

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน
โดยใช้ท่อลูกฟูกและใบบิด

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A DOUBLE TUBE HEAT
EXCHANGER USING CORRUGATED TUBE AND
TWISTED TAPE



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษากายหลักรับปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

บัณฑิตวิทยาลัย

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2551

KMITL-2006-EN-M-090-674

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน
โดยใช้ท่อลูกฟูกและใบบิด

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A DOUBLE TUBE HEAT
EXCHANGER USING CORRUGATED TUBE AND
TWISTED TAPE



เลขหมู่.....
เลขทะเบียน..... 82681
วัน,เดือน,ปี..... 21 ก.ค. 2551

b.....
i.....

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานภายในบัณฑิตวิทยาลัย ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังเป็นลิขสิทธิ์ของ และต้องแจ้งถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ.2551

**HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A DOUBLE TUBE HEAT
EXCHANGER USING CORRUGATED TUBE AND
TWISTED TAPE**



**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
SCHOOL OF GRADUATE STUDIES**

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

2008

KMITL-2008-EN-M-030-374



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น เว้นแต่จะขออนุญาตจากเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

COPYRIGHT 2008

SCHOOL OF GRADUATE STUDIES

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

บัณฑิตวิทยาลัย
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน
โดยใช้ท่อลูกฟูกและใบปิด

Heat Transfer Enhancement in a Double Tube Heat Exchanger
using Corrugated Tube and Twisted Tape


นักศึกษา นายวิทวัฒน์ หนูเหมือน

รหัสประจำตัว 46060421

ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ รศ.ดร.ชินรัชย์ เขียรพงษ์

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงศ์	
ผศ.มณฑล	ใจกุล	
ผศ.ดร.สมิทธิ	เอี่ยมสอาด	
รศ.ดร.ชินรัชย์	เขียรพงษ์	

วัน/เดือน/ปี ที่สอบ 8 พฤษภาคม 2551 เวลา 14.00-16.00 น.

สถานที่สอบ ณ ห้องประชุม 3 ชั้น 5 อาคาร A

บัณฑิตวิทยาลัยรับรองแล้ว

(รศ.ดร.รวีวรรณ ชินะตระกูล)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้วยวิธีการ
วันที่.....30.....เดือน.....พฤษภาคม.....พ.ศ.....2551.....
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

แบบท่อซ้อน โดยใช้ท่อลูกฟูกและใบบิด

นักศึกษา

นายวิวัฒน์ หนูเหมือน

รหัสประจำตัว

46060421

ปริญญา

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

พ.ศ.

2551

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

รศ.ดร.ชินรักษ์ เขียรพงษ์

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยการออกแบบบริเวณผิวท่อค้ำในให้เป็นลักษณะผิวลูกฟูกพร้อมกับสอดใส่ใบบิดเต็มเพื่อก่อให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนเพื่อเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อ โดยใช้รูปแบบการไหลแบบสวนทางกันระหว่างน้ำร้อนและน้ำเย็นในการทดลองจะปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนของท่อในเป็นแบบปั่นป่วนในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ 7,500 ถึง 50,000 และน้ำเย็นไหลท่อนอกเป็นการไหลคงที่แบบปั่นป่วนตัวเลขเรย์โนลด์ช่วง 50,000 ลักษณะผิวลูกฟูกที่ใช้ทดลองมีอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ (S) 3 แบบคือ 1, 1.25 และ 1.5 ส่วนใบบิดเต็มที่ใช้ในการทดลองมีอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความกว้างใบบิด (y) 3 แบบเช่นกันคือ 3, 4 และ 5 จากนั้นทำการเปรียบเทียบผลระหว่างท่อเปล่ากับท่อที่ออกแบบเป็นผิวลูกฟูกและร่วมกับสอดใส่ใบบิดเพื่อพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

การทดลองพบว่าท่อที่ออกแบบเป็นลักษณะผิวลูกฟูกค่า $S=1$ ร่วมกับการสอดใส่ใบบิดค่า $y=3$ มีค่าตัวเลขนัทเชลท์ดีที่สุดที่ 288 เปรอร์เซ็นต์และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยเฉลี่ย 4.45 เท่าเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis Title	Heat Transfer Enhancement in a Double Tube Heat Exchanger using Corrugated Tube and Twisted Tape
Student	Mr. Wittawat Numuan
Student ID.	46060421
Degree	Master of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2008
Thesis Advisor	Assoc.Prof.Dr. Chinaruk Thianpong

ABSTRACT

This paper is the investigation of heat transfer enhancements in a concentric double pipe heat exchanger. The inner pipe was designed to be corrugated surface combining with twisted tape insert in order 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 experiments were carried on 3 different corrugated pitch to pipe diameter ratio (S) at 1, 1.25 and 1.5 and on 3 various twisted pitch to tape width ratio (y) 3, 4 and 5. 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 at $S=1$ and $y=3$ as the best in heat transfer improvement at about 288% with average friction factor of 4.45 over the plain pipe

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น. ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี ด้วยคำแนะนำ ให้คำปรึกษาและความกรุณาของ รศ.ดร.ชินรักษ์ เขียรพงษ์ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์และที่ปรึกษา รวมทั้ง รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงส์ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้ง ในความอนุเคราะห์จากท่านและขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบพระคุณ ท่านอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่าน ที่ได้ถ่ายทอดวิชาความรู้ ให้แก่ศิษย์ตลอดที่ศึกษาอยู่ในสถาบันอันมีเกียรติแห่งนี้

ขอขอบพระคุณบิดา มารดาที่เลี้ยงดู คอยอบรมสั่งสอน ให้กำลังใจและสนับสนุนลูกให้ ได้รับการศึกษาก้าวหน้ามาจนถึงวันนี้

ขอขอบคุณ นายยุทธนา ศรีผา นักศึกษาปริญญาโท ที่ร่วมกันสร้างชุดทดลองวิจัยตั้งแต่แรกเริ่ม และให้ความช่วยเหลือรวมทั้งคอยกระตุ้นที่ขาดตลอด

ขอขอบคุณ รุ่นน้องปริญญาตรีภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า เจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ได้ลงแรงช่วยเหลือในการสร้างชุดทดลอง

สุดท้ายนี้ ขอขอบคุณ บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เป็นอย่างสูง ที่ได้ให้การสนับสนุนทุนสำหรับงานวิจัยของวิทยานิพนธ์ชิ้นนี้

วิฑูรณ์ หนูเหมือน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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.....	1
1.3 สมมติฐานของการศึกษา.....	2
1.4 ทฤษฎีหรือแนวคิดที่ใช้ในการวิจัย.....	2
1.5 ขอบเขตของงานวิจัย.....	2
1.6 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	3
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	4
2.1 บทนำ.....	4
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
บทที่ 3 ทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในงานวิจัย.....	9
3.1 ประเภทของการถ่ายเทความร้อน.....	9
3.1.1 การนำความร้อน.....	9
3.1.2 การพาความร้อน.....	10
3.1.3 การพาแผ่รังสี.....	11
3.2 การสูญเสียภายในท่อ.....	12
3.2.1 การสูญเสียหลัก.....	12
3.2.2 การสูญเสียรอง.....	13

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

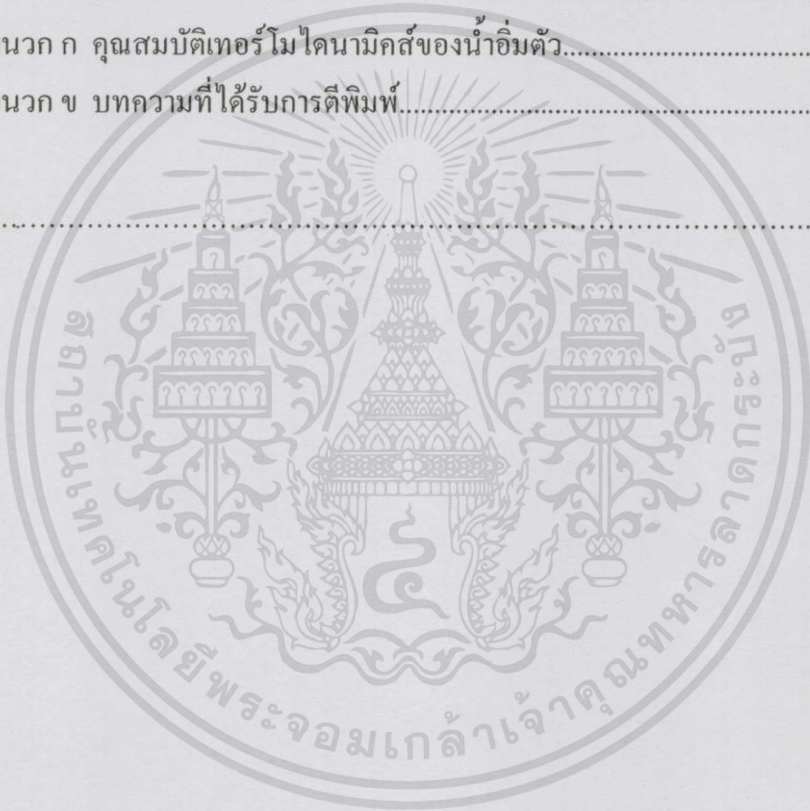
สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน.....	14
3.4 การไหลภายในท่อ.....	14
3.5 การถ่ายเทความร้อนภายในท่อผิวเรียบ.....	15
3.6 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบ ลอการิทึม.....	17
บทที่ 4 อุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง.....	20
4.1 บทนำ.....	20
4.2 อุปกรณ์การทดลอง.....	24
4.2.1 กำลังของเครื่องทำความร้อน.....	24
4.2.2 กำลังของเครื่องสูบ.....	24
4.2.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล.....	24
4.2.4 อุปกรณ์วัดความดัน.....	25
4.2.5 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ.....	26
4.2.6 อุปกรณ์บันทึกข้อมูล.....	27
4.3 การทดลอง.....	27
บทที่ 5 ผลการทดลอง.....	29
5.1 กรณีท่อเรียบ.....	29
5.2 กรณีท่อผิวลูกฟูก.....	31
5.3 กรณีท่อเรียบร่วมกับสอติไใส่ใบบิดค่า $y = 3, 4,$ และ 5	35
5.4 กรณีท่อลักษณะผิวลูกฟูกค่า $S = 1$ ร่วมกับสอติไใส่ใบบิดค่า $y = 3, 4,$ และ 5	39
5.5 กรณีท่อลักษณะผิวลูกฟูกค่า $S = 1.25$ ร่วมกับสอติไใส่ใบบิดค่า $y = 3, 4,$ และ 5	43
5.6 กรณีท่อลักษณะผิวลูกฟูกค่า $S = 1.5$ ร่วมกับสอติไใส่ใบบิดค่า $y = 3, 4,$ และ 5	47
5.7 การหาความสัมพันธ์ ระหว่าง Nu และ f กับ Re, S และ y	51

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 6 สรุปและข้อเสนอแนะ.....	53
6.1 สรุปผลการวิจัย.....	53
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	54
บรรณานุกรม.....	55
ภาคผนวก.....	56
ภาคผนวก ก คุณสมบัติเทอร์โมไดนามิกส์ของน้ำอิมัลชัน.....	57
ภาคผนวก ข บทความที่ได้รับการตีพิมพ์.....	60
ประวัติผู้เขียน.....	70



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 ค่าสภาพการนำความร้อน (ที่อุณหภูมิ 300K).....	10
3.2 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย.....	11
3.3 ค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อใหม่.....	13



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดงภาพท่อทดสอบลักษณะผิวลูกฟูก.....	5
2.2 แสดงภาพของท่อลักษณะผิวลูกฟูกและแผ่นไบบิตที่สอด.....	6
2.3 แสดงภาพด้านนอกของท่อเป็นลักษณะผิวลูกฟูก.....	6
2.4 แสดงภาพลักษณะท่อผิวลูกฟูก.....	7
2.5 แสดงภาพท่อทดสอบ โดยการใช้กรวยวงแหวนพร้อมกับการสอดใส่ไบบิตท่อ.....	8
3.1 การหาค่าจุดตัดแกนโดยหลักการ Wilson-plot Method	17
4.1 ชุดการทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	20
4.2 แสดงภาพด้านนอกของท่อทองแดงที่ทำให้เป็นลักษณะผิวลูกฟูก.....	21
4.3 แสดงภาพด้านนอกของท่อทองแดงผิวลูกฟูก $S=1$	21
4.4 แสดงภาพด้านนอกของท่อทองแดงผิวลูกฟูก $S=1.25$	21
4.5 แสดงภาพด้านนอกของท่อทองแดงผิวลูกฟูก $S=1.5$	21
4.6 แสดงภาพไบบิตเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง.....	23
4.7 แสดงภาพไบบิตเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง $y = 3$	22
4.8 แสดงภาพไบบิตเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง $y = 4$	22
4.9 แสดงภาพไบบิตเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง $y = 5$	22
4.10 แสดงชุดทดลอง.....	23
4.11 แสดงแผนภาพของชุดทดลอง.....	23
4.12 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลโรตารีเมตร.....	25
4.13 อุปกรณ์วัดความดัน U-Tube มาโนมิเตอร์.....	26
4.14 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ RTD Pt 100.....	26
4.15 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ RTD Pt 100 และการสอบเทียบ.....	27
5.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re สำหรับท่อเรียบ.....	30
5.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f สำหรับท่อเรียบ.....	30
5.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re สำหรับท่อผิวลูกฟูก.....	32
5.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu กรณีท่อผิวลูกฟูก.....	32
5.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f กรณีท่อผิวลูกฟูก.....	33
5.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f กรณีท่อผิวลูกฟูก.....	33
5.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (η) กรณีท่อผิวลูกฟูก.....	34

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีท่อเรียบร่วมกับสออดีไบบิต.....	36
5.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu กรณีท่อเรียบร่วมกับสออดีไบบิต.....	36
5.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f กรณีท่อเรียบร่วมกับสออดีไบบิต.....	37
5.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับ f กรณีท่อเรียบร่วมกับสออดีไบบิต.....	37
5.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (η) กรณีท่อเรียบร่วมกับสออดีไบบิต.....	38
5.13 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	40
5.14 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	40
5.15 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	41
5.16 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	41
5.17 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (η) กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	42
5.18 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1.25$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	44
5.19 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1.25$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	44
5.20 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1.25$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	45
5.21 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1.25$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	45
5.22 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (η) กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1.25$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	46
5.23 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1.5$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	48
5.24 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1.5$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	48
5.25 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1.5$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	49
5.26 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1.5$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	49
5.27 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (η) กรณีท่อผิวลูกฟูก $S = 1.5$ ร่วมกับสออดีไบบิต.....	50

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.28 แสดงความคลาดเคลื่อนจากสมการ Nu กรณีที่ต่อลักษณะผิวลูกฟูกพร้อมกับสอดใส่ใบบิด.....51	
5.29 แสดงความคลาดเคลื่อนจากสมการ Nu กรณีที่ต่อลักษณะผิวลูกฟูกพร้อมกับสอดใส่ใบบิด.....52	



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนมีความสำคัญมากและมีการใช้งานกันอย่างแพร่หลาย ในหลายๆระบบ เช่นระบบระบายความร้อนในเครื่องทำความเย็น ระบบการระบายความร้อนในบ่อชุบ ระบบระบายความร้อนน้ำมันในเครื่องจักร โดยเฉพาะในภาคภาคอุตสาหกรรมต่างๆอย่างเช่น อุตสาหกรรมปิโตรเคมี โรงผลิตกระแสไฟฟ้า และอุตสาหกรรมอาหาร ซึ่งการออกแบบระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ โดยเฉพาะประเทศไทยอยู่ในเขตร้อน สิ่งที่ต้องพิจารณาและคำนึงถึงอย่างแรกคือประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและขนาดตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งมีพื้นที่ในการติดตั้งที่จำกัด ดังนั้นการหาแนวทางในการปรับปรุงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนแก่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จึงมีความจำเป็นและสำคัญมาก เพื่อลดพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งเท่ากับเป็นการลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นผลให้มีการลดปริมาณของวัสดุที่นำมาผลิตเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

แนวทางหนึ่งที่มีการใช้ในปรับปรุงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน คือการเพิ่มความปั่นป่วนในการไหลของไหลที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน ซึ่งเทคนิคการทำให้ท่อเป็นผิวลูกฟูกเป็นวิธีการเพิ่มความปั่นป่วนของไหลวิธีการหนึ่งแต่วิธีการนี้ทำได้เฉพาะส่วนผิวของท่อ ส่วนการสอดใส่ไบบิตเป็นเทคนิคเพิ่มความปั่นป่วนของไหล ดังนั้นในการศึกษานี้มีแนวคิดที่จะใช้เทคนิคการทำให้ท่อเป็นผิวลูกฟูกที่ระยะพิทช์ต่างๆ ร่วมกับสอดใส่ไบบิตเต็มที่ระยะพิทช์ต่างๆ เพื่อเพิ่มความปั่นป่วนของไหลทั้งสองกรณี คือทั้งบริเวณผิวท่อและบริเวณตรงกลางท่อ โดยจะทำการศึกษาช่วงการไหลปั่นป่วนค่าตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 7,500 ถึง 50,000

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

วิทยานิพนธ์นี้มีความมุ่งหวังเพื่อศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยการทำให้ผิวด้านในของท่อน้ำร้อนเป็นลักษณะผิวลูกฟูกที่ระยะลูกฟูกต่างกันร่วมกับการสอดใส่ไบบิตที่ระยะพิทช์ต่างกันส่วนน้ำเย็นจะไหลสวนทางกันที่ท่อนอก เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.3 สมมติฐานของการศึกษา

การเพิ่มความปั่นป่วนของการไหลของของไหลภายในท่อจะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของระบบได้ ซึ่งการทำให้ผิวท่อเป็นลูกฟูก มีผลที่จะช่วยให้เพิ่มความปั่นป่วนแก่บริเวณผิวท่อให้ระบบได้ซึ่งเมื่อรวมกับการสอดใส่ไบบิตตรงกลางท่อที่ยังเพิ่มการหมุนควงตรงกลางท่อ แต่เทคนิคทั้งสองแบบนี้ก็จะเป็นการเพิ่มความดันตกคร่อมของระบบเช่นกัน

โดยการทดลองนี้จะทดลองที่ระยะพิทช์ของลูกฟูกต่างๆ รวมทั้งระยะพิทช์ของไบบิตเต็มทีระยะต่างๆ เพื่อหาประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุด

1.4 ทฤษฎีหรือแนวคิดที่ใช้ในการวิจัย

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน โดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (Log Mean Temperature Difference, LMTD) และการปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธี Passive ซึ่งไม่ต้องอาศัยงานจากพลังงานภายนอก

สำหรับแนวคิดสำหรับช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการทำให้ผิวขรุขระเป็นลูกฟูกร่วมกับการสอดใส่ไบบิตเพื่อให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนเพิ่มขึ้นซึ่งเป็นการเพิ่มค่า h ให้สูงขึ้นและเป็นการทำลายชั้นขีดผิวความร้อน (thermal boundary layer) ของระบบ

1.5 ขอบเขตของงานวิจัย

ในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยมีขอบเขตของการศึกษาดังนี้

1. การทดลองใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยใช้ท่อในเป็นลักษณะลูกฟูก ความลึกของลูกฟูกจากผิวท่อ 1.2 มิลลิเมตรที่ระยะ S เท่ากับ 1, 1.25 และ 1.5
2. การทดลองมีการเพิ่มการสอดไบบิตเต็มทีระยะ y เท่ากับ 3, 4 และ 5
3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนประกอบด้วยท่อในทำจากทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 22.20 มิลลิเมตรและท่อนอกเป็นท่อทำจากสแตนเลสมีเส้นผ่าศูนย์กลาง 38.00 มิลลิเมตรตามลำดับโดยความยาวบริเวณที่ทดลองของท่อคือ 1.5 เมตร
4. การทดลองใช้น้ำร้อนอุณหภูมิ 70 ± 0.5 องศาเซลเซียสไหลท่อในและน้ำเย็นอุณหภูมิ 30 ± 2 องศาเซลเซียสไหลท่อนอก
5. การทดลองสำหรับน้ำร้อนไหลในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ ช่วง 7,500 ถึง 50,000 และน้ำเย็นไหลในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ 50,000
6. รูปแบบการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็นเป็นแบบสวนทางกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับอาจารย์งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.6 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้แบ่งเนื้อหาออกเป็น 6 บทด้วยกันคือ

บทที่ 1 กล่าวถึงความเป็นมาของงานวิจัย ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ สมมติฐานทฤษฎีที่ใช้ ขอบเขตของการวิจัยและขั้นตอนการศึกษา

บทที่ 2 กล่าวถึงงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

บทที่ 3 กล่าวถึงทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในการวิจัย และพื้นฐานของการถ่ายทอดความร้อน

บทที่ 4 กล่าวถึงอุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง

บทที่ 5 กล่าวถึงการคำนวณสมรรถนะของระบบที่ได้เปรียบและแสดงผลจากการทดลองในรูปแบบกราฟเพื่อแสดงให้เห็นผลและวิธีการที่นำเสนอซึ่งช่วยเพิ่มสมรรถนะให้กับระบบ

บทที่ 6 กล่าวถึงบทสรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

วรรณกรรมปริทรรศน์

2.1 บทนำ

ปัจจุบันได้มีการศึกษาในเรื่องของการปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนและได้มีการพัฒนา รูปแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากมายมีการค้นคว้าและปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนด้วยเทคนิคต่างๆมากมายงานวิจัยที่เกี่ยวข้องมีดังนี้

2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Agarwal and Rao [3] ได้ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับของไหลหนืดในท่อกลมที่สอดใส่ไบบิตเอาไว้เพื่อหาความสัมพันธ์แรงเสียดทานและค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย โดยใช้ Servotherm oil ร้อนและเย็นมีตัวเลขพรีนซ์ช่วง 195 ถึง 375 ไหลในท่อกลมค่าตัวเลขเรย์โนลด์ช่วง 70 ถึง 4,000 มีการใส่ไบบิต y เท่ากับ 2.41 ถึง 4.84 พบว่าค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเพิ่มขึ้น 3.13 ถึง 9.71 เท่าของท่อเปล่า ค่าตัวเลขนัสเซลท์ที่ได้ช่วง 2.28 ถึง 5.35 และ 1.21 ถึง 3.70 เท่าของท่อเปล่าที่อัตราการไหลและกำลังปั๊มคงที่ตามลำดับ ซึ่งวิธีการนี้ทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนเป็นการช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนให้ดีขึ้น

Ray and Date [4] ได้ศึกษาคุณลักษณะแรงเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่ติดตั้งไบบิต ในบทความนี้กล่าวถึงวิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลข ซึ่งทำนายคุณลักษณะของการไหลแบบราบเรียบและการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่ติดตั้งไบบิตการศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนศึกษาภายใต้สภาวะ constant heat flux จากการศึกษาสรุปได้ว่า ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์คงที่เมื่อลดค่า Twist ratio สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและค่าตัวเลขนัสเซลท์จะเพิ่มขึ้นและเมื่อเปรียบเทียบท่อกลมหรือท่อสี่เหลี่ยมเปล่ากับท่อเดียวกันที่สอดใส่ไบบิต ประสิทธิภาพทางด้านความร้อนของท่อที่มีการสอดใส่ไบบิตจะดีกว่าซึ่งการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อสี่เหลี่ยมพิจารณาค่าสูงสุดมากถึง 350 เปอร์เซ็นต์ มากกว่าท่อเรียบที่ใส่ไบบิตที่มี Twist ratio เหมือนกัน

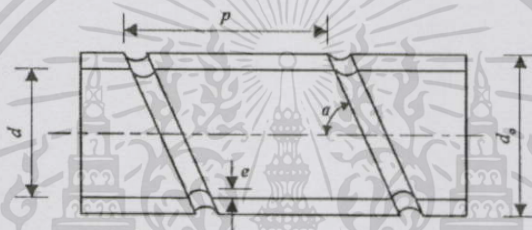
Saha, Dutla and Dhal [5] ได้ทำการศึกษาลักษณะแรงเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการไหลแบบราบเรียบในท่อที่ติดตั้งไบบิต จากการทดลองพบว่าท่อที่มีไบบิตอยู่เป็นช่วงๆ

ทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นและความดันตกคร่อมลดลง การหมุนวนแบบราบเรียบของไหลหนืดที่มีตัวเลขพรีนซ์ ช่วงปานกลางการหมุนวนเกิดขึ้นจากการสอดไบบิตไบเดียวใส่เข้าไปในท่อไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดเปลืองเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้ และเชื่อมโยงไบบิตด้วยแท่งกลมขนาดเล็กความกว้างของไบบิตและเส้นผ่าศูนย์กลางของแท่งทรงกลมที่ใช้แตกต่างกัน ผู้วิจัยยังศึกษาผลของการใช้มุมในการบิดมากกว่าศูนย์ ระหว่างไบบิตที่ต่อเชื่อมกัน

การทดสอบการถ่ายเทความร้อน พบว่าการลดความกว้างของไบบิคที่ใส่เข้าไปในท่อมีผลทำให้การถ่ายเทความร้อนลดลง

Yang Dong, Li Huixiong and Chen Tingkuan [6] ได้เสนอผลการศึกษาจากการทดลองคุณสมบัติของแรงเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนของท่อผิวลูกฟูก 4 แบบ โดยใช้น้ำและน้ำมันเป็นของไหลในการทดลอง โดยช่วงของค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของน้ำอยู่ในช่วง 6,000 ถึง 93,000 และน้ำมันอยู่ในช่วง 3,200 ถึง 19,000 ผลจากการทดลองเปรียบเทียบกับท่อเรียบซึ่งจากการทดลองพบว่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น

โดยจากการศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำและน้ำมันใน ท่อผิวลูกฟูกพบว่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่ออยู่ในช่วง 30% ถึง 120 % และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น 60% ถึง 160% เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่า

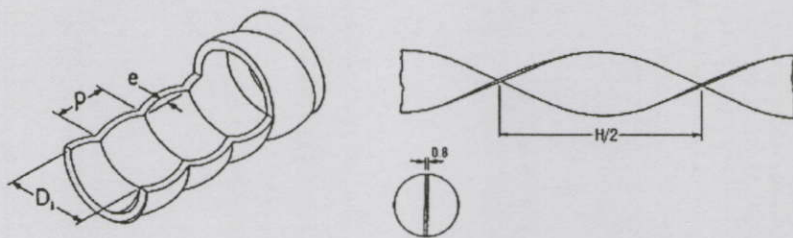


รูปที่ 2.1 แสดงภาพท่อทดสอบลักษณะท่อผิวลูกฟูก

Ventsislas Zimparov [7] ในบทความนี้ได้ทำการศึกษาผลการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมที่ได้จากการทดลองสำหรับท่อผิวลูกฟูกเป็นเกลียวร่วมกับใส่ไบบิค 5 รูปแบบที่ระยะพิสัยต่างๆกันในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ 3,000 ถึง 60,000 โดยมีค่าคุณสมบัติของท่อคือค่าอัตราส่วนความลึกต่อเส้นผ่าศูนย์กลาง e/D เท่ากับ 0.0407 และ 0.0569 และความสัมพัทธ์ระยะพิสัย H/D เท่ากับ 15.3, 12.2, 7.7, 5.8 และ 4.7 ตามลำดับ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเปรียบเทียบที่สภาวะเดียวกันกับท่อเรียบ

ผลจากการศึกษาพบว่าค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเพิ่มขึ้นเมื่อความสัมพัทธ์ระยะพิสัย H/D ลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบ จาก 2.4 ถึง 17.9 ส่วนอัตราตัวเลขส่วนนัสเซิลที่เทียบกับท่อเรียบอยู่ในช่วง 1.9 ถึง 9.6 ในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ที่มีการทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2 แสดงภาพของท่อลักษณะผิวลูกฟูกและแผ่นไบบิตที่สอด

Barba, Rainieri and Spiga [8] ได้รายงานผลการศึกษากการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในท่อผิวลูกฟูกที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและเคมี ได้แสดงผลการไหลสำหรับการไหลแบบ Single-phase ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ช่วงปรับตัวเต็มช่วง 100 ถึง 800 โดยใช้ Ethylene glycol เป็นของเหลวสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ความหนืดของเหลวสูงๆ ค่าตัวเลขนัสเซิลท์ ของท่อผิวลูกฟูกที่ทำการปรับปรุงเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเพิ่มขึ้น 1.83 ถึง 2.45 เท่าของท่อเรียบ

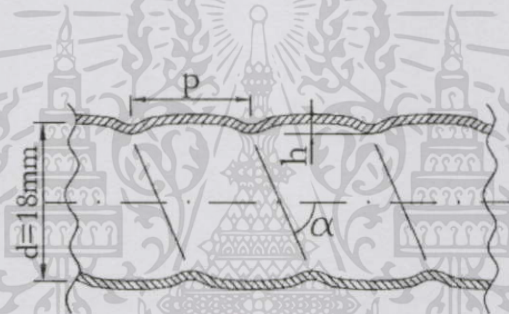


รูปที่ 2.3 แสดงภาพด้านนอกของท่อเป็นลักษณะผิวลูกฟูก

Vicent, Garcia and Viedma [9] ได้ทำการทดลองศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความสัมพันธ์แรงเสียดทานของท่อที่มีลักษณะผิวลูกฟูกโดยใช้น้ำและ Ethylene glycol เป็นของเหลวในการทดลอง โดยทดลองในช่วงที่ช่วงการไหลเป็นแบบปั่นป่วนค่าตัวเลขเรย์โนลด์ จาก 2,000 ถึง 90,000 และตัวเลขพรีนค์จาก 2.5 ถึง 100 การศึกษาได้ทำการเปรียบเทียบท่อลักษณะผิวลูกฟูก 10 แบบ สร้างผิวโดยการกลึง โดยมีอัตราส่วนระหว่างความลึกต่อเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ h/d ช่วง 0.02 ถึง 0.06 และอัตราส่วนระยะพิทช์เกิดลิวต่อเส้นผ่าศูนย์กลางช่วง 0.6 ถึง 1.2 ค่าทั้งหมดไม่ว่ากรณีใดก็ตาม อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้ รวมเป็นค่า $\phi = h^2 / pd$

ผลจากการศึกษาลักษณะผิวลูกฟูกแบบต่างๆเปรียบเทียบกับท่อเรียบที่สภาวะการทดสอบเหมือนกันท่อผิวลูกฟูกมีค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเพิ่มขึ้น 20% ถึง 300 % และตัวเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นถึง 250 %

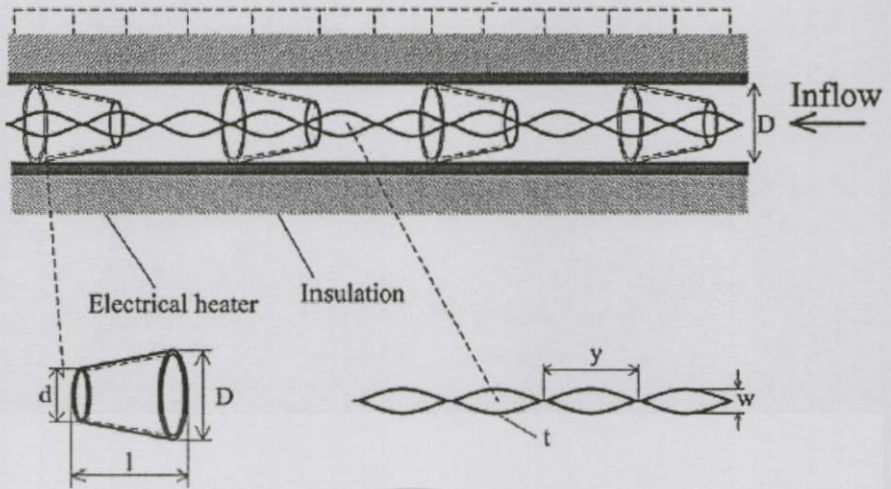
Vicent, Garcia and Viedma [10] ได้เสนอผลการทดลองศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการท่อผิวลูกฟูกในช่วงการไหลราบเรียบและการไหลแบบเปลี่ยนแปลงโดยใช้ Ethylene glycol เป็นของไหลในการทดลอง ซึ่งช่วงของการไหลครอบคลุมในช่วงของการไหลที่ใช้ในอุตสาหกรรมเคมีและอาหาร การไหลแบบราบเรียบถ่ายเทความร้อนผ่านท่อผิวลูกฟูกในแนวนอนทำให้เกิดการพาความร้อน ตัวเลขนัสเซิลท์ขึ้นอยู่กับอัตราการพาความร้อนตามธรรมชาติและการพาความร้อนบริเวณขอบ ผลของการถ่ายเทความร้อนแสดงในรูป $Nu = f(Ra, x^*)$ ประสิทธิภาพของท่อผิวลูกฟูกสามารถเพิ่มขึ้นถึง 30% ผลของความดันตกคร่อมแสดงในรูปของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเปรียบเทียบกับท่อเรียบสูงกว่าอยู่ในช่วง 5% ถึง 25% ในช่วงค่าตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำกว่า 1,300



รูปที่ 2.4 แสดงภาพลักษณะท่อผิวลูกฟูก

Promvong and Eiamsa-ard [11] ได้เสนอบทความการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อกลมโดยใช้กรวยวงแหวนพร้อมกับการสอดใส่ไบบีดเพื่อก่อให้เกิดการหมุน การถ่ายเทความร้อนในชุดทดลองโดยใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าให้ความร้อนคงที่บริเวณผิวรอบท่อกลม ในการทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนจากอุปกรณ์ส่วนแรกคือ กรวยวงแหวน เพื่อให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนในพื้นที่ท่อที่ทำการศึกษา ส่วนไบบีดสอดใส่เพื่อให้เกิดการหมุนวนบริเวณแกนกลางของกรวยวงแหวน โดยใช้อากาศเป็นของไหลในการทดลอง ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ อยู่ในช่วง 6,000 ถึง 26,000 ส่วนไบบีดมี Twist ratio, Y เท่ากับ 3.75 และ 7.5 ตามลำดับซึ่งผลจากการทดลองของท่อที่ใช้กรวยวงแหวนพร้อมกับการสอดใส่ไบบีด ช่วยเพิ่ม ตัวเลขนัสเซิลท์ 4 ถึง 10% และเพิ่มประสิทธิภาพ 4 ถึง 8% มากกว่าใช้กรวยวงแหวนอย่างเดียว อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด 367% เมื่อเทียบกับท่อเปล่า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.5 แสดงภาพท่อทดสอบโดยการใช้กรวยวงแหวนพร้อมกับการสอดใส่ไบบิตท่อ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

ทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในงานวิจัย

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีพื้นฐานต่างๆที่เกี่ยวข้องในงานวิจัยได้แก่การจำแนกลักษณะการไหลแบบบังคับภายในท่อการสูญเสียความดันตกคร่อมภายในท่อและพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน

3.1 ประเภทของการถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นเนื่องจากผลของความแตกต่างของอุณหภูมิโดยจะเกิดการถ่ายเทจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่าไปสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าซึ่งการถ่ายเทความร้อนสามารถแบ่งออกได้ 3 รูปแบบ คือ การนำความร้อน, การพาความร้อนและการแผ่รังสีความร้อน

3.1.1 การนำความร้อน (Conduction)

การนำความร้อน คือ การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในตัวกลางเมื่อมีความแตกต่างของอุณหภูมิหรือการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างตัวกลางที่ติดกันเมื่อมีความแตกต่างกันของอุณหภูมิ โดยการนำความร้อนจะเคลื่อนที่ได้ดีที่สุดในตัวกลางที่เป็นของแข็ง ซึ่งความร้อนจะเคลื่อนที่ผ่านโมเลกุลของเนื้อตัวกลางที่อยู่หนึ่ง โดยอาจจะมีการสั่นที่เคลื่อนขึ้นในของเหลวและก๊าซแต่มีที่จะแยกออกจากการถ่ายเทความร้อนโดยการพาไม่ได้

หลักการคำนวณเกี่ยวกับการนำความร้อนถูกเสนอขึ้นโดย โจเซฟ ฟูริเยร์ (Joseph Fourier) ในปี ค.ศ. 1822 โดยอาศัยข้อมูลจากการทดลองและได้เสนอสมการที่ใช้สำหรับคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำ ไว้ดังนี้

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

หรือ

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

เมื่อ Q_x คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำผ่านพื้นที่หน้าตัด, W
 q_x คือ ค่าฟลักซ์ความร้อน, W/m²

k คือ ค่าการนำความร้อนของวัสดุ (Thermal Conductivity), W/mK

A คือ พื้นที่หน้าตัดที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน, m²

$\frac{dT}{dx}$ คือ การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิต่อระยะทาง

ตารางที่ 3.1 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

ค่าสภาพการนำความร้อนเป็นคุณสมบัติอย่างหนึ่งของวัสดุที่ได้จากการวัดและทดสอบ โดยทั่วไปค่าสภาพการนำความร้อนจะแปรผันตามอุณหภูมิซึ่งจากการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนพลังงานจลน์จะพบว่าค่าสภาพการนำความร้อนของแก๊สจะแปรผันตามกำลังสองของอุณหภูมิสมบูรณ์และค่าสภาพการนำความร้อนของเหลวต่าง ๆ ยกเว้นน้ำจะแปรผันตามอุณหภูมิสมบูรณ์ สำหรับการใช้งานจริงที่อุณหภูมิเปลี่ยนแปลง ไม่นานนักจะใช้ค่าสภาพการนำความร้อนคงที่ ซึ่งหาที่อุณหภูมิเฉลี่ย โดยค่า k ของสารทั่วไปดังแสดงในตาราง 3.1

3.1.2 การพาความร้อน (Convection)

การพาความร้อน คือ การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวของแข็งและของไหล โดยที่ของไหลจะเป็นตัวพาความร้อนมาให้หรือพาความร้อนจากผิวของแข็ง สำหรับกลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาจะเกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงานและการเคลื่อนที่ของของไหล การพาความร้อนสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภท คือ การพาความร้อนโดยธรรมชาติ และการพาความร้อนโดยบังคับ โดยการพาโดยบังคับ (Force convection) เป็นการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยของไหลจะถูกบังคับให้เคลื่อนที่ไปสัมผัสกับผิวของแข็งโดยกลไกจากภายนอก เช่น พัดลม เครื่องสูบน้ำ เป็นต้น

สำหรับการพาความร้อนสมการที่ใช้สำหรับคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยการพาจะพิจารณาตาม 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, W/m^2

h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2 K$

T_s คือ อุณหภูมิที่ผิวของแข็ง, K

T_f คือ อุณหภูมิของของไหล, K

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสามารถหาค่าได้จากการทดลอง ซึ่งได้มีการเก็บข้อมูลของของไหลบางชนิดและบางประเภทของการพาความร้อนไว้ดังแสดงในตาราง 3.2

ตารางที่ 3.2 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

ประเภทของการพาความร้อนและชนิดของไหล	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $W/m^2 \cdot ^\circ C$
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 การส่งออกของรังสีที่เชื่อว่าเป็นการเปลี่ยนการจัดเรียงอิเล็กตรอนขององค์ประกอบอะตอมหรือโมเลกุล โดยพลังงานของการแผ่รังสีนั้นจะถูกนำออกไปด้วยคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetic wave) หรือ โฟตอน ในความเป็นจริงการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีจะเกิดขึ้นอย่างมีประสิทธิภาพมากที่สุดในสภาพสุญญากาศซึ่งไม่จำเป็นที่จะต้องการ

ตัวกลางแต่ในขณะที่ย้ายถ่ายความร้อนโดยการนำความร้อนหรือการพาความร้อนนั้นจะต้องการตัวกลาง

ฟลักซ์สูงสุดของการแผ่รังสีออกจากผิวตัวกลาง คำนวณจากกฎของสเตฟาน-โบลต์ซมันน์ (Stefan-Boltzmann) ดังนี้

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

เมื่อ	q_{rad}	คือ ฟลักซ์สูงสุดของการแผ่รังสีความร้อน, W/m^2
	σ	คือ ค่าคงที่ของสเตฟาน-โบลต์ซมันน์ = 5.67×10^{-8} , $W/m^2 K^4$
	T_s	คือ อุณหภูมิที่ผิวแผ่รังสี, K

สมการ 3.5 ใช้กับกรณีของตัวแผ่รังสีในอุดมคติ (Ideal Radiator) หรือวัตถุดำ (Black Body) สำหรับกรณีของพื้นผิวจริง (Real Surface) ฟลักซ์แผ่รังสีความร้อนจะน้อยกว่ากรณีของวัตถุดำ ทั้งนี้ขึ้นกับสภาพเปล่งรังสี (Emissivity) ของพื้นผิวนั้น ฟลักซ์แผ่รังสีบนพื้นผิวจริงคำนวณจาก

$$q_{rad} = \epsilon \sigma T_s^4 \quad (3.6)$$

เมื่อ	ϵ	คือ สภาพแผ่รังสี
-------	------------	------------------

ซึ่งในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จะไม่พิจารณาถึงผลของการแผ่รังสีความร้อน

3.2 การสูญเสียภายในท่อ

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

3.2.1 การสูญเสียหลัก

การสูญเสียหลักเกิดขึ้นจากแรงเสียดทานในท่ออันเนื่องมาจากขนาดของท่อ ความยาวของท่อ และความเร็วในการไหลภายในท่อของของไหล ซึ่งมีนิยามดังนี้

$$\Delta P = \frac{fL\rho V^2}{2D_h} \quad (3.7a)$$

ไม่ว่าการณ์ใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดย ΔP	คือ ความดันตกคร่อมภายในท่อ, Pa
f	คือ Friction Factor
L	คือ ความยาวของท่อ, m
V	คือ ความเร็วของไหลเฉลี่ย, m/s

ค่า f ที่คำนวณได้จากสมการต่างๆ อาจจะนำมาใช้งานจริงได้ไม่สะดวกนัก จึงมักจำหาค่า f จากแผนภูมิที่เรียกว่า Moody chart ซึ่ง Moody ได้พล็อตค่าข้อมูลที่ดีที่สุดลงในสมการ โดยการใช้ Moody chart จะต้องทราบค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อดังแสดงในตารางที่ 3.3

ในทางปฏิบัติค่า f ของท่อผิวเรียบอาจจะคลาดเคลื่อน 5% ส่วนท่อผิวขรุขระก็อาจจะคลาดเคลื่อน 10% ดังนั้นการใช้ค่าความขรุขระสัมบูรณ์จึงต้องพิจารณาให้ดีเนื่องจากจะมีผลกระทบต่อค่าความดันตกคร่อมได้

ตารางที่ 3.3 ค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อ

ประเภทของท่อ	ค่าความขรุขระสัมบูรณ์
ท่อที่รีดขึ้นรูป ท่อทองเหลือง ท่อดีบุก ท่อที่เคลือบบิโทมินัส ท่อซีเมนต์ที่หล่อด้วยการเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง	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

3.2.2 การสูญเสียรอง

การสูญเสียรองจะเกิดจากการไหลผ่านท่อที่เปลี่ยนแปลงขนาดกะทันหันหรือการไหลผ่านอุปกรณ์ต่าง ๆ เช่น ข้อต่อ ข้องอ เป็นต้น ซึ่งสามารถแสดงเป็นสมการได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลง $h_m = \frac{KV^2}{2g}$ และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำ (3.7b)

เมื่อ	h_m	คือ การสูญเสียรอน, m
	V	คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหลภายในท่อ, m/s
	g	คือ อัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง, m/s ²
	K	คือ สัมประสิทธิ์การสูญเสีย

ซึ่งการสูญเสียรอนจะมีค่าค่อนข้างน้อย 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 การสอดใส่แผ่นไบบีด เป็นต้น

3.4 การไหลภายในท่อ

การไหลของของไหลสามารถแบ่งตามลักษณะการไหลได้เป็นสองรูปแบบการคือ การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) ที่ของไหลจะเคลื่อนที่ไปอย่างมีระเบียบด้วยความเร็วค่อนข้างต่ำ โดยไม่เกิดการผสมกันของกระแสการไหล และการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ที่ของไหลจะเคลื่อนที่อย่างปั่นป่วน ไม่มีระเบียบจึงทำให้เกิดการผสมกันของกระแสของไหล

ลักษณะของการไหลภายในท่อกลมของของไหลอาจใช้วิธีการสังเกตการไหลของของไหลที่ทางออกของท่อ โดยถ้าของไหลที่ไหลออกมาเป็นสองลำจะเป็นการไหลแบบราบเรียบ แต่ถ้าของไหลที่ไหลออกมาเป็นลำเดียวจะเป็นการไหลแบบปั่นป่วนวิธีการนี้เหมาะกับการไหลที่สามารถสังเกตเห็นได้ เช่น น้ำ โลหะเหลว เป็นต้น หรือการฟุ้งสีเพื่อสังเกตลักษณะการไหลของสีก็เป็นวิธีการในการช่วยจำแนกการไหลได้เช่นเดียวกัน เนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นอกจากนี้ยังสามารถจำแนกการไหลได้จากค่าตัวเลขเรย์โนลด์ซึ่งอัตราส่วนของแรงเฉื่อย (Inertia force) ต่อแรงความหนืด (Viscose force) โดยทั่วไปกรณีการไหลมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์ น้อย

กว่า 2,300 ถึง 4,000 จะจัดเป็นการไหลแบบเปลี่ยนแปลง (Transition flow) และกรณีของไหลมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์มากกว่า 4,000 จะจัดเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ซึ่งค่าตัวเลขเรย์โนลด์ มีนิยามดังนี้

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3.8)$$

โดย	Re	คือ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์
	ρ	คือ ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3
	V	คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s
	D	คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ, m
	μ	คือ ความหนืดสมบูรณ์ของของไหล, kg/m s

3.5 การถ่ายเทความร้อนภายในท่อผิวเรียบ

ค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะขึ้นอยู่กับรูปแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สภาพการไหลของของไหล สมบัติเชิงความร้อนของของไหลและยังขึ้นอยู่กับเปลี่ยนแปลงสถานะของของไหลด้วย

- กรณีท่อเรียบ

$$h = \frac{Nu_D k}{D} \quad (3.9)$$

เมื่อ	h	คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $\text{W/m}^2\text{C}$
	k	คือ ค่าการนำความร้อนของวัตถุ, $\text{W/m}^{\circ}\text{C}$
	Nu_D	คือ ค่าตัวเลขนัสเซลท์

สำหรับการไหลเป็นแบบปั่นป่วนที่ช่วงปรับตัวเต็มในท่อกลมเรียบโดย Nu_D หาได้จากสมการของ Duttus-Boelter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับอ้างอิง \overline{Nu} เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$St = \frac{\overline{Nu}}{Re Pr} = \frac{f}{8}$$

$$f = 0.184 Re^{-0.2}$$

$$St = 0.023 Re^{-0.2}$$

คังนั้น

$$\overline{Nu} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (3.10)$$

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

$n = 0.3$ คือ สำหรับการทำให้เย็น

Pr คือ ค่าตัวเลขพริ้นด์

สมการนี้สำหรับช่วงของเงื่อนไขคังนี้

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ L/D \geq 10 \end{array} \right]$$

- กรณีท่อไม่เรียบ

เนื่องจากท่อที่ทำการทดสอบผิวภายในท่อไม่เรียบมีลักษณะเป็นผิวลูกฟูกการวิเคราะห์โดยใช้หลักการ Wilson-plot Method จากคุณสมบัติการไหลแบบปั่นป่วนพิจารณาจากความสัมพันธ์ของสมการการไร้มิติ

$$Nu = C Re^n \cdot Pr^m \quad (3.11)$$

โดยที่ Nu คือ ค่าตัวเลขนัสเซิลท์

Re คือ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์

Pr คือ ค่าตัวเลขพริ้นด์

จากสมการความสัมพันธ์

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (3.12)$$

จากสมการ 3.11 และ 3.12 โดยถือว่าคุณสมบัติของไหลไม่เปลี่ยนแปลงคังนั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัด $h = C \cdot Re^n$ และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไป (3.13)

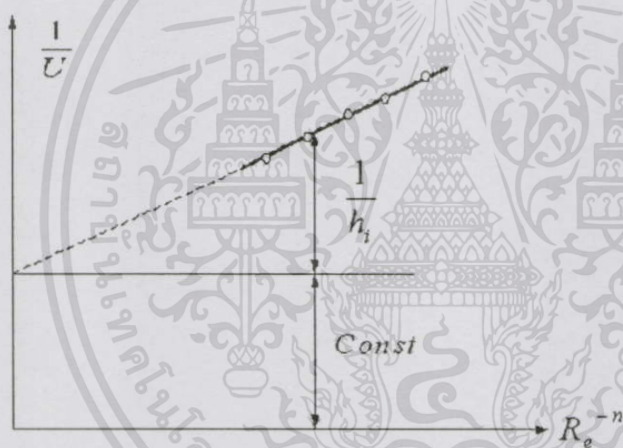
เนื่องจากผนังท่อบางมากและไม่คิดแฟกเตอร์ความสกปรกจึงได้สมการความสัมพันธ์

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \tag{3.14}$$

จากสมการ 3.13 แทนค่าลงสมการ 3.14 พิจารณาที่อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่ดังนั้น

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{CRe^n} + const \tag{3.15}$$

สร้างกราฟสมการเส้นตรงเพื่อหาจุดตัดแกน y ซึ่งมีค่าเท่ากับค่าคงที่ (Constant) แล้วนำไปคำนวณหาค่า h_i แล้วนำค่า h_i แทนสมการ 3.12 เพื่อหาค่า Nu ต่อไป



รูปที่ 3.1 การหาค่าจุดตัดแกนโดยหลักการ Wilson-plot Method

3.6 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD)

การคำนวณการถ่ายเทความร้อน โดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD) พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน โดยการไหลแบบสวนทางกันหรือการไหลแบบตามกันก็ได้ และรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลทั้ง 2 กรณีนี้สามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อซ้อนกันได้ การออกแบบทางด้านความร้อนสมการพื้นฐานที่แสดงความสัมพันธ์ของอัตราความร้อนไม่ว่ากรณีใดทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการไหลในท่อซ้อนอัตราถ่ายเทความร้อน

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (3.16)$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำร้อน (ท่อใน)

$$Q = m_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (3.17)$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำเย็น (ท่อนอก)

$$Q = m_c C_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \quad (3.18)$$

โดยที่ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยคือ

$$Q = \frac{Q_h + Q_c}{2} \quad (3.19)$$

การหาค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD)

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (3.20)$$

การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสำหรับท่อทองแดง

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.21)$$

นิยามของประสิทธิภาพของการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากคิดที่กำลัง

ป้อนเดียวกันดังนั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$(\dot{V}\Delta P)_p = (\dot{V}\Delta P)_{HP} \quad (3.22)$$

จัดรูปแบบสมการ

$$\left(\frac{\pi D \mu \text{Re}}{4\rho} \cdot f \frac{L\rho}{2D} \left(\frac{\mu \text{Re}}{\rho D} \right)^2 \right)_p = \left(\frac{\pi D \mu \text{Re}}{4\rho} \cdot f \frac{L\rho}{2D} \left(\frac{\mu \text{Re}}{\rho D} \right)^2 \right)_{HP} \quad (3.23)$$

เนื่องจากเป็นท่อเดียวกันและของไหลชนิดเดียวกันตัวแปร π, D, μ, ρ, L คงที่

$$\frac{\text{Re}_{HP}}{\text{Re}_p} = \left(\frac{f_{HP}}{f_p} \right)^{-1/3} \quad (3.24)$$

จากนิยามของประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

$$\eta = \frac{h_{HT}}{h_p} \Bigg|_{pp} = \frac{Nu_{HT}}{Nu_p} \Bigg|_{pp} \quad (3.25)$$

ดังนั้นประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่กำลังปั๊มเดียวกัน คือ

$$\eta_{pp} = \left[\frac{Nu_{HT}}{Nu_p} \right]_{pp} = \left[\frac{h_{HT}}{h_p} \right]_{pp} = \left(\frac{Nu_{HT}}{Nu_p} \right) \left(\frac{f_{HT}}{f_p} \right)^{-1/3} \quad (3.26)$$

โดยที่

A คือ พื้นที่สำหรับการถ่ายเทความร้อนตามนิยาม (m^2)

Q คือ อัตราความร้อนที่ถ่ายเท (W)

U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)

f คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

h_i คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)

h_o คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)

h_{HT} คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อทดสอบ

h_p คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อเปล่า

ΔT_{lm} คือ อุณหภูมิเฉลี่ย (K)

Nu คือ ตัวเลขนัสเซิลท์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปดสิ่งเนื้อหา และต้องขอขออนุญาตเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

C_p คือ ค่าความร้อนจำเพาะ ($\text{J}/\text{kg K}$)

i, o คือ ทางเข้า, ทางออก

h, c คือ น้ำร้อน, น้ำเย็น

บทที่ 4

อุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง

4.1 บทนำ

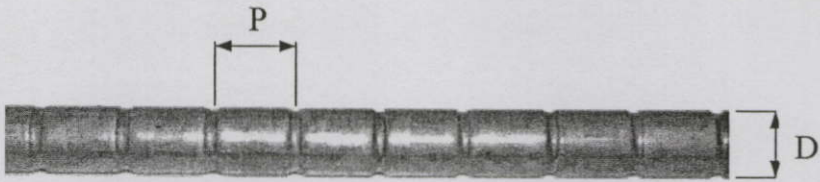
ในหัวข้อนี้แสดงอุปกรณ์สำหรับการทดลองรวมทั้งวิธีการทดลองเพื่อศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการทำให้ผิวด้านในของท่อน้ำร้อน เป็นลักษณะผิวลูกฟูก มีความลึก 0.12 มิลลิเมตร ระยะผิวลูกฟูกต่างกันไปรวมกับการสอดใส่ไบบิตเต็มที่มีระยะพิสัยแตกต่างกันไป

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนจุดศูนย์กลางร่วมและอุปกรณ์ต่าง ๆ ได้ถูกแสดงในรูปที่ 4.1 ถึง 4.9 ประกอบด้วยถังเก็บน้ำร้อน, ถังเก็บน้ำเย็นขนาดเท่ากันที่ยกสูงจากพื้นเหนือส่วนบริเวณทดลองในระดับความสูงเท่ากัน, ถังพักน้ำร้อนและน้ำเย็นด้านล่าง, ปั๊มน้ำร้อนสำหรับหมุนเวียนน้ำร้อนกลับขึ้นสู่ถังเก็บน้ำร้อน สำหรับส่วนของชุดทดลองเป็นลักษณะท่อซ้อนที่มีจุดศูนย์กลางร่วมกันท่อใน ทำจากท่อทองแดง มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 22.20 มิลลิเมตร โดยจะเป็นท่อผิวเรียบ และท่อผิวคลื่นที่มีค่า S เท่ากับ 1.00, 1.25, และ 1.50 ตามลำดับ ส่วนไบบิตที่นำมาสอดใส่ในท่อทองแดงทำจากอลูมิเนียมมีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับส่วนท่อด้านนอกเป็นท่อสแตนเลสมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 38.00 มิลลิเมตร โดยความยาวบริเวณที่ทดลองของท่อคือ 1.5 เมตรบริเวณภายนอกของท่อทดลองมีการหุ้มฉนวนกันความร้อนเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อม



รูปที่ 4.1 ชุดการทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 แสดงภาพด้านนอกของท่อทองแดงที่ทำให้เป็นลักษณะผิวลูกฟูก

โดยกำหนดค่า $S = P/D$

S คือ ระยะลูกฟูก

P คือ ระยะพิทช์

D คือ เส้นผ่าศูนย์กลางท่อ



รูปที่ 4.3 แสดงภาพด้านนอกของท่อทองแดงผิวลูกฟูก $S=1$

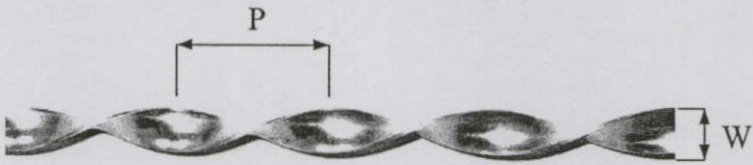


รูปที่ 4.4 แสดงภาพด้านนอกของท่อทองแดงผิวลูกฟูก $S=1.25$



รูปที่ 4.5 แสดงภาพด้านนอกของท่อทองแดงผิวลูกฟูก $S=1.5$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.6 แสดงภาพใบบิดเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง

โดยกำหนดค่า $y = P/W$

y คือ Twist ratio

P คือ ระยะพิทช์

W คือ ความกว้างใบบิด



รูปที่ 4.7 แสดงภาพ ใบบิดเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง $y = 3$

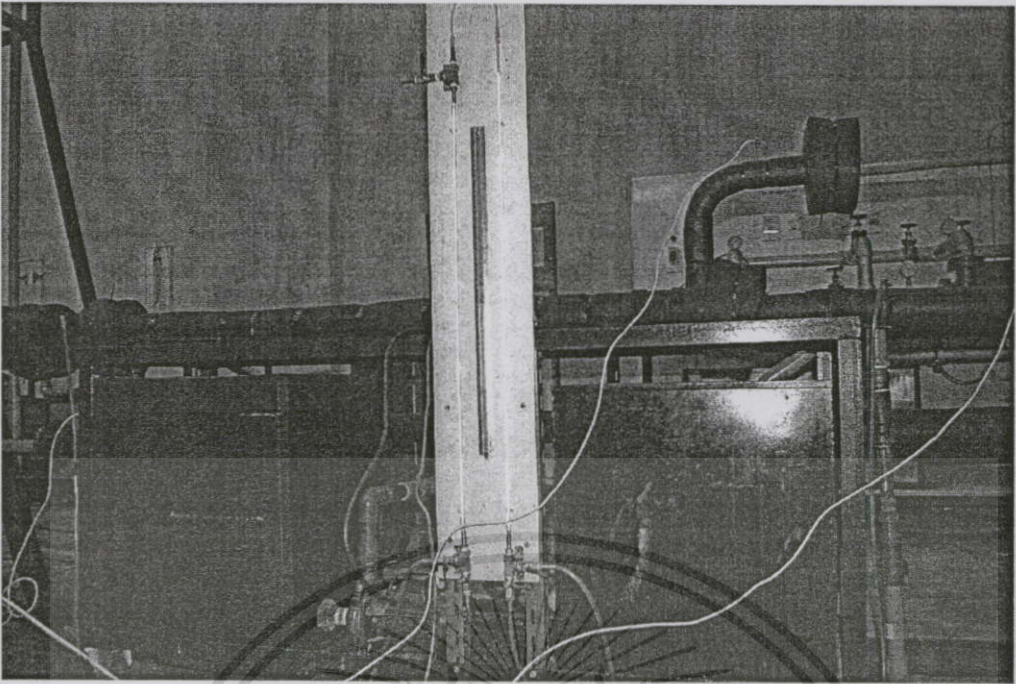


รูปที่ 4.8 แสดงภาพ ใบบิดเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง $y = 4$

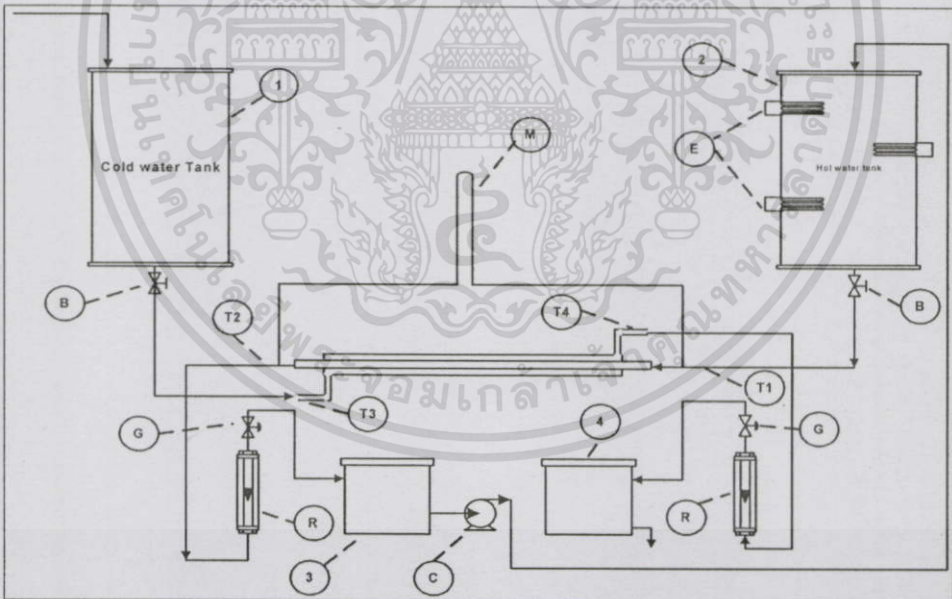


รูปที่ 4.9 แสดงภาพ ใบบิดเต็มจากอลูมิเนียมแผ่นบาง $y = 5$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า, ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.10 แสดงชุดทดลอง



- | | | |
|--------------------|---------------------------------|-----------------|
| 1 - ถังเก็บน้ำเย็น | T1, T2, T3, T4 - ชุดวัดอุณหภูมิ | R - โรตารีเตอร์ |
| 2 - ถังเก็บน้ำร้อน | C - ชุดมอเตอร์และปั้มน้ำร้อน | G - เกจวาล์ว |
| 3 - ถังพักน้ำร้อน | M - มานอมิเตอร์ | B - บอลวาล์ว |
| 4 - ถังพักน้ำเย็น | E - ชุดฮีตเตอร์ผลิตน้ำร้อน | |

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.11 แสดงแผนภาพของชุดทดลอง

4.2 อุปกรณ์การทดลอง

4.2.1 กำลังของเครื่องทำความร้อน

การคำนวณหา กำลังของเครื่องทำความร้อน จำเป็นต้องทราบถึงปัจจัยต่าง ๆ ที่มีผลกระทบก่อน เช่น อุณหภูมิ น้ำร้อนที่กำหนดและอัตราการไหลสูงสุดที่จะทำการทดลอง ก็จะสามารถหา กำลังของเครื่องทำความร้อนได้ โดยกำลังของเครื่องทำความร้อนสามารถหาได้จากอัตราไหลเชิงมวลคูณกับค่าความจุความร้อนจำเพาะและผลต่างของอุณหภูมิ ตามสมการดังนี้

$$Q = m^{\circ} C_p (T_i - T_o)$$

Q คือ กำลังเครื่องทำความร้อน, kW

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

$$P = \gamma H Q$$

P คือ กำลังของปั๊มน้ำที่ต้องการ, W

γ คือ น้ำหนักจำเพาะของน้ำ หน่วย, N/m³

Q คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำ, m³/s

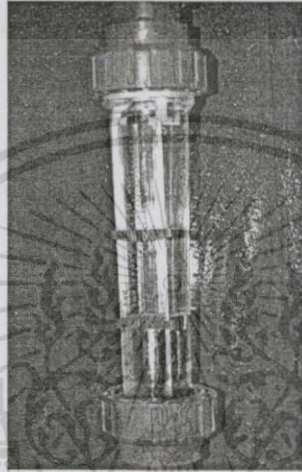
กำลังของปั๊มน้ำที่คำนวณได้จากสมการดังกล่าว เป็นกำลังที่ต้องใช้ในการขับปั๊มซึ่งต้องนำไปเลือกขนาดมอเตอร์มาขับปั๊มอีกต่อหนึ่ง โดยเลือกขนาดที่สูงกว่ากำลังของปั๊มที่คำนวณได้เพราะการใช้งานมอเตอร์ไฟฟ้าจะมีการสูญเสียต่างๆเกิดขึ้น

4.2.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่เผยแพร่ไว้สำหรับครูใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวัดอัตราการไหลของของไหลภายในท่อจำเป็นต้องเลือกประเภทและชนิดของเครื่องมือที่เหมาะสมกับลักษณะการใช้งานสำหรับการทดลองนี้ได้เลือกใช้อุปกรณ์วัดอัตราการไหลแบบโรตารีมิเตอร์ เพื่อวัดอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็น

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลโรตารีมีเตอร์ มีหลักการทำงาน คือการใช้ลูกลอยติดตั้งในท่อรูปกรวยในแนวตั้ง ของเหลวจะไหลเข้าทางด้านล่างของท่อและยกลูกลอยขึ้นระดับความสูงของลูกลอยจะขึ้นอยู่กับอัตราการไหล เมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นลูกลอยจะถูกยกสูงขึ้นพื้นที่การไหลก็ยิ่งเพิ่มมากขึ้นในกรณีของของเหลวลูกลอยถูกยกขึ้นจากผลของแรงลอยตัว และแรงดันจากความเร็วของของไหล แต่สำหรับก๊าซนั้น เนื่องจากแรงลอยตัวซึ่งขึ้นอยู่กับแรงดันจากความเร็วของของไหลเพียงอย่างเดียว ลูกลอยจะลอยตัวในตำแหน่งสมดุลเมื่อแรงยกตัวจากการไหลเท่ากับแรงกดจากแรงดึงดูดของโลก



รูปที่ 4.12 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลโรตารีมีเตอร์

4.2.4 อุปกรณ์วัดความดัน

การวัดความดันของไหลที่กำลังเคลื่อนที่ ให้มีความถูกต้องแม่นยำนั้นจะต้องใช้เครื่องมือที่ไม่รบกวนการไหลและรู้เฉพาะไว้สำหรับวัดความดันภายในของท่อจะต้องตั้งฉากกับผิวภายในท่อ โดยต้องทำการเลือกสารตัวกลางสำหรับ U-Tube มาโนมิเตอร์ให้เหมาะสมกับความดันของไหล ในการทดลองนี้เลือกใช้น้ำเป็นสารตัวกลางสำหรับวัดระดับความแตกต่างของสารตัวกลางในกระเปาะแก้ว ทั้งสองด้านของมาโนมิเตอร์โดยสามารถคำนวณความแตกต่างของความดันตามสมการ

$$P_A - P_B = \rho gh$$

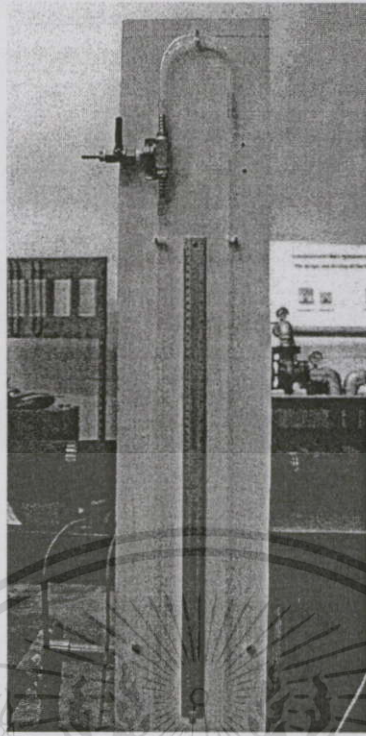
P_A คือ ความดันที่ตำแหน่ง A, N/m^2

P_B คือ ความดันที่ตำแหน่ง B, N/m^2

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหลภายในท่อ, kg/m^3 ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ห้ามเผยแพร่ข้อมูลนี้โดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

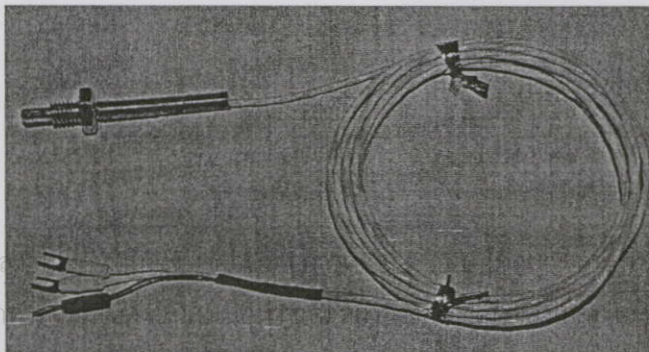
h คือ ความแตกต่างของระดับของเหลว, m



รูปที่ 4.13 อุปกรณ์วัดความดัน U-Tube มาโนมิเตอร์

4.2.5 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

การเลือกประเภทและชนิดเครื่องมือวัดอุณหภูมิให้เหมาะสมกับการใช้งาน เป็นสิ่งสำคัญ ต่อความถูกต้องและแม่นยำของการวัดค่า การทดลองนี้เลือกใช้หัววัดอุณหภูมิชนิด RTD Pt 100 ที่มีการตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ค่อนข้างดี เพื่อวัดอุณหภูมิน้ำร้อน และน้ำเย็นทั้ง ทางด้านเข้าและด้านออกชุดทดสอบโดยหัววัดอุณหภูมิชนิด RTD Pt 100 ใช้หลักการของค่าความต้านทานที่จะมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น RTD ที่ทำจากแพลตตินัม (Platinum) ที่มีค่า 100Ω ที่ $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ หรือเรียกว่า Pt 100 โดยจะมีคุณสมบัติดีกว่าเทอร์โมคัปเปิลคือมีเสถียรภาพสูงมีความเป็นเชิงเส้นมากกว่าเทอร์โมคัปเปิล



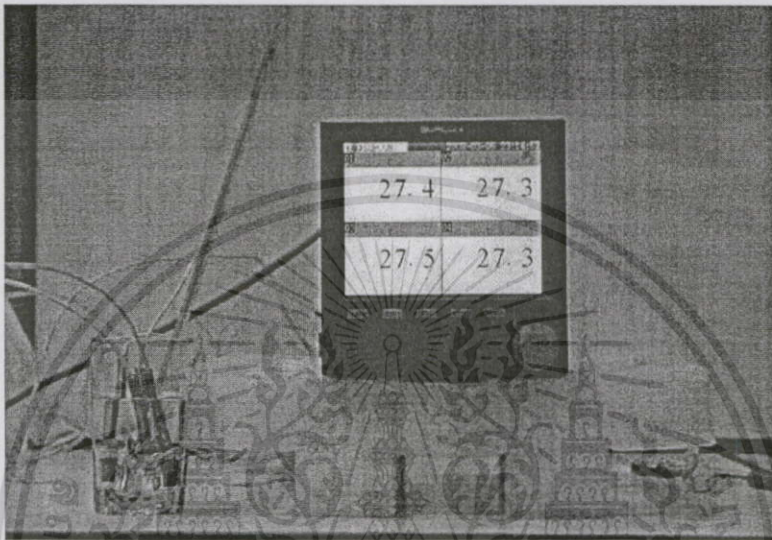
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีก

ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.14 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ RTD Pt 100

4.2.6 อุปกรณ์บันทึกข้อมูล

การทดลองนี้ใช้เครื่องบันทึกอุณหภูมิ Supcon R3000/4000 series Recorder เป็นเครื่องมือที่ใช้ในการวัดและบันทึกอุณหภูมิที่ทำการเชื่อมต่อจาก RTD ซึ่งจะรับค่าอุณหภูมิของน้ำร้อนและน้ำเย็นแล้วเปลี่ยนเป็นกระแสไฟฟ้าส่งมายังระบบบันทึกข้อมูลซึ่งจะแสดงค่าเป็นตัวเลขดิจิทัลและทำการบันทึกข้อมูลลงหน่วยความจำภายในเครื่อง



รูปที่ 4.15 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ RTD Pt 100 และการสอบเทียบ

4.3 การทดลอง

การทดลองโดยทำการปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็นด้วยวาล์วและตรวจสอบอัตราการไหลจากโรตاميเตอร์ น้ำร้อนถูกทำให้ร้อนด้วยฮีตเตอร์แบบจุ่มขนาด 6 kW จำนวน 3 ชุดที่ติดตั้งภายในถังเก็บน้ำร้อนเพื่อทำความร้อนให้ได้อุณหภูมิ $70^{\circ}\text{C} \pm 0.5$ ส่วนน้ำเย็นใช้น้ำประปาในการทดลองอุณหภูมิ $30^{\circ}\text{C} \pm 2$ การวัดอุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำเย็นที่ทางเข้าและทางออกชุดท่อทดลองถูกวัดด้วย RTD Pt 100 จำนวน 4 ตัวบันทึกค่าอุณหภูมิด้วย Data logger ยี่ห้อ Supcon R3000/4000 series Recorder ที่สามารถบันทึกค่าสูงสุด 12 ช่องสัญญาณการวัดความดันตกคร่อมโดยใช้ มาโนมิเตอร์แบบ U-Tube โดยก่อนการทดลองมีการสอบเทียบโรตاميเตอร์ทั้งสองชุดโดยการอ่านค่าอัตราการไหลจากโรตاميเตอร์เปรียบเทียบกับ การจับเวลาการไหลของ และปริมาตรน้ำเพื่อตรวจสอบความถูกต้อง ส่วน RTD Pt 100 ทั้ง 4 ตัวมีการสอบเทียบค่าโดยการทดสอบวัดอุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำเย็นจากแหล่งเดียวกันในเวลาพร้อมกันเพื่อตรวจสอบค่าความถูกต้อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ส่งวันเวลาให้กับโรงเรียนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจากแหล่งเดียวกันในเวลาพร้อมกันเพื่อตรวจสอบค่าความถูกต้อง

ขั้นตอนการทดลอง

วิธีการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยการออกแบบผิวท่อด้านในให้เป็นลักษณะผิวลูกฟูกพร้อมกับการสอดใส่ไบบิตเต็มด้านในมีขั้นตอนการทดลองดังนี้

1. เปิดเครื่องสูบน้ำร้อนเพื่อหมุนเวียนระหว่างถึงน้ำร้อนและถึงพักน้ำร้อนปรับตั้งอุณหภูมิที่ Temperature Controller ที่อุณหภูมิ $70^{\circ}\text{C} \pm 0.5$ เพื่อส่งให้ฮีตเตอร์ทำงานผลิตน้ำร้อน ควบคุมอุณหภูมิให้คงที่
2. เมื่อน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนมีอุณหภูมิตามที่ตั้งไว้แล้วทำการปรับ อัตราการไหลจากโรตาริเตอร์เริ่มต้นที่ 200 ลิตรต่อชั่วโมง
3. ต่อสายชุดหัววัด RTD Pt 100 เข้ากับชุดบันทึกข้อมูล Data logger เพื่อบันทึกอุณหภูมิ น้ำร้อนและน้ำเย็นทั้งทางด้านเข้าและออกของน้ำร้อนของชุดทดลอง
4. เปิดวาล์วน้ำเย็นที่ใช้น้ำประปาเข้าเก็บในถังน้ำเย็น โดยปล่อยให้ไหลลงมาในส่วนของท่อ นอกด้วยความเร็วคงที่ 1,200 ลิตรต่อชั่วโมง (อุณหภูมิ $30^{\circ}\text{C} \pm 2$) โดยตรวจสอบอัตราการไหลจากโรตาริเตอร์
5. ทำการทดลองโดยปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนตามที่กำหนดช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ 7,500 ถึง 50,000 และทำการบันทึกค่าอุณหภูมิด้วย Data logger และวัดระดับแตกต่างของเหลวใน U-Tube มาโนมิเตอร์เพื่อหาค่าความดันแตกต่างการไหลที่ผ่านชุดทดลอง
6. เริ่มทำการทดลองใหม่โดยเปลี่ยนท่อชั้นในที่มีลักษณะลูกฟูกค่า S เท่ากับ 1, 1.25 และ 1.5 ตามลำดับพร้อมกันกับการสอดใส่ไบบิต ค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับในขอบเขตการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

ผลการทดลอง

ในบทนี้จะกล่าวถึงผลการทดลองในการศึกษาการถ่ายเทความร้อน และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจากการทดลองที่ได้กล่าวไว้แล้วในบทที่ 4 ในการทดลองนี้มุ่งเน้นที่จะทำการศึกษาดังกล่าวถึงผลกระทบของการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจากการทดลองแบบต่างๆ โดยแยกพิจารณาผลการทดลองดังนี้

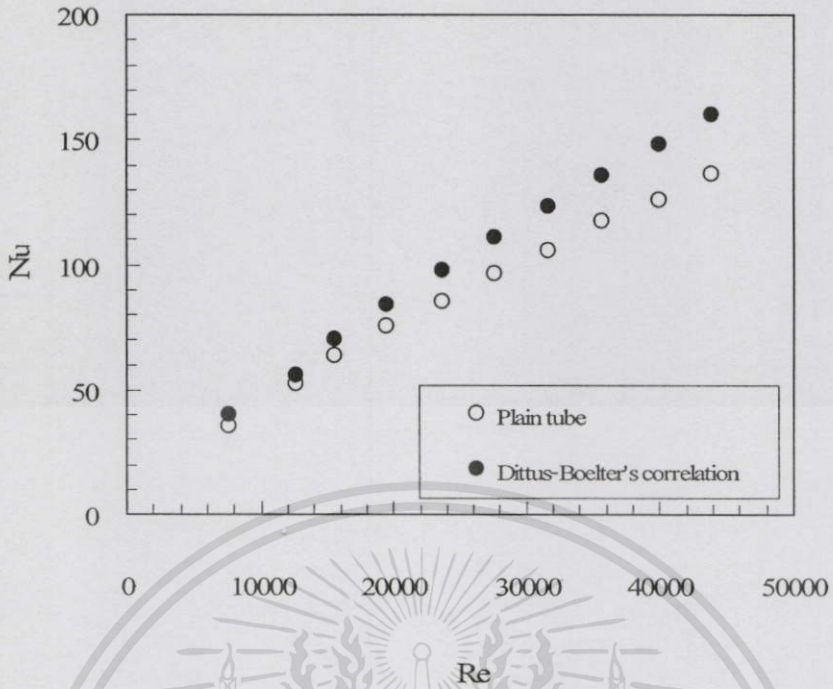
1. การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของท่อลูกฟูก S เท่ากับ 1, 1.25 และ 1.5
2. การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของท่อผิวเรียบร่วมกับใส่ไบบิต y เท่ากับ 3, 4 และ 5
3. การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของท่อลูกฟูก S เท่ากับ 1 ร่วมกับใส่ไบบิต y เท่ากับ 3, 4 และ 5
4. การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของท่อลูกฟูก S เท่ากับ 1.25 ร่วมกับใส่ไบบิต y เท่ากับ 3, 4 และ 5
5. การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของท่อลูกฟูก S เท่ากับ 1.5 ร่วมกับใส่ไบบิต y เท่ากับ 3, 4 และ 5
6. การหาความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ f กับ Re , S และ y

5.1 กรณีท่อผิวเรียบ

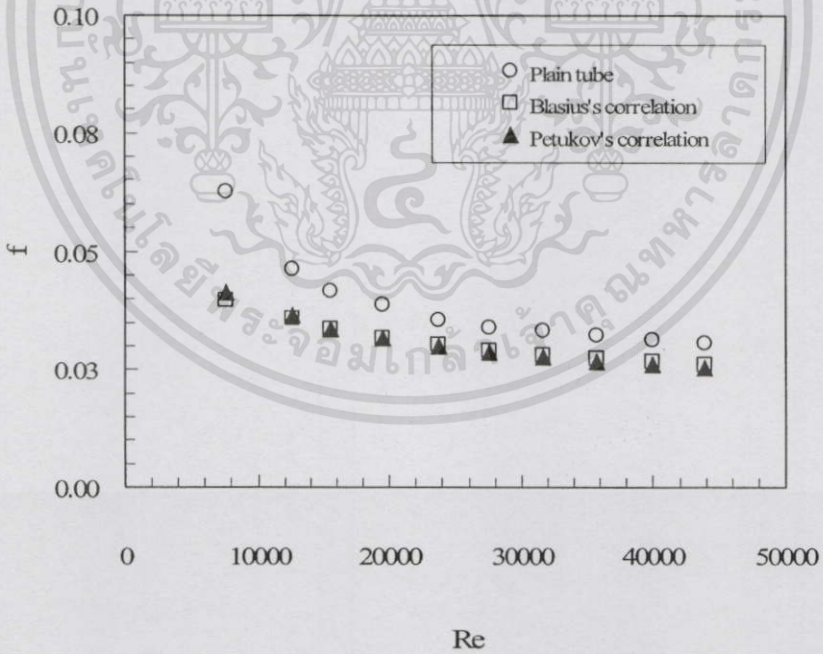
ในการศึกษาจะทดลองหาค่าการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในท่อเรียบแล้วนำไปเปรียบเทียบกับค่าทางทฤษฎี เพื่อพิจารณารูปแบบของการทดลองที่ใช้ว่าให้ผลการทดลองออกมาเหมาะสมมากน้อยเพียงใด ซึ่งสามารถแสดงผลเปรียบเทียบได้ดังนี้

รูปที่ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Re กับ Nu ของท่อเรียบกับสหพันธ์ Dittus-Boelter ซึ่งเมื่อพิจารณาจากผลการทดลองแล้วจะพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ($Re > 4,000$) ค่าที่ได้จากการทดลองมีค่าความคลาดเคลื่อนกับทฤษฎีประมาณ 13.9 เปอร์เซ็นต์

รูปที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Re กับ f ของท่อเรียบกับสหพันธ์ Blasius ซึ่งเมื่อพิจารณาจากผลการทดลองแล้วจะพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ($Re > 4,000$) ค่าที่ได้จากการทดลองมีค่าความคลาดเคลื่อนกับทฤษฎีประมาณ 18.7 เปอร์เซ็นต์ของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re สำหรับท่อเรียบ



รูปที่ 5.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f สำหรับท่อเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 กรณีท่อผิวลูกฟูก

จากการทดลองเปรียบเทียบผลการทดลองระหว่างกรณีท่อเรียบกับท่อที่มีการทำให้เป็นลักษณะลูกฟูกที่ ค่า S แบบต่างๆผลการทดลองเป็นดังนี้

รูปที่ 5.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re สำหรับท่อเรียบและท่อที่มีการทำให้เป็นลักษณะผิวลูกฟูก ความลึก 1.2 มม. มีค่า S เท่ากับ 1.00, 1.25 และ 1.50 ตามลำดับเมื่อพิจารณาจากผลการทดลองแล้วจะพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นค่า Nu จะเพิ่มขึ้นและท่อทดสอบลักษณะผิวลูกฟูกที่มีค่า S เท่ากับ 1.00, 1.50 และ 1.25 จะมีค่า Nu มากกว่าท่อเรียบ ตามลำดับ

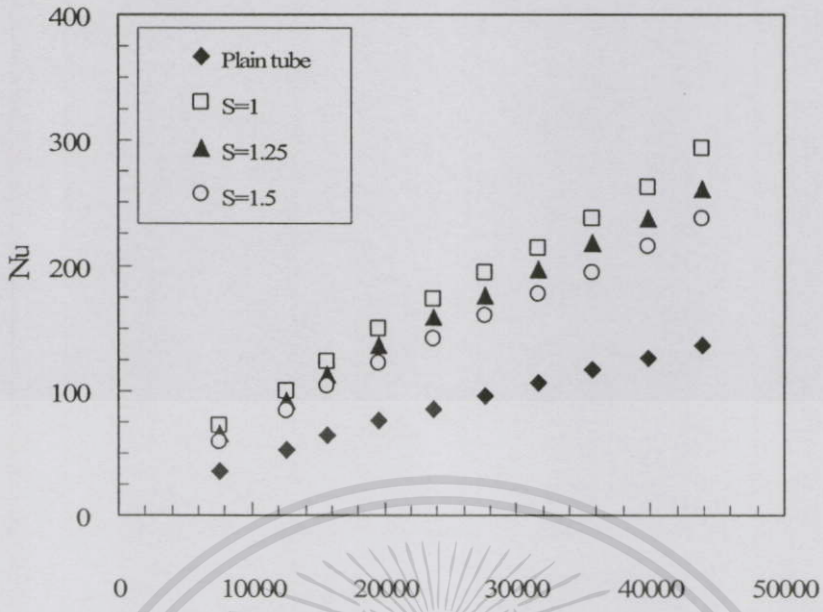
รูปที่ 5.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu ระหว่างท่อเรียบและท่อที่มีการทำให้เป็นลักษณะผิวลูกฟูก (Nu/Nu_0) ความลึก 1 มม. มีค่า S เท่ากับ 1.00, 1.25 และ 1.50 ตามลำดับเมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผล แล้วจะพบว่าท่อทดสอบลักษณะผิวลูกฟูก ที่มีค่า S เท่ากับ 1, 1.25 และ 1.50 จะมีค่า Nu โดยเฉลี่ยสูงกว่าท่อเรียบประมาณ 2.02 เท่า, 1.84 เท่าและ 1.66 เท่าตามลำดับ

รูปที่ 5.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f สำหรับท่อเรียบและท่อที่มีการทำให้เป็นลักษณะผิวลูกฟูก ความลึก 1.2 มม. มีค่า S เท่ากับ 1, 1.25 และ 1.5 ตามลำดับเมื่อพิจารณาจากผลการทดลองแล้วจะพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นค่า f จะลดลงและท่อทดสอบลักษณะผิวลูกฟูก ที่มีค่า S เท่ากับ 1.00, 1.25 และ 1.50 จะมีค่า f มากกว่าท่อเรียบ ตามลำดับ

รูปที่ 5.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f ระหว่างท่อเรียบและท่อที่มีการทำให้เป็นลักษณะผิวลูกฟูก (f/f_0) ความลึก 1.2 มม. มีค่า S เท่ากับ 1, 1.25 และ 1.5 ตามลำดับเมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผล แล้วจะพบว่าท่อทดสอบลักษณะผิวลูกฟูกที่มีค่า S เท่ากับ 1, 1.25 และ 1.5 จะมีค่า f โดยเฉลี่ยสูงกว่าท่อเรียบประมาณ 2.20 เท่า, 2.05 เท่าและ 1.88 เท่าตามลำดับ

รูปที่ 5.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (η) ประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบกับการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลของท่อที่มีการทำให้เป็นลักษณะผิวลูกฟูกความลึก 1.2 มม.มีค่า S เท่ากับ 1, 1.25 และ 1.5 ตามลำดับเมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผลแล้วจะพบว่าท่อทดสอบลักษณะผิวลูกฟูกที่มีค่า S เท่ากับ 1, 1.25 และ 1.5 จะมีค่าประสิทธิภาพ (η) โดยเฉลี่ยประมาณ 1.55, 1.45 และ 1.35 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

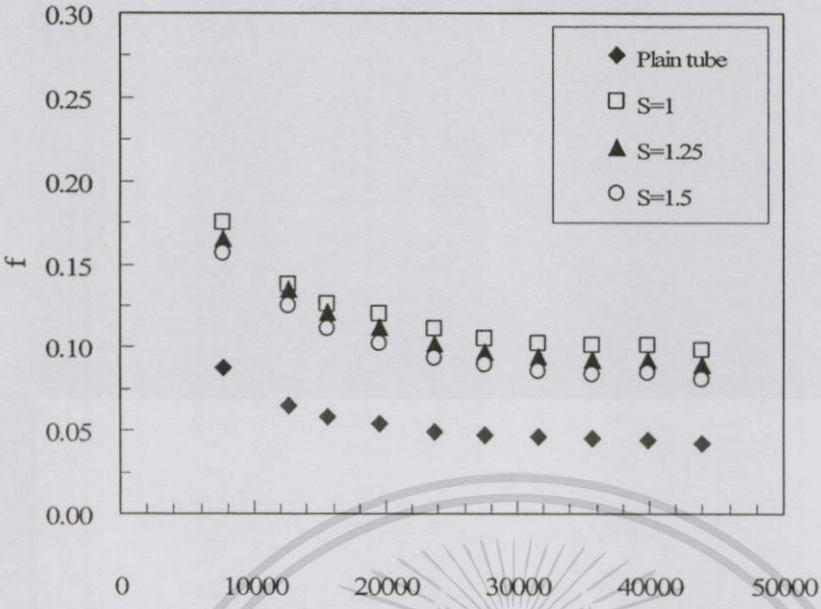


รูปที่ 5.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีท่อผิวลูกฟูก

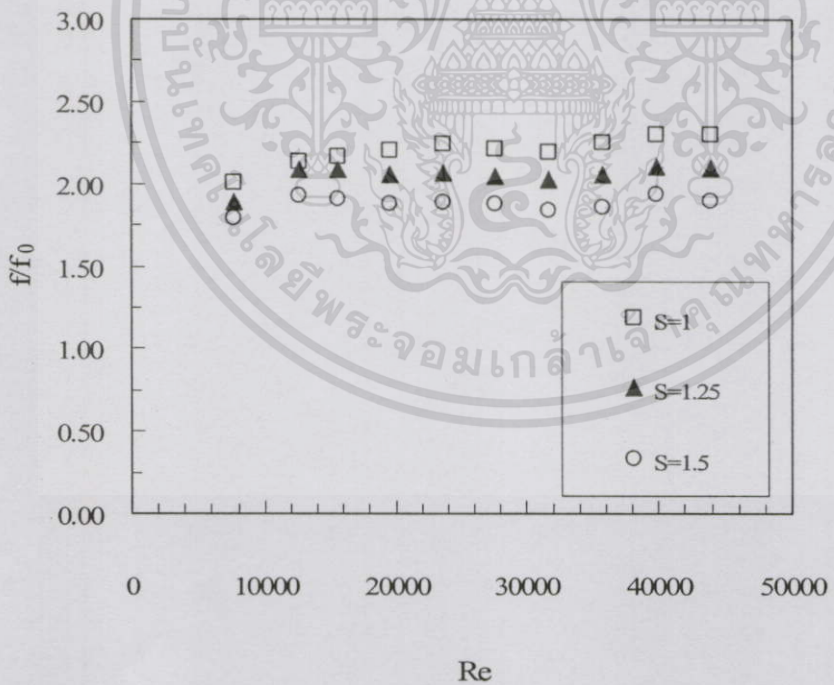


รูปที่ 5.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu กรณีท่อผิวลูกฟูก

เอกสารนี้เป็นเอกสาร
 โยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

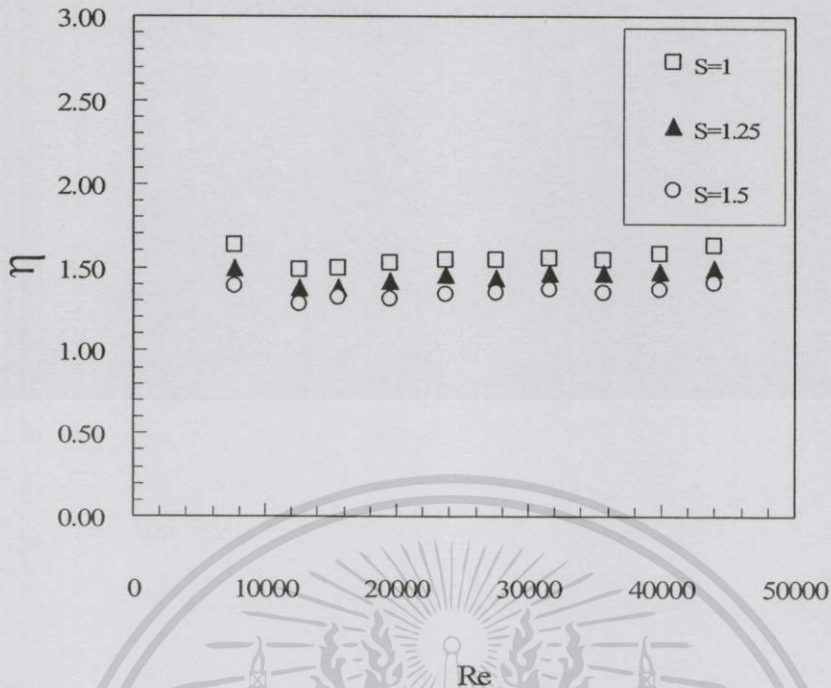


รูปที่ 5.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f กรณีท่อผิวลูกฟูก



รูปที่ 5.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f กรณีท่อผิวลูกฟูก

เอกสารนี้เป็นเอกสาร
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (f) กรณีท่อผิวลูกฟูก

ผลจากการทดลองนี้แสดงให้เห็นว่าเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นการถ่ายเทความร้อนก็สูงขึ้นด้วยเนื่องจากความเร็วในการไหลของน้ำร้อนในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามตัวเลขเรย์โนลด์ ซึ่งทำให้เกิดการปั่นป่วนมากยิ่งขึ้นส่งผลให้ชั้นซิดผิวของอุณหภูมิลดลงมากขึ้นและทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนดีขึ้นสังเกตว่าท่อผิวลูกฟูกที่ S เท่ากับ 1 ค่าตัวเลขนี้สเซลที่สูงที่สุดเนื่องจากระยะลูกฟูกชิดกันมากทำให้เกิดการหมุนวนและการไหลแบบปั่นป่วนปริมาณสูงแล้วของไหลสามารถไหลไปสัมผัสกับผิวท่อได้ดีกว่าซึ่งจะช่วยทำให้เกิดการไหลผสมกันได้รวดเร็วยิ่งขึ้นส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้น

ส่วนการเปรียบเทียบค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นจากการไหลระหว่างท่อเปล่ากับท่อผิวลูกฟูกต่างๆ ตามที่แสดงให้เห็นในรูปพบว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อที่ใช้ทดสอบในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำๆ มีค่าสูงและเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์สูงขึ้นมีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานก็จะต่ำลงสาเหตุที่แฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อผิวลูกฟูกมีค่าสูงกว่าท่อเปล่าเนื่องจากผนังของท่อผิวลูกฟูกมีความขรุขระมากจึงทำให้ของไหล ไหลผ่านได้ยากขึ้นแล้วส่งผลทำให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นตาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 กรณีที่อเรียบร่วมกับสอไดใไบบิตค่า $y=3, 4, 5$

จากการทดลองเปรียบเทียบผลการทดลองระหว่างกรณีที่อเรียบร่วมกับสอไดใไบบิต ที่ค่า y แบบต่างๆ ผลการทดลองเป็นดังนี้

รูปที่ 5.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re สำหรับที่อเรียบร่วมกับสอไดใไบบิต มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับเมื่อพิจารณาจากผลการทดลองแล้วจะพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ค่า Nu จะเพิ่มขึ้นและที่ทดสอบลักษณะที่อเรียบร่วมกับสอไดใไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่า Nu มากกว่ากรณีที่อเรียบอย่างเดียวตามลำดับ

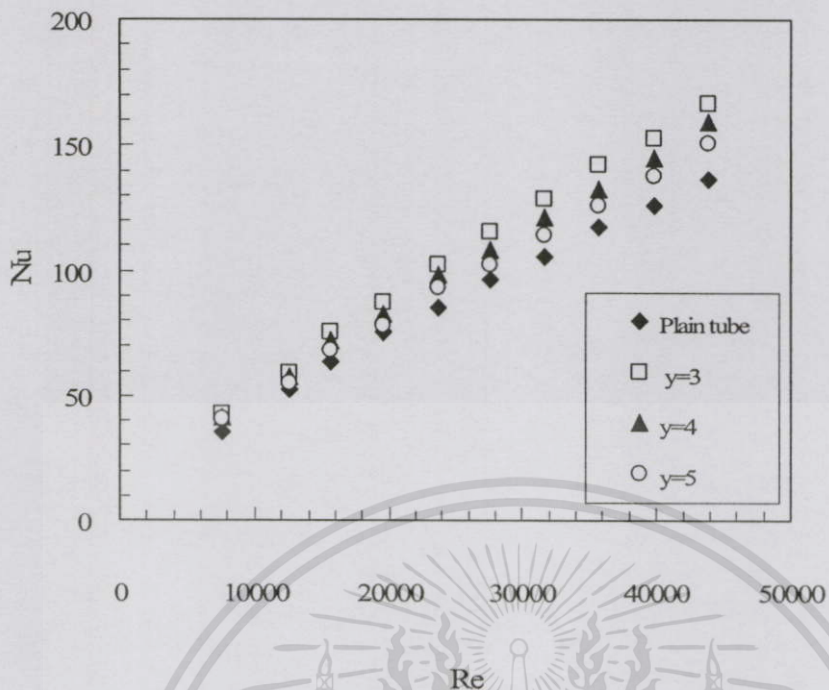
รูปที่ 5.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu ระหว่างที่อเรียบและที่อเรียบร่วมกับสอไดใไบบิตมีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผลแล้วจะพบว่าที่ทดสอบลักษณะที่อเรียบร่วมกับสอไดใไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่า Nu โดยเฉลี่ยสูงกว่าที่อเรียบอย่างเดียวประมาณ 1.19 เท่า, 1.14 เท่า และ 1.08 เท่าตามลำดับ

รูปที่ 5.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f สำหรับที่อเรียบร่วมกับสอไดใไบบิต มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากผลการทดลองแล้วจะพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ค่า f จะลดลงและที่ทดสอบลักษณะที่อเรียบร่วมกับสอไดใไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่า f มากกว่ากรณีที่อเรียบอย่างเดียว ตามลำดับ

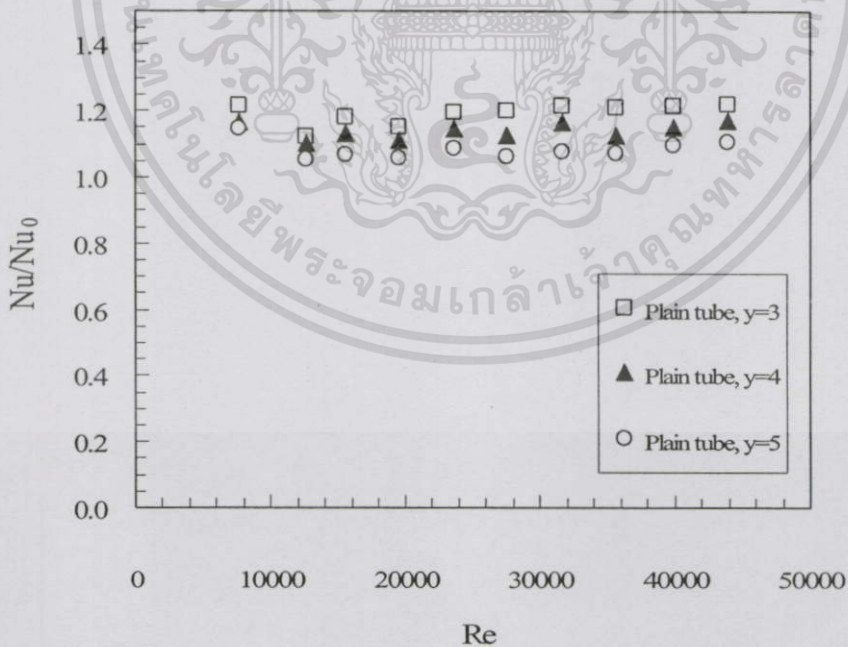
รูปที่ 5.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f ระหว่างที่อเรียบและที่อเรียบร่วมกับสอไดใไบบิต มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผลแล้วจะพบว่าที่ทดสอบลักษณะที่อเรียบร่วมกับสอไดใไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่า f โดยเฉลี่ยสูงกว่าที่อเรียบประมาณ 2.58 เท่า, 2.32 เท่า และ 2.05 เท่าตามลำดับ

รูปที่ 5.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (η) ประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบที่การสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหล ของที่อเรียบร่วมกับสอไดใไบบิต มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผล แล้วจะพบว่าที่ทดสอบลักษณะที่อเรียบร่วมกับสอไดใไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่าประสิทธิภาพ (η) โดยเฉลี่ยประมาณ 0.87, 0.86 และ 0.85 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

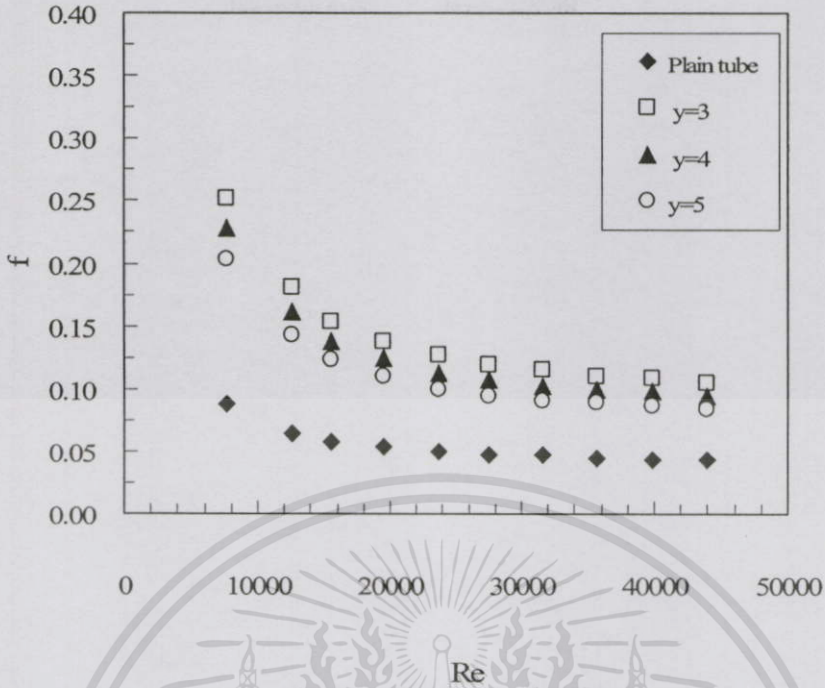


รูปที่ 5.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีท่อเรียบร่วมกับสอติใส่ไบบิต

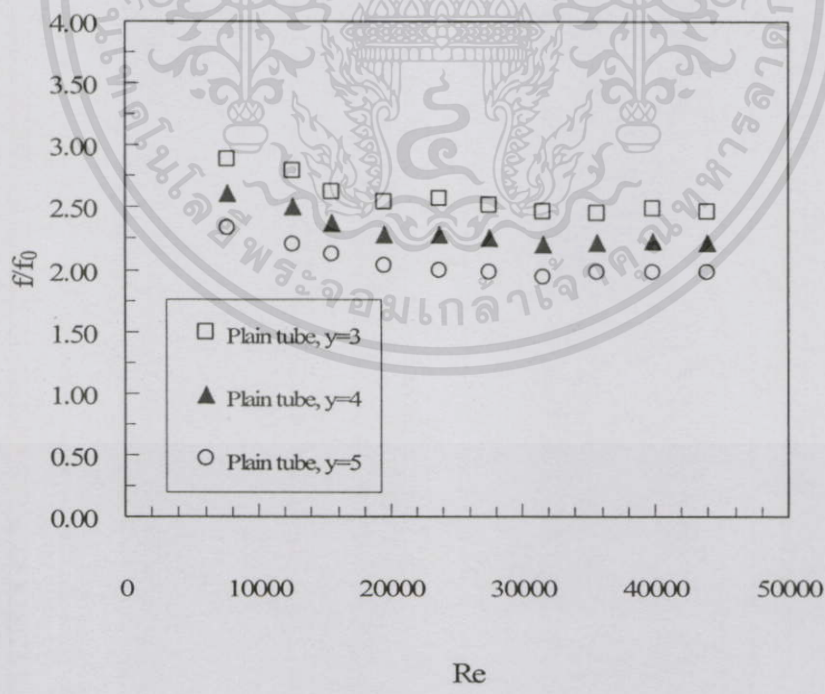


รูปที่ 5.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu กรณีท่อเรียบร่วมกับสอติใส่ไบบิต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะผลิตซ้ำหรือดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

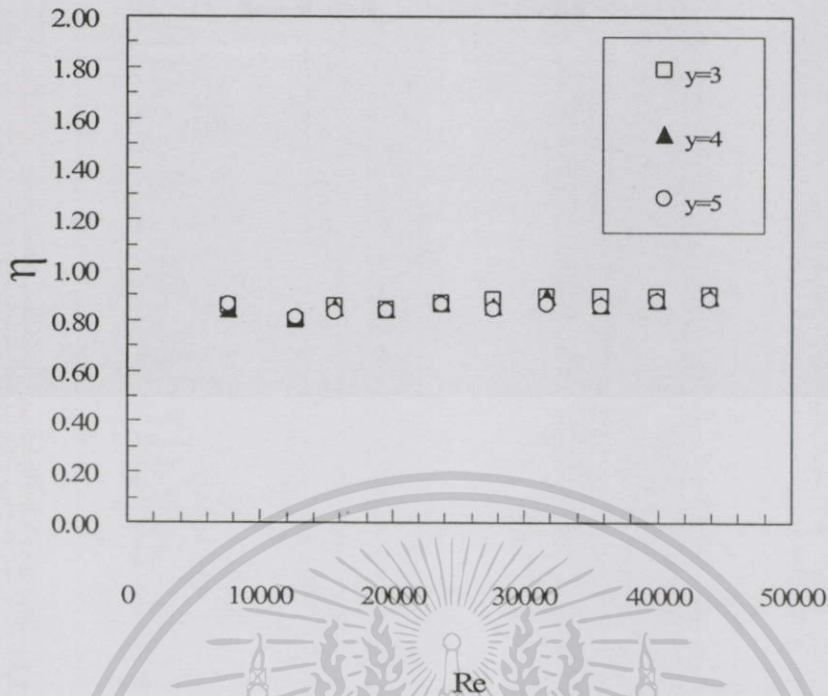


รูปที่ 5.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f กรณีท่อเรียบร่วมกับส้อมใส่ใบบิด



รูปที่ 5.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f₀ กรณีท่อเรียบร่วมกับส้อมใส่ใบบิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า



รูปที่ 5.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (f) กรณีที่เปรียบเทียบร่วมกับสอตใส่ไบบิต

ผลจากการทดลองนี้แสดงให้เห็นว่าเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นการถ่ายเทความร้อนก็สูงขึ้นด้วย เนื่องจากความเร็วในการไหลของน้ำร้อนในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามตัวเลขเรย์โนลด์ ซึ่งทำให้เกิดการปั่นป่วนมากยิ่งขึ้น สังเกตว่าท่อผิวเรียบเมื่อมีการใส่ไบบิตที่ค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ค่าตัวเลขนัสเซลท์ก็จะสูงขึ้นเนื่องจากเมื่อมีการใส่ไบบิตจะทำให้เกิดการหมุนวนตรงกลางท่อทำให้ของไหลอยู่ในเวลานานขึ้น และเกิดการไหลแบบปั่นป่วนปริมาณสูงขึ้นแล้วของไหลสามารถไหลไปสัมผัสกับผิวท่อได้ดีกว่าซึ่งจะช่วยให้เกิดการไหลผสมกันได้รวดเร็วยิ่งขึ้นส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้นซึ่งไบบิตที่มีค่า y เท่ากับ 3 มีการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุดเนื่องจากระยะไบบิตถี่มากที่สุดก่อให้เกิดการหมุนวนมากด้วยตามมาและรองลงมาไบบิตที่มีค่า y เท่ากับ 4 และ 5 ตามลำดับ

ส่วนค่าแฟกเตอร์ความเสียหายที่เกิดขึ้นจากการไหลระหว่างท่อเปลาร่วมกับท่อที่ใส่ไบบิตระยะต่างๆ ตามที่แสดงให้เห็นในรูปพบว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียหายของท่อที่ใช้ทดสอบ ในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำๆ มีค่าสูงและเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์สูงขึ้นมีค่าแฟกเตอร์ความเสียหายก็จะต่ำลงสาเหตุที่แฟกเตอร์ความเสียหายของท่อที่ใส่ไบบิตมีค่าสูงกว่าท่อเปล่าเนื่องจากไบบิตไปขวางการไหลเอื้ออำนวยเป็นเอกรูปร่างที่ส่งผลให้รับภาระใช้งานที่เอกรูปร่างเท่านั้น ไม่เอื้ออำนวยให้ไปใช้ประโยชน์ด้านกรค่าทำให้การไหลช้าลง จึงทำให้ของไหลไหลผ่านได้ยากขึ้นแล้วส่งผลทำให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียหายไม่ถูกรับใช้ข้างต้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้เพิ่มสูงขึ้นตาม

5.4 กรณีที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า $S = 1$ ร่วมกับสอดีไบบิตค่า $y = 3, 4, 5$

จากการทดลองเปรียบเทียบผลการทดลองระหว่างกรณีเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1 ร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y แบบต่างๆ ผลการทดลองเป็นดังนี้

รูปที่ 5.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re สำหรับที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1 และร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากผลการทดลองแล้วจะพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นค่า Nu จะเพิ่มขึ้นและที่ทดสอบเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1 ร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 4, 3 และ 5 จะมีค่า Nu มากกว่ากรณีที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1 อย่างเดียวตามลำดับ

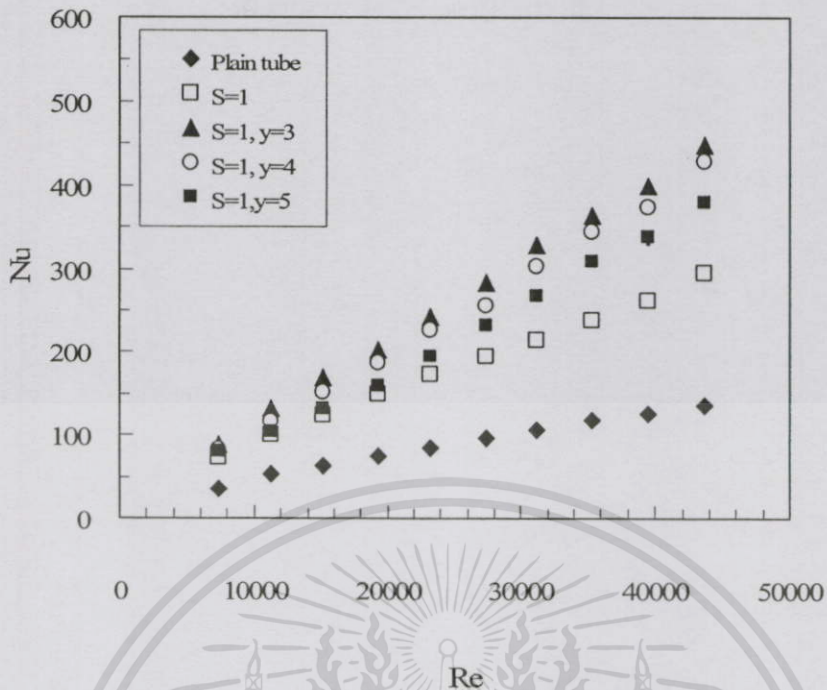
รูปที่ 5.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu ระหว่างที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1 และร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผลแล้วจะพบว่าที่ทดสอบเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1 และร่วมกับสอดีไบบิตที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่า Nu โดยเฉลี่ยสูงกว่าที่เปรียบอย่างเดียวกว่าประมาณ 2.02 เท่า, 2.88 เท่า, 2.66 เท่า และ 2.38 เท่าตามลำดับ

รูปที่ 5.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f สำหรับที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1 ร่วมกับสอดีไบบิตที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากผลการทดลองแล้วจะพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นค่า f จะลดลงและที่ทดสอบเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1 ร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่า f มากกว่ากรณีที่เปรียบอย่างเดียว ตามลำดับ

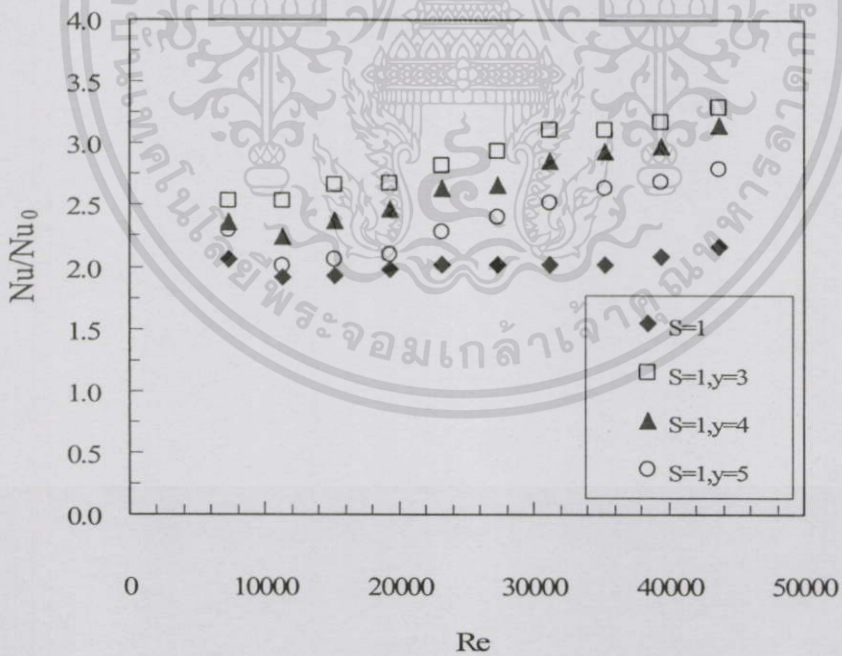
รูปที่ 5.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f ระหว่างที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1 ร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผลแล้วจะพบว่าที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1 และร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่าจะมีค่า f โดยเฉลี่ยสูงกว่าที่เปรียบประมาณ 2.02 เท่า, 4.46 เท่า, 4.25 เท่า และ 3.68 เท่าตามลำดับ

รูปที่ 5.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (η) ประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบที่การสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหล ของที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1 ร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากกราฟจะพบว่า มีค่าประสิทธิภาพ (η) โดยเฉลี่ยประมาณ 1.55, 1.75, 1.64 และ 1.54 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

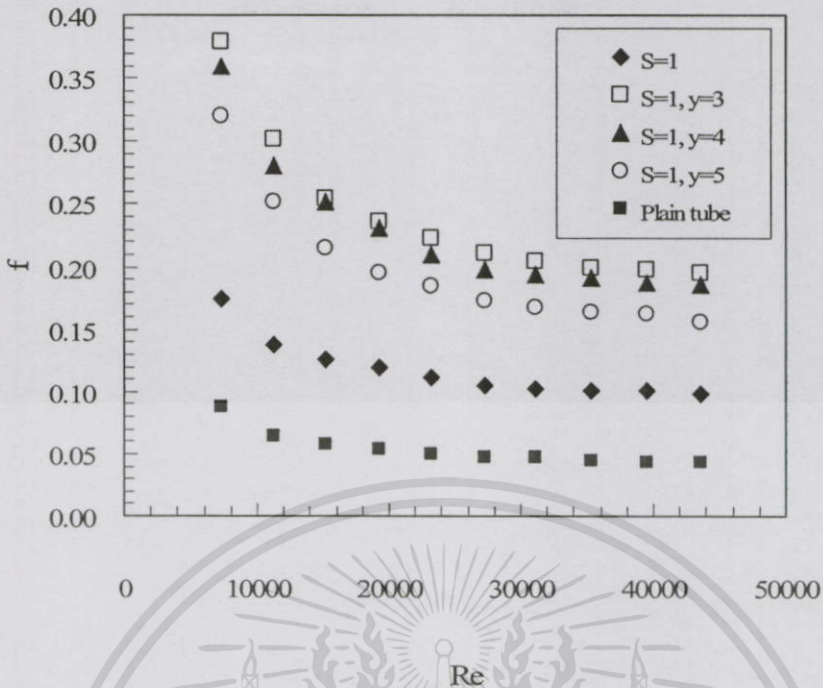


รูปที่ 5.13 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีท่อผิวลูกฟูก S=1 ร่วมกับสอดใส่ใบบิด



รูปที่ 5.14 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu กรณีท่อผิวลูกฟูก S=1 ร่วมกับสอดใส่ใบบิด

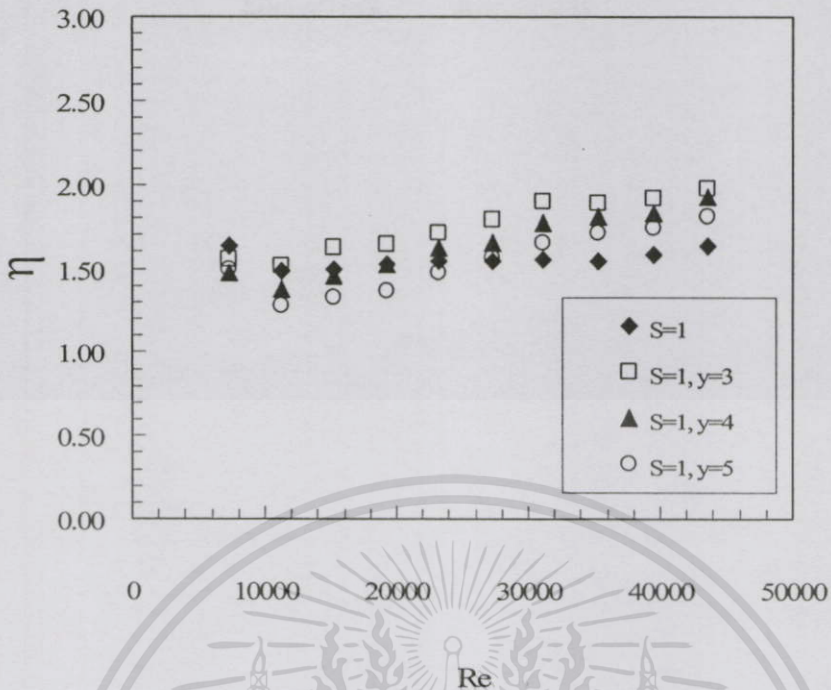
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.15 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f กรณีท่อผิวลูกฟูก $S=1$ ร่วมกับสอติใส่ใบบิด



รูปที่ 5.16 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f กรณีท่อผิวลูกฟูก $S=1$ ร่วมกับสอติใส่ใบบิด
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.17 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (f) กรณีท่อผิวลูกฟูก $S=1$ ร่วมกับสอใส่ใบบิด

ผลจากการทดลองนี้แสดงให้เห็นว่าเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นการถ่ายเทความร้อนก็สูงขึ้นด้วยเนื่องจากความเร็วในการไหลของน้ำร้อนในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามตัวเลขเรย์โนลด์ ซึ่งทำให้เกิดการปั่นป่วนมากยิ่งขึ้นส่งผลให้ชั้นซิดผิวของอุณหภูมิบางลงมากขึ้นและทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนดีขึ้นสังเกตว่าท่อลูกฟูก $S=1$ เมื่อมีการใส่ใบบิดที่ค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ค่าตัวเลขนัสเซลท์ก็จะสูงขึ้นเนื่องจากเมื่อมีการใส่ใบบิดจะทำให้เกิดการหมุนวนทำให้ของไหลอยู่ในท่อนานขึ้น และเกิดการไหลแบบปั่นป่วนปริมาณสูงขึ้นแล้วของไหลสามารถไหลไปสัมผัสกับผิวท่อได้ดีกว่า ซึ่งจะช่วยให้เกิดการไหลผสมกันได้รวดเร็วยิ่งขึ้นส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้นโดยใบบิดที่มีค่า $y=3$ มีแลกเปลี่ยนความร้อนดีที่สุดเนื่องจากระยะใบบิดถี่มากที่สุดก่อให้เกิดการหมุนวนมากด้วยตามมา

ส่วนค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นจากการไหลระหว่างท่อลูกฟูก $S=1$ ร่วมกับท่อที่ใส่ใบบิดระยะต่างๆ ตามที่แสดงให้เห็นในรูปพบว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อที่ใช้ทดสอบในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำๆ มีค่าสูงและเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์สูงขึ้นไปค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานก็จะต่ำลง สาเหตุที่แฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อที่ใส่ใบบิดมีค่าสูงกว่าท่อที่ไม่ใส่ใบบิดเนื่องจากใบบิดไปขวางการไหลทำให้การไหลช้าลงจึงทำให้ของไหลไหลผ่านได้ยากขึ้นแล้วส่งผลทำให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นตาม

5.5 กรณีที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า $S = 1.25$ ร่วมกับสอดีไบบิตค่า $y = 3, 4, 5$

จากการทดลองเปรียบเทียบผลการทดลองระหว่างกรณีเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.25 ร่วมกับสอดีไบบิต ที่ค่า y แบบต่างๆ ผลการทดลองเป็นดังนี้

รูปที่ 5.18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re สำหรับเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.25 และร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากผลการทดลองแล้วจะพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นค่า Nu จะเพิ่มขึ้นและที่ทดสอบเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.25 ร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่า Nu มากกว่ากรณีที่ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.25 อย่างเดียวตามลำดับ

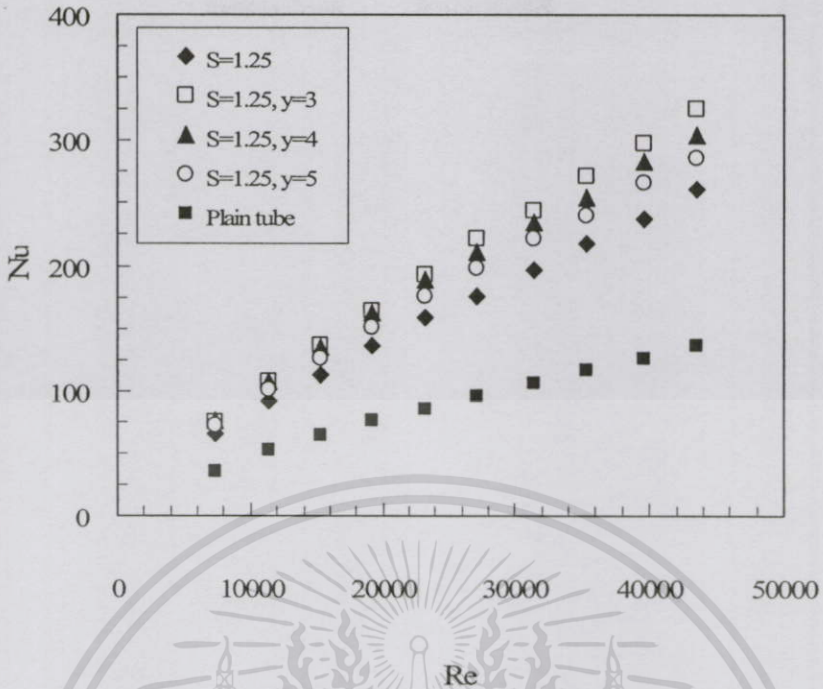
รูปที่ 5.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu ระหว่างเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.25 และร่วมกับสอดีไบบิตที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผล แล้วจะพบว่าที่ทดสอบเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.25 และร่วมกับสอดีไบบิตที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่า Nu โดยเฉลี่ยสูงกว่าที่เรียบอย่างเดียวกว่าประมาณ 1.84 เท่า, 2.24 เท่า, 2.18 เท่า และ 2.04 เท่าตามลำดับ

รูปที่ 5.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f สำหรับเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.25 ร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากผลการทดลองแล้วจะพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นค่า f จะลดลงและที่ทดสอบเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.25 ร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่า f มากกว่ากรณีที่เรียบอย่างเดียวกว่าตามลำดับ

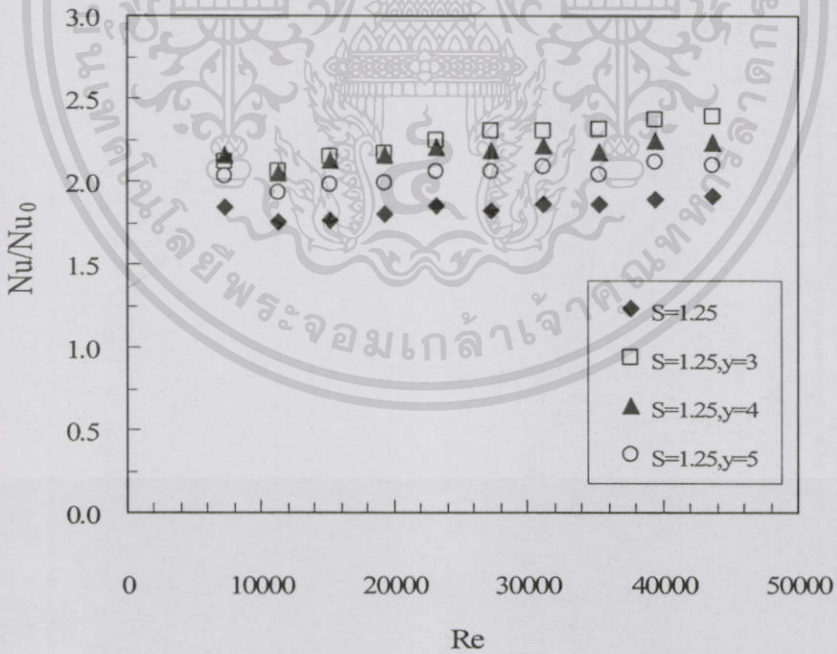
รูปที่ 5.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f ระหว่างเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.25 ร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผลแล้วจะพบว่าที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.25 และร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่า f โดยเฉลี่ยสูงกว่าที่เรียบประมาณ 2.05 เท่า, 4.25 เท่า, 3.82 เท่า และ 3.60 เท่าตามลำดับ

รูปที่ 5.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (η) ประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบที่การสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหล ของเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.25 ร่วมกับสอดีไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากกราฟ จะพบว่า มีค่าประสิทธิภาพ (η) โดยเฉลี่ยประมาณ 1.45, 1.38, 1.39 และ 1.33 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

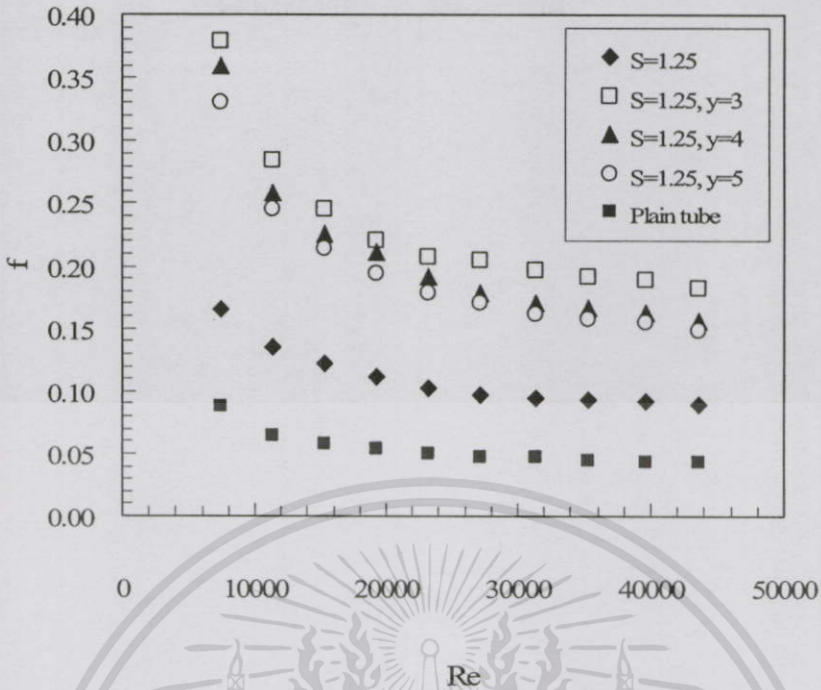


รูปที่ 5.18 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีท่อผิวลูกฟูก S=1.25 ร่วมกับสอติใส่ใบบิด

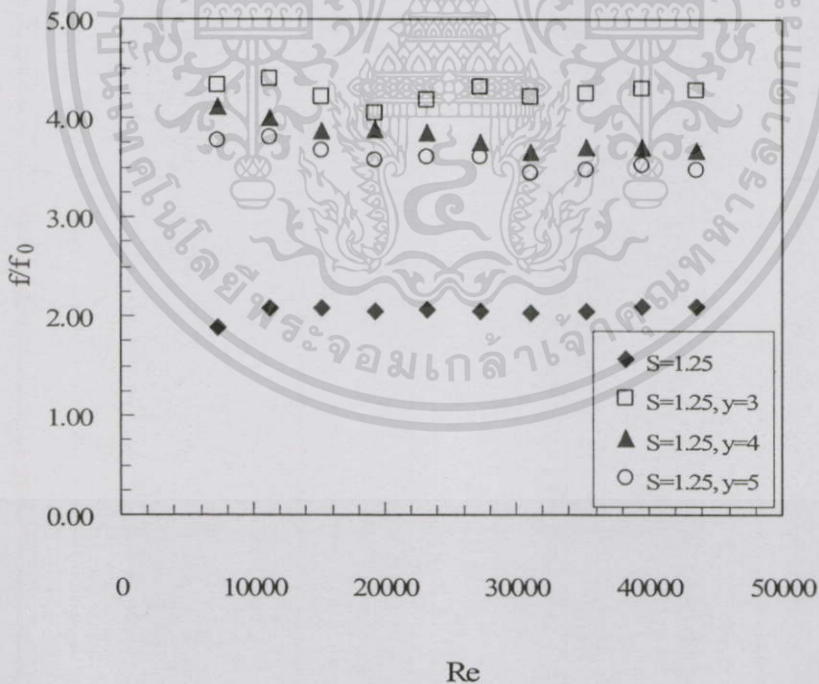


รูปที่ 5.19 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu กรณีท่อผิวลูกฟูก S=1.25 ร่วมกับ

ไม่ว่ากรณีใดๆ สอติใส่ใบบิด มิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

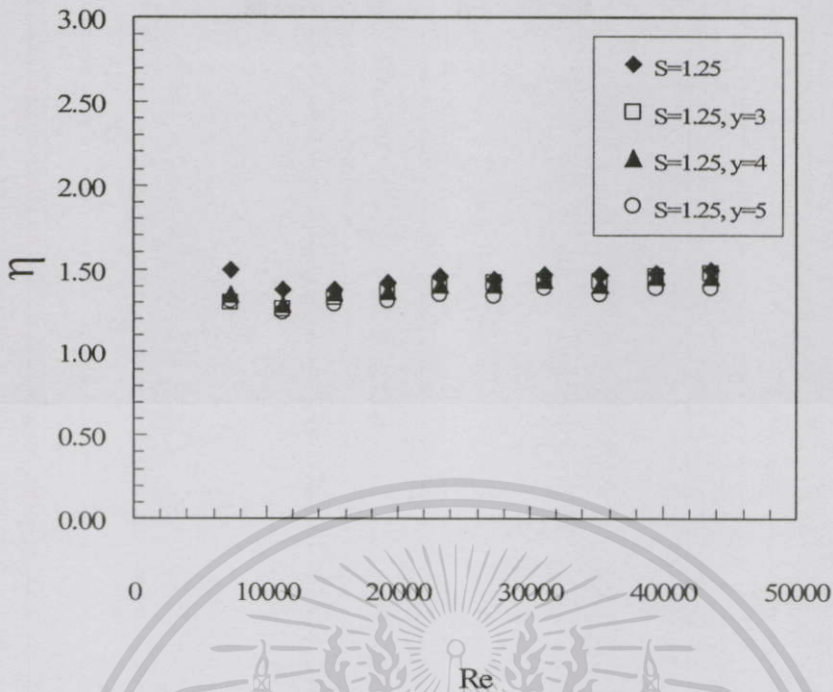


รูปที่ 5.20 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f กรณีท่อผิวลูกฟูก $S=1.25$ ร่วมกับสอติใส่ใบบิด



รูปที่ 5.21 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f กรณีท่อผิวลูกฟูก $S=1.25$ ร่วมกับสอติ

ใบบิด ไม่ว่ากรณีใดก็ตามมีให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.22 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (η) กรณีท่อผิวลูกฟูก $S=1.25$ ร่วมกับ สอดใส่ใบบิด

ผลจากการทดลองนี้แสดงให้เห็นว่าเมื่อเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นการถ่ายเทความร้อนก็สูงขึ้นเนื่องจากความเร็วในการไหลของน้ำร้อนในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามตัวเลขเรย์โนลด์ ซึ่งทำให้เกิดการปั่นป่วนมากยิ่งขึ้นส่งผลให้ชั้นขีดผิวของอุณหภูมิต่ำลงมากขึ้นและทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนดีขึ้นสังเกตว่าท่อลูกฟูก $S=1.25$ เมื่อมีการใส่ใบบิดที่ค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ค่าตัวเลขนัสเซิลท์ก็จะสูงขึ้นเนื่องจากเมื่อมีการใส่ใบบิดจะทำให้เกิดการหมุนวนทำให้ของไหลอยู่ในท่อนานขึ้นและเกิดการไหลแบบปั่นป่วนปริมาณสูงขึ้นแล้วของไหลสามารถไหลไปสัมผัสกับผิวท่อได้ดีกว่าซึ่งจะช่วยทำให้เกิดการไหลผสมกันได้รวดเร็วยิ่งขึ้นส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้น

ส่วนค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นจากการไหลระหว่างท่อลูกฟูก $S=1.25$ ร่วมกับท่อที่ใส่ใบบิดระยะต่างๆ ตามที่แสดงให้เห็นในรูปพบว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อที่ใช้ทดสอบ ในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำๆ มีค่าสูงและเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์สูงขึ้นมีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานก็จะต่ำลงสาเหตุที่แฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อที่ใส่ใบบิดมีค่าสูงกว่าท่อที่ไม่ใส่ใบบิดเนื่องจากใบบิดไปขวางการไหลทำให้การไหลช้าลงจึงทำให้ของไหลไหลผ่านได้ยากขึ้นแล้วส่งผลทำให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นตาม

5.6 กรณีที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า $S = 1.5$ ร่วมกับสอคใส่ไบบิตค่า $y=3, 4, 5$

จากการทดลองเปรียบเทียบผลการทดลองระหว่างกรณีเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.5 ร่วมกับสอคใส่ไบบิต ที่ค่า y แบบต่างๆ ผลการทดลองเป็นดังนี้

รูปที่ 5.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re สำหรับที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.50 และร่วมกับสอคใส่ไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับเมื่อพิจารณาจากผลการทดลองแล้วจะพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นค่า Nu จะเพิ่มขึ้นและที่ทดสอบเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.50 ร่วมกับสอคใส่ไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 4, 3 และ 5 จะมีค่า Nu มากกว่ากรณีที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.5 อย่างเดียว ตามลำดับ

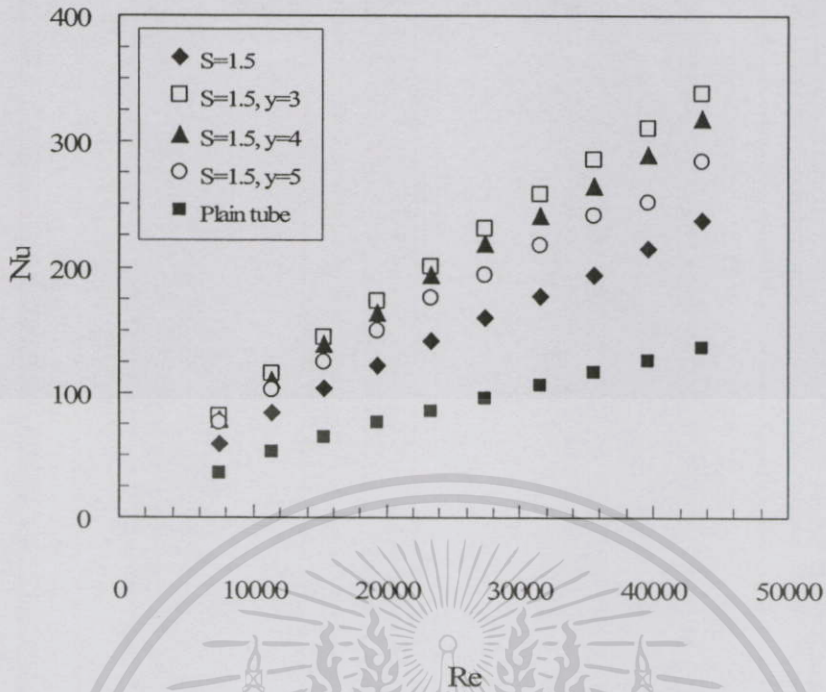
รูปที่ 5.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu ระหว่างที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.50 และร่วมกับสอคใส่ไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผลแล้วจะพบว่าที่ทดสอบเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.50 และร่วมกับสอคใส่ไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่า Nu โดยเฉลี่ยสูงกว่าที่เทียบอย่างเดียวกว่ประมาณ 1.66 เท่า, 2.36 เท่า, 2.24 เท่าและ 2.03 เท่าตามลำดับ

รูปที่ 5.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f สำหรับที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.50 ร่วมกับสอคใส่ไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากผลการทดลองแล้วจะพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นค่า f จะลดลงและที่ทดสอบเอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.5 ร่วมกับสอคใส่ไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่า f มากกว่ากรณีที่เทียบอย่างเดียวกว่ตามลำดับ

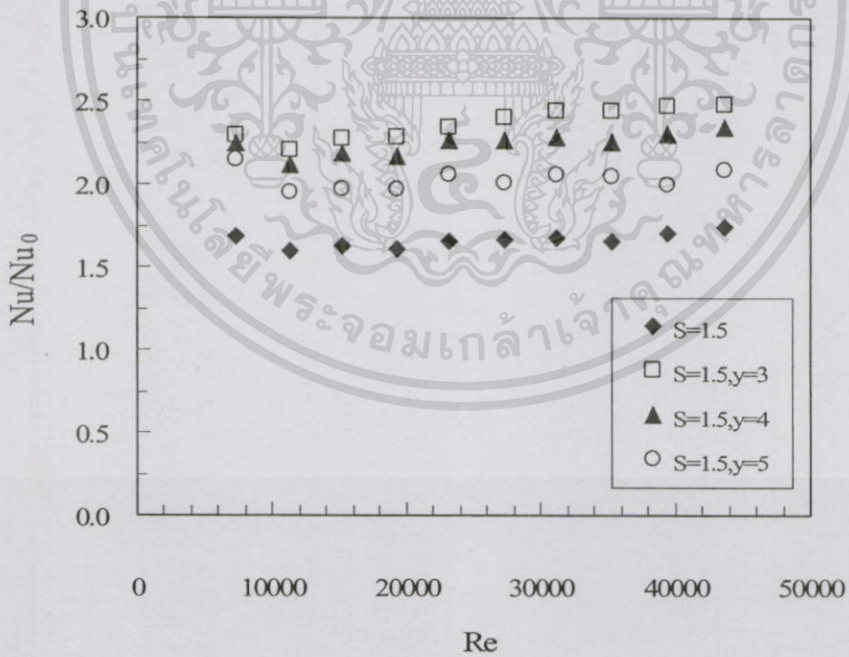
รูปที่ 5.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f ระหว่างที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.50 ร่วมกับสอคใส่ไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากกราฟแสดงผลแล้วจะพบว่าที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.50 และร่วมกับสอคใส่ไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่า f โดยเฉลี่ยสูงกว่าที่เทียบประมาณ 2.15 เท่า, 4.31 เท่า, 4.09 เท่า และ 3.63 เท่าตามลำดับ

รูปที่ 5.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (η) ประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบที่การสูญเสียกำลังเนื่องจากกรไหล ของที่เอกลักษณ์ผิวลูกลูกค่า S เท่ากับ 1.50 ร่วมกับสอคใส่ไบบิต ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาจากกราฟ จะพบว่า มีค่าประสิทธิภาพ (η) โดยเฉลี่ยประมาณ 1.29, 1.45, 1.40 และ 1.31 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

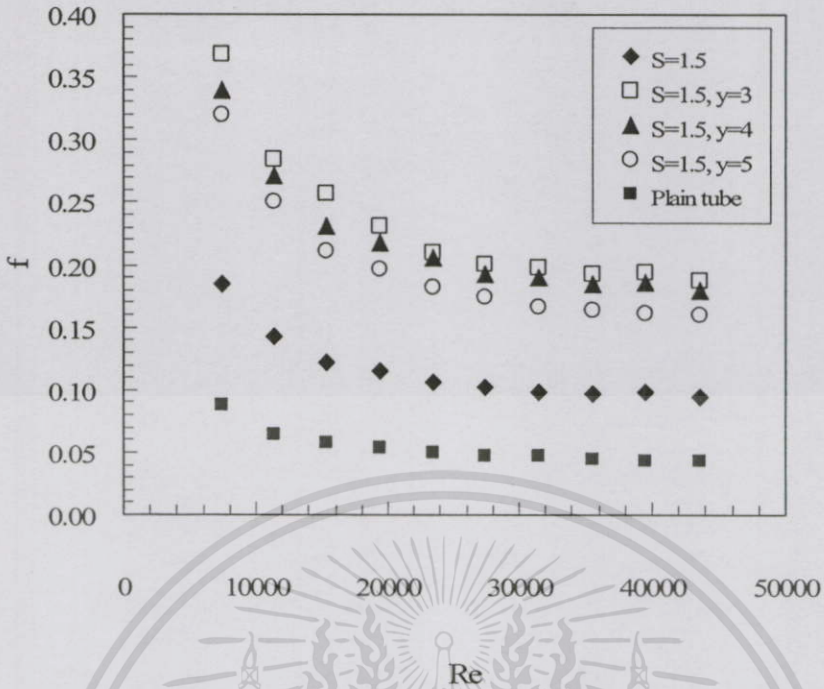


รูปที่ 5.23 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีท่อผิวลูกฟูก S=1.5 ร่วมกับสอติใส่ไบบิต

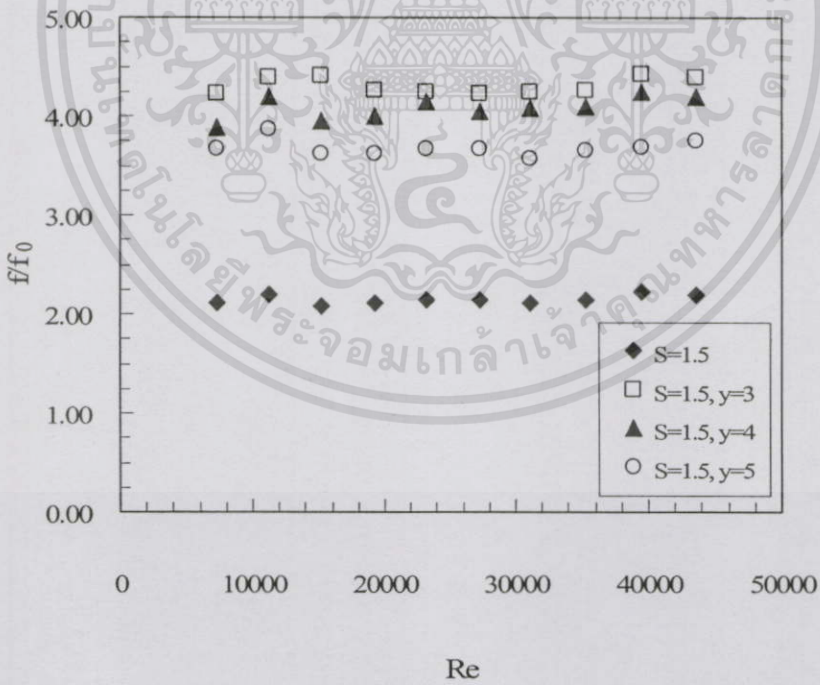


รูปที่ 5.24 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน Nu กรณีท่อผิวลูกฟูก S=1.5 ร่วมกับสอติใส่ไบบิต

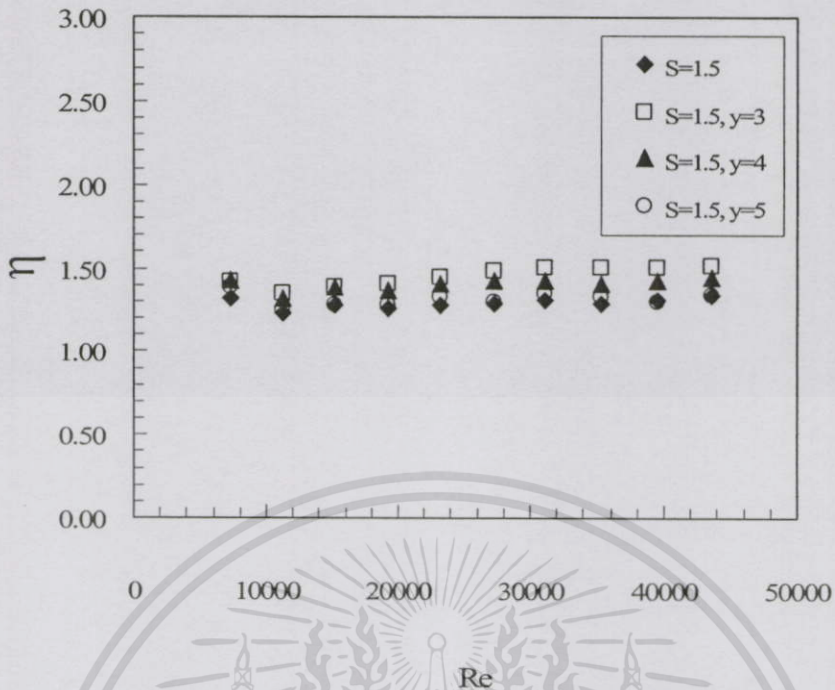
ไม่ว่ากรณีใดก็ตามก็ทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.25 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ f กรณีท่อผิวลูกฟูก S=1.5 ร่วมกับสอติใส่ใบพัด



รูปที่ 5.26 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับอัตราส่วน f กรณีท่อผิวลูกฟูก S=1.5 ร่วมกับสอติใส่ใบพัด
 คำว่า "กรณี" ในที่นี้หมายถึง "กรณี" ไม่ใช่ "กรณี" ใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.27 ความสัมพันธ์ระหว่าง Re กับประสิทธิภาพ (f) กรณีท่อผิวลูกฟูก $S=1.5$ ร่วมกับสอตใส่ไบบิต

ผลจากการทดลองนี้แสดงให้เห็นว่าเมื่อเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นการถ่ายเทความร้อนก็สูงขึ้นด้วยเนื่องจากความเร็วในการไหลของน้ำร้อนในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามตัวเลขเรย์โนลด์ ซึ่งทำให้เกิดการปั่นป่วนมากยิ่งขึ้นส่งผลให้ชั้นขีดผิวของอุณหภูมิบางลงมากขึ้นและทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนดีขึ้นสังเกตว่าท่อลูกฟูก $S=1.5$ เมื่อมีการใส่ไบบิตที่ค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ค่าตัวเลขนัสเซลท์ก็จะสูงขึ้นเนื่องจากเมื่อมีการใส่ไบบิตจะทำให้เกิดการหมุนวนทำให้ของไหลอยู่ในท่อนานขึ้นและเกิดการไหลแบบปั่นป่วนปริมาณสูงขึ้นแล้วของไหลสามารถไหลไปสัมผัสกับผิวท่อได้ดีกว่า ซึ่งจะช่วยให้เกิดการไหลผสมกันได้รวดเร็วยิ่งขึ้นส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้นโดยไบบิตที่มีค่า $y=3$ มีแลกเปลี่ยนความร้อนดีที่สุดเนื่องจากระยะไบบิตที่มากที่สุดก่อให้เกิดการหมุนวนมากที่สุดตามมา

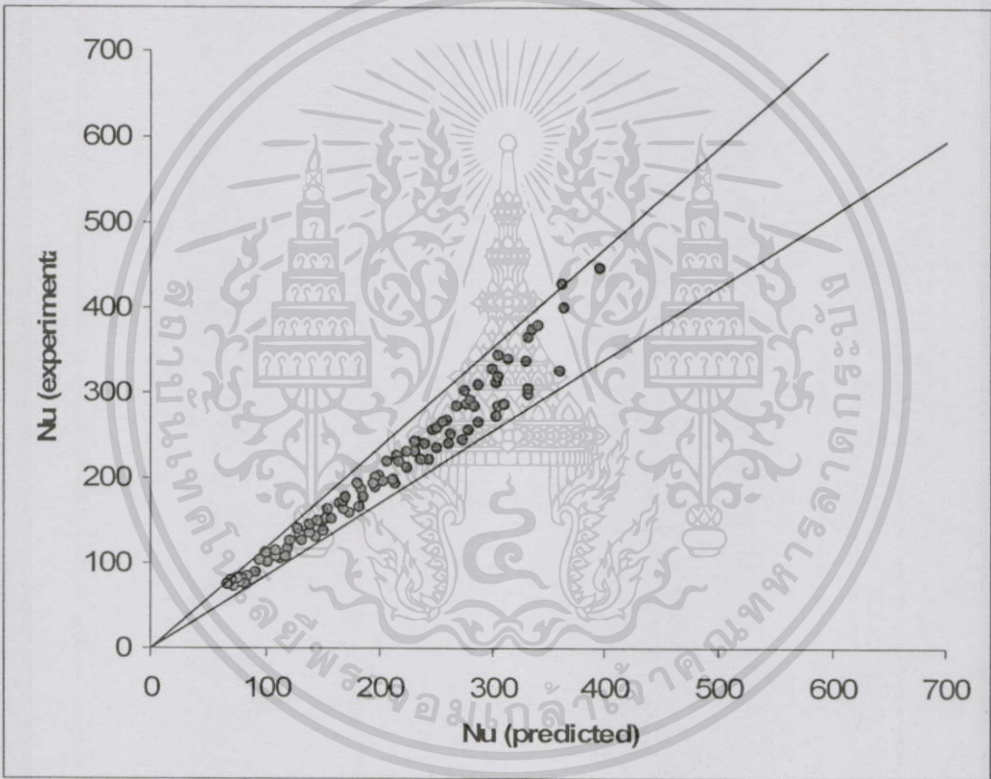
ส่วนค่าแฟกเตอร์ความเสียหายที่เกิดขึ้นจากการไหลระหว่างท่อลูกฟูก $S=1.5$ ร่วมกับท่อที่ใส่ไบบิตระยะต่างๆ ตามที่แสดงให้เห็นในรูปพบว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียหายของท่อที่ใช้ทดสอบ ในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำๆ มีค่าสูงและเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์สูงขึ้นมีค่าแฟกเตอร์ความเสียหายก็จะต่ำลง สาเหตุที่แฟกเตอร์ความเสียหายของท่อที่ใส่ไบบิตมีค่าสูงกว่าท่อที่ไม่ใส่ไบบิตไม่ทราบแน่ชัดอีกทั้งทำให้ต้นทุนแพงและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทดลองที่มีสารนำไปใช้เนื่องจากไบบิตไปขวางการไหลทำให้การไหลช้าลงจึงทำให้ของไหลไหลผ่านได้ยากขึ้นแล้วส่งผลทำให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียหายเพิ่มสูงขึ้นตาม

5.7 การหาความสัมพันธ์ ระหว่าง Nu และ f กับ Re, S และ y

การหาความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re, S และ y

จากข้อมูลการทดลองสำหรับการไหลที่มีค่าตัวเลขเรย์โนลด์ อยู่ในช่วง 7,500 ถึง 50,000 สำหรับท่อทดสอบลักษณะผิวลูกฟูกค่า S เท่ากับ 1, 1.25 และ 1.50 ตามลำดับร่วมกับสอติไสบิวดที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับเมื่อนำข้อมูลที่ S และ y ต่าง ๆ มาสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re จะสามารถหาสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$Nu = 0.0945 Re^{0.8350} Pr^{0.3} (S + 1)^{-0.8153} y^{-0.2818}$$

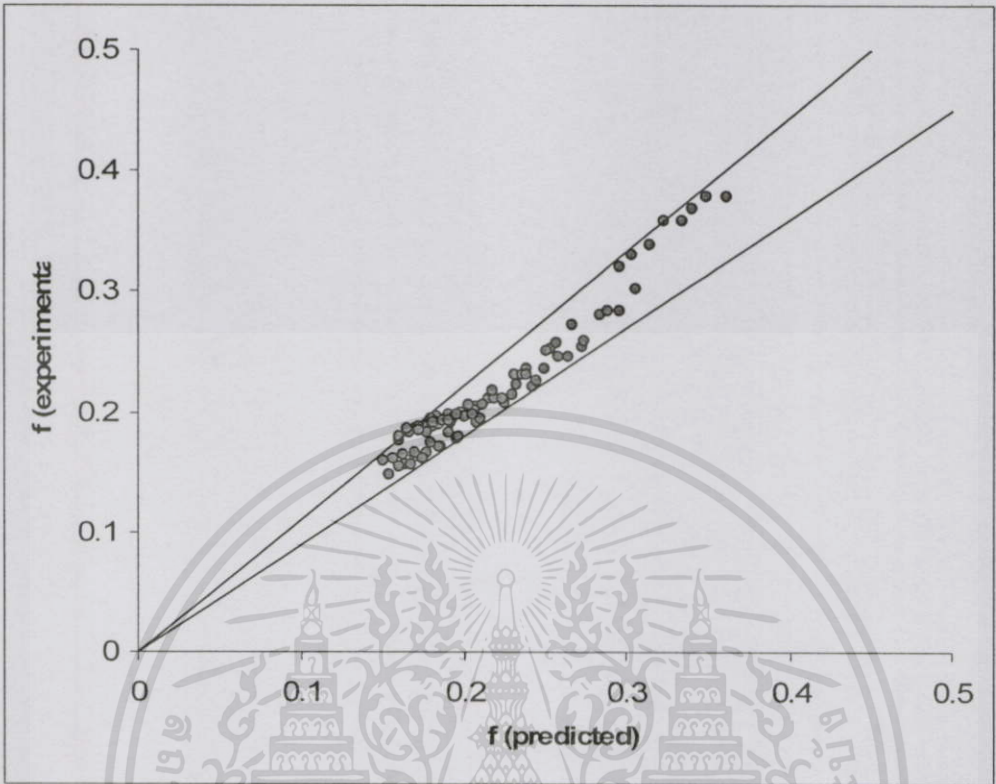


รูปที่ 5.28 แสดงความคลาดเคลื่อนจากสมการ Nu กรณีท่อลักษณะผิวลูกฟูกร่วมกับสอติไสบิวด

การหาความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re, S และ y

จากข้อมูลการทดลองสำหรับการไหลที่มีค่าตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 7,500 ถึง 50,000 สำหรับท่อทดสอบลักษณะผิวลูกฟูกค่า S เท่ากับ 1, 1.25 และ 1.50 ตามลำดับ ร่วมกับสอติไสบิวดที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ตามลำดับเมื่อนำข้อมูลที่ S และ y ต่าง ๆ มาสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re จะสามารถหาสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$f = 16.9836 \text{Re}^{-0.3806} (S+1)^{-0.2476} y^{-0.2711}$$



รูปที่ 5.29 แสดงความคลาดเคลื่อนจากสมการ f กรณีที่อัตราการไหลของของไหลที่ไหลผ่านท่อร่วมกับท่อไบนารี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

สรุปและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลการวิจัย

จากผลการทดลองการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยการทำให้ผิวด้านในของท่อน้ำร้อนเป็นลักษณะผิวลูกฟูก ร่วมกับการสอดใส่ไบบีดสามารถสรุปได้ดังนี้

1. กรณีท่อผิวลูกฟูก ประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบที่การสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลพบว่าท่อทดสอบลักษณะผิวลูกฟูกที่มีค่า S เท่ากับ 1, 1.25 และ 1.5 จะมีค่าประสิทธิภาพ (η) โดยเฉลี่ยประมาณ 1.55, 1.45 และ 1.29 ตามลำดับ
2. กรณีท่อเรียบร่วมกับสอดใส่ไบบีด ประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบที่การสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลพบว่าท่อทดสอบลักษณะท่อเรียบร่วมกับสอดใส่ไบบีด ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 จะมีค่าประสิทธิภาพ (η) โดยเฉลี่ยประมาณ 0.87, 0.86 และ 0.85 ตามลำดับ
3. กรณีท่อลักษณะผิวลูกฟูกค่า S เท่ากับ 1 และร่วมกับสอดใส่ไบบีด ประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบที่การสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลพบว่าท่อทดสอบร่วมกับสอดใส่ไบบีด ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 มีค่าประสิทธิภาพ (η) โดยเฉลี่ยประมาณ 1.55, 1.75, 1.64 และ 1.54 ตามลำดับ
4. กรณีท่อลักษณะผิวลูกฟูกค่า S เท่ากับ 1.25 ร่วมกับสอดใส่ไบบีด ประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบที่การสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหล พบว่าท่อทดสอบร่วมกับสอดใส่ไบบีด ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ค่าประสิทธิภาพ (η) โดยเฉลี่ยประมาณ 1.45, 1.38, 1.39 และ 1.33 ตามลำดับ
5. กรณีท่อลักษณะผิวลูกฟูกค่า S เท่ากับ 1.5 ร่วมกับสอดใส่ไบบีด ประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบที่การสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหล พบว่าท่อทดสอบร่วมกับสอดใส่ไบบีด ที่มีค่า y เท่ากับ 3, 4 และ 5 ค่าประสิทธิภาพ (η) โดยเฉลี่ยประมาณ 1.29, 1.45, 1.40 และ 1.31 ตามลำดับ

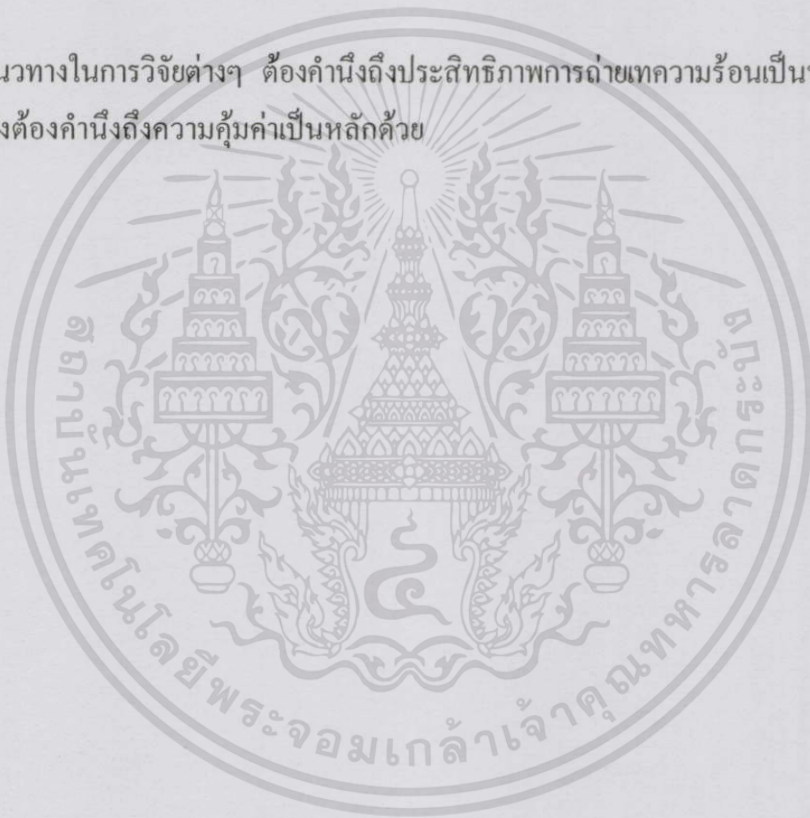
จากผลการทดลองจะพบว่ากรณีท่อลักษณะผิวลูกฟูกค่า S เท่ากับ 1 และร่วมกับสอดใส่ไบบีด ที่มีค่า y เท่ากับ 3 มีค่าประสิทธิภาพ (η) ดีที่สุดคือ 1.75 เท่าของท่อเรียบ ซึ่งเป็นท่อทดสอบที่มีประสิทธิภาพต่ำสุด และประสิทธิภาพของไบบีดดีสุด ซึ่งเป็นการเพิ่มความปั่นป่วนของของไหลที่บริเวณผิวและตรงกลางท่อมากที่สุดรวมทั้งส่งผลให้ความเสียดทานของการไหลมากเพิ่มมากที่สุดด้วยเช่นกัน

6.2 ข้อเสนอแนะ

วิธีการที่นำเสนอในวิทยานิพนธ์นี้เป็นเทคนิคหนึ่งเท่านั้นที่ช่วยในการปรับปรุงสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนและยังมีวิธีการอื่นๆ อีกที่น่าสนใจในการวิจัยเพื่อเพิ่มสมรรถนะให้ดีขึ้น ยกตัวอย่างเช่น

- เทคนิคการทำให้ท่อเป็นลักษณะผิวลูกฟูกร่วมกับการสอดใส่ไบบิตช่วง
- เทคนิคการทำให้ท่อเป็นลักษณะผิวลูกฟูกเฉียงร่วมกับการสอดใส่ไบบิต
- เทคนิคการทำให้ผิวท่อเป็นลักษณะรอยนูนแบบต่างๆ ร่วมกับการสอดใส่ไบบิตเต็ม
- เทคนิคการสอดใส่คอยล์ลักษณะขดสปริงร่วมกับไบบิต

ซึ่งแนวทางในการวิจัยต่างๆ ต้องคำนึงถึงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเป็นหลักเนื่องจากการใช้งานจริงต้องคำนึงถึงความคุ้มค่าเป็นหลักด้วย



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

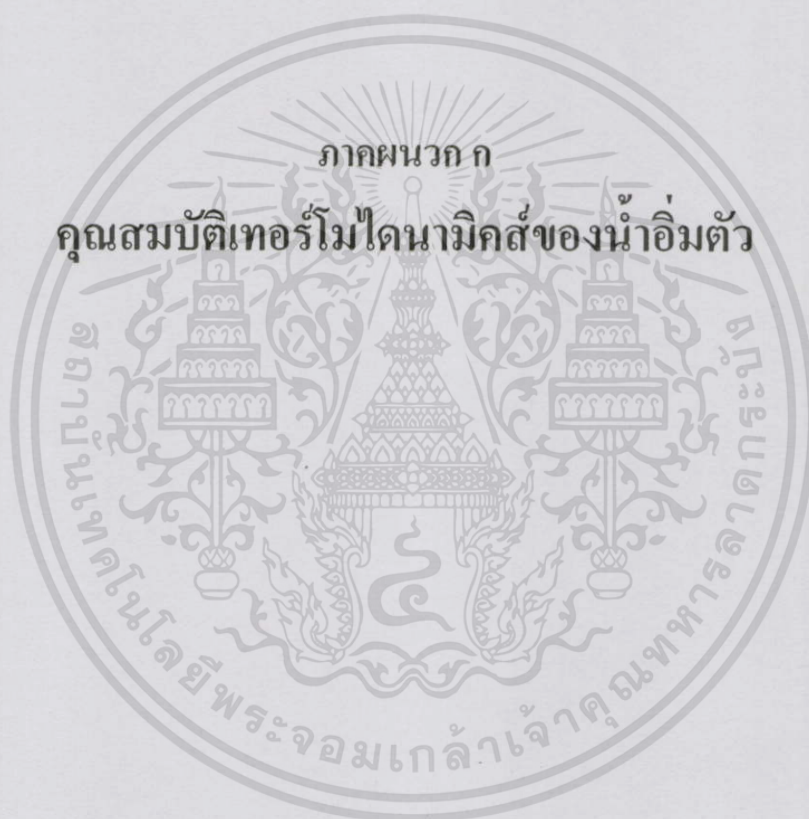
บรรณานุกรม

- [1] พงษ์เจต พรหมวงศ์, การถ่ายเทความร้อน, มิถุนายน พ.ศ.2542
- [2] JP. Holman, Heat Transfer, Mc Graw-Hill, New York, 1989
- [3] S.K.Agarwal and M.Raj Rao, Heat transfer augmentation for the flow of a viscous liquid in circular tubes using twisted tape inserts, Heat Mass Transfer, Vol.39, No.17, pp.3547-3557, 1996.
- [4] S.Ray, AW.Date, Friction and heat transfer characteristics of flow through square duct with twisted tape insert, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.46, pp.889-902, 2003.
- [5] S.K.Saha, A.Dutta, S.K.Dhal, Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.44, pp.4211-4223, 2001.
- [6] Yang Dong, Li Huixiong, Chen Tingkuan, Pressure drop heat transfer and performance of single-phase turbulent flow in spirally corrugated tube, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.24, pp.131-138, 2001.
- [7] V.D. Zimparov, Enhancement of heat transfer by a combination of three-start spirally corrugated tube with a twisted tape, International Journal of Heat and Mass Transfer Vol.44, pp.551-574, 2001.
- [8] A. Barba, S. Rainieri and M. Spiga, Heat transfer enhancement in a corrugated tube, Int. Comm. Heat and Mass Transfer Vol.29, No.3, pp.313-322, 2002.
- [9] PG. Vicent, A. Garcia and A. Viedma, Mixed convection heat transfer and isothermal pressure drop in corrugated tube for laminar and transition flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.31, No.5, pp.651-662, 2004.
- [10] PG. Vicent, A. Garcia and A. Viedma, Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tube in turbulent flow at difference Prandtl numbers, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.47, pp.671-681, 2004.
- [11] 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-



ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.1 คุณสมบัติเทอร์โมไดนามิกของน้ำอิ่มตัว

Temperature, <i>T</i> (K)	Specific Volume (<i>m</i> ³ / <i>kg</i>)		Heat of vaporisation <i>h_{fg}</i> / <i>kJ</i> / <i>kg</i>	Specific heat (<i>KJ</i> / <i>kg</i> <i>K</i>)		Viscosity (<i>Ns</i> / <i>m</i> ²)	Thermal conductivity (<i>W</i> / <i>m</i> <i>K</i>)		Surface tension <i>σ_f</i> · 10 ³ (<i>N</i> / <i>M</i>)	Expansion coefficient <i>β_f</i> · 10 ⁶ (<i>K</i> ⁻¹)	Temperature <i>T</i> (K)	
	<i>v_f</i> · 10 ³	<i>v_g</i>		<i>c_{p,f}</i>	<i>c_{p,g}</i>		<i>k_f</i> · 10 ³	<i>k_g</i> · 10 ³				<i>Pr_f</i>
273.15	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	273.15
275	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	275
280	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	280
285	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	285
290	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	290
295	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	295
300	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	300
305	1.005	29.74	2428	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	305
310	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	310
315	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	315
320	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	320
325	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	325
330	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	330
335	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	335
340	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	340
345	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	345
350	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	688	23.0	2.29	0.942	350
355	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	355
360	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	360
365	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	365
370	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	370
373.15	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	373.15
375	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	375
380	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	380
385	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	385
390	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	390

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะในรูปแบบใดก็ตาม หากมีให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.1 (ต่อ)

Temperature, T (K)	Pressure		Specific Volume		Heat of vaporisation h_{fg} KJ / kg	Specific heat		Viscosity $\mu_f \cdot 10^{-6}$ $\mu_g \cdot 10^{-6}$ (Ns / m ²)	Thermal conductivity		Prandtl number Pr_f Pr_g	Surface tension $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/M)	Expansion coefficient $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temperature T (K)	
	P(bars) ^b	P(kPa)	$v_f \cdot 10^{-3}$	v_g		$C_{p,f}$	$C_{p,g}$		$k_f \cdot 10^{-3}$	$k_g \cdot 10^{-3}$					
400	2.455	24.55	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	896	400
410	3.302	33.02	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	952	410
420	4.370	43.70	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	1010	420
430	5.699	56.99	1.099	0.331	2091	4.333	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	-	430
440	7.333	73.33	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	-	440
450	9.319	93.19	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	-	450
460	11.71	117.1	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	-	460
470	14.55	145.5	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	-	470
480	17.90	179.0	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	-	480
490	21.83	218.3	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	-	490
500	26.40	264.0	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	-	500
510	31.66	316.6	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	-	510
520	37.70	377.0	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	-	520
530	44.58	445.8	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	-	530
540	52.38	523.8	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	-	540
550	61.19	611.9	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	-	550
560	71.08	710.8	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	-	560
570	82.16	821.6	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	-	570
580	94.51	945.1	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	-	580
590	108.3	1083	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	-	590
600	123.5	1235	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	-	600
610	137.3	1373	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	4.1	467	103	1.30	2.60	-	610
620	159.1	1591	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	-	620
630	179.7	1797	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	-	630
640	202.7	2027	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	-	640
645	215.2	2152	2.351	0.0045	361	90	-	54	37.0	331	178	12	26	-	645
617.4	221.2	2212	3.170	0.0032	0	x	y	45	45.0	238	238	x	y	-	617.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะในรูปแบบใดก็ตาม อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เทคโนโลยีเพื่อการเกษตรและ อุตสาหกรรมเกษตรที่ยั่งยืน

Technology for Sustainable Agriculture and Agro-Industry

การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย

ครั้งที่ 9 ประจำปี 2551

31 มกราคม - 1 กุมภาพันธ์ 2551

โรงแรมอิมพีเรียลเมเปิ้ล จังหวัดเชียงใหม่

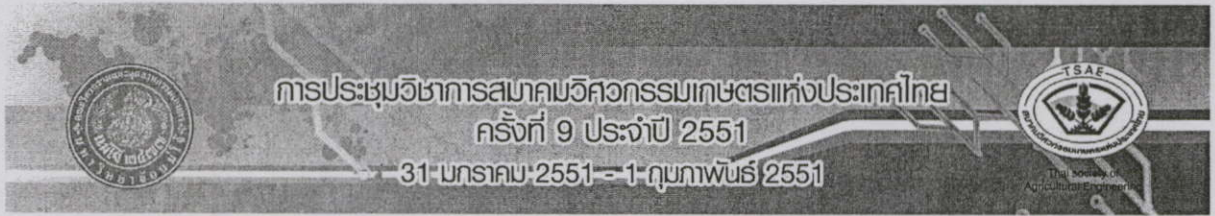
คณะวิศวกรรมและอุตสาหกรรมเกษตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งหากไม่ได้รับ

ร่วมฉลองครบรอบ 75 ปี มหาวิทยาลัยแม่โจ้

ISBN : 978-974-8444-61-1



การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน
โดยการทำให้ท่อด้านในเป็นคลื่น

Heat transfer enhancements in a concentric double pipe heat exchanger with wavy inner tube

วิวัฒน์ หนูเหมือน¹ และ ชินรักษ์ เขียรพงษ์²

Wittawat Numuan¹ and Chinaruk Thianpong²

บทคัดย่อ

บทความนี้ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยการออกแบบบริเวณผิวท่อด้านในให้เป็นลักษณะผิวคลื่นเพื่อให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วน เพื่อเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อ โดยใช้รูปแบบการไหลแบบสวนทางกันระหว่างน้ำร้อนและน้ำเย็นในการทดลองจะปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนของท่อในเป็นแบบปั่นป่วนในช่วงเรย์โนลด์ 15,000 – 50,000 และน้ำเย็นไหลในท่อนอกเป็นการไหลลงที่แบบปั่นป่วน ลักษณะผิวคลื่นที่ใช้ทดลองออกแบบเป็น 2 ลักษณะ ช่วงระยะพิทช์ คือ 1D และ 1.25D จากนั้นทำการเปรียบเทียบผลระหว่างท่อเรียบกับท่อที่ออกแบบเป็นผิวคลื่น เพื่อพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

การทดลองพบว่าท่อที่ออกแบบเป็นลักษณะผิวคลื่นมีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเพิ่มขึ้น

คำสำคัญ : เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ผิวคลื่น ท่อซ้อน

ABSTRACT

This paper is the investigation of heat transfer enhancements in a concentric double pipe heat exchanger. The surface of the inner pipe was design to be wavy in order to promote turbulence which might increase heat transfer rate. Hot water was flowed in the inner pipe in turbulent range with Reynolds number 15,000 -50,000. Cold water was in the outer pipe which flowed as turbulent. The experiments were carried on 2 different pitches of wavy surface 1D and 1.25D. The results from the study will be compared with plain pipe cases in both heat transfer and friction.

The experimental result shows the tendency of increasing in heat transfer with wavy surface of the inner pipe.

KEYWORDS : Heat exchanger Wavy tube Double pipe

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering , King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang , เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับบริการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า Bangkok 10520, Thailand

²Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering , King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang , Bangkok 10520, Thailand

* Corresponding author. Tel.:0-2326-4197; Fax: 0-2326-4198; E-mail address: wittawat@herringplus.com

บทนำ

ในปัจจุบันระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนมีการใช้งานอย่างแพร่หลาย ในหลายระบบ เช่นการระบายความร้อนในการระบายความร้อนในรถยนต์และในหลายอุตสาหกรรม สำหรับอุตสาหกรรมเกี่ยวกับการเกษตร มีการประยุกต์ใช้ในหลายด้านเช่น การใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อรักษาอุณหภูมิในบ่อปลาคราฟ หรือบ่อเลี้ยงหอยเป่าอ้อ การใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในการฆ่าเชื้อในน้ำนมหรือน้ำผลไม้ก่อนบรรจุกล่อง , การใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในการในระบบทำความเย็นเพื่อรักษาอุณหภูมิของผักผลไม้ในตู้เก็บอาหารเพื่อส่งออก ซึ่งการออกแบบระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนในปัจจุบันสิ่งที่ต้องพิจารณาคือการเพิ่มประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ความสำคัญคือเพื่อการลดต้นทุนและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การลดพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนก็เท่ากับเป็นการลดปริมาณของวัสดุที่นำมาผลิตเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และมีการแนะนำวิธีการมากมายในการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น การเพิ่มอัตราการพาความร้อนจากผิวของผนัง โดยการทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วน เป็นตัวอย่างหนึ่งของวิธีการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนจากการไหลซึ่งเป็นการเพิ่มการเคลื่อนที่แบบปั่นป่วน , วิธีการสอดใส่แผ่นไบบีดในท่อเพื่อบังคับให้เกิดการหมุนวนของไหลที่ผ่านเข้าในท่อ , การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการทำให้ผิวท่อลมเป็นแบบผิวคลื่นและการทำให้ผิวในท่อเป็นลักษณะ nozzles

ในงานวิจัยนี้ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการทำให้ผิวด้านในของท่อน้ำร้อน (Tube) เป็นลักษณะผิวคลื่นที่ระยะของผิวคลื่นต่างกันไปส่วนน้ำเย็นจะไหลด้านนอก (Shell) โดยกระแสการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็น เป็นการไหลแบบสวนทางกัน

ทฤษฎีการคำนวณ

การคำนวณการถ่ายเทความร้อน โดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD) พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน โดยการไหลแบบสวนทางกันหรือการไหลแบบตามกันก็ได้ และรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลทั้ง 2 กรณีนี้ สามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อซ้อนกันได้ การออกแบบทางด้านความร้อนสมการพื้นฐานที่แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการพาความร้อน

สำหรับการไหลในท่อร้อนอัตราการถ่ายเทความร้อน

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (1)$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำร้อน (ท่อใน)

$$Q = m_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (2)$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำเย็น (ท่อนอก)

$$Q = m_c C_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \quad (3)$$

โดยที่ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยคือ

$$Q = \frac{Q_h + Q_c}{2} \quad (4)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้ การหาค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD)

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (5)$$

การหาค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Re) ตามสมการ

$$Re = \frac{VD_i}{\nu} \quad (6)$$

การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสำหรับท่อทองแดง

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (7)$$

การหาค่าตัวเลขนัสเซลท์ (Nu) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อเรียบใช้ความสัมพันธ์จากสมการของ Dittus และ Boelter

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (8)$$

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^n \quad (9)$$

เนื่องจากท่อที่ทำการศึกษาทดสอบผิวภายในท่อไม่เรียบมีลักษณะเป็นผิวคลื่น การวิเคราะห์โดยใช้หลักการ The Wilson-plot Method พิจารณาจากความสัมพันธ์ของสมการการไหลแบบปั่นป่วนแบบไร้มิติ

$$Nu = C Re^n \cdot Pr^m \quad (10)$$

โดยถือว่าคุณสมบัติของไหลไม่เปลี่ยนแปลงดังนั้น

$$h = C \cdot V^n \quad (11)$$

พิจารณาที่อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่ดังนั้น

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{C \cdot V^n} + \text{constant} \quad (12)$$

การหาค่าความดันตกคร่อม

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = f \frac{L}{D_i} \frac{V_i^2}{2g} \quad (13)$$

A = พื้นที่สำหรับการถ่ายเทความร้อนตามนิยาม (m^2)

Q = อัตราความร้อนที่ถ่ายเท (W)

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

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

h_o = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ ($W/m^2 K$)

ΔT_{lm} = อุณหภูมิเฉลี่ย (K)

m = ค่าอัตราไหลเชิงมวล (kg/s)

C_p = ค่าความร้อนจำเพาะ ($J/Kg K$)

Pr = ตัวเลขพรันด์

ΔP = ความดันตกคร่อม (N/m^2)

g = ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง ($9.81 m^2/s$)

f = สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

V = ความเร็วในเร็วของของไหล (m/s)

ν = Kinematics viscosity (m^2/s)

ρ = ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)

L = ionic ความยาวของท่อ (m) ครั้งที่มีการนำไปใช้

h, c = น้ำร้อน, น้ำเย็น

i, o = ทางเข้า, ทางออก

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

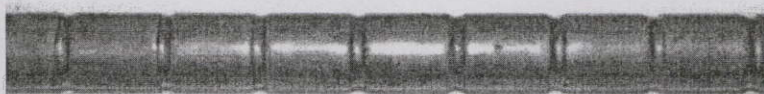
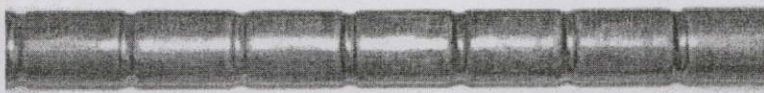
การเตรียมการทดลอง

วิธีการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยการออกแบบผิวท่อ ด้านในให้เป็นลักษณะผิวคลื่นที่มี ความลึกของคลื่น 1.0 มม. และมีระยะพิทช์ 1 และ 1.25 เท่าของเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง และ ระบบการทดลองแสดงใน รูปที่ 1, 2 และ 3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนประกอบด้วยท่อด้านในทำจากทองแดงและท่อด้านนอกเป็นท่อทำจากสแตนเลส มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 22.2 มม. และ 38 มม. ตามลำดับ โดยความยาวบริเวณที่ทดลองของท่อคือ 1,500 มม. บริเวณภายนอกของท่อมีการหุ้มฉนวนกันความร้อนเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อม น้ำเย็นใช้น้ำประปาไหล ไปเก็บในถังเก็บแล้วปล่อยให้ไหลลงมาในส่วนของท่อนอกด้วยความเร็ววงที่ 1,200 ลิตร/ชั่วโมง (อุณหภูมิ $30^{\circ}\text{C} \pm 2$) น้ำร้อนมีฮีตเตอร์ผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิ $70^{\circ}\text{C} \pm 0.5$ และปล่อยให้ไหลในส่วนของท่อใน ทั้งน้ำร้อนและน้ำเย็นไหลแบบสวนทางกัน การวัดความดันตกคร่อมโดยใช้ U-Tube มาโนมิเตอร์ก่อนการทดลองมีการสอบเทียบ โรตารีเตอร์ทั้งสองชุดเพื่อตรวจสอบค่า ส่วนของ RTD PT 100 มีการสอบเทียบค่าโดยการตรวจสอบค่าสมมูลพลังงานปรากฏว่ามีค่าผิดพลาดน้อยกว่า 10%

ขั้นตอนการทดลอง

วิธีการทดลองโดยการติดตั้งชุด RTD PT 100 เข้ากับชุด Data Logger เติมน้ำประปาในถังเก็บ 200 ลิตรส่วนของน้ำเย็นจนเกือบเต็มถัง , ส่วนของน้ำร้อนเติมน้ำในถังเก็บ 200 ลิตรจนเกือบเต็มและให้ความร้อนโดยฮีตเตอร์เมื่ออุณหภูมิสูงถึง $70^{\circ}\text{C} \pm 0.5$ จึงเปิดวาล์วให้น้ำร้อนไหลผ่านท่อในและผ่าน โรตารีเตอร์เมื่ออุณหภูมิ น้ำร้อนคงที่ที่ $70^{\circ}\text{C} \pm 0.5$ จึงเปิดวาล์วน้ำเย็นให้ไหลผ่านท่อนอกและผ่าน โรตารีเตอร์ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นให้คงที่ 1,200 ลิตร/ชั่วโมงจากนั้นจึงปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนและรอกอุณหภูมิคงที่จึงบันทึกค่าอุณหภูมิทั้งน้ำร้อนและน้ำเย็น ทั้งทางเข้าและทางออกบันทึกค่าความดันตกคร่อมของน้ำร้อน ส่วนของน้ำร้อนจะมีปั๊มน้ำร้อนจากถังพักน้ำร้อนสู่น้ำร้อนเพื่อให้เกิดการ ไหลวนในระบบ ส่วนของน้ำเย็นจะไหลสู่ถังเก็บน้ำเย็นตลอดเวลาเมื่อมีการแลกเปลี่ยนความร้อนน้ำเย็นก็จะไหลสู่ถังพักน้ำเย็นและจะถูกปล่อยออกทางท่อ

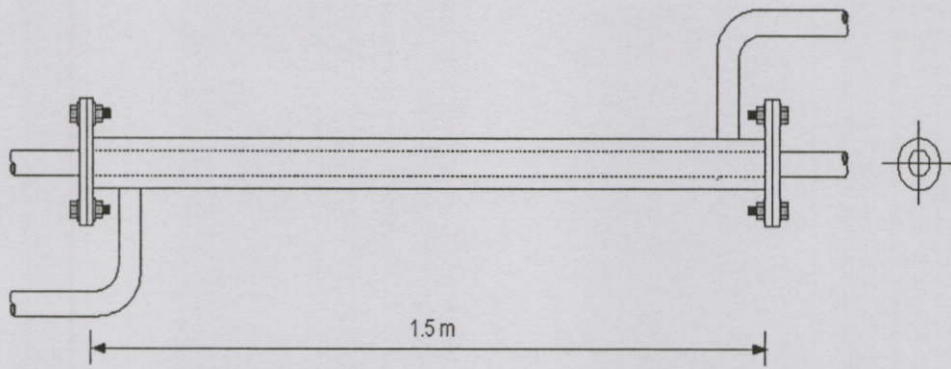
รายละเอียดอุปกรณ์การทดลอง



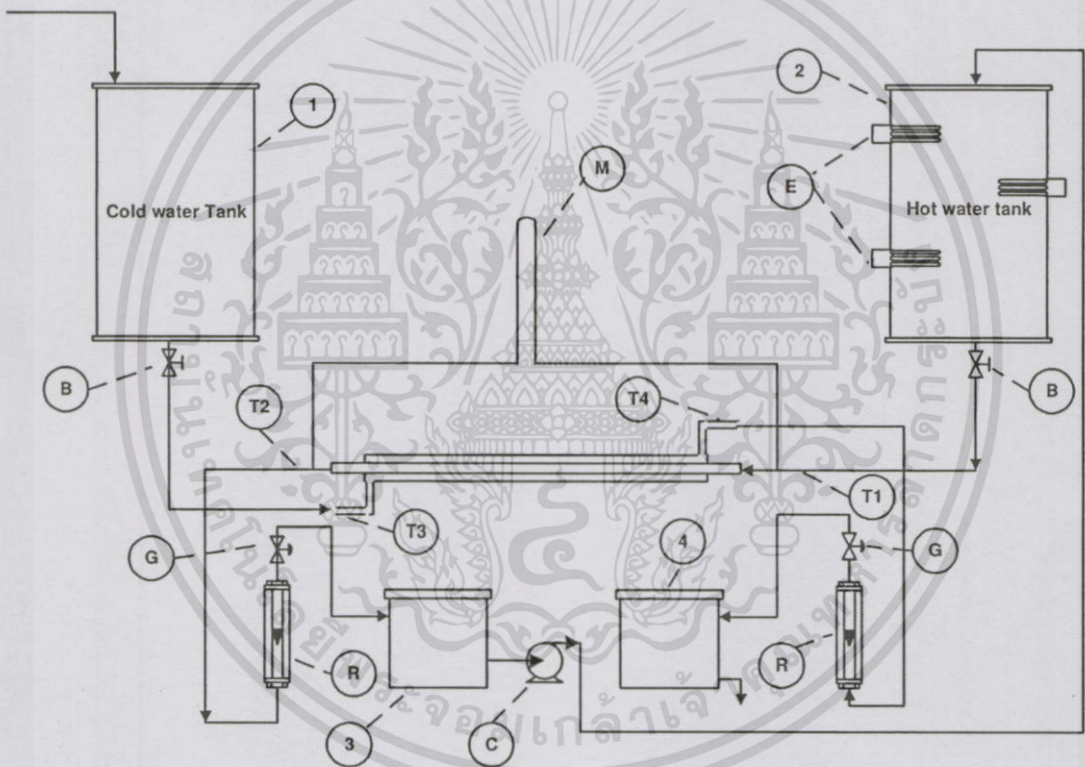
เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ขอสงวนสิทธิ์ในเนื้อหาและข้อมูล
 ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 1 ท่อเรียบและท่อผิวคลื่นความลึก 1.0 มม. ระยะพิทช์ 1D และ 1.25D



รูปที่ 2 ชุดท่อสำหรับการทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 3 ชุดการทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ส่วนประกอบชุดการทดลอง

1 - ถังน้ำเย็นต่อท่อประปา

2 - ถังผลิตน้ำร้อนด้วย Heater

3 - ถังพักน้ำร้อน

4 - ถังพักน้ำเย็น

T1, T2, T3, T4 - ชุดวัดอุณหภูมิด้วย RTD PT 100

C - ชุดมอเตอร์และปั้มน้ำร้อน

R - โรตานิเตอร์

M - มานอมิเตอร์

E - ชุดฮีตเตอร์ผลิตน้ำร้อน

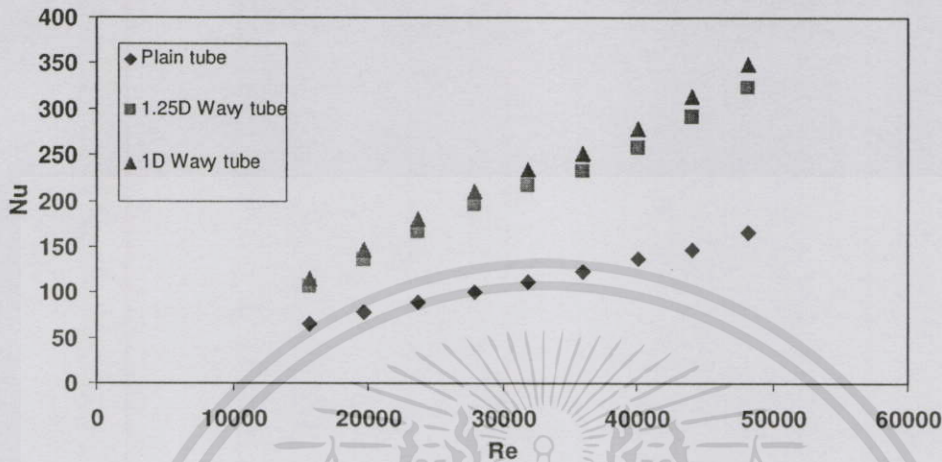
G - เกจवाल

B - บอลวาล์ว

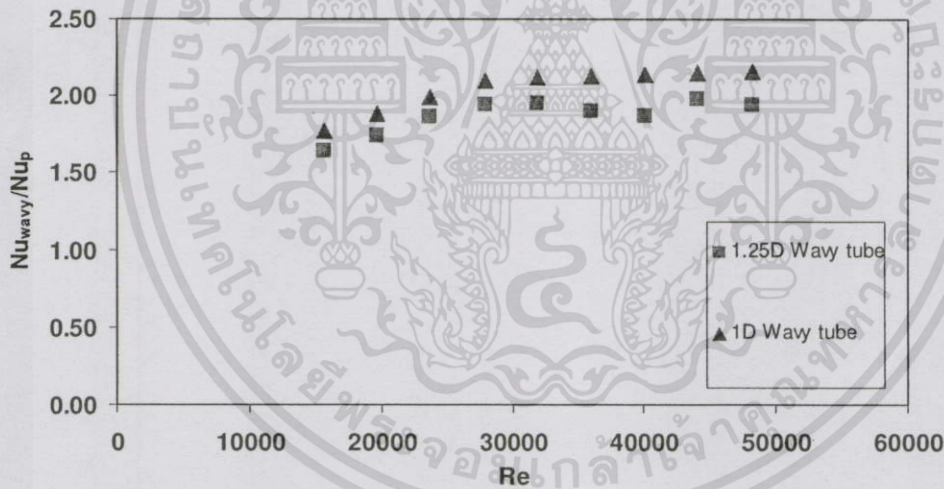
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองและวิจารณ์

จากการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานที่เกิดจากการทำให้ผิวด้านในเป็นผิวคลื่น การทดลองได้ทดสอบกับท่อที่มีความลึกของร่องคลื่น 1 มม. และมีระยะพิทช์ 1D และ 1.25D ตามลำดับเปรียบเทียบเทียบกับท่อเรียบ

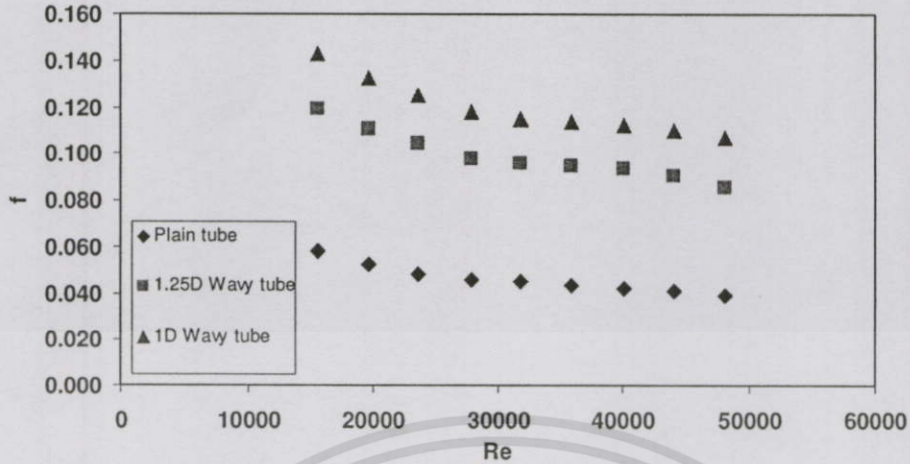


รูปที่ 4 ตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อผิวคลื่นต่างๆและท่อผิวเรียบ

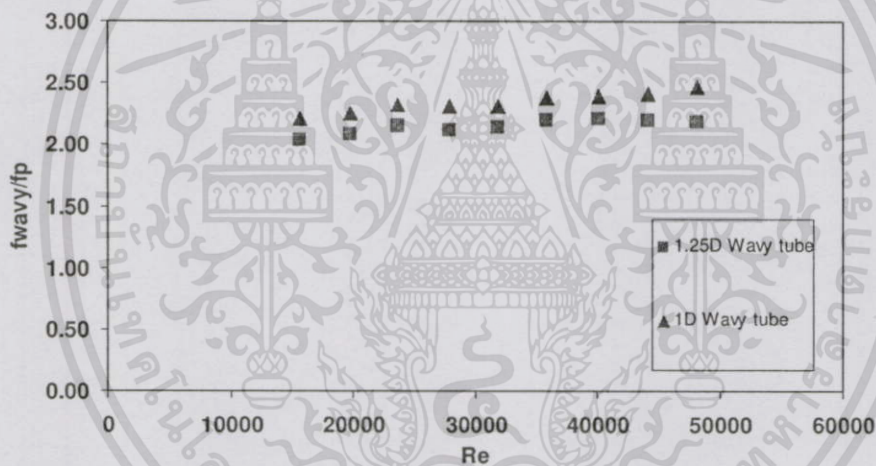


รูปที่ 5 อัตราส่วนของตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อผิวคลื่น

จากรูปที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อผิวคลื่นต่างๆและท่อผิวเรียบ ท่อเรียบมีตัวเลขนัสเซลท์ต่ำสุดในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ที่ทำการทดสอบ และมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นเนื่องจากความเร็วในการไหลของน้ำร้อนภายในท่อที่ทำการทดสอบมากยิ่งขึ้น ก่อให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนที่ชั้นขีดผิวที่มากขึ้นจากรูปที่ 3 ท่อทดสอบที่มีระยะผิวคลื่น 1D มีตัวเลขตัวเลขนัสเซลท์สูงกว่าท่อทดสอบที่มีระยะผิวคลื่น 1.25D เนื่องจากการเว้นระยะผิวคลื่นน้อย ก่อให้เกิดความหนาแน่นของการไหลแบบปั่นป่วนมากขึ้น สำหรับค่าอัตราส่วนของตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อผิวคลื่น แสดงในรูปที่ 5 เปรียบเทียบอัตราส่วนของตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์ กับท่อผิวเรียบ ท่อทดสอบที่มีระยะผิวคลื่น 1D และ 1.25D จะมีค่าโดยเฉลี่ยประมาณช่วง 1.77 – 2.16 เท่าและ 1.64-1.95 เท่าตามลำดับ



รูปที่ 6 แฟกเตอร์ความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อผิวคลื่นต่างๆและท่อผิวเรียบ



รูปที่ 7 อัตราส่วนแฟกเตอร์ความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อผิวคลื่น

รูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแฟกเตอร์ความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อผิวคลื่นต่างๆ กับท่อผิวเรียบที่เกิดจากการไหลระหว่างท่อเปล่าและท่อผิวคลื่น ท่อผิวเรียบมีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทาน ต่ำสุดในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ที่ทำการทดสอบส่วนท่อผิวคลื่น จะมีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานมากกว่าท่อเรียบ เนื่องจากผิวของท่อที่เป็นลักษณะคลื่นผิวขรุขระทำให้ของไหลไหลผ่านได้ยากขึ้น โดยท่อผิวคลื่นที่มีระยะพิทช์ 1D และ 1.25D จะมีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทาน มากกว่าท่อผิวเรียบตามลำดับ และ ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานจะลดลงเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์ เพิ่มขึ้น ในรูปที่ 7 แสดงอัตราส่วนแฟกเตอร์ความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อผิวคลื่น ตามรูปท่อผิวคลื่นที่มีระยะพิทช์ 1D และ 1.25D มีอัตราส่วนแฟกเตอร์ความเสียดทานระหว่างท่อผิวคลื่นกับท่อผิวเรียบ ช่วง 2.21-2.46 และ 2.04-2.18 ตามลำดับ และเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นอัตราส่วนแฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อผิวคลื่น มีแนวโน้มคงที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สรุป

สรุปผลการทดลอง

การออกแบบผิวคลื่นของท่อในของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากการทดลองพบว่าสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ เนื่องจากท่อที่มีลักษณะผิวคลื่นสามารถทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนบริเวณผนังท่อที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนมากกว่าท่อที่มีลักษณะผิวเรียบ ซึ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ จากการศึกษาการการออกแบบผิวท่อด้านในเป็นลักษณะผิวคลื่นสามารถสรุปผลได้ดังนี้

1. ท่อที่มีผิวเป็นลักษณะผิวคลื่น สามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อที่มีผิวเรียบ ท่อที่มีระยะพิทช์ 1D สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่า ท่อที่มีระยะพิทช์ 1.25D และมีค่าการถ่ายเทความร้อนดีกว่าท่อเปล่า ซึ่งค่าการถ่ายเทความร้อนดีกว่าท่อเปล่าโดยเฉลี่ย 2.05 เท่า และ 1.87 เท่าตามลำดับ

2. แฟกเตอร์ด้านความเสียดทานที่เกิดจากการทำให้ผิวด้านในท่อ เป็นลักษณะผิวคลื่นต่างๆ พบว่าท่อที่มีระยะพิทช์ 1D จะมีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานมากที่สุด และท่อที่มีระยะพิทช์ 1.25D จะมีแฟกเตอร์ความเสียดทาน รองลงมา และเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่า ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานต่อผิวคลื่นจะมากกว่าท่อเปล่าโดยเฉลี่ย 2.34 เท่า และ 2.15 เท่าตามลำดับ

ข้อเสนอแนะ

จากการศึกษา การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยการทำให้ท่อด้านในเป็นคลื่นนี้ สังเกตว่าเมื่อมีการทำให้ผิวด้านในเป็นลักษณะคลื่นระยะต่างๆ สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อเรียบ แต่ ในขณะเดียวกันก็เป็นการเพิ่มแฟกเตอร์ด้านความเสียดทาน ให้กับท่อซึ่งการนำไปประยุกต์ใช้งานจริงต้องพิจารณาประกอบด้วยว่าคุ้มค่ากันหรือไม่ และการออกแบบใช้งานจริงต้องพิจารณาให้ได้ผลคุ้มค่าสุด

เอกสารอ้างอิง

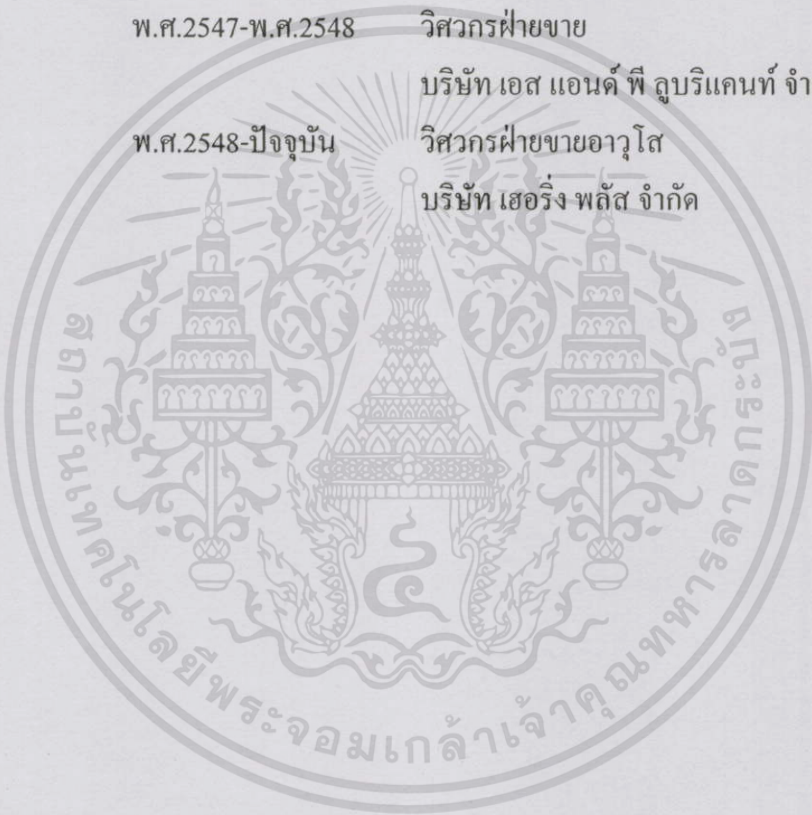
- รศ.ดร.พงเจตน์ พรหมวงศ์, การถ่ายเทความร้อน ,มิถุนายน พ.ศ. 2542
- Holman, JP, Heat Transfer , McGraw-Hill ,New York ,1989
- Chapman , Alan J , Heat Transfer , Macmlan ,New York ,1984
- G.F. Hewitt ,G.L. Shires ,T.R. Bott, Process Heat Transfer , Begell house,1993
- R.L.Webb , Advance in modeling enhanced heat transfer surface, Process 10th International Heat Transfer Conference, Vol.1 ,Hemisphere ,Washington ,DC,1994 ,pp.445-459
- A.E. Bergles, Heat transfer enhancement – the encouragement and accommodation of high heat fluxes, Transactions ASME , Journal Heat Transfer 119(1995) 8-19
- R.M. Manglik , A.E. Bergles , Heat transfer and Pressure drop correlation for twisted-tape inserts in isothermal tube : Part II- Transition and turbulent flows ,Enhanced Heat Transfer ,Transaction ASME , Journal Heat Transfer 202 (1992)99
- G.RUSS , H.BEER ,Heat transfer and flow field in a pipe with sinusoidal wavy surface –II Experimental investigation , Heat Mass Transfer ,Vol 40 , No5 ,pp 1071-1081
- S.Eiamsa-Ard , C.Thianpon , P.Promvongse , Heat transfer Enhancement in Tube using Conical-Nozzle , 5th International Symposium on Multiphase Flow , Heat Mass Transfer and Energy Conversion Xi'an ,China 3-6 July 2005

เอกสารอ้างอิงจากงานวิจัยของ รศ.ดร.พงเจตน์ พรหมวงศ์ และ รศ.ดร.พรวิมล วัฒนศิริ ซึ่งได้รับการสนับสนุนจากสำนักงานคณะกรรมการ

ไม่ว่ากรรมใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล	นายวิวัฒน์ หนูเหมือน
ประวัติการศึกษา	พ.ศ.2543 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
ประวัติการศึกษา	พ.ศ.2543-พ.ศ.2544 วิศวกรเครื่องกล บริษัท เจริญชาญ จำกัด พ.ศ.2544-พ.ศ.2547 วิศวกรด้านพลังงาน บริษัท คิว อี เอส เอ็นเนอจี คอนซัลท์ จำกัด พ.ศ.2547-พ.ศ.2548 วิศวกรฝ่ายขาย บริษัท เอส แอนด์ พี ซูเปอร์มาร์เก็ต จำกัด พ.ศ.2548-ปัจจุบัน วิศวกรฝ่ายขายอาวุโส บริษัท เฮอริง พลัส จำกัด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้