



The Investigation of Micro-Scale Flow Boiling in curved tube

การศึกษาการไหลขณะเกิดการเดือดขนาดไมโครภายในท่อโค้ง

สุภัทรชัย ควระตะขบ

SUPHATTHARACHAI KHAUNTAKOB

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล

ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร

ปีการศึกษา 2564

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาการไหลขณะเกิดการเดือดขนาดไมโครภายในท่อโค้ง

THE INVESTIGATION OF MICRO-SCALE FLOW BOILING IN CURVED TUBE



ปริญญานิพนธ์นี้ เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล

ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร

ปีการศึกษา 2564

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# THE INVESTIGATION OF MICRO-SCALE FLOW BOILING IN CURVED TUBE



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

2021

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2022

DEPARTMENT OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

PRINCE OF CHUMPHONE CAMPUS

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร  
ใบรับรองปริญญาานิพนธ์

หัวข้อปริญญาานิพนธ์ การศึกษาการไหลขณะเกิดการเดือดขนาดไมโครภายในท่อโค้ง  
Project Title The Investigation of Micro-Scale Flow Boiling in curved tube

ชื่อนักศึกษา นายสุภัทรชัย ควรตะขบ รหัสประจำตัว 61512079  
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต  
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล  
อาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร.ศิระ สายสร  
ปริญญาานิพนธ์

คณะกรรมการสอบปริญญาานิพนธ์			ลายมือชื่อ
ผศ.วรัชชล	วัฒน์	กรรมการสอบ	
ดร.อดิเรก	สุริยะวงศ์	กรรมการสอบ	
ผศ.วชร	กาลาสี	กรรมการสอบ	
ดร.ศักรินทร์	ชินกุลพิทักษ์	กรรมการสอบ	
รศ.ดร.ศิระ	สายสร	อาจารย์ที่ปรึกษา	

วัน/เดือน/ปี ที่สอบ 9 มิถุนายน พ.ศ. 2565 เวลา 09.00 – 10.00 น.

สถานที่สอบ ณ ห้องประชุมวิทยาศาสตร์ อาคารปฏิบัติการวิทยาศาสตร์ ชั้น 1

ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ปราโมทย์ กุศล)  
หัวหน้าภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์  
วันที่ มิถุนายน พ.ศ. 2565

หัวข้อปริญญานิพนธ์	การศึกษาการไหลขณะเกิดการเดือดขนาดไมโครภายในท่อโค้ง	
ชื่อนักศึกษา	นายสุภัทรชัย ควรตะขบ	รหัสประจำตัว 61512079
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต	
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล	
อาจารย์ที่ปรึกษา	รศ.ดร.ศิระ สายศร	
ปริญญานิพนธ์		
อาจารย์ที่ปรึกษา		
ปริญญานิพนธ์ร่วม		

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเกี่ยวกับลักษณะรูปแบบการไหลในลักษณะต่างๆ และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ขณะเกิดการไหลเดือด ภายในท่อไมโครเซนแนล ซึ่งมีลักษณะเป็นท่อเซอร์เพนไทน์ ที่วางตัวแนวระดับ มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 1 mm รัศมีความโค้งท่อ 3 mm และความยาวรวม 1069 mm โดยการป้อนฟลักซ์มวล 381,636, และ 891 kg/ m<sup>2</sup>s และป้อนฟลักซ์ความร้อนอยู่ในช่วง 0.1-20 kW/ m<sup>2</sup> ด้วยความดันอิ่มตัวคงที่ช่วง 6-8 bar พื้นผิวท่อมีสถานะฟลักซ์ความร้อนคงที่ และเก็บผลการทดลองของการไหลขณะเกิดการเดือด พบรูปแบบการไหล 6 รูปแบบการไหล bubbly flow , gas plug flow , slug flow , throat-annular flow , churn flow , annular flow ในส่วนความดันลดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มฟลักซ์ความร้อนหรือมวลฟลักซ์สูงขึ้นและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามปริมาณฟลักซ์ความร้อนที่เพิ่มขึ้น

คำสำคัญ : การไหลแบบเดือด , ท่อเซอร์เพนไทน์ , การไหลระดับไมโคร

<b>Project Title</b>	The Investigation of Micro Scale Flow Boiling in curved tubes
<b>Student</b>	Mr.SUPHATTHARACHAI KHAUNTAKOB <b>Student ID</b> 61512079
<b>Degree</b>	Bachelor of Engineering
<b>Program</b>	Mechanical Engineering
<b>Project Advisor</b>	Assoc.Prof.Dr.Sira Saisorn
<b>Project Co-Advisor</b>	

## ABSTRACT

This research is a study of various flow patterns and boiling heat transfer coefficient of micro-scale flow in a horizontal serpentine tube. The serpentine tube with a diameter of 1 mm, a radius of curvature of 3 mm, a total length of 1069 mm was experimentally tested at mass flux, heat flux, and saturated pressure, ranging respectively from 380 to 891 kg/ m<sup>2</sup> s, 0.1 to 20 kW/ m<sup>2</sup>, and 6 to 8 bar. All experiment was conducted based on a constant surface heat flux condition. The results showed six different flow patterns including bubbly flow, plug flow, slug flow, throat-annular flow, churn flow, and annular flow. The pressure drop tended to increase as the heat flux or mass flux increased. The heat transfer coefficient increased with increasing heat flux.

Keywords : flow boiling, Serpentine tube, micro-scale flow

## กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้เสร็จสมบูรณ์ได้ด้วยดีเพราะการสนับสนุนอย่างเต็มที่ของบุคคลหลายๆ ฝ่ายซึ่งทางคณะผู้จัดทำงานวิจัยนี้ต้องขอขอบพระคุณ รศ.ดร ศิระ สายศร อาจารย์ที่ปรึกษางานวิจัยนี้ นอกจากนี้ทางคณะผู้จัดทำขอขอบพระคุณอาจารย์ทุกท่านที่ได้มอบวิชาความรู้ที่สามารถนำมาประยุกต์ใช้ในงานวิจัยนี้ได้เป็นอย่างดี และขอขอบคุณ คุณภานุ ศรีนวล , คุณวริทธิ์นันท์ ก้านบัว และ คุณศักดิ์สิทธิ์ จันทา ที่ช่วยเหลือตลอดการแก้ไขปัญหาในด้านต่างๆ อาทิเช่น อุปสรรคการวิจัย การหาซื้อของ เป็นต้น อันเป็นประโยชน์ต่อการทำงานวิจัย

ขอขอบพระคุณบุคคลที่สำคัญที่สุดคือ บิดา มารดา และนาย สมศักดิ์ เหลืองมังกร อันเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ที่ให้โอกาสทางการศึกษาและสนับสนุนทุนทรัพย์อย่างเต็มที่และคอยในกำลังใจเสมอมาอันหาที่เปรียบมิได้ จึงขอระลึกถึงพระคุณ บิดา มารดา อาจารย์และขอกราบขอบพระคุณ ณ ที่นี้ด้วย

สุภัทรชัย วรรตะชบ

15 พฤษภาคม 2565



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดก่แปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	V
สารบัญรูป	VI
สัญลักษณ์	X
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ที่มาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของปริญญานิพนธ์	2
1.3 สมมุติฐานของปริญญานิพนธ์	3
1.4 ทฤษฎีหรือแนวความคิดที่ใช้ในปริญญานิพนธ์	3
1.5 ขอบเขตของปริญญานิพนธ์	3
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	4
1.7 ขั้นตอนปริญญานิพนธ์	5
1.8 ระยะเวลาการทำงาน	6
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	
2.1 เกณฑ์ที่ใช้ในการจำแนกประเภทของท่อ	7
2.2 ทฤษฎีในการออกแบบอุปกรณ์การทดลอง	7
2.3 ทฤษฎีที่ใช้สำหรับการทดลอง	11
2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	26
2.5 รูปแบบการไหลแบบสองสถานะที่พบในท่อขนาดไมโครของสารทำความเย็น R-134a	30
บทที่ 3 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	
3.1 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	33
3.2 หลักการทำงานและหน้าที่อุปกรณ์	34
3.3 วงจรการทำงานของอุปกรณ์การทดลอง	47
3.4 ขั้นตอนการทดลอง	48
3.5 ข้อควรระวังในการทดลอง	49

บทที่ 4 ผลและวิจารณ์ผลการทดลอง	
4.1 การทดลองการไหลแบบสถานะเดียว	50
4.2 การทดลองสมดุลพลังงาน	50
4.3 การทดลองการไหลแบบสองสถานะ	52
4.13.1 รูปแบบลักษณะ Flow pattern ทั้ง 6 แบบ	
4.4 ผลการทดลองความดันลด Pressure drop แบบการไหลแบบสองสถานะ ( Two phase flow )	55
4.5 ผลการทดลองความดันลด Pressure drop ที่ค่าพริกซ์มวลคงที่	56
4.6 ผลการทดลองความดันลด Pressure drop แสดงรูปแบบการไหล	58
4.7 ผลการทดลองความดันลด Pressure drop เปรียบเทียบระหว่าง Horizontal กับ downward	59
4.8 ผลการทดลองค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	64
4.9 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย Average heat transfer coefficient ที่ค่าพริกซ์มวลคงที่	68
4.10 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย Average heat transfer coefficient แสดงรูปแบบการไหล	70
บทที่ 5 สรุปและข้อเสนอแนะ	
5.1 สรุปผลการทดลอง	76
5.2 ปัญหาที่พบในการทดลอง	76
5.3 ข้อเสนอแนะ	77
เอกสารอ้างอิง	78
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก ข้อมูลทางเทคนิค	83
ภาคผนวก ข ตัวอย่างการคำนวณ	107
ภาคผนวก ค การ Set zero mass flow meter	146
ภาคผนวก ง ขั้นตอนทำสุญญากาศภายในระบบ	154
ภาคผนวก จ ขั้นตอนการเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ	155
ภาคผนวก ฉ การตรวจสอบและแนวทางการแก้ไขบริเวณที่เกิดการรั่วในระบบ	159
ภาคผนวก ช แหล่งสั่งซื้ออุปกรณ์	161
ประวัติผู้เขียน	163

## สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
ค.1	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.6 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 381 kg/m <sup>2</sup> s	128
ค.2	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.6 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 636 kg/ m <sup>2</sup> s	129
ค.3	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.6 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/m <sup>2</sup> s	129
ค.4	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 381 kg/m <sup>2</sup> s	130
ค.5	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 636 kg/m <sup>2</sup> s	131
ค.6	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/m <sup>2</sup> s	132
ค.7	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.8 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 636 kg/m <sup>2</sup> s	133
ค.8	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.8 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/m <sup>2</sup> s	134
จ.1	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.6 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 381 kg/ m <sup>2</sup> s (ต่อ)	135
จ.2	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.6 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 636 kg/ m <sup>2</sup> s (ต่อ)	135
จ.3	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.6 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/ m <sup>2</sup> s (ต่อ)	136
จ.4	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 381 kg/ m <sup>2</sup> s (ต่อ)	137
จ.5	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 636 kg/ m <sup>2</sup> s (ต่อ)	137
จ.6	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/ m <sup>2</sup> s (ต่อ)	138
จ.7	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.8 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 636 kg/ m <sup>2</sup> s (ต่อ)	139
จ.8	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.8 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/ m <sup>2</sup> s (ต่อ)	140
ข.1	แหล่งอ้างอิงอุปกรณ์	162

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป

รูปที่		หน้า
1.1	ตัวแปรต้น	3
1.2	ตัวแปรตาม	3
1.3	แผนผังการออกแบบและดำเนินงานวิจัย	5
2.1	แผนภาพการไหลภายในท่อ Y.A. Cengel	8
2.1.2	Variation of tube surface and the average fluid temperatures along the tube in the case of constant surface heat flux	15
2.1.3	Schematic diagram of one-dimensional radial condition	17
2.1.4	แผนภาพแสดงการทำงานของระบบ	17
2.3	P-h diagram ของอุปกรณ์การทดลองในปัจจุบัน NIST	18
2.4	Differential pressure transmitter	21
2.4.2	วงจรความร้อน Y.A Cengel	22
2.5	รูปที่ แผนผังการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย	24
2.6	รูปที่ แผนผังการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแต่ละตำแหน่งตามความยาวท่อ	25
2.7	Bubbly flow Revellin and Thome.	30
2.8	Gas plug flow Revellin and Thome.	31
2.9	Slug flow Saisorn et al.	31
2.10	Throat-annular flow Saisorn et al.	31
2.11	Churn flow Saisorn et al.	32
2.12	Annular flow Saisorn et al.	32
2.13	Annular-rivulet flow Saisorn et al.	32
3.1	เครื่องมือและอุปกรณ์การทดลอง	33
3.2	Condensing unit แบบ Inverter	34
3.3	Receiver tank	34
3.4	DC Power supply	35
3.5	Electrical control box	35
3.6	Inline filter	36
3.7	Heater	36
3.8	Differential pressure transmittte	37
3.9	Pressure gauge แบบ Digital และ Manual	37
3.10	Multi meter	38
3.11	ถังสแตนเลส	38
3.12	ใบกวนน้ำคอยล์ร้อนและคอยล์เย็น	39
3.13	Filter drier	39
3.14	ฉนวน Aero flex ฉนวน Aero tape	40

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่		หน้า
3.15	Micro gear pump และ Motor	40
3.15.1	Specifications Magnetic Drive Gear Pump Micropump	41
3.16	Haitec inverter	41
3.17	Mass flow meter และ Transmitter	42
3.18	LED Light source	42
3.19	กล้อง High speed shutter	43
3.20	Thermocouple Type T	43
3.21	Data logger รุ่น GL800 รุ่น GL220	44
3.22	แผนภาพชุด Test section	44
3.23	แผนภาพชุด Test section ติดตั้ง Thermocouple Type T	45
3.24	Thermometer	45
3.25	Sight glass	46
3.26	เครื่องทำสุญญากาศ(Vacuum pump)	46
3.27	Manifold gauge	47
3.28	แผนภาพแสดงการทำงานของระบบ	47
4.1	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเท ความร้อนในการทดลองการไหลแบบสถานะเดียว ( Single phase flow )	50
4.2	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าความร้อนที่ป้อนและค่าความร้อนที่ได้รับ	51
4.3	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและค่าความร้อนที่สูญเสีย	51
4.3.1	รูปแบบการไหล Bubbly flow	52
4.3.2	รูปแบบการไหล Plug flow	52
4.3.3	รูปแบบการไหล Slug flow	53
4.3.4	รูปแบบการไหล Throat-annular flow	53
4.3.5	รูปแบบการไหล Churn flow	54
4.3.6	รูปแบบการไหล Annular flow	54
4.4	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ความดันคงที่ 0.6 MPa (ฟลักซ์มวล 381 , 636 และ 891 kg/m <sup>2</sup> s)	55
4.5	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ความดันคงที่ 0.7 MPa (ฟลักซ์มวล 381 , 636 และ 891 kg/m <sup>2</sup> s)	55
4.6	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ความดันคงที่ 0.8 MPa (ฟลักซ์มวล 381 , 636 และ 891 kg/m <sup>2</sup> s)	56
4.7	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 381 kg/m <sup>2</sup> s ( ความดัน 0.6 , 0.7 MPa )	56
4.8	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 636 kg/m <sup>2</sup> s ( ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa )	57
4.9	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 891 kg/m <sup>2</sup> s ( ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa )	57

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

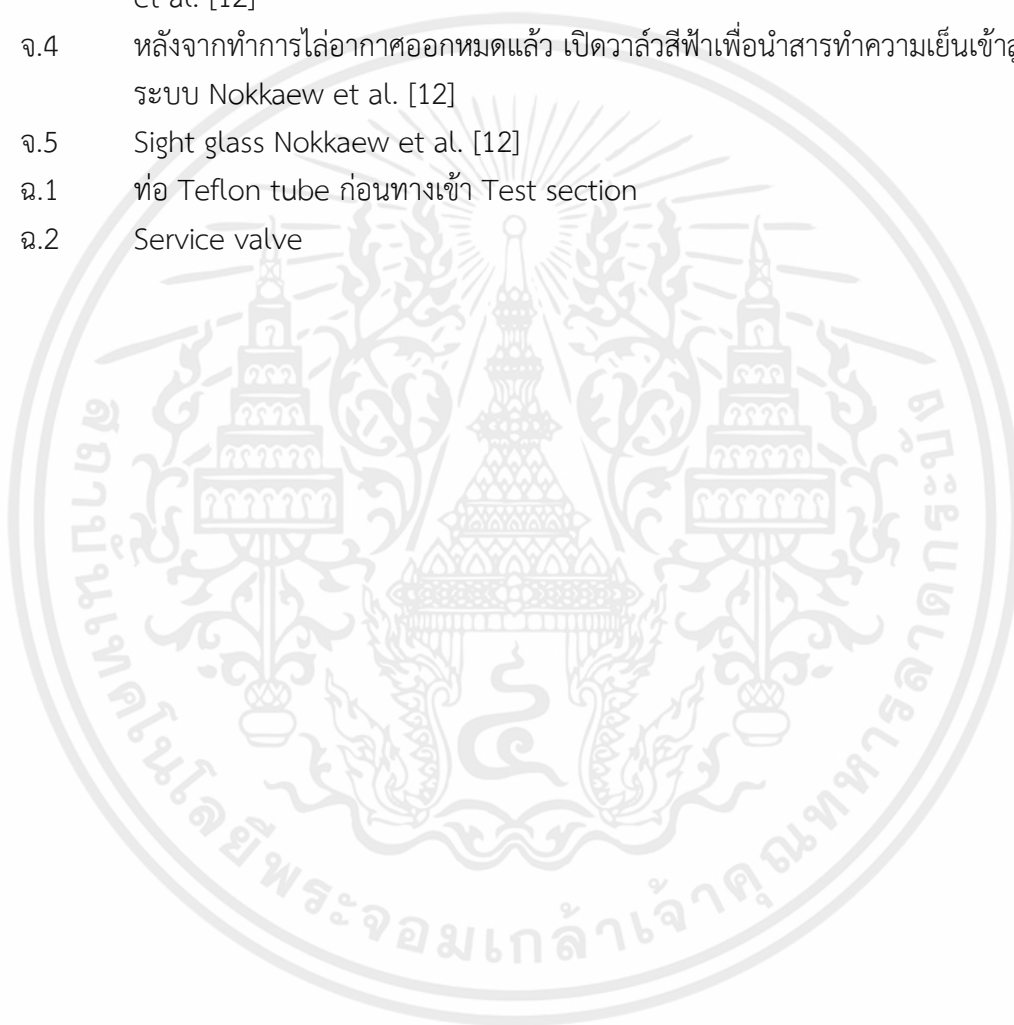
รูปที่		หน้า
4.10	กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อน ให้ฟลักซ์มวลคงที่ $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดัน 0.6 , 0.7 MPa	58
4.11	กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อน ให้ ฟลักซ์มวลคงที่ $636 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa	58
4.12	กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อน ให้ ฟลักซ์มวลคงที่ $891 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa	59
4.13	ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล $381 \text{ kg/ m}^2 \text{ s}$ ความดัน 0.6 MPa เทียบระหว่างท่อขดเกลียววางตัวในแนวนอนกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง	59
4.14	ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล $636 \text{ kg/ m}^2 \text{ s}$ ความดัน 0.6 MPa เทียบระหว่างท่อขดเกลียววางตัวในแนวนอนกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง	60
4.15	ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล $891 \text{ kg/ m}^2 \text{ s}$ ความดัน 0.6 MPa เทียบระหว่างท่อขดเกลียววางตัวในแนวนอนกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง	60
4.16	ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล $381 \text{ kg/ m}^2 \text{ s}$ ความดัน 0.7 MPa เทียบระหว่างท่อขดเกลียววางตัวในแนวนอนกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง	61
4.17	ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล $636 \text{ kg/ m}^2 \text{ s}$ ความดัน 0.7 MPa เทียบระหว่างท่อขดเกลียววางตัวในแนวนอนกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง	61
4.18	ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล $891 \text{ kg/ m}^2 \text{ s}$ ความดัน 0.7 MPa เทียบระหว่างท่อขดเกลียววางตัวในแนวนอนกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง	62
4.19	ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล $636 \text{ kg/ m}^2 \text{ s}$ ความดัน 0.8 MPa เทียบระหว่างท่อขดเกลียววางตัวในแนวนอนกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง	62
4.20	ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล $912 \text{ kg/ m}^2 \text{ s}$ ความดัน 0.8 MPa เทียบระหว่างท่อขดเกลียววางตัวในแนวนอนกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง	63
4.21	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$	63
4.22	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล $636 \text{ kg/m}^2\text{s}$	64

รูปที่		หน้า
4.23	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 891 kg/m <sup>2</sup> s	64
4.24	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 381 , 636 และ 891 kg/m <sup>2</sup> s	65
4.25	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 381 kg/m <sup>2</sup> s	65
4.26	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 636 kg/m <sup>2</sup> s	66
4.27	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 891 kg/m <sup>2</sup> s	66
4.28	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 381 , 636 และ 891 kg/m <sup>2</sup> s	67
4.29	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 636 kg/m <sup>2</sup> s	67
4.30	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 891 kg/m <sup>2</sup> s	68
4.31	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 636 และ 891 kg/m <sup>2</sup> s	68
4.32	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 381 kg/m <sup>2</sup> s ที่ ความดัน 0.7 และ 0.8 MPa	69
4.33	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 636 kg/m <sup>2</sup> s ที่ ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa	69
4.34	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 891 kg/m <sup>2</sup> s ที่ ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa	70
4.35	กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่าง Average heat transfer coefficient และฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ 381,636 ,และ 891 kg/m <sup>2</sup> s ที่ความดัน 0.6 MPa	70
4.36	กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่าง Average heat transfer coefficient และฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ 381,636 ,และ 891 kg/m <sup>2</sup> s ที่ความดัน 0.7 MPa	71
4.37	กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่าง Average heat transfer coefficient และฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ 891 kg/m <sup>2</sup> s ที่ความดัน 0.8 MPa	71

รูปที่	หน้า
	ภาคผนวก
ก.1	เครื่องสอบเทียบอุณหภูมิแบบแห้ง 85
ก.2	เปิดสวิตช์เครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ 86
ก.3	ใส่ซิลิโคนนำความร้อน (Thermal grease) ในช่องที่จะทำการสอบเทียบเครื่องมือวัดอุณหภูมิ 86
ก.4	นำอุปกรณ์ที่ต้องสอบเทียบอุณหภูมิสอดเข้าไปในช่อง 87
ก.5	ปรับตั้งอุณหภูมิที่ต้องการสอบเทียบที่เครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ 87
ก.6	เมื่อตั้งค่าอุณหภูมิที่ต้องการแล้ว ให้ทำการบันทึกค่าอุณหภูมิของอุปกรณ์ที่ต้องการมาสอบเทียบและบันทึกค่าอุณหภูมิของเครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ 88
ก.7	ปรับตั้งอุณหภูมิเครื่องสอบเทียบอุณหภูมิไปที่ 26 องศาเซลเซียส (อุณหภูมิห้อง) เพื่อความปลอดภัยของเครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ 88
ก.8	ทำความสะอาดซิลิโคนนำความร้อนที่ช่องเสียบอุปกรณ์สอบเทียบอุณหภูมิ 89
ก.9	Specification ของเครื่องสอบเทียบอุณหภูมิแบบแห้ง (Dry-box temperature calibrator) Tecal 140F Techno-calibration. [16] 89
ก.10	หน้าเว็บไซต์ Download โปรแกรม 90
ก.11	ทำการแตกไฟล์ (Extract files) 90
ก.12	เลือก Folder ที่จะแตกไฟล์ไป จากนั้นเลือก ok 91
ก.13	กด Next >> 91
ก.14	กด Next >> 92
ก.15	เลือก I accept the license agreement. จากนั้น กด Next >> 92
ก.16	กด Next >> แล้วรอโปรแกรมติดตั้ง 93
ก.17	โปรแกรมติดตั้งเสร็จแล้ว กด Finish 93
ก.18	พิมพ์ GL220_820APS จากนั้น Open 94
ก.19	เว็บไซต์ Download โปรแกรม GL100_240_840-APS 95
ก.20	การเชื่อมต่อสาย Type-T Thermocouple ที่ขั้วสัญญาณกับ Data logger 95
ก.21	เชื่อมต่อสาย USB เข้ากับ Data logger (ข) เชื่อมต่อสาย USB เข้ากับคอมพิวเตอร์หรือโน้ตบุ๊ก 96
ก.22	ปุ่ม Power ที่ด้านข้าง Data logger 96
ก.23	พิมพ์ GL100_240_840-APS จากนั้น Open 97
ก.24	เลือก Connect 97
ก.25	เลือก Choose ▼ 98
ก.26	เลือก Connect 98
ก.27	เลือก Data logger ที่จะทำการเชื่อมต่อ 99
ก.28	กด Connect และรอให้ช่อง Status ของ Data logger นั้นขึ้น OK จากนั้นให้กด Close 99
ก.29	เลือก Capture settings 100

รูปที่		หน้า
ก.30	เลือก Tab Amp setting จากนั้นเลือกที่ Input	100
ก.31	เลือกเป็น Temp เพื่อตั้งค่า Data logger รับ Input ที่เข้าเป็นอุณหภูมิ	101
ก.32	เลือก Sensor	101
ก.33	เลือกชนิดของเทอร์โมคัปเปิลเป็นแบบ TC-T	102
ก.34	เลือก Span เพื่อตั้งค่ากราฟช่วงสูงสุดและต่ำสุดของอุณหภูมิที่ต้องการวัด แล้วกด OK	102
ก.35	Common settings > Sampling interval เพื่อตั้งค่าช่วงเวลาที่จะเก็บผลข้อมูลจากการทดลองทุกๆ กี่นาทีหรือวินาที	103
ก.36	เลือกช่วงเวลาที่จะเก็บผลข้อมูลจากการทดลองทุกๆ 1 วินาที (1 s)	103
ก.37	ไปที่ PC Capture settings > Format เพื่อตั้งค่าไฟล์ข้อมูลที่ได้หลังจาก การบันทึกผล (Record)	104
ก.38	เลือกตั้งค่าเป็น CSV เพื่อให้ไฟล์ข้อมูลที่ได้หลังจาก การบันทึกผล (Record) นั้นสามารถใช้โปรแกรม Microsoft excel เพื่อดูข้อมูลจากการทดลองและสะดวกต่อการคำนวณ จากนั้นกด Ok	104
ก.39	สามารถเริ่ม การบันทึกผล (Record) ได้โดยกดปุ่ม เริ่ม (Start)	105
ก.40	เมื่อ การบันทึกผล (Record) ได้ผลตามที่ต้องการแล้วและต้องการหยุดบันทึกผล ให้กดปุ่ม หยุด (Stop)	105
ก.41	นำ Cursor mouse ไปวางค้างไว้ที่ PC Capture Destination สลักครุ่ ตัวโปรแกรม ก็จะบอกตำแหน่งไฟล์ข้อมูล	106
ก.42	นำชื่อไฟล์ของข้อมูลในช่อง PC Capture Destination ไปพิมพ์ช่อง Search	106
ข.1	Properties of R-134a Perry and Green [17]	108
ค.1	Mass flow meter Nokkaew et al. [12]	147
ค.2	เลือก *Progr.Level*Locked แล้วกด ok Nokkaew et al. [12]	147
ค.3	เลือก *Progr.Level* Specialist_ แล้วกด ok Nokkaew et al. [12]	148
ค.4	เลือก system zero adj. แล้วกด ok Nokkaew et al. [12]	148
ค.5	เลือก system zero adj. : automatic แล้วกด ok Nokkaew et al. [12]	149
ค.6	เลือก system zero adj. : slow แล้วกด ok Nokkaew et al. [12]	149
ค.7	รอเครื่อง Mass flow meter ทำการ Set zero จนเสร็จ Nokkaew et al. [12]	150
ค.8	หน้าแสดงผลเครื่อง Mass flow meter Nokkaew et al. [12]	150
ง.1	นำสายสีเหลืองที่เกจแมนิโฟลด์ (Manifold gauge) เชื่อมต่อกับปั๊มทำสุญญากาศ (Vacuum pump) Nokkaew et al. [12]	152
ง.2	นำสายสีน้ำเงินที่เกจแมนิโฟลด์ (Manifold gauge) เชื่อมต่อกับวาล์วบริการ (Service valve) ที่บริเวณทางออกชุดทดลอง (Test section) Nokkaew et al. [12]	152
ง.3	เปิดปั๊มทำสุญญากาศ (Vacuum pump) Nokkaew et al. [12]	153

รูปที่		หน้า
ง.4	เปิดวาล์วด้านความดันต่ำ (สายสีน้ำเงิน) ที่เกจแมนิโฟลด์ (Manifold gauge) Nokkaew et al. [12]	153
ง.5	สังเกตที่เกจวัดความดัน P4 และ P5 ค่าความดันที่แสดงบนเกจจะต้องมีค่าติดลบ (เป็นสุญญากาศ) Nokkaew et al. [12]	154
จ.1	Vacuum pump Nokkaew et al. [12]	156
จ.2	ซั่งสารทำความเย็น R-134a บนตาซั่ง Nokkaew et al. [12]	156
จ.3	เปิดวาล์วที่ถังเก็บสารทำความเย็นแต่ต้องปิดวาล์วที่ Manifold gauge Nokkaew et al. [12]	157
จ.4	หลังจากทำการไล่อากาศออกหมดแล้ว เปิดวาล์วสีฟ้าเพื่อนำสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ Nokkaew et al. [12]	157
จ.5	Sight glass Nokkaew et al. [12]	158
ฉ.1	ท่อ Teflon tube ก่อนทางเข้า Test section	160
ฉ.2	Service valve	160



## สัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมายสัญลักษณ์
$A$	Area, $m^2$
$Bo$	Boiling number
$Co$	Confinement number
$C_p$	Specific heat, $J/kg \cdot ^\circ C$
$D$	Diameter, m
$D_h$	Hydraulic diameter (m)
$E$	Energy
$f$	Friction factor
$G$	Mass flux, $kg/m^2 \cdot s$
$g$	Acceleration due to gravity, $m/s^2$
$I$	Current, A
$i$	Enthalpy, J/kg
$k$	Thermal conductivity, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
$L$	Length, m
$MAE$	Mean absolute error
$\dot{m}$	Mass flow rate, kg/s
$Nu$	Nusselt number
$P$	Pressure, bar
$P_f$	Pressure drop, bar
$Pr$	Prandtl number
$Q$	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
$\dot{q}$	Volumetric heat generation, $W/m^3$
$q''$	Heat flux, $W/m^2$
$R$	Thermal resistance, K/W
$Ra$	Rayleigh number
$Re$	Reynolds number
$r$	Radius, m
$V$	Voltage, V
$v$	Velocity, m/s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมายสัญลักษณ์
$T$	Temperature, °C
$T_{\infty}$	Ambient temperature, °C
$x$	Vapour quality

Subscript	ความหมาย Subscript
<i>acc</i>	Acceleration
<i>avg</i>	Average
<i>conv</i>	Convection
<i>exp</i>	Experimental
<i>fluid</i>	Fluid
<i>fg</i>	Vaporization
<i>G</i>	Gravitation
<i>h</i>	Hydraulic
<i>in</i>	inner
<i>ins</i>	Insulator
<i>l</i>	Saturated liquid
<i>loc</i>	Local
<i>mea</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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สัญลักษณ์ (ต่อ)

Greek symbol	ความหมาย Greek symbol
$h$	Heat transfer coefficient, W/m <sup>2</sup> °C
$\beta$	Thermal expansion, 1/K
$\kappa$	Thermal diffusivity, m <sup>2</sup> /s
$\mu$	Dynamic viscosity, Pa.s
$\rho$	Density, kg/m <sup>3</sup>
$\nu$	Kinematic viscosity, m <sup>2</sup> /s
$\alpha$	Void fraction
$\sigma$	Surface tension, N/m



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 1

### บทนำ

#### 1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหาโครงการ

ระบบการถ่ายเทความร้อนแบบการไหลเดือด ในโลกปัจจุบันนี้มีความสำคัญหลายด้านเช่น ระบบการทำความเย็น ระบบควบคุมความร้อน เครื่องปรับอากาศ เป็นต้น ด้วยเทคโนโลยีระบายความร้อนด้วยของเหลว ด้วยกระบวนการเปลี่ยนเฟส ได้ใช้เทคโนโลยีมาเป็นบทบาทสำคัญในการดำรงชีวิต เพื่อการระบายความร้อนที่ประหยัดพลังงานมากขึ้นและคุณสมบัติสารทำความเย็นต่อการถ่ายเทความร้อน เทคโนโลยีจึงได้รับการพัฒนาอย่างรวดเร็ว ภายใต้ทรัพยากรที่มีอยู่อย่างจำกัดให้ใช้งานได้อย่างคุ้มค่าและมีประสิทธิภาพที่ดียิ่งขึ้น ดังนั้นเพื่อการตอบโจทยความต้องการของมนุษย์ เทคโนโลยีสมัยใหม่จึงมีขนาดเล็ก แต่ให้ประสิทธิภาพสูง ใช้สอยสะดวกสบาย แต่อย่างไรก็ตาม เทคโนโลยีที่มีขนาดเล็กนั้นย่อมมีขีดจำกัดในเรื่องของความร้อนที่เกิดขึ้นจากการใช้งาน ยิ่งเทคโนโลยีมีประสิทธิภาพสูงและมีขนาดเล็กก็จะเกิดความร้อนสูงขึ้นตามไปด้วย ดังนั้นเทคโนโลยีเหล่านี้จึงต้องการระบบถ่ายเทความร้อนที่มีขนาดเล็กและให้ประสิทธิภาพที่ดี จึงได้มีการศึกษาการถ่ายเทความร้อนสำหรับท่อเซอร์เพนไทน์ และการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง

เมื่อกาลเวลาได้ผันเปลี่ยน มนุษย์โลกให้ความสำคัญด้านปัจจัยพลังงานและทรัพยากร ซึ่งพัฒนาให้อุปกรณ์มี การทดลองให้มีประสิทธิภาพสูง ตอบสนองความต้องการมนุษย์ ทำให้การศึกษาท่อขนาดเล็กหรือที่เรียกว่า ท่อไมโครแชนแนล ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดเล็ก ระดับมิลลิเมตร ซึ่งสามารถนำมาใช้ในด้านกรแพทย์ ด้านอวกาศ ด้านอุตสาหกรรมกรทำความเย็น เพื่อทดลองและศึกษา รูปแบบการไหลภายในท่อเดือด ลักษณะการไหลภายในท่อ ชนิดสารทำความเย็น และค่าแรงโน้มถ่วงจะพบน้อยเมื่อเป็นท่อขนาดเล็ก เพื่อทราบค่าประสิทธิภาพที่สามารถทำได้เมื่อเทียบท่อขนาดใหญ่ มนุษย์ได้พัฒนาให้มีขนาดท่อเล็กลง แต่มีประสิทธิภาพมากขึ้น การทำงานที่คุ้มค่า และใช้งบประมาณด้านเศรษฐศาสตร์น้อยลง จึงได้มีการศึกษาการถ่ายเทความร้อนสำหรับท่อขดเกลียวของการไหลแบบ single phase flow และ two phase flow ที่ไหลในท่อขนาดเล็ก

จากการศึกษางานวิจัยต่างๆพบว่ามีการศึกษาการถ่ายเทความร้อนภายในท่อเกิดขึ้นมากมาย แต่ยังมีงานวิจัยอยู่น้อยมากที่จะศึกษาการถ่ายเทความร้อนในท่อเซอร์เพนไทน์ขนาดเล็ก ระดับ Micro channel ยกตัวอย่างเช่นงานวิจัยของ

**Xiande และคณะ [1]** ศึกษาการทดลองของการถ่ายเทความร้อนที่เกิดการไหลเดือดของ R134a และประเมินความสัมพันธ์ที่มีอยู่การทดลองใช้ท่อขนาด 1.002 , 2.168 และ 4.065 mm ที่สภาวะ ฟลักซ์มวลช่วง 185-935 kg/m<sup>2</sup>s ฟลักซ์ความร้อนช่วง 18.0-35.5 KW/m<sup>2</sup> ความดันอิ่มตัว 0.578-0.82 MPa และคุณภาพไอ 0.03-1.0 ได้รับชุดข้อมูล 397 ข้อมูล ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อ 1.002 และ 2.168 สูงกว่าท่อขนาด 4.065 mm มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามคุณภาพไอ แต่ท่อขนาด 4.065 mm มีแนวโน้มนลดลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มีการเปรียบเทียบทั้งหมด 28 ความสัมพันธ์นำการเปรียบเทียบข้อมูลการทดลองในปัจจุบัน และความสัมพันธ์ของ Fang คาดการณ์ได้ดีที่สุดสำหรับชุดข้อมูลการทดลองทั้งหมด 397 จุด

**Niu และคณะ [2]** ศึกษาการทดลองขณะเกิดความร้อนวิกฤตการไหลเดือดของ R134a ในท่อขดเกลียวระดับแนวตั้ง พลักซ์มวลช่วง  $190\text{-}400\text{ kg/m}^2\text{ s}$  พลักซ์ความร้อน  $15\text{-}55\text{ KW/m}^2$  ความดันทางเข้า  $0.8\text{-}1.1\text{ MPa}$  คุณภาพไอน้ำทางเข้า  $0.01\text{-}0.35$  ท่อขดเกลียวเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน  $8\text{ mm}$  ความยาวท่อ  $1.85\text{ m}$  ระยะพิท  $25\text{ mm}$  ความร้อนวิกฤตเพิ่มขึ้นตามพลักซ์มวลและลดลงตามคุณภาพไอน้ำทางเข้า การเกิดความร้อนวิกฤตมีสี่ความสัมพันธ์ในการวิจัย

**Kong และคณะ [3]** การศึกษาการทดลองเกี่ยวกับลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ Subcooled ของ R134a ในท่อขดเกลียวแนวตั้ง ที่ไหลแบบสองเฟส พลักซ์ความร้อน  $0.1\text{-}14.5\text{ KW/m}^2$  พลักซ์มวล  $147.5\text{-}443.7\text{ kg/m}^2\text{ s}$  อุณหภูมิทางเข้า Subcooled  $4.7\text{-}15\text{ }^{\circ}\text{C}$  ความดัน  $450\text{-}850\text{ KPa}$  ท่อเส้นผ่านศูนย์กลาง  $8\text{ mm}$  ระยะพิทช่วง  $45\text{-}120\text{ mm}$  ทดสอบท่อทั้งหมด 5 ขดเกลียว การเดือดแบบ Subcooled มีการกระจายอุณหภูมิของขดลวดขดลวดแนวตั้งแตกต่างจากท่อแนวนอนโดยสิ้นเชิง ความแตกต่างของอุณหภูมิตามพิกัดเส้นรอบวงของขดลวดแนวตั้งสูงกว่า  $68.6\%$  ของท่อแนวนอน ท่อขดเกลียวแนวตั้ง อุณหภูมิผนังที่ความไม่สม่ำเสมอของอุณหภูมิ เกิดจากพฤติกรรมฟองสปูเมื่อ 270 องศา ฟองที่เกิดขึ้นเลื่อนไปตามผิวที่ร้อนเสมอ

**Gomez และคณะ [4]** ศึกษาการทดลอง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบสองเฟส และความดันตกคร่อมที่กระทบภายในท่อขนาดเล็กระหว่างการควบแน่นด้วย R1234f และ R134a ท่อหลายพอร์ตแนวนอนขนาดเล็กแนวนอนมีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกด้านใน  $1.16\text{ mm}$  ที่พลักซ์มวล  $350\text{-}940\text{ kg/m}^2\text{ s}$  อุณหภูมิอิ่มตัว  $30, 35, 40, 45, 50$  และ  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$  การวิเคราะห์การทดลอง R134a มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน R1234yf มีค่าสูงกว่า ในอุณหภูมิอิ่มตัวหรือความเร็วเชิงมวลที่ใกล้เคียงกัน ความดันตกคร่อมระหว่างการไหลระหว่างการไหลสองเฟสแบบอะเดียแบติกและไอแบติก R1234yf ทำงานได้ดีกว่า R134a เล็กน้อย

จากการทบทวนงานวิจัยข้างต้น การศึกษาวิจัยอดีตส่วนใหญ่เป็นการศึกษาเกี่ยวกับการไหลขณะเกิดการเดือดขนาดไมโคร ในลักษณะท่อที่แตกต่างหลายรูปแบบ เช่น ท่อกลม ท่อขดเกลียว และท่อสี่เหลี่ยมมุมฉาก เป็นต้น แต่ในขณะเดียวกัน จะเห็นได้ว่าลักษณะท่อเป็นเซอร์เพนไทน์ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง  $1\text{ mm}$  รัศมีความโค้ง  $3\text{ mm}$  การไหลแบบสองสถานะในท่อขนาดไมโคร ยังมีข้อมูลสนับสนุนน้อย ดังนั้นกลุ่มผู้วิจัยจึงได้ทำการศึกษาท่อเซอร์เพนไทน์ในทิศทางไหลแนวระดับ เพื่อศึกษาพฤติกรรมการไหลและพัฒนาการถ่ายเทความร้อนของท่อเซอร์เพนไทน์ขนาดไมโครที่เกิดขึ้น ในวิจัยครั้งนี้ มีสารทำงานเป็นสารทำความเย็นชนิด R-134a ควบคุมการไหลให้มีทิศทางการไหลตามท่อเซอร์เพนไทน์ และการให้ความร้อนที่ผิวท่อเป็นแบบความร้อนพลักซ์คงที่

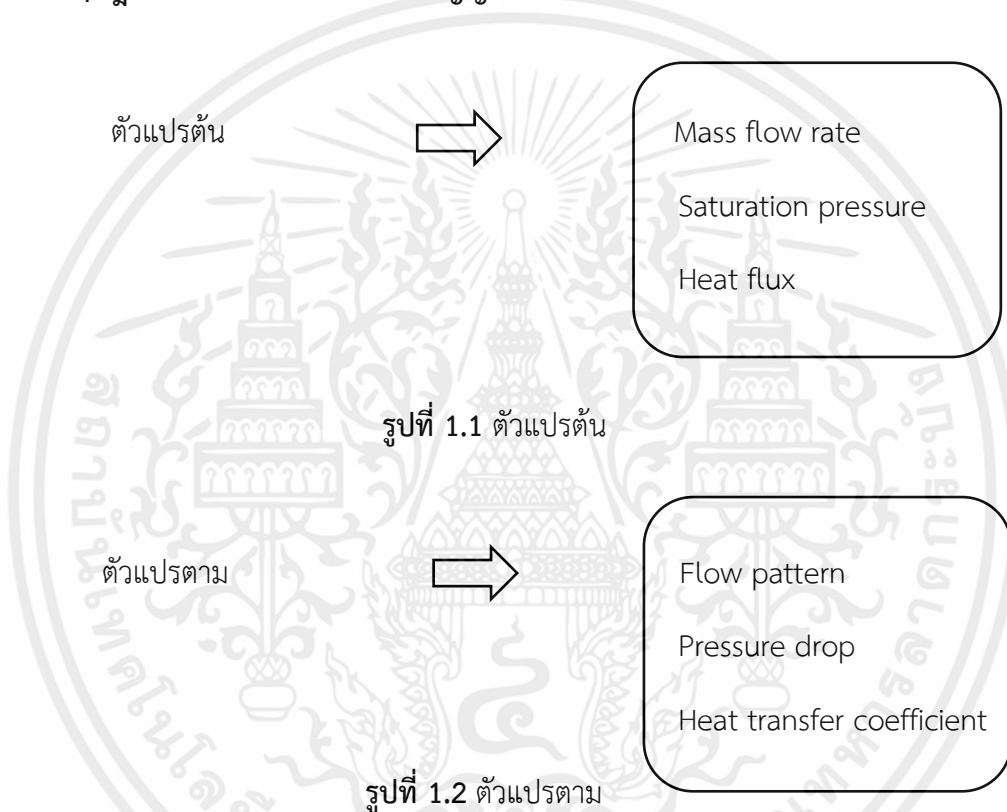
## 1.2 วัตถุประสงค์ของปริญญาานิพนธ์

1. เพื่อศึกษาคุณลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อเซอร์เพนไทน์ขนาดไมโคร เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน  $1\text{ mm}$  ซึ่งวางตัวในแนวระดับ ขณะเกิดการไหลเดือด

### 1.3 สมมติฐานของปฏิญานิพนธ์

1. ทิศทางการไหลที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน
2. อุณหภูมิ ความดันของระบบ ฟลักซ์ความร้อน และ ฟลักซ์เชิงมวลที่มีผลต่อมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน
3. รูปแบบการไหลที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

### 1.4 ทฤษฎีหรือแนวความคิดที่ใช้ในปฏิญานิพนธ์



### 1.5 ขอบเขตของปฏิญานิพนธ์

1. ทดลองการไหลขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R-134a เท่านั้น
2. ใช้ท่อเซอร์เพนไทน์ในทิศทางการไหลแนวระดับสำหรับช่วงทดสอบ
3. ท่อสแตนเลสเกรด 316 มีลักษณะแนวระดับ ยาวทั้งหมด 1069 มิลลิเมตร ดัดให้โค้ง 180 องศา รัศมีความโค้ง 3 มิลลิเมตร
4. ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 1 มิลลิเมตร ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอก 1.68 มิลลิเมตร
5. การให้ความร้อนที่ผิวท่อเป็นแบบความร้อนฟลักซ์คงที่ (constant surface heat flux)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. ความดันทดสอบที่ 6, 7 และ 8 Bar , ฟลักซ์มวล 361,636, และ 891 kg/m<sup>2</sup>s และ ฟลักซ์ความร้อน 0.1-20 KW/m<sup>2</sup>

### 1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้ข้อมูลรูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อน ของสารทำความเย็น R-134a ขณะเกิดการเดือดในท่อโค้งซึ่งทิศทางการไหลแนวระดับ
2. ได้ข้อมูลการทดลองการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R-134a ในท่อโค้ง
3. ได้รับข้อมูลการทดลองที่สามารถใช้เป็นฐานข้อมูลในการไปพัฒนาต่อไป



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1.7 ขั้นตอนการศึกษา



รูปที่ 1.3 แผนผังการออกแบบและดำเนินงานวิจัย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1.8 ระยะเวลาการทำงาน

กิจกรรม	ระยะเวลาในการดำเนินการ 2564-2565													
	พ.ค.	มิ.ย.	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.	เม.ย.	พ.ค.	
1.กำหนดหัวข้อในการดำเนิน	↔													
2.สำรวจเอกสารและศึกษาข้อมูลพื้นฐานของอุปกรณ์		↔												
3.ศึกษาข้อมูลของอุปกรณ์ในการทดลอง			↔											
4.ศึกษาและค้นคว้าสมการที่เกี่ยวข้อง								↔						
5.เช็คความเรียบร้อยอุปกรณ์เพื่อทำการทดลอง									↔					
6.ทดลองการใช้งานเพื่อหาคำนวนหาค่าสัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อนและค้นที่สูญเสีย												↔		
7.วิจารณ์และสรุปผลการทดลอง													↔	

ตารางที่ 1.1 สรุประยะเวลาการทำงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

### ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

#### 2.1 เกณฑ์ที่ใช้ในการจำแนกประเภทของท่อ

การจำแนกประเภทท่อนั้นจะถูกกำหนดโดยนักวิจัยต่างๆ โดยจะมีหลักการและวิธีการที่แตกต่างกันไป ซึ่งนักวิจัยแต่ละคนก็จะมีขนาดท่อแตกต่างกันไปยกตัวอย่าง ดังต่อไปนี้

Mehendale และคณะ [5] ได้ใช้วิธีการนำเสนอเกณฑ์ โดยใช้เส้นผ่านศูนย์กลางท่อเป็นตัวแปรสำคัญ และเป็นปัจจัยสำคัญ เพื่อใช้เป็นการให้ค่านิยามขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนไว้ ดังต่อไปนี้

- Micro-heat exchanger:  $1 \mu\text{m} \leq D_h \leq 100 \mu\text{m}$
- Micro-heat exchanger:  $100 \mu\text{m} \leq D_h \leq 1 \text{mm}$
- Compact heat exchanger:  $1 \text{mm} \leq D_h \leq 6 \text{mm}$
- Conventional heat exchanger  $D_h > 6 \text{mm}$

Kadlikar [6] ได้ใช้วิธีการนำเสนอเกณฑ์ โดยมีหลักการจำแนกตามประเภทของท่อที่ใช้ในทางวิศวกรรม ดังต่อไปนี้ โดยที่  $D_h$  เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางท่อไฮดรอลิก (Hydraulic diameter ,  $D_h$ )

- Micro-channels:  $10 \mu\text{m} \leq D_h \leq 200 \mu\text{m}$
- Mini-channels:  $200 \mu\text{m} \leq D_h \leq 3 \text{mm}$
- Conventional channels:  $D_h > 3 \text{mm}$

Kew and Cornwell [7] นำเสนอเกณฑ์ที่ใช้กำหนดเกณฑ์สำหรับจำแนกท่อ โดยสามารถหาได้จาก Confinement number กรณีที่ค่ามากกว่า 0.5 ส่งผลให้เกิดพฤติกรรมการไหลของ Micro-Scale โดยส่วนใหญ่ Confinement number ถูกใช้ในงานกลไกการเดือด Flow Boiling.

$$C_0 = \frac{\left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}\right)^{0.5}}{D_h} \quad (2.0)$$

อย่างไรก็ตามเกณฑ์การจำแนกประเภทของท่อนั้น ถึงแม้ว่านักวิจัยแต่ละคนจะกำหนดเกณฑ์ของท่อที่มีขนาดต่างกัน แต่ในปัจจุบันก็ยังไม่มียุทธศาสตร์ใดที่จะสามารถจำแนกประเภทของท่อที่ชัดเจนได้

## 2.2 ทฤษฎีในการออกแบบอุปกรณ์การทดลอง

2.2.1 การคำนวณหาค่าของ Hydrodynamic entry length และ Thermal entry length เพื่อที่จะ สามารถทราบความยาวที่เหมาะสมในการวัดอุณหภูมิ โดยจากการคำนวณรูปแบบการไหลแบบ ราบเรียบ (Laminar flow) โดยที่ค่า Hydrodynamic entry length ถูกประมาณได้ เป็น ดังสมการที่ 2.1

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

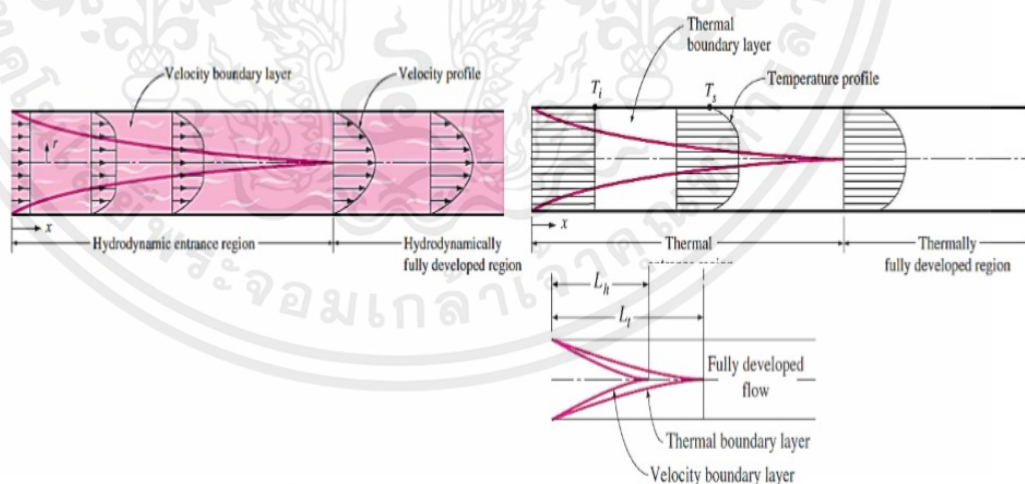
และสำหรับ Thermal entry length ถูกประมาณได้เป็น

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

สำหรับการคำนวณหาค่ารูปแบบการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) โดยที่ค่า Hydrodynamic entry length และ Thermal entry length จะสั้นกว่ารูปแบบการไหลแบบ ราบเรียบ (Laminar flow) มาก โดยสามารถประมาณได้ดังสมการที่ 2.3

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

Y.A. Cengel [3]



รูปที่ 2.1 แผนภาพการไหลภายในท่อ Cengel [26]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### การคำนวณค่า Nusselt Number โดยใช้สมการ Dittus-Boelter

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน (Hydrodynamically and thermally) ภายในท่อที่มีพื้นผิวเรียบ จำนวน Nusselt ในพื้นที่จะหาได้จากสมการ Dittus - Boelter ที่รู้จักกันดี โดยมีสมการดังสมการที่ 2.4

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

โดยที่ สำหรับการทำความร้อน  $n=0.4$  และ สำหรับการทำความเย็นของของไหลที่ไหลผ่านท่อ  $n=0.3$

### การคำนวณหาค่า Reynolds Number (Re)

Reynolds Number คืออัตราส่วนของแรงเฉื่อยต่อแรงหนืดและเป็นพารามิเตอร์สำหรับการทำนายว่าสภาวะการไหลจะเป็น Laminar หรือ Turbulent

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  $D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)

$v$  คือ ความเร็วของของเหลว (m/s)

$\rho$  คือ ความหนาแน่นของของเหลว ( $kg/m^3$ )

$\mu$  คือ ค่าความหนืด dynamic viscosity (Pa.s)

$\nu$  คือ kinematic viscosity ( $m^2/s$ );  $\nu = \mu / \rho$

Laminar flow

สำหรับการไหลที่มีค่า 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 ระบบของเหลวส่วนใหญ่ในโรงงานอุตสาหกรรม ทำงานด้วยการไหลแบบ Turbulent flow

**การคำนวณค่า Prandtl Number** ค่า Prandtl Number เป็นหมายเลขไร้มิติ

Prandtl Number ถูกกำหนดเป็นอัตราส่วนของการแพร่ของโมเมนตัม (Momentum) ต่อการแพร่กระจายความร้อน โมเมนตัม (Momentum) การแพร่กระจายหรือตามปกติจะเรียกว่าความหนืดจลนศาสตร์

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

$$Pr = \frac{\mu / \rho}{k / (\frac{C_p}{\rho})} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.6.2)$$

เมื่อ  $\rho$  คือ ความหนาแน่นของของเหลว ( $\text{kg/m}^3$ )

$\mu$  คือ ค่าความหนืด dynamic viscosity (Pa.s)

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

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

ค่าของ Prandtl Number,  $Pr \ll 1$  หมายถึง การแพร่กระจายความร้อนมีอิทธิพลมาก และในขณะที่ค่า Prandtl Number,  $Pr \gg 1$  การแพร่ของโมเมนตัมจะควบคุมพฤติกรรม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.3 ทฤษฎีที่ใช้สำหรับการทดลอง

ทฤษฎีที่ใช้สำหรับการทดลอง Single-Phase

สมดุลพลังงาน (*Energy balance*) การสมดุลกำลังของพลังงานความร้อนของระบบ โดยมีกำลังของพลังงานความร้อนที่ป้อนให้กับระบบจากการเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานความร้อน และกำลังของพลังงานความร้อนที่ระบบที่ได้รับ เนื่องจาก มีความแตกต่างของค่าอุณหภูมิของห้องกับ อุณหภูมิของพื้นผิวภายนอกท่อ จึงทำให้เกิดการสูญเสียกำลัง ของพลังงานความร้อนเทียบกับเวลา ออกจากระบบ (*loss Q*) จึงสามารถคำนวณหาค่ากำลังของพลังงาน ความร้อนที่สูญเสียออกจาก ระบบในการไหลแบบสถานะเดียว จากสมการที่

$$Q_{loss} = Q_{in} - Q_{fluid} \quad (2.7)$$

โดยที่  $Q_{in}$  กำลังงานความร้อนที่ป้อนเข้าให้กับระบบ (*W*) หาได้จากสมการ (2.7)

$$Q_{in} = IV \quad (2.7.1)$$

เมื่อ  $I$  คือ กระแสไฟ (*A*)

$V$  คือ แรงดันไฟฟ้าที่ป้อนให้ (*V*)

โดยที่  $Q_{fluid}$  คือ กำลังของพลังงานความร้อนของสารทำงานที่ได้รับ (*W*) ได้จากสมการที่ (2.7)

$$Q_{fluid} = \dot{m}C_p\Delta T \quad \text{กรณี single phase} \quad (2.7.2)$$

โดยที่  $\Delta T = T_{s,out avg} - T_{\infty}$

เมื่อ  $\dot{m}$  คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน (*kg/s*)

$C_p$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะ (*kJ/kg °C*)

$\Delta T$  คือ ค่าความต่างของอุณหภูมิของสารทำงานที่ทางเข้าและออกของช่วงทดสอบ (*°C*)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งถ้าอุณหภูมิของพื้นผิวภายนอกของท่อมีความแตกต่างจากอุณหภูมิห้องมากก็จะทำให้เกิดการสูญเสียกำลังของพลังงานมากตามความแตกต่างของอุณหภูมิห้อง ดังนั้นจึงใช้ความสัมพันธ์ความ Thermal Resistance Circuits กับ Energy Balance สร้างสมการเส้นตรง จะสามารถหาความสัมพันธ์ ระหว่างความแตกต่างของอุณหภูมิของพื้นผิวภายนอกของท่อกับอุณหภูมิห้องกับกำลังของพลังงานที่ สูญเสีย ออกจากระบบ ดังสมการที่ (2.7)

ค่าความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบในการไหลแบบสถานะเดียว

$$Q_{loss} = IV - \dot{m}C_p(T_{s,outer,avg} - T_{\infty}) \quad \text{กรณี single phase} \quad (2.7.2)$$

สำหรับกรณีเป็น Two Phase สามารถหาได้จาก

สมดุลพลังงาน

$$\dot{m}(i)_{in} + IV - \dot{m}(i)_{out} - Q_{loss} = 0$$

จัดรูป

$$Q_{loss} = IV - \dot{m}(i_{out} - i_{in}) \quad (2.8)$$

เมื่อ

$i_{out}$

คือ เอนทาลปีที่ทางออก Test-section (kJ/kg)

$i_{in}$

คือ เอนทาลปีที่ทางเข้า Test-section (kJ/kg)

เนื่องจาก การหาค่า  $i_{out}$  และ  $i_{in}$  นั้นขั้นตอนซับซ้อนดังนั้นเราจึงให้การหาแบบ Single Phase เพราะทราบอุณหภูมิพื้นผิวด้านนอกท่อ และอุณหภูมิมิบริเวณรอบ Test-section ก็สามารถคำนวณหา

ทำการพล็อตกราฟให้แกน Y เป็นค่า  $Q_{loss}$  และแกน X เป็นค่า  $\Delta T$  จากสมการที่ (2.7.2) จะได้กราฟความชันของสมการ ซึ่งจะนำไปคำนวณหาค่า พลังงานความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบ ได้ในการคำนวณการไหลแบบสองสถานะ (Two-phase flow)

$$Q_{loss} = constant(T_s - T_{room})$$

เมื่อ

$T_s$

คือ อุณหภูมิที่พื้นผิวด้านนอก (°C)

$T_{room}$

คือ อุณหภูมิรอบๆ Test-section ที่วัดโดยเทอร์โมมิเตอร์ (°C)

**สำหรับการคำนวณหา Friction Factor**

การทดลองแบบเฟสเดียวได้ดำเนินการก่อนการทดลองก่อนการไหลสองสถานะเพื่อ

ตรวจสอบความถูกต้องของระบบทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$f = \frac{\Delta P_f(2D)}{\rho LV^2} \quad (2.9)$$

เมื่อ  $\Delta P_f$  คือ ความดันตกคร่อม (kpa)

$\rho$  คือ ความหนาแน่นของของไหล ( $\text{kg/m}^3$ )

$D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)

$L$  คือ ความยาวท่อ (m)

$V$  คือ ความเร็วของของไหล (m/s)

### ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (The local heat transfer coefficient)

The local heat transfer coefficient ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ตำแหน่งใด ๆ การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ตำแหน่งใด ๆ แตกต่างจากการหาแบบเฉลี่ย โดยพิจารณาจากจุดตำแหน่งติดตั้ง Thermocouple ที่ตำแหน่ง X ใดๆ

$$\text{The local heat transfer coefficient} = \frac{\text{Heat flux}}{T_{\text{wall,in,(n)}} - T_{\text{fluid,(n)}}} \quad (3.0)$$

หรือ

$$h_{\text{loc,(n)}} = \frac{q''}{T_{\text{wall,in,(n)}} - T_{\text{fluid,(n)}}} \quad (3.0.1)$$

เมื่อ  $h_{\text{loc,(n)}}$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ตำแหน่งใด ๆ ( $\text{w/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ )

$q''$  คือ ฟลักซ์ความร้อน ( $\text{w/m}^2$ )

$T_{\text{wall,in,(n)}}$  คือ อุณหภูมิที่ตำแหน่งใด ๆ ของพื้นผิวด้านในท่อ ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{\text{fluid,(n)}}$  คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใด ๆ ( $^\circ\text{C}$ )

### ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (Average heat transfer coefficient)

การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของสารทำงานช่วง *Test section* จะคำนวณตามสมการดังต่อไปนี้

$$\text{Average Heat transfer coefficient} = \frac{\text{Heat flux}}{T_{\text{wall,in,avg}} - T_{\text{fluid,avg}}} \quad (3.1)$$

หรือ

$$h_{\text{avg}} = \frac{q''}{(T_{\text{wall,in,avg}} - T_{\text{fluid,avg}})} \quad (3.1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ  $h_{avg}$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )

$q''$  คือ ฟลักซ์ความร้อน ( $W/m^2$ )

$T_{wall,in,avg}$  คือ อุณหภูมิที่พื้นผิวท่อด้านในเฉลี่ยแต่ละตำแหน่งที่ติดตั้ง *Thermocouple* ( $^\circ C$ )

$T_{fluid,avg}$  คือ อุณหภูมิของสารทำงานเฉลี่ย ( $^\circ C$ )

### ค่าตัวเลขนัมเบอร์ ณ ตำแหน่งใดๆ (Local nusselt number)

ตัวเลขนัมเบอร์เฉพาะจุด เป็นค่าที่แสดงผลของการถ่ายเทความร้อน ณ ตำแหน่งใด ๆ ในรูปของตัวแปรไร้มิติ ซึ่งสามารถทำได้จากสมการที่ (3.2)

$$Nu_{(n)} = \frac{h_{local,n} \times r^2}{k_{f,n}} \quad (3.2)$$

เมื่อ  $Nu_n$  คือ ค่าตัวเลขนัมเบอร์เฉพาะจุด

$h_{local}$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )

$r$  คือ รัศมีภายในท่อ (m)

$k$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของ fluid Local, n ( $kW/m \cdot ^\circ C$ )

**ฟลักซ์ความร้อน (Heat flux)** อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ ในส่วนของ Test-section และประมาณโดยสมการดังต่อไปนี้

$$q'' = \frac{Q - Q_{loss}}{\pi DL} \quad (3.3)$$

เมื่อ  $Q$  คือ ค่าพลังงานความร้อนที่ได้รับจากการเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงาน ความร้อน(kw)

$q_{loss}$  คือ ค่าพลังงานความร้อนที่สูญเสียช่วงของชุดทดสอบ ( $kW/m^2$ )

$D$  คือ ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (m)

$L$  คือ ความยาวของท่อทดสอบ (m)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## อุณหภูมิ (Temperature)

อุณหภูมิของของไหล (Temperature fluid) ในสมการ (3.0) ค่าอุณหภูมิของของไหล the local temperature ที่ตำแหน่งใดๆ ของสารทำงาน  $T_{fluid}$  สามารถคำนวณได้ดังนี้

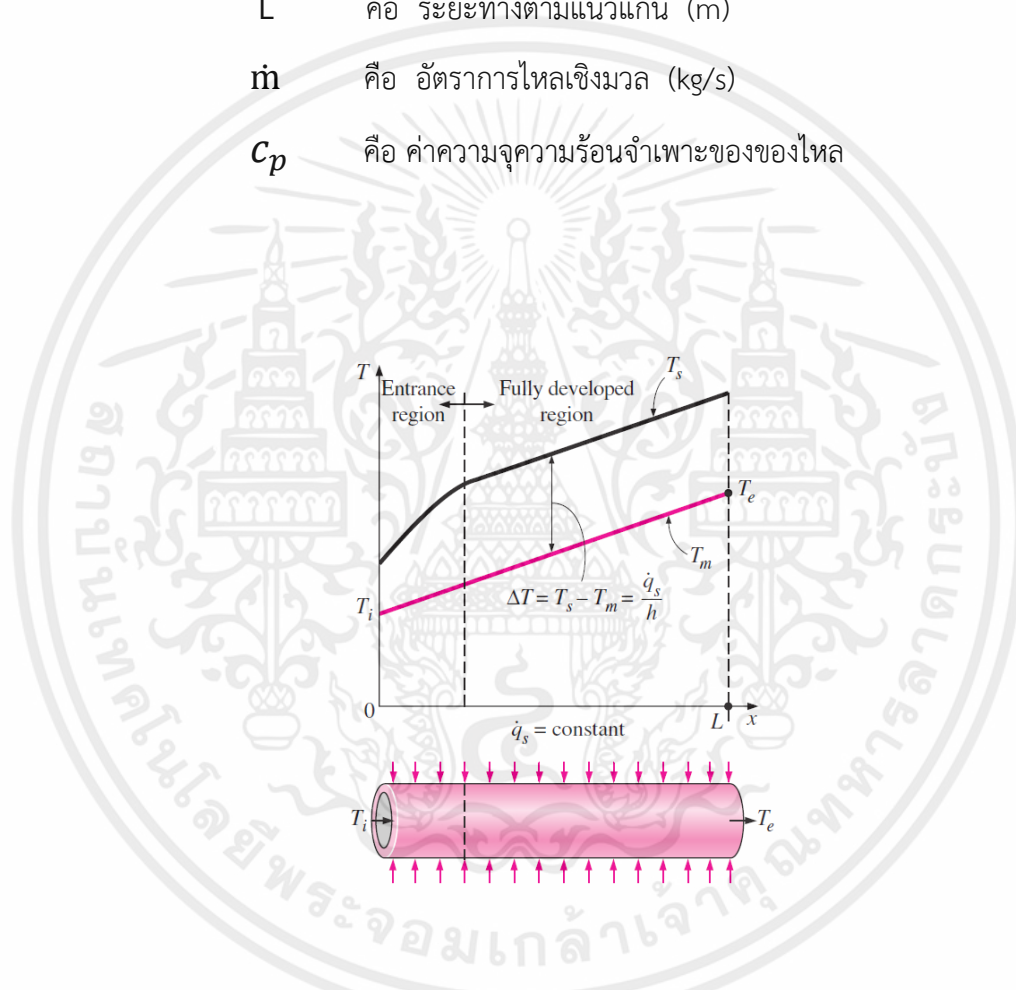
$$T_{fluid(n)} = T_{fluid,in} + \frac{q'' \pi r_{in} L}{\dot{m} c_p} \quad \text{กรณี Single Phase} \quad (3.4)$$

เมื่อ  $T_{fluid,in}$  คือ อุณหภูมิของของไหลทางเข้า ( $^{\circ}\text{C}$ )

$L$  คือ ระยะทางตามแนวแกน (m)

$\dot{m}$  คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

$c_p$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหล



รูปที่ 2.1.2 Variation of tube surface and the average fluid temperatures along the tube in the case of constant surface heat flux [26].

อุณหภูมิภายในของพื้นผิวของท่อผนังด้านในที่ตำแหน่งใดๆ , (The local temperature of the inner wall surface) สามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้ สำหรับแต่ละตำแหน่ง สังเกตว่าผนังด้านในสามารถรับอุณหภูมิได้ด้วยอาศัยการนำความร้อนแบบหนึ่งมิติผ่านผนังท่อ ในสภาวะคงที่ ผ่านผนังท่อด้วยการสร้างความร้อนด้านใน

$$T_{\text{wall,in (n)}} = T_{\text{wall,out (n)}} + \frac{\dot{q}}{4k} (r_{\text{out}}^2 - r_{\text{in}}^2) + \frac{\dot{q}r_{\text{out}}^2}{2k} \ln\left(\frac{r_{\text{out}}}{r_{\text{in}}}\right) \quad (3.5)$$

เมื่อ  $T_{\text{wall,in (n)}}$  คือ อุณหภูมิภายในผิวท่อ ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{\text{wall,out (n)}}$  คือ อุณหภูมิพื้นผิวภายนอกท่อ ( $^{\circ}\text{C}$ )

$\dot{q}$  คือ ความร้อนเชิงปริมาตร (Volumetric heat generation) ( $\text{W}/\text{m}^3$ )

$r_{\text{out}}$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ (m)

$r_{\text{in}}$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)

$k$  คือ ค่าการนำความร้อนของท่อ ( $\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$ )

หมายเหตุ 1. ใช้สำหรับทรงกระบอกกลวง

2. Heat generation  $\neq 0$

3. สภาวะคงตัว, 1 มิติ

4. Insulation

จากนั้นโดยหา  $T_{\text{wall,in,1/18}}$  ถึง  $T_{\text{wall,in,18/18}}$  จากสมการ (3.5) หลังจากนั้นจึงนำมาหาค่าเฉลี่ย  $T_{\text{wall,in,avg}}$

$$T_{\text{wall,in,avg}} = \frac{T_{\text{wall,in,1st}} + T_{\text{wall,in,18th}}}{18} \quad (3.5.1)$$

ค่า  $k_n$  ค่าการนำความร้อนของท่อ (Thermal Conductivities Tube) นำค่าการนำความร้อนและอุณหภูมิพื้นผิวท่อด้านนอกของท่อ สร้างสมการเส้นตรง

$$k_n = 0.0173 (T_{\text{wall,out,n}}) + 14.4249 \quad (3.5.2)$$

ซึ่งค่า  $\dot{q}$  volumetric heat generation หาได้จากสมการ

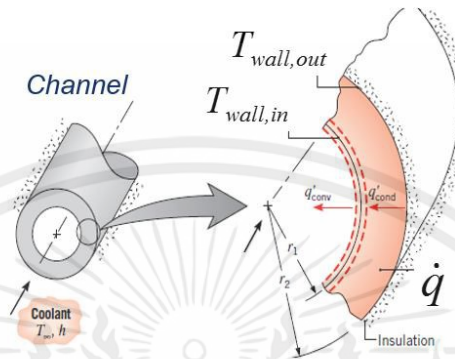
$$\dot{q} = \frac{IV}{\left(\frac{\pi}{4}(r_{\text{outer}}^2 - r_{\text{inner}}^2)L\right)} \quad (3.5.3)$$

เมื่อ  $I$  คือ กระแสไฟ (A)

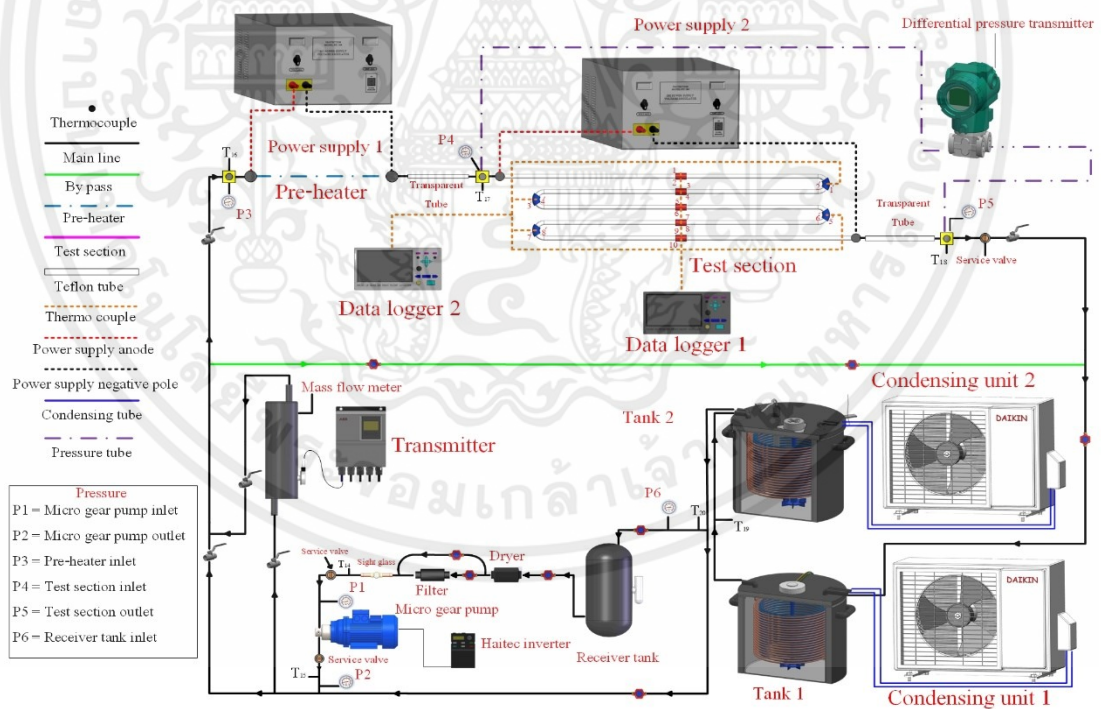
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

V คือ แรงดันไฟฟ้าที่ป้อนให้ (V)

L คือ ระยะทางตามแนวแกน (m)

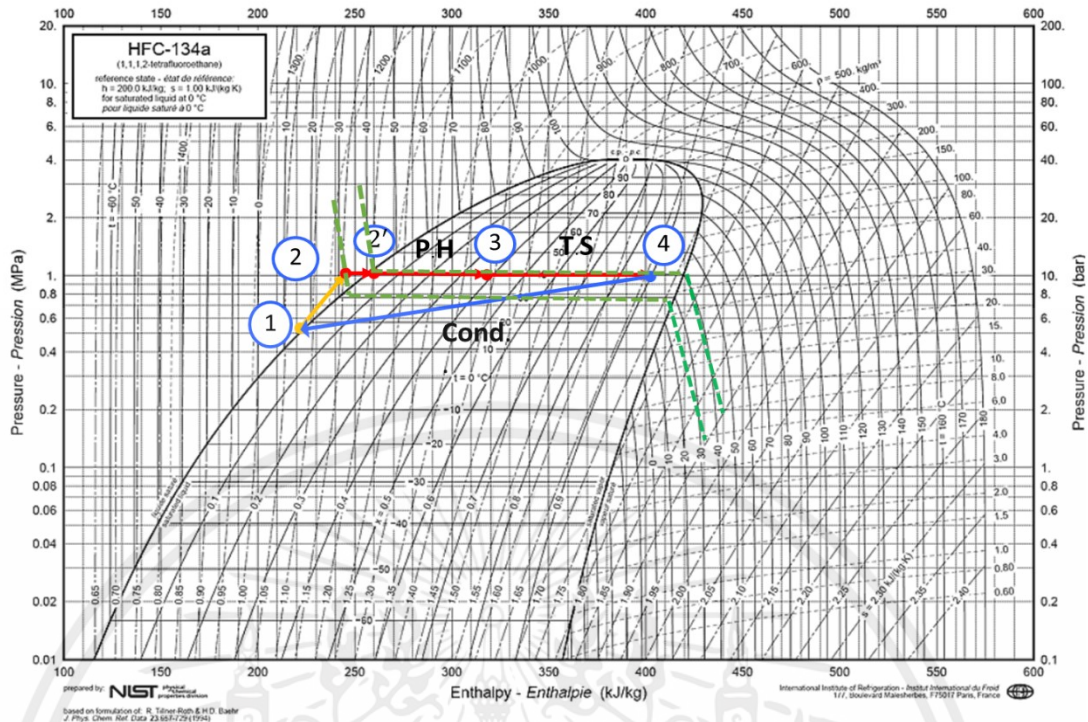


รูปที่ 2.1.3 Schematic diagram of one-dimensional radial condition [27]



รูปที่ 2.1.4 แผนภาพแสดงการทำงานของระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.3 P-h diagram ของอุปกรณ์การทดลองในปัจจุบัน NIST [28]

### 2.3.1 การคำนวณหาความร้อนที่ป้อนให้ ในช่วง Pre-heater และคุณภาพไอทางเข้า Test-section

จากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์หรือกฎการอนุรักษ์พลังงานที่กล่าวว่า พลังงานสามารถเปลี่ยนรูปแบบหรือโอนจากอีกที่หนึ่งไปอีกที่หนึ่งได้ แต่ไม่สามารถสร้างขึ้นใหม่หรือถูกทำลายได้จะได้สมการ ดังนี้

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{system} \tag{3.6}$$

หลังจากการปรับรูปแบบสมการ จะได้

หาความร้อนที่ป้อนให้ในช่วง Pre-heater

$$Q_{ph} = q_{22'} + q_{2'3} \tag{3.6.1}$$

จัดรูปแบบสมการ

$$Q_{ph} = \dot{m}(i_{2'} + i_2) + \dot{m}(i_3 + i_{2'}) \tag{3.6.2}$$

เนื่องจากเทอม  $\dot{m}(i_{2'} + i_2)$  เป็น sensible heat

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q = \dot{m}c_p(T_3 - T_2) \quad (3.6.3)$$

และ  $\dot{m}(i_3 + i_{2'})$  เป็น Latent Heat

$$Q = \dot{m}(i_3 + i_{2'}) \quad (3.6.4)$$

เมื่อ  $Q$  คือ พลังงานความร้อน (W)

$\dot{m}$  คือ ฟลักซ์มวล ( $\text{kg/m}^2\text{s}$ )

$i$  คือ เอนทาลปี ( $\text{kg/s}$ )

เมื่อ  $h_{2'}$  มีค่าใกล้เคียง  $h_3$  จึงให้  $h_{2'} \approx h_3$  ที่  $T_{2'} \approx T_3$

$$Q_{ph} = \dot{m}c_p(T_3 - T_2) + \dot{m}(i_3 + i_{2'}) \quad (3.6.5)$$

จัดรูป เพื่อหา  $i_3$  ที่ทางเข้า Test-section

$$i_3 = \frac{Q_{ph}}{\dot{m}} - c_p(T_3 - T_2) + i_{2'} \quad (3.7)$$

และประมาณค่า  $i_{2'} \approx i_{f@T_3}$

$$i_3 = \frac{Q_{ph}}{\dot{m}} - c_p(T_3 - T_2) + i_{f@T_3} \quad (3.7.1)$$

$$i_3 = i_{f@T_3} + X_3 i_{fg@T_3} \quad (3.8)$$

หาคุณภาพไอน้ำทางออก Pre-heater , ทางเข้า Test-section ที่  $X_3$

$$X_3 = \frac{i_3 - i_{f@T_3}}{i_{fg@T_3}} \quad (3.8.1)$$

เมื่อ  $i_f$  คือ เอนทาลปีสถานะของเหลวอิ่มตัว ( $\text{kg/s}$ )

$i_g$  คือ เอนทาลปีสถานะไออิ่มตัว ( $\text{kg/s}$ )

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$i_{fg}$  คือ เอนทาลปีค่าความแตกต่างของคุณสมบัติที่ไออิ่มตัวกับของเหลวอิ่มตัว (kg/s)

### 2.3.2 การคำนวณหาความร้อนที่ป้อนให้ในช่วง Test section และคุณภาพไอน้ำออก Test-section

$$Q_{T.s.} = IV + Q_{loss} = \dot{m}(i_4 + i_3) \quad (3.9)$$

เมื่อ  $Q_{T.s.}$  คือ พลังงานความร้อนในช่วง Test-section (W/m<sup>2</sup>)

$I$  คือ กระแสไฟ (A)

$V$  คือ แรงดันไฟฟ้าที่ป้อนให้ (V)

$\dot{m}$  คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

จัดรูป หา  $i_4$  ที่ตำแหน่งที่ 4

$$i_4 = \frac{(IV - Q_{loss})}{\dot{m}} + i_3 \quad (3.10)$$

หาค่า  $X$  สามารถหาได้จาก

$$i_4 = i_f@T_4 + X_4 i_{fg}@T_4 \quad (3.11)$$

จัดรูป

$$X_4 = \frac{i_4 - i_f@T_4}{i_{fg}@T_4} \quad (3.11.1)$$

เมื่อ  $i_4$  คือ เอนทาลปีที่ทางออก Test-section ตำแหน่งที่ 4 (kJ/kg)

$i_3$  คือ เอนทาลปีที่ทางเข้า Test-section ตำแหน่งที่ 3 (kJ/kg)

$X_4$  คือ คุณภาพไอน้ำออก Test-section

### 2.3.3 การคำนวณหาค่าความดันลด แบบการไหล Single-phase

หาค่า Single-phase pressure drop สามารถคำนวณหาได้จาก

$$\Delta P_{SP} = f_{SP} \frac{L}{D} \frac{G^2}{2\rho} \quad (3.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น ค่า  $f_{SP}$  จึงเท่ากับ

$$f_{SP} = \frac{2\Delta P_{SP} D_h \rho}{L G^2} \quad (3.11)$$

$f_{SP}$  สำหรับการไหลแบบ fully developed laminar หรือ turbulent flows ไหลภายในท่อสามารถใช้สมการ ( ) ดังนี้

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{สำหรับ } Re \leq 2300 \quad (3.12)$$

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad \text{สำหรับ } Re > 2300 \quad (3.13)$$

### 2.3.4 การคำนวณค่า Friction pressure drop Accelerational pressuredrop และ Gravitational pressure drop แบบการไหล Two-phase

สามารถหาได้จากสมการที่ (2.37)

$$\Delta P_{total} = \Delta P_f - \Delta P_{acc} - \Delta P_G \quad (3.14)$$

จัดรูป

$$\Delta P_f = \Delta P_{total} - \Delta P_{acc} - \Delta P_G \quad (3.14.1)$$

โดย  $\Delta P_{total}$  หาได้จาก Differential pressure transmitter



รูปที่ 2.4 Differential pressure transmitter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดย  $\Delta P_{acc}$  accelerational สามารถหาได้จาก

$$\Delta P_{acc} = G^2 \left\{ \left[ \frac{X^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right]_{outlet} - \left[ \frac{X^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right]_{inlet} \right\} \quad (3.15)$$

เมื่อ  $G$  คือ ฟลักซ์มวลอัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

$X$  คือ คุณภาพไอ

$\alpha$  คือ Void fraction

$\rho_{gas}$  คือ ความหนาแน่น ของ gas (kg/m<sup>3</sup>)

$\rho_{liquid}$  คือ ความหนาแน่น ของ liquid (kg/m<sup>3</sup>)

หาในส่วนของ Gravitational

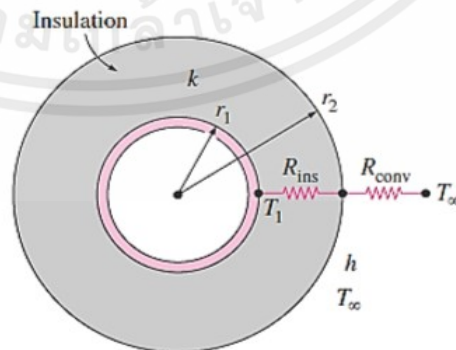
$$\Delta P_G = gL \sin \theta (\alpha \rho_g + (1-\alpha)\rho_l) \quad (3.16)$$

สมการ The void fraction

$$\alpha = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_{gas}}{\rho_{liquid}} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (3.17)$$

### 2.3.5 การคำนวณความหนาของฉนวน

เพื่อหาขนาดความหนาของฉนวนที่เหมาะสมสำหรับนำไปใช้ กับท่อขนาดเล็ก กระบวนการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและอากาศเกิดจากการนำความร้อนในฉนวนและการพาความร้อนในอากาศดังแสดงในรูปที่ (2.2)



รูปที่ 2.4.2 วงจรความร้อน Cengel [26]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Critical radius of insulation การออกแบบความหนาของฉนวนที่เหมาะสมได้ตั้งสมการ  
ที่ ( 2.4) และ ( 2.5)

$$\text{Critical radius of insulation } r_{cr,cylinder} = \frac{k}{h} \quad (3.18)$$

หาค่า Rayleigh number

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D_{outer}^3}{\nu_{air}k_{air}} \quad (3.19)$$

แทนค่า Rayleigh number ( $Ra$ ) ในสมการ.....

$$Nu = \left\{ 0.60 + \left( \frac{0.387Ra^{1/6}}{(1 + (0.559/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right) \right\}^2 \quad (3.20)$$

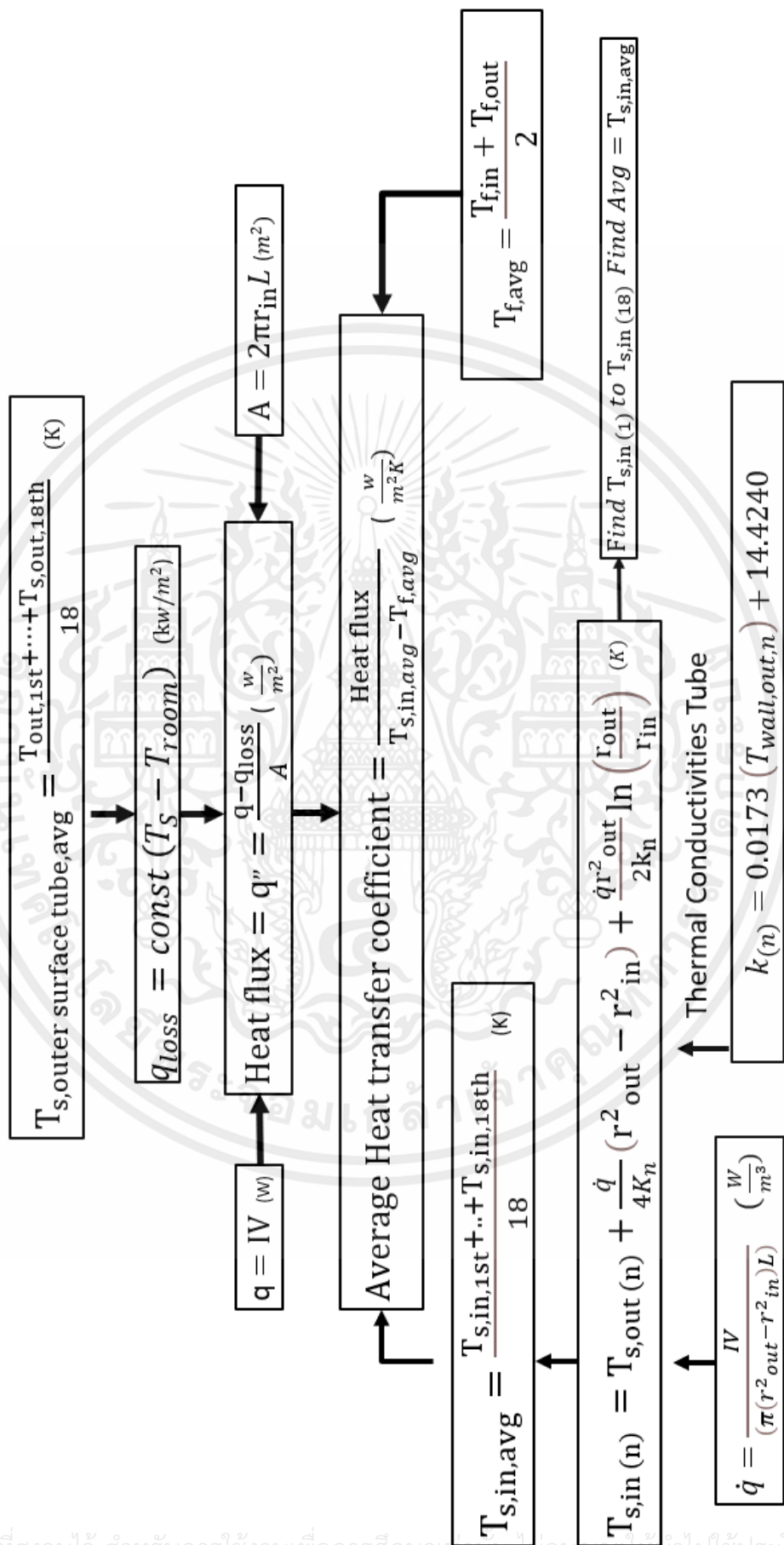
หาสมการ  $Nu$  ใช้กรณี The Long Horizontal Cylinder สำหรับทรงกระบอก

$$Nu = \frac{hD_{outer}}{k_{air}} \quad (3.21)$$

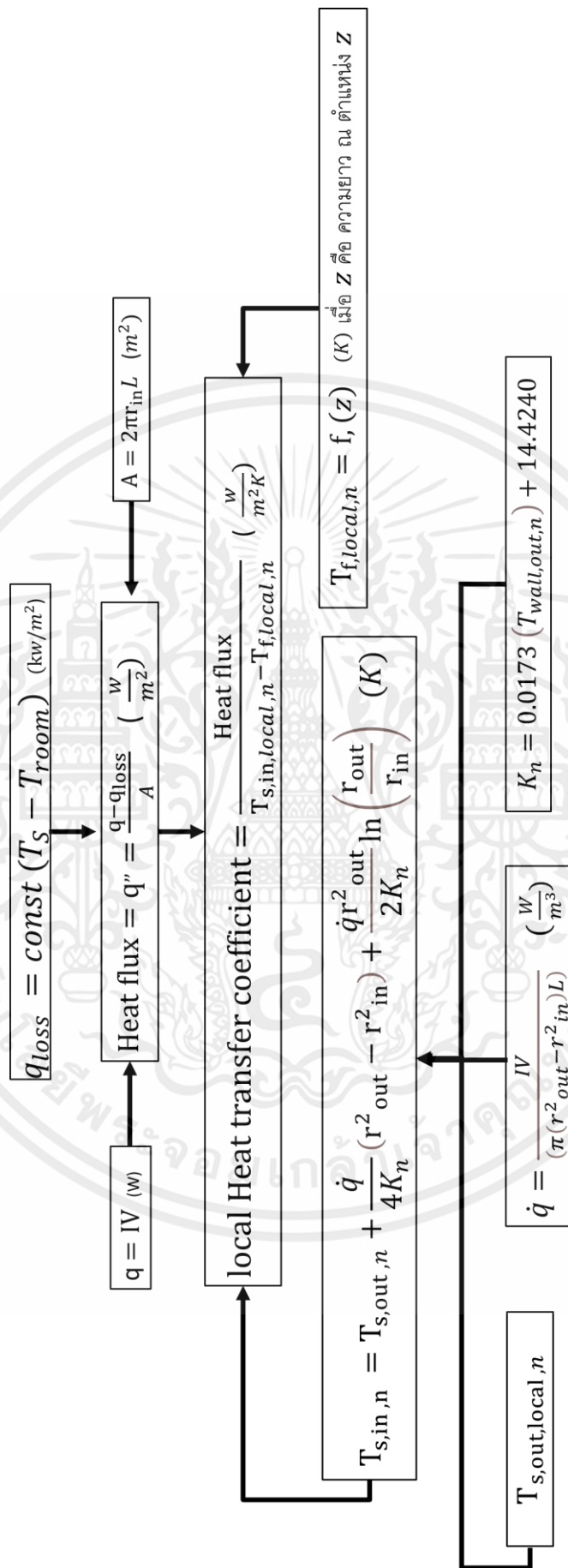
จัดรูปหาค่า  $h$  ความสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

$$h = \frac{Nu k_{air}}{D_{outer}} \quad (3.22)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.5 แผนผังการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย



รูปที่ 2.6 แผนผังการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

**Malhotra และคณะ [8]** การศึกษารูปแบบการไหลและลักษณะความดันตกคร่อมการไหลอากาศต่อขนาดเล็กการไหลรูปแบบ Ring Flow และ Slug Flow รูปแบบการที่โดดเด่น ผลของแรงโน้มถ่วงที่มีความเร็วต่ำ ความดันตกคร่อมในแนวตั้งพบว่าสูงกว่าแนวนอน การวางแนวนอนมีแนวโน้มมีการกระจายของการไหลไม่สม่ำเสมอ การทดลองชนิดนี้ทำให้รู้ว่าผลกระทบของแรงโน้มถ่วงเล็กน้อยที่อัตราการไหลของน้ำที่ต่ำลงการวางแนวตั้งมีแรงดันตกคร่อมสูง การวางแนวนอนยังมีแนวโน้มที่ก่อให้เกิดการกระจายการไหลที่ไม่เป็นระเบียบที่อัตราการไหลของน้ำที่ต่ำ

**Ghosh และ Malhotra [9]** การตรวจสอบเชิงทดลองของลักษณะการไหลของอากาศและน้ำสองเฟสในท่อเซอร์เพนไทน์ขนาดเล็กและคดเคี้ยว เส้นผ่านศูนย์กลางที่แตกต่างกัน คือ 1.65 มิลลิเมตร, 1.00 มิลลิเมตร และ 0.65 มิลลิเมตร โดยมีความยาว 50 มิลลิเมตร การทดลองจะดำเนินการที่ความเร็วอากาศและน้ำแตกต่างกันระหว่าง 0.0011 m/s และ 0.33 m/s และ 0.33 m/s ถึง 16.66 m/s เพื่อศึกษาพารามิเตอร์ การสร้างภาพสองเฟสทำได้โดยกล้องความเร็วสูง และรูปแบบการไหล ซึ่งผลการทดลองได้สามรูปแบบและผลกระทบของเส้นผ่านศูนย์กลางและการวางแนวการไหลของสองเฟสในช่องคดเคี้ยว

**Wen และ Ching-Yen [10]** ศึกษาการถ่ายเทความร้อน Evaporation และ ความดันตกคร่อมของแรงดัน ของ R-290 (โพรเพน), R-600 (บิวเทน) และส่วนผสมของ R-290/R-600 ในท่อคดเคี้ยวสามสาย เทียบกับ R-134a ค่าสัมประสิทธิ์และลักษณะความดันลดลงสำหรับช่วงของฟลักซ์ความร้อน 4(5-21 กิโลวัตต์/ตร.ม) ผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ความร้อนของการไหลเดือดสำหรับ R-290 เมื่อเปรียบเทียบกับ สำหรับ R-134a การนำเสนอความสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนโดยใช้แบบจำลองการซ้อนทับเพื่อทำนาย

**Poggi และคณะ [11]** ได้ศึกษาเกี่ยวกับการกระจายของการไหลแบบ Adiabatic Flows ในลักษณะการไหลแบบ Two Phase โดยมีการแลกเปลี่ยนความร้อนในช่องทางขนาดเล็ก พบว่าการไหลที่ไหลคล่องมากที่สุดคือการไหลเข้าสู่ทางช่องแรกที่มีส่วนหัวในแนวนอนและทางแนวตั้งนั้นต้องตั้งลงและช่องสุดท้ายจะไหลคล่องมากที่สุดเมื่ออยู่ในลักษณะดังกล่าว ผู้ทำการทดลองพบว่าการกระจายการไหลแบบ Two Phase ในช่องทางขนาดเล็กนี้ได้รับผลกระทบจากแรงโน้มถ่วงของโลก

**Dario และคณะ [12]** ได้ศึกษาเกี่ยวกับการไหลแบบ Maldistribution ในช่องทางขนาดเล็กว่ามีผลกระทบอย่างไรและทิศทางการไหลในช่องทางขนาดเล็ก (แนวนอน แนวตั้ง ขึ้น ลง ) พบว่าการกระจายของการไหลนั้นคงที่ในกรณีวางส่วนหัวให้อยู่ในแนวนอนและช่องทางขนาดเล็กในแนวนอนที่มี Feed tube ไปยังช่องทางขนาดเล็กตั้งฉากหรือจากด้านล่างส่วนหัว จากที่กล่าวมาเห็นว่า พฤติกรรมการไหลในส่วนหัวนั้นได้รับอิทธิพลอย่างมากจากแรงโน้มถ่วงของโลกเราซึ่งประสิทธิภาพจะแตกต่างกันโดยการหมุนส่วนหัวมาวางในแนวตั้งหรือแนวนอนนั่นเอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**Ahmad และคณะ [13]** ได้ศึกษาเกี่ยวกับการกระจายตัวในลักษณะการไหลแบบ Two Phase ในแนวนอนโดยส่วนหัวจะวางในแนวตั้งและแนวนอน (ขึ้นและลง) พบว่าการกระจายของไอน้ำ และของเหลวในแนวตั้งได้ผลที่ดีและสำหรับช่องทางในแนวตั้งที่มีความคงที่ของ Phase และการกระจายโดยรวมสูง

**Saber และคณะ [14]** ได้ทำการศึกษาตรวจสอบประสิทธิภาพของตัวเร่งปฏิกิริยาที่เกิดขึ้นที่ผนังเคลือบ microchannels แบบท่อขนานกัน ได้รับการตรวจสอบที่เหมือนกันในช่องทางคู่ขนาน สามารถแก้ไขปรับปรุงปฏิกิริยาได้ และสามารถลดแรงดันภายในท่อทั้งหมดพร้อมกันได้ ยังสามารถวัดค่าความหนาแน่นของของเหลวโดยวัดจาก densimeter และความหนืดโดยวัดจาก viscometer และแรงตึงผิวโดยวัดจาก tensiometer การทดลองได้ดำเนินการที่ 298 K แต่ละสภาวะการทำงาน การทดลองที่ซ้ำกัน และความยาวของ slug flow เมื่อเทียบกับการตรวจสอบที่ทำการทำซ้ำ จะพบว่าข้อผิดพลาดสูงสุด 4.2% และข้อมูลมาเฉลี่ยเพื่อให้ได้ค่าเฉลี่ย ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานสัมพัทธ์ของ flow และแท่งความยาวไม่เกิน 3%

**Xu และคณะ [15]** ได้ทำการทดลองการไหลแบบ Two Phase ใน ท่อขนาดเล็กกรุปทรงสี่เหลี่ยม นำเสนอรูปแบบการเปลี่ยนแปลงของอัตราการไหลสูงขึ้นสำหรับการไหลสองเฟสแนวตั้งในช่องสี่เหลี่ยม ทดสอบกับผลการทดลองที่ได้รับจากการไหลแบบ Two Phase กระแสในช่องสี่เหลี่ยมมีความกว้างช่องว่างของ 0.3, 0.6 และพบขนาดการไหล 1.0 mm. สำหรับช่องว่างช่อง 0.6 และ 1.0 มิลลิเมตรจะเหมือนกับขนาดท่อช่องว่างขนาดใหญ่ทั่วไป อย่างไรก็ตาม สำหรับ ช่องว่างขนาดเล็ก 0.3 mm. จะมีการไหลที่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญและ Flow ก็ไม่ได้สังเกตในอัตราการไหลของก๊าซที่ต่ำมาก พวกเขาสรุปว่าการไหลแบบ Two Phase ในความกว้างช่องว่างขนาดเล็กของ 0.3 mm ต้องการความจำเป็นในการพัฒนารูปแบบใหม่

**Fang และคณะ [16]** ศึกษาความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนไหลเดือดบนข้อมูล สารทำงาน R134a วัตถุประสงค์เพื่อเสนอความสัมพันธ์ที่ดีขึ้นสำหรับการถ่ายเทความร้อนแบบการไหลเดือดสองเฟสของ R134a จากฐานข้อมูลที่ประกอบด้วยจุดข้อมูล 2286 จุด พารามิเตอร์การทดลอง ฟลักซ์มวลช่วง 42 -1500 kg/m<sup>2</sup> ,ฟลักซ์ความร้อนตั้งแต่ 1 – 165 KW/m<sup>2</sup> ,คุณภาพของไอน้ำตั้งแต่ 0 – 1 ความดันอิ่มตัวจาก 3 -13 bar และเส้นผ่านศูนย์กลางของช่อง(เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกสำหรับช่องสี่เหลี่ยม ตั้งแต่ 0.19-8 mm ชุดข้อมูล 2286 จุด มี 1785 มี Dh < 3 mm ส่วนที่เหลือ 501 มี Dh ≥ 3 mm ความสัมพันธ์ใหม่ทำให้เกิดการพัฒนาความแม่นยำในการทำนายสำหรับ R134a โดยมีค่า MAD 14.2% ด้วย 74.4 % ของตัวอย่างมีค่าเบี่ยงเบนสัมพันธ์ภายใน ±20 %

**Donaldson และคณะ [17]** ทำการศึกษาแรงดันตกคร่อมเฟสเดียวและสองเฟสในท่อไมโครเซนแนล(เซอร์เพนไทน์) ศึกษาความแตกต่างของแรงดันของการไหลแบบเฟสเดียวและสองเฟสในท่อรูปทรงคดเคี้ยวระดับไมโครเซนแนล สารทำงานน้ำและอากาศ เพื่อกำหนดผลของรูปแบบการไหลและรัศมีความโค้งของท่อต่อความดันตกคร่อม ชุดทดสอบเป็นอะครีลิก มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1 mm มีรัศมีความโค้ง 3 mm ความยาวตรง 47.5 mm ดำเนินการ 350 < Re<sub>L</sub> < 3900 และ 500

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$<Re_{LG} < 7200$  การทดลองเฟสเดียวแบบตรงและแบบคดเคี้ยว ภายในช่องคดเคี้ยวที่นั่นสอดคล้องกันสำหรับรูปทรงทั้งสามแบบ ที่มี  $r_c = 3$  mm และ number of repeating serpentine unit cells in series (NUC) ที่แปรผันลดลงเล็กน้อยเมื่อ  $r_c$  เพิ่มขึ้นเป็น 6 mm โดยที่สังเกตการผิดปกติที่น้อยที่สุดสำหรับ  $We_{LGLC} < 2.7$  และพบการแตกตัวอย่างต่อเนื่องและเกิดฟองขนาดใหญ่สำหรับ  $We_{LGLC} > 15.5$

**Tan และคณะ [18]** การศึกษาทดลองเรื่องCHF ของ R134a ที่เดือดในท่อขดเกลียว แนวนอนใกล้กับความดันวิกฤตใช้ R-134a เป็นสารทำงานสำหรับท่อขดเกลียวในแนวนอนที่มีพลักซ์ความร้อนสม่ำเสมอ คุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์จะแปรผันอย่างรวดเร็วตามอุณหภูมิและความดันเมื่อของเหลวเข้าใกล้จุดวิกฤต นำไปสู่การเกิด CHF ท่อขดเกลียวสเตนเลส(SUS304) เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ 9.7 mm เส้นผ่านศูนย์กลางของขดลวด 300 mm และระยะพิทช์ 45 mm การเกิด CHF เกิดใกล้กับความดันวิกฤต มี 2 ประเภทคือ Do และ DNB ซึ่ง Do เกิดขึ้นที่ความดันต่ำ ในขณะที่ DNB เกิดขึ้นที่ความดันที่สูงขึ้น ซึ่งในบริเวณ DO ค่า CHF จะลดลงอย่างช้าๆตามความดันที่เพิ่มขึ้น และในบริเวณ DNB ค่า CHF จะลดลงอย่างรวดเร็วเมื่อความดันเพิ่มขึ้นทั้งนี้พลักซ์มวลและข้อควรระวังเข้ามามีอิทธิพลต่อการเกิด Do เป็น DNB ที่ความดันใกล้กับจุดวิกฤตมากที่บริเวณความดันจะมีอุณหภูมิผนังเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ความสัมพันธ์เน้นไปที่ตัวแปรอิสระหลักสามตัว คือ ความดัน พลักซ์มวล และทางเข้า Sudcooling เพื่อประเมิน CHF ที่ใกล้กับความดันวิกฤต ความสัมพันธ์ใหม่ทำนายค่า CHF โดยมีข้อผิดพลาด  $\pm 15\%$

**Qian และคณะ [19]** การศึกษากำหนดลักษณะเฉพาะของระบบการไหลสองเฟส R134a ในท่อแนวนอนและแนวตั้งพร้อมเซนเซอร์แบบคาปาซิทีฟ การระบุการไหลการแบ่งชั้นคลื่น แบบ Slug และการแบ่งชั้นคลื่น การไหลแบบบวมแหวนสำหรับการไหลในแนวนอนในช่วงของพลักซ์มวล 40-150  $kg/m^2s$  และรูปแบบการไหล Slug, Churn และ Annular สำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง (ในช่วง 65-115  $kg/m^2s$  ใช้ R134a ไหลผ่านท่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อภายใน 7 mm ระบบการไหลมีลักษณะเฉพาะตามแผนเวลาของสัญญาณ Capacitive ซึ่งแสดงการประมาณความหนาแน่นคอร์เนล(KDE) ความหนาแน่นของกำลังสเปกตรัม (PSD)และ การแสดงผลจากกล้องความเร็วสูง เซ็นเซอร์ที่มีความยาวในแนวแกนต่างกัน ( $D, 2D/3$  และ  $D/2$ ) ผลการวิจัยพบว่า เซ็นเซอร์ทั้งสามตัวมีความสามารถในการกำหนดลักษณะการไหลที่คล้ายคลึงกัน ซึ่งเป็นเหตุผลที่สมควรที่จะใช้เซ็นเซอร์ที่สั้นกว่าในการใช้งานจำนวนมากที่มีพื้นที่จำกัด

**Kaji และคณะ [20]** ศึกษาการถ่ายเทความร้อน และ CHF (พลักซ์ความร้อนวิกฤต) คุณสมบัติของการไหล เดือดของสาร R-113 ในท่อขดเกลียวที่มีการทดลองตรวจสอบ ในท่อขดมีสอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดความยาว คือ 0.165 และ 0.32 m. และเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 mm ทดลองที่ความดัน 0.39 MPa ของช่วงการเดือดแบบ นิวคลีเอท โดยมีความแตกต่างเส้นรอบวงในการถ่ายเทความร้อนที่ไม่มีการชี้แจงเชิงคุณภาพ อัตราส่วน ของเส้นรอบวงเฉลี่ยกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการเดือด เพื่อใช้ในการไหลสถานะเดียวในท่อ โค้ง  $h/h_{TP,Lo}$  ที่ทำได้ค่อนข้างจะใกล้เคียงความสัมพันธ์ของ Pujol Stenning และ Ueda Kim สำหรับการไหลของท่อตรง ในช่วงที่มีคุณภาพสูงนั้น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดที่ ภายนอกขด และ ต่ำที่สุดที่ ภายในขดและอัตราส่วนของเส้นรอบวงเฉลี่ยกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเท ความร้อน  $h/h_{TP,Lo}$  ถูกส่งให้อยู่ในเทอมของตัวแปรเสริมมาร์ติเนลลี เท่านั้น ความสัมพันธ์ที่เหมาะสม ของคู่การเดือดแบบนิวคลีเอทและ แรงในการพาของช่วงการระเหยที่ค้ำถึง CHF ของท่อ ขดสูงกว่าท่อตรงเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อมีขนาดเล็ก แต่ มันเป็นค่าที่ต่ำมากที่ความเร็วเชิงมวลต่ำ เมื่อ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อมีขนาดใหญ่

**Wongwises และคณะ [21]** ศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะและการลดลงของ แรงดันของการควบแน่น HFC-134a บริสุทธิ์ภายในศูนย์กลางขดเกลียวเรียบ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในท่ออยู่ในระหว่างการทดลอง ส่วนการทดสอบเป็นท่อคู่ขดเกลียวยาวที่มีความยาว 5.78 m พร้อมสารทำความเย็น ไหลในท่อภายในและ น้ำหล่อเย็นที่ไหลในช่องว่าง ท่อด้านในทำจากท่อทองแดง เรียบขนาด 9.52 mm เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกและเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 8.3 mm ท่อด้านนอกทำจากท่อทองแดงเรียบที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 23.2 mm และ 21.2 mm เส้นผ่าศูนย์กลาง ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกประดิษฐ์ขึ้นโดยการตัดท่อทองแดงสองเส้นตรงแบบตรงเป็น ขดลวดเกลียวหกรอบ เส้นผ่านศูนย์กลางของขดลวด 305mm ระยะห่างของขดลวด 35 mm การ ทดสอบถูกทดสอบที่อุณหภูมิการรวมตัวของความอิมตัวเฉลี่ย ระหว่าง 40 และ 50°C ฟลักซ์เชิงมวลอยู่ ระหว่าง 400 และ 800 kg/ m<sup>2</sup>s และ ฟลักซ์ความร้อนอยู่ระหว่าง 5 และ 10 kW/m<sup>2</sup> ความดันตกคร่อม เพื่อทำนายจำนวน Nusselt และตัวคูณความดันลดลงแบบเสียดทานในระหว่างการควบแน่นของ R-134a ภายในท่อขดลวดขด เกลียวขนาดเล็กรูปแบบการไหลแบบสองเฟสและลักษณะการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R134a ระหว่างการไหลเวียนในช่องสี่เหลี่ยมเดี่ยวรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ในเอกสารฉบับนี้รูปแบบการไหล และลักษณะการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R134a ในระหว่างการไหลเวียนของ R134

**Kim และคณะ [22]** ได้ทำการศึกษากการไหลน้ำและอากาศหรือแบบการอะเดียแบติกในแนวตั้งลง ภายในท่อกลมที่มี ขนาด 25.4 และ 50.8 มิลลิเมตร พวกเขา สังเกตเห็นว่าขอบเขตการไหลมีอัตราสูงขึ้น ขึ้นอยู่กับพื้นที่การไหลในการไหลตั้งไหลลงซึ่งแตกต่างจากในแนวตั้งไหลขึ้น ในการไหลพองอากาศถูกตั้งข้อสังเกตที่จะได้รับ การโยกย้ายไปสู่ศูนย์กลางของท่อปรากฏการณ์ที่เรียกว่า “coring” นอกจากนี้ความเร็วพองน้อยกว่ารอบ ความเร็วเฟสของเหลว นอกจากนี้ยังได้ข้อสรุปว่ากลไก ของการเกี่ยวข้องของพองและการสลายตัวมีความคล้ายคลึงกับ ในชั้นไหลสองเฟสแนวตั้ง

**Poggi และคณะ [23]** ได้ศึกษาเกี่ยวกับการกระจายของการไหลแบบ Adiabatic Flows ในลักษณะการไหลแบบ Two Phase โดยมีการแลกเปลี่ยนความร้อนในช่องทางขนาดเล็ก พบว่าการไหลที่ไหลล่องมากที่สุดคือการไหลเข้าสู่ทางช่องแรกที่มีส่วนหัวในแนวนอนและทางแนวตั้งนั้นต้องตั้งลงและช่องสุดท้ายจะไหลล่องมากที่สุดเมื่ออยู่ในลักษณะดังกล่าว ผู้ทำการทดลองพบว่าการกระจายการไหลแบบ Two Phase ในช่องทางขนาดเล็กนี้ได้รับผลกระทบจากแรงโน้มถ่วงของโลก

**Ghosh และ Malhotra [24]** การตรวจสอบเชิงทดลองของลักษณะการไหลของอากาศและน้ำ สองเฟสในท่อเซอร์เพนไทน์ขนาดเล็กและคดเคี้ยว เส้นผ่านศูนย์กลางที่แตกต่างกัน คือ 1.65 มิลลิเมตร, 1.00 มิลลิเมตร และ 0.65 มิลลิเมตร โดยมีความยาว 50 มิลลิเมตร การทดลองจะดำเนินการที่ความเร็วอากาศและน้ำแตกต่างกันระหว่าง 0.0011 m/s และ 0.33 m/s และ 0.33 m/s ถึง 16.66 m/s เพื่อศึกษาพารามิเตอร์ การสร้างภาพสองเฟสทำได้โดยกล้องความเร็วสูง และรูปแบบการไหล ซึ่งผลการทดลองได้สามรูปแบบและผลกระทบของเส้นผ่านศูนย์กลางและการวางแนวการไหลของสองเฟสในช่องคดเคี้ยว

**Malhotra และคณะ [25]** การศึกษารูปแบบการไหลและลักษณะความดันตกคร่อมการไหลอากาศที่ขนาดเล็กการไหลรูปแบบ Ring Flow และ Slug Flow รูปแบบการที่โดดเด่น ผลของแรงโน้มถ่วงที่มีความเร็วต่ำ ความดันตกคร่อมในแนวตั้งพบว่าสูงกว่าแนวนอน การวางแนวนอนมีแนวโน้มมีการกระจายของการไหลไม่สม่ำเสมอ การทดลองชนิดนี้ทำให้รู้ว่าผลกระทบของแรงโน้มถ่วงเล็กน้อยที่อัตราการไหลของน้ำที่ต่ำลงการวางแนวตั้งมีแรงดันตกคร่อมสูง การวางแนวนอนยังมีแนวโน้มที่ก่อให้เกิดการกระจายการไหลที่ไม่เป็นระเบียบที่อัตราการไหลของน้ำที่ต่ำ

## 2.5 รูปแบบการไหลแบบสองสถานะที่พบในท่อขนาดไมโครของสารทำความเย็น R-134a มีดังนี้

### 2.5.1 Bubbly flow

การไหลแบบ Bubbly flow มักจะเกิดในช่วงที่สารทำความเย็นมีความเร็วค่อนข้างต่ำแล้วค่าความร้อนต่ำมาก จะมีลักษณะเป็นฟองเล็กๆ ภายในท่อต่อกันแบบกระจายตัว



Bubbly flow

(  $G = 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ,  $x = 0.38\%$  )

รูปที่ 2.7 Bubbly flow Revellin and Thome. [29]

### 2.5.2 Gas plug flow

การไหลแบบ Gas plug flow จะเห็นได้ว่าเป็นการรวมตัวกันของ Bubbly flow เนื่องจากค่าความร้อนเพิ่มขึ้น จะเป็นฟองขนาดใหญ่ขึ้นมาเล็กน้อยมีลักษณะคล้ายหัวกระสุนสั้นๆ



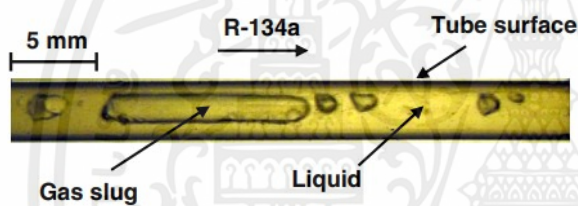
Gas plug flow

(  $G = 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ,  $x = 0.38\%$  )

รูปที่ 2.8 Gas plug flow Revellin and Thome. [29]

### 2.5.3 Slug flow

การไหลแบบ Slug flow มักจะเกิดขึ้นในช่วงที่สารทำความเย็นมีความเร็วค่อนข้างต่ำแล้วค่าความร้อนต่ำ ลักษณะคล้ายหัวกระสุนเป็นฟองยาว แต่ฟองของสารจะถูกแยกออกจากผนังช่องฟิล์มโดยของเหลว



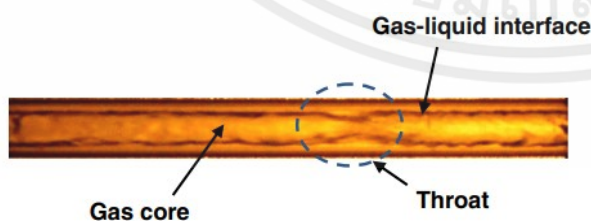
Slug flow

(  $G = 246 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q=2.62 \text{ kW/m}^2$  ,  $x = 0.12$  )

รูปที่ 2.9 Slug flow Saisorn et al. [30]

### 2.5.4 Throat-annular flow

การไหลแบบ Throat-annular flow จะมีความเร็วค่อนข้างต่ำคล้าย Slug flow แต่จะเกิดฟองยาวหลายๆเชื่อมต่อกัน มีลักษณะเป็นวงแหวนเกิดคอคอดเป็นช่วงๆเนื่องจากการต่อกันของฟอง



Throat-annular flow

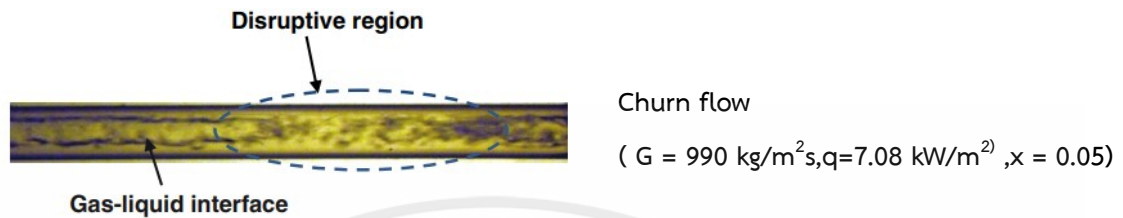
(  $G = 246 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q=5.76 \text{ kW/m}^2$  ,  $x = 0.22$  )

รูปที่ 2.10 Throat-annular flow Saisorn et al. [30]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 2.5.5 Churn flow

การไหลแบบ Churn flow จะเป็นการไหลที่มีความเร็วและค่าความร้อนค่อนข้างสูง ทำให้ลักษณะการไหลเป็นแบบปั่นป่วน จะเกิดฟองกับสารทำความเย็นสลับกันไปเป็นช่วง



รูปที่ 2.11 Churn flow Saisorn et al. [30]

### 2.5.6 Annular flow

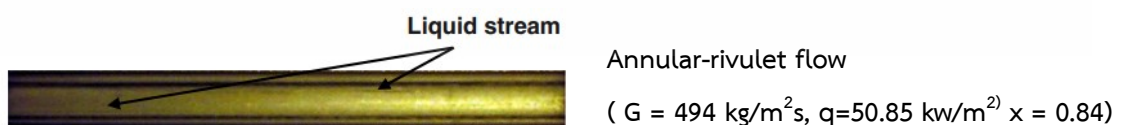
การไหลแบบ Annular flow จะเห็นว่าเมื่อฟองแก๊สรวมกันมากๆ จะเริ่มเกิดฟิล์มของเหลวเคลือบที่ผนังของท่อ มีลักษณะการไหลแบบปั่นป่วน ที่มีค่าความร้อนสูงและความเร็วสูง



รูปที่ 2.12 Annular flow Saisorn et al. [30]

### 2.5.7 Annular-rivulet flow

การไหลแบบรูปวงแหวนเป็นสายเล็กๆ จะเกิดขึ้นที่ความเร็วของอากาศค่อนข้างสูง การไหลแบบนี้จะมีการไหลของฟิล์มของเหลวและไอ บนผนังท่ออย่างต่อเนื่องในแนวแกนการไหล แต่จะมีค่าความร้อนสูงกว่า Annular flow



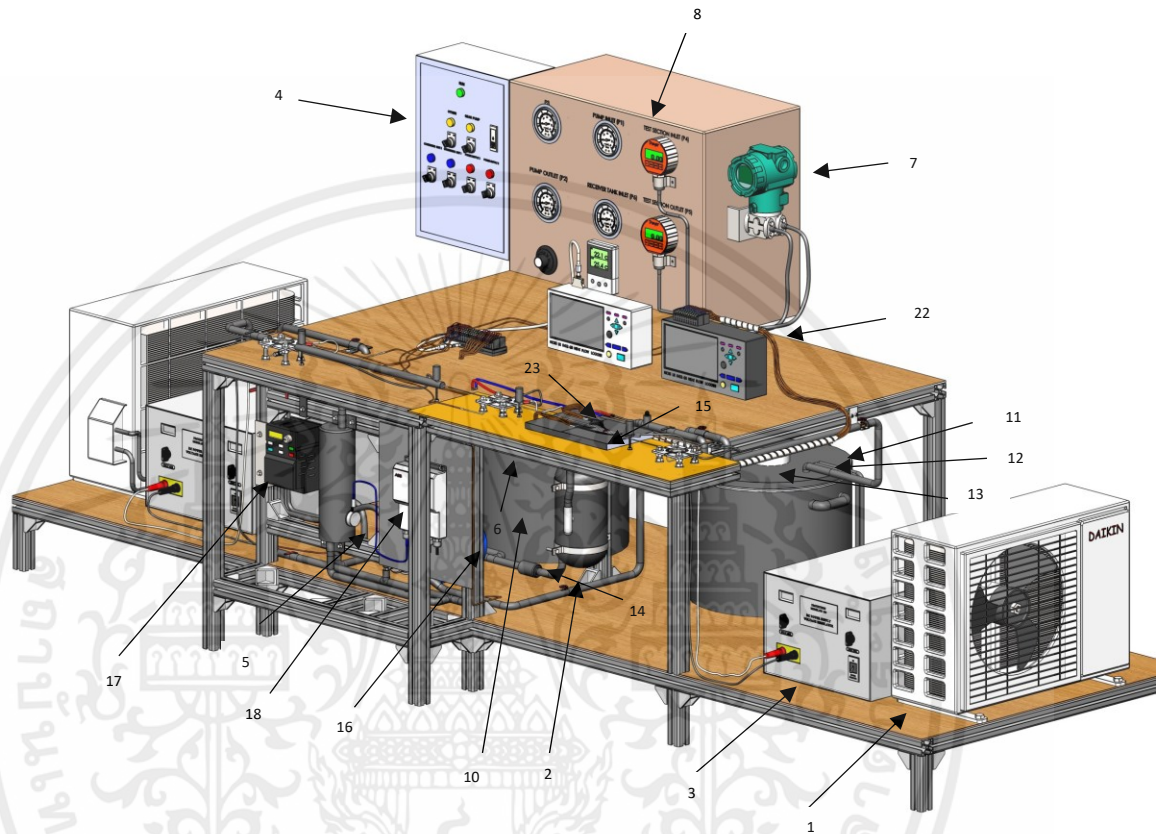
รูปที่ 2.13 Annular-rivulet flow Saisorn et al. [30]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 3

### อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

#### 3.1 อุปกรณ์และหน้าที่ของอุปกรณ์



รูปที่ 3.1 เครื่องมือและอุปกรณ์การทดลอง

- |                                      |  |
|--------------------------------------|--|
| 1. Condensing unit                   | 2. Receiver tank                         |
| 3. DC Power supply                   | 4. Electrical control box                |
| 5. Inline filter                     | 6. Heater                                |
| 7. Differential pressure transmitter | 8. Pressure gauge แบบ Digital และ Manual |
| 9. Multi meter                       | 10. ถังสแตนเลส                           |
| 11. ขดคอยล์เย็น                      | 12. ขดคอยล์ร้อน                          |
| 13. มอเตอร์ขับใบกวน                  | 14. Filter drier                         |
| 15. ฉนวน Aero flex                   | 16. Micro gear pump                      |
| 17. Haitec Inverter                  | 18. Mass flow meter และ Transmitter      |
| 19. LED Light source                 | 20. กล้อง High speed shutter             |
| 21. Thermocouple Type T              | 22. Data logger รุ่น GL220 และ GL800     |
| 23. ชุดทดลอง (Test section)          |  |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.2 หลักการทำงานและหน้าที่ของอุปกรณ์ต่างๆ

1. Condensing unit ทำหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิภายในถึงสแตนด์เลสที่ 1 และถึงสแตนด์เลสที่ 2 เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำและสารทำความเย็น R-134a ที่ไหลผ่านถึงสแตนด์เลสทั้งสอง โดยขนาด Condensing unit 1 มีขนาด 12,100 Btu/hr หรือเท่ากับ 1 Ton of refrigeration 3.5 kW โดยใช้สารทำความเย็น R-32



รูปที่ 3.2 Condensing unit แบบ Inverter

2. Receiver tank ทำหน้าที่กักเก็บสารทำความเย็น R-134a ของเหลว ที่อยู่ภายในระบบ สามารถทนความดันสูงได้ ดังรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.3 Receiver tank

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. DC Power supply Model (PD-101) ทำหน้าที่ป้อนกระแสไฟฟ้า เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของสารทำความเย็น R-134a ที่เข้าสู่ช่วง Pre-heater และช่วง ทางเข้าและทางออกของชุดทดลอง (Test section) Specification Range จ่ายแรงดันช่วง 0-15 V และจ่ายกระแสช่วง 0-120 A ให้ดังรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.4 DC Power supply

4. Electrical control box ทำหน้าที่ควบคุมระบบไฟฟ้าของระบบทั้งหมดที่เกี่ยวข้องกับการทดลอง ได้แก่ Differential Pressure Transmitter, Micro gear pump, Condensing Unit และ Power Supply ดังรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.5 Electrical control box

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. Inline filter เป็นตัวกรองแบบละเอียดกรองสารทำความเย็นก่อนเข้า Micro Gear Pump ทำหน้าที่กรองสิ่งสกปรกต่างๆในสารทำความเย็นเพื่อป้องกันความเสียหายที่จะเกิดขึ้นกับ Micro gear pump ความละเอียดในการกรอง 7 ไมโครเมตร



รูปที่ 3.6 Inline filter

6. Heater ทำหน้าที่เพิ่มอุณหภูมิน้ำในถังที่ 2 เพื่อให้ น้ำในถังและสารทำความเย็นภายในถังให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสมก่อนเข้าไปสู่ Receiver tank โดย Heater ให้กำลังไฟฟ้า 1000 W และ แรงดันไฟฟ้า 220 V ดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.7 Heater

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. Differential pressure transmitter เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่วัดความดันตกคร่อม (Pressure drop) ของชุดทดลอง Test Section โดย Type H วัดแรงดันตกคร่อมช่วง Range -500 ถึง 500 kpa และ Span ช่วง 2.5-500 kpa ซึ่ง Measurement span Reference accuracy  $X \leq \pm 0.04 \% \text{ of Span}$  ดังรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.8 Differential pressure transmitter

8. Pressure gauge แบบ Digital และ Manual ทำหน้าที่วัดความดันในช่วงต่างๆของระบบ โดยวัด Range 0-16 bar



รูปที่ 3.9 Pressure gauge แบบ Digital และ Manual

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9. Multi meter ทำหน้าที่วัดค่ากระแสไฟฟ้า และ แรงดันไฟฟ้า ที่ป้อนเข้าไปยัง Pre-heater และช่วง Test-Section โดย Multi meter ซึ่ง Range ของกระแส DC 0-600 A และ ของแรงดัน DC 0-600 V , มีค่า uncertainty of  $\pm 2\%$  for current and  $\pm 1\%$  for voltage ดังรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.10 Multi meter

10. ถังสแตนเลส ทำหน้าที่ กักเก็บน้ำกลั่นที่ใช้สำหรับควบคุมอุณหภูมิและแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นในระบบ โดยภายในถังสแตนเลสจะประกอบด้วย คอยล์เย็น คอยล์ร้อนและ ไบคววน ประกอบ ชุดคอยล์เย็น (Evaporator ) วงนอก และ วงใน ชุดคอยล์ร้อน ความจุน้ำกลั่น 20 (L) ดังรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.11 ถังสแตนเลส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

11. ขดคอยล์เย็น (สีฟ้า หมายเลข 21) ภายในมีสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับคอยล์ร้อนภายในถังสแตนเลส แสดงให้เห็นรูปที่ 3.11

12. ขดคอยล์ร้อน (สีส้ม หมายเลข 20) ภายในขดคอยล์ร้อนนั้นจะมีสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิสูงซึ่งไหลมาจากช่วงทดลองเข้ามาแลกเปลี่ยนความร้อนภายในถังสแตนเลส แสดงให้เห็นรูปที่ 3.11

13. มอเตอร์ขับใบกวน (หมายเลข 19) ทำหน้าที่กวนน้ำกลั่นที่อยู่ภายในถังสแตนเลสเพื่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน แสดงให้เห็นรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.12 ใบกวนน้ำคอยล์ร้อนและคอยล์เย็น

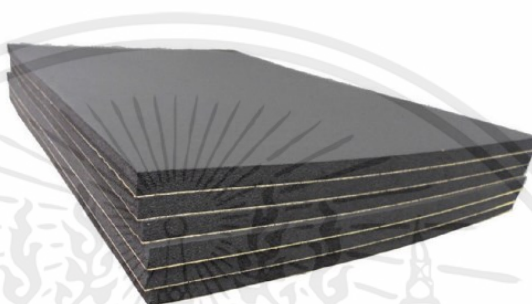
14. Filter drier เป็นตัวกรองแบบหยาบของสารทำความเย็น ทำหน้าที่ดักจับความชื้นของสารทำความเย็นในระบบก่อนเข้าไปยัง Micro gear pump ดังรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.13 Filter drier

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

15. ฉนวน Aero flex คือ ฉนวนท่ออย่างดำและแผ่นยางที่ผลิตจากยางอีลาสโตเมอร์ชนิดพิเศษ (EPDM) ประกอบไปด้วยเซลล์อิสระซึ่งมีผนังกันไม่ทะลุถึงกันเป็นจำนวนมาก ทำหน้าที่ ใช้หุ้มท่อนำความเย็นลดการสูญเสียความเย็นและป้องกันการเกิดหยดเหงื่อ (Condensation) ของท่อที่มีความเย็นต่ำได้ถึง 57 °C หรือ -70F และยังใช้หุ้มท่อน้ำร้อนที่มีอุณหภูมิสูง ถึง+125C (+257F) เพื่อลดการสูญเสียความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพ โดยค่าการนำความร้อน Thermal Conductivity; k-Value (W/m.K) มีค่าเท่ากับ 0.035m<sup>2</sup>K/W at 24°C mean ค่าการต้านทานความร้อน Thermal Resistance; R-Value มีค่าเท่ากับ 0.714 (m<sup>2</sup>.K/W) at 24°C mean



รูปที่ 3.14 ฉนวน Aero flex ฉนวน Aero tape

16. Micro gear pump ทำหน้าที่ดูดและอัดสารทำความเย็นจาก Receiver tank ไปยังส่วนต่างๆของระบบ ของควบคุมระบบโดย Haitec Inverter และ Specification ความเร็วรอบ 8000 (RPM) แรงดันไฟฟ้า 220 V กำลังไฟฟ้า 250 W ปริมาณอัตราการไหล 0.092 (ml/rev) ดังรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.15 Micro gear pump และ Motor

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Specifications

	SI	US
Displacement	0.092 ml/rev	0.02 gal/1000*rev
Max Flow (4 Pole Speed)	140 ml/mn 1450 RPM (50Hz)	2.6 gal/hr 1750 RPM (60Hz)
Max Flow (2 Pole Speed)	270 ml/mn 2850 RPM (50Hz)	5.1 gal/hr 3450 RPM (60Hz)
Max Differential Pressure	1 5.2 Bar	75 psi
Max System Pressure (MAWP)	21 Bar	300 psi
NIPR (Absolute)	180 mBar	2.5 psia
Wet Lift (Typical)	2 51 cm.H2O (1450 RPM)	24 in.H2O (1750 RPM)
Temp Range	3 See Gear Material	See Gear Material
Viscosity Range	4 0.2 to 1500 cp	0.2 to 1500 cp
Max Speed	8,000 RPM	8,000 RPM
Rotation (Facing Motor Shaft)	CW	CW
Weight (Pumphead)	0.34 kg	0.75 lbs
Dimensions (LxWxH)	See Drawing	See Drawing
Ports	1/8-27 (F) NPT Side Ports	1/8-27 (F) NPT Side Ports
Driven Magnet (Standard)	Ferrite	Ferrite
Optional Internal Bypass	No	No

### Notes

- 1 See Product Options. Max pressure depends on gear material.
- 2 Priming ability varies with operating conditions.
- 3 See Product Options for specific temp limits.
- 4 See Performance-High Viscosity for viscosity limits.

### รูปที่ 3.15.1 Specifications Magnetic Drive Gear Pump Micropump [31]

17. Haitec Inverter ทำหน้าที่ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ในอุปกรณ์ Micro gear pump เพื่อควบคุมอัตราการไหลของสารทำความเย็นของเข้าไปยังช่วงทดสอบดังรูปที่ 3.15



รูปที่ 3.16 Haitec inverter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

18. Mass flow meter และ Transmitter คือเครื่องที่ไว้ใช้วัดอัตราการไหลก่อนเข้าไปยังช่วงทดสอบ โดยจะทำงานควบคู่กับ Micro gear pump และ Haitec inverter โดย Mass flow meter มี Max. Flow Range type F [Qmax] 0-160 (kg/min) มี Accuracy, Flowrate  $\pm 0.15$  % of rate  $\pm 0.01$  % of Qmax ดังรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.17 Mass flow meter และ Transmitter

19. LED Light source ขนาด 30 W ทำหน้าที่ให้แสงสว่างช่วงทางออกของช่วงทดสอบที่มีการติดตั้งท่อเพลลอนเพื่อทำการสังเกตรูปแบบการไหลชนิดต่างๆ และสามารถถ่ายภาพได้อย่างชัดเจน ดังรูปที่ 3.17



รูปที่ 3.18 LED Light source ขนาด 30 W

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

20. กล้อง High speed shutter ทำหน้าที่ถ่ายภาพที่มีความละเอียดในช่วงทางออกของช่วงทดสอบเพื่อทำการสังเกตรูปแบบการไหลในแต่ละช่วงดังรูปที่ 3.18



รูปที่ 3.19 กล้อง High speed shutter

21. Thermocouple Type T เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดอุณหภูมิในอุปกรณ์ต่างๆภายในระบบและช่วงทดสอบและส่งข้อมูลไปยัง Data logger รุ่น GL220 และ GL800 เพื่อแสดงผล โดยที่ย่านวัดช่วง (-200 ถึง 350 °C) ดังรูปที่ 3.19



รูปที่ 3.20 Thermocouple Type T

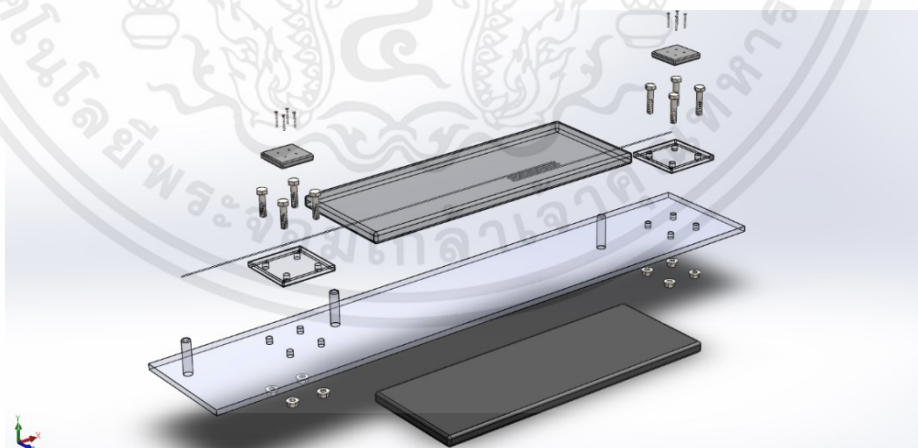
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

22. Data logger รุ่น GL220 และ GL800 ทำหน้าที่ใช้ในการตรวจสอบอุณหภูมิในอุปกรณ์ต่างๆภายในระบบ โดยจะรับสัญญาณมาจาก Thermocouple Type T ที่ติดตั้งในอุปกรณ์ต่างๆและยังสามารถนำ Laptop เพื่อให้แสดงข้อมูลใน Laptop และบันทึกข้อมูลของอุณหภูมิของสารทำความเย็นในช่วงต่างๆเพื่อนำไปคำนวณหาผลการทดลองดังรูปที่ 3.20



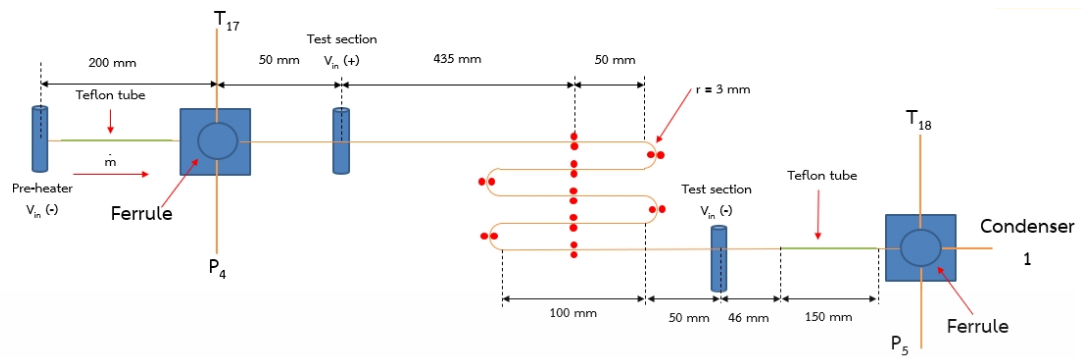
รูปที่ 3.21 Data logger รุ่น GL800 รุ่น GL220

23. ชุดทดลอง (Test section) จะใช้เป็นท่อสแตนเลสขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 มิลลิเมตร ความยาว 1069 มิลลิเมตร โดยการทดลองนั้นเราจะป้อนกระแสไฟฟ้า จาก DC Power Supply ไปยังท่อสแตนเลสเพื่อให้เกิดความร้อนและทำให้สารทำความเย็นเกิดการเดือดจนเกิดฟองขึ้นและทำการป้อนกระแสไฟฟ้าที่ทางออกอีกครั้งเพื่อให้สารทำความเย็นเกิดการเปลี่ยนแปลงเป็นรูปแบบการไหลชนิดต่างๆและบันทึกผลดังรูปที่ 3.21



รูปที่ 3.22 แผนภาพชุด Test section

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.23 แผนภาพชุด Test section ติดตั้ง Thermocouple Type T

จากรูปที่ 3.21 แสดงให้เห็นว่าท่อแสดงเลขจะมีการติดตั้ง Thermocouple Type T ทั้งด้านในและด้านนอกของชุดทดลองเพื่อที่จะสามารถอ่านค่าอุณหภูมิภายในชุดทดลองได้อย่างละเอียดดังรูป

24. Thermometer ทำหน้าที่แสดงอุณหภูมิรอบ Test-section โดยทำการเก็บอุณหภูมิรอบ Test-section เพื่อวัตถุประสงค์หาค่าพลังงานความร้อนที่สูญเสีย  $Q_{loss}$



รูปที่ 3.24 รูป Thermometer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

25. Sight glass ทำหน้าที่เช็คสารในระบบว่าสารขาดหรือสารพร่องภายในระบบ



รูปที่ 3.25 รูป Sight glass

26. เครื่องทำสุญญากาศภายในระบบ เพื่อที่จะทำให้บรรยากาศภายในระบบต่ำกว่า บรรยากาศเพื่อเวลาที่เติมสารทำความเย็นเข้าสู่ในระบบสารจะสามารถไหลเข้าได้ง่าย และเพื่อป้องกันสารค้างในระบบเนื่องจากบางทีสารอาจจะติดอยู่ที่ขอบของท่อทองแดง เราจึงทำสุญญากาศภายในระบบก่อนจะทำการเติมสารทุกครั้ง



รูปที่ 3.26 รูป เครื่องทำสุญญากาศ (Vacuum pump)

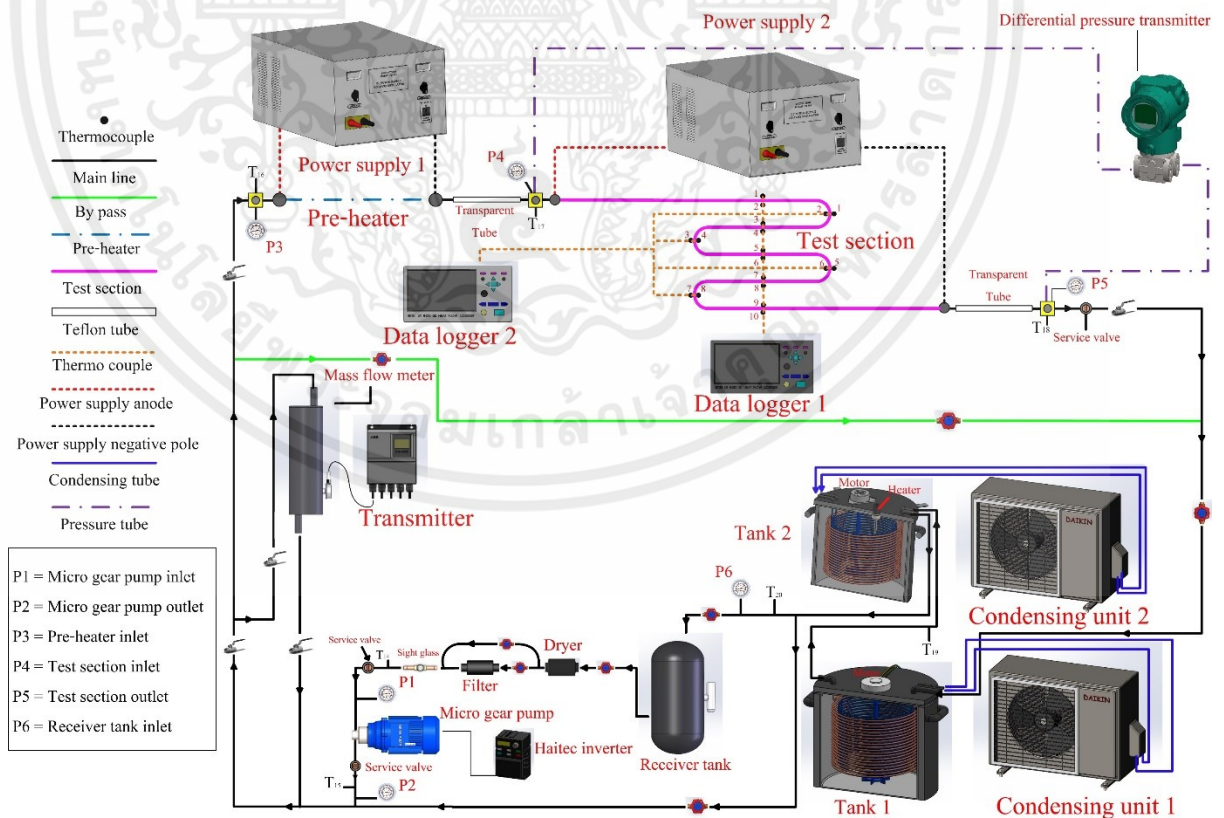
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

27. Manifold gauge คือเครื่องมือใช้สำหรับการบริการและการตรวจวิเคราะห์ปัญหาที่เกิดขึ้นในระบบ เช่น การทำสุญญากาศ การเติมสารทำความเย็น การเติมสารหล่อลื่น การตรวจวัดความดัน การหาอุณหภูมิระเหยและอุณหภูมิความแน่นของสารทำความเย็นในระบบดังรูปที่ 3.26



รูปที่ 3.27 รูป Manifold gauge

3.3 วงจรการทำงานของอุปกรณ์การทดลอง



รูปที่ 3.28 แผนภาพแสดงการทำงานของระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 3.28 เป็นแผนภาพการทำงานของระบบ การทำงานจะเริ่มจาก Micro gear pump โดยเราจะทำการเปิด Inverter เพื่อควบคุมรอบการทำงานของ Micro gear pump หลังจากนั้น Micro gear pump จะทำการดูดสารทำความเย็น R-134a ออกจาก Receiver tank สารทำความเย็น R-134a ที่ออกจาก Receiver tank จะมีสถานะเป็นของเหลว หลังจากนั้นสารทำความเย็นจะผ่านตัวกรองทั้งสองตัวนั่นก็คือ Dryer และ Filter โดย Dryer จะเป็นตัวกรองแบบหยาบและ Filter จะเป็นตัวกรองแบบละเอียด หลังจากนั้นสารทำความเย็น R-134a จะไหลเข้าไปยัง Mass Flow meter โดยหน้าที่ของ Mass Flow meter จะสามารถอ่านค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็น R-134a เพื่อให้สามารถควบคุมค่าอัตราการไหลตามที่ต้องการที่จะทดลองได้ เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่าน Mass Flow meter จะไหลเข้าไปยัง Pre-heater ที่ทางเข้าโดยช่วง Pre-heater จะทำการป้อนกระแสไฟฟ้าจาก DC Power Supply เครื่องที่ 1 เข้าไปยัง Pre-heater เพื่อเป็นการเพิ่มอุณหภูมิให้กับสารทำความเย็น R-134a ให้สารทำความเย็นนั้นมีอุณหภูมิที่เหมาะสมก่อนเข้าไปยังช่วงชุดทดสอบ ( 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) โดยจะมีการ วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ด้วยสายส่งสัญญาณจาก Thermocouple Type T แล้วส่งสัญญาณไปยัง เครื่อง Datalogger GL220, GL800 จากนั้นไปแสดงผลที่ Laptop โดยวัดความดันลดของช่วงชุดทดสอบ ด้วย Differential pressure transmitter และทางออกของชุดทดลอง ( Test-section) จะมีท่อแลกเปลี่ยนที่มีลักษณะโปร่งใสเพื่อสังเกตลักษณะรูปแบบการไหลของสารทำความเย็นในรูปแบบต่างๆและเก็บข้อมูลหลังจากสารทำความเย็นออกจากทางออกชุดทดลองแล้วจะไหลกลับเข้าไปในถังที่ 1 เพื่อทำการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในชุดทดลองโดยตอนที่สารทำความเย็นออกจากทางออกของชุดทดลอง ( Test-section) จะมีสถานะเป็นของผสม เมื่อสารทำความเย็นเข้าไปถึงถังที่ 1 จะเกิดการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิจึงทำให้สารทำความเย็นที่ตอนแรกเป็นของผสมเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว จากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่ถังที่ 2 เพื่อทำการควบคุมอุณหภูมิที่ต้องการและไหลเข้าไปเก็บใน Receiver tank จากนั้น Micro gear pump จะทำการดูดสารทำความเย็นออกจาก Receiver tank และทำงานวนเป็นวัฏจักรจนสิ้นสุดการทดลอง

### 3.4 ขั้นตอนการทดลอง

1. ทำการตรวจอุปกรณ์ต่างๆภายในระบบให้พร้อมใช้งาน
2. ทำการเปิดวาล์วทุกตัวยกเว้นส่วน Test section เพื่อป้องกันความเสียหายที่เกิดจากรางดัน
3. ทำการเปิดเกียร์ปั๊มเพื่อให้สารทำความเย็นไหลทั่วระบบ
4. เปิดเครื่องปรับอากาศที่ 1 และ 2 เพื่อควบคุมอุณหภูมิของสารทำความเย็นโดยอุณหภูมิ Condensing Unit 1 จะอยู่ที่ 1-9 องศาเซลเซียส Condensing Unit 2 อุณหภูมิจะอยู่ที่ 21 26 30 องศาตามความดัน 6 7 8 bar ตามลำดับ เซลเซียสโดยประมาณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. ทำการปิด By Pass และเปิดวาล์วตรงส่วน Test section เพื่อให้สารทำความเย็นเข้าสู่ชุด Test section

6. ควบคุมอุณหภูมิภายในห้องเพื่อให้เหมาะสมกับความดันที่ต้องการจะเก็บผลคือ 21 , 26 , 31 องศาเซลเซียสโดยประมาณ

7. ทำการเปิดเครื่อง Heater เพื่อเพิ่มความร้อนในถังที่ 2 เพื่อเพิ่มความดันอ้อมตัวในช่วง Test section ตามที่ต้องการคือ 6,7 และ 8 bar

8. หลังจากที่เราได้ความดันตามที่เรต้องการที่จะทดลองแล้วให้ทำการปรับรอบของเกียร์ปั๊ม เพื่อให้สารทำความเย็นมีอัตราการไหลตามที่เรต้องการจะเก็บผลคือ 381 , 636 และ 891 kg/m<sup>2</sup>s

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 โดยการเพิ่มไฟฟ้าเราจะทำการค่อยๆป้อนไฟฟ้าเข้าไปที่สถานีเพื่อทำการสังเกตรูปแบบการไหลต่างๆ

11. ทำการบันทึกค่าผลการทดลองที่ได้

### 3.5 ข้อควรระวังในการทดลอง

1. การปรับ DC Power supply ควรปรับค่ากระแสอย่างระมัดระวังเพื่อหลีกเลี่ยงการเกิดความเสียหายจากการค่ากระแสเกินที่ต้องการทดลอง

2. การเลือกช่วงเวลาทำการทดลองควรเลือกทดลองช่วงเวลากลางคืนเนื่องจากเวลากลางคืนมีการใช้ไฟฟ้าน้อยจะทำให้หลีกเลี่ยงการเกิดปัญหาไฟฟ้าไม่พอหรือไฟฟ้ขาด และไฟฟ้าที่ป้อนจาก DC Power supply จะมีความเสถียรกว่าทดลองช่วงกลางวัน

3. เมื่อเลิกทดลองควรทำให้อุณหภูมิในอุปกรณ์ต่างๆที่มีอุณหภูมิสูงมีอุณหภูมิที่เย็นลงก่อนที่จะทำการปิดเครื่องและให้เปิดวาล์วที่ทางเข้าและทางออกของ Receiver tank และชุดทดสอบ ที่ชุดทดสอบควรเปิด By pass เพื่อไม่ให้ความดันระบบสูงเกินไปและเป็นการ Safety ด้วย

4. เมื่อเกิดไฟฟ้ขาดหรือไฟฟ้ดับควรรีบกดปุ่ม Safety switch โดยทันทีเพื่อป้องกันอุปกรณ์ไฟฟ้ของเครื่องเกิดความเสียหาย

5. ในการบันทึกผลควรทำให้ค่าอุณหภูมิให้คงที่โดยเราสามารถดูอุณหภูมิได้ที่ Data logger อุณหภูมิคงที่แล้วจึงจะบันทึกผลการทดลองได้

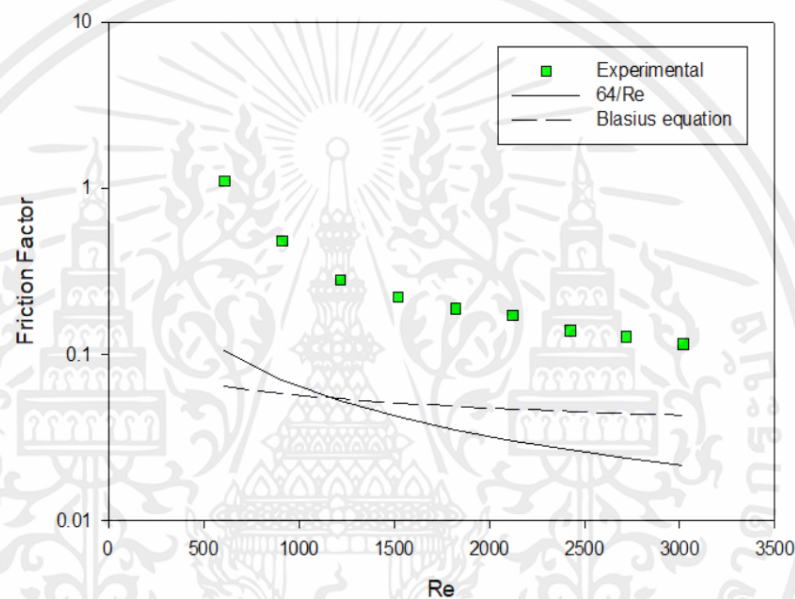
6. ควรสังเกตความดันที่ทางเข้าและทางออกของ Micro gear pump ไม่ให้ต่างกันเกิน 5 bar โดยสามารถดูได้ที่เกจวัดความดัน P1 และ P2

## บทที่ 4

### ผลและวิจารณ์ผลการทดลอง

#### 4.1 การทดลองการไหลแบบสถานะเดียว ( Single phase flow )

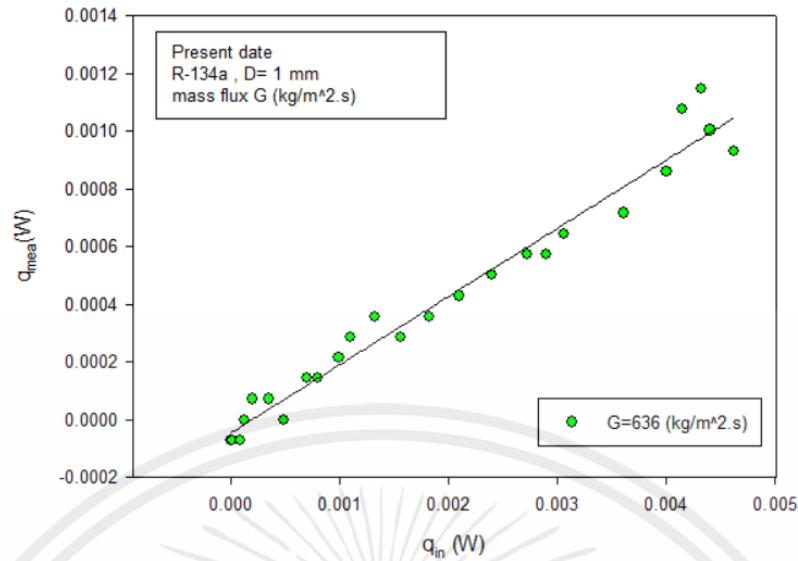
การทดลองการไหลแบบสถานะเดียว ( Single phase flow ) ทำเพื่อตรวจสอบระบบการทำงานของเครื่องว่ามีความถูกต้องหรือไม่ก่อนทำการทดลองการไหลแบบสองสถานะ ( Two phase flow ) ดังนั้นจึงต้องทำการทดลองการไหลแบบสถานะเดียว ( Single phase flow ) ก่อนทำการทดลองการไหลแบบสองสถานะ ( Two phase flow ) ทุกครั้งก่อนทำการทดลอง



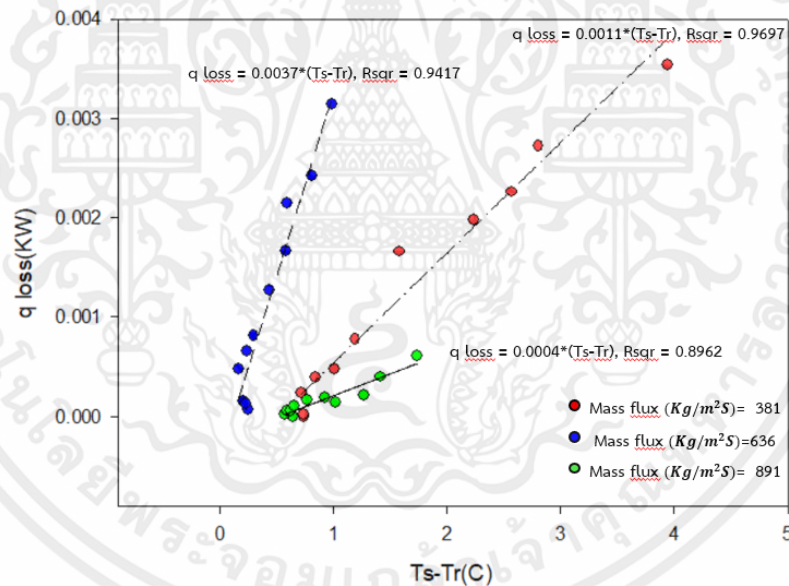
รูปที่ 4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Friction Factor และ Reynolds number ทดลองการไหลแบบสถานะเดียว ( Single phase flow )

#### 4.2 การทดลองสมดุลพลังงาน ( Energy balance )

เป็นการทดลองเพื่อให้ทราบสมการ Heat loss เพื่อนำค่า Heat loss ไปใช้ในการคำนวณหาค่าอื่นให้การทดลองต่อไป โดยการทดลองสมดุลพลังงานจะเป็นการทดลองในการไหลแบบสถานะเดียวเพื่อตรวจสอบว่ามีการสูญเสียพลังงานมากน้อยเท่าไรจากพลังงานที่ป้อนเข้าไปในระบบ



รูปที่ 4.2 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าความร้อนที่ป้อนชุดทดสอบและค่าความร้อนที่ได้รับของไหล



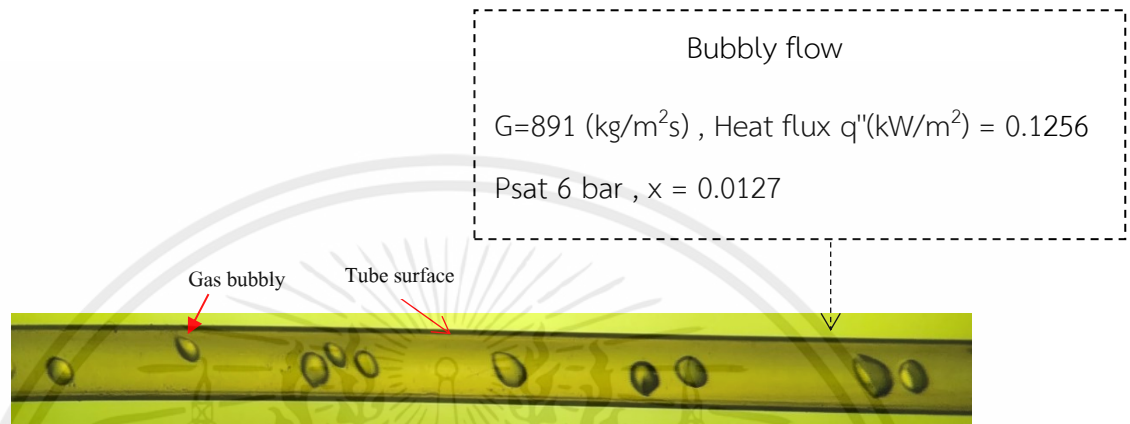
รูปที่ 4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและค่าความร้อนที่สูญเสีย

เมื่อทำการทดลองการไหลแบบสถานะเดียว (Single phase flow) เพื่อทำการตรวจสอบระบบการทำงานของเครื่องว่ามีความถูกต้องเสถียรเรียบร้อย ทำให้ทราบว่าการทำงานของระบบมีความถูกต้อง หลังจากนั้นให้ทำการทดลองการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow) โดยการทดลองการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow) จะทดลองที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa 0.7 MPa และ 0.8 MPa ฟลักซ์มวลที่ 381 kg/m<sup>2</sup>s 636 kg/m<sup>2</sup>s และ 891 kg/m<sup>2</sup>s โดยจะเพิ่มฟลักซ์ความร้อน (Heat flux) จนสารทำความเย็น R-134a กลายเป็นสองสถานะและสังเกตรูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R-134a ที่ทางออก Test section และบันทึกผลการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

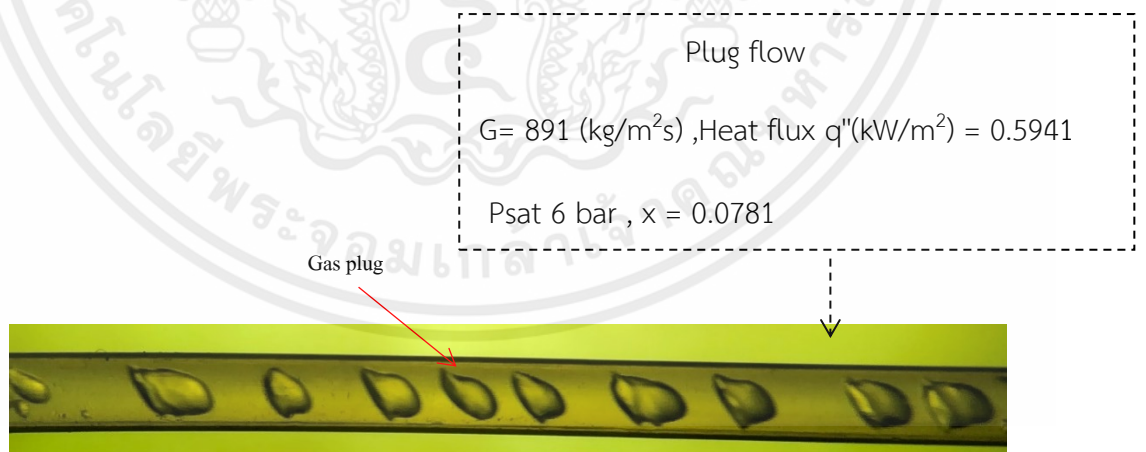
### 4.3 การทดลองการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow )

#### 4.3.1 รูปแบบลักษณะ Flow pattern ทั้ง 6 แบบพบในการทดลองสองสถานะ



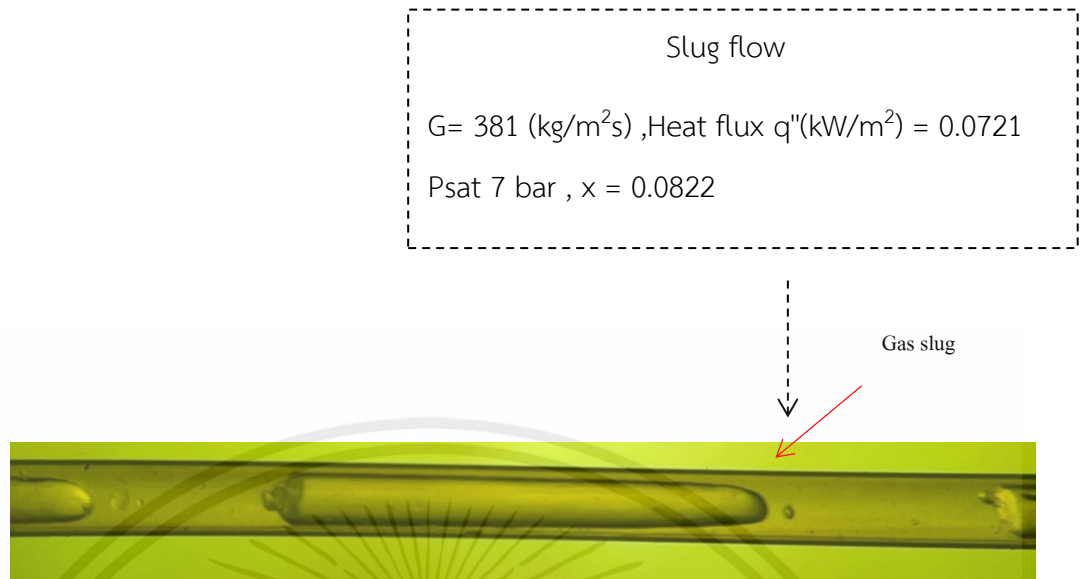
รูปที่ 4.3.1 รูปแบบ Bubbly flow

การไหลแบบ Bubbly flow มีลักษณะการไหลเป็นฟองแก๊สขนาดเล็กไหลอยู่ก่อนไปทางส่วนบนของท่อเนื่องจากฟองแก๊สมีความหนาแน่นน้อยกว่าของเหลวจึงลอยตัวขึ้น



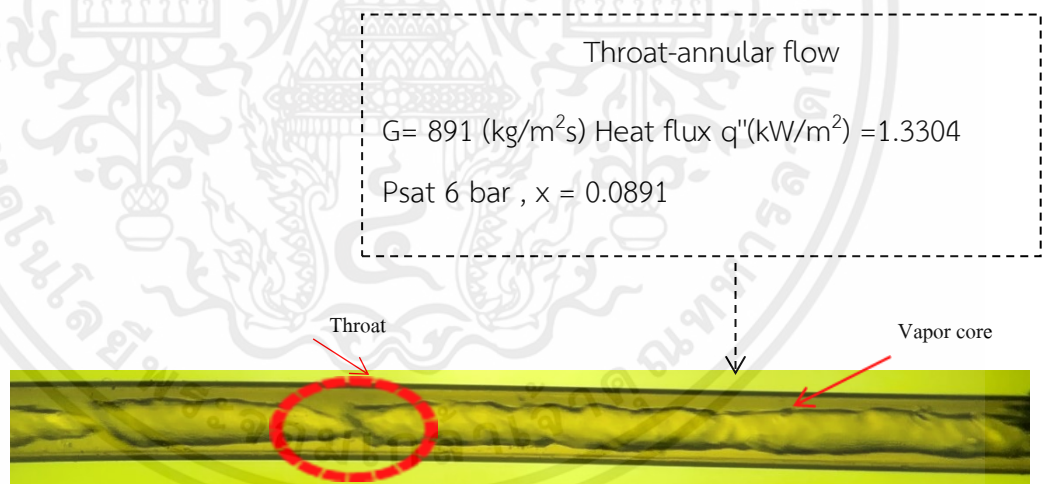
รูปที่ 4.3.2 รูปแบบ Plug flow

การไหลแบบ Plug flow จะเกิดจากการรวมตัวกันของฟองแก๊สขนาดเล็กหลายๆลูกของ Bubbly flow ทำให้เกิดเป็นฟองแก๊สที่มีขนาดใหญ่และยาวขึ้น



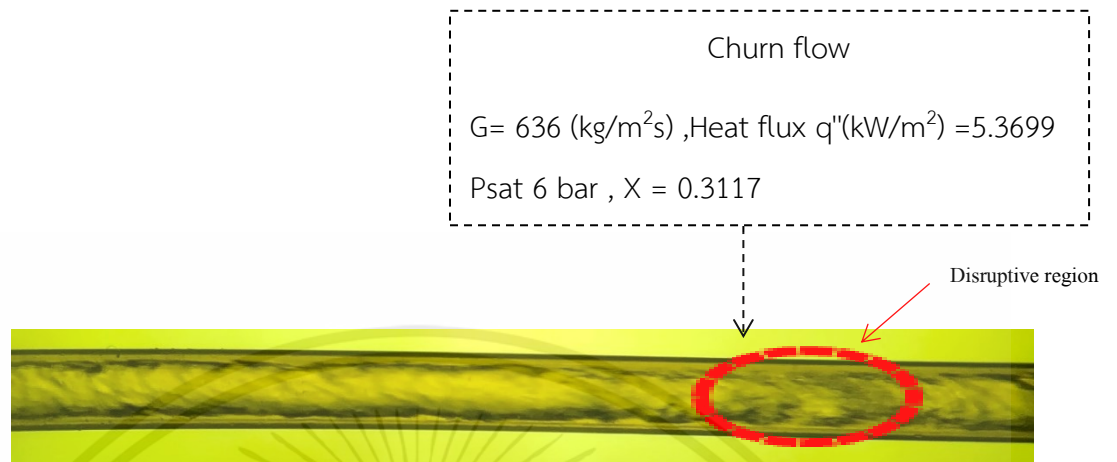
รูปที่ 4.3.3 รูปแบบ Slug flow

การไหลแบบของ Slug flow มีลักษณะฟองอากาศยาวซึ่งมีความยาวมากกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเนื่องจากถูกพัฒนาจากฟองอากาศขนาดเล็ก



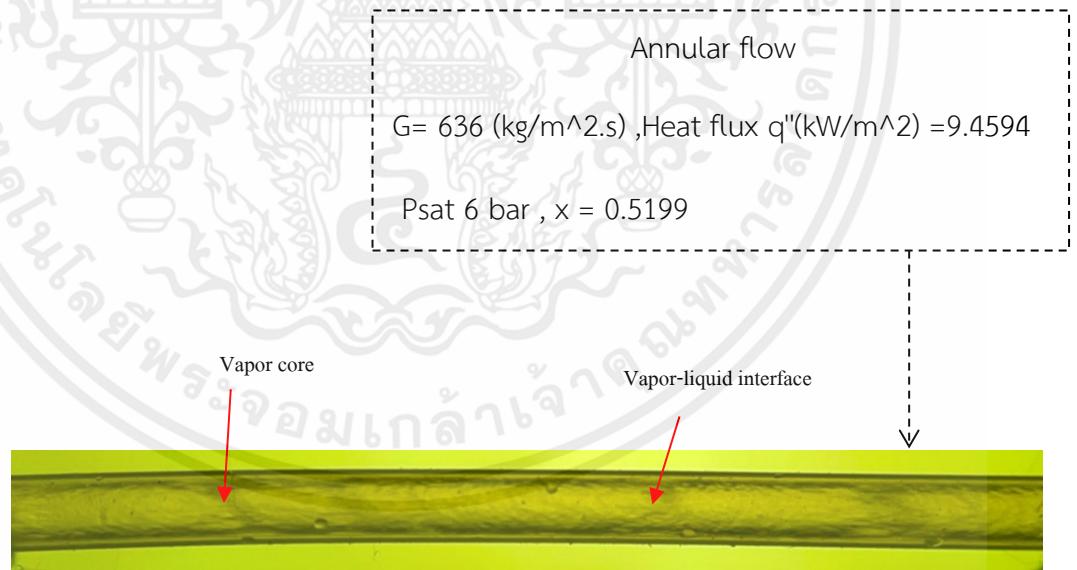
รูปที่ 4.3.4 รูปแบบ Throat-annular flow

การไหลแบบ Throat-annular flow เกิดจากฟองแก๊สสองฟองมารวมตัวกันทำให้เกิดแก๊สเป็นคอคอด



รูปที่ 4.3.5 รูปแบบ Churn flow

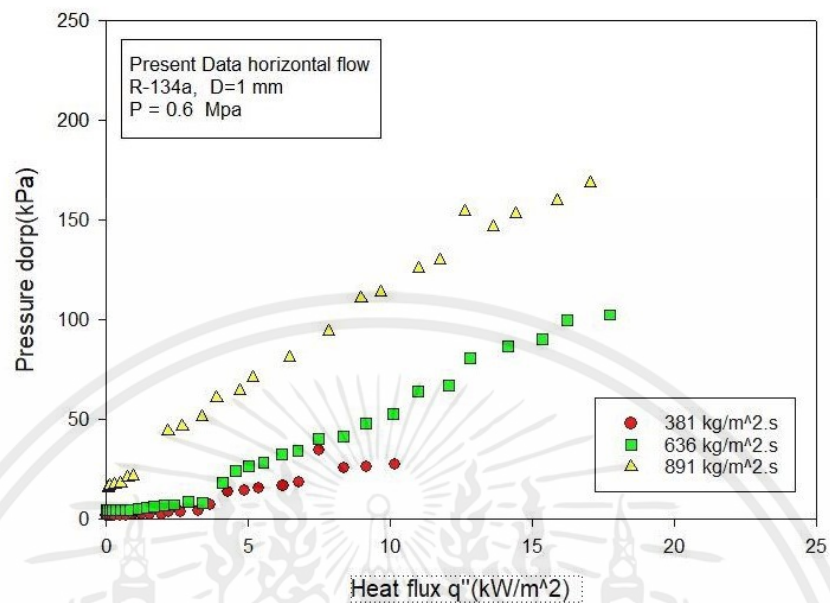
การไหลแบบ Churn flow เป็นไหลแบบปั่นป่วนและมีช่องว่างระหว่างสารเนื่องจากความเร็วของแก๊สสูงทำให้ฟองแก๊สแยกตัวออกจากกัน



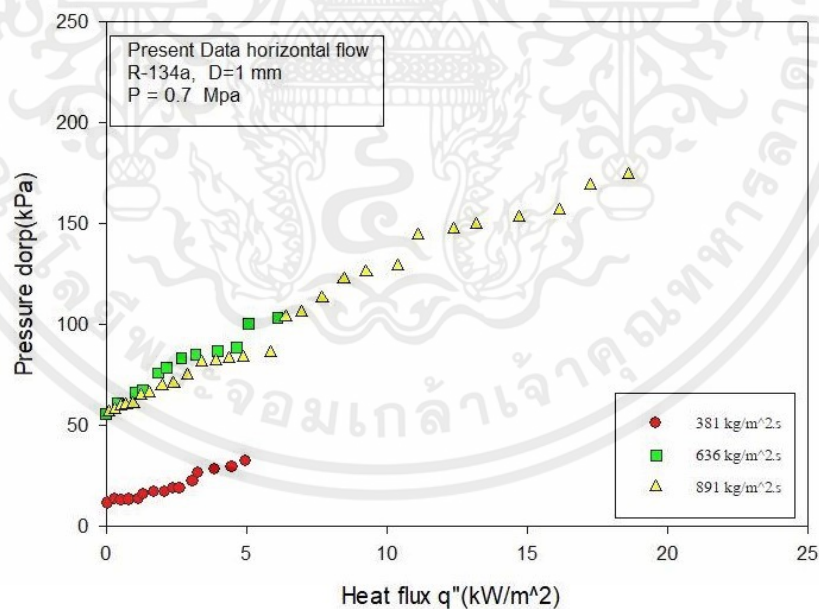
รูปที่ 4.3.6 รูปแบบ Annular flow

เป็นลักษณะของเหลวไหลเป็นชั้นฟิล์มวงแหวนรอบผนังท่อ โดยความหนาของชั้นฟิล์มของเหลวด้านล่างจะหนากว่าชั้นบน และอาจมีละอองของเหลวเคลื่อนที่กระจายอยู่ในแก๊สซึ่งเคลื่อนที่อยู่บริเวณแกนกลางของท่อ

#### 4.4 ผลการทดลองความดันลด Pressure drop แบบการไหลแบบสองสถานะ ( Two phase flow )

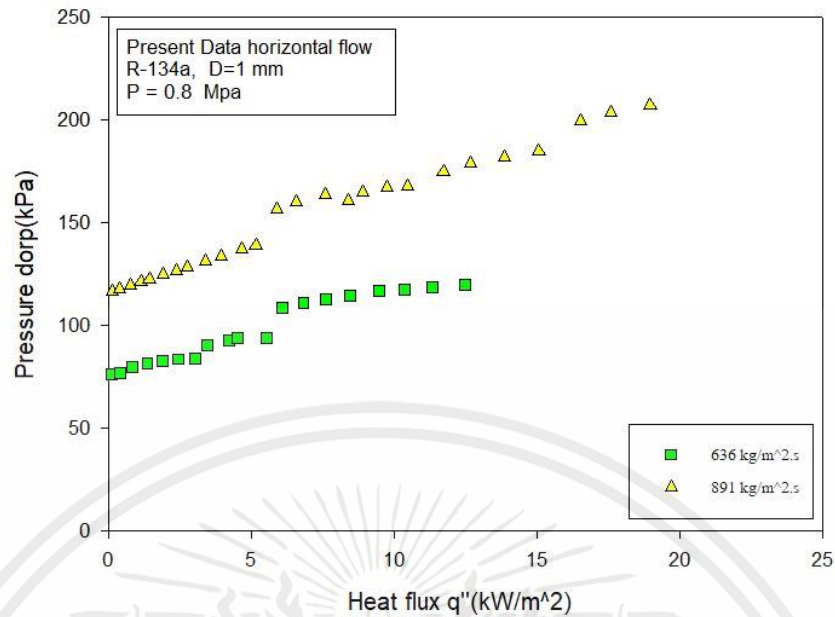


รูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ความดันคงที่ 0.6 MPa (ฟลักซ์มวล 381 , 636 และ 891 kg/m<sup>2</sup>s)



รูปที่ 4.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ความดันคงที่ 0.7 MPa (ฟลักซ์มวล 381 , 636 และ 891 kg/m<sup>2</sup>s)

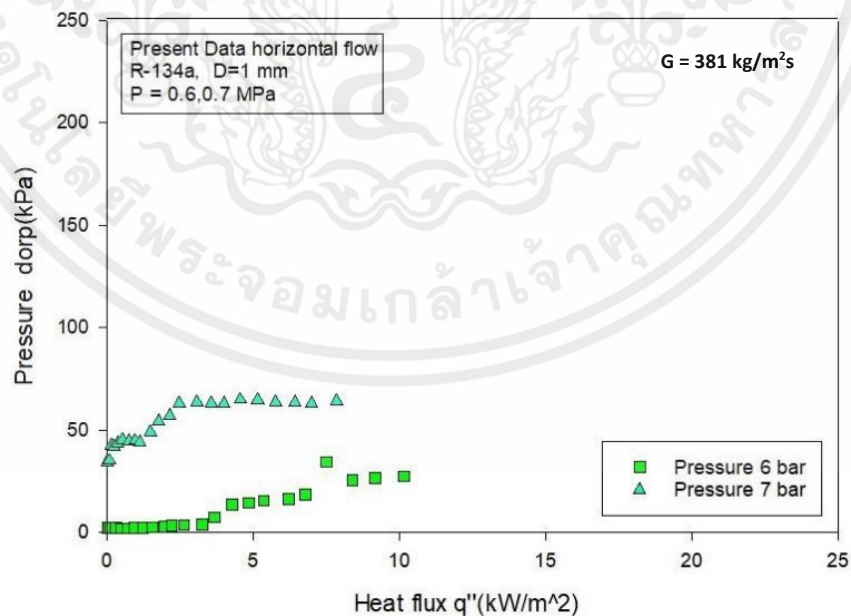
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ความดันคงที่ 0.8 MPa ( ฟลักซ์มวล 636 และ 891 kg/m<sup>2</sup>s )

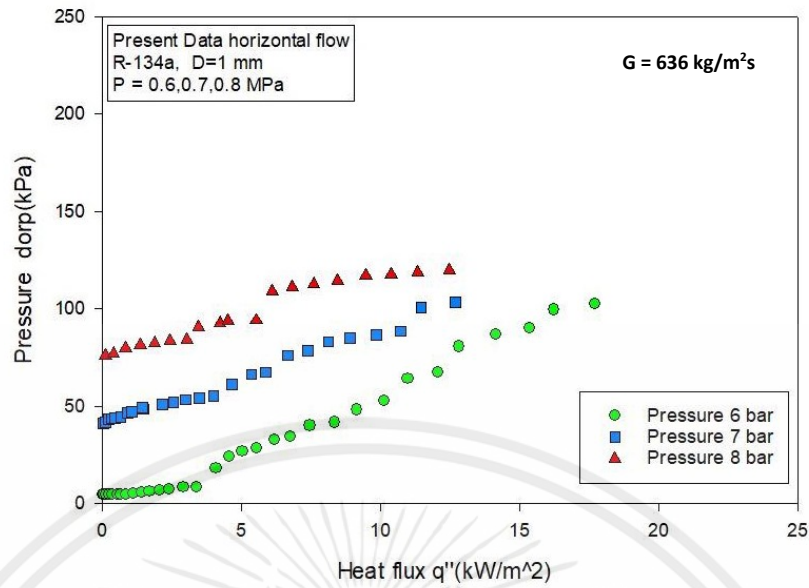
#### 4.5 ผลการทดลองความดันลด Pressure drop ที่ค่าฟลักซ์มวลคงที่

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

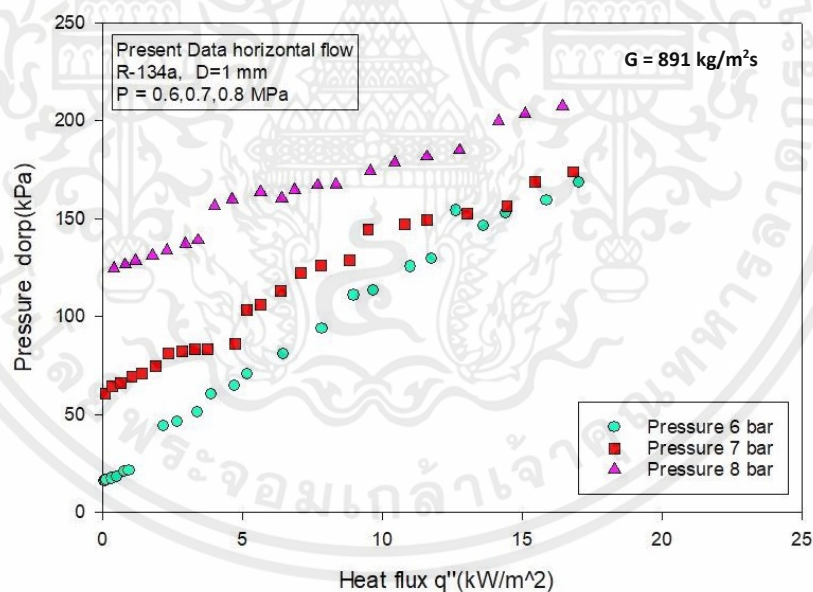


รูปที่ 4.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 381 kg/m<sup>2</sup>s ( ความดัน 0.6 , 0.7 MPa )

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 636 kg/m<sup>2</sup>s ( ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa )

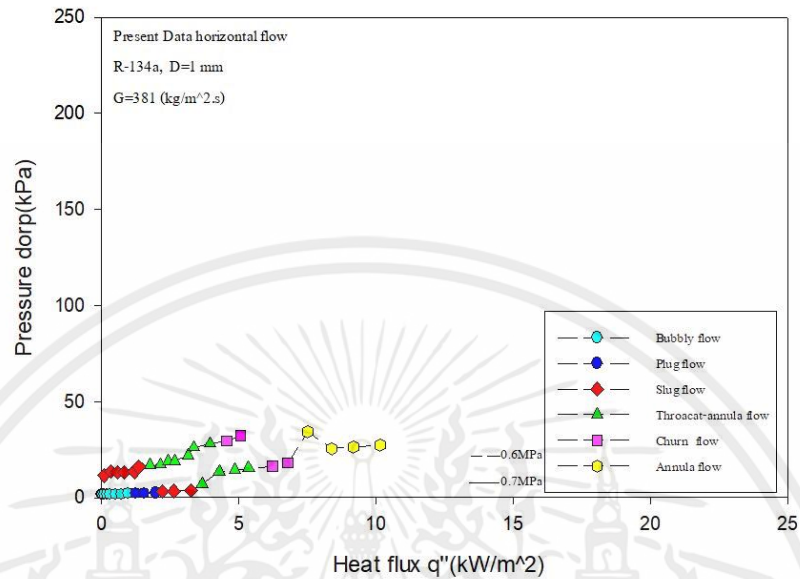


รูปที่ 4.9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 891 kg/m<sup>2</sup>s ( ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa )

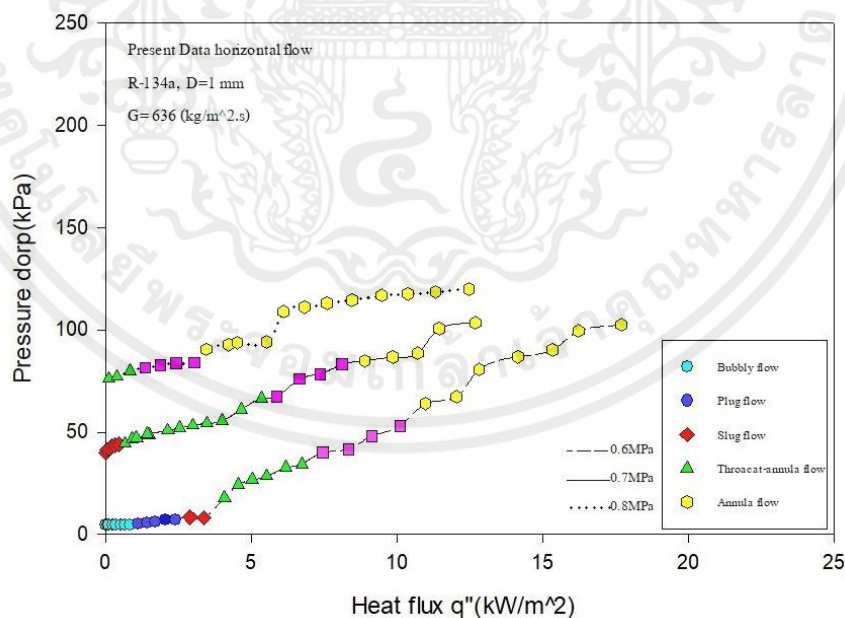
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 4.6 ผลการทดลองความดันลด Pressure drop แสดงรูปแบบการไหล

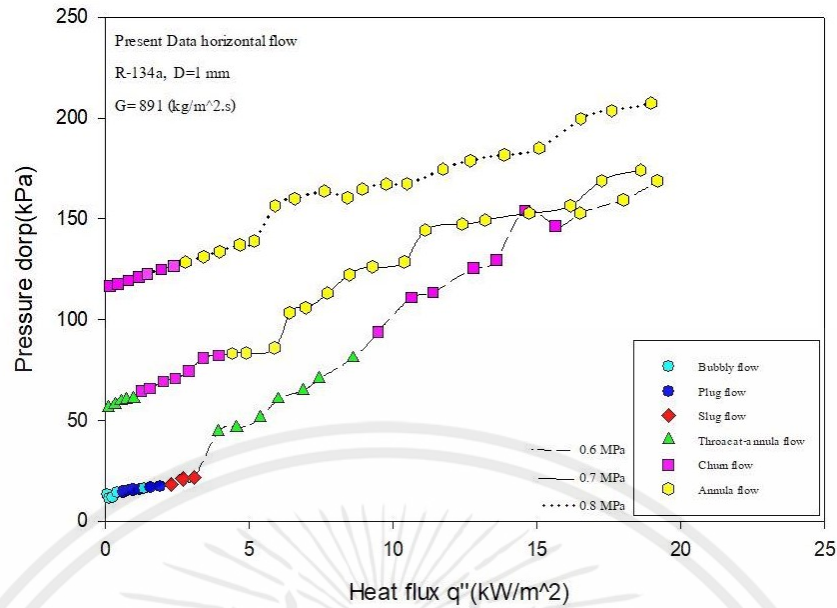
โดยเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อน เพื่อแสดงรูปแบบการไหลในแต่ละช่วงของการทดลอง



รูปที่ 4.10 กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อน ให้ฟลักซ์มวลคงที่ 381 kg/m<sup>2</sup>s (ความดัน 0.6 , 0.7 MPa )

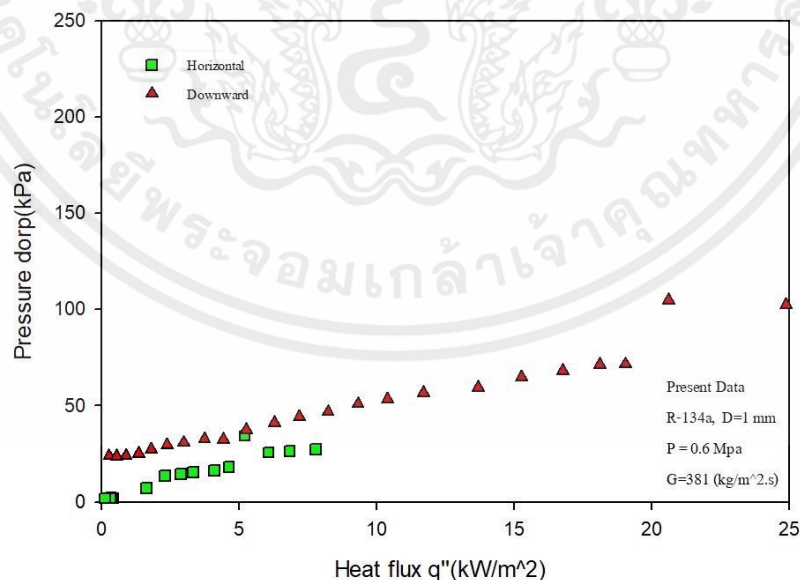


รูปที่ 4.11 กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อน ให้ฟลักซ์มวลคงที่ 636 kg/m<sup>2</sup>s (ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa )



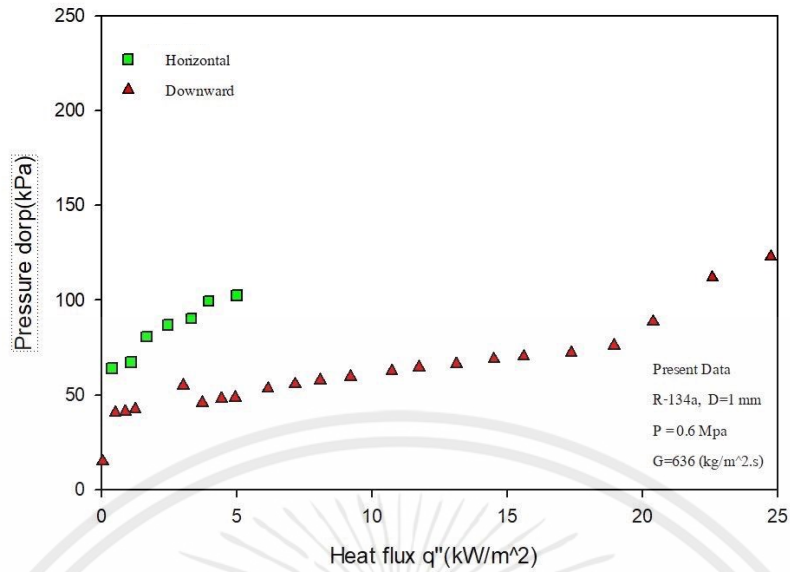
รูปที่ 4.12 กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อน ให้ฟลักซ์มวลคงที่  $891 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ( ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa )

4.7 ผลการทดลองความดันลด Pressure drop เปรียบเทียบระหว่าง Horizontal กับ downward โดยเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อน เพื่อแสดงความแตกต่างของ Pressure drop ระหว่างท่อเซอร์เพนไทน์ไหลแนวระดับกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง

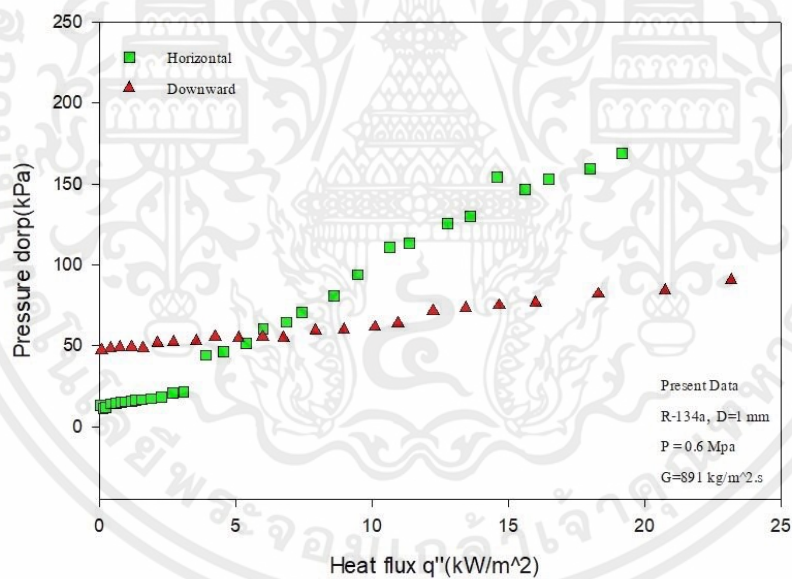


รูปที่ 4.13 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล  $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ความดัน 0.6 MPa เทียบระหว่างท่อเซอร์เพนไทน์ไหลแนวระดับกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

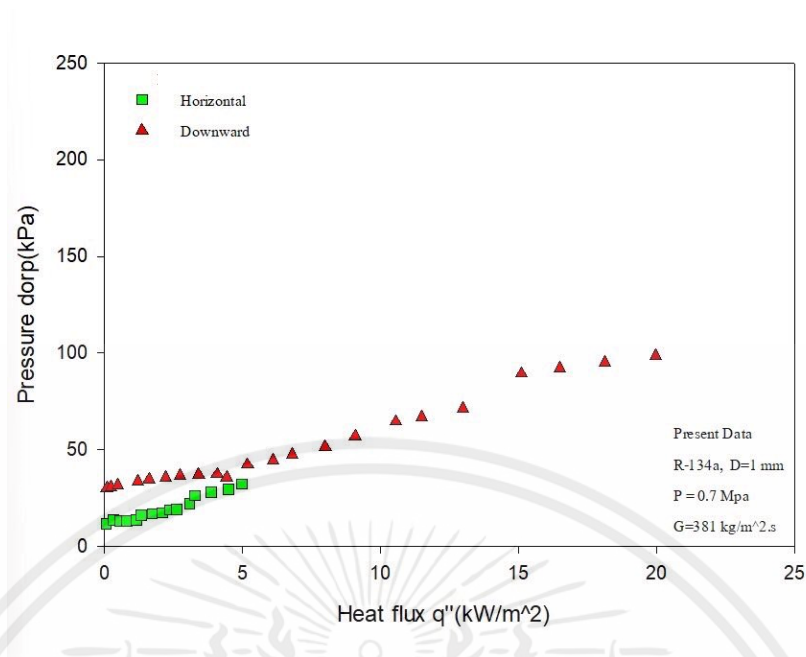


รูปที่ 4.14 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล  $636 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ความดัน  $0.6 \text{ MPa}$  เทียบระหว่างท่อเซอร์เพนไทน์ไหลแนวระดับกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง

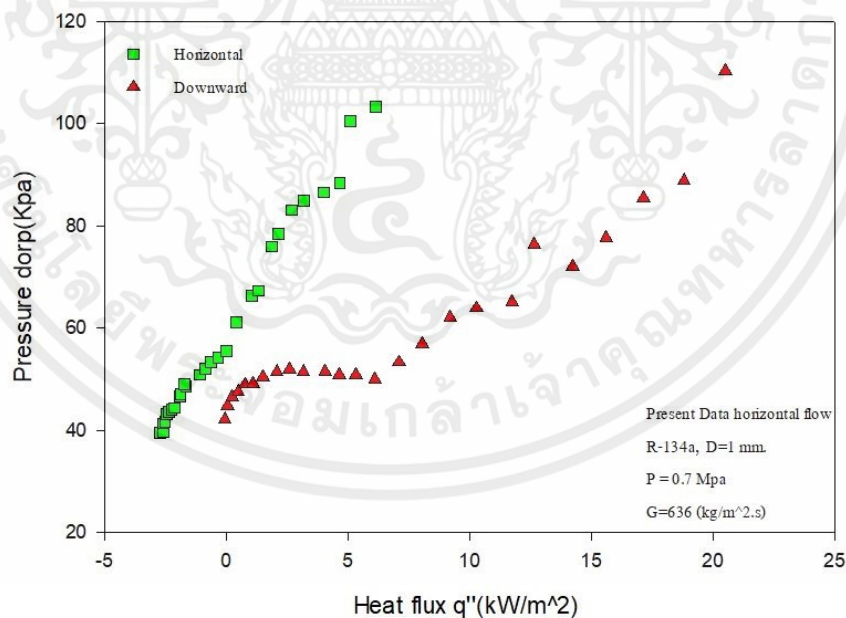


รูปที่ 4.15 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล  $891 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ความดัน  $0.6 \text{ MPa}$  เทียบระหว่างท่อเซอร์เพนไทน์ไหลแนวระดับกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

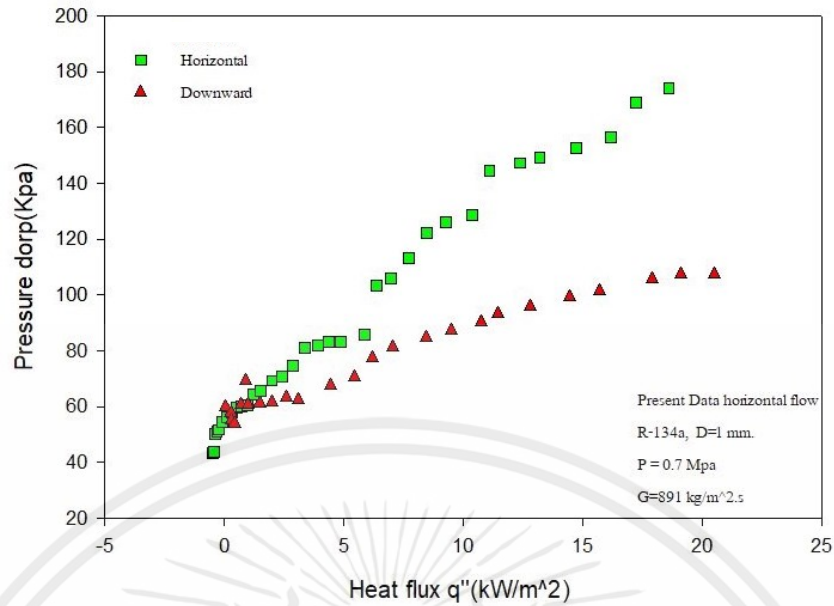


รูปที่ 4.16 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล  $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ความดัน  $0.7 \text{ MPa}$  เทียบระหว่างท่อเซอร์เพนไทน์ไหลแนวระดับกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง

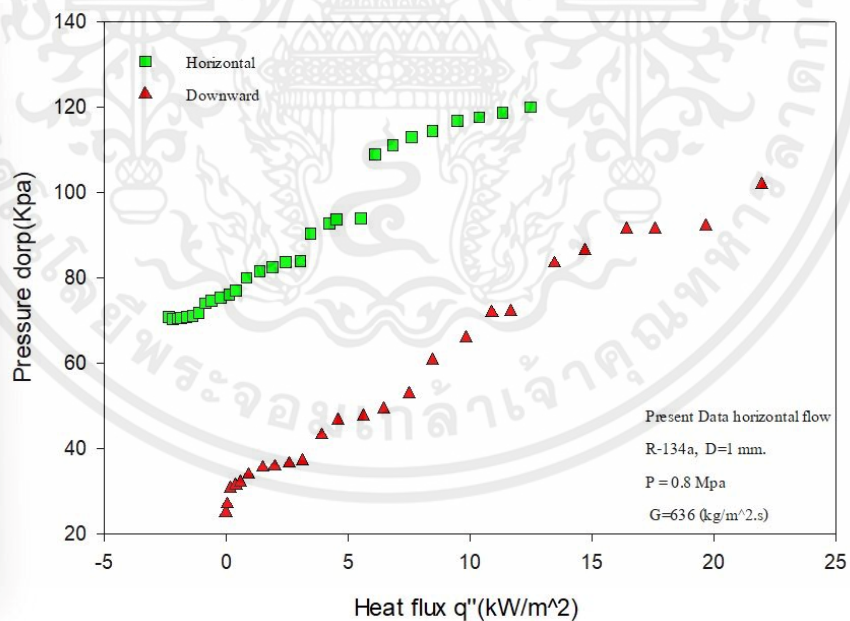


รูปที่ 4.17 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล  $636 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ความดัน  $0.7 \text{ MPa}$  เทียบระหว่างท่อเซอร์เพนไทน์ไหลแนวระดับกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

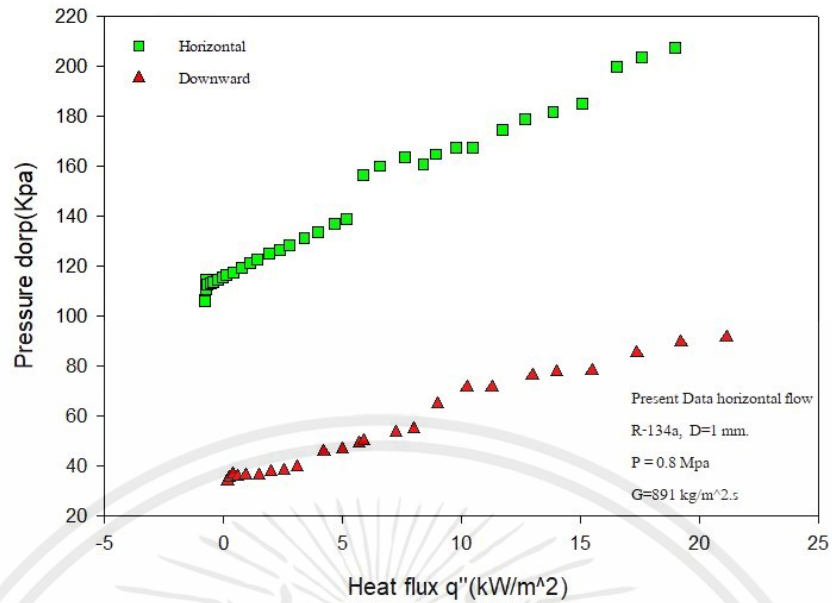


รูปที่ 4.18 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล 891 kg/m<sup>2</sup>s ความดัน 0.7 MPa ของท่อขดเกลียววางตัวในแนวนอนกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง



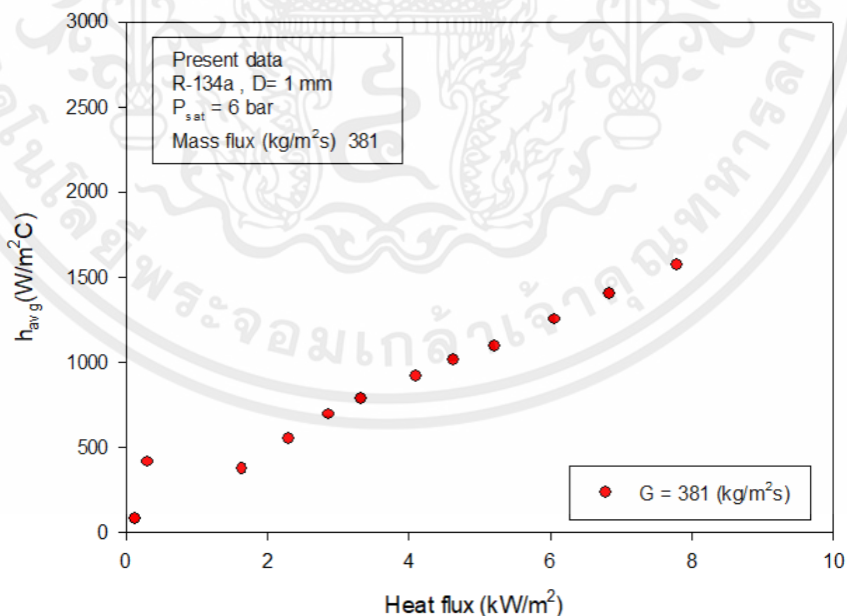
รูปที่ 4.19 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล 636 kg/m<sup>2</sup>s ความดัน 0.8 MPa ของท่อขดเกลียววางตัวในแนวนอนกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



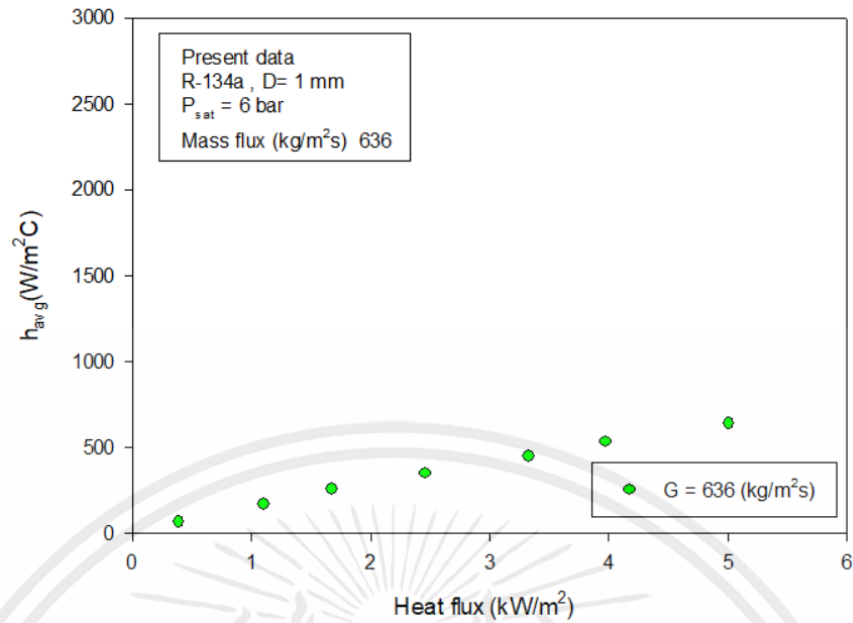
รูปที่ 4.20 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกและฟลักซ์ความร้อนที่ฟลักซ์มวล 912 kg/m<sup>2</sup>s ความดัน 0.8 MPa ของท่อขดเกลียววางตัวในแนวนอนกับท่อขดเกลียววางตัวในแนวตั้งที่มีทิศทางไหลลง

#### 4.8 ผลการทดลองค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

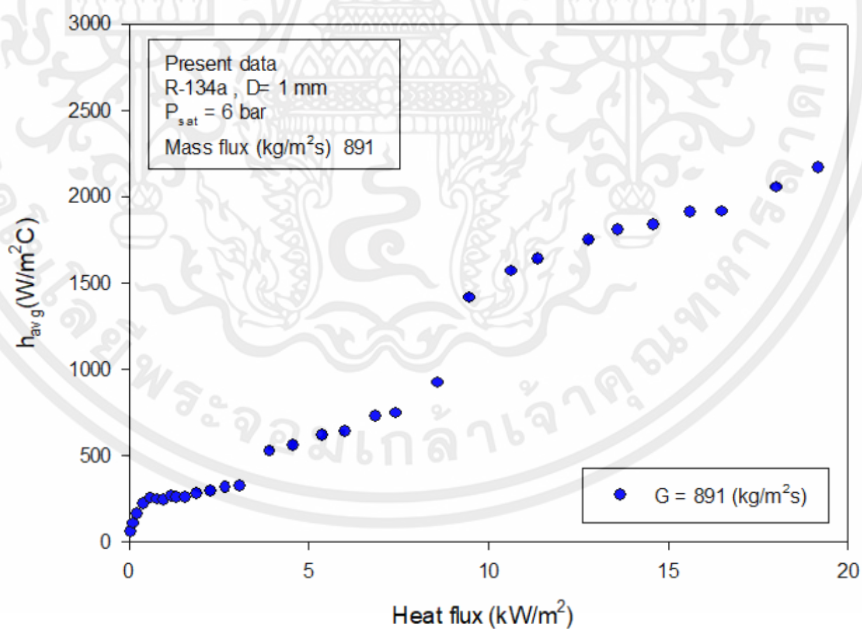


รูปที่ 4.21 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 381 Kg/m<sup>2</sup>s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

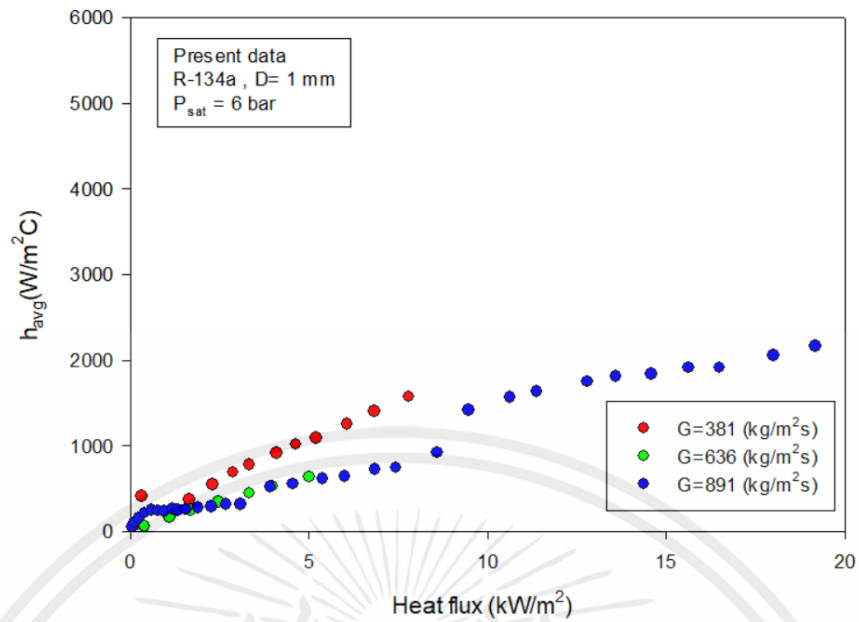


รูปที่ 4.22 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 636 Kg/m<sup>2</sup>s

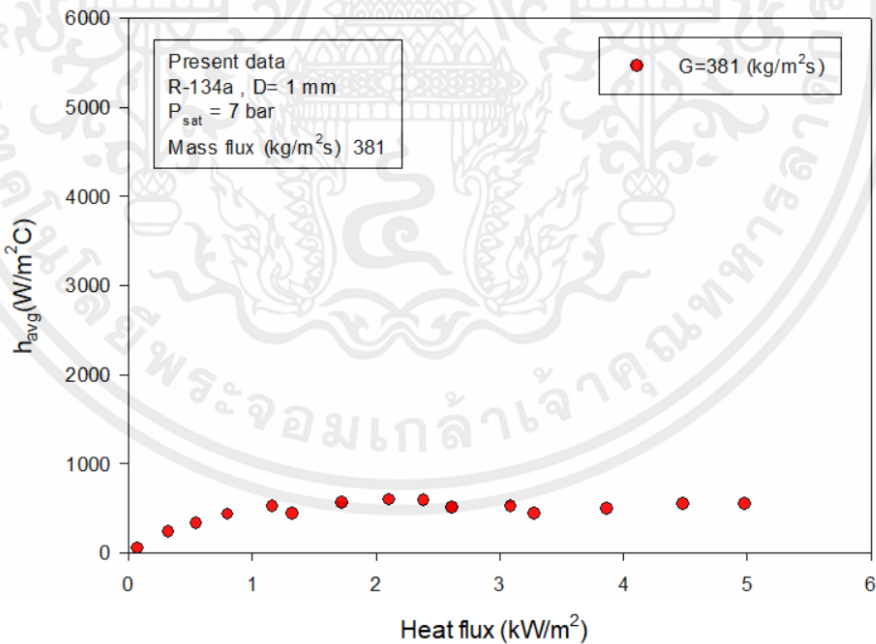


รูปที่ 4.23 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 891 Kg/m<sup>2</sup>s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

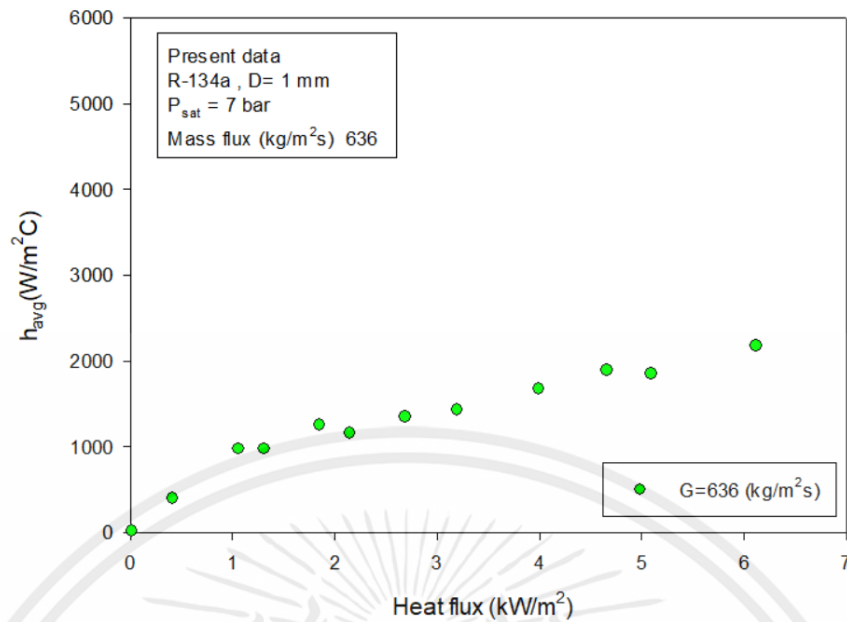


รูปที่ 4.24 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 381 , 636 และ 891 Kg/m<sup>2</sup>s

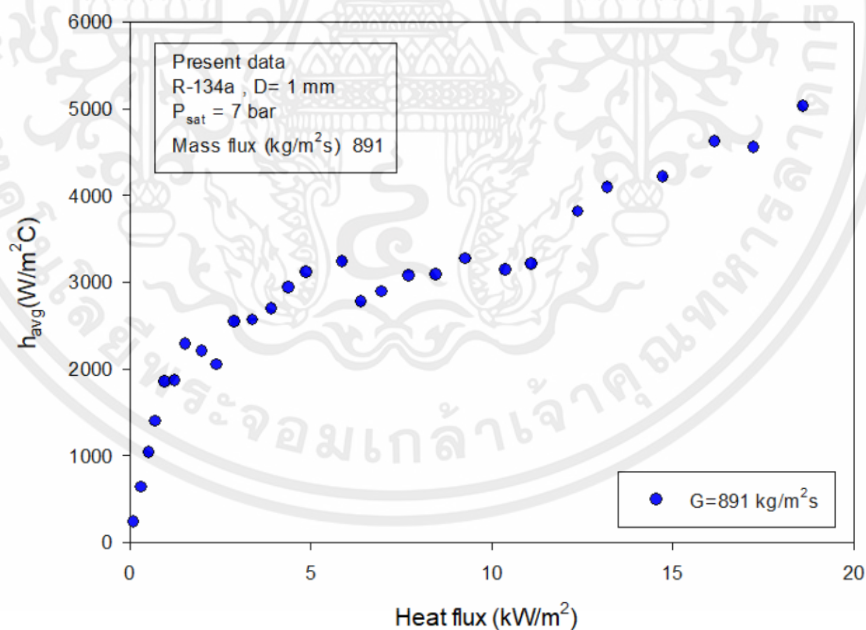


รูปที่ 4.25 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 381 Kg/m<sup>2</sup>s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

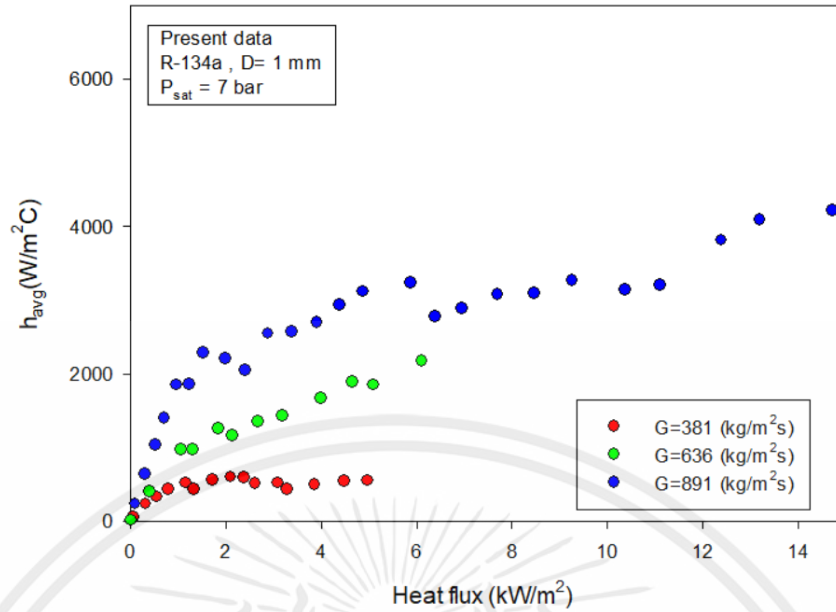


รูปที่ 4.26 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 636 Kg/m<sup>2</sup>s

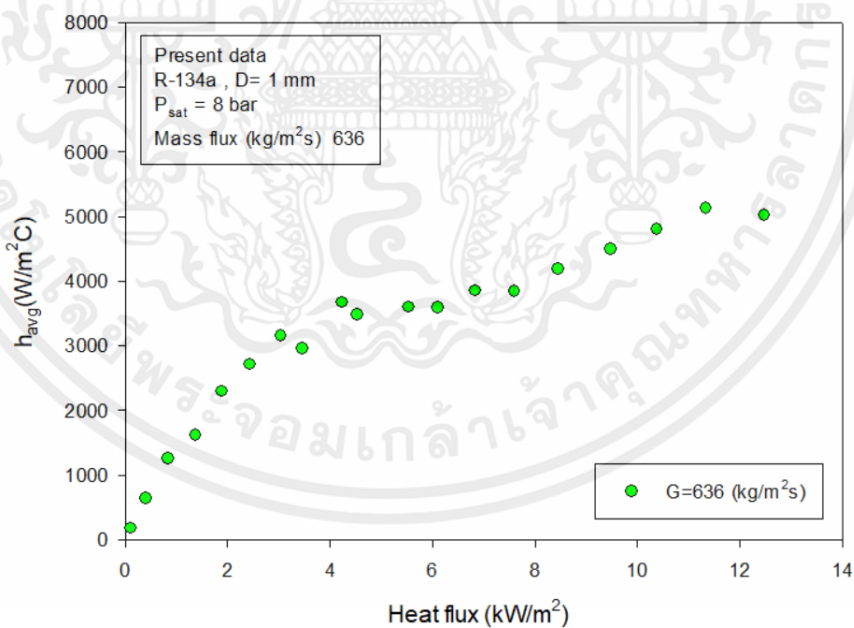


รูปที่ 4.27 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 891 Kg/m<sup>2</sup>s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

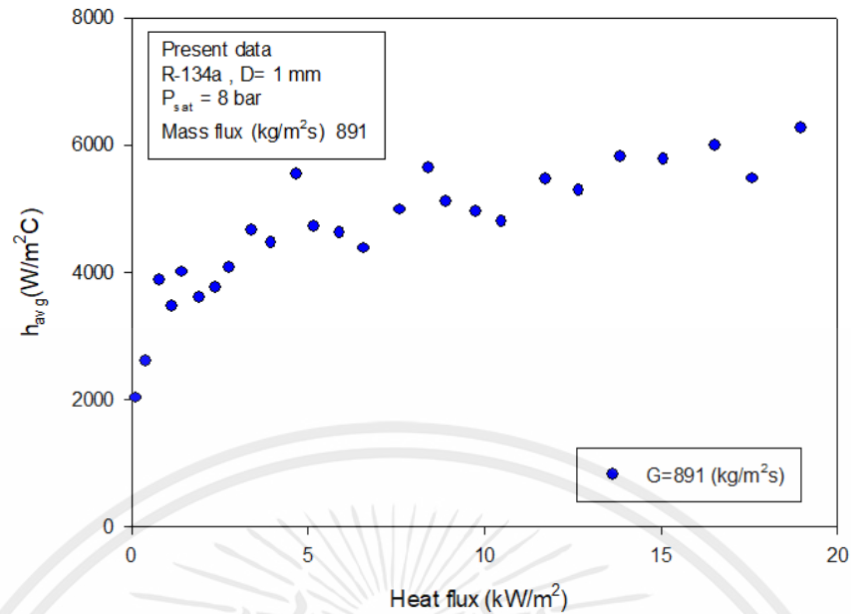


รูปที่ 4.28 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 381 , 636 และ 891 Kg/m<sup>2</sup>s

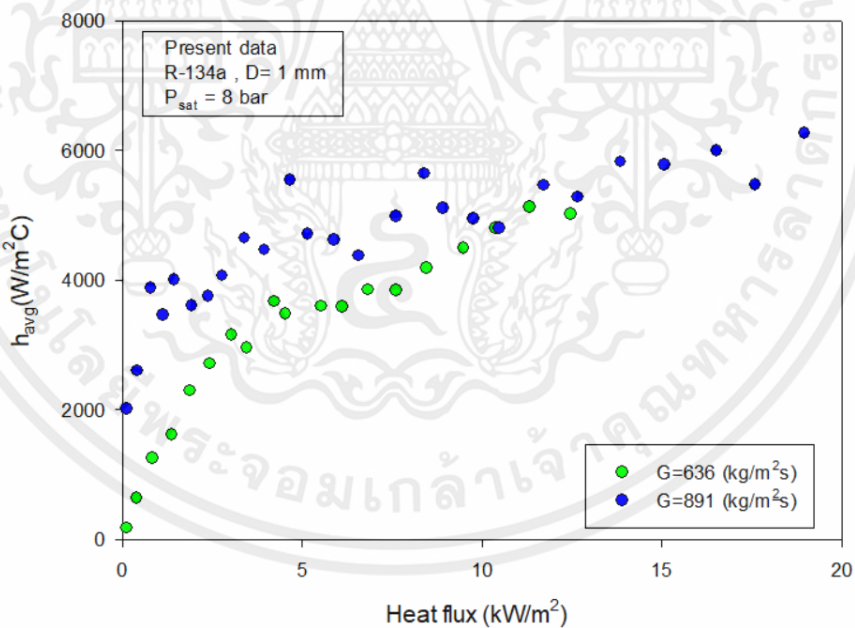


รูปที่ 4.29 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 636 Kg/m<sup>2</sup>s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.30 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 891 Kg/m<sup>2</sup>s

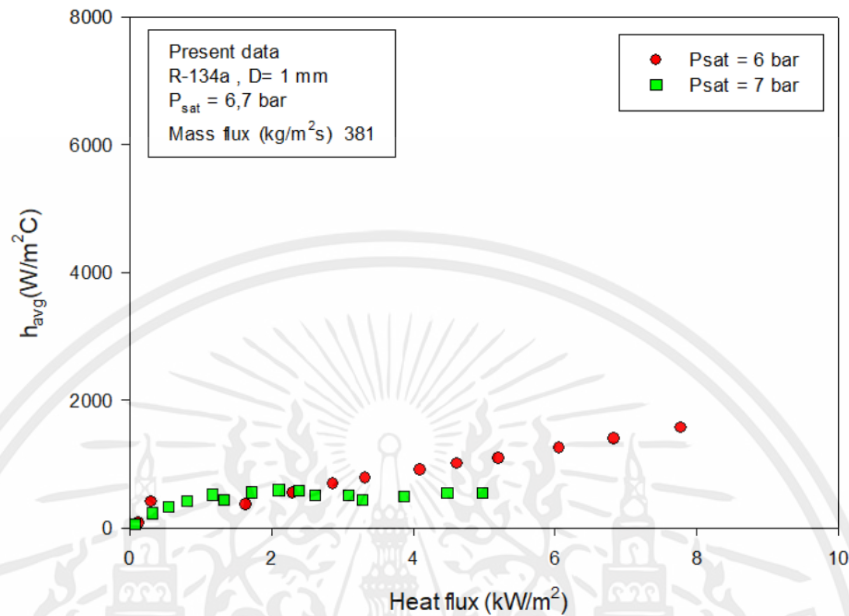


รูปที่ 4.31 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa และมีอัตราการไหลเชิงมวล 636 และ 891 Kg/m<sup>2</sup>s

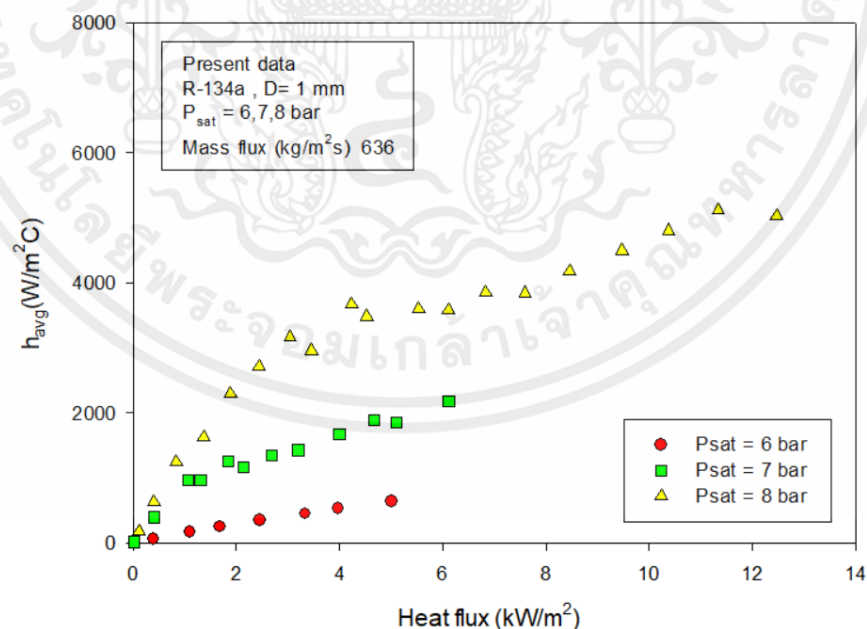
#### 4.9 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย Average heat transfer coefficient ที่ค่าฟลักซ์มวลคงที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ที่ฟลักซ์มวลคงที่ ตามความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa เพื่อแสดงให้เห็นถึงความแตกต่างของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย Average heat transfer coefficient ของแต่ละค่าความดันในหนึ่งฟลักซ์มวล

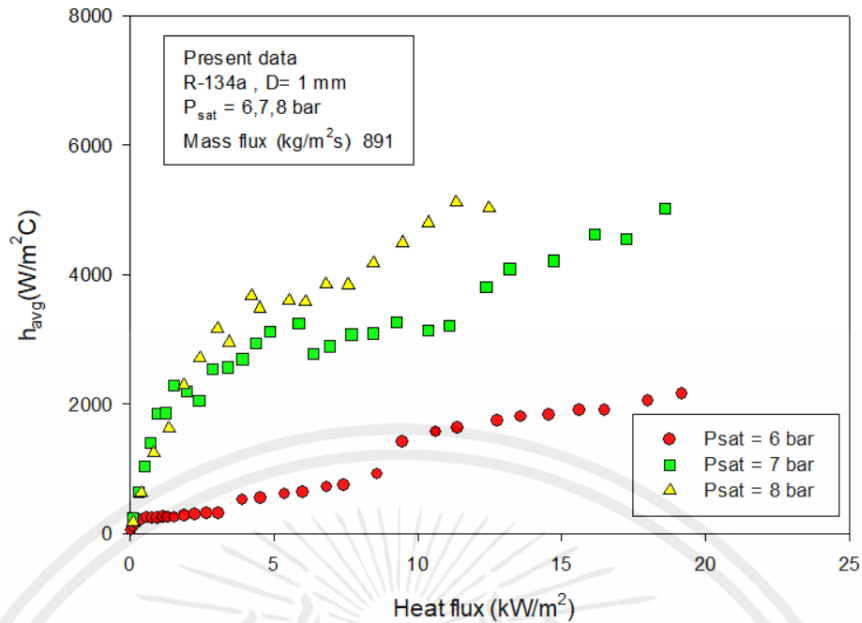


รูปที่ 4.32 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 381  $\text{kg/m}^2\text{s}$  ที่ ความดัน 0.6 , 0.7 MPa



รูปที่ 4.33 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 636  $\text{kg/m}^2\text{s}$  ที่ ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa

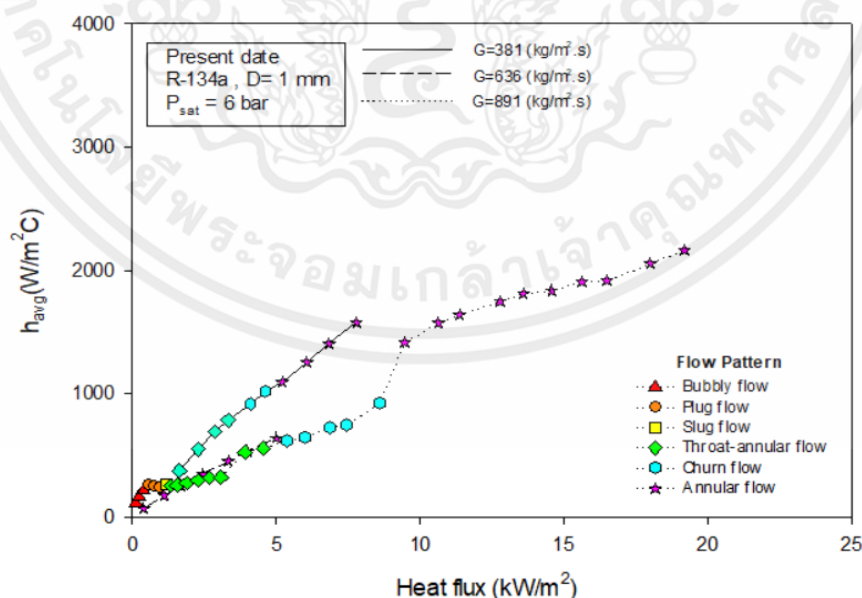
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.34 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 891  $\text{kg/m}^2\text{s}$  ที่ ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa

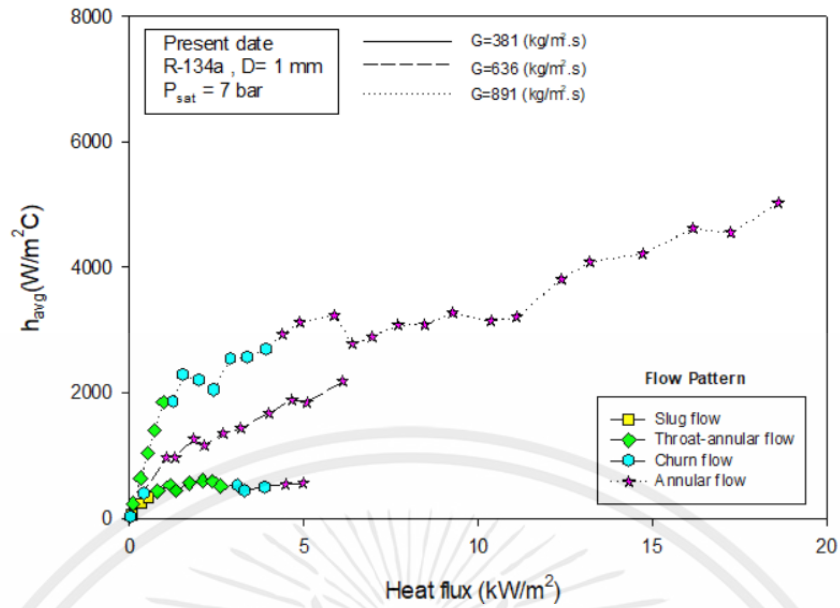
#### 4.10 ผลการทดลองสัมพันธ์ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย Average heat transfer coefficient แสดงรูปแบบการไหล

โดยเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมพันธ์ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยและฟลักซ์ความร้อน เพื่อแสดงรูปแบบการไหลในแต่ละช่วงของการทดลอง

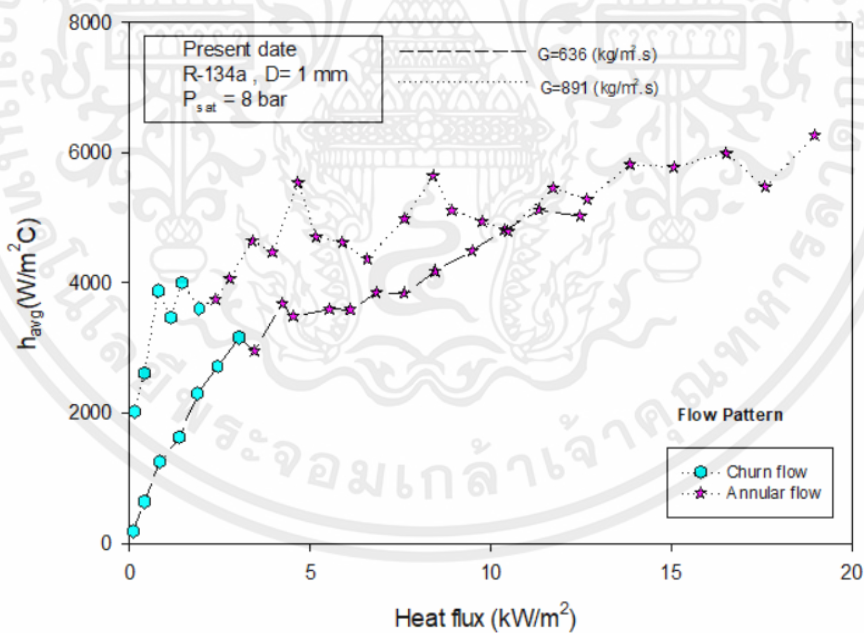


รูปที่ 4.35 กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่าง Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ 381,636 ,และ 891  $\text{kg/m}^2\text{s}$  ที่ความดัน 0.6 MPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.36 กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่าง Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ 381,636 ,และ 891  $\text{kg/m}^2\text{s}$  ที่ความดัน 0.7 MPa



รูปที่ 4.37 กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่าง Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ 891  $\text{kg/m}^2\text{s}$  ที่ความดัน 0.8 MPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากผลการทดลองรูปที่ 4.21 จากการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.6 MPa ที่ฟลักซ์มวล (Mass flux)  $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ที่มีทิศทางไหลแนวระดับ พบว่าเกิดการถ่ายเทความร้อน Average heat transfer coefficient ต่ำสุดที่รูปแบบการไหล Throat-annular flow โดยมีค่าเท่ากับ  $372.3130 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  และมีฟลักซ์ความร้อน  $1.6388 \text{ kW/m}^2$  ส่วน Annular flow เกิดการถ่ายเทความร้อน Average heat transfer coefficient สูงที่สุด โดยมีค่าเท่ากับ  $1572.56 \text{ kW/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  และมีฟลักซ์ความร้อน  $7.7789 \text{ kW/m}^2$  ซึ่งแสดงรูปแบบการไหลรูปที่ 4.35 และผลการทดลองรูปที่ 4.4 เกิดความดันลด Pressure drop ต่ำสุดที่  $2.07 \text{ kPa}$  และสูงสุดที่  $27.32 \text{ kPa}$

จากผลการทดลองรูปที่ 4.22 จากการทดลองที่ความดันอิม 0.6 MPa ที่ฟลักซ์มวล (Mass flux)  $636 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ที่มีทิศทางไหลแนวระดับ พบว่า Average heat transfer coefficient ต่ำสุดที่รูปแบบการไหล Annular flow โดยมีค่าเท่ากับ  $62.1412 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  และมีฟลักซ์ความร้อน  $0.3910 \text{ kW/m}^2$  ส่วน Annular flow เกิดการถ่ายเทความร้อน Average heat transfer coefficient สูงที่สุด โดยมีค่าเท่ากับ  $637.1550 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  และมีฟลักซ์ความร้อน  $5.0051 \text{ kW/m}^2$  ซึ่งแสดงรูปแบบการไหลรูปที่ 4.35 และผลการทดลองรูปที่ 4.4 เกิดความดันลด Pressure drop ต่ำสุดที่  $4.64 \text{ kPa}$  และสูงสุดที่  $102.4 \text{ kPa}$

จากผลการทดลองรูปที่ 4.23 จากการทดลองที่ความดันอิม 0.6 MPa ที่ฟลักซ์มวล (Mass flux)  $891 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ที่มีทิศทางไหลแนวระดับ พบว่า Average heat transfer coefficient ต่ำสุดที่รูปแบบการไหล Bubbly flow โดยมีค่าเท่ากับ  $54.6471 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  และมีฟลักซ์ความร้อน  $0.0450 \text{ kW/m}^2$  ส่วน Annular flow มีค่า Average heat transfer coefficient สูงที่สุด โดยมีค่าเท่ากับ  $2165.06 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  และมีฟลักซ์ความร้อน  $19.1785 \text{ kW/m}^2$  ซึ่งแสดงรูปแบบการไหลรูปที่ 4.35 และผลการทดลองรูปที่ 4.4 เกิดความดันลด Pressure drop ต่ำสุดที่  $11.49 \text{ kPa}$  และสูงสุดที่  $168.77 \text{ kPa}$

จากผลการทดลองรูปที่ 4.24 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ ความดันอิมตัว 0.6 MPa และมีการเปรียบเทียบฟลักซ์เชิงมวล  $381, 636, 891 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ในท่อเซอร์เพนไทน์พบว่าฟลักซ์เชิงมวล  $381 \text{ kg/m}^2\text{s}$  มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่า ฟลักซ์เชิงมวล  $636, 891 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ในช่วงฟลักซ์ความร้อน  $0-8 \text{ kW/m}^2$  พบว่าที่ ฟลักซ์เชิงมวลต่ำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าที่ฟลักซ์เชิงมวลสูง

จากผลการทดลองรูปที่ 4.25 จากการทดลองที่ความดันอิม 0.7 MPa ที่ฟลักซ์มวล (Mass flux)  $381 \text{ Kg/m}^2\text{s}$  ไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ที่มีทิศทางไหลแนวระดับ พบว่า Average heat transfer coefficient ต่ำสุดที่รูปแบบการไหล Slug flow โดยมีค่าเท่ากับ  $55.7308 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  และมีฟลักซ์ความร้อน  $0.0721 \text{ kW/m}^2$  ส่วน Churn flow มีค่า Average heat transfer coefficient สูงที่สุด โดยมีค่าเท่ากับ  $550.5220 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  และมีฟลักซ์ความร้อน  $4.9799 \text{ KW/m}^2$  ซึ่งแสดงรูปแบบการไหลรูปที่ 4.36 และผลการทดลองรูปที่ 4.5 เกิดความดันลด Pressure drop ต่ำสุดที่  $10.53 \text{ kPa}$  และสูงสุดที่  $32.23 \text{ kPa}$

จากผลการทดลองรูปที่ 4.26 จากการทดลองที่ความดันอิม 0.7 MPa ที่ฟลักซ์มวล (Mass flux) 636 kg/m<sup>2</sup>s ไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ที่มีทิศทางไหลแนวระดับ พบว่า Average heat transfer coefficient ต่ำสุดที่รูปแบบการไหล Throat-annular flow โดยมีค่าเท่ากับ 17.6015 W/m<sup>2</sup> °C และมีฟลักซ์ความร้อน 0.0139 kW/m<sup>2</sup> ส่วน Annular flow มีค่า Average heat transfer coefficient สูงที่สุด โดยมีค่าเท่ากับ 2175.26 W/m<sup>2</sup> °C และมีฟลักซ์ความร้อน 6.1140 kW/m<sup>2</sup> ซึ่งแสดงรูปแบบการไหลรูปที่ 4.36 และผลการทดลองรูปที่ 4.5 เกิดความดันลด Pressure drop ต่ำสุดที่ 39.42 kPa และสูงสุดที่ 103.42 kPa

จากผลการทดลองรูปที่ 4.27 จากการทดลองที่ความดันอิม 0.7 MPa ที่ฟลักซ์มวล (Mass flux) 891 kg/m<sup>2</sup>s ไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ที่มีทิศทางไหลแนวระดับ พบว่า Average heat transfer coefficient ต่ำสุดที่รูปแบบการไหล Throat-annular flow โดยมีค่าเท่ากับ 233.8 W/m<sup>2</sup> °C และมีฟลักซ์ความร้อน 0.0989 kW/m<sup>2</sup> ส่วน Annular flow มีค่า Average heat transfer coefficient สูงที่สุด โดยมีค่าเท่ากับ 5022.95 W/m<sup>2</sup> °C และมีฟลักซ์ความร้อน 18.6008 kW/m<sup>2</sup> ซึ่งแสดงรูปแบบการไหลรูปที่ 4.36 และผลการทดลองรูปที่ 4.5 เกิดความดันลด Pressure drop ต่ำสุดที่ 43.52 kPa และสูงสุดที่ 174.01 kPa

จากผลการทดลองรูปที่ 4.28 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ ความดันอิมตัว 0.7 MPa เปรียบเทียบฟลักซ์เชิงมวล 381,636, 891 kg/m<sup>2</sup>s ในท่อเซอร์เพนไทน์ที่ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/m<sup>2</sup>s มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่า ฟลักซ์เชิงมวล 636,381 kg/m<sup>2</sup>s ตามลำดับ ในช่วงฟลักซ์ความร้อน 0-7 kW/m<sup>2</sup> พบว่าฟลักซ์เชิงมวลสูงขึ้นไปยังให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูง

จากผลการทดลองรูปที่ 4.29 จากการทดลองที่ความดันอิม 0.8 MPa ที่ฟลักซ์มวล (Mass flux) 636 kg/m<sup>2</sup>s ไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ที่มีทิศทางไหลแนวระดับ พบว่า Average heat transfer coefficient ต่ำสุดที่รูปแบบการไหล Throat-annular flow โดยมีค่าเท่ากับ 180.2637 W/m<sup>2</sup> °C และมีฟลักซ์ความร้อน 0.1121 kW/m<sup>2</sup> ส่วน Annular flow มีค่า Average heat transfer coefficient สูงที่สุด โดยมีค่าเท่ากับ 5024.99 W/m<sup>2</sup> °C และมีฟลักซ์ความร้อน 12.4710 kW/m<sup>2</sup> ซึ่งแสดงรูปแบบการไหลรูปที่ 4.37 และผลการทดลองรูปที่ 4.6 เกิดความดันลด Pressure drop ต่ำสุดที่ 70.83 kPa และสูงสุดที่ 119 kPa

จากผลการทดลองรูปที่ 4.30 จากการทดลองที่ความดันอิม 0.8 MPa ที่ฟลักซ์มวล (Mass flux) 891 kg/m<sup>2</sup>s ไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ที่มีทิศทางไหลแนวระดับ พบว่า Average heat transfer coefficient ต่ำสุดที่รูปแบบการไหล Churn flow โดยมีค่าเท่ากับ 2020.5 W/m<sup>2</sup> °C และมีฟลักซ์ความร้อน 0.1300 kW/m<sup>2</sup> °C ส่วน Annular flow มีค่า Average heat transfer coefficient สูงที่สุด โดยมีค่าเท่ากับ 6270.64 W/m<sup>2</sup> °C และมีฟลักซ์ความร้อน 18.9563 kW/m<sup>2</sup> °C ซึ่งแสดงรูปแบบการไหลรูปที่ 4.37 และผลการทดลองรูปที่ 4.6 เกิดความดันลด Pressure drop ต่ำสุดที่ 106.53 kPa และสูงสุดที่ 207.37 kPa

จากผลการทดลองรูปที่ 4.31 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa มีการเปรียบเทียบฟลักซ์เชิงมวล 636, 891 kg/m<sup>2</sup>s ในท่อเซอร์เพนไทน์ที่ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/m<sup>2</sup>s มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่า ฟลักซ์เชิงมวล 636 kg/m<sup>2</sup>s การเพิ่มขึ้นของฟลักซ์เชิงมวลกับฟลักซ์ความร้อนที่เพิ่มขึ้นแสดงว่า พฤติกรรมในระหว่างการเดือด ผลของฟลักซ์เชิงมวลมีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนอย่างชัดเจน

จากผลการทดลองรูปที่ 4.32 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 381 kg/m<sup>2</sup>s เปรียบเทียบที่ความดันอิ่มตัว 0.6 , 0.7 MPa พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa มีค่ามากกว่า ที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa

จากผลการทดลองรูปที่ 4.33 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 636 kg/m<sup>2</sup>s เปรียบเทียบที่ความดันอิ่มตัว 0.6 , 0.7 , และ 0.8 MPa พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa มีค่ามากกว่า 0.7 MPa , 0.6 MPa ตามลำดับ

จากผลการทดลองรูปที่ 4.34 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 891 kg/m<sup>2</sup>s เปรียบเทียบที่ความดันอิ่มตัว 0.6 , 0.7 , และ 0.8 MPa พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa มีค่ามากกว่า 0.7 MPa และ 0.6 MPa ตามลำดับ

จากผลการทดลองรูปที่ 4.35 กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่าง Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ 381,636 ,และ 891 kg/m<sup>2</sup>s ที่ ความดัน 0.6 MPa พบรูปแบบการไหล Bubbly flow ที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำที่สุด และรูปแบบการไหล Annular flow ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุด และพบ 6 รูปแบบการไหล 1.Bubbly flow 2.Plug flow 3. Slug flow 4.Throat-annular flow 5.Churn flow 6.Annular flow

จากผลการทดลองรูปที่ 4.36 กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่าง Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ 381,636 ,และ 891 kg/m<sup>2</sup>s ที่ ความดัน 0.7 MPa พบรูปแบบการไหล Slug flow ที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำที่สุด และรูปแบบการไหล Annular flow ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุด และพบ 4 รูปแบบการไหล 1. Slug flow 2.Throat-annular flow 3.Churn flow 4.Annular flow

จากผลการทดลองรูปที่ 4.37 กราฟแสดงรูปแบบการไหลในความสัมพันธ์ระหว่าง Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนให้ฟลักซ์มวลคงที่ 381,636 ,และ 891 kg/m<sup>2</sup>s ที่ ความดัน 0.8 MPa พบรูปแบบการไหล churn flow ที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำที่สุด และรูปแบบการไหล Annular flow ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุด และพบ 2 รูปแบบการไหล 1.Churn flow 2.Annular flow



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 5 สรุปและข้อเสนอแนะ

### 5.1 สรุปผลการทดลอง

1. จากการทดลองแบบการไหล Single-phase ค่า Friction Factor ในท่อเซอร์เพนไทน์จะมีค่ามากกว่า การไหลแบบ  $64/Re$  ซึ่งการไหลแบบ Laminar flow และสมการ Blasius equation การไหลแบบ Turbulent flow เนื่องจากท่อเซอร์เพนไทน์จะมีการติดตั้งท่อที่เป็นส่วนโค้งเป็นระยะ ทำให้การปั่นป่วนหรือที่เรียกว่าปรากฏการณ์ Dean vortices

2. จากการทดลองนั้นจะพบรูปแบบการไหลทั้งหมด 6 รูปแบบ คือ Bubbly flow, Plug flow, Slug flow, Throat-annular flow, Churn flow, และ Annular flow โดยรูปแบบการไหลที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุดเนื่องจากมีฟองแก๊สน้อยที่สุดคือ Bubbly flow และรูปแบบการไหลแบบ Annular flow ที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเนื่องจากการไหลแบบ Annular flow เกิดฟองแก๊สมากที่สุด

3. จากการทดลองพบว่าฟลักซ์ความร้อนมีผลต่อรูปแบบการไหลและจะส่งผลให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากขึ้น ซึ่งรูปแบบการไหลมีอิทธิพลอย่างมากต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อน

4. จากการทดลองพบว่าค่าความดันลดเพิ่มขึ้นตามค่าฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้นและฟลักซ์มวลที่เพิ่มขึ้น

5. การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยจะขึ้นอยู่กับค่าของฟลักซ์ความร้อนให้กับระบบและค่าของฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้นก็จะให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงมากขึ้นไปด้วย แต่ในขณะที่มีพฤติกรรมการไหลแบบ Throat-annular flow, Churn flow, และ Annular flow ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยจะมีค่าที่ลดลงเนื่องจากเป็นช่วงที่ฟองแก๊สเกิดการไหลแบบปั่นป่วนและแยกตัวออกจากการกัน ทำให้ชั้นฟิล์มของสารทำความเย็นที่เคลือบภายในท่อบางลง จึงทำให้การถ่ายเทความร้อนลดลง

### 5.2 ปัญหาที่พบและแนวทางการแก้ไขปัญหา

1. การควบคุมอัตราการไหล (Mass flow) ควบคุมค่อนข้างยาก ต้องรอให้อุณหภูมิกับความดันคงที่ จึงจะสามารถวัดอัตราการไหลได้ และควร Set zero ทุกครั้งก่อนทำการทดลอง

2. ท่อแลกเปลี่ยนสำหรับสังเกตการไหล รั่วบ่อย ต้องพันด้วยลวดด้วยความประณีต อย่างเรียบร้อยและตรวจสอบการรั่ว

### 5.3 ข้อเสนอแนะ

1. ก่อนทำการทดลองควรศึกษาคู่มืออุปกรณ์ก่อนทุกชนิด เนื่องจากอุปกรณ์มีราคาสูงอาจจะทำให้เกิดความเสียหายได้

2. ในการเติมสารหรือการทำสุญญากาศระบบ ควรสังเกต Pressure gauge ถ้ามีความผิดปกติ ซึ่งกรณีผิดปกติ การทำสุญญากาศหรือแวกคัมค่าความความดันควรมีค่าลบ ถ้ามีค่าเป็นบวก ควรหยุดการดำเนินการ ทำการตรวจสอบรอยรั่วของระบบใช้การตีฟองหาจุดรอยรั่ว เมื่อทำการแก้ไขเรียบร้อยแล้วทำการแวกคัมแล้วเติมสารทำความเย็นได้เลย



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดก่แปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## เอกสารอ้างอิง

- [1] Xiande, et al . (2016). “ An experimental study of flow boiling heat transfer of R134a and evaluation of existing correlations.” **International Journal of Heat and Mass Transfer**, September2015, DOI:/10.1016/ j.ijheatmass transfer. 2015.09.044.
- [2] Niu, X, Huaijie, Y , and Liang, Z. (2000). “ Experimental study on critical heat flux during flow boiling of R134a in a vertical helically coiled tube.” **J Mechanical Engineering Science**. February 2020, DOI: 10.1177/0954406220911981.
- [3] Kong, L., et al . (2016). “ An experimental study on subcooled flow boiling heat transfer characteristics of R134a in vertical helically coiled tubes.” **Experimental Thermal and Fluid Science**. (2016), DOI:/10.1016/ j. expthermflusci.2016.11.023.
- [4] GomezA,-F. et al .,(2015). “ Experimental two-phase heat transfer coefficient and frictional pressure drop inside mini-channels during condensation with R1234yf and R134aCoefficient experimental de transfert de chaleur diphasique et chute de pression par frottement a linterieur de mini-canaux pendant la condensation du R1234yf et du R134a.” **International Journal of Multiphase Flow**. March 2015, Pages 12-23. DOI:/10.1016/j.ijrefrig.2014.11.014
- [5] Mehendale, S. S., Jacobim A. M., and Shah, R. K. (2000). “Fluid flow and heat transfer at micro and meso – scales with application to heat exchanger design.” **Applied Mechanics Reviews** 53, 7 (July): 175-193.
- [6] Kandlikar, S. G. (2002). “Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels.” **Experimental Thermal and Fluid Science** 26,2-4 (June): 389-407.
- [7] Kew,-A , and Cornwell,-K. (1997) . “ Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels.” **Applied Thermal Engineering** Vol 17 .Nos. 8-10 , pp.705-715
- [8] Malhotra,-S ,Deshpande,-A, and Ghosh,-S. (2000). “ Air – water flow through a single serpentine mini channel – flow distribution and pressure drop.” **International Journal of Multiphase Flow** .Volume 96, November 2017, Pages 48-55. DOI:10.1016/j.ijmultiphase flow.2017.07.006.
- [9] Malhotra,-S, and Ghosh-S. (2019). “ Effects of channel diameter on flow pattern and pressure drop for air–water flow in serpentine gas channels of PEM fuel cell-An Exsituexperiment.” **Experimental Thermal and Fluid Science**. DOI:10.1016/ j.expthermflusci.2018.09.006.

- [10] YuWena,-M, and Ching-Y. (2002). “Evaporation heat transfer and pressure drop characteristics of R-290 (propane), R-600 (butane), and a mixture of R-290/R-600 in the three-lines serpentine small-tube bank.” **Applied Thermal Engineering** 25 ,December 2005, Pages 2921-2936. DOI/10.1016/j.applthermaleng. 2005.02.013.
- [11] Poggi, et al. (2020). “Experimental study of single and two-phase adiabatic flow distribution in compact heat exchangers.” **Congres Francais de Mecanique**,
- [12] Dario, et al. (2015). “Measuring maldistribution of two-phase flows in multi-parallel microchannels.” **Applied Thermal Engineering** 91 (2015) 924-937.
- Ahmad, M., Berthoud, G, and Mercier, P. (2000). “General characteristics of two-
- [13] phase flow distribution in a compact heat exchanger.” **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 52, 26 July 2008, DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer. 2008.05.030.
- [14] Saber, M., Commenge, J, and Falk L. (2010). “Heat-transfer characteristics in multi-scale flow networks with parallel channels.” **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, November 2009, DOI:10.1016/j.ccep. 2009. 10.017.
- [15] Xu, Y., Cheng, P., and Zhao, T. (1999). “Gas-liquid two-phase flow regimes in rectangular channels with mini/micro gaps.” **International Journal of Multiphase Flow**. 25, (1999) 411-432, 1 September 1998.
- [16] Xiande, F, Xu, Y, Zhanru, Z. (2011). “New correlations of single-phase friction factor for turbulent pipe flow and evaluation of existing single-phase friction factor correlations.” **Nuclear Engineering and Design**. DOI:10.1016/j.nucengdes.2010.12.019.
- [17] Adam, A, Donaldson, B., Kirpalania, D., Macchib, A. (2011). “Single and two-phase pressure drop in serpentine mini-channels.” **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**. DOI:10.1016/j.ccep.2011.05.002
- [18] Tan,-L, Chen,-C, Dong,-X, Gong,-Z, Wang,-M. (2016). “Experimental study on CHF of R134a flow boiling in a horizontal helicallycoiled tube near the critical pressure.” **Experimental Thermal and Fluid Science**, December 2016, DOI:10.1016/j.expthermflusci.2016.12.005.
- [19] Qian,-H , and Hrnjak,-P. (2021). “Characterization of R134a two-phase flow regimes in horizontal and vertical smooth tubes with capacitive sensors.” **International Journal of Refrigeration**. 125,90-103, January, 2021, DOI:10.1016 /j.ijrefrig .2021.01.015.

- [20] Hardika,-B., Prabhu, V. (2020). “ Experimental correlation for critical heat flux in helical coils.” **Nuclear Engineering and Design**368,110759,July2020 ,DOI:/10.1016 /j.nucengdes.2020.110759.
- [21] Wongwises,-S , Polsongkram,-M. (2006). “Condensation heat transfer and pressure drop of HFC-134a in a helically coiled concentric tube-in-tube heat exchanger.” **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 49, 4386–4398, July2006,Pages48-55.DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.05.010.
- [22] Goda,-H , Hibiki,-T , Kim,-S , Ishii,-M , Uhle,-J. (2003). “Drift-flux model for downward two-phase flow.” **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 46, (2003) 4835 – 4844, May 2003, DOI:10.1016/S0017-9310(03)00309-0.
- Kew,-P , Cornwell,-K . “ Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels.” **Applied Thermal Engineering**. Vol. 17, Nos. 8-10, pp.705-715, (1997)
- [23] Poggi,-F, Macchi,Tejeda- H. (2007). “ Experimental study of single and two-phase adiabatic flow distribution in compact heat exchangers.” **Congres Franrais de-Mecanique**. August 2007.
- [24] Malhotra,-S, Ghosh,-S. (2019). “Effects of channel diameter on flow pattern and pressure drop for air–water flow in serpentine gas channels of PEM fuel cell-An Ex situ experiment.” **Experimental Thermal and Fluid Science**. September 2018 , DOI/10.1016/j.exptthermflusci.2018.09.006.
- [25] Malhotra,-S, Deshpande,-A , and Ghosh,-S “Air – Water flow through a single serpentine mini channel – Flow distribution and Pressure drop.” **International Journal of Multiphase Flow**. , DOI/10.1016/j.ijmultiphaseflow. 2017.07.06
- [26] Y. A. Cengel, Heat transfer : a practical approach. 2nd ed. 2004, New York: McGraw-Hill.
- [27] T.L. Bergman, A.S. Lavine, F.P. Incropera, D.P. DeWitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7th ed. 2011, New York: J. Wiley.
- [28] Miracles of science. (2005). HFC-134a. Accessed June 14, 2021. Available from [https://www.pfri.uniri.hr/web/dokumenti/uploads\\_nastava/20180214\\_103058\\_kralj\\_R134a.pressure.enthalpy.si.pdf](https://www.pfri.uniri.hr/web/dokumenti/uploads_nastava/20180214_103058_kralj_R134a.pressure.enthalpy.si.pdf).
- [29] Revellin,R , Thome,-J. (2007). “Experimental investigation of R-134a and R-245fa two-phase flow in microchannels for different flow conditions.” **International Journal of Heat and Fluid Flow** . 28 , (2007) 63-71
- [30] Saisorn, S.,Kaew, J.,and Wongwises, S. (2010). “Flow pattern and heat transfer characteristics of R-134a refrigerant during flow boiling in a horizontal circular mini-channel.” **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 53 , (2010) 4023-4038.

- [31] Techne-calibration. (2021). Properties of R-134a. Accessed June 14, 2021. Available from <https://bit.ly/3wPqXuo>
- [32] Techne-calibration. (2021). Tecal 140F. Accessed June 14, 2021. Available from [http://www.techne-calibration.com/adminimages/Tecal\\_F.pdf](http://www.techne-calibration.com/adminimages/Tecal_F.pdf)
- [33] Techne-calibration. (2021). Properties of R-134a. Accessed June 14, 2021. Available from <https://bit.ly/3wPqXuo>
- [34] Nokkaew,-T, Charoensak,-N , and Kammoon,-P. (2019). “Helical micro-channal flow boiling in downward direction.” Thesis Bachelor of Engineering Major in Mechanical Engineering. King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang Prince of Chumphon Campus



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1. การสอบเทียบเครื่องมือวัดอุณหภูมิ

เนื่องจากอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดอุณหภูมิ หรือ เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) มีค่าความคลาดเคลื่อนในการอ่านข้อมูลของ อุณหภูมิอื่นเนื่องมาจากโหนดของสายไฟ ข้อต่อ และตำแหน่งการติดตั้ง ดังนั้น จึงจำเป็นที่จะต้องทำการสอบเทียบเทอร์โมคัปเปิลเพื่อหาความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้น ทำให้มีความแม่นยำในผลการทดลอง โดยจากการสอบเทียบจะได้ข้อมูลนำมาสร้างกราฟเพื่อหาความสัมพันธ์แล้วนำสมการที่ได้ไปใช้ในการคำนวณหาอุณหภูมิที่แท้จริง ต่อไป

Data logger รุ่น GL220

เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 1	$y = (1.0094X) - 0.4157$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 2	$y = (1.0119X) - 0.5677$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 3	$y = (1.0106X) - 0.5245$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 4	$y = (1.0104X) - 0.6104$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 5	$y = (1.0110X) - 0.4984$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 6	$y = (1.0111X) - 0.6044$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 7	$y = (1.0100X) - 0.4410$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 8	$y = (1.0075X) - 0.3778$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 9	$y = (1.0067X) - 0.2294$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 10	$y = (1.0052X) - 0.1289$

Data logger รุ่น GL800

เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 1	$y = (0.9988X) - 0.0389$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 2	$y = (0.9988X) - 0.0789$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 3	$y = (0.9982X) - 0.0748$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 4	$y = (0.9982X) - 0.0345$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 5	$y = (0.9977X) - 0.0026$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 6	$y = (0.9981X) - 0.1092$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 7	$y = (0.9977X) - 0.0971$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 8	$y = (0.9991X) - 0.1561$
เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 17	$y = (0.9943X) - 0.4805$

(ทางเข้า Test section)

เทอร์โมคัปเปิล Chanel ที่ 18	$y = (0.9927X) - 0.3201$
------------------------------	--------------------------

(ทางออก Test section)

จากสมการสอบเทียบเทอร์โมคัปเปิล จะทำการนำมาสร้างกราฟเพื่อหาความสัมพันธ์โดยกำหนดให้ แกน x คือ ค่าข้อมูลอุณหภูมิที่อ่านได้จาก Data logger และแกน y คือ ค่าอุณหภูมิจากการสอบเทียบอุณหภูมิ

## 1.1 อุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการสอบเทียบเครื่องมือวัดอุณหภูมิ

- 1) เครื่องสอบเทียบอุณหภูมิแบบแห้ง (Dry-box temperature calibrator)  
TECHNE Tecal 140F
- 2) Type-T Thermocouple
- 3) Temperature display
- 4) ซิลิโคนนำความร้อน (Thermal grease)



ช่องเสียบอุปกรณ์ที่ต้องสอบ  
เทียบอุณหภูมิ

จอแสดงค่าอุณหภูมิ

ปุ่มลดอุณหภูมิ

ปุ่มเพิ่มอุณหภูมิ

ปุ่ม Set

รูปที่ ก.1 เครื่องสอบเทียบอุณหภูมิแบบแห้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1.2 ขั้นตอนการสอบเทียบเครื่องมือวัดอุณหภูมิ

### 1.2.1) เปิดสวิตช์เครื่องสอบเทียบอุณหภูมิดังรูป ก.2



รูปที่ ก.2 เปิดสวิตช์เครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ

### 1.2.2) ใส่ซิลิโคนนำความร้อน (Thermal grease) ในช่องที่มีขนาดที่เหมาะสมจะทำการสอบเทียบเครื่องมือวัดอุณหภูมิ โดยใส่ในปริมาณ 1.5 – 2 g ดังรูป ก.3



รูปที่ ก.3 ใส่ซิลิโคนนำความร้อน (Thermal grease) ในช่องที่จะทำการสอบเทียบเครื่องมือวัดอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2.3) นำอุปกรณ์ที่ต้องสอบเทียบอุณหภูมิสอดเข้าไปในช่องดังรูป ก.4



รูปที่ ก.4 นำอุปกรณ์ที่ต้องสอบเทียบอุณหภูมิสอดเข้าไปในช่อง

1.2.4) ปรับตั้งอุณหภูมิที่ต้องการสอบเทียบ หากต้องการค่าอุณหภูมิที่สูงกว่าในข้อที่ 1.2.3 ให้กดปุ่ม Set ค้างไว้ พร้อมทั้งกดปุ่ม ▲ (หากกด ▲ 1 ครั้ง ค่าอุณหภูมิจะเพิ่มทีละ 0.1 องศาเซลเซียส หาก ▲ ค่าอุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง) ดังรูป ก.5



รูปที่ ก.5 ปรับตั้งอุณหภูมิที่ต้องการสอบเทียบที่เครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2.5) ปรับตั้งอุณหภูมิที่ต้องการสอบเทียบ หากต้องการค่าอุณหภูมิที่ต่ำกว่าในข้อที่ 1.2.3 ให้กดปุ่ม Set ค้างไว้ พร้อมทั้งกดปุ่ม ▼ (หากกด ▼ 1 ครั้ง ค่าอุณหภูมิจะลดลงทีละ 0.1 องศาเซลเซียส หาก ▼ ค่าอุณหภูมิจะลดลงอย่างต่อเนื่อง)

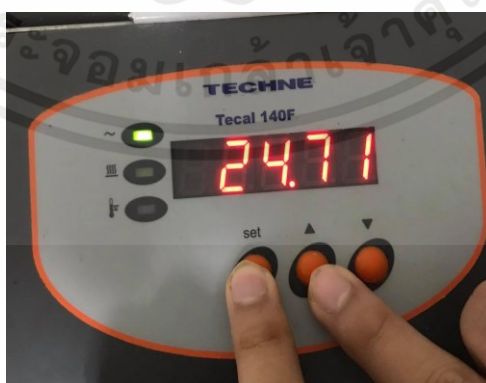
1.2.6) เมื่อตั้งค่าอุณหภูมิที่ต้องการแล้วตามข้อ 1.2.4 และ 1.2.5 ให้ทำการบันทึกค่าอุณหภูมิของอุปกรณ์ที่ต้องการมาสอบเทียบและบันทึกค่าอุณหภูมิของเครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ ดังรูป ก.6



รูปที่ ก.6 เมื่อตั้งค่าอุณหภูมิที่ต้องการแล้ว ให้ทำการบันทึกค่าอุณหภูมิของอุปกรณ์ที่ต้องการมาสอบเทียบและบันทึกค่าอุณหภูมิของเครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ

1.2.7) ดำเนินการตามข้อ 1.2.4-1.2.6 เพื่อสอบเทียบอุณหภูมิทั้งหมด 5 ค่า

1.2.8) เมื่อสอบเทียบอุณหภูมิเสร็จทั้งหมดแล้ว ให้ปรับตั้งอุณหภูมิเครื่องสอบเทียบอุณหภูมิที่ 26 องศาเซลเซียส (อุณหภูมิห้อง) เพื่อความปลอดภัยของเครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ ดังรูป ก.7



รูปที่ ก.7 ปรับตั้งอุณหภูมิเครื่องสอบเทียบอุณหภูมิไปที่ 26 องศาเซลเซียส (อุณหภูมิห้อง) เพื่อความปลอดภัยของเครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2.9) เมื่อเครื่องสอบเทียบอุณหภูมิที่ 26 องศาเซลเซียสแล้วให้ปิดสวิทช์เครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ

1.2.10) ทำความสะอาดซิลิโคนนำความร้อนที่ช่องเสียบอุปกรณ์สอบเทียบอุณหภูมิ ดังรูป

ก.8



รูปที่ ก.8 ทำความสะอาดซิลิโคนนำความร้อนที่ช่องเสียบอุปกรณ์สอบเทียบอุณหภูมิ

1.2.11) นำค่าอุณหภูมิที่ได้มาพล็อตกราฟเพื่อหาความสัมพันธ์โดยกำหนดให้ แกน x คือ ค่าข้อมูลอุณหภูมิที่อ่านได้จาก Temperature display และแกน y คือ ค่าอุณหภูมิจากการสอบเทียบอุณหภูมิ

### 1.3 Specification Tecal 140F

Specification Tecal 140F		
The figures stated in the specification are as measured 0-50 mm from the base of the well of the insert, using an SPRT, at the time of calibration.		
Minimum temperature	*45°C below ambient* Typically -20°C in an ambient of 25°C	81°F below ambient Typically -4°F in an ambient of 77°F
Maximum temperature	140°C	284°F
Temperature accuracy	±0.3°C	±0.54°F
Temperature uniformity	±0.2°C	0.36°F
Temperature stability after 10 minutes	±0.05°C	±0.09°F
Display resolution	0.01°C	0.1°F
Set point display resolution	0.1°C	0.1°F
Heat up rate	5 minutes 20°C to 100°C	68°F to 182°F
Cool down rate	9 minutes 100°C to 0°C	182°F to 32°F
Fan cooling	Automatic	Automatic
<b>Dimensions</b>	Height/Width/Depth	273mm/207mm/289mm
		10.7"/8.2"/11.4"
<b>Large well in the block:</b>		
	Depth/Diameter	130mm/38.2mm
		5.1"/1.5"
<b>Weight</b>	11Kg	
<b>Options</b>		
Central Well for inserts, see the list of inserts page 18		
Full bi-directional RS232 Comms Port 9way D type plus software and cable		
Soft carry case		
Hard carry case		
UKAS calibration certificate		
*Although temperature can be set to -40°C this can only be achieved in an ambient of 5°C.		

รูปที่ ก.9 Specification ของเครื่องสอบเทียบอุณหภูมิแบบแห้ง (Dry-box temperature calibrator) Tecal 140F Techne-calibration. [32]

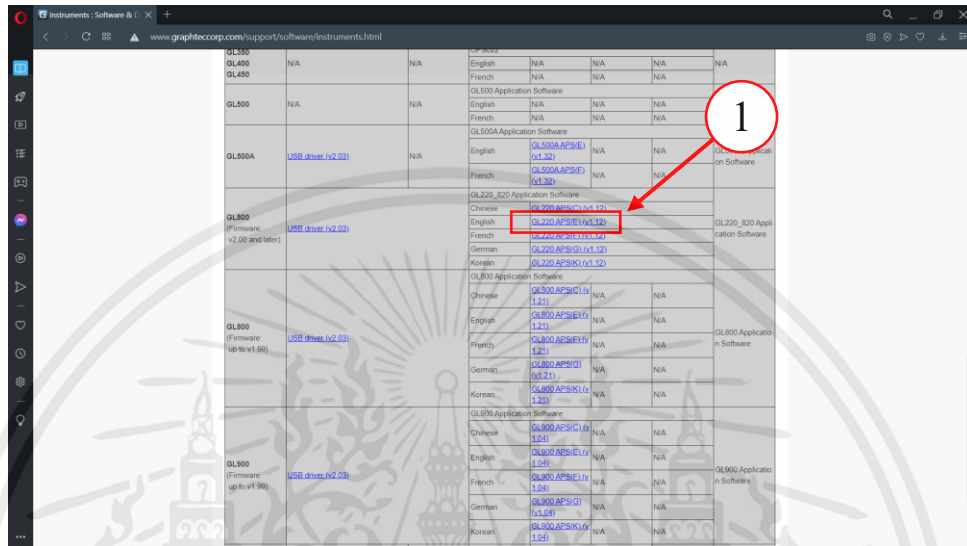
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2. ขั้นตอนการ Download และ Install program Graphtec จาก internet

### 2.1) เข้าเว็บ

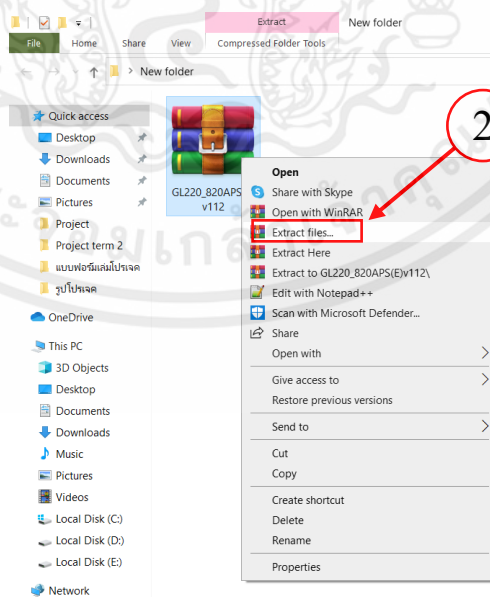
“<http://www.graphteccorp.com/support/software/instruments.html>”

เพื่อ Download โปรแกรมและคลิกตามหมายเลข 1 “GL220APS(E)(v1.12)” และ Download ดังรูปที่ ก.10



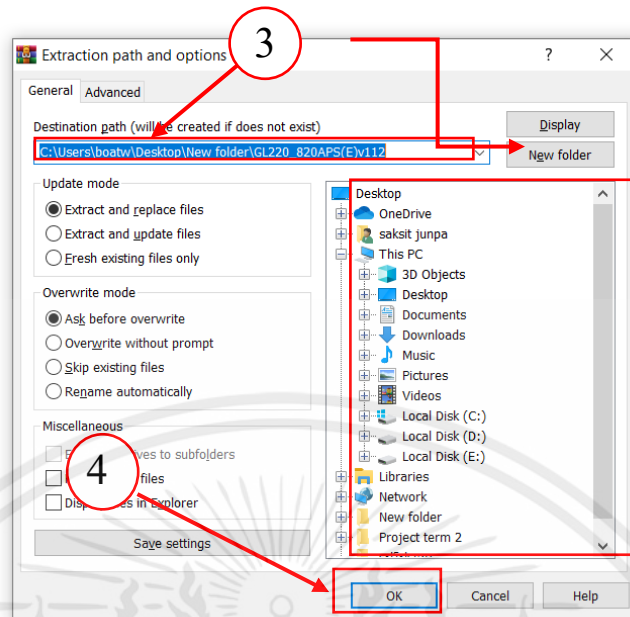
รูปที่ ก.10 หน้าเว็บไซต์ Download โปรแกรม

2.2) เมื่อ Download เสร็จ ไป Folder ที่จัดเก็บข้อมูลที่ Download ได้ จากนั้นคลิกขวาไฟล์ GL220\_820APS(E)v112 เพื่อแตกไฟล์และเลือก Folder ที่จะแตกไฟล์ไป จากนั้นเลือก ok ดังรูปที่ ก.11 และ ก.12



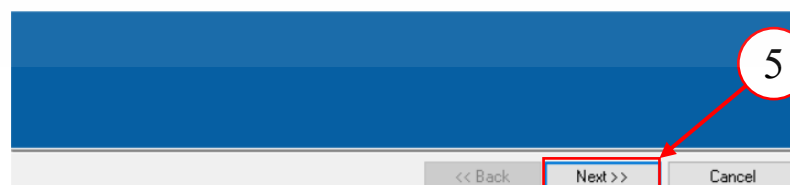
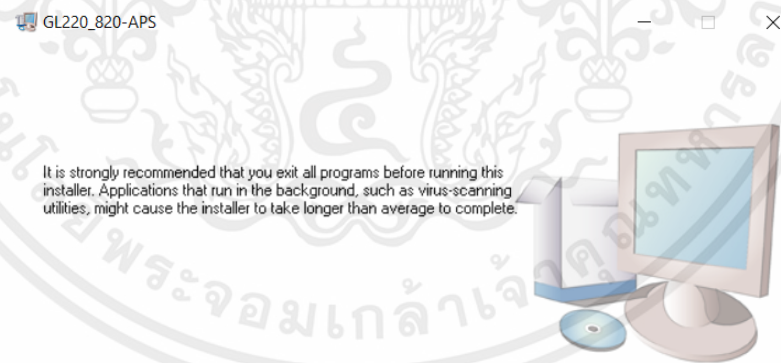
รูปที่ ก.11 ทำการแตกไฟล์ (Extract files)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



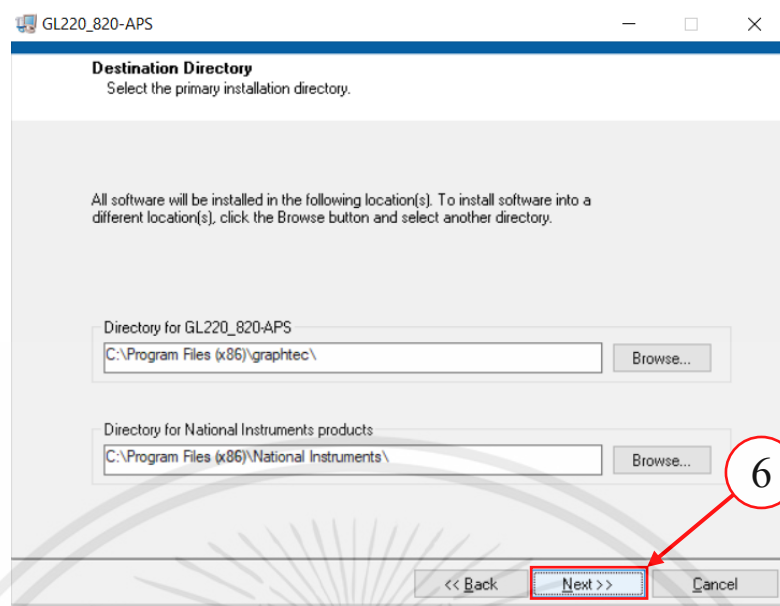
รูปที่ ก.12 เลือก Folder ที่จะแตกไฟล์ไป จากนั้นเลือก ok

2.3) เข้า Folder ที่แตกไฟล์ออกมา เปิดไฟล์ setup จากนั้น กด Next > กด Next > เลือก I accept the license agreement. > กด Next > กด Next > รอโปรแกรมติดตั้ง > กด Finish ดังรูป ก.13,ก.14,ก.15,ก.16 และ ก.17 ตามลำดับ

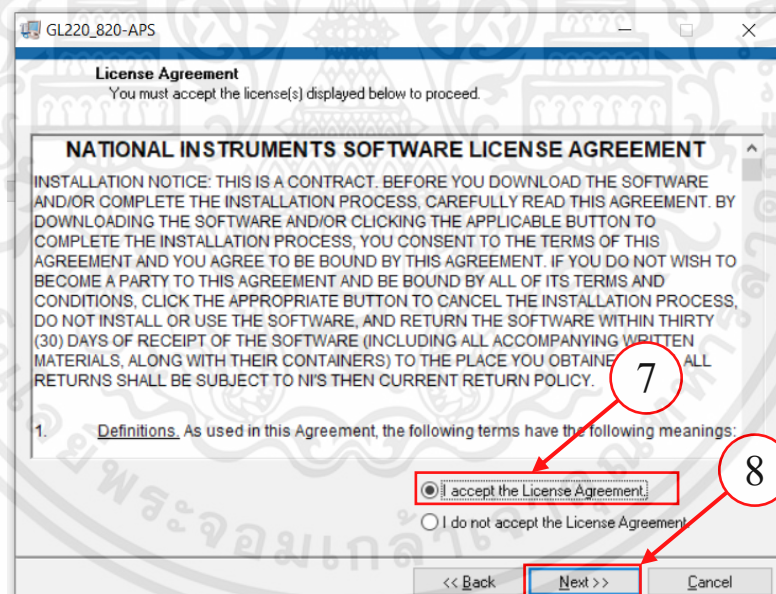


รูปที่ ก.13 กด Next >>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

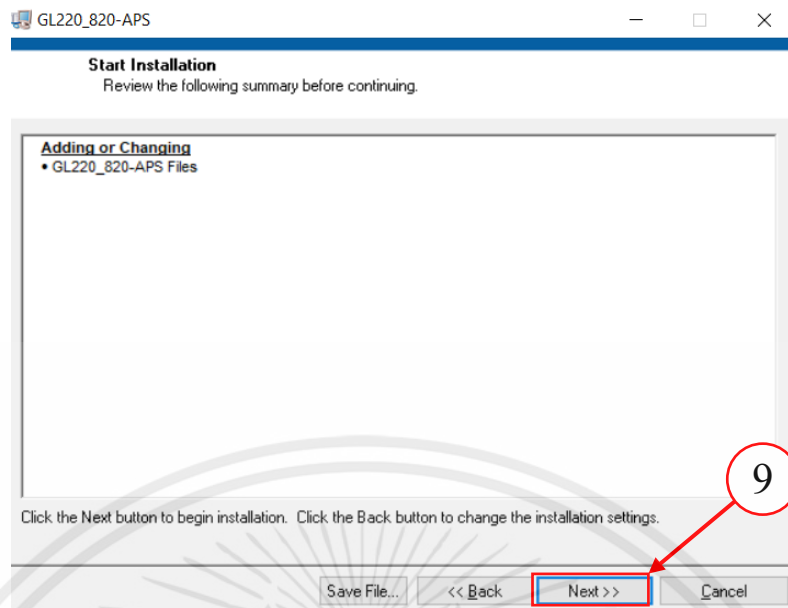


รูปที่ ก.14 กด Next &gt;&gt;

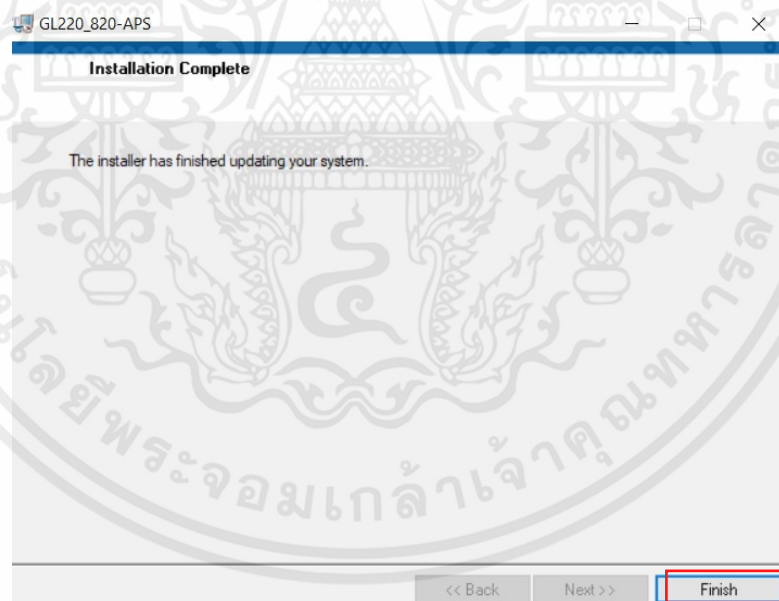


รูปที่ ก.15 เลือก I accept the license agreement. จากนั้น กด Next &gt;&gt;

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



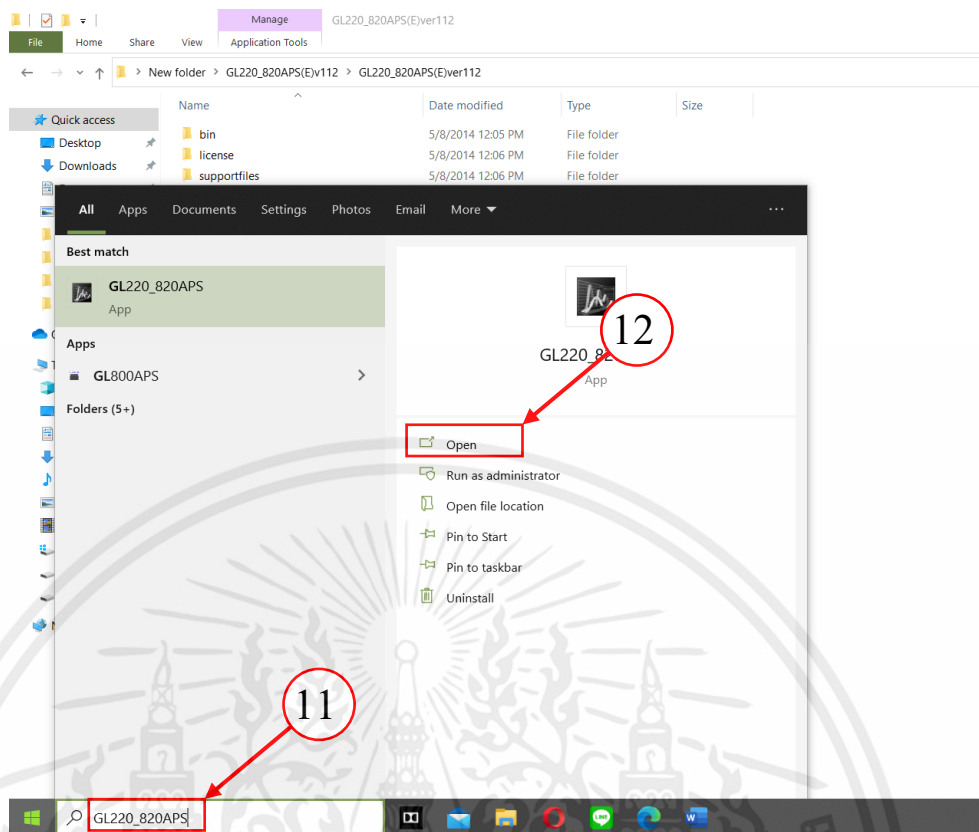
รูปที่ ก.16 กด Next >> แล้วรอโปรแกรมติดตั้ง



รูปที่ ก.17 โปรแกรมติดตั้งเสร็จแล้ว กด Finish

2.4) วิธีเปิดใช้โปรแกรม ไปที่ Start > พิมพ์ GL220\_820APS > Open ดังรูปที่ ก.18

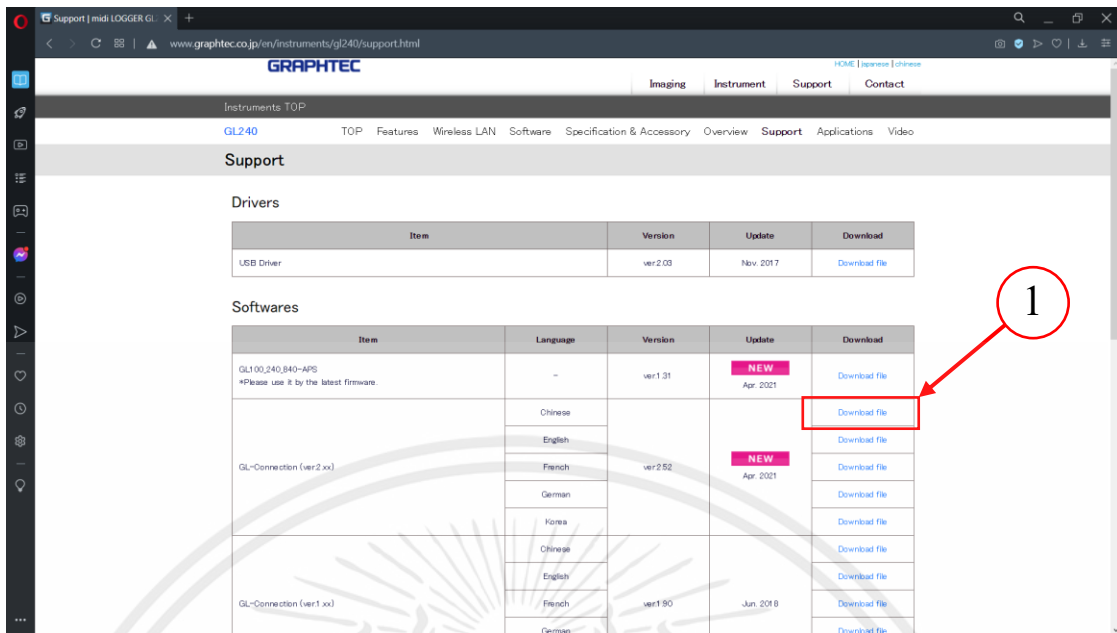
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก.18 พิมพ์ GL220\_820APS จากนั้น Open

### 3. การตั้งค่า Data logger เพื่อวัดอุณหภูมิและขั้นตอนการเก็บข้อมูลอุณหภูมิ

เนื่องจากเครื่อง Data logger ที่ใช้ตั้งค่านีเป็นรุ่น midi LOGGER GL240 นั้นไม่สามารถใช้โปรแกรมร่วมกับกับ Data logger รุ่น midi LOGGER GL220 ได้ ดังนั้นจึงต้อง Download โปรแกรมใหม่ที่เว็บไซต์ “<http://www.graphtec.co.jp/en/instruments/gl240/support.html>” ตามหมายเลข 1 ดังรูปที่ ก.19 ส่วนการติดตั้งโปรแกรมนั้น ให้ติดตั้งเหมือนกับหัวข้อใหญ่ที่ 2 ขั้นตอนการ Download และ Install program Graphtec จาก internet



รูปที่ ก.19 เว็บไซต์ Download โปรแกรม GL100\_240\_840-APS

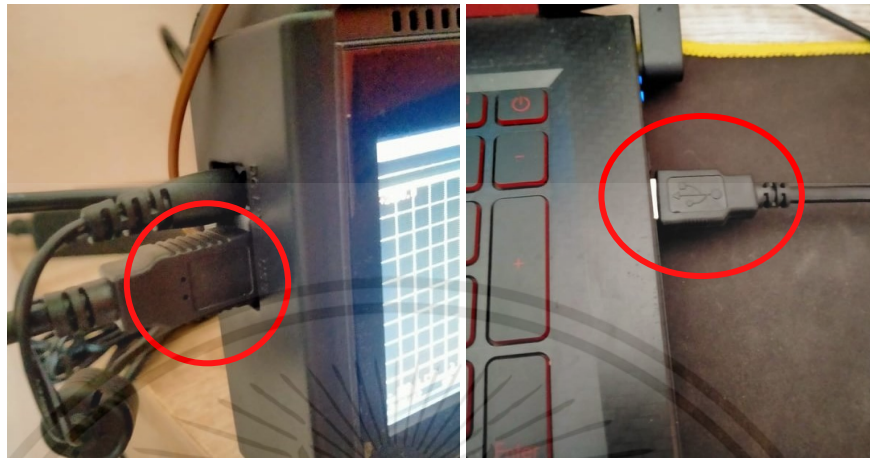
3.1) เชื่อมต่อสาย Type-T Thermocouple ที่ขั้วสัญญาณกับ Data logger ดังรูปที่ ก.20



รูปที่ ก.20 การเชื่อมต่อสาย Type-T Thermocouple ที่ขั้วสัญญาณกับ Data logger

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2) เชื่อมต่อระหว่าง Data logger ไปยังคอมพิวเตอร์หรือโน้ตบุ๊กด้วยสาย USB ดังรูปที่ ก.21



(ก)

(ข)

รูปที่ ก.21 (ก) เชื่อมต่อสาย USB เข้ากับ Data logger (ข) เชื่อมต่อสาย USB เข้ากับคอมพิวเตอร์หรือโน้ตบุ๊ก

3.3) กดปุ่ม Power ที่ด้านข้าง Data logger ตามหมายเลข 2 เพื่อทำการเปิดเครื่องดังรูปที่ ก.22

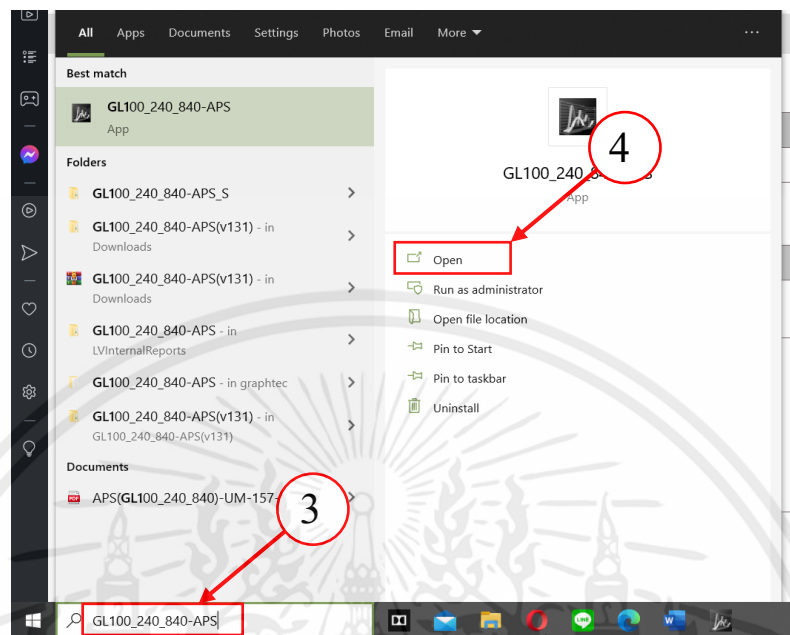


2

รูปที่ ก.22 ปุ่ม Power ที่ด้านข้าง Data logger

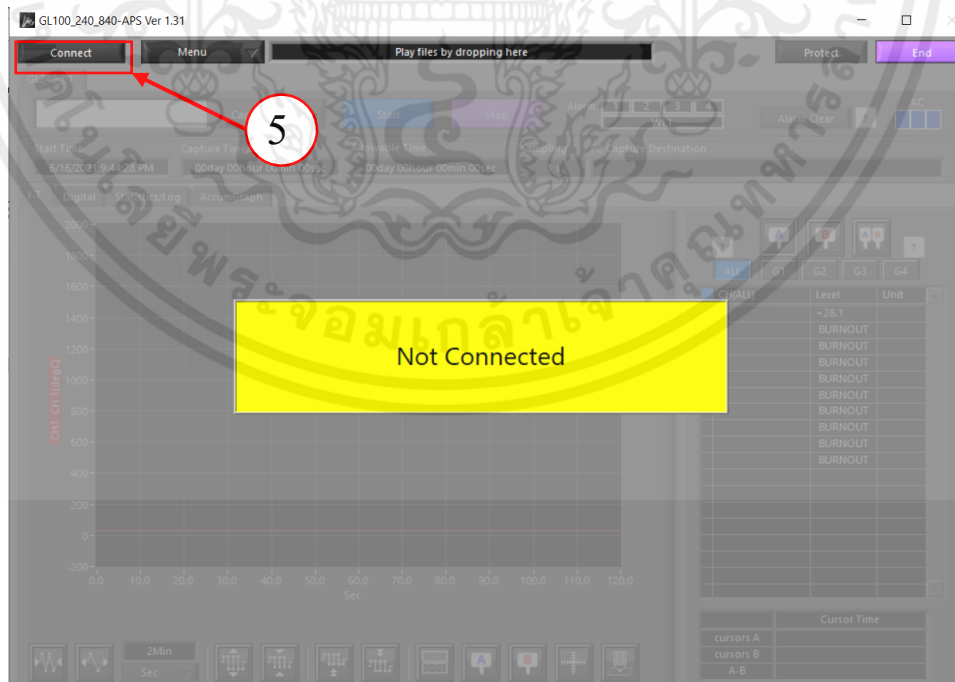
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4) เปิดโปรแกรม GL100\_240\_840-APS ตามหมายเลข 3 และ 4 ที่ได้รับการติดตั้งบนคอมพิวเตอร์หรือโน้ตบุ๊กดังรูปที่ ก.23



รูปที่ ก.23 พิมพ์ GL100\_240\_840-APS จากนั้น Open

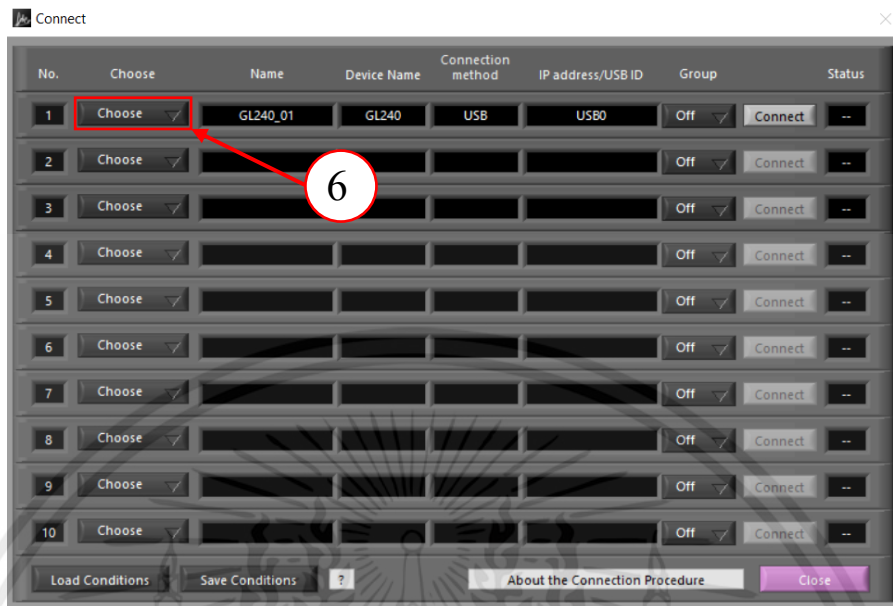
3.5) เลือก Connect ตามหมายเลข 5 ดังรูปที่ ก.24



รูปที่ ก.24 เลือก Connect

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.6) เลือก Choose ▼ ตามหมายเลขที่ 6 ดังรูปที่ ก.25



รูปที่ ก.25 เลือก Choose ▼

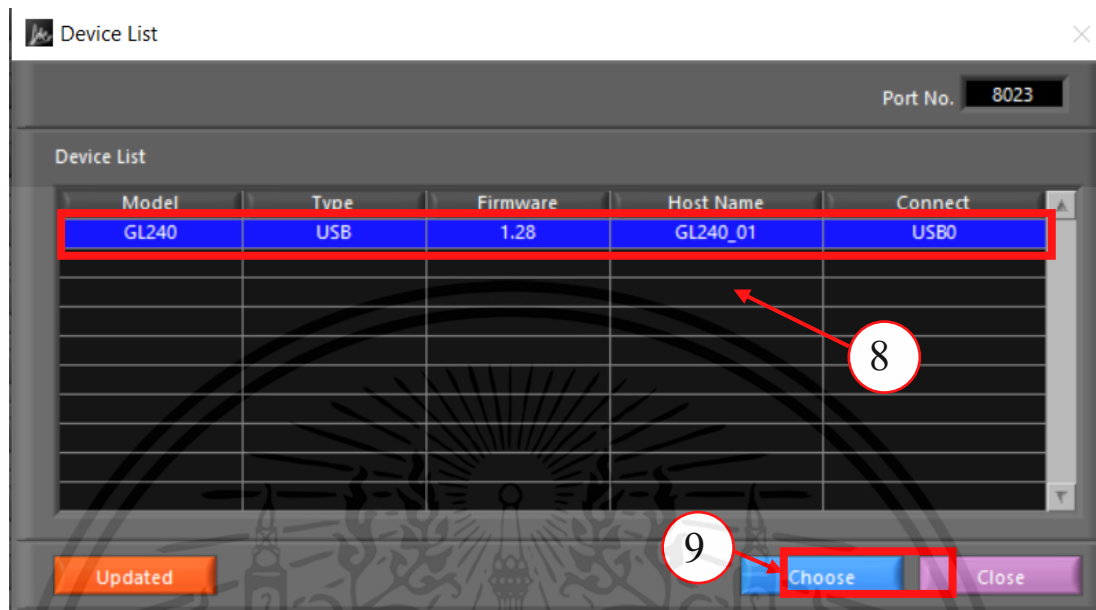
3.7) เลือก Search ตามหมายเลขที่ 7 ดังรูปที่ ก.26



รูปที่ ก.26 เลือก Connect

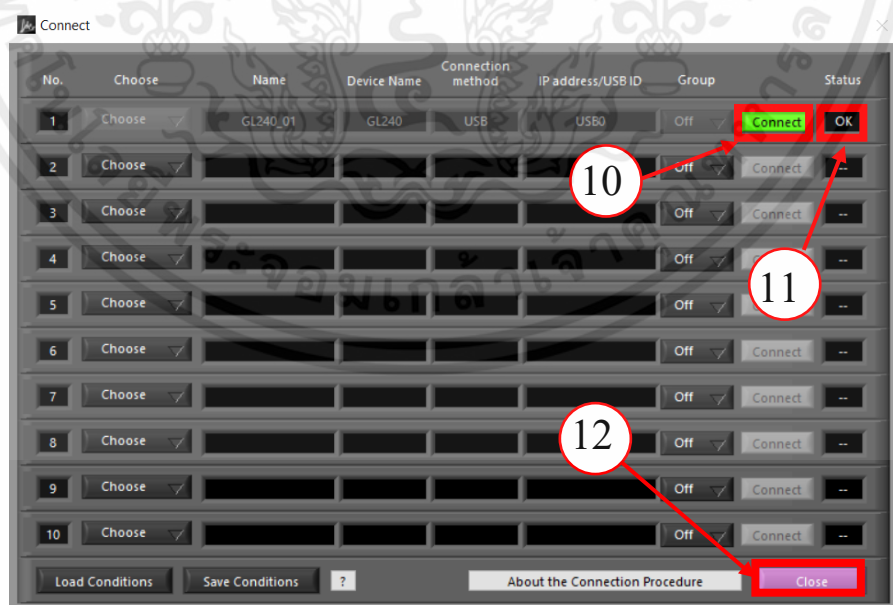
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.8) เลือก Data logger ที่จะทำการเชื่อมต่อ ตามหมายเลขที่ 8 จากนั้นเลือก Choose ตามหมายเลขที่ 9 ดังรูปที่ ก.27



รูปที่ ก.27 เลือก Data logger ที่จะทำการเชื่อมต่อ

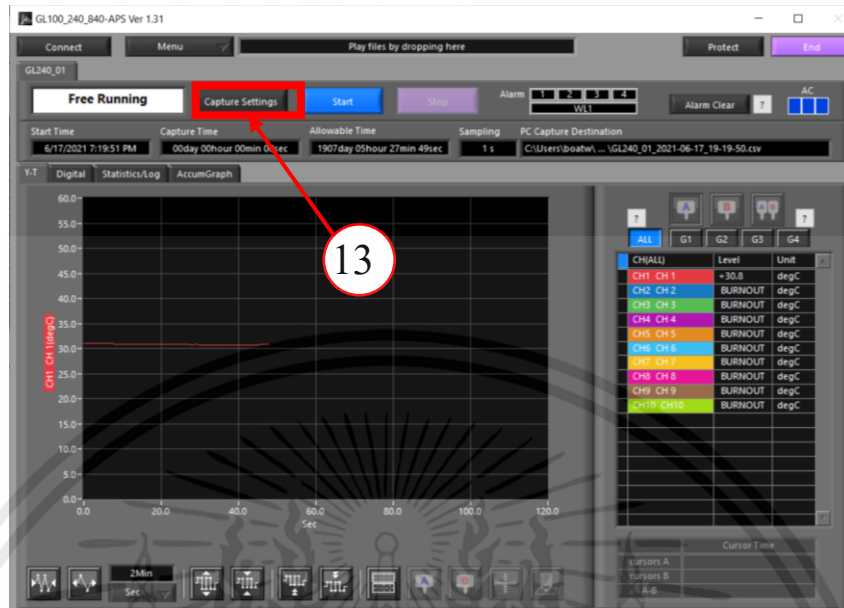
3.9) กด Connect ตามหมายเลขที่ 10 และรอให้ช่อง Status ของ Data logger นั้นขึ้น OK ตามหมายเลขที่ 11 จากนั้นให้กด Close ตามหมายเลขที่ 12 ดังรูปที่ ก.28



รูปที่ ก.28 กด Connect และรอให้ช่อง Status ของ Data logger นั้นขึ้น OK จากนั้นให้กด Close

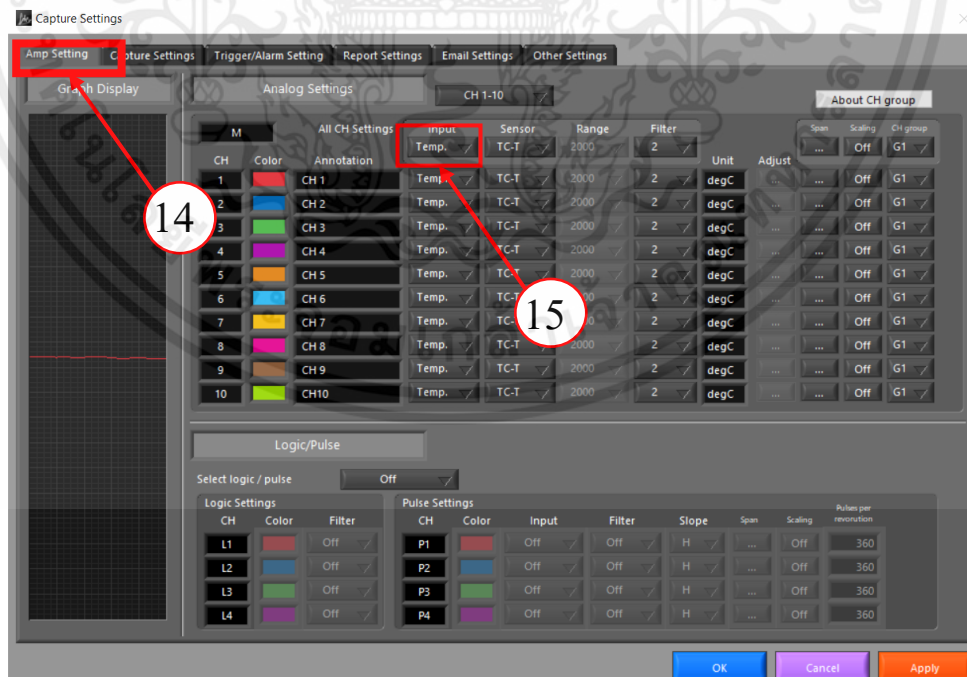
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.10) เลือก Capture settings ตามหมายเลขที่ 13 ดังรูปที่ ก.29



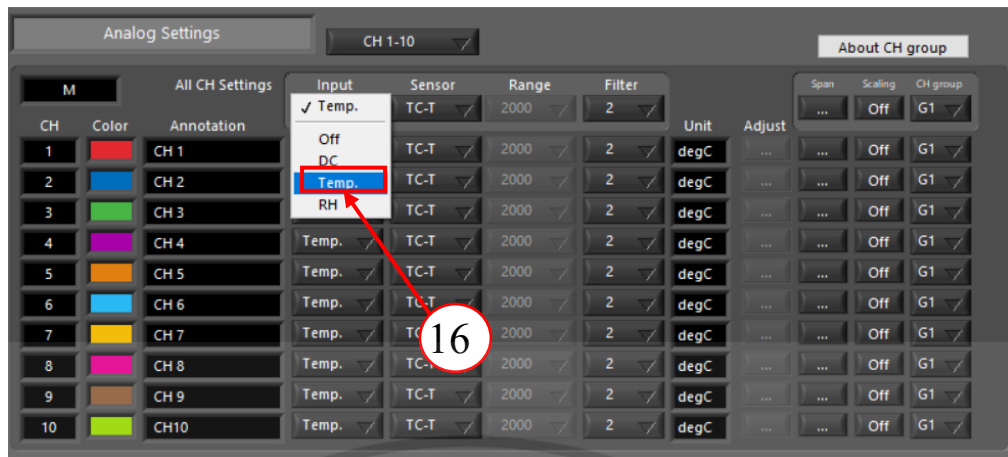
รูปที่ ก.29 เลือก Capture settings

3.11) เลือก Tab Amp setting ตามหมายเลข 14 จากนั้นเลือกที่ Input ตามหมายเลขที่ 15 และให้เลือกเป็น Temp ตามหมายเลขที่ 16 เพื่อตั้งค่า Data logger รับ Input ที่เข้าเป็นอุณหภูมิ ดังรูปที่ ก.30 และ ก.31 ตามลำดับ



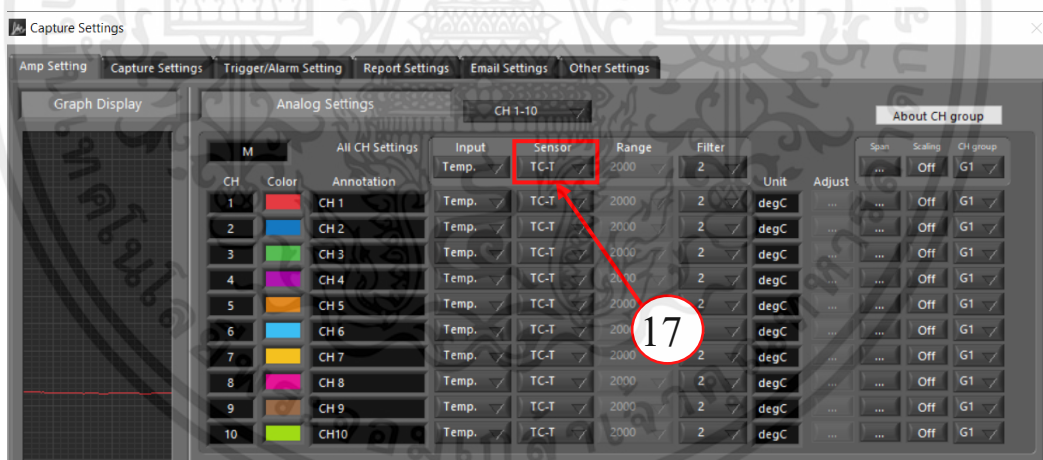
รูปที่ ก.30 เลือก Tab Amp setting จากนั้นเลือกที่ Input

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



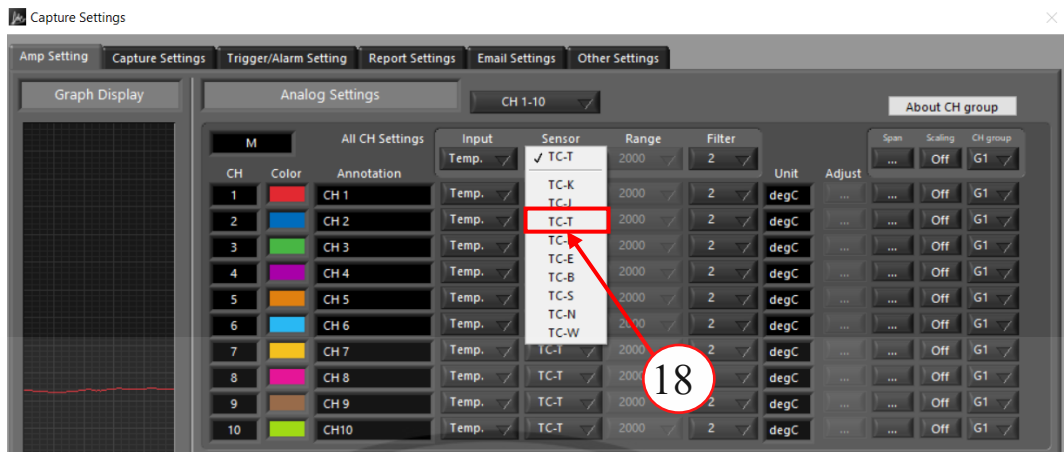
รูปที่ ก.31 เลือกเป็น Temp เพื่อตั้งค่า Data logger รับ Input ที่เข้าเป็นอุณหภูมิ

3.12) เลือก Sensor ตามหมายเลข 17 ดังรูปที่ 6.32 และเลือกชนิดของเทอร์โมคัปเปิลเป็นแบบ TC-T ตามหมายเลขที่ 18 ดังรูปที่ ก.33 (ในที่นี้เทอร์โมคัปเปิลที่ใช้เป็นแบบ T) ในการเลือกชนิดของเทอร์โมคัปเปิลจะต้องเลือกให้ถูกต้องตามชนิดของเทอร์คัปเปิล เพราะช่วงการวัดของแต่ละชนิดไม่เท่ากัน



รูปที่ ก.32 เลือก Sensor

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

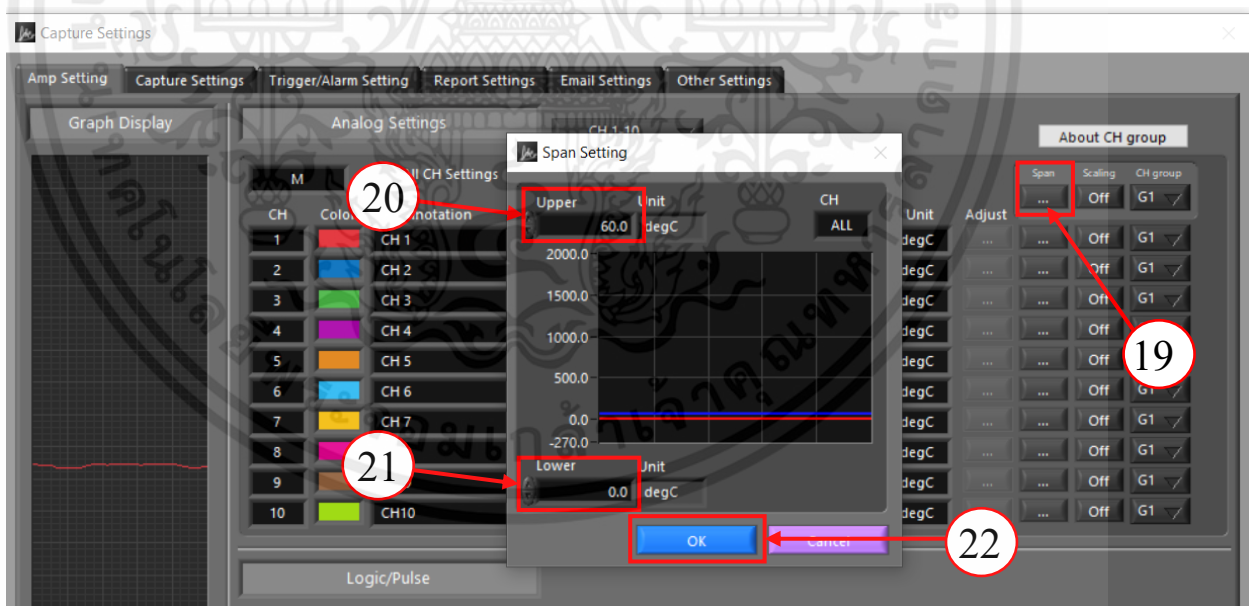


รูปที่ ก.33 เลือกชนิดของเทอร์โมคัปเปิลเป็นแบบ TC-T

3.13) เลือก Span ตามหมายเลข 19 ดังรูปที่ 6.34

3.13.1) ทำการตั้งค่าช่วงของกราฟในการวัดอุณหภูมิโดยจะต้องใส่ค่าสูงสุดของอุณหภูมิที่ต้องการวัดในช่องด้านบน ตามหมายเลขที่ 20 ดังรูป ก.34

3.13.2) ใส่ค่าอุณหภูมิต่ำสุดของอุณหภูมิที่ต้องการวัดในช่องด้านล่าง ตามหมายเลขที่ 21 แล้วกด OK ตามหมายเลขที่ 22 ดังรูป ก.34



รูปที่ ก.34 เลือก Span เพื่อตั้งค่ากราฟช่วงสูงสุดและต่ำสุดของอุณหภูมิที่ต้องการวัด แล้วกด OK

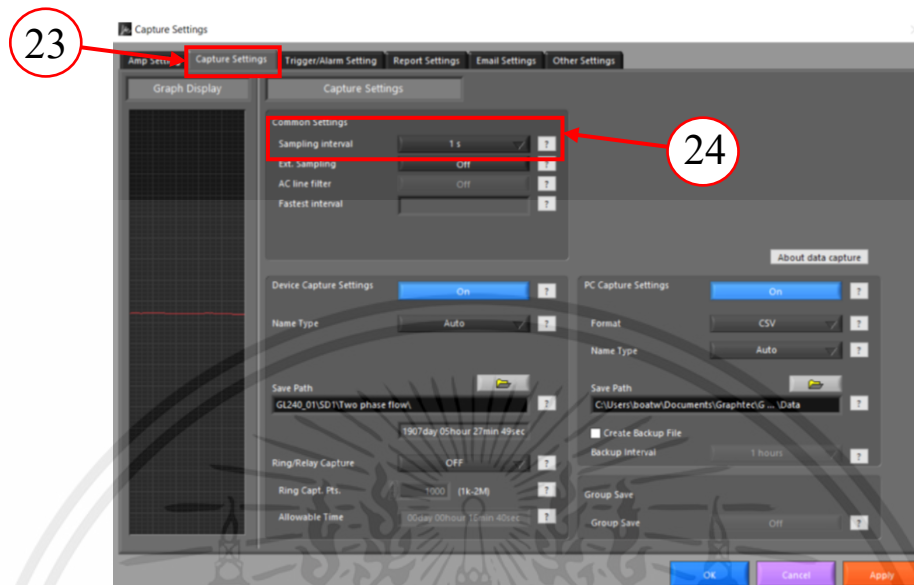
3.14) เลือก Tab > Capture settings ตามหมายเลข 23 ดังรูปที่ ก.35

3.14.1) ไปที่ Common settings > Sampling interval ตามหมายเลข 24 ดังรูป

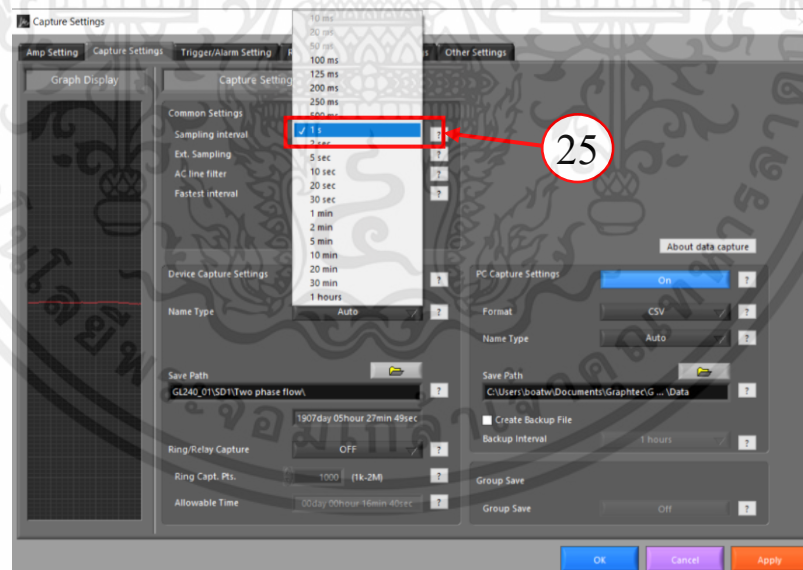
ที่ ก.35 เพื่อตั้งค่าช่วงเวลาที่จะเก็บผลข้อมูลจากการทดลองทุกๆ กี่นาทีหรือวินาที ตามที่ได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เลือกตั้งค่า (การทดลองนี้จะตั้งค่าช่วงเวลาที่เก็บผลข้อมูลจากการทดลองทุกๆ 1 วินาที) ตามหมายเลขที่ 25 ดังรูปที่ ก.36



รูปที่ ก.35 ไปที่ Common settings > Sampling interval เพื่อตั้งค่าช่วงเวลาที่เก็บผลข้อมูลจากการทดลองทุกๆ กี่นาทีหรือวินาที

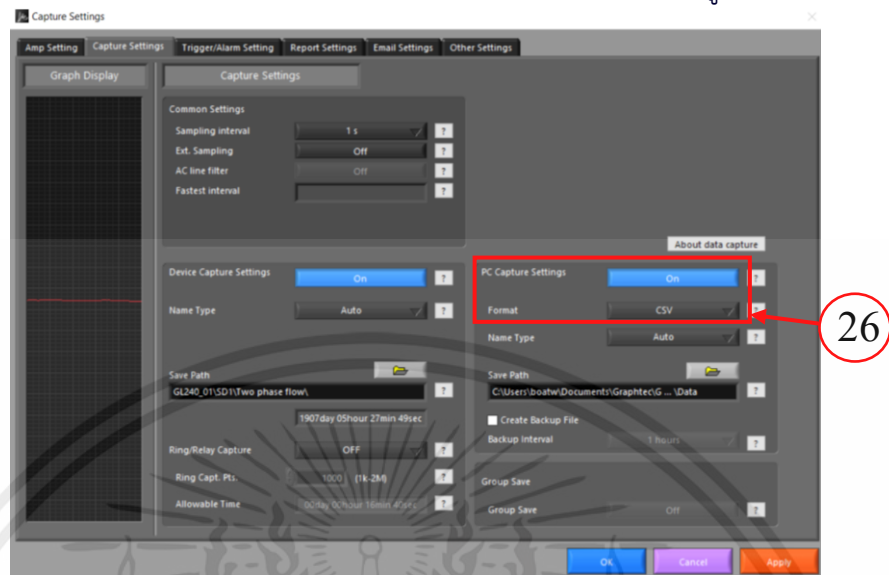


รูปที่ ก.36 เลือกช่วงเวลาที่เก็บผลข้อมูลจากการทดลองทุกๆ 1 วินาที (1 s)

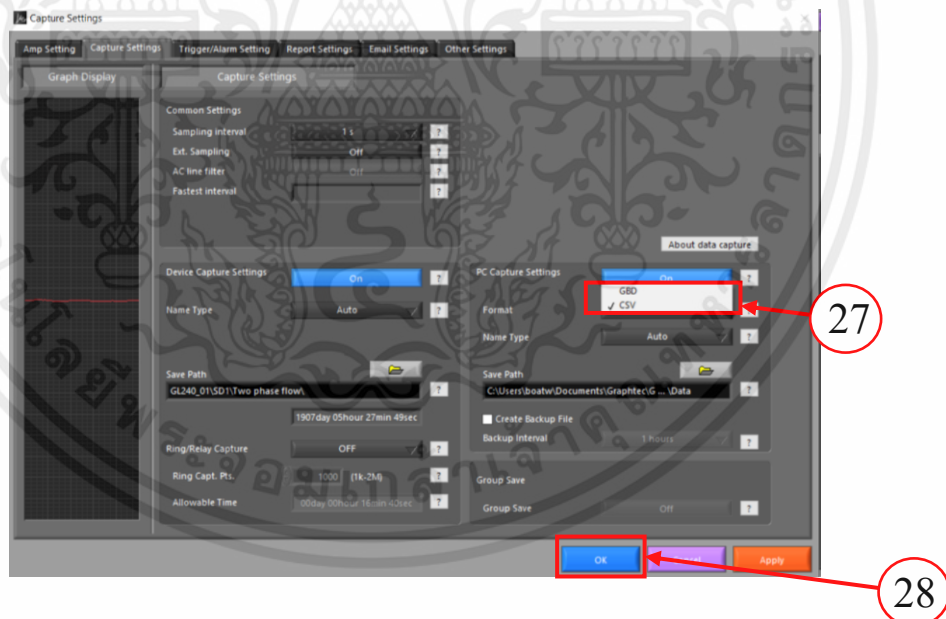
3.14.2) ไปที่ PC Capture settings > Format ตามหมายเลข 26 ดังรูปที่ ก.37 เพื่อตั้งค่าไฟล์ข้อมูลที่ได้หลังจาก การบันทึกผล (Record) นั้นสามารถใช้โปรแกรม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Microsoft excel เปิดเพื่อดูข้อมูลจากการทดลองและสะดวกต่อการคำนวณ โดยเลือกตั้งค่าเป็น CSV จากนั้นกด Ok ตามหมายเลขที่ 27 และ 28 ตามลำดับ ดังรูปที่ ก.38



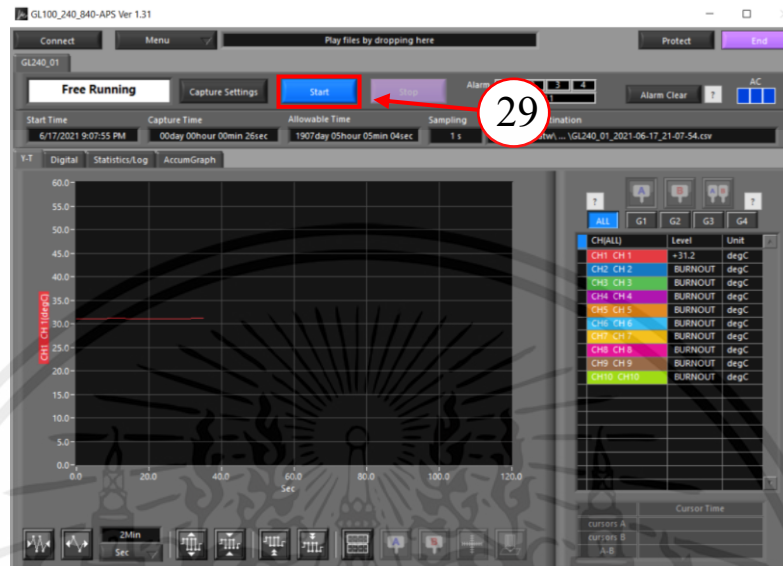
รูปที่ ก.37 ไปที่ PC Capture settings > Format เพื่อตั้งค่าไฟล์ข้อมูลที่ได้หลังจาก การบันทึกผล (Record)



รูปที่ ก.38 เลือกตั้งค่าเป็น CSV เพื่อให้ไฟล์ข้อมูลที่ได้หลังจาก การบันทึกผล (Record) นั้นสามารถ ใช้โปรแกรม Microsoft excel เพื่อดูข้อมูลจากการทดลองและสะดวกต่อการคำนวณ จากนั้นกด Ok

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.15) เมื่อตั้งค่าการทำงานเสร็จเรียบร้อยแล้ว สามารถเริ่ม การบันทึกผล (Record) ได้โดย กดปุ่ม เริ่ม (Start) ตามหมายเลขที่ ตามหมายเลขที่ 29 ดังรูปที่ ก.39



รูปที่ ก.39 สามารถเริ่ม การบันทึกผล (Record) ได้โดยกดปุ่ม เริ่ม (Start)

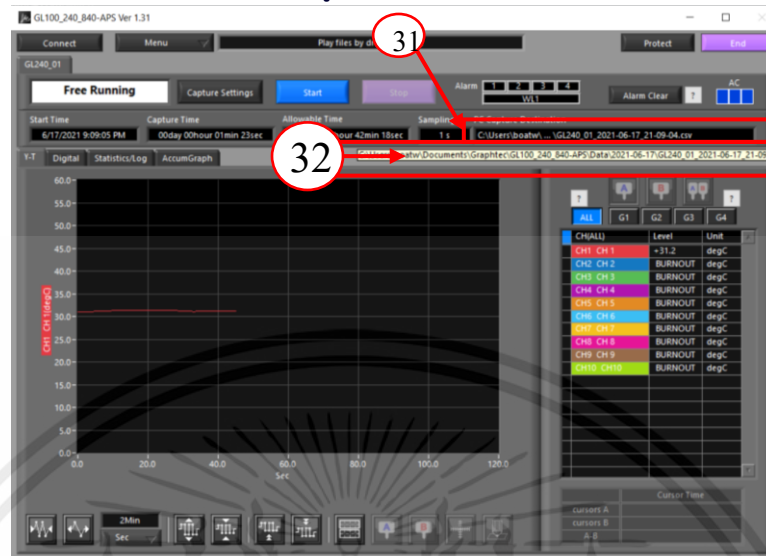
3.16) เมื่อ การบันทึกผล (Record) ได้ผลตามที่ต้องการแล้วและต้องการหยุดบันทึกผล ให้ กดปุ่ม หยุด (Stop) ตามหมายเลขที่ ตามหมายเลขที่ 30 ดังรูปที่ ก.40



รูปที่ ก.40 เมื่อ การบันทึกผล (Record) ได้ผลตามที่ต้องการแล้วและต้องการหยุดบันทึกผล ให้กดปุ่ม หยุด (Stop)

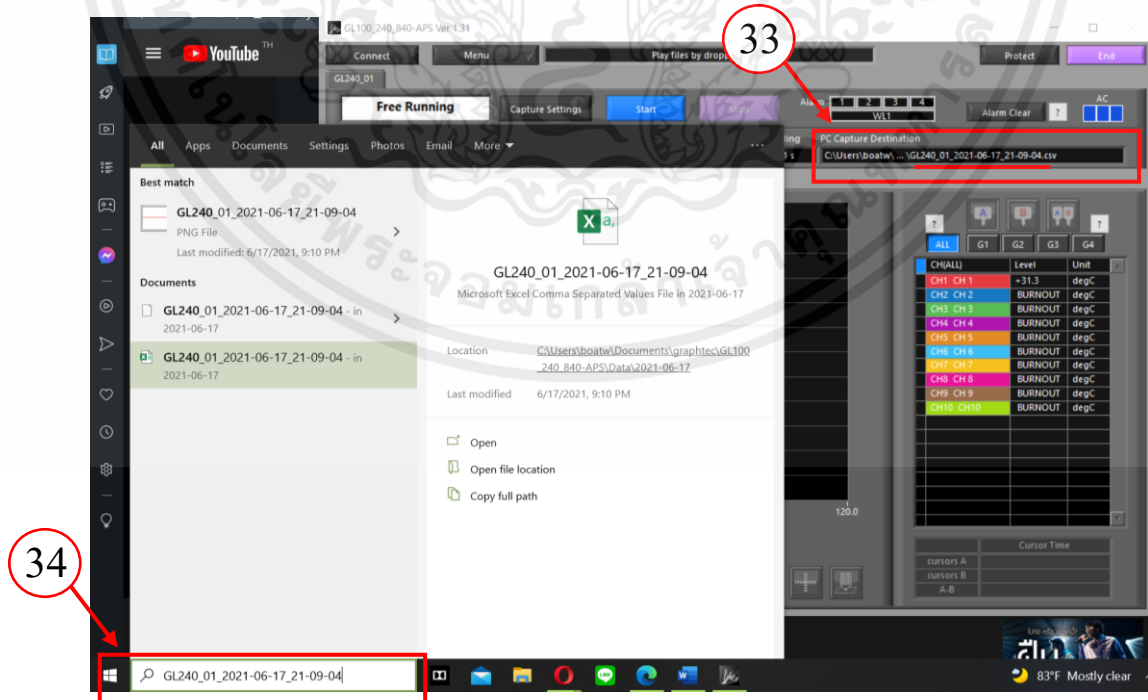
3.17) เมื่อต้องการเปิดไฟล์ข้อมูลที่ได้จาก การบันทึกผล (Record) สามารถทำได้ 2 วิธี เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.17.1) นำ Cursor mouse ไปวางคั้งไว้ที่ PC Capture Destination สักครู่ ตัวโปรแกรมก็จะบอกตำแหน่งไฟล์ข้อมูล ตามหมายเลขที่ 31 และ 32 ตามลำดับ ดังรูปที่ ก.41



รูปที่ ก.41 นำ Cursor mouse ไปวางคั้งไว้ที่ PC Capture Destination สักครู่ ตัวโปรแกรมก็จะบอกตำแหน่งไฟล์ข้อมูล

3.17.2) นำชื่อไฟล์ของข้อมูลในช่อง PC Capture Destination ไปพิมพ์ช่อง Search ตามหมายเลขที่ 33 และ 34 ตามลำดับ ดังรูปที่ ก.42



รูปที่ ก.42 นำชื่อไฟล์ของข้อมูลในช่อง PC Capture Destination ไปพิมพ์ช่อง Search เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นับญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1. การคำนวณสำหรับชุดทดลอง

### 1.1 การออกแบบความยาวของท่อในช่วงชุดทดลอง (Test section)

เพื่อที่จะหาระยะการวัดอุณหภูมิที่เหมาะสม จากการคำนวณรูปแบบการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) โดยหาจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน การคำนวณหาค่าความยาวของ Hydrodynamic entry length และ Thermal entry length ได้จาก สมการที่ (2.1) และ (2.2)

$$L_{h,laminar} \approx 0.05 ReD \quad (2.1)$$

$$L_{t,laminar} \approx 0.05 RePrD = PrL_{h,laminar} \quad (2.2)$$

Properties of R134a as saturated liquid (f) and saturated vapor (g) ( $\mu$  = dynamic viscosity and  $k$  = thermal conductivity) [1]:

Pressure, bar	Temp., K	$v_f, m^3/kg$	$v_g, m^3/kg$	$h_f, kJ/kg$	$h_g, kJ/kg$	$s_f, kJ/(kg \cdot K)$	$s_g, kJ/(kg \cdot K)$	$c_p, kJ/(kg \cdot K)$	$\mu_f, 10^{-5} Pa \cdot s$	$k_f, W/(m \cdot K)$	$Pr_f$
0.0039†	169.85	0.0006285	35.263	-76.68	186.50	-0.3830	1.1665	1.147	2187		
0.5	232.69	0.0007062	0.3692	-0.57	225.27	-0.0025	0.9669	1.242	506	0.1121	5.61
0.6	236.22	0.0007113	0.3015	3.85	227.52	0.0161	0.9636	1.248	480	0.1105	5.42
0.8	242.04	0.0007199	0.2375	11.15	231.19	0.0467	0.9560	1.258	438	0.1078	5.12
1.0	246.80	0.0007272	0.1924	17.14	234.15	0.0713	0.9507	1.267	408	0.1056	4.90
1.013	247.03	0.0007276	0.1902	17.50	234.33	0.0728	0.9503	1.268	406	0.1054	4.89
1.5	256.03	0.0007421	0.1312	28.96	239.86	0.1181	0.9419	1.288	358.7	0.1013	4.56
2.0	263.09	0.0007543	0.0999	38.13	244.14	0.1533	0.9364	1.306	326.6	0.0980	4.35
2.5	268.88	0.0007648	0.0806	45.75	247.60	0.1819	0.9326	1.322	303.2	0.0954	4.20
3.0	273.82	0.0007743	0.0677	52.33	250.50	0.2059	0.9297	1.337	285.1	0.0931	4.09
4.0	282.08	0.0007912	0.0512	63.50	255.22	0.2458	0.9256	1.363	257.7	0.0893	3.93
5	288.89	0.0008063	0.04116	72.87	258.99	0.2784	0.9232	1.387	237.5	0.0861	3.83
6	294.72	0.0008203	0.03434	81.04	262.09	0.3062	0.9208	1.410	221.6	0.0835	3.74
8	304.47	0.0008460	0.02565	95.00	267.01	0.3522	0.9171	1.454	197.6	0.0790	3.64
10	312.53	0.0008703	0.02035	106.86	270.74	0.3901	0.9144	1.497	179.5	0.0753	3.57
12	319.47	0.0008938	0.01675	117.34	273.65	0.4227	0.9120	1.541	165.1	0.0721	3.53
14	325.57	0.0009170	0.01414	126.80	275.92	0.4515	0.9095	1.589	153.0	0.0693	3.51
16	330.11	0.0009362	0.01247	134.00	277.40	0.4729	0.9073	1.631	144.3	0.0672	3.50
18	336.04	0.0009555	0.01059	143.68	279.01	0.5013	0.9041	1.698	133.2	0.0645	3.51
20	340.63	0.0009894	0.00931	151.39	279.95	0.5236	0.9010	1.764	124.8	0.0623	3.53
25	350.73	0.0010585	0.00695	169.30	280.64	0.5738	0.8913	1.987	106.6	0.0577	3.67
30	359.37	0.001144	0.00528	185.05	278.32	0.6212	0.8807	2.418	90.4	0.0538	4.06
35	366.89	0.001270	0.00399	203.19	273.52	0.6657	0.8574				
40	373.50	0.001606	0.00255	229.24	257.12	0.7292	0.8038				
40.56°	374.18	0.001948	0.00195	241.22	241.22	0.7620	0.7620				

† = triple point, c = critical point.  $h_f = s_f = 0$  at  $-40^\circ C = 233.15$  K.

รูปที่ ข.1 Properties of R-134a Perry and Green [33]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) ที่เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อขนาด 1 mm จะมีค่าของเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynolds number) อยู่ที่ 2300 และสารทำความเย็นที่อุณหภูมิ 21.72°C มีค่าพรันด์เทิลนัมเบอร์ (Prandtl number) เท่ากับ 3.74 จากการเปิดตารางรูปที่ ข.1 นั้น จะสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$L_{h,laminar} = 0.05 \times 2300 \times 0.001 = 0.115 \text{ m}$$

$$L_{t,laminar} = 3.74 \times 0.115 \text{ m} = 0.430 \text{ m} = 430 \text{ mm}$$

## 1.2 การคำนวณความหนาของฉนวน

การคำนวณหาความหนาของฉนวนสำหรับท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 1.6 mm เพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนให้กับอุณหภูมิภายนอก โดยวิเคราะห์ที่อุณหภูมิสูงสุดของพื้นผิวท่อ คือ 45 °C และอุณหภูมิภายนอก คือ 25 °C จะได้ค่าคุณสมบัติต่างๆ ของอุณหภูมิเฉลี่ยดังต่อไปนี้

$$T_{avg} = \frac{45 - 25}{2} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

ค่า Properties ที่อุณหภูมิเฉลี่ย 35 °C

$$k_{air} = 0.02625 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

$$v = 1.66 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k_{Insulation} = 0.034 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

$$\beta = 0.003247 \text{ 1/K}$$

$$Pr = 0.7268$$

$$\kappa = 2.28 \times 10^5 \text{ m}^2/\text{s}$$

แทนค่า

$$Ra = \frac{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.003247/\text{K})(45 - 25)^{\circ}\text{C}(1.66 \times 10^{-3})^3\text{m}}{(1.66 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})(2.28 \times 10^5 \text{ m}^2/\text{s})}$$

$$\therefore Ra = 6.984$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Nu = \left\{ 0.60 + \left( \frac{0.387 \times (6.984)^{1/6}}{(1 + (0.559/0.7268)^{9/16})^{8/27}} \right) \right\}^2$$

$$\therefore Nu = 1.091$$

$$h = \frac{1.091 \times 0.02625 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{1.66 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$\therefore \alpha = 17.899 \text{ W/m}^2\text{C}^\circ$$

$$r_{cr,max} = \frac{0.039 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{17.899 \text{ W/m}^2\text{C}^\circ}$$

$$\therefore r_{cr,max} = 2.178 \text{ mm}$$

ดังนั้น รัศมีวิกฤตของฉนวนมีค่าเท่ากับ 2.178 mm. จึงจำเป็นต้องใช้ฉนวนที่มีความหนา มากกว่า 2.2 mm. ขึ้นไป จึงจะป้องกันการสูญเสียความร้อนได้

### 3. การคำนวณการถ่ายเทความร้อนของระบบ

#### 3.1 การคำนวณหาฟลักซ์ความร้อน (Heat flux)

จากการที่ป้อนฟลักซ์ความร้อนให้กับช่วงทดสอบ (Test section) วัดไฟได้ 6.8 A 5 V เท่ากับ 0.034 KW อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวท่อ Test section เท่ากับ 29.22 °C และมีอุณหภูมิห้องเท่ากับ 22 °C แทนค่าในสมการที่ (2.24)

$$(2.24) \quad q_{\text{loss}} = 0.0004 (T_{\text{out,avg}} - T_{\text{ambient}})$$

จะได้

$$q_{\text{loss}} = 0.0004 (29.22 \text{ }^\circ\text{C} - 22 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$q_{\text{loss}} = 0.0028 \text{ kw}$$

จากสมการ (2.23)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\text{Heat flux} = q'' = \frac{q - q_{\text{loss}}}{2\pi r_{\text{in}} L} = \frac{0.034 - 0.0028}{2\pi \times 0.0005 \times 1.069} = 9.2684 \text{ KW/m}^2$$

### 3.2 การคำนวณหาอุณหภูมิพื้นผิวท่อ ( $T_{s,\text{in,avg}}$ )

ในการคำนวณอุณหภูมิที่พื้นผิวท่อ Test section ที่ติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ เทอร์โมคัปเปิล โดยจะคำนวณที่ความดันอิ่มตัว 7 bar ฟลักซ์มวลที่  $891.26 \text{ kg/m}^2\text{s}$  กระแสไฟที่วัดไฟได้  $6.8 \text{ A } 5 \text{ V}$  หรือเท่ากับ  $0.034 \text{ KW}$  อุณหภูมิที่พื้นผิวด้านนอกเฉลี่ย  $29.22 \text{ }^\circ\text{C}$  ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ  $0.0005 \text{ mm}$ . ความยาว  $1.069 \text{ m}$  โดยหาจากสมการที่ (2.26)

$$T_{s,\text{in}(n)} = T_{s,\text{out}(n)} + \frac{\dot{q}}{4k} (r_{\text{out}}^2 - r_{\text{in}}^2) + \frac{\dot{q} r_{\text{out}}^2}{2k_n} \ln\left(\frac{r_{\text{in}}}{r_{\text{out}}}\right)$$

โดยที่  $k_n$  หาได้จากสมการ (2.28) จะได้

$$k_n = 0.017331832 (T_{\text{well,out},n}) + 14.424927556$$

แทนค่า  $k_n = 0.017331832 (29.22 \text{ }^\circ\text{C}) + 14.424927556 = 0.0149 \text{ KW/m } ^\circ\text{C}$

โดยที่  $\dot{q}$  หาได้จากสมการที่ (2.29) จะได้

$$\dot{q} = \frac{\text{IV}}{(\pi(r_{\text{out}}^2 - r_{\text{in}}^2)L)} = \frac{(6.8)(5)}{\pi(0.00084^2 - 0.0005^2)1.069} = 22221.20 \text{ KW/m}^2$$

แทนค่าสมการที่ (2.26)

$$T_{s,\text{in}(n)} = 29.22 + \frac{22221.20}{4(0.0149)} (0.00084^2 - 0.0005^2) + \frac{22221.20 (0.00084^2)}{2(0.0149)} \ln\left(\frac{0.00084}{0.0005}\right)$$

จะได้

$$T_{s,\text{in}(n)} = 29.2858 \text{ }^\circ\text{C}$$

ดังนั้น ค่าอุณหภูมิพื้นผิวท่อในตำแหน่งใดๆที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลเท่ากับ  $29.2858 \text{ }^\circ\text{C}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่  $T_{s,avg}$  สามารถหาได้จากค่าอุณหภูมิผิวท่อ Test section ในแต่ละตำแหน่งโดยมีทั้งหมด 18 ตำแหน่ง นำมาหาค่าเฉลี่ย ดังต่อไปนี้

$$T_{s,in,avg} = \frac{\sum_{N=1}^{N=18} T_{s,in,N}}{18} = \frac{527.1446}{18} = 29.2858 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 3.3 อุณหภูมิเฉลี่ยของของเหลว ( $T_{f,avg}$ )

โดยค่าอุณหภูมิของของเหลวจะมีค่าเท่ากับ 28.60 °C และ 24.30 °C นำมาทำการหาค่าเฉลี่ยตามสมการที่ (2.30)

$$T_{f,avg} = \frac{T_{f,in} + T_{f,out}}{2} = \frac{28.60 + 24.30}{2} = 26.45^\circ\text{C}$$

ในการทดลองนั้นเราจะศึกษาการถ่ายเทความร้อนของระบบ หรือ Heat transfer coefficient ในชุด Test section โดยการป้อนฟลักซ์ความร้อนเข้าไปในท่อที่มีสารทำความเย็นไหลอยู่ ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) จากสมการที่ (2.21)

$$\text{Average Heat transfer coefficient} = \frac{\text{Heat flux}}{T_{s,in,avg} - T_{f,avg}}$$

แทนค่า จะได้

$$h_{avg} = \frac{9.2688 \text{ kW/m}^2}{(29.2858 \text{ } ^\circ\text{C} - 26.45^\circ\text{C})} = 3.2667 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ดังนั้น ค่า Average Heat transfer coefficient จึงมีค่าเท่ากับ 3266.7 W/m<sup>2</sup> °C

#### 4. การคำนวณหาค่า Uncertainty

สมารถหาค่า Uncertainty ได้จากสมการ

$$\delta_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} \delta_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} \delta_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} \delta_n \right)^2 \right]^{1/2}$$

##### 4.1 การคำนวณค่า Uncertainty ของอุณหภูมิสารทำความเย็น ( $\delta T_{\text{fluid}}$ )

$$\delta T_{\text{fluid}} = \sqrt{\left( \frac{\partial T_{\text{inlet}}}{2} \right)^2 + \left( \frac{\partial T_{\text{outlet}}}{2} \right)^2}$$

เมื่อ  $T_{\text{inlet}}$  คือ ค่า Uncertainty ของเทอร์โมคัปเปิลทางเข้าช่วง Test-section

$T_{\text{outlet}}$  คือ ค่า Uncertainty ของเทอร์โมคัปเปิลทางด้านทางออกช่วง Test-section

จากการอ่านค่าจากการทดลอง ได้ค่าอุณหภูมิทางเข้าและทางออกของช่วง Test-section เท่ากับ  $22.40 \text{ }^{\circ}\text{C}$  และ  $21.60 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ตามลำดับ จะได้อุณหภูมิจากการสอบเทียบเท่ากับ

$$T_{\text{inlet}} = 0.9943(28.6) = 28.43 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{outlet}} = 0.9927(24.3) = 24.12 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{fluid}} = \frac{T_{\text{inlet}} + T_{\text{outlet}}}{2} = \frac{28.43 + 24.12}{2} = 26.275 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

โดยที่ค่า Uncertainty ของเทอร์โมคัปเปิล  $\delta T = \pm 0.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$  จะสามารถหาค่า Uncertainty ของเทอร์โมคัปเปิลที่วัดอุณหภูมิของสารทำความเย็นได้

$$\delta T_{\text{inlet}} = 0.9943 \delta T = 0.9943(0.3) = \pm 0.29829 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{\text{outlet}} = 0.9927 \delta T = 0.9927(0.3) = \pm 0.29781 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\delta T_{\text{fluid}} = \sqrt{\left(\frac{0.29829}{2}\right)^2 + \left(\frac{0.29781}{2}\right)^2} = \pm 0.210753 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 4.2 การคำนวณค่า *Uncertainty* เฉลี่ยของค่าที่ได้จากการคำนวณหาอุณหภูมิพื้นผิวภายนอกของ ท่อ ( $\delta T_{\text{S}_{\text{wall,outer avg}}}$ )

การคำนวณหาอุณหภูมิเฉลี่ยของช่วง Test-section ที่ได้จากการสอบเทียบอุณหภูมิ 18 จุดจากการ ทดลอง โดยอุณหภูมิที่อ่านได้จากการทดลอง

$$T_{S_{1,\text{out}}} = 30.00 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{S_{2,\text{out}}} = 30.80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{3,\text{out}}} = 30.20 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{S_{4,\text{out}}} = 30.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{5,\text{out}}} = 29.80 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{S_{6,\text{out}}} = 29.80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{7,\text{out}}} = 28.40 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{S_{8,\text{out}}} = 28.80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{9,\text{out}}} = 27.90 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{S_{10,\text{out}}} = 27.90 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{11,\text{out}}} = 30.20 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{S_{12,\text{out}}} = 30.70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{13,\text{out}}} = 29.40 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{S_{14,\text{out}}} = 29.90 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{15,\text{out}}} = 28.90 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{S_{16,\text{out}}} = 29.30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{17,\text{out}}} = 28.10 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{S_{18,\text{out}}} = 28.40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

อุณหภูมิที่ได้จากการเปรียบเทียบค่า

$$T_{S_{1,\text{out}}} = (1.0094 \times 30.00) - 0.4157 = 29.86 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{2,\text{out}}} = (1.0119 \times 30.80) - 0.5677 = 30.59 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{3,\text{out}}} = (1.0106 \times 30.20) - 0.5245 = 29.99 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{4,\text{out}}} = (1.0104 \times 30.1) - 0.6104 = 29.80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{5,\text{out}}} = (1.0110 \times 29.80) - 0.4984 = 29.62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{6,\text{out}}} = (1.0111 \times 29.80) - 0.6044 = 29.52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{7,\text{out}}} = (1.0100 \times 28.40) - 0.4410 = 28.24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{S_{8,\text{out}}} = (1.0075 \times 28.80) - 0.3778 = 28.63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T_{S9,out} = (1.0067 \times 27.90) - 0.2294 = 27.85 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{S10,out} = (1.0052 \times 27.90) - 0.1289 = 27.91 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{S11,out} = (0.9988 \times 30.20) - 0.0389 = 30.12 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{S12,out} = (0.9988 \times 30.70) - 0.0789 = 30.58 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{S13,out} = (0.9982 \times 29.40) - 0.0748 = 29.27 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{S14,out} = (0.9982 \times 29.90) - 0.0345 = 29.81 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{S15,out} = (0.9977 \times 28.90) - 0.0026 = 28.83 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{S16,out} = (0.9981 \times 29.30) - 0.1092 = 29.13 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{S17,out} = (0.9977 \times 28.10) - 0.0971 = 27.93 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{S18,out} = (0.9991 \times 28.40) - 0.1561 = 28.21 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

ดังนั้น  $T_{\text{wall,outer avg}}$

$$= \left[ \frac{1}{18} \left( 29.86 + 30.59 + 29.99 + 29.80 + 29.62 + 29.52 + 28.24 + 28.63 + 27.85 + 27.91 + 30.12 + 30.58 + 29.27 + 29.81 \right) \right. \\ \left. + 28.83 + 29.13 + 27.93 + 28.21 \right]$$

$$T_{\text{wall,outer avg}} = 29.22 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่ค่า Uncertainty ของเทอร์โมคัปเปิล  $\delta T = \pm 0.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$  จะสามารถหาค่า Uncertainty ของเทอร์โมคัปเปิลที่วัดอุณหภูมิของผนังภายนอกของท่อได้

$$\delta T_{S_{1,outer}} = 1.0094(0.3) = 0.30282 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{2,outer}} = 1.0119(0.3) = 0.30357 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{3,outer}} = 1.0106(0.3) = 0.30318 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{4,outer}} = 1.0104(0.3) = 0.30312 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{5,outer}} = 1.0110(0.3) = 0.30330 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{6,outer}} = 1.0111(0.3) = 0.30333 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{7,outer}} = 1.0100(0.3) = 0.30300 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{8,outer}} = 1.0075(0.3) = 0.30225 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{9,outer}} = 1.0067(0.3) = 0.30201 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{10,outer}} = 1.0052(0.3) = 0.30156 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{11,outer}} = 0.9988(0.3) = 0.29964 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{12,outer}} = 0.9988(0.3) = 0.29964 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{13,outer}} = 0.9982(0.3) = 0.29946 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{14,outer}} = 0.9982(0.3) = 0.29946 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{15,outer}} = 0.9977(0.3) = 0.29931 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{16,outer}} = 0.9981(0.3) = 0.29943 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{S_{17,outer}} = 0.9977(0.3) = 0.29931 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\delta T_{S_{18,outer}} = 0.9991(0.3) = 0.29973 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

ดังนั้น  $\delta T_{S_{well,outer avg}}$  จึงมีค่าเท่ากับ

$$\delta T_{S_{well,outer avg}} =$$

$$\left[ \left( \frac{1}{10} \right)^2 \left( \begin{array}{l} (0.30282)^2 + (0.30357)^2 + (0.30318)^2 \\ + (0.30312)^2 + (0.30330)^2 + (0.30333)^2 \\ + (0.30300)^2 + (0.30225)^2 + (0.30201)^2 \\ + (0.30156)^2 + (0.29964)^2 + (0.29964)^2 + (0.29964)^2 + (0.29946)^2 + (0.29931)^2 + (0.29943)^2 + (0.29931)^2 + (0.29973)^2 \end{array} \right) \right]^{1/2}$$

$$\delta T_{S_{well,outer avg}} = 0.0710 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

#### 4.3 การคำนวณค่า Uncertainty เฉลี่ยของค่าที่ได้จากการคำนวณหาอุณหภูมิพื้นผิวภายในของ ท่อ ( $\delta T_{S_{wall,inner avg}}$ )

ในการคำนวณอุณหภูมิพื้นผิวภายในท่อสามารถหาได้จากสมการ

$$T_{s,in(n)} = T_{s,out(n)} + \frac{\dot{q}}{4k} (r_{out}^2 - r_{in}^2) + \frac{\dot{q} r_{out}^2}{2k_n} \ln \left( \frac{r_{in}}{r_{out}} \right)$$

โดย

$$A = 2\pi rL = \pi(2)(0.0005)(1.069) = 0.003358 \text{ m}^2$$

$$q = IV = (6.8)(5)(10^{-3}) = 0.034 \text{ kW}$$

$$q'' = \frac{q}{(\pi(r_{out}^2 - r_{in}^2)L)} = \frac{0.034}{(\pi(0.00084^2 - 0.0005^2))(1.069)} = 22221.20 \text{ kW/m}^2$$

$$q_{loss} = 0.0004 (T_{f,avg} - T_{room}) = 0.0004 (26.45 - 22) = 0.00288 \text{ kW}$$

$$q'' = \frac{q - q_{loss}}{A} = \frac{0.034 - 0.00288}{0.003358} = 9.2638 \text{ kW/m}^2$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$K = 0.017331832(T_{s,out}) + 14.424927$$

$$= (0.017331832(29.22) + 14.424927) \times 10^{-3} = 0.0148 \text{ kW/m } ^\circ\text{C}$$

ดังนั้น

$$T_{s1,iner} = 29.86 + \frac{22221.20}{4(0.148)} (0.00084^2 - 0.0005^2) + \frac{(22221.20)(0.00084^2)}{2(0.148)} \ln\left(\frac{0.00084}{0.0005}\right) = 30.30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

จากการคำนวณจะได้อุณหภูมิภายในทั้ง 10 จุดดังนี้

$$T_{s1,iner} = 30.30 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{s2,iner} = 31.04 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{s3,iner} = 30.26 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{s4,iner} = 29.80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{s5,iner} = 29.62 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{s6,iner} = 29.52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{s7,iner} = 28.24 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{s8,iner} = 28.63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{s9,iner} = 27.85 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{s10,iner} = 27.91 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{s11,iner} = 30.12 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{s12,iner} = 30.58 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{s13,iner} = 29.27 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{s14,iner} = 29.81 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{s15,iner} = 28.83 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{s16,iner} = 29.13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{s17,iner} = 27.93 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{s18,iner} = 28.21 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{s_{well,iner \text{ avg}}} = \left[ \left( \frac{1}{18} \right) (30.30 + 31.04 + 30.26 + 29.80 + 29.62 + 29.52) \right]$$

$$+ 28.24 + 28.63 + 27.85 + 27.91 + 30.12 + 30.58 + 29.27 + 29.81$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$+28.83 +29.13+27.93 +28.21$$

$$T_{S_{\text{well,iner avg}}} = 29.28 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

จากสมการหาค่าอุณหภูมิพื้นผิวภายในของท่อจำกัดค่า Uncertainty จากสมการ

$$\delta T_{S_{\text{well,iner}}} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{S_{\text{wall,inner}}}}{\partial T_{S_{\text{wall,outer}}}} \delta T_{S_{\text{wall,outer}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{S_{\text{wall,inner}}}}{\partial \dot{q}} \delta \dot{q}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{S_{\text{wall,inner}}}}{\partial k} \delta k\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{S_{\text{wall,inner}}}}{\partial r_{\text{out}}} \delta r_{\text{out}}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{S_{\text{wall,inner}}}}{\partial r_{\text{in}}} \delta r_{\text{in}}\right)^2}$$

โดย

$$\frac{\partial T_{S_{\text{wall,inner}}}}{\partial T_{S_{\text{wall,outer}}}} = 1$$

หมายเหตุ เนื่องจากอุณหภูมิที่ผิวท่อภายนอกและภายในใกล้เคียงกันมาก เมื่อแทนค่าสมการจึงมีค่าเท่ากับ 1

หา  $\frac{\partial T_{S_{\text{wall,inner}}}}{\partial \dot{q}}$  จากสมการ

$$\frac{\partial T_{S_{\text{wall,inner}}}}{\partial \dot{q}} = \frac{r_{\text{out}}^2 - r_{\text{in}}^2}{4k} + \frac{r_{\text{out}}^2}{2k} \ln\left(\frac{r_{\text{out}}}{r_{\text{in}}}\right)$$

แทนค่า

$$= \frac{0.00084^2 - 0.0005^2}{4(0.0148)} + \frac{0.00084^2}{2(0.0148)} \ln\left(\frac{0.00084}{0.0005}\right)$$

$$= 2.0000 \times 10^{-8}$$

หา uncertainty ของ  $\dot{q}$  จาก

$$\delta \dot{q} = \left[ \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial l} \delta l\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial v} \delta v\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial r_{\text{in}}} \delta r_{\text{in}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial r_{\text{out}}} \delta r_{\text{out}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial L} \delta L\right)^2 \right]$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่

$$\begin{aligned}\frac{\partial \dot{q}}{\partial l} &= \frac{v}{(r_{out}^2 + r_{in}^2) \times L \times \pi} \\ &= \frac{5}{(0.00084^2 + 0.0005^2) \times 1.069 \times 3.14} \\ &= 1558786.048\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \dot{q}}{\partial v} &= \frac{l}{(r_{out}^2 + r_{in}^2) \times L \times \pi} \\ &= \frac{6.8}{(0.00084^2 + 0.0005^2) \times 3.14 \times 1.069} \\ &= 2119949.025\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \dot{q}}{\partial R_{in}} &= \frac{IV}{L \times \pi} \left( \frac{-2R_{in}}{(r_{out}^2 + r_{in}^2)^2} \right) \\ &= \frac{6.8 \times 5}{1.069(3.14)} \left( \frac{-2(0.0005)}{(0.00084^2 + 0.0005^2)^2} \right) \\ &= -11086617317\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \dot{q}}{\partial R_{out}} &= \frac{IV}{L \times \pi} \left( \frac{-2R_{out}}{(r_{out}^2 + r_{in}^2)^2} \right) \\ &= \frac{6.8 \times 5}{1.069(3.14)} \left( \frac{-2(0.00084)}{(0.00084^2 + 0.0005^2)^2} \right) \\ &= -18625517092.0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \dot{q}}{\partial L} &= \frac{IV}{(r_{out}^2 + r_{in}^2) \times \pi} \times \left( \frac{-1}{L^2} \right) \\ &= \frac{6.8 \times 1.2}{(0.00084^2 + 0.0005^2) \times 3.14} \times \left( \frac{-1}{1.069^2} \right)\end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= -9910543.974$$

โดยที่ ค่า uncertainty ของ  $\delta l = \pm 0.1$   $\delta v = \pm 0.1$   $\delta r_{in} = \pm 0.00001$

$$\delta r_{out} = \pm 0.00001$$

$\delta L = \pm 0.00001$  ได้จากข้อมูลของบริษัทผู้ผลิตอุปกรณ์

แทนค่า

$$\delta \dot{q} = \left[ \frac{(1558786.048 \times 0.1)^2 + (2119949.025 \times 0.1)^2 + (-11086617317 \times 0.00001)^2}{+(-18625517092.0 \times 0.00001)^2 + (-9910543.974 \times 0.00001)^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= \pm 340810.9 \times 10^{-3} \text{ หรือ } 340.8109$$

หา  $\frac{\partial T_{s_{wall,inner}}}{\partial k}$  จากสมการ

$$\frac{\partial T_{s_{wall,inner}}}{\partial k} = -\frac{\dot{q}}{4k^2} (r_{out}^2 - r_{in}^2) - \dot{q} \frac{r_{out}^2}{2k^2} \ln \left( \frac{r_{out}}{r_{in}} \right)$$

แทนค่า

$$= -\frac{22.2212}{4(0.0148)^2} (0.00084^2 - 0.0005^2)$$

$$- 22.2212 \left( \frac{0.00084^2}{2(0.0148)^2} \right) \ln \left( \frac{0.00084}{0.0005} \right)$$

$$= -0.02959$$

หา uncertainty ของ k จาก

$$\delta k = 0.017331832 \delta T_{s_{wall,outer,avg}}$$

แทนค่า

$$= 0.017331832 (0.0710)$$

$$= \pm 0.00123 \times 10^{-3} \text{ kW/m } ^\circ\text{C}$$

หา  $\frac{\partial T_{s_{wall,inner}}}{\partial r_{out}}$  จากสมการ

$$\frac{\partial T_{s_{wall,inner}}}{\partial r_{out}} = \frac{\dot{q} r_{out}}{2k} + \frac{\dot{q}}{2k} 3 \ln \left( \frac{r_{out}}{r_{in}} \right)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่า

$$= \frac{22.221 (2 \times 0.00084)}{4(0.0149)} + \frac{22.221}{2(0.0149)} \left( 3 \times \ln \left( \frac{0.00084^2}{0.0005} \right) \right)$$

$$= -14681.518$$

หา  $\frac{\partial T_{s_{wall,inner}}}{\partial r_{in}}$  จากสมการ

$$\frac{\partial T_{s_{wall,inner}}}{\partial r_{in}} = \frac{\dot{q}(-2r_{in})}{4k} + \frac{\dot{q}}{2k} \left( -\ln \left( \frac{r_{out}^3}{r_{in}^2} \right) \right)$$

แทนค่า

$$= \frac{22.221 \times (-2 \times 0.00084)}{4(0.0149) \times 0.0005} + \frac{22.221}{2(0.0149)} \times \left( -\ln \left( \frac{0.00084^3}{0.0005^2} \right) \right)$$

$$= 4497.418$$

หมายเหตุ ค่า uncertainty ของ  $\delta r_{out}$  และ  $\delta r_{in}$  มีค่าเท่ากับ  $\pm 0.00001$  m

จากนั้น แทนค่าเพื่อนค่า uncertainty ของ  $T_{s_{wall,inner}}$

$$\delta T_{s_{wall,inner}} = \sqrt{\left( \frac{\partial T_{s_{wall,inner}}}{\partial T_{s_{wall,outer}}} \delta T_{s_{wall,outer}} \right)^2 + \left( \frac{\partial T_{s_{wall,inner}}}{\partial \dot{q}} \delta \dot{q} \right)^2 + \left( \frac{\partial T_{s_{wall,inner}}}{\partial k} \delta k \right)^2 + \left( \frac{\partial T_{s_{wall,inner}}}{\partial r_{out}} \delta r_{out} \right)^2 + \left( \frac{\partial T_{s_{wall,inner}}}{\partial r_{in}} \delta r_{in} \right)^2}$$

$$\delta T_{s_{wall,inner}} = \sqrt{(1 \times 0.30282)^2 + ((2.000 \times 10^{-6})340.8109)^2 + (0.00123 \times (0.00123 \times 10^{-3}))^2 + (4497.418 \times 0.00001)^2 + (-14650 \times 0.00001)^2}$$

$$= \pm 0.3394$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น ค่า *uncertainty* ของ  $T_{s_{well,inner}}$  ทั้งหมด 18 จุด จะมีค่าเท่ากับ

$$\delta T_{s_{1,in}} = \pm 0.3394 \quad \delta T_{s_{2,in}} = \pm 0.3468$$

$$\delta T_{s_{3,in}} = \pm 0.3397 \quad \delta T_{s_{4,in}} = \pm 0.3373$$

$$\delta T_{s_{5,in}} = \pm 0.3140 \quad \delta T_{s_{6,in}} = \pm 0.3398$$

$$\delta T_{s_{7,in}} = \pm 0.3396 \quad \delta T_{s_{8,in}} = \pm 0.3456$$

$$\delta T_{s_{9,in}} = \pm 0.3020 \quad \delta T_{s_{10,in}} = \pm 0.3383$$

$$\delta T_{s_{11,in}} = \pm 0.3366 \quad \delta T_{s_{12,in}} = \pm 0.3366$$

$$\delta T_{s_{13,in}} = \pm 0.3364 \quad \delta T_{s_{14,in}} = \pm 0.3364$$

$$\delta T_{s_{15,in}} = \pm 0.3363 \quad \delta T_{s_{16,in}} = \pm 0.3364$$

$$\delta T_{s_{17,in}} = \pm 0.3363 \quad \delta T_{s_{18,in}} = \pm 0.3366$$

สามารถคำนวณหาค่า *Uncertainty* เฉลี่ยของพื้นผิวภายในได้จากสมการ

$$\begin{aligned} \delta T_{s_{well,inner \text{ avg}}} &= \sqrt{\left(\frac{1}{18}\right)^2 \left( \begin{array}{l} 0.3394^2 + 0.3468^2 + 0.3397^2 + 0.3373^2 \\ + 0.3140^2 + 0.3398^2 + 0.3396^2 + 0.3456^2 \\ + 0.3020^2 + 0.3358^2 + 0.3366^2 + 0.3366^2 + 0.3364^2 + 0.3364^2 + 0.3363^2 + 0.3366^2 \end{array} \right)} \\ &= \pm 0.0031 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

#### 4.4 การคำนวณหาค่า *Uncertainty* ของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

$$A = 2\pi rL = 2\pi(0.0005)(1.069) = 3.3583 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$q = IV = (6.8)(5) = 0.034 \text{ W}$$

$$q_{\text{loss}} = 0.0004 (T_{s_{out,avg}} - T_{\text{room}}) = 0.0004 (29.22 - 22) = 0.00288 \text{ KW}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q'' = \frac{q - q_{\text{loss}}}{A} = \frac{0.034 - 0.0028}{3.3583 \times 10^{-3}} = 9.2638 \text{ W/m}^2$$

การคำนวณหาค่า Uncertainty ของค่าฟลักซ์เชิงความร้อน สามารถหาได้จากสมการ

$$\delta_{q''} = \left[ \left( \frac{\partial q''}{\partial A} \delta_A \right)^2 + \left( \frac{\partial q''}{\partial I} \delta_I \right)^2 + \left( \frac{\partial q''}{\partial V} \delta_V \right)^2 + \left( \frac{\partial q''}{\partial h_{\text{loss}}} \delta_{h_{\text{loss}}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

หา  $\frac{\partial q''}{\partial A}$  จากสมการ

$$\begin{aligned} \frac{\partial q''}{\partial A} &= \frac{-IV + h_{\text{loss}}}{2\pi rL} \\ &= \frac{-(6.8 \times 5) + 0.00288}{2\pi(0.0005)(1.069)} \\ &= -10123.1238 \end{aligned}$$

หาค่า Uncertainty ของ A จากสมการ

$$\begin{aligned} \delta_A &= \left[ \left( \frac{\partial A}{\partial D} \delta_D \right)^2 + \left( \frac{\partial A}{\partial L} \delta_L \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= [2\pi(0.0005) \times 0.00001]^2 + \\ & \quad (2\pi(1.069) \times 0.00001)^2]^{\frac{1}{2}} \\ &= \pm 0.00006713 \end{aligned}$$

หา  $\frac{\partial q''}{\partial I}$  จากสมการ

$$\frac{\partial q''}{\partial A} = \frac{V}{2\pi rL}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= \frac{5}{2\pi(0.0005)(1.069)}$$

$$= 1488.8207$$

หา  $\frac{\partial q''}{\partial V}$  จากสมการ

$$\frac{\partial q''}{\partial V} = \frac{l}{2\pi rL}$$

$$= \frac{6.8}{2\pi(0.0005)(1.069)}$$

$$= 2024.7962$$

หมายเหตุ ค่า Uncertainty ของ  $\delta l = 0.1$  และ  $\delta V = 0.1$

หาค่า  $\frac{\partial q''}{\partial h_{\text{loss}}}$  จากสมการ

$$\frac{\partial q''}{\partial h_{\text{loss}}} = \frac{-1}{2\pi rL^2}$$

$$= \frac{-1}{2\pi(0.0005)(1.069)^2}$$

$$= -88663.4945$$

หาค่า Uncertainty ของ  $h_{\text{loss}}$  จากสมการ

$$\delta_{h_{\text{loss}}} = \left[ \left( \frac{\partial h_{\text{loss}}}{\partial T_{S,\text{out,avg}}} \delta_{T_{S,\text{out,avg}}} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_{\text{loss}}}{\partial T_{\text{room}}} \delta_{T_{\text{room}}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หา  $\frac{\partial h_{\text{loss}}}{\partial T_{S,\text{out avg}}}$  จากสมการ

$$\begin{aligned}\frac{\partial h_{\text{loss}}}{\partial T_{S,\text{out avg}}} &= 0.0004(1) \\ &= 0.0004\end{aligned}$$

หา  $\frac{\partial h_{\text{loss}}}{\partial T_{S,\text{out avg}}}$  จากสมการ

$$\begin{aligned}\frac{\partial h_{\text{loss}}}{\partial T_{S,\text{out avg}}} &= 0.0004(1) \\ &= 0.0004\end{aligned}$$

แทนค่า

$$\begin{aligned}\delta_{h_{\text{loss}}} &= [(0.0004 (0.0710))^2 + (0.0004(0.3))^2]^{\frac{1}{2}} \\ &= \pm 0.000123\end{aligned}$$

หมายเหตุ ค่า Uncertainty ของ  $\delta T_{\text{room}}=0.3$

จากนั้น แทนค่า เพื่อหาค่า Uncertainty ของ  $q''$  ในสมการ

$$\begin{aligned}\delta_{q''} &= \left[ \left( \frac{\partial q''}{\partial A} \delta_A \right)^2 + \left( \frac{\partial q''}{\partial l} \delta_l \right)^2 + \left( \frac{\partial q''}{\partial V} \delta_V \right)^2 + \left( \frac{\partial q''}{\partial h_{\text{loss}}} \delta_{h_{\text{loss}}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= \left[ (-3014558 \times 0.00006713)^2 + (1488.8207 \times 0.1)^2 \right. \\ &\quad \left. + (2024.796 \times 0.1)^2 + (-88663 \times 0.000001141)^2 \right]^{\frac{1}{2}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}& [(-3014558 \times 0.00006713)^2 + (1488.8207 \times 0.1)^2 + (2024.796 \times 0.1)^2 + (-88663 \times 0.000001141)^2]^{\frac{1}{2}} \\ &= \pm 322.6768 \text{ W/m}^2\end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 4.5 การคำนวณค่า Uncertainty ของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยได้

$$h = \frac{q''}{T_{S_{in,avg}} - T_{f_{avg}}} = \frac{9.2658}{21.93 - 20.96} = 3.2667 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\delta h = \sqrt{\left(\frac{\delta q''}{T_{S_{in,avg}} - T_{f_{avg}}}\right)^2 + \left(\frac{(\delta T_{S_{in,avg}})q''}{(T_{S_{in,avg}} - T_{f_{avg}})^2}\right)^2 + \left(\frac{(\delta T_{f_{avg}})q''}{(T_{S_{in,avg}} - T_{f_{avg}})^2}\right)^2}$$

แทนค่า

$$\delta h = \sqrt{\left(\frac{322.6768}{29.22 - 26.45}\right)^2 + \left(\frac{(0.0031)3.2667 \times 10^{-3}}{(29.22 - 26.45)^2}\right)^2 + \left(\frac{(0.21075)3.2667 \times 10^{-3}}{(29.22 - 26.45)^2}\right)^2}$$

$$= \pm 113.7864 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ข้อมูลผลการทดลอง

## 1. ผลการทดลองที่ความดัน 0.6 MPa

ตารางที่ ค.1 ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.6 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 381 kg/m<sup>2</sup>s

T <sub>ambien</sub> °C	Q <sub>in</sub> (KW)	Q <sub>loss</sub> (KW)	G (kg/m <sup>2</sup> s)	q'' (kW/m <sup>2</sup> )	T <sub>s,in,avg</sub>
22	0	-0.00103	381.97	0.3074	21.0616
22	0.00004	-0.00106	381.97	0.3283	21.0341
22	0.00016	-0.00099	381.97	0.3439	21.0958
22	0.00036	-0.00085	381.97	0.3615	21.2244
22	0.00064	-0.00080	381.97	0.4283	21.2753
22	0.001	-0.00030	381.97	0.3876	21.7277
22	0.00168	0.00065	381.97	0.3068	22.5939
22	0.00238	0.00195	381.97	0.1276	23.7785
22	0.0032	0.00454	381.97	-0.3998	26.1357
22	0.00414	0.00521	381.97	-0.3173	26.7401
22	0.0052	0.00608	381.97	-0.2612	27.5346
22	0.0066	0.00826	381.97	-0.4951	29.5239
22	0.00744	0.01067	381.97	-0.9614	31.7130
22	0.00884	0.01380	381.97	-1.4767	34.5614
22	0.01092	0.01802	381.97	-2.1148	38.4044
22	0.0123	0.00680	381.97	1.6388	28.2017
22	0.0144	0.00669	381.97	2.2971	28.1051
22	0.01632	0.00668	381.97	2.8707	28.1028
22	0.018	0.00684	381.97	3.3235	28.2509
22	0.0209	0.00714	381.97	4.0975	28.5296
22	0.0228	0.00728	381.97	4.6212	28.6617
22	0.0252	0.00772	381.97	5.2060	29.0624
22	0.02816	0.00780	381.97	6.0618	29.1462
22	0.03082	0.00788	381.97	6.8319	29.2182
22	0.03408	0.00796	381.97	7.7789	29.2967

### 1. ผลการทดลองที่ความดัน 0.6 MPa

ตารางที่ ค.2 ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.6 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 636 kg/m<sup>2</sup>s

$T_{ambien}$ °C	$Q_{in}$ (KW)	$Q_{loss}$ (KW)	G (kg/m <sup>2</sup> s)	$q''$ (kW/m <sup>2</sup> )	$T_{s,in,avg}$
20	0.02806	0.03280	636.62	-1.4112	28.9177
20	0.03072	0.03383	636.62	-0.9264	29.2016
20	0.034	0.03455	636.62	-0.1651	29.4032
20	0.03692	0.03561	636.62	0.3911	29.6931
20	0.0405	0.03680	636.62	1.1004	30.0235
20	0.04312	0.03749	636.62	1.6775	30.2127
20	0.04756	0.03930	636.62	2.4587	30.7120
20	0.0516	0.04042	636.62	3.3296	31.0210
20	0.05456	0.04122	636.62	3.9711	31.2443
20	0.05952	0.04271	636.62	5.0052	31.6555

### 1. ผลการทดลองที่ความดัน 0.6 MPa

ตารางที่ ค.3 ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.6 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/m<sup>2</sup>s

$T_{ambien}$ °C	$Q_{in}$ (KW)	$Q_{loss}$ (KW)	G (kg/m <sup>2</sup> s)	$q''$ (kW/m <sup>2</sup> )	$T_{s,in,avg}$
20	0.00088	0.00073	891.27	0.0450	21.8237
20	0.00130	0.00088	891.27	0.1256	22.1983
20	0.00180	0.00101	891.27	0.2352	22.5286
20	0.00252	0.00118	891.27	0.3991	22.9540
20	0.00336	0.00136	891.27	0.5941	23.4186
20	0.00432	0.00170	891.27	0.7803	24.2571
20	0.00520	0.00200	891.27	0.9526	25.0123
20	0.00616	0.00220	891.27	1.1780	25.5216
20	0.00696	0.00249	891.27	1.3304	26.2431
20	0.00806	0.00284	891.27	1.5557	27.1040
20	0.00952	0.00316	891.27	1.8934	27.9210
20	0.01110	0.00349	891.27	2.2668	28.7388

20	0.01280	0.00381	891.27	2.6780	29.5402
20	0.01462	0.00427	891.27	3.0830	30.6934
20	0.01656	0.00344	891.27	3.9078	28.6216
20	0.01900	0.00372	891.27	4.5485	29.3468
20	0.02200	0.00397	891.27	5.3699	29.9564
20	0.02436	0.00421	891.27	5.9994	30.5753
20	0.02728	0.00428	891.27	6.8471	30.7634
20	0.02944	0.00451	891.27	7.4226	31.3355
20	0.03312	0.00427	891.27	8.5894	30.7460
20	0.03500	0.00323	891.27	9.4594	28.1456
20	0.03900	0.00330	891.27	10.6293	28.3313
20	0.04158	0.00339	891.27	11.3723	28.5475
20	0.04648	0.00357	891.27	12.7782	29.0030
20	0.04930	0.00367	891.27	13.5873	29.2650
20	0.05280	0.00386	891.27	14.5737	29.7404
20	0.05642	0.00397	891.27	15.6177	30.0316
20	0.05952	0.00414	891.27	16.4889	30.4728
20	0.06468	0.00424	891.27	17.9974	30.7169
20	0.06868	0.00427	891.27	19.1785	30.8082

### 1. ผลการทดลองที่ความดัน 0.7 MPa

ตารางที่ ค.4 ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 381 kg/m<sup>2</sup>s

T <sub>ambien</sub> °C	Q <sub>in</sub> (KW)	Q <sub>loss</sub> (KW)	G (kg/m <sup>2</sup> s)	q'' (kW/m <sup>2</sup> )	T <sub>s,in,avg</sub>
24	0.00342	0.00318	381.97	0.0722	26.8952
24	0.00440	0.00332	381.97	0.3220	27.0253
24	0.00550	0.00366	381.97	0.5472	27.3397
24	0.00672	0.00402	381.97	0.8045	27.6655
24	0.00832	0.00441	381.97	1.1640	28.0257
24	0.00980	0.00534	381.97	1.3269	28.8766

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

24	0.01170	0.00590	381.97	1.7263	29.3881
24	0.01344	0.00638	381.97	2.1036	29.8210
24	0.01496	0.00695	381.97	2.3844	30.3485
24	0.01692	0.00814	381.97	2.6152	31.4294
24	0.01938	0.00901	381.97	3.0882	32.2261
24	0.02160	0.01057	381.97	3.2832	33.6533
24	0.02394	0.01095	381.97	3.8666	34.0036
24	0.02640	0.01135	381.97	4.4821	34.3654
24	0.02898	0.01226	381.97	4.9799	35.1958

### 1. ผลการทดลองที่ความดัน 0.7 MPa

ตารางที่ ค.5 ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 636 kg/m<sup>2</sup>s

T <sub>ambien</sub> °C	Q <sub>in</sub> (KW)	Q <sub>loss</sub> (KW)	G (kg/m <sup>2</sup> s)	q'' (kW/m <sup>2</sup> )	T <sub>s,in,avg</sub>
24	0.01344	0.01339	636.62	0.0140	27.6452
24	0.01564	0.01426	636.62	0.4110	27.8836
24	0.01800	0.01445	636.62	1.0582	27.9384
24	0.01976	0.01538	636.62	1.3057	28.1928
24	0.02240	0.01620	636.62	1.8459	28.4209
24	0.02478	0.01758	636.62	2.1428	28.7991
24	0.02728	0.01827	636.62	2.6841	28.9882
24	0.02990	0.01917	636.62	3.1937	29.2387
24	0.03312	0.01971	636.62	3.9926	29.3899
24	0.03600	0.02035	636.62	4.6593	29.5686
24	0.03848	0.02138	636.62	5.0908	29.8519
24	0.04266	0.02213	636.62	6.1140	30.0607

## 1. ผลการทดลองที่ความดัน 0.7 MPa

ตารางที่ ค.6 ผลการทดลองที่ความดันอิมพัลส์ 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/m<sup>2</sup>s

T <sub>ambien</sub> °C	Q <sub>in</sub> (KW)	Q <sub>loss</sub> (KW)	G (kg/m <sup>2</sup> s)	q'' (kW/m <sup>2</sup> )	T <sub>s,in,avg</sub>
22	0.00204	0.00171	891.27	0.0989	26.2732
22	0.00280	0.00174	891.27	0.3166	26.3471
22	0.00352	0.00174	891.27	0.5297	26.3597
22	0.00414	0.00174	891.27	0.7143	26.3611
22	0.00500	0.00175	891.27	0.9690	26.3737
22	0.00594	0.00178	891.27	1.2383	26.4649
22	0.00696	0.00180	891.27	1.5353	26.5226
22	0.00858	0.00190	891.27	1.9905	26.7543
22	0.01008	0.00200	891.27	2.4052	27.0250
22	0.01170	0.00200	891.27	2.8869	27.0336
22	0.01344	0.00206	891.27	3.3891	27.1710
22	0.01530	0.00215	891.27	3.9157	27.4033
22	0.01692	0.00219	891.27	4.3874	27.4958
22	0.01862	0.00223	891.27	4.8796	27.6162
22	0.02200	0.00229	891.27	5.8695	27.7621
22	0.02394	0.00248	891.27	6.3893	28.2512
22	0.02596	0.00260	891.27	6.9549	28.5561
22	0.02852	0.00266	891.27	7.6999	28.7061
22	0.03120	0.00277	891.27	8.4647	28.9902
22	0.03400	0.00289	891.27	9.2638	29.2858
22	0.03796	0.00311	891.27	10.3759	29.8564
22	0.04050	0.00321	891.27	11.1023	30.1127
22	0.04480	0.00321	891.27	12.3853	30.0984
22	0.04756	0.00323	891.27	13.1985	30.1765
22	0.05280	0.00336	891.27	14.7222	30.4933
22	0.05766	0.00340	891.27	16.1580	30.5974
22	0.06144	0.00355	891.27	17.2377	30.9895

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

22	0.06600	0.00353	891.27	18.6009	30.9532
----	---------	---------	--------	---------	---------

### 1. ผลการทดลองที่ความดัน 0.8 MPa

ตารางที่ ค.7 ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.8 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 636 kg/m<sup>2</sup>s

T <sub>ambien</sub> °C	Q <sub>in</sub> (KW)	Q <sub>loss</sub> (KW)	G (kg/m <sup>2</sup> s)	q'' (kW/m <sup>2</sup> )	T <sub>s,in,avg</sub>
22	0.00860	0.02833	636.62	0.1121	29.6722
22	0.00968	0.02872	636.62	0.3998	29.7802
22	0.01128	0.02922	636.62	0.8333	29.9174
22	0.01326	0.02986	636.62	1.3676	30.0942
22	0.01512	0.03031	636.62	1.8822	30.2204
22	0.01710	0.03076	636.62	2.4324	30.3470
22	0.01920	0.03099	636.62	3.0381	30.4123
22	0.02108	0.03266	636.62	3.4533	30.8680
22	0.02376	0.03295	636.62	4.2264	30.9508
22	0.02508	0.03405	636.62	4.5248	31.2492
22	0.02880	0.03527	636.62	5.5272	31.5854
22	0.03108	0.03642	636.62	6.1063	31.9019
22	0.03388	0.03776	636.62	6.8239	32.2703
22	0.03680	0.03888	636.62	7.5970	32.5770
22	0.03984	0.03940	636.62	8.4575	32.7224
22	0.04350	0.04024	636.62	9.4742	32.9580
22	0.04680	0.04115	636.62	10.3782	33.2097
22	0.05022	0.04187	636.62	11.3341494	33.4116
22	0.05432	0.04285	636.62	12.4710046	33.6818

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1. ผลการทดลองที่ความดัน 0.8 MPa

ตารางที่ ค.8 ผลการทดลองที่ความดันอิมพั 0.8 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/m<sup>2</sup>s

T <sub>ambien</sub> °C	Q <sub>in</sub> (KW)	Q <sub>loss</sub> (KW)	G (kg/m <sup>2</sup> s)	q'' (kW/m <sup>2</sup> )	T <sub>s,in,avg</sub>
22	0.00324	0.00280	891.27	0.1300	29.0144
22	0.00420	0.00284	891.27	0.4052	29.1056
22	0.00550	0.00286	891.27	0.7870	29.1529
22	0.00672	0.00291	891.27	1.1356	29.2780
22	0.00780	0.00298	891.27	1.4360	29.4585
22	0.00952	0.00305	891.27	1.9275	29.6345
22	0.01110	0.00312	891.27	2.3747	29.8329
22	0.01248	0.00318	891.27	2.7684	29.9804
22	0.01462	0.00322	891.27	3.3943	30.0795
22	0.01656	0.00330	891.27	3.9480	30.2841
22	0.01900	0.00336	891.27	4.6566	30.4393
22	0.02080	0.00348	891.27	5.1567	30.7440
22	0.02352	0.00375	891.27	5.8862	31.4246
22	0.02596	0.00388	891.27	6.5742	31.7527
22	0.02944	0.00391	891.27	7.6024	31.8261
22	0.03216	0.00397	891.27	8.3937	31.9875
22	0.03400	0.00407	891.27	8.9117	32.2421
22	0.03692	0.00416	891.27	9.7546	32.4709
22	0.03942	0.00424	891.27	10.4744	32.6820
22	0.04368	0.00431	891.27	11.7243	32.8461
22	0.04698	0.00444	891.27	12.6657	33.1983
22	0.05100	0.00449	891.27	13.8481	33.3288
22	0.05518	0.00460	891.27	15.0608	33.6046
22	0.06016	0.00470	891.27	16.5151	33.8536
22	0.06402	0.00496	891.27	17.5867	34.5136
22	0.06868	0.00502	891.27	18.9564	34.6730

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ จ.1 ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.6 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 381 kg/m<sup>2</sup>s (ต่อ)

$T_{f,in}$ °C	$T_{f,out}$ °C	$T_{f,avg}$ °C	$h_{avg}$ KW/m <sup>2</sup> °C	Pressuer drop (kPa)	Uncertainty (W/m <sup>2</sup> °C)
21.6	26	23.80	0.37231	7.27	38.1807
21.6	26.2	23.90	0.54626	13.57	44.0940
21.6	26.3	23.95	0.69126	14.4	48.2284
21.6	26.4	24.00	0.78183	15.41	49.9781
21.6	26.5	24.05	0.91470	16.41	52.4006
21.6	26.6	24.10	1.01304	18.22	54.3246
21.7	26.9	24.30	1.09316	34.34	55.5783
21.6	27	24.30	1.25084	25.58	58.9363
21.6	27.1	24.35	1.40339	26.33	62.3790
21.6	27.1	24.35	1.57256	27.32	65.9021

ตารางที่ จ.2 ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.6 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 636 kg/m<sup>2</sup>s (ต่อ)

$T_{f,in}$ °C	$T_{f,out}$ °C	$T_{f,avg}$ °C	$h_{avg}$ KW/m <sup>2</sup> °C	Pressuer drop (kPa)	Uncertainty (W/m <sup>2</sup> °C)
21.2	25.6	23.40	0.06214	63.95	54.34523
21.2	25.7	23.45	0.16740	67.17	55.65388
21.3	25.8	23.55	0.25177	80.6	57.39742
21.3	25.9	23.60	0.34571	86.84	57.90299
21.2	26	23.60	0.44867	90.19	59.01917
21.3	26.2	23.75	0.52988	99.45	60.88641
21.3	26.3	23.80	0.63716	102.4	62.17065

ตารางที่ จ.3 ผลการทดลองที่ความดันอิมพัลส์ 0.6 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/m<sup>2</sup>s (ต่อ)

$T_{f,in}$ °C	$T_{f,out}$ °C	$T_{f,avg}$ °C	$h_{avg}$ KW/m <sup>2</sup> °C	Pressuer drop (kPa)	Uncertainty (W/m <sup>2</sup> °C)
21.1	20.9	21.00	0.05465	13.02	49.57629
21.1	20.9	21.00	0.10478	11.27	41.26400
21.1	21	21.05	0.15908	11.87	39.35755
21.1	21.1	21.10	0.21527	14.07	37.50747
21.1	21	21.05	0.25082	14.39	34.24707
21.1	21	21.05	0.24330	15.04	28.98501
21.1	20.9	21.00	0.23741	15.36	25.53679
21.1	21	21.05	0.26343	15.76	25.08955
21.1	20.9	21.00	0.25375	16.19	22.79168
21.1	20.9	21.00	0.25486	16.59	21.24445
21.1	20.9	21.00	0.27358	17.24	20.64302
21.1	20.9	21.00	0.29292	18.08	20.21887
21.1	21	21.05	0.31542	20.94	20.08186
21.1	21	21.05	0.31970	21.53	19.18160
21.1	21.2	21.15	0.52302	44.16	26.75734
21.1	21.2	21.15	0.55491	46.32	26.66132
21.1	21.3	21.20	0.61326	51.2	27.54031
21.1	21.3	21.20	0.63992	60.46	27.50411
21.1	21.5	21.30	0.72354	64.57	29.43904
21.1	21.6	21.35	0.74334	70.6	29.33167
21.1	21.7	21.40	0.91904	80.79	34.08913
21.1	21.8	21.45	1.41277	93.94	49.31122
21.1	22	21.55	1.56743	110.93	52.70379
21.1	22.1	21.60	1.63689	113.54	53.79371
21.1	22.3	21.70	1.74971	125.6	55.69287
21.1	22.4	21.75	1.80802	129.74	56.45497
21.1	22.5	21.80	1.83538	154.15	56.22976
21.1	22.6	21.85	1.90889	146.42	57.36613

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

21.1	22.6	21.85	1.91225	152.78	56.63837
21.1	22.8	21.95	2.05289	159.48	59.48873
21.1	22.8	21.95	2.16506	168.77	61.68406

ตารางที่ จ.4 ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 381 kg/m<sup>2</sup>s (ต่อ)

$T_{f,in}$ °C	$T_{f,out}$ °C	$T_{f,avg}$ °C	$h_{avg}$ KW/m <sup>2</sup> °C	Pressuer drop (kPa)	Uncertainty (W/m <sup>2</sup> °C)
26.4	24.8	25.60	0.05573	11.52	62.18945
26.5	24.8	25.65	0.23412	13.72	67.13086
26.6	24.8	25.70	0.33374	13.14	63.68534
26.8	24.8	25.80	0.43126	13.26	62.64591
26.9	24.7	25.80	0.52296	13.55	59.47842
27	24.7	25.85	0.43840	15.96	48.12443
27.9	24.7	26.30	0.55901	16.92	52.53095
27.9	24.7	26.30	0.59745	17.3	50.10079
27.9	24.7	26.30	0.58896	18.9	46.43675
27.9	24.7	26.30	0.50984	19.12	39.58087
27.9	24.7	26.30	0.52113	22.16	37.41873
27.9	24.4	26.15	0.43756	26.27	31.69886
27.9	24.4	26.15	0.49234	28.17	32.40124
27.9	24.4	26.15	0.54557	29.51	33.06207
27.9	24.4	26.15	0.55052	32.23	31.98398

ตารางที่ จ.5 ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 636 kg/m<sup>2</sup>s (ต่อ)

$T_{f,in}$ °C	$T_{f,out}$ °C	$T_{f,avg}$ °C	$h_{avg}$ KW/m <sup>2</sup> °C	Pressuer drop (kPa)	Uncertainty (W/m <sup>2</sup> °C)
27.8	25.9	26.85	0.01760	55.42	221.85224

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

27.8	25.9	26.85	0.39764	61.12	187.80266
27.8	25.9	26.85	0.97230	66.35	195.19957
27.8	25.9	26.85	0.97234	67.34	167.53849
27.9	26	26.95	1.25489	75.98	166.20236
27.9	26	26.95	1.15883	78.41	141.29039
28	26	27.00	1.35005	83.11	140.12454
28	26	27.00	1.42656	84.86	132.42873
28	26	27.00	1.67059	86.59	133.30838
28.2	26	27.10	1.88746	88.44	136.80293
28.2	26	27.10	1.84994	100.51	128.47151
28.5	26	27.25	2.17526	103.42	135.78902

ตารางที่ จ.6 ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/m<sup>2</sup>s (ต่อ)

T <sub>f,in</sub> °C	T <sub>f,out</sub> °C	T <sub>f,avg</sub> °C	h <sub>avg</sub> KW/m <sup>2</sup> °C	Pressuer drop (kPa)	Uncertainty (W/m <sup>2</sup> °C)
26.9	24.8	25.85	0.23380	56.41	149.20250
26.9	24.8	25.85	0.63696	57.9	150.03969
27	24.7	25.85	1.03919	59.45	164.15349
27	24.7	25.85	1.39760	60.18	176.86818
27	24.7	25.85	1.85027	60.54	190.69245
27	24.6	25.80	1.86239	64.51	164.79231
27.1	24.6	25.85	2.28287	65.8	177.67907
27.1	24.6	25.85	2.20119	69.32	149.42216
27.1	24.6	25.85	2.04709	70.75	126.35856
27.2	24.6	25.90	2.54665	74.62	143.09879
27.3	24.4	25.85	2.56560	81.1	133.54257
27.4	24.5	25.95	2.69431	82.09	131.45372
27.5	24.5	26.00	2.93311	83.19	135.72903
27.6	24.5	26.05	3.11561	83.37	137.49778

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

27.5	24.4	25.95	3.23911	85.9	133.08199
27.6	24.3	25.95	2.77654	103.53	110.58047
28	24.3	26.15	2.89054	105.94	111.44690
28.1	24.3	26.20	3.07250	113.12	114.02861
28.2	24.3	26.25	3.08910	122.42	110.91806
28.6	24.3	26.45	3.26673	126.22	113.78645
28.8	24.3	26.55	3.13809	128.66	105.75717
29	24.3	26.65	3.20626	144.41	105.65280
29.4	24.3	26.85	3.81279	147.29	121.45662
29.6	24.3	26.95	4.09061	149.33	127.63099
29.7	24.3	27.00	4.21437	152.79	127.81164
29.8	24.4	27.10	4.62004	156.56	136.69614
30	24.4	27.20	4.54879	169.07	132.40944
30.1	24.4	27.25	5.02295	174.01	143.30267

ตารางที่ จ.7 ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.8 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 636 kg/m<sup>2</sup>s (ต่อ)

$T_{f,in}$ °C	$T_{f,out}$ °C	$T_{f,avg}$ °C	$h_{avg}$ KW/m <sup>2</sup> °C	Pressuer drop (kPa)	Uncertainty (W/m <sup>2</sup> °C)
30.30	27.80	29.05	0.18026	76.12	241.39308
30.40	27.90	29.15	0.63450	77.1	249.76561
30.50	28.00	29.25	1.24871	79.98	256.04435
30.60	27.90	29.25	1.62005	81.51	222.51572
30.70	28.10	29.40	2.29432	82.6	246.53359
30.80	28.10	29.45	2.71194	83.67	242.07683
30.80	28.10	29.45	3.15713	83.94	241.61036
31.10	28.30	29.70	2.95676	90.36	209.85721
31.20	28.40	29.80	3.67268	92.82	230.09416
31.40	28.50	29.95	3.48284	93.78	208.97287

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

31.50	28.60	30.05	3.59989	94.01	194.88446
31.70	28.70	30.20	3.58788	108.94	184.32850
32.20	28.80	30.50	3.85472	111.16	187.69249
32.30	28.90	30.60	3.84261	113	177.74260
32.40	29.00	30.70	4.18190	114.49	183.51158
32.60	29.10	30.85	4.49439	116.87	187.55559
32.80	29.30	31.05	4.80534	117.59	192.80200
33.00	29.40	31.20	5.12496	118.67	198.07635
33.00	29.40	31.20	5.02499	119.99	187.16645

ตารางที่ จ.8 ผลการทดลองที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/m<sup>2</sup>s (ต่อ)

$T_{f,in}$ °C	$T_{f,out}$ °C	$T_{f,avg}$ °C	$h_{avg}$ KW/m <sup>2</sup> °C	Pressuer drop (kPa)	Uncertainty (W/m <sup>2</sup> °C)
31.10	26.80	28.95	2.21421	106.53	0.28510
31.00	26.80	28.90	2.31595	106.01	25.33345
31.00	26.80	28.90	3.06592	110.73	69.41227
31.00	26.80	28.90	4.48264	114.54	146.54582
31.00	26.80	28.90	7.29242	112.63	326.61389
31.00	26.80	28.90	5.62771	113.09	419.52967
31.00	26.80	28.90	5.71628	113.53	668.75054
31.00	26.80	28.90	4.64513	114.41	1204.18545
31.10	26.80	28.95	1.05002	115.7	4836.45039
31.10	26.80	28.95	2.02050	116.61	1215.28650
31.10	26.80	28.95	2.60486	117.62	577.85455
31.10	26.80	28.95	3.87825	119.37	514.60242
31.10	26.80	28.95	3.46262	121.11	356.33731
31.30	26.90	29.10	4.00504	122.59	354.21520
31.30	26.90	29.10	3.60641	124.9	267.30702

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

31.40	27.00	29.20	3.75187	126.62	247.21026
31.60	27.00	29.30	4.06856	128.53	246.28373
31.60	27.10	29.35	4.65276	131.27	253.55902
31.70	27.10	29.40	4.46573	133.73	226.13570
31.90	27.30	29.60	5.54833	137	260.38649
32.00	27.30	29.65	4.71377	139.01	211.41139
32.70	27.60	30.15	4.61807	156.61	196.99301
32.90	27.60	30.25	4.37496	160.03	178.44916
33.00	27.60	30.30	4.98152	163.7	191.91769
33.20	27.80	30.50	5.64283	160.6	209.23887
33.20	27.80	30.50	5.11558	164.75	185.22584
33.20	27.80	30.50	4.94930	167.2	173.52434
33.20	27.80	30.50	4.80035	167.53	164.06527
33.50	27.90	30.70	5.46305	174.63	180.07133
33.60	28.00	30.80	5.28120	178.88	169.98611
33.90	28.00	30.95	5.82135	181.75	182.33252
34.00	28.00	31.00	5.78233	185.03	176.85490
34.20	28.00	31.10	5.99770	199.7	178.98025
34.60	28.00	31.30	5.47261	203.78	160.86914
34.80	28.50	31.65	6.27064	207.37	180.74854

## 2.1 การหาคำนวณหาค่าพลังงานความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบ (Heat loss)

จะใช้ข้อมูลจากตารางที่ 6.1 และ 6.2 ผลการทดลองที่  $P_{\text{sat}} = 7 \text{ bar}$   $G = 891 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ที่ อุณหภูมิคงที่  $26 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (ค่าที่ 10) เมื่อค่าการนำความร้อนของฉนวน  $\frac{1}{R_{\text{total}}} = 0.0004$  ที่ได้จากพล็อตกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความแตกต่างของอุณหภูมิของพื้นผิวภายนอกของท่อกับอุณหภูมิห้อง (แกน X) กับกำลังของพลังงานที่สูญเสียออกจากระบบ (แกน Y)

เมื่อ

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่า

$$Q_{loss} = 0.0004 \times (29.22 - 22)$$

จะได้

$$\therefore Q_{loss} = 0.00288 \text{ kW/m}^2$$

## 2.2 การคำนวณหาค่า Heat flux

จะใช้ข้อมูลจากตารางที่ 6.1 และ 6.2 ผลการทดลองที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 912 kg/m<sup>2</sup>s ที่อุณหภูมิ คงที่ 31 °C (ค่าที่ 10) Nokkaew et al. [12]

เมื่อ

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

แทนค่า

$$q_{T.S.}'' = \frac{(0.034 - 0.00288)kW}{\pi \times 0.001 \text{ m} \times 1.069 \text{ m}}$$

จะได้

$$\therefore q_{T.S.}'' = 9.2664 \text{ kW/m}^2$$

## 2.3 การคำนวณหาค่าคุณภาพไอของช่วง Pre-heater (X<sub>4</sub>) และ (X<sub>5</sub>)

จะใช้ข้อมูลจากตารางที่ 6.1 และ 6.2 ผลการทดลองที่ P<sub>sat</sub> = 7 bar G = 891 kg/m<sup>2</sup>s ที่อุณหภูมิ คงที่ 26 °C (ค่าที่ 10)

เมื่อ

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

และ

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

แทนค่า

$$Q_{Sensible \text{ heat}} = 0.0007 \text{ kg/s} \times 1.4431 \text{ kJ/kg.k} (28.6 - 24)^{\circ}\text{C}$$

จะได้

$$\therefore Q_{Sensible \text{ heat}} = 0.0046 \text{ kW}$$

เมื่อ

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

แทนค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q_{ph} = IV = \frac{6.8 \text{ A} \times 5 \text{ V}}{1000} = 0.034 \text{ kW}$$

และ

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

$$h_3 = \frac{0.034}{0.0007} \cdot 1.4431 (28.6 - 24) + 239.73$$

แทนค่า  
จะได้

$$\therefore h_3 = 281.71 \text{ kJ/kg}$$

เมื่อ

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

แทนค่า

$$x_4 = \frac{(281.71 - 239.73) \text{ kJ/kg}}{174.39 \text{ kJ/kg}}$$

จะได้

$$\therefore x_4 = 0.291$$

ช่วง Test section ( $X_5$ )

เมื่อ

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

จะได้

$$Q_{T.S.} = \frac{6.8 \text{ A} \times 5 \text{ V}}{1000} = 0.034 \text{ KW}$$

และ

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

แทนค่า

$$h_5 = \frac{(0.034 - 0.0028) \text{ kW}}{0.0007 \text{ kg/s}} + 281.71 \text{ kJ/kg}$$

จะได้

$$\therefore h_5 = 326.159 \text{ kJ/kg}$$

เมื่อ

$$x_5 = \frac{(h_5 - h_{f@T_5})}{h_{fg@T_5}}$$

แทนค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$x_5 = \frac{(326.159 - 233.554) \text{ kJ/kg}}{178.433 \text{ kJ/kg}}$$

จะได้

$$\therefore x_5 = 0.519$$

## 2.4 การคำนวณหาค่านัสเซลนัมเบอร์ที่ตำแหน่งใดๆ (Local nusselt number)

จะใช้ข้อมูลจากตารางที่ 6.1 และ 6.2 ผลการทดลองที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa ฟลักซ์เชิงมวล 891 kg/m<sup>2</sup>s ที่อุณหภูมิคงที่ 26 °C (ค่าที่ 10) เทอโมคัปเปิลตัวที่ 1

เมื่อ

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

แทนค่า

$$Re = \frac{891 \text{ kg/m}^2\text{s} \times 0.001 \text{ m}}{0.000183 \text{ N}\cdot\text{s/m}^2}$$

จะได้

$$\therefore Re = 4868.85$$

เมื่อ

$$T_{f,local\ 1st} = T_{f,inlet} + \frac{q_{T.S.} \pi d_{inner} x}{\dot{m} C_p}$$

แทนค่า

$$T_{f,local\ 1st} = 30.20 + \frac{9.2638 \text{ kW/m}^2 \times \pi \times 0.001 \text{ m} \times 0.485 \text{ m}}{0.0007 \text{ kg/m}^2\text{s} \times 1.431 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}}$$

จะได้

$$\therefore T_{f,local\ 1st} = 30.444 \text{ }^\circ\text{C}$$

เมื่อ

$$\alpha_{local\ 1st} = \frac{q_{T.S.}}{T_{s,in,local\ 1st} - T_{f,local\ 1st}}$$

แทนค่า

$$\alpha_{local\ 1st} = \frac{9.2638 \text{ kW/m}^2}{30.30 \text{ }^\circ\text{C} - 42.68 \text{ }^\circ\text{C}}$$

จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\therefore \alpha_{local\ 1st} = -0.7485\ kW/m^2\text{°C}$$

เมื่อ

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

แทนค่า

$$Nu_{local\ 1st} = \frac{-0.7485\ kW/m^2\text{°C} \times 0.001\ m}{0.000082\ kW/m^2\text{°C}}$$

จะได้

$$\therefore Nu_{local\ 1st} = -20.74$$

## 2.5 การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (Average heat transfer coefficient)

จะใช้ข้อมูลจากตารางที่ 6.1 และ 6.2 ผลการทดลองที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa ฟลักซ์เชิงมวล  $912\ kg/m^2s$  ที่อุณหภูมิ คงที่  $31\ \text{°C}$  (ค่าที่ 10) โดยค่า อุณหภูมิของของเหลวจะมีค่าเท่ากับ  $30.44\ \text{°C}$  และ  $29.96\ \text{°C}$  นำมาทำการหาค่าเฉลี่ยจะได้

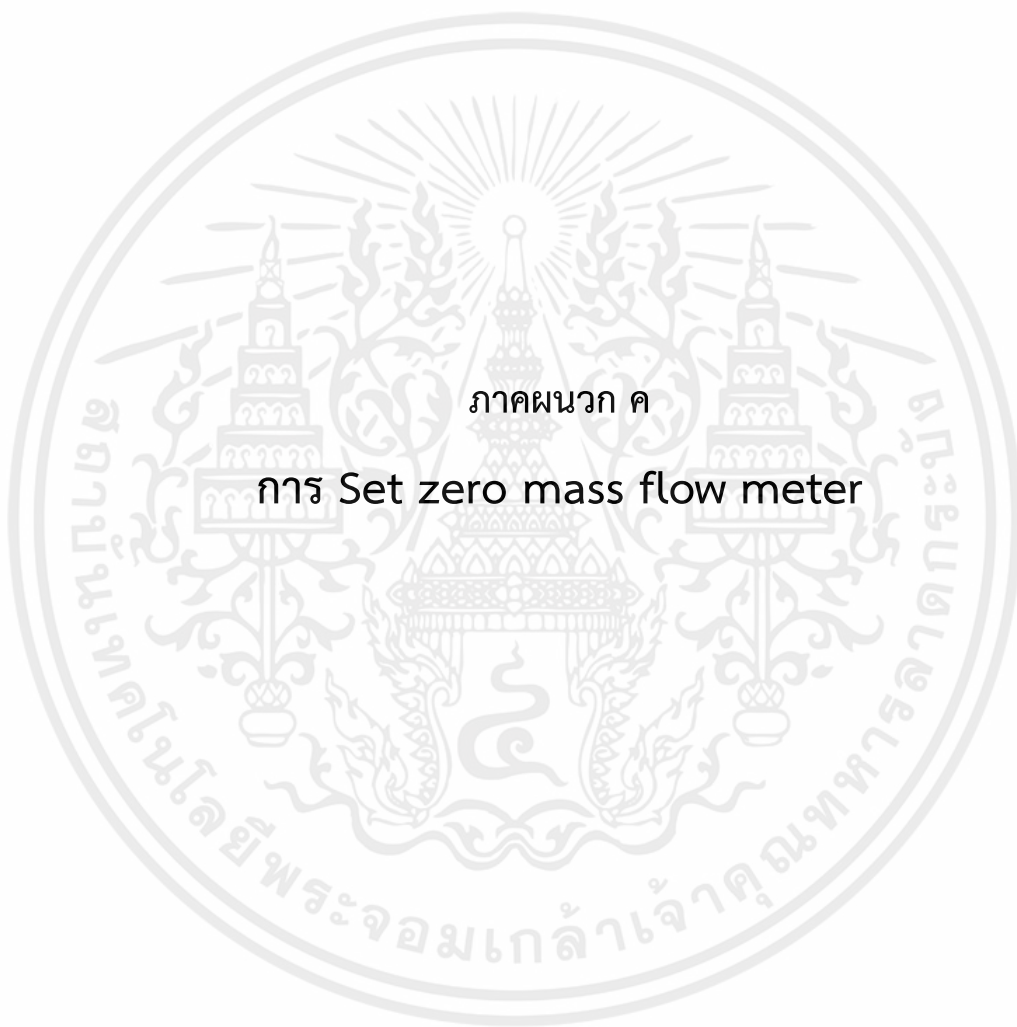
$$T_{f,avg} = \frac{T_{f,inlet} + T_{f,outlet}}{2} = \frac{(28.6 + 24.3)\text{°C}}{2} = 26.45\text{°C}$$

แทนค่า

$$Average\ Heat\ transfer\ coefficient = \frac{9.2638\ kW/m^2}{(29.28 - 26.45)\text{°C}}$$

จะได้

$$\therefore Average\ Heat\ transfer\ coefficient = 3.2667\ kW/m^2\text{°C}$$



ภาคผนวก ค

การ Set zero mass flow meter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

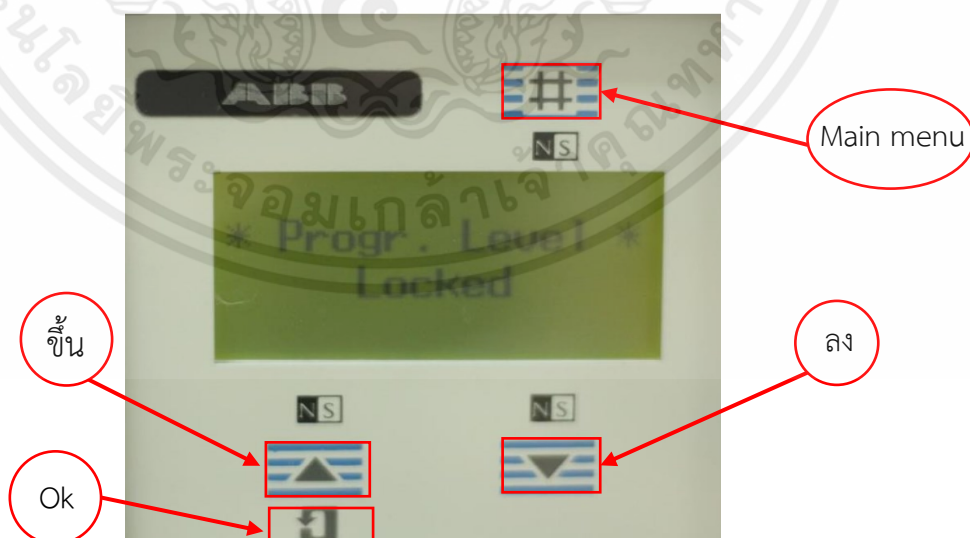
## การ Set zero mass flow meter

ขั้นตอนที่ 1 ใช้อุปกรณ์ที่มีลักษณะคล้ายกับปากกาทำการ Set zero โดยการนำด้านที่มีแม่เหล็กแตะไปยังปุ่ม Main menu จะทำให้เกิดสนามแม่เหล็กและทำให้หน้าจอแสดงคำสั่งตามรูป



รูปที่ ค.1 Mass flow meter Nokkaew et al. [34]

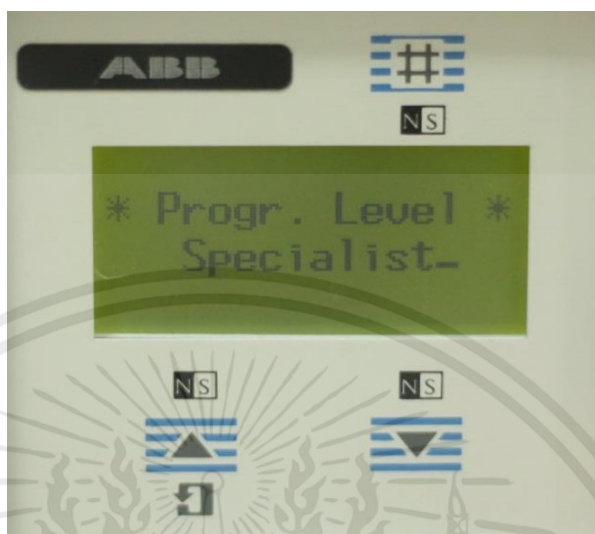
ขั้นตอนที่ 2 เราจะทำการให้หน้าจอแสดงผลเป็นคำสั่ง \*Progr.Level\*Locked โดยทำการใช้ปลายปากกาแตะไปยังปุ่ม Up หรือปุ่ม Down เพื่อทำการเปลี่ยนคำสั่งให้เป็นตามที่ต้องการแล้วกด ok หรือทำการแตะที่ปุ่ม Main menu แล้วจอแสดงผลเป็นคำสั่ง \*Progr.Level\*Locked แล้วกด ok



รูปที่ ค.2 เลือก \*Progr.Level\*Locked แล้วกด ok Nokkaew et al. [34]

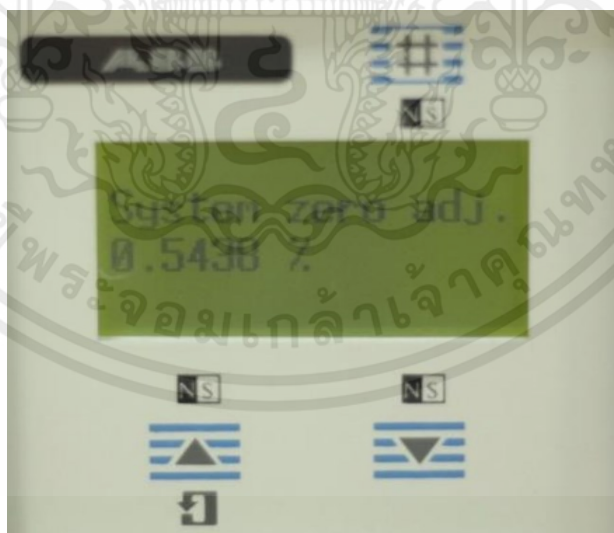
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนที่ 3 หลังจาก กด ok แล้วให้ทำการใช้ปลายปากกาเลือกคำสั่ง up หรือ down ให้เป็นคำสั่ง Specialist\_ หลังจากนั้นกด ok หลังจากนั้นหน้าจอแสดงผลจะแสดงคำสั่งดังรูป



รูปที่ ค.3 เลือก \*Progr.Level\* Specialist\_ แล้วกด ok Nokkaew et al. [34]

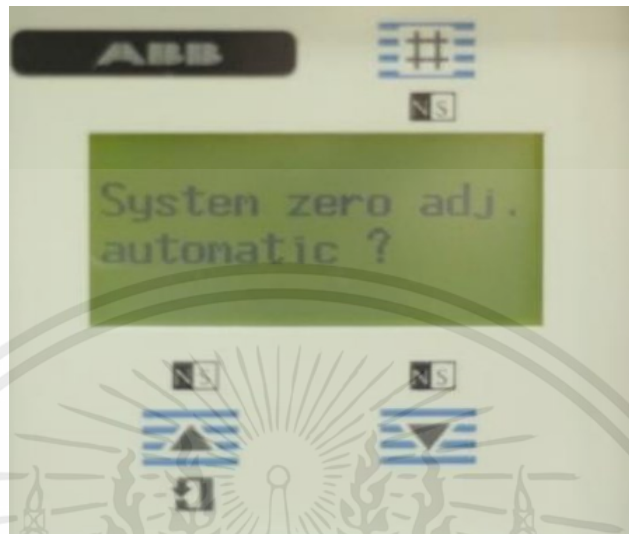
ขั้นตอนที่ 4 ใช้ปลายปากกาด้านที่มีแม่เหล็กชี้ไปที่ปุ่ม up หรือ down เพื่อเปลี่ยนคำสั่งให้เป็น system zero adj. หลังจากนั้นให้กด ok



รูปที่ ค.4 เลือก system zero adj. แล้วกด ok Nokkaew et al. [34]

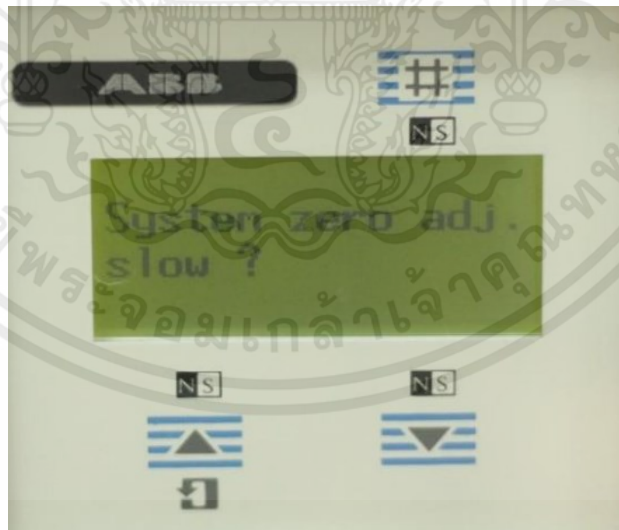
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนที่ 5 หน้าจอแสดงผลจะเกิดการเปลี่ยนแปลง เลือกคำสั่ง system zero adj. : automatic แล้วกด ok



รูปที่ ค.5 เลือก system zero adj. : automatic แล้วกด ok Nokkaew et al. [34]

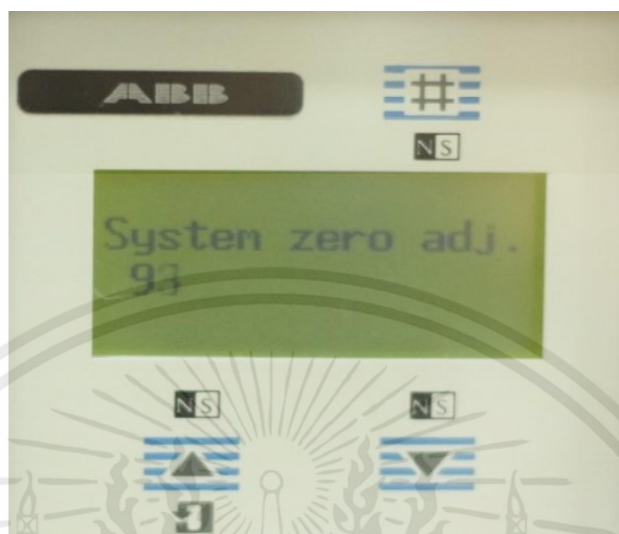
ขั้นตอนที่ 6 หน้าจอแสดงผลจะเกิดการเปลี่ยนแปลง เลือกคำสั่ง system zero adj. : slow หลังจากนั้นให้กด ok



รูปที่ ค.6 เลือก system zero adj. : slow แล้วกด ok Nokkaew et al. [34]

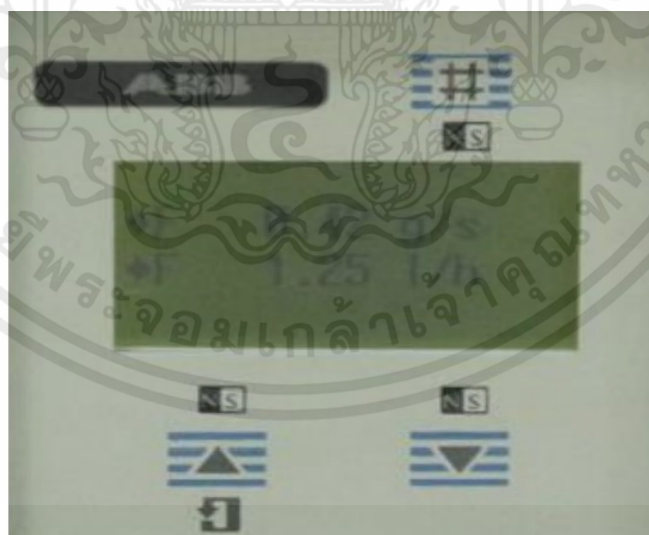
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนที่ 7 หน้าจอจะแสดงผลดังรูป 6.13 จากนั้นรอรเครื่อง Mass flow meter ทำการ set zero เสร็จ



รูปที่ ค.7 รอเครื่อง Mass flow meter ทำการ Set zero จนเสร็จ Nokkaew et al. [34]

ขั้นตอนที่ 8 ให้กดที่ปุ่ม Main menu เพื่อกลับมายังหน้าที่แสดงผล Mass flow เป็นอันเสร็จสิ้นการตั้งค่า Set zero



รูปที่ ค.8 หน้าแสดงผลเครื่อง Mass flow meter Nokkaew et al. [34]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ง

ขั้นตอนทำสัญญาภาคภายในระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1. การทำสุญญากาศภายในระบบ

ขั้นตอนที่ 1 นำสายสีเหลืองที่เกจแมนิโฟลด์ (Manifold gauge) เชื่อมต่อกับปั๊มทำสุญญากาศ (Vacuum pump) ดังรูปที่ ง.1



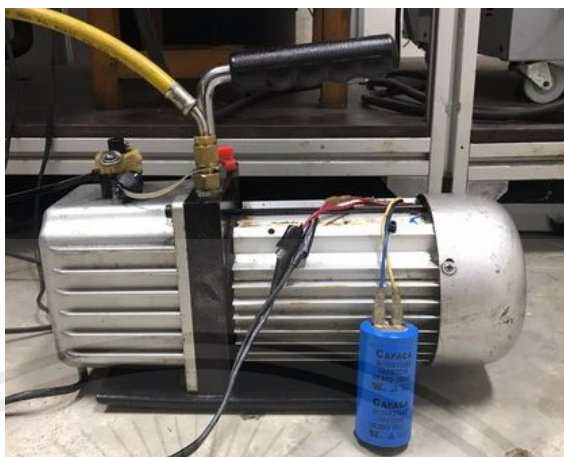
รูปที่ ง.1 นำสายสีเหลืองที่เกจแมนิโฟลด์ (Manifold gauge) เชื่อมต่อกับปั๊มทำสุญญากาศ (Vacuum pump) Nokkaew et al. [34]

ขั้นตอนที่ 2 นำสายสีน้ำเงินที่เกจแมนิโฟลด์ (Manifold gauge) เชื่อมต่อกับวาล์วบริการ (Service valve) ที่บริเวณทางออกชุดทดลอง (Test section) ดังรูปที่ 6.53



รูปที่ ง.2 นำสายสีน้ำเงินที่เกจแมนิโฟลด์ (Manifold gauge) เชื่อมต่อกับวาล์วบริการ (Service valve) ที่บริเวณทางออกชุดทดลอง (Test section) Nokkaew et al. [34]

ขั้นตอนที่ 3 เปิดปั๊มทำสุญญากาศ (Vacuum pump) ดังรูปที่ ง.3



รูปที่ ง.3 เปิดปั๊มทำสุญญากาศ (Vacuum pump) Nokkaew et al. [34]

ขั้นตอนที่ 4 เปิดวาล์วด้านความดันต่ำ (สายสีน้ำเงิน) ที่เกจแมนิโฟลด์ (Manifold gauge)

ดังรูปที่ ง.4



รูปที่ ง.4 เปิดวาล์วด้านความดันต่ำ (สายสีน้ำเงิน) ที่เกจแมนิโฟลด์ (Manifold gauge)  
Nokkaew et al. [34]

ขั้นตอนที่ 5 ปล่อยให้ปั๊มทำสุญญากาศ (Vacuum pump) เป็นเวลา 4-6 ชั่วโมง จนครบเวลาที่กำหนด

ขั้นตอนที่ 6 เมื่อครบตามเวลาที่กำหนด ปิดวาล์วด้านความดันต่ำ (สายสีน้ำเงิน) ที่เกจแมนิโฟลด์ (Manifold gauge)

ขั้นตอนที่ 7 ปิดปั๊มทำสุญญากาศ (Vacuum pump)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**ขั้นตอนที่ 8** สังเกตที่เกจวัดความดัน  $P_4$  และ  $P_5$  ค่าความดันที่แสดงบนเกจจะต้องมีค่าติดลบ (เป็นสุญญากาศ) ดังรูปที่ ง.5



**รูปที่ ง.5** สังเกตที่เกจวัดความดัน  $P_4$  และ  $P_5$  ค่าความดันที่แสดงบนเกจจะต้องมีค่าติดลบ (เป็นสุญญากาศ) Nokkaew et al. [34]

**ขั้นตอนที่ 9** ปล่อยทิ้งไว้ 10-12 ชั่วโมง

**ขั้นตอนที่ 10** สังเกตที่เกจวัดความดัน  $P_4$  และ  $P_5$  ว่าค่าความดันติดลบเปลี่ยนแปลงหรือไม่ (ถ้าความดันติดลบลดลง ให้ทำการตรวจสอบเช็คครีวตามภาคผนวก จ การตรวจสอบและแนวทางการแก้ไขบริเวณที่เกิดการรั่วในระบบ)

**ขั้นตอนที่ 11** เมื่อสังเกตที่เกจวัดความดัน  $P_4$  และ  $P_5$  แล้วค่าความดันติดลบไม่แล้วค่าความดันเปลี่ยนแปลงเล็กน้อย ให้ถอดสายสีเหลืองออกจากปั๊มสุญญากาศ (Vacuum pump) และถอดสายสีน้ำเงินที่เชื่อมต่อกับวาล์วบริการ (Service valve) ที่บริเวณทางออกชุดทดลอง (Test section)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



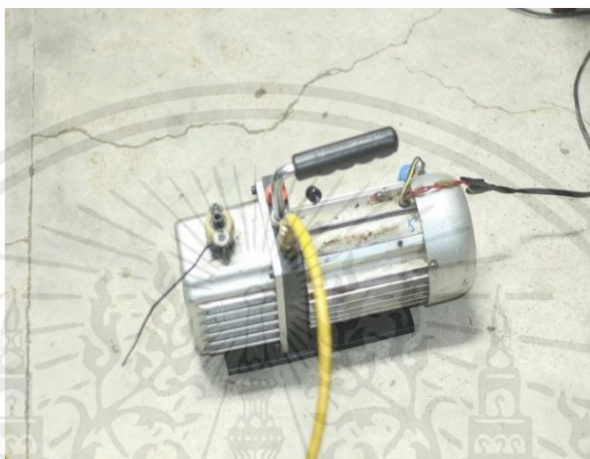
ภาคผนวก จ  
ขั้นตอนการเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1. ขั้นตอนการเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ

ขั้นตอนที่ 1 ต้องทำการเช็คทั้งระบบก่อนว่ามีอุปกรณ์ส่วนไหนเสียหายหรือไม่ เพื่อป้องกันการรั่วที่จะเกิด ภายในระบบ

ขั้นตอนที่ 2 ทำสุญญากาศทั้งระบบโดยใช้เครื่อง vacuum pump โดยใช้เวลาประมาณ 6-8 ชั่วโมง



รูปที่ จ.1 Vacuum pump Nokkaew et al. [23]

ขั้นตอนที่ 3 จากนั้นทำการชั่งสารทำความเย็นก่อนที่จะทำการเติมสารเข้าสู่ระบบทุกครั้ง เพื่อที่จะได้ทราบว่าได้เติมเข้าไปกี่ kg แล้ว



รูปที่ จ.2 ชั่งสารทำความเย็น R-134a บนตาชั่ง Nokkaew et al. [23]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**ขั้นตอนที่ 4** นำสายสีเหลืองที่ Manifold gauge ต่อที่ถังและนำสายสีฟ้าต่อเข้ากับ valve service เพื่อทำการเติมสารเข้าในระบบ

**ขั้นตอนที่ 5** เปิดวาล์วที่ถังเก็บสารทำความเย็นแต่ต้องปิดวาล์วที่ Manifold gauge



**รูปที่ จ.3** เปิดวาล์วที่ถังเก็บสารทำความเย็นแต่ต้องปิดวาล์วที่ Manifold gauge Nokkaew et al. [23]

**ขั้นตอนที่ 6** หลังจากนั้น ทำการเปิดวาล์วสีแดงเล็กน้อยที่ Manifold gauge เพื่อที่จะการไล่อากาศ เพื่อที่จะได้สารที่เป็นของเหลวทั้งหมดก่อนที่จะเติมเข้าภายในระบบ

**ขั้นตอนที่ 7** จากนั้นหลังจากทำการไล่อากาศออกหมดแล้ว ทำการเปิดวาล์วสีฟ้าเพื่อนำสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ



**รูปที่ จ.4** หลังจากทำการไล่อากาศออกหมดแล้ว เปิดวาล์วสีฟ้าเพื่อนำสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ Nokkaew et al. [23]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนที่ 8 เปิด Gear pump โดยใช้ความเร็วรอบที่ต่ำ เพื่อที่จะทำให้สารในระบบไหลเวียนได้ง่าย

ขั้นตอนที่ 9 ทำอุณหภูมิภายในระบบให้ต่ำ เพื่อทำให้สารทั้งหมดเป็นของเหลวทั้งหมด เพื่อให้ง่ายต่อการไหลเวียนในระบบ

ขั้นตอนที่ 10 สังเกตที่ Sight glass ว่าสารในระบบขาดหรือไม่



รูปที่ จ.5 Sight glass Nokkaew et al. [23]

ขั้นตอนที่ 11 จากนั้นก็รอให้สารไหลเวียนในทั้งระบบจนเต็ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

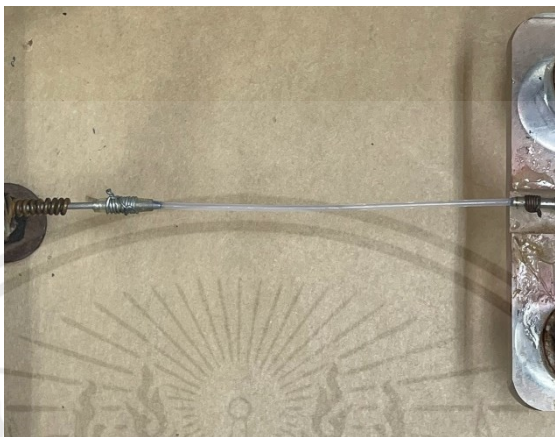


ภาคผนวก ฉ  
การตรวจสอบและแนวทางการแก้ไขบริเวณที่เกิดการรั่วในระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

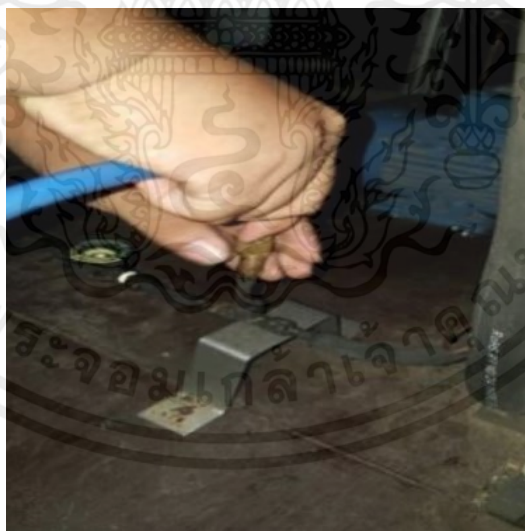
## 1. การตรวจสอบและแนวทางการแก้ไขบริเวณที่เกิดการรั่วในระบบ

ขั้นตอนที่ 1 ในส่วนของชุด Test section และก็ทำการเปลี่ยนท่อ Teflon tube และทำการตรวจสอบโดย ใช้น้ำยาล้างจานเหมือนเดิม ดังรูปที่ ฉ.1



รูปที่ ฉ.1 ท่อ Teflon tube ก่อนทางเข้า Test section

ขั้นตอนที่ 2 จากที่ไล่ตรวจหารอยรั่วจนหมดก็มาสังเกตที่  $P_4$  และ  $P_5$  ว่ามีการลดลงหรือไม่ ด้วยการเติมลม เข้าไป 8 Bar ด้วยเครื่องปั๊มลม เติมเข้าที่ Service valve ดังรูปที่ ฉ.2



รูปที่ ฉ.2 Service valve Nokkaew et al. [12]

ขั้นตอนที่ 3 จากนั้นคอยสังเกตที่  $P_4$  และ  $P_5$  โดยใช้เวลาประมาณ 1 วัน โดยความดันจะไม่ตก ถือว่าระบบไม่เกิด การรั่วแล้ว สามารถเติมสารทำความเย็นเข้าไปได้หลังจากนั้น และทำการหุ้มฉนวนทุกอุปกรณ์ทุกอย่างที่ สามารถหุ้มฉนวนเข้าไปได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ข  
แหล่งสั่งซื้ออุปกรณ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ตาราง ข.1 แหล่งสั่งซื้ออุปกรณ์

อุปกรณ์	แหล่งที่มา	เบอร์ติดต่อ	E-mail
สารทำความเย็น R-134a	บริษัท แหลม ทองแอร์ จำกัด	02-924-1544	Leamthong_air50@hotmail.com
แคลมป์เตอร์ AC/DC 600A Fluke-375	Representative co,ltd	02-101-4285	-
SS.Tude, 1/16”x1.0 mm	บริษัท อมานี คอร์ปอเรชั่น จำกัด	0-2322-4423	anami@ksc.th.com



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ประวัติผู้เขียน



ชื่อ-นามสกุล นาย สุภัทรชัย ควรตะขบ  
 วัน เดือน ปีเกิด วันที่ 1 กุมภาพันธ์ พ.ศ. 2543  
 ภูมิลำเนา กาญจนบุรี  
 ที่อยู่ 286 หมู่ 1 ตำบล ลาดหญ้า อำเภอ เมือง  
 จังหวัด กาญจนบุรี 71190  
 Email Suphattharachai.kha@gmail.com

### ประวัติการศึกษา

- สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษา จากโรงเรียนวิสุทธิรังษี ปีการศึกษา 2560
- สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) ปีการศึกษา 2564 จาก สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร

### ผลงานและกิจกรรม

- ผ่านการฝึกงานบริษัท SCG
- แข่งขันโครงงานวิศวกรรมเกษตร NIR
- ตัวแทนนักศึกษาถือพระมหาพิชัยมงกุฏ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้