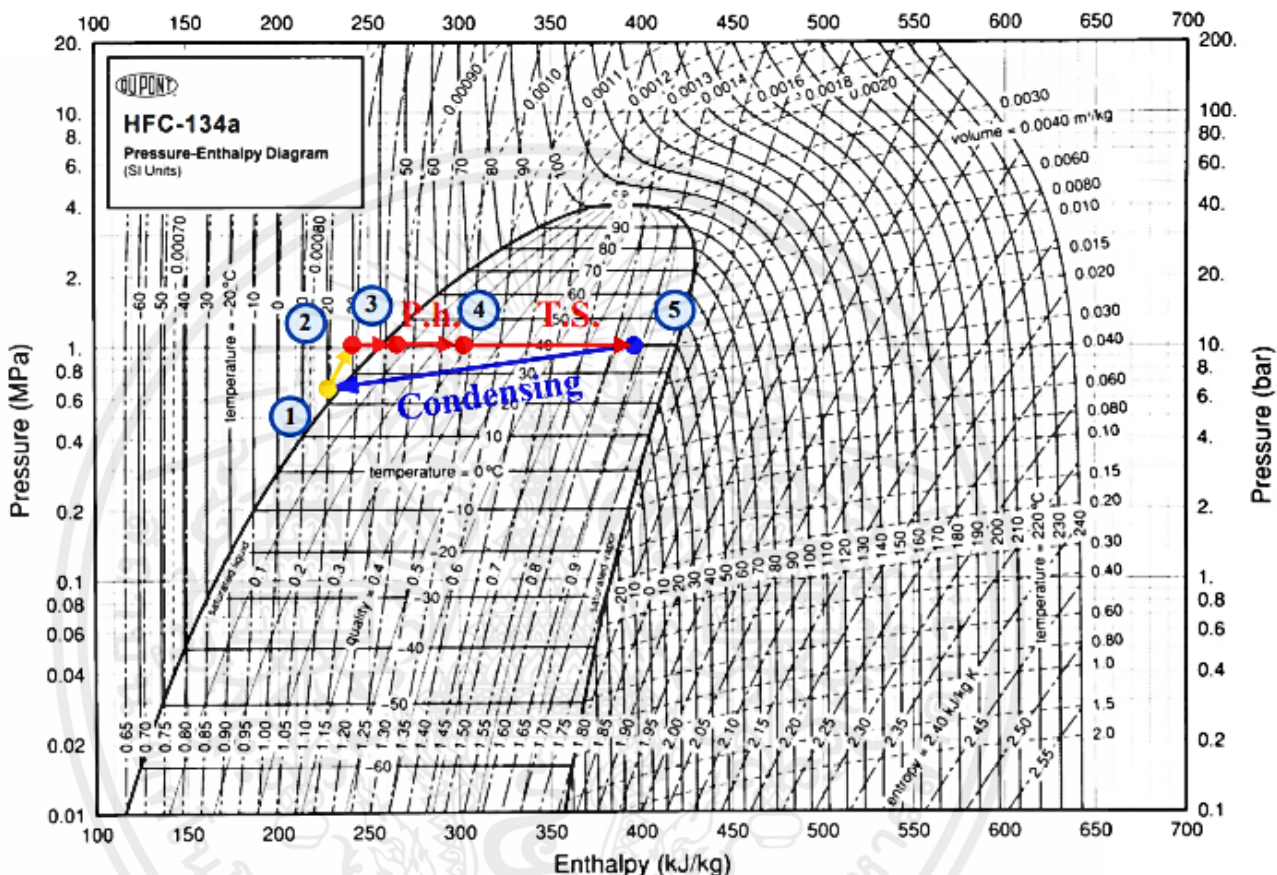
$$Nu_z = \frac{\alpha_{local(z)}D_{inner}}{k_{fluid}} \quad (2.24)$$

เมื่อ Nu_z คือ Local nusselt number

$\alpha_{local(z)}$ คือ Heat transfer coefficient ที่ตำแหน่งใดๆ (W/m² °C)

D_{inner} คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)
 k_{fluid} คือ Thermal conductivity (W/m °C)

2.2.3 คุณภาพไอของช่วง Pre-heater (X4) และ Test section (X5)



รูปที่ 2.6 P-h diagram ของอุปกรณ์การทดลองในปัจจุบัน Miracles of science Saisorn et al. [5]

สามารถหา h_4 ได้จากสมการที่ 2.25

$$h_4 = \frac{Q_{ph} - Q_{sensible}}{m} + h_3 ; h_3 \approx h_{f@T4} \tag{2.25}$$

ที่คุณภาพไอทางออก Pre-heater สามารถหาได้จากสมการที่ 2.26

$$X_4 = \frac{h_4 - h_{f@T4}}{h_{fg@T4}} \tag{2.26}$$

และสามารถหาคุณภาพไอที่ทางออก Test section ได้จากสมการ 2.27

$$X_5 = \frac{h_5 - h_{f@T5}}{h_{fg@T5}} \quad (2.27)$$

โดยเมื่อทำการทดลองต้องหาคุณภาพไอทางเข้าและทางออกของ Test section เพื่อ ตรวจสอบสถานะที่ทางออก Test section ว่าไม่มีสถานะเป็นไอ เนื่องจากในการทดลองต้องมีสถานะ เป็นของผสมเท่านั้น

2.2.4 คุณภาพไอที่ตำแหน่งใดๆ (Local vapor quality)

สามารถหาได้จากสมการที่ 2.28

$$X_z = \frac{h_z - h_f(T_f@z)}{h_{fg}(T_f@z)} \quad (2.28)$$

เมื่อ X_z คือ Local vapor quality
 h_z คือ เอนทาลปีที่ตำแหน่งต่างๆ (kJ/kg)
 $h_f(T_f@z)$ คือ เอนทาลปี (ของเหลว) ที่ตำแหน่งใดๆ (kJ/kg)
 $h_{fg}(T_f@z)$ คือ เอนทาลปี (ของผสม) ที่ตำแหน่งใดๆ (kJ/kg)

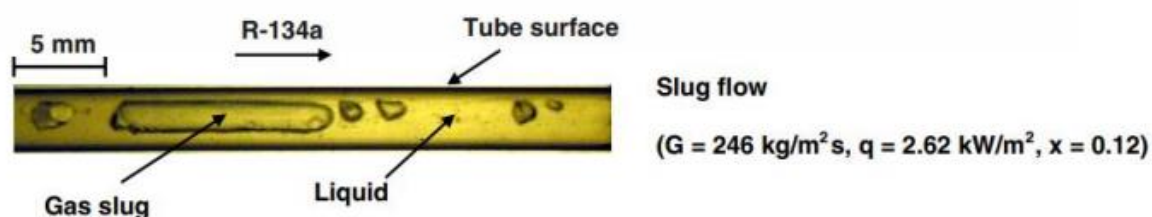
ค่าเอนทาลปีที่ตำแหน่งใดๆ สามารถหาได้จากสมการที่ 2.29

$$h_z = \frac{q'' T.S. (\pi D_{in} Z)}{\dot{m}} + h_{T.S.@inlet} \quad (2.29)$$

เมื่อ $h_{T.S.@inlet}$ คือ Enthalpy ทางเข้า Test section (kJ/kg)
 \dot{m} คือ Mass flow rate (kg/s)
 Z คือ ระยะที่จุดใดๆ (m)

2.3 รูปแบบการไหลแบบของสถานะที่พบในท่อขนาดไมโครของสารทำความเย็น R-134a

2.3.1 Slug flow

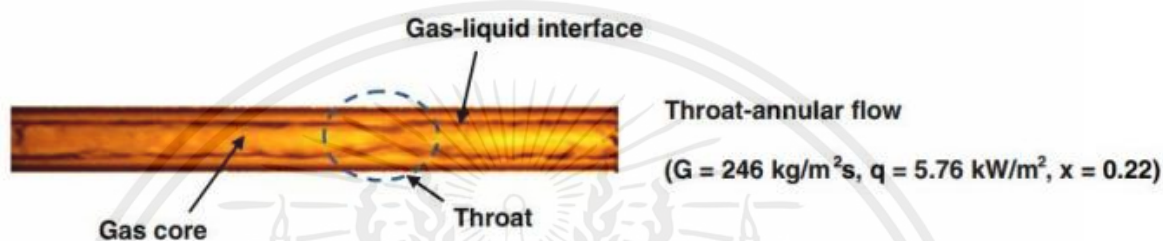


รูปที่ 2.7 Slug flow Saisorn et al. [5]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 2.7 จะเห็นได้ว่ารูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นมักจะเกิดที่ความเร็วค่อนข้างต่ำและที่ค่า ความร้อนต่ำ ลักษณะของการไหลของฟองจะเป็นลักษณะฟองยาวที่ยาวกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ซึ่ง ไหลไปในทิศทางแนวแกน ฟองของสารทำงานจะเกิดบริเวณตรงกลางช่องโดยจะถูกแยกออกจากผนัง ช่องโดยผิวฟิล์มของเหลว

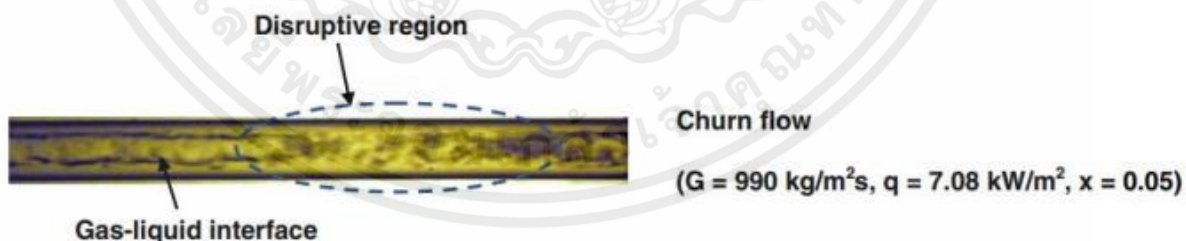
2.3.2 Throat-annular flow



รูปที่ 2.8 Throat-annular flow Saisorn et al. [5]

จากรูปที่ 2.8 จะเห็นได้ว่าการไหลของสารทำงานที่ความเร็วค่อนข้างต่ำและจะมีค่าความร้อน ที่ต่ำกว่า Slug flow รูปการไหลจะมีลักษณะการไหลแบบคองแหวน ลักษณะของฟองจะไหล แบบต่อเนื่องเป็นลักษณะฟองยาวซึ่งจะมีช่วงของคอคอดเป็นช่วงๆ ตามฟองยาวที่เกิดขึ้น

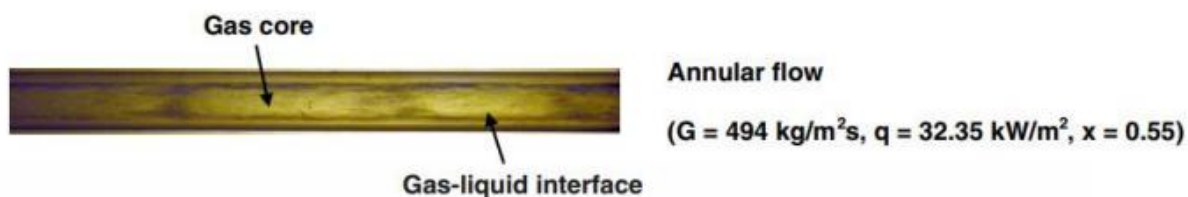
2.3.3 Churn flow



รูปที่ 2.9 Churn flow Saisorn et al. [5]

จากรูปที่ 2.9 จะเห็นการไหลที่เกิดจากความเร็วของสารทำงานซึ่งมีค่าสูง ที่จะทำให้เกิดการ ไหลแบบปั่นป่วน การไหลลักษณะนี้จะเกิดบริเวณปลายทางของการไหลแบบเป็นฟองยาว

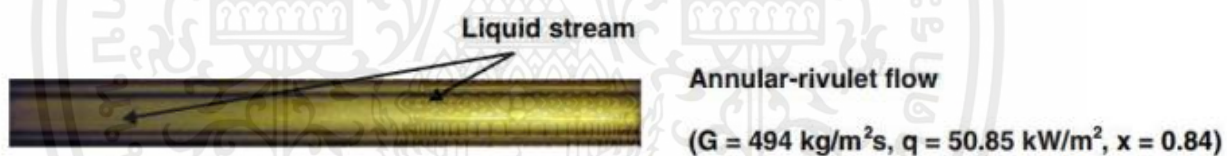
2.3.4 Annular flow



รูปที่ 2.10 Annular flow Saisorn et al. [5]

จากรูปที่ 2.10 จะเห็นได้ว่าการไหลแบบรูปวงแหวนมีความเร็วค่อนข้างสูง แต่มีค่าความร้อนต่ำกว่า Annular - rivulet flow การไหลแบบนี้จะมีการไหลของฟิล์มของเหลวและไอบนผนังท่ออย่างต่อเนื่อง ก่อนที่จะเป็น Annular - rivulet flow

2.3.5 Annular-rivulet flow



รูปที่ 2.11 Annular-rivulet flow Saisorn et al. [5]

จากรูปที่ 2.11 จะเห็นได้ว่าการไหลแบบรูปวงแหวนเป็นสายเล็กๆ จะเกิดขึ้นที่ความเร็วของอากาศค่อนข้างสูง การไหลแบบนี้จะมีการไหลของฟิล์มของเหลวและไอบนผนังท่ออย่างต่อเนื่องในแนวแกนการไหล แต่จะมีค่าความร้อนสูงกว่า Annular flow

2.4 แรงดันตกคร่อมสองเฟส

แรงดันตกคร่อมสองเฟสนั้น สำหรับการไหลในแนวราบและการไหลในแนวตั้งจะประกอบด้วย เงื่อนไขแรงเสียดทาน ความเร่ง และแรงโน้มถ่วง

$$\Delta P_{total} = \Delta P_f + \Delta P_{acc} + \Delta P_G \quad (2.30)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรงดันตกคร่อมแรงเสียดทาน ΔP_f คำนวณโดยการลบค่าแรงโน้มถ่วงและค่าความเร่งออกจากค่าที่วัดได้ของแรงดันตกคร่อมทั้งหมด แรงโน้มถ่วงลดลงถูกละเลยสำหรับการไหลในแนวนอน

$$\Delta P_f = \Delta P_{total} - \Delta P_{acc} - \Delta P_G \quad (2.31)$$

ส่วนประกอบตามความเร่งและความโน้มถ่วงถูกกำหนดโดย Eqs ตามลำดับ (2.31) และ (2.32)

โดยระยะความเร่งสามารถแสดงได้ คือ

$$\Delta P_{acc} = G^2 \left\{ \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right]_{outlet} - \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right]_{inlet} \right\} \quad (2.32)$$

โดยที่ G คือฟลักซ์มวล, x คือคุณภาพของไอ, คือเศษส่วนที่เป็นโมฆะ, ρ คือความหนาแน่นของไอ และ ρ_l คือความหนาแน่นของของเหลว

นิยามความโน้มถ่วงมีดังต่อไปนี้

$$\Delta P_G = gL \sin \theta (\alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_l) \quad (2.33)$$

โดยที่ L คือความยาวของช่องและคือมุมของท่อ

สัดส่วนช่องว่างแสดงในสมการ (2.31) และ (2.32) สามารถประมาณได้โดยใช้ ซึ่งกำหนดโดย

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (2.34)$$

แนะนำแบบจำลองการไหลสองเฟสที่ใช้ในการทำนายแรงดันตกคร่อมสองเฟส แบบจำลองการไหลสองเฟสแบ่งออกเป็น 2 วิธีดังนี้

1. แบบจำลองการไหลแบบเอกพันธ์ Homogenous flow model (HFM): แบบจำลองนี้สันนิษฐานว่าเฟสของของเหลวและไอเป็นเนื้อเดียวกันและไหลด้วยความเร็วเท่ากัน
2. แบบจำลองการไหลแบบแยกส่วน Separated flow model (SFM): การไหลสองเฟสแยกกันด้วยความเร็วต่างกัน

2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

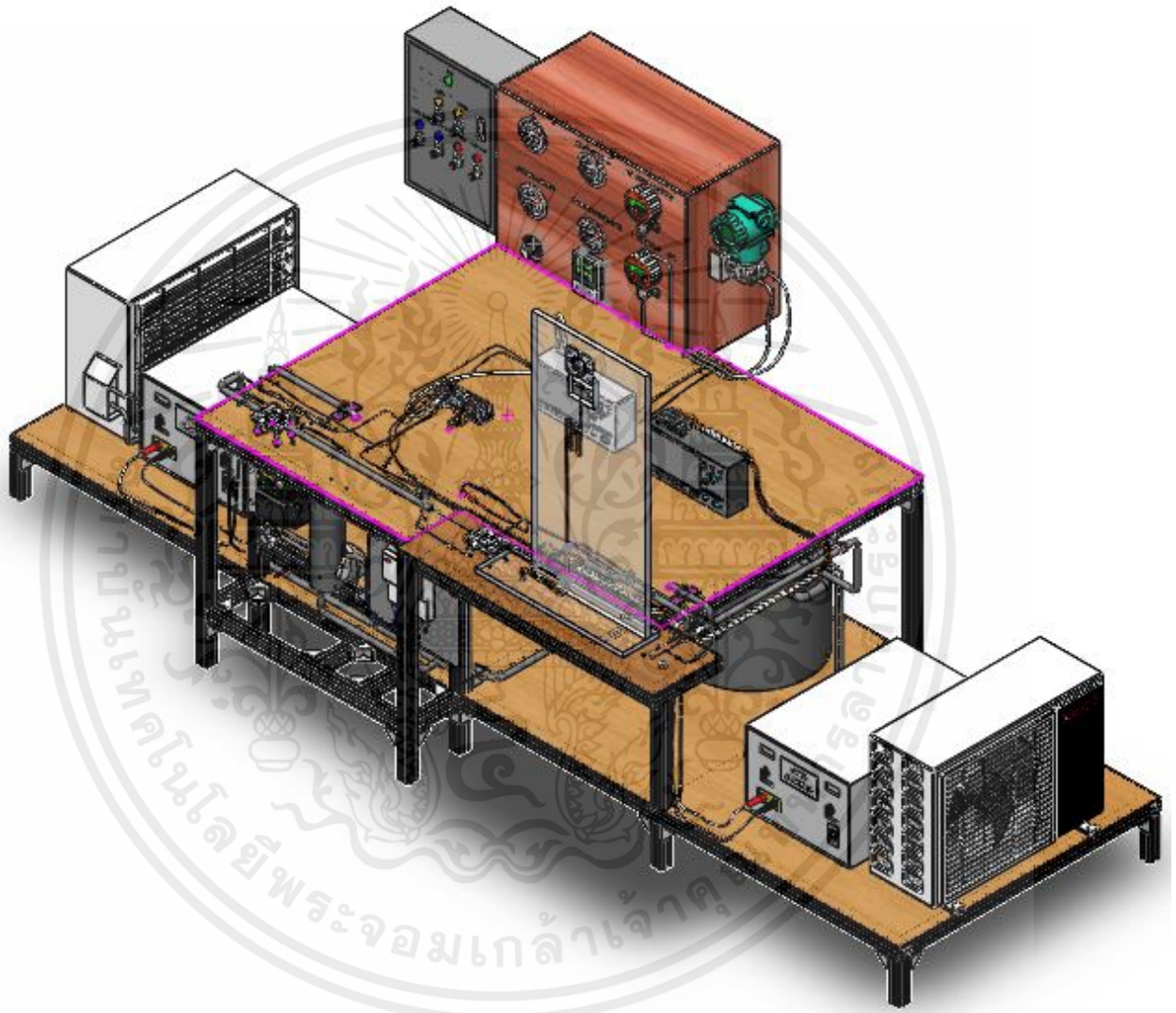
Ong and Thome. [1] ได้ทำการทดลองตรวจสอบลักษณะการถ่ายเทความร้อนแบบเดือดไหลในช่องไมโครขนาด 1.030 mm. โดยใช้ R-134a R-236fa และ R-245fa เป็นของไหลในการทำงาน ทำการทดลองที่อุณหภูมิอิ่มตัวที่ 31 °C และที่องศาการทำความเย็นย่อยเข้าที่แตกต่างกันตั้งแต่ 2 ถึง 9 k ฟลักซ์มวลมีตั้งแต่ 200 ถึง 1600 kg/m²s และฟลักซ์ความร้อนตั้งแต่ 2.3 ถึง 250 kW/m² ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนถูกสังเกตว่าเพิ่มขึ้นด้วยฟลักซ์ความร้อนที่คุณภาพไอต่ำ และกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนครอบงำในระบบการไหลรูปวงแหวนที่คุณภาพไอที่สูงกว่า ที่คุณสมบัติไอระเหยต่ำ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ R-134a สูงที่สุด รองลงมาคือ R-236fa และ R-245fa การเปลี่ยนแปลงจากฟองอากาศแบบจำกัดไปสู่ระบอบการไหลแบบวงแหวนนั้นเกิดขึ้นที่คุณภาพของไอที่ต่ำลงพร้อมกับฟลักซ์มวลที่เพิ่มขึ้น

Shiferaw et al. [2] ทดลองตรวจสอบคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนของ R134a ในช่องไมโครสเตนเลสตีลขนาด 1.1 มม. พารามิเตอร์การทำงานคือฟลักซ์มวล 100 ถึง 600 kg/m²s ฟลักซ์ความร้อน 16 ถึง 150 kW/m² และแรงดันระบบ 6 ถึง 12 Bar ผลการทดลองระบุค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นด้วยฟลักซ์ความร้อนและความดันของระบบจนถึงคุณภาพของไอประมาณ 30% ถึง 50% นอกเหนือไปจากช่วงของเศษส่วนไอ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะลดลงและไม่ขึ้นอยู่กับฟลักซ์ความร้อน ผลลัพธ์ถูกนำไปเปรียบเทียบกับแบบจำลองการระเหยแบบสามโซนที่นำเสนอโดย Thome et al [3]. ที่ความดันค่อนข้างต่ำ แบบจำลองคาดการณ์ผลลัพธ์ได้ค่อนข้างดี ในขณะที่ปริมาณไอระเหยที่สูงขึ้นและในพื้นที่แห้ง

ndale et al., (2000) และ kandlikar (2002)[4] ใช้เฉพาะคำจำกัดความทางเรขาคณิตในการพิจารณาการเปลี่ยนผ่านไปยังไมโครแซนเนล แบบแรกถือว่าช่องขนาดเล็กเป็นช่องทางการไหลที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกตั้งแต่ 1 μm ถึง 100 μm ในขณะที่แบบหลังกำหนดช่องที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกน้อยกว่า 200 μm เป็นช่องขนาดเล็ก

บทที่ 3

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง



รูปที่ 3.1 รูปภาพจำลองอุปกรณ์แบบ 3D

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1 อุปกรณ์และหน้าที่การทำงานของอุปกรณ์

3.1.1 Electrical control box ทำหน้าที่ควบคุมระบบไฟฟ้าของระบบทั้งหมดที่เกี่ยวข้องกับการทดลอง



รูปที่ 3.2 Electrical control box

3.1.2 Condensing unit ภายนอกในระบบนี้ จะถูกนำมาใช้ทั้งหมด 2 ตัว ซึ่งตัวแรกทำหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิภายในถึงสแตนเลสที่ 1 และตัวที่ 2 ทำหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิภายในถึงสแตนเลสที่ 2 เพื่อที่จะแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำกับสารทำความเย็น R-134a ก่อนที่สารทำความเย็นจะกลับเข้าไปสู่ Receiver tank อย่างเต็ม



รูปที่ 3.3 Condensing unit

3.1.3 Receiver tank ทำหน้าที่กักเก็บสารทำความเย็น R-134a ที่อยู่ภายในระบบทั้งหมด ก่อนที่จะถูก Micro gear pump ดูดออกไปใช้งานในส่วนต่างๆ



รูปที่ 3.4 ถังเก็บสารทำความเย็น Receiver tank

3.1.4 ตัวกรองแบบหยาบ (Filter drier) ทำหน้าที่ดักจับความชื้นของสารทำความเย็นที่มาจาก Receiver tank ก่อนเข้าไปยัง Micro gear pump



รูปที่ 3.5 ตัวกรองแบบหยาบ (Filter drier)

3.1.5 ตัวกรองแบบละเอียด (Inline filter) ทำหน้าที่กรองสิ่งสกปรกต่างๆในสารทำความเย็นที่มาจาก Receiver tank และผ่านกรองหยาบมาแล้ว เพื่อป้องกันสิ่งสกปรกที่มีผลจะเกิดขึ้นกับ Micro gear pump ซึ่งอาจทำให้มีการเสียหายได้



รูปที่ 3.6 ตัวกรองแบบละเอียด

3.1.6 Micro gear pump ทำหน้าที่ดูดและอัดสารทำความเย็นจาก Receiver tank ไปยังชุดทดสอบ หรือท่อ By pass



รูปที่ 3.7 Micro gear pump

3.1.7 Inverter ทำหน้าที่ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ในอุปกรณ์ Micro gear pump เพื่อควบคุมอัตราการไหลของสารทำความเย็นของเข้าไปยังชุดทดสอบ และ ท่อ By pass



รูปที่ 3.8 Inverter

3.1.8 Mass flow meter transmitter ทำหน้าที่วัดอัตราการไหลและตรวจเช็คสารก่อนเข้าไปยังชุดทดสอบ หรือ ท่อ By pass โดยจะทำงานควบคู่กับ Inverter และ Micro gear pump



รูปที่ 3.9 Mass flow meter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.9 DC Power supply ทำหน้าที่เปลี่ยนจากกระแสไฟ AC เป็น DC จึงทำการป้อนกระแสไฟฟ้าเข้าสู่ Pre-heater เพื่อเพิ่ม Temperature ของสารทำความเย็น R-134a ที่ทางเข้า-ทางออกของชุดทดสอบ (Test section)



รูปที่ 3.10 DC Power supply

3.1.10 Heater ทำหน้าที่เพิ่มอุณหภูมิน้ำในถังที่ 2 เพื่อให้ น้ำในถังและสารทำความเย็นภายในถังให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสมก่อนเข้าไปสู่ Receiver tank



รูปที่ 3.11 Heater

3.1.11 Differential pressure transmitter ทำหน้าที่วัดความดันตกคร่อม (Pressure drop) ของชุดทดสอบ ซึ่งตั้งช่วงการวัดเป็น H โดยมีขอบเขตแรงดันของการใช้งาน (Span) คือ 2.5 ถึง 500 kPa และมีข้อจำกัดแรงดันของการใช้งาน Range คือ -500 ถึง 500 kPa

เครื่องส่งสัญญาณความแตกต่างของความดันประสิทธิภาพสูง EJX110A ใช้เซ็นเซอร์เรโซแนนซ์ซิลิคอนแบบ monocrystalline เหมาะสำหรับการวัดอัตราการไหลของของเหลว ก๊าซ หรือไอน้ำตลอดจนระดับของเหลว ความหนาแน่นและความดัน EJX110A ส่งสัญญาณ DC ตั้งแต่ 4 ถึง 20 mA ซึ่งสอดคล้องกับความดันที่แตกต่างจากที่เครื่องวัดได้ เซ็นเซอร์ที่มีความแม่นยำสูงและมีเสถียรภาพยังสามารถวัดความดันคงที่ซึ่งสามารถแสดงบนตัวบ่งชี้การรวมหรือการตรวจสอบระยะไกลผ่านการสื่อสาร

BRAIN หรือ HART คุณสมบัติที่สำคัญอื่น ๆ ได้แก่ การตอบสนองอย่างรวดเร็ว การตั้งค่าระยะไกลโดยใช้การสื่อสาร การวินิจฉัยและเอาต์พุตสถานะเสริมสำหรับการเตือนความดันสูง / ต่ำ เทคโนโลยีการตรวจจับแบบหลายจุดให้ฟังก์ชันการวินิจฉัยขั้นสูง ซึ่งสามารถตรวจจับความผิดปกติ เช่น การอุดตันของสายพัลส์หรือการแตกของเส้นทางความร้อน พื้นฐาน Fieldbus

ข้อมูลจำเพาะมาตรฐาน

อ้างอิงถึง GS 01C25T02-01EN สำหรับประเภทการสื่อสารของ Fieldbus และ GS 01C25T04-01EN สำหรับประเภทการสื่อสารของ PROFIBUS PA สำหรับรายการที่มีเครื่องหมาย

ขอบเขตและช่วงจำกัด



รูปที่ 3.12 Differential pressure transmitter และ Measurement (Span/Range)

Measurement Span/Range		kPa	inH ₂ O (/D1)	mbar (/D3)	mmH ₂ O (/D4)
F*	Span	0.1 to 5	0.4 to 20	1 to 50	10 to 500
	Range	-5 to 5	-20 to 20	-50 to 50	-500 to 500
L*	Span	0.1 to 10	0.4 to 40	1 to 100	10 to 1000
	Range	-10 to 10	-40 to 40	-100 to 100	-1000 to 1000
M	Span	0.5 to 100	2 to 400	5 to 1000	50 to 10000
	Range	-100 to 100	-400 to 400	-1000 to 1000	-10000 to 10000
H	Span	2.5 to 500	10 to 2000	25 to 5000	0.025 to 5 kgf/cm ²
	Range	-500 to 500	-2000 to 2000	-5000 to 5000	-5 to 5 kgf/cm ²
V	Span	0.07 to 14 MPa	10 to 2000 psi	0.7 to 140 bar	0.7 to 140 kgf/cm ²
	Range	-0.5 to 14 MPa	-71 to 2000 psi	-5 to 140 bar	-5 to 140 kgf/cm ²

*: F capsule is applicable for wetted parts material code S.

L capsule is applicable for wetted parts material code other than S and L.

ตารางที่ 2.1 ขอบเขตและช่วงที่จำกัด

2.5.2 ความแม่นยำในการอ้างอิงของช่วงการสอบเทียบ

(รวมถึง Linear ตาม Terminal, Hysteresis และความสามารถในการทำซ้ำ)

Measurement span		F
Reference accuracy	X ≤ span	±0.04% of Span
	X > span	±(0.015+0.01 URL/span)% of Span
X		2 kPa (8 inH ₂ O)
URL (upper range limit)		5 kPa (20 inH ₂ O)
Measurement span		M
Reference accuracy	X ≤ span	±0.04% of Span
	X > span	±(0.002+0.0019 URL/span)% of Span
X		5 kPa (20 inH ₂ O)
URL (upper range limit)		100 kPa (400 inH ₂ O)

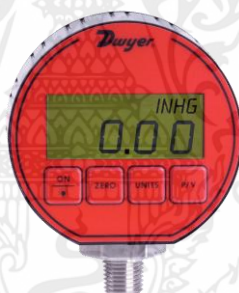
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Measurement span		H
Reference accuracy	$X \leq \text{span}$	$\pm 0.04\%$ of Span
	$X > \text{span}$	$\pm(0.005+0.0049 \text{ URL}/\text{span})\%$ of Span
X		70 kPa (280 inH ₂ O)
URL (upper range limit)		500 kPa (2000 inH ₂ O)

Measurement span		V
Reference accuracy	$X \leq \text{span}$	$\pm 0.04\%$ of Span
	$X > \text{span}$	$\pm(0.005+0.00125 \text{ URL}/\text{span})\%$ of Span
X		500 kPa (2000 inH ₂ O)
URL (upper range limit)		14 MPa (2000 psi)

ตารางที่ 2.2 ความแม่นยำในการอ้างอิงของช่วงการสอบเทียบ

3.1.12 Pressure gauge ทำหน้าที่วัดความดันในช่วงต่างๆของระบบ



รูปที่ 3.13 Pressure gauge

3.1.13 Digital clamp meter ทำหน้าที่ตรวจเช็ควัดค่ากระแสไฟฟ้าที่ป้อนเข้าไปยัง Pre-heater และ Test section ว่ามีความถูกต้องหรือไม่



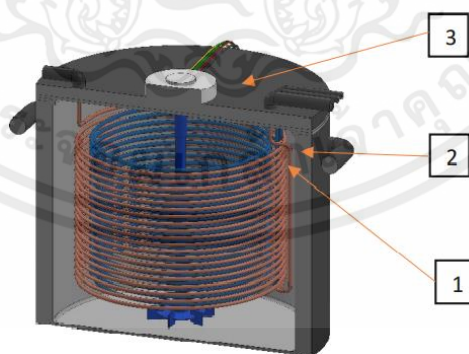
รูปที่ 3.14 Digital clamp meter

3.1.14 ถังสแตนเลส ทำหน้าที่กักเก็บน้ำกลั่นที่ใช้สำหรับควบคุมอุณหภูมิและแลกเปลี่ยน ความร้อนกับสารทำความเย็นในระบบ ในถังประกอบด้วย คอยล์เย็น คอยล์ร้อนและใบกวน

3.1.15 ขดคอยล์เย็น (หมายเลข 1 สีทองเหลือง) ภายในมีสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำ เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับคอยล์ร้อนภายในถังสแตนเลส แสดงให้เห็นรูปที่ 3.15

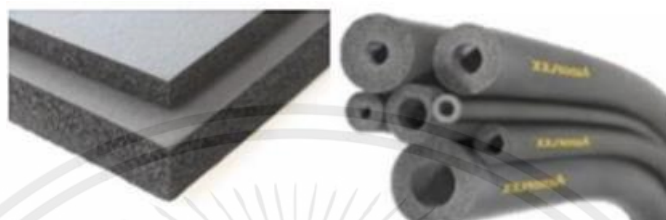
3.1.16 ขดคอยล์ร้อน (หมายเลข 2 สีน้ำเงิน) ภายในขดคอยล์ร้อนนั้นจะมีสารทำความเย็นที่มี อุณหภูมิสูงซึ่งไหลมาจากช่วงทดลองเข้ามาแลกเปลี่ยนความร้อนภายในถังสแตนเลส แสดงให้เห็นรูปที่ 3.15

3.1.17 มอเตอร์ขับใบกวน (หมายเลข 3) ทำหน้าที่กวนน้ำกลั่นที่อยู่ภายในถังสแตนเลส เพื่อให้ เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน แสดงให้เห็นรูปที่ 3.15



รูปที่ 3.15 ถังสแตนเลส

3.1.18 ฉนวน Aero flex ทำหน้าที่ฉนวนท่ออย่างดำและแผ่นยางที่ผลิตจากยางอีลาสโตเมอร์ชนิดพิเศษ (EPDM) ใช้หุ้มท่อนำความเย็นลดการสูญเสียความเย็นและป้องกันการเกิดหยดเหงื่อ (Condensation) ของท่อที่มีความเย็นต่ำได้ถึง 57 °C หรือ -70 F และใช้หุ้มท่อน้ำร้อนที่อุณหภูมิสูงถึง +125°C เพื่อลดการสูญเสียความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพ



รูปที่ 3.16 ฉนวน Aero flex

3.1.19 Data logger รุ่น GL220 และรุ่น GL800 ทำหน้าที่ใช้ในการตรวจสอบอุณหภูมิในอุปกรณ์ต่างๆภายในระบบ โดยจะรับสัญญาณจาก Thermocouple Type T ที่ติดตั้งในอุปกรณ์ต่างๆ และยังสามารถเชื่อมต่อคอมพิวเตอร์หรือโน้ตบุ๊ก ด้วยสาย USB เพื่อให้แสดงข้อมูลในคอมพิวเตอร์หรือโน้ตบุ๊กและบันทึกข้อมูลของอุณหภูมิของสารทำความเย็นในช่วงต่างๆ เพื่อนำไปคำนวณหาผลการทดลอง



รูปที่ 3.17 Data logger รุ่น GL220 และรุ่น GL800

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.20 Thermometer ทำหน้าที่แสดงอุณหภูมิภายในห้อง และตรวจเช็คอุณหภูมิ ก่อนที่จะมีการทดลอง



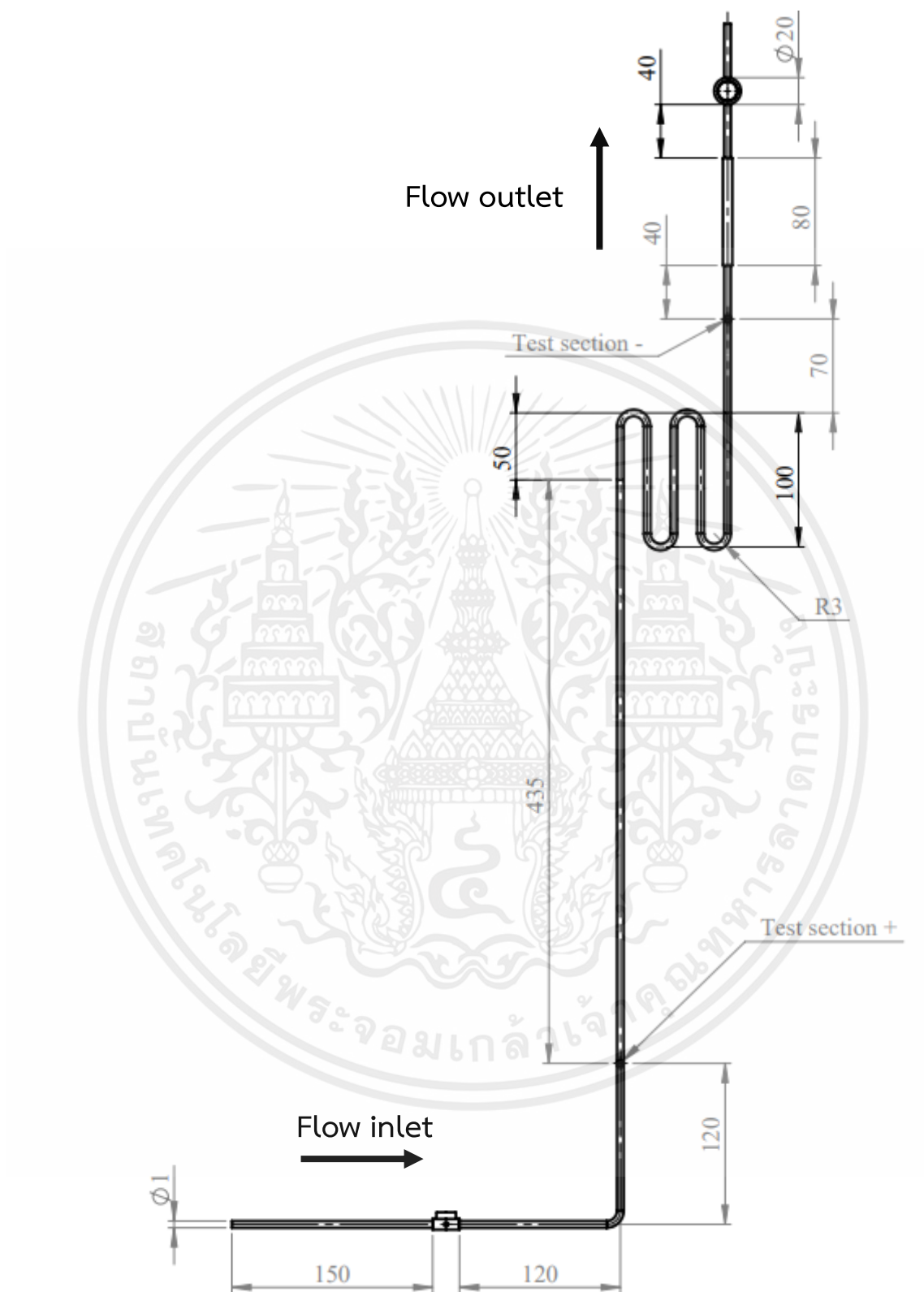
รูปที่ 3.18 Thermometer

3.1.21 Sight glass ทำหน้าที่ไว้ตรวจเช็คสารทำความเย็นในระบบว่าสารทำความเย็นขาดหรือไม่



รูปที่ 3.19 Sight glass

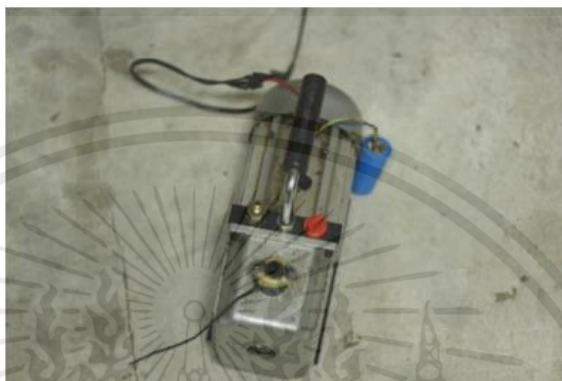
3.1.22 ชุดทดลอง (Test section) จะใช้เป็นท่อสแตนเลสขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mm. ความยาว 1247 mm. โดยการทดลองนั้นเราจะป้อนกระแสไฟฟ้า จาก DC Power Supply ไปยังท่อสแตนเลสเพื่อให้เกิดความร้อนและทำให้สารทำความเย็นเกิดการเดือดจนเกิดฟอง ขึ้นและทำการป้อนกระแสไฟฟ้าที่ทางออกอีกครั้งเพื่อให้สารทำความเย็นเกิดการเปลี่ยนแปลงเป็น รูปแบบการไหลชนิดต่างๆ และบันทึกผลการทดลอง



รูปที่ 3.20 ชุดทดลอง (Test section)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.23 เครื่องทำสุญญากาศภายในระบบ เพื่อที่จะทำให้บรรยากาศภายในระบบต่ำกว่า atm เพื่อเวลาที่เติมสารทำความเย็นเข้าสู่ในระบบสารจะสามารถไหลเข้าได้ง่าย และเพื่อป้องกันสารค้างในระบบเนื่องจากบางที่สารอาจจะติดอยู่ที่ขอบของท่อทองแดง เราจึงทำสุญญากาศภายในระบบก่อนจะทำการเติมสารทุกครั้ง



รูปที่ 3.21 เครื่องทำสุญญากาศภายในระบบ

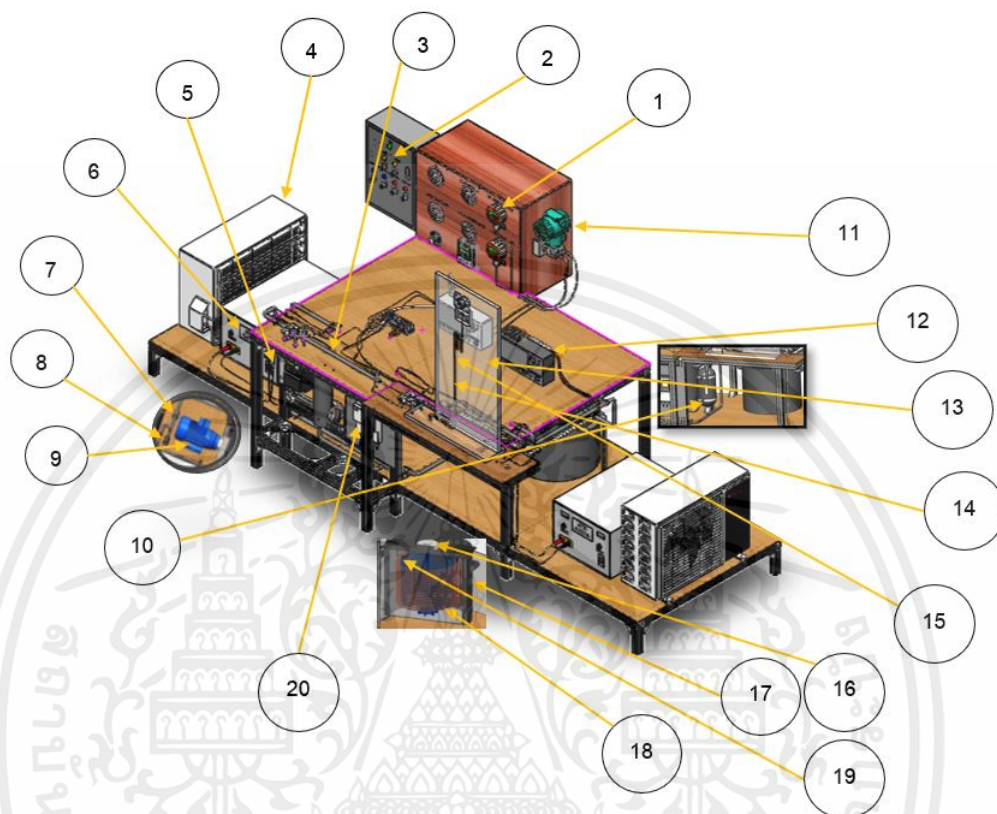
3.1.24 Manifold gauge คือเครื่องมือใช้สำหรับการบริการและการตรวจวิเคราะห์ปัญหาที่เกิดขึ้นในระบบ เช่น การทำสุญญากาศ การเติมสารทำความเย็น การเติมสารหล่อลื่น การตรวจวัด ความดัน การหาอุณหภูมิระเหยและอุณหภูมิความแน่นของสารทำความเย็นในระบบ



รูปที่ 3.22 Manifold gauge

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2 ตำแหน่งของอุปกรณ์



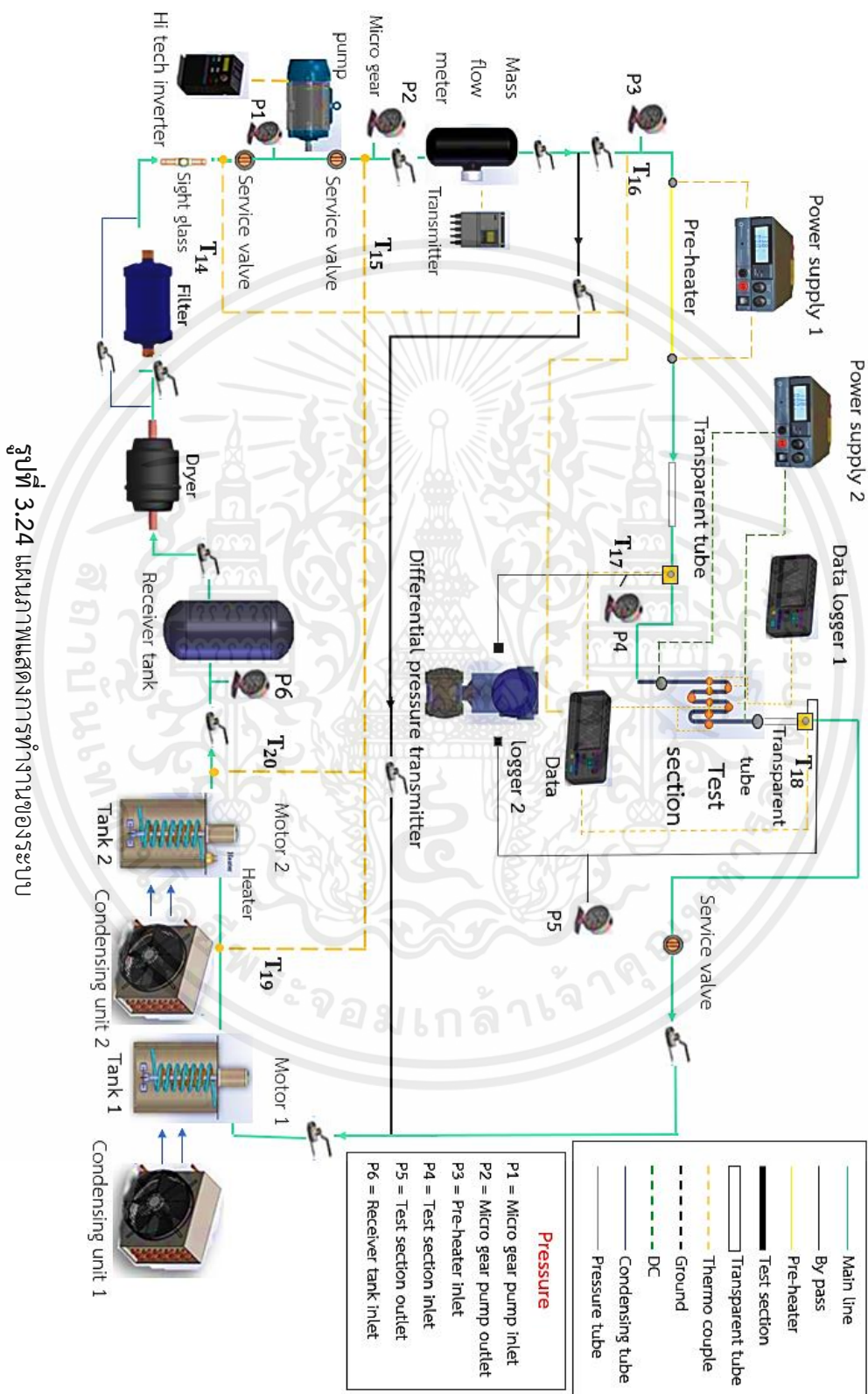
รูปที่ 3.23 แสดงโครงสร้างของอุปกรณ์

จากรูปที่ 3.23 แสดงโครงสร้างของอุปกรณ์ โดยสามารถระบุได้ดังนี้

- | | |
|--------------------------------|---------------------------------------|
| 1. Pressure gauge | 11. Differential pressure transmitter |
| 2. Electrical control box Unit | 12. Data logger |
| 3. Pre-heater | 13. ฉนวน |
| 4. Condensing | 14. Test section |
| 5. Haitec inverter | 15. Thermocouple Type T |
| 6. Power supply (DC) | 16. มอเตอร์ขับใบกวน |
| 7. Filter drier | 17. ถังสแตนเลส |
| 8. Inline filter | 18. ขดคอยล์ร้อน |
| 9. Micro gear pump | 19. ขดคอยล์เย็น |
| 10. Receiver tank | 20. Mass Flow Meter |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3 วงจรการทำงานของอุปกรณ์



รูปที่ 3.24 แผนภาพแสดงการทำงานของระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 3.24 เป็นแผนภาพการทำงานของระบบ การทำงานจะเริ่มจาก Micro gear pump โดยเราจะทำการเปิด Inverter เพื่อควบคุมรอบการทำงานของ Micro gear pump หลังจากนั้น Micro gear pump จะทำการดูดสารทำความเย็น R-134a จาก Receiver tank โดยที่สารทำความเย็น R-134a ที่ออกจาก Receiver tank จะมีสถานะเป็นของเหลว หลังจากนั้นสารทำความเย็นจะผ่านตัวกรองทั้งสองตัวนั่นก็คือ Dryer และ Filter โดย Dryer จะเป็นตัวกรองแบบหยาบและ Filter จะเป็นตัวกรองแบบละเอียด จากนั้นสารทำความเย็น R-134a จะไหลเข้าไปยัง Mass Flow meter โดยหน้าที่ของ Mass Flow meter จะสามารถอ่านค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็น R-134a เพื่อให้สามารถควบคุมค่าอัตราการไหลตามที่ต้องการที่จะทดลองได้ เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่าน Mass Flow meter จะไหลเข้าไปสู่ช่วง Pre-heater ที่ทางเข้าโดยช่วง Pre-heater จะทำการป้อนกระแสไฟฟ้าจาก DC Power Supply เครื่องที่ 1 เข้าไปยัง Pre-heater เพื่อเป็นการเพิ่มอุณหภูมิให้กับสารทำความเย็น R-134a โดยที่สารทำความเย็นนั้นต้องมีอุณหภูมิที่เหมาะสมก่อนเข้าไปยังช่วงชุดทดสอบ (Test-section) หลังจากนั้นสารทำความเย็น R-134a จะไหลเข้าไปยังชุดทดสอบ (Test-section) จะทำการป้อนกระแสไฟฟ้าจาก DC Power Supply เครื่องที่ 2 ไปยัง Pre-heater เพื่อให้สารทำความเย็นเกิดการเดือดจนเป็นสถานะกลายเป็นของผสม (Two Phase) ในส่วนชุดทดสอบจะมี Thermocouple Type T ติดตั้งอยู่เพื่อวัดอุณหภูมิจุดต่างๆในชุดทดสอบ (Test-section) โดยจะมีการวัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ด้วยสายส่งสัญญาณจาก Thermocouple Type T แล้วส่งสัญญาณไปยังเครื่อง Data logger รุ่น GL220 และรุ่น GL800 จากนั้นไปแสดงผลที่ Laptop โดยวัดความดันลดของช่วงชุดทดสอบด้วย Differential pressure transmitter ที่ทางเข้าและทางออกของชุดทดสอบ (Test-section) จะมีท่อเทปลอนที่มีลักษณะโปร่งใสเพื่อสังเกตลักษณะรูปแบบการไหลของสารทำความเย็นในรูปแบบต่างๆและเก็บข้อมูลหลังจากสารทำความเย็นออกจากทางออกชุดทดลองแล้วจะไหลกลับเข้าไปในถังที่ 1 เพื่อทำการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในชุดทดสอบโดยตอนที่สารทำความเย็นออกจากทางออกของชุดทดสอบ (Test-section) จะมีสถานะเป็นของผสม เมื่อสารทำความเย็นเข้าไปยังถังที่ 1 จะเกิดการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิจึงทำให้สารทำความเย็นที่ตอนแรกเป็นของผสมเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว จากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่ถังที่ 2 เพื่อทำการควบคุมอุณหภูมิที่ต้องการและไหลเข้าไปเก็บใน Receiver tank จากนั้น Micro gear pump จะทำการดูดสารทำความเย็นออกจาก Receiver tank และทำงานวนเป็นวัฏจักรจนสิ้นสุดการทดลอง

3.4 ขั้นตอนการทดลอง

1. ทำการตรวจเช็คอุปกรณ์ต่างๆ ภายในระบบให้เรียบร้อยก่อน ว่าพร้อมใช้งานหรือยัง
2. ทำการเปิดวาล์วทุกตัวยกเว้นในส่วนของ Test section เพื่อป้องกันความเสียหายที่เกิดจากแรงดันที่มากเกินไป

3. ทำการเปิดเกียร์ปั๊มเพื่อให้สารทำความเย็นไหลผ่านในส่วนของ By pass จนทั่วระบบ
4. เปิดเครื่องปรับอากาศที่ 1 และ 2 เพื่อควบคุมอุณหภูมิของสารทำความเย็นโดยอุณหภูมิ Condensing Unit 1 จะอยู่ที่ 1-9 °C Condensing Unit 2 อุณหภูมิจะอยู่ที่ 25 °C โดยประมาณ
5. ทำการปิด By Pass และเปิดวาล์วตรงส่วน Test section เพื่อให้สารทำความเย็นเข้าสู่ ชุด Test section
6. ควบคุมอุณหภูมิภายในห้องเพื่อให้เหมาะสมกับความดันที่ต้องการจะเก็บผลคือ 21,26,31 °C โดยประมาณ
7. ทำการเปิดเครื่อง Heater เพื่อเพิ่มความร้อนในถังที่ 2 เพื่อเพิ่มความดันอิ่มตัวในช่วง Test section ตามที่ต้องการคือ 6,7 และ 8 bar
8. หลังจากที่เรารู้ความดันตามที่เรากำลังต้องการที่จะทดลองแล้วให้ทำการปรับรอบของเกียร์ปั๊มเพื่อให้สารทำความเย็นมีอัตราการไหลตามที่เรากำลังต้องการจะเก็บผลคือ 254,381 และ 509 kg/m²s
9. เมื่ออัตราการไหลคงที่ตามค่าที่เราต้องการแล้วให้ทำการป้อนกระแสไฟฟ้าจาก Power supply ตัวที่ 1 ให้กับ Pre-heater เป็นการเพิ่มความร้อนให้สารทำความเย็นก่อนจะเข้า Test section โดยเราจะต้องควบคุมให้คุณภาพไออยู่ที่ 0.01 โดยประมาณ
10. ทำการป้อนกระแสไฟฟ้าจาก Power supply ตัวที่ 2 ให้กับช่วง Test section โดยการเพิ่มไฟฟ้าเราจะทำการค่อยๆป้อนไฟฟ้าเข้าไปทีละนิดเพื่อทำการสังเกตรูปแบบการไหลต่างๆ
11. ทำการบันทึกค่าผลการทดลองที่ได้

3.5 ข้อควรระวังในการทดลอง

1. การเติมสารทำความเย็น R-134a ในการใส่หัวเติมสารควรใช้มือชั้น ไม่ควรใช้ประแจ เพราะท่อส่งเป็นทองแดงซึ่งมีความแข็งแรงน้อยอาจทำให้ขาดได้
2. การปรับ DC Power supply ในแต่ละครั้งนั้น ควรที่จะปรับค่ากระแสอย่างระมัดระวังเพื่อหลีกเลี่ยงการเกิดความเสียหายจากการค่ากระแสเกินจากที่ต้องการทดลองได้ทำให้อุณหภูมิคาดเคลื่อนได้
3. การเลือกช่วงเวลาทำการทดลองควรเลือกทดลองช่วงเวลากลางคืน เพราะเวลากลางคืนนั้นสามารถควบคุมอุณหภูมิได้ดีกว่า และมีการใช้ไฟฟ้าน้อยจะทำให้หลีกเลี่ยงการเกิดปัญหาไฟฟ้าไม่พอหรือไฟฟ้าตก และไฟฟ้าที่ป้อนจาก DC Power supply จะมีความเสถียรมากกว่าทดลองช่วงกลางวัน
4. เมื่อเลิกทดลองควรทำให้อุณหภูมิในอุปกรณ์ต่างๆที่มีอุณหภูมิสูงมีอุณหภูมิที่เย็นลงก่อนที่ จะทำการปิดเครื่องและให้ปิดวาล์วที่ทางเข้าและทางออกของ Receiver tank และชุดทดสอบ ที่ชุด ทดสอบ ควรเปิด By pass เพื่อไม่ให้ความดันระบบสูงเกินไปและเป็นการ Safety ด้วย

5.เมื่อเกิดไฟฟ้าตกหรือไฟฟ้าดับควรรีบกดปุ่ม Safety switch โดยทันทีเพื่อป้องกันอุปกรณ์ไฟฟ้าของเครื่องเกิดความเสียหาย

6.ในการบันทึกผลควรทำให้ค่าอุณหภูมิให้คงที่โดยเราสามารถดูอุณหภูมิได้ที่ Data logger หรือดูจากโปรแกรม GL220 และ GL800 เมื่ออุณหภูมิคงที่แล้วจึงจะบันทึกผลการทดลองได้

7.ควรสังเกตความดันที่ทางเข้าและทางออกของ Micro gear pump ควรไม่ให้ต่างกันเกิน 5 bar โดยสามารถดูได้ที่เกจวัดความดัน PUMP INLET (P1) และ PUMP OUTLET (P2) ถ้าต่างกันควรทำการตรวจเช็คให้เรียบร้อยก่อน จึงค่อยทำการทดลอง

8.การเติมสารทำความเย็น R-134a ในการใส่หัวเติมสารควรใช้มือขัน ไม่ควรใช้ประแจ เพราะท่อส่งเป็นทองแดงซึ่งมีความแข็งแรงน้อยอาจทำให้ขาดได้



บทที่ 4

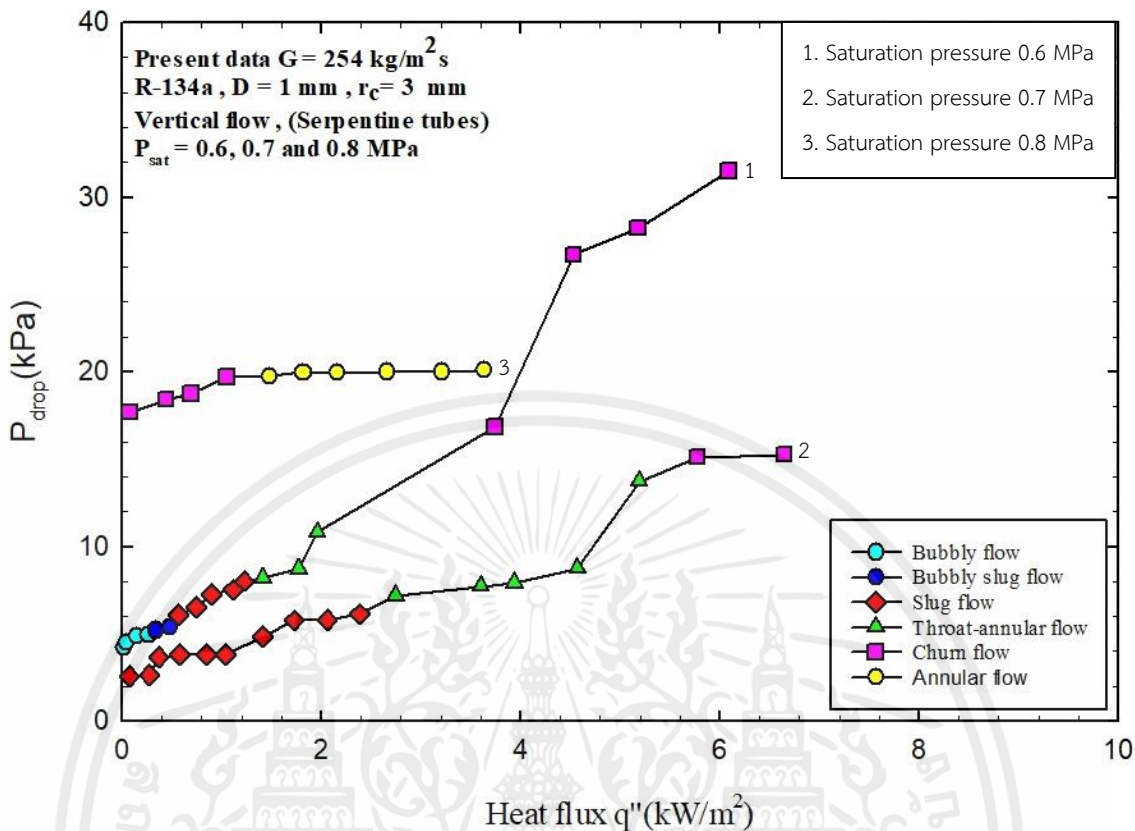
ผลการวิเคราะห์ข้อมูล

การทดลองการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow)

การทดลองการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow) เพื่อการศึกษาหลักการทำงานของอุปกรณ์และหน้าที่ของอุปกรณ์ต่างๆ ที่ใช้ในการทดลอง เพื่อที่จะนำความรู้ไปทำการทดลอง การไหลแบบ Two phase flow ภายในท่อเซอร์เพนไทน์แบบไมโครเซนแนล เพื่อศึกษาการหาค่าความดันลดลงของสารทำความเย็น R-134a ขณะเกิดการเดือดภายในท่อเซอร์เพนไทน์แบบไมโครเซนแนล และเพื่อศึกษารูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R-134a ขณะเกิดการเดือดภายในท่อเซอร์เพนไทน์แบบไมโครเซนแนล ในแนวตั้งที่ขนานกับแรงโน้มถ่วง

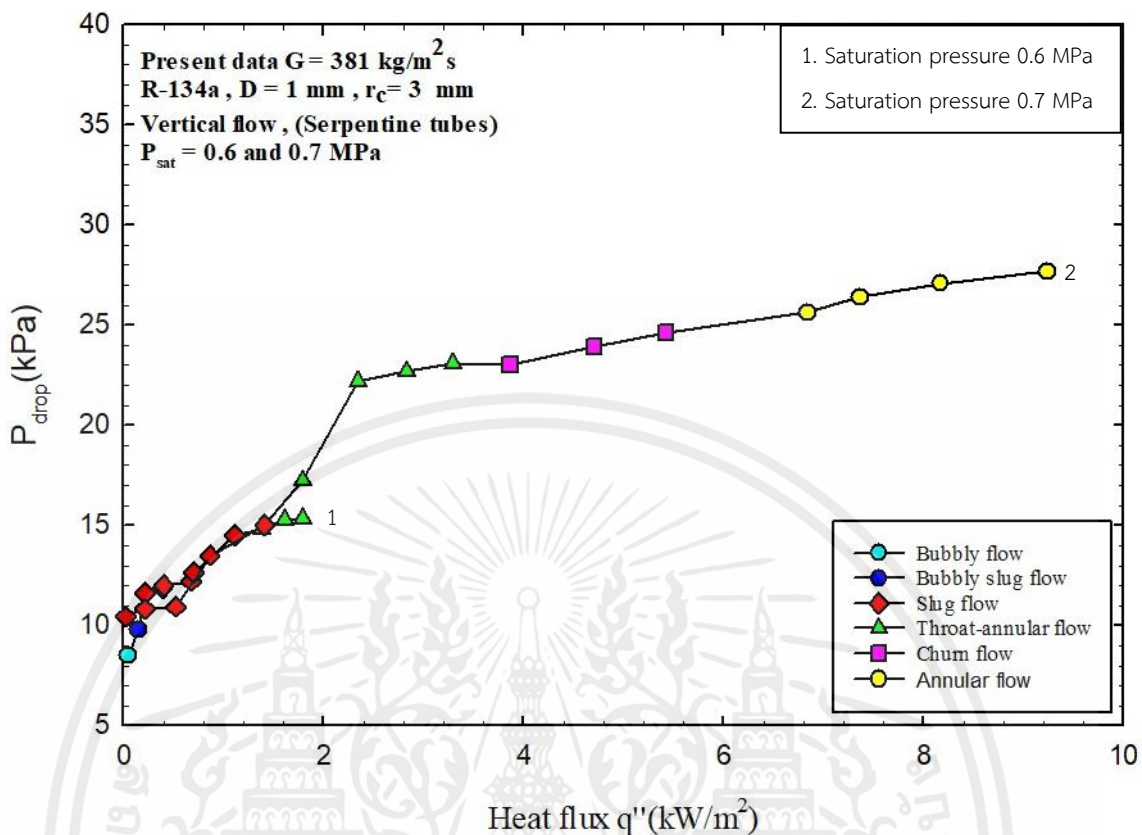
4.1 ผลการทดลองความดันลดแสดงรูปแบบการไหล

โดยจะแสดงเป็นกราฟที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อน เพื่อแสดงรูปแบบการไหลในแต่ละช่วงของการทดลอง



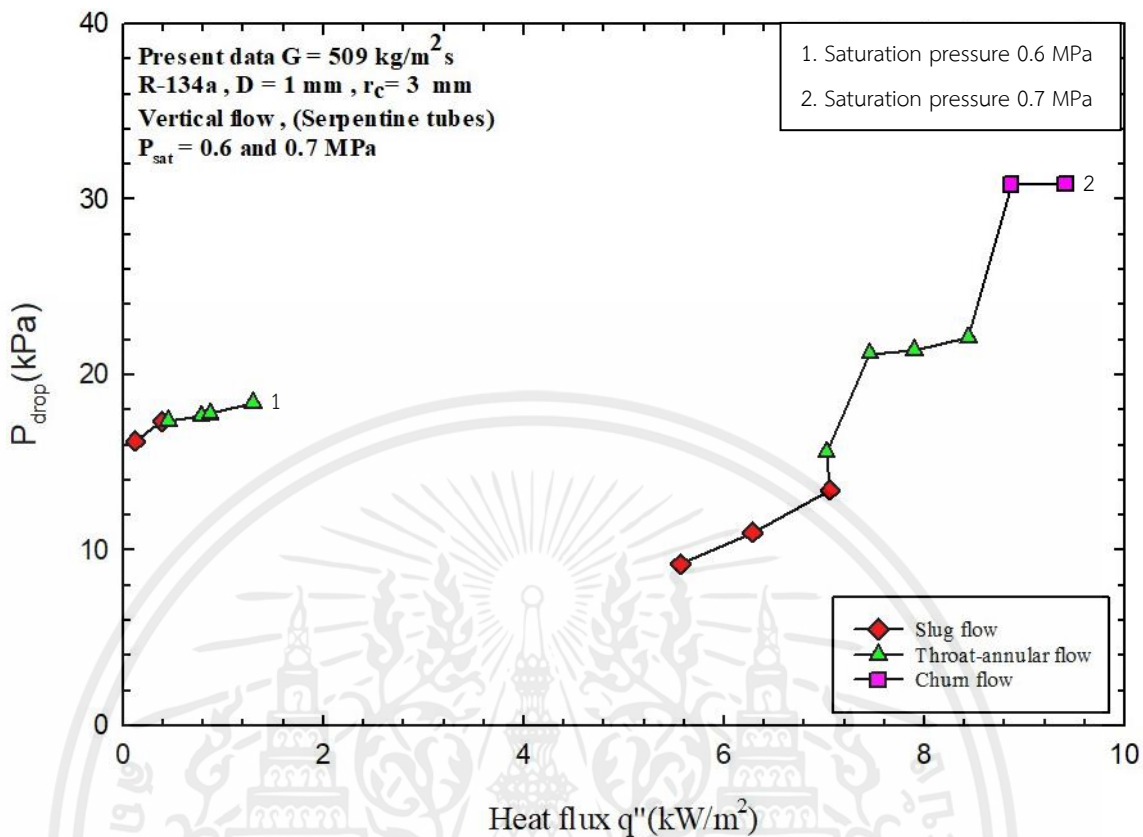
รูปที่ 4.1 รูปแบบการไหลแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ $254 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดันอิ่มตัว $0.6, 0.7$ และ 0.8 MPa

จากผลการทดลองรูปที่ 4.1 จากการทดลองความดันอิ่มตัว (Saturation Pressure) $0.6, 0.7$ และ 0.8 MPa ฟลักซ์มวล (Mass flux) $254 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่มีการไหลภายในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าจะเกิดรูปแบบการไหล Slug flow เกิดความดันลดต่ำสุด ในส่วนของรูปแบบการไหล Churn flow จะเกิดความดันลดสูงสุด และผลการทดลองรูปที่ 4.1 เกิดความดันลดต่ำสุดที่ $P_{sat} = 0.7 \text{ MPa}$ เท่ากับ 2.55 kPa และเกิดความดันลดสูงสุดที่ $P_{sat} = 0.6 \text{ MPa}$ เท่ากับ 31.49 kPa



รูปที่ 4.2 รูปแบบการไหลแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดันอิ่มตัว 0.6 และ 0.7 MPa

จากผลการทดลองรูปที่ 4.2 จากการทดลองความดันอิ่มตัว (Saturation Pressure) 0.6 และ 0.7 MPa ฟลักซ์มวล (Mass flux) $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่มีการไหลภายในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าจะเกิดรูปแบบการไหล Bubbly flow เกิดความดันลดต่ำสุด ในส่วนของรูปแบบการไหล Churn flow จะเกิดความดันลดสูงสุด และผลการทดลองรูปที่ 4.1 เกิดความดันลดต่ำสุดที่ $P_{\text{sat}} = 0.6 \text{ MPa}$ เท่ากับ 8.5 kPa และเกิดความดันลดสูงสุดที่ $P_{\text{sat}} = 0.7 \text{ MPa}$ เท่ากับ 27.68 kPa

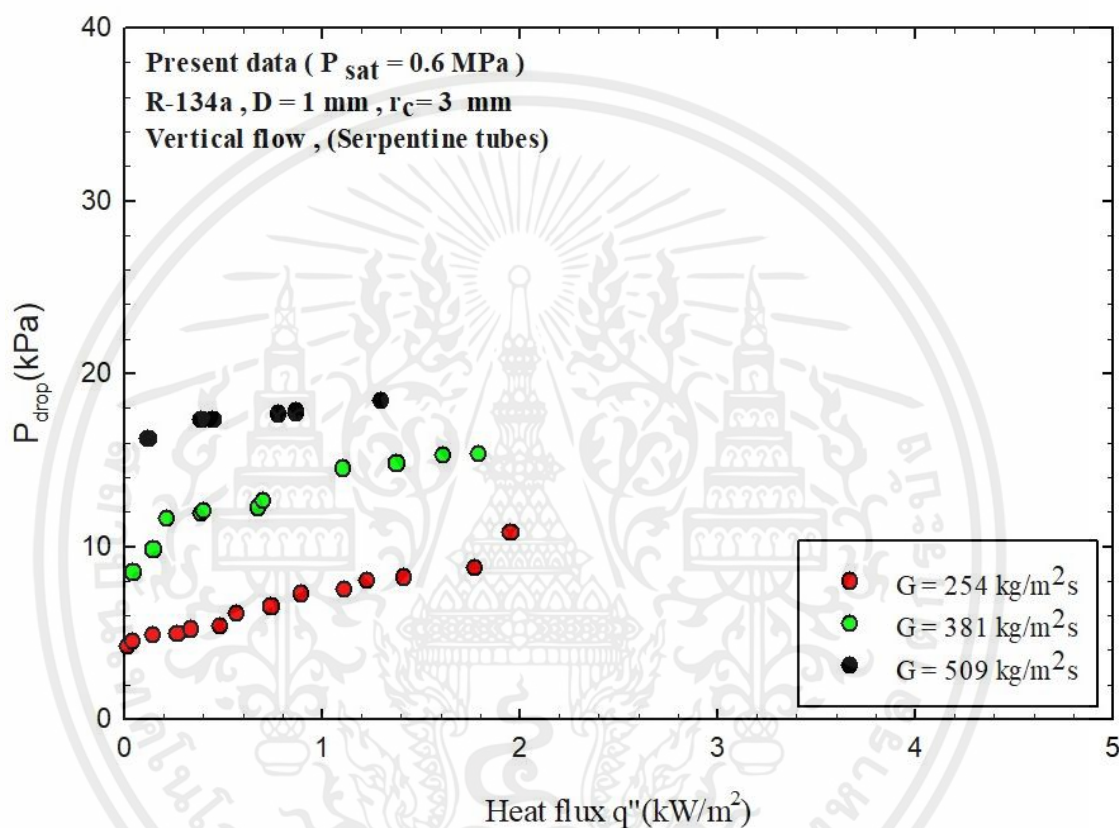


รูปที่ 4.3 รูปแบบการไหลแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ $509 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดันอิ่มตัว 0.6 และ 0.7 MPa

จากผลการทดลองรูปที่ 4.3 จากการทดลองความดันอิ่มตัว (Saturation Pressure) 0.6 และ 0.7 MPa ฟลักซ์มวล (Mass flux) $509 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่มีการไหลภายในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง(Gravity) พบว่าจะเกิดรูปแบบการไหล Slug flow เกิดความดันลดต่ำสุด ในส่วนของรูปแบบการไหล Churn flow จะเกิดความดันลดสูงสุด และผลการทดลองรูปที่ 4.1 เกิดความ

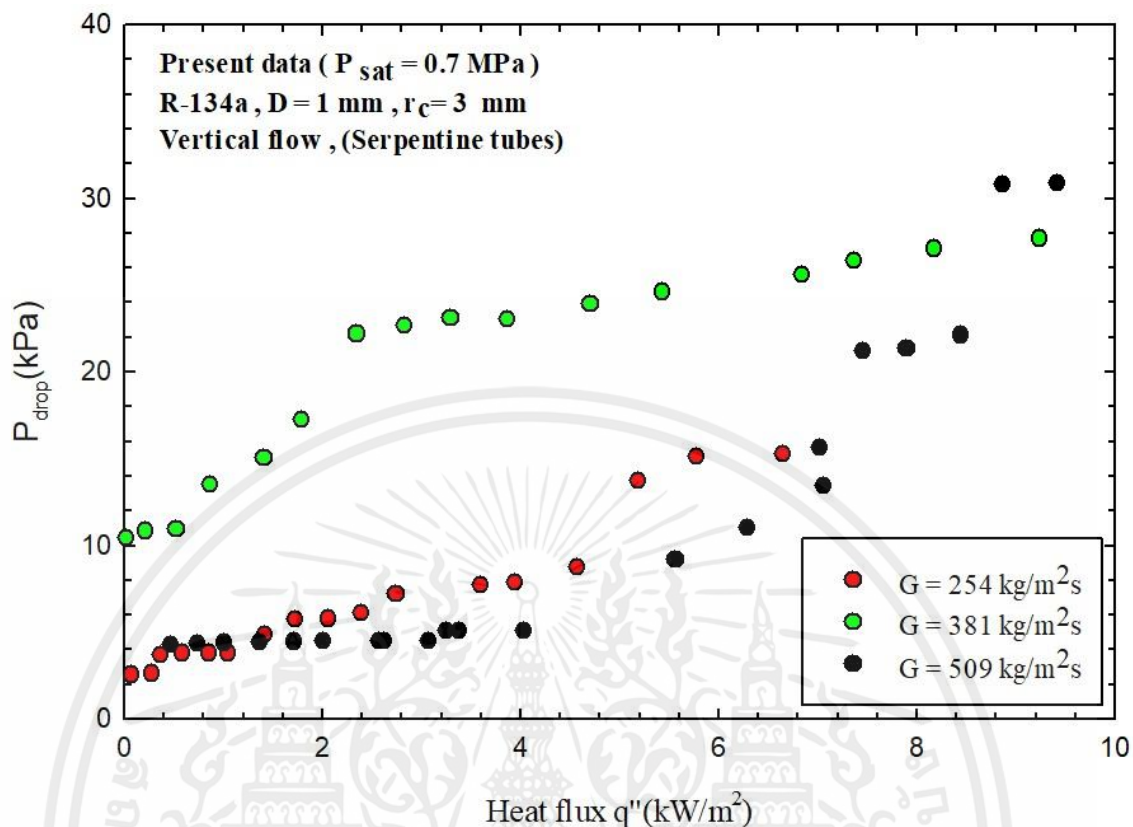
4.2 ผลการทดลองความดันลด Pressure drop แบบการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow)

โดยแสดงเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ที่ความดันอิ่มตัวคงที่ 0.6 ,0.7 และ0.8 MPa โดยมีค่าฟลักซ์มวล 254 , 381 และ 509 kg/m²s เพื่อแสดงให้เห็นถึงความแตกต่างของความดันลด



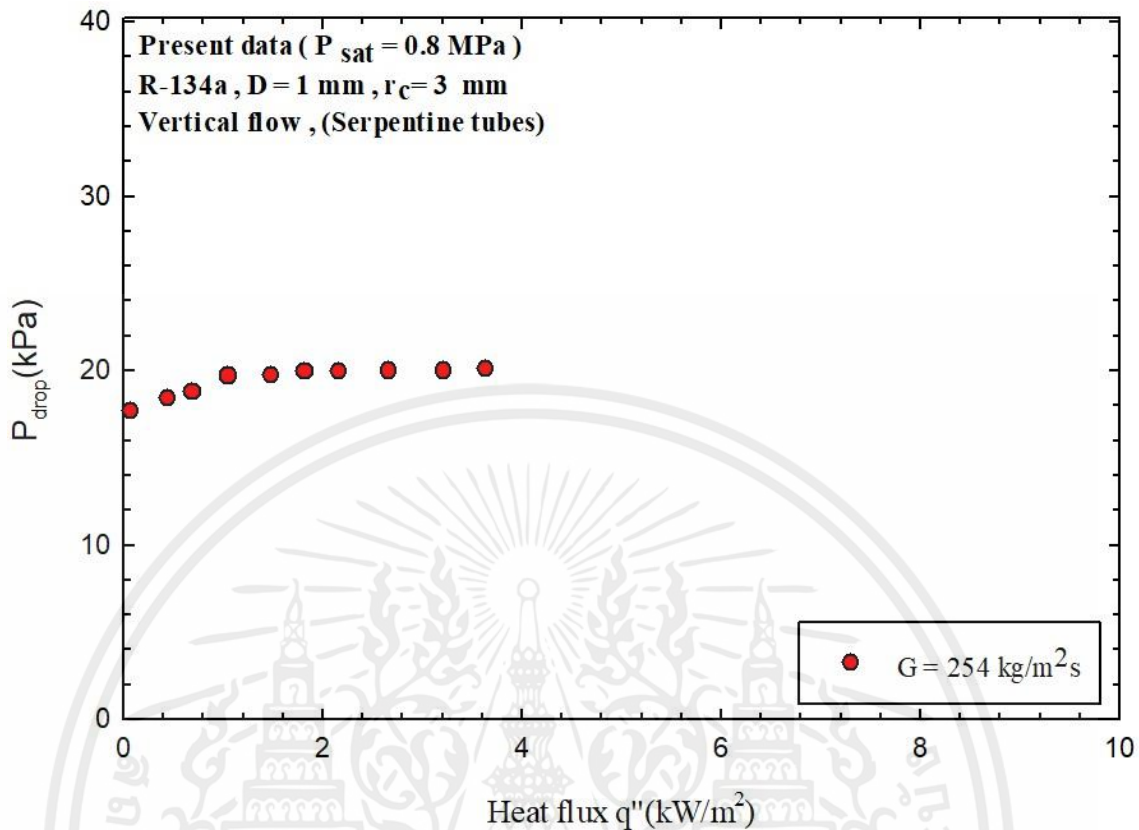
รูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัวคงที่ 0.6 MPa มีค่า ฟลักซ์มวล 254, 381 และ 509 kg/m²s

จากผลการทดลองรูปที่ 4.4 จากการทดลองความดันอิ่มตัว (Saturation Pressure) 0.6 MPa ฟลักซ์มวล(Mass flux) 254 , 381 และ 509kg/m²s ที่มีการไหลภายในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง(Gravity) พบว่าเกิดความดันลด Pressure drop ต่ำที่สุดที่ฟลักซ์มวล (Mass flux) 254 MPa คือ 4.22 kPa และสูงสุดสูงสุดที่ฟลักซ์มวล(Mass flux) 509 MPa คือ 18.42 kPa



รูปที่ 4.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัวคงที่ 0.7 MPa มีค่า ฟลักซ์มวล 254 , 381 และ 509 kg/m²s

จากผลการทดลองที่ 4.5 จากการทดลองความดันอิ่มตัว (Saturation Pressure) 0.7 MPa ฟลักซ์มวล (Mass flux) 254 , 381 และ 509 kg/m²s ที่มีการไหลภายในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าเกิดความดันลด Pressure drop ต่ำที่สุดที่ฟลักซ์มวล (Mass flux) 381 MPa เท่ากับ 4.30 kPa และสูงสุดที่ฟลักซ์มวล (Mass flux) 509 MPa เท่ากับ 30.89 kPa

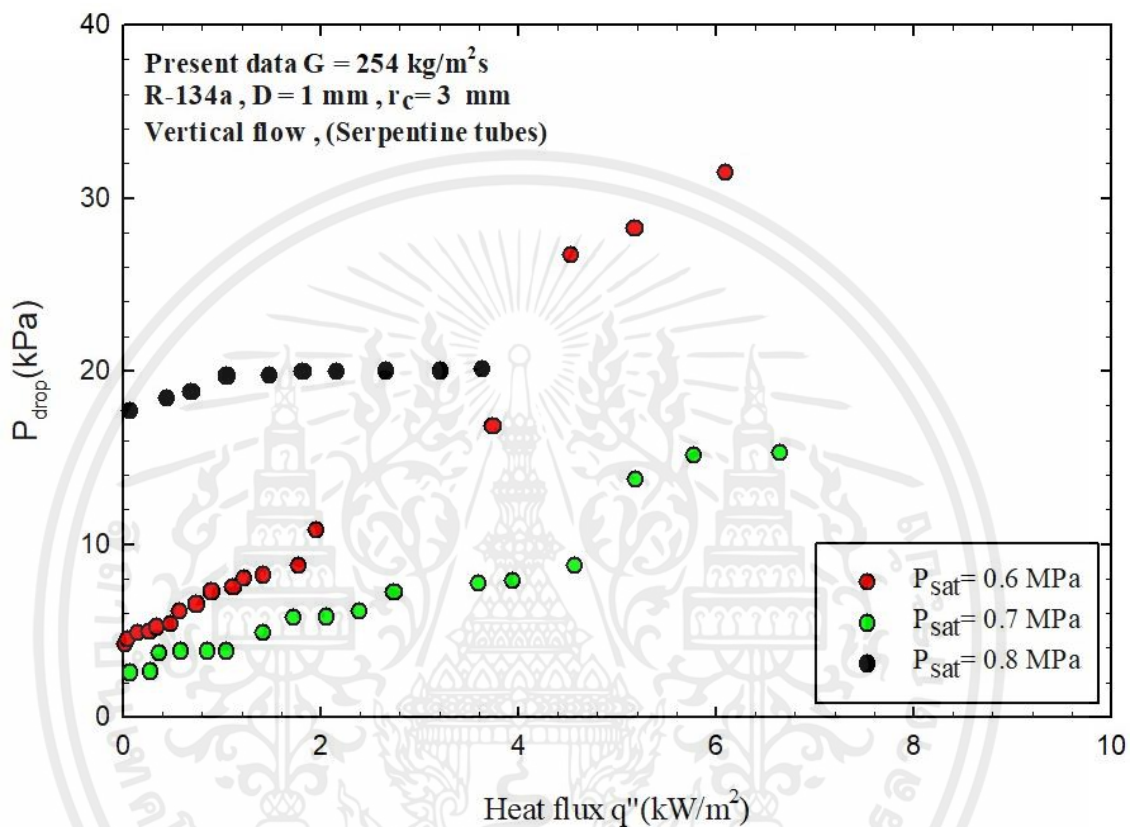


รูปที่ 4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัวคงที่ 0.8 MPa มีค่า ฟลักซ์มวล $254 \text{ kg/m}^2\text{s}$

จากผลการทดลองที่ 4.6 จากการทดลองความดันอิ่มตัว (Saturation Pressure) 0.8 MPa ฟลักซ์มวล (Mass flux) $254 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่มีการไหลภายในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าเกิดความดันลด Pressure drop ต่ำที่สุดที่ฟลักซ์มวล (Mass flux) $254 \text{ kg/m}^2\text{s}$ เท่ากับ 17.69 kPa และสูงสุดที่ 20.08 kPa

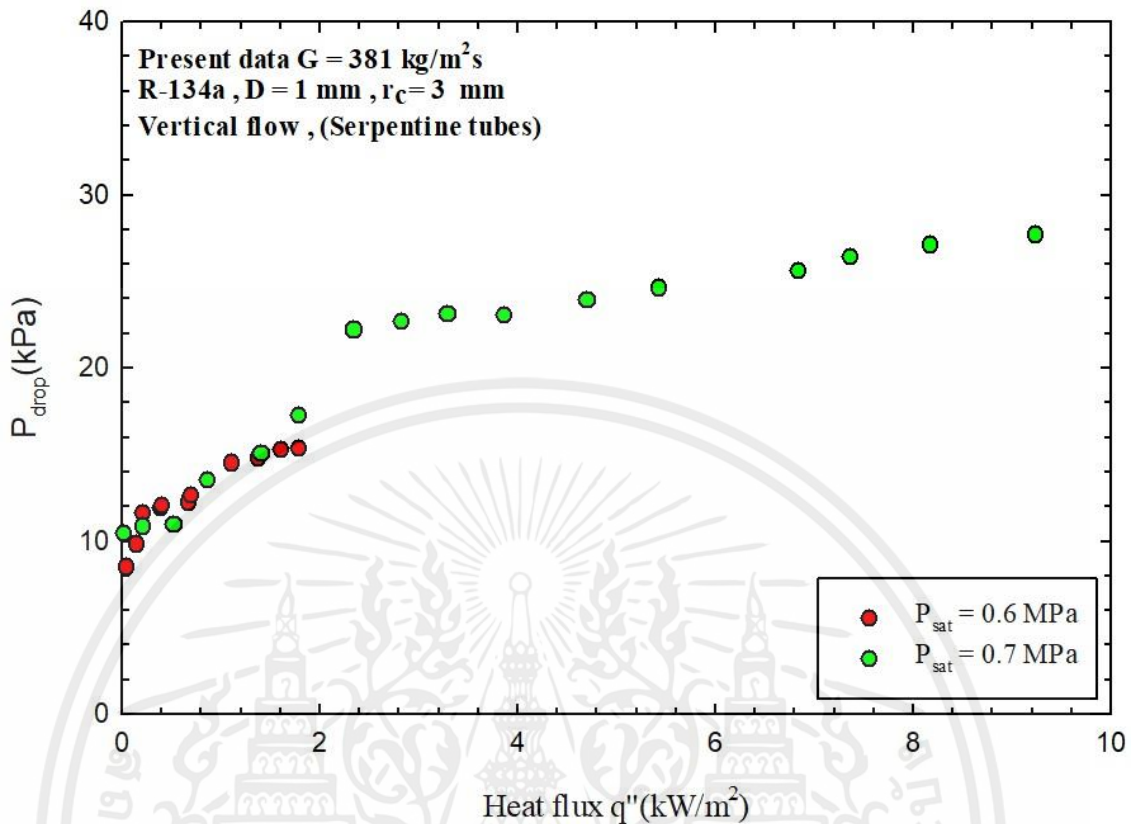
4.3 ผลการทดลองความดันลด Pressure drop ที่ค่าฟลักซ์มวลคงที่ (Mass flux)

โดยเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ที่ฟลักซ์มวลคงที่ ตามความดันอิ่มตัว 0.6 ,0.7 และ 0.8 MPa เพื่อแสดงให้เห็นถึงความแตกต่างของความดันลด Pressure drop ของแต่ละความดันในหนึ่งฟลักซ์มวล



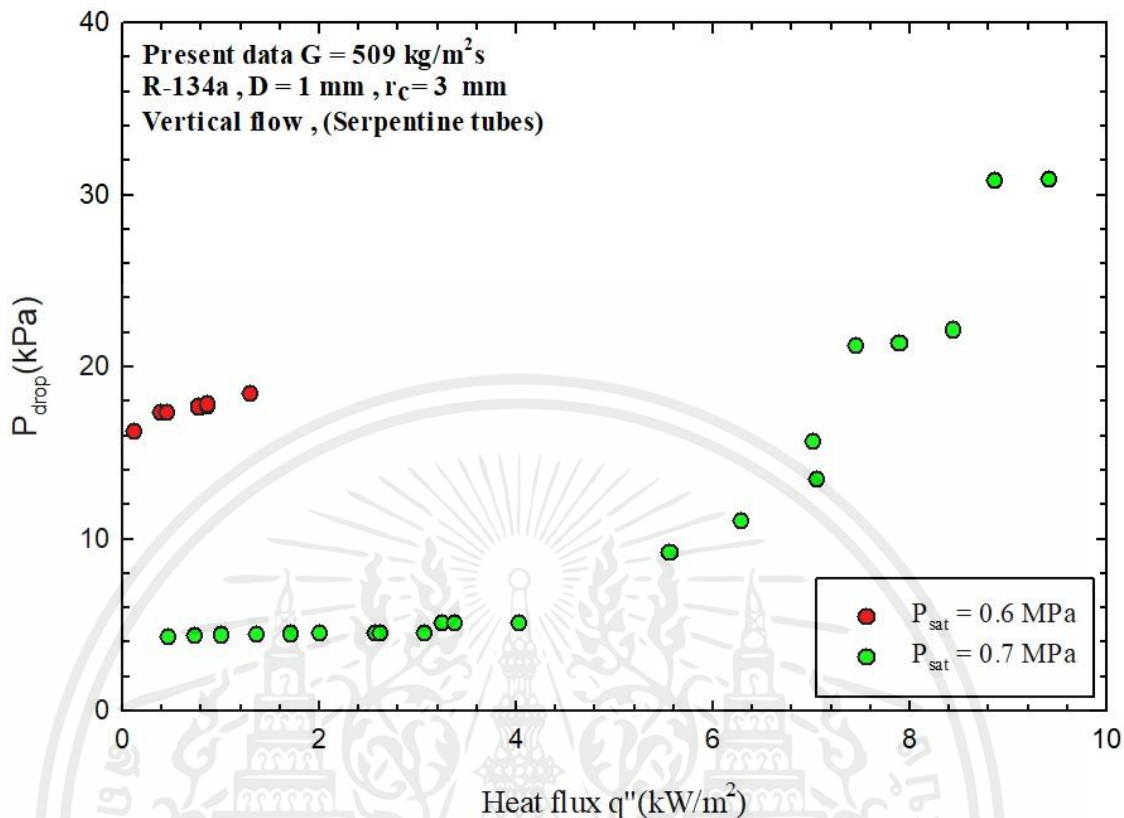
รูปที่ 4.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดกับค่าฟลักซ์ความร้อน ที่ฟลักซ์มวล 254 kg/m²s โดยใช้ความดันอิ่มตัว 0.6 ,0.7 และ 0.8 MPa

จากผลการทดลองรูปที่ 4.7 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) ที่ 254 kg/m²s ที่ความดันอิ่มตัว (Saturation Pressure) 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa มีการไหลภายในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางไหลที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าเกิดความดันลด Pressure drop ต่ำที่สุดที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa เท่ากับ 2.55 kPa และสูงสุดความดันอิ่มตัว 0.6 MPa เท่ากับ 20.08 kPa



รูปที่ 4.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันตกกับค่าฟลักซ์ความร้อน ที่ฟลักซ์มวล $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$ โดยใช้ความดันอิ่มตัว 0.6 และ 0.7 MPa

จากผลการทดลองรูปที่ 4.8 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) ที่ $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดันอิ่มตัว (Saturation Pressure) 0.6 และ 0.7 MPa มีการไหลภายในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าพบว่าการเกิดความดันลด Pressure drop ต่ำที่สุดความดันอิ่มตัว 0.6 MPa เท่ากับ 8.50 kPa และสูงสุดความดันอิ่มตัว 0.7 MPa เท่ากับ 27.68 kPa



รูปที่ 4.9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันกับค่าฟลักซ์ความร้อน ที่ฟลักซ์มวล $509 \text{ kg/m}^2\text{s}$ โดยใช้ความดันอิ่มตัว 0.6 และ 0.7 MPa

จากผลการทดลองที่ 4.9 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) ที่ $509 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดันอิ่มตัว (Saturation Pressure) 0.6 และ 0.7 MPa มีการไหลภายในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลที่ขนานกับสนามความโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าพบว่าการเกิดความดันลด Pressure drop ต่ำที่สุดความดันอิ่มตัว 0.7 MPa เท่ากับ 4.30 kPa และสูงสุดความดันอิ่มตัว 0.7 MPa เท่ากับ 30.89 kPa

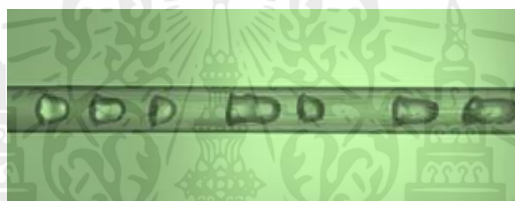
4.4 รูปแบบลักษณะการไหล Flow pattern ทั้ง 6รูปแบบ

การไหลแบบ Bubbly flow ที่เกิดขึ้นมักเกิดที่ความเร็วค่อนข้างต่ำและความร้อนต่ำ มีลักษณะเป็นฟองเกิดขึ้นเมื่อสารทำความเย็นได้รับฟลักซ์ความร้อนจนเกิดการเดือด จะเกิดลักษณะมีการไหลเป็นฟองแก๊สขนาดเล็กที่ไหลอยู่ค่อนข้างไปทางส่วนบนของท่อเนื่องจากฟองแก๊สมีความหนาแน่นน้อยกว่าของเหลว จึงลอยตัว



รูปที่ 4.10 การไหลแบบ Bubbly flow

การไหลแบบ Bubbly slug flow โดยการไหลแบบ Bubbly slug flow ที่เกิดขึ้นมักเกิดที่ความเร็วค่อนข้างต่ำ และค่าความร้อนต่ำ มีลักษณะคล้ายหัวกระสุนเป็นฟองสั้นๆขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ซึ่งฟองของสารทำความเย็นจะเกิดบริเวณตรงกลางช่อง โดยจะถูกแยกออกจากผนังช่องฟิล์มของเหลว เกิดจากการรวมตัวของฟองแก๊สขนาดเล็กหลายๆ ลูกของ Bubbly flow ทำให้เกิดเป็นฟองแก๊สที่มีขนาดใหญ่และยาวขึ้น



รูปที่ 4.11 การไหลแบบ Bubbly slug flow

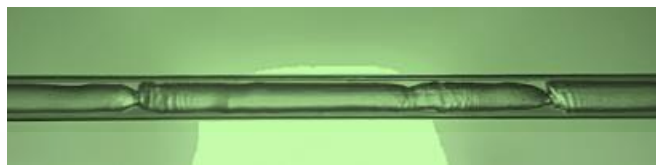
การไหลแบบ Slug flow โดยการไหลแบบ Slug flow ที่เกิดขึ้นมักเกิดที่ความเร็วค่อนข้างต่ำ และค่าความร้อนต่ำ ซึ่งมีลักษณะคล้ายหัวกระสุนเป็นฟองยาวกว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ฟองของสารทำความเย็นจะเกิดบริเวณตรงกลางช่อง โดยจะถูกแยกออกจากผนังช่องฟิล์มของของเหลว เกิดลักษณะการไหลของฟองแก๊สที่ยาวเป็นกลุ่มโดยที่มีหัวของฟองแก๊สที่เหมือนหัวกระสุนและมีเส้นผ่านศูนย์กลางของฟองแก๊สเต็มขนาดของท่อ



รูปที่ 4.12 การไหลแบบ Slug flow

การไหลแบบ Throat-annular flow จะมีความเร็วค่อนข้างต่ำเหมือน Slug flow แต่จะมีค่าความร้อนที่สูงกว่า ซึ่งจะทำให้เกิดฟองยาวหลายๆ ฟองเชื่อมต่อกันจนเป็นฟองยาว มีลักษณะของฟอง

แก๊สที่เป็นคอคอด ที่เกิดจาก Slug flow มาชนกันและรวมตัวกัน แต่จะมีบางส่วนของแก๊สที่รวมกันไม่เต็มเป็นคอคอด



รูปที่ 4.13 การไหลแบบ Throat-annular flow

การไหลแบบ Churn flow จะเป็นการไหลที่มีความเร็วของสารทำความเย็นค่อนข้างสูง ทำให้ลักษณะการไหลที่ปั่นป่วน ที่ทำให้ความเร็วของแก๊สสูงมากจนทำให้เส้นผ่านศูนย์กลางของแก๊สลดลง จึงทำให้ฟองแก๊สแยกตัวจากกัน



รูปที่ 4.14 การไหลแบบ Churn flow

การไหลแบบ Annular flow จะเห็นว่าเมื่อฟองแก๊สรวมตัวกันมากๆ จะเริ่มเกิดฟิล์มของขอเหลว และมีการไหลเป็นวงแหวนรอบผนังท่อ



รูปที่ 4.15 การไหลแบบ Annular flow

บทที่ 5

สรุปผลการทดลอง และข้อเสนอนแนะ

5.1 สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองที่ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa โดยให้ฟลักซ์มวลคงที่ ที่ 254 , 381 และ 509kg/m²s ดังนี้

1. จากการทดลองพบว่าฟลักซ์ความร้อนมีผลต่อรูปแบบการไหลและความดันลด ความดันลดจะสูงขึ้นเมื่อความดันอิ่มตัวสูงขึ้น
2. ค่าความดันอิ่มตัวมีผลต่อความดันลด ความดันลดจะสูงขึ้นเมื่อความดันอิ่มตัวสูงขึ้น จึงพบรูปแบบการไหลทั้งหมด 6 รูปแบบ คือ Bubbly flow, Bubbly slug flow, Slug flow, Throat-annular flow, Churn flow และ Annular flow
3. จากการทดลองในแต่ละค่า Mass flux 254, 381 และ 509 kg/m²s ค่าความดันอิ่มตัว (Saturation Pressure) คงที่ 0.6, 0.7 และ 0.8 MPa
 - ความดันอิ่มตัวที่ 0.6 Mpa ที่ฟลักซ์มวลคงที่ 509 kg/m²s พบความดันลดที่เกิดขึ้นสูงสุด
 - ความดันอิ่มตัวที่ 0.7 Mpa ที่ฟลักซ์มวลคงที่ 381 kg/m²s พบความดันลดที่เกิดขึ้นสูงสุด
 - ความดันอิ่มตัวที่ 0.8 Mpa ที่ฟลักซ์มวลคงที่ 254 kg/m²s พบความดันลดที่เกิดขึ้นสูงสุด
4. สรุปได้ว่า ความดันอิ่มตัว P 0.7 MPa ค่าฟลักซ์มวลที่ 381 kg/m²s มีค่าความดันลดที่เหมาะสมต่อการใช้ในอุปกรณ์ แต่โดยรวมแล้วการใช้งานของอุปกรณ์ต่างๆ ล้วนมีความต้องการใช้ความดันลดที่แตกต่างกันไป

5.2 ปัญหาที่พบเจอและแนวทางการแก้ไขปัญหา

1. ตรวจพบการรั่วซึมของสารทำความเย็น ที่ ท่อไฮบริดบริเวณ ทางเข้าและทางออกของ Test section เนื่องจากในระบบมีความดันที่สูง และมีความร้อน ท่อไฮที่ติดตั้งไว้นั้น มีการรั่วซึมอยู่บ่อยครั้ง
2. ขั้นตอนในการเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบใช้เวลา 4-6 ชั่วโมง เพราะขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อมีขนาดเล็ก และอยู่ในแนวตั้ง ทำให้สารทำความเย็นไหลเข้าจนเต็มระบบใช้เวลานาน

3. การควบคุมอัตราการไหล (Mass flow rate) ควบคุมค่อนข้างยาก เนื่องจากชุด Test section อยู่ในแนวตั้ง และต้องรออุณหภูมิกับความดันคงที่เสียก่อน จึงจะควบคุมอัตราการไหลได้ และควร Set zero ทุกครั้งก่อนทำการทดลอง

4. ในการติดตั้ง Thermocouple Type T ทั้ง 18 จุด มีการทับกันของปลายสาย Thermocouple ซึ่งอาจเกิดความผิดพลาดของการวัดอุณหภูมิได้และอาจเกิดการช็อตของระบบได้

5. ในระหว่างการทดลอง ค่า Mass flow rate ไม่คงที่ เพราะระบบมีการให้ความร้อน จึงควบคุมอัตราการไหลได้ค่อนข้างยาก

6. การควบคุมอุณหภูมิและความดัน ควบคุมได้ค่อนข้างยาก เนื่องจากต้องรอให้อุณหภูมิคงที่จึงจะเริ่มการทดลอง

7. การเข้ครอยรั่วของระบบทำได้ค่อนข้างยาก ซึ่ง จะเกิดตามช่วง ข้อต่อ วาล์ว ซึ่งเป็นจุดเล็กๆ ต้องใช้น้ำฟองสบู่ในการตรวจเช็คและแก้ไข และสังเกตการลดลงของความดัน Pressure gauge ควบคู่ไปด้วย

8. การสังเกตรูปแบบการไหล ไม่สามารถดูด้วยตาเปล่า และท่อใส่ที่ไว้สังเกตอัตราการไหล ติดตั้งอยู่สูง ทำให้ต้องมีการติดตั้งอุปกรณ์จับยึดกล้องถ่ายภาพ และติดตั้งไฟส่องสว่าง และต้องใช้เลนส์ macro x10 เพื่อความคมชัดในการถ่ายภาพ

9. ค่า Mass flow rate ไม่ถึงค่าที่กำหนดไว้ เนื่องจาก ชุด Test section อยู่ในแนวตั้ง มีผลของค่าแรงโน้มถ่วง และขนาดของท่อ มีขนาด 1 mm มีการคดเคี้ยวหลายจุด ส่งผลให้ Gear pump สร้างอัตราการไหลได้น้อย จึงทำการทดลองได้ค่อนข้างยาก

10. ระหว่างการทดลอง ค่า Mass flow rate ไม่คงที่ จึงต้องมีการปรับ inverter ขึ้น-ลง เพื่อรักษาค่า Mass flow rate ให้ได้ตามค่าที่กำหนดไว้

5.3 ข้อเสนอแนะ

1. ก่อนจะทำการทดลอง ควรศึกษาคู่มือการใช้งานของอุปกรณ์ต่างๆก่อนที่จะทำการทดลอง เพื่อป้องกันการเสียหาย และเกิดอันตรายต่อผู้ทดลองและอุปกรณ์ เพราะอุปกรณ์ต่างๆมีราคาสูง

2. การติดตั้งต่อ Test section ควรใช้อุปกรณ์ในการดัดโค้งต่างๆ เพื่อไม่ให้ท่อมีการเสีรูปร่าง และสร้างอุปกรณ์จับยึดที่แข็งแรง เพื่อไม่ให้เกิดการขยับเพราะอาจเกิดการรั่วจากการจับยึดท่อไม่แน่น

3. การติดตั้ง Thermocouple Type T ทั้ง 18 จุด จะต้องติดตั้งโดยห้ามมีสายใดสายหนึ่งทับกัน และต้องมีฉนวนห่อหุ้มปลายสายทุกสาย เพื่อป้องกันการช็อตของระบบ

4. ก่อนการเติมสารทำความเย็นทุกครั้ง โดยการใช้ แมนิโพลด์เกจ จะต้องไล่อากาศออกทุกครั้ง ก่อนทำการเปิดวาล์วเติมสาร และชั่งน้ำหนักของถังบรรจุสารทำความเย็นก่อน-หลังเติม เพื่อคิดจำนวนสารที่ถูกเติมเข้าระบบแต่ละครั้ง
5. ในการซ่อมรอยรั่วต่างๆ ของข้อต่อ วาล์ว ท่อใส หรือจุดต่างๆ ต้องการบล็อควาล์วบริเวณใกล้เคียงก่อน เพื่อให้สารทำความเย็นรั่วออกน้อยที่สุด และเมื่อซ่อมบำรุงเสร็จ จะต้องแวกคัมระบบ ทุกครั้ง
6. ก่อนทำการเปิด Gear Pump ทุกครั้ง ต้องตรวจสอบวาล์วทุกตัว ว่าเปิดถูกต้อง เพื่อป้องกันการเสียหายของอุปกรณ์ต่างๆในระบบ
7. ในขณะที่ทำการทดลองทุกครั้ง ต้องสังเกต Pressure gauge ที่ P1 และ P2 จะไม่มีความแตกต่างกันของความดันเกิน 5 Bar เพราะจะทำให้เกิดการเสียหายของ Gear pump
8. มีความระมัดระวังในการปรับค่าการจ่ายกระแสไฟตรง (DC Power Supply) เนื่องจาก DC Power Supply มีความไวต่อการตอบสนองในการปรับตั้งค่า อาจทำให้อุปกรณ์ชุดทดลองเสียหายได้
9. ก่อนการทดลอง ควรควบคุมอุณหภูมิห้องให้ได้ก่อน เพื่อเราจะได้ควบคุมอุณหภูมิการทดลองได้ใกล้เคียงที่สุด
10. ก่อนการเติมสารทำความเย็นควรศึกษาวิธีเติมสารทำความเย็นอย่างละเอียดก่อน เพื่อลดการเสียหายและสิ้นเปลืองของสารทำความเย็น และใส่ถุงมือทุกครั้ง เพราะป้องกันอันตรายจากสารทำความเย็น

เอกสารอ้างอิง

- [1] Ong, C. L., & Thome, J. R. (2011). Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 2–Flow boiling heat transfer and critical heat flux. *Experimental thermal and fluid science*, 35(6), 873-886.
- [2] Ong, C. L., & Thome, J. R. (2009). Flow boiling heat transfer of R134a, R236fa and R245fa in a horizontal 1.030 mm circular channel. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(4), 651-663.
- [3] Revellin, R., & Thome, J. R. (2007). A new type of diabatic flow pattern map for boiling heat transfer in microchannels. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 17(4), 788.
- [4] Kandlikar, S. G., & Grande, W. J. (2003). Evolution of microchannel flow passages--thermohydraulic performance and fabrication technology. *Heat transfer engineering*, 24(1), 3-17.
- [5] Saisorn, S., Kaew-On, J., & Wongwises, S. (2011). Two-phase flow of R-134a refrigerant during flow boiling through a horizontal circular mini-channel. *Experimental thermal and fluid* 35(6), 887-895.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1) การหาคำนวนหาค่าพลังงานความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบ (Heat loss)

จะใช้ข้อมูลจากตารางที่ ฉ.3 ผลการทดลองที่ $P_{\text{sat}} = 7 \text{ bar}$ $G = 381 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่อุณหภูมิคงที่ $26 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (ค่าที่ 10) เมื่อค่าการนำความร้อนของฉนวน $\frac{1}{R_{\text{total}}} = 0.0006$ ที่ได้จากพล็อตกราฟ ความสัมพันธ์ระหว่างความแตกต่างของอุณหภูมิของพื้นผิวภายนอกของท่อกับอุณหภูมิห้อง (แกน X) กับ กำลังของพลังงานที่สูญเสียออกจากระบบ (แกน Y)

เมื่อ

$$Q_{\text{loss}} = \frac{T_{s,\text{outer,avg}} - T_{\infty}}{R_{\text{total}}}$$

แทนค่า

$$Q_{\text{loss}} = 0.0006 \times (27.415 - 20)$$

จะได้

$$\therefore Q_{\text{loss}} = 0.0045 \text{ kW/m}^2$$

2 การคำนวณหาค่า Heat flux

จะใช้ข้อมูลจากตารางที่ ฉ.5 ผลการทดลองที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa ฟลักซ์เชิงมวล $254 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่อุณหภูมิ คงที่ $31 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (ค่าที่ 10)

เมื่อ

$$q_{T.S.}'' = \frac{(Q_{T.S.} - Q_{\text{loss}})kW}{\pi D_{\text{inner}} L}$$

แทนค่า

$$q_{T.S.}'' = \frac{(0.006 - 0.00368)kW}{\pi \times 0.001 \text{ m} \times 1.069 \text{ m}}$$

จะได้

$$\therefore q_{T.S.}'' = 0.6914 \text{ kW/m}^2$$

3) การคำนวณหาค่าคุณภาพไอของช่วง Pre-heater (X_4) และ (X_5)

จะใช้ข้อมูลจากตารางที่ ฉ.3 ผลการทดลองที่ $P_{\text{sat}} = 7 \text{ bar}$ $G = 381 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่อุณหภูมิ คงที่ $26 \text{ }^\circ\text{C}$ (ค่าที่ 10)

เมื่อ

$$Q_{ph} = IV = Q_{\text{Sensible heat}} + Q_{\text{latent heat}}$$

และ

$$Q_{\text{Sensible heat}} = \dot{m}C_p(T_3 - T_2)$$

แทนค่า

$$Q_{\text{Sensible heat}} = 0.0003 \text{ kg/s} \times 1.4294 \text{ kJ/kg.k} (26 - 23)^\circ\text{C}$$

จะได้

$$\therefore Q_{\text{Sensible heat}} = 0.00128646 \text{ kW}$$

เมื่อ

$$Q_{\text{latent heat}} = \dot{m}(h_3 - h_{2'})$$

แทนค่า

$$Q_{ph} = IV = \frac{3.4 \text{ A} \times 1.7 \text{ V}}{1000} = 0.00578 \text{ kW}$$

และ

$$h_3 = \frac{q_{ph}}{\dot{m}} \cdot c_p (T_3 - T_2) + h_{f@T_3}$$

$$h_3 = \frac{0.00578}{0.0003} \cdot 1.4294 (26 - 23) + 235.97$$

แทนค่า

จะได้

$$\therefore h_3 = 250.948 \text{ kJ/kg}$$

เมื่อ

$$x_3 = \frac{h_3 - h_{f@T_3}}{h_{fg@T_3}}$$

แทนค่า

$$x_4 = \frac{(250.948 - 235.97) \text{ kJ/kg}}{176.87 \text{ kJ/kg}}$$

จะได้

$$\therefore x_4 = 0.085$$

ช่วง Test section (X_5)

เมื่อ

$$Q_{T.S.} = IV - Q_{loss} = \dot{m}(h_5 - h_4)$$

จะได้

$$Q_{T.S.} = \frac{3.4 \text{ A} \times 1.7 \text{ V}}{1000} = 0.00578 \text{ KW}$$

และ

$$h_5 = \frac{(Q_{T.S.} - Q_{loss})}{\dot{m}} + h_4$$

แทนค่า

$$h_5 = \frac{(0.00578 - 0.00445) \text{ kW}}{0.0003 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} + 235.97 \text{ kJ/kg}$$

จะได้

$$\therefore h_5 = 240.40 \text{ kJ/kg}$$

เมื่อ

$$x_5 = \frac{(h_5 - h_{f@T5})}{h_{fg@T5}}$$

แทนค่า

$$x_5 = \frac{(240.40 - 236.26) \text{ kJ/kg}}{176.68 \text{ kJ/kg}}$$

จะได้

$$\therefore x_5 = 0.234$$

4 การคำนวณหาค่านัสเซลน์มเบอร์ที่ตำแหน่งใดๆ (Local nusselt number)

จะใช้ข้อมูลจากตารางที่ ฉ.3 ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 381 kg/m²s ที่อุณหภูมิคงที่ 26 °C (ค่าที่ 10) เทอโมคัปเปิลตัวที่ 1

เมื่อ

$$Re = \frac{\rho \times v \times D}{\mu}$$

แทนค่า

$$Re = \frac{381 \text{ kg/m}^2\text{s} \times 0.001 \text{ m}}{0.000183 \text{ N.s/m}^2}$$

จะได้

$$\therefore Re = 2081.967$$

เมื่อ

$$T_{f,local\ 1st} = T_{f,inlet} + \frac{q''_{T.S.} \pi d_{inner} x}{\dot{m} C_p}$$

แทนค่า

$$T_{f,local\ 1st} = 26 + \frac{0.3064 \text{ kW/m}^2 \times \pi \times 0.001 \text{ m} \times 0.675 \text{ m}}{0.0003 \text{ kg/m}^2\text{s} \times 1.4294 \text{ kJ/kg.k}}$$

จะได้

$$\therefore T_{f,local\ 1st} = 12.54 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

เมื่อ

$$\alpha_{local\ 1st} = \frac{q''_{T.S.}}{T_{s,in,local\ 1st} - T_{f,local\ 1st}}$$

แทนค่า

$$\alpha_{local\ 1st} = \frac{0.3064 \text{ kW/m}^2}{12.54 \text{ }^{\circ}\text{C} - 26 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

จะได้

$$\therefore \alpha_{local\ 1st} = 9.3976\ kW/m^2\text{°C}$$

เมื่อ

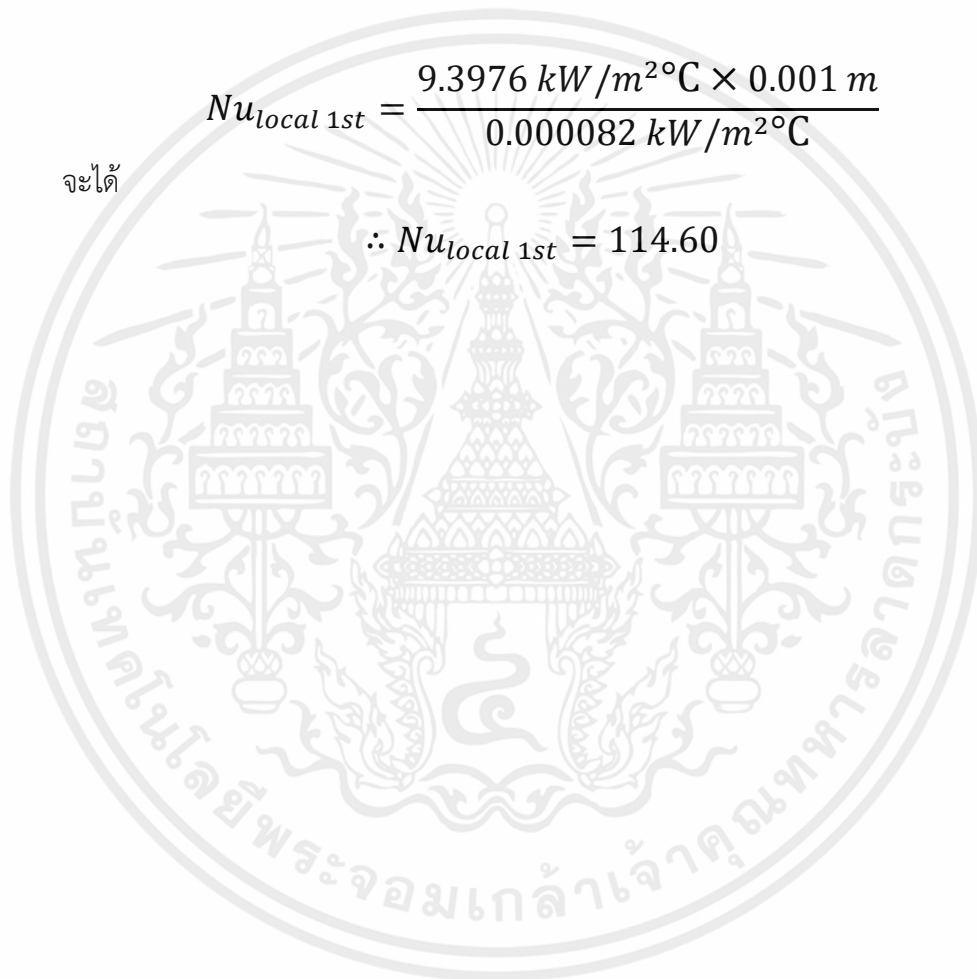
$$Nu_{local\ 1st} = \frac{\alpha_{local\ 1st} D_{inner}}{k_{fluid}}$$

แทนค่า

$$Nu_{local\ 1st} = \frac{9.3976\ kW/m^2\text{°C} \times 0.001\ m}{0.000082\ kW/m^2\text{°C}}$$

จะได้

$$\therefore Nu_{local\ 1st} = 114.60$$





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนการเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ

1. ก่อนการเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบต้องการเช็คทั้งระบบก่อนว่ามีอุปกรณ์ส่วนไหนเสียหายหรือไม่ เพื่อป้องกันการรั่วที่จะเกิดภายในระบบ โดยการสังเกต แรงดัน ที่ Pressure Gauge ว่ามีการลดลงหรือไม่
2. ใช้เครื่อง Vacuum pump ทำสุญญากาศภายในระบบทั้งหมด โดยใช้เวลาประมาณ 6-8 ชั่วโมง เมื่อทำสุญญากาศเสร็จแล้ว ตรวจสอบเช็คความดันที่ Pressure Gauge อีกครั้งว่ามีการลดลงหรือไม่
3. จากนั้นทำการชั่งถังบรรจุสารทำความเย็นก่อนที่จะทำการเติมสารเข้าสู่ระบบ และหลังเติมทุกครั้ง เพื่อที่จะทราบว่า ได้เติมสารทำความเย็นเข้าไปจำนวนกี่ kg แล้ว
4. นำสายสีเหลืองที่ Manifold gauge ต่อที่ถังบรรจุสารทำความเย็น R-134a และนำสายสีฟ้าต่อเข้ากับ service valve เพื่อทำการเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ
5. เปิดวาล์วที่ถังบรรจุสารทำความเย็น ก่อนที่จะเปิดวาล์ว low pressure ที่ Manifold gauge และคว่ำถังบรรจุสารทำความเย็น เพื่อสารจะไหลเข้าสู่ระบบได้ง่าย
6. หลังจากนั้นทำการคลายสายสีเหลืองเล็กน้อยที่ Manifold gauge เพื่อที่จะการไล่อากาศ ออกให้หมดสังเกตได้จาก sight glass ของ Manifold gauge เพื่อสารทำความเย็นไม่มีอากาศเข้าไปรวมด้วยก่อนเติมเข้าสู่ระบบ และขันสายให้แน่นเมื่อไม่มีฟองอากาศแล้ว
7. หลังจากไล่อากาศออกเสร็จเรียบร้อยแล้ว ค่อยๆ เปิดวาล์ว low pressure เพื่อเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ
8. เปิด Gear pump โดยใช้รอกต่ำ เพื่อที่จะทำให้ช่วยให้เติมสารทำความเย็นในระบบได้ง่าย และรวดเร็วขึ้น
9. ทำอุณหภูมิภายในระบบให้ต่ำ เพื่อให้สารทำความเย็นเป็นของเหลวทั้งหมดและทำให้เติมสารได้รวดเร็ว

10. สังเกตที่ sight glass ว่าสารทำความเย็นในระบบขาดหรือไม่ โดนการสังเกตบ่อยๆ ระหว่างการเติมสารทำความเย็น จากนั้นก็เปิด Gear pump ที่ตั้งไว้ประมาณ 10 นาที เพื่อให้แน่ใจว่าสารทำความเย็นเต็มระบบแล้ว โดยที่ sight glass ไม่มีฟองอากาศแล้ว

11. เมื่อเติมสารทำความเย็นเสร็จแล้ว ปิดวาล์ว low pressure ที่ Manifold gauge และ ปิดวาล์วที่ถังบรรจุสารทำความเย็น แล้วถอดสายที่ต่อเข้า service valve รมัดระวังสารทำความเย็นสัมผัสโดนมือระหว่างการถอดสาย และเก็บอุปกรณ์ให้เรียบร้อย

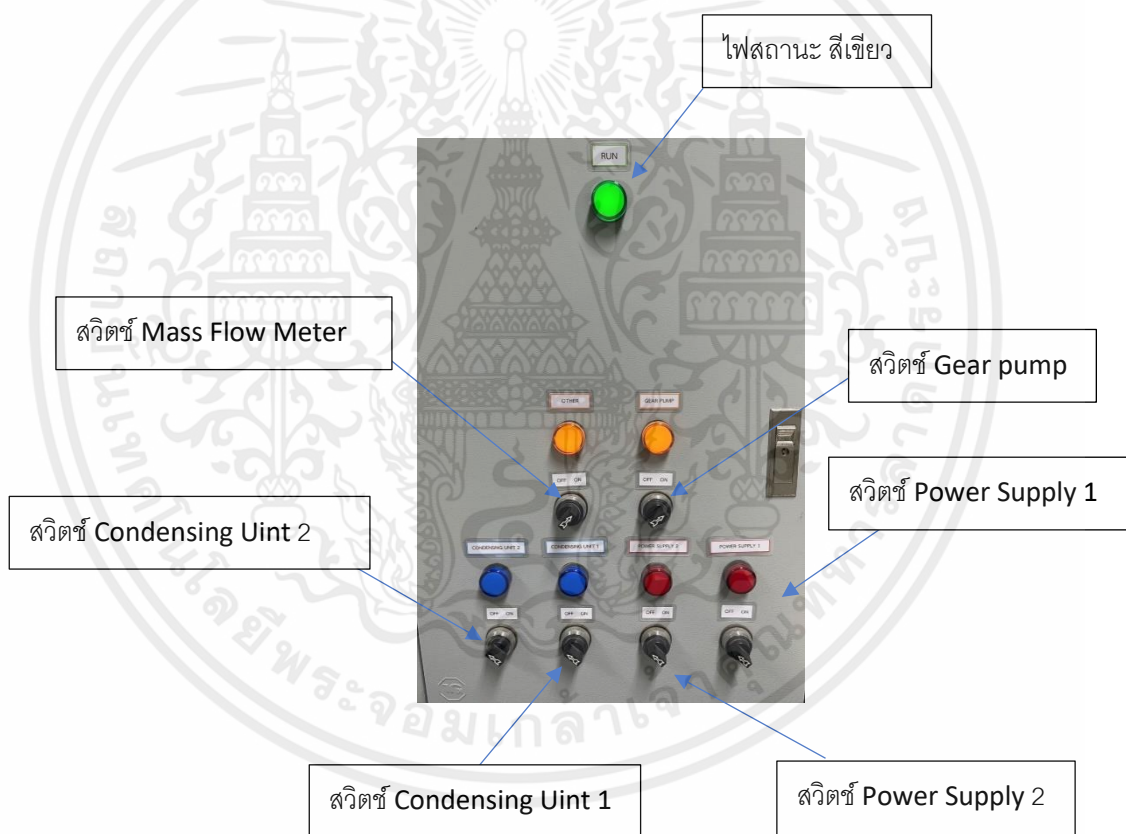




เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเริ่มเปิดเครื่องทำการเก็บผล

1. ก่อนการเริ่มการทดลองทุกครั้งต้องสังเกตอุปกรณ์ต่างๆ การต่อสายอุปกรณ์ต่างๆ ให้อยู่ในสถานะพร้อมใช้งาน ระบบไม่มีการรั่วซึมของสารทำความเย็น
2. สังเกตที่ Sight glass ว่าไม่มีฟองอากาศ มีสารทำความเย็นเต็ม Sight glass โดยการเขย่าเบาๆ
3. เมื่อตรวจเช็คแล้วว่าสารทำความเย็นเต็มระบบ เริ่มทำการควบคุมอุณหภูมิภายในห้องให้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิที่จะทดลอง steady state และควบคุมอุณหภูมิภายในห้องเหมาะสมการทดลอง
4. เปิดสวิตช์ Cut out ไฟหลัก ในตู้ควบคุม Electrical Control Box
5. ตู้ Control ควบคุมระบบไฟการทดลอง Test-section ไฟสีเขียว แฉ่งเตือนเมื่อได้ทำการเปิดการพร้อมทำงานของระบบ



รูปที่ ค.1 ตู้ควบคุมระบบไฟฟ้าของอุปกรณ์การทดลอง

6. เปิดวาล์ว By-pass เส้นเข้า-ออก และ ปิดวาล์ว Test-section ในเวลาเดียวกัน เพื่อให้สารทำความเย็นไหลเวียนในระบบเตรียมความพร้อมก่อนการให้ความร้อน
7. เปิด Condenser ตัวที่ 1 ฝั่งขวา อุณหภูมิ 1-9 °C และเปิด Condenser ตัวที่ 2 ฝั่งซ้าย อุณหภูมิที่ 26, 28 และ 30 °C เพื่อสารทำความเย็นเป็นสถานะของไหล
8. ทำการปิดวาล์วท่อ By Pass และเปิดวาล์วชุด Test section เพื่อให้สารทำความเย็นเข้าสู่ ชุด Test section และให้สารไหลเวียนก่อน ประมาณ 10 นาที
9. ทำการเปิด Data logger ทั้ง 2 เครื่อง รุ่น GRAPHTEC mini-Logger เชื่อมต่อกับคอมพิวเตอร์เพื่อบันทึกผล แล้วสังเกตที่ channel ที่ 19 จะสังเกตได้ว่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นในระบบเท่า อุณหภูมิการทดลอง
10. ในกรณีที่อุณหภูมิของสารทำความเย็นในระบบ มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิการทดลอง ให้ ทำการเปิด Heater ในถังที่ 2 เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของสารทำความเย็น ให้ในอยู่อุณหภูมิที่การทดลอง
11. เมื่อได้อุณหภูมิที่ต้องการตามการทดลองแล้ว เปิดวาล์ว Test section และ ปิดวาล์ว By pass เริ่มการทดลอง
12. ปรับอัตราการไหลที่เครื่อง Inverter และสังเกตค่าอัตราการไหลที่เครื่อง Mass flow meter ให้อยู่ช่วงที่ทดลอง มีอัตราการไหลตามที่เรารต้องการจะเก็บผล เช่น 254, 381 และ 509 kg/m²s ก่อนทำการปรับ Mass flow Rate ทำการ Set zero mass flow meter (ขณะปรับอัตราการไหลที่ เครื่อง Inverter ต้องสังเกต เกจวัดความดัน P1 และ P2 อย่างสม่ำเสมอ และควบคุมเกจวัดความดัน P1 และ P2 (มีความดันต่างกันไม่เกิน 5 bar) เมื่ออัตราการไหลคงที่ตามค่าที่เราต้องการแล้วให้ทำ การบ่อนกระแสไฟฟ้าจาก Power supply
13. Power supply ตัวที่ 1 ให้ความร้อนกับ Pre-heater เป็นการเพิ่มความร้อนให้สารทำ ความเย็นก่อน จะเข้า Test section โดยเราจะต้องควบคุมให้คุณภาพไอ x ให้เข้าใกล้ 0 ที่สุด ซึ่งจะ เป็นการเริ่มไหลแบบ 2 สถานะ
14. ทำการบ่อนกระแสไฟฟ้าจาก Power supply ตัวที่ 2 ให้กับช่วง Test section โดยการ เพิ่มไฟฟ้า เราจะทำการค่อยๆบ่อนไฟฟ้าเข้าไปทีละ 0.2 v เพื่อทำการสังเกตรูปแบบการไหลต่างๆ
15. ในการเก็บผลแต่ละครั้งต้อง ถ่ายรูปที่ท่อเทปลอนหลังช่วง Test section เพื่อสังเกต รูปแบบการไหล (Flow pattern) ในการเก็บผลทุกครั้งที่เราเพิ่มไฟเข้าไป ถ่ายรูปที่ท่อใส่ที่ ทางออก ของTest section เพื่อสังเกตรูปแบบการไหล

16. เมื่อเก็บผลถึง Annular flow แล้ว ให้ลดกระแสไฟโวลต์ก่อนและปิด Power supply ทั้ง 2 เครื่อง และนำค่าที่ได้จากการเก็บผลนั้นไป Plot graph ของ Ph diagram โดยใช้โปรแกรม Sigma Plot และวิเคราะห์ผลต่อไป



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การ Set – zero เครื่อง Mass Flow Meter

ควร Set-zero ขณะที่ปิด Gear pump และสารทำความเย็นเต็มระบบ

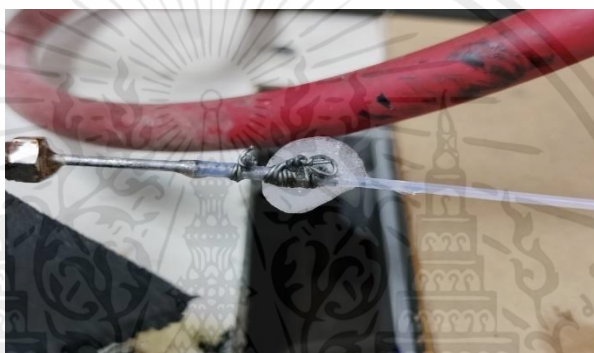
1. ใช้อุปกรณ์ ปากกาควบคุมเครื่อง Mass flow meter สำหรับควบคุมหน้าจอ ซึ่งแขวนอยู่ด้านข้างเครื่อง
2. ใช้อุปกรณ์ปากกาแตะ คำสั่ง Up หรือ Down แสดงผลเป็นคำสั่ง Program. level*Locked
3. ทำการ กด ok โดยการกดค้าง 2 วินาที แตะคำสั่ง Up > เลือก Specialist > กด OK
4. แตะหน้าจอ กด Up >เลือก System Zero adj. >กด OK
5. หน้าจอขึ้นคำสั่ง System Zero Adj automatic? > เลือก OK
6. เลือกคำสั่ง System Zero Adj: slow? หลังจากนั้น กด OK
7. หน้าจอแสดงผล System Zero adj: Number จากนั้น รอเครื่อง Set Zero จาก 0-100% โดยนับเวลาถอยหลังประมาณ 10 วินาที
8. กด Main Menu ย้อนกลับหน้าแสดงผล อัตราการไหล Mass flow rate เป็นการเสร็จสิ้น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การตรวจสอบและแนวทางการแก้ไขบริเวณที่เกิดการรั่วในระบบ

1. การตรวจสอบรอยรั่วตามจุดต่างๆ โดยใช้วิธี หยดน้ำสบู่ เพื่อการตรวจเช็คที่รวดเร็ว และหาจุดที่รั่วพบได้เร็วที่สุด โดยทำการหยดน้ำฟองสบู่ตรงบริเวณจุดที่สงสัยว่ามีการเสียหาย หรือรอยแตก ร้าว, รั่ว ใช้แปรงเล็กๆหรือแปรงสีฟันในการหาจุดรั่ว โดยส่วนใหญ่ จะเกิดรอยแตก, ร้าว ตามบริเวณ ข้อต่อ, สี่ทาง, ท่อเทปลอนใส, ท่อทองแดง รอยเชื่อม



รูปที่ จ.1 ตรวจสอบรอยรั่วตรงบริเวณ Transparent tube

2. เมื่อหาบริเวณที่รั่วพบแล้ว ทำการแกะฉนวนหุ้มออก เพื่อการแก้ไขที่ง่ายขึ้นและสะดวกต่อการทำงาน ใช้มีดคัตเตอร์ ขูดดูแผลที่แตก ร้าว ว่าเกิดการแตก ร้าวหรือรั่วจากเกลียว
3. ปิดบล็อควาล์วที่ใกล้เคียง ทั้งหน้าและหลัง ของรอยแตก ร้าว เพื่อให้สารทำความเย็น รั่วออกน้อยที่สุด
4. เริ่มทำการถอดอุปกรณ์ที่แตก ร้าวอย่างระมัดระวัง เพื่อไม่ให้อุปกรณ์ต่างๆ ใกล้เคียง เกิดการเสียหาย ถ่ายรูปก่อนถอดอุปกรณ์ เพื่อความมั่นใจในการประกอบกลับ และห้ามให้มีเศษฝุ่น หรือ เศษต่างๆ เข้าไปยังท่อที่ได้ทำการถอดออก เพื่อความปลอดภัย ควรใช้สก๊อตเทปปิดปลายท่อที่ถอดออกไว้ก่อน

5. หาอะไหล่อุปกรณ์ที่มีขนาดเท่าเดิม, ซ่อมบำรุงด้วยการเชื่อมหรือซ่อมรอยแตกร้าวด้วย Epoxy โดยสังเกตให้แน่ใจ ว่าไม่มีรอยร้าวเพิ่มเติม



รูปที่ จ.2 ทำการแก้ไขรอยร้าว บริเวณTransparent tube

6. ใส่อุปกรณ์ใหม่ที่ได้รับการซ่อมบำรุง หรือชิ้นใหม่ กลับสู่ระบบ หากเป็นอุปกรณ์ที่มีเกลียว จะต้องใช้เทปพันเกลียว เพื่อไม่ให้มีสารทำความเย็นรั่วซึมอีก
7. เปิดวาล์วที่บล็อกไว้คืนเหมือนเดิม และทำสุญญากาศในระบบ ประมาณ 6-8 ชั่วโมง และสังเกตที่ Pressure gage ว่ามีการลดลงหรือไม่ และหยดน้ำสปูอีกครั้ง เพื่อตรวจเช็ครอยรั่วซึม เมื่อตรวจสอบแน่ใจแล้ว หุ้มฉนวนแผ่นใหม่ กลับคืนดังเดิม
8. เติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบให้เต็ม เพื่อตรวจเช็คความพร้อมของอุปกรณ์ต่างๆอีกครั้ง เพื่อป้องกันความเสียหาย และเปิดเครื่องทดสอบว่ากลับมาปกติหรือไม่ เพื่อทดลองเก็บค่าต่อไป



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อมูลการทดลอง

1. ผลการทดลองที่ความดัน 0.6 MPa

ตารางที่ ฉ.1 ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.6 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m²s

T _{ambient} °C	Q _{in} (KW)	Q _{loss} (KW)	G (kg/m ² s)	q" (kW/m ²)	T _{s,in,avg}	P _{drop} (KPa)
21	0.00000	0.00012	254.65	-0.0368	21.2471	4.09
21	0.00020	0.00027	254.65	-0.0204	21.5377	4.12
21	0.00042	0.00037	254.65	0.0160	21.7335	4.22
21	0.00080	0.00067	254.65	0.0393	22.3373	4.52
21	0.00130	0.00081	254.65	0.1458	22.6235	4.85
21	0.00180	0.00090	254.65	0.2672	22.8087	4.94
21	0.00252	0.00139	254.65	0.3368	23.7823	5.19
21	0.00336	0.00174	254.65	0.4815	24.4921	5.4
21	0.00432	0.00242	254.65	0.5652	25.8520	6.1
21	0.00540	0.00291	254.65	0.7428	26.8210	6.52
21	0.00638	0.00338	254.65	0.8940	27.7670	7.24
21	0.00792	0.00418	254.65	1.1131	29.3784	7.52
21	0.01014	0.00603	254.65	1.2244	33.0755	8.02
21	0.01092	0.00617	254.65	1.4133	33.3678	8.2
21	0.01290	0.00695	254.65	1.7718	34.9235	8.74
21	0.01408	0.00752	254.65	1.9546	36.0578	10.8
21	0.01530	0.00273	254.65	3.7439	26.4825	16.83
21	0.01800	0.00278	254.65	4.5332	26.5859	26.72
21	0.02052	0.00312	254.65	5.1797	27.2883	31.49

ตารางที่ ๑.2 ผลการทดลองที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa ฟลักซ์มวลที่ 381 kg/m²s

$T_{\text{ambient}} \text{ } ^{\circ}\text{C}$	$Q_{\text{in}} \text{ (KW)}$	$Q_{\text{loss}} \text{ (KW)}$	$G \text{ (kg/m}^2\text{s)}$	$q'' \text{ (kW/m}^2\text{)}$	$T_{\text{s,in,avg}}$	$P_{\text{drop}} \text{ (KPa)}$
19	0.00000	0.00127	381.97	-0.3775	0.0000	7.4
19	0.00016	0.00132	381.97	-0.3469	21.2085	7.57
19	0.00030	0.00132	381.97	-0.3051	21.2085	8.07
19	0.00056	0.00141	381.97	-0.2537	21.3542	8.13
19	0.00090	0.00148	381.97	-0.1724	21.4664	8.19
19	0.00144	0.00164	381.97	-0.0605	21.7412	8.29
19	0.00196	0.00181	381.97	0.0435	22.0271	8.5
19	0.00272	0.00223	381.97	0.1460	22.7211	9.8
19	0.00320	0.00249	381.97	0.2111	23.1577	11.62
19	0.00414	0.00284	381.97	0.3862	23.7462	11.88
19	0.00520	0.00386	381.97	0.3985	25.4463	12.02
19	0.00660	0.00434	381.97	0.6736	26.2420	12.23
19	0.00816	0.00581	381.97	0.6991	28.7026	12.63
19	0.00936	0.00564	381.97	1.1063	28.4252	14.5
19	0.01092	0.00629	381.97	1.3772	29.5118	14.8
19	0.01170	0.00629	381.97	1.6105	29.5075	15.28
19	0.01312	0.00711	381.97	1.7888	30.8789	15.33

ตารางที่ ๓.3 ผลการทดลองที่ความดันอิมพั 0.6 MPa ฟลักซ์มวลที่ 509 kg/m²s

T _{ambient} °C	Q _{in} (KW)	Q _{loss} (KW)	G (kg/m ² s)	q" (kW/m ²)	T _{s,in,avg}	P _{drop} (KPa)
19	0.00004	0.00216	509.30	-0.6321	21.4032	13.13
19	0.00008	0.00237	509.30	-0.6830	21.6378	13.92
19	0.00018	0.00253	509.30	-0.7011	21.8167	13.52
19	0.00048	0.00259	509.30	-0.6283	21.8788	13.51
19	0.00070	0.00223	509.30	-0.4565	21.4826	13.62
19	0.00108	0.00222	509.30	-0.3403	21.4718	13.72
19	0.00154	0.00225	509.30	-0.2108	21.5007	14.21
19	0.00176	0.00228	509.30	-0.1556	21.5397	15.74
19	0.00234	0.00271	509.30	-0.1103	22.0160	15.89
19	0.00320	0.00279	509.30	0.1218	22.1070	16.21
19	0.00440	0.00309	509.30	0.3893	22.4447	17.34
19	0.00576	0.00425	509.30	0.4485	23.7374	17.35
19	0.00728	0.00467	509.30	0.7784	24.1980	17.65
19	0.00840	0.00549	509.30	0.8663	25.1168	17.7
19	0.00900	0.00609	509.30	0.8669	25.7823	17.8
19	0.01088	0.00653	509.30	1.2964	26.2720	18.42

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ผลการทดลองที่ความดัน 0.7 MPa

ตารางที่ ๑.4 ผลการทดลองที่ความดันอิมพัลส์ 0.7 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m²s

T _{ambient} °C	Q _{in} (KW)	Q _{loss} (KW)	G (kg/m ² s)	q" (kW/m ²)	T _{s,in,avg}	P _{drop} (KPa)
24	0.00000	0.00125	254.65	-0.3719	26.4977	2.2
24	0.00008	0.00126	254.65	-0.3506	26.5148	2.3
24	0.00008	0.00125	254.65	-0.3481	26.4982	2.3
24	0.00012	0.00132	254.65	-0.3586	26.6489	2.3
24	0.00032	0.00154	254.65	-0.3622	27.0736	2.37
24	0.00090	0.00154	254.65	-0.1903	27.0802	2.39
24	0.00180	0.00156	254.65	0.0710	27.1268	2.55
24	0.00252	0.00161	254.65	0.2720	27.2176	2.64
24	0.00304	0.00180	254.65	0.3679	27.6148	3.67
24	0.00396	0.00202	254.65	0.5778	28.0468	3.8
24	0.00500	0.00215	254.65	0.8484	28.3110	3.8
24	0.00594	0.00245	254.65	1.0385	28.9161	3.8
24	0.00720	0.00246	254.65	1.4103	28.9407	4.84
24	0.00858	0.00279	254.65	1.7248	29.5913	5.76
24	0.01008	0.00317	254.65	2.0567	30.3647	5.78
24	0.01170	0.00369	254.65	2.3861	31.3954	6.12
24	0.01344	0.00423	254.65	2.7429	32.4821	7.21
24	0.01632	0.00424	254.65	3.5980	32.5042	7.72
24	0.01800	0.00478	254.65	3.9361	33.5958	7.89
24	0.02014	0.00479	254.65	4.5692	33.6275	8.75
24	0.02280	0.00538	254.65	5.1868	34.8047	13.73
24	0.02478	0.00539	254.65	5.7747	34.8196	15.12
24	0.02772	0.00541	254.65	6.6443	34.8639	15.26

ตารางที่ ๑.5 ผลการทดลองที่ความดันอิมพัลส์ 0.7 MPa ฟลักซ์มวลที่ 381 kg/m²s

T _{ambient} °C	Q _{in} (KW)	Q _{loss} (KW)	G (kg/m ² s)	q" (kW/m ²)	T _{s,in,avg}	P _{drop} (KPa)
20	0.00000	0.00382	381.97	-1.1373	26.3656	3.41
20	0.00020	0.00358	381.97	-1.0057	25.9628	4.28
20	0.00008	0.00368	381.97	-1.0714	26.1303	4.46
20	0.00012	0.00368	381.97	-1.0595	26.1304	4.7
20	0.00024	0.00367	381.97	-1.0217	26.1194	4.82
20	0.00090	0.00369	381.97	-0.8322	26.1596	4.92
20	0.00132	0.00385	381.97	-0.7541	26.4232	5.04
20	0.00196	0.00408	381.97	-0.6323	26.8097	5.46
20	0.00256	0.00408	381.97	-0.4527	26.8053	5.77
20	0.00342	0.00445	381.97	-0.3064	27.4215	7.41
20	0.00440	0.00434	381.97	0.0184	27.2389	10.44
20	0.00506	0.00434	381.97	0.2139	27.2456	10.83
20	0.00624	0.00449	381.97	0.5224	27.4878	10.94
20	0.00754	0.00465	381.97	0.8616	27.7584	13.51
20	0.00952	0.00479	381.97	1.4092	27.9969	15.03
20	0.01080	0.00480	381.97	1.7864	28.0215	17.24
20	0.01280	0.00493	381.97	2.3440	28.2375	22.2
20	0.01462	0.00513	381.97	2.8261	28.5757	22.67
20	0.01620	0.00514	381.97	3.2936	28.5953	23.1
20	0.01824	0.00526	381.97	3.8641	28.8059	23.03
20	0.02120	0.00540	381.97	4.7036	29.0462	23.92
20	0.02352	0.00530	381.97	5.4246	28.8817	24.62
20	0.02860	0.00563	381.97	6.8391	29.4402	25.63
20	0.03036	0.00563	381.97	7.3652	29.4324	26.41
20	0.03312	0.00569	381.97	8.1680	29.5439	27.1
20	0.03600	0.00498	381.97	9.2373	28.3643	27.68

ตารางที่ ๑.5 ผลการทดลองที่ความดันอิมพัลส์ 0.7 MPa ฟลักซ์มวลที่ 509 kg/m²s

T _{ambient} °C	Q _{in} (KW)	Q _{loss} (KW)	G (kg/m ² s)	q" (kW/m ²)	T _{s,in,avg}	P _{drop} (KPa)
24	0.00342	0.00185	509.30	0.4686	26.0579	4.3
24	0.00440	0.00195	509.30	0.7304	26.1717	4.37
24	0.00550	0.00214	509.30	1.0010	26.3863	4.4
24	0.00672	0.00214	509.30	1.3643	26.3886	4.43
24	0.00832	0.00258	509.30	1.7105	26.8776	4.46
24	0.00980	0.00308	509.30	2.0000	27.4443	4.5
24	0.01170	0.00309	509.30	2.5643	27.4535	4.5
24	0.01344	0.00463	509.30	2.6227	29.1721	4.51
24	0.01496	0.00466	509.30	3.0664	29.2083	4.52
24	0.01692	0.00601	509.30	3.2489	30.7087	5.1
24	0.01938	0.00804	509.30	3.3763	32.9712	5.1
24	0.02160	0.00806	509.30	4.0329	32.9920	5.1
24	0.02394	0.00526	509.30	5.5625	29.8885	9.19
24	0.02640	0.00529	509.30	6.2860	29.9269	11.01
24	0.02898	0.00528	509.30	7.0572	29.9207	13.42
24	0.02903	0.00546	509.30	7.0202	30.1160	15.62
24	0.03086	0.00584	509.30	7.4524	30.5438	21.21
24	0.03270	0.00617	509.30	7.8980	30.9215	21.38
24	0.03453	0.00618	509.30	8.4424	30.9305	22.12
24	0.03636	0.00658	509.30	8.8686	31.3804	30.83
24	0.03820	0.00659	509.30	9.4129	31.3898	30.89

2.ผลการทดลองที่ความดัน 0.8 MPa

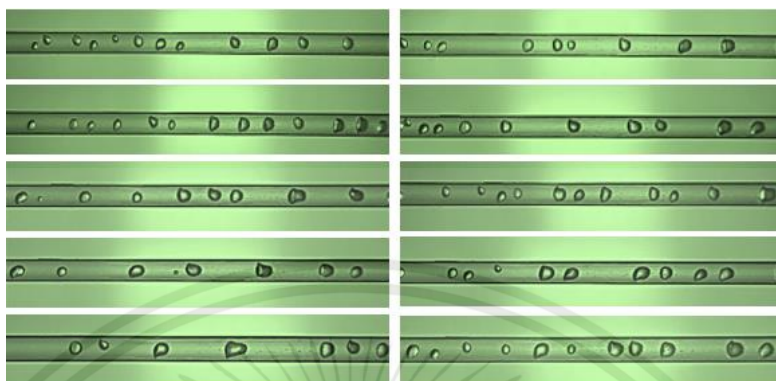
ตารางที่ ๑.6 ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.8 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m²s

T _{ambient} °C	Q _{in} (KW)	Q _{loss} (KW)	G (kg/m ² s)	q" (kW/m ²)	T _{s,in,avg}	P _{drop} (KPa)
25	0.00010	0.00287	254.65	-0.8256	30.7453	12.69
25	0.00028	0.00294	254.65	-0.7919	30.8795	13.54
25	0.00054	0.00299	254.65	-0.7294	30.9800	15.21
25	0.00096	0.00305	254.65	-0.6218	31.0983	15.78
25	0.00150	0.00306	254.65	-0.4635	31.1160	15.98
25	0.00240	0.00314	254.65	-0.2213	31.2909	16.58
25	0.00294	0.00321	254.65	-0.0813	31.4314	17
25	0.00368	0.00343	254.65	0.0737	31.8716	17.69
25	0.00486	0.00338	254.65	0.4406	31.7700	18.42
25	0.00600	0.00368	254.65	0.6914	32.3671	18.77
25	0.00704	0.00352	254.65	1.0481	32.0531	19.71
25	0.00864	0.00366	254.65	1.4814	32.3462	19.76
25	0.00988	0.00377	254.65	1.8190	32.5611	19.98
25	0.01120	0.00396	254.65	2.1563	32.9376	19.95
25	0.01290	0.00397	254.65	2.6600	32.9579	19.99
25	0.01472	0.00395	254.65	3.2069	32.9280	20.08

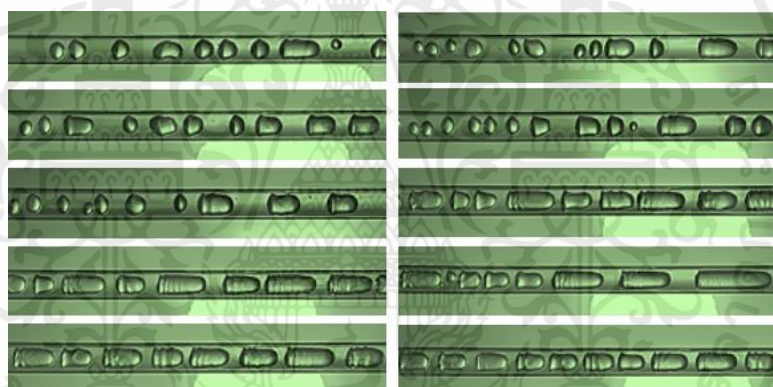


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

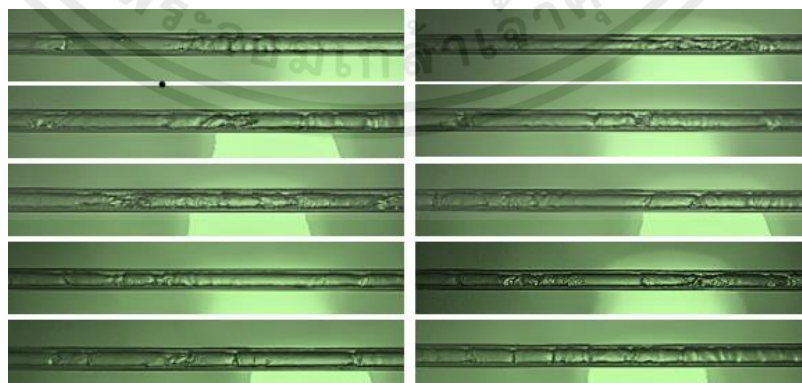
รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flux 0.0002 kg/s ที่ อุณหภูมิ 21°C



รูปที่ ข.1 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ $T 21^{\circ}\text{C}$

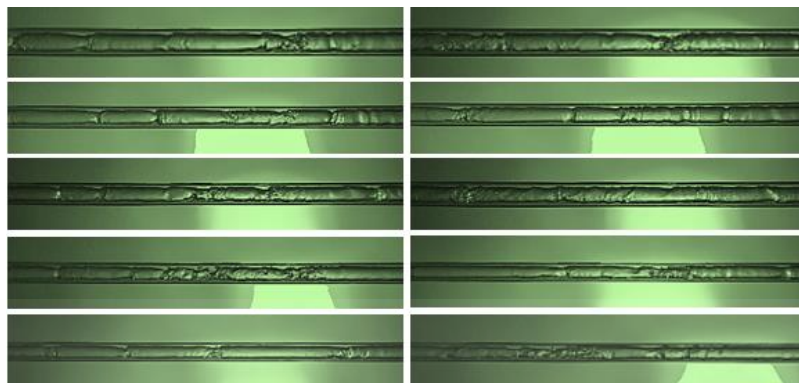


รูปที่ ข.2 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ $T 21^{\circ}\text{C}$

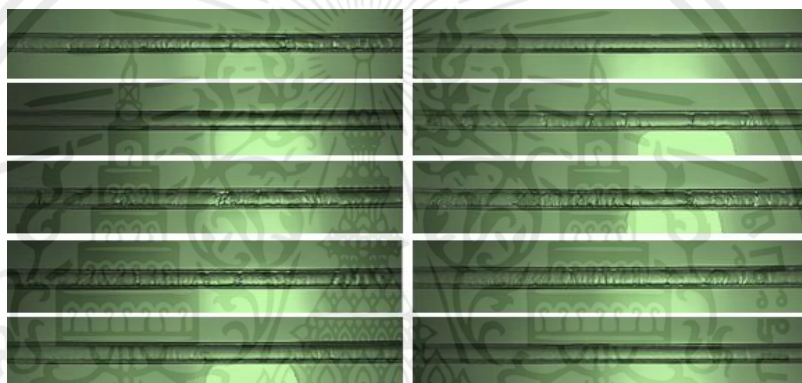


รูปที่ ข.3 รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ $T 21^{\circ}\text{C}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

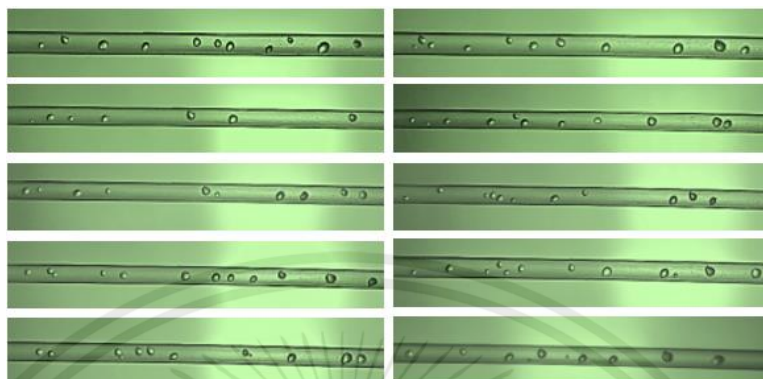


รูปที่ ข.4 รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 21°C

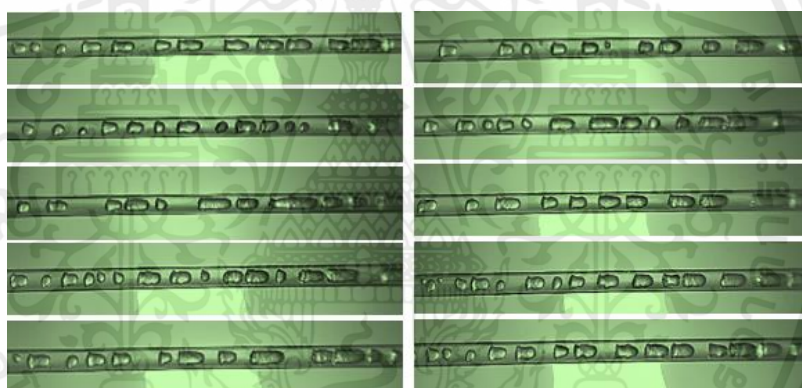


รูปที่ ข.5 รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 21°C

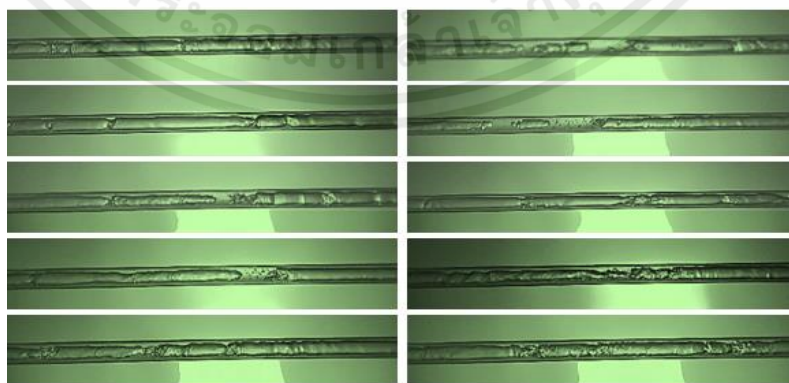
รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flux 0.0003 kg/s ที่ อุณหภูมิ 21°C



รูปที่ ๕.6 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ $T 21^{\circ}\text{C}$

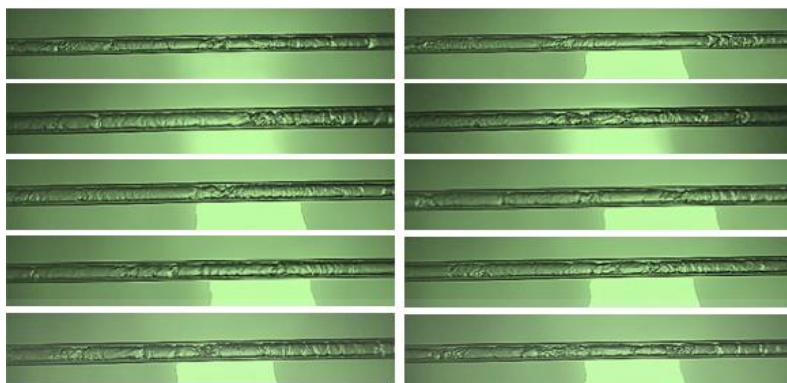


รูปที่ ๕.7 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ $T 21^{\circ}\text{C}$

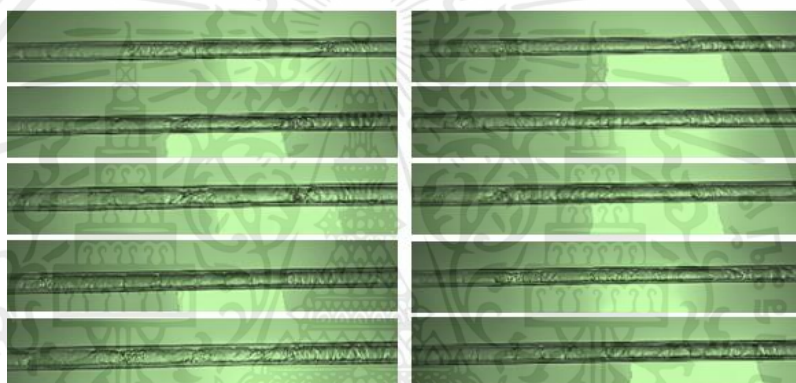


รูปที่ ๕.8 รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ $T 21^{\circ}\text{C}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

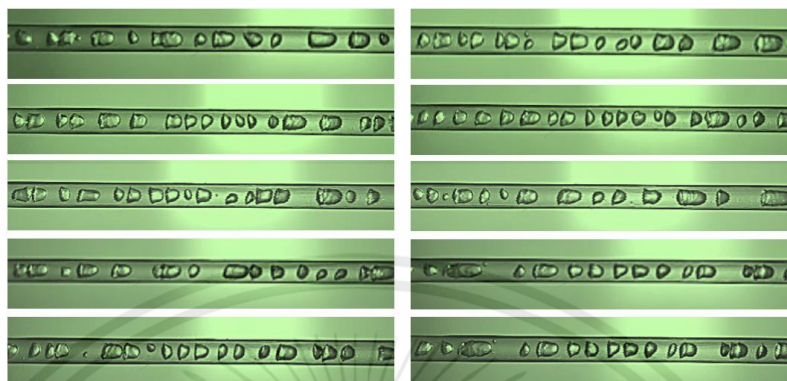


รูปที่ ๙.๙ รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 21°C

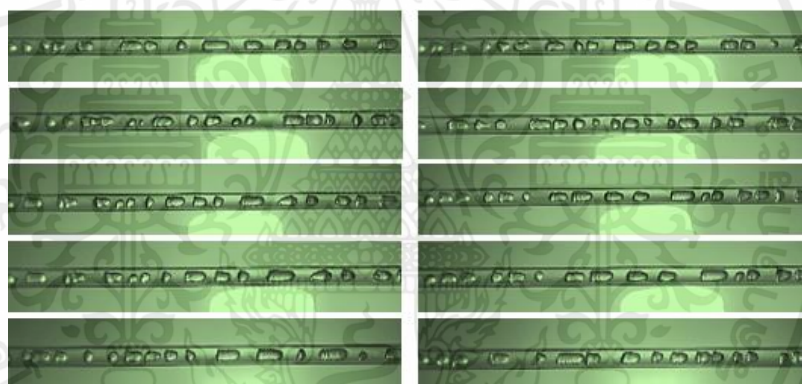


รูปที่ ๙.๑๐ รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 21°C

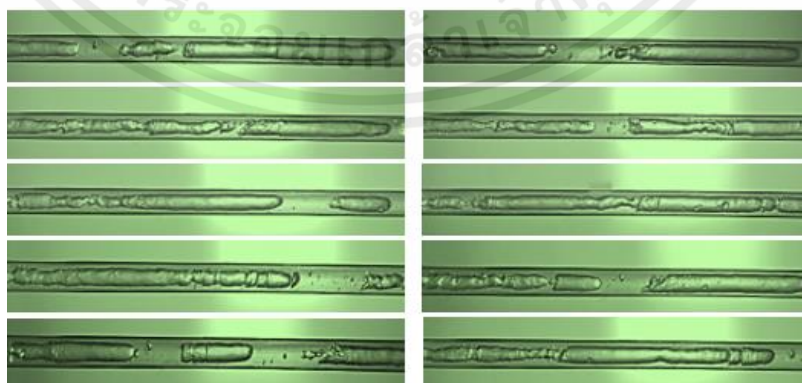
รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flux 0.0004 kg/s ที่ อุณหภูมิ 21°C



รูปที่ ข.11 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 21°C

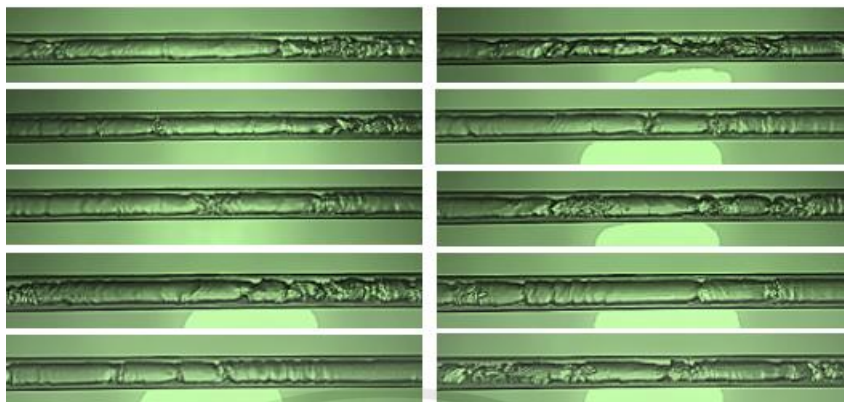


รูปที่ ข.12 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 21°C



รูปที่ ข.13 รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 21°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

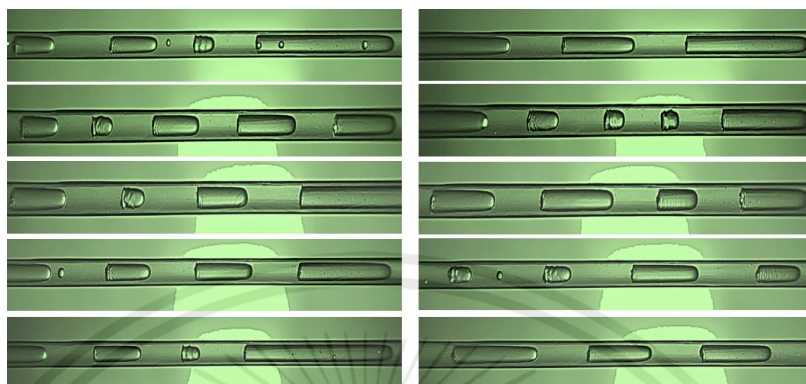


รูปที่ ข.14 รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 21°C

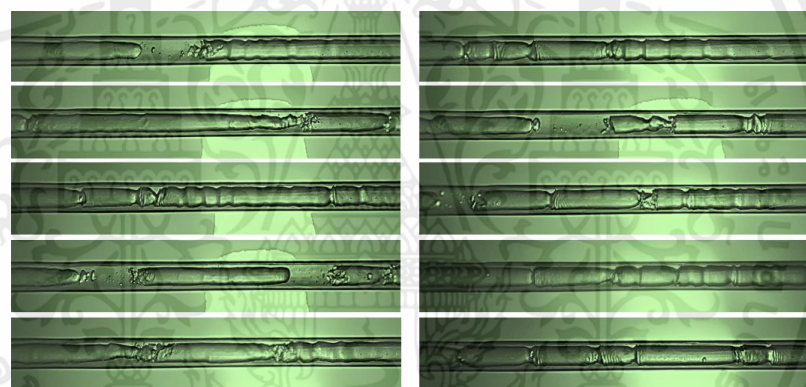


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

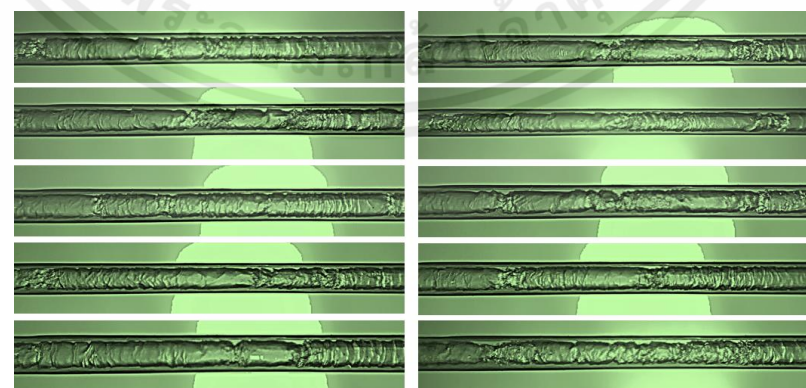
รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flux 0.0002 kg/s ที่ อุณหภูมิ 26°C



รูปที่ ข.15 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ $T 26^{\circ}\text{C}$

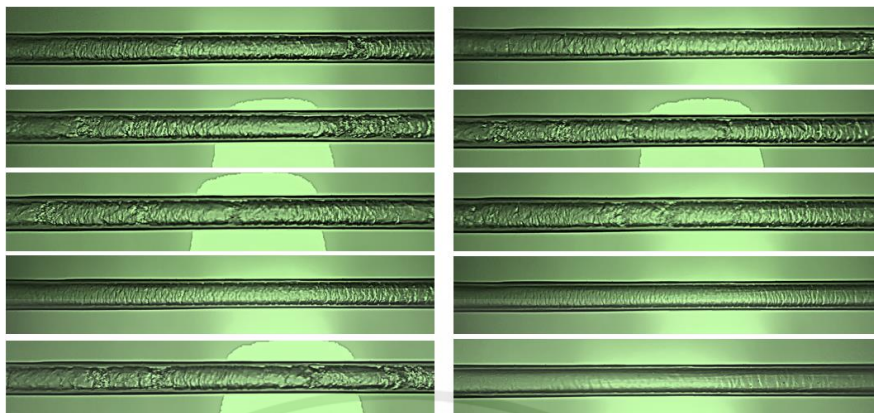


รูปที่ ข.16 รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ $T 26^{\circ}\text{C}$

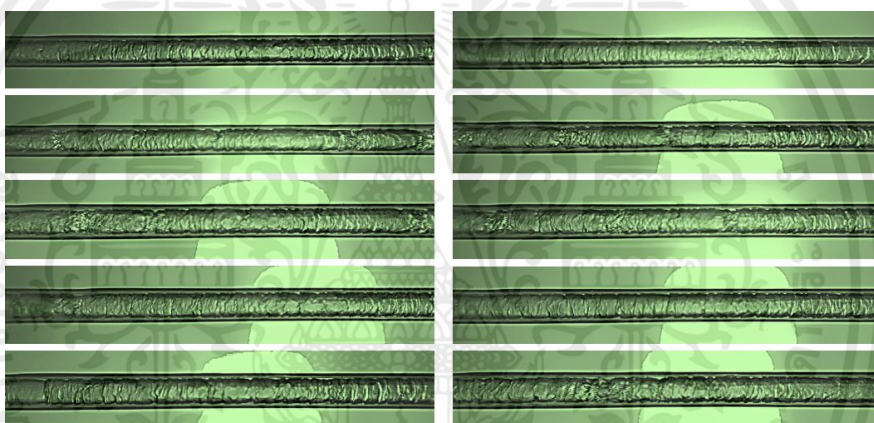


รูปที่ ข.17 รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ $T 26^{\circ}\text{C}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

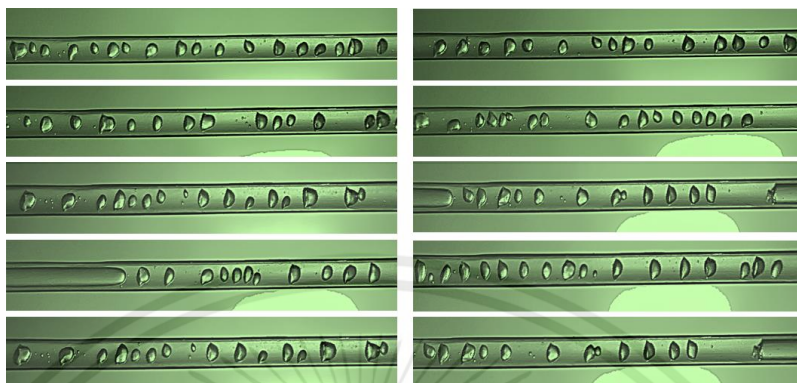


รูปที่ ๑.18 รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 26°C

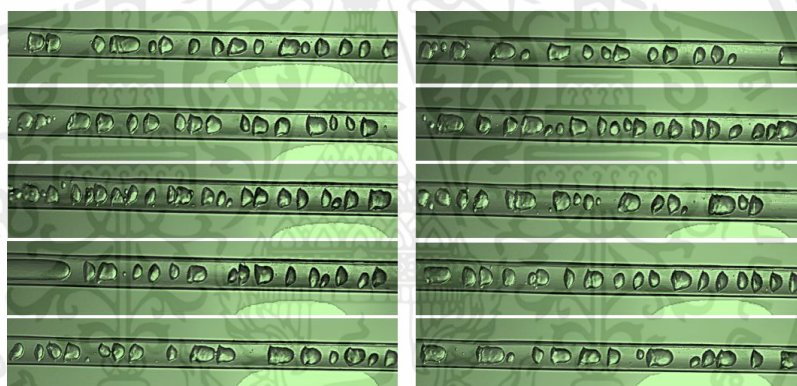


รูปที่ ๑.19 รูปแบบการไหลแบบ Annular flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ T 26°C

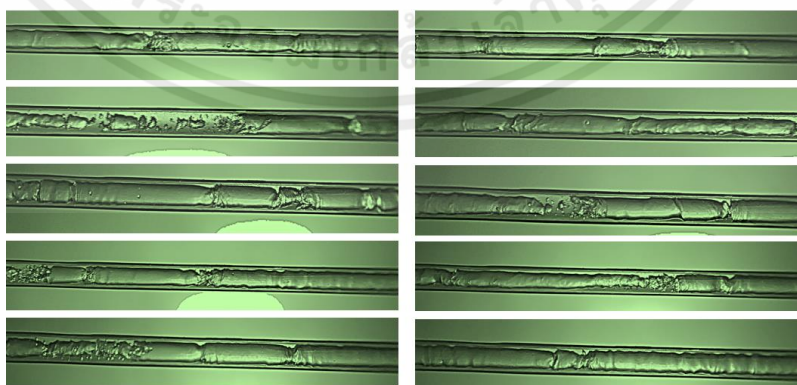
รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flux 0.0003 kg/s ที่ อุณหภูมิ 26 °C



รูปที่ ๒๐ รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 26°C

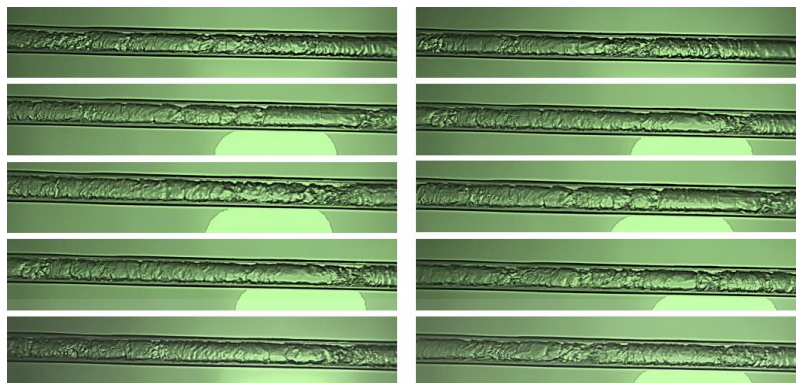


รูปที่ ๒๑ รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 26°C

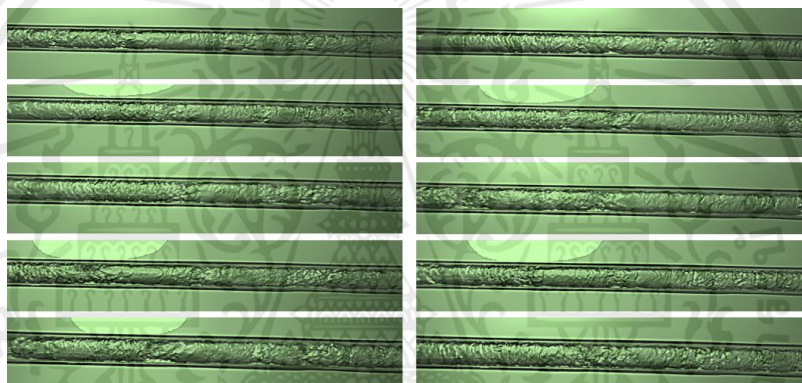


รูปที่ ๒๒ รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 26°C

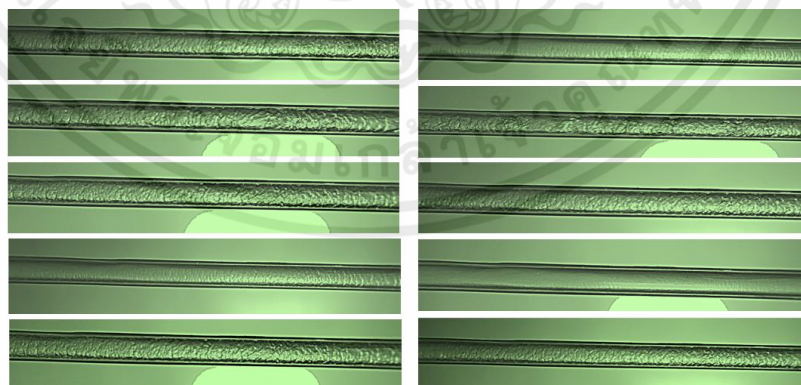
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข.23 รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 26°C



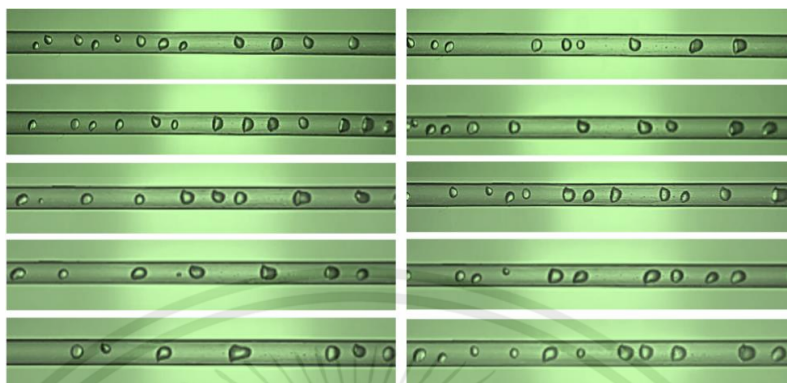
รูปที่ ข.24 รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 26°C



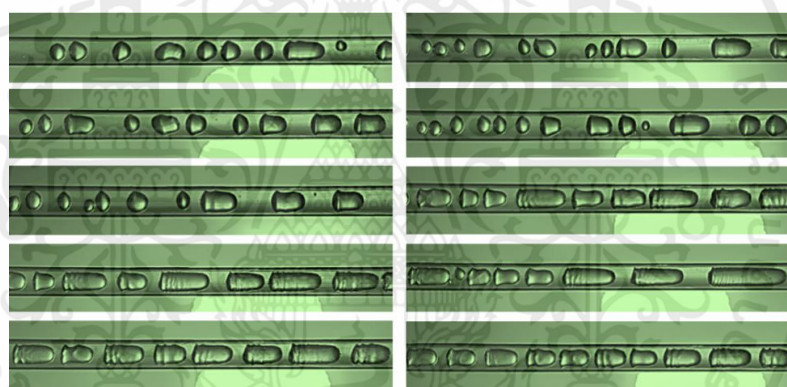
รูปที่ ข.25 รูปแบบการไหลแบบ Annular flow mass flux 0.0003 kg/s ที่ T 26°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

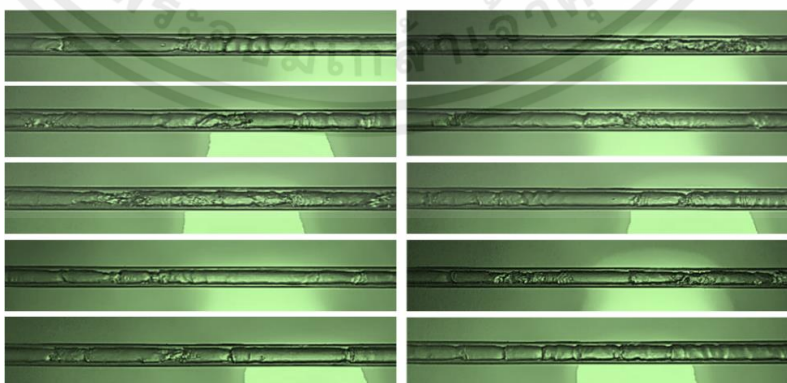
รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flux 0.0004 kg/s ที่ อุณหภูมิ 26 องศาเซลเซียส



รูปที่ ๒.๒๖ รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 26°C

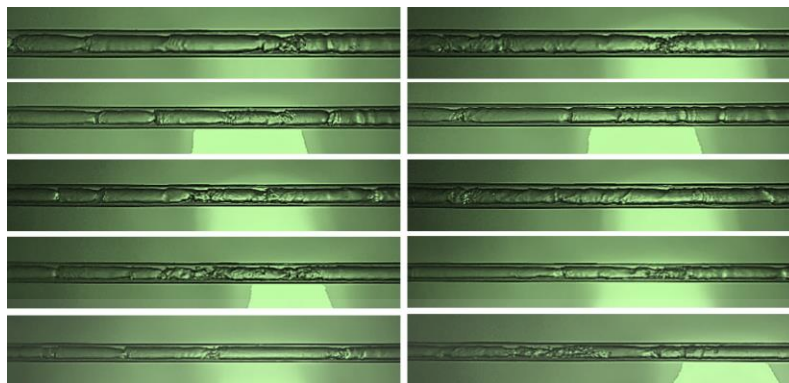


รูปที่ ๒.๒๗ รูปแบบการไหลแบบ Bubbly Slug flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 26°C

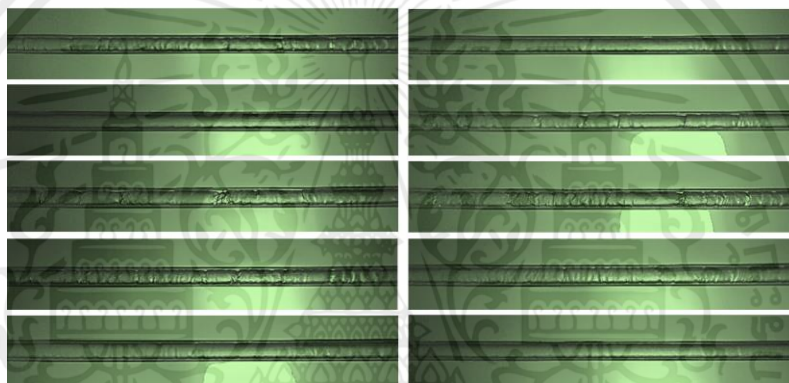


รูปที่ ๒.๒๘ รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 26°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

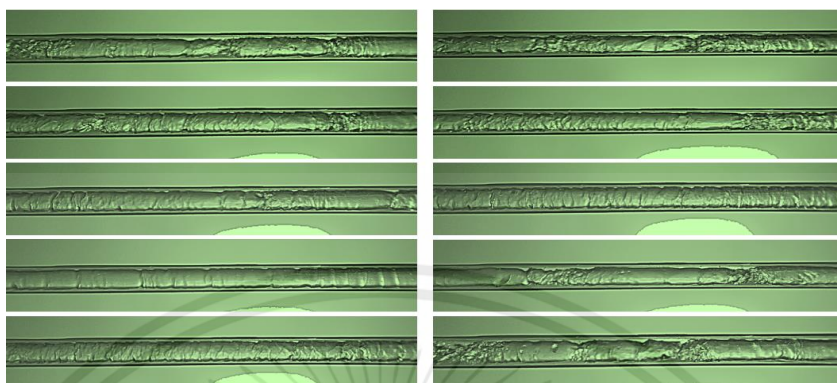


รูปที่ ข.29 รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 26°C

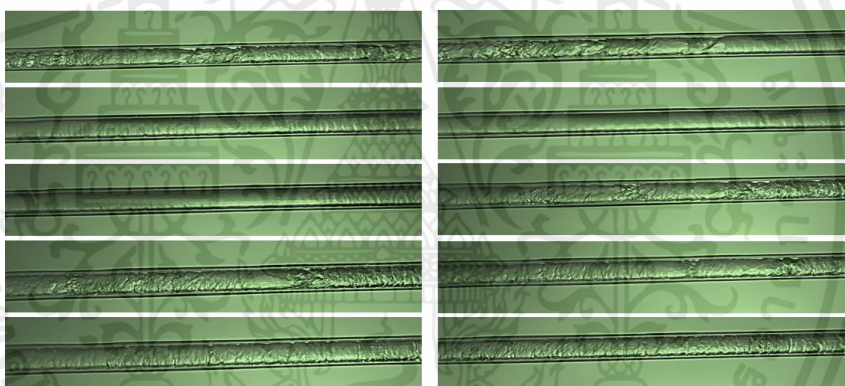


รูปที่ ข.30 รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flux 0.0004 kg/s ที่ T 26°C

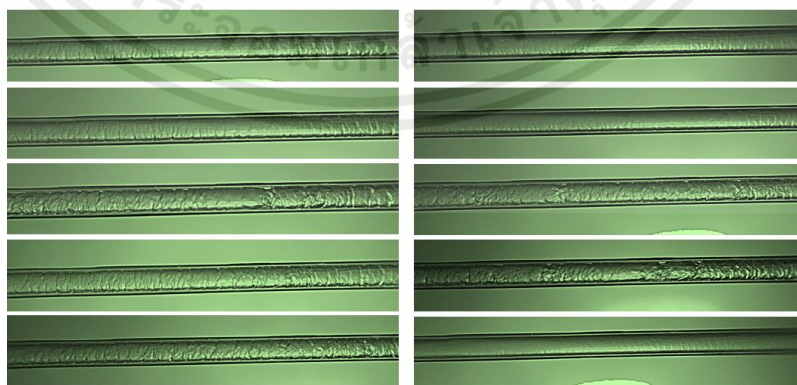
รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flux 0.0002 kg/s ที่ อุณหภูมิ 31 องศาเซลเซียส



รูปที่ ข.31 รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ $T 31^{\circ}\text{C}$



รูปที่ ข.32 รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ $T 31^{\circ}\text{C}$



รูปที่ ข.33 รูปแบบการไหลแบบ Annular flow mass flux 0.0002 kg/s ที่ $T 31^{\circ}\text{C}$

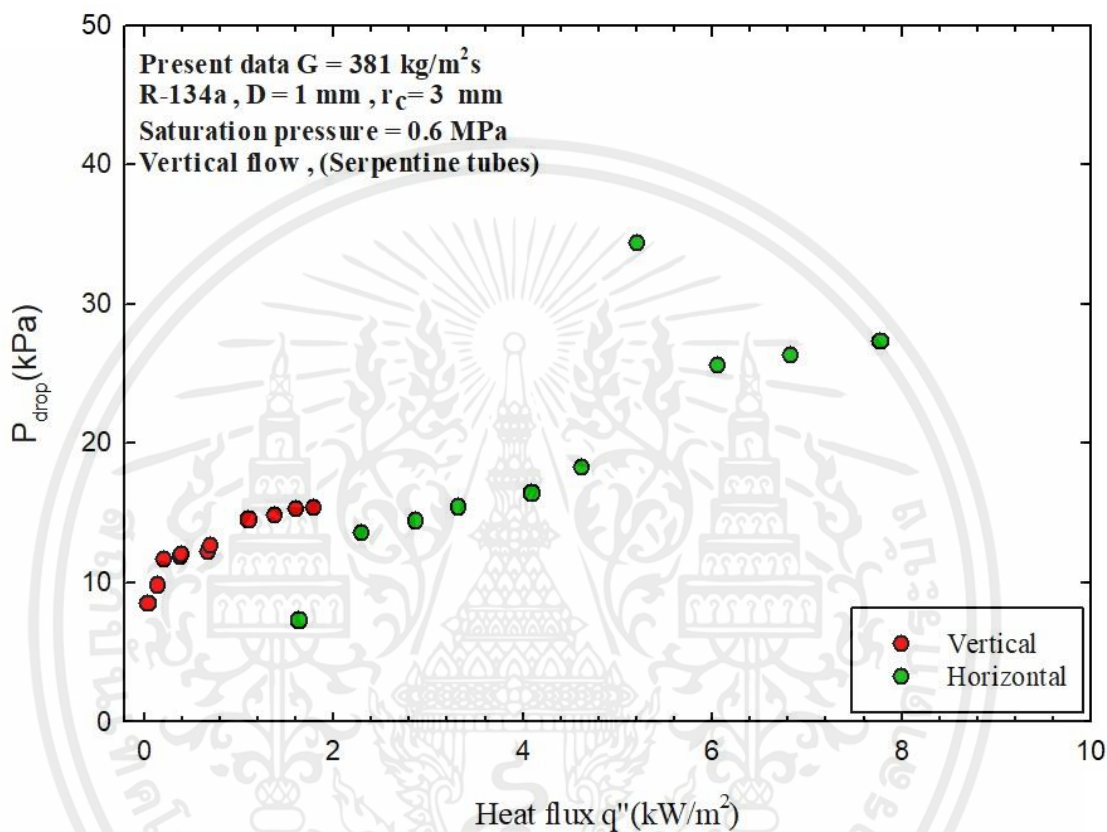
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

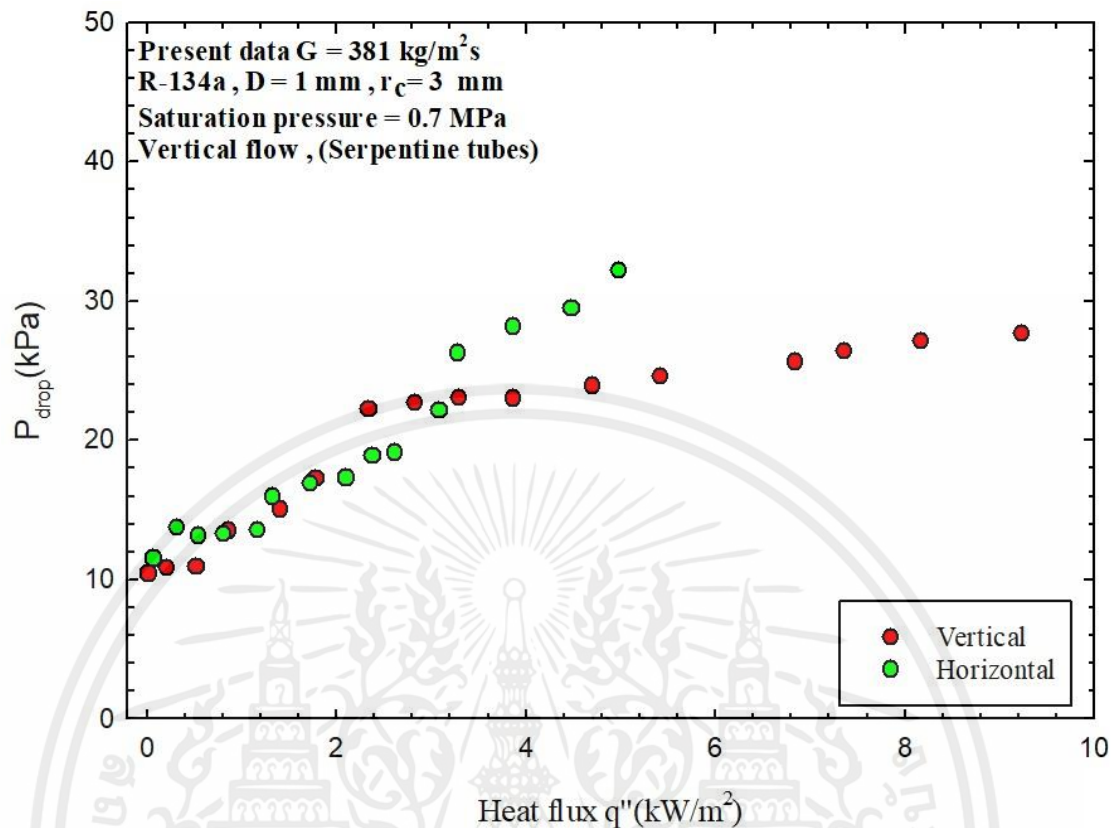
การเปรียบเทียบระหว่าง Horizontal and vertical

โดยการเปรียบเทียบในครั้งนี้ จะเปรียบเทียบที่ค่าฟลักซ์มวล $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$ มีค่าความดันอิ่มตัวที่ 0.6 และ 0.7 MPa



รูปที่ ซ.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดกับค่าฟลักซ์ความร้อน ที่ฟลักซ์มวล $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$ โดยใช้ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa

จากรูปที่ ซ.1 จากการเปรียบเทียบโดยที่ฟลักซ์มวล $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa พบว่า ที่ฟลักซ์ความร้อนตั้งแต่ 0 ถึง 2 kW/m^2 ค่าความดันลดของ Vertical มีค่าความดันลดสูงกว่าค่าความดันลดของ Horizontal



รูปที่ ซ.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันตกกับค่าฟลักซ์ความร้อน ที่ฟลักซ์มวล $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$ โดยใช้ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa

จากรูปที่ ซ.1 จากการเปรียบเทียบโดยที่ฟลักซ์มวล $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa พบว่า ที่ฟลักซ์ความร้อนตั้งแต่ 0 ถึง 3 kW/m^2 ค่าความดันตกของ Horizontal มีค่าความดันตกที่ใกล้เคียงกับค่าความดันตกของ Vertical และเมื่อฟลักซ์ความร้อนมีค่าตั้งแต่ 3 kW/m^2 สังเกตได้ว่าค่าความดันตกของ Horizontal มีค่าความดันตกสูงกว่าค่าความดันตกของ Vertical

สรุปได้ว่า ที่ความดันอิ่มตัวที่ 0.6 MPa ค่าความดันตกของ Vertical มีค่าความดันตกสูงกว่าค่าความดันตกของ Horizontal และ ที่ความดันอิ่มตัวที่ 0.7 MPa ค่าความดันตกของ Horizontal มีค่าความดันตกสูงกว่าค่าความดันตกของ Vertical เนื่องเป็นผลมาจาก Phenomena หรือปรากฏการณ์ทางธรรมชาติ และ อาจมีผลจากสิ่งต่างๆอีกมากมาย

ประวัติผู้เขียน



ชื่อ-นามสกุล	นายนราวิทย์ เอกวรรณัง
วัน เดือน ปีเกิด	29 มีนาคม 2543
ภูมิลำเนา	จังหวัด ชุมพร
ที่อยู่	81 ม.12 ตำบล ท่าแซะ อำเภอ ท่าแซะ จังหวัด ชุมพร 86140
E-mail	63201239@kmitl.ac.th

ประวัติการศึกษา

- จบการศึกษา ปวช. จากวิทยาลัยเทคนิคชุมพร ปีการศึกษา 2560
- จบการศึกษา ปวส. จากวิทยาลัยเทคนิคชุมพร ปีการศึกษา 2562
- สำเร็จการศึกษา ระดับปริญญา วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต วศ.บ (สาขา วิศวกรรมเครื่องกล) ปี 2565 จากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัด ชุมพร

ผลงานกิจกรรม

- ผ่านการฝึกประสบการณ์วิชาชีพลำดับขั้นประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูงสาขา เทคนิคการผลิตที่บริษัท จีไอ กรีน พาวเวอร์ จำกัด อำเภอท่าแซะ จังหวัด ชุมพร

ประวัติผู้เขียน



ชื่อ-นามสกุล	นายอดิเทพ เพิ่มบัวจำ
วัน เดือน ปีเกิด	20 พฤษภาคม 2543
ภูมิลำเนา	จังหวัด ประจวบคีรีขันธ์
ที่อยู่	139 ม.8 ตำบล ชงชัย อำเภอ ท่าบางสะพาน จังหวัด ประจวบคีรีขันธ์ 77190
Email	63201256@kmitl.ac.th

- ประวัติการศึกษา
- จบการศึกษา ปวช. จากวิทยาลัยการอาชีพบางสะพาน ปีการศึกษา 2560
 - จบการศึกษา ปวส. จากวิทยาลัยการอาชีพบางสะพาน ปีการศึกษา 2562
 - สำเร็จการศึกษา ระดับปริญญา วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต วศ.บ (สาขา วิศวกรรมเครื่องกล) ปี 2565 จากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัด ชุมพร
- ผลงานกิจกรรม
- ผ่านการฝึกประสบการณ์วิชาชีพหลักสูตรประกาศนียบัตรวิชาชีพสูงสาขา เทคนิคการผลิต ที่ บริษัทสหวิริยา สตีลอินดัสตรี จำกัด (มหาชน) อำเภอ บางสะพาน จังหวัด ประจวบคีรีขันธ์

ประวัติผู้เขียน



ชื่อ-นามสกุล	นายอนุศิษย์ อาศัย
วัน เดือน ปีเกิด	2 กันยายน 2542
ภูมิลำเนา	จังหวัด ประจวบคีรีขันธ์
ที่อยู่	66/2 ม.7 ตำบล บางสะพาน อำเภอ บางสะพานน้อย จังหวัด ประจวบคีรีขันธ์ 77170
Email	63201258@kmitl.ac.th

- ประวัติการศึกษา
- จบการศึกษา ปวช. จากวิทยาลัยการอาชีพบางสะพาน ปีการศึกษา 2560
 - จบการศึกษา ปวส. จากวิทยาลัยการอาชีพบางสะพาน ปีการศึกษา 2562
 - สำเร็จการศึกษา ระดับปริญญา วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต วศ.บ (สาขา วิศวกรรมเครื่องกล) ปี 2565 จากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัด ชุมพร
- ผลงานกิจกรรม
- ผ่านการฝึกประสบการณ์วิชาชีพหลักสูตรประกาศนียบัตรวิชาชีพสูงสาขา เทคนิคการผลิต ที่ บริษัทสหวิริยา สตีลอินดัสตรี จำกัด (มหาชน) อำเภอ บางสะพาน จังหวัด ประจวบคีรีขันธ์