

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน  
แบบท่อสองชั้นโดยใช้ตัวเพิ่มความปั่นป่วนการไหล

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A DOUBLE PIPE  
HEAT EXCHANGER USING FLOW TURBULATORS



เลขหมู่.....  
เลขทะเบียน...104161  
วัน,เดือน,ปี...3 0 ต.ค. 2552



ปริญญาานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2551

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2551

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

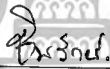
เรื่อง การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นโดยใช้ตัวเพิ่มความปั่นป่วนการไหล

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER  
USING FLOW TURBULATORS

ผู้จัดทำ

1. นายเฉลิมชัย ใจหวัง รหัสนักศึกษา 48010159
2. นายวิษณุพล สงวนวงษ์วาน รหัสนักศึกษา 48010111
3. นายเอกวุธ มณีรัตน์ รหัสนักศึกษา 48011153



  
อาจารย์ที่ปรึกษา  
(รศ.ดร.ชินรักษ์ เชียรพงษ์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น โดยใช้  
ตัวเพิ่มความปั่นป่วนการไหล

นายเฉลิมชัย	ใจหวัง	48010159
นายวิษณุพล	สงวนวงศ์วาน	48010111
นายเอกวุธ	มณีรัตน์	48011153
รศ.ดร. ชินรัชย์	เชียรพงษ์	อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2551		

**บทคัดย่อ**

ปริญญานิพนธ์นี้ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ  
ซ้อน โดยการออกแบบใบบิดให้มีค่าระยะพิทช์คงที่คือ 5 มิลลิเมตรและมีการทำฟันเลื่อยไว้เป็นระยะ  
ฟันเลื่อย 0, 10, 15, 20, 25 และ 30 มิลลิเมตร เพื่อก่อให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนทำให้อัตราการ  
แลกเปลี่ยนความร้อนบริเวณท่อเพิ่มขึ้น โดยใช้รูปแบบการไหลแบบสวนทางกันระหว่างน้ำร้อนและ  
น้ำเย็นในการทดลองจะปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนของท่อในเป็นแบบปั่นป่วนในช่วงตัวเลขเรย์  
โนลด์ 7,500 ถึง 50,000 และน้ำเย็นไหลท่อนอกเป็นการไหลคงที่แบบปั่นป่วนตัวเลขเรย์โนลด์ช่วง  
50,000 จากนั้นทำการเปรียบเทียบผลระหว่างท่อเปล่ากับท่อที่มีการใส่ใบบิดที่ทำฟันเลื่อยไว้เป็นระยะ  
ต่างๆเพื่อพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และการ  
ทดลองพบว่าการใช้ใบบิดที่มีระยะฟันเลื่อยมากจะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมากขึ้นตามไป  
ด้วย แต่ก็ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายในท่อเพิ่มขึ้นด้วย จากการทดลองนี้มีค่าตัวเลขนัท  
เชลท์ที่ดีที่สุดที่ 121 เปรอร์เซ็นต์และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยเฉลี่ย 3.65 เท่าเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่า

# HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER USING FLOW TURBULATOR

Mr. Chalermchai	Jaiwang	48010159
Mr. Wichapol	Sanguanwongwan	48010111
Mr. Ekawuth	Maneerat	48011153
Assoc.Prof.Dr. Chinaruk	Thianpong	Advisor

## ABSTRACT

This paper is the investigation of heat transfer enhancements in a concentric double pipe heat exchanger. The twisted tape insert was designed to be twisted ratio as 5 millimeters and central twisted stripe of width 0, 10, 15, 20, 25 and 30 millimeters to promote turbulence which might increase heat transfer rate. Hot water was flowed in the inner pipe in turbulent range with Reynolds number of 7,500 to 50,000. Cold water was in the outer pipe which flowed as turbulent at Reynolds of 50,000. The results from the study will be compared with plain pipe cases in both heat transfer and friction. The experimental result showed that the pipe with twisted tape when increase twisted stripe of width the heat transfer and friction factor will be increase. In heat transfer improvement at about 121% with average friction of 3.65 over the plain pipe.

## กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาโทฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี ด้วยความเอาใจใส่ คำแนะนำ การให้คำปรึกษา และความกรุณาในด้านต่างๆ ของ รศ.ดร.ชินรักษ์ เขียวพงษ์ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาโท คณะผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้ง ในความอนุเคราะห์จากท่านและขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบพระคุณ คณาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่าน ที่ได้ถ่ายทอดวิชาความรู้ให้แก่ศิษย์ตลอดสี่ปี ที่ได้ศึกษาอยู่ในสถาบันอันทรงเกียรติแห่งนี้

ขอขอบพระคุณบิดา มารดา ที่เลี้ยงดู คอยอบรมสั่งสอน ให้กำลังใจและสนับสนุนทุกๆ ให้ได้รับการศึกษาก้าวหน้ามาจนถึงทุกวันนี้

ขอขอบคุณ นายวิวัฒน์ หนูเหมือน และ นายยุทธนา ศรีผา รุ่นพี่นักศึกษาปริญญาโท ที่สร้างชุดทดลองวิจัยตั้งแต่แรกเริ่มและให้ความช่วยเหลือในการตอบข้อซักถามเกี่ยวกับการทดลองตลอดมา

ขอขอบคุณ เพื่อนภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่เป็นกำลังใจในการทดลองและแก้ไขปัญหาต่างๆ

นาย เฉลิมชัย

นาย วิษณุพล

นาย เอกวรุ

ใจหวัง

สงวนวงศ์วาน

มณีรัตน์

# สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	VIII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	2
1.3 สมมติฐานของการศึกษา.....	2
1.4 ทฤษฎีหรือแนวคิดที่ใช้ในการวิจัย.....	2
1.5 ขอบเขตของงานวิจัย.....	3
1.6 ขอบเขตของปริญญานิพนธ์.....	3
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	5
2.1 บทนำ.....	5
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	5
บทที่ 3 ทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในการวิจัย.....	10
3.1 ประเภทของการถ่ายเทความร้อน.....	10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.1.1 การนำความร้อน.....	10
3.1.2 การพาความร้อน .....	12
3.1.3 การแผ่รังสีความร้อน.....	13
3.2 การสูญเสียภายในท่อ .....	14
3.2.1 การสูญเสียหลัก.....	14
3.2.2 การสูญเสียรอง.....	16
3.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน .....	16
3.3.1 วิธีแบบ Active.....	16
3.3.2 วิธีแบบ Passive.....	16
3.4 การไหลภายในท่อ.....	17
3.5 การถ่ายเทความร้อนในท่อผิวเรียบ.....	18
3.6 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ย แบบลอการิทึม (LMTD).....	19
บทที่ 4 อุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง.....	22
4.1 บทนำ.....	22
4.2 อุปกรณ์การทดลอง.....	25
4.2.1 กำลังของเครื่องทำความร้อน.....	25
4.2.2 กำลังของเครื่องสูบ.....	25

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.2.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล.....	26
4.2.4 อุปกรณ์วัดความดัน.....	27
4.2.5 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ.....	28
4.2.6 อุปกรณ์บันทึกข้อมูล.....	28
4.3 การทดลอง.....	29
บทที่ 5 ผลการทดลอง.....	31
5.1 การถ่ายเทความร้อนกรณีผิวเรียบ.....	31
5.2 การถ่ายเทความร้อนที่อธิบายร่วมกับการสอดใส่ไบบีดค่า $y$ เท่ากับ 5.....	32
บทที่ 6 สรุปและข้อเสนอแนะ.....	36
บรรณานุกรม.....	37
ภาคผนวก.....	38
ภาคผนวก ก สมบัติทางฟิสิกส์และความร้อนของน้ำอิมตัว.....	39
ภาคผนวก ข ตารางบันทึกผลการทดลอง.....	43
ภาคผนวก ค บทควม.....	45

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 แสดงค่าสภาพการนำความร้อน (ที่อุณหภูมิ 300 K).....	11
3.2 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย.....	13
3.3 แสดงค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อ.....	15
ก.1 สมบัติทางฟิสิกส์และความร้อนของน้ำอิมตัว.....	40
ข.1 ตารางบันทึกผลการทดลอง.....	44



## สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดงลักษณะใบปิดที่มีการเว้นระยะช่วงปิด.....	6
2.2 แสดงลักษณะใบปิดที่มีลักษณะเป็นสกรู.....	6
2.3 แสดงใบปิดแบบหักงอที่มีช่วงระยะพิทซ์ต่างๆ.....	7
2.4 แสดงใบปิดที่ใส่ร่วมกับขดลวด.....	8
2.5 แสดงภาพทดสอบ โดยการใส่กรวยวงแหวนใส่พร้อมกับใบปิด.....	9
4.1 ชุดการทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	22
4.2 แสดงภาพใบปิดเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง.....	23
4.3 แสดงภาพใบปิดเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง ระยะทวิสต์เท่ากับ 10 มิลลิเมตร.....	23
4.4 แสดงภาพใบปิดเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง ระยะทวิสต์เท่ากับ 15 มิลลิเมตร.....	23
4.5 แสดงภาพใบปิดเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง ระยะทวิสต์เท่ากับ 20 มิลลิเมตร.....	23
4.6 แสดงภาพใบปิดเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง ระยะทวิสต์เท่ากับ 25 มิลลิเมตร.....	23
4.7 แสดงภาพใบปิดเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง ระยะทวิสต์เท่ากับ 30 มิลลิเมตร.....	23
4.8 แสดงภาพชุดทดลอง.....	24
4.9 แสดงแผนภาพของชุดทดลอง.....	24
4.10 แสดงภาพอุปกรณ์วัดอัตราการไหล โรตารีมิเตอร์.....	26
4.11 แสดงภาพอุปกรณ์วัดความดัน U-Tube มาโนมิเตอร์.....	27
4.12 แสดงภาพอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ.....	28
4.13 แสดงภาพอุปกรณ์บันทึกข้อมูล.....	29

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.1 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าของตัวเลขนี้สเซลท์และ ตัวเลขเรย์โนลด์์ในท่อเปล่า.....	31
5.2 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าของตัวเลขนี้สเซลท์และ ตัวเลขเรย์โนลด์์ในทุกกรณี.....	32
5.3 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าของตัวเลขนี้สเซลท์และ ตัวเลขเรย์โนลด์์เมื่อนำมาเปรียบเทียบกับท่อเปล่า.....	33
5.4 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและ ตัวเลขเรย์โนลด์์.....	33
5.5 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและ ตัวเลขเรย์โนลด์์ของทุกกรณีเมื่อเทียบกับท่อเปล่า.....	34
5.6 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าประสิทธิภาพและ ตัวเลขเรย์โนลด์์ของทุกกรณี.....	34

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่แตกต่างกันสองชนิด เป็นสิ่งสำคัญพบได้ในทุกๆ อุตสาหกรรมเช่น อุตสาหกรรมปิโตรเคมี โรงไฟฟ้า อุตสาหกรรมยาและอาหาร เป็นต้น การนำพลังงานไปใช้ให้เกิดประโยชน์ และการอนุรักษ์พลังงาน เป็นสิ่งจำเป็นที่ทุกๆอุตสาหกรรมควรตระหนักถึง ไม่ว่าจะเป็น โรงงานอุตสาหกรรม หรือตามสำนักงาน อาคารต่างๆ จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องนำกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนเข้ามาใช้ ตัวอย่างเช่น เครื่องกำเนิดไอน้ำที่ใช้กันในโรงไฟฟ้า หรือการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลระหว่างกระบวนการผลิตในอุตสาหกรรมปิโตรเคมี, อุตสาหกรรมยา และ การเก็บรักษาผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร เป็นที่ทราบกันอยู่แล้วในแวดวงวิศวกรรมถึงความจำเป็นในการเพิ่มประสิทธิภาพของการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยคำนึงถึงทางด้าน พลังงาน, วัสดุ และ การประหยัดต้นทุน เพื่อส่งผลไปสู่การอนุรักษ์สิ่งแวดล้อม โดยใช้เทคนิคทางการเพิ่มประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหลายแบบ ซึ่งเป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลาย มีหลักสำคัญคือการลดความต้านทานการพาความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยใช้เทคนิคการเพิ่มพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือ เพิ่มความปั่นป่วนให้ของไหล โดยต้องคำนึงถึงขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้น

แนวทางหนึ่งที่มีการใช้ในการปรับปรุงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน คือการเพิ่มความปั่นป่วนในการไหลของไหลที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน ซึ่งเทคนิคการใส่ไบบิตเป็นวิธีการเพิ่มความปั่นป่วนของไหล ดังนั้นในการศึกษานี้มีแนวคิดที่จะใช้เทคนิคการทำให้ไบบิตมีระยะฟันเลื่อยขนาดต่างๆกัน เพื่อที่จะเพิ่มความปั่นป่วนและการกระจายตัวของของไหลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนบริเวณผิวอย่างมากที่สุด โดยจะทำการศึกษาช่วงการไหลแบบปั่นป่วนในช่วงของค่าตัวเลขเรย์โนลด์ 7,500 ถึง 50,000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

ปริญญานิพนธ์นี้มีความมุ่งหวังเพื่อศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยทำการใส่ไบบิตที่มีการทำพื้นเลื่อยเป็นระยะต่างกัน ที่ระยะพิทช์เดียวกัน เพื่อเปรียบเทียบความสามารถในการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และนำไปพัฒนาต่อไป

## 1.3 สมมติฐานของการศึกษา

การเพิ่มความปั่นป่วนการไหลของของไหลภายในท่อจะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของระบบได้ ซึ่งการใส่ไบบิตที่มีการทำพื้นเลื่อย มีผลที่จะช่วยเพิ่มความปั่นป่วนแก่ของไหล ทำให้ของไหลกระจายไปยังบริเวณผิวท่อทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่มากขึ้น แต่เทคนิคนี้ยังต้องคำนึงถึงความดันตกคร่อมที่จะตามมาด้วยเช่นกัน

โดยการทดลองนี้จะทดลองที่ระยะพิทช์ของไบบิตที่เท่ากัน แต่มีระยะพื้นเลื่อยที่แตกต่างกันไปเป็นระยะ 10, 15, 20, 25 และ 30 มิลลิเมตร เพื่อหาการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุด

## 1.4 ทฤษฎีหรือแนวคิดที่ใช้ในการวิจัย

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องคือการใช้วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (Log Mean Temperature Difference, LMTD) และการใช้การปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนแบบ วิธีการเข้าแทนที่ของของไหลเพื่อสร้างความปั่นป่วน ซึ่งเป็นวิธีแบบ passive คือ ไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอกในการเพิ่มการแทนที่ของพลังงาน

สำหรับแนวคิดสำหรับช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการใส่ไบบิตที่มีระยะพื้นเลื่อยต่างกัน เพื่อให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนเพิ่มขึ้นซึ่งเป็นการเพิ่มค่า  $h$  ให้สูงขึ้นและเป็นการทำให้ของไหลกระจายตัวไปยังชั้นขีดผิวความร้อน (thermal boundary layer) ของระบบได้มากขึ้นเพื่อที่จะทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกันอย่างทั่วถึง

## 1.5 ขอบเขตของงานวิจัย

ในปฏิญญาฉบับนี้ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยมีขอบเขตของการศึกษาดังนี้

- 1.5.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนประกอบด้วยท่อในทำจากทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 22.20 มิลลิเมตรและท่อนอกเป็นท่อทำจากสแตนเลสมีเส้นผ่าศูนย์กลาง 38.00 มิลลิเมตร โดยความยาวช่วงบริเวณที่ทดลองของท่อคือ 1.5 เมตร
- 1.5.2 การทดลองมีการสอดใส่ไบบิตที่ระยะพิทช์เท่ากับ 5 และมีการใช้ไบบิตที่มีระยะการทำพื้นเฉลี่ยคือ 0 (ไบบิตเต็ม), 10, 15, 20, 25 และ 30 มิลลิเมตร
- 1.5.3 การทดลองใช้น้ำร้อนอุณหภูมิ  $70 \pm 0.5$  องศาเซลเซียส ไหลในท่อและน้ำเย็นอุณหภูมิ  $30 \pm 2$  องศาเซลเซียสไหลท่อนอก
- 1.5.4 การทดลองสำหรับน้ำร้อนไหลในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ ช่วง 7,500 ถึง 50,000 และน้ำเย็นไหลคงที่ตัวเลขเรย์โนลด์ 50,000
- 1.5.5 การทดลองในแต่ละกรณีของไบบิต จะมีการเปลี่ยนอัตราการไหล ดังนี้ คือ 200, 450, 700, 950 และ 1200 ลิตรต่อชั่วโมง
- 1.5.6 การทดลองมีการกำหนดช่วงระยะเวลาในการทดลองแต่ละกรณีของไบบิตเป็นเวลา 1 ชั่วโมงต่อหนึ่งอัตราการไหล
- 1.5.7 รูปแบบการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็นเป็นแบบสวนทางกัน

## 1.6 ขอบเขตของปฏิญญาฉบับนี้

ปฏิญญาฉบับนี้แบ่งเนื้อหาออกเป็น 6 บทด้วยกัน คือ

- บทที่ 1 กล่าวถึงความเป็นมาของงานวิจัย ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ สมมติฐานทฤษฎีที่ใช้ขอบเขตของการวิจัยและขั้นตอนการศึกษา
- บทที่ 2 กล่าวถึงงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
- บทที่ 3 กล่าวถึงทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในการวิจัย และพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน
- บทที่ 4 กล่าวถึงอุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5 กล่าวถึงการหาค่าสมรรถนะของระบบที่ได้เปรียบเทียบกับและแสดงผลจากการทดลอง  
ในรูปแบบกราฟเพื่อแสดงให้เห็นผลการทดลอง

บทที่ 6 กล่าวถึงบทสรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

# วรรณกรรมปริทรรศน์

### 2.1 บทนำ

งานวิจัยเกี่ยวกับ การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แบบท่อสองชั้น มีการเผยแพร่อยู่มากมายหลายแบบ โดยมีการใช้เทคนิคมากมายในการที่จะเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งวิธี Passive และ Active ซึ่งงานวิจัยที่เกี่ยวข้องมีดังนี้

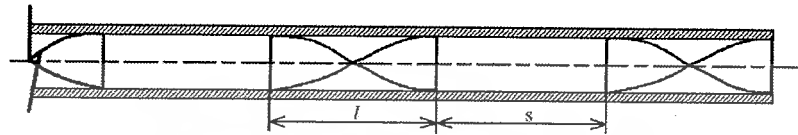
### 2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Sarma, Subramanyam, Kishore, Rao และ Kakae [1] ได้ศึกษาวิธีการทำนายการพาความร้อนภายในท่อที่มีการใส่ไบบิตอยู่ภายใน โดยการไหลแบบปั่นป่วน โดยใช้อัตราส่วนระหว่างเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ และ ระยะพิทช์ มาหาค่าคงที่  $K$  เพื่อที่จะหาความสัมพันธ์ที่สอดคล้องกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของการไหลภายในท่อ โดยได้ประยุกต์มาจากสมการของ Driest ผลที่ได้เป็นที่น่าพอใจ เพราะค่าที่ได้ใกล้เคียงกับการทดลอง ในกรณีของการไหลแบบเต็มท่อ ส่วนค่า  $K$  ที่ได้ จะสามารถใช้ได้ดีในอัตราส่วนของ ระยะพิทช์ต่อเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ ที่ 4 ถึง 5 และมีเลขพรันด์เท่ากับ 5

สมิทธิ เขียมสะอาด, ชินรัชย์ เขียวพงษ์ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์ [4] ได้ศึกษาคุณลักษณะแรงเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น โดยศึกษาระยะห่างระหว่างระยะบิดที่แตกต่างกัน โดยท่อนอกมีเส้นผ่าศูนย์กลาง 50.6 มิลลิเมตร ส่วนท่อด้านในมีเส้นผ่าศูนย์กลาง 25.8 มิลลิเมตร โดยมีน้ำร้อนไหลในท่อในและน้ำเย็นไหลบริเวณท่อนอก ไบบิตทำจากสแตนเลส มีความหนา 1 มิลลิเมตรและยาว 1500 มิลลิเมตร โดยแบ่งกรณีเป็นสองกรณี คือ (1) ใช้ไบบิตเต็มช่วงความยาวโดยมีค่า ระยะบิดเท่ากับ 6 และ 8 มิลลิเมตร (2) ทำให้ไบบิตมีระยะบิดเท่าเดิม แต่มีช่วงว่างระหว่างระยะบิดแต่ละอันห่างกันเป็น 1.0, 2.0 และ 3.0 มิลลิเมตร ผลที่ได้จากการเปรียบเทียบกับท่อเปล่าที่ไม่ได้ใส่ไบบิต คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เพิ่มขึ้นตามระยะบิดและระยะช่วงว่างระหว่างระยะบิดที่เพิ่มขึ้นก็จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายในท่อเพิ่มขึ้นด้วย ซึ่งผลที่ได้เกิดจากการพิจารณาค่าตัวเลขนัสเซิลท์ และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างทฤษฎีและจากผลการทดลองมีความคลาดเคลื่อนของค่าตัวเลขนัสเซิลท์  $\pm 15\%$  และ สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน  $\pm 10\%$



รูปที่ 2.1 แสดงลักษณะใบปิดที่มีการเว้นระยะช่วงปิด

Sivashanmugam และ Suresh [5] ได้ทำการศึกษาลักษณะแรงเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการไหลแบบปั่นป่วนในท่อที่ติดตั้งใบปิดที่มีลักษณะเป็นสกรู โดยมีช่วงระยะปิดต่างกัน โดยใช้ค่าตัวเลขเรย์โนลด์์ในช่วง 2,700 ถึง 13,500 การทดลองนี้จะเปรียบเทียบกับท่อเปล่า ซึ่งค่าตัวเลขนัสเซิลท์ที่มากที่สุดคือ ช่วงระยะปิดที่ 1.95 เมื่อนำประสิทธิภาพของใบปิดแบบสกรูมาเปรียบเทียบกับงานวิจัยก่อนหน้านี้พบว่าได้ประสิทธิภาพดีกว่า การแผ่กระจายการถ่ายเทความร้อนของใบปิดแบบสกรูเพิ่มขึ้นและลดลงตามระยะช่วงปิด เมื่อนำค่าที่ได้มาเปรียบเทียบกับค่าทางทฤษฎีพบว่ามี ความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 13\%$  สำหรับตัวเลขนัสเซิลท์ และ  $\pm 15\%$  สำหรับค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน



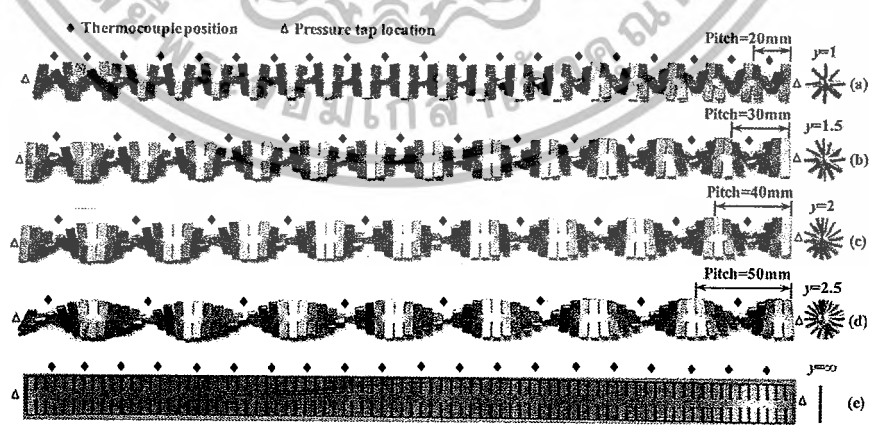
รูปที่ 2.2 แสดงลักษณะใบปิดที่มีลักษณะเป็นสกรู

สมิทธี เอี่ยมสะอาด และ พงษ์เจต พรหมวงศ์ [6] ได้เสนอผลการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อ ที่มีการใช้ใบปิดแบบสกรู แบบมีแกนกลาง และไม่มีแกนกลาง โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น โดยชั้นนอกมีเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 50 มิลลิเมตร และ ท่อชั้นในมีเส้นผ่าศูนย์กลาง (D) 25 มิลลิเมตร โดยใบปิดที่ใช้เป็นสแตนเลสมีความกว้าง (W) 17 มิลลิเมตรและมีช่องว่าง  $(D-W)/2 = 4$  มิลลิเมตร ดังนั้น การใส่ใบปิดแบบสกรูเข้าไปจะใส่ให้พอดีกับท่อ ในการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ใบบีดที่มีแกนหรือไม่มีแกนกลาง จะถูกใส่เข้าไปในท่อชั้นในของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และ น้ำร้อนจะไหลเข้าผ่านใบบีดนั้น โดยมีช่วงตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 2000 ถึง 12000 จากการทดลองสรุปได้ว่า ค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยเพิ่มขึ้น จากใบบีดแบบสกรูมีแกน และใบบีดแบบสกรูไม่มีแกน เป็น 230% และ 340% ตามลำดับ เมื่อเทียบกับท่อเปล่า การใส่ใบบีดแบบหลวมพอดีหรือไม่มีแกนนั้น ค่าสัมประสิทธิ์ความต้านทาน ลดลงประมาณ 50% น้อยกว่าใบบีดแบบสกรูมีแกน ในขณะที่ค่าตัวเลขนัสเซิลท์ก็เพิ่มขึ้นถึง 50% ด้วย อย่างไรก็ตามการเพิ่มประสิทธิภาพของใบบีดแบบสกรูนี้มีค่าประสิทธิภาพอยู่ในช่วง 1.00 ถึง 1.17 และ 1.98 ถึง 2.14 ของใบบีดแบบมีแกนและไม่มีแกน ตามลำดับ

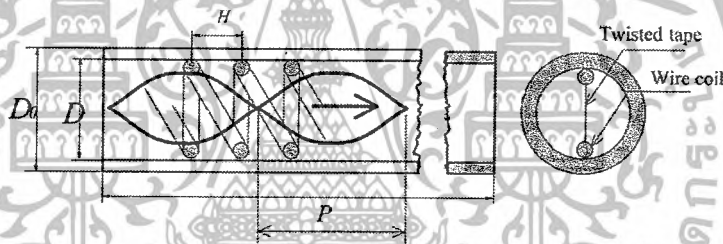
Shyy Woei Chang, Tsun Limng Yang และ Jin Shuen Liou [7] ได้ศึกษาทดสอบการวัดการกระจายของการถ่ายเทความร้อนตามแนวแกนและความดันคร่อมของท่อที่ใส่ด้วยใบบีดแบบหักงอด้วยค่าระยะบีด 1, 1.5, 2, 2.5 และใบตรง โดยทำการทดสอบในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ 10000 ถึง 40000 การใช้ใบบีดแบบหักงอนี้ไม่เคยมีการทดสอบไหนเคยทำมาก่อน ผลที่ได้คือค่าตัวเลขนัสเซิลท์และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของท่อมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าระยะช่วงบีดลดลง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 1.28 ถึง 2.4 เท่าเมื่อเปรียบเทียบกับท่อที่ใส่ใบบีดธรรมดาและ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายในท่อเพิ่มขึ้น 2 ถึง 4.7 เท่าเมื่อเทียบกับท่อที่ใส่ใบบีดธรรมดา และ ประสิทธิภาพ เพิ่มขึ้นในช่วง 0.99 ถึง 1.8 เท่าเมื่อเทียบกับท่อที่ใส่ใบบีดแบบธรรมดา ดังนั้น อัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมีความสัมพันธ์กันตาม ค่าตัวเลขนัสเซิลท์และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายในท่อเมื่อใส่ใบบีดแบบหักงอ



รูปที่ 2.3 แสดงใบบีดแบบหักงอที่มีช่วงระยะพิทซ์ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พงษ์เจต พรหมวงศ์ [10] ได้รายงานผลการศึกษาการใช้ขดลวดใส่ร่วมกับใบบิตเพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ในการไหลแบบปั่นป่วน โดยการให้ความร้อนอย่างสม่ำเสมอ ตัวขดลวดจะเปรียบเสมือนตัวเพิ่มความปั่นป่วนการไหลของของไหลภายในท่อขณะที่ใบบิตที่ใส่ภายในขดลวดก็จะเพิ่มการหมุนวนของของไหลบริเวณท่อด้วย ผลจากการใช้ตัวเพิ่มความปั่นป่วนการไหลถึงสองแบบ โดยให้ความแตกต่างของระยะขดลวดและระยะช่วงของใบบิตที่ทดสอบในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 3000 ถึง 18000 การทดลองสรุปว่าขดลวดและใบบิตช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนมากขึ้นเป็นสองเท่าเมื่อเทียบกับการใช้ขดลวด หรือ ใบบิต อย่างใดอย่างหนึ่ง ใบบิตและขดลวดที่มีช่วงบิตและระยะห่างของขดลวดน้อยจะทำให้เกิดอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าช่วงบิตและระยะห่างของขดลวดที่มากภายใต้เงื่อนไขเดียวกัน ดังนั้นเมื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพและผลประโยชน์ที่เกิดขึ้นจากการใช้ใบบิตร่วมกับขดลวด สามารถเพิ่มประสิทธิภาพได้

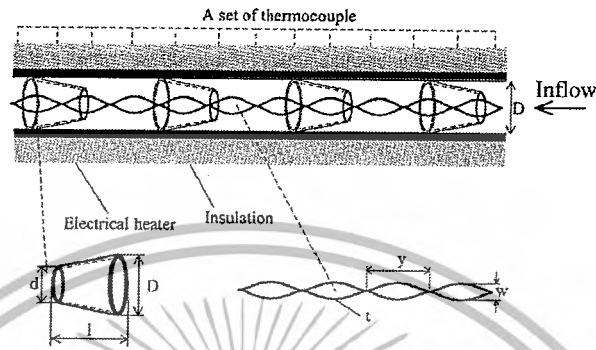


รูปที่ 2.4 แสดงใบบิตที่ใส่ร่วมกับขดลวด

Promvong and Eiamsa-ard [11] ได้เสนอบทความการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อกลม โดยการใช้กรวยวงแหวนพร้อมกับการสอดใส่ใบบิตเพื่อก่อให้เกิดการหมุน การถ่ายเทความร้อนในชุดทดลองโดยใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าให้ความร้อนคงที่บริเวณผิวรอบท่อกลมในการทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนจากอุปกรณ์ส่วนแรกคือ กรวยวงแหวนเพื่อให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนในพื้นที่ท่อที่ทำการทดสอบ ส่วนใบบิตสอดใส่เพื่อให้เกิดการหมุนวนบริเวณแกนกลางของกรวยวงแหวน โดยใช้อากาศเป็นของไหลในการทดลอง ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ อยู่ในช่วง 6,000 ถึง 26,000 ส่วนใบบิตมี Twist ratio ,Y เท่ากับ 3.75 และ 7.5 ตามลำดับ ซึ่งผลจากการทดลองของท่อที่ใช้กรวยวง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แหวนพร้อมกับการสอดใส่ไบบิต ช่วยเพิ่ม ตัวเลขนัสเซิลท์ 4 ถึง 10% และเพิ่มประสิทธิภาพ 4 ถึง 8% มากกว่าใช้กรวยวงแหวนอย่างเดียว อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด 376% เมื่อเทียบกับท่อเปล่า



รูปที่ 2.5 แสดงภาพท่อทดสอบโดยการใช้กรวยวงแหวนใส่พร้อมทั้งไบบิต



## บทที่ 3

# ทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในงานวิจัย

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีพื้นฐานต่างๆที่เกี่ยวข้องในงานวิจัย ได้แก่การจำแนกลักษณะการไหลแบบบังคับภายในท่อ การสูญเสียความดันตกคร่อมภายในท่อ และพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน

### 3.1 ประเภทของการถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นเนื่องจากผลของความแตกต่างของอุณหภูมิโดยจะเกิดการถ่ายเทจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่าไปสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ซึ่งการถ่ายเทความร้อนสามารถแบ่งออกได้ 3 รูปแบบ คือ การนำความร้อน, การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน

#### 3.1.1 การนำความร้อน (Conduction)

การนำความร้อน เป็นรูปแบบหนึ่งของการถ่ายเทความร้อน ในลักษณะของการแลกเปลี่ยนพลังงานจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำ การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในตัวกลางเมื่อมีความแตกต่างของอุณหภูมิหรือการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างตัวกลางที่ติดกันเมื่อมีความแตกต่างกันของอุณหภูมิ โดยการนำความร้อนจะเคลื่อนที่ได้ดีที่สุดในตัวกลางที่เป็นของแข็ง ซึ่งความร้อนจะเคลื่อนที่ผ่าน โมเลกุลของเนื้อตัวกลางที่อยู่นิ่ง โดยอาจจะมีการสั่นของเหลวและก๊าซแต่มักจะแยกออกจากการถ่ายเทความร้อนโดยการพาไม่ได้

หลักการคำนวณเกี่ยวกับการนำความร้อนถูกเสนอขึ้นโดย โจเซฟ ฟูรีเยร์ (Joseph Fourier) ในปี ค.ศ. 1822 โดยอาศัยข้อมูลจากการทดลองจากกฎสี่เหลี่ยมผืนผ้าของการนำความร้อน โดยถือเกณฑ์การสังเกตจากการทดลองของ บีโอท์ (Biot) กฎนี้กล่าวว่า อัตราการไหลของการนำความร้อนในทิศทางที่กำหนดเป็นสัดส่วนกับพื้นที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อนและเกรเดียนต์ของอุณหภูมิในทิศทางนั้น และได้เสนอสมการที่ใช้สำหรับคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำไว้ดังนี้

$$Q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (3.1)$$

หรือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q_x = -k \frac{dT}{dx} \quad (3.2)$$

- เมื่อ  $Q_x$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำผ่านพื้นที่หน้าตัด,  $W$   
 $q_x$  คือ ค่าฟลักซ์ความร้อน,  $W/m^2$   
 $k$  คือ ค่าการนำความร้อนของวัสดุ (Thermal Conductivity),  $W/m K$   
 $A$  คือ พื้นที่หน้าตัดที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน,  $m^2$   
 $\frac{dT}{dx}$  คือ การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิต่อระยะทาง

ตารางที่ 3.1 แสดงค่าสภาพการนำความร้อน (ที่อุณหภูมิ 300 K)

วัสดุ	ค่าสภาพการนำความร้อน ( $W/m \text{ } ^\circ C$ )
เงิน	429
ทองแดงบริสุทธิ์	401
ทอง	317
อะลูมิเนียม	237
เหล็ก	80.2
ปรอท	8.54
แก้ว	1.4
อิฐ	0.72
น้ำ	0.613
ผิวหนังของคน	0.37
สารทำความเย็น R-12	0.072
อากาศ	0.026

ค่าสภาพการนำความร้อนเป็นคุณสมบัติอย่างหนึ่งของวัสดุที่ได้จากการวัดและทดสอบ โดยทั่วไปค่าสภาพการนำความร้อนจะแปรผันตามอุณหภูมิซึ่งจากการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนพลังงาน จะพบว่าค่าสภาพการนำความร้อนของแก๊สจะแปรผันตามกำลังสองของอุณหภูมิสมบูรณ์และค่าสภาพการนำความร้อนของเหลวต่างๆ ยกเว้นน้ำจะแปรผันตามอุณหภูมิสมบูรณ์ สำหรับการใช้งานจริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่อุณหภูมิเปลี่ยนแปลงไม่มากนักจะใช้ค่าสภาพการนำความร้อนคงที่ ซึ่งหาที่อุณหภูมิเฉลี่ย โดยค่า  $k$  ของสารทั่วไปดังแสดงในตารางที่ 3.1

### 3.1.2 การพาความร้อน (Convection)

การพาความร้อน คือ การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวของแข็งและของไหล โดยที่ของไหลจะเป็นตัวพาความร้อนมาให้หรือพาความร้อนจากผิวของแข็ง สำหรับกลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพานี้จะเกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงานและการเคลื่อนที่ของของไหล การพาความร้อนสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภท คือ การพาความร้อนโดยธรรมชาติ (free or natural convection) ซึ่งมีผลมาจากความแตกต่างของความหนาแน่นที่เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิภายในของไหล และการพาความร้อนโดยบังคับ (Force convection) ซึ่งเป็นการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยของไหลจะถูกบังคับให้เคลื่อนที่ไปสัมผัสกับผิวของแข็งโดยกลไกจากภายนอก เช่น พัดลม เครื่องสูบน้ำ เป็นต้น

สำหรับการพาความร้อนสมการที่ใช้สำหรับคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สมการที่ได้มาจากกฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's Law of cooling) คือ

$$Q_{conv.} = hA(T_s - T_f) \quad (3.3)$$

หรือ

$$q_{conv.} = h(T_s - T_f) \quad (3.4)$$

โดย  $(T_s > T_f)$

เมื่อ  $Q_{conv.}$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาผ่านพื้นที่หน้าตัด,  $W$

$q_{conv.}$  คือ ฟลักซ์ความร้อนโดยการพา,  $\frac{W^2}{m}$

$h$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน,  $\frac{W^2}{m} K$

$T_s$  คือ อุณหภูมิที่ผิวของแข็ง,  $K$

$T_f$  คือ อุณหภูมิของของไหล,  $K$

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ( $h$ ) จะมีค่าแปรเปลี่ยนตามชนิดของการไหล สามารถหาค่าได้จากการทดลอง ซึ่งได้มีการเก็บข้อมูลของของไหลบางชนิดและบางประเภทของการพาความร้อนไว้ดังแสดงในตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

ประเภทของการพาความร้อนและชนิดของไหล	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $W/m^2\text{°C}$
การพาความร้อนแบบอิสระของอากาศ	5 - 25
การพาความร้อนแบบอิสระของน้ำ	20 - 100
การพาความร้อนแบบบังคับของอากาศ	10 - 200
การพาความร้อนแบบบังคับของน้ำ	50 - 10,000
น้ำในระหว่างการระเหย	3,000 - 100,000
น้ำในระหว่างการควบแน่น	5,000 - 100,000

### 3.1.3 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation)

การแผ่รังสีความร้อน คือ การส่งออกของรังสีที่เชื่อว่าเป็นการเปลี่ยนการจัดเรียงอิเล็กตรอนขององค์ประกอบอะตอมหรือ โมเลกุล โดยพลังงานของการแผ่รังสีนั้นจะถูกนำออกไปด้วยคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetic wave) หรือ โฟตอน ในความเป็นจริงการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีนี้จะเกิดขึ้นอย่างมีประสิทธิภาพมากที่สุดในสภาพสุญญากาศซึ่งไม่จำเป็นที่จะต้องการตัวกลาง แต่ในขณะที่การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนหรือการพาความร้อนนั้นจะต้องการตัวกลาง

ฟลักซ์สูงสุดของการแผ่รังสีออกจากผิวตัวกลาง จำนวนจากกฎของสเตฟาน - โบลต์ซมันน์ (Stefan-Boltzmann) ดังนี้

$$q_{rad} = \sigma T_s^4 \quad (3.5)$$

เมื่อ  $q_{rad}$  คือ ฟลักซ์สูงสุดของการแผ่รังสีความร้อน,  $W/m^2$

$\sigma$  คือ ค่าคงที่ของสเตฟาน - โบลต์ซมันน์ =  $5.67 \times 10^{-8}$ ,  $W/m^2 K^4$

$T_s$  คือ อุณหภูมิที่ผิวแผ่รังสี,  $K$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการที่ 3.5 ใช้กับกรณีของตัวแผ่รังสีในอุดมคติ (Ideal Radiator) หรือวัตถุดำ (Black Body) สำหรับกรณีของพื้นผิวจริง (Real Surface) พลั๊กซ์แผ่รังสีความร้อนจะน้อยกว่ากรณีของวัตถุดำ ทั้งนี้ ขึ้นกับสภาพเปล่งรังสี (Emissivity) ของพื้นผิวนั้น พลั๊กซ์แผ่รังสีบนพื้นผิวจริงคำนวณจาก

$$q_{rad} = \epsilon \sigma T_s^4 \tag{3.6}$$

เมื่อ  $\epsilon$  คือ สภาพแผ่รังสี

ซึ่งในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จะไม่พิจารณาถึงผลของการแผ่รังสีความร้อน

### 3.2 การสูญเสียภายในท่อ

การสูญเสียภายในท่อสามารถแบ่งออกได้เป็นสองแบบ คือ การสูญเสียหลัก (Major loss) และการสูญเสียรอง (Minor loss)

#### 3.2.1 การสูญเสียหลัก

การสูญเสียหลักเกิดขึ้นจากแรงเสียดทานในท่ออันเนื่องมาจากขนาดของท่อ ความยาวของท่อ และความเร็วในการไหลภายในท่อของของไหล ซึ่งมีนิยามดังนี้

$$\Delta P = \frac{f L \rho V^2}{2 D_h} \tag{3.7}$$

- โดย  $\Delta P$  คือ ความดันคร่อมภายในท่อ, Pa
- $f$  คือ Friction Factor
- $L$  คือ ความยาวของท่อ, m
- $V$  คือ ความเร็วของไหลเฉลี่ย, m/s

ค่า  $f$  ที่คำนวณได้จากสมการต่างๆ อาจจะนำมาใช้งานจริงได้ไม่สะดวกนัก จึงมักจะหาค่า  $f$  จากแผนภูมิที่เรียกว่า Moody Chart ซึ่ง Moody ได้พล็อตค่าข้อมูลที่ดีที่สุดลงในสมการ โดยการใช้ Moody chart จะต้องทราบค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อดังแสดงในตารางที่ 3.3

ในทางปฏิบัติค่า  $f$  ของท่อผิวเรียบอาจจะคลาดเคลื่อน 5% ส่วนท่อผิวขรุขระก็อาจจะคลาดเคลื่อน 10% ดังนั้นการใช้ค่าความขรุขระสัมบูรณ์จึงต้องพิจารณาให้ดีเนื่องจากจะมีผลกระทบต่อค่าความดันตกคร่อมได้

ตารางที่ 3.3 แสดงค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อ

ประเภทของท่อ	ค่าความขรุขระสัมบูรณ์
ท่อที่รีดขึ้นรูป ท่อทองเหลือง ท่อดีบุก ท่อที่เคลือบปิพูนีนัส ท่อซีเมนต์ที่หล่อด้วยการเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง	0.0015
ท่อเหล็กเหนียว	0.046
ท่อเหล็กหล่อที่ขึ้นรูปโดยการเชื่อม	0.046
ท่อเหล็กหล่อเคลือบขางมะตอย	0.12
ท่อชุบสังกะสี	0.15
ท่อเหล็กหล่อทั่วไป	0.25
ท่อไม้	0.18 – 0.9
ท่อคอนกรีต	0.3 – 3
ท่อเหล็กที่ใช้หมุดยึด	0.9 – 9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.2.2 การสูญเสียแรง

การสูญเสียแรงจะเกิดจากการไหลผ่านท่อที่เปลี่ยนแปลงขนาดกระทันหันหรือการไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆ เช่น ข้อต่อ ข้องอ เป็นต้น ซึ่งสามารถแสดงเป็นสมการได้ดังนี้

$$h_m = \frac{KV^2}{2g} \quad (3.8)$$

เมื่อ	$h_m$	คือ การสูญเสียแรง, m
	$V$	คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหลภายในท่อ, m/s
	$g$	คือ อัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง, m/s <sup>2</sup>
	$K$	คือ สัมประสิทธิ์การสูญเสีย

ซึ่งการสูญเสียแรงจะมีค่าค่อนข้างน้อย ดังนั้นในการทดลองจะพิจารณาเฉพาะการสูญเสียหลักเท่านั้น

### 3.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

การทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นสามารถทำได้สองวิธี คือ

#### 3.3.1 วิธีแบบ Active

วิธีนี้ต้องการแหล่งพลังงานภายนอก เช่น การใช้อุปกรณ์ทางกล การทำให้เกิดการสั่นของพื้นผิว การทำให้เกิดการสั่นของของไหล การใช้สนามไฟฟ้าสถิตการฉีดพ่นหรือดูดของไหล

#### 3.3.2 วิธีแบบ Passive

วิธีแบบนี้ไม่ต้องการแหล่งพลังงานภายนอก ได้แก่ การใช้พื้นที่ที่ได้รับการปรับสภาพการใช้พื้นผิวหยาบ การเพิ่มพื้นที่ผิว การติดตั้งอุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ การติดตั้งอุปกรณ์ที่ทำให้อากาศเกิดการหมุนวน การสอดใส่แผ่นใบบิด เป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.4 การไหลภายในท่อ

การไหลของของไหลสามารถแบ่งตามลักษณะการไหลได้เป็นสองรูปแบบคือ การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) ที่ของไหลจะเคลื่อนที่ไปอย่างมีระเบียบด้วยความเร็วค่อนข้างต่ำโดยไม่เกิดการผสมกันของกระแสการไหล และการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ที่ของไหลจะเคลื่อนที่อย่างปั่นป่วน ไม่มีระเบียบจึงทำให้เกิดการผสมกันของกระแสของไหล

ลักษณะของการไหลภายในท่อกลมของของไหลอาจใช้วิธีการสังเกตการไหลของของไหลที่ทางออกของท่อ โดยถ้าของไหลที่ไหลออกมาเป็นสองลำจะเป็นการไหลแบบราบเรียบ แต่ถ้าของไหลที่ไหลออกมาเป็นลำเดียวจะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน วิธีการนี้เหมาะกับการไหลที่สามารถสังเกตเห็นได้ เช่น น้ำ โลหะเหลว เป็นต้น หรือการพ่นสีเพื่อสังเกตลักษณะการไหลของสีก็เป็นวิธีการในการช่วยจำแนกการไหลได้เช่นเดียวกัน

นอกจากนี้ยังสามารถจำแนกการไหลได้จากค่าตัวเลขเรย์โนลด์ซึ่งอัตราส่วนของแรงเฉื่อย (Inertia force) ต่อแรงความหนืด (Viscous force) โดยทั่วไปกรณีการไหลมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์ น้อยกว่า 2,300 จะจัดเป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) กรณีของไหลมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์ อยู่ระหว่าง 2,300 ถึง 4,000 จะจัดเป็นการไหลแบบเปลี่ยนแปลง (Transition flow) และกรณีของไหลมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์มากกว่า 4,000 จะจัดเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ซึ่งค่าตัวเลขเรย์โนลด์ มีนิยามดังนี้

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

(3.9)

โดย	$Re$	คือ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์
	$\rho$	คือ ความหนาแน่นของของไหล, $\text{kg/m}^3$
	$V$	คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, $\text{m/s}$
	$D$	คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ, $\text{m}$
	$\mu$	คือ ความหนืดสมบูรณ์ของของไหล, $\text{kg/m s}$

### 3.5 การถ่ายเทความร้อนในท่อผิวเรียบ

ค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะขึ้นอยู่กับรูปแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สภาพการไหลของของไหล สมบัติเชิงความร้อนของของไหลและยังขึ้นอยู่กับ การเปลี่ยนแปลงสถานะของของไหลด้วย

$$h = \frac{Nu_D k}{D} \quad (3.10)$$

เมื่อ  $h$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$

$k$  คือ ค่าการนำความร้อนของวัตถุ,  $W/m \cdot ^\circ C$

$Nu_D$  คือ ค่าตัวเลขนัสเซิลท์

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ช่วงปรับตัวเต็มในท่อกลมเรียบโดย  $Nu_D$  หาได้จากสมการของ Dittus-Boelter

$$St = \frac{Nu}{RePr} = \frac{f}{8} \quad (3.11)$$

$$f = 0.184 Re^{-0.2} \quad (3.12)$$

$$St = 0.023 Re^{-0.2} \quad (3.13)$$

ดังนั้น

$$\overline{Nu} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (3.14)$$

โดยที่  $n = 0.4$  คือ สำหรับการทำให้ร้อน ( $T_s > T_m$ )

$n = 0.3$  คือ สำหรับการทำให้เย็น

$Pr$  คือ ค่าตัวเลขพรินด์

สมการนี้สำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$$\begin{cases} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ L/D \geq 10 \end{cases}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.6 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD)

การคำนวณการถ่ายเทความร้อนโดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD) พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน โดยการไหลแบบสวนทางกันหรือการไหลแบบตามกันก็ได้ และรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลทั้ง 2 กรณีนี้สามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อซ้อนกันได้ การออกแบบทางด้านความร้อนสมการพื้นฐานที่แสดงความสัมพันธ์ของอัตราความร้อนสำหรับการไหลในท่อซ้อนอัตราถ่ายเทความร้อน

$$Q = UAAT_{lm} \quad (3.15)$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำร้อน (ท่อนใน)

$$Q = m_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (3.16)$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำเย็น (ท่อนอก)

$$Q = m_c C_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \quad (3.17)$$

โดยที่ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยคือ

$$Q = \frac{Q_h + Q_c}{2} \quad (3.18)$$

การหาค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD)

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (3.19)$$

การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสำหรับท่อทองแดง

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.20)$$

นิยามของประสิทธิภาพของการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากคิติดที่กำลังปั๊ม  
เดียวกันตั้งนั้น

$$(\dot{V}\Delta P)_P = (\dot{V}\Delta P)_{HP} \quad (3.21)$$

จัดรูปแบบสมการ

$$\left( \frac{\pi D \mu Re}{4\rho} \cdot f \frac{L\rho}{2D} \left( \frac{\mu Re}{\rho D} \right)^2 \right)_P = \left( \frac{\pi D \mu Re}{4\rho} \cdot f \frac{L\rho}{2D} \left( \frac{\mu Re}{\rho D} \right)^2 \right)_{HP} \quad (3.22)$$

เนื่องจากเป็นท่อเดียวกันและของไหลชนิดเดียวกัน ตัวแปร  $\pi, D, \mu, \rho, L$  คงที่

$$\frac{Re_{HP}}{Re_P} = \left( \frac{f_{HP}}{f_P} \right)^{-1/3} \quad (3.23)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากนิยามของประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

$$\eta = \frac{h_{HT}}{h_p} \Big|_{pp} = \frac{Nu_{HT}}{Nu_p} \Big|_{pp} \quad (3.24)$$

ดังนั้นประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่กำลังปั๊มเดียวกัน คือ

$$\eta_{pp} = \left[ \frac{Nu_{HT}}{Nu_p} \right]_{pp} = \left[ \frac{h_{HT}}{h_p} \right]_{pp} = \left( \frac{Nu_{HT}}{Nu_p} \right) \left( \frac{f_{HP}}{f_p} \right)^{-1/3} \quad (3.25)$$

โดยที่

$A$  คือ พื้นที่สำหรับการถ่ายเทความร้อนตามนิยาม ( $m^2$ )

$Q$  คือ อัตราความร้อนที่ถ่ายเท ( $W$ )

$U$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ( $W/m^2 K$ )

$f$  คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

$h_i$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ ( $W/m^2 K$ )

$h_c$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ ( $W/m^2 K$ )

$h_{HT}$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อทดสอบ

$h_p$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อเปล่า

$\Delta T_{lm}$  คือ อุณหภูมิเฉลี่ย ( $K$ )

$Nu$  คือ ตัวเลขนัสเซลท์

$\Delta P$  คือ ความดันตกคร่อม ( $N/m^2$ )

$C_p$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะ ( $J/Kg K$ )

$L, o$  คือ ทางเข้า, ทางออก

$h, c$  คือ น้ำร้อน, น้ำเย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

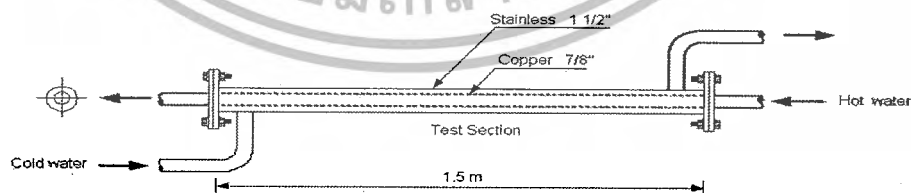
## บทที่ 4

### อุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง

#### 4.1 บทนำ

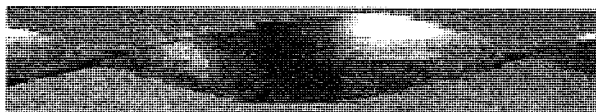
ในหัวข้อนี้แสดงอุปกรณ์สำหรับการทดลองรวมทั้งวิธีการทดลองเพื่อศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการทำให้ผิวด้านในของท่อน้ำร้อน มีการสอดใส่ไบบิตเต็มที่มีระยะพิทช์เท่ากับ 5 แต่มีการทำฟันเลื่อยบริเวณไบบิตที่ระยะฟันเลื่อย 0, 10, 15, 20, 25 และ 30 มิลลิเมตร

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนจุดศูนย์กลางร่วมและอุปกรณ์ต่างๆ ได้ถูกแสดงในรูปที่ 4.1 ถึง 4.9 ประกอบด้วยถังเก็บน้ำร้อนและถังเก็บน้ำเย็นขนาดเท่ากันที่ยกสูงจากพื้นเหนือส่วนบริเวณทดลองในระดับความสูงเท่ากัน, ถังพักน้ำร้อนและน้ำเย็นด้านล่าง, บิมน้ำร้อนสำหรับหมุนเวียนน้ำร้อนกลับขึ้นสู่ถังเก็บน้ำร้อน สำหรับส่วนของชุดทดลองเป็นลักษณะท่อซ้อนที่มีจุดศูนย์กลางร่วมกัน ท่อในทำจากท่อทองแดง มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 22.20 มิลลิเมตร โดยจะเป็นท่อผิวเรียบ ไบบิตที่นำมาสอดใส่ในท่อทองแดงทำจากอลูมิเนียมมีค่า  $y$  เท่ากับ 5 มิลลิเมตร มีการทำฟันเลื่อยบริเวณไบบิตเป็นระยะ 0, 10, 15, 20, 25 และ 30 ส่วนท่อด้านนอกเป็นท่อสแตนเลสมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 38.00 มิลลิเมตร โดยความยาวบริเวณที่ทดลองของท่อคือ 1.5 เมตร บริเวณภายนอกของท่อทดลองมีการหุ้มฉนวนกันความร้อนเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อม

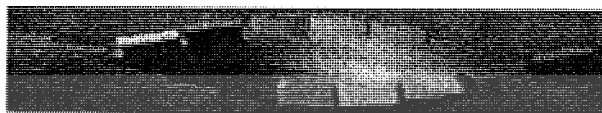


รูปที่ 4.1 ชุดการทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

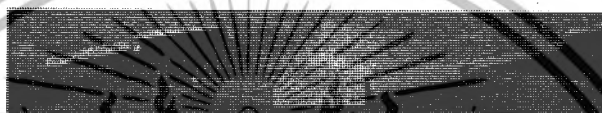
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 แสดงภาพใบปิดเต็มจากอคูมิเนียมแผ่นบาง



รูปที่ 4.3 แสดงภาพใบปิดเต็มจากอคูมิเนียมแผ่นบาง ระยะทวิสต์เท่ากับ 10 มิลลิเมตร



รูปที่ 4.4 แสดงภาพใบปิดเต็มจากอคูมิเนียมแผ่นบาง ระยะทวิสต์เท่ากับ 15 มิลลิเมตร



รูปที่ 4.5 แสดงภาพใบปิดเต็มจากอคูมิเนียมแผ่นบาง ระยะทวิสต์เท่ากับ 20 มิลลิเมตร

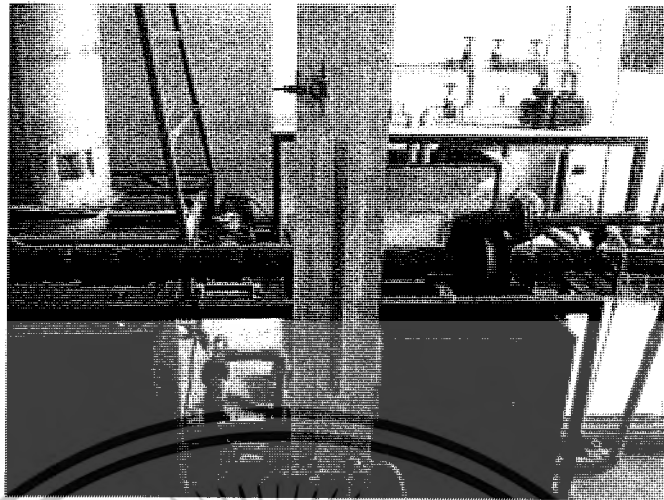


รูปที่ 4.6 แสดงภาพใบปิดเต็มจากอคูมิเนียมแผ่นบาง ระยะทวิสต์เท่ากับ 25 มิลลิเมตร

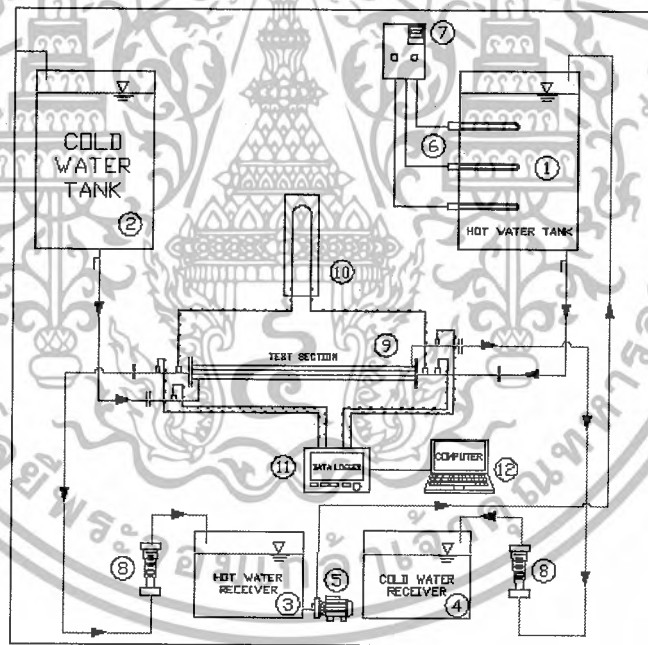


รูปที่ 4.7 แสดงภาพใบปิดเต็มจากอคูมิเนียมแผ่นบาง ระยะทวิสต์เท่ากับ 30 มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.8 แสดงภาพชุดทดลอง



- 1 - ถังเก็บน้ำร้อน      2 - ถังเก็บน้ำเย็น      3 - ถังพักน้ำร้อน
- 4 - ถังพักน้ำเย็น      5 - ชุดมอเตอร์และปั้มน้ำ      6 - ชุดฮีตเตอร์ผลิตน้ำร้อน
- 7 - ชุดควบคุมฮีตเตอร์      8 - โรตารีมิเตอร์      9 - ชุดวัดอุณหภูมิ
- 10 - มานอมิเตอร์      11 - อุปกรณ์บันทึกข้อมูล      12 - คอมพิวเตอร์เก็บข้อมูล

รูปที่ 4.9 แสดงแผนภาพของชุดทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 4.2 อุปกรณ์การทดลอง

### 4.2.1 กำลังของเครื่องทำความร้อน

การคำนวณหา กำลังของเครื่องทำความร้อน จำเป็นต้องทราบถึงปัจจัยต่างๆ ที่มีผลกระทบก่อน เช่น อุณหภูมิน้ำร้อนที่กำหนดและอัตราการไหลสูงสุดที่จะทำการทดลอง ก็จะสามารถหา กำลังของเครื่องทำความร้อนได้ โดยกำลังของเครื่องทำความร้อนสามารถหาได้จากอัตราไหลเชิงมวลคูณกับค่าความจุความร้อนจำเพาะและผลต่างของอุณหภูมิ ตามสมการดังนี้

$$Q = \dot{m}C_p(T_i - T_o) \quad (4.1)$$

$Q$  คือ กำลังเครื่องทำความร้อน, kW

$\dot{m}$  คือ อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s

$C_p$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะ, kJ/kg °C

$T_i$  คือ อุณหภูมิที่ทางเข้า, °C

$T_o$  คือ อุณหภูมิที่ทางออก, °C

### 4.2.2 กำลังของเครื่องสูบลม

การคำนวณหา กำลังของเครื่องสูบลม เพื่อให้สามารถสูบน้ำให้ได้ความสูงและอัตราการไหลของน้ำตามต้องการสามารถจะคำนวณกำลังของปั๊มได้ตามสมการ

$$P = \gamma H Q \quad (4.2)$$

$P$  คือ กำลังของปั๊มน้ำที่ต้องการ, W

$\gamma$  คือ น้ำหนักจำเพาะของน้ำ หน่วย, N/m<sup>3</sup>

$Q$  คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำ, m<sup>3</sup>/s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กำลังของปั๊มน้ำที่คำนวณได้จากสมการดังกล่าว เป็นกำลังที่ต้องใช้ในการขับปั๊มซึ่งต้องนำไปเลือกขนาดมอเตอร์มาขับปั๊มอีกต่อหนึ่ง โดยเลือกขนาดที่สูงกว่ากำลังของปั๊มที่คำนวณได้เพราะการใช้งานมอเตอร์ไฟฟ้าจะมีการสูญเสียต่างๆเกิดขึ้น

#### 4.2.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล

การวัดอัตราการไหลของของไหลภายในท่อจำเป็นต้องเลือกประเภทและชนิดของเครื่องมือที่เหมาะสมกับลักษณะการใช้งานสำหรับ การทดลองนี้ได้เลือกใช้อุปกรณ์วัดอัตราการไหลแบบโรตารีมิเตอร์ เพื่อวัดอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็น

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลโรตารีมิเตอร์ มีหลักการทำงาน คือการใช้ลูกกลอยติดตั้งในท่อรูปกรวยในแนวตั้ง ของเหลวจะไหลเข้าทางด้านล่างของท่อและยกลูกกลอยขึ้น ระดับความสูงของลูกกลอยจะขึ้นอยู่กับอัตราการไหล เมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นลูกกลอยจะถูกยกสูงขึ้น พื้นที่การไหลก็ยิ่งเพิ่มมากขึ้นในกรณีของของเหลวถูกยกขึ้นจากผลของแรงลอยตัว และแรงดันจากความเร็วของของไหล แต่สำหรับก๊าซนั้น เนื่องจากแรงลอยตัวซึ่งขึ้นอยู่กับแรงดันจากความเร็วของของไหลเพียงอย่างเดียว ลูกกลอยจะลอยตัวในตำแหน่งสมดุลเมื่อแรงยกตัวจากการไหลเท่ากับแรงกดจากแรงดึงดูดของโลก



รูปที่ 4.10 แสดงภาพอุปกรณ์วัดอัตราการไหลโรตารีมิเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 4.2.4 อุปกรณ์วัดความดัน

การวัดความดันของไหลที่กำลังเคลื่อนที่ ให้มีความถูกต้องแม่นยำนั้นจะต้องใช้เครื่องมือที่ไม่รบกวนการไหลและรูเจาะไว้สำหรับวัดความดันภายในของท่อจะต้องตั้งฉากกับผิวภายในท่อ โดยต้องทำการเลือกสารตัวกลางสำหรับ U-Tube มาโนมิเตอร์ให้เหมาะสมกับความดันของไหล ในการทดลองนี้เลือกใช้น้ำเป็นสารตัวกลางสำหรับวัดระดับความแตกต่างของสารตัวกลางในกระเปาะแก้วทั้งสองด้านของมาโนมิเตอร์ โดยสามารถคำนวณความแตกต่างของความดันตามสมการ

$$P_A - P_B = \rho gh \quad (4.3)$$

$P_A$  คือ ความดันที่ตำแหน่ง A,  $N/m^2$

$P_B$  คือ ความดันที่ตำแหน่ง B,  $N/m^2$

$\rho$  คือ ความหนาแน่นของของไหลภายในท่อ,  $kg/m^3$

$g$  คือ อัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง,  $m/s^2$

$h$  คือ ความแตกต่างของระดับของเหลว, m



รูปที่ 4.11 แสดงภาพอุปกรณ์วัดความดัน U-Tube มาโนมิเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 4.2.5 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

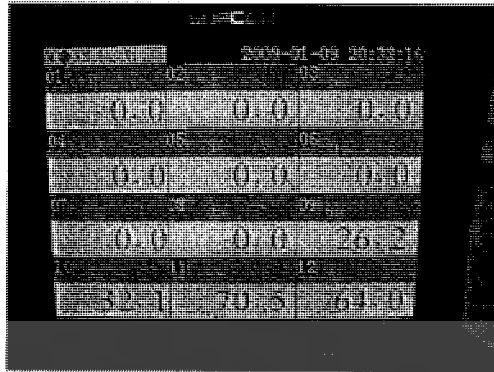
การเลือกประเภทและชนิดเครื่องมือวัดอุณหภูมิให้เหมาะสมกับการใช้งาน เป็นสิ่งสำคัญต่อความถูกต้องและแม่นยำของการวัดค่า การทดลองนี้เลือกใช้หัววัดอุณหภูมิชนิด RTD Pt 100 ที่มีการตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ค่อนข้างดี เพื่อวัดอุณหภูมิน้ำร้อน และน้ำเย็น ทั้งทางด้านเข้าและด้านออกชุดทดสอบโดยหัววัดอุณหภูมิชนิด RTD Pt 100 ใช้หลักการของค่าความต้านทานที่จะมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น RTD ที่ทำจากแพลตตินัม (Platinum) ที่มีค่า  $100 \Omega$  ที่  $0^{\circ}\text{C}$  หรือเรียกว่า Pt 100 โดยจะมีคุณสมบัติดีกว่าเทอร์โมคัปเปิลคือมีเสถียรภาพสูงมีความเป็นเชิงเส้นมากกว่าเทอร์โมคัปเปิล



รูปที่ 4.12 แสดงภาพอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

#### 4.2.6 อุปกรณ์บันทึกข้อมูล

การทดลองนี้ใช้เครื่องบันทึกอุณหภูมิ Supcon R3000/4000 series Recorder เป็นเครื่องมือที่ใช้ในการวัดและบันทึกอุณหภูมิที่ทำการเชื่อมต่อการ RTD ซึ่งจะรับค่าอุณหภูมิของน้ำร้อนและน้ำเย็นแล้วเปลี่ยนเป็นกระแสไฟส่งมายังระบบบันทึกข้อมูลซึ่งจะแสดงค่าเป็นตัวเลขดิจิทัลและทำการบันทึกข้อมูลลงหน่วยความจำภายในเครื่อง



รูปที่ 4.13 แสดงภาพอุปกรณ์บันทึกข้อมูล

### 4.3 การทดลอง

การทดลองโดยทำการปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็นด้วยวาล์วและตรวจสอบอัตราการไหลจากโรตารีมิเตอร์ น้ำร้อนถูกทำให้ร้อนด้วยฮีตเตอร์แบบจุ่ม ขนาด 6 kW จำนวน 3 ชุด ที่ติดตั้งภายในถังเก็บน้ำร้อนเพื่อทำความร้อนให้ได้อุณหภูมิ  $70^{\circ}\text{C} \pm 0.5$  ส่วนน้ำเย็นใช้น้ำประปาในการทดลอง อุณหภูมิ  $30^{\circ}\text{C} \pm 2$  การวัดอุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำเย็นที่ทางเข้าและทางออกชุดท่อทดลองถูกวัดด้วย RTD Pt 100 จำนวน 4 ตัว บันทึกค่าอุณหภูมิด้วย Data logger ยี่ห้อ Supcon R3000/4000 series Recorder ที่สามารถบันทึกค่าสูงสุด 12 ช่องสัญญาณ การวัดความดันตกคร่อมโดยใช้ ไมโนมิเตอร์แบบ U-Tube โดยก่อนการทดลองมีการสอบเทียบโรตารีมิเตอร์ทั้งสองชุดโดยการอ่านค่าอัตราการไหลจากโรตารีมิเตอร์เปรียบเทียบกับกรับเวลาการไหลและปริมาตรของน้ำเพื่อตรวจสอบความถูกต้อง ส่วน RTD Pt 100 ทั้ง 4 ตัวมีการสอบเทียบค่าโดยการทดสอบวัดอุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำเย็นจากแหล่งเดียวกันในเวลาพร้อมกันเพื่อตรวจสอบค่าความถูกต้อง

#### ขั้นตอนการทดลอง

วิธีการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยการสอดใส่ใบพัดที่มีการทำฟันเลื่อยด้านในมีขั้นตอนการทดลองดังนี้

4.3.1 เปิดเครื่องสูบน้ำร้อนเพื่อหมุนเวียนระหว่างถังน้ำร้อนและถังพักน้ำร้อนปรับตั้งอุณหภูมิที่ Temperature Controller ที่อุณหภูมิ  $70^{\circ}\text{C} \pm 0.5$  เพื่อสั่งให้ฮีตเตอร์ทำงานผลิตน้ำร้อนควบคุมอุณหภูมิให้อยู่ในช่วงดังกล่าว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.2 เมื่อน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนมีอุณหภูมิตามที่ตั้งไว้แล้วทำการปรับ อัตราการไหลจากโรตاميเตอร์ของน้ำร้อนเริ่มต้นที่ 200 ลิตรต่อชั่วโมง

4.3.3 ต่อสายชุดหัววัด RTD Pt 100 เข้ากับชุดบันทึกข้อมูล Data logger เพื่อบันทึกอุณหภูมิ น้ำร้อนและน้ำเย็นทั้งทางด้านเข้าและออกของน้ำร้อนของชุดทดลอง

4.3.4 เปิดวาล์วน้ำเย็นที่ใช้น้ำประปาเข้าเก็บในถังน้ำเย็น โดยปล่อยให้ไหลลงมาในส่วนของ ท่อนอกด้วยอัตราการไหลคงที่ 1,200 ลิตรต่อชั่วโมง (อุณหภูมิ  $30^{\circ}\text{C} \pm 2$ ) โดยตรวจสอบอัตราการไหล จากโรตاميเตอร์ของน้ำเย็น

4.3.5 ทำการทดลองโดยปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนตามที่กำหนดช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ 7,500 ถึง 50,000 และทำการบันทึกค่าอุณหภูมิด้วย Data logger และวัดระดับแตกต่างของเหลวใน U-Tube มาโนมิเตอร์เพื่อหาค่าความดันแตกต่างการไหลที่ผ่านชุดทดลอง

4.3.6 เริ่มทำการทดลองใหม่โดยเปลี่ยนไบบิดที่มีการทำพื้นผิวเป็นระยะ 0, 10, 15, 20, 25 และ 30 ตามลำดับ

4.3.7 ในแต่ละกรณีจะใช้เวลาในการทดลองประมาณ 1 ชั่วโมง เมื่อครบหนึ่งชั่วโมงจะนำ ค่าที่ได้จากเครื่อง Data Logger มาหาค่าอุณหภูมิเฉลี่ย

## บทที่ 5

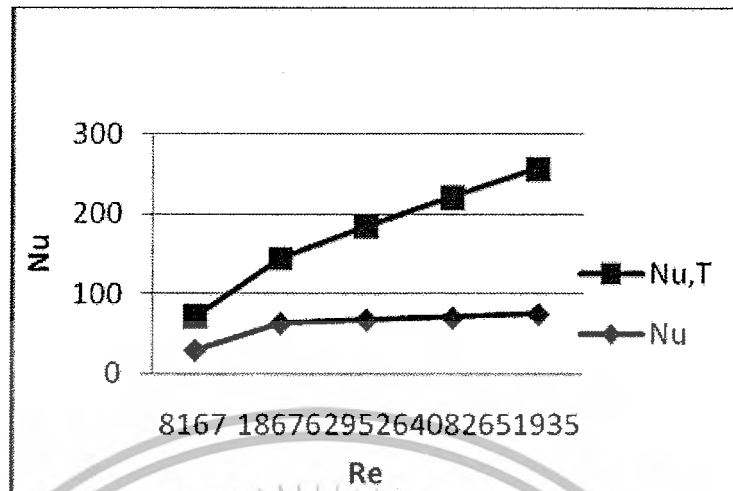
### ผลการทดลอง

ในบทนี้จะกล่าวถึงการทดลองในการศึกษาการถ่ายเทความร้อน และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน จากการทดลองที่ได้กล่าวมา โดยในการทดลองนี้จะมุ่งเน้นที่จะทำการศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของการทดลองในรูปแบบต่างๆ โดยแยกพิจารณาผลการทดลองดังนี้

#### 5.1 การถ่ายเทความร้อนกรณีท่อผิวเรียบ

ในการศึกษาจะทดลองการหาค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อเรียบแล้วนำไปเปรียบเทียบกับค่าทางทฤษฎีเพื่อพิจารณารูปแบบของการทดลองที่ใช้ว่าให้ผลการทดลองออกมาเหมาะสมมากน้อยเพียงใด ซึ่งสามารถแสดงผลการเปรียบเทียบได้ดังนี้

รูปที่ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $Nu$  กับ  $Re$  ของท่อเรียบกับสหพันธ์ Dittus-Boelter ซึ่งเมื่อพิจารณาจากผลการทดลองจะพบว่าในช่วงการไหลปั่นป่วน ( $Re > 4000$ ) จากการเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการคำนวณทางทฤษฎีและผลที่ได้จากการทดลองจากท่อเปล่า ค่าที่ได้จากการทดลองมีค่าความคลาดเคลื่อนกับทฤษฎีประมาณ 15 – 20 เปอร์เซ็นต์ อาจเนื่องมาจากเกิดการรั่วซึมของน้ำบริเวณหน้าแปลนที่เชื่อมต่อกันและจากการทดลองอย่างต่อเนื่องทำให้เกิดความร้อนสะสมภายในท่อทำให้ค่าที่ได้เกิดความคลาดเคลื่อนมากขึ้นเรื่อยๆ เมื่อตัวเลขเรย์โนลด์์เพิ่มมากขึ้น

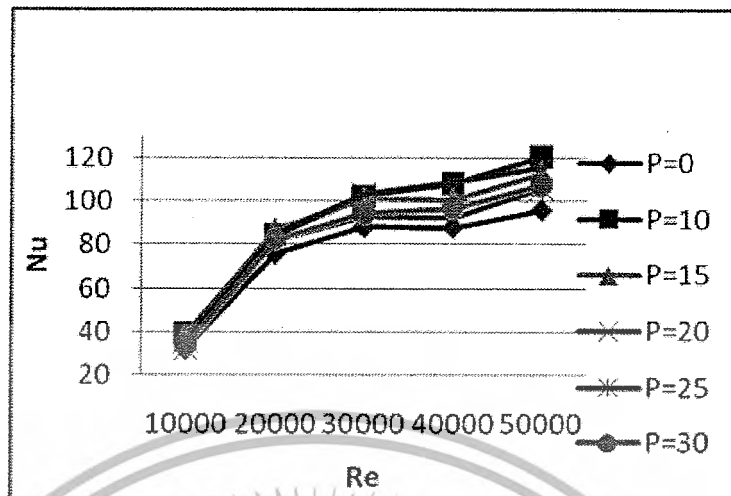


รูปที่ 5.1 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าของตัวเลขนัสเซิลท์และตัวเลขเรย์โนลด์ในท่อเปล่า

## 5.2 การถ่ายเทความร้อนที่เปรียบเทียบกับการสอติใส่ไบบิตค่า $y$ เท่ากับ 5

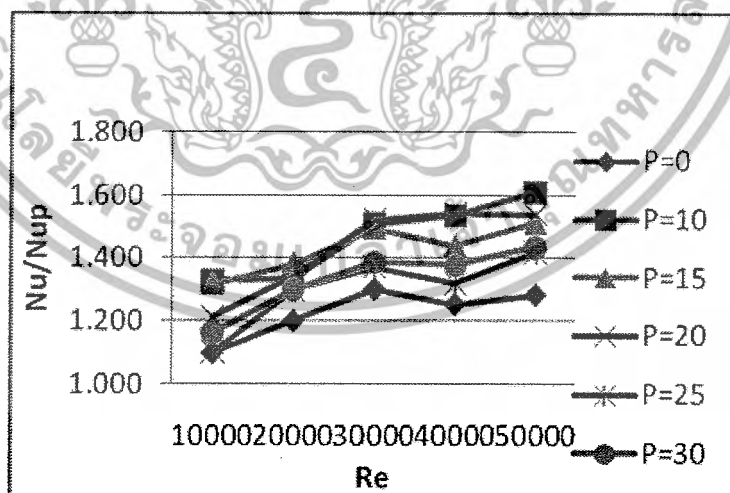
จากการทดลองเปรียบเทียบผลการทดลองระหว่างกรณีเปรียบเทียบกับการสอติใส่ไบบิตค่า  $y$  เท่ากับ 5 ได้ผลการทดลองเป็นดังนี้

รูปที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $Nu$  กับ  $Re$  สำหรับท่อเปรียบเทียบกับการสอติใส่ไบบิตที่มีค่า  $y$  เท่ากับ 5 พบว่าเมื่อเราทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทดลองโดยการทำให้พื้นที่ของไบบิตเป็นระยะ 10, 15, 20, 25, 30 มม. และไบบิตธรรมดา พบว่าเมื่อค่า  $Re$  เพิ่มขึ้น ค่า  $Nu$  ก็จะเพิ่มขึ้นตาม โดยที่ระยะพื้นที่ 10 มม. จะให้ค่า  $Nu$  สูงที่สุดที่  $Re$  เดียวกัน รองลงมาคือพื้นที่ระยะ 15, 20, 25, 30 มม. และไบบิตธรรมดา ตามลำดับ



รูปที่ 5.2 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าของตัวเลขนัสเซิลท์และตัวเลขเรย์โนลด์์ในทุกกรณี

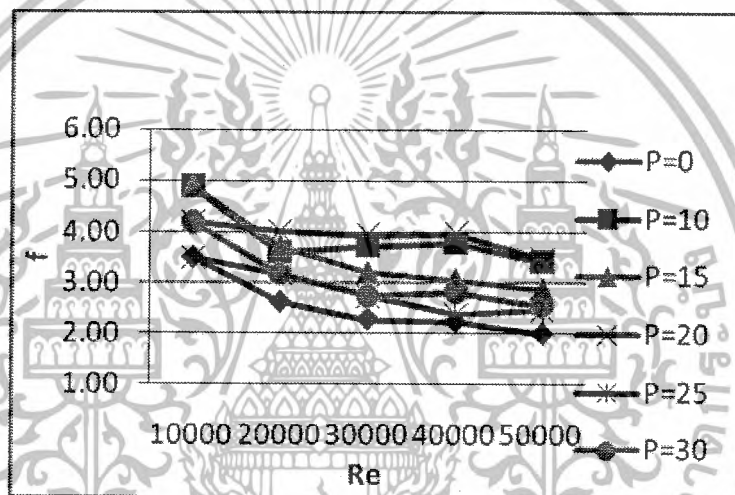
รูปที่ 5.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Re กับอัตราส่วน Nu ระหว่างท่อกับท่อเรียบเรียงร่วม การสอดใส่ไบบิตที่มีค่า  $\gamma$  เท่ากับ 5 พบว่า เมื่อเราทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทดลองโดยการทำให้พื้นที่ของขอบของไบบิตเป็นระยะ 10, 15, 20, 25, 30 มม. และไบบิตธรรมดา ซึ่งจากการพิจารณาพบว่าท่อทดสอบลักษณะท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ไบบิตรูปแบบต่างๆ จะมีค่า Nu เฉลี่ยสูงกว่าท่อเรียบอย่างเดียว 1.48, 1.38, 1.35, 1.31 และ 1.29 ตามลำดับ



รูปที่ 5.3 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าของตัวเลขนัสเซิลท์และตัวเลขเรย์โนลด์์เมื่อนำมาเปรียบเทียบกับท่อเปล่า

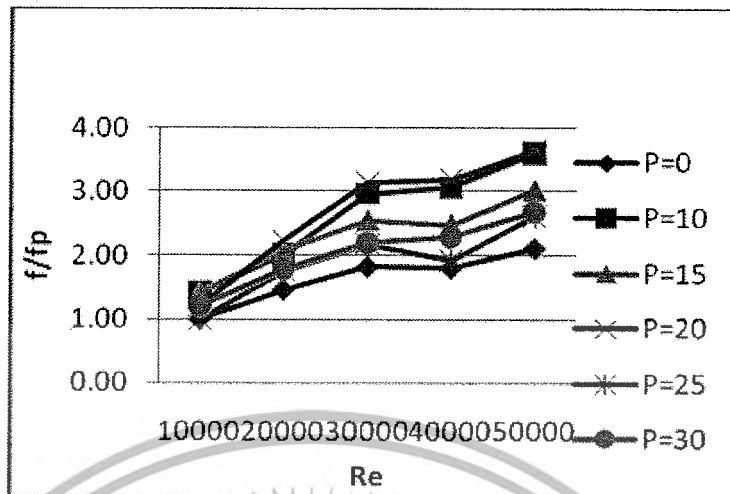
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $Nu$  กับ  $f$  สำหรับท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ไบบิตมีค่า  $y$  เท่ากับ 5 พบว่าเมื่อเราทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทดลอง โดยการทำให้เส้นเอียงที่ขอบของไบบิตเป็นระยะ 10, 15, 20, 25, 30 มม. และไบบิตธรรมดา แล้วพิจารณาผลการทดลองแล้วจะพบว่าเมื่อค่า  $Re$  เพิ่มขึ้น ค่า  $f$  จะมีค่าลดลง แต่การปรับเปลี่ยนรูปแบบของไบบิตจะทำให้ค่า  $f$  สูงกว่าท่อเรียบอย่างเดียวตามลำดับ และการที่ค่า  $f$  ของ  $P=20$  สูงกว่าค่าอื่นๆ เนื่องจากในการบิดนั้นพื้นเอียงมีการกระจายเฉกบริเวณรอบแกนทำให้เกิดเฉกของไบบิตที่กระจายออกมาเต็มภายในท่อพอดีจึงทำให้เกิดการกีดขวางภายในท่อที่มากขึ้นส่งผลให้ความดันตกคร่อมเพิ่มมากขึ้นด้วย



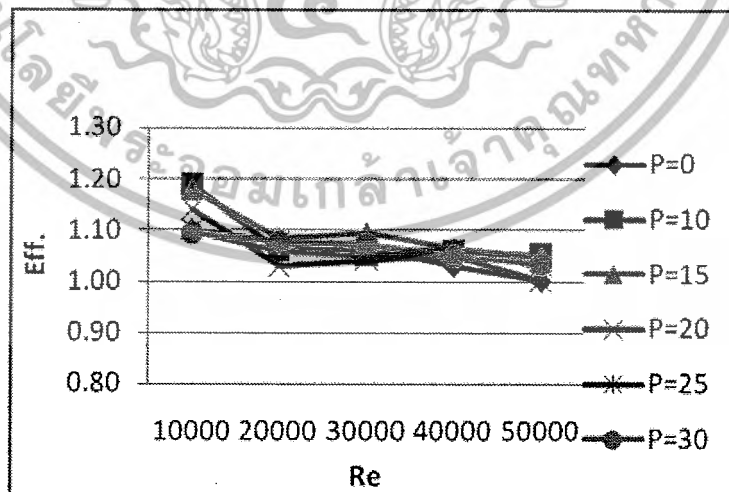
รูปที่ 5.4 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและตัวเลขเรย์โนลด์

รูปที่ 5.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $Re$  กับอัตราส่วน  $f$  ระหว่างท่อกับท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ไบบิตที่มีค่า  $y$  เท่ากับ 5 พบว่าเมื่อเราทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทดลอง โดยการทำให้เส้นเอียงที่ขอบของไบบิตเป็นระยะ 10, 15, 20, 25, 30 มม. และไบบิตธรรมดาเมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผลแล้วจะพบว่าท่อทดสอบลักษณะท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ไบบิตรูปแบบต่างๆจะมีค่าเฉลี่ยสูงกว่าท่อเรียบประมาณ 2.54, 2.10, 1.95, 1.82, 1.80 และ 1.76 ตามลำดับ



รูปที่ 5.5 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและตัวเลขเรย์โนลด์ของทุกกรณีเมื่อเทียบกับท่อเปล่า

รูปที่ 5.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Re กับประสิทธิภาพ ( $\eta$ ) ของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบที่การสูญเสีย กำลังเนื่องจากการไหลของท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ไบบิต ที่มีค่า  $y$  เท่ากับ 5 พบว่าเมื่อเราทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทดลองโดยการทำให้พื้นที่ของไบบิตเป็นระยะ 10, 15, 20, 25, 30 มม. และไบบิตธรรมดา พบว่าจะมีค่าประสิทธิภาพ ( $\eta$ ) โดยเฉลี่ยประมาณ 1.13, 1.12, 1.11, 1.10, 1.09 และ 1.08



รูปที่ 5.6 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าประสิทธิภาพและตัวเลขเรย์โนลด์ของทุกกรณี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น การถ่ายเทความร้อนก็จะสูงขึ้นด้วย เนื่องจากความเร็วในการไหลของน้ำร้อนในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ซึ่งทำให้เกิดการปั่นป่วนมากยิ่งขึ้น สังเกตว่าท่อผิวเรียบเมื่อมีการใส่ไบบิตที่มีค่า  $y$  เท่ากับ 5 พบว่าเมื่อเราทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทดลองโดยการทำให้พื้นที่ของไบบิตเป็นระยะ 10, 15, 20, 25, 30 มม. และไบบิตธรรมดา นั้นจะมีค่าตัวเลขนัสเซลท์เพิ่มสูงขึ้นเนื่องจากการสอดใส่ไบบิตเข้าไปจะทำให้เกิดการหมุนวนตรงกลางท่อทำให้ของไหลอยู่ในท่อนานขึ้น และเกิดการไหลปั่นป่วนสูงขึ้น แล้วของไหลสามารถไหลไปสัมผัสกับผิวท่อได้ดีกว่า ซึ่งจะช่วยให้เกิดการไหลผสมกันได้รวดเร็วยิ่งขึ้น ส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนดีขึ้น ซึ่งจากการทดลองโดยใช้ไบบิตที่มีระยะพื้นที่เท่ากับ 10 มม. จะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนดีที่สุดเนื่องจากไบบิตมีระยะพื้นที่ที่สุดก่อให้เกิดการหมุนวนบริเวณผิวท่อมากขึ้นและมีผลไปลดความต้านทานการถ่ายเทความร้อนทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุด

ส่วนค่าแฟกเตอร์ความเสียหายที่เกิดขึ้นจากการไหลระหว่างท่อเปลาร่วมกับท่อที่สอดใส่ไบบิตระยะต่างๆ ตามที่แสดงให้เห็นในรูปพบว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียหายของท่อที่ใช้ทดสอบในช่วงการทดลองที่มีค่าเรย์โนลด์ต่ำๆ นั้นจะมีค่าแฟกเตอร์ความเสียหายสูง และเมื่อปรับค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มสูงขึ้น ค่าแฟกเตอร์ความเสียหายก็จะลดต่ำลง สาเหตุที่แฟกเตอร์ความเสียหายของท่อที่ใส่ไบบิตมีค่าสูงกว่าท่อเปล่าเนื่องจากไบบิตจะไปขวางการไหล ทำให้การไหลช้าลงจึงทำให้ของไหลๆ ผ่านได้ยากขึ้นแล้วส่งผลทำให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียหายเพิ่มสูงขึ้นตามลำดับ

## บทที่ 6

### สรุปและข้อเสนอแนะ

#### สรุปผลการวิจัย

จากการทดลองการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยการสอดใส่ไบบิตรูปแบบต่างๆ เข้าไปด้านในของท่อน้ำร้อนสามารถสรุปได้ดังนี้

กรณีท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ไบบิต ประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบที่การสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหล พบว่าท่อทดสอบที่สอดใส่ไบบิตที่มีระยะห่างของฟันเลื่อยที่ขอบของไบบิตเป็นระยะ 10, 15, 20, 25, 30 มม. และไบบิตธรรมดาจะมีค่าประสิทธิภาพ( $\eta$ ) โดยเฉลี่ยประมาณ 1.13, 1.12, 1.11, 1.10, 1.09 และ 1.08 ตามลำดับ

การที่ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเพิ่มขึ้นหรือต่ำลงเนื่องจากการสอดใส่ไบบิตที่มีระยะฟันเลื่อยนั้น เกิดจากการที่ระยะฟันเลื่อยที่ทำไว้เมื่อบิดแล้วจะทำให้เกิดแฉกออกมารอบแนวแกนของไบบิตเพื่อช่วยเพิ่มความปั่นป่วนการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่เมื่อเกิดการกระจายของฟันเรื้อยรอบแนวแกนแบบเต็มท่อเมื่อไหล ก็จะเกิดความดันตกคร่อมมากขึ้นเมื่อนำมาคำนวณหาประสิทธิภาพจึงส่งผลให้ประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นไม่มากเท่าที่ควร รวมถึงค่า Twist ratio ที่ใช้เท่ากับ 5 อาจไม่ใช่ค่าที่ดีที่สุดสำหรับการทดลองในรูปแบบนี้

#### ข้อเสนอแนะ

รูปแบบและวิธีการนำเสนอในปริยญาณิพนธ์เล่มนี้มุ่งเน้นที่จะเสนอเทคนิคหนึ่งที่จะช่วยปรับปรุงและเพิ่มสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน ซึ่งยังมีวิธีการอื่นๆที่น่าสนใจในการวิจัยเพื่อเพิ่มสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนให้ดียิ่งขึ้น

ซึ่งแนวทางในการวิจัยต่างๆ จะต้องคำนึงถึงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเป็นหลัก เนื่องจากการใช้งานจริงจะต้องคำนึงถึงความคุ้มค่า ผลตอบแทน และจุดคุ้มทุนเป็นหลักด้วย

## บรรณานุกรม

- [1] พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, มิถุนายน พ.ศ. 2542
- [2] JP. Holman, *Heat transfer*, Mc Graw-Hill, New York, 1989
- [3] P.K. Sarma, T.Subramanyam, P.S. Kishore, V.Dharma Rao, Sadik Kakac, *A new method to predict convective heat transfer in a tube with twisted tape inserts for turbulent flow*, International Journal of Thermal Sciences, Vol.41, pp.955-960, 2002
- [4] Smith Eiamsa-ard, Chinaruk Thianpong, Pongjet Promvong, *Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements*, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol.33, pp.1225-1233, 2006
- [5] P. Sivashanmugam, S. Suresh, *Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with helical screw-tape inserts*, Chemical Engineering and Processing, Vol.46, pp.1292-1298, 2007
- [6] Smith Eiamsa-ard, Pongjet Promvong, *Heat transfer characteristics in a tube fitted with helical screw-tape with/without core-rod inserts*, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol.34, pp.176-185, 2007
- [7] Shyy Woei Chang, Tsun Lirng Yang, Jin Shuen Liou, *Heat transfer and pressure drop in tube with broken twisted tape insert*, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.32, pp.489-501, 2007
- [8] Pongjet Promvong, *Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators*, Energy Conversion and Management, Vol.49, pp.2949-2955, 2008
- [9] P.Promvong, S. Eiamsa-ard, *Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.34, pp.849-859, 2007



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง ก.1 สมบัติทางฟิสิกส์และความร้อนของน้ำอิมตัว

T (K)	P (bar)	ปริมาตรจำเพาะ (m <sup>3</sup> /kg)		ค่าความร้อนแฝง h <sub>fg</sub> (kJ/kg)	ความจุความร้อน (kJ/kg.K)		ความหนืดสัมบูรณ์ (N.s/m <sup>2</sup> )		สภาพนำความร้อน		ตัวเลขพริ้นด์เทิล		สัมประสิทธิ์การขยายตัว β <sub>f</sub> · 10 <sup>6</sup> (K <sup>-1</sup> )
		v <sub>f</sub> · 10 <sup>3</sup>	v <sub>g</sub>		C <sub>p,f</sub>	C <sub>p,g</sub>	μ <sub>f</sub> · 10 <sup>6</sup>	μ <sub>g</sub> · 10 <sup>6</sup>	K <sub>f</sub> · 10 <sup>3</sup>	K <sub>g</sub> · 10 <sup>3</sup>	Pr <sub>f</sub>	Pr <sub>g</sub>	
273.15	0.000611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	-68.05
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	-32.74
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	46.04
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	114.1
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	174.0
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	227.5
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	276.1
305	0.04712	1.005	27.90	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	320.6
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	361.9
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	400.4
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	436.7
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	471.2
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	504.0
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	535.5
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	566.0

ตาราง ก.1 สมบัติทางฟิสิกส์และความร้อนของน้ำอิมตัว (ต่อ)

T (K)	P (bar)	ปริมาตรจำเพาะ (m <sup>3</sup> /kg)		ค่าความร้อนแฝง h <sub>fg</sub> (kJ/kg)	ความจุความร้อน (kJ/kg.K)		ความหนืดสัมบูรณ์ (N.s/m <sup>2</sup> )		สภาพนำความร้อน		ตัวเลขพริ้นด์เทิล		สัมประสิทธิ์การขยายตัว β <sub>f</sub> · 10 <sup>6</sup> (K <sup>-1</sup> )
		v <sub>f</sub> · 10 <sup>3</sup>	v <sub>g</sub>		C <sub>p,f</sub>	C <sub>p,g</sub>	μ <sub>f</sub> · 10 <sup>6</sup>	μ <sub>g</sub> · 10 <sup>6</sup>	K <sub>f</sub> · 10 <sup>3</sup>	K <sub>g</sub> · 10 <sup>3</sup>	Pr <sub>f</sub>	Pr <sub>g</sub>	
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	595.4
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	624.2
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	652.3
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	697.9
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	707.1
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	728.7
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	750.1
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	761
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	788
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	814
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	841
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	896
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	952
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	1010
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	

ตาราง ก.1 สมบัติทางฟิสิกส์และความร้อนของน้ำอิมตัว (ต่อ)

T (K)	P (bar)	ปริมาตรจำเพาะ (m <sup>3</sup> /kg)		ค่าความร้อนแฝง h <sub>fg</sub> (kJ/kg)	ความจุความร้อน (kJ/kg.K)		ความหนืดสัมบูรณ์ (N.s/m <sup>2</sup> )		สภาพนำความร้อน		ตัวเลขพรีน့်เกิด		สัมประสิทธิ์การขยายตัว β <sub>f</sub> · 10 <sup>6</sup> (K <sup>-1</sup> )
		v <sub>f</sub> · 10 <sup>3</sup>	v <sub>g</sub>		C <sub>p,f</sub>	C <sub>p,g</sub>	μ <sub>f</sub> · 10 <sup>6</sup>	μ <sub>g</sub> · 10 <sup>6</sup>	K <sub>f</sub> · 10 <sup>3</sup>	K <sub>g</sub> · 10 <sup>3</sup>	Pr <sub>f</sub>	Pr <sub>g</sub>	
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	



ภาคผนวก ข  
ตารางบันทึกผลการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง ข.1 ตารางบันทึกผลการทดลอง

flow Q	flow Q	Reynold Re,D,h	±10%	T <sub>d</sub>	T <sub>co</sub>	T <sub>hi</sub>	T <sub>he</sub>	h <sub>i</sub>	Nu <sub>i</sub>	Nu <sub>T</sub>	Re <sub>z</sub> /Re <sub>D</sub>	h <sub>o</sub>	Nu <sub>o</sub>	%
<b>Flowrate</b>														
200	0.0000556	8166.741	7.27425	25732	27922	69399	57570	992	29	42	1.000	3.4966214	1.00	100.00
450	0.0001250	18676.368	9.37732	25945	30082	70140	59705	2152	63	81	1.000	1.7957957	1.00	100.00
700	0.0001944	29525.990	-14.60515	26053	30140	70076	61650	2317	68	117	1.000	1.2559293	1.00	100.00
950	0.0002639	40825.889	4.59281	27424	32007	70074	64362	2403	70	150	1.000	1.2397993	1.00	100.00
1200	0.0003333	51934.730	7.56804	27531	32495	70022	65354	2564	75	182	1.000	0.9518581	1.00	100.00
<b>Twist=0</b>														
200	0.0000556	8134.027	8.41320	25722	28079	70001	56328	1091	32	42	1.099	3.4966214	1.00	1.10
450	0.0001250	18413.131	0.46209	25939	30486	69999	57840	2585	76	81	1.200	2.6246245	1.46	1.06
700	0.0001944	29294.519	-2.05277	26139	31333	70002	60889	3013	88	116	1.301	2.2835079	1.82	1.07
950	0.0002639	40556.987	9.07348	26439	32016	70013	62490	3010	88	150	1.254	2.2316387	1.80	1.03
1200	0.0003333	51646.856	14.81301	26538	32681	69994	64170	3287	96	181	1.283	2.0008445	2.10	1.00
<b>Twist=30</b>														
200	0.0000556	7932.463	-7.39548	24000	26532	69997	53413	1319	39	42	1.331	4.8952700	1.40	1.19
450	0.0001250	18177.354	-4.93104	23097	28003	70009	56092	2875	84	80	1.336	3.5915914	2.00	1.06
700	0.0001944	29278.517	-14.88516	24255	29789	70076	58769	3494	102	116	1.509	3.7107003	2.95	1.05
950	0.0002639	39896.418	-15.79576	24389	30093	69999	61377	3686	108	149	1.537	3.7813878	3.05	1.06
1200	0.0003333	51307.438	-2.93773	24267	30957	70011	63007	4122	121	181	1.611	3.4189187	3.59	1.05
<b>Twist=45</b>														
200	0.0000556	7947.696	-3.11921	23101	26111	70002	53123	1308	38	42	1.320	4.8952700	1.40	1.18
450	0.0001250	18079.192	-13.31796	23260	28005	70069	56309	2976	87	80	1.384	3.7297295	2.08	1.08
700	0.0001944	29022.263	-3.78251	23964	29779	70023	58612	3460	101	116	1.495	3.1969110	2.55	1.10
950	0.0002639	40102.478	-6.74137	24909	29764	70003	62002	3452	101	149	1.439	3.0685033	2.48	1.06
1200	0.0003333	51044.329	-9.01420	24282	30537	69982	64093	3868	113	180	1.513	2.8749999	3.02	1.05
<b>Twist=60</b>														
200	0.0000556	8001.398	-6.04812	24398	26799	69937	54334	1202	35	42	1.212	4.1959457	1.20	1.14
450	0.0001250	18232.330	-3.58130	24567	29416	70030	56436	2897	85	80	1.346	4.0060058	2.23	1.03
700	0.0001944	28981.312	-7.33672	24600	30284	70023	58439	3529	103	116	1.526	3.9390511	3.14	1.04
950	0.0002639	40019.757	-7.48429	24925	30895	70007	61759	3708	109	149	1.546	3.9673577	3.20	1.05
1200	0.0003333	51025.529	-13.50594	25036	31333	70027	62933	3941	115	180	1.542	3.4771958	3.65	1.00
<b>Twist=75</b>														
200	0.0000556	8066.383	-11.42420	25074	27209	70043	55474	1095	32	42	1.103	3.4966214	1.00	1.10
450	0.0001250	18193.952	-13.74958	25000	29244	69997	58205	2801	82	80	1.302	3.1771770	1.77	1.08
700	0.0001944	29143.981	-3.68318	24332	29769	70007	60157	3180	93	116	1.374	2.7402095	2.18	1.06
950	0.0002639	40181.840	-8.02040	24025	29538	70013	62349	3171	93	149	1.321	2.3866136	1.93	1.06
1200	0.0003333	51428.630	9.44067	23451	29931	70008	64021	3418	106	181	1.421	2.4864864	2.61	1.03
<b>Twist=90</b>														
200	0.0000556	7297.746	-10.55337	24548	26789	69989	54533	1156	34	39	1.165	4.1959457	1.20	1.10
450	0.0001250	18176.088	-14.95071	24600	29052	70032	56344	2806	82	80	1.304	3.1771770	1.77	1.08
700	0.0001944	29135.776	-5.81271	25100	30461	70027	60144	3220	94	116	1.391	2.7402095	2.18	1.07
950	0.0002639	40267.144	-1.35012	25174	30924	70017	62546	3315	97	149	1.381	2.8205434	2.28	1.05
1200	0.0003333	52045.639	14.77448	25308	31360	70020	65599	2351	108	182	1.438	2.5447634	2.67	1.04



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยใช้ตัวเพิ่มความปั่นป่วนการไหล<sup>1</sup>

เฉลิมชัย ใจหวัง<sup>2</sup>, เอกวุธ มณีรัตน์<sup>2</sup>, วิชญ์พล สงวนวงค์วาน<sup>2</sup>, ชินรักษ์ เขียวพงษ์<sup>3</sup>

### บทคัดย่อ

ปริญาานิพนธ์นี้ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยการออกแบบใบบิดให้มีค่าระยะบิดคงที่คือ 5 มิลลิเมตรและมีการทำฟันเลื่อยไว้เป็นระยะฟันเลื่อย 0, 10, 15, 20, 25 และ 30 มิลลิเมตร เพื่อก่อให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนทำให้อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนบริเวณท่อเพิ่มขึ้น โดยใช้รูปแบบการไหลแบบสวนทางกันระหว่างน้ำร้อนและน้ำเย็นในการทดลองจะปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนของท่อในเป็นแบบปั่นป่วนในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ 7,500 ถึง 50,000 และน้ำเย็นไหลท่อนอกเป็นการไหลคงที่แบบปั่นป่วนตัวเลขเรย์โนลด์ช่วง 50,000 จากนั้นทำการเปรียบเทียบผลระหว่างท่อเปล่ากับท่อที่มีการใส่ใบบิดที่ทำฟันเลื่อยไว้เป็นระยะต่างๆเพื่อพิจารณาความสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและการทดลองพบว่าท่อที่ใช้ใบบิดที่มีระยะฟันเลื่อยมากจะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมากขึ้นตามไปด้วย แต่ก็ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายในท่อเพิ่มขึ้นด้วย จากการทดลองนี้มีค่าตัวเลขนิตเซลที่ดีที่สุดที่ 121 เปอร์เซ็นต์และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยเฉลี่ย 3.65 เท่าเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่า

### Abstract

This paper concerns with the investigation of heat transfer enhancements in a concentric double pipe heat exchanger. The twisted tape insert was designed at twisted ratio as 5:1 and central twisted stripe of width 0, 10, 15, 20, 25 and 30 millimeters to promote turbulence which might increase heat transfer rate. Hot water is fed into the inner pipe in turbulent with Reynolds number of 7,500 to 50,000. Cold water is fed around the outer pipe at Reynolds number of 50,000. The result from the study was compared with those of plain pipe in term of both heat transfer and friction. The experimental result of the pipe with twisted tape suggested that increasing the width of twisted stripe the heat transfer and friction factor will be increase. It heat transfer improvement was achieved at about 121% with average friction of 3.65 over the plain pipe.

© 2006 Department of Mechanical Engineering, KMITL. All rights reserved

**Keywords:** Heat exchanger; Turbulator; Double pipe

### 1. บทนำ

ปัจจุบันได้มีการศึกษาในเรื่องของการปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนและได้มีการพัฒนารูปแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากมายมีการค้นคว้า และปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนด้วยเทคนิคต่างๆ มากมาย งานวิจัยที่เกี่ยวข้องมีดังนี้ Sarma, Subramanyam, Kishore, Rao และ Kakae [3] ได้ศึกษาวิธีการทำนายการพาความร้อนภายในท่อที่มีการใส่ใบบิดอยู่ภายในโดยการไหลแบบปั่นป่วน โดยใช้อัตราส่วนระหว่างเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ และ ระยะพิทช์ มหาค่าคงที่ K เพื่อที่จะหาความสัมพันธ์ที่สอดคล้องกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของการไหลภายในท่อ

<sup>1</sup>ชื่ออังกฤษ "Heat transfer enhancement in a double tube heat exchanger using flow turbulator"

<sup>2</sup>นักศึกษาภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สจล. ห้อง 4G รหัส 48011059, 48011153 และ 48010111 ตามลำดับ

<sup>3</sup>รองศาสตราจารย์ประจักษ์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สจล., โทร. 0 2326 4197, อีเมล cthianpong@yahoo.com

## สัญลักษณ์

$Q_x$	อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อน, W	$Pr$	ค่าตัวเลขพรันด์
$q_x$	ค่าฟลักซ์ความร้อน, W/m <sup>2</sup>	$Q$	อัตราความร้อนที่ถ่ายเท, W
$k$	ค่าการนำความร้อนของวัตถุ, W/mK	$U$	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, W/m <sup>2</sup> K
$A$	พื้นที่หน้าตัดที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน, m <sup>2</sup>	$h_i$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, W/m <sup>2</sup> K
$Q_{conv}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน, W	$h_c$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, W/m <sup>2</sup> K
$q_{conv}$	ฟลักซ์ความร้อนโดยการพาความร้อน, W/m <sup>2</sup>	$\Delta T_{lm}$	อุณหภูมิเฉลี่ย, K
$h$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, W/m <sup>2</sup> K	$C_p$	ค่าความร้อนจำเพาะ, J/Kg K
$T_u$	อุณหภูมิที่ผิวของแข็ง, K	$Nu_D$	ค่าตัวเลขนัสเซลท์
$T_f$	อุณหภูมิของของไหล, K	$\mu$	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหล, kg/m s
$\Delta P$	ความดันตกคร่อมภายในท่อ, N/m <sup>2</sup>	$D$	เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ, m
$f$	สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน	$\rho$	ความหนาแน่นของของไหล, kg/m <sup>3</sup>
$L$	ความยาวของท่อ, m		
$V$	ความเร็วของไหลเฉลี่ย, m/s		
$h_m$	การสูญเสียแรง, m	อักษรท้อย	
$g$	อัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง, m/s <sup>2</sup>	i	ทางเข้า
$K$	สัมประสิทธิ์การสูญเสีย	o	ทางออก
$Re$	ตัวเลขเรย์โนลด์	h	น้ำร้อน
		c	น้ำเย็น

สมิทธิ เอี่ยมสะอาด, ชินวักร์ เขียรพงษ์ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์ [4] ได้ศึกษาคุณลักษณะแรงเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นโดยศึกษาระยะห่างระหว่างระยะบิดที่แตกต่างกัน โดยก่อนนอกมีเส้นผ่าศูนย์กลาง 50.6 มิลลิเมตร ส่วนท่อด้านในมีเส้นผ่าศูนย์กลาง 25.8 มิลลิเมตรโดยมีน้ำร้อนไหลในท่อในและน้ำเย็นไหลบริเวณท่อนอก ไบบิดทำจากสแตนเลส มีความหนา 1 มิลลิเมตรและยาว 1500 มิลลิเมตร โดยแบ่งกรณีเป็นสองกรณี คือ (1) ใช้ไบบิดเต็มช่วงความยาวโดยมีค่า ระยะบิดเท่ากับ 6 และ 8 มิลลิเมตร (2) ทำให้ไบบิดมีระยะบิดเท่าเดิม แต่มีช่วงว่างระหว่างระยะบิดแต่ละอันห่างกันเป็น 1.0, 2.0 และ 3.0 มิลลิเมตร ผลที่ได้จากการเปรียบเทียบกับท่อเปล่าที่ไม่ได้ใส่ไบบิด คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เพิ่มขึ้นตามระยะบิด และระยะช่วงว่างระหว่างระยะบิดที่เพิ่มขึ้นก็จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายในท่อเพิ่มขึ้นด้วย ซึ่งผลที่ได้เกิดจากการพิจารณาค่าตัวเลขนัสเซลท์และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างทฤษฎีและจากผลการทดลองมีความคลาดเคลื่อนของค่าตัวเลขนัสเซลท์  $\pm 15\%$  และ สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน  $\pm 10\%$

Sivashanmugam และ Suresh [5] ได้ทำการศึกษาลักษณะแรงเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการไหลแบบปั่นป่วนในท่อที่ติดตั้งไบบิดที่มีลักษณะเป็นสกรู โดยมีช่วงระยะบิดต่างกัน โดยใช้ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ในช่วง 2,700 ถึง 13,500 การทดลองนี้จะเปรียบเทียบกับ

ท่อเปล่า ซึ่งค่าตัวเลขนัสเซลท์ที่มากที่สุดคือ ช่วงระยะบิดที่ 1.95 เมื่อนำประสิทธิภาพของไบบิดแบบสกรูมาเปรียบเทียบกับงานวิจัยก่อนหน้านี้พบว่าได้ประสิทธิภาพดีกว่า การแผ่กระจายการถ่ายเทความร้อนของไบบิดแบบสกรูเพิ่มขึ้นและลดลงตามระยะช่วงบิด เมื่อนำค่าที่ได้มาเปรียบเทียบกับค่าทางทฤษฎีพบว่ามีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 13\%$  สำหรับตัวเลขนัสเซลท์ และ  $\pm 15\%$  สำหรับค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

สมิทธิ เอี่ยมสะอาด และ พงษ์เจต พรหมวงศ์ [6] ได้เสนอผลการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อ ที่มีการใส่ไบบิดแบบสกรู แบบมีแกนกลาง และไม่มีแกนกลาง โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นโดยชั้นนอกมีเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 50 มิลลิเมตร และท่อชั้นในมีเส้นผ่าศูนย์กลาง (D) 25 มิลลิเมตร โดยไบบิดที่ใช้เป็นสแตนเลสมีความกว้าง (W) 17 มิลลิเมตรและมีช่องว่าง  $(D-W)/2 = 4$  มิลลิเมตร ดังนั้น การใส่ไบบิดแบบสกรูเข้าไปจะใส่ให้พอดีกับท่อ ในการทดลอง ไบบิดที่มีแกนหรือไม่มีแกนกลาง จะถูกใส่เข้าไปในท่อชั้นในของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และ น้ำร้อนจะไหลเข้าผ่านไบบิดนั้นโดยมีช่วงตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 2000 ถึง 12000 จากการทดลองสรุปได้ว่าค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยเพิ่มขึ้น จากไบบิดแบบสกรูมีแกน และไบบิดแบบสกรูไม่มีแกน เป็น 230% และ 340% ตามลำดับ เมื่อเทียบกับท่อเปล่า การใส่ไบบิดแบบทลวมพอดีหรือไม่มีแกนนั้น ค่าสัมประสิทธิ์ความต้านทาน ลดลงประมาณ 50% น้อยกว่าไบบิดแบบสกรูมีแกน ในขณะที่

ค่าตัวเลขนี้สเซลท์ก็เพิ่มขึ้นถึง 50% ด้วย อย่างไรก็ตามการเพิ่มประสิทธิภาพของไบบิตแบบสกรูนี้มีค่าประสิทธิภาพอยู่ในช่วง 1.00 ถึง 1.17 และ 1.98 ถึง 2.14 ของไบบิตแบบมีแกนและไม่มีแกน ตามลำดับ

2. ทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีพื้นฐานต่างๆที่เกี่ยวข้องในงานวิจัย ได้แก่การจำแนกลักษณะการไหลแบบบังคับภายในท่อ การสูญเสียความดันตกคร่อมภายในท่อ และพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน

2.1 ประเภทของการถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นเนื่องจากผลของความแตกต่างของอุณหภูมิโดยจะเกิดการถ่ายเทจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่าไปสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ซึ่งการถ่ายเทความร้อนสามารถแบ่งออกได้ 3 รูปแบบ คือ การนำความร้อน, การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน แต่ในการทดลองนี้จะใช้แค่ 2 รูปแบบ คือ การนำความร้อนและการพาความร้อนเท่านั้น

2.1.1 การนำความร้อน (Conduction)

การนำความร้อน คือ การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในตัวกลางเมื่อมีความแตกต่างของอุณหภูมิหรือการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างตัวกลางที่ติดกันเมื่อมีความแตกต่างกันของอุณหภูมิ โดยการนำความร้อนจะเคลื่อนที่ได้ดีที่สุดในตัวกลางที่เป็นของแข็ง ซึ่งความร้อนจะเคลื่อนที่ผ่านโมเลกุลของเนื้อตัวกลางที่อยู่หนึ่ง โดยอาจจะมีการเกิดขึ้นในของเหลวและก๊าซแต่มักจะแยกออกจากการถ่ายเทความร้อนโดยการพาไม่ได้

หลักการคำนวณเกี่ยวกับการนำความร้อนถูกเสนอขึ้นโดยโจเซฟ ฟูริเยร์ (Joseph Fourier) ในปี ค.ศ. 1822 โดยอาศัยข้อมูลจากการทดลองและได้เสนอสมการที่ใช้สำหรับคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำไว้ดังนี้

$$Q_x = -kA \frac{dT}{dx} \tag{2.1}$$

หรือ

$$q_x = -k \frac{dT}{dx} \tag{2.2}$$

ค่าสภาพการนำความร้อนเป็นคุณสมบัติอย่างหนึ่งของวัสดุที่ได้จากการวัดและทดสอบโดยทั่วไปค่าสภาพการนำความร้อนจะแปรผันตามอุณหภูมิซึ่งจากการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนพลังงานจลน์จะพบว่าค่าสภาพการนำความร้อนของแก๊สจะแปรผันตามกำลังสองของอุณหภูมิ สมบูรณ์และค่าสภาพการนำความร้อนของเหลวต่างๆ ยกเว้นน้ำจะแปรผันตามอุณหภูมิสมบูรณ์ สำหรับการใช้งานจริงที่อุณหภูมิเปลี่ยนแปลงไม่มากนักจะใช้ค่าสภาพการนำความร้อนคงที่ ซึ่งหาที่อุณหภูมิเฉลี่ย โดยค่า k ของสารทั่วไปดังแสดงในตาราง 1 อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 1

ค่าสภาพการนำความร้อน (ที่อุณหภูมิ 300 K)

วัสดุ	ค่าสภาพการนำความร้อน (W/m °C)
เงิน	429
ทองแดงบริสุทธิ์	401
ทอง	317
อะลูมิเนียม	237
เหล็ก	80.2
ปรอท	8.54
แก้ว	1.4
อิฐ	0.72
น้ำ	0.613
ผิวหนังของคน	0.37
สารทำความเย็น R-12	0.072
อากาศ	0.026

2.1.2 การพาความร้อน (Convection)

การพาความร้อน คือ การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวของแข็งและของไหล โดยที่ของไหลจะเป็นตัวพาความร้อนมาให้หรือพาความร้อนจากผิวของแข็ง สำหรับกลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพานั้นจะเกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงานและการเคลื่อนที่ของของไหล การพาความร้อนสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภท คือ การพาความร้อนโดยธรรมชาติ และการพาความร้อนโดยบังคับ โดยการพาโดยบังคับ (Force convection) เป็นการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหลโดยของไหลจะถูกบังคับให้เคลื่อนที่ไปสัมผัสกับผิวของแข็งโดยกลไกจากภายนอก เช่น พัดลม เครื่องสูบน้ำ เป็นต้น

สำหรับการพาความร้อนสมการที่ใช้สำหรับคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาจะพิจารณาตาม Newton's Law of cooling คือ

$$Q_{conv} = hA(T_s - T_f) \tag{2.3}$$

หรือ

$$q_{conv} = h(T_s - T_f) \tag{2.4}$$

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสามารถหาค่าได้จากการทดลอง ซึ่งได้มีการเก็บข้อมูลของของไหลบางชนิดและบางประเภทของการพาความร้อนไว้ดังแสดงในตาราง 2

การศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ตาราง 2

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

ประเภทของการพาความร้อนและชนิดของไหล	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $W/m^2\cdot C$
การพาความร้อนแบบอิสระของอากาศ	5 - 25
การพาความร้อนแบบอิสระของน้ำ	20 - 100
การพาความร้อนแบบบังคับของอากาศ	10 - 200
การพาความร้อนแบบบังคับของน้ำ	50 - 10,000
น้ำในระหว่างการระเหย	3,000 - 100,000
น้ำในระหว่างการควบแน่น	5,000 - 100,000

2.2 การสูญเสียภายในท่อ

การสูญเสียภายในท่อสามารถแบ่งออกได้เป็นสองแบบ คือ การสูญเสียหลัก (Major loss) และการสูญเสียรอง (Minor loss)

2.2.1 การสูญเสียหลัก

การสูญเสียหลักเกิดขึ้นจากแรงเสียดทานในท่ออันเนื่องมาจากขนาดของท่อ ความยาวของท่อ และความเร็วในการไหลภายในท่อของไหล ซึ่งมีนิยามดังนี้

$$\Delta P = \frac{fL\rho V^2}{2D} \quad (2.7a)$$

ค่า  $f$  ที่คำนวณได้จากสมการต่างๆ อาจนำมาใช้งานจริงได้ไม่สะดวกนัก จึงมักจะหาค่า  $f$  จากแผนภูมิที่เรียกว่า Moody Chart ซึ่ง Moody ได้พล็อตค่าข้อมูลที่ดีที่สุดลงในสมการ โดยการใช้ Moody chart จะต้องทราบค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อดังแสดงในตารางที่ 3

ในทางปฏิบัติค่า  $f$  ของท่อผิวเรียบอาจจะคลาดเคลื่อน 5% ส่วนท่อผิวขรุขระก็อาจคลาดเคลื่อน 10% ดังนั้นการใช้ค่าความขรุขระสัมบูรณ์จึงต้องพิจารณาให้ดีเนื่องจากจะมีผลกระทบต่อค่าความดันตกคร่อมได้

ตาราง 3

ค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อ

ประเภทของท่อ	ค่าความขรุขระสัมบูรณ์
ท่อที่รีดขึ้นรูป ท่อทองเหลือง ท่อดีบุก	0.0015
ท่อเหล็กเหนียว	0.046
ท่อเหล็กหล่อที่ขึ้นรูปโดยการเชื่อม	0.046
ท่อเหล็กหล่อเคลือบยางมะตอย	0.12
ท่อชุบสังกะสี	0.15
ท่อเหล็กหล่อทั่วไป	0.25
ท่อไม้	0.18 - 0.9
ท่อคอนกรีต	0.3 - 3
ท่อเหล็กที่ใช้หมุดย้ำ	0.9 - 9

2.2.2 การสูญเสียรอง

การสูญเสียรองจะเกิดจากการไหลผ่านท่อที่เปลี่ยนแปลงขนาด กระทั่งหันหรือการไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆ เช่น ข้อต่อ ข้องอ เป็นต้น ซึ่งสามารถแสดงเป็นสมการได้ดังนี้

$$h_{Lm} = \frac{K V^2}{2g} \quad (2.7b)$$

ซึ่งการสูญเสียรองจะมีค่าค่อนข้างน้อย ดังนั้นในการทดลองจะพิจารณาเฉพาะการสูญเสียหลักเท่านั้น

2.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

การทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นสามารถทำได้สองวิธี คือ

2.3.1 วิธีแบบ Active

วิธีนี้ต้องการแหล่งพลังงานภายนอก เช่น การใช้อุปกรณ์ทางกล การทำให้เกิดการสั่นของพื้นผิว การทำให้เกิดการสั่นของของไหล การใช้สนามไฟฟ้าสถิตการฉีดพ่นหรือดูดของไหล

2.3.2 วิธีแบบ Passive

วิธีแบบนี้ไม่ต้องการแหล่งพลังงานภายนอก ได้แก่ การใช้พื้นที่ที่ได้รับการปรับปรุงสภาพการใช้พื้นผิวหยาบ การเพิ่มพื้นที่ผิว การติดตั้งอุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ การติดตั้งอุปกรณ์ที่ทำให้อากาศเกิดการหมุนวน การสอดใส่แผ่นใบพัด เป็นต้น

2.4 การไหลภายในท่อ

การไหลของของไหลสามารถแบ่งตามลักษณะการไหลได้เป็นสองรูปแบบคือ การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) ที่ของไหลจะเคลื่อนที่ไปอย่างมีระเบียบด้วยความเร็วค่อนข้างต่ำโดยไม่เกิดการผสมกันของกระแสการไหล และการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ที่ของไหลจะเคลื่อนที่อย่างปั่นป่วน ไม่มีระเบียบจึงทำให้เกิดการผสมกันของกระแสของไหล

ลักษณะของการไหลภายในท่อกลมของของไหลอาจใช้วิธีการสังเกตการไหลของของไหลที่ทางออกของท่อ โดยถ้าของไหลที่ไหลออกมาเป็นสองลำจะเป็นการไหลแบบราบเรียบ แต่ถ้าของไหลที่ไหลออกมาเป็นลำเดียวจะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน วิธีการนี้เหมาะกับการไหลที่สามารถสังเกตเห็นได้ เช่น น้ำ โลหะเหลว เป็นต้น หรือการพ่นสีเพื่อสังเกตลักษณะการไหลของสีก็เป็นวิธีการในการช่วยจำแนกการไหลได้เช่นเดียวกัน

นอกจากนี้ยังสามารถจำแนกการไหลได้จากค่าตัวเลขเรย์โนลด์ซึ่งอัตราส่วนของแรงเฉื่อย (Inertia force) ต่อแรงความหนืด (Viscous force) โดยทั่วไปกรณีการไหลมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์ น้อยกว่า 2,300 จะจัดเป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) กรณีของไหลมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์ อยู่ระหว่าง 2,300 ถึง 4,000 จะจัดเป็นการไหลแบบ

เปลี่ยนแปลง (Transition flow) และกรณีของไหลมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์มากกว่า 4,000 จะจัดเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ซึ่งค่าตัวเลขเรย์โนลด์ มีนิยามดังนี้

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.8)$$

### 2.5 การถ่ายเทความร้อนในท่อผิวเรียบ

ค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะขึ้นอยู่กับรูปแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สภาพการไหลของของไหล สมบัติเชิงความร้อนของของไหลและยังขึ้นอยู่กับ การเปลี่ยนแปลงสถานะของของไหลด้วย

$$h = \frac{Nu_D k}{D} \quad (2.9)$$

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ช่วงปรับตัวเต็มในท่อกลมเรียบ

โดย  $Nu_D$  ได้จากสมการของ Duttus-Boelter

$$\begin{aligned} St &= \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{f}{8} \\ f &= 0.184 Re^{-0.2} \\ St &= 0.023 Re^{-0.2} \\ \text{ดังนั้น} \\ \overline{Nu} &= 0.023 Re^{0.8} Pr^n \end{aligned} \quad (2.10)$$

สมการนี้สำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$$\begin{cases} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ L/D \geq 10 \end{cases}$$

กรณีท่อไม่เรียบ

เนื่องจากท่อที่ทำการทดสอบผิวภายในท่อไม่เรียบมีลักษณะเป็นผิวลูกฟูกการวิเคราะห์ โดยใช้หลักการ Wilson-plot Method จากคุณสมบัติการไหลแบบปั่นป่วนพิจารณาจากความสัมพันธ์ของสมการไร้มิติ

$$Nu = C Re^n \cdot Pr^m \quad (2.11)$$

จากสมการความสัมพันธ์

$$\overline{Nu} = \frac{hD}{k} \quad (2.12)$$

จากสมการ 2.11 และ 2.12 โดยถือว่าคุณสมบัติของไหลไม่เปลี่ยนแปลง ดังนั้น

$$h = C \cdot Re^n \quad (2.13)$$

เนื่องจากผนังท่อบางมาก และไม่คิดแฟคเตอร์ความสกปรกจึงได้สมการความสัมพันธ์

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.14)$$

จากสมการ 2.13 แทนค่าลงสมการ 2.14 พิจารณาที่อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่ดังนั้น

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{C Re^n} + const \quad (2.15)$$

สร้างกราฟสมการเส้นตรงเพื่อหาจุดตัดแกน y ซึ่งมีค่าเท่ากับค่าคงที่ (Constant) แล้วนำไปคำนวณหาค่า  $h_i$  แล้วนำค่า  $h_i$  แทนสมการ 2.12 เพื่อหาค่า  $Nu$  ต่อไป

### 2.6 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD)

การคำนวณการถ่ายเทความร้อนโดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD) พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกันโดยการไหลแบบสวนทางกันหรือการไหลแบบตามกันก็ได้ และรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลทั้ง 2 กรณีนี้สามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อซ้อนกันได้ การออกแบบทางด้านความร้อนสมการพื้นฐานที่แสดงความสัมพันธ์ของอัตราความร้อน

สำหรับการไหลในท่อซ้อนอัตราการถ่ายเทความร้อน

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (2.16)$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำร้อน (ท่อนใน)

$$Q_h = \dot{m}_h c_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (2.17)$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำเย็น (ท่อนนอก)

$$Q_c = \dot{m}_c c_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \quad (2.18)$$

โดยที่ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยคือ

$$Q = \frac{Q_h + Q_c}{2} \quad (2.19)$$

การหาค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD)

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{p2} - T_{c2}) - (T_{p1} - T_{c1})}{\ln(T_{p2} - T_{c2} / T_{p1} - T_{c1})} \quad (2.20)$$

การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสำหรับท่อทองแดง

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.21)$$

นิยามของประสิทธิภาพของการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากคิดที่กำลังปั๊มเดียวกันดังนั้น

$$(\dot{V}\Delta P)_p = (\dot{V}\Delta P)_{HP} \quad (2.22)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จัดรูปแบบสมการ

$$\left(\frac{\pi D \mu Re}{4\rho} \cdot f \frac{L\rho}{2D} \left(\frac{\mu Re}{\rho D}\right)^2\right)_p = \left(\frac{\pi D \mu Re}{4\rho} \cdot f \frac{L\rho}{2D} \left(\frac{\mu Re}{\rho D}\right)^2\right)_{HP} \quad (2.23)$$

เนื่องจากเป็นท่อเดียวกันและของไหลชนิดเดียวกัน ตัวแปร  $\pi, D, \mu, \rho, L$  คงที่

$$\frac{Re_{HP}}{Re_p} = \left(\frac{f_{HP}}{f_p}\right)^{-1/3} \quad (2.24)$$

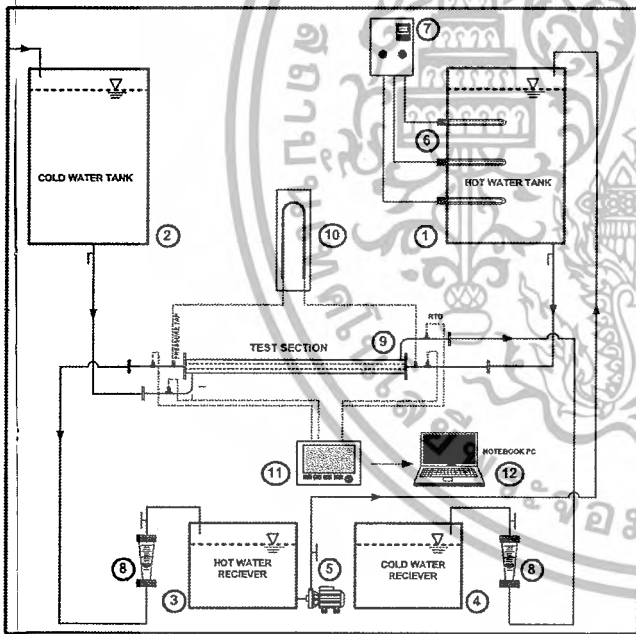
จากนิยามของประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

$$\eta = \frac{h_{HT}}{h_x} \Big|_{pp} = \frac{Nu_{HT}}{Nu_x} \Big|_{pp} \quad (2.25)$$

ดังนั้นประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ กำลังปั๊มเดียวกัน คือ

$$\eta_{pp} = \left[\frac{Nu_{HT}}{Nu_x}\right]_{pp} = \left[\frac{h_{HT}}{h_x}\right]_{pp} = \left(\frac{Nu_{HT}}{Nu_x}\right) \left(\frac{f_{HP}}{f_p}\right)^{-1/3} \quad (2.26)$$

3. อุปกรณ์การทดลอง



รูปที่ 1 แผนภาพชุดทดลอง

ตาราง 4

ชื่อส่วนต่างๆของชุดทดลอง

1. ถังเก็บน้ำร้อน	2. ถังเก็บน้ำเย็น
3. ถังพักน้ำร้อน	4. ถังพักน้ำเย็น
5. ปั๊มน้ำร้อน	6. สวิตเตอร์
7. ชุดควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อน	8. โรตารีมอเตอร์
9. ส่วนทดสอบ	10. มานอมิเตอร์
11. เครื่องบันทึกอุณหภูมิที่ส่งวนไว้	12. คอมพิวเตอร์

3.1 กำลังของเครื่องทำความร้อน

การคำนวณหา กำลังของเครื่องทำความร้อน จำเป็นต้องทราบถึงปัจจัยต่างๆ ที่มีผลกระทบก่อน เช่น อุณหภูมิน้ำร้อนที่กำหนดและอัตราการไหลสูงสุดที่จะทำการทดลอง ก็จะสามารถหากำลังของเครื่องทำความร้อนได้ โดยกำลังของเครื่องทำความร้อนสามารถหาได้จากอัตราไหลเชิงมวลคูณกับค่าความจุความร้อนจำเพาะและผลต่างของอุณหภูมิ ตามสมการดังนี้

$$Q = \dot{m} C_p (T_i - T_o) \quad (3.1)$$

3.2 กำลังของเครื่องสูบลม

การคำนวณหา กำลังของเครื่องสูบลม เพื่อให้สามารถสูบน้ำให้ได้ความสูงและอัตราการไหลของน้ำตามต้องการสามารถหาคำนวณกำลังของปั๊มได้ตามสมการ

$$P = \gamma H Q \quad (3.2)$$

กำลังของปั๊มน้ำที่คำนวณได้จากสมการดังกล่าว เป็นกำลังที่ต้องใช้ในการขับปั๊มซึ่งต้องนำไปเลือกขนาดมอเตอร์มาขับปั๊มอีกต่อหนึ่งโดยเลือกขนาดที่สูงกว่ากำลังของปั๊มที่คำนวณได้เพราะการใช้งานมอเตอร์ไฟฟ้าจะมีการสูญเสียต่างๆเกิดขึ้น

3.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล

การวัดอัตราการไหลของของไหลภายในท่อจำเป็นต้องเลือกประเภทและชนิดของเครื่องมือที่เหมาะสมกับลักษณะการใช้งานสำหรับการทดลองนี้ได้เลือกใช้ อุปกรณ์วัดอัตราการไหลแบบโรตารีมอเตอร์ เพื่อวัดอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็น

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลโรตารีมอเตอร์ มีหลักการทำงาน คือการใช้ลูกลอยติดตั้งในท่อรูปวงรีในแนวตั้ง ของเหลวจะไหลเข้าทางด้านล่างของท่อและยกลูกลอยขึ้น ระดับความสูงของลูกลอยจะขึ้นอยู่กับอัตราการไหล เมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นลูกลอยจะถูกยกสูงขึ้น พื้นที่การไหลก็ยิ่งเพิ่มมากขึ้น ในกรณีของของเหลวลูกลอยถูกยกขึ้นจากผลของแรงลอยตัวและแรงดันจากความเร็วของของไหล แต่สำหรับก๊าซนั้น เนื่องจากแรงลอยตัวซึ่งขึ้นอยู่กับแรงดันจากความเร็วของของไหลเพียงอย่างเดียว ลูกลอยจะลอยตัวในตำแหน่งสมดุลเมื่อแรงยกตัวจากการไหลเท่ากับแรงกดจากแรงดึงดูดของโลก

3.4 อุปกรณ์วัดความดัน

การวัดความดันของไหลที่กำลังเคลื่อนที่ ให้มีความถูกต้องแม่นยำนั้นจะต้องใช้เครื่องมือที่ไม่รบกวนการไหลและรูเจาะไว้สำหรับวัดความดันภายในของท่อจะต้องตั้งฉากกับผิวภายในท่อ โดยต้องทำการเลือกสารตัวกลางสำหรับ U-Tube มาในมิเตอร์ให้เหมาะสมกับความดันของไหล

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการทดลองนี้เลือกใช้น้ำเป็นสารตัวกลางสำหรับวัดระดับความแตกต่างของสารตัวกลางในกระเปาะแก้วทั้งสองด้านของมาโนมิเตอร์ โดยสามารถคำนวณความแตกต่างของความดันตามสมการ

$$P_A - P_B = \rho g h \quad (3.3)$$

### 3.5 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

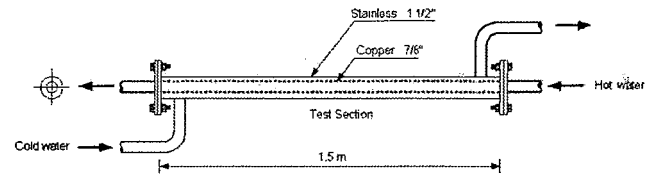
การเลือกประเภทและชนิดเครื่องมือวัดอุณหภูมิให้เหมาะสมกับการใช้งาน เป็นสิ่งที่สำคัญต่อความถูกต้องและแม่นยำของการวัดค่า การทดลองนี้เลือกใช้หัววัดอุณหภูมิชนิด RTD Pt 100 ที่มีการตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ค่อนข้างดี เพื่อวัดอุณหภูมิน้ำร้อน และน้ำเย็น ทั้งทางด้านเข้าและด้านออกชุดทดสอบโดยหัววัดอุณหภูมิชนิด RTD Pt 100 ใช้หลักการของค่าความต้านทานที่จะมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น RTD ที่ทำจากแพลตตินัม (Platinum) ที่มีค่า 100  $\Omega$  ที่ 0  $^{\circ}\text{C}$  หรือเรียกว่า Pt 100 โดยจะมีคุณสมบัติดีกว่าเทอร์โมคัปเปิลคือมีเสถียรภาพสูงมีความเป็นเชิงเส้นมากกว่าเทอร์โมคัปเปิล

### 3.6 อุปกรณ์บันทึกข้อมูล

การทดลองนี้ใช้เครื่องบันทึกอุณหภูมิ Supcon R3000/4000 series Recorder เป็นเครื่องมือที่ใช้ในการวัดและบันทึกอุณหภูมิที่ทำการเชื่อมต่อ การ RTD ซึ่งจะรับค่าอุณหภูมิของน้ำร้อนและน้ำเย็นแล้วเปลี่ยนเป็นกระแสไฟส่งมายังระบบบันทึกข้อมูลซึ่งจะแสดงค่าเป็นตัวเลขดิจิทัลและทำการบันทึกข้อมูลหน่วยความจำภายในเครื่อง

## 4. วิธีการทดลอง

การทดลองโดยทำการปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็นด้วย วาล์วและตรวจสอบอัตราการไหลจากโรตاميเตอร์ น้ำร้อนถูกทำให้อุ่นด้วยฮีตเตอร์แบบจุ่ม ขนาด 6 kW จำนวน 3 ชุด ที่ติดตั้งภายในถังเก็บน้ำร้อนเพื่อทำความร้อนให้ได้อุณหภูมิ 70  $^{\circ}\text{C} \pm 0.5$  ส่วนน้ำเย็นใช้น้ำประปาในการทดลองอุณหภูมิ 30  $^{\circ}\text{C} \pm 2$  การวัดอุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำเย็นที่ทางเข้าและทางออกชุดทดสอบถูกวัดด้วย RTD Pt 100 จำนวน 4 ตัว บันทึกค่าอุณหภูมิด้วย Data logger ยี่ห้อ Supcon R3000/4000 series Recorder ที่สามารถบันทึกค่าสูงสุด 12 ช่องสัญญาณ การวัดความดันตกคร่อมโดยใช้ มาโนมิเตอร์แบบ U-Tube โดยก่อนการทดลองมีการสอบเทียบโรตاميเตอร์ทั้งสองชุดโดยการอ่านค่าอัตราการไหลจากโรตاميเตอร์เปรียบเทียบกับ การจับเวลาการไหลและปริมาตรของน้ำเพื่อตรวจสอบความถูกต้อง ส่วน RTD Pt 100 ทั้ง 4 ตัวมีการสอบเทียบค่าโดยการทดสอบวัดอุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำเย็นจากแหล่งเดียวกันในเวลาพร้อมกัน เพื่อตรวจสอบค่าความถูกต้อง



รูปที่ 2 ส่วนทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน

### ขั้นตอนการทดลอง

วิธีการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยการใช้ตัวเพิ่มความปั่นป่วนการไหลมีขั้นตอนการทดลองดังนี้

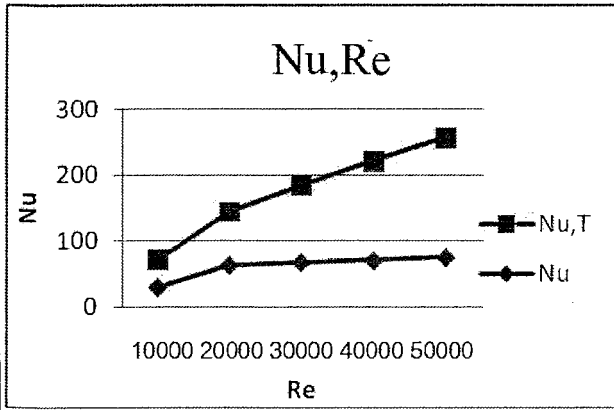
1. เปิดเครื่องสูบน้ำร้อนเพื่อหมุนเวียนระหว่างถังน้ำร้อนและถังพักน้ำร้อนปรับตั้งอุณหภูมิที่ Temperature Controller ที่อุณหภูมิ 70  $^{\circ}\text{C} \pm 0.5$  เพื่อสั่งให้ฮีตเตอร์ทำงานผลิตน้ำร้อน ควบคุมอุณหภูมิให้คงที่
2. เมื่อน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนมีอุณหภูมิตามที่ตั้งไว้แล้วทำการปรับอัตราการไหลจากโรตاميเตอร์เริ่มต้นที่ 200 ลิตรต่อชั่วโมง
3. ต่อสายชุดหัววัด RTD Pt 100 เข้ากับชุดบันทึกข้อมูล Data logger เพื่อบันทึกอุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำเย็นทั้งทางด้านเข้าและออกของน้ำร้อนของชุดทดลอง
4. เปิดวาล์วน้ำเย็นที่ใช้น้ำประปาเข้ากับถังเก็บน้ำเย็น โดยปล่อยให้ไหลลงมาในส่วนของท่อนอกด้วยความเร็วคงที่ 1,200 ลิตรต่อชั่วโมง (อุณหภูมิ 30  $^{\circ}\text{C} \pm 2$ ) โดยตรวจสอบอัตราการไหลจากโรตاميเตอร์
5. ทำการทดลองโดยปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนตามที่กำหนดช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ส 7,500 ถึง 50,000 และทำการบันทึกค่าอุณหภูมิด้วย Data logger และวัดระดับแตกต่างของเหลวใน U-Tube มาโนมิเตอร์เพื่อหาค่าความดันแตกต่างการไหลที่ผ่านชุดทดลอง
6. เริ่มทำการทดลองใหม่โดยเปลี่ยนตัวเพิ่มความปั่นป่วนการไหลภายในท่อชั้นในที่มีการเปลี่ยนแปลงช่วงการวางตั้งแต่ 5 ถึง 20 เซนติเมตร ยาวตลอดแนวท่อ

## 5. ผลการทดลอง

### 5.1 การถ่ายเทความร้อนกรณีท่อผิวเรียบ

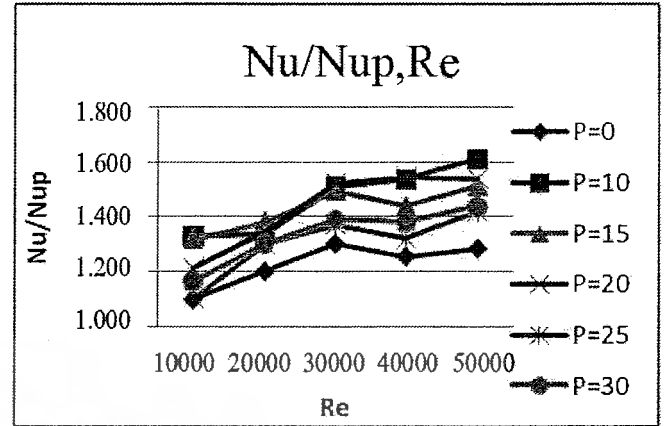
ในการศึกษาจะทดลองการหาค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อเรียบแล้วนำไปเปรียบเทียบกับค่าทางทฤษฎีเพื่อพิจารณารูปแบบของการทดลองที่ใช้ว่าให้ผลการทดลองออกมาเหมาะสมมากน้อยเพียงใด ซึ่งสามารถแสดงผลการเปรียบเทียบได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.1 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าของตัวเลขไนส์เซลท์และตัวเลขเรย์โนลด์ในท่อเปล่า (เส้นแดงแสดงถึงตัวเลขไนส์เซลท์ตามสมการของ Dittus-Boelter)

รูปแบบต่างๆ จะมีค่า Nu เฉลี่ยสูงกว่าท่อเรียบอย่างเดียว 1.48, 1.38, 1.35, 1.31 และ 1.29 ตามลำดับ



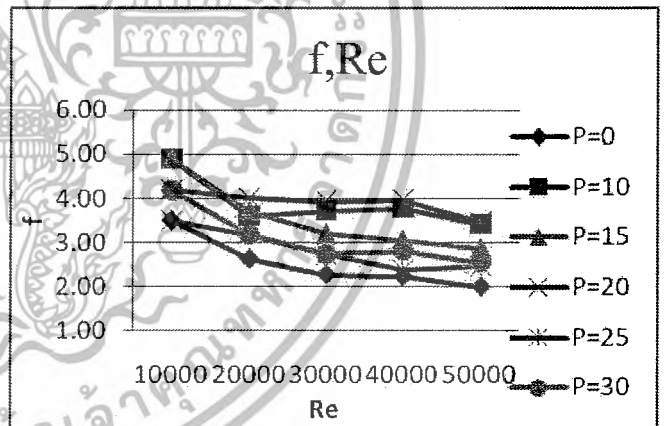
รูปที่ 5.3 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราส่วนของตัวเลขไนส์เซลท์เทียบกับท่อเปล่าและตัวเลขเรย์โนลด์

5.2 การถ่ายเทความร้อนที่ท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ใบมีดค่า y เท่ากับ 5

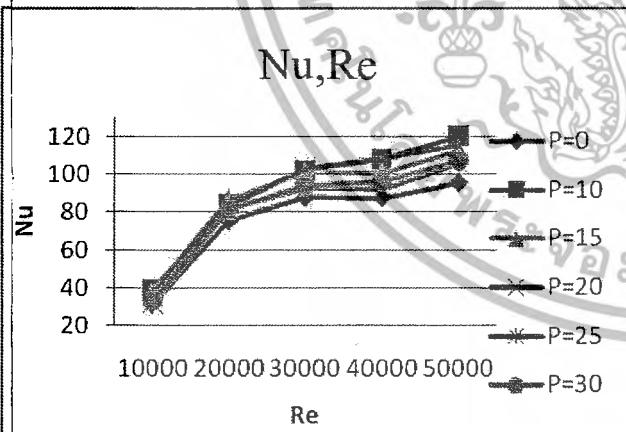
จากการทดลองเปรียบเทียบผลการทดลองระหว่างกรณีท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ใบมีดค่า y เท่ากับ 5 ได้ผลการทดลองเป็นดังนี้

รูปที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu กับ Re สำหรับท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ใบมีดที่มีค่า y เท่ากับ 5 พบว่าเมื่อเราทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทดลองโดยการทำให้พื้นที่ของใบมีดเป็นระยะ 10, 15, 20, 25, 30 มม. และใบมีดธรรมดา พบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ค่า Nu ก็จะเพิ่มขึ้นตามโดยที่ระยะพื้นที่ของ 10 มม. จะให้ค่า Nu สูงที่สุดที่ Re เดียวกัน รองลงมาคือพื้นที่ของระยะ 15, 20, 25, 30 มม. และใบมีดธรรมดา ตามลำดับ

รูปที่ 5.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu กับ f สำหรับท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ใบมีดมีค่า y เท่ากับ 5 พบว่าเมื่อเราทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทดลองโดยการทำให้พื้นที่ของใบมีดเป็นระยะ 10, 15, 20, 25, 30 มม. และใบมีดธรรมดา แล้วพิจารณาผลการทดลองแล้วจะพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ค่า f จะมีค่าลดลง แต่การปรับเปลี่ยนรูปแบบของใบมีดจะทำให้ค่า f สูงกว่าท่อเรียบอย่างเดียวตามลำดับ



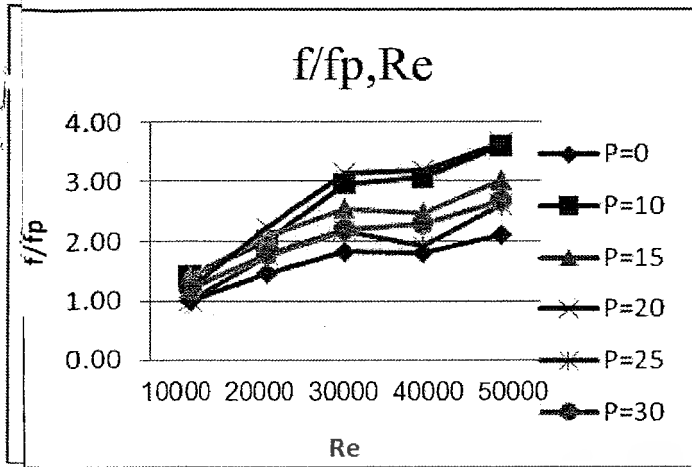
รูปที่ 5.4 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและตัวเลขเรย์โนลด์



รูปที่ 5.2 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าของตัวเลขไนส์เซลท์และตัวเลขเรย์โนลด์

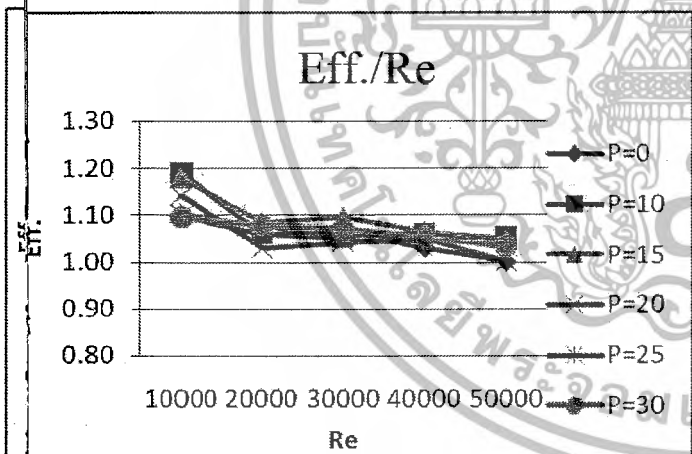
รูปที่ 5.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Re กับอัตราส่วน Nu ระหว่างท่อกับท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ใบมีดที่มีค่า y เท่ากับ 5 พบว่าเมื่อเราทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทดลองโดยการทำให้พื้นที่ของใบมีดเป็นระยะ 10, 15, 20, 25, 30 มม. และใบมีดธรรมดา ซึ่งจากการพิจารณาพบว่าท่อทดสอบลักษณะท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ใบมีด

รูปที่ 5.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Re กับอัตราส่วน f ระหว่างท่อกับท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ใบมีดที่มีค่า y เท่ากับ 5 พบว่าเมื่อเราทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทดลองโดยการทำให้พื้นที่ของใบมีดเป็นระยะ 10, 15, 20, 25, 30 มม. และใบมีดธรรมดาเมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผลแล้วจะพบว่าท่อทดสอบลักษณะท่อเรียบร่วมกับการสอดใส่ใบมีดรูปแบบต่างๆจะมีค่าเฉลี่ยสูงกว่าท่อเรียบประมาณ 2.54, 2.10, 1.95, 1.82, 1.80 และ 1.76 ตามลำดับ



รูปที่ 5.5 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราส่วนของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเทียบกับท่อเปล่าและตัวเลขเรย์โนลด์

รูปที่ 5.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Re กับประสิทธิภาพ ( $\eta$ ) ของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบที่การสูญเสีย กำลัง เนื่องจากการไหลของท่อเรียบรวมกับการสอดใส่ใบบิด ที่มีค่า  $y$  เท่ากับ 5 พบว่าเมื่อเราทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทดลองโดยการทำให้พื้นที่ของใบบิดเป็นระยะ 10, 15, 20, 25, 30 มม. และใบบิดธรรมดา พบว่าจะมีค่าประสิทธิภาพ ( $\eta$ ) โดยเฉลี่ยประมาณ 1.13, 1.12, 1.11, 1.10, 1.09 และ 1.08



รูปที่ 5.6 แสดงแผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าประสิทธิภาพและตัวเลขเรย์โนลด์

จากผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น การถ่ายเทความร้อนก็จะสูงขึ้นด้วย เนื่องจากความเร็วในการไหลของน้ำร้อนในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ซึ่งทำให้เกิดการปั่นป่วนมากยิ่งขึ้น สังเกตว่าท่อผิวเรียบเมื่อมีการใส่ใบบิดที่มีค่า  $y$  เท่ากับ 5 พบว่าเมื่อเราทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทดลองโดยการทำให้พื้นที่ของใบบิดเป็นระยะ 10, 15, 20, 25, 30 มม. และใบบิดธรรมดา นั้นจะมีค่าตัวเลขนัสเซลท์เพิ่มสูงขึ้นเนื่องจากการสอดใส่ใบบิดเข้าไปจะทำให้เกิดการหมุนวนตรงกลางท่อทำให้ของไหลอยู่ในท่อนานขึ้นไม่มีการเฉียดใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และเกิดการไหลปั่นป่วนสูงขึ้น แล้วของไหลสามารถไหลไปสัมผัสกับผิวท่อได้ดีกว่า ซึ่งจะช่วยให้เกิดการไหลผสมกันได้รวดเร็วยิ่งขึ้น ส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนดีขึ้น ซึ่งจากการทดลองโดยใช้ใบบิดที่มีระยะพื้นเลื้อยเท่ากับ 10 มม. จะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนดีที่สุดเนื่องจากใบบิดมีระยะพื้นเลื้อยที่ดีที่สุดก่อให้เกิดการหมุนวนบริเวณผิวท่อมากขึ้นและมีผลไปลดความต้านทานการถ่ายเทความร้อนทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุด ส่วนค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นจากการไหลระหว่างท่อเปล่าร่วมกับท่อที่สอดใส่ใบบิดระยะต่างๆ ตามที่แสดงให้เห็นในรูปพบว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อที่ใช้ทดสอบในช่วงการทดลองที่มีค่าเรย์โนลด์ต่ำนั้นจะมีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานสูง และเมื่อปรับค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มสูงขึ้น ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานก็จะลดต่ำลง สาเหตุที่แฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อที่ใส่ใบบิดมีค่าสูงกว่าท่อเปล่าเนื่องจากใบบิดจะไปขวางการไหล ทำให้การไหลช้าลงจึงทำให้ของไหลทุกส่วนได้ยากขึ้นแล้วส่งผลทำให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นตามลำดับ

เอกสารอ้างอิง

- [1] พงษ์เจต พรหมวงศ์, การถ่ายเทความร้อน, มิถุนายน พ.ศ. 2542
- [2] J.P. Holman, Heat Transfer, Mc Graw-Hill, New York, 1989
- [3] P.K. Sarma, T.Subramanyam, P.S. Kishore, V.Dharma Rao, Sadik Kakac, A new method to predict convective heat transfer in a tube with twisted tape inserts for turbulent flow, International Journal of Thermal Sciences, Vol.41, pp. 955-960, 2002
- [4] Smith Eiamsa-ard, Chinarak Thianpong, Pongjet Promvong, Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol.33, pp. 1225-1233, 2006
- [5] P. Sivashanmugam, S. Suresh, Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with helical screw-tape inserts, Chemical Engineering and Processing, Vol.46, pp. 1292-1298, 2007
- [6] Smith Eiamsa-ard, Pongjet Promvong, Heat transfer characteristics in a tube fitted with helical screw-tape with/without core-rod inserts, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol.34, pp. 176-185, 2007