

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิด

EXPERIMENTAL STUDY ON HEAT TRANSFER AND FRICTION CHARACTERISTICS IN HELICAL RIBBED TUBE WITH TWISTED-TAPE INSERTS



วพ.
ส 2621

ทำ en

เลขหมู่..... 2665
เลขทะเบียน..... 128566
วัน, เดือน, ปี..... 5 พย. 2555

b. 12553013
i.

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง พ.ศ. 2555

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

KMITL-2012-EN-D-058-157

EXPERIMENTAL STUDY ON HEAT TRANSFER AND FRICTION
CHARACTERISTICS IN HELICAL RIBBED TUBE WITH TWISTED-TAPE
INSERTS



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
DOCTOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2012

KMITL-2012-EN-D-058-157

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2012

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิต
นักศึกษา	นายสมศักดิ์ เพ็ชรกุล
รหัสนักศึกษา	48060151
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2555
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้นำเสนอการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อเกลียวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้นที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ Re ในช่วง 6000-60,000 โดยใช้ท่อเกลียวทดสอบที่มี PR ของครีบกเกลียวท่อแตกต่างกัน 3 ค่าคือ $PR=0.18$, 0.22 และ 0.27 และ HR ของครีบกเกลียวท่อแตกต่างกัน 3 ค่าคือ $HR=0.02$, 0.04 และ 0.06 ตามลำดับ เพื่อศึกษาอิทธิพลของ PR และ HR ของครีบกเกลียวท่อต่อ TEF การทดลองพบว่า HR มีอิทธิพลต่อ Nu และ TEF มากกว่าอิทธิพลของ PR ซึ่งการเพิ่ม PR และ HR ทำให้ Nu และ TEF เพิ่มสูงขึ้น จากการทดลองได้แสดงให้เห็นว่า Nu มีค่าเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบเฉลี่ย 31-142% และ TEF มีค่าอยู่ในช่วง 1.1-2.2 ขึ้นอยู่กับค่า PR , HR และ Re ผลของการใช้ท่อเกลียวด้วย $PR=0.27$, $HR=0.06$ ให้ค่า TEF สูงที่สุดประมาณ 2.2 เกิดขึ้นที่ Re ต่ำสุด ขณะที่ f ของท่อเกลียวมีค่าสูงกว่าท่อผิวเรียบในช่วง 1.8-2.3 เท่า ต่อมาได้ทำการศึกษาการเพิ่ม Nu และ TEF โดยใช้ท่อเกลียวที่ให้ค่า TEF สูงที่สุดคือท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ มาสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวประกอบด้วยแผ่นบิตเดี่ยวที่บิตให้หมุนตามทิศทางการหมุนของครีบกเกลียวท่อ(เรียกว่าหมุนควงร่วม) และแผ่นบิตเดี่ยวที่บิตให้หมุนสวนทางกับทิศทางการหมุนของครีบกเกลียวท่อ(เรียกว่าหมุนควงสวนทาง) แผ่นบิตทั้งคู่มี Y อยู่ในช่วง 2.17-9.39 และถูกใช้เป็นอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงในท่อเกลียว ผลทางด้านการศึกษาพบว่า การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวทั้งสองแบบสามารถช่วยเพิ่ม Nu ได้สูงกว่าท่อเกลียวประมาณ 2.3-102% และมีค่าสูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 2.1-6.5 เท่า ขึ้นอยู่กับ Y และ Re ซึ่งการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อให้ค่า Nu และ TEF สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวและท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อมี่ค่า TEF สูงที่สุดเท่ากับ 2.3 ที่ $Y=2.17$ และที่ Re ต่ำสุด ขณะที่ f มีค่าอยู่ในช่วง 5.4-22.0 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ

ส่วนสุดท้ายเป็นการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับการเพิ่ม Nu และ TEF ในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$ และ $HR=0.06$ มาสอดใส่แผ่นบิตคู่ แผ่นบิตคู่ทั้ง 3 ประเภทถูกสอดใส่เข้าไปในท่อประกอบด้วยแบบบิตคู่หมุนร่วมกันตามทิศทางการหมุนของครีบกเกลียวท่อ, แบบบิตคู่หมุนร่วมกันสวนทางทิศทางการหมุนของครีบกเกลียวท่อ และแบบบิตหมุนสวนทางกันเองในท่อเกลียวที่มี Y ในช่วง 2.17-9.39 ซึ่งแผ่นบิตคู่ถูกใช้เพื่อเป็นอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงในท่อเกลียว จากผลการทดลองพบว่า การสอดใส่แผ่นบิตคู่ในท่อเกลียวทั้ง 3 แบบสามารถช่วยเพิ่ม Nu ได้สูงกว่าท่อเกลียวในช่วงประมาณ 2.3-237% และมีค่า Nu เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 2.3-10.9 เท่า ขึ้นอยู่กับ Y , ลักษณะการบิต และ Re กรณีของท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันให้ค่า Nu สูงที่สุด

และมี TEF สูงสุดประมาณ 3.4 ที่ $Y=4.17$ และที่ Re ต่ำสุด และ f ของการสอติใส่แผ่นคูมีค่าระหว่าง 4.5-47.7 เท่า เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ นอกจากนี้ได้นำเสนอสหพันธ์ของ Nu, f และ TEF ของกรณีศึกษาทั้งหมดในเทอมของ PR, HR, Pr และ Y บนพื้นฐานของข้อมูลทางด้านการทดลอง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

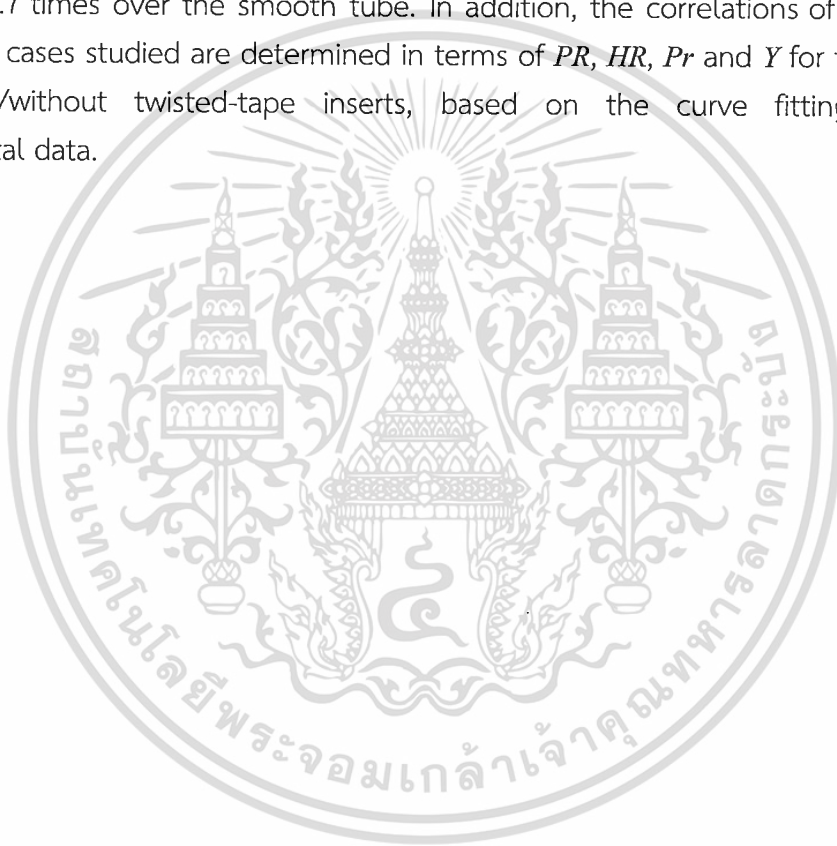
Thesis Title	Experimental Study on Heat Transfer and Friction Characteristics in Helical Ribbed Tube with Twisted-Tape Inserts
Student	Mr. Somsak Pethkool
Student ID.	48060151
Degree	Doctor of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2012
Thesis Advisor	Assoc.Prof.Dr. Pongjet Promvonge

ABSTRACT

The thesis presents an experimental study on the heat transfer enhancement and friction characteristics in a helical-ribbed tube of a counter flow, double concentric pipe heat exchanger. The present study is in a turbulent flow region for Re ranging from 6000 to 60,000. The tested helical-ribbed tubes have three pitch to hydraulic diameter ratios, $PR=0.18$, 0.22 and 0.27 and three rib-height to hydraulic diameter ratios, $HR=0.02$, 0.04 and 0.06, in order to investigate the influence of PR and HR values on TEF . The experimental result shows that the selected HR value provides more effective Nu and TEF than the PR value. The increment of PR and HR values of the ribbed tube results in the increase in Nu and TEF . The average increase of Nu is around 31-142% above the smooth tube and the TEF is between 1.1 and 2.2 in the tested range, depending on PR , HR and Re values. The use of the ribbed tube with $PR=0.27$ and $HR=0.06$ leads to the maximum TEF of about 2.2 at the lowest Re and that to the f in a range of 1.8 and 2.3 times over the smooth tube. Next, the study is focused on the augmentation of Nu and TEF in a helical-ribbed tube giving the maximum TEF which is the ribbed tube at $PR=0.27$ and $HR=0.06$ by insertion of a single twisted tape into the tube. Two types of the single twisted tape are introduced: tape twisted in similar rotating direction to the rotating helical-rib of the tube (called, co-swirl) and tape twisted in anti-rotating direction to the rotating helical-rib (called, counter-swirl). Both tape types having Y in a range of 2.17-9.39 are used as vortex generator to create vortex/swirl flows in the ribbed tube. The experimental result reveals that the insertion of a single twisted-tape of both types can help to enhance Nu higher than the ribbed tube alone at about 2.3-102% and higher than the smooth tube around 2.1-6.5 times depending on Y and Re values. The counter-swirl inserted tube having higher Nu and TEF than the co-swirl inserted tube provides the maximum TEF of about 2.3 at $Y=2.17$ and the lowest Re while the f in a range of 5.4 and 22.0 times over the smooth tube.

Finally, an experimental work on the Nu and TEF enhancement in a helical-ribbed tube at $PR=0.27$ and $HR=0.06$ in conjunction with double twisted-tapes is

conducted. There are three tube inserts: co-twisted tapes in similar rotating direction with the helical rib, co-twisted tapes in anti-rotating direction with the helical rib, and counter-twisted tapes. The Y of the three tape types is in the range of 2.17-9.39 and also, the double tapes used as an enhancement device are to create dual swirl-flows in the ribbed tube. The experimental results show that the insertion of double twisted-tapes in the ribbed tube for all three tape inserts can considerably enhance the Nu at about 2-237% higher than the ribbed tube acting alone and around 2.3-10.9 times above the smooth tube depending on Y , direction of twist and Re . The ribbed tube with counter-twisted tape insert giving the highest Nu and TEF provides the maximum TEF of about 3.4 at $Y=4.17$ and the lowest Re , and the f in a range of 4.5 and 47.7 times over the smooth tube. In addition, the correlations of Nu , f and TEF for all cases studied are determined in terms of PR , HR , Pr and Y for the ribbed tube with/without twisted-tape inserts, based on the curve fitting of the experimental data.



กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วงด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ ที่ให้ข้อเสนอแนะ ให้คำปรึกษาและดูแลเอาใจใส่เป็นอย่างดีในระหว่างที่กำลังศึกษาอยู่ในหลักสูตร ตลอดจนให้ความรู้ ข้อคิดและเทคนิคต่างๆ ที่สำคัญต่อการทำงานวิจัยจนเสร็จสมบูรณ์ให้แก่ข้าพเจ้า

ขอขอบพระคุณ พ.อ.รศ.ดร.โอภาส สุขแสงพนมรุ้ง, รศ.ดร.จำลอง ปราบแก้ว, ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร และ ผศ.ดร.สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง ซึ่งเป็นกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำ และชี้แนะรายละเอียดต่างๆ ของงานวิจัยนี้ จนในที่สุดทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้ด้วยดี

ขอขอบพระคุณ รศ.ดร.สมิทธิ์ เอี่ยมสะอาด, ผศ.ดร.สมชาย ศรีพัฒนพิพัทธ์, ดร.วาโย ช่างเจริญ และคณาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร และ รศ.ดร.ชินรัชช์ เขียวพงษ์, รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข ตลอดจนคณาจารย์สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ซึ่งทุกท่านได้ให้การสนับสนุน เสนอข้อชี้แนะต่างๆ ในการเผยแพร่ผลงานวิจัยและให้กำลังใจจนทำให้วิทยานิพนธ์สำเร็จได้ดี

ขอขอบพระคุณ รศ.ดร.สุเจตน์ จันทร์รังษี อธิการบดี และ รศ.ดร.อริคม ฤกษ์บุตร คณบดีคณะ วิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ผศ.ดร.วราคม เนติน้อยและกรรมการพิจารณาทุน ศึกษาต่อภายในประเทศทุกท่านที่ได้สนับสนุนทุนการศึกษาตลอดจนจบหลักสูตร

นอกจากนี้แล้ว ขอขอบคุณเพื่อนพี่น้องพี่กลุ่มวิจัยเทคโนโลยีการไหลและการถ่ายเทความร้อนชั้นสูงของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานครและเพื่อนๆ พี่ๆ น้องๆ ของห้องปฏิบัติการ Thermo & Fluid & CFD สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังทุกคนที่คอยให้คำแนะนำและความช่วยเหลือ อย่างดีเสมอมา

สุดท้ายนี้ สำหรับคุณงามความดีทั้งหลายอันเกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับ บิดามารดา น้องสาว ภรรยาและครอบครัว และทุกท่านที่มีส่วนร่วมตลอดจนครูอาจารย์ทุกคน อันเป็นที่เคารพรักรังและได้ถ่ายทอดวิชาความรู้และประสบการณ์อันดีต่างๆ มากมายให้แก่ข้าพเจ้า

สมศักดิ์ เพ็ชรกุล

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	III
กิตติกรรมประกาศ.....	V
สารบัญ.....	VI
สารบัญตาราง.....	IX
สารบัญรูป.....	X
รายการคำย่อและสัญลักษณ์.....	XVII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความสำคัญและความเป็นมาของการศึกษาวิจัย.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....	2
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
1.5 โครงร่างของวิทยานิพนธ์.....	3
1.6 การเผยแพร่ผลงานวิจัยที่เป็นส่วนหนึ่งของวิทยานิพนธ์.....	4
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	5
2.1 บทนำ.....	5
2.2 งานวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้อุปกรณ์สร้างความปั่นป่วน.....	5
2.3 งานวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการสอดใส่แผ่นปิด.....	9
2.4 งานวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยผิวท่อขรุขระ.....	16
2.5 งานวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยผิวขรุขระร่วมกับการสอดใส่แผ่นปิด.....	26
2.6 แนวทางการศึกษาวิจัย.....	30
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	31
3.1 บทนำ.....	31
3.2 การไหลภายในท่อกลม.....	31
3.3 ความเร็วเฉลี่ย.....	32
3.4 รูปร่างความเร็วของของไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่.....	36
3.5 เกณฑ์ของความดันและตัวประกอบความเสียดทานในการไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่.....	35
3.6 การถ่ายเทความร้อน.....	37
3.7 อุณหภูมิเฉลี่ย.....	38
3.8 กฎการเย็นตัวของนิวตัน.....	38

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.9	สภาวะการพัฒนาปรับตัวเต็มที่	39
3.10	การสมดุลพลังงาน	39
3.11	การสมดุลพลังงานกรณีอุณหภูมิผิวคงที่	41
3.12	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	42
3.13	การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธี LMTD	43
3.14	สหพันธ์การพาความร้อนสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม	44
3.15	สหพันธ์การพาความร้อนสำหรับท่อไม่กลม	45
3.16	การไหลภายในท่อซ้อนกันรูปวงแหวน	46
3.17	การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน	46
3.18	สหพันธ์ด้วยรีเกรสชันเชิงเส้นแบบหลายตัวแปร	47
บพที่ 4 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนและ		
	เครื่องมือวัด	48
4.1	บทนำ	48
4.2	การออกแบบระบบทดสอบการถ่ายเทความร้อน	49
4.3	การออกแบบอุปกรณ์การทดลอง	51
4.4	อุปกรณ์การทดลองและเครื่องมือวัด	55
4.5	การออกแบบท่อเกลียวและอุปกรณ์ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน	63
4.6	วิธีการทดลอง	73
4.7	ทฤษฎีสำหรับวิเคราะห์ข้อมูลการทดลอง	73
บพที่ 5 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยท่อเกลียว		
5.1	บทนำ	77
5.2	ผลการสอบเทียบท่อผิวเรียบ	77
5.3	ผลการทดลองของท่อเกลียว	79
5.4	ผลการทดลองเกี่ยวกับอิทธิพลของ <i>PR</i> ของท่อเกลียว	83
5.5	ผลการทดลองเกี่ยวกับอิทธิพลของ <i>HR</i> ของท่อเกลียว	86
5.6	สหพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปรของท่อเกลียว	89
5.7	สรุปผลของท่อเกลียว	91
บพที่ 6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียวด้วยแผ่นบิดเดี่ยว		
6.1	บทนำ	93
6.2	ผลการทดลองของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครึ่งเกลียวท่อในท่อเกลียว	93
6.3	ผลการทดลองของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครึ่งเกลียวท่อในท่อเกลียว	100
6.4	การเปรียบเทียบผลการทดลองของแผ่นบิดเดี่ยวในท่อเกลียว	107

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
6.5 สหพันธ์ด้วยรีเกรสชันแบบหลายตัวแปรของแผ่นบิตเดี่ยวในท่อเกลียว	112
6.6 สรุปผลของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวในท่อเกลียว	117
บทที่ 7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียวด้วยแผ่นบิตคู่	119
7.1 บทนำ.....	119
7.2 ผลการทดลองของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	119
7.3 ผลการทดลองของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว.....	126
7.4 ผลการทดลองของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว	133
7.5 การเปรียบเทียบผลการทดลองของแผ่นบิตคู่ในท่อเกลียว	139
7.6 สหพันธ์ด้วยรีเกรสชันแบบหลายตัวแปรของแผ่นบิตคู่ในท่อเกลียว	145
7.7 สรุปผลของการสอดใส่แผ่นบิตคู่ในท่อเกลียว.....	153
บทที่ 8 การเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่	154
8.1 บทนำ.....	154
8.2 ผลการทดลองของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว.....	154
8.3 ผลการทดลองของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว.....	161
8.4 สรุปผลเปรียบเทียบระหว่างการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่ในท่อเกลียว.....	169
บทที่ 9 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	171
9.1 สรุปผลการทดลอง	171
9.2 ข้อเสนอแนะ	173
บรรณานุกรม.....	175
ภาคผนวก.....	183
ประวัติผู้เขียน.....	210

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
4.1	รายละเอียดของท่อเกลียวและท่อผิวเรียบที่ใช้ศึกษาวิจัย 64
4.2	รายละเอียดของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตาม และบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ 66
4.3	รายละเอียดของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อ บิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ และบิตสวนทางกัน 71
ก-1	คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของน้ำ..... 185
ข-1	รายละเอียดของปั้มน้ำร้อน Ebara รุ่น JEX 100..... 187
ข-2	รายละเอียดของปั้มน้ำเย็น Pedrollo รุ่น PKm 60 187
ข-3	รายละเอียดของฮีตเตอร์ที่ใช้ในการทดลอง 187
ข-4	คุณลักษณะของโซลิตสเตทรีเลย์ รุ่น SSR-40DA..... 187
ข-5	รายละเอียดของเครื่องควบคุมอุณหภูมิ TOHO รุ่น TTM-007..... 188
ข-6	รายละเอียดของโรตารีมอเตอร์ Fischer & portor รุ่น 10A35673A..... 188
ข-7	รายละเอียดของโรตารีมอเตอร์ GEMU 189
ข-8	รายละเอียดของเครื่องอ่านอุณหภูมิ TAIE รุ่น FY400..... 189
ข-9	รายละเอียดของเกจวัดความดันแบบดิจิตอลและการเทียบหน่วยวัดทางวิศวกรรม..... 190

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	ภาพใบพัดสำหรับสร้างการไหลหมุนควงในงานวิจัยของ Durmus et al. (2004) 6
2.2	ภาพถ่ายแผ่นเอียงแบบเว้นช่วง แบบยาวเต็มท่อและแบบยาวเต็มท่อมี่แกนในงานวิจัยของ Eiamsa-ard and Promvonge (2005)..... 7
2.3	ภาพเขียนแกนครีบริบตรงและแกนครีบริบดในงานวิจัยของ Leonard et al. (2006)..... 7
2.4	ภาพเขียนหัวฉีดทรงกรวยร่วมกับตัวสร้างการไหลหมุนควงในงานวิจัยของ Promvonge and Eiamsa-ard (2006)..... 7
2.5	ขดลวดสปริงและลวดตาข่ายในงานวิจัยของ Pahlavanzadeh et al. (2007) 8
2.6	รูปแผ่นบิดเดี่ยวแบบผิวเรียบและผิวขรุขระในงานวิจัยของ Chang et al. (2007)..... 11
2.7	รูปแบบวงแหวนทรงกรวยที่มีแผ่นบิดเดี่ยวสอดใส่ภายในท่อผิวเรียบของ Promvonge and Eiamsa-ard (2007)..... 12
2.8	การไหลหมุนควงภายในท่อผิวเรียบจากแผ่นบิดเดี่ยวของ Eiamsa-ard et al. (2009)..... 13
2.9	ลักษณะของแผ่นบิดเดี่ยวและแผ่นบิดคู่ในงานวิจัยของ Eiamsa-ard et al. (2010) 14
2.10	แผ่นบิดเดี่ยวและแผ่นบิดคู่ของ Eiamsa-ard et al. (2010) 15
2.11	รูปแบบของการไหลที่เกิดขึ้นเหนือครีบริบตรงของ Webb (1992)..... 17
2.12	ลักษณะของท่อผิวลอนเอียงในงานวิจัยของ Dong et al. (2001)..... 18
2.13	ท่อผิวลอนเอียงและท่อลอนขวางในงานวิจัยของ Rainieri and Pagliarini (2002)..... 19
2.14	ท่อหลุมเอียงสำหรับการถ่ายเทความร้อนในงานวิจัยของ Vicente et al. (2002)..... 19
2.15	ภาพท่อผิวครีบริบสามเหลี่ยมในงานวิจัยของ Zhnegguo et al. (2004) 20
2.16	ภาพท่อลอนเอียงในงานวิจัยของ Vicente et al. (2004)..... 21
2.17	รูปแบบผิวท่อครีบริบสามเหลี่ยมสามมิติและท่อครีบริบขนาดเล็กของ Li et al. (2005) 21
2.18	ภาพและรายละเอียดของท่อรูปวงรีสลักกันในแนวแกนในงานของ Meng et al. (2005) 21
2.19	ภาพท่อครีบริบคู่แยกทำมุมเอียงต่อกันในงานวิจัยของ Meng et al. (2005)..... 22
2.20	ภาพท่อผิวครีบริบเกลียวในงานวิจัยของ Naphon et al. (2006) 23
2.21	ท่อผิวครีบริบสามเหลี่ยมในงานวิจัยของ Zhengguo et al. (2007)..... 24
2.22	ท่อผิวครีบริบขนาดเล็กและลักษณะของครีบริบท่อในงานวิจัยของ Li et al. (2007) 24
2.23	ท่อผิวครีบริบคู่แยกทำมุมต่อกันและการไหลหมุนควงด้านหลังครีบริบของ Li et al. (2009) 25
2.24	ภาพท่อครีบริบตรงในงานวิจัยของ Li et al. (2011) 26
2.25	รูปท่อผิวลอนเอียงและแผ่นบิดในงานวิจัยของ Al-Fahed et al. (1999)..... 27
2.26	ท่อผิวครีบริบสามเหลี่ยมสามมิติที่มีการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวของ Liao and Xin (2000)..... 27
2.27	ลักษณะของท่อลอนเอียงและแผ่นบิดเดี่ยวในงานวิจัยของ Zimparov (2004)..... 28
2.28	ลักษณะของท่อลูเข้า-บานออกที่สอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวเว้นช่วงของ Mengna et al. (2007) ... 29
2.29	ท่อผิวร่องเกลียวและแผ่นบิดเดี่ยวในงานวิจัยของ Bharadwaj et al. (2009) 29
2.30	ท่อผิวครีบริบขนาดเล็กและแผ่นบิดเดี่ยวในงานวิจัยของ Nagarajan et al. (2010)..... 30
3.1	การเติบโตของชั้นขอบเขตของการไหลแบบราบเรียบภายในท่อกลม 32

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา X และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.2 สมดุลแรงบนอิเลเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียลสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ของไหลพัฒนาปรับตัวเต็มที่ในท่อกลม.....	33
3.3 ตัวประกอบความเสียดทานสำหรับการไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่ในท่อกลม	36
3.4 การเติบโตของชั้นขอบเขตเชิงความร้อนของการไหลภายในท่อกลม.....	37
3.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ	40
3.6 การกระจายตัวของอุณหภูมิสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง	43
3.7 ท่อซ้อนกันรูปวงแหวน	46
3.8 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของการไหลภายในด้วยอุปกรณ์ต่างๆ.....	47
4.1 ไดอะแกรมแสดงการทำงานของระบบทดสอบการถ่ายเทความร้อน.....	49
4.2 ภาพการออกแบบชุดทดลองการถ่ายเทความร้อน.....	51
4.3 ภาพเขียนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้น.....	52
4.4 รูปชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้น	55
4.5 ถังพักน้ำร้อนแบบคู่ขนาด 100 L.....	56
4.6 ฮีตเตอร์แบบจุ่มสำหรับผลิตน้ำร้อนให้กับระบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	57
4.7 โซลิตสเตทรีเลย์ รุ่น SSR-40DA.....	58
4.8 เครื่องควบคุมอุณหภูมิ TOHO รุ่น TTM-007.....	58
4.9 ปั๊มน้ำร้อน Ebara รุ่น JEXM/A 100.....	59
4.10 ปั๊มน้ำเย็น Pedrollo รุ่น PKm 60	59
4.11 โรตารีมอเตอร์วัดอัตราการไหลน้ำร้อนของ Fischer & porter.....	60
4.12 โรตารีมอเตอร์วัดอัตราการไหลน้ำเย็นของ GEMU	60
4.13 เครื่องชั่งน้ำหนักดิจิตอลยี่ห้อ SAGA	60
4.14 ถังปรับสภาพการไหลและระบายฟองอากาศ	61
4.15 RTD Pt-100 วัดอุณหภูมิของสารทำงาน	62
4.16 เครื่องอ่านค่าอุณหภูมิ TAIE รุ่น FY400.....	62
4.17 เครื่องวัดความดันแบบดิจิตอลของ Dwyer รุ่น DPGW-04	63
4.18 ภาพถ่ายท่อเกลียวและท่อผิวเรียบ	65
4.19 การติดตั้งแผ่นบิตเดี่ยวในท่อเกลียว (ก) แบบบิตตามครึ่งเกลียวท่อและ (ข) แบบบิตสวนทางกับครึ่งเกลียวท่อ.....	67
4.20 แผ่นบิตเดี่ยวที่ใช้ทดสอบร่วมกับท่อเกลียว.....	68
4.21 การติดตั้งแผ่นบิตคู่ในท่อเกลียว (ก) แบบบิตตามครึ่งเกลียวท่อ (ข) แบบบิตสวนทางกับครึ่งเกลียวท่อ และ (ค) แบบบิตสวนทางกัน	69
4.22 แผ่นบิตคู่ที่ใช้ทดสอบร่วมกับท่อเกลียว	70
5.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของท่อผิวเรียบ	78
5.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของท่อผิวเรียบ.....	79
5.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของท่อเกลียวและท่อผิวเรียบ.....	79

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของท่อเกลียว.....	80
5.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของท่อเกลียวและท่อผิวเรียบ	81
5.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง fff_0 และ Re ของท่อเกลียว	82
5.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของท่อเกลียว.....	83
5.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ PR ของท่อเกลียว	84
5.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง fff_0 และ PR ของท่อเกลียว.....	85
5.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ PR ของท่อเกลียว	86
5.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ HR ของท่อเกลียว.....	86
5.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง fff_0 และ HR ของท่อเกลียว	87
5.13 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ HR ของท่อเกลียว	88
5.14 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของท่อเกลียว.....	89
5.15 ความสัมพันธ์ของ f ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของท่อเกลียว	90
5.16 ความสัมพันธ์ของ TEF ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของท่อเกลียว	91
6.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อใน ท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ.....	94
6.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อใน ท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ.....	95
6.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อใน ท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ.....	96
6.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง fff_0 และ Re ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อใน ท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ.....	97
6.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อใน ท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ.....	97
6.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อใน ท่อเกลียว.....	98
6.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง fff_0 และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว ...	99
6.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อใน ท่อเกลียว.....	100
6.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ ในท่อเกลียว ที่ Y ต่างๆ	101
6.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ ในท่อเกลียว ที่ Y ต่างๆ	102
6.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ ในท่อเกลียว ที่ Y ต่างๆ	103

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง ff_0 และ Re ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอ ในทอเกลียวย ที่ Y ต่างๆ	103
6.13 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอ ในทอเกลียวย ที่ Y ต่างๆ	104
6.14 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอ ในทอเกลียวย.....	105
6.15 ความสัมพันธ์ระหว่าง ff_0 และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอ ในทอเกลียวย.....	106
6.16 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอ ในทอเกลียวย.....	107
6.17 เปรียบเทียบ Nu/Nu_0 ระหว่างแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามและบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอ ในทอเกลียวย ที่ Y ต่างๆ	109
6.18 เปรียบเทียบ ff_0 ระหว่างแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามและบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอ ในทอเกลียวย ที่ Y ต่างๆ	110
6.19 เปรียบเทียบ TEF ระหว่างแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามและบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอ ในทอเกลียวย ที่ Y ต่างๆ	111
6.20 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยว แบบบิตตามครีบกี้วยทอในทอเกลียวย.....	112
6.21 ความสัมพันธ์ของ f ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยว แบบบิตตามครีบกี้วยทอในทอเกลียวย.....	113
6.22 ความสัมพันธ์ของ TEF ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยว แบบบิตตามครีบกี้วยทอในทอเกลียวย.....	114
6.23 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยว แบบบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอในทอเกลียวย	115
6.24 ความสัมพันธ์ของ f ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยว แบบบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอในทอเกลียวย	116
6.25 ความสัมพันธ์ของ TEF ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยว แบบบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอในทอเกลียวย	117
7.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอ ในทอเกลียวยที่ Y ต่างๆ.....	120
7.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอ ในทอเกลียวยที่ Y ต่างๆ.....	121
7.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกี้วยทอ ในทอเกลียวยที่ Y ต่างๆ.....	122

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
7.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง ff_0 และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกัลเลียวท่อ ในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ.....	123
7.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกัลเลียวท่อ ในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ.....	123
7.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกัลเลียวท่อ ในท่อเกลียว.....	124
7.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง ff_0 และ Y ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกัลเลียวท่อ ในท่อเกลียว.....	125
7.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกัลเลียวท่อ ในท่อเกลียว.....	125
7.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกัลเลียวท่อในท่อเกลียว ที่ Y ต่างๆ.....	127
7.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกัลเลียวท่อ ในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ.....	127
7.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกัลเลียวท่อในท่อเกลียว ที่ Y ต่างๆ.....	128
7.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง ff_0 และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกัลเลียวท่อในท่อเกลียว ที่ Y ต่างๆ.....	129
7.13 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกัลเลียวท่อในท่อเกลียว ที่ Y ต่างๆ.....	130
7.14 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกัลเลียวท่อในท่อ เกลียว.....	131
7.15 ความสัมพันธ์ระหว่าง ff_0 และ Y ของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกัลเลียวท่อในท่อเกลียว	131
7.16 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกัลเลียวท่อในท่อเกลียว	132
7.17 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว ที่ Y ต่างๆ.....	133
7.18 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว ที่ Y ต่างๆ.....	134
7.19 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว ที่ Y ต่างๆ.....	135
7.20 ความสัมพันธ์ระหว่าง ff_0 และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว ที่ Y ต่างๆ.....	135
7.21 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว ที่ Y ต่างๆ.....	137

7.22 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว..... 137

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
7.23 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Y ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว	138
7.24 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว	139
7.25 เปรียบเทียบ Nu/Nu_0 ของแผ่นบิตคู่ในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ	142
7.26 เปรียบเทียบ f/f_0 ของแผ่นบิตคู่ในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ	143
7.27 เปรียบเทียบ TEF ของแผ่นบิตคู่ในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ	144
7.28 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	145
7.29 ความสัมพันธ์ของ f ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	146
7.30 ความสัมพันธ์ของ TEF ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	147
7.31 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	148
7.32 ความสัมพันธ์ของ f ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	149
7.33 ความสัมพันธ์ของ TEF ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	150
7.34 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว	151
7.35 ความสัมพันธ์ของ f ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว	152
7.36 ความสัมพันธ์ของ TEF ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว	152
8.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	155
8.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	156
8.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	158
8.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	159
8.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Y ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	160
8.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	161

เอกสารนี้ ผลิตขึ้นเพื่อแจกจ่ายฟรีแก่ผู้สนใจศึกษาวิจัย ไม่อนุญาตให้แก้ไขหรือดัดแปลงเนื้อหา

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
8.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว	164
8.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง ff_0 และ Re ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว.....	165
8.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว.....	166
8.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว.....	167
8.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง ff_0 และ Y ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว.....	168
8.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว.....	169



รายการคำย่อและสัญลักษณ์

A	ค่าความชันของกราฟ
A_c	พื้นที่หน้าตัดของท่อ, m^2
A_i	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนภายในท่อ, m^2
A_o	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนนอกท่อ, m^2
A_s	พื้นที่ผิวท่อ, m^2
B	จุดตัดแกน y
C_f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทานแผ่นนิ่ง
C_1	ค่าคงที่
C_2	ค่าคงที่
c_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่, $J/kg \cdot K$
c_v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความปริมาตรคงที่, $J/kg \cdot K$
D	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อกลม, m
D_H	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อเกลียว, m
e	ความสูงของครีบก้นท่อ, m
f	ตัวประกอบความเสียดทาน
f_0	ตัวประกอบความเสียดทานของท่อผิวเรียบ
HR	อัตราส่วนความสูงครีบท่อ, (e/D_H)
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2 \cdot K$
k	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน, $W/m \cdot K$
k_w	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของน้ำ, $W/m \cdot K$
L	ความยาวของท่อทดสอบ, m
L_e	ความยาวช่วงขาเข้า, m
\dot{m}	อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s
Nu	เลขนัสเซิลท์
Nu_0	เลขนัสเซิลท์ของท่อผิวเรียบ
P	ระยะพิตช์ของครีบก้นท่อ, m
PR	อัตราส่วนระยะพิตช์ของครีบท่อ, (P/D_H)
Δp	ความดันสูญเสีย, Pa
Pr	เลขพรานด์
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ, W
Q_{ave}	อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย, W
q_{conv}	อัตราการนำความร้อน, W/m^2
q_s''	ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวท่อ, W/m^2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

Re	เลขเรย์โนลด์
r	รัศมีที่ตำแหน่งใดๆ, m
r_o	รัศมีวงนอกของท่อกลม, m
T	อุณหภูมิ, °C
T_m	อุณหภูมิเฉลี่ย, K
T_s	อุณหภูมิผิว, K
TEF	ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, $W/m^2 \cdot K$
\bar{U}	ความเร็วเฉลี่ยของน้ำภายในท่อ, m/s
W	ความกว้างของแผ่นปิด, m
x	ความยาวที่ตำแหน่งใดๆ, m
x_{fd}	ความยาวช่วงทางเข้าสำหรับการไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่, m
$x_{fd,h}$	ความยาวช่วงทางเข้าสำหรับการไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่ทางการไหล, m
$x_{fd,t}$	ความยาวช่วงทางเข้าสำหรับการไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่ทางความร้อน, m
Y	อัตราส่วนการปิด, (y/W)
Y_R	ตัวแปรตามของสมการรีเกรสชัน
y	ระยะการปิด, m

สัญลักษณ์กรีก

θ	มุมเอียงของครีบกเกลียว, °
μ	ความหนืดสัมบูรณ์, $N \cdot s/m^2$
ρ	ความหนาแน่น, kg/m^3
\dot{V}	อัตราการไหลเชิงปริมาตร, m^3/s
τ	ความเค้นเฉือน, N/m^2

ตัวห้อย

0	ท่อกลมผิวเรียบ (smooth tube)
ave	เฉลี่ย (average)
c	น้ำเย็น (cold water)
h	น้ำร้อน (hot water)
i	ภายใน (inside)
in	เข้า (inlet)
lm	ผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม
o	ภายนอก (outside)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

ตัวห้อย (ต่อ)

out	ออก (outlet)
pp	กำลังของการสูบ (pumping power)
s	พื้นผิว (surface)
w	ผนังท่อ (wall)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและความเป็นมาของการศึกษาวิจัย

ปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้เข้ามามีบทบาทในชีวิตประจำวันของมนุษย์มากขึ้น จากภาวะแวดล้อมของโลกที่เปลี่ยนไปตามความเจริญเติบโตของสังคมและเศรษฐกิจ ทำให้มีความต้องการในการใช้พลังงานมากขึ้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่ถูกนำมาใช้ภายในที่พักอาศัยและใช้ในกระบวนการผลิตต่างๆมากมายในโรงงานอุตสาหกรรม เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ทางกลที่ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองชนิดที่ไม่สัมผัสกันโดยตรงแต่อาศัยผนังท่อในการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิซึ่งกันและกัน ของไหลที่มีอุณหภูมิสูงกว่าจะถ่ายเทความร้อนไปหาของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า การไหลของสารทำงานภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นต้องพึ่งพาพลังงานจากเครื่องอัดอากาศหรือปั๊มเพื่อผลักดันให้ของไหลได้ไหลเวียนในระบบและเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังท่อ ถ้าหากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพสูงหรือประสิทธิภาพสูงก็ทำให้ลดการใช้พลังงานของประเทศลงไปได้มากเพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกนำมาใช้ในกระบวนการผลิตและใช้ในที่พักอาศัยจำนวนมาก ตัวอย่างเช่น เครื่องปรับอากาศ ตู้เย็น เครื่องทำน้ำอุ่น เครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่ในห้างสรรพสินค้าหรือโรงแรม ส่วนในภาคอุตสาหกรรมประกอบด้วย กระบวนการผลิตต่างๆ กระบวนการระบายความร้อนของน้ำยาหล่อเย็นในอุตสาหกรรมขึ้นรูปเย็น กระบวนการระบายความร้อนของเครื่องจักรกลที่ใช้ในสายการผลิต และอีกมากมาย การเพิ่มขึ้นของประชากรและสภาพแวดล้อมของโลกที่เปลี่ยนไปทำให้ความต้องการใช้พลังงานมีมากขึ้น และที่ผ่านมามากทุกประเทศในโลกได้ตระหนักถึงการลดการใช้พลังงานโดยออกเป็นกฎหมายบังคับให้โรงงานอุตสาหกรรมและสถานประกอบการต่างๆ ต้องมีแผนในการลดการใช้พลังงาน สำหรับประชาชนทั่วไปได้มีนโยบายสร้างแรงจูงใจในการลดการใช้พลังงานและการใช้พลังงานให้เกิดประโยชน์สูงสุด จากข้อมูลต่างๆมากมายพิจารณาแล้วพบว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่นิยมใช้กันมาก ถ้าหากมีการศึกษาวิจัยให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นก็ทำให้สามารถช่วยลดการใช้พลังงานในภาคอุตสาหกรรมและที่อยู่อาศัยลงไปได้มากพอสมควร

ด้วยเหตุนี้จึงตัดสินใจทำวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีแนวคิดในการดัดแปลงท่อทองแดงผิวเรียบที่ติดตั้งอยู่ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้ผิวท่อเป็นครีบกเกลียวเพื่อเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนและให้ของไหลไหลหมุนควงและหมุนวนเมื่อไหลผ่านครีบกเกลียว ซึ่งจะทำให้ของไหลดึงความร้อนออกจากผิวท่อได้มากขึ้นแล้วส่งผลทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น หลังจากนั้นได้มีแนวคิดใหม่เพิ่มขึ้นอีกคือการใช้ท่อเกลียวร่วมกับแผ่นปิดเดี่ยว เนื่องจากการใช้ท่อเกลียวเพียงอย่างเดียวการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นบริเวณผนังท่อเท่านั้น จึงมีแนวคิดในการดึงของเหลวบริเวณกลางท่อที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้น้อยให้เกิดกระแสการไหลหมุนควงให้ของไหลไหลเข้าไปปะทะกับผนังท่อเพื่อดึงความร้อนบริเวณผนังท่อให้เพิ่มขึ้นอีก โดยทำให้เกิดกระแสการไหลหมุนควงตามครีบกเกลียวที่กักบริเวณควงสวนทางครีบกเกลียวท่อด้วยการใช้แผ่นปิดเดี่ยว และแนวคิดสุดท้ายในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนคือการสร้างกระแสการไหลหมุนควงคู่ในแนวแกนเพื่อเพิ่มกำลังในการผลักดันของไหลบริเวณกลางท่อให้ไหลเข้าไปสัมผัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่ในด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กับผนังท่อเกลียวและดึงความเย็นออกมาให้ได้มากยิ่งขึ้น เพื่อให้มีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น ซึ่งการสร้างกระแสการไหลหมุนวนคู่ที่สนใจศึกษามีสามรูปแบบคือกระแสการไหลหมุนวนคู่ตามครีบกเกลียวท่อ และกระแสการไหลหมุนวนคู่หมุนสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ และกรณีสุดท้ายให้กระแสหมุนวนสวนทางกันในท่อเกลียว กระแสการไหลหมุนวนคู่นี้ได้มาจากแผ่นบิตคู่ที่สอดใส่เข้าไปในท่อเกลียว แนวคิดทั้งหมดนี้เกิดขึ้นเนื่องจากมีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงขึ้น พร้อมทั้งศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ในที่สุดจะทำให้ผู้วิจัยได้องค์ความรู้ใหม่และเกิดเทคโนโลยีใหม่ สามารถใช้เป็นฐานข้อมูลทางความรู้ให้นักวิจัยหรือผู้ที่สนใจได้นำไปประยุกต์ใช้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้ได้ประสิทธิภาพในการทำงานสูงสุด หรือใช้เป็นแนวทางในการวิจัยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อไปในอนาคต

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1.2.1 ทำการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อการเพิ่มเลขนัสเซิลท์ (Nu) ตัวประกอบความเสียดทาน (f) และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (TEF) ภายในท่อเกลียวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้นที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง ประกอบด้วย อิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (PR) อัตราส่วนความสูงของครีบกเกลียวท่อต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (HR) อัตราส่วนการบิด (Y) และรูปแบบการบิดของแผ่นบิต

1.2.2 เพื่อพัฒนาปรับปรุงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มี Nu และ TEF เพิ่มสูงขึ้น โดยใช้แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่

1.2.3 เพื่อทำการสร้างสหพันธ์ในเทอมของ Nu , f และ TEF ของท่อเกลียว ท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นบิตเดี่ยว และท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นบิตคู่ในลักษณะการบิดแบบต่างๆ ด้วยตัวแปรของ PR , HR และ Y

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.3.1 ทำการศึกษาเชิงทดลองเพื่อคำนวณหา Nu , f และ TEF ในช่วงเลขเรย์โนลด์ (Re) 6000-60,000

1.3.2 ทดสอบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้นที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับแบบไหลสวนทาง พร้อมทั้งหุ้มฉนวนให้มีการสูญเสียความร้อนไปกับสิ่งแวดล้อมน้อยที่สุด

1.3.3 ท่อทดสอบประกอบด้วยท่อเกลียวทองแดงยาว 1,500 mm ที่มีความสูงครีบกเกลียวต่างกัน 3 ค่าคือ e เท่ากับ 0.5, 1.0 และ 1.5 mm ระยะพิชต์ของครีบกเกลียวต่างกัน 3 ค่าคือ P เท่ากับ 4.5, 5.5 และ 6.5 mm ทำให้ได้ท่อเกลียวที่มี PR กับ HR ต่างกัน 9 ท่อ

1.3.4 ใช้น้ำร้อนเป็นสารทำงานไหลเข้าท่อเกลียวด้วยอุณหภูมิคงที่ 70 °C แลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็นที่ไหลรอบท่อเกลียวภายในท่อวงแหวนด้วยอุณหภูมิคงที่ 25 °C และไหลด้วยอัตราการไหลคงที่ 900 L/hr

1.3.5 ใช้น้ำร้อนที่ให้อุณหภูมิสูงที่สุดนำมาทดสอบร่วมกับแผ่นบิตเดี่ยวด้วย Re ในช่วง 6000-60,000 แผ่นบิตเดี่ยวสร้างมาจากแผ่นอลูมิเนียมที่มีความกว้าง (W) เท่ากับ 23 mm หนา (t) 1 mm บิดตามและสวนทางกับครีบกเกลียวท่อด้วยระยะการบิด (y) เท่ากับ 50, 66, 80, 96, 110, 126,

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

140, 156, 170, 186, 200 และ 216 mm ตามลำดับ ทำให้ได้อัตราส่วนการบิด($Y=y/W$) เท่ากับ 2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70 และ 9.39 ตามลำดับ รวมทั้งหมด 24 กรณีศึกษา

1.3.6 ใช้ท่อเกลียวที่ให้ค่า TEF สูงที่สุด ทดสอบร่วมกับแผ่นบิดคู่ด้วย Re ในช่วง 6000-60,000 แผ่นบิดคู่สร้างมาจากแผ่นอลูมิเนียมกว้าง 11.5 mm หนา 1 mm เชื่อมทั้งคู่เข้าด้วยกันในแนวแกน ประกอบด้วยแผ่นบิดคู่แบบบิดตาม แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ และแบบบิดสวนทางกัน ที่ y เท่ากับ 25, 33, 40, 48, 55, 63, 70, 78, 85, 93, 100 และ 108 mm ตามลำดับ ซึ่งได้ Y เท่ากับ 2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70 และ 9.39 รวมทั้งหมด 36 กรณีศึกษา

1.3.7 หาสหพันธ์ของตัวแปรต่างๆ ที่สำคัญในเทอมของ Nu , f และ TEF ของท่อเกลียว ท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นบิดเดี่ยว และท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นบิดคู่ในลักษณะการบิดแบบต่างๆ

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 สามารถนำหลักการที่ได้จากการวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากการใช้ท่อเกลียวร่วมกับแผ่นบิดเดี่ยวและแผ่นบิดคู่ไปพัฒนาปรับปรุงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีใช้ในปัจจุบันให้มีค่าสูงขึ้น

1.4.2 เกิดเป็นองค์ความรู้ใหม่ที่ได้จากการวิจัยการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อเกลียว และท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวและแผ่นบิดคู่ ได้แก่ สหพันธ์ต่างๆ ซึ่งสามารถนำไปใช้ออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

1.4.3 นำความรู้ที่ได้จากการวิจัยไปประยุกต์ใช้ให้เกิดประโยชน์ต่อสังคมและประเทศชาติได้ ในการลดการใช้พลังงาน ลดการใช้วัตถุดิบ และลดต้นทุนการผลิตของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับใช้ในภาคอุตสาหกรรมและที่อยู่อาศัยได้

1.4.4 ใช้เป็นความรู้พื้นฐานเพื่อช่วยนักวิจัยรุ่นใหม่หรือผู้ที่สนใจได้มีการนำไปพัฒนาและปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่างๆให้ใช้งานได้เหมาะสมและเกิดประสิทธิภาพสูงสุด

1.5 โครงร่างของวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์เรื่อง การศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิดเล่มนี้ได้ทำการแบ่งเนื้อหาและรายละเอียดของการนำเสนอเนื้อเรื่องต่างๆ ที่เกี่ยวข้องรวมทั้งรวม 9 บท ประกอบด้วยบทที่ 1 เป็นบทนำ กล่าวถึงความสำคัญและความเป็นมาของการศึกษาวิจัย วัตถุประสงค์ของการวิจัย ขอบเขตของการวิจัย และประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากการศึกษาวิจัย บทที่ 2 นำเสนอผลการศึกษาวิจัยของบุคคลอื่นที่ทำวิจัยมาแล้วเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการใช้อุปกรณ์สร้างความปั่นป่วน ใช้แผ่นบิด ใช้ท่อผิวขรุขระและการใช้แผ่นบิดร่วมกับท่อผิวขรุขระในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เพื่อใช้เป็นแนวทางในการศึกษาวิจัยในครั้งนี้ บทที่ 3 เป็นเนื้อหาส่วนของทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยเพื่อใช้เป็นพื้นฐานทางความรู้ในการศึกษาวิจัยและให้บุคคลอื่นได้เข้าใจรายละเอียดของงานวิจัย บทที่ 4 เป็นบทที่นำเสนอการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อซ้อนสองชั้น อุปกรณ์ประกอบของชุดทดสอบ การออกแบบท่อเกลียว การออกแบบอุปกรณ์ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยแผ่นบิดเดี่ยว

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และแผ่นปิดคู่เพื่อนำไปสอดใส่ในท่อเกลียว รายละเอียดต่างๆของเครื่องมือวัดที่ใช้ทำวิจัย ขั้นตอนการทดลองและสมการที่ใช้สำหรับวิเคราะห์เลขนัสเซลท์ ตัวประกอบความเสียหายและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน บทที่ 5 นำเสนอผลของการเพิ่มเลขนัสเซลท์ ตัวประกอบความเสียหายและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อเกลียวที่อัตราส่วนระยะพิทช์และอัตราส่วนความสูงของครีบกเกลียวท่อที่ค่าต่างๆ รวมทั้งสร้างสหพันธ์ของท่อเกลียวในเทอมของเลขนัสเซลท์ ตัวประกอบความเสียหายและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนด้วยตัวแปรของอัตราส่วนระยะพิทช์และอัตราส่วนความสูงของครีบกเกลียวท่อ บทที่ 6 นำเสนอผลของการเพิ่มเลขนัสเซลท์ ตัวประกอบความเสียหายและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนในท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นปิดเดี่ยวแบบปิดตาม และปิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อด้วยอัตราส่วนการปิดค่าต่างๆ และนำผลที่ได้เปรียบเทียบกับกัน พร้อมทั้งสร้างสหพันธ์ของเลขนัสเซลท์ ตัวประกอบความเสียหายและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนด้วยตัวแปรของอัตราส่วนการปิดในกรณีท่อเกลียวสอดใส่แผ่นปิดเดี่ยว บทที่ 7 นำเสนอผลของการเพิ่มเลขนัสเซลท์ ตัวประกอบความเสียหายและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นปิดคู่แบบปิดตาม ปิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อและปิดสวนทางกันด้วยอัตราส่วนการปิดต่างๆ และสร้างสหพันธ์ของเลขนัสเซลท์ ตัวประกอบความเสียหายและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนกรณีของท่อเกลียวสอดใส่แผ่นปิดคู่ทั้งสามรูปแบบด้วยตัวแปรของอัตราส่วนการปิด บทที่ 8 เปรียบเทียบผลของการเพิ่มเลขนัสเซลท์ ตัวประกอบความเสียหายและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนระหว่างท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นปิดเดี่ยวและแผ่นปิดคู่ กรณีปิดตามและกรณีปิดสวนทางครีบกเกลียวท่อที่อัตราส่วนการปิดเดียวกัน และบทที่ 9 เป็นบทสุดท้ายของวิทยานิพนธ์เล่มนี้ ซึ่งได้สรุปผลการทดลองทั้งหมดในหัวข้อที่ได้ศึกษาวิจัย ตลอดจนได้เสนอแนะถึงวิธีการในการพัฒนาและปรับปรุงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนให้สูงขึ้น

1.6 การเผยแพร่ผลงานวิจัยที่เป็นส่วนหนึ่งของวิทยานิพนธ์

1. Pongjet Promvonge, Somsak Pethkool, Monsak Pimsarn and Chinaruk Thianpong, P. 2012. "Heat transfer augmentation in a helical-ribbed tube with double twisted tape inserts." *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 39 : 953-959.
2. Pethkool, S., Eiamsa-ard, S., Kwankaomeng, S. and Promvonge, P. 2011. "Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube." *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 38 : 340-347.

บทที่ 2

วรรณกรรมปริทรรศน์

2.1 บทนำ

เนื้อหาในบทนี้ได้้นำผลการวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการสอดใส่อุปกรณ์แบบต่างๆ เพื่อสร้างกระแสการไหลหมุนควงหรือการไหลให้ปั่นป่วนเพิ่มขึ้น การสอดใส่แผ่นบิดในท่อกลมผิวเรียบเพื่อใช้เป็นตัวสร้างการไหลหมุนควงบริเวณใจกลางท่อ การปรับปรุงพื้นผิวของท่อกลมในรูปแบบต่างๆ เพื่อใช้เป็นตัวสร้างการไหลหมุนวนบริเวณผนังท่อ และการสอดใส่แผ่นบิดในท่อกลมที่มีการปรับแต่งพื้นผิวของท่อให้ขรุขระสำหรับช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้น จากผลการวิจัยในอดีตที่ผ่านมาทำให้ทราบถึงแนวทางของการศึกษาและเทคนิคที่ประยุกต์ใช้กับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และการนำไปใช้เป็นแนวทางสำหรับพัฒนาและปรับปรุงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้เกิดการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเพิ่มสมรรถนะความร้อนที่สูงขึ้น โดยเน้นเฉพาะงานวิจัยที่ศึกษาและวิเคราะห์เกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหายของการไหลภายในท่อกลมรูปแบบต่างๆ

2.2 งานวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้อุปกรณ์สร้างความปั่นป่วน

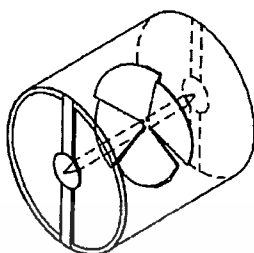
การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมผิวเรียบด้วยการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงและหมุนวนบริเวณใจกลางท่อกับบริเวณผนังท่อเป็นอีกหนึ่งวิธีที่นำมาใช้ในกระบวนการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน การไหลผ่านอุปกรณ์เหล่านี้จะทำให้ของไหลไปทำลายชั้นขีดผิวทางความร้อนบริเวณผนังท่อจึงส่งผลทำให้เกิดแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้น ตั้งแต่ในอดีตจนถึงปัจจุบันมีผู้ที่สนใจและศึกษาวิจัยกันมาก ในหัวข้อนี้จะไม่อธิบายให้ละเอียดเนื่องจากไม่ได้ให้ความสำคัญกับวิธีการนี้มาก แต่ขอกล่าวถึงงานวิจัยที่เกี่ยวข้องในแนวนี้อีกสองขบ

Sethumadhavan and Rao (1983) ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหลของการใส่ขดลวดสปริงในท่อกลมผิวเรียบที่มีมุมเอียง 30° , 45° , 60° และ 75° และระยะพิตช์ของลวด (p) เท่ากับ 10, 22, 38 และ 66 mm ใช้น้ำร้อนเป็นสารทำงานทดสอบภายใต้เลขเรย์โนลด์ (Re) 4000-100,000 พบว่าท่อผิวเรียบที่ใส่ขดลวดสปริงมุมเอียง 75° และ $p=10$ mm มีตัวประกอบความเสียหายสูงสุดและมีค่าสูงกว่าท่อผิวเรียบ 220% และช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ที่สูงที่สุด ซึ่งสูงกว่าท่อผิวเรียบ 85% แต่ท่อผิวเรียบที่ใส่ขดลวดสปริงมุมเอียง 60° และ $p=22$ mm มีตัวประกอบเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงที่สุดโดยมีค่าอยู่ในช่วง 0.85-1.05

Yildiz et al. (1996) ได้นำเสนอผลของการใช้ใบพัดเป็นอุปกรณ์สร้างการไหลของน้ำให้เกิดการไหลหมุนควงภายในท่อกลมผิวเรียบจำนวน 5 และ 10 ใบ เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียที่เกิดขึ้น ทำการทดลองภายใต้ Re ในช่วง 2500-15,000 จากการศึกษาพบว่า ใบพัดช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้ประมาณ 250% แต่ตัวประกอบความเสียหายมีค่าเพิ่มขึ้นสูงมากประมาณ 500-1000% ต่อมา Durmus et al. (2004) ได้เสนอผลของการใช้ใบพัดที่มีใบทำมุมเอียง 10° , 20° และ 40° ทดสอบภายใต้ Re ในช่วง 10,000-30,000 พบว่า ใบพัดช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้ 2-4 เท่า แต่ความดันสูญเสียเพิ่มขึ้นสูงมากประมาณ 8.5 เท่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Durmus et al. (2002) รายงานผลการศึกษาคือการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควง (swirl flow) บริเวณทางเข้าท่อทดสอบผิวเรียบที่มีอากาศไหลผ่านที่ Re ในช่วง 20,000-100,000 จากการทดลองพบว่า สามารถช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้ประมาณ 85-200% และมีความดันสูญเสียเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 110% ตามลำดับ



รูปที่ 2.1 ภาพใบพัดสำหรับสร้างการไหลหมุนควงในงานวิจัยของ Durmus et al. (2004)

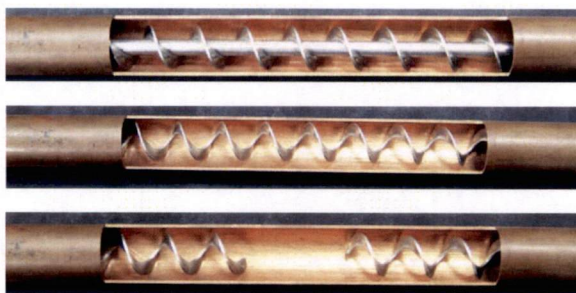
Yilmaz et al. (2003) ได้เสนอผลการทดสอบการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานของการใช้ใบนำร่องแบบเอียง 15° , 30° , 45° , 60° และ 75° ที่บริเวณทางเข้าท่อผิวเรียบเพื่อใช้เป็นตัวสร้างการไหลหมุนควง ทดสอบกับอากาศร้อนภายใต้ Re ในช่วง 32,000-110,000 จากการทดลองพบว่า เลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นในช่วง 4-148% ขณะที่ตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้น 244-1699%

Yakut and Sahim (2004) ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยขดลวดสปริงเพื่อใช้เป็นอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนบริเวณผนังท่อกลม ทดสอบกับอากาศที่ Re ในช่วง 5000-35,000 พบว่าช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้ 70-140% อันเป็นผลจากการไหลหมุนวนของขดลวดสปริง และต่อมา Garcia et al. (2005) ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยขดลวดสปริงอีก โดยใช้น้ำและน้ำผสมโพรพิลีนไกล์คอลด้วย Re ในช่วง 80-90,000 พบว่าช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้ 4 เท่า แต่มีการสูญเสียความดัน 9 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ

Eiamsa-ard and Promvong (2005) ได้ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อกลมผิวเรียบที่มีการสอดใส่แผ่นเอียง (helical tape) แบบยาวตลอดช่วง แบบเว้นช่วง และแบบมีแกนเพื่อใช้เป็นตัวสร้างการไหลหมุนควง (swirl generator) ที่มีอากาศไหลผ่านที่ Re ในช่วง 2300-8800 จากผลการทดลองพบว่าแผ่นเอียงช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยได้ 165% ต่อมา Sivashanmugam and Suresh (2007) ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมผิวเรียบด้วยการสอดใส่แผ่นเอียงที่มีแกนทั้งแบบยาวตลอดช่วงและแบบเว้นช่วงจากผลการทดลองได้ยืนยันถึงการช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้เช่นเดียวกัน และในปีเดียวกันนี้ Eiamsa-ard and Promvong (2007) ได้ทำการทดลองเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อกลมผิวเรียบด้วยการสอดใส่แผ่นเกลียวเอียง (helical screw-tape) แบบมีแกนกลาง (core-rod) และไม่มีแกนกลาง ยาวตลอดช่วงท่อทดสอบ ใช้น้ำเป็นสารทำงานภายใต้ Re ในช่วง 2000-12,000 พบว่าแผ่นเอียงแบบมีแกนกลางและไม่มีแกนกลางช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยได้ 230% และ 340% ตามลำดับ สำหรับตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าประมาณ 1.0-1.17 สำหรับแผ่นเอียงที่มีแกนกลาง และแผ่นเอียงที่ไม่มีแกนกลางมีค่าสูงพอสมควร ประมาณ 1.98-2.14

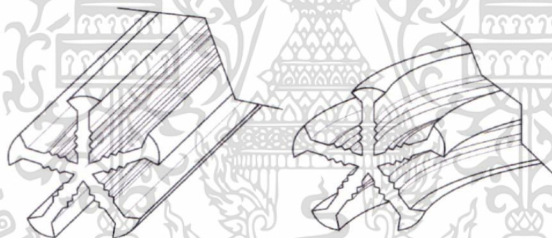
Tandiroglu (2006) ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมผิวเรียบด้วยแผ่นเอ็กกันครึ่งวงกลม (half circle baffle) เพื่อสร้างความปั่นป่วนของการไหล ใช้อากาศเป็นสารทำงานและการคำนวณว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทดสอบภายใต้ Re ในช่วง 3000-12,000 จากการทดลองพบว่า การติดตั้งแผ่นกั้นครึ่งวงกลมช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ขึ้นเฉลี่ย 786%

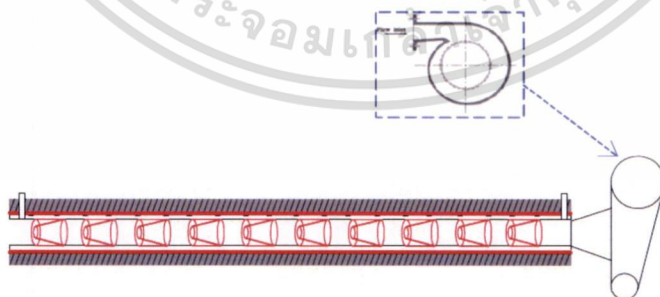


รูปที่ 2.2 ภาพถ่ายแผ่นเอียงแบบเว้นช่วง แบบยาวเต็มท่อและแบบยาวเต็มท่อมีแกนในงานวิจัยของ Eiamsa-ard and Promvonge (2005)

Tijing et al. (2006) ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนของการสอได้ใส่แกนในครีบตรงและบิดในท่อกลมผิวเรียบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้นโดยใช้น้ำเป็นสารทำงาน และทดสอบภายใต้ Re ในช่วง 4900-47,000 พบว่าสามารถเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้สูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 12-51% ขณะที่ความดันสูญเสียมีค่าเพิ่มขึ้น 286-399%



รูปที่ 2.3 ภาพเขียนแกนครีบตรงและแกนครีบบิดในงานวิจัยของ Leonard et al. (2006)



รูปที่ 2.4 ภาพเขียนหัวฉีดทรงกรวยร่วมกับตัวสร้างการไหลหมุนควงในงานวิจัยของ Promvonge and Eiamsa-ard (2006)

Eiamsa-ard and Promvonge (2006) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาผลการถ่ายเทความร้อนและความเสียดของท่อกลมผิวเรียบที่มีการติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วนด้วยหัวฉีดรูปตัววี (V-nozzle) เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

turbulators) ที่อัตราส่วนระยะพิทซ์(PR)เท่ากับ 2.0, 4.0 และ 7.0 ตามลำดับ ทดสอบโดยใช้อากาศที่ Re ในช่วง 8000-18,000 จากการทดลองพบว่าหัวฉีดรูปตัววีที่ $PR=2.0$, 4.0 และ 7.0 ช่วยเพิ่มเลขนีสเซลล์ที่เฉลี่ยได้ 270%, 236% และ 216% ตามลำดับ และได้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.19, 1.14 และ 1.09 ตามลำดับ ในปีเดียวกันนี้ Promvong and Eiamsaard (2006) ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อกลมผิวเรียบที่มีการติดตั้งหัวฉีดทรงกรวย(conical-nozzle) ร่วมกับตัวสร้างการไหลหมุนควงบริเวณทางเข้าท่อด้วย PR และ Re เท่าเดิมพบว่าสามารถช่วยเพิ่มเลขนีสเซลล์ที่ได้สูงถึง 316% ขณะที่ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าต่ำกว่าหนึ่ง

Gul and Evin (2007) เสนอผลการศึกษาทางด้านการถ่ายเทความร้อนของท่อกลมผิวเรียบที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนควงเป็นเกลียวบริเวณทางเข้าท่อ (helical swirl generator) ที่มีมุมเอียง 30° , 45° และ 60° ทดสอบกับน้ำด้วย Re ในช่วง 5000-30,000 พบว่าตัวสร้างการไหลหมุนควงเป็นเกลียวช่วยเพิ่มเลขนีสเซลล์ที่ได้สูงถึง 20% ขณะเดียวกัน Cakmak and Yildiz (2007) เสนอผลการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในท่อกลมผิวเรียบที่มีอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงบริเวณทางเข้าท่อ และทดสอบกับอากาศร้อนด้วย Re ในช่วง 10,000-21,000 พบว่าช่วยเพิ่มเลขนีสเซลล์ที่ได้ 93% และความดันสูญเสียเพิ่มขึ้น 75%

Pahlavanzadeh et al. (2007) รายงานผลการศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในท่อกลมผิวเรียบที่สอดใส่ขดลวดสปริง และลวดตาข่าย(wire mesh) ด้วยอัตราส่วนระยะพิทซ์ของขดลวด(p/d) เท่ากับ 0.125 และอัตราส่วนความโตของขดลวด(e/d) 0.00375 ใช้น้ำทดสอบที่ Re ในช่วง 3000-49,000 พบว่าขดลวดสปริงให้ค่าเลขนีสเซลล์เพิ่มขึ้น 22-28% และความดันสูญเสียมีค่าสูงกว่าท่อผิวเรียบ 46% ส่วนลวดตาข่ายช่วยเพิ่มเลขนีสเซลล์ที่ได้ 163-174% แต่ความดันสูญเสียมีค่ามากกว่าท่อกลมผิวเรียบ 500%



รูปที่ 2.5 ขดลวดสปริงและลวดตาข่ายในงานวิจัยของ Pahlavanzadeh et al. (2007)

Sarac et al. (2007) ทำการศึกษาทดลองเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน และความดันสูญเสียของท่อผิวเรียบที่มีการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงด้วยใบพัด (swirl generator) ที่ตำแหน่งทางเข้าท่อ หนึ่งในสี่ของความยาวท่อและกึ่งกลางความยาวท่อ ทำการทดสอบกับอากาศที่ไหลด้วย Re ในช่วง 5000-30,000 จากการทดลองพบว่า การติดตั้งอุปกรณ์ช่วยสร้างการไหลหมุนควงบริเวณต้นทางการไหลในท่อผิวเรียบช่วยเพิ่มเลขนีสเซลล์ที่ได้ในช่วง 18-163%

Ozceyhan et al. (2008) ทำการศึกษาคำนวณเชิงตัวเลขด้วย Fluent 6.1.22 ของท่อกลมผิวเรียบที่มีการสอดใส่แหวนตั้งฉากกับหน้าตัดท่อสำหรับแยกของไหลออกจากผนังท่อ การคำนวณ
 เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ใช้อากาศเป็นสารทำงานภายใต้ Re ในช่วง 4475-43,725 พบว่าการใช้วงแหวนแยกการไหลจากผนังท่อสามารถช่วยเพิ่มเลขนัสเซลล์ที่ดีที่สุดได้ 18%

Promvong (2008a) เสนอผลการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของการใส่ขดลวดสปริงหน้าตัดสี่เหลี่ยมเป็นตัวสร้างการไหลหมุนวน (vortex) ทดสอบกับอากาศภายใต้ Re ในช่วง 5000-25,000 ผลการทดสอบพบว่าขดลวดสปริงสามารถช่วยเพิ่มเลขนัสเซลล์เฉลี่ยได้ประมาณ 2.4 เท่า และตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 6.8 เท่า ส่งผลให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงมีค่าสูงประมาณ 1.2-1.3 ต่อมา Gunes et al. (2010) ทำการศึกษาทดลองสอดใส่ขดลวดสปริงเป็นตัวสร้างการไหลหมุนวนรอบผนังท่อผิวเรียบด้วยเช่นกัน ใช้อากาศทดสอบที่ Re ในช่วง 4105-26,400 พบว่าขดลวดสปริงสามารถช่วยเพิ่มเลขนัสเซลล์ได้สูงสุด 50% ซึ่งช่วยยืนยันถึงการใส่เทคนิคสร้างการไหลหมุนวนบริเวณผนังท่อได้ช่วยทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น

Huang et al. (2010) ได้ทดลองและคำนวณเชิงตัวเลขเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยวัสดุพรุนสอดใส่ในท่อกลมผิวเรียบ อากาศถูกทดสอบภายใต้ Re ในช่วง 1000-19,000 พบว่าเลขนัสเซลล์เพิ่มขึ้น 1.6-5.5 เท่า ขณะที่ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าสูงสุดประมาณ 1.44 ที่ $Re=1000$ อันเป็นผลจากการไหลปั่นป่วนภายในท่อ

2.3 งานวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการสอดใส่แผ่นบิต

วิธีเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากงานวิจัยที่ได้กล่าวมาแล้วนั้นมีความยุ่งยากพอสมควรและได้ผลที่ไม่คุ้มกับการลงทุน แต่วิธีการสอดใส่แผ่นบิตเป็นวิธีการหนึ่งที่น่าสนใจ สร้างง่าย ได้ผลทางความร้อนใกล้เคียงกับวิธีการที่ผ่านมา ซึ่งการใช้แผ่นบิตมีจุดประสงค์เพื่อสร้างการไหลหมุนวนทำให้เกิดขึ้นบริเวณใจกลางท่อแล้วเหนี่ยวนำให้ของไหลไหลเข้าไปกระแทกกับผนังท่อพร้อมทั้งทำลายชั้นขีดยาวทางความร้อนให้บางลงและส่งผลให้ถ่ายเทความร้อนดีขึ้น แต่ในขณะเดียวกันก็ส่งผลให้ความดันสูญเสียเพิ่มขึ้นอย่างมาก แผ่นบิตที่ใช้ในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีการดัดแปลงกันหลายรูปแบบจนทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้น ทั้งการปรับแต่งพื้นผิวแผ่นบิต การปรับแต่งขอบแผ่นบิต การใช้แผ่นบิตมากกว่าหนึ่งแผ่นสอดใส่ในท่อกลมผิวเรียบ และวิธีการอื่นอีกมาก ซึ่งตั้งแต่ในอดีตจนถึงปัจจุบันมีนักวิจัยจำนวนมากได้ศึกษาผลของการใช้แผ่นบิตและได้เผยแพร่ต่อเนื่องมาจนถึงปัจจุบันนี้ ในหัวข้อนี้จึงขอบรรยายเพิ่มเติมถึงรายละเอียดต่างๆ เกี่ยวกับผลของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยแผ่นบิตจากนักวิจัยต่างๆ ดังต่อไปนี้

Ayub and Al-Fahed (1993) ทำการทดลองนำแผ่นบิตที่มีอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (Y) เท่ากับ 3.6, 5.5, 7.3 และความกว้างแผ่นบิต (w) เท่ากับ 10.8, 12.0, 13.55 mm รวมทั้งหมด 9 กรณี นำไปสอดใส่ในท่อกลมผิวเรียบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อศึกษาอิทธิพลของระยะห่างระหว่างผนังท่อ กับแผ่นบิต และอัตราส่วนการบิตต่อความดันสูญเสีย จากการทดลองพบว่าความดันสูญเสียในท่อมของตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะห่างระหว่างผนังท่อ กับแผ่นบิตลดลง และมีค่าสูงสุดในกรณีที่แผ่นบิตมีอัตราส่วนการบิตต่ำสุด

Agarwal and Raja (1996) ได้นำเสนอผลการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานของการสอดใส่แผ่นบิตในท่อกลมผิวเรียบโดยใช้น้ำเป็นของไหลทดสอบและทำการทดลองที่ Re ในช่วง 70-4000 ด้วยแผ่นบิตที่มีอัตราส่วนการบิต (y) เท่ากับ 2.41, 3.01, 3.97 และ 4.84 ตามลำดับ จากการศึกษาพบว่า ตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้น 3.13-9.71 เท่า ขณะที่เลขนัสเซลล์ที่มีค่าเพิ่มขึ้น 2.28-5.35 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ ซึ่งเกิดขึ้นกับแผ่นบิตที่มี y ค่าต่ำสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น เมื่อถูกเผยแพร่ให้ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Al-Fahed and Chakroun (1996) ได้รายงานผลการศึกษาใช้แผ่นบิดที่อัตราส่วนการบิดต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ(Y) เท่ากับ 3.6, 5.4, 7.1 และความกว้างแผ่นบิด(W) เท่ากับ 10.8, 11.4, 12.0, 12.6 และ 13.2 mm สอดใส่ในท่อกลมผิวเรียบเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Y และช่องว่างระหว่างแผ่นบิดกับผนังท่อต่อการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหายโดยใช้ น้ำทดสอบด้วย Re ในช่วง 2000-50,000 จากการศึกษาพบว่าแผ่นบิดที่ $Y=3.6$ สามารถช่วยเพิ่มเลขนัสเซลที่ได้อีก 22% ขณะที่ตัวประกอบความเสียหายเพิ่มขึ้น 2.5-4 เท่า

Yildiz et al. (1998) ได้เสนอผลการทดสอบการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียของการใช้แผ่นบิดที่มีระยะพิทช์(pitch) 100 mm และ 170 mm ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้นแบบไหลตาม(parallel flow) และแบบไหลสวนทาง(counter flow) โดยสอดใส่แผ่นบิดเข้าไปในท่อผิวเรียบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทดสอบกับอากาศร้อนที่ Re อยู่ในช่วง 3400-6900 แล้วใช้น้ำเย็นในท่อวงแหวนแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อศึกษาเลขนัสเซลและความดันสูญเสีย จากผลการทดลองพบว่าแผ่นบิดที่ระยะพิทช์สั้นกว่าให้ค่าเลขนัสเซลที่สูงกว่าจากผลของการไหลหมุนควงที่มีความหนาแน่นมากกว่า ซึ่งช่วยเพิ่มเลขนัสเซลที่ได้อีกถึง 100% และความดันสูญเสียมีค่าเพิ่มขึ้นถึง 130%

Chang et al. (2004) ได้รายงานผลการทดสอบการถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหลของการสอดใส่แผ่นบิดคู่(twin twisted tape)ที่มีระยะพิทช์ 25 mm ในท่อผิวเรียบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้นที่ไหลตามกัน เพื่อใช้เป็นตัวสร้างการไหลหมุนควงคู่ต่อเนื่องในแนวยาว(two continuous and longitudinal flow) สำหรับเพิ่มการถ่ายเทความร้อน น้ำถูกใช้เป็นสารทำงานและทดสอบที่ Re ในช่วง 5000-50,000 ผลการทดสอบได้แสดงให้เห็นว่าแผ่นบิดคู่ช่วยเพิ่มเลขนัสเซลที่ขึ้น 180-280% จากผลของการไหลหมุนควงคู่ต่อเนื่องตลอดความยาวของท่อ แต่ตัวประกอบความเสียหายก็มีค่าเพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน

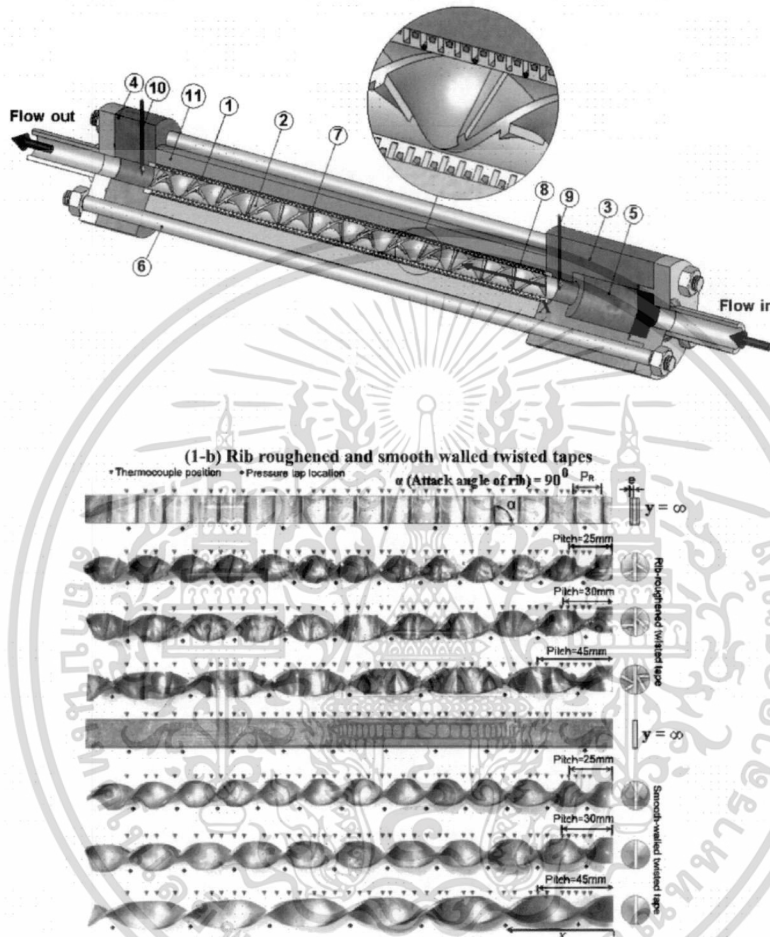
Chang et al. (2005) ศึกษาผลการทดลองการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียของการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยว(single twisted tape) แผ่นบิดคู่(twin twisted tape) และแผ่นบิดสามแผ่น(triple twisted tape) ที่มีอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความกว้างของแผ่นบิด($Y=y/W$)เท่ากับ 1.67 ในท่อกลมผิวเรียบที่มีลักษณะการบิดในทิศทางตามเข็มนาฬิกา เพื่อใช้เป็นตัวสร้างการไหลหมุนควงในแนวยาว ทดสอบกับน้ำที่ Re ในช่วง 1500-14,000 จากผลการทดลองในช่วง Re 3000-14,000 แผ่นบิดเดี่ยว แผ่นบิดคู่ และแผ่นบิดสามแผ่น ช่วยเพิ่มเลขนัสเซลที่ได้อีกสูงกว่าท่อผิวเรียบ 1.5-2.3 เท่า, 1.98-2.8 เท่า และ 2.86-3.76 เท่า ตามลำดับ แต่ตัวประกอบความเสียหายเพิ่มขึ้นโดยรวม 15-25 เท่า ขณะที่ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าสูงสุดประมาณ 1.4 ซึ่งเป็นค่าที่ได้จากแผ่นบิดสามแผ่น นอกจากนี้ได้เสนอสหพันธ์ของเลขนัสเซลและตัวประกอบความเสียหายไว้ด้วย

Eiamsa-ard (2006) ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมผิวเรียบด้วยแผ่นบิดที่มีอัตราส่วนการบิด(y) เท่ากับ 6.0 และ 8.0 นำไปสอดใส่ในท่อกลมผิวเรียบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้น้ำร้อนเป็นสารทำงานทดสอบด้วย Re ในช่วง 2000-12,000 จากการศึกษาพบว่า การใส่แผ่นบิดที่ $y=6.0$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นบิดที่ $y=8.0$ โดยให้ค่าเลขนัสเซลที่เฉลี่ยเพิ่มขึ้น 188% และตัวประกอบความเสียหายมีค่าเพิ่มขึ้น 3.36 เท่า สำหรับตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าสูงสุดประมาณ 1.54-2.17 ซึ่งเป็นผลจากการไหลหมุนควง

Naphon (2006a) ได้ทำการทดลองการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียของการใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่มีระยะพิทช์(H)เท่ากับ 25 และ 30 mm ในท่อผิวเรียบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่เสียค่าใช้จ่าย
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบท่อซ้อนสองชั้นโดยใช้น้ำร้อนเป็นสารทำงานและทดสอบภายใต้ Re ในช่วง 7000-23,000 ผลการทดสอบแสดงให้เห็นว่าแผ่นบิดที่มี $H=25$ mm ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นบิดที่มี $H=30$ mm ซึ่งเป็นผลมาจากกระแสการไหลหมุนวนที่มีความรุนแรงมากกว่าจึงทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า ส่วนตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงขึ้นเช่นกัน นอกจากนี้ได้เสนอสหพันธ์ของเลขนัสเซลท์กับตัวประกอบความเสียดทานไว้ในรายงานฉบับนี้ด้วย

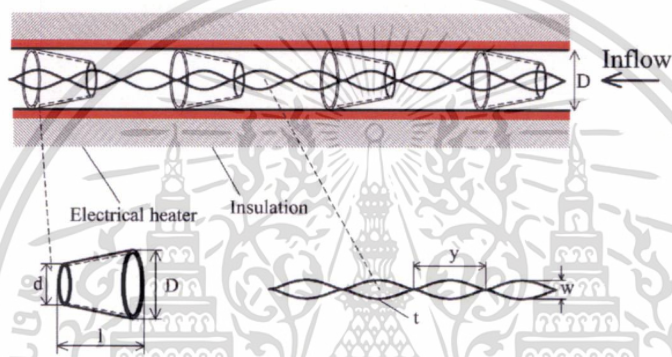


รูปที่ 2.6 รูปแผ่นบิดเดี่ยวแบบผิวเรียบและผิวขรุขระในงานวิจัยของ Chang et al. (2007)

Chang et al. (2007) ได้ศึกษาทดลองผลของการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในท่อกลมผิวเรียบด้วยการใส่แผ่นบิดเดี่ยวผิวเรียบ(smooth twisted tape) และแผ่นบิดเดี่ยวผิวครีบลับรูปฟันปลา(serrated twisted tape) ด้วยอัตราส่วนการบิด(y) เท่ากับ 1.56, 1.88, 2.81 และแผ่นที่ไม่ได้บิด(∞) นำไปทดสอบกับท่อกลมผิวเรียบที่มีขีดลดความร้อนพันรอบท่อเป็นการให้ความร้อนแบบพลักซ์ความร้อนคงที่ และให้น้ำไหลในท่อทดสอบที่ Re ในช่วง 5000-25,000 จากการศึกษาพบว่าแผ่นบิดผิวครีบลับรูปฟันปลาให้ค่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าแผ่นบิดผิวเรียบ แผ่นบิดผิวครีบลับรูปฟันปลาที่ $y=1.56$ ให้ค่าเลขนัสเซลท์สูงสุดประมาณ 4.8-3.68 เท่า ส่วนแผ่นบิดผิวเรียบที่ y เดียวกันให้ค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 3.5-2.34 เท่าเมื่อเทียบกับผลของท่อผิวเรียบ สำหรับตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 50-80 เท่า ขณะที่แผ่นบิดผิวเรียบให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงกว่าแผ่นบิดผิวครีบลับรูปฟันปลาและมีค่าสูงที่สุดประมาณ 1.6 ในการคำนวณว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ $Re=5000$ พร้อมกันนี้ได้สร้างสหพันธ์ของเลขนัสเซลล์ท์ ตัวประกอบความเสียดทาน และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนไว้ด้วย

Promvonge and Eiamsa-ard (2007) นำเสนอผลการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทาน และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อผิวเรียบที่มีการติดตั้งวงแหวนทรงกรวยใช้เป็นตัวสร้างความปั่นป่วน(turbulators) ร่วมกับการใช้แผ่นบิดเดี่ยวเป็นตัวสร้างการหมุนควง (swirl generator) ด้วยอัตราส่วนการบิด(y/w) เท่ากับ 3.75 และ 7.50 ทดสอบกับอากาศที่ Re ในช่วง 6000-26,000 พบว่าการใช้แผ่นบิดเดี่ยวในวงแหวนทรงกรวยที่ $y/w=3.75$ ให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์เพิ่มขึ้นสูงสุดประมาณ 367% และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าสูงประมาณ 1.96 ที่ $Re=6000$ ซึ่งเป็นผลมาจากการไหลหมุนวนผสมกับการไหลหมุนควงของอุปกรณ์ที่ใช้ในการศึกษา และได้เสนอสหพันธ์ของเลขนัสเซลล์ท์ ตัวประกอบความเสียดทาน และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อที่มีวงแหวนทรงกรวยกับแผ่นบิดเดี่ยวไว้ในรายงานนี้ด้วย



รูปที่ 2.7 รูปแบบวงแหวนทรงกรวยที่มีแผ่นบิดเดี่ยวสอดใส่ภายในท่อผิวเรียบของ Promvonge and Eiamsa-ard (2007)

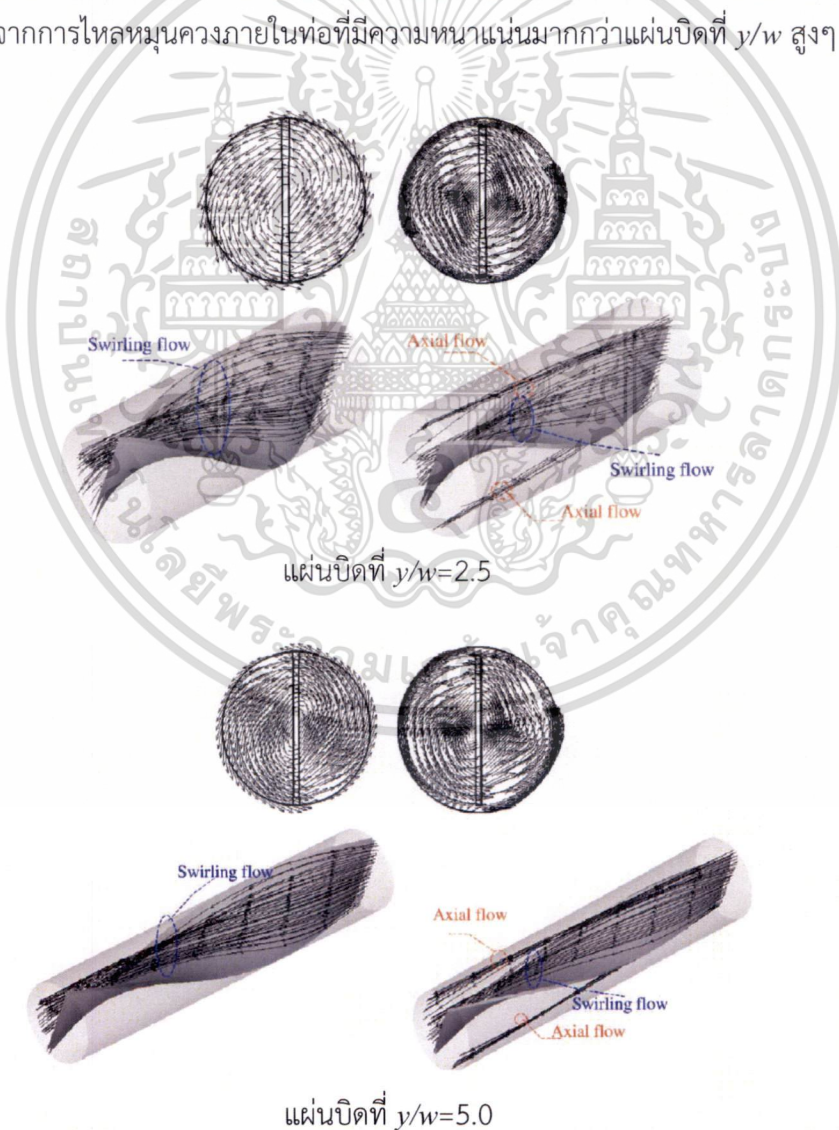
Chang et al. (2007) ได้รายงานผลของการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่มีการตัดขอบแผ่นบิดเป็นครีبدด้วยอัตราส่วนการบิด($y=P/d$) เท่ากับ 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 และแผ่นบิดที่ไม่ได้ตัดขอบ(∞) ทดสอบกับอากาศด้วย Re ในช่วง 10,000-40,000 พบว่าการใช้แผ่นบิดตัดขอบช่วยให้เลขนัสเซลล์ท์เพิ่มขึ้นเฉลี่ยประมาณ 6.3-9.5 เท่า และมีค่าสูงกว่าแผ่นบิดแบบยาวต่อเนื่องประมาณ 1.28-2.4 เท่า ส่วนตัวประกอบความเสียดทานของแผ่นบิดที่ตัดขอบมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 8-32 เท่า และ 3-9 เท่าสำหรับแผ่นบิดแบบยาวต่อเนื่อง กรณีของแผ่นบิดเดี่ยวที่ตัดขอบเป็นครีปที่ $y=2.0$ ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงสุดประมาณ 0.9-1.4 ในช่วง Re ที่ใช้ศึกษา

Promvonge (2008b) ได้ศึกษาผลการใส่ขดลวดสปริงที่มีอัตราส่วนระยะพิตซ์($CR=H/d$) เท่ากับ 4, 6, และ 8 บริเวณผนังด้านในท่อผิวเรียบร่วมกับใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่มีอัตราส่วนการบิด ($Y=P/w$) เท่ากับ 4 และ 6 บริเวณกลางท่อในขดลวดสปริง เพื่อใช้เป็นตัวสร้างการไหลหมุนวนรอบๆ ผนังท่อและไหลหมุนควง(swirl)บริเวณใจกลางภายในท่อผิวเรียบ อากาศถูกใช้เป็นสารทำงานและทำการทดสอบด้วย Re ในช่วง 3000-18,000 จากผลการทดสอบได้รายงานว่าการใช้แผ่นบิดที่ $Y=4$ ร่วมกับขดลวดสปริงที่ $CR=4$ สามารถช่วยเพิ่มเลขนัสเซลล์ท์ได้สูงขึ้นประมาณ 3.0-4.5 เท่า หรือประมาณ 200-350% ขณะที่ตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 28-64 เท่า ส่งผลให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงมีค่าสูงเฉลี่ยประมาณ 1.5 ตลอดช่วง Re ที่ใช้ทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Rahimi et al. (2009) ได้ศึกษาเชิงทดลองและใช้คอมพิวเตอร์คำนวณเชิงตัวเลขของการใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่มีการปรับแต่งขอบเป็นครีบลีเหลี่ยมภายในท่อผิวเรียบ ทดสอบกับน้ำภายใต้ Re ช่วง 2950-11,800 พร้อมทั้งใช้คอมพิวเตอร์คำนวณเพื่อสังเกตพฤติกรรมการไหลของของไหลที่ไหลผ่านครีบลีของแผ่นบิด ผลการศึกษาพบว่าค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้น 1.96-2.49 เท่า และตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 6.51-8.7 เท่า ขณะที่ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าในช่วง 1.1-1.2

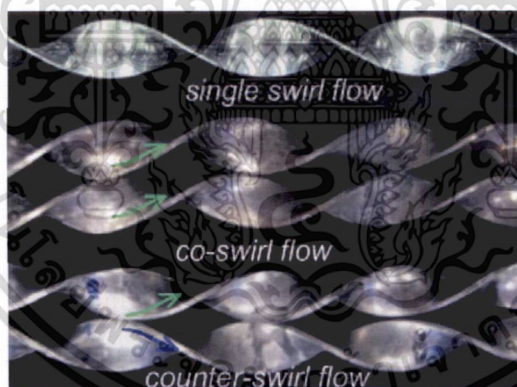
Eiamsa-ard et al. (2009) ได้ทำการศึกษาคำนวณเชิงตัวเลขเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทานและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของการไหลหมุนควง (swirling flow) ด้วยการใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่มีอัตราส่วนการบิด (y/w) เท่ากับ 2.5 และ 5.0 พร้อมทั้งศึกษาระยะห่างระหว่างแผ่นบิดกับผนังท่อ (CR) เท่ากับ 0, 0.1, 0.2 และ 0.3 ในท่อกลมผิวเรียบด้วย Re ในช่วง 3000-10,000 ผลการศึกษาพบว่า แผ่นบิดที่ $y/w=2.5$ และ $CR=0$ หรือแผ่นบิดแบบสวมแน่นสามารถช่วยเพิ่มค่าเลขนัสเซลท์ได้สูงที่สุดประมาณ 73.6% และตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นในช่วงประมาณ 4.18-4.44 เท่า ส่วนตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าในช่วง 1.4-2.1 อันเป็นผลจากการไหลหมุนควงภายในท่อที่มีความหนาแน่นมากกว่าแผ่นบิดที่ y/w สูงๆ



รูปที่ 2.8 การไหลหมุนควงภายในท่อผิวเรียบจากแผ่นบิดเดี่ยวของ Eiamsa-ard et al. (2009)
 เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานในเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Jaisankar et al. (2009) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของการใช้แผ่นบิดเดี่ยวที่อัตราส่วนการบิด(Y) เท่ากับ 3, 4, 5 และ 6 สอดใส่ในท่อกลมผิวเรียบของเครื่องทำน้ำอุ่นพลังงานแสงอาทิตย์(solar water heater) โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อใช้แผ่นบิดเป็นตัวสร้างการไหลหมุนควงในแนวยาวสำหรับเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้กับท่อผิวเรียบของเครื่องทำน้ำอุ่นพลังงานแสงอาทิตย์ การทดสอบถูกกระทำภายใต้ Re ในช่วง 3000-23,000 จากการทดลองได้รายงานว่แผ่นบิดที่ $Y=3$ ให้เลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นสูงที่สุดประมาณ 150-214% และตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 150-320% ตามลำดับ

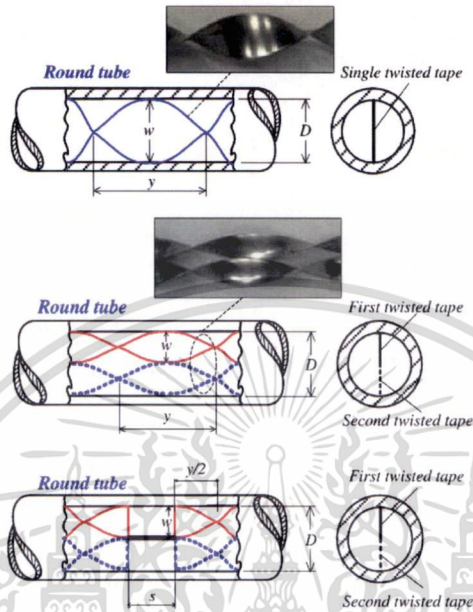
Eiamsa-ard et al. (2010a) ได้ทดลองและศึกษาผลของการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทานและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของแผ่นบิดเดี่ยว(single swirl flow) แผ่นบิดคู่ที่ทำให้เกิดการไหลหมุนควงร่วมกัน(co-swirl flow) และแผ่นบิดคู่ที่ทำให้เกิดการไหลหมุนควงสวนทางกัน(counter-swirl flow) ที่อัตราส่วนการบิด(y/w) เท่ากับ 2.5, 3.0, 3.5 และ 4.0 เพื่อใช้การไหลหมุนควงคู่เป็นตัวช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน แผ่นบิดทุกกรณีถูกนำไปใส่ในท่อผิวเรียบ แล้วทดสอบกับน้ำที่ Re ในช่วง 3700-21,000 จากผลการทดลองพบว่าแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นบิดกรณีอื่นๆ ซึ่งให้ค่าเลขนัสเซิลท์สูงกว่าแผ่นบิดเดี่ยวและแผ่นบิดคู่ที่บิดตามกันประมาณ 17.8-50% และ 12.5-44.5% ตามลำดับ ส่วนตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น 6.37 เท่า นอกจากนี้ยังทำให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าเฉลี่ยประมาณ 1.39 อันเป็นผลจากการไหลหมุนควงคู่ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันที่กระแสดการไหลหมุนควงช่วยเสริมกันในการเหนี่ยวนำของไหลให้ไหลเข้าไปปะทะกับผนังท่อแล้วดึงความร้อนออกมาได้มากขึ้น



รูปที่ 2.9 ลักษณะของแผ่นบิดเดี่ยวและแผ่นบิดคู่ในงานวิจัยของ Eiamsa-ard et al. (2010)

Eiamsa-ard et al. (2010b) ได้ศึกษาทดลองการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทานและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยว แผ่นบิดคู่ยาวต่อเนื่อง(full-length dual twisted tape) และแผ่นบิดคู่เว้นช่วง(regularly-spaced dual twisted tape) ที่อัตราส่วนการบิด(y/w) เท่ากับ 3.0, 4.0 และ 5.0 และอัตราส่วนของช่องว่างต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ(s/D) เท่ากับ 0, 0.75, 1.5 และ 2.25 ตามลำดับ เพื่อใช้เป็นตัวสร้างการไหลหมุนควงสำหรับเพิ่มการถ่ายเทความร้อน นำไปทดสอบกับอากาศด้วย Re ในช่วง 4000-19,000 ผลการศึกษาพบว่าแผ่นบิดคู่แบบยาวต่อเนื่องที่ $y/w=3.0$ ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 146% และตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 2.56 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ ขณะที่แผ่นบิดคู่แบบเว้นช่วงที่ $s/D=0.75$ ให้เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 140% สำหรับตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของแผ่นบิดคู่แบบยาวต่อเนื่องที่ $y/w=3.0$ ให้ค่าสูงกว่าแผ่นบิดกรณีอื่น ซึ่งมีค่าประมาณ 1.03-1.11 นอกจากนี้ได้เสนอสหพันธ์ของเลขนัสเซิลท์ ตัวประกอบความเสียหายและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของแผ่นบิดคู่แบบต่างๆ ไว้ด้วย



รูปที่ 2.10 แผ่นบิดเดี่ยวและแผ่นบิดคู่ของ Eiamsa-ard et al. (2010)

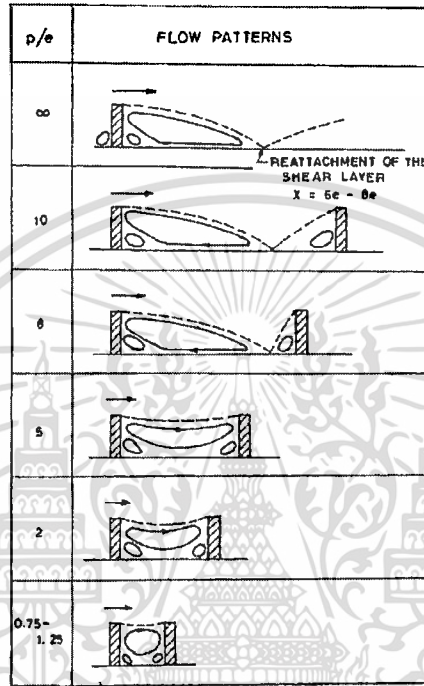
Murugesan et al. (2010a) นำเสนอผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยว และแผ่นบิดเดี่ยวที่มีการตัดขอบเป็นรูปสี่เหลี่ยม (square-cut twisted tape) ที่อัตราส่วนการบิด (y) เท่ากับ 2.0, 4.4 และ 6.0 ในท่อผิวเรียบโดยใช้น้ำเป็นสารทำงานและทดสอบด้วย Re ในช่วง 2000-12,000 จากผลการศึกษาพบว่าแผ่นบิดเดี่ยวที่มีการตัดขอบเป็นรูปสี่เหลี่ยมสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนให้สูงขึ้นได้ แผ่นบิดเดี่ยวที่มีการตัดขอบเป็นรูปสี่เหลี่ยมที่ $y=2.0$ ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยเพิ่มขึ้นประมาณ 1.81 เท่า และตัวประกอบความเสียหายมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 3.81 เท่า ขณะที่ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าอยู่ในช่วง 1.19-1.27 อันเป็นผลจากการไหลหมุนวนบริเวณผนังท่อผิวเรียบจากการตัดขอบแผ่นบิด ในรายงานยังเสนอสหพันธ์ของแผ่นบิดแบบต่างๆ ไว้ด้วย

Murugesan et al. (2010b) ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหายของการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่มีลวดตะปู (wire-nails) ด้วยอัตราส่วนการบิด (y) 2.0, 4.4 และ 6.0 ในท่อกลมผิวเรียบ ทดสอบกับน้ำที่ Re ในช่วง 2000-12,000 จากผลการศึกษาพบว่าแผ่นบิดเดี่ยวติดลวดตะปูที่ $y=2.0$ สามารถช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ขึ้น 1.98 เท่า และตัวประกอบความเสียหายเพิ่มขึ้น 4.26 เท่า ส่วนตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าอยู่ในช่วง 1.27-1.33 เป็นผลจากการไหลหมุนวนที่เกิดจากแผ่นบิดผสมกับการไหลที่ปั่นป่วนมากขึ้นจากลวดตะปู และยังได้เสนอสหพันธ์ของเลขนัสเซิลท์ ตัวประกอบความเสียหายและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนไว้ในรายงานฉบับนี้ด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อลอนเอียงมีค่าสูงสุดประมาณ 2.1 ซึ่งเป็นผลจากการไหลหมุนวนและการไหลหมุนควงของลอนที่ผนังท่อ

Webb (1992) รายงานรูปแบบการไหลที่ไหลผ่านครีบริบตรงและการไหลทางด้านท้ายครีบริบที่มีการเปลี่ยนแปลงตามค่าอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างครีบริบต่อความสูงครีบริบ (p/e) เนื่องจากการไหลแยกตัวทางด้านหลังของครีบริบ ซึ่งได้รายงานว่าจุดตกกระทบบจะไม่เกิดขึ้นที่ค่า p/e น้อยกว่า 8 และค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเกิดขึ้นที่บริเวณของไหลตกกระทบบกับพื้นผิว



รูปที่ 2.11 รูปแบบของการไหลที่เกิดขึ้นเหนือครีบริบตรงของ Webb (1992)

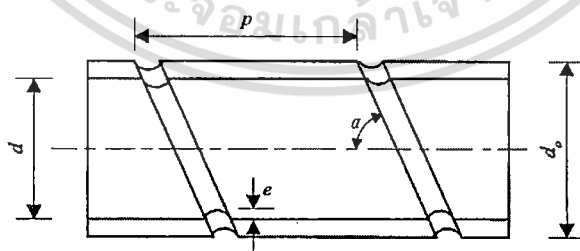
Liao and Xin (1995) ทำการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนแบบบังคับและความดันสูญเสียของท่อผิวภายในเป็นครีบริบสามเหลี่ยมสามมิติ ความสูง(e)ของครีบริบสามเหลี่ยมมีค่าอยู่ในช่วง 0.54-0.74 mm ระยะพิตซ์(P_c)ของครีบริบมีค่าอยู่ในช่วง 1.31-4.00 mm ลักษณะการจัดวางครีบริบมีทั้งวางเอียงและวางในแนวเดียวกัน ท่อทั้งหมดถูกนำไปทดสอบกับสารทำงานที่เป็นเอทิลีนไกล์คอล(Ethylene glycol) ไหลในท่อภายใต้ Re ในช่วง 250-7000 ที่มีเลขพรานส์ช่วง 60-90 จากการทดลองในช่วงไหลแบบราบเรียบเลขสแตนต์เฉลี่ยเพิ่มขึ้น 2.8 เท่า แต่ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเลขสแตนต์เฉลี่ยเพิ่มขึ้น 4.5 เท่า ส่วนตัวประกอบความเสียดทานในช่วงการไหลแบบราบเรียบเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 1.7 เท่า และในช่วงการไหลปั่นป่วนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 4.0 เท่า ซึ่งเกิดขึ้นกับท่อผิวครีบริบสามเหลี่ยมที่ความสูงของครีบริบมากที่สุดและระยะพิตซ์ของครีบริบห่างที่สุดและครีบริบวางในแนวเดียวกัน และที่ผ่านมา Liao et al. (1990) ได้ทำการทดสอบการถ่ายเทความร้อนของท่อผิวภายในเป็นครีบริบสามเหลี่ยมสามมิติด้วยเช่นกันโดยใช้อากาศทดสอบที่ Re ในช่วง 7000-40,000 พบว่าช่วยเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยได้ 3 เท่า และมีตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้น 4 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัด 128566 ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Brognaux et al. (1997) ได้นำเสนอผลการศึกษากายภาพการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ท่อผิวครีบนขนาดเล็ก(micro-fin) ที่มีระยะพิตซ์ของครีบนเท่ากับ 0.6 mm ครีบนสูง 0.35 mm ความกว้างของโคนและปลายครีบนเท่ากับ 0.34 mm และ 0.15 mm ตามลำดับ ลักษณะการจัดวางครีบนมี 2 แบบคือครีบนที่มีความสูงสม่ำเสมอและครีบนที่ยอดถูกตัดออกไปครึ่งหนึ่งแล้วเว้นครีบนสลับกันไป นำไปทดสอบกับน้ำที่ไหลที่ Re ในช่วง 2500-50,000 ผลการศึกษาข้างชี้ให้เห็นว่าการใช้ท่อผิวครีบนขนาดเล็กทำให้ตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบ 55% สำหรับครีบนแบบเต็ม และ 45% สำหรับครีบนที่ตัดยอดออก ขณะที่สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้น 65-80% ซึ่งได้มาจากการวิเคราะห์ด้วยวิธี Wilson plot

Jensen and Vlakancic (1999) รายงานผลของท่อผิวครีบนภายในเอียง ที่มีความสูงครีบน(e) ช่วง 0.18-2.06 mm มุมเอียงของครีบน(γ) เท่ากับ 0° , 15° , 25° , 30° และ 45° และจำนวนแถวของครีบน(N) เท่ากับ 8, 14 และ 30 แถว ต่อการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทาน ถูกทดสอบกับน้ำที่ Re ในช่วง 10,000-70,000 พบว่าท่อผิวครีบนเอียงที่ $e=2.06$ mm มุม $\gamma=30^\circ$ และ $N=30$ แถว เป็นท่อที่ช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบความเสียดทานในช่วง 50-150% และ 40-170% ตามลำดับ

Chen et al. (2001) ได้ศึกษาผลการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทานและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อหลุม(dimpled tube)ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่วมศูนย์(coaxial-pipe) ท่อหลุมที่ใช้ทดสอบมีทั้งหมด 6 ท่อ ที่มีลักษณะทางกายภาพแตกต่างกัน ซึ่งถูกดัดแปลงมาจากท่อทองแดงผิวเรียบแล้วกดเป็นหลุมกลมขนาด 2.0, 3.0, 3.5, 4.5, 4.7 และ 5.5 mm ระยะพิตซ์(p)ของหลุมห่างกัน 8, 10, 12 และ 14 mm หลุมถูกวางเรียงกันเป็นแถว (N) จำนวน 3, 4, และ 6 แถว ความลึก(e)ของหลุม 0.5, 0.6, 0.7, 1.2, 1.3 และ 1.5 mm การทดลองใช้น้ำร้อนเป็นสารทำงานที่ Re ในช่วง 7500-52,000 จากการศึกษาพบว่าท่อหลุมที่ใช้ทั้งหมดช่วยเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้ 1.25-2.37 เท่า จากการประยุกต์ใช้เทคนิค Wilson plot ท่อที่มีค่า e/d , e/p , N สูงที่สุดสามารถช่วยเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้สูงที่สุดประมาณ 2.37 เท่า ขณะที่ตัวประกอบความเสียดทานของท่อหลุมทั้งหมดทุกกรณีมีค่าเพิ่มขึ้น 1.08-2.35 เท่า สำหรับตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าสูงสุดประมาณ 1.16



รูปที่ 2.12 ลักษณะของท่อผิวลอนเอียงในงานวิจัยของ Dong et al. (2001)

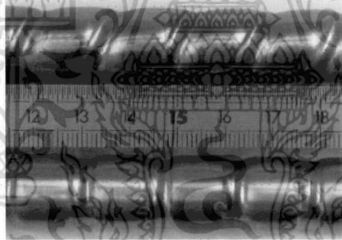
Dong et al. (2001) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาความดันสูญเสีย การถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อลอนเอียงสร้างมาจากท่อทองแดงผิวเรียบแล้วขึ้นรูปลอนที่มีระยะห่างระหว่างพิตซ์(p)เท่ากับ 10 และ 12 mm มุมเอียงของลอน(α)เท่ากับ 78.8° , 79.2° และ 82.1° และความสูง(e)ของลอนเท่ากับ 0.32, 0.39, 0.69 และ 0.8 mm ตามลำดับ ทดสอบใช้

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

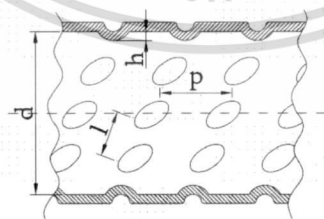
น้ำที่ Re ในช่วง 6000-93,000 และน้ำมันในช่วง 3200-19,000 จากผลการศึกษาพบว่าท่อลอนเอียงที่ $e/d=0.0243$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานสูงที่สุดและสูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 160% ส่วนท่อลอนเอียงที่ $e/d=0.0199$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 120% ขณะที่เลขนัสเซิลท์ของท่อลอนเอียงที่ $e/d=0.0243$ มีค่าเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบประมาณ 60-120% และท่อลอนเอียงที่ $e/d=0.0199$ มีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 30-70% สังเกตพบว่าท่อลอนเอียงที่มีค่า e/d และ p/d สูงขึ้นทำให้ตัวประกอบความเสียดทานและเลขนัสเซิลท์มีค่าเพิ่มขึ้นตาม ซึ่งค่า e/d จะมีอิทธิพลมากกว่าค่า p/d

Barba et al. (2002) ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นในท่อลอนเอียงที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและเคมี ทำการทดสอบด้วยเอทิลีนไกล์คอลด้วย Re ในช่วง 100-800 โดยท่อลอนเอียงถูกดัดแปลงมาจากท่อกลมผิวเรียบขึ้นรูปเป็นลอนมีระยะพิตซ์เท่ากับ 11.5 mm และทำมุมเอียง 45° จากการทดลองพบว่าท่อลอนเอียงช่วยทำให้เลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้น 4.27-16.79 เท่า ขณะที่ตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าท่อผิวเรียบ 1.83-2.45 เท่า

Rainieri and Pagliarini (2002) ศึกษาการพาความร้อนของท่อลอนเอียงสแตนเลส ลักษณะของลอนทำมุมเอียงและขวางการไหล ความสูง(e)ของลอนเท่ากับ 1.5 mm ระยะพิตซ์(p)ของลอนเท่ากับ 16, 32, 48 และ 64 mm ตามลำดับ ใช้เอทิลีนไกล์คอลเป็นสารทดสอบที่ Re ในช่วง 90-800 จากการทดลองได้รายงานถึงการเพิ่มขึ้นของเลขนัสเซิลท์ทั้งท่อลอนเอียงและลอนขวาง แต่ท่อลอนขวางมีผลต่อการเพิ่มขึ้นของเลขนัสเซิลท์มากกว่าท่อลอนเอียง โดยท่อลอนขวางที่ $p=32$ mm ให้ค่าเลขนัสเซิลท์สูงที่สุด



รูปที่ 2.13 ท่อผิวลอนเอียงและท่อลอนขวางในงานวิจัยของ Rainieri and Pagliarini (2002)



รูปที่ 2.14 ท่อหลุมเอียงสำหรับการถ่ายเทความร้อนในงานวิจัยของ Vicente et al. (2002)

Vicente et al. (2002) ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อน และความดันสูญเสียของท่อหลุมเอียง(helical dimpled) จำนวน 10 ท่อที่มีอัตราส่วนความสูงของหลุมต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (h/d)ตั้งแต่ 0.08-0.12 และอัตราส่วนระยะพิตซ์(p/d)ตั้งแต่ 0.65-1.1 ทำการทดสอบกับน้ำในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนด้วย Re ช่วง 2000-100,000 จากการทดสอบท่อหลุมเอียงทำให้ตัวประกอบความไม่วุ่นใญ่ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เสียดทานเพิ่มขึ้น 2-4.5 เท่าหรือประมาณ 150-350% แต่เลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นไปถึง 250% ซึ่งเกิดกับท่อกลมเอียงที่มีค่า h/d สูงสุด และให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงสุดเท่ากับ 2.1 ที่ $Re=4000$

Ceylan and Kelbaliyev (2003) ทำการศึกษาความสัมพันธ์ของตัวประกอบความเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนของท่อที่ผิวมีความขรุขระสัมพันธ์ ($e/D \leq 0.05$) จากงานของนักวิจัยอื่นเพื่อทำนายสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในช่วงการไหลปั่นป่วนที่มี Re ในช่วง 10,000-10,000,000 จากการศึกษาพบว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะเพิ่มขึ้นไปถึง 350% ตามการเพิ่มขึ้นของความขรุขระของท่อ และนอกจากนี้ยังมั่นใจว่าท่อผิวขรุขระจะทำให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่ามากกว่าหนึ่งหรืออย่างน้อยที่สุดจะมีค่าเท่ากับหนึ่งสำหรับของไหลที่มีเลขพรานส์ต่ำๆ

Vicente et al. (2004a) นำเสนอผลการศึกษาด้านการทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อน และความดันสูญเสียของท่อลอนเอียงที่ใช้ในอุตสาหกรรมด้านเคมีและอาหาร ท่อลอนเอียงที่ใช้ศึกษามีอัตราส่วนความสูงของลอนต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (h/d) ช่วง 0.03-0.06 และอัตราส่วนระยะพิตช์ของลอนต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (p/d) ช่วง 0.608-1.229 จำนวน 10 ท่อ ทดสอบกับน้ำผสมกับเอทิลีนไกล์คอลที่มีเลขพรานส์ในช่วง 2.5-100 ครอบคลุมการไหลที่ Re ในช่วง 100-90,000 ผลการศึกษาได้แสดงถึงการเพิ่มขึ้นทั้งการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทาน ซึ่งการใช้ท่อลอนเอียงในช่วงการไหลปั่นป่วนทำให้ตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบ 5-25% ส่วนเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นไปถึง 30% ซึ่งเป็นผลที่ได้จากท่อลอนเอียงที่ $h/d=0.0572$ และ $p/d=0.886$ ตามลำดับ

Zhneqguo et al. (2004) ทำการทดลองท่อผิวครีบสามเหลี่ยมเพื่อศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ สำหรับระบายความร้อนให้กับน้ำมันโดยใช้ น้ำ การหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ (h_i) ได้ทำการวิเคราะห์ด้วยเทคนิคของ Wilson plot ซึ่งพบว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบ 2.4 เท่า ส่วนความดันสูญเสียภายนอกท่อเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน

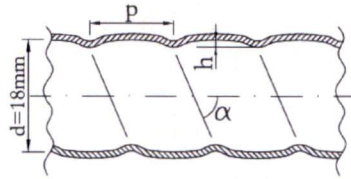


รูปที่ 2.15 ภาพท่อผิวครีบสามเหลี่ยมในงานวิจัยของ Zhneqguo et al. (2004)

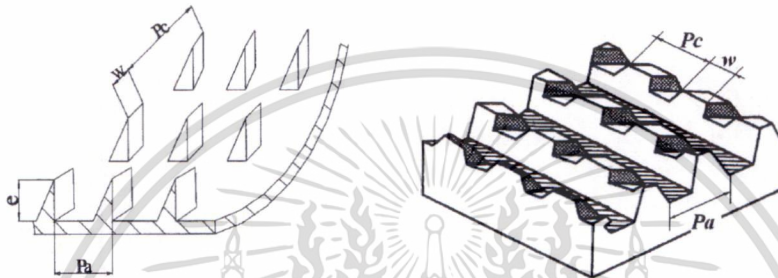
Vicente et al. (2004b) ได้ศึกษาทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อน และความเสียดทานของท่อลอนเอียงที่ใช้น้ำและเอทิลีนไกล์คอลที่มีเลขพรานส์ช่วง 2.5-100 ทำการทดสอบในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ Re ช่วง 2000-90,000 ท่อลอนเอียงถูกทดสอบรวมทั้งหมด 10 ท่อ แต่ละท่อมีลักษณะที่แตกต่างกันคือมีอัตราส่วนความสูงของลอนต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (h/d) ช่วง 0.02-0.06 และอัตราส่วนระยะพิตช์ของลอนต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (p/d) ช่วง 0.6-1.2 ผลการทดลองพบว่า การใช้ท่อลอนเอียงทำให้ตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบ 1.2-4 เท่า ส่วนเลขนัสเซิลท์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

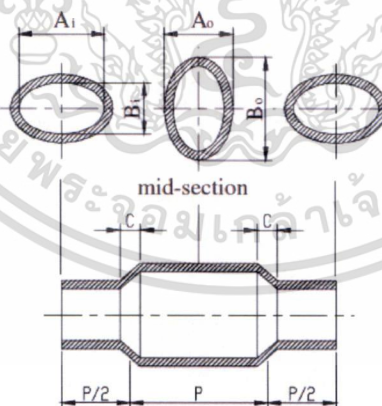
ของท่อลอนเอียงที่ $h/d=0.06$ และ $p/d=0.9$ ให้ค่าสูงที่สุดและสูงกว่าท่อผิวเรียบเฉลี่ย 3 เท่า หรือ 250% ขณะที่ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าประมาณ 1.55



รูปที่ 2.16 ภาพท่อลอนเอียงในงานวิจัยของ Vicente et al. (2004)



รูปที่ 2.17 รูปแบบผิวท่อครีบบสามเหลี่ยมสามมิติและท่อครีบนขนาดเล็กของ Li et al. (2005)



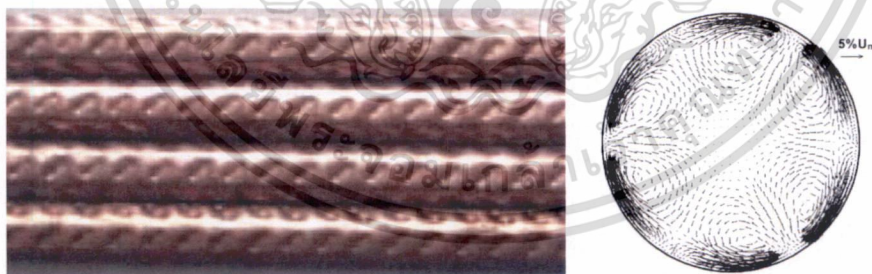
รูปที่ 2.18 ภาพและรายละเอียดของท่อรูปวงรีสลักกันในแนวแกนในงานของ Meng et al. (2005)

Li et al. (2005) ได้รายงานผลของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อผิวภายในเป็นครีบบสามเหลี่ยมสามมิติ(3D internally finned) และท่อผิวครีบนขนาดเล็ก ซึ่งนำถูกใช้เป็นของไหลทดสอบที่ Re ในช่วง 1000-8500 โดยครีบบสามเหลี่ยมสามมิติมีความกว้าง(w) 0.5 mm ระยะพิตช์ของครีบบในแนวรัศมี(Pc) 3.14 mm ระยะพิตช์ของครีบบในแนวแกน(Pa) เท่ากับ 2 และ 4 mm และความสูงของครีบบ(e) เท่ากับ 0.65 และ 0.95 mm ตามลำดับ จากการทดลองพบว่า เลขนัสเซิลต์เฉลี่ยเพิ่มขึ้นไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

71% และ 103% แต่ความต้านทานการไหลเพิ่มขึ้น 90% และ 140% สำหรับท่อผิวครีบบสามเหลี่ยม และท่อผิวครีบบขนาดเล็กลำดับ

Meng et al. (2005a) ทำการศึกษาการเพิ่มการพาความร้อนในท่อวงรีสลับกันในแนวแกน (alternating elliptical) ที่มีระยะพิตซ์(P)เท่ากับ 40, 50 และ 60 mm ความกว้าง(A_1)และความสูง (B_1)ของหน้าตัดวงรี คือ 20.8 และ 12.8 mm ตามลำดับ ใช้น้ำทดสอบภายใต้ Re ในช่วง 10,000-50,000 จากการทดลองท่อวงรีสลับกันในแนวแกนได้ช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบความเสียดทานขึ้น 35-60% และ 150-200% ตามลำดับ ซึ่งเกิดขึ้นกับท่อที่ $P=40$ mm และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อวงรีสลับกันในแนวแกนมีค่ามากกว่าหนึ่งทุกท่อ สืบเนื่องจากการกระจายตัวของอุณหภูมิและเกิดการไหลหมุนวน(vortices)ขึ้นรวม 8 จุดในบริเวณที่ผิวท่อมีการเปลี่ยนแปลงด้วยการคำนวณเชิงตัวเลข

Meng et al. (2005b) ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยท่อครีบบคู่แยกทำมุมเอียงต่อกัน(discrete double-inclined rib tube) ทั้งทดลองและคำนวณเชิงตัวเลข เพื่อใช้ครีบบคู่เป็นตัวสร้างการไหลหมุนวนตามแนวยาวหลายๆ วง (multi-longitudinal vortex) บริเวณผนังท่อสำหรับเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยครีบบวางทำมุมเอียงต่อกัน 45° ครีบบยาว 6 mm สูง 0.85 mm และระยะพิตซ์เท่ากับ 12 mm ตามลำดับ ทดสอบกับน้ำด้วย Re ในช่วง 500-15,000 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบราบเรียบที่ Re ช่วง 500-2300 ท่อครีบบคู่ช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้ 250-650% และตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้น 120-300% สำหรับช่วงการไหลปั่นป่วนที่ Re ช่วง 2300-15,000 ค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้น 110-240% และ 130-210% ตามลำดับ และจากผลการคำนวณเชิงตัวเลขพบว่าเกิดการไหลหมุนวนบริเวณผนังตลอดความยาวท่อ ซึ่งส่งผลทำให้ถ่ายเทความร้อนได้เพิ่มขึ้น ขณะที่ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อครีบบคู่ในช่วงการไหลแบบราบเรียบให้ค่าประมาณ 3.2-4.7 สำหรับช่วงการไหลแบบปั่นป่วนให้ค่าประมาณ 2.6-1.7 ตามลำดับ

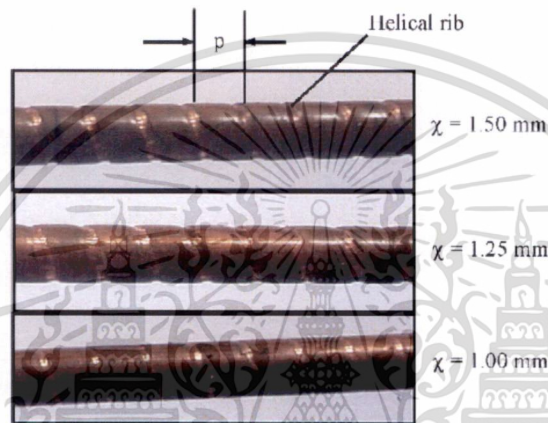


รูปที่ 2.19 ภาพท่อครีบบคู่แยกทำมุมเอียงต่อกันในงานวิจัยของ Meng et al. (2005)

Sahiti et al. (2005) ได้ติดตั้งครีบลวดทองแดงบนผิวนอกท่อในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อน ใช้อากาศเป็นสารทำงานและทดสอบภายใต้ Re ในช่วง 8000-34,000 ผลการศึกษาได้รายงานว่เลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบ 65-105 เท่า

Naphon et al. (2006) รายงานผลการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานของท่อครีบบเอียง(helical rib)ที่มีระยะพิตซ์(p)เท่ากับ 5.08, 6.35 และ 8.50 mm หรืออัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ(p/d)เท่ากับ 0.63, 0.78 และ 1.05 ขณะที่ความลึกของครีบบเอียงเป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(X)เท่ากับ 1.00, 1.25 และ 1.50 mm หรืออัตราส่วนความลึกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ(X/d)เท่ากับ 0.12, 0.15 และ 0.19 ตามลำดับ รวมทั้งหมด 9 ท่อ ทดสอบในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้นโดยใช้น้ำเป็นสารทำงานไหลที่ Re ช่วง 7000-24,000 จากการทดลองได้รายงานถึงการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน การใช้ท่อครีบอกเฉียงที่มีความลึกมากที่สุดจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด และท่อครีบอกที่มีระยะพิชต์น้อยที่สุดจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนดีที่่สุดเช่นกัน ท่อครีบอกเฉียงที่ครีบอกมีความลึกมากที่สุดที่ 1.50 mm ช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลต์ได้สูงสุดประมาณ 2.2 เท่า ส่วนตัวประกอบความเสียดทานของท่อครีบอกมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 2.3-2.6 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ ซึ่งผลที่ดีขึ้นทางด้านความร้อนนี้ได้มาจากการผสมกันที่ดีขึ้นของของไหลในชั้นขีดผิวทางความร้อนจากความปั่นป่วนที่สร้างขึ้นด้วยครีบอก



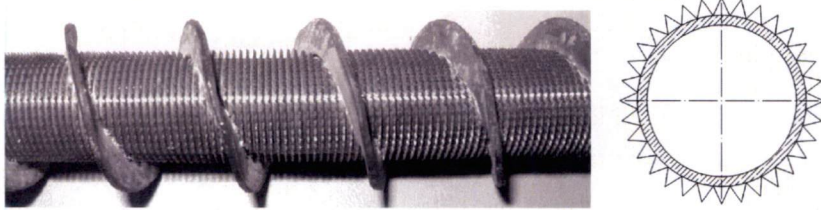
รูปที่ 2.20 ภาพท่อผิวครีบอกเกลียวในงานวิจัยของ Naphon et al. (2006)

San and Huang (2006) เสนอผลการศึกษาค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีครีบอกขวาง(transverse ribs) รอบผนังท่อที่มีอากาศไหลผ่านด้วย Re ในช่วง 4608-12,936 ท่อผิวครีบอกขวางที่ใช้ศึกษามีอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ(p/d) 0.304-5.72 และมีอัตราส่วนความสูงครีบอกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ(e/d) 0.015-0.143 รวมทั้ง 9 ท่อ ถูกสร้างมาจากท่อทองแดงผิวเรียบ จากการทดสอบได้รายงานเกี่ยวกับความสามารถในการช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อผิวครีบอกขวางได้สูงกว่าท่อผิวเรียบ และพบว่าท่อผิวครีบอกขวางที่มี $e/d=0.143$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนหรือเลขนัสเซิลต์และตัวประกอบความเสียดทานสูงที่สุด แต่ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อผิวครีบอกขวางมีแนวโน้มลดลงและมีค่าต่ำกว่าหนึ่งในทุกกรณี

Zhengguo et al. (2007) ได้ทำการศึกษาค่าการทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อน ความดันสูญเสียที่เกิดจากท่อผิวครีบอกภายนอกเป็นทรงสามเหลี่ยม(petal-shape finned)และใช้แผ่นกั้นแบบเฉียง(helical baffle)ติดตั้งรอบท่อ ซึ่งครีบอกสามเหลี่ยมมีระยะพิชต์(P)เท่ากับ 0.8, 1.0 และ 1.2 mm และความสูง(h_f)ของครีบอกเท่ากับ 1.0, 1.2 และ 1.5 mm ทดสอบโดยใช้น้ำเป็นสารทำงานไหลในท่อนอกด้วย Re ในช่วง 12,400-16,800 ผลการทดลองพบว่าท่อผิวครีบอกสามเหลี่ยมที่มี $P=0.8$ และ $h_f=1.5$ mm ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดและช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลต์ได้ 2.35-3.33 เท่า ขณะที่ตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้น 2.05-2.11 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ ซึ่งเลขนัสเซิลต์เกิดขึ้นสูงสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ความสูงครีบบมากที่สุด โดยเพิ่มขึ้น 233% และความดันสูญเสียเพิ่มขึ้น 111% บทความฉบับนี้หากนำแผ่นกันแบบเอียงออกจะทำให้ความดันสูญเสียลดต่ำลงไปได้อีกมาก



รูปที่ 2.21 ท่อผิวครีบบสามเหลี่ยมในงานวิจัยของ Zhengguo et al. (2007)

Li et al. (2007) ทำการทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียของท่อผิวครีบบขนาดเล็ก โดยใช้ น้ำและน้ำมันเป็นสารทำงานที่ Re ในช่วง 2500-90,000 แล้วประยุกต์ใช้เทคนิคของ Wilson plot หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ ผิวครีบบขนาดเล็กที่ใช้มีความสูง (e) 0.3 mm ระยะพิตซ์ (p) ของครีบบ 0.67 mm และมุมเอียงของครีบบ (α) เท่ากับ 25.5° ผลการศึกษาพบว่า ท่อผิวครีบบขนาดเล็กช่วยเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้เพียง 10% แต่ตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่ม 40-50% ซึ่งชี้ให้เห็นชัดว่าท่อผิวครีบบขนาดเล็กไม่เหมาะนำไปใช้งานเนื่องจากมีความสามารถในการช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ต่ำแต่ต้องสูญเสียพลังงานการไหลที่สูง ขณะที่ Al-Fahed et al. (1999) ได้รายงานถึงการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นในท่อผิวครีบบขนาดเล็กในช่วงการไหลแบบราบเรียบนี้ด้วยว่ามีค่าสูงกว่าท่อผิวเรียบเล็กน้อยและไม่แนะนำให้ไปใช้งานด้วยเช่นเดียวกัน

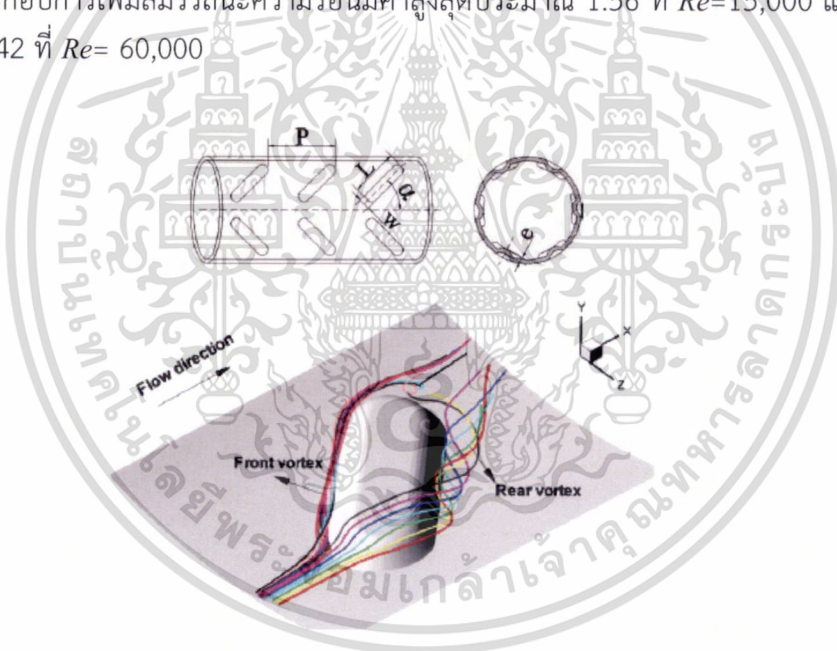


รูปที่ 2.22 ท่อผิวครีบบขนาดเล็กและลักษณะของครีบบท่ในงานวิจัยของ Li et al. (2007)

Gregory et al. (2008) ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานของท่อผิวครีบบเกลียวที่มีจำนวน 10, 30 และ 45 ครีบบ ซึ่งครีบบสูง (e) 0.31, 0.38 และ 0.51 mm อัตราส่วนความสูง (e/D) อยู่ในช่วง 0.0199-0.0327 ครีบบแต่ละครีบบทำมุมเอียง (α) 25° , 35° และ 48° ทดลองกับน้ำที่ Re ช่วง 12,000-60,000 ผลจากการไหลหมุนควง (swirl) และไหลหมุนวน (vortex) บริเวณผนังท่อที่ได้จากเทคนิคการถ่ายภาพการไหล พบว่าท่อผิวครีบบเกลียวสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้และท่อผิวครีบบเกลียวที่มี 45 ครีบบ $e=0.38$ mm มุม $\alpha = 48^\circ$ เป็นท่อที่ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงที่สุด แต่ท่อผิวครีบบเกลียวที่มี 30 ครีบบ $e=0.38$ mm มุม $\alpha = 48^\circ$ เป็นท่อที่มีความดันสูญเสียสูงที่สุด เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ผ่านการยินยอมของเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Webb (2009) ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานของท่อผิวครีบทรงกรวยสามมิติ โดยใช้ น้ำทดสอบที่ Re ช่วง 9000-24,000 ซึ่งใช้หลักการของ Wilson plot ในการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อผิวครีบทรงกรวยและได้รายงานผลออกมาว่าท่อผิวครีบทรงกรวยสามมิติมีตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบ 4.38 เท่า และช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้ 3.74 เท่า ส่งผลให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อมีค่าต่ำกว่าหนึ่ง(0.85) จากการพิจารณาแล้วควรที่จะเพิ่มความสูงของครีบลดระยะห่างระหว่างครีบลดก็จะทำให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อสูงกว่าค่าที่ได้ในปัจจุบัน

Li et al. (2009) รายงานผลการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหลของท่อผิวครีบกู่แยกทำมุมเอียงต่อกัน(discrete double inclined ribs) โดยทำการศึกษาเชิงทดลองควบคู่กับการคำนวณเชิงตัวเลขเพื่อให้เห็นปรากฏการณ์การไหลเมื่อของไหลไหลผ่านครีบบที่ Re ในช่วงเลขเรย์โนลด์ 15,000-60,000 จากผลการทดลองพบว่า ท่อผิวครีบกู่สามารถช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้ 100-120% และมีความดันสูญเสียเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 170-250% ในรายงานได้นำเสนอรูปร่างการไหลของน้ำเมื่อไหลผ่านครีบบทางด้านหน้าและด้านหลังครีบบ พบว่าเกิดการไหลหมุนวนทั้งด้านหน้าและด้านหลังของครีบบกระจายไปทั่วทั้งท่อ ซึ่งเป็นเหตุผลที่ทำให้มีการถ่ายเทความร้อนดีขึ้นจนทำให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าสูงสุดประมาณ 1.56 ที่ $Re=15,000$ และมีแนวโน้มลดลงถึง 1.42 ที่ $Re= 60,000$

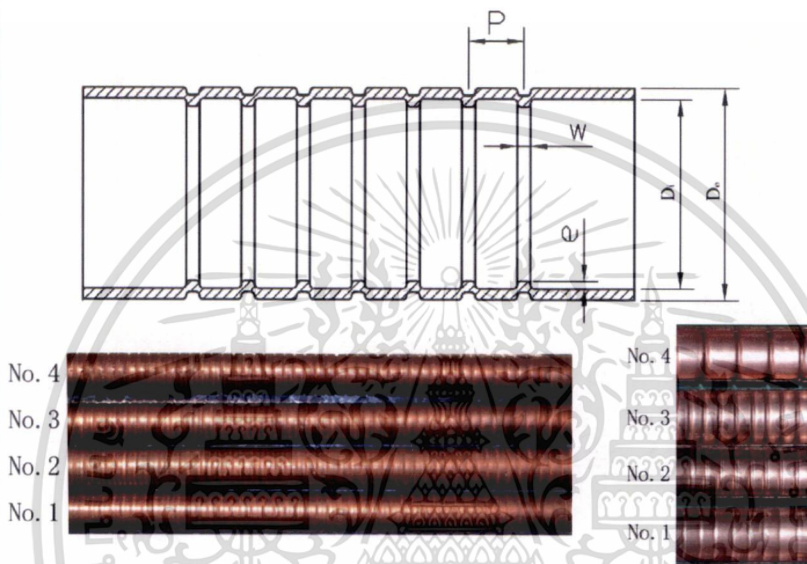


รูปที่ 2.23 ท่อผิวครีบกู่แยกทำมุมเอียงต่อกันและการไหลหมุนวนทางด้านหลังครีบบของ Li et al. (2009)

Laohalertdecha and Wongwiset (2010) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในท่อผิวลอนเกลียว(corrugated)ที่มีสารทำความเย็น R-134a ไหลผ่าน โดยครีบลอนเล็ก(e) 1.5 mm ระยะพิตซ์ของลอน(p)มีค่าเท่ากับ 5.08, 6.35 และ 8.46 mm และอัตราระยะพิตซ์(p/D) มีค่าเท่ากับ 0.58, 0.73 และ 0.97 ตามลำดับ ครีบบทำมุมเอียง(β) 79.47° , 76.56° และ 74.20° องศา จากการทดลองพบว่าท่อผิวลอนเกลียวช่วยเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้สูงสุด 50% และความดันสูญเสียเกิดขึ้นสูงกว่าท่อผิวเรียบ 70% ต่อมา(2011)ได้ศึกษาในช่วงการไหลที่ Re ช่วง 20,000-70,000 พบว่าท่อลอนเกลียวมีค่าเลขนัสเซิลท์สูงกว่าท่อผิวเรียบ 1.3 เท่า ส่วนตัวเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประกอบความเสียดทานมีค่าสูงกว่าท่อผิวเรียบ 1.75 เท่า และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าประมาณ 1.2

Li et al. (2011) รายงานผลการศึกษากการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในท่อลอนตรงที่มีระยะพิตช์ของลอน(p) คงที่เท่ากับ 5.0 mm และความสูงของลอน(e) เท่ากับ 0.11, 0.21, 0.37 และ 0.68 mm ตามลำดับ ทดลองโดยใช้น้ำเป็นสารทำงานที่ Re ในช่วง 7000-90,000 จากการศึกษาพบว่าท่อลอนตรงทุกท่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าท่อผิวเรียบ และสามารถเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้สูงเกือบ 200% และตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นประมาณ 350% ขณะที่ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าสูงสุดเกือบ 2.0 ที่ $Re=7000$ เกิดขึ้นกับท่อที่ $e = 0.68$ mm



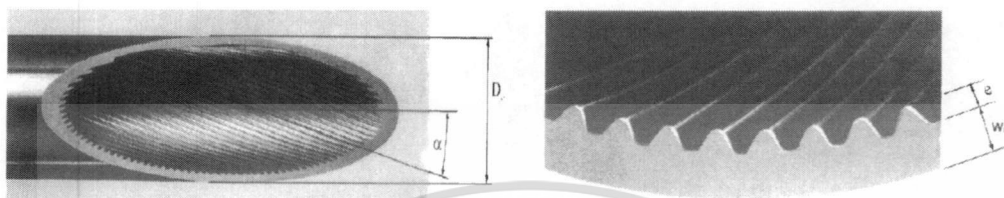
รูปที่ 2.24 ภาพท่อครีบตรงในงานวิจัยของ Li et al. (2011)

2.5 งานวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยท่อผิวขรุขระร่วมกับการสอดใส่แผ่นบิต

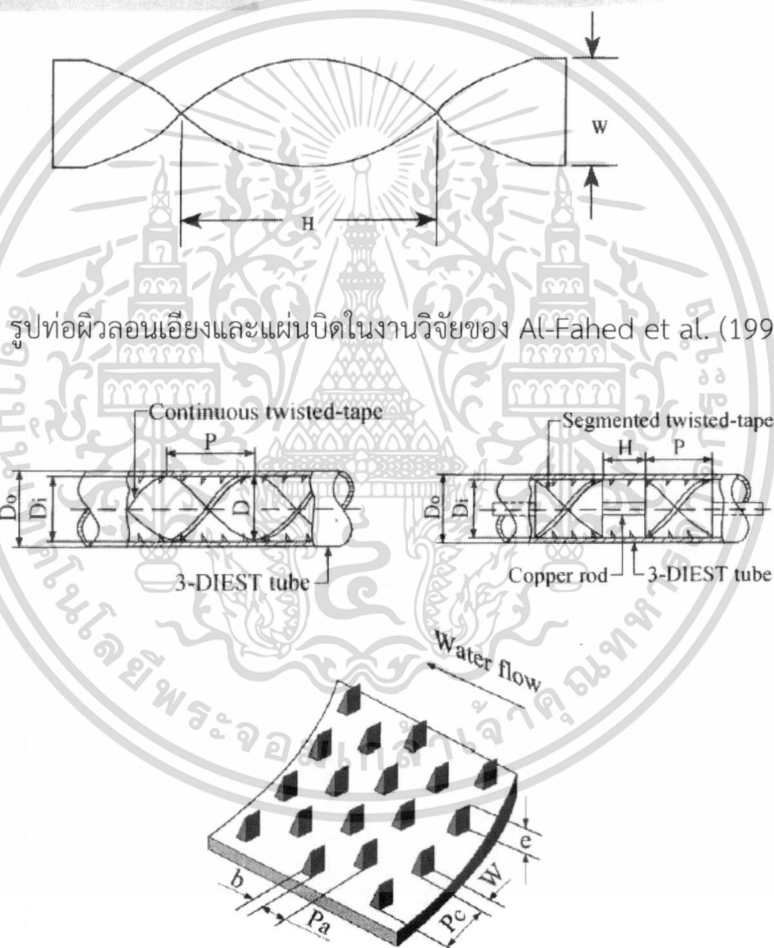
นอกเหนือจากการใช้อุปกรณ์สร้างการไหลปั่นป่วนและหมุนควง การสอดใส่แผ่นบิต และการปรับแต่งพื้นผิวของท่อให้ขรุขระเพื่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแล้ว แต่ยังมีนักวิจัยอีกกลุ่มหนึ่งที่ได้นำข้อดีของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในแต่ละวิธีมาใช้ร่วมกัน วิธีนี้เรียกว่า การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบผสม(compound enhancement) โดยใช้ผิวท่อที่ขรุขระเพื่อสร้างการไหลหมุนวนและปั่นป่วนบริเวณผนังท่อผสมกับใช้แผ่นบิตเพื่อสร้างการไหลหมุนควงบริเวณใจกลางท่อเห็นยวนำให้ของไหลไหลหมุนควงขึ้นไปผสมกับของไหลบริเวณผนังท่อพบว่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีนี้ช่วยทำให้ถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าวิธีอื่นมาก จากในอดีตที่ผ่านมาถึงปัจจุบันมีผู้ทำวิจัยน้อยมากเนื่องจากความสลับซับซ้อนของงาน ซึ่งสามารถอธิบายรายละเอียดของงานได้ดังนี้

Al-Fahed et al (1999) ได้ศึกษาผลการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการใช้ท่อผิวลอนเอียงขนาดเล็กที่มีการสอดใส่แผ่นบิตในช่วงการไหลแบบราบเรียบ สำหรับแผ่นบิตเดี่ยวที่ใช้มีอัตราส่วนการบิต($Y=H/W$)เท่ากับ 3.6, 5.4 และ 7.1 มีทั้งแผ่นบิตใส่แบบหลวม(loose-fit) และแผ่นบิตใส่แบบแน่น(tight-fit) ที่มีความกว้าง(W)เท่ากับ 10.8 และ 13.2 mm ส่วนความสูงของเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ครีบบ(e)มีค่าเท่ากับ 0.2 mm ทำมุมเอียง(α) 15° ทดสอบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่ Re ในช่วง 500-2300 จากผลการทดลองพบว่า แผ่นบิดแบบใส่แน่นที่ $Y=3.6$ มีตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบประมาณ 2.3-6.6 เท่าและช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลที่ได้สูงที่สุดและสูงกว่าท่อผิวเรียบ 225% ส่วนตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าสูงสุดประมาณ 3.2 หรือเฉลี่ยประมาณ 1.85 ตลอดช่วง Re ที่ทดสอบ ซึ่งเป็นผลจากการไหลหมุนวนและไหลหมุนควงของลอนเอียงกับแผ่นบิด



รูปที่ 2.25 รูปท่อผิวลอนเอียงและแผ่นบิดในงานวิจัยของ Al-Fahed et al. (1999)



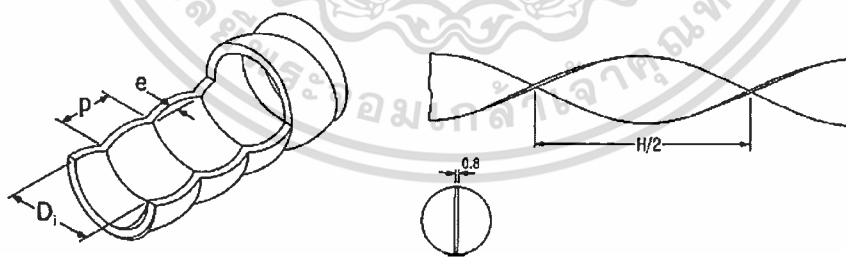
รูปที่ 2.26 ท่อผิวครีบบสามเหลี่ยมสามมิติที่มีการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวของ Liao and Xin (2000)

Liao and Xin (2000) เสนอผลการศึกษเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานของท่อผิวครีบบภายในสามเหลี่ยมสามมิติที่มีการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดยาวต่อเนื่อง(continuous twisted-tape) ที่มีอัตราส่วนการบิด(P/D)เท่ากับ 5, 10 และ 15 และแผ่นบิดแบบเว้นช่วง(segmented twisted-tape) ที่มี $P/D=10$ และ 15 ตามลำดับ ถูกนำไปทดสอบกับสารทำงานที่เป็นน้ำ เอทิลีนไกลคอลและน้ำมัน ที่มีเลขพราวน์สช่วง 5.5-590 ให้ไหลภายใต้ Re ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในช่วง 80-50,000 จากการทดลองพบว่าท่อผิวครีบบสามเหลี่ยมสามมิติที่มีการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดยาวต่อเนื่องที่ $P/D=5$ มีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด และสามารถช่วยเพิ่มเลขนัสเซลท์ที่ได้ 5.8 เท่า และตัวประกอบความเสียหายเพิ่มขึ้นด้วย 6.5 เท่า สำหรับตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนอยู่ในช่วง 2.46-4.7 ในช่วงการไหลแบบราบเรียบ

Zimparov (2001) รายงานผลการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ท่อผิวลอนเอียงแบบเริ่มต้นสามลอนที่อัตราส่วนความสูงครีบบ(e/D_i)เท่ากับ 0.0407 และ 0.0569 และอัตราส่วนระยะพิชช (p/D_i)เท่ากับ 10.73 และ 7.45 ตามลำดับ ทดสอบร่วมกับแผ่นบิดที่มีอัตราส่วนการบิด(H/D_i)เท่ากับ 4.7, 5.8, 7.7, 12.2 และ 15.3 ตามลำดับ ใช้น้ำเป็นสารทำงานภายใต้ Re ในช่วง 4000-60,000 ผลการศึกษาได้แสดงให้เห็นว่าการใช้แผ่นบิดร่วมกับท่อผิวขรุขระสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงมาก สำหรับการใส่แผ่นบิดในท่อผิวลอนเอียงสามารถช่วยเพิ่มเลขนัสเซลท์ที่สูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 1.9-9.6 เท่า และตัวประกอบความเสียหายเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบ 2.4-17.9 เท่า ส่วนตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อลอนเอียงที่มีการสอดใส่แผ่นบิดมีค่าในช่วงประมาณ 2.5-3.3 ซึ่งทางผู้วิจัยได้รายงานต่อไปว่าที่ Re มากกว่า 10,000 การใช้แผ่นบิดอย่างเดียว(*twisted tape alone*)ในท่อผิวเรียบจะได้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนอยู่ในช่วงประมาณ 1.0-1.2 และหากใช้ท่อผิวภายในเป็นร่อง(*internally grooved alone*) หรือผิวท่อกภายในเป็นลอน(*internally corrugated alone*)เพียงอย่างเดียวจะได้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนในช่วงประมาณ 1.5-2.0 หากมีการศึกษา e/D_i และ p/D_i ที่เหมาะสมก็สามารถช่วยปรับปรุงตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนได้สูงมากขึ้นอาจทำได้ถึง 2.7-4.2

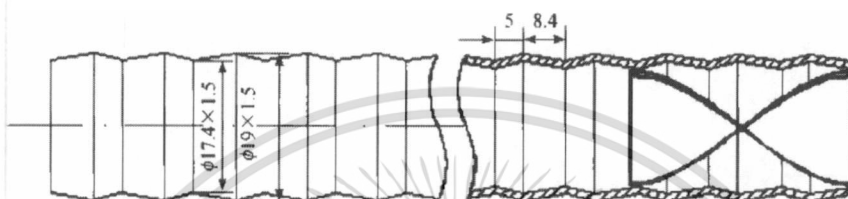
Zimparov (2002) ได้นำเสนอผลการถ่ายเทความร้อนของท่อลอนเอียงแบบเริ่มต้นลอนเดี่ยวที่อัตราส่วนความสูงครีบบ (e/D_i) เท่ากับ 0.0371 และ 0.0441 สอดใส่แผ่นบิดด้วยอัตราส่วนการบิด (H/D_i) เท่ากับ 2.7, 2.95, 3.95, 6.25 และ 7.7 ทดสอบกับน้ำที่ Re ในช่วง 4000-60,000 จากการทดลองพบว่า การสอดใส่แผ่นบิดในท่อลอนเอียงทำให้ตัวประกอบความเสียหายเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบ 5.9-12.3 เท่า แต่ช่วยเพิ่มเลขนัสเซลท์ขึ้น 2.0-6.5 เท่า



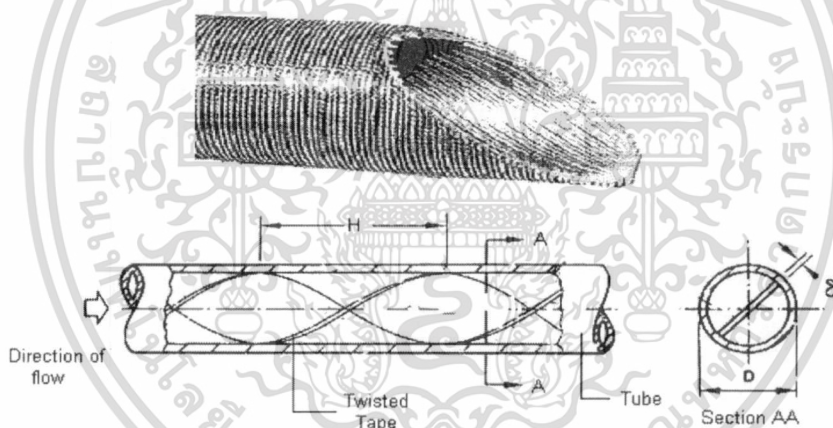
รูปที่ 2.27 ลักษณะของท่อลอนเอียงและแผ่นบิดเดี่ยวในงานวิจัยของ Zimparov (2004)

Zimparov (2004a,b) ได้ทำนายตัวประกอบความเสียหาย และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อลอนเอียงที่มีแผ่นบิดสอดใส่อยู่ภายในท่อเทียบกับผลการทดลองที่ได้จากท่อทดสอบจำนวน 57 ท่อที่มีข้อมูลทั้งหมด 570 จุดสำหรับทำนายตัวประกอบความเสียหาย และ 544 จุดสำหรับการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ในช่วงการไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้ว พบว่าผลการทำนายมีความคลาดเคลื่อนจากผลการทดลอง 15-20% ซึ่งเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยท่อลอนเอียงร่วมกับการสอดใส่แผ่นบิดจะทำให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้นอย่างมาก ด้านการคำนวณว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Mengna et al. (2007) ทดสอบการถ่ายเทความร้อนของท่อลู่เข้า-บานออก(converging-diverging tube) ที่มีแผ่นบิดเดี่ยวแบบเว้นช่วงสอดใส่ในท่อ แผ่นบิดที่ใช้ทดสอบร่วมกับท่อลู่เข้า-บานออกมีมุมการบิดเท่ากับ 180° และ 270° ด้วยอัตราส่วนการบิด($y=H/d_{min}$) เท่ากับ 2.22 และ 4.72 และใช้อัตราส่วนของช่วงว่าง($s=S/d_{min}$) เท่ากับ 14.6, 20.8, 29.2, 36.5, 48.6 และ 72.9 ตามลำดับ ทดสอบด้วยอากาศที่ Re ในช่วง 3400-20,000 จากการทดลองพบว่า ท่อลู่เข้า-บานออกที่มีแผ่นบิดเดี่ยวแบบเว้นช่วงสอดใส่ภายในท่อที่ $y=4.72$ มุมบิด 180° และ $s=48.6$ ให้ค่าเลขนัสเซิลท์สูงสุด และค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนอยู่ในช่วง 0.85-1.21 แต่ถ้าหากใช้ท่อลู่เข้า-บานออกเพียงอย่างเดียวจะมีค่าอยู่ในช่วง 1.07-1.15



รูปที่ 2.28 ลักษณะของท่อลู่เข้า-บานออกที่สอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวเว้นช่วงของ Mengna et al. (2007)



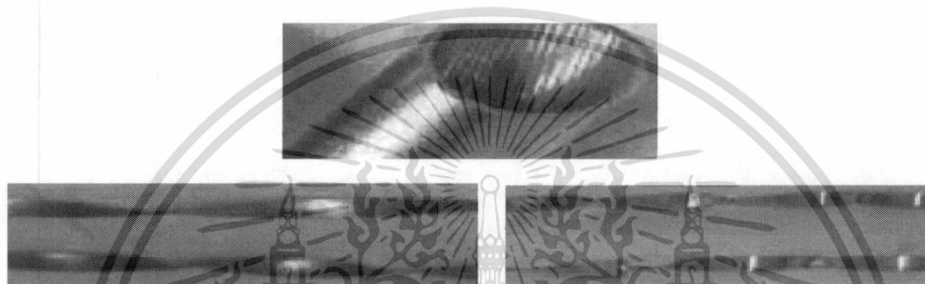
รูปที่ 2.29 ท่อฉิวร่องเกลียวและแผ่นบิดเดี่ยวในงานวิจัยของ Bharadwaj et al. (2009)

Bharadwaj et al. (2009) ได้ทดลองการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียของท่อฉิวร่องเกลียวที่ทำให้หน้าไหลตามเข็มนาฬิกา(clockwise)และสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่มีการบิดตามเข็มนาฬิกา(clockwise) และทวนเข็มนาฬิกา(anticlockwise)ที่อัตราส่วนการบิด($Y=H/D$) เท่ากับ 3.4, 7.95 และ 10.15 ทดสอบที่ Re ช่วง 300-25,000 ผลการทดลองพบว่า การใช้ท่อฉิวร่องเกลียวเพียงอย่างเดียวในช่วงการไหลแบบราบเรียบสามารถช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้ 400% และในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้ 140% แต่การใช้ท่อฉิวร่องเกลียวร่วมกับแผ่นบิดสามารถช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้ 600% ในช่วงการไหลแบบราบเรียบ และในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์ได้ 140% เท่าเดิม ขณะที่ท่อฉิวร่องเกลียวร่วมกับแผ่นบิดแบบบิดตามเข็มนาฬิกาที่ $Y=7.95$ มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงสุด อันเป็นผลจากการไหลหมุนวนและไหล

หมุนควง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Nagarajan et al. (2010) ได้ศึกษาผลของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานของท่อผิวครีบนขนาดเล็กที่มีการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบยาวต่อเนื่องกับแผ่นบิตเดี่ยวที่บิตสลับซ้าย-ขวา ที่อัตราส่วนการบิต ($Y=H/d$) เท่ากับ 7.44, 8.28 และ 11.17 ทดลองด้วยน้ำที่ Re ในช่วง 5300-12,000 พบว่า ท่อผิวครีบนขนาดเล็กที่มีการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสลับซ้าย-ขวามีค่าการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทาน และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตแบบยาวต่อเนื่อง โดยช่วยเพิ่มเลขนัสเซลที่ได้สูงสุดถึง 3.284 เท่า และตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้น 6.57 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ สำหรับตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าสูงสุดในช่วง 1.49-1.82 ซึ่งเกิดขึ้นกับท่อผิวครีบนขนาดเล็กที่มีการสอดใส่แผ่นบิตที่ $Y=7.44$ แบบบิตสลับซ้าย-ขวา ผลต่างๆ ที่เกิดขึ้นสอดคล้องกับการไหลหมุนวนบริเวณผนังท่อและการไหลหมุนควงบริเวณใจกลางท่อ



รูปที่ 2.30 ท่อผิวครีบนขนาดเล็กและแผ่นบิตเดี่ยวในงานวิจัยของ Nagarajan et al. (2010)

2.6 แนวทางการศึกษาวิจัย

จากอดีตจนถึงปัจจุบันมีงานวิจัยจำนวนมากที่ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การศึกษาทั้งหลายมุ่งเน้นรูปแบบการไหลปั่นป่วน การไหลหมุนวน และการไหลหมุนควงจากอุปกรณ์ที่สร้างขึ้นมาเช่น ใบพัด วงแหวนทรงกรวย ขดลวดสปริง แผ่นเอียง แผ่นกั้น แผ่นบิต ลวดตาข่ายและอีกมากมาย ส่วนการสร้างพื้นผิวของท่อให้ขรุขระเช่น ผิวครีบน ผิวสามเหลี่ยม สามมิติ ผิวลอน ผิวครีบนเกลียว เป็นต้น สำหรับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการสอดใส่แผ่นบิตในท่อเกลียวที่มีความสูงและระยะพิตช์ของครีบนที่ค่าต่างๆ แล้วนำท่อเกลียวที่ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนที่สูงที่สุดไปพัฒนาปรับปรุงให้มีการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงขึ้นไปอีก โดยใช้แผ่นบิตเป็นตัวสร้างการไหลหมุนควงบริเวณใจกลางท่อ เหนี่ยวนำให้ของไหลขึ้นไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับผนังท่อให้มากขึ้นอีก กระแสการไหลหมุนควงมีทั้งหมุนควงเดี่ยวและหมุนควงคู่ มีทั้งแบบหมุนตาม หมุนสวนทาง และหมุนควงสวนทางกันเอง ซึ่งได้จากแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่ที่อัตราส่วนการบิตต่างๆ จนไปถึงอัตราส่วนการบิตสูงๆ การใช้ความสูงของครีบนท่อร่วมกับการไหลหมุนควงคู่จะส่งผลทำให้มีการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงมากยิ่งขึ้น สำหรับใช้เป็นทางเลือกในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในภาคครัวเรือนและอุตสาหกรรมต่อไปในอนาคต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 บทนำ

บทนี้กล่าวถึง ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้ โดยพิจารณาการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบการพาความร้อนแบบบังคับสำหรับการไหลภายในท่อกลม เนื้อหาส่วนนี้ได้อธิบายถึงการไหลภายในท่อ ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ รูปร่างความเร็วของของไหลที่เข้าสู่การพัฒนาปรับตัวเต็มที่ ตัวประกอบความเสียดทาน การถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิเฉลี่ย การสมมูลพลังงาน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางด้วยวิธีผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม สหพันธ์การพาความร้อนกรณีไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อกลม การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกันรูปวงแหวน การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อและทฤษฎีของการสร้างสหพันธ์ด้วยสมการถดถอย ทั้งหมดเป็นศาสตร์ทางด้านการไหลและความร้อน เพื่อใช้เป็นความรู้พื้นฐานในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทานและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของการศึกษาวิจัยการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

3.2 การไหลภายในท่อกลม

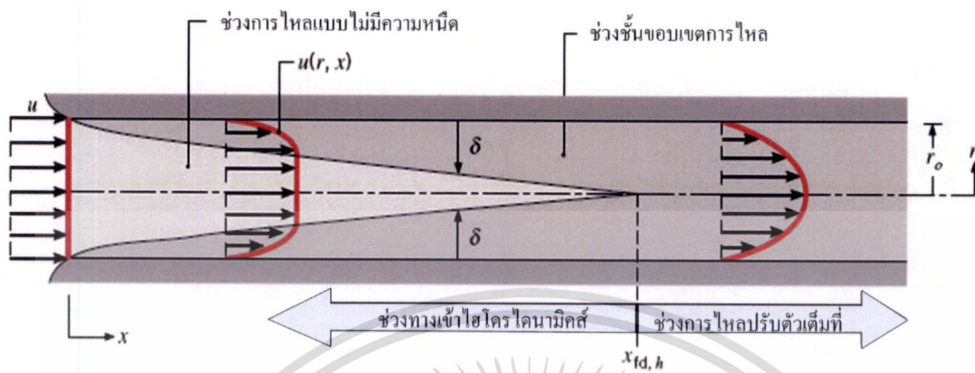
การไหลภายในท่อเป็นการไหลที่ถูกกักและล้อมรอบด้วยผนังท่อ ในช่วงเริ่มต้นก่อนของไหลจะไหลเข้าสู่ท่อ ของไหลมีรูปร่างความเร็วคงที่สม่ำเสมอ(uniform velocity) และเมื่อของไหลไหลเข้าไปในท่อแล้วและสัมผัสกับพื้นผิวของท่อ จากเงื่อนไขไม่ลื่นไถล(no slip condition) ทำให้ของไหลที่ไหลเข้าสู่ท่อต้องลดความเร็วลงมาเท่ากับศูนย์ที่ผนังท่อก่อให้เกิดเป็นรูปร่างความเร็ว(velocity profile)ขึ้น และรูปร่างของความเร็วนี้จะพัฒนาขึ้นตามความหนาของชั้นขีดผิว(boundary layer)ขึ้นบนผนังท่อ และความหนาของชั้นขีดผิวนี้จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ จนเบียดชนกันบริเวณเส้นกึ่งกลางท่อ ทำให้รูปร่างความเร็วที่ตำแหน่งนี้และหลังจากนี้จะไม่เปลี่ยนแปลงแล้วยกเว้นการเปลี่ยนทิศทางการไหลหรือเปลี่ยนขนาดของท่อจะทำให้รูปร่างความเร็วเปลี่ยนอีกครั้ง ช่วงการไหลจากทางเข้าไปจนถึงจุดที่ความเร็วไม่เปลี่ยนรูปร่างแล้วเรียกว่า “ช่วงการไหลบริเวณทางเข้าไฮโดรไดนามิกส์(hydrodynamics entrance region)” และเรียกความยาวของท่อในการไหลช่วงนี้ว่า “ความยาวช่วงทางเข้า(entrance length)” ส่วนการไหลในช่วงที่รูปร่างความเร็วของของไหลไม่เปลี่ยนแปลงแล้วเรียกว่า “ช่วงบริเวณการไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้ว(fully developed region)”

กรณีการไหลแบบราบเรียบรูปร่างความเร็วจะมีลักษณะเป็นรูปพาราโบลา แต่การไหลแบบปั่นป่วนจะมีลักษณะเป็นรูปค่อนข้างแบนราบ ซึ่งการไหลช่วงนี้จะใช้สำหรับทำการทดสอบค่าต่างๆ สิ่งสำคัญสำหรับการไหลภายในท่อควรพิจารณาว่าเป็นการไหลแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วนจากเลขเรย์โนลด์ กรณีการไหลในท่อกลมสามารถคำนวณเลขเรย์โนลด์ได้ดังนี้

$$Re_D = \frac{\rho \bar{U} D}{\mu} \quad (3.1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ ρ คือ ความหนาแน่นของของไหลภายในท่อ, \bar{U} คือ ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ, D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ และ μ คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากการไหลแบบราบเรียบเป็นการไหลแบบปั่นป่วนจะใช้เลขเรย์โนลด์ต์วิกฤติเป็นตัวกำหนดจาก $Re_{D,c} \approx 2300$ และเป็นการไหลแบบปั่นป่วนอย่างสมบูรณ์เมื่อ $Re_D \geq 4000$



รูปที่ 3.1 การเติบโตของชั้นขอบเขตของการไหลแบบราบเรียบภายในท่อกลม

ความยาวช่วงบริเวณทางเข้า ($x_{fd,h}$) ของการไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้วสำหรับการไหลแบบราบเรียบ ($Re_D \leq 2300$) ในท่อกลม คำนวณจากสมการ

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{\text{lam}} \approx 0.05 Re_D \quad (3.2)$$

กรณีการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม ($Re_D \geq 4000$) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาความยาวช่วงบริเวณทางเข้าที่การไหลพัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้ว รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์ และถูกประมาณด้วยสมการ

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{\text{turb}} \leq 60 \quad (3.3)$$

3.3 ความเร็วเฉลี่ย

เนื่องจากความเร็วภายในท่อบนพื้นที่หน้าตัดใดๆ จะแปรเปลี่ยนทั้งหน้าตัดดังนั้นจึงนำความเร็วเฉลี่ย (\bar{U}) ไปใช้งานแทน โดยนิยามว่า “อัตราการไหลเชิงมวลคือ ความเร็วเฉลี่ยคูณกับความหนาแน่นของของไหลและพื้นที่หน้าตัดของท่อ” ตามสมการ

$$\dot{m} = \rho \bar{U} A_c \quad (3.4)$$

สำหรับการไหลภายในท่อในสภาวะคงตัวที่อัดตัวไม่ได้ที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ อัตราการไหลเชิงมวลและความเร็วเฉลี่ยย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ สำหรับท่อกลม ($A_c = \pi D^2/4$) ค่าเลขเรย์โนลด์ต์สรุปเป็น

เอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (3.5)$$

เนื่องจากอัตราการไหลเชิงมวลอาจหาได้จากการอินทิเกรตฟลักซ์มวล (ρu) ตลอดทั้งหน้าตัด

$$\dot{m} = \int_{A_c} \rho u(r,x) dA_c \quad (3.6)$$

สำหรับการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ภายในท่อกลม

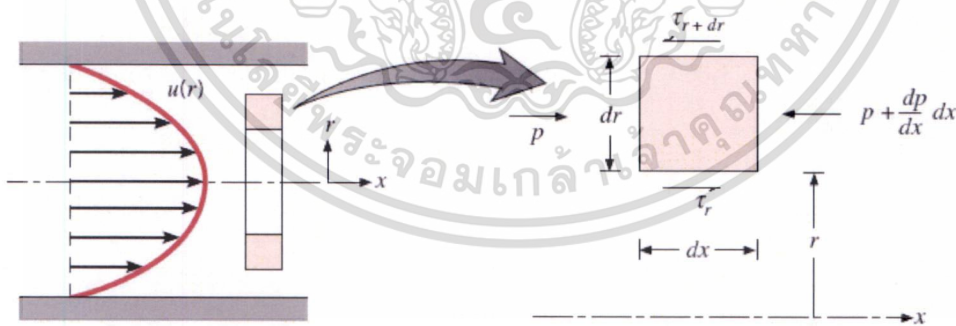
$$\bar{U} = \frac{\int_{A_c} \rho u(r,x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\rho\pi}{\rho\pi r_o^2} \int_0^{r_o} u(r,x)r dr = \frac{2}{r_o} \int_0^{r_o} u(r,x)r dr \quad (3.7)$$

ทำให้หาค่าความเร็วเฉลี่ยที่ตำแหน่ง x ใดๆ ได้ทันทีเมื่อรูปร่างความเร็วที่ตำแหน่งนั้น

3.4 รูปร่างความเร็วของของไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่

รูปร่างของความเร็วสามารถหาได้ สำหรับการไหลแบบราบเรียบของของไหลที่คุณสมบัติคงที่แบบอัดตัวไม่ได้ ในช่วงที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้วของท่อกลม (สำหรับการไหลปั่นป่วน ส่วนใหญ่ต้องอาศัยผลจากการทดลองเป็นหลัก) โดยทั่วไปจะเป็นฟังก์ชันของรัศมี สิ่งสำคัญสำหรับเงื่อนไขข้างต้นคือ ค่าความเร็วในแนวรัศมีและการเปลี่ยนแปลงของความเร็วตามแนวแกนทุกๆ แห่งมีค่าเป็นศูนย์ $v=0$ และ $(\partial u/\partial x)=0$ ดังนั้นความเร็วตามแนวแกนจะมีค่าขึ้นอยู่กับ r เท่านั้น $u(x,r)=u(r)$

ความเร็วตามแนวแกนหาได้จากการแก้สมการที่เหมาะสมของสมการโมเมนตัมตามแนว x หรือหาโดยสมดุลการอนุรักษ์โมเมนตัมได้ตามรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียลสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ของไหลพัฒนาปรับตัวเต็มที่ในท่อกลม

สำหรับอิลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียลรูปวงแหวนแสดงในรูปที่ 3.2 สามารถสมดุลแรงได้ดังนี้

$$\tau_r(2\pi r dx) - \left\{ \tau_r(2\pi r dx) + \frac{d}{dr} [\tau_r(2\pi r dx)] dr \right\}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$+ p(2\pi r dr) - \left\{ p(2\pi r dr) + \frac{d}{dx} [p(2\pi r dr)] dx \right\} = 0 \quad (3.8)$$

ซึ่งลดรูปเป็น

$$-\frac{d}{dr}(r\tau_r) = r \frac{dp}{dx} \quad (3.9)$$

จากกฎความหนืดของนิวตัน เราทราบว่า $\tau_r = \mu \frac{du}{dr}$

ดังนั้นสมการ (3.9) กลายเป็น

$$\frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{du}{dr} \right) = \frac{dp}{dx} \quad (3.10)$$

เนื่องจากเกรเดียนต์ของความดันนั้นไม่ขึ้นกับ r ดังนั้นเราสามารถอินทิเกรต (3.10) ได้

$$r \frac{du}{dr} = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{2} + C_1 \quad (3.11)$$

และ

$$u(r) = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{4} + C_1 \ln r + C_2 \quad (3.12)$$

จากเงื่อนไขที่ขอบ $u(r_o) = 0$ และ $\frac{du}{dr} \Big|_{r=r_o} = 0$ จะได้

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) r_o^2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (3.13)$$

ดังนั้นรูปร่างความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่พัฒนาตัวเต็มที่แล้วจะเป็นรูปพาราโบลา สังเกตได้ว่าเกรเดียนต์ของความดัน (dp/dx) ต้องเป็นลบเสมอ ผลลัพธ์ที่กล่าวมานี้อาจใช้หาค่าความเร็วเฉลี่ยได้โดยแทนสมการ (3.13) ลงในสมการ (3.7) แล้วทำการอินทิเกรตจะได้

$$\bar{U} = -\frac{r_o^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (3.14)$$

แทนสมการ (3.14) ลงในสมการ (3.13) จะได้รูปร่างของความเร็วเป็น

$$\frac{u(r)}{\bar{U}} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (3.15)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากความเร็วเฉลี่ยสามารถคำนวณได้จากอัตราการไหลเชิงมวล ดังนั้นสมการ (3.14) สามารถใช้หาเกร์เดียนของความดันได้

3.5 เกร์เดียนของความดันและตัวประกอบความเสียดทานในการไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่

ปกติวิศวกรมักให้ความสนใจกับความดันสูญเสียจากการไหลภายในท่อ เพราะตัวแปรนี้เกี่ยวข้องกับการหาขนาดกำลังปั๊ม การหาความดันสูญเสียจะใช้ตัวประกอบความเสียดทานจากแผนภาพของ Moody หรือสมการของ Darcy ซึ่งเป็นตัวแปรไร้มิติถูกนิยามดังนี้

$$f \equiv \frac{-(dp/dx)D}{\rho \bar{U}^2/2} \quad (3.16)$$

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทานบางครั้งเรียกว่า “ตัวประกอบความเสียดทานเฟนนิ่ง” ซึ่งถูกนิยามตามมาคือ

$$C_f \equiv \frac{\tau_s}{\rho \bar{U}^2/2} \quad (3.17)$$

เพราะว่าแรงเฉือนบนผิวของของไหลเท่ากับ(ทิศทางตรงกันข้าม) แรงบนผิวของของไหล ดังนั้นความเค้นเฉือนบนผิวกำหนดเป็น $\tau_s = -\mu(du/dr)|_{r=r_o}$ ได้

$$C_f = \frac{f}{4} \quad (3.18)$$

แทนค่าสมการ(3.1) และสมการ (3.14) ลงไปในสมการ (3.16)

สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ของไหลพัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้ว ตัวประกอบความเสียดทานคำนวณได้จาก

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (3.19)$$

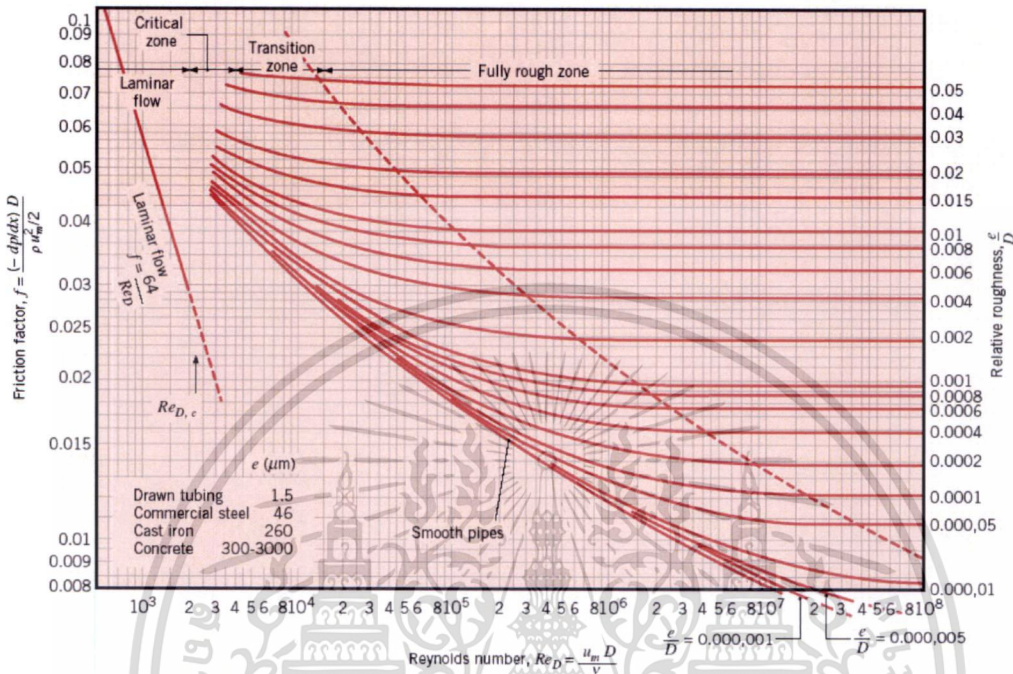
สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ของไหลพัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้ว การวิเคราะห์ที่ยู่ยากมากกว่าต้องใช้ผลจากการทดลอง ซึ่งตัวประกอบความเสียดทานที่ค่าเลขเรย์โนลด์ในช่วงกว้างๆ ได้แสดงในไดอะแกรมของมูดี้ (Moody) รูปที่ 3.3 ตัวประกอบเสียดทานจะขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์และสภาพพื้นผิวของท่อ ท่อผิวเรียบจะมีตัวประกอบเสียดทานน้อยสุดและมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อค่าความขรุขระ (e) ของผิวท่อเพิ่มสูงขึ้น สหพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสำหรับท่อผิวเรียบถูกประมาณได้ดังนี้

$$f = 0.316Re_D^{-1/4} \quad Re_D \leq 2 \times 10^4 \quad (3.20)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ $f = 0.184Re_D^{-1/5}$ สำหรับ $Re_D \geq 2 \times 10^4$ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ (3.21) การค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และอีกหนึ่งสหพันธ์ของตัวประกอบความเสียดทานสำหรับท่อผิวเรียบที่ใช้ในช่วงเลขเรย์โนลด์กว้างๆ ถูกพัฒนาโดย Petukhov คือ

$$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq Re_D \leq 2 \times 10^6 \quad (3.22)$$



รูปที่ 3.3 ตัวประกอบความเสียดทานสำหรับการไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มทีในท่อกกลม

สังเกตว่าค่าตัวประกอบความเสียดทานจะคงที่ในช่วงการไหลที่รูปร่างการไหลพัฒนาปรับตัวเต็มทีแล้ว จากสมการ(3.16) ความดันสูญเสีย ($\Delta p = p_1 - p_2$) ที่เกี่ยวข้องกับช่วงการไหลที่รูปร่างการไหลพัฒนาปรับตัวเต็มทีแล้วจากตำแหน่ง x_1 ถึง x_2 ในแนวแกนอาจจะแสดงได้ดังนี้

$$\Delta p = -\int_{p_1}^{p_2} dp = f \frac{\rho \bar{U}^2}{2D} \int_{x_1}^{x_2} dx = f \frac{\rho \bar{U}^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (3.23)$$

โดยที่ค่าตัวประกอบความเสียดทานหาได้จากรูปที่ 3.3 หรือจากสมการ (3.19) หรือ (3.20) สำหรับการไหลแบบราบเรียบ และสมการ (3.21) หรือ (3.22) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกกลมผิวเรียบ ดังนั้นกำลังของปั๊มที่ต้องการ เพื่อเอาชนะความต้านทานจากการไหลที่เกี่ยวข้องกับความดันสูญเสียอาจจะแสดงได้ดังนี้

$$\text{Power} = (\Delta p) \dot{V} \quad (3.24)$$

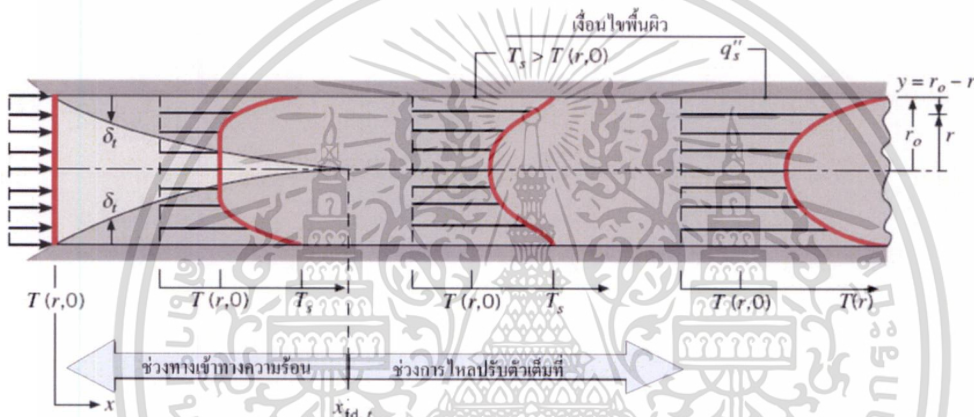
เมื่อ \dot{V} คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรมาจากเทอมของ $\dot{V} = \dot{m} / \rho$ สำหรับของไหลที่อัดตัวไม่ได้ และ ความดันสูญเสียคำนวณจาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Delta p = f \frac{\rho L \bar{U}^2}{2D} \quad (3.25)$$

3.6 การถ่ายเทความร้อน

จากที่ได้ทบทวนกลศาสตร์ของไหลของการไหลภายในท่อไปแล้ว ต่อมาจะพิจารณาอิทธิพลทางความร้อนกันบ้าง ถ้าของไหลไหลเข้าไปในท่อตามรูปที่ 3.4 ด้วยอุณหภูมิคงที่สม่ำเสมอ $T(r,0)$ และมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิที่ผิวท่อ การพาความร้อนจะเกิดขึ้นและชั้นขอบเขตหรือชั้นขีดผิวการไหลของความร้อนจะเริ่มก่อตัวขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าสภาวะที่ผิวของท่อคงที่ อาจเป็นอุณหภูมิผิวคงที่สม่ำเสมอ ($T_s = \text{คงที่}$) หรือ ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่สม่ำเสมอ ($q_s'' = \text{คงที่}$) สภาวะการพัฒนาเชิงความร้อนเริ่มปรับตัวขึ้น ในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้วจะแตกต่างกันตามเงื่อนไขไม่ว่าอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่



รูปที่ 3.4 การเติบโตของชั้นขอบเขตเชิงความร้อนของการไหลภายในท่อกลม

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ระยะความยาวของทางเข้าสำหรับการพัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้วทางความร้อน พิจารณาจากสมการ (3.26)

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 Re_D Pr \quad (3.26)$$

การเปรียบเทียบบริเวณทางเข้า (Entrance region) ของอุณหภูมิตามสมการ (3.26) กับสมการของความเร็ว (3.2) พบว่าต่างกันที่ค่าเลขพรานส์ (Pr) เท่านั้น จึงพอสรุปได้ว่า ถ้า $Pr > 1$ ไฮโดรไดนามิกส์ชั้นขอบเขตการไหลขยายเร็วกว่าชั้นขอบเขตการไหลของความร้อนมาก ($x_{fd,h} < x_{fd,t}$) และในทางตรงข้ามถ้า $Pr < 1$ สำหรับค่าเลข Pr สูง ๆ เช่น น้ำมัน ($Pr \geq 100$) แล้ว $x_{fd,h}$ จะมีค่าน้อยกว่า $x_{fd,t}$ มาก และอาจสมมติได้ว่ารูปร่างของความเร็วที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้วมีตลอดช่วงบริเวณทางเข้าของความร้อน

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมจะไม่คำนึงถึงเลขพรานส์และคำนวณโดยตรงได้จากสมการ (3.27) เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{urb} \approx 10 \quad (3.27)$$

3.7 อุณหภูมิเฉลี่ย

อุณหภูมิเฉลี่ยทั้งปริมาตรของของไหล ขณะที่ไหลผ่านท่อกลมพิจารณาจากพลังงานที่ถ่ายเทโดยของไหลขณะที่ไหลผ่านหน้าตัดท่อหนึ่ง อัตราของพลังงานความร้อนที่เกิดการถ่ายเท (\dot{E}_t) อาจได้มาจากการอินทิเกรตผลคูณของฟลักซ์มวล (ρu) กับพลังงานภายในต่อหนึ่งหน่วยมวล ($c_v T$) บนหน้าตัดท่อ คือ

$$\dot{E}_t = \int_{A_c} \rho u c_v T dA_c \quad (3.28)$$

ถ้าอุณหภูมิเฉลี่ยถูกนิยามเช่นกันว่า

$$\dot{E}_t \equiv \dot{m} c_v T_m \quad (3.29)$$

จะได้อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ

$$T_m = \frac{\int_{A_c} \rho u c_v T dA_c}{\dot{m} c_v} \quad (3.30)$$

สำหรับการไหลที่อัดตัวไม่ได้ในท่อกลม ซึ่งค่า c_v คงที่ แทนสมการ(3.4) ลงในสมการ(3.30) จะได้

$$T_m = \frac{2}{U r_o^2} \int_0^{r_o} u T r dr \quad (3.31)$$

ค่าของ T_m จะเปลี่ยนตามแนว x ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหล ซึ่งต่างจากความเร็วเฉลี่ยจะมีค่าคงที่สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

3.8 กฎการเย็นตัวของนิวตัน

อุณหภูมิเฉลี่ยเป็นอุณหภูมิที่เหมาะสมกับการอ้างอิงถึงการไหลภายในท่อ จากกฎการเย็นตัวของนิวตันอาจแสดงฟลักซ์ความร้อน (q_s'') ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใดๆ ได้ดังนี้

$$q_s'' = h(T_s - T_m) \quad (3.32)$$

ซึ่ง h คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ อย่างไรก็ตามมีความแตกต่างกันระหว่าง T_m และ T_∞ เนื่องจาก T_∞ คงที่ในทิศทางของการไหล ส่วน T_m ต้องเปลี่ยนแปลงตามทิศทาง นั่นคือ dT_m/dx จะไม่เป็นศูนย์หากมีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น ซึ่งค่าของ T_m จะเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตามระยะ x เมื่อการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นจากผิวสู่ของไหล ($T_s > T_m$) ค่าของ T_m จะลดลงตามระยะ x ถ้าหากการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นจากของไหลสู่ผิว ($T_s < T_m$)

3.9 สถานะการพัฒนาปรับตัวเต็มที่

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้นจริงระหว่างผิวและของไหลนั้นคืออุณหภูมิของไหลยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ x สิ่งหนึ่งที่ยากรู้คือเกิดสถานะการพัฒนาปรับตัวเต็มที่เชิงความร้อนแล้วหรือยัง สถานการณ์นี้จะแตกต่างไปจากกรณีของการไหลของของไหลที่ $(\partial u/\partial x) = 0$ ในช่วงบริเวณที่การไหลพัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้ว ในทางกลับกันถ้ามีการพาความร้อน (dT_m/dx) เช่นเดียวกับ $(\partial T/\partial x)$ ที่รัศมี r ใดๆ จะไม่เป็นศูนย์ ผลที่ตามมาคือรูปร่างของอุณหภูมิ $T(r)$ จะเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x ซึ่งเปรียบเสมือนว่า สถานะการพัฒนาปรับตัวเต็มที่ของอุณหภูมิไม่เคยเกิดขึ้นเลย ปรากฏการณ์นี้ต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปของอุณหภูมิไร้มิติเพื่อให้ได้เงื่อนไขตามที่ต้องการ

ความแตกต่างของอุณหภูมิไร้มิติในรูป $(T_s - T)/(T_s - T_m)$ ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่มีอยู่จริง อัตราส่วนนี้จะเป็นอิสระกับ x นั่นคือถึงแม้ว่า $T(r)$ ยังคงเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x แต่รูปร่างสัมพันธ์ของ profile นี้จะไม่เปลี่ยนแปลง และการไหลแบบนี้เรียกว่า “การไหลพัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้วทางความร้อน (Thermally fully developed)” จะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right]_{fd,1} = 0 \quad (3.33)$$

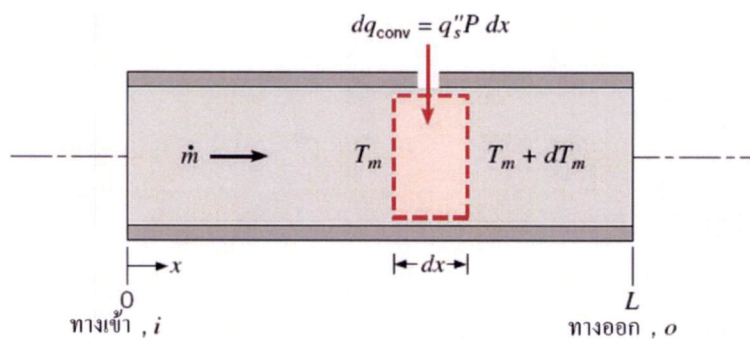
เมื่อ T_s คือ อุณหภูมิที่ผิวท่อ, T คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ และ T_m คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ

เงื่อนไขที่กำหนดให้สำหรับสมการ (3.33) ซึ่งจะเกิดขึ้นในท่อ อาจเป็นกรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิว q_s'' คงที่หรืออุณหภูมิพื้นผิว T_s คงที่ก็ได้ เงื่อนไขที่ผิวแบบนี้เกิดขึ้นมากในทางวิศวกรรม เช่น ในผนังท่อที่ได้รับความร้อนจากไฟฟ้าหรือผิวภายนอกได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีอย่างสม่ำเสมอ จะเป็นกรณีของ q_s'' คงที่ ส่วนกรณี T_s คงที่ จะเกิดขึ้นถ้ามีการเปลี่ยนสถานะ (เนื่องจากการเดือดหรือการควบแน่น) เกิดขึ้นที่ผิวภายนอก จากที่กล่าวมาพอเชื่อได้ว่าอุณหภูมิเฉลี่ยเป็นตัวแปรที่สำคัญมากสำหรับการไหลภายในท่อ เพื่อจะอธิบายการไหลนั้นๆ จำเป็นต้องรู้การแปรเปลี่ยนของมันกับค่า x การแปรเปลี่ยนนี้หาได้โดยการประยุกต์การสมดุลพลังงานทั้งหมดกับการไหล

3.10 การสมดุลพลังงาน

พิจารณาการไหลในท่อตามรูปที่ 3.5 ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่ \dot{m} และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหล รวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางตามแนวแกนจะไม่นำมาคิด ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลลา ซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อ จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนและงานจากการไหลเท่านั้น งานของการไหลเป็นงานที่ใช้เคลื่อนของไหลผ่านปริมาตรควบคุมคิดต่อหน่วยมวลของไหล และอยู่ในรูปของผลคูณของความดัน p กับปริมาตรจำเพาะ v ($v = 1/\rho$)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ

การประยุกต์กฎการอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 3.5 และจากนิยามของอุณหภูมิเฉลี่ย (T_m) จะได้

$$dq_{conv} + \dot{m}(c_v T_m + pv) - \left[\dot{m}(c_v T_m + pv) + \dot{m} \frac{d(c_v T_m + pv)}{dx} dx \right] = 0 \quad (3.34)$$

หรือ

$$dq_{conv} = \dot{m} d(c_v T_m + pv) \quad (3.35)$$

ถ้าของไหลเป็นแก๊สในอุดมคติ ($pv = RT_m$ และ $c_p = c_v + R$) c_p สมมติเป็นค่าคงที่ สมการ (3.35) ลดรูปลงไปเป็น

$$dq_{conv} = \dot{m} c_p dT_m \quad (3.36)$$

สมการนี้ใช้ได้ดีกับของเหลวที่อัดตัวไม่ได้เช่นกัน ในกรณีนี้ $c_v = c_p$ เพราะว่า v น้อยมากๆ $d(pv)$ โดยทั่วไปจะน้อยกว่า $d(c_v T_m)$ มากจนตัดทิ้งได้ รูปของสมการ (3.36) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ จะได้

$$q_{conv} = \dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (3.37)$$

โดยที่ q_{conv} เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมของท่อ

สมการ(3.36) อาจเปลี่ยนไปอยู่ในรูปที่สะดวกขึ้นโดยใช้สมการอัตราการพาความร้อนต่อปริมาตรควบคุมคือ $q_{conv} = q''_s P dx$ ค่า P เป็นเส้นรอบรูป(สำหรับท่อกลม $P = \pi D$) แทนค่าลงในสมการ (3.32) จะได้ว่า

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q''_s P}{\dot{m} c_p} = \frac{P}{\dot{m} c_p} h(T_s - T_m) \quad (3.38)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำตอบของสมการ(3.38) สำหรับค่า $T_m(x)$ จะขึ้นอยู่กับเงื่อนไขความร้อนที่ผิว อาจเป็นกรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ หรืออุณหภูมิที่ผิวคงที่ก็ได้

3.11 การสมดุลพลังงานกรณีอุณหภูมิผิวคงที่

ผลลัพธ์สำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมและการกระจายของอุณหภูมิจะแตกต่างจากกรณีของฟลักซ์ความร้อนคงที่ที่ผิวโดยสิ้นเชิง สำหรับสภาวะที่อุณหภูมิคงที่ที่ผิวกรณีนี้ นิยาม ΔT เป็น $T_s - T_m$ สมการ(3.38) อาจจะเขียนใหม่ได้เป็น

$$\frac{dT_m}{dx} = -\frac{d(\Delta T)}{dx} = -\frac{P}{mc_p} h \Delta T \quad (3.39)$$

ทำการแยกตัวแปรและอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ

$$\int_{\Delta T_i}^{\Delta T_o} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -\frac{P}{mc_p} \int_0^L h dx \quad (3.40)$$

หรือ

$$\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = -\frac{PL}{mc_p} \left(\frac{1}{L} \int_0^L h dx \right) \quad (3.41)$$

จากนิยามของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยจะได้

$$\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = -\frac{PL}{mc_p} \bar{h}_L \quad (T_s = \text{คงที่}) \quad (3.42)$$

เมื่อ \bar{h}_L หรือ \bar{h} เป็นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยทั่วทั้งท่อ และจัดรูปใหม่

$$\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \frac{T_s - T_{m,o}}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{PL}{mc_p} \bar{h}\right) \quad (T_s = \text{คงที่}) \quad (3.43)$$

ทำการอินทิเกรตจากทางเข้าท่อถึงตำแหน่ง x ใดๆ ในแนวแกนภายในท่อ จะได้

$$\frac{T_s - T_m(x)}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{Px}{mc_p} \bar{h}\right) \quad (T_s = \text{คงที่}) \quad (3.44)$$

เมื่อ \bar{h} ในสมการนี้เป็นค่าเฉลี่ยของ h จากทางเข้าท่อถึง x สมการนี้ชี้ให้เห็นว่าความแตกต่างของอุณหภูมิ ($T_s - T_m$) ลดลงเป็นเอ็กซ์โพเนนเชียลกับระยะทางตามแนวแกนของท่อ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การหาสมการสำหรับการถ่ายเทความร้อนรวม (q_{conv}) นั้นยุ่งยากมากกับธรรมชาติของเอ็กซ์โพเนนเชียลของการลดลงของอุณหภูมิ อาจเขียนสมการ (3.37) ใหม่ได้เป็น

$$q_{conv} = mc_p [(T_s - T_{m,i}) - (T_s - T_{m,o})] = mc_p (\Delta T_i - \Delta T_o) \quad (3.45)$$

และแทนค่า mc_p จากสมการ(3.42) จะได้เป็น

$$q_{conv} = \bar{h} A_s \Delta T_{lm} \quad (T_s = \text{คงที่}) \quad (3.46)$$

เมื่อ A_s เป็นพื้นที่ของผิวท่อ ($A_s = P.L$) และ ΔT_{lm} เป็นความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึมคำนวณได้จาก

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} \quad (3.47)$$

3.12 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนี้ถูกนิยามอยู่ในเทอมของความต้านทานความร้อนต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิด สัมประสิทธิ์นี้หาได้โดยการรวมความต้านทานการนำความร้อนและการพาความร้อนระหว่างของไหล ถูกแยกโดยระนาบหลายชั้น และผนังทรงกระบอกต่างๆ เข้าด้วยกันและผลลัพธ์เหล่านี้ใช้ได้เฉพาะกรณีผิวสะอาดไม่มีครีบท่อนั้น ระหว่างการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ปกติพื้นผิวของมันย่อมต้องสกปรก เนื่องจากสิ่งที่จะจับอยู่ในของไหล สนิม หรือปฏิกิริยาต่างๆ ระหว่างของไหลและวัสดุผนัง เป็นผลให้มีตะกอนหรือคราบสกปรกบางๆ บนผิว ซึ่งสามารถเพิ่มความต้านทานต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลทั้งสองชนิด ผลนี้สามารถแก้ไขโดยใส่ค่าความต้านทานเพิ่มเติมเข้าไปเรียกว่า “เฟว์ลิงแฟคเตอร์ (R)” ค่านี้จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิทำงาน ความเร็วของของไหล และระยะเวลาการบำรุงรักษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมกรณีเป็นผิวที่ไม่มีครีบบนแสดงได้ดังนี้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_i}{A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_o}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.48)$$

โดยตัวห้อย i และ o อ้างถึงผิวภายในและภายนอกท่อหรือบางครั้งอาจใช้เป็นของไหลร้อนกับของไหลเย็นก็ได้ ขณะที่ $A_i = \pi D_i L$ และ $A_o = \pi D_o L$ เป็นพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของพื้นผิวภายในและภายนอกท่อตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

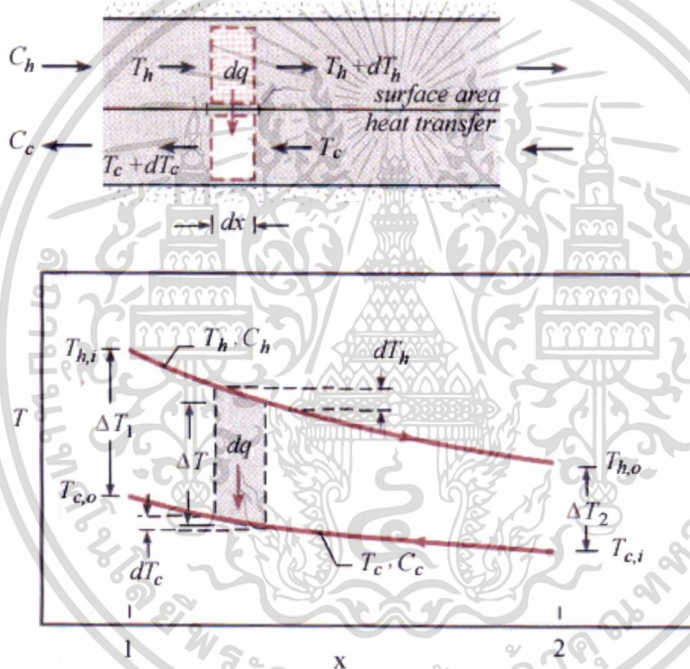
3.13 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธี LMTD

พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้น ของไหลอาจไหลแบบขนานกัน (parallel flow) หรือไหลสวนทางกัน(counter flow) ก็ได้ แต่ในหัวข้อนี้จะพิจารณาเฉพาะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันเท่านั้นโดยพิจารณาจากรูปที่ 3.6 ซึ่งความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังของพื้นที่ dA อาจเขียนได้เป็น

$$dq = -\dot{m}_h c_{p,h} dT_h = \dot{m}_c c_{p,c} dT_c \quad (3.49)$$

ทำนองเดียวกันการถ่ายเทความร้อนอาจเขียนได้ในรูป

$$dq = U(T_h - T_c)dA \quad (3.50)$$



รูปที่ 3.6 การกระจายตัวของอุณหภูมิสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง

จากสมการ(3.49) เขียนได้เป็น

$$dT_h = -dq / (\dot{m}_h c_{p,h}) = -dq / C_h \quad (3.51)$$

$$dT_c = dq / (\dot{m}_c c_{p,c}) = dq / C_c$$

โดย \dot{m} แทนอัตราการไหลเชิงมวล และ c_p เป็นความร้อนจำเพาะของของไหล ส่วน $C = \dot{m}c_p$ เท่ากับ อัตราความจุความร้อนของของไหลตั้งนั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -dq \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (3.52)$$

หาค่า dq จากสมการ(3.50) และแทนลงในสมการ (3.52) จะได้

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) dA \quad (3.53)$$

ทำการอินทิเกรตสมการ(3.49) จากเงื่อนไข 1 ไป 2 (จากทางเข้าถึงทางออก) แล้วนำมาเขียนใหม่จะได้

$$\frac{\ln(T_{h,2} - T_{c,2})}{T_{h,1} - T_{c,1}} = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (3.54)$$

ทำการอินทิเกรตสมการ(3.51) จากเงื่อนไข 1 ไป 2 (จากทางเข้าถึงทางออก) จะได้

$$\begin{aligned} \dot{m}_h c_{p,h} &= q / (T_{h,1} - T_{h,2}) = C_h \\ \dot{m}_c c_{p,c} &= q / (T_{c,2} - T_{c,1}) = C_c \end{aligned} \quad (3.55)$$

แทนกลับเข้าไปในสมการ(3.54) จะได้

$$\begin{aligned} q &= UA \frac{(T_{h,2} - T_{c,2}) - (T_{h,1} - T_{c,1})}{\ln[(T_{h,2} - T_{c,2}) / (T_{h,1} - T_{c,1})]} = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \\ q &= UA \Delta T_{lm} \end{aligned} \quad (3.56)$$

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง(counter flow heat exchanger) สามารถหาค่าเฉลี่ยความแตกต่างของอุณหภูมิได้โดยใช้

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &\equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 &\equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{aligned} \quad (3.57)$$

3.14 สหพันธ์การพาความร้อนสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม

การคำนวณหาค่าเลขนัสเซลท์ (Nu_x) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้ว ในท่อกลมผิวเรียบ เสนอโดย Colburn ซึ่งได้มาจาก Chilton-Colburn analogy

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = St Pr^{2/3} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} Pr^{2/3} \quad (3.58)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่าตัวประกอบความเสียดทาน (f) จากสมการ (3.22) สมการของ Colburn จะได้เป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.59)$$

และ Dittus-Boelter ได้เสนอสมการที่แตกต่างกันเล็กน้อยคือ

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (3.60)$$

โดยที่ $n=0.4$ สำหรับการทำให้ร้อน ($T_s > T_m$) และ $n=0.3$ สำหรับการทำให้เย็น ($T_s < T_m$) สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับในช่วงของเงื่อนไขดังนี้คือ

$$\left[\begin{array}{l} Re_D \geq 10,000 \\ 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ L/D \geq 10 \end{array} \right]$$

สมการต่างๆ นี้จะใช้เพียงเฉพาะกรณีย่อยๆ ที่ความแตกต่างของอุณหภูมิ ($T_s - T_m$) ไม่มากนัก โดยคุณสมบัติต่างๆ คัดที่ T_m สำหรับการไหลที่แสดงลักษณะการแปรเปลี่ยนคุณสมบัติมากๆ Sieder และ Tate ได้แนะนำให้ใช้สมการต่อไปนี้

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3.61)$$

สำหรับ

$$\left[\begin{array}{l} Re_D \geq 10,000 \\ 0.7 \leq Pr \leq 16,700 \\ L/D \geq 10 \end{array} \right]$$

โดยคุณสมบัติต่างๆ หาที่ T_m ยกเว้นค่า μ_s หาที่ T_s

3.15 สหพันธ์การพาความร้อนสำหรับท่อไม่กลม

ถึงแม้ว่ามีข้อจำกัดมากมายเกี่ยวกับการพิจารณาต่อการไหลภายในท่อกลม การประยุกต์ทางวิศวกรรมส่วนใหญ่จะเกี่ยวข้องกับการพาความร้อนในท่อที่ไม่กลม โดยการใช้เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter) D_H

$$D_H \equiv \frac{4Ac}{P} \quad (3.62)$$

เมื่อ A_c และ P คือ พื้นที่หน้าตัดและเส้นรอบรูปของการไหลตามลำดับเส้นผ่านศูนย์กลางนี้จะใช้ในการคำนวณตัวแปรต่างๆ เช่น Re_D และ Nu_D คือการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.16 การไหลภายในท่อซ้อนกันรูปวงแหวน

ปัญหาการไหลภายในท่อจำนวนมากเกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนในท่อซ้อนกันรูปวงแหวนดังแสดงในรูปที่ 3.7 ของไหลไหลผ่านช่องว่างรูปวงแหวนในท่อซ้อนกัน และการพาความร้อนที่เกิดขึ้นอาจเข้าสู่หรือออกจากผิวท่อภายในและภายนอกทั้งสองก็ได้ เราสามารถระบุพลา้กซ์ความร้อนหรืออุณหภูมิ ซึ่งเป็นเงื่อนไขทางความร้อนของแต่ละผิวในกรณีใดๆ พลา้กซ์ความร้อนแต่ละผิวอาจคำนวณได้จากสมการ

$$q_i'' = h_i(T_{s,i} - T_m) \quad (3.63)$$

$$q_o'' = h_o(T_{s,o} - T_m) \quad (3.64)$$



รูปที่ 3.7 ท่อซ้อนกันรูปวงแหวน

สังเกตว่าถ้าเราแยกสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแต่ละกรณีออกมาทั้งผิวภายในและภายนอก ซึ่งสอดคล้องกับเลขนัสเซิลท์ในรูปของสมการ

$$Nu_i \equiv \frac{h_i D_H}{k} \quad (3.65)$$

$$Nu_o \equiv \frac{h_o D_H}{k} \quad (3.66)$$

โดยที่เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (D_H) คือ

$$D_H \equiv \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_o + \pi D_i} = D_o - D_i \quad (3.67)$$

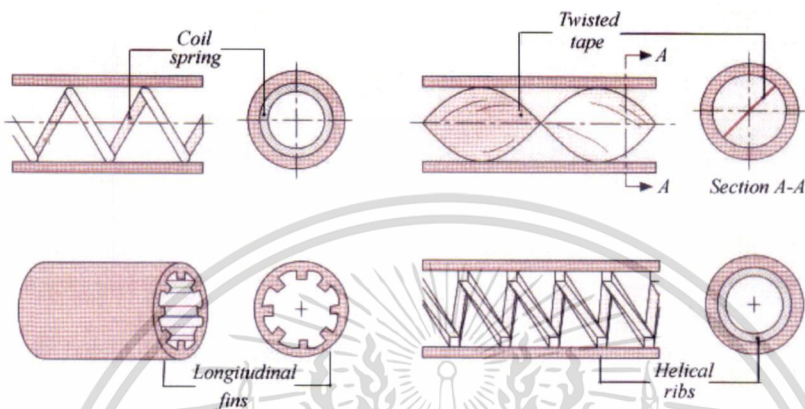
3.17 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

มีหลายประการสำหรับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของการไหลภายในท่อ วิธีที่ยอมรับกันโดยทั่วไปคือการเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อและหรือการเพิ่มพื้นที่การพาความร้อนให้มากขึ้น

เช่น การทำผิวท่อให้ขรุขระเพื่อให้เกิดความปั่นป่วน การสอดใส่ขดลวดสปริง การทำให้ผิวท่อมีครีบก

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอียง และอีกวิธีหนึ่งที่ทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อเพิ่มขึ้นคือการทำให้เกิดการหมุนควง(swirl) ด้วยการสอดใส่แผ่นบิด เป็นผลให้ความเร็วของการไหลในแนวแกนเพิ่ม เนื่องจากความเร็วสัมผัสเพิ่มขึ้นบริเวณใกล้ผนังท่อ การทำให้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นโดยการติดครีบบตามแนวยาว(longitudinal fins)แก่พื้นผิวภายในท่อ หรือการทำให้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนเพิ่มโดยใช้ครีบก่กลีว(spiral fins) ซึ่งการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็นผลให้เกิดความดันสูญเสียมากขึ้น ดังนั้นจึงจำเป็นต้องเพิ่มกำลังขับของปั๊มขึ้นอีก



รูปที่ 3.8 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของการไหลภายในด้วยอุปกรณ์ต่างๆ

3.18 สหพันธ์ด้วยรีเกรสชันเชิงเส้นแบบหลายตัวแปร

โดยทั่วไปตัวแปรตามหรือผลตอบสนอง (Response; Y_R) จะขึ้นอยู่กับตัวแปรอิสระ n ตัว (independent) เช่น x_1, x_2, \dots, x_n เป็นต้น ความสัมพันธ์ของตัวแปรเหล่านี้ สามารถอธิบายโดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เรียกว่า “สมการรีเกรสชัน” หรือสมการถดถอย (regression equation) แบบจำลองสมการถดถอยจะสอดคล้องกับกลุ่มข้อมูลของตัวอย่าง บางกรณีผู้ทดสอบทราบถึงฟังก์ชันความสัมพันธ์ที่แท้จริงของตัวแปร เช่น $Y_R = \phi(x_1, x_2, \dots, x_n)$ เป็นต้น อย่างไรก็ตามส่วนใหญ่จะไม่ทราบฟังก์ชันความสัมพันธ์ที่แท้จริงของตัวแปร ดังนั้นจึงต้องมีการประมาณค่าของฟังก์ชันโดยใช้โปรแกรม Microsoft Office Excel เป็นเครื่องมือในการหาฟังก์ชันดังกล่าว แบบจำลองทั่วไปที่ใช้อยู่ในรูปแบบของ multiple exponential regression model ดังสมการ

$$Y_R = b_0 x_1^{b_1} x_2^{b_2} x_3^{b_3} \dots x_n^{b_n} \tag{3.68}$$

แล้วแปลงให้อยู่ในรูปแบบ multiple linear regress in logarithmic scale คือ

$$\ln(Y_R) = \ln b_0 + b_1 \ln(x_1) + b_2 \ln(x_2) + b_3 \ln(x_3) \dots + b_n \ln(x_n) \tag{3.69}$$

เมื่อ b_0 คือค่าคงที่ และ b_i คือ ค่าสัมประสิทธิ์ของเส้นตรงของตัวแปร x_i

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อน และเครื่องมือวัด

4.1 บทนำ

การออกแบบเครื่องทดสอบการถ่ายเทความร้อนและอุปกรณ์ประกอบสำหรับเพิ่มการถ่ายเทความร้อนถูกอธิบายในบทนี้ เครื่องทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการทดลองนั้นเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้น (double pipe heat exchanger) ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง (counter flow) ระหว่างน้ำร้อนกับน้ำเย็น ซึ่งเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบพื้นฐานที่นักวิจัยทั่วไปนิยมใช้ในการศึกษาวิจัย เนื่องจากเป็นแบบที่ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนดีกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตาม (parallel flow heat exchanger) และแบบไหลขวาง (cross flow heat exchanger) การวิเคราะห์ค่าการถ่ายเทความร้อน การสูญเสียพลังงานการไหล และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน ต้องอาศัยเครื่องมือวัดทางด้านวิศวกรรมที่มีความถูกต้องแม่นยำสูง เครื่องมือวัดและอุปกรณ์ที่ใช้ประกอบด้วย ป้อน้ำร้อน ป้อน้ำเย็น ถังปรับสภาพการไหล วาล์วควบคุมอัตราการไหล เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถังพักน้ำร้อน เครื่องควบคุมอุณหภูมิแบบดิจิตอล เช่น เซอร์วูดอุณหภูมิแบบ RTD Pt-100 โรตารีเทอร์มอสต์อัตราการไหล เครื่องอ่านค่าอุณหภูมิแบบดิจิตอล เครื่องวัดความดันแบบดิจิตอลและอุปกรณ์อื่นๆ พร้อมทั้งวิธีการทดลองในแต่ละขั้นตอน การนำข้อมูลมาทำการวิเคราะห์ผลการทดลองทางด้าน การถ่ายเทความร้อน การสูญเสียพลังงานการไหล รายละเอียดต่างๆ ถูกอธิบายในบทนี้

การศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (TEF) นั้น ได้ทำการออกแบบอุปกรณ์ช่วยทำให้การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นสามารถทำได้ใน 3 ลักษณะหลักๆ คือ

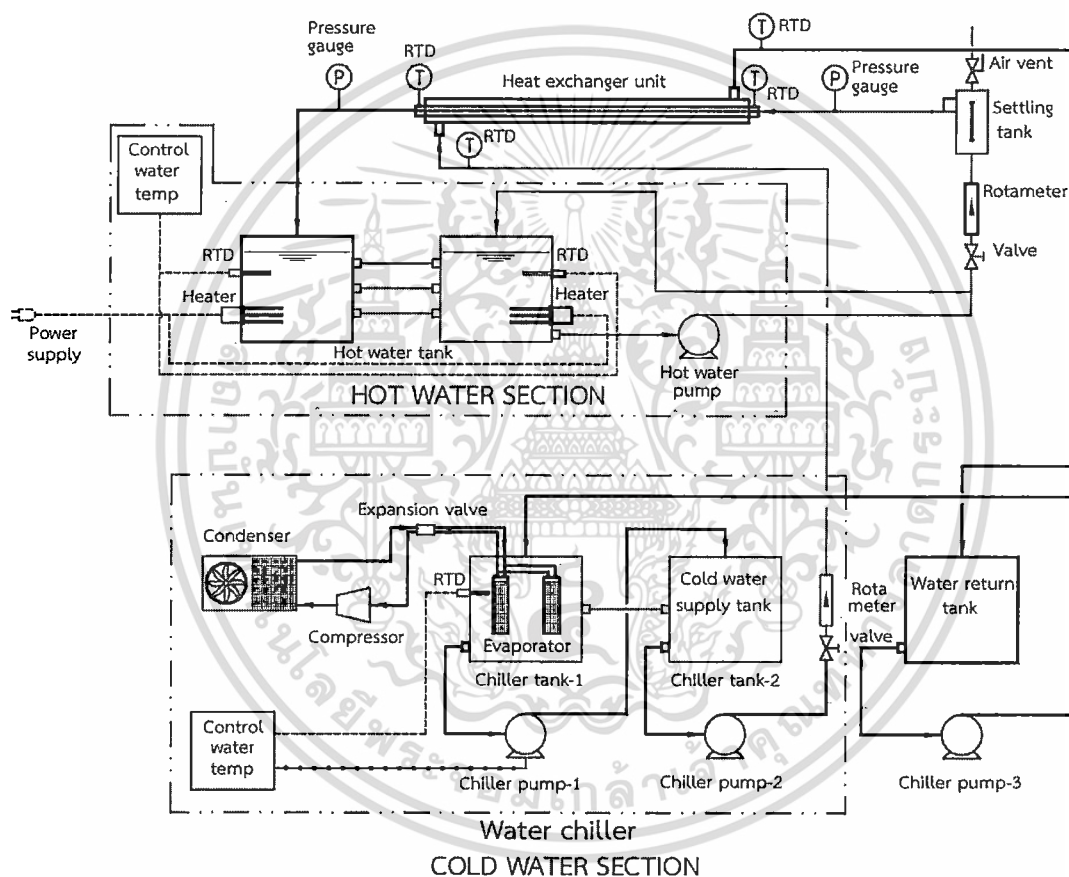
- (1) ท่อเกลียว (helical ribbed tube) เพื่อศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (PR) อัตราส่วนความสูงครีบกเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (HR) ที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nu) ความดันสูญเสียในเทอมของตัวประกอบความเสียดทาน (f) และ TEF ของการใช้ท่อเกลียว
- (2) แผ่นบิดเดี่ยว (single twisted tape) แผ่นบิดเดี่ยวถูกติดตั้งเข้าไปในท่อเกลียวที่ให้ค่า TEF สูงที่สุด เพื่อศึกษาผลของการบิดให้ของไหลบริเวณใจกลางท่อไหลหมุนควงเดี่ยวในแนวแกนตามครีบกเกลียวท่อ (single co swirl) และการบิดให้ของไหลไหลหมุนควงเดี่ยวในแนวแกนสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ (single counter swirl) ที่อัตราส่วนการบิด (Y) ต่างกัน 12 กรณี ที่มีผลต่อ Nu , f และ TEF ของการติดตั้งแผ่นบิดเดี่ยวภายในท่อเกลียว
- (3) แผ่นบิดคู่ (twin twisted tape) แผ่นบิดคู่ถูกติดตั้งเข้าไปในท่อเกลียวที่ให้ค่า TEF สูงที่สุด เพื่อศึกษาผลของแผ่นบิดคู่ที่ถูกบิดให้ของไหลบริเวณใจกลางท่อไหลหมุนควงคู่ตามครีบกเกลียวท่อ แผ่นบิดคู่ถูกบิดให้ไหลหมุนควงสวนทางกับครีบกเกลียวท่อและแผ่นบิดถูกบิดให้ไหลหมุนควงสวนทางกัน ที่ Y ต่างกัน 12 กรณี รวมทั้งหมด 36 กรณี ที่มีผล

เอกสารนี้เป็น ต่อ Nu , f และ TEF ของการติดตั้งแผ่นบิดคู่ภายในท่อเกลียว

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อมูลการทดลองที่ได้จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้นถูกนำไปวิเคราะห์ในเทอมตัวแปรไร้มิติ เช่นค่าการถ่ายเทความร้อนแสดงในเทอมของ Nu และการสูญเสียความดันถูกแสดงในเทอมของ f ต่อมานำผลของ Nu และ f ของท่อทดสอบที่ทำการศึกษาเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ (smooth tube) โดยใช้เป็นอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ (Nu/Nu_o) กับอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทาน (f/f_o) ไปวิเคราะห์ร่วมกันภายใต้การสูญเสียกำลังการไหลเดียวกัน (constant power loss) และถูกแสดงออกมาในรูปของ TEF สมการทั้งหมดถูกบรรยายไว้ในส่วนสุดท้ายของบทนี้

4.2 การออกแบบระบบทดสอบการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 4.1 โดอะแกรมแสดงการทำงานของระบบทดสอบการถ่ายเทความร้อน

การทดสอบการถ่ายเทความร้อนโดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อซ้อนสองชั้นที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันระหว่างน้ำร้อนกับน้ำเย็น น้ำร้อนถูกกำหนดให้ไหลเข้าไปในท่อทดสอบในช่วงเลขเรย์โนลด์ 6000-60,000 (192-1814 L/hr) โดยถูกควบคุมด้วยวาล์วปรับอัตราการไหลของน้ำร้อน ขณะที่กระแสน้ำเย็นถูกกำหนดในไหลบริเวณรอบท่อทดสอบภายในท่อวงแหวนด้วยอัตราการไหลคงที่ 900 L/hr การทดสอบต้องอาศัยทั้งระบบน้ำร้อนและน้ำเย็นดังแสดงในรูปที่ 4.1 โดยมีหลักการทำงานดังนี้ ก่อนการทดสอบระบบน้ำเย็นได้ผลิตน้ำที่มีอุณหภูมิ 25 °C โดยเซ็นเซอร์ตรวจจับอุณหภูมิแบบ RTD ที่ติดตั้งอยู่ภายในถังพักน้ำเย็น (chiller tank 1) ถ้าหากน้ำไม่ต่ำกว่าเกณฑ์ใด ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

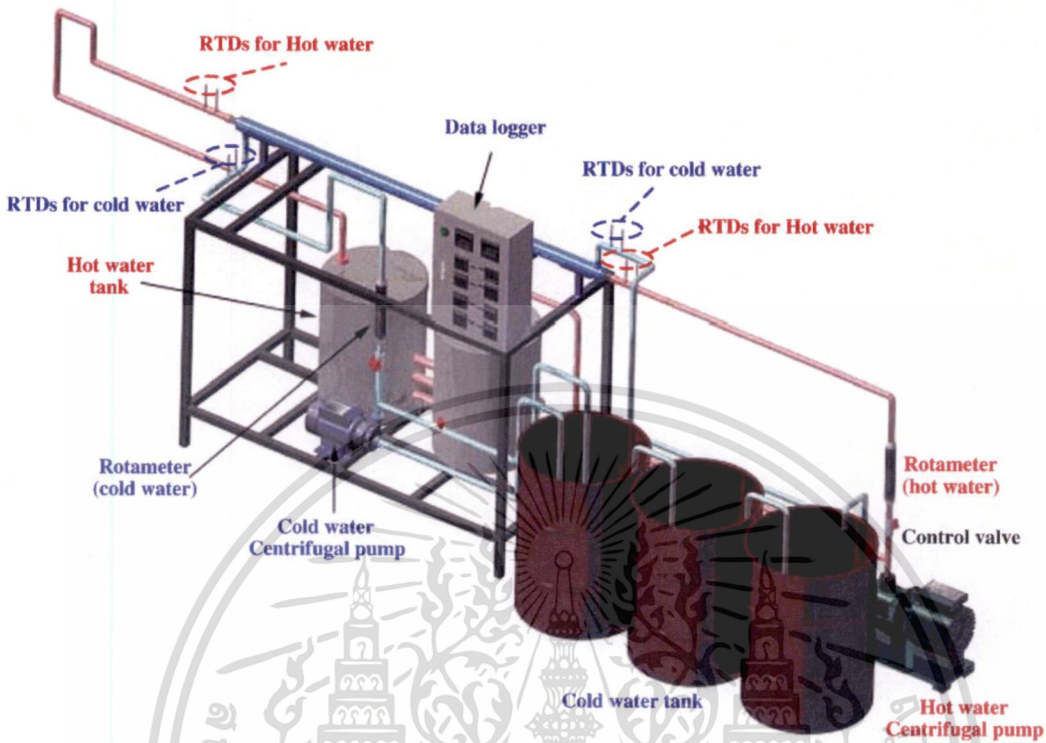
ภายในถังมีอุณหภูมิสูงกว่าค่าที่กำหนด ซึ่งถูกตั้งค่าไว้ที่เครื่องควบคุมอุณหภูมิน้ำเย็นที่มีค่าความถูกต้องในการควบคุมสูงพอสมควร มีคลาดเคลื่อน ± 0.2 °C เช่นเซอร์ตรวจจับอุณหภูมิก็ส่งสัญญาณไปยังเครื่องควบคุมอุณหภูมิน้ำเย็นพร้อมทั้งประมวลผลแล้วสั่งการให้แมกเนติกจ่ายแรงเคลื่อนไฟฟ้าให้กับมอเตอร์ควบคุมคอมเพรสเซอร์ (compressor) แล้วคอมเพรสเซอร์จึงอัดน้ำยาให้ไหลวนภายในระบบผ่านหัวฉีดลดความดัน (expansion valve) ซึ่งถูกติดตั้งบริเวณแผงทำความเย็น(evaporator) ทำให้น้ำภายในถังมีอุณหภูมิลดลง ส่วนสารทำความเย็นมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น และถูกนำไปลดอุณหภูมิที่แผงระบายความร้อน(condenser) ระบบทำงานอย่างนี้ไปเรื่อยๆ จนได้อุณหภูมิตามที่กำหนด เมื่อน้ำมีอุณหภูมิตามที่ต้องแล้วถูกนำมาพักไว้ในถังพักน้ำเย็น(chiller tank 2) ขณะเดียวกันระบบน้ำร้อนก็ได้ทำงานไปพร้อมกัน โดยใช้เซ็นเซอร์ RTD ที่ถูกติดตั้งเข้ากับถังผลิตน้ำร้อน(hot water tank)ทั้งสองใบ การควบคุมอุณหภูมิในการผลิตน้ำร้อนนั้นเป็นอิสระต่อกันอย่างชัดเจน โดยถังพักน้ำร้อนใบแรกมีเครื่องควบคุมอุณหภูมิและฮีตเตอร์ขนาด 6 kW ใช้เป็นถังหลักในการทำความร้อนในช่วงกว้างๆ ส่วนถังพักน้ำร้อนใบที่สองถูกใช้เป็นตัวผลิตน้ำร้อนที่ละเอียดขึ้น การควบคุมอุณหภูมิของน้ำร้อนต้องมีความแม่นยำมากเพราะน้ำร้อนที่ได้จากการควบคุมนี้ต้องนำไปใช้สำหรับทดสอบ โดยอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ไหลเข้าไปในท่อทดสอบมีค่าความคลาดเคลื่อนเพียง ± 0.2 °C จากค่าที่กำหนด ก่อนทดสอบได้ทำการเตรียมความพร้อมของระบบ โดยใช้ฮีตเตอร์ที่ติดตั้งอยู่ภายในถังทั้งสองใบต้มน้ำจนร้อนได้อุณหภูมิ 70 °C แล้วเปิดปั๊มน้ำร้อน น้ำร้อนที่อยู่ภายในถังพักถูกปั๊มน้ำร้อน(hot water pump) ขนาด 1hp ดูดและจ่ายออกไปเข้าสู่ท่อทดสอบผ่านวาล์วปรับอัตราการไหล ผ่านโรตารีมิเตอร์วัดอัตราการไหล ผ่านถังปรับสภาพการไหล(settling tank) และไหลเข้าท่อทดสอบซึ่งอยู่ห่างจากถังปรับสภาพการไหล 2100 mm ทางเข้าท่อทดสอบมีการติดตั้ง RTD ที่มีความถูกต้อง $\pm 0.15\%$ ของการวัด จำนวนสองตัวเพื่อตรวจสอบความถูกต้องในการวัดอุณหภูมิซึ่งกันและกัน ขณะเดียวกันน้ำเย็นจากถังพักถูกเตรียมความพร้อมไว้แล้วภายในถังพัก(chiller tank-2)ถูกปั๊มน้ำเย็น(chiller pump-2)ดูดและจ่ายเข้าไปในท่อวงแหวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านวาล์วปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นซึ่งปั๊มในระบบน้ำเย็นมีทั้งหมดสามตัวด้วยกันขนาด 0.5hp ปั๊มน้ำเย็นตัวที่ 1 และ 3 ถูกใช้ในการบริหารน้ำเย็นในระบบเท่านั้น อัตราการไหลนี้ถูกกำหนดให้คงที่ทุกกรณีด้วยอัตรา 900 L/hr ด้วยโรตารีมิเตอร์วัดอัตราการไหลของระบบน้ำเย็น ทางเข้าท่อวงแหวนมีการติดตั้งเซ็นเซอร์ RTD ไว้ด้วยเช่นกัน เมื่อน้ำร้อนและน้ำเย็นไหลสวนทางกันโดยมีผนังท่อทดสอบกั้นไว้ไม่ให้ของไหลเย็นและร้อนผสมกัน แต่น้ำร้อนกับน้ำเย็นได้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกันผ่านผนังท่อทำให้อุณหภูมิของน้ำร้อนลดลง และอุณหภูมิของน้ำเย็นเพิ่มขึ้น โดยทำการวัดอุณหภูมิของน้ำร้อนและเย็นด้วยเซ็นเซอร์ RTD จุดละสองตัวบริเวณทางออกของน้ำร้อนและเย็น ค่าอุณหภูมิทั้ง 4 จุดถูกอ่านค่าด้วยเครื่องอ่านอุณหภูมิ TAIE ที่มีค่าความถูกต้องในการอ่าน $\pm 1\%$ F.S. จำนวน 8 ตัว การทดลองในแต่ละเลขเรย์โนลด์ต้องใช้เวลาประมาณ 20-40 นาที เพื่อให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนกับน้ำเย็นได้เสถียรกันมากที่สุด และได้มีการสมดุลความร้อนทุกครั้งที่ทดสอบในแต่ละเลขเรย์โนลด์ ค่าอุณหภูมิและอัตราการไหลที่วัดได้ถูกนำไปวิเคราะห์ค่าการถ่ายเทความร้อนในเทอมของเลขนัสเซลท์ ส่วนความดันสูญเสียจากการใช้อุปกรณ์ที่ออกแบบมาเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนนั้น ถูกวัดโดยเกจวัดความดันแบบดิจิตอลของ Dywer รุ่น DPGW-04 ที่มีค่าความถูกต้อง $\pm 1\%$ F.S. ถูกติดตั้งบริเวณทางเข้าและทางออกของท่อทดสอบซึ่งห่างกัน 1500 mm ค่าผลต่างของความดันที่วัดได้(Pressure drop) ถูกนำไปวิเคราะห์เป็นค่าตัวประกอบความเสียดทาน และนำไปวิเคราะห์ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนต่อไป สำหรับรายละเอียดของเครื่องวัดต่างๆ ถูกอธิบายในหัวข้อต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการวิจัยเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 การออกแบบอุปกรณ์การทดลอง

4.3.1 เงื่อนไขการออกแบบชุดทดสอบ



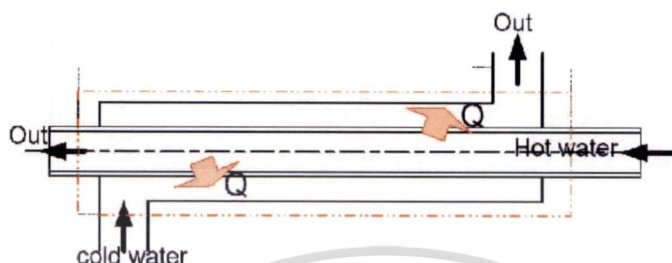
รูปที่ 4.2 ภาพการออกแบบชุดทดลองการถ่ายเทความร้อน

การออกแบบชุดทดสอบเพื่อใช้สำหรับการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียหาย และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนด้วยท่อเกลียว ท่อเกลียวติดตั้งแผ่นบิดเดียวและท่อเกลียวติดตั้งแผ่นบิดคู่ ชุดทดสอบถูกออกแบบขึ้นมาดังแสดงในรูปที่ 4.2 โดยมีเงื่อนไขของการทดสอบดังนี้ คือ การทดสอบถูกกำหนดภายใต้ช่วงเลขเรย์โนลด์ (Re) 6000-60,000 อุณหภูมิน้ำร้อนไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($T_{h,in}$) $70^{\circ}C$ อุณหภูมิน้ำเย็นไหลเข้าที่วงแหวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($T_{c,in}$) $25^{\circ}C$ อุณหภูมิน้ำร้อนไหลออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($T_{h,out}$) $60^{\circ}C$ อุณหภูมิน้ำเย็นไหลออกจากที่วงแหวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($T_{c,out}$) $30^{\circ}C$ จากตารางคุณสมบัติของน้ำที่มีอุณหภูมิน้ำร้อนเฉลี่ย ($65^{\circ}C$) มีค่าความหนาแน่น (ρ_h) เท่ากับ 981 kg/m^3 ค่าความจุความร้อนของน้ำร้อน ($c_{p,h}$) เท่ากับ 4.187 kJ/kg.K ค่าความหนืดของน้ำร้อน (μ_h) เท่ากับ 0.00044 kg/m.s ค่าการนำความร้อนของน้ำร้อน (k_h) เท่ากับ 0.607 W/m.K เลขพรานท์ (Pr_h) เท่ากับ 3.04 ขณะที่อุณหภูมิน้ำเย็นเฉลี่ย ($27.5^{\circ}C$) มีความหนาแน่น (ρ_c) เท่ากับ 997 kg/m^3 ค่าความจุความร้อน ($c_{p,c}$) เท่ากับ 4.179 kJ/kg.K ค่าความหนืด (μ_c) เท่ากับ 0.00085 kg/m.s ค่าการนำความร้อนของน้ำเย็น (k_c) เท่ากับ 0.611 W/m.K เลขพรานท์ (Pr_c) ของน้ำเย็น เท่ากับ 5.81 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อทองแดง (d_i) เท่ากับ 26 mm ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อทองแดง (d_o) เท่ากับ 28 mm ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อวงแหวน (D_i) เท่ากับ 48 mm ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อวงแหวน (D_o) เท่ากับ 60 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.2 ขนาดความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้น

ความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนกับน้ำเย็นภายใต้เงื่อนไขตามข้อกำหนดในหัวข้อ 4.3.1 เพื่อให้การทดสอบสามารถกระทำภายใต้อุณหภูมิที่กำหนด ต้องใช้ความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสั้นสุดเท่าที่หานั้นต้องคำนวณจากค่าเลขเรย์โนลด์ต่ำสุด



รูปที่ 4.3 ภาพเขียนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้น

จากการคำนวณความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากเงื่อนไขที่กำหนดในเบื้องต้น ต้องใช้ความยาว 1450 mm แต่ต้องเผื่อค่าความผิดพลาดทางวิศวกรรม 5% ทำให้ได้ความยาวเท่ากับ 1520 mm หรือประมาณ 1500 mm ดังนั้นการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามเงื่อนไขที่กำหนดที่มีความยาวในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนกับน้ำเย็นต้องใช้ความยาวเท่ากับ 1500 mm

4.3.3 ความดันสถิตและระยะการติดตั้งจุดวัดความดันสถิต

ความดันในสมการของเบอร์นูลลีเป็นความดันเทอร์โมไดนามิกส์(thermodynamic pressure) หรือเรียกอีกอย่างว่า “ความดันสถิต” การวัดความดันสถิตต้องใช้เครื่องมือวัดที่ต้องเคลื่อนที่ไปพร้อมกับอนุภาคของไหล ในทางปฏิบัติทำได้ยาก แต่ได้มีการวิเคราะห์แล้วว่าความดันสถิตของอนุภาคของไหลมีค่าเท่ากันหมดทั้งหน้าตัด ดังนั้นการวัดความดันสถิตของของไหลทำได้โดยเจาะรูเล็กๆ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรู 1 mm บริเวณผนังท่อให้ตั้งฉากกับลำการไหลเรียกว่า “แทป (pressure tap)” ความดันที่วัดได้ที่จุดดังกล่าวจะมีค่าความดันเท่ากับความดันที่จุดอื่นในตำแหน่งหน้าตัดนั้น ซึ่งเป็นความดันสถิตของอนุภาคของของไหลที่ไหลอยู่ที่หน้าตัดนั้น โดยทั่วไปเมื่อของไหลมีสภาพการไหลอยู่ในสภาวะคงตัว(steady state) จะไม่มีของไหลไหลออกจากรู แต่ของไหลจะส่งค่าความดันออกมาให้วัดค่าได้

การเลือกตำแหน่งติดตั้งจุดวัดความดันเป็นเรื่องที่สำคัญต่อการวิเคราะห์ค่าตัวประกอบความเสียดทานของการทดสอบ ดังนั้นจึงไม่ละเลยในจุดเล็กๆ นี้ การเลือกจุดวัดความดันควรติดตั้งห่างออกไปจากอุปกรณ์หรืออะไรก็ตามที่ทำให้การไหลเปลี่ยนไป ควรติดตั้งให้ห่างออกไปอย่างน้อยประมาณ 5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ในการทดสอบใช้ท่อขนาด 26 mm ดังนั้นระยะห่างในการติดตั้งอย่างน้อยต้อง 5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อคือ 130 mm แต่ในการทดลองได้ติดตั้งห่างจากถึงปรับสภาพการไหลประมาณ 2100 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.4 ความยาวช่วงทางเข้าชุดทดลอง

ช่วงเริ่มต้นก่อนของไหลไหลเข้าสู่ท่อ นั้น รูปร่างความเร็วของของไหลมีลักษณะสม่ำเสมอ และจากเงื่อนไขไม่สั่นไหล ทำให้ของไหลที่ไหลเข้าสู่ท่อต้องลดความเร็วลงมากเท่ากับศูนย์ที่ผนังท่อ ก่อให้เกิดเป็นรูปร่างของความเร็วยในการไหลขึ้น และรูปร่างความเร็วจะพัฒนาขึ้นตามความหนาของชั้นขอบเขตที่เกิดขึ้นบนผนังท่อ จนกระทั่งชั้นขอบเขตนี้โต้จนเบียดชนกันช่วงการไหลนี้เรียกว่า “ช่วงการไหลย่านทางเข้า” และเรียกความยาวในช่วงนี้ว่า “ความยาวช่วงทางเข้า” และช่วงถัดจากนี้ไปเรียกว่า “การไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้ว” รูปร่างความเร็วจะคงที่ไม่เปลี่ยนแปลงแล้วยกเว้นมีการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลหรือเปลี่ยนขนาดของท่อ

ช่วงการไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้วนี้เป็นช่วงที่เหมาะสมในการทดลองและวิเคราะห์ผลต่างๆ ในงานทางด้านวิศวกรรมเพราะรูปร่างความเร็วของลำการไหลคงที่แล้ว การคำนวณความยาวช่วงทางเข้าของการทดลองสามารถแบ่งออกได้เป็นสองส่วน ส่วนแรกเป็นการคำนวณความยาวช่วงทางเข้าของการไหลแบบราบเรียบ โดยพิจารณาจากเลขเรย์โนลด์ที่มีค่าน้อยกว่าหรือเท่ากับ 2300 ($Re_d \leq 2300$) ความยาวช่วงทางเข้าสำหรับการปรับตัวหาได้จากสมการ

$$Le/d \approx 0.06Re \quad (4.1)$$

ความยาวช่วงทางเข้าสูงสุดสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่เลขเรย์โนลด์วิกฤติ ($Re_{d,crit}=2300$) คือ 138 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ($Le=138d$) ซึ่งเป็นระยะทางที่ยาวสุดที่เป็นไปได้ สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหล (transition) จากแบบราบเรียบเป็นแบบปั่นป่วนเริ่มต้นจาก $Re_d=2300$ และเป็นการไหลแบบปั่นป่วนเต็มที่เมื่อเลขเรย์โนลด์สูงกว่าหรือเท่ากับ 4000 ($Re_d \geq 4,000$) ส่วนการไหลแบบปั่นป่วน การเติบโตของชั้นขอบเขตจะเร็วกว่าการไหลแบบราบเรียบ แต่ความยาวช่วงทางเข้าจะสั้นกว่า ซึ่งไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์แต่สามารถประมาณค่าได้จาก

$$Le/d \approx 4.4Re_d^{1/6} \quad (4.2)$$

หรือสามารถประมาณได้จากตัวเลขเรย์โนลด์ต่างๆ ได้ดังนี้

Re_d	4000	10^4	10^5	10^6	10^7	10^8
Le/d	18	20	30	44	65	95

สำหรับค่าเลขเรย์โนลด์ที่ใช้ในการทดลองสูงสุดได้กำหนดไว้คือ 60,000 ดังนั้นอัตราส่วนความยาวช่วงทางเข้าต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อทดสอบ (Le/d) สามารถประมาณได้ดังนี้

$$Le/d \approx 4.4Re_d^{1/6} \quad (4.3)$$

$$Le/d \approx 4.4 \times (60,000)^{1/6}$$

$$Le/d \approx 28$$

และกำหนดให้ความยาวช่วงทางเข้าเท่ากับ 28 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อทดสอบ ($Le=28D$) สำหรับการไหลที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้วคำนวณได้จาก

$$Le \approx 28D \quad (4.4)$$

$$Le \approx 28 \times 0.026m$$

$$Le \approx 0.73m$$

ดังนั้นช่วงความยาวของท่อก่อนเข้าสู่ชุดทดลองต้องมีความยาวอย่างน้อย 730 mm ที่ทำให้รูปร่างความเร็วของการไหลพัฒนาปรับตัวเต็มที่ แต่สำหรับในการทดลองกำหนดท่อทางเข้าสู่ชุดทดลองให้มีความยาว 2100 mm ($Le=2100$ mm) เพื่อให้สอดคล้องกับระยะห่างในการติดตั้งเครื่องมือวัดและอุปกรณ์ประกอบอย่างอื่น

4.3.5 ความหนาแน่นหุ้มท่อและถัง

ถังพักน้ำร้อนถูกออกแบบให้ระดับน้ำร้อนอยู่สูงจากก้นถัง 400 mm ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของถัง 400 mm เพื่อให้ได้ปริมาตรน้ำร้อน 50 L และกำหนดให้อุณหภูมิผิวถังมีค่าสูงสุดเท่ากับ (T_w) 70°C ส่วนอากาศรอบนอกมีอุณหภูมิ (T_a) 25°C จากการคำนวณพบว่าฉนวนที่ใช้หุ้มท่อต้องมีความหนาอย่างน้อยที่สุดประมาณ 5.8 mm แต่ในการทดลองได้หุ้มท่อด้วยฉนวนที่หนา 20 mm และฉนวนที่ใช้หุ้มถังต้องมีความหนาอย่างน้อยที่สุดประมาณ 9.4 mm แต่ในการทดลองได้หุ้มหนา 30 mm การพิจารณาความเหมาะสมของความหนาของฉนวนที่ใช้หุ้มนั้นควรพิจารณาจากสมการ $r_{cr}=k/h$ ซึ่งสรุปได้ว่า 1. ถ้าหุ้มฉนวนที่มีรัศมีภายนอกน้อยกว่ารัศมีวิกฤต ความร้อนจะสูญเสียไปกับสิ่งแวดล้อมสูงและ 2. หากเพิ่มความหนาของฉนวนขึ้นไปจนเท่ากับรัศมีวิกฤต ความร้อนจะสูญเสียไปกับสิ่งแวดล้อมมีค่าสูงสุด และเริ่มลดลงเมื่อรัศมีภายนอกของฉนวนมากกว่ารัศมีวิกฤต เพราะฉะนั้นจึงได้หุ้มฉนวนทั้งท่อและถังที่มีความหนามากกว่าค่าที่คำนวณได้

4.3.6 ขนาดปั๊มน้ำ

ปั๊มน้ำที่ใช้มี 2 ชุด ชุดแรกเป็นปั๊มน้ำร้อน Ebara รุ่น JEXM/A 100 จำนวน 1 ตัว ใช้เป็นอุปกรณ์ต้นกำลังสำหรับส่งน้ำให้ไหลในระบบน้ำร้อน และปั๊มน้ำชุดที่สองเป็นปั๊มน้ำเย็นมีทั้งหมด 3 ตัว เป็นปั๊มน้ำ Pedrollo รุ่น PKm 60 ปั๊มสองตัวแรกใช้สำหรับปรับสมดุลของน้ำเย็นในระบบและตัวที่สามใช้เป็นอุปกรณ์ต้นกำลังขับเคลื่อนน้ำให้ไหลเข้าท่อทดสอบในบริเวณที่เป็นวงแหวน ปั๊มน้ำทั้งสองชุดถูกคำนวณมาจากระบบที่ออกแบบเอาไว้

4.3.6.1 ปั๊มน้ำร้อน

การคำนวณหาขนาดของปั๊มน้ำร้อนต้องรู้พลังงานหัวน้ำที่สูญเสีย (head losses) จากการไหลภายในระบบที่ถูกรออกแบบขึ้นมา ต้องกำหนดอัตราการไหลที่ต้องใช้ในการทดลอง ในที่นี้ต้องคำนวณมาจากเลขเรย์โนลด์ 60,000 ส่วนท่อที่ใช้ในระบบเป็นท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 26 mm ยาวรวม 10 m มีค่าความขรุขระ 0.0015 mm และในระบบยังใช้ ข้องอ 90 จำนวน 10 ตัว ข้องอ 45 จำนวน 8 ตัว สามทางไหลตรงจำนวน 2 ตัว สามทางไหลแยกจำนวน 4 ตัว ท่อต่อเข้าถังจำนวน 4 ท่อ จากการคำนวณขนาดของปั๊มน้ำร้อนและได้เลือกใช้ปั๊มที่มีค่าพลังงานหัวน้ำให้เกิน 3.44 mH_2O จากีรายละเอียดของปั๊มในตารางที่ ข-1 ที่อัตราการไหล 252-1800 L/hr หรือ 5-30 L/min ด้านการคำนวณ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปั๊มน้ำร้อน Ebara รุ่น JEX 100 ขนาด 1hp มีค่าพลังงานหัวน้ำเกิน 3.44 mH₂O จึงเลือกรุ่นนี้มาใช้งานและได้เผื่อการทดลองที่ต้องรองรับกับการติดตั้งแผ่นบิดเข้าไปในท่อทดสอบ ซึ่งจะทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานการไหลเพิ่มขึ้นอีกมากจึงต้องใช้ปั๊มขนาด 1hp จำนวน 1 ตัว

4.3.6.2 ปั๊มน้ำเย็น

การคำนวณหาขนาดของปั๊มน้ำเย็นต้องรู้พลังงานหัวน้ำที่สูญเสียด้วยเช่นกัน จากการไหลภายในระบบที่ถูกออกแบบขึ้นมา โดยอัตราการไหลที่ต้องใช้ในการทดลองมีค่า 900 L/hr ในระบบถูกออกแบบให้ใช้ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 26 mm ทั้งหมดยาว 13.4 m มีค่าความขรุขระ 0.0015 mm และท่อ PE ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 48 mm ยาว 1700 mm มีค่าความขรุขระ 0.0015 mm และในระบบใช้ข้องอ 90 จำนวน 17 ตัว ข้องอ 45 จำนวน 2 ตัว สามทางไหลตรงจำนวน 4 ตัว สามทางไหลแยกจำนวน 6 ตัว โกลบวาล์วจำนวน 1 ตัว ฟุตวาล์วจำนวน 1 ตัว คำนวณขนาดของปั๊มน้ำเย็นและเลือกใช้ปั๊มที่มีค่าพลังงานหัวน้ำเกิน 1.45 mH₂O จากรายละเอียดของปั๊มในตารางที่ ข-2 ที่อัตราการไหล 900 L/hr หรือ 15 L/min ปั๊มน้ำเย็น Pedrollo รุ่น PKm 60 ขนาด 0.5hp มีค่าพลังงานหัวน้ำเกิน 1.45 mH₂O จึงเลือกรุ่นนี้มาใช้งานและได้เผื่อการปรับเปลี่ยนระบบเพิ่มเติม ซึ่งทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานเพิ่มขึ้นอีกเล็กน้อย ดังนั้นจึงเลือกใช้ปั๊มน้ำขนาด 0.5hp จำนวน 3 ตัว โดยใช้บริหารจัดการระบบน้ำเย็น 2 ตัว และใช้สำหรับป้อนเข้าสู่ท่อวงแหวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวน 1 ตัวด้วยอัตราการไหลคงที่ 900 L/hr



รูปที่ 4.4 รูปชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้น

4.4 อุปกรณ์การทดลองและเครื่องมือวัด

4.4.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้น

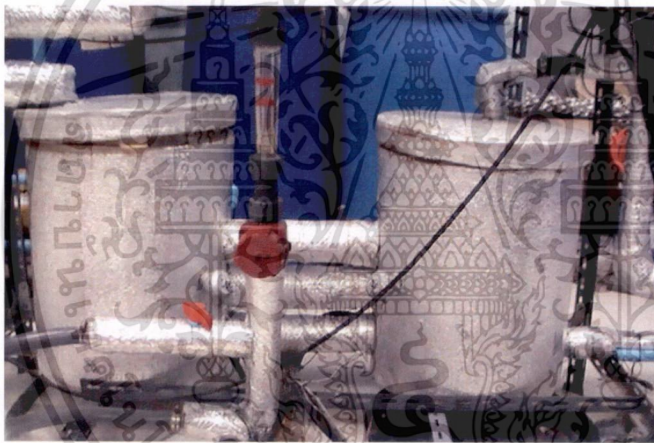
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ทดสอบสำหรับศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยอุปกรณ์ตามที่ได้ออกแบบไปนั้นเป็นแบบท่อซ้อนสองชั้นที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกันแบบไหลสวนทางกัน ท่อทดสอบกำหนดให้ใช้ท่อเกลียวทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก (D_o) 28 mm หนา 2 mm สอดเข้าไปในท่อ PE ทนความร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (D_{io}) 48 mm หนา 6 mm ถูกยึดเข้าด้วยหน้าแปลนอลูมิเนียมที่สามารถถอดเปลี่ยนได้แล้วใช้โอรัง ชนิดพิเศษทนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซีลกันรั่วระหว่างท่อในและท่อนอก จากนั้นทำการหุ้มฉนวนกันความร้อนด้วยแผ่นพอลิโพลีนัมที่มีค่าการนำความร้อนต่ำประมาณ 0.04 W/m.K หุ้มหนา 30 mm จากการคำนวณที่ยอมให้มีการสูญเสียความร้อนไปกับสิ่งแวดล้อมเพียง 5%

4.4.2 ถังพักน้ำร้อน

ระบบท่อน้ำร้อนที่ออกแบบขึ้นมาทดสอบการถ่ายเทความร้อนนั้นมีความยาวรวมทั้งหมด 13.6 m ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 26 mm จากการคำนวณปริมาตรของน้ำที่ต้องไหลเวียนในระบบท่อขณะทำการทดลอง 7.5 L หรือประมาณ 10 L จากประสบการณ์ที่ได้ทำงานด้านระบบท่อน้ำและระบบควบคุมการทำความร้อนมา จึงได้ทำการชดเชยปริมาณน้ำที่ต้องทำให้อุณหภูมิสูงขึ้น 70°C ต้องใช้ปริมาณน้ำสำรองเป็น 10 เท่าของปริมาณน้ำที่ต้องไหลในระบบ เนื่องการระเหยตัว การรั่วเวลาในการทำความร้อน เวลาในการควบคุมอุณหภูมิเป็นต้น ดังนั้นจึงได้ออกแบบถังพักน้ำร้อนขนาด 50 L จำนวน 2 ใบ เชื่อมถึงกันด้วยท่อต่อขนานกัน พร้อมทั้งฝาปิดที่มีท่อไหลกลับทั้งสองใบ และได้หุ้มฉนวนกันความร้อนที่มีค่าการนำความร้อนเท่ากับ 0.04 W/m.K จากการคำนวณแล้วต้องหุ้มหนา 30 mm



รูปที่ 4.5 ถังพักน้ำร้อนแบบคู่ขนาด 100 L

4.4.3 เครื่องผลิตน้ำร้อนหรือฮีตเตอร์

ฮีตเตอร์เป็นอุปกรณ์ผลิตความร้อนในอุตสาหกรรมที่มีหลักการพื้นฐานคือ เมื่อมีกระแสไหลผ่านลวดตัวนำที่มีค่าความต้านทานสูง ลวดตัวนำจะร้อน ดังนั้นลวดที่ใช้ผลิตฮีตเตอร์ต้องมีคุณสมบัติเหนียวและทนอุณหภูมิได้สูงถึง 1250°C การเลือกขนาดฮีตเตอร์เพื่อผลิตน้ำ 100 L จากอุณหภูมิ 25°C ร้อนจนได้อุณหภูมิ 90°C ภายในเวลา 50 min ต้องใช้ฮีตเตอร์ขนาดเท่าไรนั้นสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$E = (M \times c_p \times \Delta T) / (H \times \text{eff} \times t)$$

เมื่อ

E = พลังงาน (ไฟฟ้า) ที่ต้องการทราบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

M = จำนวนมวลของน้ำ (ในที่นี้เท่ากับ 100 L)

c_p = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ (4.186 kJ/kg.K)

dT = ผลต่างอุณหภูมิของน้ำ (น้ำเย็น 25 °C เป็นน้ำร้อน 90 °C)

H = ค่าพลังงานความร้อนของไฟฟ้า (3600 kJ/kWh)

eff = ประสิทธิภาพการเปลี่ยนรูปพลังงาน (ในที่นี้ใช้ไฟฟ้า ประเมินไว้ประมาณ 95%)

t = เวลาที่ใช้ (ในที่นี้เท่ากับ 50 min)

แทนค่าจะได้

$$\begin{aligned} E &= [100 \times 4.186 \times (90 - 25)] / [(3600 \times 0.95) \times (50/60)] \\ &= 27209 / [(3420) \times (0.833)] \\ &= 9.55 \text{ kW} \end{aligned}$$

จากการคำนวณเบื้องต้นได้ฮีทเตอร์ขนาด 9.55 kW และใช้แฟกเตอร์ความผิดพลาด 5% ดังนั้น จึงได้ขนาดฮีทเตอร์ ประมาณ 10.0 kW จากการออกแบบให้มีการต้มน้ำจากถังพักน้ำขนาด 100 L โดยแยกถังต้มน้ำใบแรกขนาด 50 L ใช้ฮีทเตอร์รุ่น HM3 8x400/220-6000w กำลัง 6 kW เป็นถังต้มน้ำหลัก ส่วนถังต้มน้ำใบที่สองขนาด 50 L ใช้ฮีทเตอร์รุ่น HM1 8x400/220-4000w กำลัง 4 kW เป็นถังต้มน้ำรอง รวมแล้ว 10 kW สำหรับทดลองดังแสดงตามรายละเอียดในตารางที่ ข-3 ในขณะที่ทำการทดลองจริงนั้นอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ไหลออกมาจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิเฉลี่ยสูงกว่า 50 °C ดังนั้นผลต่างของอุณหภูมิที่ต้องทำความร้อนให้ได้ตามต้องการนั้นลดลง ส่งผลทำให้ฮีทเตอร์สามารถทำอุณหภูมิได้เร็วขึ้น



รูปที่ 4.6 ฮีทเตอร์แบบจุ่มสำหรับผลิตน้ำร้อนให้กับระบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.4.4 โซลิตสเตทรีเลย์

โซลิตสเตทรีเลย์เป็นสวิตช์ตัดต่อการทำงานด้วยระบบอิเล็กทรอนิกส์ชนิดหนึ่ง ถูกนำมาใช้งานในการควบคุมการทำงานของฮีทเตอร์เพื่อทำให้น้ำที่ไหลทดสอบแลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิตรงกับความต้องการ โดยได้รับสัญญาณมาจากเครื่องควบคุมอุณหภูมิแบบดิจิตอลที่ถูกส่งออกมาเป็นเปอร์เซ็นต์แล้วส่งจ่ายพลังงานไฟฟ้าให้กับตัวฮีทเตอร์ออกไปเป็นเปอร์เซ็นต์ด้วยเช่นกัน ทำให้การควบคุมอุณหภูมิน้ำนั้นมีค่าแม่นยำมากและคงที่สม่ำเสมอ พร้อมทั้งยังทนต่อกระแสไฟฟ้าได้สูงถึง 40A ดังนั้นจึงเลือกโซลิตสเตทรีเลย์ รุ่น SSR-40DA ที่มีไฟฟ้ากระแสตรงเลี้ยง 3-32 VDC และจ่ายไฟฟ้ากระแสสลับออกไป 24-380VAC มาควบคุมฮีทเตอร์ รายละเอียดและคุณลักษณะต่างๆ ของโซลิตสเตทรีเลย์รุ่นนี้แสดงในตารางที่ ข-4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

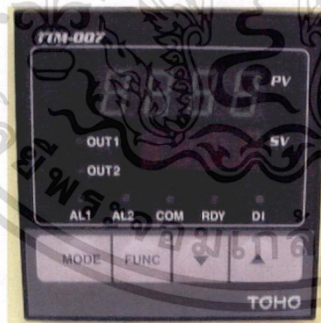
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.7 โซลิดสเตทรีเลย์ รุ่น SSR-40DA

4.4.5 เครื่องควบคุมอุณหภูมิแบบดิจิทัล

ร้อนที่ป้อนเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกควบคุมอุณหภูมิโดยเครื่องควบคุมอุณหภูมิยี่ห้อ TOHO รุ่น TTM-007 สามารถควบคุมอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ใช้ทดลองได้แม่นยำตามค่าที่กำหนด โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนในช่วง ± 0.2 °C เครื่องควบคุมอุณหภูมิตัวแรกใช้ควบคุมน้ำในถังพักใบที่หนึ่ง ส่วนเครื่องควบคุมอุณหภูมิตัวที่สองถูกใช้ในการควบคุมอุณหภูมิของน้ำที่อยู่ในถังพักใบที่สอง โดยได้รับสัญญาณของอุณหภูมิน้ำมาจาก RTD ที่ติดตั้งเอาไว้ที่พักถังน้ำร้อนของแต่ละใบ หากอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ใช้ในการทดลองมีอุณหภูมิต่ำกว่าค่าที่กำหนดเครื่องควบคุมอุณหภูมิทั้งสองตัวนี้จะทำหน้าที่ในการส่งสัญญาณให้โซลิดสเตทรีเลย์ แล้วโซลิดสเตทรีเลย์จะสั่งให้ฮีตเตอร์จ่ายความร้อนมาให้ น้ำทำให้น้ำมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นและตัดอีกครั้งเมื่ออุณหภูมิของน้ำร้อนถึงค่าที่กำหนด การควบคุมนั้นได้ใช้การควบคุมแบบ PID โดยที่เครื่องควบคุมอุณหภูมิแบบนี้สามารถปรับจูนให้โดยอัตโนมัติทำให้ง่ายต่อการควบคุม

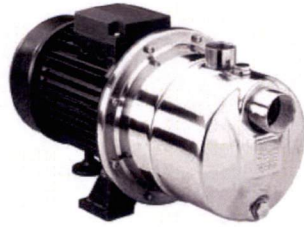


รูปที่ 4.8 เครื่องควบคุมอุณหภูมิ TOHO รุ่น TTM-007

4.4.6 ป้อนน้ำร้อนและป้อนน้ำเย็น

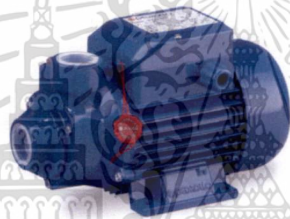
ในการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนนั้นมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่ต้องอาศัยป้อนน้ำมาช่วยในการป้อนน้ำเข้าสู่ชุดทดสอบ จากเงื่อนไขของการทดลองนั้นได้ใช้น้ำร้อนและน้ำเย็นไหลเข้าไปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยให้น้ำร้อนไหลผ่านท่อทดสอบและน้ำเย็นไหลผ่านท่อวงแหวน ดังนั้นจึงได้ออกแบบระบบการไหลของน้ำร้อนพร้อมทั้งระบบการไหลของน้ำเย็น จากการคำนวณในเบื้องต้นทางด้านอัตราการไหลและการสูญเสียพลังงานการไหลที่ของไหลต้องไหลผ่านชุดทดสอบทั้งระบบน้ำร้อนและระบบน้ำเย็นตามเงื่อนไขของการทดสอบ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.9 ปั๊มน้ำร้อน Ebara รุ่น JEXM/A 100

ระบบน้ำร้อนได้นำปั๊มน้ำร้อน Ebara รุ่น JEXM/A 100 มาใช้เป็นอุปกรณ์ต้นกำลังในการส่งน้ำให้ไหลในระบบน้ำร้อน ซึ่งปั๊มน้ำร้อนรุ่นนี้เป็นปั๊มน้ำหอยโข่งแบบดูดเอง ฝาครอบตัวเรือน และใบพัดของปั๊มทำจากสแตนเลส 304 (AISI 304) ส่วนซีลกันรั่วทำจากวัสดุคาร์บอน และเซรามิก ใช้มอเตอร์ขับเคลื่อนปั๊มขนาด 1hp 230 Volt 50 Hz แบบ 1 เฟส ใช้กระแส 6.4 A และมีมาตรฐานการป้องกันทางไฟฟ้าอยู่ในระดับ IP54 ปั๊มน้ำนี้สามารถผลิตอัตราการไหลได้สูงถึง 4200 L/hr ให้พลังงานหัวน้ำได้สูงสุด 45 mH₂O สามารถใช้กับน้ำที่มีอุณหภูมิสูงถึง 90 °C ได้



รูปที่ 4.10 ปั๊มน้ำเย็น Pedrollo รุ่น PKm 60

ระบบน้ำเย็นใช้ปั๊มน้ำ Pedrollo รุ่น PKm 60 มาเป็นตัวปั๊มน้ำเข้าสู่ท่อวงแหวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ปั๊มน้ำเย็น Pedrollo รุ่นนี้ ตัวเรือนทำมาจากเหล็กหล่อ ส่วนใบพัดของปั๊มทำจากทองเหลือง และซีลกันรั่วทำจากกราไฟท์และเซรามิก ใช้มอเตอร์ขับเคลื่อนปั๊มขนาด 0.5hp แรงเคลื่อน 230 Volt 50 Hz แบบ 1 เฟส ใช้กระแส 2.5 A และมีมาตรฐานการป้องกันทางไฟฟ้าอยู่ในระดับ IP44 ปั๊มน้ำนี้สามารถผลิตอัตราการไหลได้สูงถึง 2400 L/hr ให้พลังงานหัวน้ำได้สูงสุด 40 mH₂O ใช้กับน้ำที่มีอุณหภูมิสูง 60 °C

4.4.7 เครื่องวัดอัตราการไหล

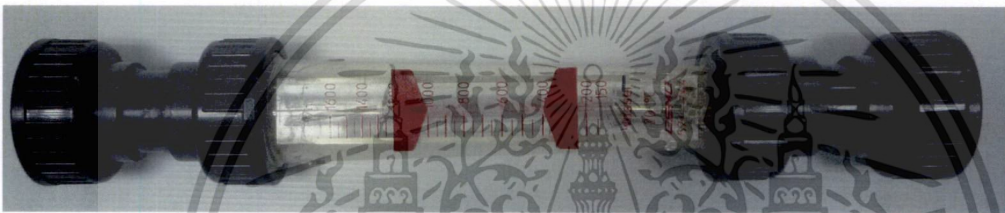
วิธีวัดอัตราการไหลของของไหลที่ง่ายและตรงไปตรงมามากที่สุดคือ การวัดปริมาตรของไหลที่ไหลผ่านท่อในช่วงเวลาที่กำหนด ต้องใช้ถังขนาดใหญ่พอสมควร หรืออาจใช้ภาชนะที่บรรจุของเหลวที่สามารถนำไปชั่งน้ำหนักได้เพื่อนำไปหาค่าอัตราการไหลเชิงมวล ขณะทำการวัดต้องใช้เวลาช่วงที่วัดมากพอควรและการไหลต้องไหลใกล้เคียงกับสภาวะการไหลที่คงตัว จึงจะทำให้ได้ค่าที่แม่นยำมากขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.11 โรตاميเตอร์วัดอัตราการไหลน้ำร้อนของ Fischer & porter

การวัดอัตราการไหลของของไหลทดสอบ ทั้งน้ำร้อนและน้ำเย็นได้นำโรตاميเตอร์ มาทำการวัดอัตราการไหลเพื่อนำไปคำนวณค่าต่างๆ สำหรับวิเคราะห์ค่าการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทาน และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน ค่าที่ได้จากการวัดต้องมีความแม่นยำสูง ดังนั้นการวัดอัตราการไหลของน้ำร้อนจึงได้นำโรตاميเตอร์ของ Fischer & porter รุ่น 10A35673A ที่มีช่วงในการวัด 10-100% มีค่าความถูกต้อง $\pm 2\%$ ของอัตราการไหลสูงสุดที่วัดได้ (maximum flow) และสามารถเข้ากับของเหลวที่มีอุณหภูมิสูงถึง 121°C



รูปที่ 4.12 โรตاميเตอร์วัดอัตราการไหลน้ำเย็นของ GEMU

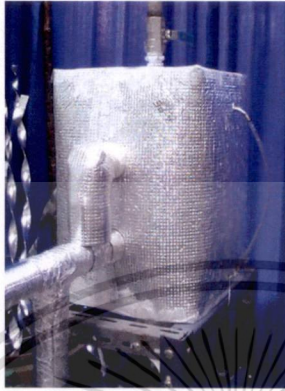


รูปที่ 4.13 เครื่องชั่งน้ำหนักดิจิตอลยี่ห้อ SAGA

ขณะที่อัตราการไหลของน้ำเย็นในท่อวงแหวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้นำโรตاميเตอร์ของ GEMU รุ่น 817 ที่มีช่วงวัด 150-1600 L/hr มีค่าความถูกต้อง $\pm 3\%$ F.S. และสามารถเข้ากับของเหลวที่อุณหภูมิสูงถึง 60°C อย่างไรก็ตามโรตاميเตอร์ที่เลือกมาใช้งานนี้จะมีค่าถูกต้องแม่นยำเฉพาะชนิดของของไหลและอุณหภูมิตรงกับข้อมูลที่ทางบริษัทผู้ผลิตได้ทำการปรับเทียบเท่านั้น คือน้ำอุณหภูมิ 20°C แต่ในการทดลองอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ใช้มี 70°C และอุณหภูมิน้ำเย็นที่ใช้ 25°C ดังนั้นมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่ต้องทำการปรับเทียบใหม่ทั้งหมด โดยปรับเทียบกับน้ำที่อุณหภูมิตรงกับความต้องการ โดยให้ไหลแบบคงตัวลงในถังพลาสติกที่ขนาด 20 L วางบนตาชั่งดิจิตอลยี่ห้อ SAGA ที่มีค่าความผิดพลาด ± 1 g ให้น้ำที่อุณหภูมิดังกล่าวไหลลงในถังพลาสติกจนได้น้ำหนัก 3 kg แล้วใช้นาฬิกาดิจิตอลเริ่มจับเวลาจนน้ำหนักของน้ำในถังเพิ่มขึ้นเป็น 13 kg แล้วหยุดเวลา นำผลต่างของเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

น้ำหนักและผลต่างของเวลามาหารกันก็ได้อัตราการไหลเชิงมวล ทำซ้ำประมาณ 5 ครั้ง แล้วนำค่าที่ได้มาเฉลี่ยนำไปคูณกับค่าความหนาแน่นที่อุณหภูมิต้องการปรับเทียบ ทำให้ได้อัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีค่าความถูกต้องสูง ซึ่งทำให้ค่าที่ได้จากการวัดมีความน่าเชื่อถือพอสมควร

4.4.8 ถังปรับสภาพการไหล



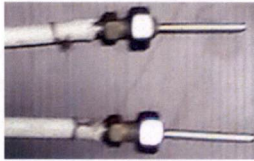
รูปที่ 4.14 ถังปรับสภาพการไหลและระบายฟองอากาศ

ถังปรับสภาพการไหลถูกออกแบบขึ้นมา กว้าง 400 mm ยาว 400 mm และสูง 800 mm เพื่อช่วยให้น้ำร้อนที่ไหลผ่านท่อทดสอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไหลคงที่ต่อเนื่องสม่ำเสมอตลอดเวลา เนื่องจากปั้มน้ำร้อนขณะทำงานต้องใช้ใบพัดของปั้มผลักดันน้ำผ่านวาล์วควบคุมอัตราการไหล ทำให้น้ำที่ไหลออกจากวาล์วเข้าสู่โรตารีเตอร์มีความดันไม่คงที่ส่งผลทำให้ลูกลอยของโรตารีเตอร์มีการแกว่งขึ้นลงทำให้อ่านค่าอัตราการไหลผิดพลาดได้ และถังปรับสภาพการไหลใบนี้ยังถูกออกแบบมาเพื่อตัดกฟองอากาศที่เกิดจากการเดือดหรือปรากฏการณ์คาร์วิเตชัน (Cavitations phenomena) ของน้ำที่ใช้ทดสอบ สามารถสังเกตได้จากระดับน้ำในท่อใสขนาดเล็กบริเวณด้านข้างของถังปรับสภาพการไหล ถ้าหากมองไม่เห็นระดับน้ำในท่อนี้ควรเปิดวาล์วบริเวณด้านบนจนถึงแล้วระบายทิ้งสู่บรรยากาศ ปกติแล้วไม่ควรให้ฟองอากาศไหลเข้าสู่ท่อทดสอบโดยเด็ดขาด เพราะจะทำให้ค่าอุณหภูมิของน้ำร้อนและความความดันที่วัดได้ผิดพลาด ส่งผลให้การวิเคราะห์ข้อมูลทางด้านการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียหาย และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนไม่แม่นยำ

4.4.9 เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิ RTD Pt-100

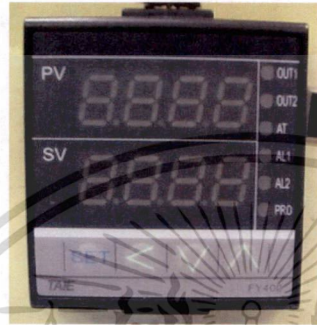
RTD ย่อมาจาก Resistance Temperature Detectors เป็นเซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิที่อาศัยหลักการเปลี่ยนแปลงค่าความต้านทานของโลหะ ซึ่งค่าความต้านทานดังกล่าวจะมีค่าเพิ่มตามอุณหภูมิ ความต้านทานของโลหะที่เพิ่มขึ้นนี้ เรียกว่า “สัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิแบบบวก” นิยมนำไปใช้ในการวัดอุณหภูมิในช่วง -100 ถึง 650 °C โลหะที่มีความต้านทานจำเพาะต่ำ มักจะถูกนำมาใช้เป็นวัสดุสร้าง RTD สำหรับการทดลองได้ใช้ RTD Pt-100 แบบ Class A มาเป็นเซ็นเซอร์ตรวจวัดอุณหภูมิของน้ำร้อนและน้ำเย็นทั้งไหลเข้าและไหลออก จุดละ 2 ตัว ทั้งหมดรวม 8 ตัว สัญญาที่ได้จากการวัดถูกส่งไปยังเครื่องอ่านอุณหภูมิยี่ห้อ TAIE ทั้ง 8 ตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.15 RTD Pt-100 วัดอุณหภูมิของสารทำงาน

4.4.10 เครื่องอ่านอุณหภูมิแบบดิจิตอล



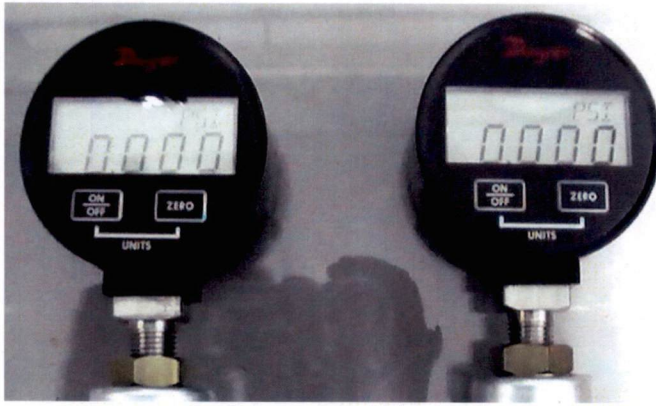
รูปที่ 4.16 เครื่องอ่านค่าอุณหภูมิ TAIE รุ่น FY400

อุณหภูมิของน้ำก่อนเข้า และออกจากชุดทดสอบหลังจากแลกเปลี่ยนความร้อนกันแล้วทั้งระบบน้ำร้อนและน้ำเย็นถูกวัดอุณหภูมิด้วย RTD Pt-100 พร้อมกันทั้ง 4 จุด แต่ละจุดถูกติดตั้งจำนวน 2 ตัว เพื่อลดค่าความผิดในการวัด การวิเคราะห์ค่าการถ่ายเทความร้อนจำเป็นต้องนำค่าอุณหภูมิทั้งน้ำร้อนและน้ำเย็น ทั้งทางเข้าและทางออก ทั้ง 4 จุดพร้อมกันมาคำนวณ ถ้าค่าที่อ่านได้มีความผิดพลาดทำให้การสมดุลพลังงานความร้อน (Heat balance) ทำได้ยากและเสียเวลามากขึ้น เพราะฉะนั้นในการอ่านค่าอุณหภูมิในแต่ละครั้งของการทดสอบ เครื่องอ่านค่าต้องมีขีดความสามารถในการอ่านค่าได้ถูกต้องแม่นยำสูง ดังนั้นในการอ่านค่าอุณหภูมิของของไหลทดสอบ จึงได้เลือกเครื่องอ่านอุณหภูมิมี่ห้อ TAIE รุ่น FY400 จำนวนทั้งหมด 8 ตัว ซึ่งให้ค่าความถูกต้องในการอ่านได้สูงถึง $\pm 0.2\%$ F.S.

4.4.11 เครื่องวัดความดันแบบดิจิตอล

การคำนวณตัวประกอบความเสียดทาน เพื่อนำไปใช้เป็นตัวแปรสำหรับวิเคราะห์ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน ในการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนนั้นจำเป็นต้องใช้เครื่องมือวัดความดันที่มีค่าความถูกต้องสูงพอสมควร สำหรับการทดลองได้นำเครื่องวัดความดันแบบดิจิตอลยี่ห้อ Dwyer รุ่น DPGW-04 ช่วงการวัด 0-5psi ที่มีค่าความถูกต้องในการวัดความดัน $\pm 1.0\%$ F.S. โดยค่าช่วงวัดที่เลือกใช้นี้ได้ทำการคำนวณความดันมาก่อนแล้ว ตัววัดความดันได้ถูกนำไปติดตั้งเข้ากับท่อทดสอบบริเวณทางเข้าและทางออกของน้ำร้อนจุดละตัว ซึ่งอยู่ห่างกัน 1500 mm ค่าผลต่างของความดันทั้งสองจุดที่วัดได้หรือความดันสูญเสีย ถูกนำไปหาค่าตัวประกอบความเสียดทานตามสมการทางทฤษฎีต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.17 เครื่องวัดความดันแบบดิจิทัลของ Dwyer รุ่น DPGW-04

4.5 การออกแบบท่อเกลียวและอุปกรณ์ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

การศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อเกลียวที่มีการติดตั้งแผ่นบิดนี้ ได้ทำการออกแบบอุปกรณ์เพื่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นจากท่อผิวเรียบ(smooth tube) โดยแบ่งขอบเขตการศึกษาเป็น 3 กรณีดังนี้

4.5.1 ท่อเกลียว (helical ribbed tube)

แนวคิดในการออกแบบท่อเกลียวเพื่อลดชั้นขีดผิวทางความร้อนให้บางลงและช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากการไหลภายในท่อผิวเรียบนั้นจะมีการพัฒนาปรับตัวของชั้นขีดผิวทางความร้อนหนาขึ้นเรื่อยๆ เมื่อของไหลไหลผ่านผิวท่อไปได้ระยะหนึ่ง ซึ่งทำให้ของเหลวที่ไหลภายใต้เส้นชั้นขีดผิวทางความร้อนกับของไหลที่ไหลนอกเส้นชั้นขีดผิวแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ไม่เต็มที่เท่าที่ควรส่งผลให้แลกเปลี่ยนความร้อนได้ต่ำ แต่หากทำให้ผิวท่อมีความขรุขระจะทำให้เส้นชั้นขีดผิวทางความร้อนบางลง การแลกเปลี่ยนความร้อนก็เพิ่มขึ้น และการทำให้ผิวท่อขรุขระนั้นยังช่วยเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนทางอ้อมได้ด้วยอีกทางหนึ่ง แต่การทำผิวท่อให้ขรุขระนั้นต้องพิจารณาถึงพลังงานการไหลที่ต้องสูญเสียเพิ่มขึ้นด้วย ท่อเกลียวแบบนี้ยังถูกออกแบบให้ของไหลที่ไหลบริเวณผนังท่อมีการไหลหมุนควงตามเกลียวท่อและไหลเป็นระเบียบมากขึ้น ซึ่งจะช่วยลดแรงต้านจากการไหลลงได้มาก ทำให้สูญเสียพลังงานการไหลน้อยลง และส่งผลให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้น วิธีสร้างท่อเกลียวทำได้โดยนำท่อทองแดงผิวเรียบมาดัดแปลง โดยใช้เครื่องจักรกดรีดให้มีลักษณะคล้ายเกลียวของน็อตที่มีมุมเอียง (helix angle: θ) ประมาณ 15° เอียงตามเข็มนาฬิกา การขึ้นรูปต้องใช้ความระมัดระวังเป็นพิเศษเพราะอาจทำให้ท่อฉีกขาดได้ง่าย ท่อเกลียวที่ใช้ในการทดลองนี้ได้กำหนดระยะพิตช์ของครีบกเกลียว(Pitch: P) ให้ต่างกันคือ 4.5, 5.5 และ 6.5 mm ส่วนความสูงของครีบกเกลียว(rib height: e) กำหนดให้ต่างกันคือ 0.5, 1.0 และ 1.5 mm ทำให้ได้อัตราส่วนระยะพิตช์ของครีบกเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก(pitch ratio: P/D_H หรือ PR) เท่ากับ 0.18, 0.22 และ 0.27 และได้อัตราส่วนความสูงของครีบกเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Rib-height ratio: e/D_H หรือ HR) เท่ากับ 0.02, 0.04 และ 0.06 ตามลำดับ ทำให้ได้ท่อเกลียวสำหรับทดสอบทั้งหมด 9 กรณีศึกษา ดังแสดงในรูปที่ 4.18 และตารางที่ 4.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.1 รายละเอียดของท่อเกลียวและท่อผิวเรียบที่ใช้ศึกษาวิจัย

Test tube.	D_i	D_H	e	P	HR	PR
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(-)	(-)
smooth tube	26.0	26.0	-	-	-	-
tube $PR=0.27, HR=0.06$		24.5	1.5	6.5	0.06	0.27
tube $PR=0.27, HR=0.04$		25.0	1.0	6.5	0.04	0.27
tube $PR=0.27, HR=0.02$		25.5	0.5	6.5	0.02	0.27
tube $PR=0.22, HR=0.06$		24.5	1.5	5.5	0.06	0.22
tube $PR=0.22, HR=0.04$		25.0	1.0	5.5	0.04	0.22
tube $PR=0.22, HR=0.02$		25.5	0.5	5.5	0.02	0.22
tube $PR=0.18, HR=0.06$		24.5	1.5	4.5	0.06	0.18
tube $PR=0.18, HR=0.04$		25.0	1.0	4.5	0.04	0.18
tube $PR=0.18, HR=0.02$		25.5	0.5	4.5	0.02	0.18

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.18 ภาพถ่ายท่อเกลียวและท่อผิวเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5.2 แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามและบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ

กรณีศึกษาต่อไปนี้เป็นกรณีนำท่อเกลียวที่ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (TEF) สูงที่สุดคือท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.06$ มาทดลองร่วมกับแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามและบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ แผ่นบิดที่นำมาใช้ทดลองร่วมกับท่อเกลียวสร้างมาจากแผ่นอลูมิเนียมหนา 1 mm กว้าง (W) 23 mm แล้วทำการบิดตามและบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อได้ระยะการบิด (y) เท่ากับ 50, 66, 80, 96, 110, 126, 140, 156, 170, 186, 200 และ 216 mm ตามลำดับ ทำให้ได้แผ่นบิดที่มีอัตราส่วนการบิด ($Y = y/W$) เท่ากับ 2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70 และ 9.39 ตามลำดับ ซึ่งได้แผ่นบิดทดสอบทั้งหมด 24 กรณี แผ่นบิดแต่ละแผ่นยาว 1,500 mm ดังแสดงตามตารางที่ 4.2 และรูปที่ 4.19

ตารางที่ 4.2 รายละเอียดของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตาม และบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ

ท่อทดสอบ	ชนิด	D_H	W	y	Y
		(mm)	(mm)	(mm)	(-)
Ribbed tube ($PR=0.27$, $HR=0.06$)	-	24.5	-	-	-
Ribbed tube, $Y=2.17$ (SCS)	Single Co-Swirl	24.5	23.0	50	2.17
Ribbed tube, $Y=2.87$ (SCS)	Single Co-Swirl	24.5	23.0	66	2.87
Ribbed tube, $Y=3.48$ (SCS)	Single Co-Swirl	24.5	23.0	80	3.48
Ribbed tube, $Y=4.17$ (SCS)	Single Co-Swirl	24.5	23.0	96	4.17
Ribbed tube, $Y=4.78$ (SCS)	Single Co-Swirl	24.5	23.0	110	4.78
Ribbed tube, $Y=5.48$ (SCS)	Single Co-Swirl	24.5	23.0	126	5.48
Ribbed tube, $Y=6.09$ (SCS)	Single Co-Swirl	24.5	23.0	140	6.09
Ribbed tube, $Y=6.78$ (SCS)	Single Co-Swirl	24.5	23.0	156	6.78
Ribbed tube, $Y=7.39$ (SCS)	Single Co-Swirl	24.5	23.0	170	7.39
Ribbed tube, $Y=8.09$ (SCS)	Single Co-Swirl	24.5	23.0	186	8.09
Ribbed tube, $Y=8.70$ (SCS)	Single Co-Swirl	24.5	23.0	200	8.70
Ribbed tube, $Y=9.39$ (SCS)	Single Co-Swirl	24.5	23.0	216	9.39
Ribbed tube, $Y=2.17$ (SCTS)	Single CounTer-Swirl	24.5	23.0	50	2.17
Ribbed tube, $Y=2.87$ (SCTS)	Single CounTer-Swirl	24.5	23.0	66	2.87
Ribbed tube, $Y=3.48$ (SCTS)	Single CounTer-Swirl	24.5	23.0	80	3.48
Ribbed tube, $Y=4.17$ (SCTS)	Single CounTer-Swirl	24.5	23.0	96	4.17

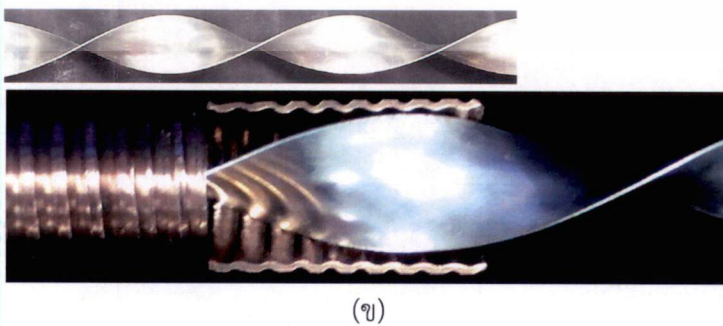
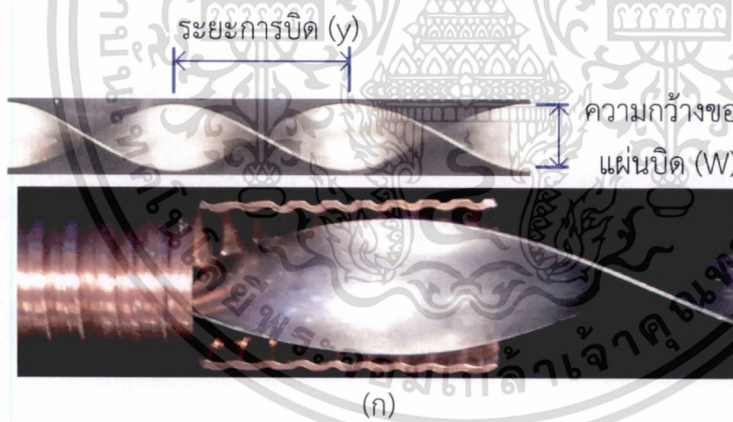
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.2 รายละเอียดของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตาม และบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ (ต่อ)

ท่อทดสอบ	ชนิด	D_H	W	y	Y
		(mm)	(mm)	(mm)	(-)
Ribbed tube, $Y=4.78$ (SCTS)	Single CounTer-Swirl	24.5	23.0	110	4.78
Ribbed tube, $Y=5.48$ (SCTS)	Single CounTer-Swirl	24.5	23.0	126	5.48
Ribbed tube, $Y=6.09$ (SCTS)	Single CounTer-Swirl	24.5	23.0	140	6.09
Ribbed tube, $Y=6.78$ (SCTS)	Single CounTer-Swirl	24.5	23.0	156	6.78
Ribbed tube, $Y=7.39$ (SCTS)	Single CounTer-Swirl	24.5	23.0	170	7.39
Ribbed tube, $Y=8.09$ (SCTS)	Single CounTer-Swirl	24.5	23.0	186	8.09
Ribbed tube, $Y=8.70$ (SCTS)	Single CounTer-Swirl	24.5	23.0	200	8.70
Ribbed tube, $Y=9.39$ (SCTS)	Single CounTer-Swirl	24.5	23.0	216	9.39

หมายเหตุ: SCS คือ แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวท่อ (Single Co-Swirl twisted tape)

SCTS คือ แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ (Single CounTer-Swirl twisted tape)



รูปที่ 4.19 การติดตั้งแผ่นบิดเดี่ยวในท่อเกลียว (ก) แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อและ (ข) แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

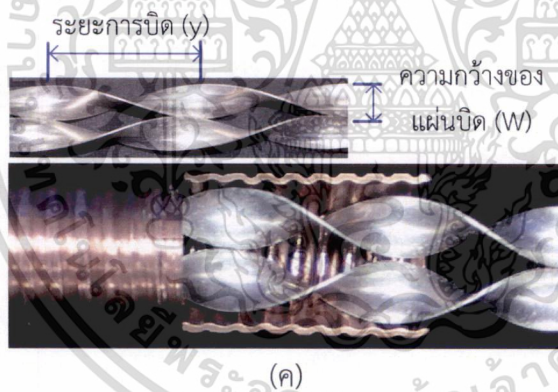
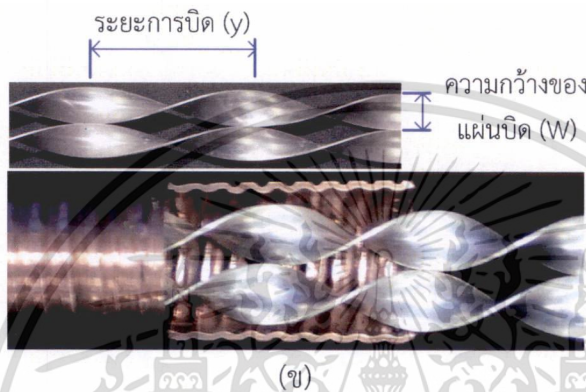
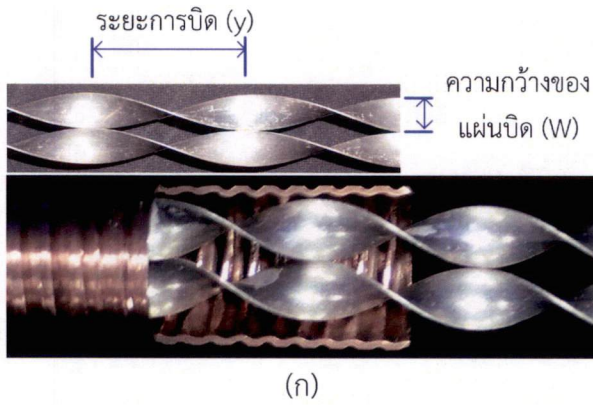
อัตราส่วน การบิด	รูปแบบของแผ่นบิดเดี่ยว	
	แบบบิดตามครีบกี้ยวทอ (Single Co-Swirl twisted tape)	แบบบิดสวนทางกับครีบกี้ยวทอ (Single CounTer-Swirl twisted tape)
2.17		
2.87		
3.48		
4.18		
4.78		
5.48		
6.09		
6.78		
7.39		
8.09		
8.70		
9.39		

รูปที่ 4.20 แผ่นบิดเดี่ยวที่ใช้ทดสอบร่วมกับท่อเกลียว

4.5.3 แผ่นบิดคู่แบบบิดตาม บิดสวนทางกับครีบกี้ยวทอและบิดสวนทางกัน

หัวข้อนี้เป็นการนำแผ่นบิดคู่มาสอดใส่ในท่อเกลียวที่ให้ค่า TEF สูงที่สุด คือท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.06$ ประกอบด้วยแผ่นบิดคู่แบบบิดตาม บิดสวนทางกับครีบกี้ยวทอ และบิดสวนทางกัน แผ่นบิดคู่ที่นำมาทดลองร่วมกับท่อเกลียวสร้างมาจากแผ่นอลูมิเนียมหนา 1 mm, $W=11.5$ mm $y=25, 33, 40, 48, 55, 63, 70, 78, 85, 93, 100$ และ 108 mm ตามลำดับ และได้แผ่นบิดคู่ที่มี $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ตามลำดับ แผ่นบิดคู่ที่ใช้ทดสอบมีทั้งหมด 36 กรณีนี้นี้ แผ่นบิดแต่ละคู่ยาว 1,500 mm ดังแสดงตามตารางที่ 4.3 และรูปที่ 4.21

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.21 การติดตั้งแผ่นบิดคู่ในท่อเกลียว (ก) แบบบิดตามครึ่งเกลียวท่อ (ข) แบบบิดสวนทางกับครึ่งเกลียวท่อ และ (ค) แบบบิดสวนทางกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราส่วน การบิด	รูปแบบของแผ่นบิดคู่		
($Y=y/W$)	แบบบิดตามครีบกัลเลียวท้อ (Twin Co-Swirl)	แบบบิดสวนทางกับครีบกัลเลียว ท้อ (Twin CounTer-Swirl)	แบบบิดสวนทางกัน (Twin Counter Twist)
2.17			
2.87			
3.48			
4.18			
4.78			
5.48			
6.09			
6.78			
7.39			
8.09			
8.70			
9.39			

รูปที่ 4.22 แผ่นบิดคู่ที่ใช้ทดสอบร่วมกับท้อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.3 รายละเอียดของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบก่ียวท่อ บิดสวนทางกับครีบก่ียวท่อและ บิดสวนทางกัน

ท่อทดสอบ	ชนิด	D_H	W	y	Y
		(mm)	(mm)	(mm)	(-)
Ribbed tube ($PR=0.27, HR=0.06$)	-	24.5	-	-	-
Ribbed tube, $Y=2.17$ _ (TCS)	Twin Co-Swirl	24.5	11.5	25	2.17
Ribbed tube, $Y=2.87$ _ (TCS)	Twin Co-Swirl	24.5	11.5	33	2.87
Ribbed tube, $Y=3.48$ _ (TCS)	Twin Co-Swirl	24.5	11.5	40	3.48
Ribbed tube, $Y=4.17$ _ (TCS)	Twin Co-Swirl	24.5	11.5	48	4.17
Ribbed tube, $Y=4.78$ _ (TCS)	Twin Co-Swirl	24.5	11.5	55	4.78
Ribbed tube, $Y=5.48$ _ (TCS)	Twin Co-Swirl	24.5	11.5	63	5.48
Ribbed tube, $Y=6.09$ _ (TCS)	Twin Co-Swirl	24.5	11.5	70	6.09
Ribbed tube, $Y=6.78$ _ (TCS)	Twin Co-Swirl	24.5	11.5	78	6.78
Ribbed tube, $Y=7.39$ _ (TCS)	Twin Co-Swirl	24.5	11.5	85	7.39
Ribbed tube, $Y=8.09$ _ (TCS)	Twin Co-Swirl	24.5	11.5	93	8.09
Ribbed tube, $Y=8.70$ _ (TCS)	Twin Co-Swirl	24.5	11.5	100	8.70
Ribbed tube, $Y=9.39$ _ (TCS)	Twin Co-Swirl	24.5	11.5	108	9.39
Ribbed tube, $Y=2.17$ _ (TCTS)	Twin CounTer-Swirl	24.5	11.5	25	2.17
Ribbed tube, $Y=2.87$ _ (TCTS)	Twin CounTer-Swirl	24.5	11.5	33	2.87
Ribbed tube, $Y=3.48$ _ (TCTS)	Twin CounTer-Swirl	24.5	11.5	40	3.48
Ribbed tube, $Y=4.17$ _ (TCTS)	Twin CounTer-Swirl	24.5	11.5	48	4.17
Ribbed tube, $Y=4.78$ _ (TCTS)	Twin CounTer-Swirl	24.5	11.5	55	4.78
Ribbed tube, $Y=5.48$ _ (TCTS)	Twin CounTer-Swirl	24.5	11.5	63	5.48
Ribbed tube, $Y=6.09$ _ (TCTS)	Twin CounTer-Swirl	24.5	11.5	70	6.09
Ribbed tube, $Y=6.78$ _ (TCTS)	Twin CounTer-Swirl	24.5	11.5	78	6.78
Ribbed tube, $Y=7.39$ _ (TCTS)	Twin CounTer-Swirl	24.5	11.5	85	7.39
Ribbed tube, $Y=8.09$ _ (TCTS)	Twin CounTer-Swirl	24.5	11.5	93	8.09

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.3 รายละเอียดของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกัลเลียวท้อ บิดสวนทางกับครีบกัลเลียวท้อและ บิดสวนทางกัน (ต่อ)

ท่อทดสอบ	ชนิด	D_H	W	y	Y
		(mm)	(mm)	(mm)	(-)
Ribbed tube, $Y=8.70$ _ (TCTS)	Twin CounTer-Swirl	24.5	11.5	100	8.70
Ribbed tube, $Y=9.39$ _ (TCTS)	Twin CounTer-Swirl	24.5	11.5	108	9.39
Ribbed tube, $Y=2.17$ _ (TCT)	Twin Counter Twist	24.5	11.5	25	2.17
Ribbed tube, $Y=2.87$ _ (TCT)	Twin Counter Twist	24.5	11.5	33	2.87
Ribbed tube, $Y=3.48$ _ (TCT)	Twin Counter Twist	24.5	11.5	40	3.48
Ribbed tube, $Y=4.17$ _ (TCT)	Twin Counter Twist	24.5	11.5	48	4.17
Ribbed tube, $Y=4.78$ _ (TCT)	Twin Counter Twist	24.5	11.5	55	4.78
Ribbed tube, $Y=5.48$ _ (TCT)	Twin Counter Twist	24.5	11.5	63	5.48
Ribbed tube, $Y=6.09$ _ (TCT)	Twin Counter Twist	24.5	11.5	70	6.09
Ribbed tube, $Y=6.78$ _ (TCT)	Twin Counter Twist	24.5	11.5	78	6.78
Ribbed tube, $Y=7.39$ _ (TCT)	Twin Counter Twist	24.5	11.5	85	7.39
Ribbed tube, $Y=8.09$ _ (TCT)	Twin Counter Twist	24.5	11.5	93	8.09
Ribbed tube, $Y=8.70$ _ (TCT)	Twin Counter Twist	24.5	11.5	100	8.70
Ribbed tube, $Y=9.39$ _ (TCT)	Twin Counter Twist	24.5	11.5	108	9.39

หมายเหตุ: TCS คือ แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกัลเลียวท้อ (Twin Co-Swirl twisted tape)
 TCTS คือ แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกัลเลียวท้อ (Twin CounTer-Swirl twisted tape)
 TCT คือ แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกัน (Twin Counter twisted tape)

4.6 วิธีการทดลอง

การศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากอุปกรณ์ที่ออกแบบเพื่อนำข้อมูลต่างๆ ที่ได้จากการวัดไปทำการวิเคราะห์ค่า Nu , f และ TEF ซึ่งมีวิธีการทดลองดังต่อไปนี้

1. ติดตั้งอุปกรณ์ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเข้าไปในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้น พร้อมตรวจสอบความพร้อมของอุปกรณ์ทดสอบทุกตัว เพื่อป้องกันอันตรายที่อาจเกิดขึ้นจากการทำงานของอุปกรณ์

2. เปิดสวิตช์ระบบผลิตน้ำร้อนและน้ำเย็นทิ้งไว้ประมาณ 1 hr จนอุณหภูมิของของไหลทดสอบมีอุณหภูมิถึงจุดทดสอบ แล้วเปิดปั๊มน้ำร้อนและน้ำเย็นให้ของไหลไหลเข้าไปในระบบพร้อมทั้งปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นให้ไหล 900 L/hr โดยกำหนดให้คงที่อย่างนี้ตลอดไป

3. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนที่ 10% จากโรตاميเตอร์ รอจนกว่าการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนกับน้ำเย็นจะเสถียรใช้เวลาประมาณ 20-40 นาที แล้วบันทึกอุณหภูมิของระบบน้ำร้อนกับน้ำเย็นบริเวณทางเข้าและทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พร้อมทั้งสมดุลความร้อนไปพร้อมกัน หากการสมดุลความร้อนระหว่างน้ำร้อนกับน้ำเย็นมีค่าสูงกว่า 5% ต้องตรวจเช็คอุปกรณ์วัดใหม่หรือต้องรอเวลาอีกเพราะการแลกเปลี่ยนความร้อนยังไม่เสถียร

4. ทำการปรับอัตราการไหลของโรตاميเตอร์เพิ่มขึ้นครั้งละ 10% จนครบ 90% ซึ่งอยู่ในช่วงเลขเรย์โนลด์ที่ใช้ทดสอบ ขณะปรับอัตราการไหลต้องมีการบันทึกข้อมูลของอุณหภูมิตลอดเวลา และทดสอบซ้ำอย่างนี้ประมาณ 3-4 ครั้งเพื่อความแม่นยำของข้อมูล

5. ค่าความดันตกคร่อมมีวิธีวัดในลักษณะเดียวกับอุณหภูมิ

6. ปิดสวิตช์ปั๊มน้ำร้อนและน้ำเย็นรอจนกว่าอุณหภูมิของท่อลดลงแล้วจึงถอดหน้าแปลนยึดท่อหัวท้ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนออกแล้วติดตั้งอุปกรณ์แบบอื่นที่เหลือเข้าไปพร้อมประกอบเข้าเหมือนเดิมแล้วทำการทดสอบซ้ำตามข้อ 2-5

7. ข้อมูลการทดสอบที่ได้นำไปวิเคราะห์ค่าการถ่ายเทความร้อนในเทอมของเลขนัสเซิลท์ ค่าความดันสูญเสียในเทอมของตัวประกอบความเสียดทาน และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน ด้วยสมการในหัวข้อที่ 4.7

ความคลาดเคลื่อนของการวัดข้อมูลที่ได้จากการทดลองกำหนดโดยความคลาดเคลื่อนในการคำนวณอ้างอิงจากเอกสาร(Measurement Uncertainty) ค่าความคลาดเคลื่อนมากที่สุดสำหรับตัวแปรไร้มิติหน่วยน้อยกว่า $\pm 3\%$ สำหรับเลขเรย์โนลด์, น้อยกว่า $\pm 4\%$ สำหรับเลขนัสเซิลท์และ น้อยกว่า $\pm 4\%$ สำหรับตัวประกอบความเสียดทาน ความคลาดเคลื่อนในการวัดความดันมีความคลาดเคลื่อนน้อยกว่า $\pm 1\%$, ส่วนความคลาดเคลื่อนของอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกประมาณ $\pm 0.2\%$

4.7 ทฤษฎีสำหรับวิเคราะห์ข้อมูลการทดลอง

การศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้นที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง ข้อมูลต่างๆ ที่ได้จากการทดลองถูกนำไปวิเคราะห์ในเทอมของตัวแปรไร้มิติ(Dimensionless) ทุกกรณี เพื่อเปรียบเทียบในแต่ละกรณี การคำนวณหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำร้อน (Q_h) และน้ำเย็น (Q_c) สามารถคำนวณจากสมการ (4.1) และ (4.2)

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (4.1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานในชั้นเรียน ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (4.2)$$

เมื่อ \dot{m}_h, \dot{m}_c คืออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำร้อนและน้ำเย็น $c_{p,h}, c_{p,c}$ คือความร้อนจำเพาะของน้ำร้อนและน้ำเย็น $T_{h,in}, T_{c,in}$ คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำร้อนและน้ำเย็นบริเวณทางเข้าและ $T_{h,out}, T_{c,out}$ คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำร้อนและน้ำเย็นบริเวณทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามลำดับ เบื้องต้นค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำร้อนและน้ำเย็นถูกสมมูลพลังงานความร้อน ก่อนเสมอเพื่อตรวจสอบความถูกต้องของเซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิที่วัดได้ในแต่ละจุดกับโรตاميเตอร์ที่ใช้วัดอัตราการไหล การสมมูลพลังงานความร้อนระหว่างน้ำร้อนกับน้ำเย็นกำหนดให้ไม่เกิน 5% แล้วพิจารณาใช้อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (Q_{ave}) เป็นความร้อนที่ป้อนให้แก่ชุดทดลองตามสมการ (4.3)

$$Q_{ave} = (Q_h + Q_c) / 2 \quad (4.3)$$

การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (h_i) ต้องอาศัยความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความต้านทานความร้อนรวม (U_i) จากสมการ (4.4)

$$Q_{ave} = U_i A_i \Delta T_{LMTD} \quad (4.4)$$

เมื่อ $A_i = \pi D_H L$ คือพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อ, L คือความยาวท่อช่วงแลกเปลี่ยนความร้อน, D_H คือเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก และ ΔT_{LMTD} คือผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก การทดลองไม่สามารถวัดอุณหภูมิของผนังท่อได้โดยตรง การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อพิจารณาจากสมการ (4.5)

$$1/U_i = 1/U_o = (1/h_i) + [A_i \ln(D_o - D_i) / 2\pi k L] + (A_i / A_o h_o) + R \quad (4.5)$$

เมื่อ U_o คือสัมประสิทธิ์ความต้านทานความร้อนรวม, D_o คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อทดสอบ, k คือค่าการนำความร้อนของท่อทดสอบ, $A_o = \pi D_o L$ คือพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนภายนอกของท่อทดสอบ, h_o คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อวงแหวน, R คือตัวประกอบความสกปรก สังเกตพบว่าสามเทอมสุดท้ายของสมการ (4.5) นั้นถูกกำหนดในคงที่ตลอดทุกกรณี แล้วลดรูปสมการ (4.5) ลงมาเป็นสมการ (4.6)

$$1/U_i = (1/h_i) + B \quad (4.6)$$

ขณะที่สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อทดสอบมีความสัมพันธ์กับเลขเรย์โนลด์ตามสมการ (4.7)

$$h_i = C Re^m \quad (4.7)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กำหนดให้ค่า C และ m เป็นค่าคงที่ และนำสมการ (4.7) แทนลงในสมการ (4.6) จะได้

$$1/U_i = (1/C Re^m) + B = A Re^{-m} + B \quad (4.8)$$

นำผลที่ได้จากการทดลองไปเขียนกราฟเชิงเส้นหาความสัมพันธ์ระหว่าง $1/U_i$ ให้เป็นแกน y และ Re^m เป็นแกน x ทำให้ได้ค่าความชันของเส้นกราฟ A (slop) กับค่าจุดตัดแกน y (B) จากนั้นนำค่า B ที่ได้ไปแทนลงในสมการ (4.6) แล้วจัดรูปสมการใหม่ได้สมการ (4.9)

$$h_i = 1/[(1/U_i) - B] \quad (4.9)$$

การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อแบบนี้ เรียกว่า “Wilson plot method” เป็นวิธีที่นักวิจัยในต่างประเทศนิยมใช้กันมากโดยอ้างอิงจาก Chen et al. (2001) และจากอีกหลายคณะ เนื่องจากการทดสอบด้วยท่อผิวขรุขระนั้นการติดตั้งจุดวัดอุณหภูมิทำได้ยากมาก ดังนั้นการถ่ายเทความร้อนในท่อมของเลขนัสเซิลท์สามารถคำนวณได้จากสมการ (4.10)

$$Nu = (h_i D_H) / k \quad (4.10)$$

เมื่อ k คือค่าการนำความร้อนเฉลี่ยของของไหล ขณะที่อัตราการไหลถูกวิเคราะห์ให้อยู่ในท่อมของเลขเรย์โนลด์คิดบนพื้นฐานของค่าคุณสมบัติของสารทำงานภายในท่อทดสอบที่อุณหภูมิเฉลี่ยด้วยสมการ (4.11)

$$Re = \rho \bar{U} D_H / \mu \quad (4.11)$$

เมื่อ ρ คือความหนาแน่นของสารทำงานที่อุณหภูมิเฉลี่ย, \bar{U} คือความเร็วเฉลี่ยของสารทำงาน และ μ คือความหนืดไดนามิกส์ (dynamic viscosity) ของสารทำงานที่อุณหภูมิเฉลี่ย ส่วนความดันสูญเสีย (pressure drop) ที่เกิดขึ้นจากการไหลของสารทำงานภายในท่อทดสอบถูกวิเคราะห์ในท่อมของตัวประกอบความเสียดทานด้วยสมการ (4.12)

$$f = 2 D_H \Delta p / \rho L \bar{U}^2 \quad (4.12)$$

เมื่อพิจารณาการไหลที่มีการสูญเสียกำลังการไหล (Pumping power loss) ระหว่างท่อผิวเรียบกับท่อทดสอบที่มีการปรับแต่งสภาพผิวหรือมีการติดตั้งอุปกรณ์อื่นเข้าไปที่ค่าการสูญเสียกำลังการไหลเดียวกัน สามารถพิจารณาได้จากสมการ (4.13)

$$(\dot{V} \Delta p)_o = (\dot{V} \Delta p) \quad (4.13)$$

เมื่อ \dot{V} คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงาน, o คือตัวแปรที่แทนด้วยท่อผิวเรียบ (smooth tube) และ \dot{V} คือตัวแปรที่แทนด้วยท่อที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ช่วยเพิ่มการ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ่ายเทความร้อน (augmented tube) แล้วนำตัวแปรในสมการ (4.13) มาจัดใหม่ในเทอมของตัวแปรไร้มิติของตัวประกอบความเสียหายและเลขเรย์โนลด์ดังสมการ (4.14)

$$(fRe^3)_0 = (fRe^3) \quad (4.14)$$

หรือ

$$Re_0 = Re(f/f_0)^{1/3} \quad (4.15)$$

สำหรับตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (TEF) คือดัชนีชี้วัดขีดความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยเทียบที่ค่าการสูญเสียกำลังการไหลเดียวกัน คำนวณได้จากสมการ (4.17)

$$TEF = (h/h_0)_{pp} = (Nu/Nu_0)_{pp} \quad (4.16)$$

หรือ

$$TEF = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3} \quad (4.17)$$

ดัชนีชี้วัดในสมการ (4.17) นี้ หากมีค่ามากกว่าหนึ่งหมายความว่ามีการเพิ่มความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ แต่ถ้าหากมีค่าต่ำกว่าหนึ่งถือว่าการเพิ่มความร้อนต่ำกว่าท่อผิวเรียบไม่เหมาะในการนำไปประยุกต์ใช้งาน การพัฒนาเทคโนโลยีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ ที่ใช้ในภาคอุตสาหกรรม ไม่ควรพิจารณาการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นเพียงอย่างเดียว แต่ต้องพิจารณาถึงพลังงานการไหลที่ต้องสูญเสียไปกับการติดตั้งอุปกรณ์ในการช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วย ดังนั้นการใช้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนจึงเป็นตัวชี้วัดหลักที่ครอบคลุมทั้งการถ่ายเทความร้อนที่ได้เพิ่มขึ้นกับพลังงานการไหลที่ต้องสูญเสียไปจากการติดตั้งอุปกรณ์ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เพื่อให้เกิดประโยชน์และมีประสิทธิภาพสูงสุดต่อการนำไปประยุกต์ใช้งาน เช่น ลดการใช้พลังงาน ลดต้นทุนการผลิต ลดพื้นที่การติดตั้ง ลดขนาด สามารถแข่งขันได้ในทางธุรกิจ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยท่อเกลียว

5.1 บทนำ

การศึกษาเชิงทดลองนำท่อเกลียวมาใช้เพื่อช่วยเพิ่มเลขนัสเซลท์(Nu) และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน(TEF) จากแนวคิดในการออกแบบท่อผิวเรียบให้เป็นท่อเกลียวเพื่อลดชั้นขีตผิวทางความร้อนให้บางลง เนื่องจากการไหลภายในท่อผิวเรียบนั้นมีการพัฒนาปรับตัวของชั้นขีตผิวทางความร้อนหนาขึ้นเรื่อยๆ จึงทำให้ของเหลวที่ไหลภายใต้ชั้นขีตผิวทางความร้อนกับของไหลที่ไหลนอกชั้นขีตผิวไม่สามารถไหลข้ามขอบเขตกันได้ ส่งผลทำให้แลกเปลี่ยนความร้อนกันได้น้อยลง การทำให้ผิวท่อมีความขรุขระมากขึ้นจะทำให้ชั้นขีตผิวทางความร้อนบางลงและส่งผลการแลกเปลี่ยนความร้อนให้ดีขึ้น การออกแบบผิวท่อให้ขรุขระนั้นต้องพิจารณาถึงพลังงานการไหลที่ต้องสูญเสียเพิ่มขึ้นด้วย ดังนั้นจึงออกแบบผิวท่อให้เป็นครีบกเกลียวที่เอียงเล็กน้อยเพื่อลดแรงต้านของการไหล และให้ของไหลที่ไหลบริเวณผนังท่อมีลักษณะการไหลหมุนควงตามครีบกเกลียวท่อและให้ไหลหมุนวนระหว่างครีบกเกลียวท่อควบคู่ไปพร้อมกัน ซึ่งจะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและลดการสูญเสียพลังงานการไหลให้น้อยลงได้ ซึ่งส่งผลทำให้ค่า TEF ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามลำดับ ท่อเกลียวที่นำมาศึกษาทดลองสร้างจากท่อทองแดงผิวเรียบขึ้นรูปด้วยเครื่องจักรมีลักษณะเป็นครีบกเกลียวหมุนตามเข็มนาฬิกา มีมุมเอียงประมาณ 15° การขึ้นรูปต้องใช้ความระมัดระวังและชำนาญเป็นพิเศษเพราะอาจทำให้ท่อฉีกขาดได้ง่าย ท่อเกลียวที่ใช้ศึกษาทดลองกำหนดระยะพิตซ์(P) ให้มีค่าเท่ากับ 4.5, 5.5 และ 6.5 mm และความสูงของครีบก(e) เท่ากับ 0.5, 1.0 และ 1.5 mm ทำให้ได้อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก(P/D_H หรือ PR) เท่ากับ 0.18, 0.22 และ 0.27 และอัตราส่วนความสูงของครีบกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_H หรือ HR) เท่ากับ 0.02, 0.04 และ 0.06 ตามลำดับ เพื่อศึกษาอิทธิพลของ PR และ HR ในท่อเกลียวต่อ Nu , f และ TEF

5.2 ผลการสอบเทียบท่อผิวเรียบ

หัวข้อนี้เป็นการนำผลการทดลองทางด้านการถ่ายเทความร้อนในเทอมของ Nu และความดันสูญเสียในเทอมของ f เปรียบเทียบกับสหพันธ์ของ Dittus-Boelter และ Petukhov ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เพื่อตรวจสอบขั้นตอนการวิเคราะห์และความถูกต้องแม่นยำของเครื่องมือวัดที่ใช้ในการวิจัยโดยอ้างอิงจากเอกสาร Incropera (2002)

Nu คำนวณตามสหพันธ์ของ Dittus-Boelter สำหรับการทำให้ของไหลเย็นตัวลง

$$Nu = 0.023Re^{4/5}Pr^{0.3} \quad (5.1)$$

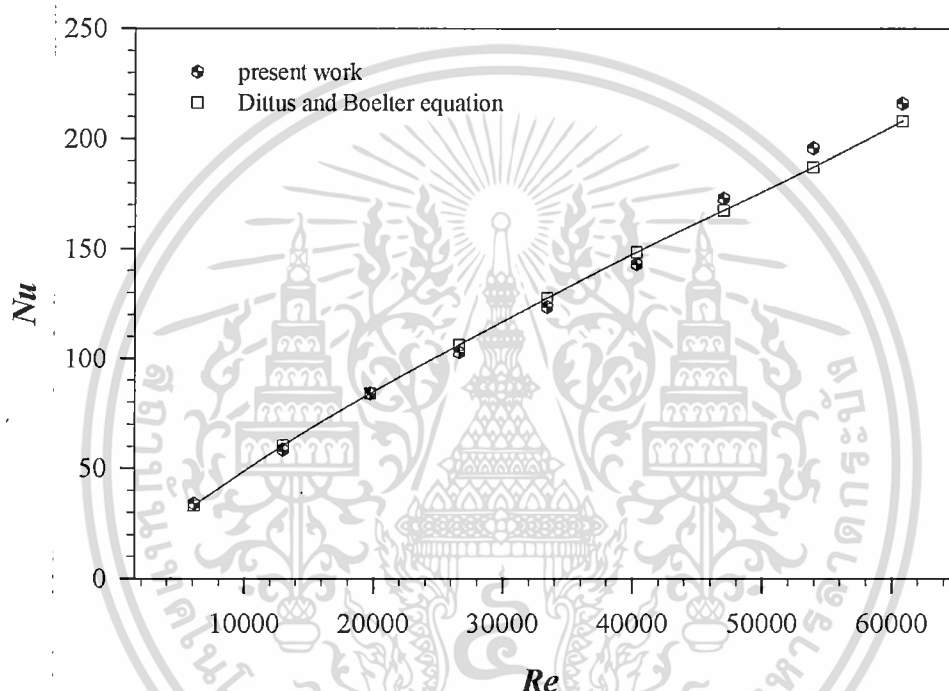
และ f คำนวณตามสหพันธ์ของ Petukhov

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (5.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2.1 ผลสอบเทียบ Nu

รูปที่ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของท่อผิวเรียบที่ได้จากการทดลองในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนพบว่าค่า Nu ที่ได้จากการทดลองกับ Nu จากทฤษฎีค่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Re ที่เพิ่มขึ้น จากความปั่นป่วนของการไหลที่เพิ่มสูงขึ้นทำให้ชั้นขีตผิวทางความร้อนยิ่งบางลงทำให้ของไหลสามารถไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้นที่ผนังท่อส่งผลให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นตาม Re ที่เพิ่มสูงขึ้น จากการนำ Nu ที่ได้จากการทดลองโดยใช้วิธี Wilson plot เปรียบเทียบกับ Nu จากการคำนวณด้วยสหพันธ์ของ Dittus-Boelter ในสมการ (5.1) ภายใต้เงื่อนไขที่กำหนดพบว่า Nu จากผลการทดลองในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนมีค่าใกล้เคียงกับ Nu จากสหพันธ์ของ Dittus-Boelter ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนประมาณ $\pm 4\%$ ถือว่าเป็นความผิดพลาดที่สามารถยอมรับได้ในทางวิศวกรรม



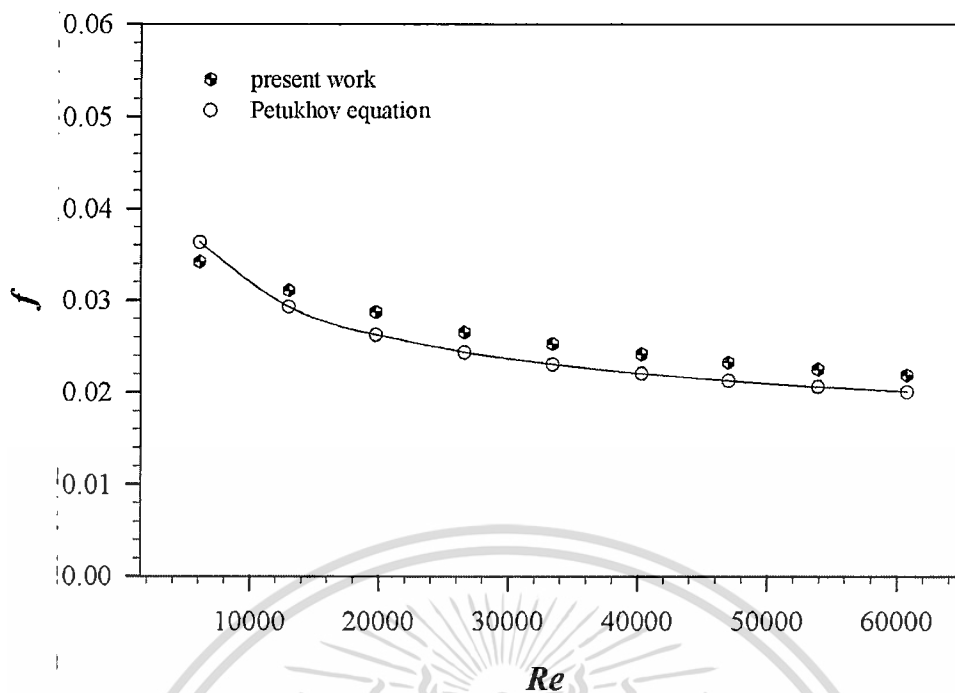
รูปที่ 5.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของท่อผิวเรียบ

5.2.2 ผลสอบเทียบ f

รูปที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของท่อผิวเรียบที่ได้จากการทดลองในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนพบว่าค่า f ที่ได้จากการทดลองกับผลที่ได้ทางทฤษฎีค่ามีแนวโน้มค่อยๆ ลดลงเล็กน้อยตาม Re ที่เพิ่มขึ้น จากการนำ f ที่ได้จากการทดลองเปรียบเทียบกับ f ที่ได้จากการคำนวณตามสหพันธ์ของ Petukhov ในสมการ (5.2) ภายใต้เงื่อนไขที่กำหนด ซึ่ง f มีค่าใกล้เคียงกับผลจากการคำนวณตามทฤษฎีของ Petukhov โดยมีคลาดเคลื่อนประมาณ $\pm 8\%$

ทั่วไปแล้วทั้ง Nu และ f ที่เกิดขึ้นสำหรับการทดลองเกี่ยวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นยอมให้มีความคลาดเคลื่อนได้ไม่เกิน $\pm 10\%$ ซึ่งผลการทดลองที่ได้จากเครื่องมือวัด และวิธีการต่างๆ ในครั้งนี้มีแนวทางที่ถูกต้องไม่ขัดกับทฤษฎีและมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันกับทฤษฎี เชื่อว่าผลการทดลองที่ได้มีความน่าเชื่อถือมากพอสมควร

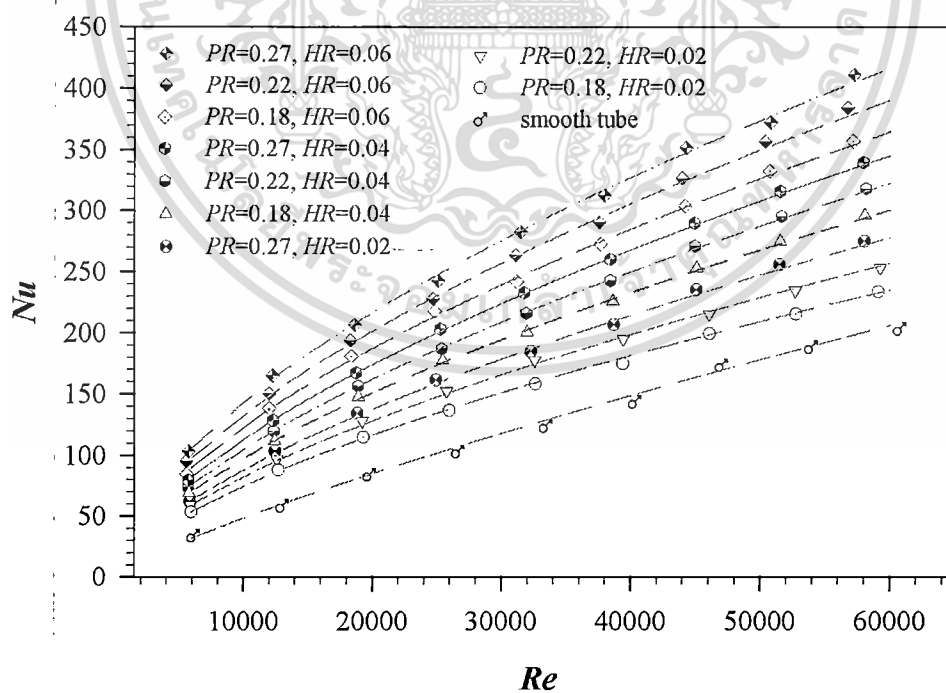
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของท่อผิวเรียบ

5.3 ผลการทดลองของท่อเกลียว

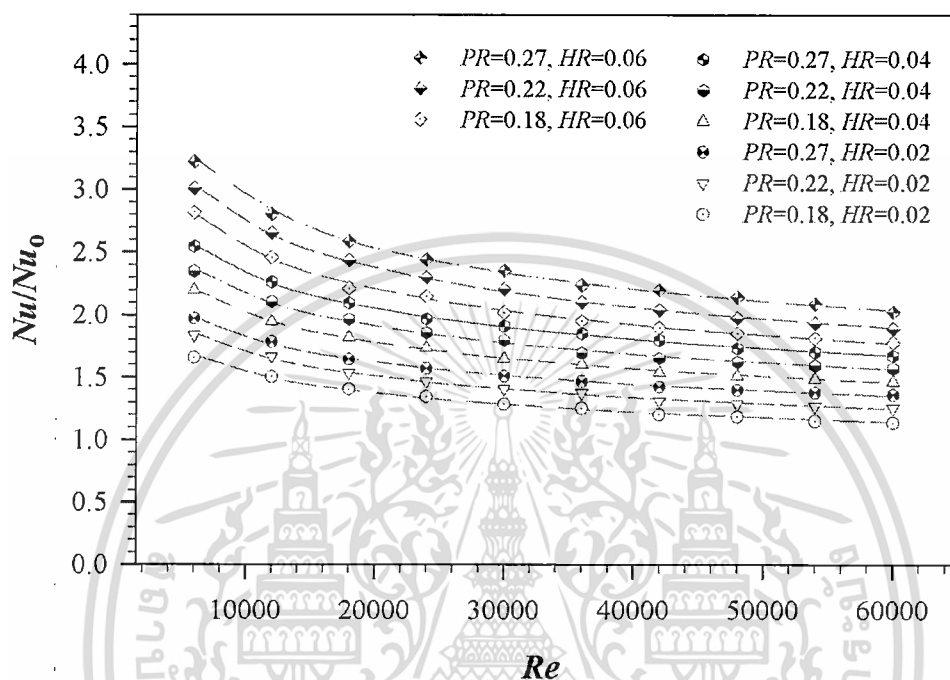
5.3.1 อิทธิพลของท่อเกลียวต่อ Nu



รูปที่ 5.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของท่อเกลียวและท่อผิวเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลองของท่อเกลียวถูกแสดงในเทอมของ Nu การใช้ท่อเกลียวเพื่อเป็นอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนเมื่อของไหลไหลผ่านครีบบริเวณรอบๆ ผนังท่อเกลียว ซึ่งสามารถช่วยเพิ่ม Nu ของท่อให้สูงขึ้นได้ การทดสอบกำหนดให้อุณหภูมิของไหลทดสอบไหลเข้าท่อในสภาวะคงตัว ท่อเกลียวที่นำมาทดสอบมี PR แตกต่างกันคือ 0.18, 0.22 และ 0.27 ตามลำดับ และมี HR แตกต่างกันคือ 0.02, 0.04 และ 0.06 ตามลำดับ



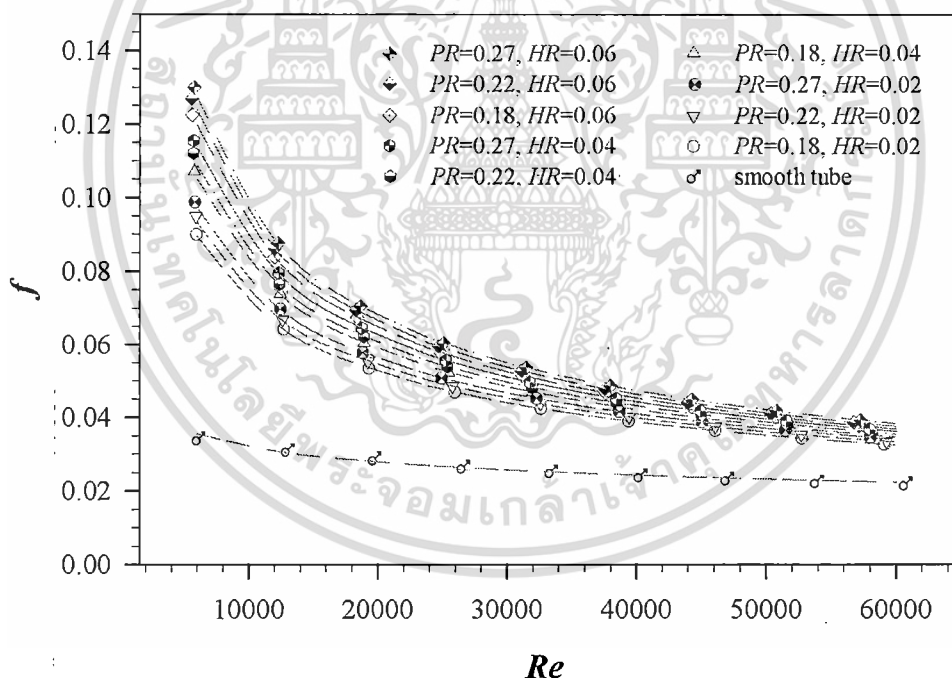
รูปที่ 5.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของท่อเกลียว

รูปที่ 5.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของท่อเกลียวที่ $PR=0.18, 0.22, 0.27$ และ $HR=0.02, 0.04, 0.06$ ตามลำดับ การทดลองพบว่า Nu ของท่อทดสอบทุกกรณีค่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Re ที่เพิ่มขึ้น จากการไหลที่มีความปั่นป่วนมากขึ้นเมื่อ Re มีค่าสูงขึ้น ความปั่นป่วนที่เพิ่มขึ้นนี้จะทำให้ของไหลไหลไปสัมผัสกับผนังท่อได้มากขึ้นและดึงอุณหภูมิที่ผิวท่อออกมาได้มากขึ้น ส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น จากรูปพบว่า ท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.06$ ให้ค่า Nu สูงที่สุดในช่วง Re ที่ใช้ทดสอบ รองลงมาเป็นผลของท่อเกลียวที่ $PR=0.22, HR=0.06$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.18, HR=0.06$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.22, HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.18, HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.02$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.22, HR=0.02$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.18, HR=0.02$ และท่อผิวเรียบให้ค่า Nu ต่ำที่สุด การใช้ท่อเกลียวที่ PR, HR เรียงตามลำดับในข้างต้นให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 102-229%, 90-204%, 77-181%, 68-156%, 56-137%, 46-120%, 35-98%, 25-85% และ 14-68% ตามลำดับ สาเหตุของท่อเกลียวที่ PR กับ HR ค่าสูงๆ แล้วช่วยเพิ่มค่า Nu ได้สูงกว่าท่อเกลียวที่ PR กับ HR ต่ำๆ เนื่องจากการไหลของของไหลที่ไหลผ่านครีบบริเวณรอบๆ ท่อเกลียวที่สูงกว่าทำให้เกิดความดันแตกต่างระหว่างของไหลที่ไหลเหนือครีบบริเวณกับของไหลที่ไหลในร่องครีบบริเวณและเกิดการไหลหมุนวนในร่องครีบบริเวณขนาดโตกว่าจึงทำให้ดึงอุณหภูมิในร่องครีบบริเวณออกมาผสมกับลำการไหลหลักได้มากกว่าจึงให้ค่า Nu เพิ่มขึ้น ขณะที่

ของไหลไหลผ่านครีบบที่ PR ต่างๆ คือครีบบวางอยู่ใกล้กันมากของไหลได้ไหลข้ามร่องระหว่างครีบบ ทำให้ของไหลสัมผัสกับพื้นผิวของท่อน้อยลงและดึงอุณหภูมิออกมาได้น้อยลง แต่ถ้าหากท่อทดสอบมี PR สูงขึ้นคือระยะห่างของครีบบมากขึ้นทำให้ของไหลมีโอกาสไหลหมุนวนเข้าไปดึงอุณหภูมิจากผนังท่อได้ดีกว่า จึงส่งผลทำให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีกว่าเมื่อครีบบสูงขึ้นและครีบบห่างกันมากขึ้น

รูปที่ 5.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของท่อเกลียวที่ PR กับ HR ค่าต่างๆ พบว่า Nu/Nu_0 ให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุดและมีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้น ท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.06$ ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด รองลงมาเป็นผลของท่อเกลียวที่ $PR=0.22$, $HR=0.06$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.18$, $HR=0.06$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.22$, $HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.18$, $HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.02$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.22$, $HR=0.02$ และท่อเกลียวที่ $PR=0.18$, $HR=0.02$ ให้ค่า Nu/Nu_0 ต่ำที่สุด โดยให้ค่าเฉลี่ยประมาณ 2.45 เท่า, 2.29 เท่า, 2.13 เท่า, 1.98 เท่า, 1.85 เท่า, 1.72 เท่า, 1.57 เท่า, 1.46 เท่า และ 1.33 เท่า ตามลำดับ

5.2.2 อิทธิพลของท่อเกลียวต่อ f

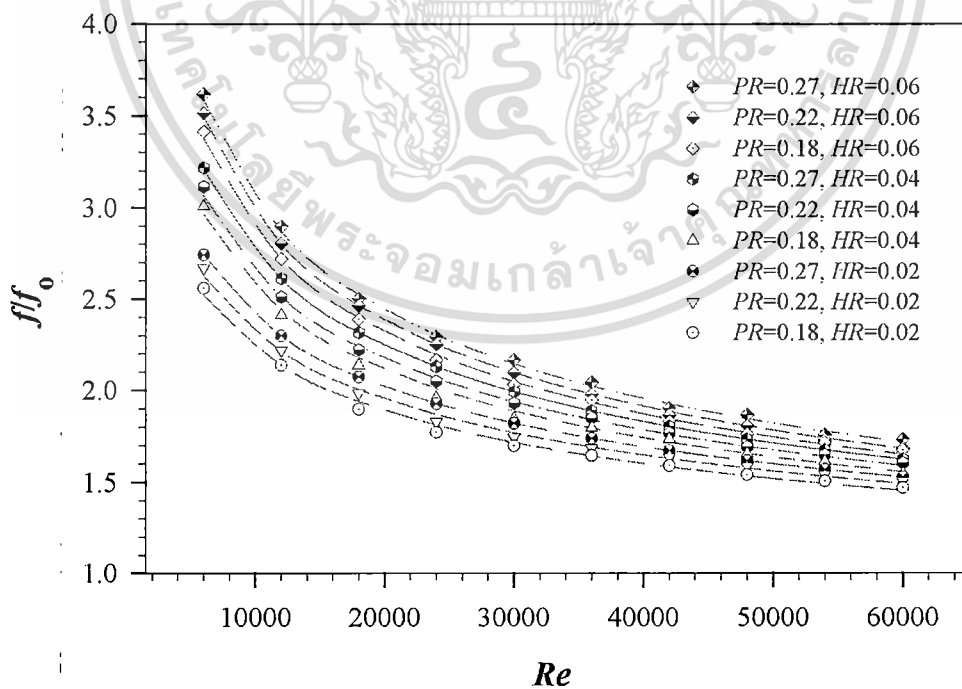


รูปที่ 5.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของท่อเกลียวและท่อผิวเรียบ

การใช้ท่อเกลียวเพื่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเป็นผลให้ความดันสูญเสียภายในท่อเกิดมากขึ้นและถูกนำเสนอในเทอมของ f ดังแสดงในรูปที่ 5.5 จากการทดลองพบว่า f ของท่อเกลียวทุกกรณีค่ามีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้นและมีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด ท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.06$ ให้ค่า f สูงที่สุด รองลงมาคือท่อเกลียวที่ $PR=0.22$, $HR=0.06$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.18$, $HR=0.06$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.22$, $HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.18$, $HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.02$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.22$, $HR=0.02$ และท่อเกลียวที่ $PR=0.18$, $HR=0.02$ ให้ค่า f ต่ำที่สุด โดยให้ค่าเฉลี่ยประมาณ 2.45 เท่า, 2.29 เท่า, 2.13 เท่า, 1.98 เท่า, 1.85 เท่า, 1.72 เท่า, 1.57 เท่า, 1.46 เท่า และ 1.33 เท่า ตามลำดับ

$PR=0.18$, $HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.02$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.22$, $HR=0.02$ และท่อเกลียวที่ $PR=0.18$, $HR=0.02$ โดยมีค่าเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 72-259%, 68-249%, 65-238%, 62-221%, 59-207%, 55-196%, 53-174%, 49-163% และ 45-152% ตามลำดับ เนื่องจากท่อเกลียวที่ HR สูงๆ ความสูงของครีบบมีค่าเพิ่มขึ้นและพื้นที่ด้านการไหลของของไหลที่ไหลเข้าไปปะทะกับครีบบมีค่ามากกว่าครีบบต่ำๆ จึงทำให้ของไหลสูญเสียพลังงานการไหลมากขึ้นในการผลักดันของไหลให้ไหลออกไป จึงทำให้ท่อเกลียวที่มี HR สูงๆ จึงมีค่า f สูงกว่าท่อเกลียวที่มี HR ต่ำๆ สำหรับท่อเกลียวที่ PR น้อยๆ นั้นครีบบแต่ละครีบบอยู่ใกล้กันมาก เมื่อของไหลไหลผ่านครีบบจะไหลข้ามทำให้ของไหลสัมผัสกับผนังท่อน้อยลงและทำให้ความเสียดทานน้อยลง แต่เมื่อครีบบอยู่ห่างกันมากขึ้นที่ PR สูงๆ ของไหลที่ไหลผ่านครีบบจะม้วนตัวเกิดการไหลหมุนวนไปสัมผัสกับผนังท่อนมากขึ้นจากความดันแตกต่าง ทำให้ของไหลมีความต้านทานสูงขึ้น ไหลออกจากท่อได้ยากกว่าและมีการสูญเสียพลังงานการไหลมากกว่าครีบบที่อยู่ใกล้กันที่ PR น้อยๆ จึงทำให้ f ของท่อเกลียวที่ PR สูงๆ มีค่าสูงขึ้น

รูปที่ 5.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง fff_0 และ Re ของท่อเกลียวและท่อผิวเรียบ พบว่า fff_0 ของท่อเกลียวทุกกรณี ค่ามีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้น และ fff_0 มีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด ท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.06$ ให้ค่า fff_0 สูงที่สุด รองลงมาเป็นท่อเกลียวที่ $PR=0.22$, $HR=0.06$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.18$, $HR=0.06$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.22$, $HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.18$, $HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.02$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.22$, $HR=0.02$ และท่อเกลียวที่ $PR=0.18$, $HR=0.02$ ให้ค่า fff_0 ต่ำที่สุด ซึ่งมีค่า fff_0 เฉลี่ยประมาณ 2.33 เท่า, 2.28 เท่า, 2.22 เท่า, 2.15 เท่า, 2.08 เท่า, 2.03 เท่า, 1.94 เท่า, 1.88 เท่า และ 1.82 เท่า ตามลำดับ ตลอดช่วง Re ที่ทดสอบ

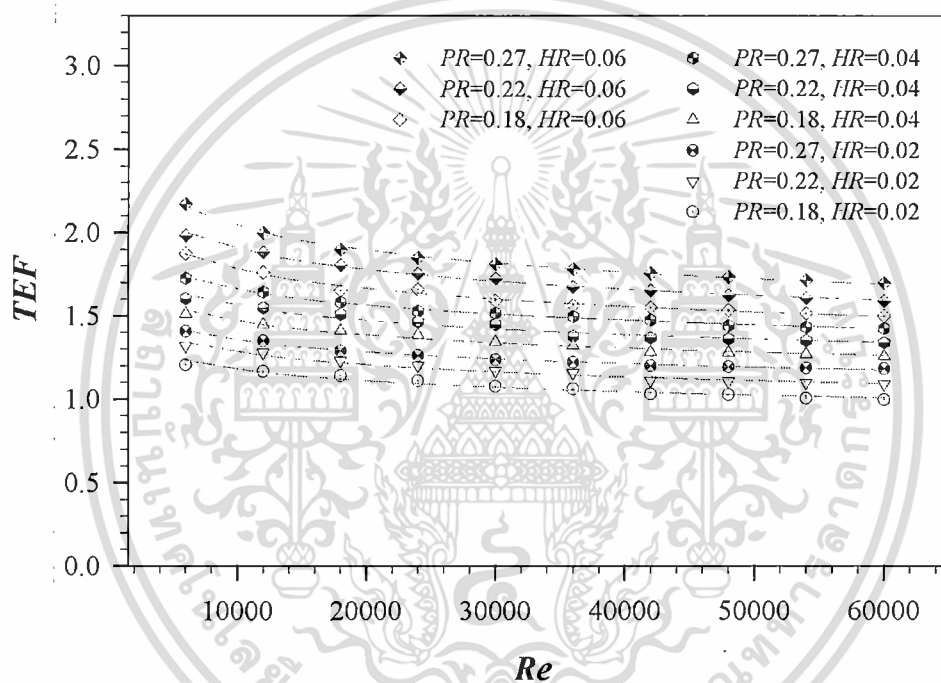


รูปที่ 5.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง fff_0 และ Re ของท่อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2.3 อิทธิพลของท่อเกลียวต่อ TEF

รูปที่ 5.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของท่อเกลียวที่ PR กับ HR ค่าต่างๆ จากรูปพบว่าค่า TEF ของท่อทดสอบทุกกรณีมีแนวโน้มลดลง เมื่อ Re เพิ่มขึ้น และให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด ท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.06$ ให้ค่า TEF สูงสุดประมาณ 2.17 ที่ Re ต่ำสุด รองลงมาเป็นท่อเกลียวที่ $PR=0.22, HR=0.06$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.18, HR=0.06$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.22, HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.18, HR=0.04$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.02$ ท่อเกลียวที่ $PR=0.22, HR=0.02$ และท่อเกลียวที่ $PR=0.18, HR=0.02$ ให้ค่า TEF ต่ำที่สุด ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประมาณ 1.86 , 1.74 , 1.63 , 1.54 , 1.45 , 1.36 , 1.26 , 1.18 และ 1.09 ตามลำดับ จากผลของ Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่ได้รับจากท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.06$ มีสัดส่วนที่สูงกว่าท่อเกลียวกรณีอื่นๆ จึงทำให้ค่า TEF สูงตามไปด้วย



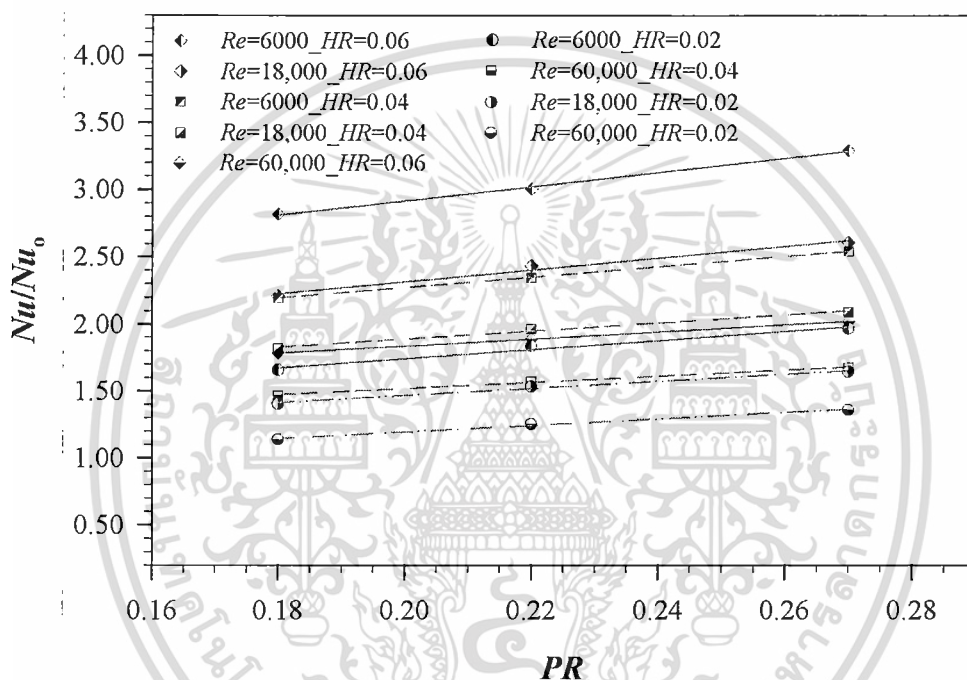
รูปที่ 5.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของท่อเกลียว

5.4 ผลการทดลองเกี่ยวกับอิทธิพลของ PR ในท่อเกลียว

5.4.1 อิทธิพลของ PR ต่อ Nu/Nu_0 ในท่อเกลียว

รูปที่ 5.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ PR ของครีบกเกลียวท่อที่ $HR=0.02, 0.04$ และ 0.06 ด้วย Re ที่ 6000, 18,000 และ 60,000 พบว่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม PR ของครีบกเกลียวท่อ เหตุผลที่ทำให้ท่อเกลียวที่มี PR ของครีบกเกลียวท่อสูงขึ้นแล้วทำให้ Nu/Nu_0 มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากท่อเกลียวที่มี PR ของครีบกเกลียวท่อต่ำๆ นั้นครีบอยู่ใกล้กันมาก ขณะที่ของไหลไหลผ่านครีบแล้วของไหลได้ไหลข้ามร่องระหว่างครีบของท่อจึงทำให้ของไหลสัมผัสกับพื้นผิวของการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยกว่าและดึงอุณหภูมิออกมาจากพื้นผิวได้น้อยกว่า แต่เมื่อ PR ของครีบกเกลียวท่อที่มีค่าเพิ่มขึ้นระยะห่างระหว่างครีบบมีมากขึ้น ทำให้ของไหลไหลผ่านตัวลงไปสัมผัสกับผนังท่อได้ดีกว่าทำให้ของไหลสามารถดึงอุณหภูมิออกมาจากผนังท่อได้ดีกว่าแล้วส่งผลทำให้มีการ

แลกเปลี่ยนความร้อนกันดีขึ้น กรณีของท่อเกลียวที่ $HR=0.02$ หากเปลี่ยน PR ของครีบกเกลียวต่อจาก 0.18 ไปเป็น 0.22 ทำให้ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นประมาณในช่วง 9.3-10.5% และการเปลี่ยน PR ของครีบกเกลียวต่อจาก 0.22 ไปเป็น 0.27 ทำให้ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นอีกประมาณในช่วง 6.6-8.2% สำหรับกรณีของท่อเกลียวที่ $HR=0.04$ หากเปลี่ยน PR ของครีบกเกลียวต่อจาก 0.18 ไปเป็น 0.22 ทำให้ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นประมาณในช่วง 7.3-7.6% และการเปลี่ยน PR ของครีบกเกลียวต่อจาก 0.22 ไปเป็น 0.27 ทำให้ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นอีกประมาณในช่วง 7.1-7.9% และกรณีสุดท้ายของท่อเกลียวที่ $HR=0.06$ หากเปลี่ยน PR ของครีบกเกลียวต่อจาก 0.18 ไปเป็น 0.22 ทำให้ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นประมาณในช่วง 7.1-8.2% และการเปลี่ยน PR ของครีบกเกลียวต่อจาก 0.22 ไปเป็น 0.27 ทำให้ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นอีกประมาณในช่วง 6.7-8.5% ตามลำดับ ตลอดช่วง Re ที่ทดสอบ



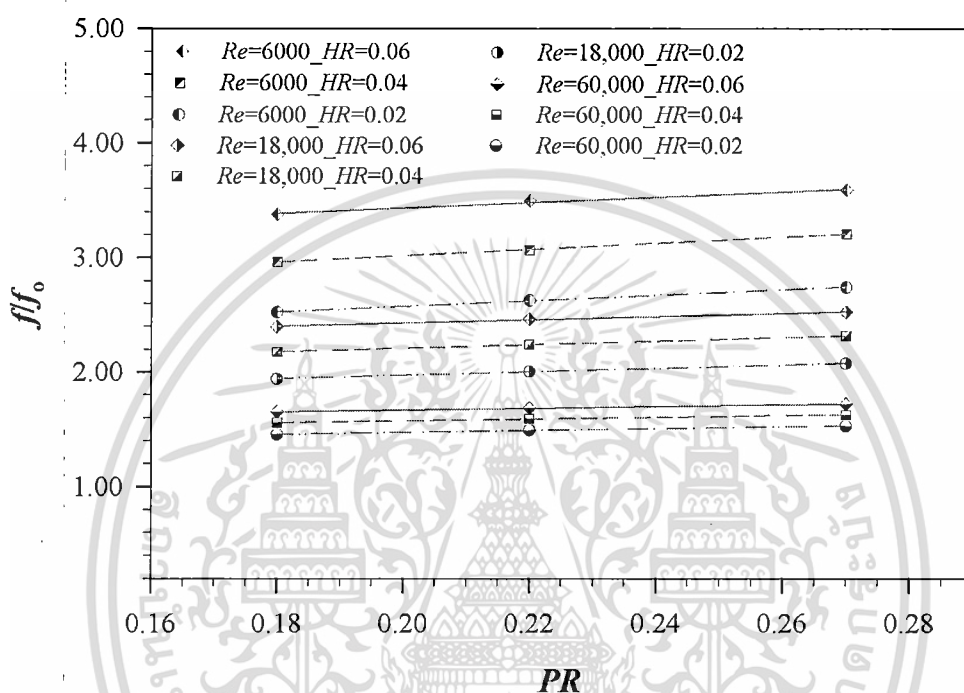
รูปที่ 5.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ PR ของท่อเกลียว

5.4.2 อิทธิพลของ PR ต่อ f/f_0 ในท่อเกลียว

รูปที่ 5.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ PR ของครีบกเกลียวต่อที่ $HR=0.02$, 0.04 และ 0.06 ด้วย Re ที่ 6000, 18,000 และ 60,000 จากรูปพบว่าแนวโน้มของ f/f_0 มีค่าเพิ่มขึ้นตาม PR ของครีบกเกลียวต่อ เนื่องจากท่อเกลียวที่ PR ของครีบกเกลียวต่ำๆ ครีบบางเรียงใกล้กันมากเมื่อของไหลไหลผ่านได้ไหลข้ามทำให้ของไหลสัมผัสกับผนังท่อน้อยลงและทำให้ความเสียดทานลดลง แต่เมื่อ PR ของครีบกเกลียวต่อมีค่าเพิ่มขึ้น ระยะห่างระหว่างครีบบางมากขึ้นทำให้ของไหลที่ไหลผ่านครีบบางมีการไหลม้วนตัวเกิดการหมุนวนตกกระทบกับผนังท่อนมากขึ้นแล้วทำให้ความดันแตกต่างระหว่างของไหลที่ไหลบริเวณใกล้กับผนังท่อกับของไหลที่อยู่ห่างจากผนังท่อส่งผลทำให้เกิดความต้านทานการไหลมากขึ้นที่ PR ของครีบบางสูงๆ จึงมีการสูญเสียพลังงานการไหลมากกว่าครีบบางที่วางอยู่ใกล้กันที่ PR ของครีบบางต่ำๆ ส่งผลทำให้ f/f_0 ของท่อเกลียวมีค่าเพิ่มขึ้นตาม PR ที่สูงขึ้น กรณีของท่อเกลียวที่ $HR=0.02$ การเพิ่ม PR ของครีบกเกลียวต่อจาก 0.18 ไปเป็น 0.22 ทำให้ f/f_0 เพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์อื่นใดเป็นการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประมาณ 2.6-4.1% และหากเพิ่ม PR ของครีบกเกลียวต่อจาก 0.22 ไปเป็น 0.27 ทำให้ ff_0 เพิ่มขึ้นอีกประมาณ 2.4-4.4% กรณีของท่อเกลียวที่ $HR=0.04$ การเพิ่ม PR ของครีบกเกลียวต่อจาก 0.18 ไปเป็น 0.22 และจาก 0.22 ไปเป็น 0.27 ทำให้ ff_0 เพิ่มขึ้นประมาณ 2.3-3.4% และ 2.1-4.6% ตามลำดับ ส่วนท่อเกลียวที่ $HR=0.06$ การเพิ่ม PR ของครีบกเกลียวต่อจาก 0.18 ไปเป็น 0.22 และจาก 0.22 ไปเป็น 0.27 ทำให้ ff_0 เพิ่มขึ้นประมาณ 2.0-3.5% และ 2.1-2.7% ตามลำดับ ตลอดช่วง Re ที่ทดสอบ



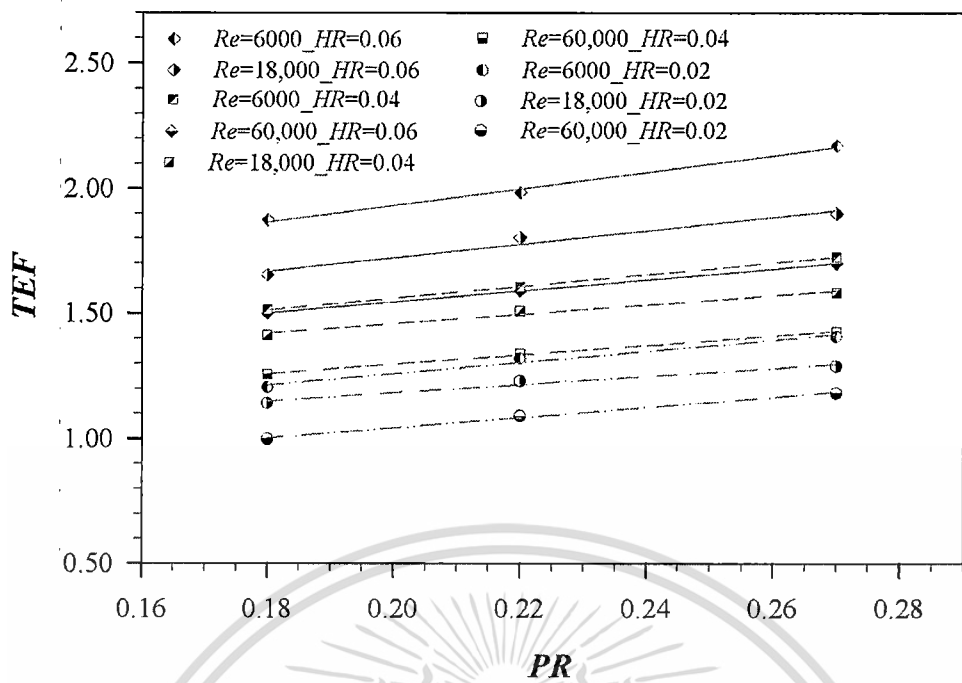
รูปที่ 5.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง ff_0 และ PR ของท่อเกลียว

5.4.3 อิทธิพลของ PR ต่อ TEF ในท่อเกลียว

รูปที่ 5.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ PR ของครีบกเกลียวต่อที่ $HR=0.02$, 0.04 และ 0.06 ด้วย Re ที่ 6000, 18,000 และ 60,000 จากรูปพบว่าแนวโน้มของ TEF มีค่าเพิ่มขึ้นตาม PR ของครีบกเกลียวต่อ การเพิ่ม PR ของครีบกเกลียวต่อจาก 0.18 ไปเป็น 0.22 และจาก 0.22 ไปเป็น 0.27 ทำให้ TEF เพิ่มขึ้นประมาณ 7.7-9.5% และ 4.9-8.4% ซึ่งเกิดขึ้นกับท่อเกลียวที่ $HR=0.02$ เหตุผลที่ TEF มีค่าเพิ่มขึ้นตาม PR ของครีบกเกลียวต่อ เนื่องจาก Nu/Nu_0 ที่ได้มีค่าเพิ่มขึ้นตาม PR ของครีบกเกลียวต่อ ขณะที่ค่า ff_0 ที่ได้มีค่าแตกต่างกันไม่มากเมื่อ PR ของครีบกเกลียวต่อมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาร่วมกันทั้งสองเทอมระหว่าง Nu/Nu_0 กับ ff_0 แล้วได้ส่งผลให้ค่า TEF มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม PR ของครีบกเกลียวต่อ สำหรับกรณีของท่อเกลียวที่ $HR=0.04$ เมื่อ PR ของครีบกเกลียวต่อเพิ่มจาก 0.18 ไปเป็น 0.22 และจาก 0.22 ไปเป็น 0.27 ทำให้ TEF เพิ่มขึ้นประมาณ 4.4-7.8% และ 4.5-8.7% ตามลำดับ ส่วนท่อเกลียวที่ $HR=0.06$ การเพิ่ม PR ของครีบกเกลียวต่อจาก 0.18 ไปเป็น 0.22 และจาก 0.22 ไปเป็น 0.27 ทำให้ TEF เพิ่มขึ้นประมาณ 5.7-9.1% และ 5.1-9.5% ตามลำดับ ตลอดช่วง Re ที่ศึกษา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

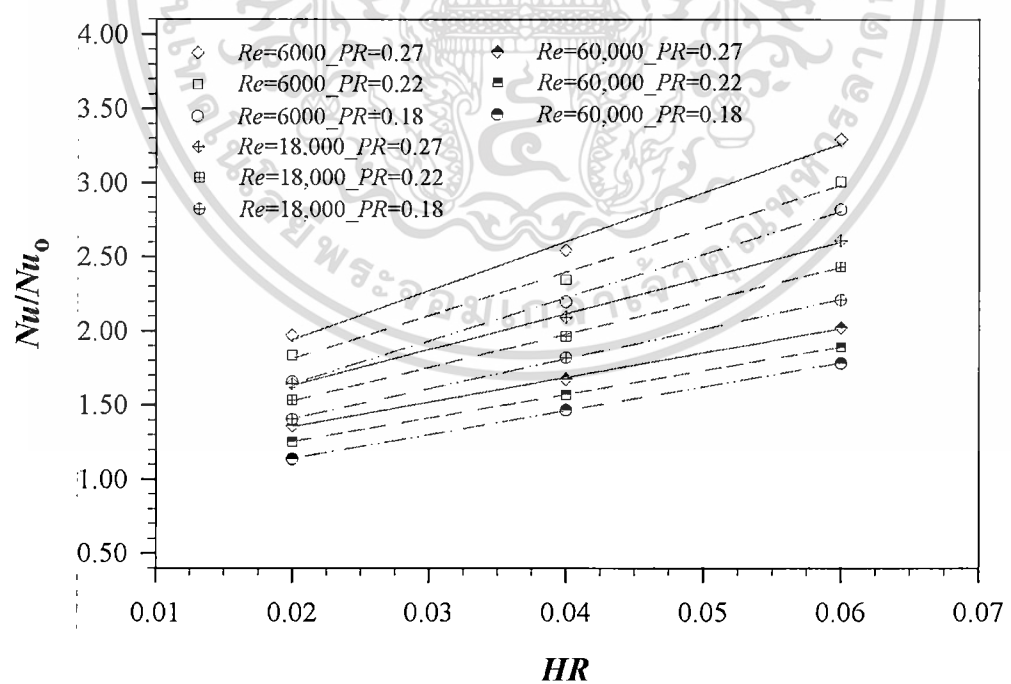
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ PR ของท่อเกลียว

5.5 ผลการทดลองเกี่ยวกับอิทธิพลของ HR ในท่อเกลียว

5.5.1 อิทธิพลของ HR ต่อ Nu/Nu_0 ในท่อเกลียว

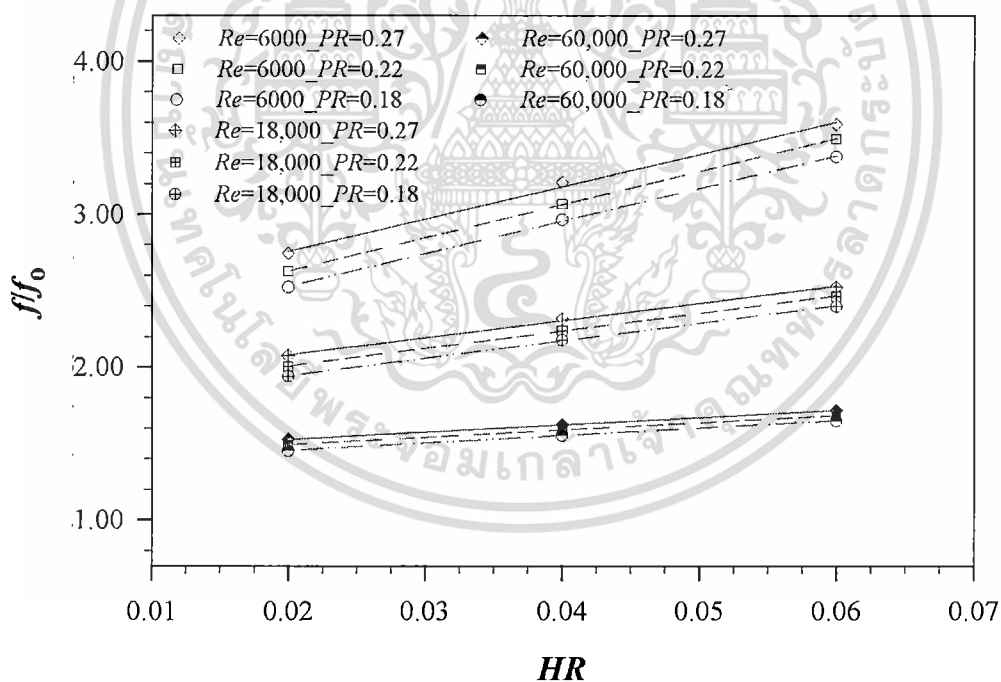


รูปที่ 5.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ HR ของท่อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี การคัดลอกหรือการนำเอกสารนี้ไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย ผู้ที่ฝ่าฝืนจะถูกลงโทษตามกฎหมาย
รูปที่ 5.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ HR ของครีบกเกลียวท่อที่ $PR=0.02$, การคำนวณค่า Nu/Nu_0 นี้ใช้สมการของ Dittus-Boelter ซึ่งใช้ได้กับ $0.7 < Pr < 160$ และ $0.3 < Re < 10^5$ ซึ่งค่า Pr ของน้ำที่ $20^\circ C$ มีค่าประมาณ 7 ซึ่งอยู่ในช่วงที่สมการนี้ใช้ได้ อย่างไรก็ตาม สมการนี้ไม่ได้คำนึงถึงผลของ HR ที่มีต่อ Nu/Nu_0 ดังนั้น ค่า Nu/Nu_0 ที่ได้จากสมการนี้จึงเป็นค่าประมาณเท่านั้น และไม่อาจนำมาใช้เพื่อทำนายค่า Nu/Nu_0 ที่แท้จริงได้ การทดลองครั้งนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ HR ของครีบกเกลียวท่อที่ $PR=0.02$ และเปรียบเทียบค่า Nu/Nu_0 ที่ได้จากสมการ Dittus-Boelter กับค่า Nu/Nu_0 ที่ได้จากผลการทดลอง

0.04 และ 0.06 ด้วย Re ที่ 6000, 18,000 และ 60,000 พบว่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม HR ของครีบกเกลียวท่อ สาเหตุที่ทำให้ Nu/Nu_0 ของท่อเกลียวมีค่าเพิ่มขึ้นตาม HR ของครีบกเกลียวท่อ เนื่องจากของไหลที่ไหลผ่านครีบท่อที่สูงกว่าทำให้เกิดความดันแตกต่างระหว่างของไหลที่ไหลเหนือครีบกกับของไหลที่ไหลในร่องครีบจึงเกิดการไหลหมุนวนขึ้นในร่องครีบ ซึ่งวงการไหลหมุนวนมีขนาดโตกว่าและได้ไหลไปสัมผัสกับผนังท่อได้มากกว่าจึงทำให้ดึงอุณหภูมิจากพื้นผิวในร่องครีบอกมาผสมกับกระแสการไหลหลักได้มากกว่าจึงส่งผลให้ถ่ายเทความร้อนได้เพิ่มขึ้น ท่อเกลียวที่ $PR=0.18$ หากเปลี่ยน HR ของครีบกเกลียวท่อจาก 0.02 ไปเป็น 0.04 ทำให้ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นประมาณในช่วง 29-31% และการเปลี่ยน HR ของครีบกเกลียวท่อจาก 0.04 ไปเป็น 0.06 ทำให้ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นอีกประมาณในช่วง 21-27% กรณีของท่อเกลียวที่ $PR=0.22$ หากเปลี่ยน HR ของครีบกเกลียวท่อจาก 0.02 ไปเป็น 0.04 ทำให้ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นประมาณในช่วง 25-28% และการเปลี่ยน HR ของครีบกเกลียวท่อจาก 0.04 ไปเป็น 0.06 ทำให้ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นประมาณในช่วง 21-28% และกรณีของท่อเกลียวที่ $PR=0.27$ หากเปลี่ยน HR ของครีบกเกลียวท่อจาก 0.02 ไปเป็น 0.04 ทำให้ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นประมาณในช่วง 24-29% และการเปลี่ยน HR ของครีบกเกลียวท่อจาก 0.04 ไปเป็น 0.06 ทำให้ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นประมาณในช่วง 21-26% ตามลำดับ ในช่วง Re ที่ทดลอง

5.5.2 อิทธิพลของ HR ต่อ f/f_0 ในท่อเกลียว



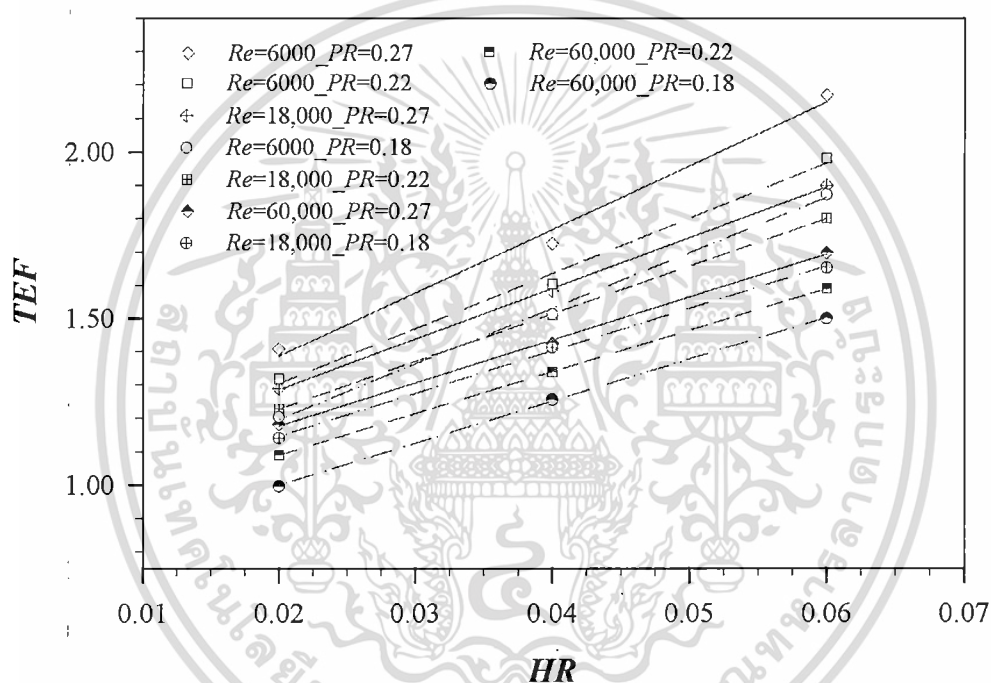
รูปที่ 5.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ HR ของท่อเกลียว

รูปที่ 5.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ HR ของครีบกเกลียวท่อที่ $PR=0.18$, 0.22 และ 0.27 ด้วย Re ที่ 6000, 18,000 และ 60,000 จากรูปพบว่าแนวโน้มของ f/f_0 มีค่าเพิ่มขึ้นตาม HR ของครีบกเกลียวท่อ สาเหตุที่ทำให้ท่อเกลียวมี f/f_0 สูงขึ้นเมื่อ HR ของครีบกเกลียวท่อมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากพื้นที่ในการรับแรงต้านจากการไหลของของไหลที่ไหลผ่านครีบท่อที่สูงกว่าทำให้ของไหลสูญเสีย

เอกลีกรีนเป็นเอกลีกรีนที่สร้างขึ้นเพื่อใช้ในการศึกษาเกี่ยวกับของไหลที่ไหลผ่านครีบท่อที่สูงกว่าทำให้ของไหลสูญเสีย
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พลังงานการไหลมากกว่าครีบบที่ต่ำๆ ที่มีพื้นที่ในการรับแรงต้านน้อยกว่า ดังนั้นจึงทำให้ของไหลไหลออกจากท่อได้ยากกว่าและส่งผลให้ท่อเกลียวที่มี HR สูงๆ มีค่า f/f_0 สูงกว่าท่อเกลียวที่มี HR ต่ำๆ การเพิ่ม HR ของครีบบเกลียวท่อจาก 0.02 เป็น 0.04 ในกรณีของท่อเกลียวที่ $PR=0.18$ ทำให้ f/f_0 เพิ่มขึ้นประมาณ 7-18% และเมื่อเพิ่ม HR ของครีบบเกลียวท่อจาก 0.04 เป็น 0.06 ทำให้ f/f_0 เพิ่มขึ้นประมาณ 6-14% ส่วนกรณีท่อเกลียวที่ $PR=0.22$ การเพิ่ม HR ของครีบบเกลียวท่อจาก 0.02 เป็น 0.04 และจาก 0.04 เป็น 0.06 ทำให้ f/f_0 เพิ่มขึ้นประมาณ 7-17% และ 6-14% ตามลำดับ ขณะที่ท่อเกลียวที่ $PR=0.06$ หากเพิ่ม HR ของครีบบเกลียวท่อจาก 0.02 ไปเป็น 0.04 และจาก 0.04 ไปเป็น 0.06 ทำให้ f/f_0 เพิ่มขึ้นประมาณ 6-17% และ 6-12% ตามลำดับ กับช่วง Re ที่ทำการทดสอบ

5.5.3 อิทธิพลของ HR ต่อ TEF ในท่อเกลียว



รูปที่ 5.13 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ HR ของท่อเกลียว

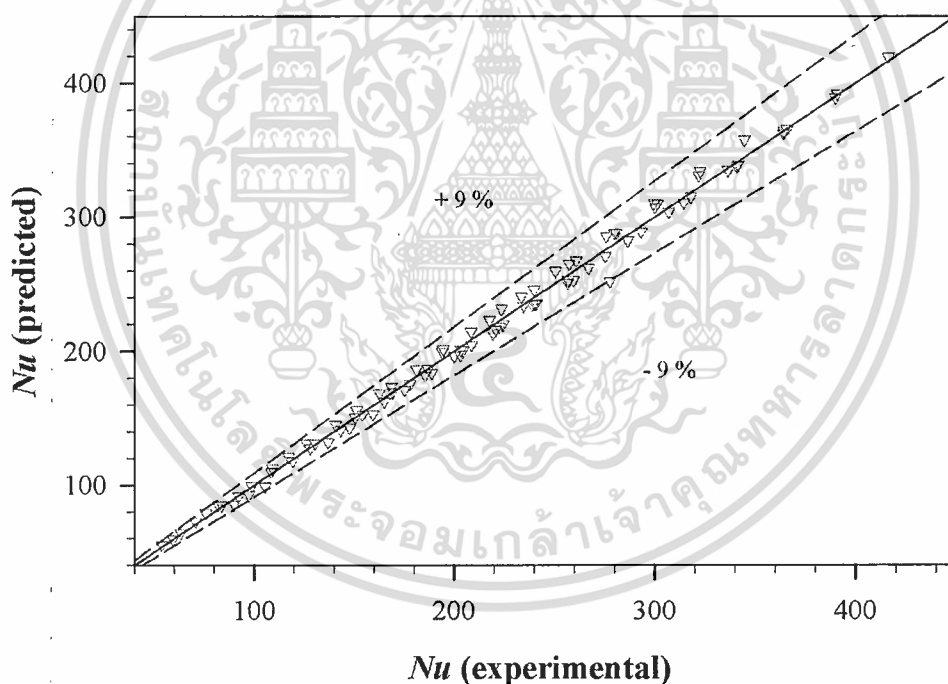
รูปที่ 5.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ HR ของครีบบเกลียวท่อที่ $PR=0.18, 0.22$ และ 0.27 ด้วย Re ที่ 6000, 18,000 และ 60,000 จากรูปชี้ให้เห็นว่าแนวโน้มของ TEF มีค่าเพิ่มขึ้นตาม HR ของครีบบเกลียวท่อ การเพิ่ม HR ของครีบบเกลียวท่อจาก 0.02 เป็น 0.04 และจาก 0.04 เป็น 0.06 ทำให้ TEF เพิ่มขึ้นประมาณในช่วง 24-26% และ 17-24% ซึ่งเกิดขึ้นกับท่อเกลียวที่ $PR=0.18$ เหตุผลที่ TEF มีค่าเพิ่มขึ้นตาม HR ของครีบบเกลียวท่อ เนื่องจาก Nu/Nu_0 ที่ได้มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างมาตาม HR ของครีบบเกลียวท่อ แต่ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อยเมื่อ HR ของครีบบเกลียวท่อเพิ่มขึ้น ดังนั้น TEF ที่ถูกประเมินมาจากเทอมของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 ที่มี HR ค่าสูงๆ จึงมีค่า TEF สูงกว่าท่อเกลียวที่มี HR ของครีบบเกลียวท่อค่าต่ำๆ สำหรับกรณีของท่อเกลียวที่ $PR=0.22$ เมื่อ HR ของครีบบเกลียวท่อเพิ่มจาก 0.02 เป็น 0.04 และจาก 0.04 เป็น 0.06 ทำให้ TEF เพิ่มขึ้นประมาณในช่วง 19-24% สำหรับท่อเกลียวที่ $PR=0.27$ หากเพิ่ม HR ของครีบบเกลียวท่อจาก 0.02 ไปเป็น 0.04 และจาก

0.04 ไปเป็น 0.06 ทำให้ TEF เพิ่มขึ้นประมาณในช่วง 21-23% และ 19-26% ตามลำดับ ตลอดช่วง Re ที่ใช้ทดสอบ

5.6 สหพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปรของท่อเกลียว

การศึกษาผลการใช้ท่อเกลียวที่ $PR=0.18, 0.22, 0.27$ และ $HR=0.02, 0.04, 0.06$ ต่อค่าการถ่ายเทความร้อนในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nu) ค่าความดันสูญเสียในเทอมของตัวประกอบความเสียดทาน (f) และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (TEF) นั้นมีตัวแปรอิสระที่สนใจศึกษาหลายตัว ประกอบด้วย Re, Pr, HR และ PR โดยใช้แบบจำลองของ multiple exponential regression model แล้วจัดรูปใหม่เป็น multiple linear regression in logarithmic scale แล้วใช้โปรแกรม Microsoft excel ช่วยทำการวิเคราะห์และสร้างสหพันธ์ของท่อเกลียวที่มีข้อสมมติฐานดังนี้ คือ ของไหลในท่อเกลียวต้องเป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้ (incompressible) ไหลอยู่ในสถานะคงตัว (steady flow) และการไหลอยู่ในช่วงปั่นป่วนที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed turbulent flow)

5.6.1 สหพันธ์ Nu ของท่อเกลียว



รูปที่ 5.14 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของท่อเกลียว

รูปที่ 5.14 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu จากสหพันธ์กับ Nu จากการทดลองของท่อเกลียวด้วย $HR=0.02, 0.04, 0.06$ และ $PR=0.18, 0.22, 0.27$ ซึ่งค่า Nu ที่คำนวณได้จากสหพันธ์ตามสมการ (5.1) เทียบกับ Nu ที่ได้จากการทดลองพบว่ามีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 9\%$

ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re, Pr, HR และ PR ของท่อเกลียวใช้ความสัมพันธ์ตามสมการเอก (5.1) เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Nu = 1.407 Re^{0.635} Pr^{0.3} HR^{0.4} PR^{0.365} \quad (5.1)$$

สำหรับ

$$6000 \leq Re \leq 60,000$$

$$2.65 \leq Pr \leq 3.16$$

$$0.02 \leq HR \leq 0.06$$

$$0.18 \leq PR \leq 0.27$$

5.6.2 สหพันธ์ f ของท่อเกลียว

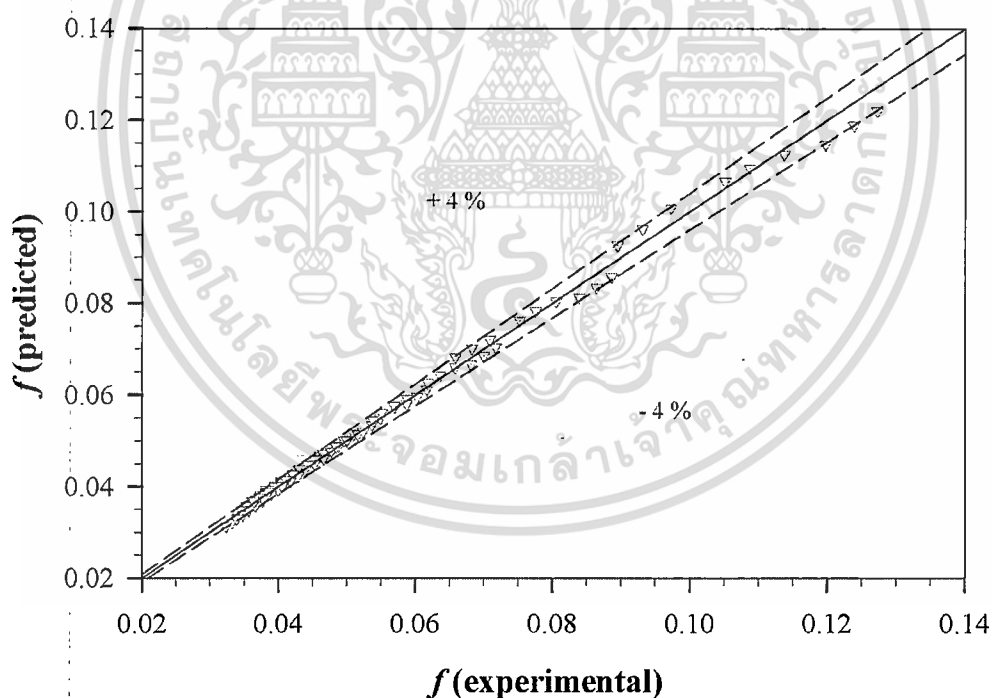
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re , HR และ PR ของท่อเกลียวโดยใช้สมการ (5.2)

$$f = 15.136 Re^{-0.485} HR^{-0.458} PR^{0.133} \quad (5.2)$$

สำหรับ

$$6000 \leq Re \leq 60,000$$

$$0.02 \leq HR \leq 0.06$$

$$0.18 \leq PR \leq 0.27$$


รูปที่ 5.15 ความสัมพันธ์ของ f ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของท่อเกลียว

รูปที่ 5.15 แสดงความสัมพันธ์ของ f จากสหพันธ์กับ f ที่ได้จากการทดลองของท่อเกลียวด้วย $HR=0.02, 0.04, 0.06$ และ $PR=0.18, 0.22, 0.27$ พบว่า f ที่คำนวณได้จากสหพันธ์ด้วยสมการ (5.2) เทียบกับ f ที่ได้จากการทดลองมีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 4\%$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.6.3 สหพันธ์ TEF ของท่อเกลียว

ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re , HR และ PR ของท่อเกลียวมีความสัมพันธ์กันตามสมการ

(5.3)

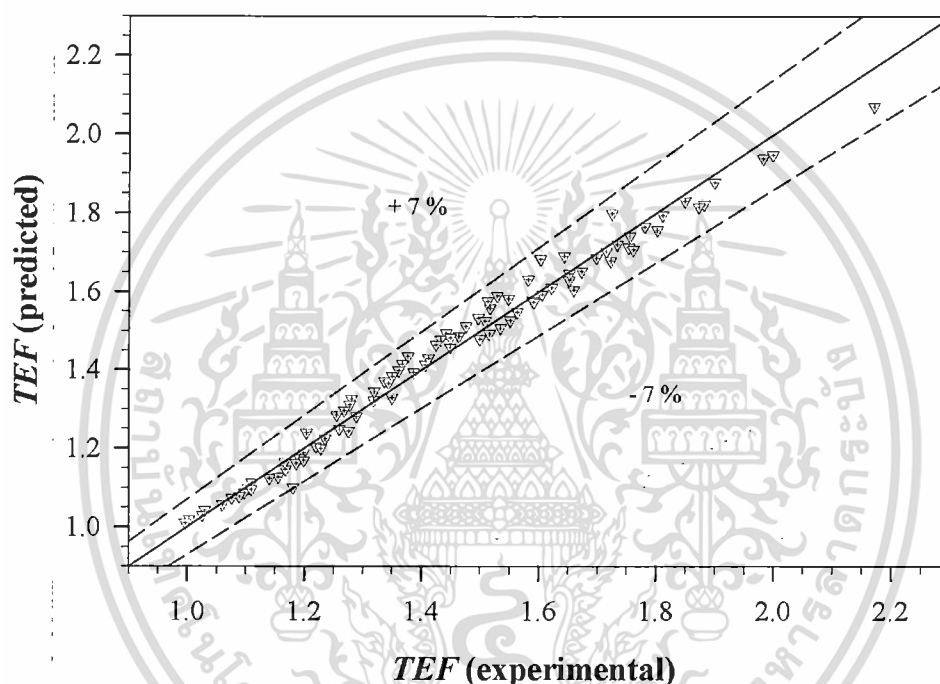
$$TEF = 18.276Re^{-0.089}HR^{0.348}PR^{0.324} \quad (5.3)$$

สำหรับ

$$6000 \leq Re \leq 60,000$$

$$0.02 \leq HR \leq 0.06$$

$$0.18 \leq PR \leq 0.27$$



รูปที่ 5.16 ความสัมพันธ์ของ TEF ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของท่อเกลียว

รูปที่ 5.16 แสดงความสัมพันธ์ของ TEF จากสหพันธ์กับ TEF ที่ได้จากการทดลองของท่อเกลียวที่มี $HR=0.02, 0.04, 0.06$ และ $PR=0.18, 0.22, 0.27$ จากการคำนวณด้วยสหพันธ์ในสมการ (5.3) เทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองพบว่า TEF มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 7\%$

5.7 สรุปผลของท่อเกลียว

การใช้ท่อเกลียวสามารถช่วยทำให้ถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบได้มากพอสมควร และในการศึกษาครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาอิทธิพลของ PR กับ HR ของครีบกเกลียวท่อ จากการทดลองใช้ท่อเกลียวในช่วง $PR=0.18-0.27$ และ $HR=0.02-0.06$ พบว่าอิทธิพลของ HR มีผลต่อ Nu และ TEF สูงกว่าอิทธิพลของ PR ของครีบกเกลียวท่อ การปรับเพิ่ม HR ของครีบกเกลียวท่อทำให้ค่า Nu และ TEF มีค่าเพิ่มขึ้นประมาณในช่วง 21-31% และ 17-26% ตามลำดับ แต่การเพิ่ม PR ของครีบกเกลียวท่อทำให้ค่า Nu และ TEF มีค่าเพิ่มขึ้นประมาณในช่วง 7-11% และ 4-10% ตามลำดับ

จากการทดสอบท่อเกลียวทุกกรณี พบว่าท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.06$ สามารถช่วยเพิ่ม Nu ได้สูงสุดโดยมีค่าสูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 102-229% และให้ค่า TEF สูงที่สุดประมาณ 1.7-2.2 สำหรับท่อเกลียวกรณีอื่นๆ ช่วยเพิ่ม Nu ได้ในช่วง 14-156% และให้ค่า TEF ในช่วง 1-2 อันเป็นผลจากความสูงของครีปร่วมกับระยะห่างระหว่างครีปที่ทำให้ของไหลไหลม้วนตัวและไหลเข้าไปสัมผัสแล้วตั้งอุณหภูมิออกมาจากผนังท่อได้ดีกว่าท่อเกลียวที่ความสูงกับระยะห่างของครีปค่าน้อยๆ พิจารณาภาพโดยรวมแล้วท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.06$ เป็นท่อที่มีความเหมาะสมที่สุดในการนำไปประยุกต์ใช้งานกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแทนท่อผิวเรียบ เนื่องจากให้ค่า Nu และ TEF สูงที่สุด และได้นำท่อเกลียวแบบนี้ไปทำการศึกษาต่อด้วยการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่ที่มีการบิดตาม และบิดสวนทางกับครีปเกลียวท่อที่อัตราส่วนการบิด(Y) ต่างๆ เพื่อศึกษาและปรับปรุงค่า Nu และ TEF ให้สูงขึ้นต่อไปอีก ดังรายละเอียดในบทที่ 6 และ 7 ตามลำดับ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียวด้วยแผ่นบิดเดี่ยว

6.1 บทนำ

เนื้อหาบทนี้ได้อธิบายถึงผลการทดลองจากการใช้แผ่นบิดเดี่ยว(single twisted tape) ในการเพิ่มเลขนัสเซิลท์(Nu) และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน(TEF) เพื่อศึกษาอิทธิพลของรูปแบบการบิด และอัตราส่วนการบิด (Y) จำนวน 12 กรณี โดยแบ่งกรณีศึกษาออกเป็น 2 ส่วนหลักๆ ประกอบด้วย

- (1) แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวท่อ แผ่นบิดเดี่ยวถูกบิดให้เกิดการไหลหมุนควงเดี่ยวในแนวแกนตามครีบกเกลียวท่อ แผ่นบิดเดี่ยวมีความกว้าง(W) เท่ากับ 23 mm มีระยะการบิด(y) เท่ากับ 50, 66, 80, 96, 110, 126, 140, 156, 170, 186, 200, และ 216 mm ตามลำดับ และได้อัตราส่วนการบิด($Y=y/W$) ของแผ่นบิดเดี่ยวรวมทั้งหมด 12 ค่า ประกอบด้วย $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 นำไปสอดใส่ในท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.06$ เพื่อทำการศึกษาอิทธิพลของ Nu, f และ TEF ของแผ่นบิดเดี่ยวที่ทำให้ของไหลเกิดการไหลหมุนควงเดี่ยวตามครีบกเกลียวท่อที่ Y ต่างๆ
- (2) แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ แผ่นบิดเดี่ยวกรณีนี้ถูกบิดให้ของไหลที่ไหลผ่านแผ่นบิดเกิดการไหลหมุนควงเดี่ยวในแนวแกนสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ แผ่นบิดนี้มี W, y และ Y ทั้งหมด 12 ค่าเท่าเดิม แต่มีทิศทางการไหลหมุนควงสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ เพื่อทำการศึกษาอิทธิพลของ Nu, f และ TEF ของแผ่นบิดเดี่ยวที่มีลักษณะการไหลสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ Y ตามที่กำหนด

ผลการทดลองที่ได้ถูกนำมาวิเคราะห์ในเทอมของ Nu ความดันสูญเสียถูกนำมาวิเคราะห์ในเทอมของ f ผลที่ทุกกรณีถูกนำไปเปรียบเทียบกับค่า Nu_0 และ f_0 ของท่อผิวเรียบ แล้วพิจารณาต่อไปในเทอมของ TEF โดยคำนึงบนพื้นฐานของการสูญเสียกำลังการไหลเดียวกัน

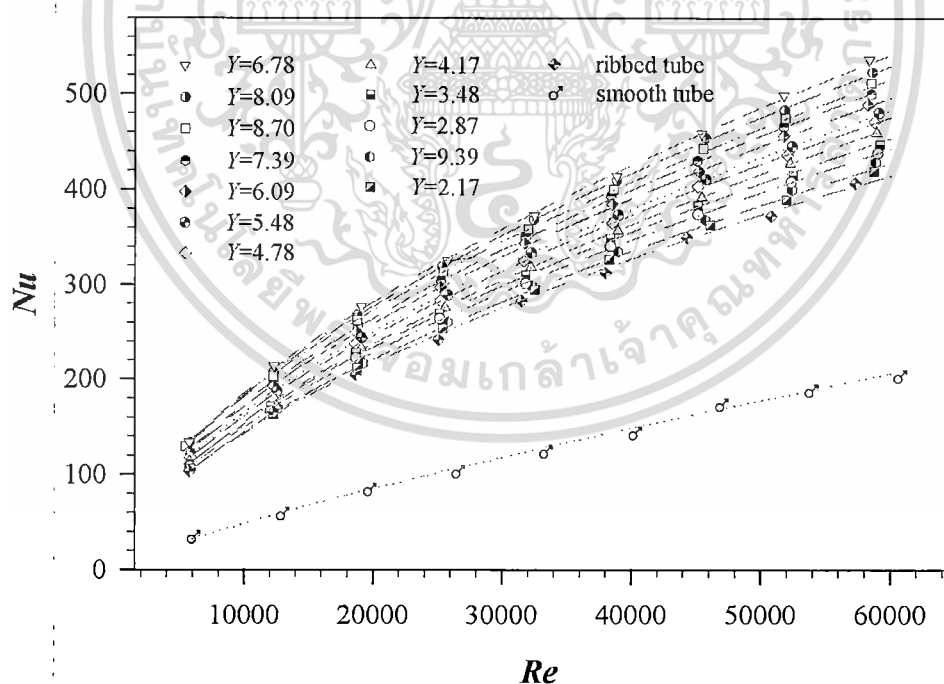
6.2 ผลการทดลองของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

6.2.1 อิทธิพลของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวต่อ Nu

ผลของการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลองแสดงในเทอมของ Nu การใช้แผ่นบิดเดี่ยวเป็นตัวอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงเดี่ยวในแนวแกนเพื่อช่วยปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนภายในท่อเกลียวให้สูงขึ้น การทดสอบกำหนดให้อุณหภูมิของเหลวทดสอบไหลเข้าท่อในสภาวะคงตัว โดยนำแผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ไปสอดใส่ในท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.06$

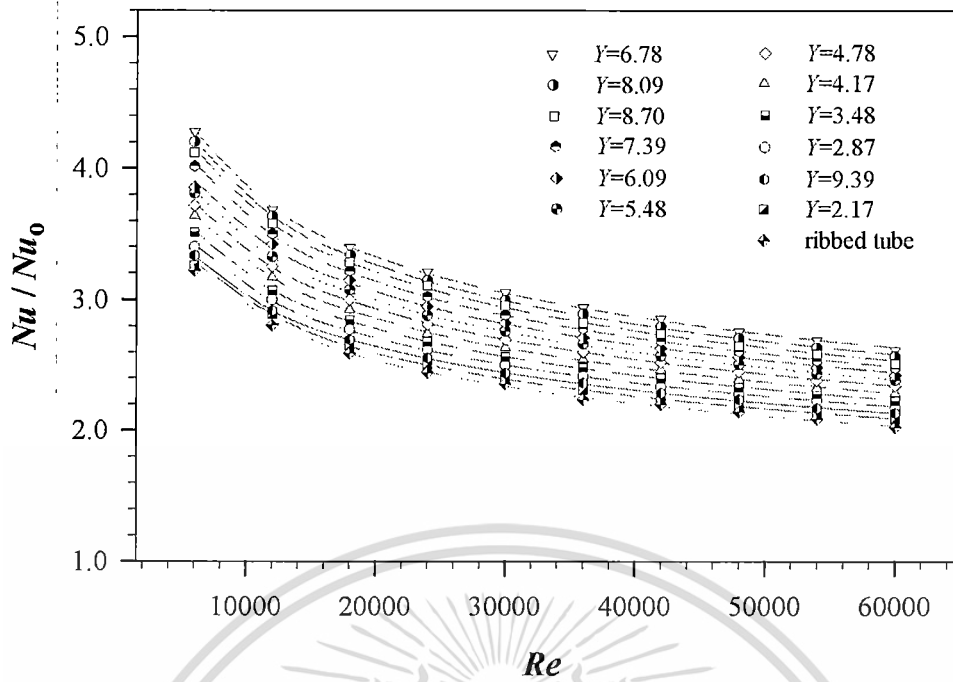
รูปที่ 6.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวท่อสอดใส่เข้าไปในท่อเกลียวที่ Y ตั้งแต่ 2.17-9.39 จากรูปพบว่าค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Re จากการไหลที่มีความปั่นป่วนมากขึ้นเมื่อ Re มีค่าสูงขึ้น ซึ่งความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นนี้ยิ่งมากเท่าไรยิ่งเป็นผลดีเท่านั้น เพราะทำให้ของไหลมีโอกาสได้ไหลเข้าไปสัมผัสกับผนังท่อได้มากขึ้นแล้วดึงอุณหภูมิออกมาจากผนังท่อได้มากขึ้น ส่งผลให้ Nu เพิ่มขึ้นเมื่อ Re มีค่าเพิ่มขึ้น การใช้แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=6.78$ ออกมาจากรูปที่แสดงไว้สำหรับงานเพื่อการศึกษานี้ เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ในการคำนวณค่า TEF จะพบว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ให้ค่า Nu สูงที่สุดทุกค่า Re รองลงมาเป็นผลของท่อเกลียวที่ใช้แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=8.09, 8.70, 7.39, 6.09, 5.48, 4.78, 4.17, 3.48, 2.87, 9.39, 2.17$ และท่อเกลียว ส่วนท่อผิวเรียบมีค่า Nu ต่ำที่สุด การใช้แผ่นบิดเดี่ยวในท่อเกลียวที่ Y ตามลำดับในเบื้องต้นให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นจากท่อเกลียวโดยเฉลี่ย 30.7%, 28.3%, 26.0%, 22.7%, 20.0%, 16.4%, 14.4%, 10.8%, 8.8%, 6.2%, 3.8% และ 2.6% ตามลำดับ หากเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบพบว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวในท่อเกลียวให้ค่า Nu เลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นประมาณ 163-328%, 157-324%, 151-322%, 147-302%, 141-295%, 135-279%, 131-272%, 126-254%, 121-252%, 115-244%, 111-235% และ 108-232% ตามลำดับ สาเหตุที่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวมีค่า Nu ต่ำที่ Y น้อยๆ และมีค่า Nu เพิ่มขึ้นเมื่อ Y เพิ่มขึ้นจนถึงค่าหนึ่งแนวโน้มของ Nu จึงเริ่มลดลง จากการวิเคราะห์พบว่ากระแสการไหลหมุนควงเดียวในแนวแกนที่มีความหนาแน่นสูงมากและไหลหมุนควงร่วมกับของไหลบริเวณผนังท่อ ทำให้ของไหลที่อยู่ใกล้กับผนังท่อไม่สามารถไหลข้ามขอบเขตเข้ามาผสมกับของไหลที่อยู่บริเวณกลางท่อได้ดีเท่าที่ควร จึงส่งผลทำให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนได้น้อยที่ Y ต่ำๆ แต่เมื่อ Y เริ่มเพิ่มสูงขึ้นความหนาแน่นของกระแสการไหลหมุนควงเดี่ยวเริ่มลดลงจึงทำให้ของไหลที่อยู่ใกล้ผนังท่อสามารถไหลเข้ามาผสมกับของไหลที่อยู่ใจกลางท่อได้ง่ายขึ้น ส่งผลให้ความร้อนถูกถ่ายเทได้ดีขึ้นเรื่อยๆ จนไปถึง Y ค่าหนึ่งแล้วกระแสการไหลหมุนควงเริ่มเสื่อมสภาพลง ทำให้ของไหลบริเวณกลางท่อมีแรงผลักดันให้ไหลเข้าไปสัมผัสกับผนังท่อได้น้อยลง จึงส่งผลให้ของไหลที่อยู่ใกล้ผนังท่อไหลออกมาผสมกับของไหลบริเวณกลางท่อได้น้อยลงแล้วทำให้ Nu เริ่มมีค่าลดลง



รูปที่ 6.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกัลเลียวทอในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

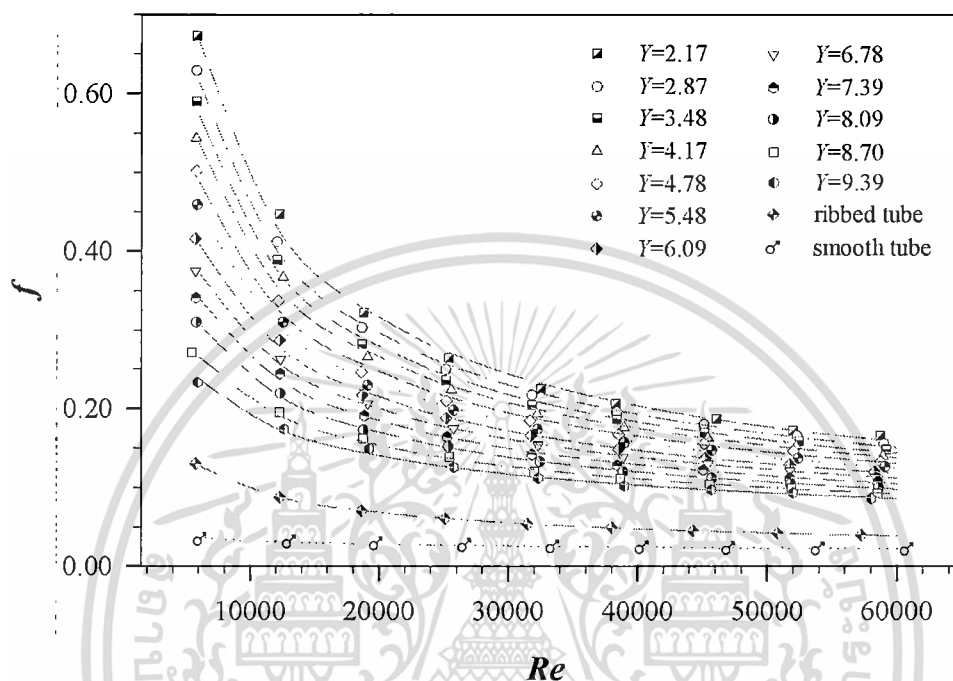
รูปที่ 6.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกัลเลียวทอในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ พบว่า Nu/Nu_0 มีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด และมีแนวโน้มลดลงตามค่า Re ที่เพิ่มขึ้น แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=6.78$ มีค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด และรองลงมาเป็นแผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=8.09, 8.70, 7.39, 6.09, 5.48, 4.78, 4.17, 3.48, 2.87, 9.39$ และ 2.17 สำหรับท่อเกลียวมีค่า Nu/Nu_0 ต่ำที่สุด ซึ่งแผ่นบิดเดี่ยวที่มีการสอดใส่เข้าไปในท่อเกลียวมีค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วงประมาณ 2.61-4.28 เท่า, 2.57-4.20 เท่า, 2.51-4.12 เท่า, 2.48-4.02 เท่า, 2.42-3.85 เท่า, 2.39-3.81 เท่า, 2.34-3.72 เท่า, 2.28-3.64 เท่า, 2.23-3.51 เท่า, 2.18-3.40 เท่า, 2.13-3.33 เท่า และ 2.09-3.25 เท่า ตาม Y ที่กล่าวในเบื้องต้น และจากการพิจารณานำไปเปรียบเทียบกับท่อเกลียว พบว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกัลเลียวในท่อเกลียวให้ค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าโดยเฉลี่ยประมาณ 31.2%, 28.8%, 26.4%, 23.9%, 20.9%, 18.5%, 15.8%, 13.1%, 10.1%, 7.4%, 4.8% และ 2.7% ตามลำดับ

6.2.2 อิทธิพลของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกัลเลียวทอในท่อเกลียวต่อ f

การใช้แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ในท่อเกลียวส่งผลทำให้ความดันสูญเสียเกิดขึ้นด้วยค่าที่ต่างกันและถูกนำเสนอในเทอมของ f ดังแสดงในรูปที่ 6.3 จากการทดลองพบว่า f ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกัลเลียวทอทุก Y ค่ามีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้นและมีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด แผ่นบิดเดี่ยวที่ Y น้อยๆ จะให้ค่า f สูงกว่าแผ่นบิดเดี่ยวที่ Y สูงๆ เพราะแผ่นบิดเดี่ยวที่ Y ต่ำๆ นั้นมีจำนวนลอนของการบิดพื้นที่สัมผัสและมุมปะทะของของเหลวที่ไหลในแนวแกนมีค่ามากกว่าแผ่นบิดเดี่ยวที่ Y สูงๆ ดังนั้นของไหลจึงต้องใช้พลังงานในการขับเคลื่อนสูงมากเพื่อผลักดันของเหลวให้ไหลผ่านแผ่นบิดออกไปจากแรงเสียดทานที่เกิดขึ้น ส่งผลทำให้ f มีค่าสูงที่ Y ต่ำๆ และมีแนวโน้มลดลงเมื่อ Y เพิ่มขึ้น แผ่นบิดเดี่ยวที่

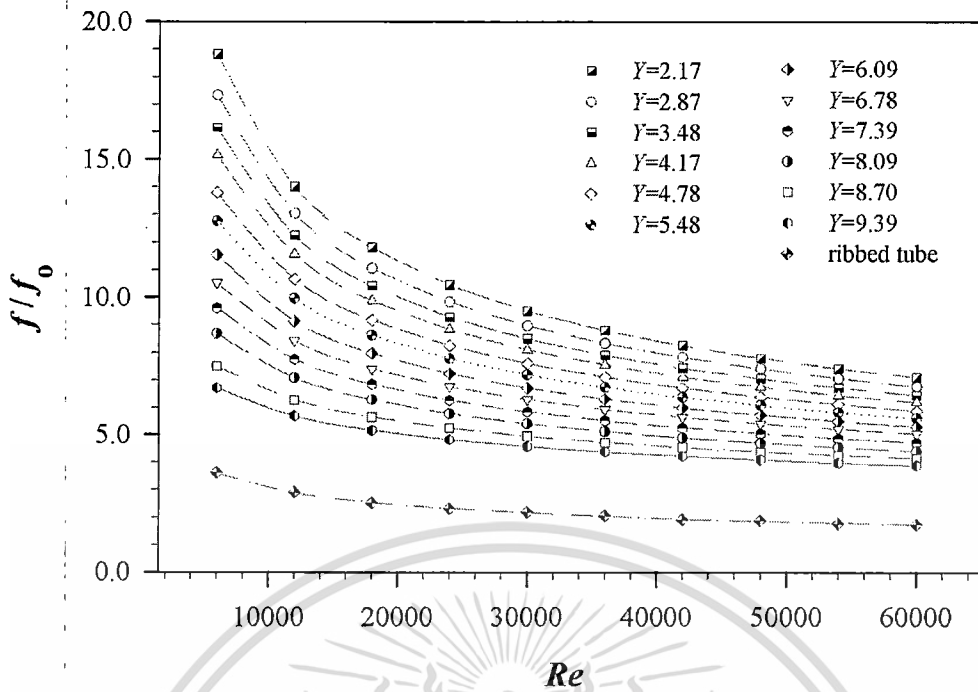
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 มีค่า f สูงกว่าท่อเกลียวโดยเฉลี่ยประมาณ 368%, 340%, 316%, 296%, 270%, 249%, 225%, 204%, 182%, 160%, 137% และ 119% ตามลำดับ และเมื่อนำไปเปรียบเทียบกับ f ของท่อผิวเรียบตาม Y ดังกล่าว พบว่ามีค่า f สูงกว่าโดยเฉลี่ยประมาณ 938%, 870%, 820%, 775%, 715%, 668%, 613%, 565%, 516%, 467%, 415% และ 374% ตามลำดับ



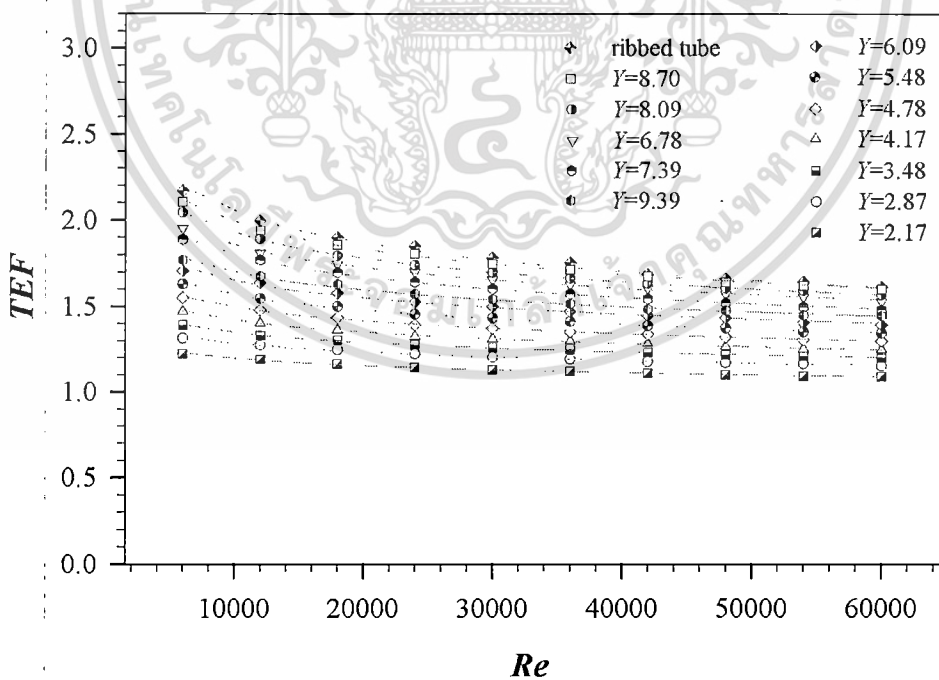
รูปที่ 6.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามคิริบเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่าง ๆ

รูปที่ 6.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 ของแผ่นบิดเดี่ยวที่ Re ต่างๆ จากรูปพบว่า f/f_0 ของแผ่นบิดเดี่ยวที่ Y ตั้งแต่ 2.17-9.39 ค่ามีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้น และ f/f_0 มีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=2.17$ มีค่า f/f_0 สูงที่สุด และรองลงมาคือแผ่นบิดที่ $Y=2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ตามลำดับ ส่วนท่อเกลียวมี f/f_0 ต่ำที่สุดในช่วง Re ที่ใช้ทดลอง โดยมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 7.1-18.8 เท่า, 6.8-17.3 เท่า, 6.4-16.2 เท่า, 6.2-15.2 เท่า, 5.9-13.8 เท่า, 5.6-12.8 เท่า, 5.3-11.5 เท่า, 5.0-10.5 เท่า, 4.7-9.6 เท่า, 4.4-8.7 เท่า, 4.1-7.5 เท่า และ 3.9-6.7 เท่า ตามลำดับ และการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวในท่อเกลียวมีค่า f/f_0 สูงกว่าท่อเกลียวโดยเฉลี่ยประมาณ 349%, 323%, 300%, 280%, 256%, 236%, 213%, 193%, 172%, 151%, 129% และ 112% ตามลำดับ



รูปที่ 6.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกัลเลียวทอในท่อเกลียวที่ Y ต่าง ๆ

6.2.3 อิทธิพลของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกัลเลียวทอในท่อเกลียวต่อ TEF

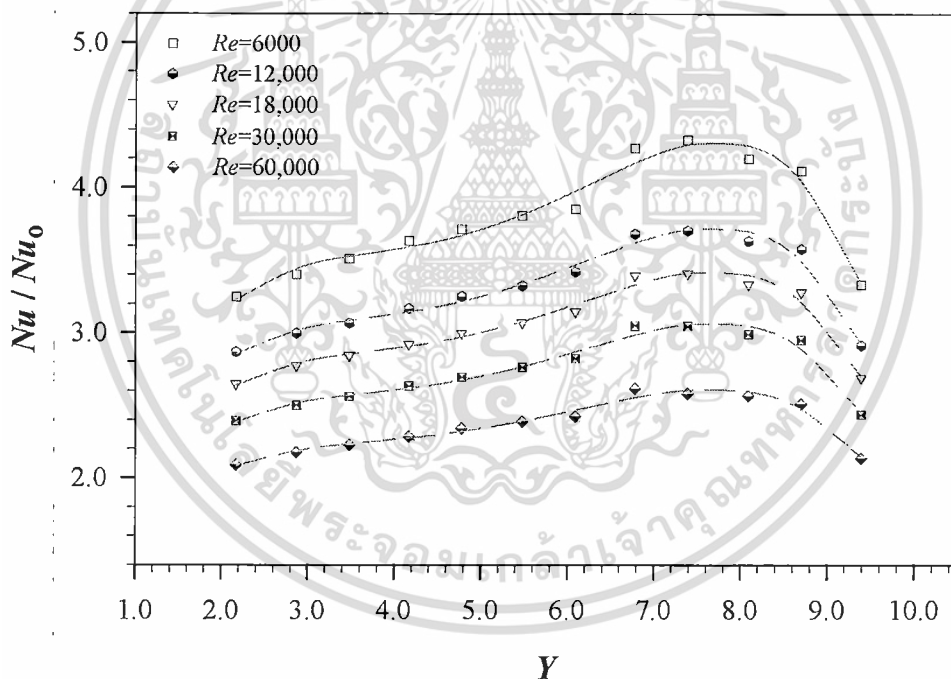


รูปที่ 6.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกัลเลียวทอในท่อเกลียวที่ Y ต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิดเดี่ยวที่ Y ต่างๆ จากรูปพบว่า TEF ของท่อทดสอบทุกกรณีค่ามีแนวโน้มลดลงเมื่อ Re เพิ่มขึ้นและให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด แผ่นบิดเดี่ยวทุก Y ที่ทดสอบมี TEF ต่ำกว่าผลของท่อเกลียวตลอดช่วง Re ที่ใช้ทดสอบ เนื่องจาก Nu/Nu_0 ที่ได้รับจากการใช้แผ่นบิดเดี่ยวและผลของ f/f_0 นั้นมีค่าต่ำกว่าผลของท่อเกลียวจึงส่งผลทำให้ TEF ของท่อเกลียวที่ใช้แผ่นบิดเดี่ยวมีค่าต่ำกว่าผลของท่อเกลียว หากพิจารณาเฉพาะ TEF ของแผ่นบิดเดี่ยวด้วยกัน พบว่าให้ผลเรียงลำดับจากมากไปหาน้อยดังนี้คือ แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=8.70, 8.09, 6.78, 7.39, 9.39, 6.09, 5.48, 4.78, 4.17, 3.48, 2.87$ และ 2.17 โดยมีค่า TEF อยู่ในช่วง 1.60-2.10, 1.57-2.04, 1.53-1.95, 1.48-1.89, 1.44-1.77, 1.39-1.70, 1.34-1.63, 1.30-1.55, 1.24-1.47, 1.20-1.39, 1.15-1.31 และ 1.09-1.22 ตามลำดับ ซึ่งมีค่า TEF ต่ำกว่าท่อเกลียวโดยเฉลี่ยประมาณ 1.5%, 4.2%, 6.8%, 9.8%, 13.4%, 16.0%, 19.6%, 22.8%, 26.3%, 29.4%, 32.4% และ 36.6% ตามลำดับ

6.2.4 อิทธิพลของ Y ต่อ Nu/Nu_0 ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว



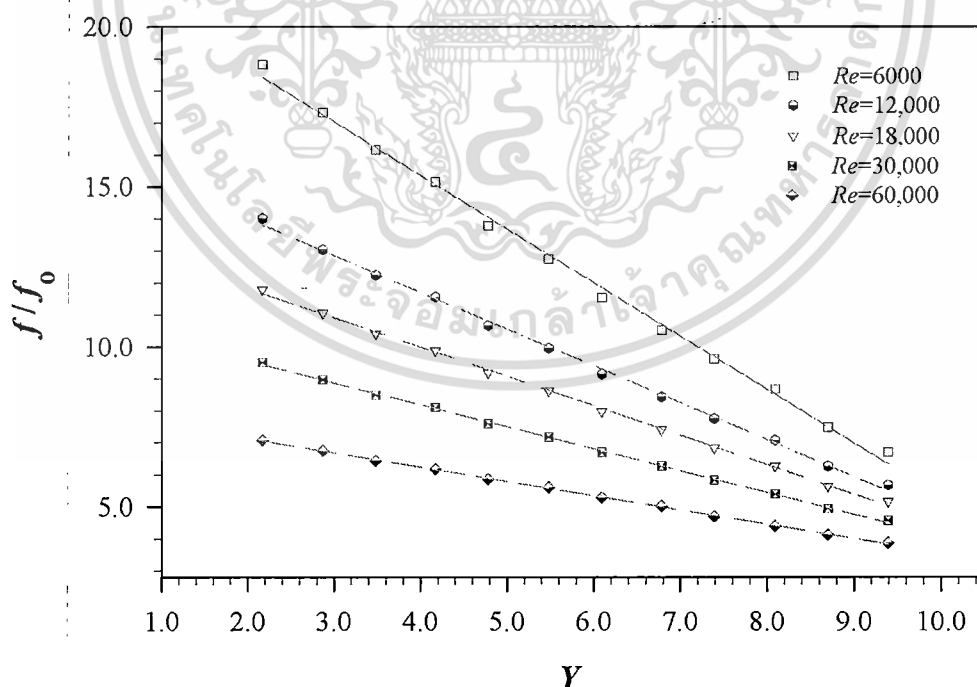
รูปที่ 6.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

รูปที่ 6.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ จากการทดลองพบว่า Nu/Nu_0 ที่ Re ต่างๆ ค่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Y จนไปถึง Y ประมาณ 6.78-7.39 แล้วค่า Nu/Nu_0 จึงเริ่มมีแนวโน้มลดลง เนื่องจากแผ่นบิดเดี่ยวที่ Y ต่ำๆ นั้นสนามของการไหลหมุนควงเดี่ยวในแนวแกนมีค่าสูงมากจึงทำให้ของไหลที่อยู่ใกล้เคียงบริเวณผนังท่อที่มีการไหลหมุนควงและไหลข้ามครีบกเกลียวท่ออยู่เอกลำเป็นชั้นเอกลำที่สวนกระแสการไหลในเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญัตติเห็นไปใช้ประโยชน์ในการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แล้วนั้นมีการไหลหมุนควงไปพร้อมกันในทิศทางเดียวกันจนทำให้เกิดเส้นขอบเขตกันระหว่างของไหลทั้งสองบริเวณนี้และส่งผลให้ของไหลทั้งสองบริเวณมีการไหลข้ามซึ่งกันและกันได้น้อย แต่เมื่อแผ่นบิตเดี่ยวมี Y เพิ่มขึ้น ความหนาแน่นของสนามการไหลที่เกิดขึ้นกับของไหลที่อยู่บริเวณใจกลางท่อเริ่มเสื่อมสภาพจนทำให้ของไหลที่อยู่บริเวณผนังท่อที่มีการไหลหมุนควงเช่นกัน เริ่มไหลเข้ามาผสมกับของไหลที่อยู่บริเวณใจกลางท่อได้ดีขึ้น พร้อมกันนั้นของไหลที่อยู่บริเวณใจกลางท่อก็เริ่มไหลเข้าไปแทนที่ได้ดีขึ้นมากขึ้นจึงทำให้ตั้งอุณหภูมิออกมาจากผนังท่อได้ดียิ่งขึ้นทำให้มีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น แต่เมื่อแผ่นบิตเดี่ยวมี Y สูงถึงค่าหนึ่งประมาณ 6.78-7.39 พบว่าค่า Nu/Nu_0 เริ่มมีค่าลดลง ซึ่งเกิดจากความหนาแน่นของสนามการไหลหมุนควงเริ่มอ่อนกำลังลง และมีพลังงานน้อยลงในการขับเคลื่อนของเหลวที่อยู่บริเวณใจกลางท่อให้ขึ้นไปแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผนังท่อจึงทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเริ่มลดลง

6.2.5 อิทธิพลของ Y ต่อ f/f_0 ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

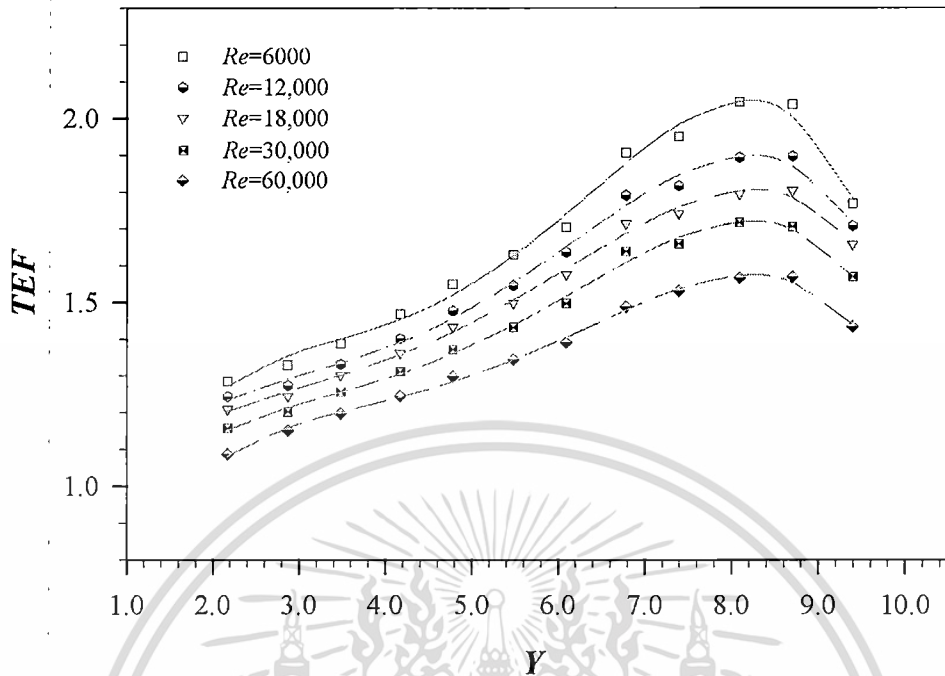
รูปที่ 6.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวกรณีบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ จากการทดลองพบว่า f/f_0 มีแนวโน้มลดลงอย่างเป็นเชิงเส้นตาม Y ที่เพิ่มขึ้น ซึ่ง f/f_0 มีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด การลดลงของ f/f_0 ตาม Y ที่เพิ่มขึ้นนั้นเกิดจากผลของจำนวนลอนในการบิต มุมปะทะของของไหลกับแผ่นบิตและพื้นที่สัมผัสของของไหลบนแผ่นบิตเดี่ยว ที่ Y ต่ำๆ นั้นของเหลวไหลผ่านได้ยากเนื่องจากมีความเสียดทานสูงกว่าแผ่นบิตเดี่ยวที่ Y สูงๆ ที่มีจำนวนลอนในการบิต มุมปะทะการไหลและพื้นที่สัมผัสของเหลวน้อยกว่าจึงส่งผลให้ f/f_0 ของแผ่นบิตเดี่ยวที่ Y ต่ำๆ จึงมีค่าสูงและลดต่ำลงเมื่อ Y เพิ่มขึ้น



รูปที่ 6.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.6 อิทธิพลของ Y ต่อ TEF ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว



รูปที่ 6.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

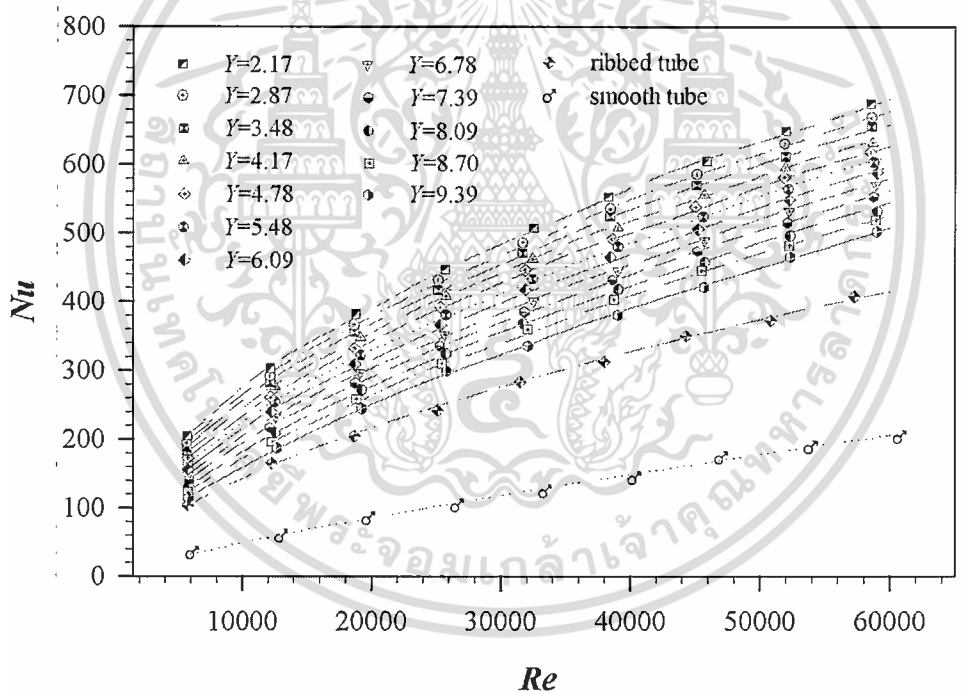
รูปที่ 6.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ พบว่าแนวโน้มของ TEF ของแผ่นบิตเดี่ยวในท่อเกลียวมีค่าเพิ่มขึ้นตาม Y จนไปถึงแผ่นบิตเดี่ยวที่ $Y=8.70$ ค่า TEF จึงเริ่มลดลงที่ทุก Re แผ่นบิตเดี่ยวที่ $Y=8.70$ มีค่า TEF สูงที่สุดทุกค่า Re โดยมีค่า TEF เท่ากับ 2.04, 1.90, 1.80, 1.71 และ 1.57 ตามลำดับ ส่วนแผ่นบิตเดี่ยวที่ $Y=2.17$ มี TEF ต่ำที่สุด ซึ่งมีค่า TEF เท่ากับ 1.29, 1.24, 1.21, 1.16 และ 1.09 ตามลำดับ สาเหตุที่ทำให้แผ่นบิตเดี่ยวที่ $Y=8.70$ มีค่า TEF สูงที่สุด เนื่องจากแผ่นบิตเดี่ยวที่บิตตามครีบกเกลียวท่อด้วย $Y=8.70$ ให้ค่า Nu/Nu_0 เกือบสูงสุด แต่มีค่า f/f_0 เกือบต่ำสุด และเมื่อนำมาพิจารณาร่วมกันแล้วทำให้ TEF มีค่าสูงกว่าแผ่นบิตเดี่ยวที่ Y กรณีอื่นๆ สำหรับแผ่นบิตเดี่ยวที่ $Y=2.17$ ให้ค่า TEF ต่ำที่สุด เป็นผลจากค่า Nu/Nu_0 ที่ได้ต่ำ แต่มี f/f_0 สูงที่สุด สุดท้ายจึงทำให้ค่า TEF ของแผ่นบิตเดี่ยวที่ $Y=2.17$ มีค่าต่ำที่สุด อย่างไรก็ตามยังคงมีค่าสูงกว่าหนึ่ง ซึ่งสามารถนำแผ่นบิตเดี่ยวที่ $Y=2.17$ ไปใช้งานได้

6.3 ผลการทดลองของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

6.3.1 อิทธิพลของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวต่อ Nu

รูปที่ 6.9 แสดงผลการทดลองของ Nu ที่ได้จากการแผ่นบิตเดี่ยวมาใช้เป็นตัวสร้างการไหลหมุนควงเดียวในแนวแกนสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ เพื่อช่วยเพิ่ม Nu ของท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.06$ ให้สูงขึ้นโดยใช้แผ่นบิตเดี่ยวที่มี $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 จากการทดลองพบว่า Nu ของท่อเกลียวที่ใส่แผ่นบิตเดี่ยวทุก Y ค่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Re เนื่องจาก Re มีค่าสูงขึ้นจะทำให้ของไหลมีความปั่นป่วนเพิ่มมากขึ้น และเพิ่ม

ความสามารถให้กับของไหลได้เข้าไปสัมผัสกับผนังท่อได้มากขึ้นจึงทำให้แลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดียิ่งขึ้น ท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ $Y=2.17$ มีค่า Nu สูงที่สุด รองลงมาคือท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70, 9.39$ และท่อเกลียว ส่วนท่อผิวเรียบมีค่า Nu ต่ำที่สุดในช่วง Re ต่างๆ การสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวทำให้ Nu มีค่าสูงกว่าท่อเกลียวประมาณ ในช่วง 66-102%, 62-94%, 57-87%, 53-79%, 50-71%, 46-63%, 43-55%, 39-46%, 34-39%, 29-30%, 22-26% และ 13-21% ตามลำดับ และหากนำไปเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ พบว่ามีค่าสูงกว่าในช่วง 238-551%, 229-524%, 220-502%, 212-476%, 204-449%, 198-424%, 190-398%, 182-371%, 173-346%, 164-317%, 155-292% และ 147-265% ตามลำดับ สาเหตุที่แผ่นบิดเดี่ยวให้ค่า Nu สูงที่ Y ต่ำๆ และมีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มสูงขึ้น เพราะแผ่นบิดเดี่ยวที่ Y ต่ำๆ ความหนาแน่นของกระแสการไหลหมุนควงในแนวแกนมีมากกว่าจาก จำนวนลอนของการบิดที่ถี่กว่าแผ่นบิดที่ Y สูงๆ ดังนั้นของไหลจึงมีพลังงานสูงกว่าในการผลักดันให้ ของไหลบริเวณใจกลางท่อไหลเข้าไปสัมผัสกับผนังท่อและทำให้ของไหลผสมกันได้ดีกว่าและดึง อุณหภูมิออกมาจากผนังท่อได้มากกว่าจึงส่งผลทำให้ Nu สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวด้วย Y สูงๆ

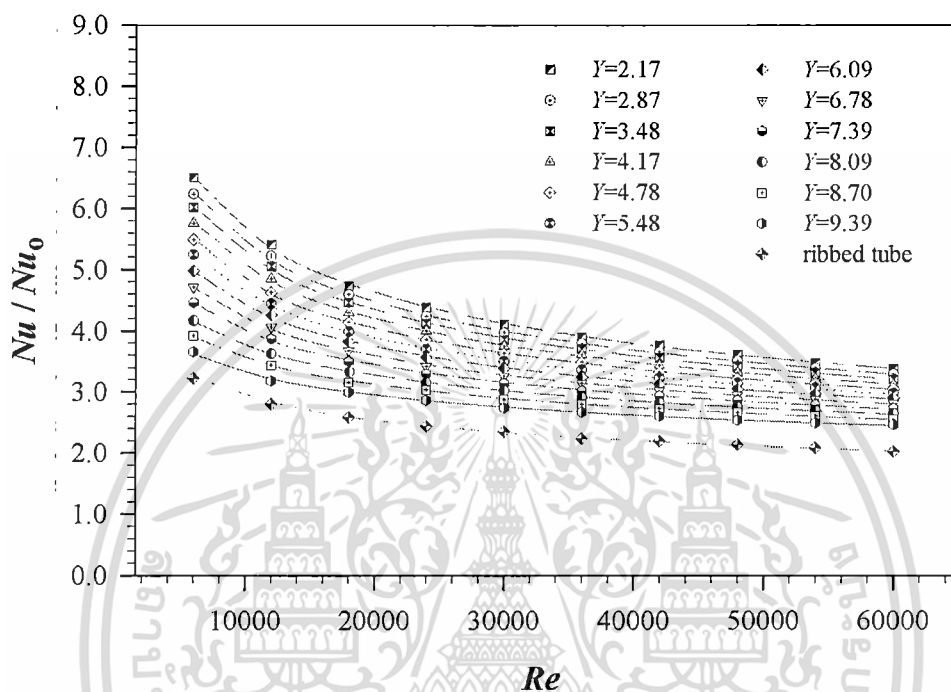


รูปที่ 6.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

ในรูปที่ 6.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ พบว่า Nu/Nu_0 ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่สอดใส่เข้าไปในท่อเกลียวทุกกรณีมีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มสูงขึ้น การสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวในท่อเกลียวด้วย $Y=2.17$ มีค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด รองลงมาคือ การสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวในท่อเกลียวที่ $Y=2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 สำหรับท่อเกลียวให้

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

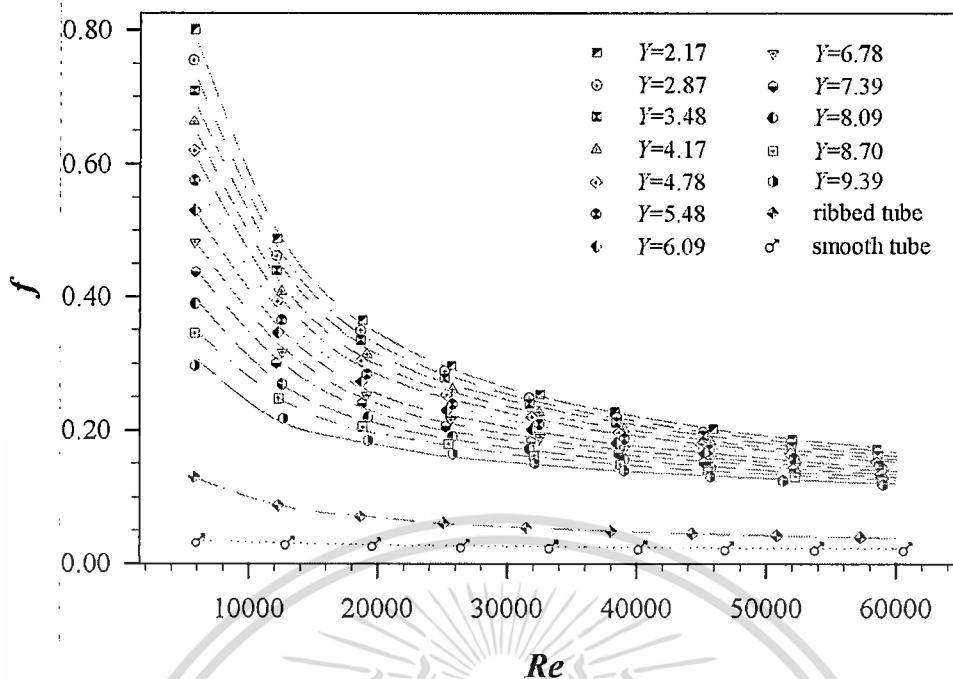
Nu/Nu_0 ต่ำที่สุด โดยมีค่าในช่วง 3.4-6.5 เท่า, 3.3-6.2 เท่า, 3.2-6.0 เท่า, 3.1-5.8 เท่า, 3.0-5.5 เท่า, 3.0-5.2 เท่า, 2.9-5.0 เท่า, 2.8-4.7 เท่า, 2.7-4.5 เท่า, 2.6-4.2 เท่า, 2.6-3.9 เท่า และ 2.5-3.7 เท่า ตามลำดับ การสอดใส่แผ่นบิดเดียวในท่อเกลียวจะทำให้ Nu/Nu_0 มีค่าสูงกว่า Nu/Nu_0 ของท่อเกลียว เฉลี่ยประมาณ 79%, 74%, 69%, 63%, 58%, 52%, 47%, 41%, 36%, 30%, 24% และ 18% ตามลำดับ



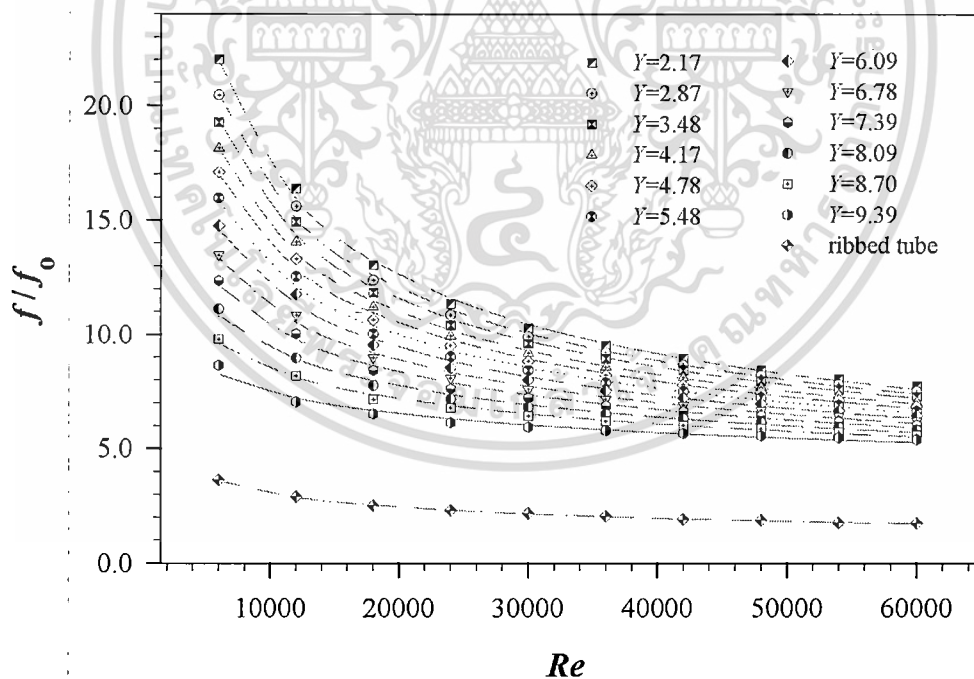
รูปที่ 6.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

6.3.2 อิทธิพลของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวต่อ f

รูปที่ 6.11 แสดง f ของการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อเข้าไปในท่อเกลียว ที่ Y ตั้งแต่ 2.17-9.39 จากการทดลองพบว่า f มีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุดและมีแนวโน้มลดลงเมื่อ Re เพิ่มขึ้น การสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ Y ต่ำๆ จะมีค่า f สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ Y สูงๆ เนื่องจากแผ่นบิดเดี่ยวที่ Y ต่ำๆ นั้นมีจำนวนลอนของการบิดมากกว่าแผ่นบิดเดี่ยวที่ Y สูงๆ และมุมปะทะของของไหลในแนวแกนจากแผ่นบิดยังคงมีค่ามากกว่าอีกด้วย จึงทำให้ของไหลไหลผ่านแผ่นบิดออกไปได้ยากจากแรงเสียดทานที่เกิดขึ้น ดังนั้นต้องใช้พลังงานในการผลักดันสูงมากในการเอาชนะความเสียดทาน ส่งผลทำให้ f มีค่าสูงที่ Y ต่ำๆ การสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 มีค่า f สูงกว่า f ของท่อเกลียวประมาณ 337-617%, 324-567%, 311-528%, 297-491%, 287-457%, 274-420%, 265-381%, 252-340%, 241-303%, 229-262%, 217-219% และ 205-181% ตามลำดับ



รูปที่ 6.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

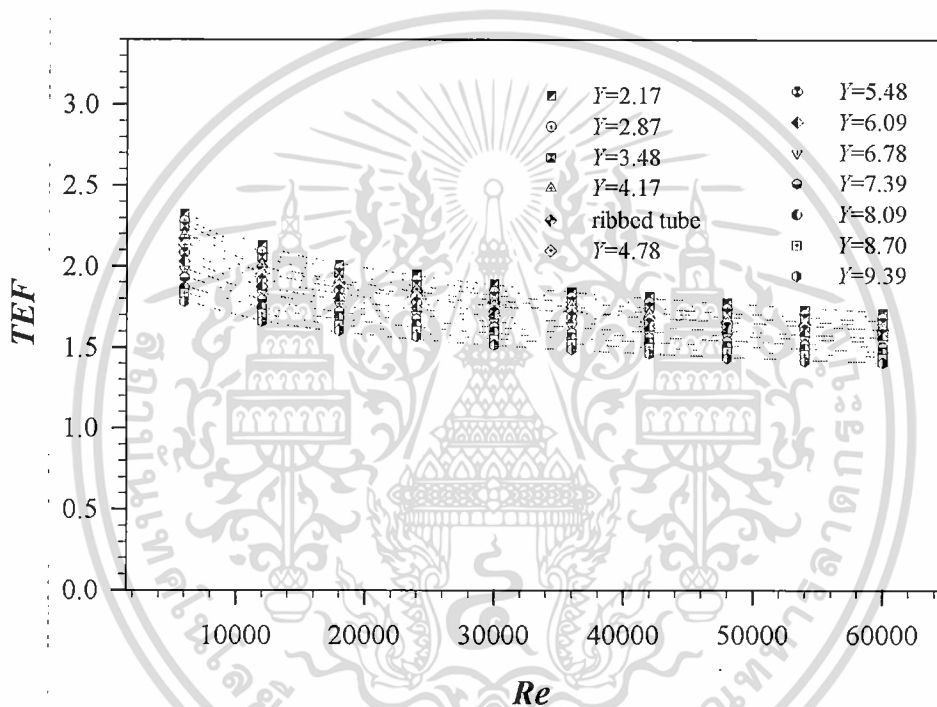


รูปที่ 6.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

รูปที่ 6.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ จากรูปพบว่า f/f_0 ของแผ่นบิดเดี่ยวที่ Y ต่างๆ ค่ามีไม่ต่างกันใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้น การสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=2.17$ มีค่า f/f_0 สูงที่สุด และรองลงมา เป็นแผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ตามลำดับ ขณะที่ท่อเกลียวมีค่า f/f_0 ต่ำที่สุด โดยแผ่นบิดเดี่ยวที่ Y ในเบื้องต้นมีค่า f/f_0 อยู่ในช่วง 7.7-22.0 เท่า, 7.5-20.4 เท่า, 7.3-19.3 เท่า, 7.0-18.1 เท่า, 6.8-17.1 เท่า, 6.6-16.0 เท่า, 6.4-14.8 เท่า, 6.2-13.5 เท่า, 6.0-12.4 เท่า, 5.8-11.1 เท่า, 5.6-9.8 เท่า และ 5.4-8.6 เท่า ตามลำดับ และเมื่อนำไปเปรียบเทียบกับ f/f_0 ของท่อเกลียวพบว่า การสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวมีค่า f/f_0 มีค่าสูงกว่าโดยเฉลี่ย ประมาณ 396%, 376%, 358%, 338%, 320%, 301%, 281%, 261%, 242%, 221%, 202% และ 179% ตามลำดับ

6.3.3 อิทธิพลของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวต่อ TEF



รูปที่ 6.13 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

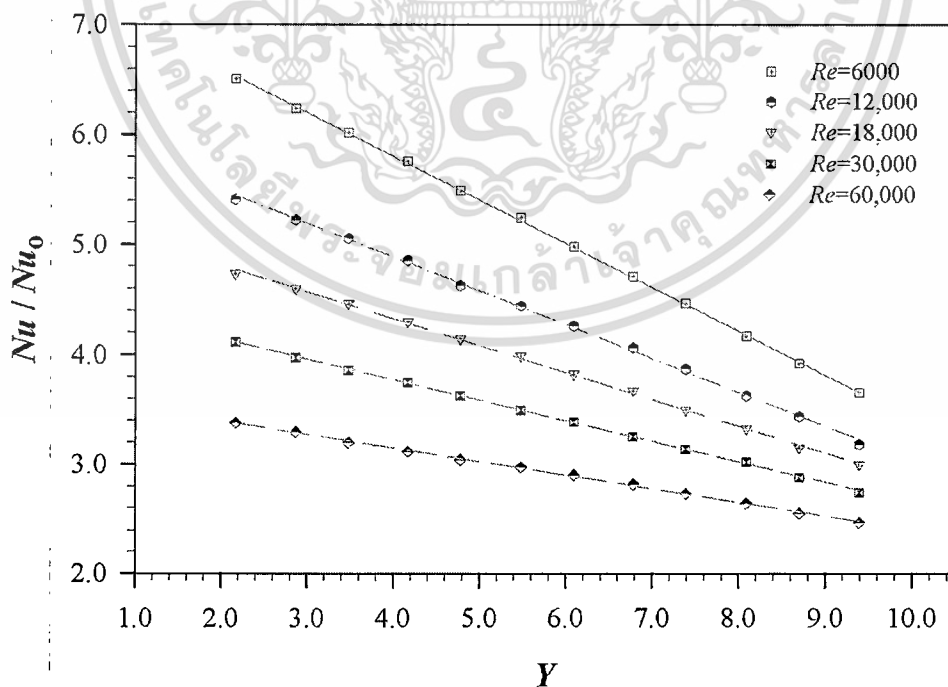
รูปที่ 6.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ พบว่าค่า TEF มีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่สูงขึ้นและมีค่าสูงสุดที่ $Re=6000$ การสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48$ และ 4.17 มีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียว แต่การสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 มีค่า TEF ต่ำกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวตลอดช่วง Re ที่ทดสอบ เนื่องจากผลของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 ที่ได้รับจากการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ Y ต่างๆ ในกรณีที่ $Y=2.17-4.17$ พบว่าสัดส่วนของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 มีค่าสูงกว่าผลของท่อเกลียวจึงทำให้ค่า TEF สูงกว่า ขณะที่ผลของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 ที่ได้รับจากการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=4.78-9.39$ นั้นมีสัดส่วนต่ำกว่าผลของท่อเกลียวจึงทำให้ค่า TEF ต่ำกว่า สำหรับการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวในท่อเกลียวที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48$ และ 4.17 มีค่าเอกสารเป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่ขออนุญาตในการค้า

ไม่ว่าการณ์ใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TEF สูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวประมาณ 6.6%, 4.7%, 3.0% และ 1.2% ตามลำดับ ขณะที่การสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 มีค่า TEF ต่ำกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวประมาณ 0.8%, 2.7%, 4.6%, 6.4%, 8.4%, 10.5%, 12.4% และ 14.6% ตามลำดับ ค่า TEF ของท่อเกลียวที่ใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=2.17$ มีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 โดยมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 1.71-2.32, 1.68-2.28, 1.65-2.25, 1.63-2.19, 1.60-2.13, 1.59-2.08, 1.56-2.03, 1.53-1.98, 1.50-1.93, 1.47-1.87, 1.44-1.83 และ 1.41-1.78 ตามลำดับ ค่า TEF ของท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อทุก Y ยังคงมีค่าสูงกว่าหนึ่งตลอดช่วง Re ที่ใช้ทดสอบและสามารถนำไปประยุกต์ใช้งานได้ทุกกรณีถึงแม้จะมีค่า TEF น้อยกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวก็ตาม

6.3.4 อิทธิพลของ Y ต่อ Nu/Nu_0 ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

รูปที่ 6.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ จากรูปพบว่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น และการเพิ่มขึ้นของ Re จะส่งผลให้ Nu/Nu_0 มีค่าลดลงด้วย เนื่องจากความหนาแน่นของกระแสการไหลหมุนวนเดี่ยวในแนวแกนของแผ่นบิดเดี่ยวที่ Y ต่ำๆ นั้นมีค่ามากกว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ Y สูงๆ จึงทำให้ของไหลไหลเข้าไปปะทะกับผนังท่อแล้วตั้งอุณหภูมิออกมาจากผนังท่อได้ดีกว่าเป็นผลให้มี Nu/Nu_0 มากกว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวที่ Y สูงๆ โดย Nu/Nu_0 มีค่าสูงสุดที่ $Re=6000$ และมีค่าต่ำสุดที่ $Re=60,000$

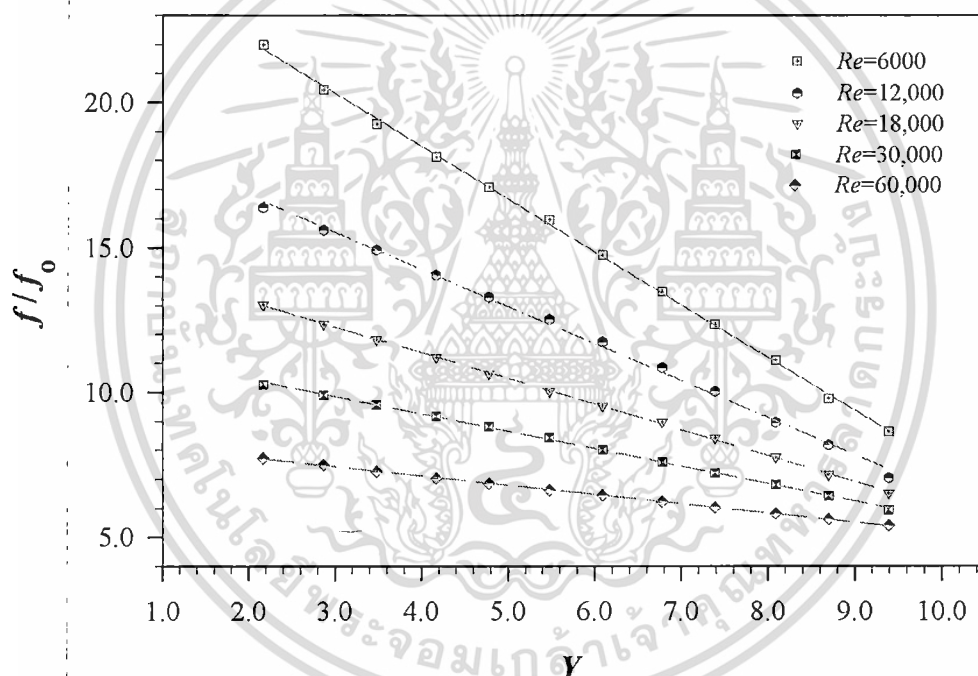


รูปที่ 6.14 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.3.5 อิทธิพลของ Y ต่อ f/f_0 ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียว

ค่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียวที่ Y ตั้งแต่ 2.17-9.39 ถูกแสดงในรูปที่ 6.15 จากรูปชี้ให้เห็นว่า f/f_0 ที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ ค่ามีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มสูงขึ้น โดย f/f_0 มีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำที่สุด และเมื่อ Re เพิ่มขึ้น f/f_0 ก็มีค่าลดลง สาเหตุที่ f/f_0 มีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากแผ่นบิตเดี่ยวที่ Y ต่ำๆ จำนวนลอนของการบิตมีมากกว่า มุมปะทะของของไหลบริเวณใจกลางท่อนมีค่าสูงกว่า และพื้นที่สัมผัสของเหลวที่ไหลผ่านมีค่ามากกว่าแผ่นบิตเดี่ยวที่ Y สูงๆ ดังนั้นจึงทำให้ของไหลไหลออกยากกว่า ต้องใช้พลังงานในขับเคลื่อนสูงมากเพื่อเอาชนะความเสียดทานที่เกิดขึ้น และทำให้มีการสูญเสียพลังงานการไหลสูงกว่า ดังนั้นจึงทำให้ค่า f/f_0 ของแผ่นบิตเดี่ยวที่ Y ต่ำๆ จึงมีค่าสูงกว่าและมีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มสูงขึ้น โดย f/f_0 ของแผ่นบิตเดี่ยวที่ $Re=6000$ มีค่าสูงที่สุด และที่ $Re=60,000$ มีค่า f/f_0 ต่ำที่สุด

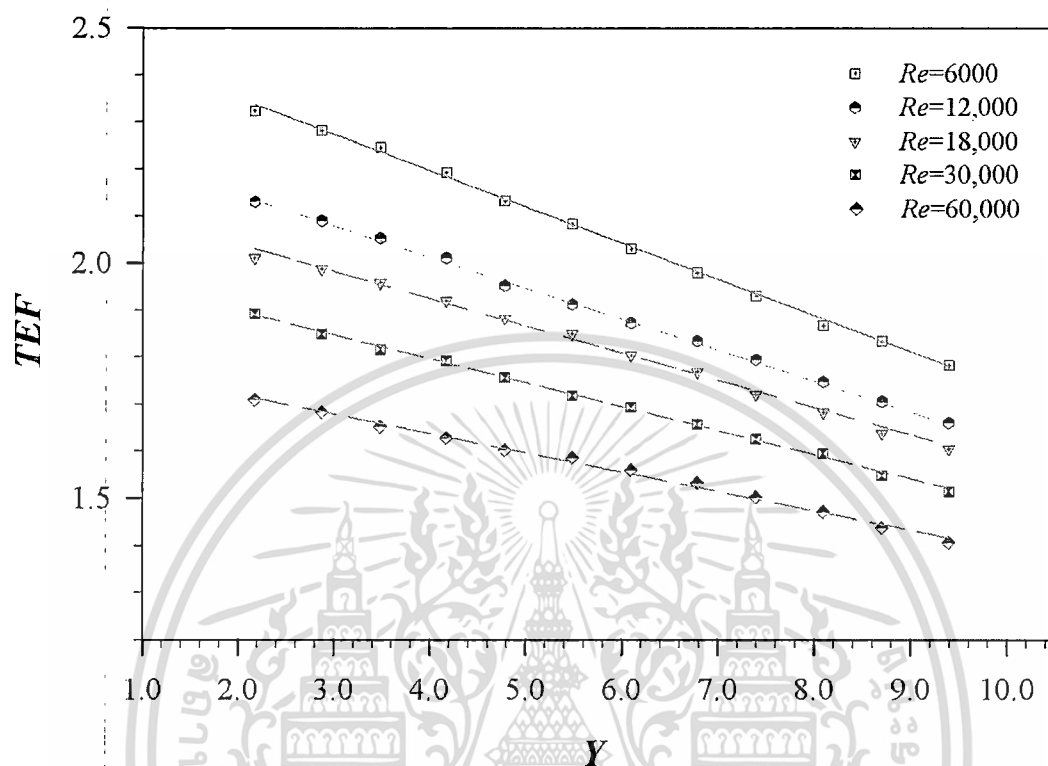


รูปที่ 6.15 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียว

6.3.6 อิทธิพลของ Y ต่อ TEF ของแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียว

รูปที่ 6.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ จากรูปพบว่าค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น ตลอดช่วง Re ที่ทดสอบ การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวที่ $Y=2.17$ จะมีค่า TEF สูงที่สุดที่ทุกค่า Re ซึ่งมีค่า TEF เท่ากับ 2.32, 2.13, 2.01, 1.95, 1.89, 1.84, 1.82, 1.78, 1.73 และ 1.71 สำหรับการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวที่ $Y=9.39$ มีค่า TEF ต่ำที่สุด ซึ่งมีค่าเท่ากับ 1.78, 1.66, 1.60, 1.57, 1.51, 1.49,

1.46, 1.44, 1.42 และ 1.41 ตามลำดับ เหตุผลที่ทำให้การสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวมี TEF ลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากสัดส่วนการเพิ่มขึ้นของ Nu/Nu_0 กับ ff_0 ที่มีค่าลดลงไปทิศทางเดียวกันจึงส่งผลให้ค่า TEF มีค่าลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น



รูปที่ 6.16 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียว

6.4 การเปรียบเทียบผลการทดลองของแผ่นบิดเดี่ยวในท่อเกลียว

เนื้อหาส่วนนี้เป็นการเปรียบเทียบผลการทดลองของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียวทำให้เกิดการไหลหมุนควงเดี่ยวในแนวแกนตามครีบกเกลียวท่อน (SCS) กับแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนทำให้เกิดการไหลหมุนควงเดี่ยวในแนวแกนสวนทางกับครีบกเกลียวท่อน (SCTS) ต่อ Nu/Nu_0 , ff_0 และ TEF ของแผ่นบิดเดี่ยวที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ซึ่งถูกสอดใส่เข้าไปในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27, HR=0.06$ เพื่อศึกษาอิทธิพลของลักษณะการไหลหมุนควงเดี่ยวในแนวแกน โดยสัญลักษณ์ที่ใช้อธิบายในรูปประกอบด้วย SCS ถูกนิยามขึ้นมาจากคำว่า Single Co-Swirl และ SCTS ถูกนิยามขึ้นมาจากคำว่า Single CounTer-Swirl โดยมีการอธิบายรายละเอียดไว้ในหัวข้อต่อไปนี้

6.4.1 อิทธิพลของแผ่นบิดเดี่ยวในท่อเกลียวต่อ Nu/Nu_0

รูปที่ 6.17 เปรียบเทียบ Nu/Nu_0 ระหว่างการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามและแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อน รูปที่ 6.17 (ก) แสดงผลของ Nu/Nu_0 ที่ $Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39$ และ 8.70 ส่วนในรูปที่ 6.17 (ข) แสดงผลของ Nu/Nu_0 ที่ $Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09$ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

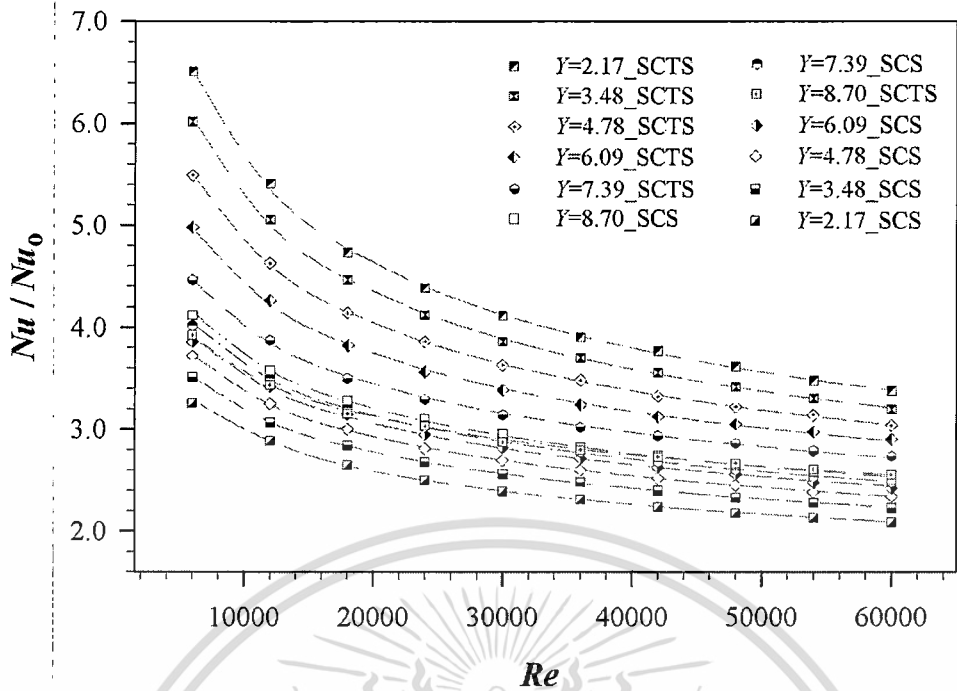
8.09 และ 9.39 พบว่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวทอที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39$ และ 9.39 มีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวทอในช่วง 62-100%, 51-83%, 44-71%, 37-58%, 30-48%, 25-38%, 19-29%, 6-10%, 9-11% และ 9-16% ตามลำดับ แต่ที่ $Y=8.09$ และ 8.70 ค่า Nu/Nu_0 ใกล้เคียงกัน โดยทั่วไปแล้วการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวทอในท่อเกลียวมี Nu/Nu_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวทอ ด้วยเหตุผลของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวทอนั้นมีกระแสการไหลหมุนควงที่ผลักดันให้ของไหลบริเวณใจกลางท่อไหลเข้าไปสัมผัสกับผนังท่อแล้วดึงอุณหภูมิออกมาจากผนังท่อได้ดีกว่าจึงทำให้ Nu/Nu_0 ของแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวทอมีค่าสูงกว่าแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวทอ

6.4.2 อิทธิพลของแผ่นบิดเดี่ยวในท่อเกลียวต่อ f/f_0

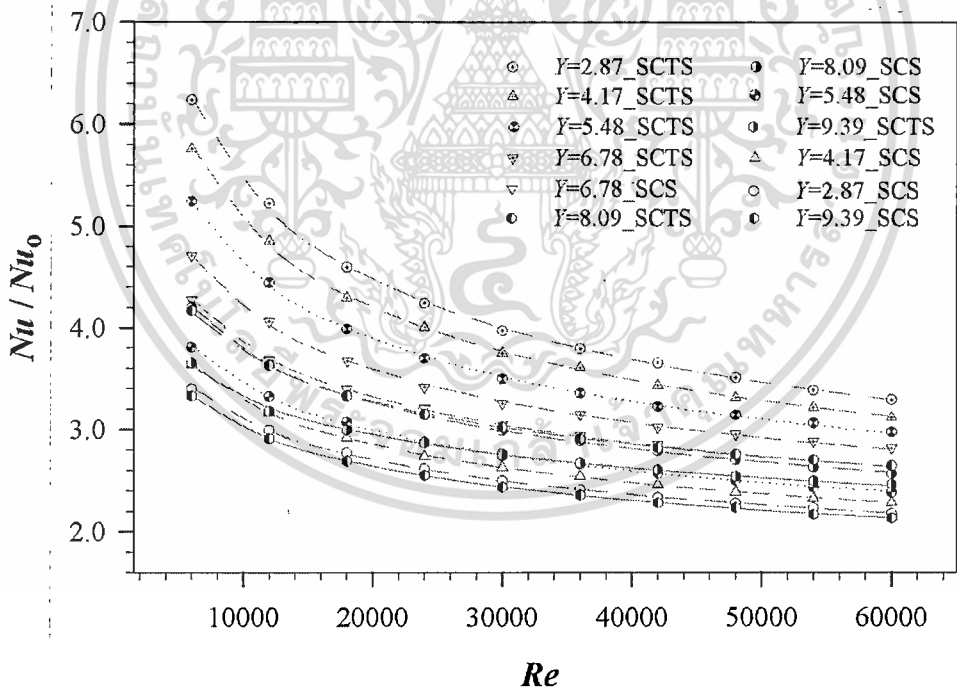
รูปที่ 6.18 เปรียบเทียบ f/f_0 ระหว่างการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามและแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวทอ รูปที่ 6.18 (ก) แสดง f/f_0 ที่ $Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39$ และ 8.70 ส่วนในรูปที่ 6.18 (ข) แสดง f/f_0 ที่ $Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09$ และ 9.39 จากรูปที่ 6.18 (ก) และ (ข) พบว่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวทอที่ $Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39$ และ 8.70 มีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวทอในช่วง 8-17%, 12-22%, 15-25%, 18-29%, 22-29% และ 27-36% ตามลำดับ สำหรับที่ $Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09$ และ 9.39 การสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวทอมี f/f_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวทอในช่วง 10-20%, 13-22%, 16-26%, 20-29%, 24-32% และ 24-39% ตามลำดับ พิจารณาภาพรวมแล้วพบว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวทอในท่อเกลียวมี f/f_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวทอในท่อเกลียว จากการไหลเข้าชนกันของสนามการไหลระหว่างของไหลบริเวณใจกลางท่อกับของไหลบริเวณใกล้ผนังท่อที่มีค่าสูงกว่ากรณีของการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวทอ

6.4.3 อิทธิพลของแผ่นบิดเดี่ยวในท่อเกลียวต่อ TEF

รูปที่ 6.19 เปรียบเทียบ TEF ระหว่างการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามและแผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวทอ รูปที่ 6.19 (ก) แสดง TEF ที่ $Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39$ และ 8.70 ส่วนในรูปที่ 6.19 (ข) แสดง TEF ที่ $Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09$ และ 9.39 จากรูปที่ 6.19 (ก) และ (ข) พบว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวทอที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48$ และ 6.09 มีค่า TEF สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวทอในช่วง 57-90%, 46-74%, 38-62%, 31-49%, 24-38%, 18-28 และ 12-19% ตามลำดับ



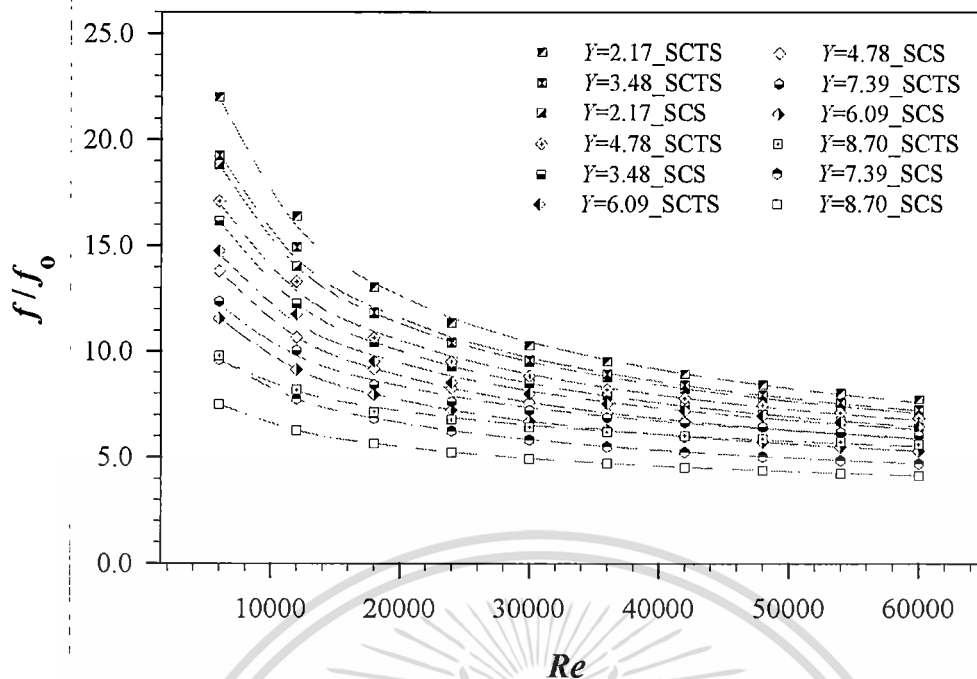
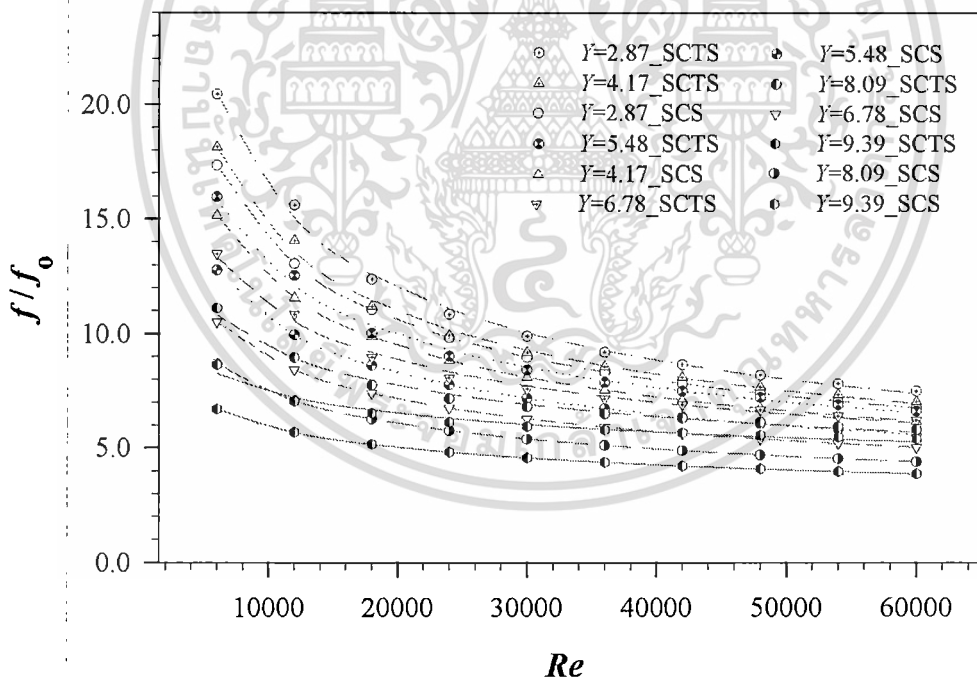
(ก) $Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39$ และ 8.70



(ข) $Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09$ และ 9.39

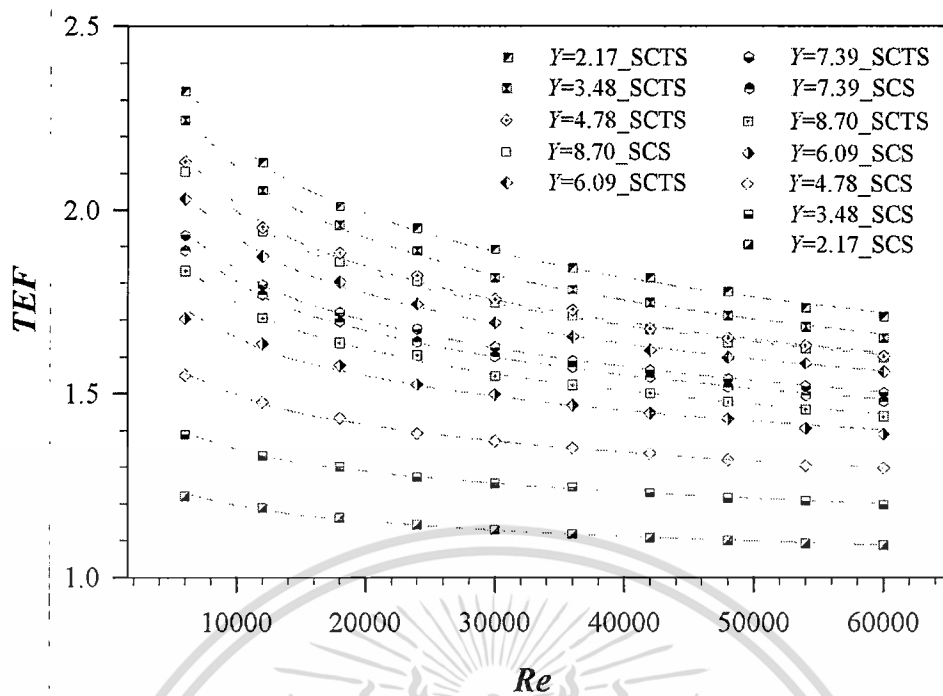
รูปที่ 6.17 เปรียบเทียบ Nu/Nu_0 ระหว่างแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามและบิตสวนทางกับครีบกี้ลียวท่อ ในท่อเกลียว ที่ Y ต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

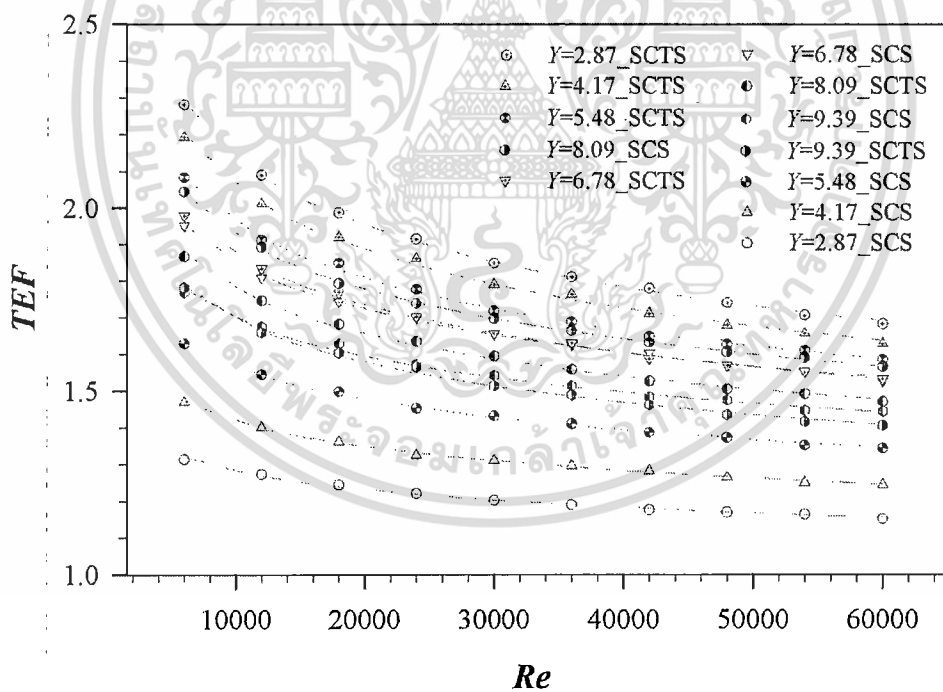
(ก) $Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39$ และ 8.70 (ข) $Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09$ และ 9.39

รูปที่ 6.18 . เปรียบเทียบ f/f_0 ระหว่างแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามและบิตสวนทางกับครีบเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก) $Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39$ และ 8.70



(ข) $Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09$ และ 9.39

รูปที่ 6.19 เปรียบเทียบ TEF ระหว่างแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามและบิตสวนทางกับครีบกัลเลียทอในท่อเกลียว ที่ Y ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

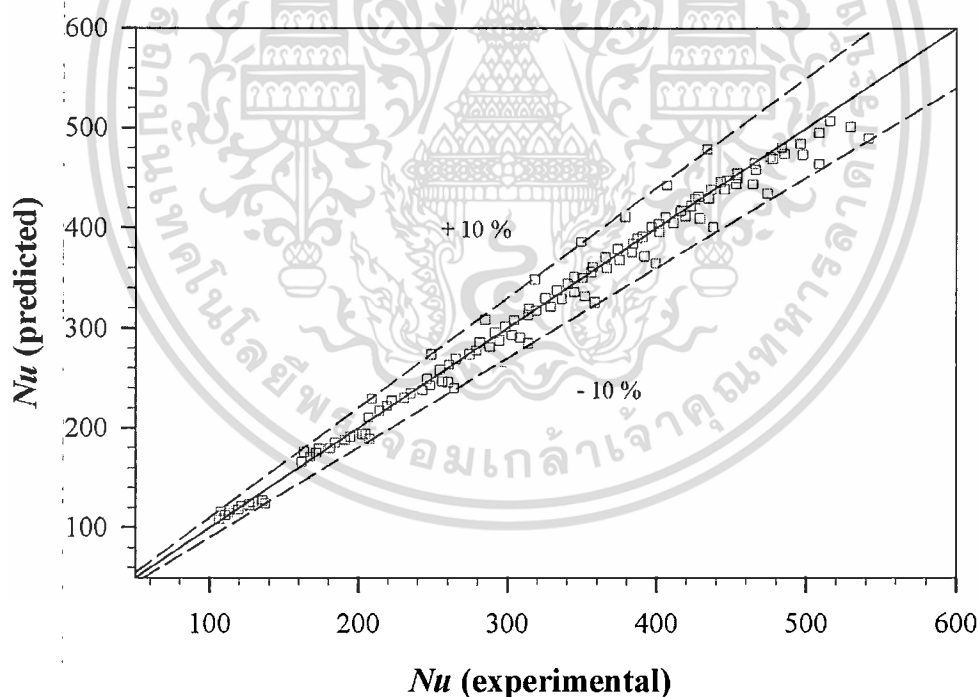
6.5 สหพันธ์ด้วยรีเกรสชันแบบหลายตัวแปรของแผ่นบิตเดี่ยวในท่อเกลียว

การศึกษามูลของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27, HR=0.06$ ต่อค่าการถ่ายเทความร้อนในเทอมของ Nu ความดันสูญเสียในเทอมของ f และ TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครึ่งเกลียวท่อนในท่อเกลียวเพื่อสร้างการไหลหมุนควงเดี่ยวตามครึ่งเกลียวท่อนและการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครึ่งเกลียวท่อนเพื่อสร้างการไหลหมุนควงเดี่ยวสวนทางกับครึ่งเกลียวท่อน นั้นมีตัวแปรอิสระที่สนใจศึกษาสามตัว ประกอบด้วย Re, Pr และ Y ซึ่งแบบจำลองที่ใช้อยู่ในรูปของ multiple exponential regression model แล้วจัดใหม่ให้อยู่ในรูปของ multiple linear regression in logarithmic scale จากนั้นใช้โปรแกรม Microsoft excel มาช่วยวิเคราะห์สร้างสหพันธ์ของแต่ละกรณีโดยมีข้อสมมติฐานดังนี้ คือ ของไหลในท่อเกลียวต้องเป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้ (incompressible) ไหลอยู่ในสภาวะคงตัว (steady flow) และการไหลอยู่ในช่วงปั่นป่วนที่พัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed turbulent flow) ตามรายละเอียดต่อไปนี้

6.5.1 สหพันธ์ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครึ่งเกลียวท่อนในท่อเกลียว

6.5.1.1 สหพันธ์ Nu ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครึ่งเกลียวท่อนในท่อ

เกลียว



รูปที่ 6.20 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครึ่งเกลียวท่อนในท่อเกลียว

ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re, Pr และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครึ่งเกลียวท่อนในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27, HR=0.06$ ซึ่งหาความสัมพันธ์ได้ตามสมการ (6.1)

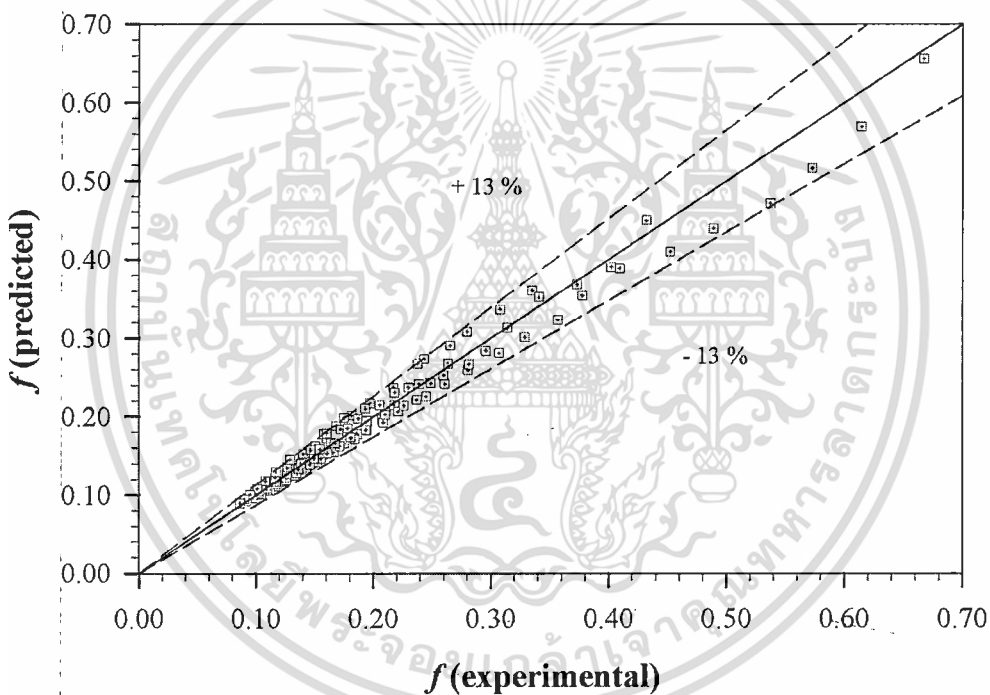
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Nu = 0.358Re^{0.607} Pr^{0.3} Y^{0.116} \quad (6.1)$$

สำหรับ $6000 \leq Re \leq 60,000$
 $2.89 \leq Pr \leq 3.20$
 $2.17 \leq Y \leq 9.39$

รูปที่ 6.20 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอได้แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครึ่งเกลียวท่อนในท่อเกลียวที่ Y ในช่วง 2.17-9.39 ค่า Nu จากการคำนวณด้วยสหพันธ์ (6.1) เทียบกับค่า Nu ที่ได้จากการทดลองพบว่ามีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\%$

6.5.1.2 สหพันธ์ f ของการสอได้แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครึ่งเกลียวท่อนในท่อเกลียว



รูปที่ 6.21 ความสัมพันธ์ของ f ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอได้แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครึ่งเกลียวท่อนในท่อเกลียว

รูปที่ 6.21 แสดงความสัมพันธ์ของ f จากสหพันธ์กับ f ที่ได้จากการทดลองกรณีสอได้แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครึ่งเกลียวท่อนในท่อเกลียวที่ Y ในช่วง 2.17-9.39 พบว่าค่า f ที่คำนวณด้วยสหพันธ์ (6.2) เทียบกับค่า f ที่ได้จากการทดลองแล้วมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 13\%$

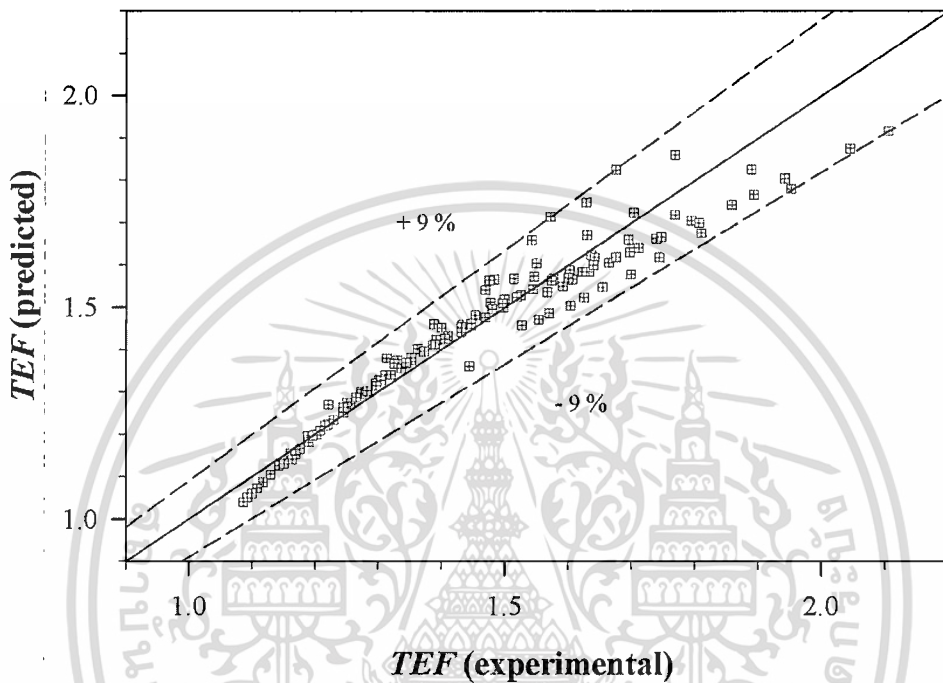
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re และ Y ของการสอได้แผ่นบิดเดี่ยวแบบบิดตามครึ่งเกลียวท่อนในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ ใช้ความสัมพันธ์ของสมการ (6.2)

$$f = 111.634Re^{-0.545} Y^{-0.508} \quad (6.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับ $6000 \leq Re \leq 60,000$
 $2.17 \leq Y \leq 9.39$

6.5.1.3 สหพันธ์ TEF ของการสอดใส่แผ่นบิดเดียวแบบบิดตามครีบกี้วยทอในท่อเกลียว



รูปที่ 6.22 ความสัมพันธ์ของ TEF ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิดเดียวแบบบิดตามครีบกี้วยทอในท่อเกลียว

ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิดเดียวแบบบิดตามครีบกี้วยทอในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ มีความสัมพันธ์กันตามสมการ (6.3)

$$TEF = 2.143Re^{-0.087}Y^{0.296} \quad (6.3)$$

สำหรับ $6000 \leq Re \leq 60,000$
 $2.17 \leq Y \leq 9.39$

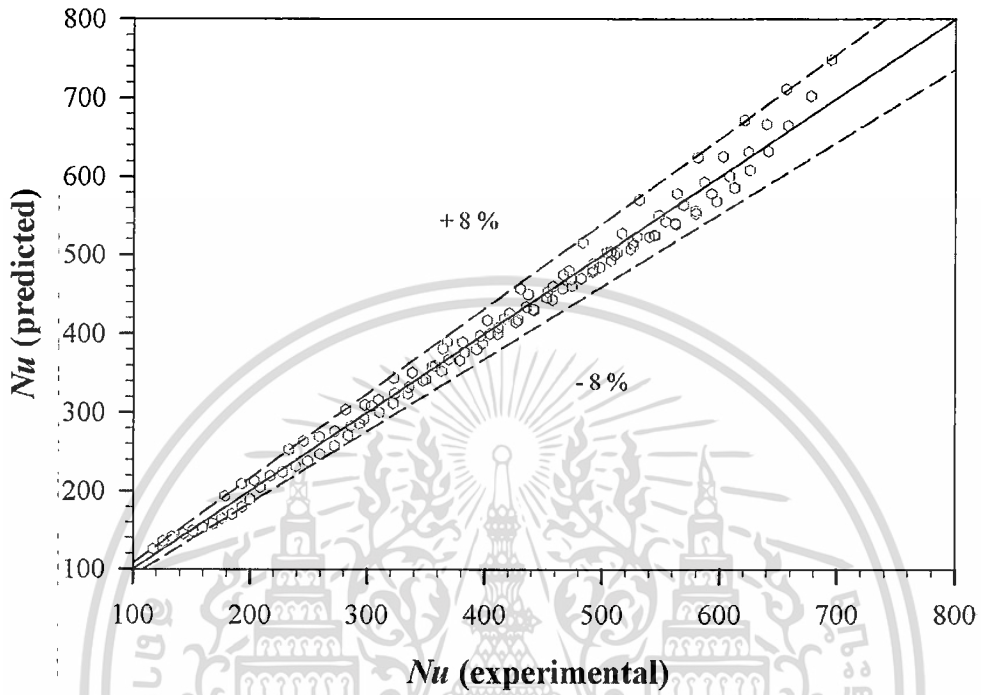
รูปที่ 6.22 แสดงความสัมพันธ์ของ TEF จากสหพันธ์กับ TEF ที่ได้จากการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิดเดียวแบบบิดตามครีบกี้วยทอภายในท่อเกลียวที่ Y ในช่วง 2.17-9.39 จากการคำนวณด้วยสหพันธ์เทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองพบว่าค่า TEF มีความคลาดเคลื่อนในช่วง $\pm 9\%$

6.5.2 สหพันธ์ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

เกลียว

6.5.2.1 สหพันธ์ Nu ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียว

ท่อในท่อเกลียว



รูปที่ 6.23 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re , Pr และ Y กรณีสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ สามารถพิจารณาได้จากความสัมพันธ์ตามสมการ (6.4)

$$Nu = 1.148Re^{0.581} Pr^{0.3} Y^{-0.279} \tag{6.4}$$

สำหรับ $6000 \leq Re \leq 60,000$
 $2.90 \leq Pr \leq 3.27$
 $2.17 \leq Y \leq 9.39$

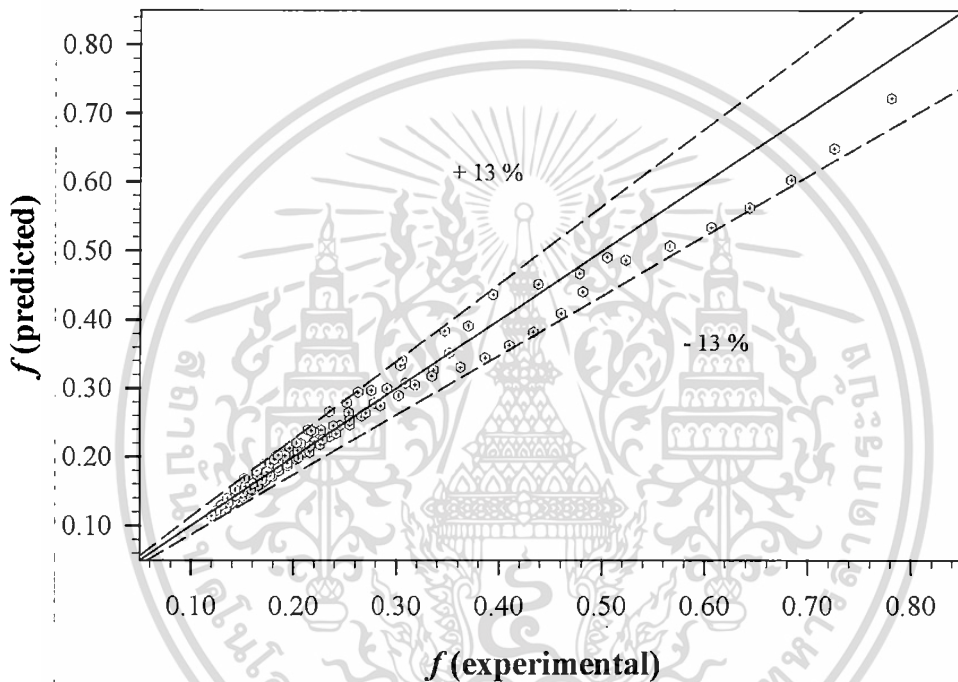
รูปที่ 6.23 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu จากสหพันธ์กับ Nu จากการทดลองกรณีของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวด้วย Y ในช่วง 2.17-9.39 ค่า Nu จากการคำนวณด้วยสหพันธ์ (6.4) เทียบกับค่า Nu ที่ได้จากการทดลองพบว่ามีคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 8\%$

6.5.2.2 สหพันธ์ f ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียว

ความสัมพันธ์ของ f กับ Re และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ สามารถใช้ความสัมพันธ์จากสมการ (6.5)

$$f = 124.124Re^{-0.558}Y^{-0.382} \quad (6.5)$$

สำหรับ $6000 \leq Re \leq 60,000$
 $2.17 \leq Y \leq 9.39$



รูปที่ 6.24 ความสัมพันธ์ของ f ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียว

รูปที่ 6.24 แสดงความสัมพันธ์ของ f จากสหพันธ์กับ f ที่ได้จากการทดลองกรณีของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียวด้วย Y ในช่วง 2.17-9.39 พบว่า f ที่ได้จากการคำนวณด้วยสหพันธ์ (6.5) เทียบกับค่า f ที่ได้จากการทดลองมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 13\%$

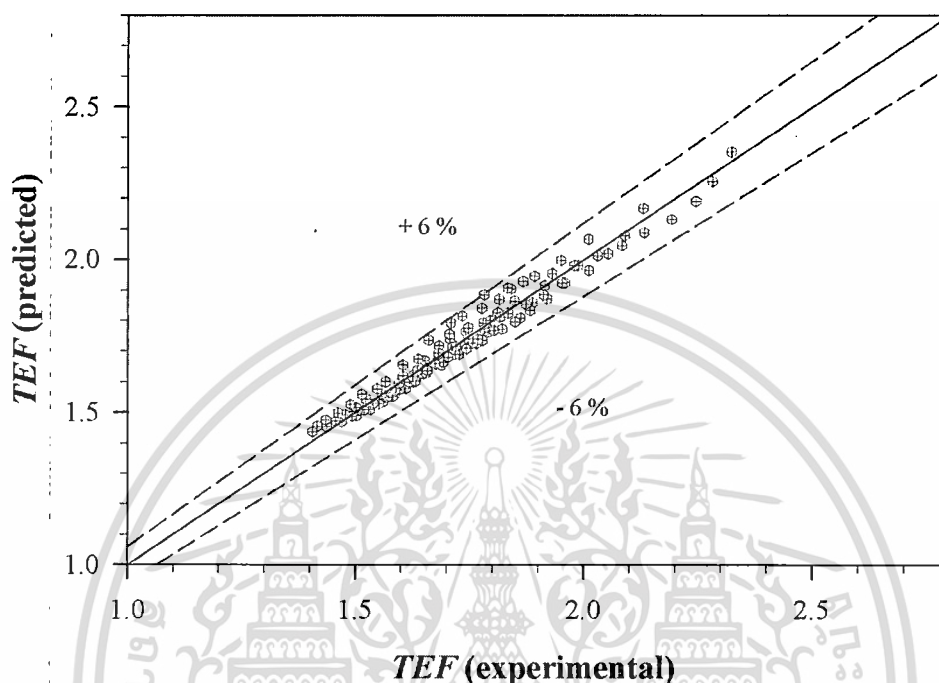
6.5.2.3 สหพันธ์ TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียว

ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ มีความสัมพันธ์กันตามสมการ (6.6)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$TEF = 7.39Re^{-0.118}Y^{-0.151} \quad (6.6)$$

สำหรับ $6000 \leq Re \leq 60,000$
 $2.17 \leq Y \leq 9.39$



รูปที่ 6.25 ความสัมพันธ์ของ TEF ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

รูปที่ 6.25 แสดงความสัมพันธ์ของ TEF จากสหพันธ์กับ TEF ที่ได้จากการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อภายในท่อเกลียวที่ Y ช่วง 2.17-9.39 จากการคำนวณด้วยสหพันธ์เทียบกับผลการทดลองพบว่า TEF มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 6\%$

6.6 สรุปผลของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวในท่อเกลียว

การปรับปรุงการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียวให้มีค่าเพิ่มสูงขึ้นโดยการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวและแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ เพื่อศึกษาอิทธิพลของการบิตและ Y ของแผ่นบิตเดี่ยว จากการทดลองใช้แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อสอดใส่เข้าไปในท่อเกลียวด้วย Y ตั้งแต่ 2.17-9.39 พบว่าให้ค่า Nu มากกว่าท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 2.6-30.7% โดยแผ่นบิตเดี่ยวกรณีนี้ให้ค่า Nu สูงสุดที่ $Y=6.78$ ขณะที่ค่า f ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวมีค่าสูงกว่าเฉลี่ยประมาณ 119-368% แต่มีค่า TEF ต่ำกว่าท่อเกลียวทุกอัตราส่วนการบิต สำหรับกรณีของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ Y เดียวกัน พบว่าให้ค่า Nu มากกว่าท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 18-78% และมีค่า f สูงกว่าท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 188-418% ซึ่งการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ $Y=2.17-4.17$ ให้ค่า TEF สูงกว่าท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 1.2-6.6% โดยแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิต

เอกสารนี้เป็นเอกสารทรัพย์สินทางปัญญาที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ $Y=2.17$ ให้ค่า TEF สูงที่สุด ส่วนแผ่นบิตเดี่ยวที่อัตราสวนการบิตที่เหลือให้ค่า TEF ต่ำกว่าท่อเกลียว จากการศึกษาในส่วนนี้พบว่า การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ $Y=2.17$ ในท่อเกลียวมีความเหมาะสมมากที่สุดในการนำไปประยุกต์ใช้งานกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในภาคอุตสาหกรรม เพราะให้ค่า Nu สูงที่สุดและมี TEF สูงที่สุด ซึ่งดีกว่าการใช้ท่อเกลียวเพียงอย่างเดียว อย่างไรก็ตามการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวทั้งแบบบิตตามและบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ Y ต่างๆ พบว่าทุกกรณีให้ค่า TEF มากกว่าหนึ่งหมดทุกกรณี หมายความว่าสามารถนำไปประยุกต์ใช้งานได้เช่นกันแต่ไม่ใช่กรณีที่ดีที่สุด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียวด้วยแผ่นบิตคู่

7.1 บทนำ

บทนี้ได้กล่าวถึงผลการทดลองจากการสอดใส่แผ่นบิตคู่เพื่อช่วยเพิ่มเลขนัสเซิลท์(Nu) และตัวประกอบารเพิ่มสมรรถนะความร้อน (TEF) และศึกษาอิทธิพลของรูปแบบการบิต กับอัตราส่วนการบิต (Y) จำนวน 36 กรณี โดยแบ่งกรณีศึกษาออกได้ 3 ส่วนหลัก คือ

(1) แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ แผ่นบิตคู่ถูกบิตให้เกิดการไหลหมุนควงคู่ตามแนวแกนให้ของไหลไหลสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ แผ่นบิตแต่ละแผ่นมีความกว้าง(W) 11.5 mm มีระยะการบิต(y)เท่ากับ 25, 33, 40, 48, 55, 63, 70, 78, 85, 93, 100 และ 108 mm ตามลำดับ โดยมีอัตราส่วนการบิต($Y=y/W$) ทั้งหมด 12 ค่า คือ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 สอดใส่เข้าไปในท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.06$ เพื่อศึกษาอิทธิพลของ Nu, f และ TEF ของแผ่นบิตคู่ที่ทำให้ของไหลมีการไหลหมุนควงคู่สวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ Y ต่างๆ

(2) แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อ แผ่นบิตคู่ถูกบิตให้ของไหลเกิดการไหลหมุนควงคู่ตามแนวแกนและตามครีบกเกลียวท่อ แผ่นบิตในกรณีนี้มีความกว้าง ระยะการบิตและอัตราส่วนการบิตทั้งหมด :12 ค่าเท่าเดิม แต่มีทิศทางการไหลตามครีบกเกลียวท่อ เพื่อศึกษาอิทธิพลของ Nu, f และ TEF ของแผ่นบิตคู่ที่ทำให้ของไหลมีการไหลหมุนควงคู่ตามครีบกเกลียวท่อที่ Y ต่างๆ

(3) แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกัน แผ่นบิตแผ่นหนึ่งถูกบิตให้มีการไหลหมุนควงสวนทางกับครีบกเกลียวท่อและอีกแผ่นถูกบิตให้มีการไหลหมุนควงตามครีบกเกลียวท่อ ความกว้างของแผ่นบิต ระยะการบิตและอัตราส่วนการบิตของทั้งคู่ยังคงมีค่าเท่าเดิม แต่ทิศทางการไหลหมุนควงของแผ่นบิตแต่ละแผ่นสวนทางกัน เพื่อศึกษาอิทธิพลของ Nu, f และ TEF ของแผ่นบิตคู่ที่มีการไหลสวนทางกันที่ Y ต่างๆ

ผลการทดลองที่ได้ถูกนำมาวิเคราะห์ในเชิงการถ่ายเทความร้อนในทอมของ Nu และความดันสูญเสียถูกนำมาวิเคราะห์ในทอมของ f ผลที่ได้ทั้งหมดได้นำไปเปรียบเทียบกับ Nu_0 และ f_0 ของท่อผิวเรียบ และนำไปสู่ค่า TEF ภายใต้การพิจารณาบนพื้นฐานของการสูญเสียกำลังการไหลเดียวกัน

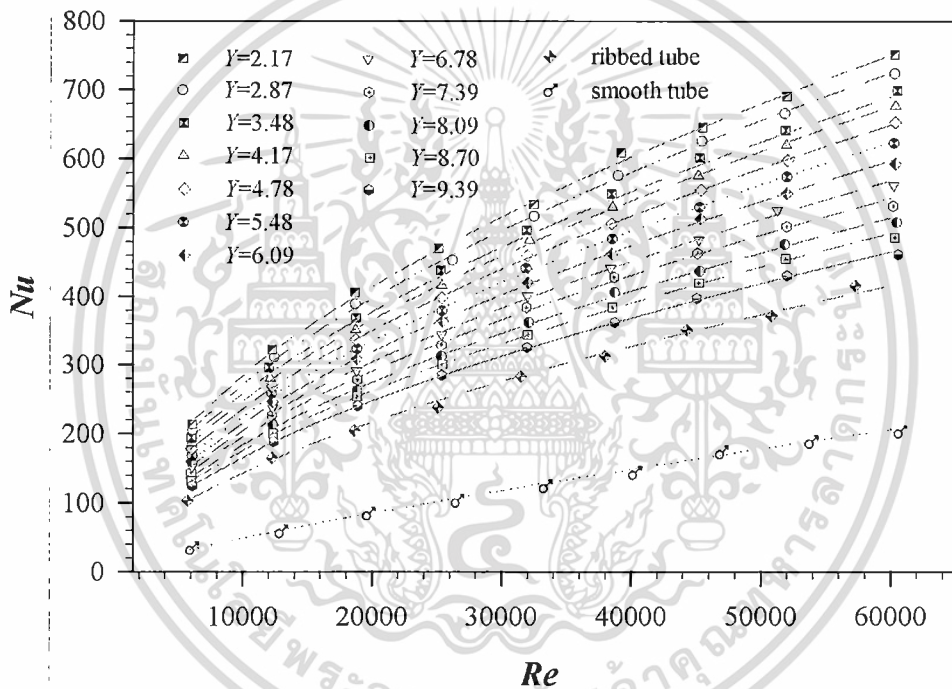
7.2 ผลการทดลองของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

7.2.1 อิทธิพลของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวต่อ Nu

ผลการทดลองของการถ่ายเทความร้อนถูกนำเสนอในทอมของ Nu ที่ได้จากการนำแผ่นบิตคู่มาใช้เป็นตัวสร้างการไหลหมุนควงคู่ในแนวแกนเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อเกลียว ด้วยแผ่นบิตคู่ที่มี $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ตามลำดับ พร้อมทั้งผลของท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.06$ และผลของท่อผิวเรียบดังแสดงในรูปที่ 7.1 จากการทดลองพบว่า Nu ของท่อทดสอบทุกกรณีค่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Re ที่เพิ่มขึ้น เมื่อ Re มีค่าสูงขึ้นไปจะทำให้ของไหลมีความปั่นป่วนเพิ่มมากขึ้น ซึ่งความปั่นป่วนนี้จะทำให้ของไหลมีโอกาสเข้าไปสัมผัสกับผิวท่อได้มากยิ่งขึ้นและแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้นส่งผลทำให้มีการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น โดยท่อเกลียวที่ใช้แผ่นบิตคู่ด้วย $Y=2.17$ ให้ค่า Nu สูงที่สุด รองลงมาคือท่อเกลียวที่ใช้แผ่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์ การใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ผ่านการคำ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

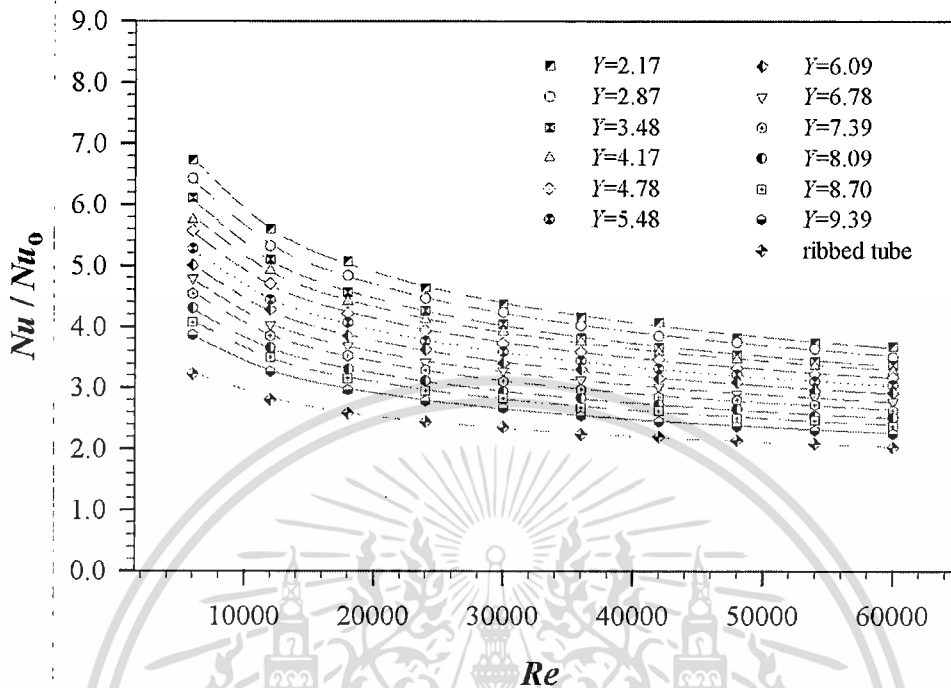
บิดคู่ที่ $Y=2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70, 9.39$ และท่อเกลียว ส่วนท่อผิวเรียบให้ค่า Nu ต่ำที่สุดในช่วง Re ที่ใช้ทดสอบ การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวทำให้ Nu มีค่าสูงกว่า Nu ของท่อเกลียวในช่วง 79-109%, 73-99%, 65-89%, 62-81%, 55-72%, 49-63%, 43-55%, 36-48%, 30-41%, 23-33%, 18-27% และ 11-20% ตามลำดับ หากเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบจะมีค่า Nu ขึ้นในช่วง 265-573%, 252-540%, 236-508%, 229-481%, 216-454%, 203-426%, 190-401%, 176-376%, 164-356%, 150-328%, 139-309% และ 126-285% ตามลำดับ สาเหตุที่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อให้ค่า Nu สูงที่ Y ต่ำ และมี Nu ลดลงเมื่อ Y สูงขึ้นนั้น เนื่องจากแผ่นบิดคู่ที่ Y ต่ำๆ มีกระแสรไหลหมุนควงคู่ในแนวแกนหนาแน่นมากกว่า จากจำนวนลอนของการบิดที่ถี่กว่าแผ่นบิดคู่ที่ Y สูงๆ ดังนั้นของไหลจึงมีพลังงานสูงกว่าในการผลักดันให้ของไหลเข้าไปชนกับผนังท่อ จึงส่งผลทำให้ดึงอุณหภูมิออกมาได้มากกว่าการสอดใส่แผ่นบิดคู่ที่ Y สูงๆ



รูปที่ 7.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

ในรูปที่ 7.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 จากการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อเทียบกับผลของท่อผิวเรียบที่ Re เดียวกัน จากการทดลองพบว่า Nu/Nu_0 ของท่อทดสอบทุก Y ค่ามีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้น โดยแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ $Y=2.17$ มีค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด และรองลงมาเป็นผลของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ $Y=2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ในขณะที่ท่อเกลียวมีค่า Nu/Nu_0 ต่ำที่สุด ซึ่งมีค่าในช่วง 3.7-6.7 เท่า, 3.5-6.4 เท่า, 3.4-6.1 เท่า, 3.3-5.8 เท่า, 3.2-5.5 เท่า, 3.0-5.3 เท่า, 2.9-5.0 เท่า, 2.8-4.8 เท่า, 2.6-4.6 เท่า, 2.5-4.3 เท่า, 2.4-4.1 เท่า และ 2.3-3.9 เท่า ตามลำดับ ซึ่งการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่มีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าค่า Nu/Nu_0

ของท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 90%, 83%, 74%, 69%, 62%, 55%, 48%, 41%, 34%, 27%, 21% และ 15% ตามลำดับ ตลอดช่วง Re ที่ใช้ทดสอบ



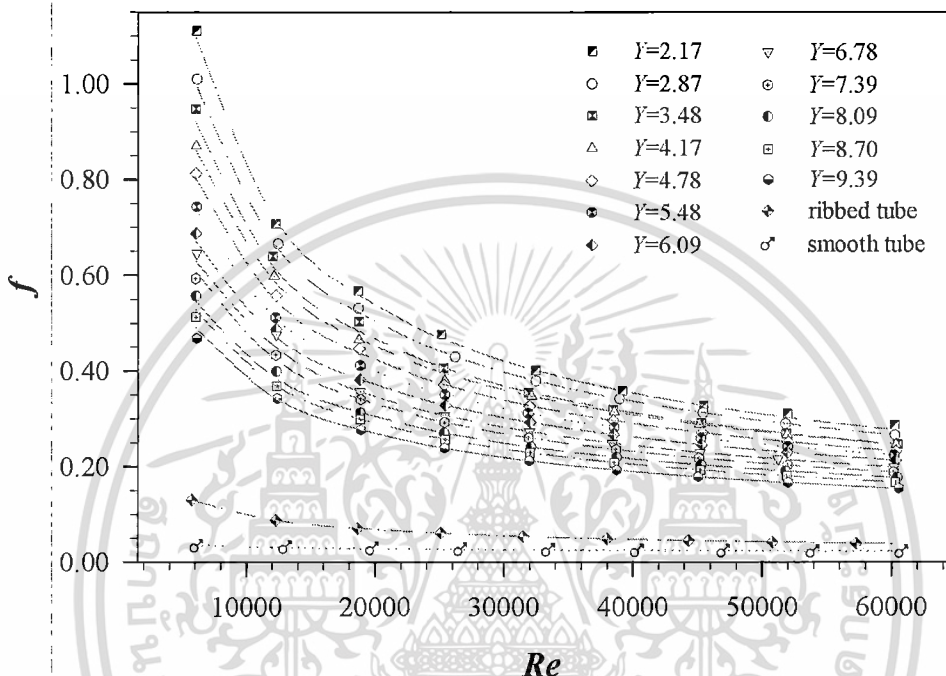
รูปที่ 7.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

7.2.2 อิทธิพลของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวต่อ f

ความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ได้นำเสนอในเทอมของ f ดังแสดงในรูปที่ 7.3 จากการทดลองพบว่า f มีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด และมีแนวโน้มลดลงเมื่อ Re เพิ่มสูงขึ้น และการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ Y ต่ำๆ จะมีค่า f สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ Y สูงๆ เนื่องจากแผ่นบิดคู่ที่ Y ต่ำๆ นั้นมีจำนวนลอนของการบิดมากกว่าแผ่นบิดคู่ที่ Y สูงๆ และมุมการปะทะของของไหลในแนวแกนยังคงมีค่ามากกว่าอีกด้วย จึงทำให้ของไหลที่ไหลผ่านแผ่นบิดคู่ออกไปนั้นต้องใช้พลังงานในการขับเคลื่อนสูงมากเพื่อเอาชนะแรงต้านที่เกิดขึ้น ส่งผลทำให้ f มีค่าสูงที่ Y ต่ำๆ การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 มีค่า f สูงกว่าค่า f ของท่อเกลียวประมาณ 605-921%, 569-839%, 528-774%, 522-718%, 491-661%, 461-605%, 444-524%, 402-488%, 379-480%, 352-424%, 320-410% และ 291-379% ตามลำดับ

ในรูปที่ 7.4 แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว จากการทดลองพบว่า f/f_0 ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ Y ต่างๆ ค่ามีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้น การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ $Y=2.17$ มีค่า f/f_0 สูงที่สุด และรองลงมาเป็นผลของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ $Y=2.87, 3.48,$

4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70 และ 9.39 ตามลำดับ ส่วนท่อเกลียวมี ff_0 ต่ำที่สุด ในทุกค่า Re โดยมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 12.4-31.0 เท่า, 11.9-28.3 เท่า, 11.1-26.0 เท่า, 11.1-24.4 เท่า, 10.5-22.7 เท่า, 10.1-20.9 เท่า, 9.6-19.0 เท่า, 8.9-17.8 เท่า, 8.5-17.2 เท่า, 8.0-15.4 เท่า, 7.5-14.9 เท่า และ 7.0-13.9 เท่า ตามลำดับ หากเปรียบเทียบ ff_0 ของท่อเกลียวแล้ว การสอดใส่ แผ่นบิตคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อให้ค่า ff_0 สูงกว่าโดยเฉลี่ยประมาณ 671%, 627%, 574%, 558%, 517%, 485%, 448%, 412%, 388%, 352%, 330% และ 298% ตามลำดับ

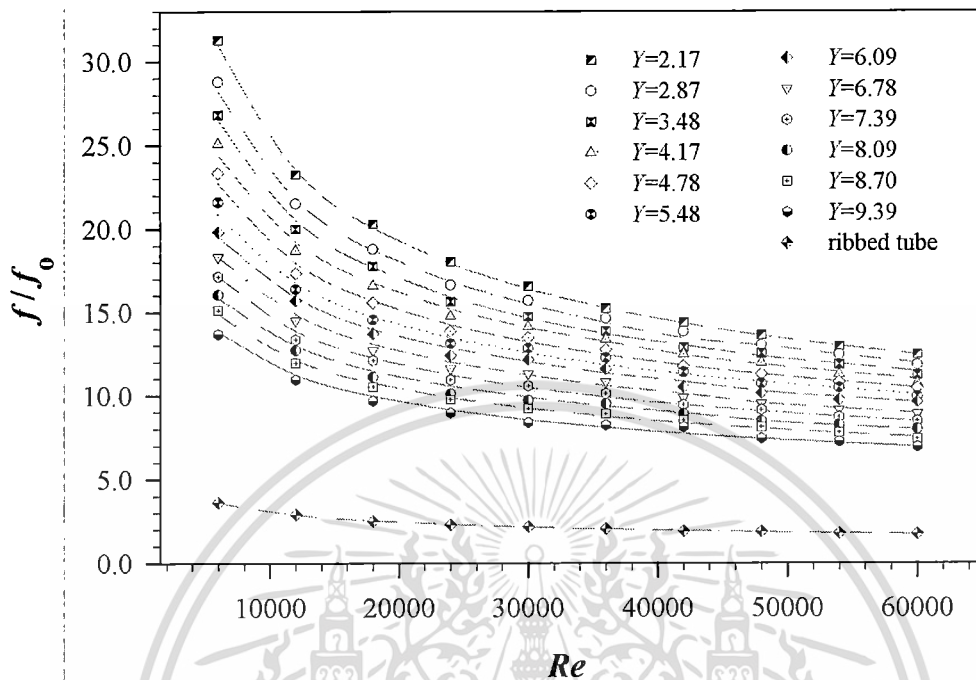


รูปที่ 7.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของแผ่นบิตคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

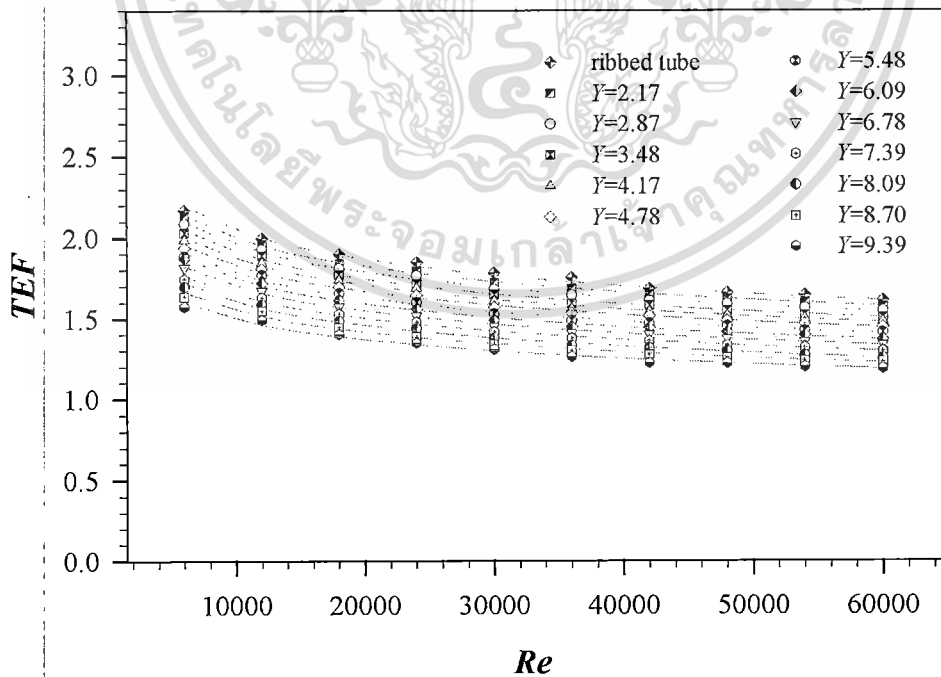
7.2.3 อิทธิพลของแผ่นบิตคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวต่อ TEF

รูปที่ 7.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ Y ต่างๆ จากรูปพบว่าค่า TEF ของทุกทดสอบทุกกรณีค่ามีแนวโน้มลดลงเมื่อ Re เพิ่มขึ้นและมีค่า TEF สูงสุดที่ $Re=6000$ การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อทุกกรณีมีค่า TEF ต่ำกว่าค่า TEF ที่ได้จากท่อเกลียวตลอดช่วง Re ที่ทดสอบ เนื่องจากผลของ Nu/Nu_0 จากการสอดใส่แผ่นบิตคู่ และผลของ ff_0 นั้นมีค่าต่ำกว่าผลของท่อเกลียว จึงส่งผลทำให้ค่า TEF ของท่อที่สอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนั้นมีค่าต่ำกว่าผลของท่อเกลียว หากพิจารณาผลของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ Y ต่างๆ พบว่าแผ่นบิตคู่ที่ $Y=2.17$ มีค่า TEF สูงกว่าผลของแผ่นบิตคู่ที่ $Y=2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 โดยมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 1.57-2.14, 1.54-2.10, 1.50-2.05, 1.47-2.00, 1.44-1.95, 1.41-1.91, 1.37-1.88, 1.33-1.82, 1.30-1.76, 1.25-1.72, 1.22-1.66 และ 1.19-1.6 ตามลำดับ ซึ่งมีค่า TEF ต่ำกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวโดยเฉลี่ยประมาณ 2.3%, 4.3%, 6.6%, 8.5%, 10.6%, 12.8%, 14.9%, 17.2%, 19.6%, 22%, 24.1% และ 26.6% ตามลำดับ

อย่างไรก็ตามค่า TEF ของท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบสวนทางกับครีบกเกลียวท่อทุก Y ยังคงมีค่ามากกว่าหนึ่งตลอดช่วงของการทดสอบ



รูปที่ 7.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

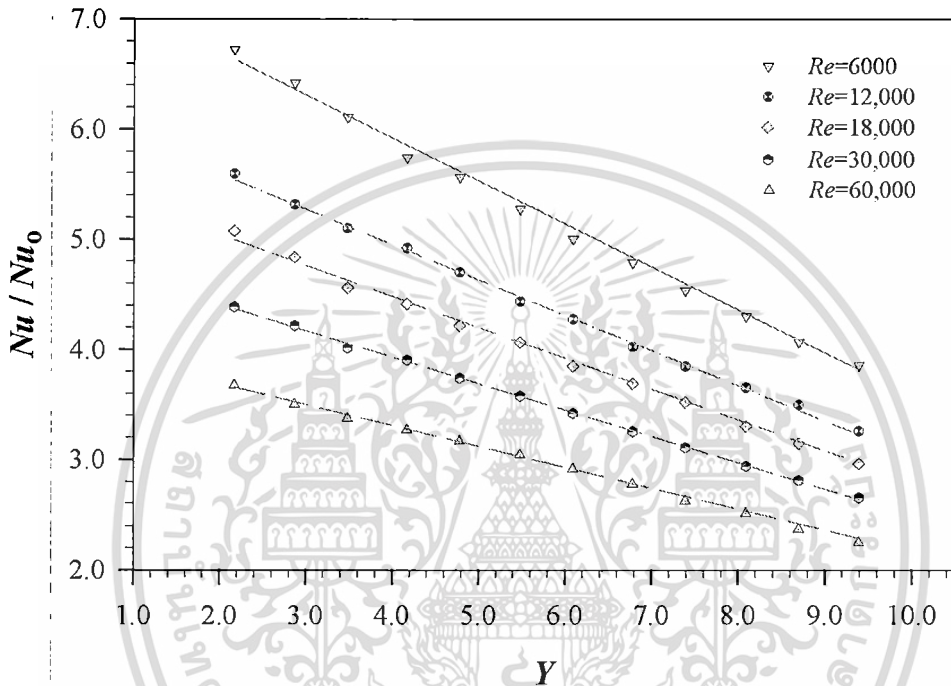


รูปที่ 7.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.2.4 อิทธิพลของ Y ต่อ Nu/Nu_0 ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

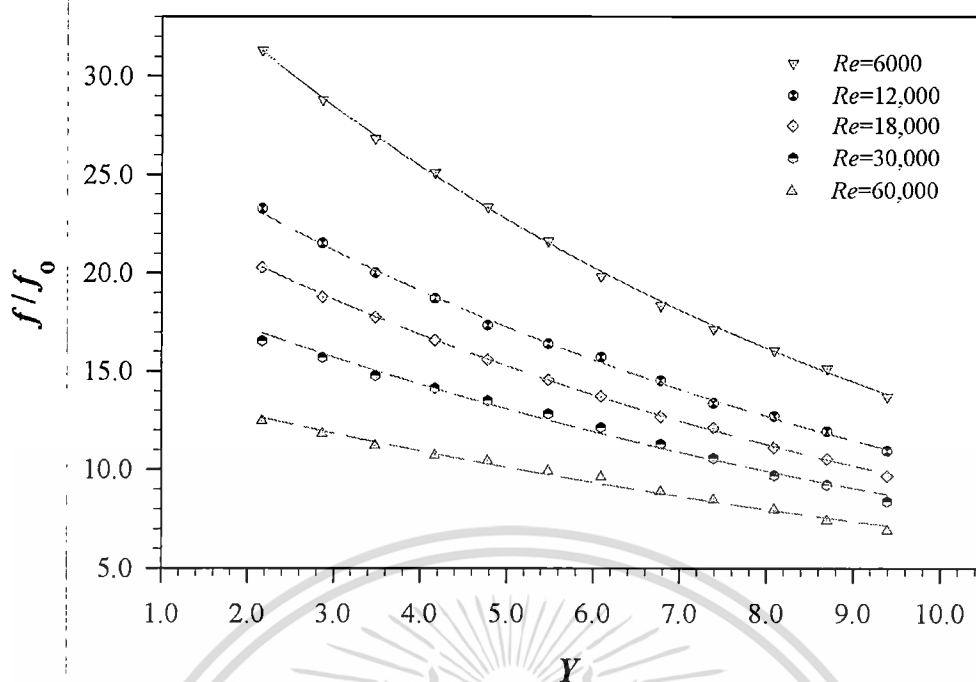
ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ ถูกแสดงในรูปที่ 7.6 จากการทดลองพบว่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มลดลงเมื่อ Y เพิ่มขึ้น เนื่องจากความหนาแน่นของกระแสการไหลหมุนควงคู่ในแนวแกนของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ Y ต่ำๆ ซึ่งมีค่าสูงกว่าแผ่นบิตคู่ที่ Y สูงๆ จึงทำให้ของไหลไหลเข้าไปถึงอุณหภูมิจากผนังท่อได้ดีกว่าและเป็นผลให้มีการถ่ายเทความร้อนหรือมีค่า Nu สูงกว่า



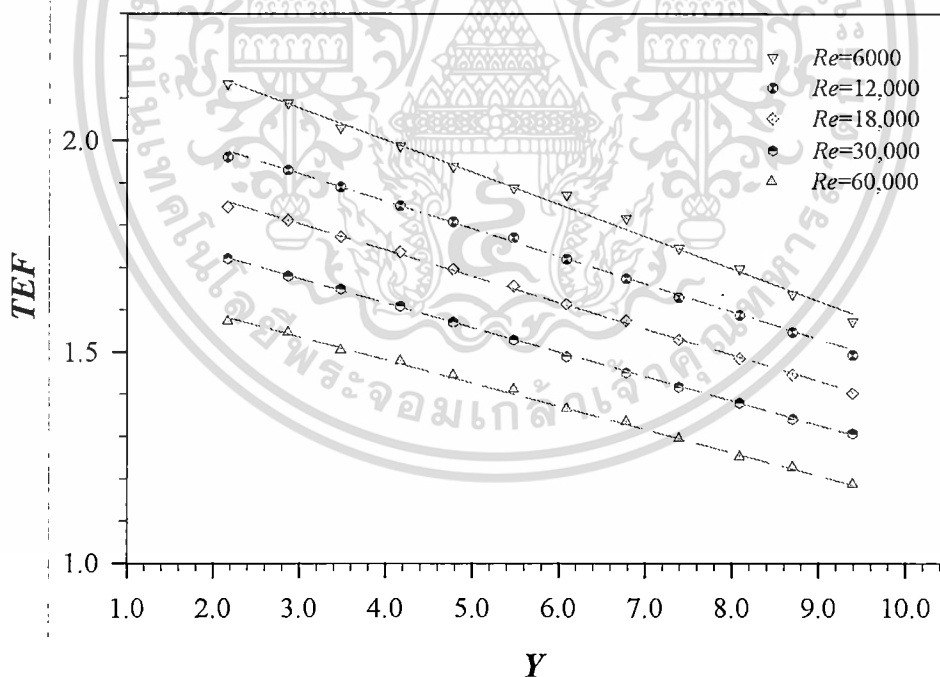
รูปที่ 7.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

7.2.5 อิทธิพลของ Y ต่อ f/f_0 ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

ค่า f/f_0 ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ Y ต่างๆ ถูกนำเสนอในรูปที่ 7.7 จากรูปแสดงให้เห็นว่า f/f_0 ที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ นั้นค่ามีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น โดยมี f/f_0 สูงสุดที่ Re ต่ำสุด การที่ค่า f/f_0 มีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ Y ต่ำๆ จำนวนลอนในการบิดและพื้นที่สัมผัสของของเหลวที่ไหลผ่านมีค่ามากกว่าส่งผลทำให้ของเหลวไหลออกจากท่อได้ยาก จึงต้องใช้พลังงานในการไหลสูงมากเพื่อเอาชนะความเสียดทานที่เกิดขึ้น ดังนั้นจึงทำให้ f/f_0 ของแผ่นบิตคู่ที่ Y ต่ำๆ มีค่าสูงและมีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น โดย f/f_0 ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ $Re=6000$ มีค่าสูงที่สุด ขณะที่ $Re=60,000$ มีค่า f/f_0 ต่ำที่สุด



รูปที่ 7.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Y ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียว



รูปที่ 7.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.2.6 อิทธิพลของ Y ต่อ TEF ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนในท่อเกลียว

ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนในท่อเกลียวที่ $Y=2.17-9.39$ ถูกแสดงดังรูปที่ 7.8 จากรูปพบว่าค่าแนวโน้มของ TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนมีค่าลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้นตลอดช่วง Re ที่ทดลอง โดยแผ่นบิตคู่ที่ $Y=2.17$ มีค่า TEF สูงที่สุด ตั้งแต่ Re ช่วง $6000-60,000$ และมีค่าเท่ากับ 2.14, 1.95, 1.85, 1.78, 1.73, 1.69, 1.65, 1.62, 1.60 และ 1.57 ส่วนค่า TEF ต่ำสุดเกิดขึ้นกับแผ่นบิตคู่ที่ $Y=9.39$ ซึ่งมีค่าเท่ากับ 1.60, 1.46, 1.39, 1.34, 1.30, 1.27, 1.24, 1.22, 1.20 และ 1.19 ตามลำดับ ตั้งแต่ Re ช่วง $6000-60,000$ สาเหตุที่ทำให้แผ่นบิตคู่มีค่า TEF ลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของ Nu/Nu_0 และอัตราส่วนของ f/f_0 มีแนวโน้มลดลงเหมือนกันจึงส่งผลทำให้ TEF มีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น

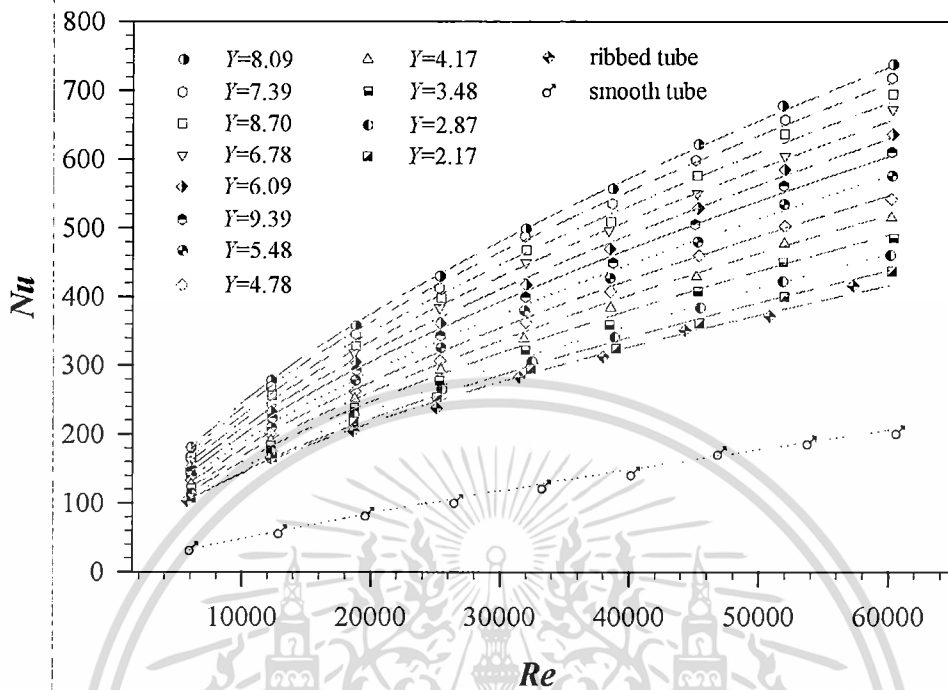
7.3 ผลการทดลองของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อนในท่อเกลียว

7.3.1 อิทธิพลของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อนในท่อเกลียวต่อ Nu

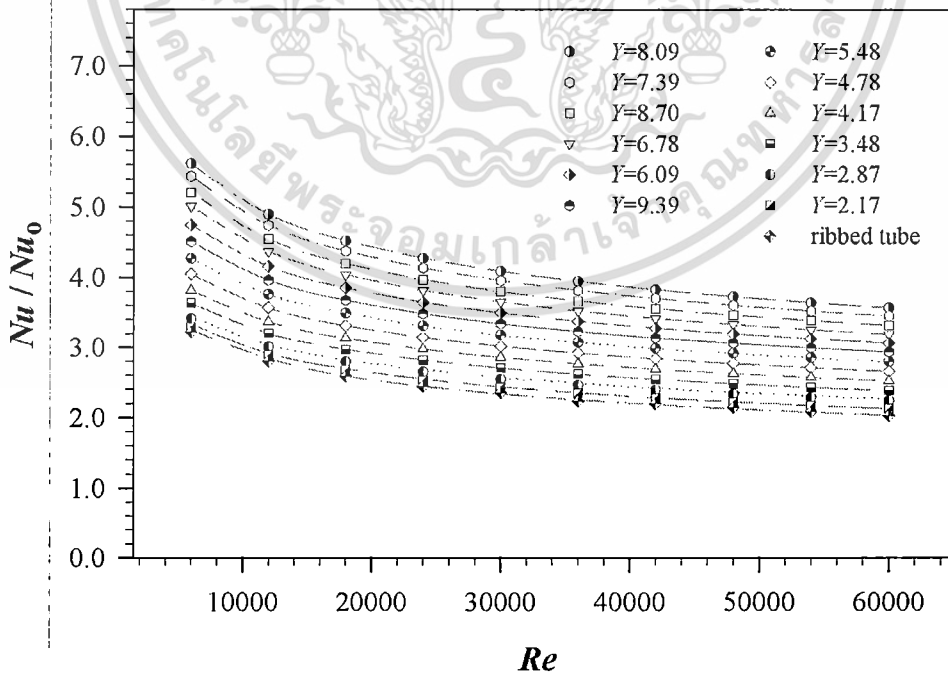
ผลของการถ่ายเทความร้อนในท่อมของ Nu ที่ได้จากการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อน สำหรับใช้เป็นตัวสร้างการไหลหมุนควงคู่ เพื่อศึกษาการเพิ่มขึ้นของ Nu และ TEF ของท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.06$ ด้วยแผ่นบิตที่มี $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39

ในรูปที่ 7.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อนที่ Y ต่างๆ จากการทดลองพบว่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Re จากความปั่นป่วนของของไหลที่เพิ่มขึ้นเมื่อ Re มีค่าสูงขึ้น ความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นนี้ย่อมส่งผลต่อความสามารถของของไหลในการไหลเข้าไปสัมผัสกับผนังท่อและดึงอุณหภูมิออกมาจากผนังท่อได้ดีขึ้นและทำให้ Nu มีค่าสูงขึ้นจากการทดลองพบว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อนที่ $Y=8.09$ มีค่า Nu สูงที่สุดของทุกค่า Re รองลงมาคือผลของท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อนที่ $Y=7.39, 8.70, 6.78, 6.09, 9.39, 5.48, 4.78, 4.17, 3.48, 2.87, 2.17$ และท่อเกลียว ส่วนท่อผิวเรียบมีค่า Nu ต่ำที่สุดในช่วง Re ต่างๆ การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อนที่ Y ตามลำดับข้างต้นมีค่า Nu สูงกว่าค่า Nu ของท่อเกลียวโดยเฉลี่ย 75%, 69%, 63%, 56%, 49%, 43%, 36%, 29%, 22%, 16%, 9% และ 4% ตามลำดับ และหากนำไปเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบจะมีค่า Nu สูงกว่าในช่วง 256-461%, 245-444%, 232-420%, 219-401%, 206-374%, 194-351%, 180-327%, 166-305%, 152-282%, 138-263%, 124-241% และ 113-229% ตามลำดับ สาเหตุที่แผ่นบิตคู่ชนิดนี้มีค่า Nu ต่ำที่ Y ต่ำๆ และมี Nu เพิ่มขึ้นเมื่อ Y เพิ่มขึ้นจนถึงจุดหนึ่งค่ามีแนวโน้มเริ่มลดลง ซึ่งเกิดจากกระแสการไหลหมุนควงคู่ในแนวแกนที่มีความหนาแน่นมากและไหลหมุนควงร่วมกับของไหลใกล้บริเวณผนังท่อ ทำให้อะไรที่อยู่ใกล้กับผนังท่อไม่สามารถไหลเข้ามาผสมกันได้ดีเท่าที่ควร จึงทำให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ไม่ดี แต่เมื่อ Y เริ่มเพิ่มสูงขึ้นการไหลหมุนควงคู่เริ่มมีความหนาแน่นลดลงทำให้ของเหลวที่อยู่ใกล้บริเวณผนังท่อสามารถไหลขณะแรงต้านได้ดีขึ้นและไหลเข้ามาผสมกับของไหลที่อยู่ใจกลางท่อได้ง่ายขึ้น ส่งผลทำให้ความร้อนถูกถ่ายเทได้ดีขึ้นเรื่อยๆ จนถึงจุดหนึ่งเมื่อกระแสการไหลหมุนควงเริ่มเสื่อมสภาพลงของไหลบริเวณ

ใจกลางท่อไหลเข้าไปชนกับผนังท่อได้น้อยลงจึงส่งผลให้มีแรงผลักดันของไหลบริเวณใกล้ผนังท่อให้ไหลออกมาได้น้อยลงผลที่ตามมาคือ ค่า Nu มีแนวโน้มลดลง



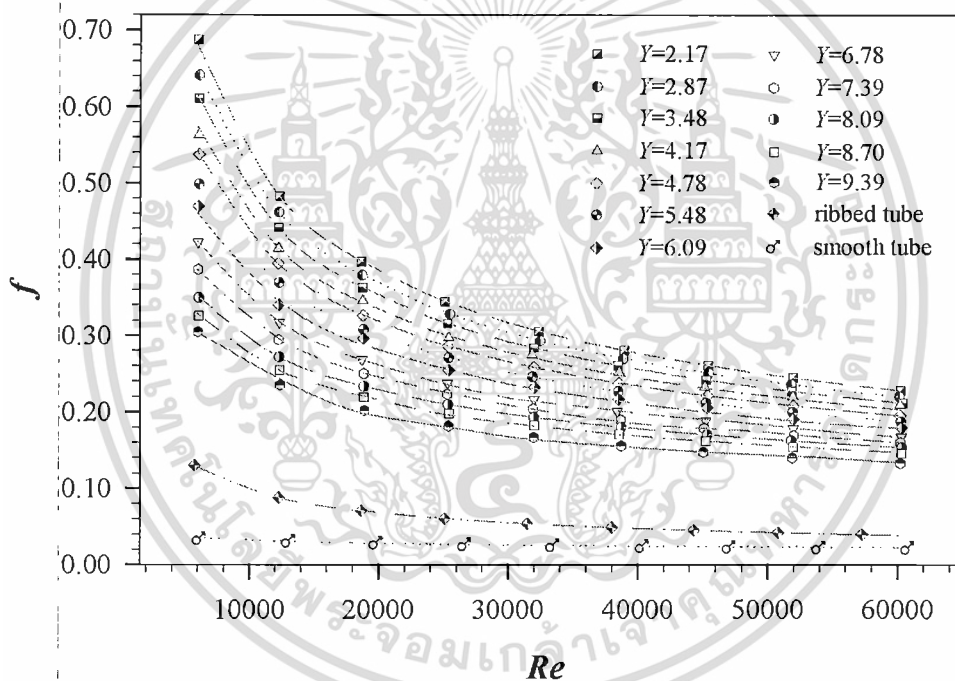
รูปที่ 7.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกัลเลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ



รูปที่ 7.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกัลเลียวท่อในท่อเอกสารนี้เป็นเอกสารที่ Y ต่างๆ ทรัพยากรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 7.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ จากการทดลองพบว่า Nu/Nu_0 มีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุดและมีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้น การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อที่ $Y=8.09$ มีค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด และรองลงมาเป็นแผ่นบิดคู่ที่ $Y=7.39, 8.70, 6.78, 6.09, 9.39, 5.48, 4.78, 4.17, 3.48, 2.87$ และ 2.17 มีค่าในช่วงประมาณ 3.6-5.6 เท่า, 3.5-5.4 เท่า, 3.3-5.2 เท่า, 3.2-5.0 เท่า, 3.1-4.7 เท่า, 2.9-4.5 เท่า, 2.8-4.3 เท่า, 2.7-4.1 เท่า, 2.5-3.8 เท่า, 2.4-3.6 เท่า, 2.3-3.5 เท่า และ 2.1-3.3 เท่า ตามลำดับ ส่วนท่อเกลียวมีค่า Nu/Nu_0 ต่ำที่สุด หากพิจารณาเปรียบเทียบกับท่อเกลียวพบว่า การสอดใส่แผ่นบิดคู่บิดตามครีบกึ่งยาวต่อมีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าเฉลี่ยประมาณ 4.7%, 10.4%, 16.1%, 22.5%, 29.4%, 36.3%, 50.1%, 56.9%, 70%, 75.7%, 63.2% และ 43.5% ตามลำดับ

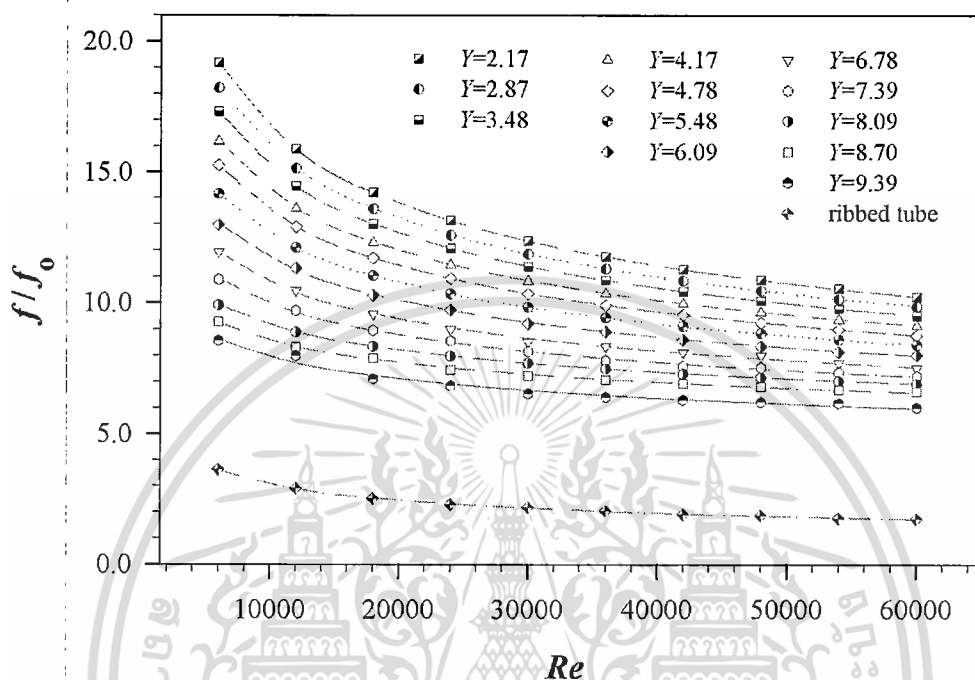
7.3.2 อิทธิพลของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อในท่อเกลียวต่อ f



รูปที่ 7.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

ค่า f ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อด้วย $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ถูกแสดงในรูปที่ 7.11 จากรูปพบว่า f ของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อทุก Y ค่ามีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้นและมีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อที่ Y ต่ำจะมีค่า f สูงกว่าแผ่นบิดคู่ที่ Y สูงๆ เนื่องจากแผ่นบิดคู่ที่ Y ต่ำๆ นั้นมีจำนวนลอนของการบิดและมุมปะทะของของไหลในแนวแกนมากกว่าแผ่นบิดคู่ที่ Y สูงๆ ดังนั้นของไหลจึงต้องอาศัยพลังงานที่สูงมากเพื่อผลักดันให้ของไหลไหลผ่านแผ่นบิดออกไปในการเอาชนะความฝืดที่เกิดขึ้นส่งผลทำให้ f มีค่าสูงที่ Y ต่ำๆ และมีค่าลดลงเมื่อ

Y เพิ่มขึ้น การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 มีค่า f สูงกว่าค่า f ของท่อเกลียวโดยเฉลี่ยประมาณ 495%, 470%, 447%, 419%, 396%, 370%, 342%, 313%, 289%, 266%, 246% และ 217% ตามลำดับ



รูปที่ 7.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

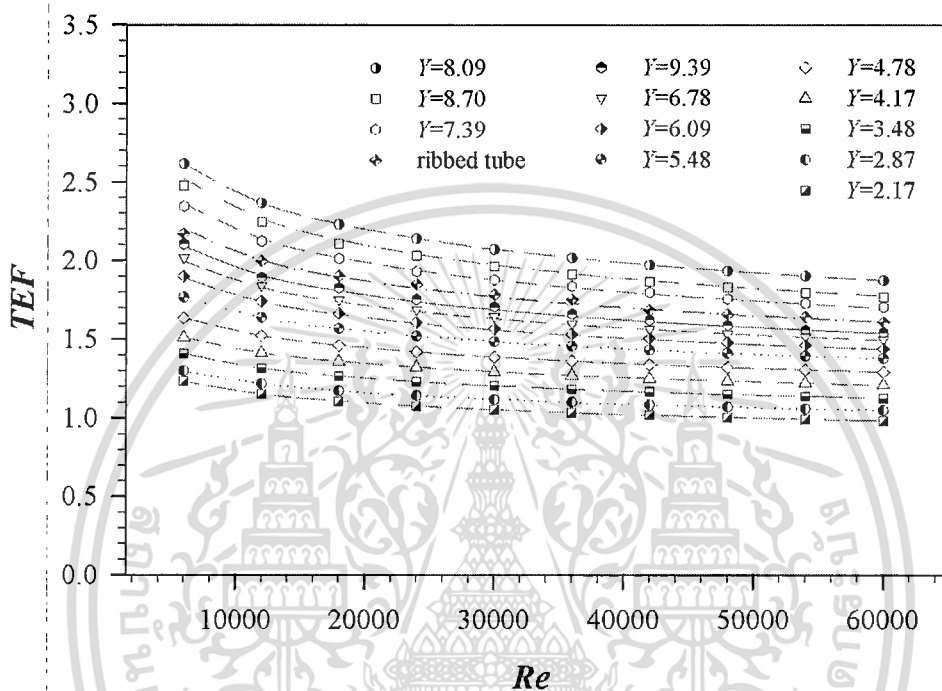
รูปที่ 7.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อที่ Y ต่างๆ จากรูปปรากฏว่า f/f_0 ของแผ่นบิดคู่ทุกกรณีค่ามีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้น การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อที่ $Y=2.17$ มี f/f_0 สูงที่สุด และลดลงมาตาม Y ที่เพิ่มขึ้นด้วยค่าเท่ากับ 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70 และ 9.39 ตามลำดับ สำหรับท่อเกลียวมี f/f_0 ต่ำที่สุด การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อด้วย Y ในเบื้องต้นมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 10.2-19.2 เท่า, 9.9-18.2 เท่า, 9.5-17.3 เท่า, 9.1-16.2 เท่า, 8.8-15.2 เท่า, 8.4-14.2 เท่า, 8-13 เท่า, 7.5-11.9 เท่า, 7.2-10.9 เท่า, 6.9-9.9 เท่า, 6.6-9.3 เท่า และ 6.0-8.6 เท่า ตามลำดับ และมีค่า f/f_0 สูงกว่าค่า f/f_0 ของท่อเกลียวโดยเฉลี่ยประมาณ 474%, 450%, 428%, 403%, 380%, 355%, 328%, 300%, 277%, 255%, 236% และ 208% ตามลำดับ

7.3.3 อิทธิพลของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อในท่อเกลียวต่อ TEF

รูปที่ 7.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อที่ Y ต่างๆ จากรูปพบว่า TEF ของท่อทดสอบทุกกรณีค่ามีแนวโน้มลดลงเมื่อ Re เพิ่มขึ้นและมีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งยาวต่อที่ $Y=8.09, 8.70$ และ 7.39 มีค่า TEF ประมาณในช่วง 1.87-2.61, 1.77-2.52 และ 1.70-2.36 ตามลำดับ และมีค่าสูง

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินทางปัญญาของสถาบันวิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีการเกษตร มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ไม่สามารถนำข้อมูลไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตจากทางสถาบันฯ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กว่าค่า TEF ของท่อเกลียว ส่วนแผ่นบิดคู่ที่ $Y=9.39, 6.78, 6.09, 5.48, 4.78, 4.17, 3.48, 2.87$ และ 2.17 มีค่า TEF ในช่วง $1.53-2.09, 1.49-2.00, 1.43-1.89, 1.38-1.76, 1.29-1.63, 1.21-1.51, 1.12-1.41, 1.05-1.30$ และ $0.98-1.23$ ตามลำดับ และมีค่าต่ำกว่าค่า TEF ของท่อเกลียว การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวไม่ได้ทำให้ TEF สูงหรือต่ำกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวทั้งหมด มีบางกรณีเท่านั้นที่มีค่าสูงกว่าหรือต่ำกว่าอันเกิดจากผลของ Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่เพิ่มขึ้น ซึ่งเกิดขึ้นจริงตามสภาพของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อ



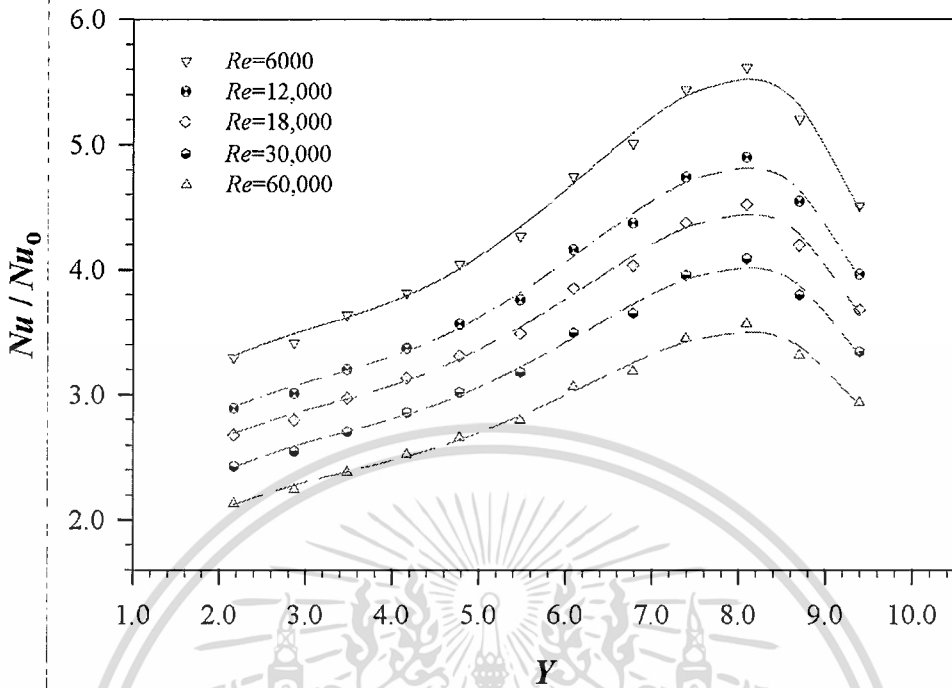
รูปที่ 7.13 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

7.3.4 อิทธิพลของ Y ต่อ Nu/Nu_0 ของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

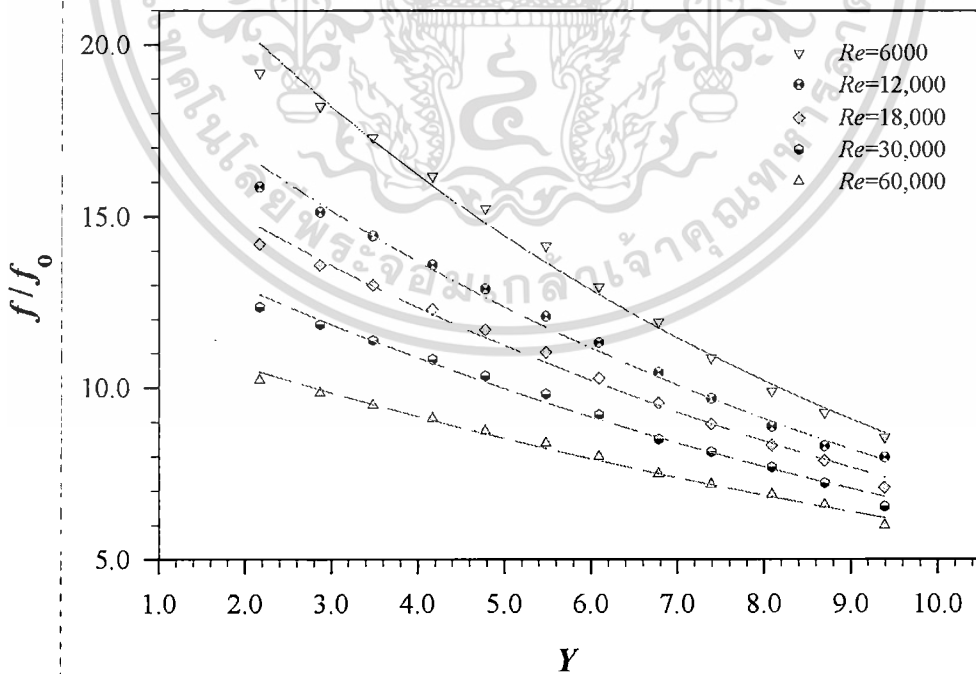
รูปที่ 7.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ พบว่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Y จนไปถึง $Y=8.09$ แล้วค่าจึงเริ่มลดลง เนื่องจากการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อที่ Y ต่ำๆ นั้นสนามการไหลหมุนควงคู่ในแนวแกนมีค่าสูงมากทำให้ของไหลบริเวณใกล้กับผนังท่อมีการไหลหมุนควงไปในทิศทางเดียวกัน หมุนควงร่วมกัน พร้อมกัน จึงทำให้เกิดเส้นขอบเขตกันระหว่างของไหลทั้งสองบริเวณและทำให้ของไหลทั้งสองบริเวณมีการไหลข้ามซึ่งกันและกันได้น้อย แต่เมื่อแผ่นบิดคู่มี Y เพิ่มขึ้น ความหนาแน่นของสนามการไหลที่เกิดขึ้นกับของไหลที่อยู่บริเวณใจกลางท่อเริ่มเสื่อมสภาพลง ทำให้ของไหลที่อยู่ใกล้บริเวณผนังท่อที่มีการไหลหมุนควงเช่นกันเริ่มไหลเข้ามาผสมกับของไหลที่อยู่บริเวณใจกลางท่อและของไหลที่อยู่ใจกลางท่อเริ่มไหลเข้าไปแทนที่แล้วดึงอุณหภูมิออกมาได้ดีขึ้น แต่เมื่อแผ่นบิดคู่มี Y สูงถึงค่าหนึ่งประมาณ 8.09 พบว่า Nu/Nu_0 เริ่มมีค่าลดลง ซึ่งเกิดจากความหนาแน่นของสนามการไหลหมุนควงเริ่มอ่อนกำลังลงจนมีพลังงานน้อยลงในการผลักดันให้ของไหลที่อยู่บริเวณใจกลางท่อไหลขึ้นไปแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผนังท่อได้มากพอ จึง

นอกจากนี้... ไม่อาจกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทำให้ Nu/Nu_0 เริ่มลดลงดังแสดงในรูป



รูปที่ 7.14 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิดคู่บิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว



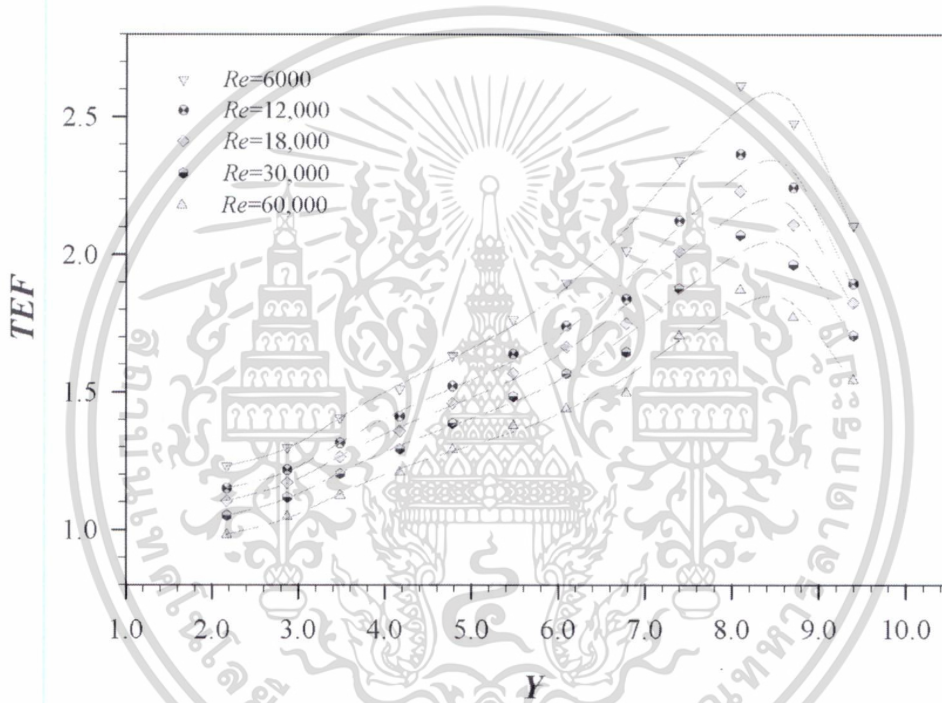
รูปที่ 7.15 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Y ของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.3.5 อิทธิพลของ Y ต่อ f/f_0 ของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

รูปที่ 7.15 แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ จากรูปได้แสดงให้เห็นว่า f/f_0 ที่ Re ต่างๆ ค่ามีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น ซึ่ง f/f_0 มีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด และยิ่งพบอีกว่า f/f_0 มีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น ด้วยเหตุผลของจำนวนลอนในการบิด มุมปะทะและพื้นที่สัมผัสของของไหลของแผ่นบิตคู่ที่ Y ต่ำๆ นั้นของไหลไหลผ่านออกไปได้ยาก เนื่องจากมีความเสียดทานสูงกว่าแผ่นบิตคู่ที่ Y สูงๆ ที่มีลอนในการบิด มุมปะทะและพื้นที่สัมผัสของเหลวน้อยกว่าจึงส่งผลให้ f/f_0 ของแผ่นบิตคู่ที่ Y ต่ำๆ มีค่าสูงและมีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น

7.3.6 อิทธิพลของ Y ต่อ TEF ของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว



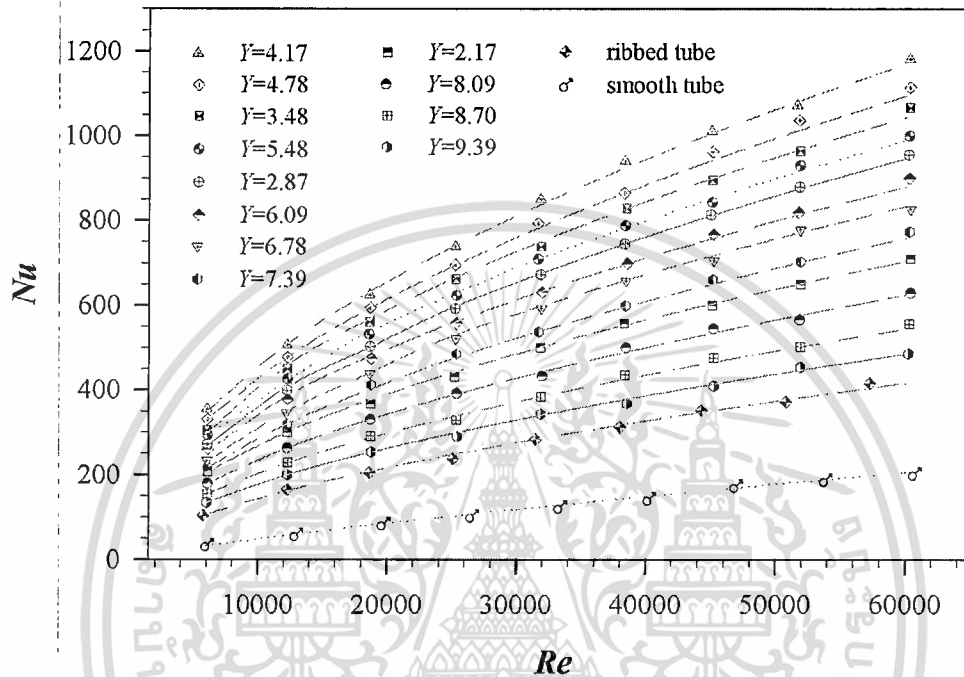
รูปที่ 7.16 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ของแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

รูปที่ 7.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ จากรูป พบว่าแนวโน้มของ TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อมีค่าเพิ่มขึ้นตาม Y ที่เพิ่มขึ้นจนถึงแผ่นบิตคู่ที่ $Y=8.09$ ค่า TEF จึงเริ่มมีค่าลดลงตลอดช่วง Re ที่ทดลอง การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ $Y=8.09$ มีค่า TEF สูงที่สุด ซึ่งมีค่าเท่ากับ 2.61, 2.36, 2.23, 2.14, 2.07, 2.02, 1.97, 1.93, 1.90 และ 1.87 ตามลำดับ ส่วนค่า TEF ต่ำที่สุดเกิดขึ้นกับแผ่นบิตคู่ที่ $Y=2.17$ มีค่าเท่ากับ 1.23, 1.15, 1.10, 1.07, 1.05, 1.03, 1.02, 1.00, 0.99 และ 0.98 ตามลำดับ เหตุผลที่ทำให้แผ่นบิตคู่ที่ $Y=8.09$ มีค่า TEF สูงที่สุด เนื่องจากแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อที่ Y ดังกล่าวมีค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุดเมื่อเทียบกับผลของแผ่นบิตคู่ที่ Y อื่นๆ ขณะที่ f/f_0 มีค่าเกือบต่ำที่สุด เมื่อนำมาวิเคราะห์ร่วมกันแล้วจึงส่งผลทำให้ค่า TEF สูงที่สุด ส่วนแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อที่ $Y=2.17$ มีค่า TEF ต่ำที่สุด ซึ่งเป็นผลสืบเนื่องมาจากค่าเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับบริการเชิงงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Nu/Nu_0 ต่ำ แต่ f/f_0 มีค่าสูงที่สุด สุดท้ายจึงส่งผลให้ค่า TEF ของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครึ่งเกลียวทอที่ $Y=2.17$ มีค่าต่ำที่สุด

7.4 ผลการทดลองของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียว

7.4.1 อิทธิพลของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวต่อ Nu



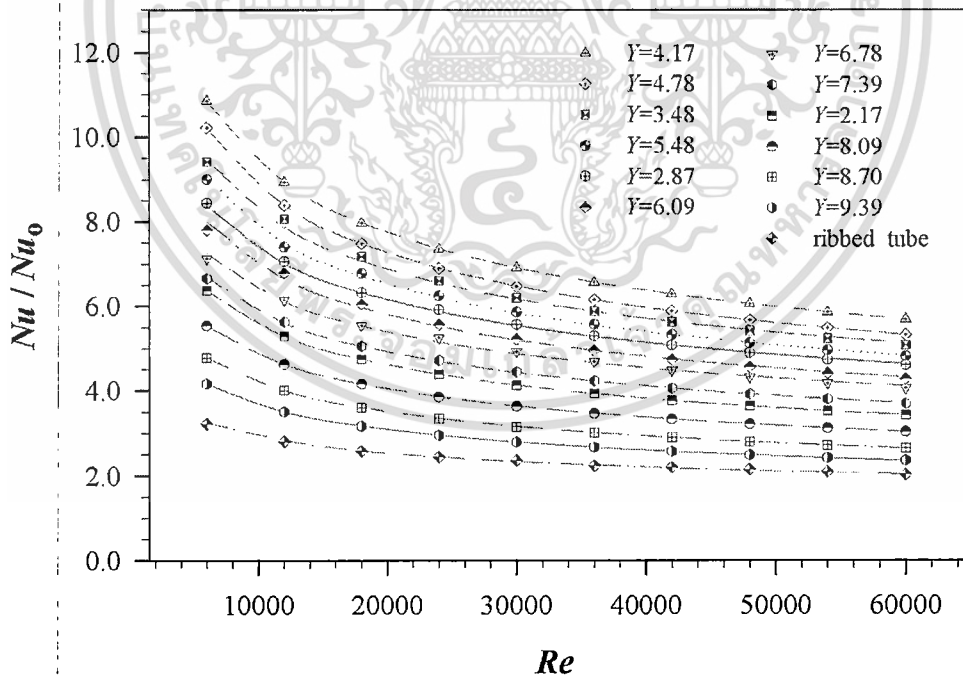
รูปที่ 7.17 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

รูปที่ 7.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ จากการทดลองพบว่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Re ที่เพิ่มขึ้น จากความปั่นป่วนของของไหลที่เพิ่มขึ้นเมื่อ Re มีค่าสูงขึ้น ทำให้ของไหลสามารถไหลเข้าไปสัมผัสกับผนังท่อแล้วดึงอุณหภูมิออกมาจากผนังท่อได้มากขึ้น ส่งผลทำให้มีค่า Nu เพิ่มขึ้น การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันที่ $Y=4.17$ มีค่า Nu สูงที่สุดที่ทุกค่า Re ที่ใช้ทดสอบ รองลงมาคือผลของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=4.78, 3.48, 5.48, 2.87, 6.09, 6.78, 7.39, 2.17, 8.09, 8.70, 9.39$ และท่อเกลียว ขณะที่ท่อผิวเรียบมีค่า Nu ต่ำที่สุด การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ตามที่ได้กล่าวมาแล้วนั้นมีค่า Nu สูงกว่าค่า Nu ของท่อเกลียวเฉลี่ย 199%, 180%, 166%, 152%, 139%, 124%, 110%, 91%, 78%, 57%, 36% และ 20% ตามลำดับ และสูงกว่าท่อผิวเรียบในช่วง 468-985%, 432-921%, 407-820%, 381-802%, 360-724%, 327-680%, 305-613%, 269-565%, 242-537%, 204-454%, 165-378% และ 136-316% ตามลำดับ สาเหตุที่แผ่นบิดคู่ชนิดนี้มีค่า Nu ต่ำที่ Y น้อยๆ และมีค่า Nu เพิ่มขึ้นเมื่อ Y เพิ่มขึ้นจนถึงจุดหนึ่งค่าจึงมีแนวโน้มเริ่มลดลง ซึ่งเกิดจากการไหลหมุนวนในแนวแกนที่มีความหนาแน่นสูง เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่วารณใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

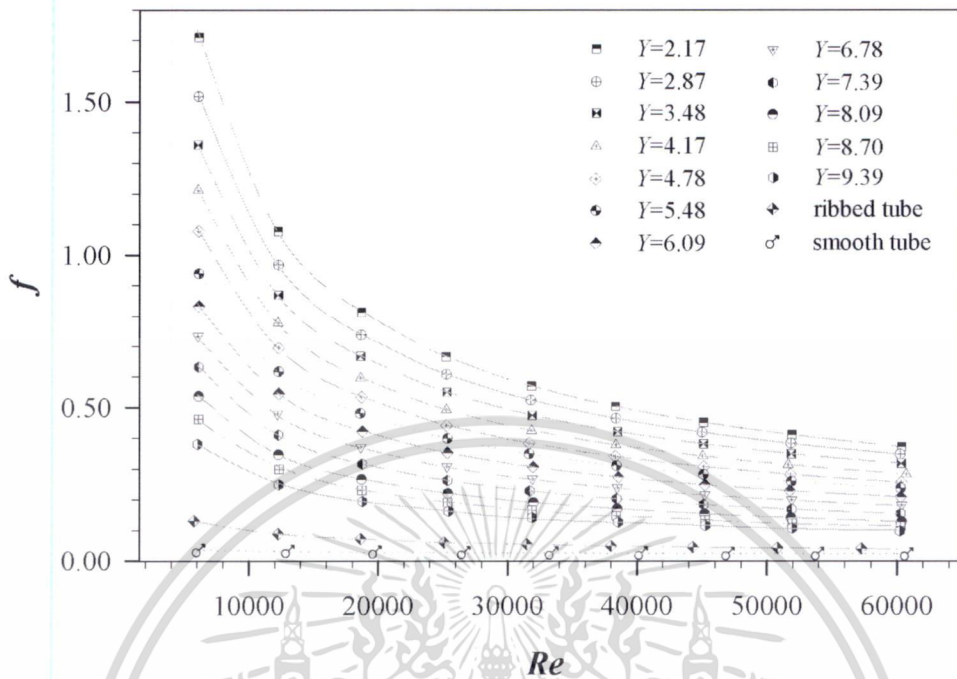
และไหลหมุนควงประสานกัน พร้อมทั้งไหลหมุนควงร่วมกับของไหลที่อยู่ใกล้บริเวณผนังท่อ ทำให้ของไหลที่อยู่ใกล้กับผนังท่อไม่สามารถไหลเข้ามาผสมได้ดี เนื่องจากความหนาแน่นของการไหลหมุนควงมีค่าสูงจนเกินไปจึงทำให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ไม่ดีเท่าที่ควร แต่เมื่อ Y เพิ่มสูงขึ้นกระแสการไหลหมุนควงจะเริ่มลดลงทำให้ของเหลวที่อยู่ใกล้บริเวณผนังท่อสามารถไหลเข้ามาผสมกับของไหลที่อยู่บริเวณใจกลางท่อได้ง่ายขึ้นจากการเสื่อมสภาพของการไหลหมุนควงส่งผลทำให้ความร้อนถ่ายเทได้เพิ่มขึ้นจนถึงจุดหนึ่ง เมื่อการไหลหมุนควงเริ่มอ่อนตัวลง ของไหลที่อยู่บริเวณใจกลางท่อมีแรงผลักดันน้อยลง ทำให้การไหลเข้าไปปะทะของของไหลกับผนังท่อทำได้น้อยลงจึงส่งผลให้ของไหลบริเวณใกล้ผนังท่อไหลออกมาได้น้อยลงจึงทำให้ค่า Nu เริ่มมีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น

ในรูปที่ 7.18 ได้แสดง Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ จากรูปพบว่า Nu/Nu_0 มีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุดและมีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มสูงขึ้น การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=4.17$ มีค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด และรองลงมาเป็นผลของแผ่นบิดที่ $Y=4.78, 3.48, 5.48, 2.87, 6.09, 6.78, 7.39, 2.17, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ซึ่งมีค่าในช่วง 5.7-10.9 เท่า, 5.3-10.1 เท่า, 5.1-9.2 เท่า, 5.0-9.3 เท่า, 4.9-8.8 เท่า, 4.6-8.3 เท่า, 4.1-7.1 เท่า, 3.6-6.4 เท่า, 3.4-6.4 เท่า, 3.2-5.8 เท่า, 2.7-4.8 เท่า และ 2.4-4.2 เท่า ตามลำดับ สำหรับท่อเกลียวมีค่า Nu/Nu_0 ต่ำที่สุด แต่เมื่อนำไปเปรียบเทียบกับท่อเกลียวปรากฏว่าการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวมีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าโดยเฉลี่ยประมาณ 200%, 178%, 167%, 161%, 155%, 140%, 111%, 84%, 79%, 64%, 37% และ 21% ตามลำดับ

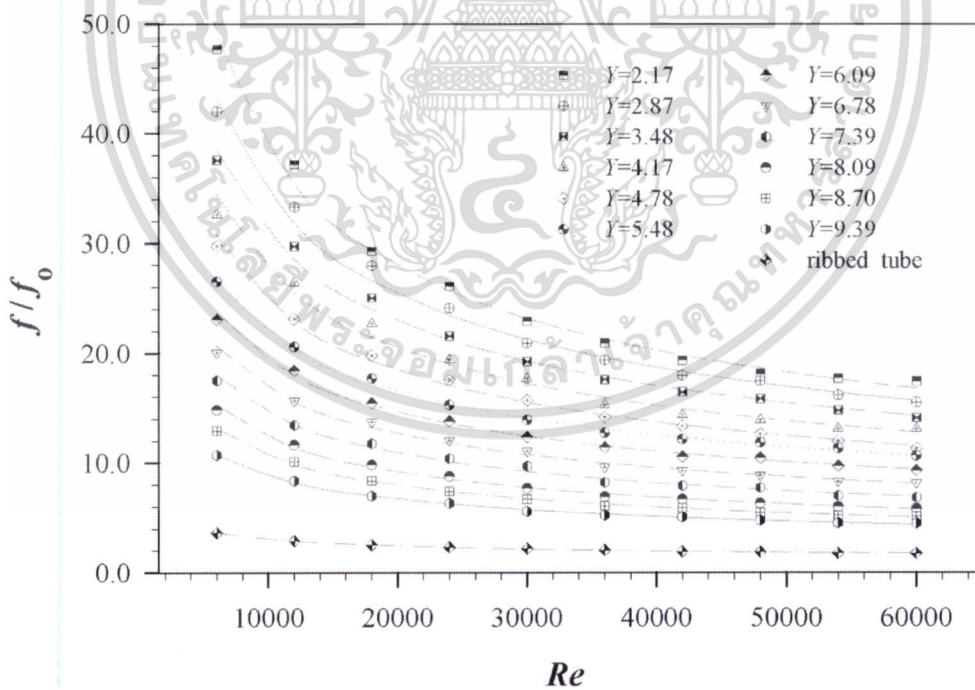


รูปที่ 7.18 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

7.4.2 อิทธิพลของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวต่อ f



รูปที่ 7.19 ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ



รูปที่ 7.20 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

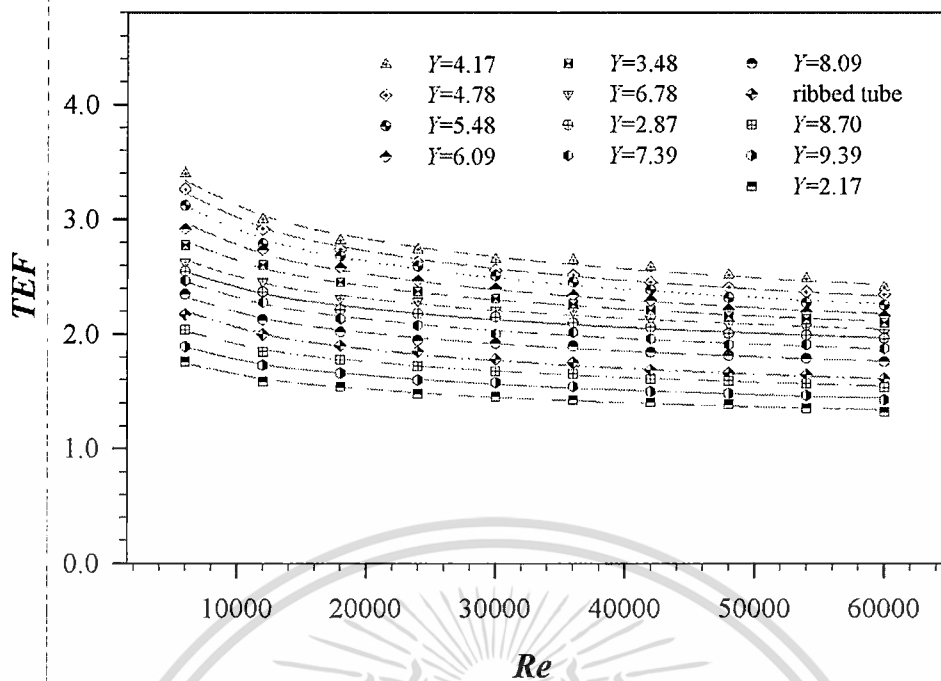
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 7.19 แสดงของ f ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 จากการทดลองพบว่า f ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันทุก Y ค่ามีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้นและมีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด การสอดใส่แผ่นบิตคู่ที่ Y ต่ำๆ จะมีค่า f สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่ที่ Y สูงๆ เนื่องจากแผ่นบิตคู่ที่ Y ต่ำๆ นั้นมีกระแสการไหลหมุนควงหนาแน่นมากเนื่องจนวนลอนของการบิดที่ถี่กว่าและมุมปะทะของช่องไหลในแนวแกนที่มีค่าสูงกว่าแผ่นบิตคู่ที่ Y สูงๆ ดังนั้นของไหลต้องใช้พลังงานในการผลักดันให้เคลื่อนที่ออกไปจากท่อสูงมากเพื่อเอาชนะแรงต้านที่เกิดขึ้นส่งผลทำให้ f มีค่าสูงที่ Y ต่ำๆ และมีค่าลดลงเมื่อ Y สูงขึ้น การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 มีค่า f สูงกว่าค่า f ของท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 1,049%, 950%, 850%, 749%, 663%, 590%, 508%, 427%, 353%, 281%, 230% และ 180% ตามลำดับ ตลอดช่วง Re ที่ใช้ทดสอบ

รูปที่ 7.20 แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ จากรูปพบว่า f/f_0 ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันทุกกรณีค่ามีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้น การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=2.17$ มีค่า f/f_0 สูงที่สุด และลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้นที่ $Y=2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ตามลำดับ โดยมีค่าในช่วงประมาณ 17.4-47.7 เท่า, 15.5-40.8 เท่า, 14.1-36.5 เท่า, 13.1-32.6 เท่า, 11.3-29.7 เท่า, 10.6-26.5 เท่า, 9.3-23.1 เท่า, 8.2-20.0 เท่า, 6.8-17.5 เท่า, 5.8-14.8 เท่า, 5.1-12.9 เท่า และ 4.5-10.7 เท่าตามลำดับ ส่วนท่อเกลียวมีค่า f/f_0 ต่ำที่สุด และการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 มีค่า f/f_0 สูงกว่าค่า f/f_0 ของท่อเกลียวโดยเฉลี่ยประมาณ 1,001%, 908%, 811%, 715%, 633%, 563%, 484%, 407%, 335%, 266%, 217% และ 169% ตามลำดับ

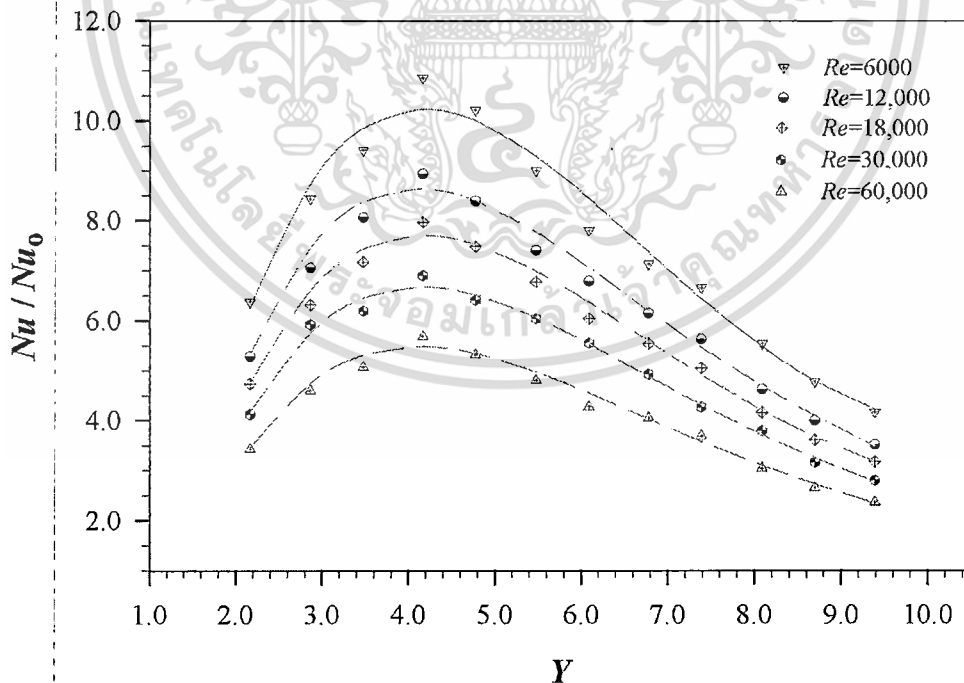
7.4.3 อิทธิพลของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวต่อ TEF

รูปที่ 7.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=2.17-9.39$ จากการทดลองพบว่า TEF ของท่อทดสอบทุกกรณีค่ามีแนวโน้มลดลงเมื่อ Re เพิ่มขึ้นและมีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุดในทุกกรณี การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=4.17$ มีค่า TEF สูงที่สุดประมาณ 3.40 ที่ Re ต่ำสุด จากการทดลอง 12 อัตราส่วนการบิด มีแผ่นบิตคู่ อยู่ 9 อัตราส่วนการบิดที่มีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวคือ แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 3.48, 6.78, 2.87, 7.39$ และ 8.09 มีค่า TEF ประมาณในช่วง 2.41-3.40, 2.35-3.26, 2.25-3.12, 2.16-2.92, 2.10-2.77, 2.01-2.63, 1.96-2.55, 1.87-2.46 และ 1.76-2.35 ตามลำดับ ซึ่งมีค่าสูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวโดยเฉลี่ยประมาณ 51.3%, 45.5%, 40.9%, 35%, 29.9%, 2.4.6%, 20.1%, 14.7% และ 8.2% ตามลำดับ ขณะที่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันที่ $Y=8.70, 9.39$ และ 2.17 มีค่า TEF ประมาณในช่วง 1.54-2.04, 1.43-1.89 และ 1.32-1.76 ตามลำดับ และมีค่าต่ำกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวโดยเฉลี่ยประมาณ 5.4%, 11.7%, และ 18.2% ตามลำดับตลอดช่วง Re ที่ใช้ทดสอบ การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ ส่วนใหญ่แล้วมีค่า TEF ดีขึ้น มีบางกรณีเท่านั้นที่มีค่าต่ำกว่าผลของท่อเกลียว



รูปที่ 7.21 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

7.4.4 อิทธิพลของ Y ต่อ Nu/Nu_0 ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียว



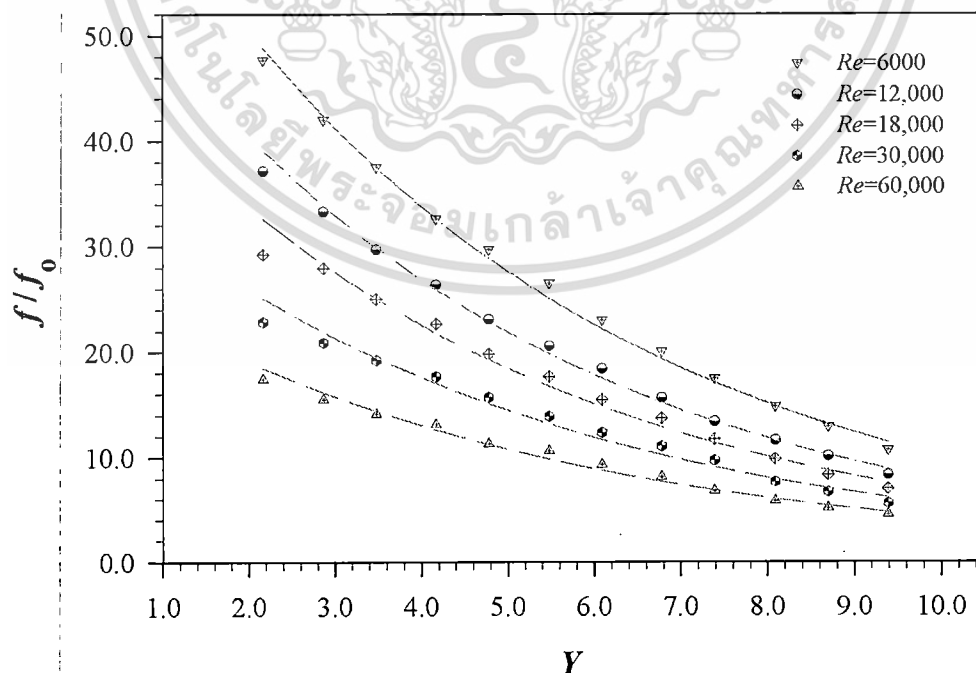
รูปที่ 7.22 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 7.22 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ จากการทดลองพบว่า Nu/Nu_0 มีค่าสูงสุดที่ $Y=4.17$ โดยค่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างทันทีที่ $Y=2.17-4.17$ หลังจากนั้นค่อยๆ ลดลงอย่างต่อเนื่องที่ทุกค่าของ Re ซึ่งเกิดจากแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ต่ำๆ สาเหตุเกิดจากการไหลหมุนควงคู่ในแนวแกนที่มีค่าสูงมากเกินไปจนทำให้ของไหลบริเวณผนังท่อไม่สามารถไหลเข้ามาผสมกับของไหลที่บริเวณใจกลางท่อได้ แต่เมื่อ Y เริ่มเพิ่มสูงขึ้น การไหลหมุนควงเริ่มมีความหนาแน่นลดลงทำให้ของไหลบริเวณใกล้ผนังท่อเริ่มไหลเข้ามาผสมกับของไหลบริเวณใจกลางท่อได้ดีขึ้น ส่งผลทำให้มีการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น และเมื่อถึง Y ค่าหนึ่งความหนาแน่นของการไหลหมุนควงอ่อนกำลังลงจนไหลเข้าไปสัมผัสกับผนังท่อได้น้อยลง จึงทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเริ่มลดลง

7.4.5 อิทธิพลของ Y ต่อ f/f_0 ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียว

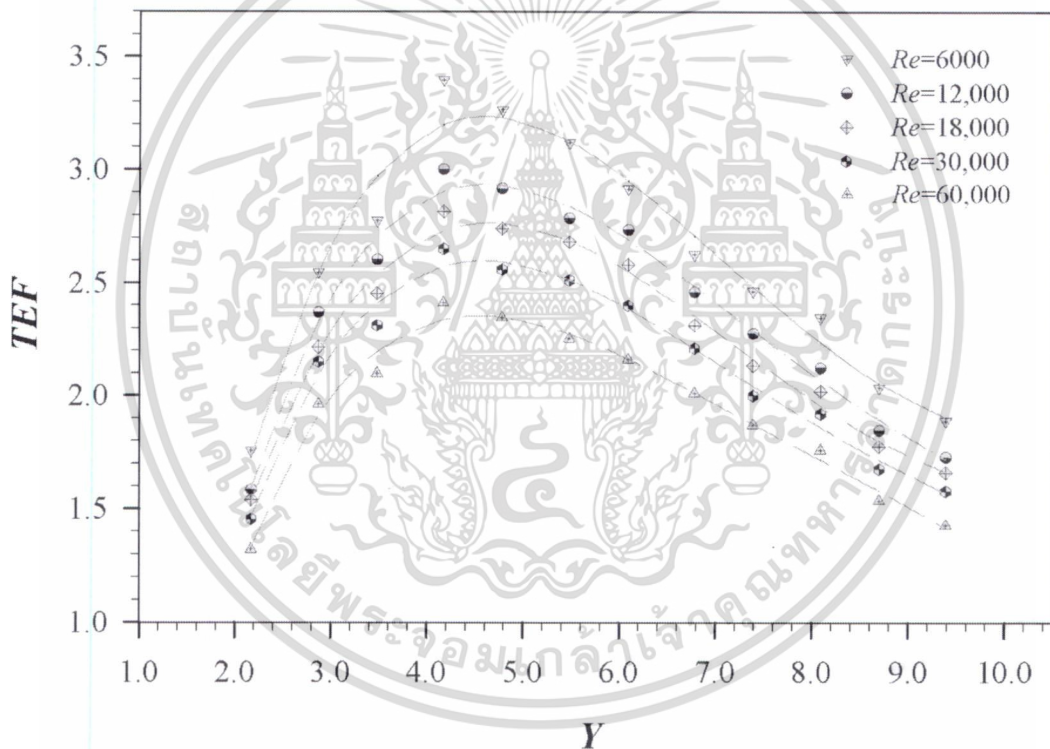
รูปที่ 7.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ จากรูปพบว่า แนวโน้มของ f/f_0 ที่ Re ต่างๆ มีค่าลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น ซึ่ง f/f_0 มีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุดและที่ทุกค่า Re การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันที่ $Y=2.17$ มีค่า f/f_0 สูงที่สุด สาเหตุที่ f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวมีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากความหนาแน่นของการไหลหมุนควงคู่ในแนวแกนมีค่าสูงที่ Y บิดต่ำๆ และลดลงเรื่อยๆ เมื่อ Y เริ่มเพิ่มสูงขึ้น จากจำนวนลอนในการบิดมุมปะทะและพื้นที่สัมผัสของของไหล ทำให้ของไหลไหลผ่านออกไปได้ยากที่ Y ต่ำๆ และเริ่มไหลออกได้สะดวกขึ้นเมื่อ Y เริ่มเพิ่มสูงขึ้น จึงทำให้ f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ต่ำๆ มีค่าสูงและมีค่าลดลงตาม Y ที่สูงขึ้นที่ทุกค่า Re



รูปที่ 7.23 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Y ของแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียว
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่ในวงกว้าง
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.4.6 อิทธิพลของ Y ต่อ TEF ของแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว

รูปที่ 7.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ที่ $Re=6000, 12,000, 18,000, 30,000$ และ $60,000$ จากรูปได้แสดงให้เห็นว่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว มีค่าสูงที่สุดที่ $Y=4.17$ ที่ทุกค่า Re โดยค่า TEF มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Y ที่เพิ่มขึ้นในช่วงแรกและเริ่มลดลงในช่วง $Y=4.78-9.39$ ค่า TEF สูงที่สุดเกิดขึ้นที่ $Y=4.17$ มีค่าเท่ากับ 3.40, 3.00, 2.82, 2.65, และ 2.41 ตามลำดับ สำหรับการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=2.17$ มีค่า TEF ต่ำที่สุด โดยมีค่าเท่ากับ 1.76, 1.58, 1.54, 1.45, และ 1.32 ตามลำดับ เหตุผลที่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวมีค่า TEF สูงที่สุดที่ $Y=4.17$ เพราะที่ Y นี้มีค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุดเมื่อเทียบกับการสอดใส่แผ่นบิตคู่ที่ Y ค่าอื่นๆ แต่ค่า ff_0 มีค่าสูงไม่มาก ขณะที่การสอดใส่แผ่นบิตคู่ที่ $Y=2.17$ มีค่า Nu/Nu_0 ต่ำ แต่ ff_0 มีค่าสูงที่สุด เมื่อพิจารณาาร่วมกันทั้งสองเทอมระหว่างค่า Nu/Nu_0 กับ ff_0 แล้ว ปรากฏว่าให้ผลต่อ TEF สูงที่สุดและต่ำที่สุดเมื่อแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันที่ $Y=4.17$ และ 2.17 ตามลำดับ



รูปที่ 7.24 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ของแผ่นบิตคู่บิตสวนทางกันในท่อเกลียว

7.5 การเปรียบเทียบผลการทดลองของแผ่นบิตคู่ในท่อเกลียว

หัวข้อนี้เป็นการนำผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียวให้เกิดการไหลหมุนควงคู่ในแนวแกนตามครีบกเกลียวท่อน (TCS), การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียวให้เกิดการไหลหมุนควงคู่ในแนวแกนสวนทางกับครีบกเกลียวท่อน (TCTS) และการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวให้เกิดการไหลหมุนควงสวนทางกันเอง (TCT) นำมาเปรียบเทียบเชิง Nu/Nu_0 , ff_0 และ TEF ของแผ่นบิตคู่ที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48$, เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่ขึ้นต้นการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70 และ 9.39 ซึ่งสอดใส่เข้าไปในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ เพื่อศึกษาอิทธิพลของลักษณะการไหลหมุนควงคู่ต่อค่าต่างๆ สัญลักษณ์ที่ใช้อธิบายในรูปประกอบด้วย TCS, TCTS และ TCT ถูกนิยามขึ้นมาดังนี้ คือ TCS ย่อมาจากคำว่า Iwin Co-Swirl , TCTS ย่อมาจากคำว่า Iwin Conter-Swirl และ TCT ย่อมาจากคำว่า Iwin Conter-Twist ซึ่งได้อธิบายรายละเอียดดังต่อไปนี้

7.5.1 อิทธิพลของแผ่นบิดคู่ในท่อเกลียวต่อ Nu/Nu_0

รูปที่ 7.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตาม แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ และแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียว รูปที่ 7.25 (ก) แสดง Nu/Nu_0 ที่ $Y=2.17, 4.17, 6.09$ และ 8.09 ส่วนในรูปที่ 7.25 (ข) แสดง Nu/Nu_0 ที่ $Y=2.87, 4.78, 6.78$ และ 8.70 สำหรับในรูปที่ 7.25 (ค) แสดง Nu/Nu_0 ที่ $Y=3.48, 5.48, 7.39$ และ 9.39 จากรูปที่ 7.25 พบว่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 มีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว ช่วง 28.8-33.9%, 51.1-58.6%, 72.8-86.6%, 68.4-84.3%, 58.4-71.7%, 47.1-59.8%, 46.6-52.9%, 39.8-46.1%, 21.3-29.3%, 10.6-16.7% และ 4.2-8.1% ตามลำดับ สำหรับที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78$ และ 7.39 ค่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวมีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในช่วง 37.8-48.3%, 104.9-141.5%, 112.9-153.3%, 125.2-184.4%, 100-152.2%, 71.7-111.4%, 39.6-64.5%, 27.2-42.4% และ 7-22.4% ตามลำดับ หากพิจารณาเปรียบเทียบระหว่างการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อและการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว พบว่า ที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17$ และ 4.78 ค่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อมีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในช่วง 41.6-51%, 57-87.6%, 40.9-67.2%, 30.3-52.4%, 18.8-36.8% และ 8.4-23.1% ตามลำดับ สำหรับที่ $Y=6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวมีค่า Nu/Nu_0 ต่ำกว่าการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในช่วง 4.9-13.2%, 16.2-23.4%, 23.7-29.8%, 21.3-27.8% และ 14.6-23% ตามลำดับ โดยรวมแล้วการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวมีการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามและบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ อันเกิดจากการไหลเสริมกันของกระแสการไหลหมุนควงคู่ที่พยายามผลักดันให้ของไหลไหลเข้าปะทะ และสัมผัสกับผนังท่อแล้วดึงอุณหภูมิออกมาได้ดีกว่าจึงทำให้การถ่ายเทความร้อนของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวมีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบ

7.5.2 อิทธิพลของแผ่นบิดคู่ในท่อเกลียวต่อ f/f_0

รูปที่ 7.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตาม แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ และแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียว ในรูปที่ 7.26 (ก) แสดง f/f_0 ที่ $Y=2.17, 4.17, 6.09$ และ 8.09 ในรูปที่ 7.26 (ข) แสดง f/f_0 ที่ $Y=2.87, 4.78, 6.78$ และ 8.70 และในรูปที่ 7.26 (ค) แสดง f/f_0 ที่ $Y=3.48, 5.48, 7.39$ และ 9.39 จากรูปที่ 7.26 (ก), (ข) และ (ค) พบว่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=2.17,$

ไม่ว่าการณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.87, 3.48, 4.17, 4.78 และ 5.48 มีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวทอ ในช่วง 33.0-57.6%, 29.8-52.7%, 26.8-47.6%, 37.3-14.2%, 8.2-30.8% และ 5.8-27.0% ตามลำดับ สำหรับที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09$ และ 6.78 ค่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวมีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวทอในช่วง 66.4-148.7%, 57.4-124.1%, 48.4-111.1%, 40.2-101.9%, 29.2-95.1%, 26.7-87.4%, 16.4-77.9% และ 7.6-67.9% ตามลำดับ แต่เมื่อเปรียบเทียบกันระหว่างการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวทอและการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวทอในท่อเกลียวพบว่า ที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ค่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวทอมีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวทอในช่วง 21.7-61.8%, 21.2-55.2%, 17.0-50.4%, 21.6-50.9%, 19.4-49.1%, 19.8-47.5%, 19.8-46.5%, 19.1-49.1%, 17.5-58.2%, 15.4-55.6%, 13.9-60.7% และ 15.8-61.9% ตามลำดับ เมื่อพิจารณาภาพรวมแล้วพบว่า การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวมี f/f_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบอื่นๆ และการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวทอในท่อเกลียวมีค่า f/f_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวทอในท่อเกลียว

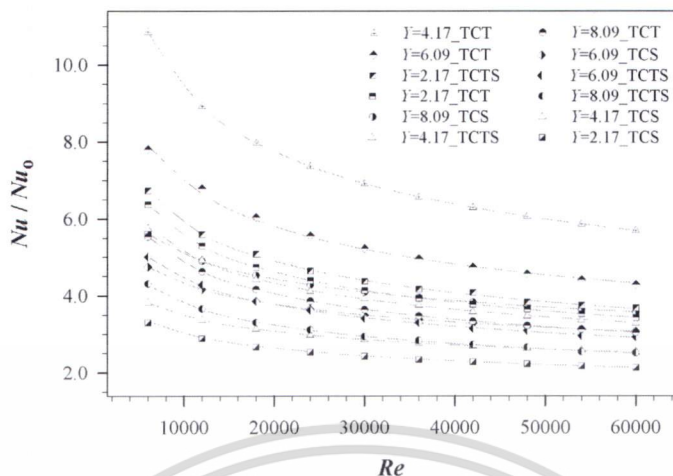
7.5.3 อิทธิพลของแผ่นบิตคู่ในท่อเกลียวต่อ TEF

รูปที่ 7.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวทอ และแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว จากรูปที่ 7.27 (ก)-(ค) พบว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 มีค่า TEF สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวทอในช่วง 22.0-28.0%, 36.7-41.8%, 62.0-71.0%, 59.8-68.4%, 57.4-65.3%, 55.9-61.6%, 44.6-56.2%, 39.6-46.5%, 33.9-42.4%, 19.4-27.2% และ 15.9-22.7% ตามลำดับ สำหรับการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78$ และ 7.39 มีค่า TEF สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวทอในช่วง 34.6-42.9%, 87.4-96.4%, 86.7-98.1%, 99.5-125.0%, 81.6-99.8%, 63.3-76.8%, 49.7-57.1%, 30.2-37.9% และ 5.1-10.4% ตามลำดับ ขณะที่ค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวทอและการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวทอในท่อเกลียวพบว่า ที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78$ และ 5.48 ค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวทอมีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวทอในช่วง 60.4-73.5%, 47.8-61.0%, 33.9-44.5%, 22.4-31.6%, 12.0-18.8% และ 2.2-8.1% ตามลำดับ แต่ที่ $Y=6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวทอมีค่า TEF ต่ำกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวทอในช่วง 1.3-5.4%, 9.0-11.8%, 23.3-25.6%, 32.8-35.1%, 30.6-33.9% และ 21.2-25.3% ตามลำดับ พิจารณาภาพรวมแล้วพบว่า การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวมีค่า TEF สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามและบิตสวนทางกับครีบกเกลียวทอในท่อเกลียว ขณะที่การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวทอในท่อเกลียวมีค่า TEF สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามเกลียวทอในท่อเกลียวในช่วง $Y=2.17-5.48$ และมีค่าต่ำกว่าในช่วง $Y=6.09-9.39$

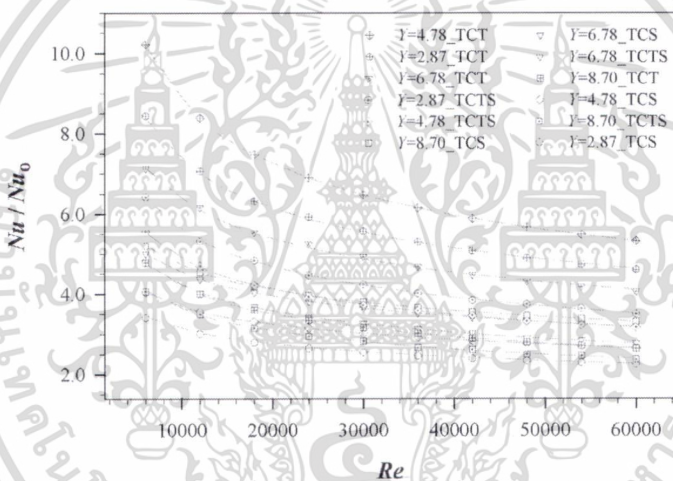
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่ขึ้นต้นการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

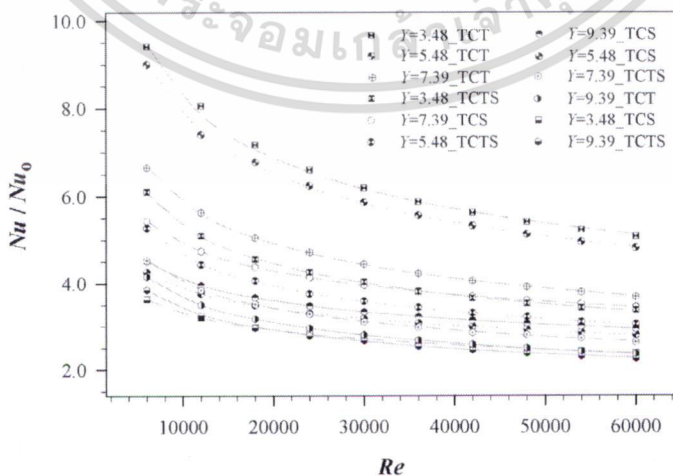
สืบเนื่องจากผลของการถ่ายเทความร้อนที่ได้เพิ่มขึ้นในแต่ละช่วงของการไหลหมุนวนคู่ตามแนวแกน



(ก) $Y=2.17, 4.17, 6.09$ และ 8.09

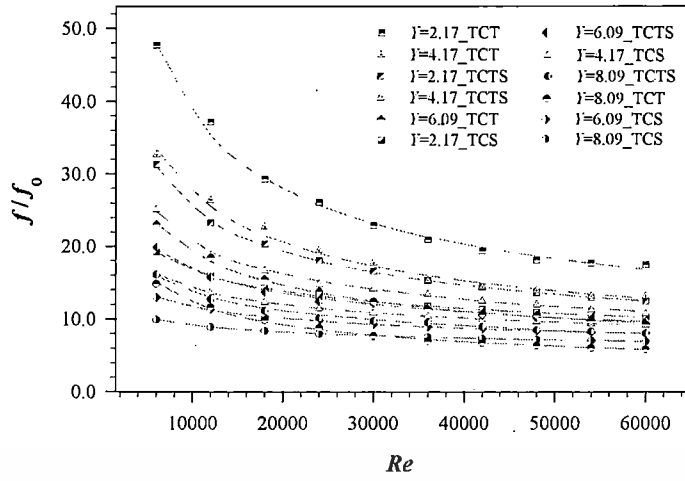


(ข) $Y=2.87, 4.78, 6.78$ และ 8.70

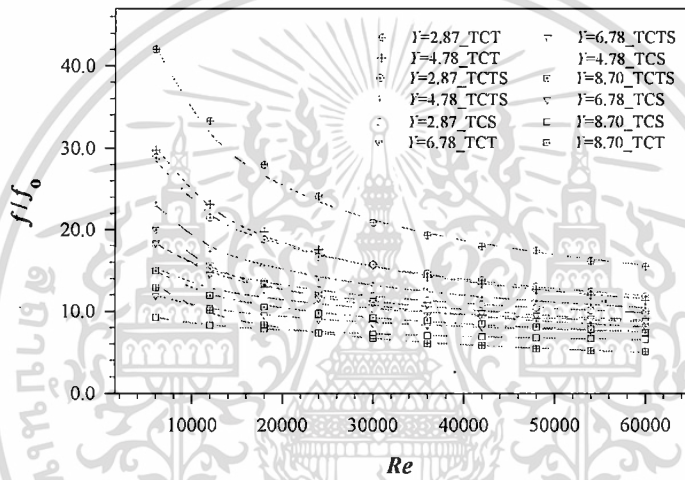


(ค) $Y=3.48, 5.48, 7.39$ และ 9.39

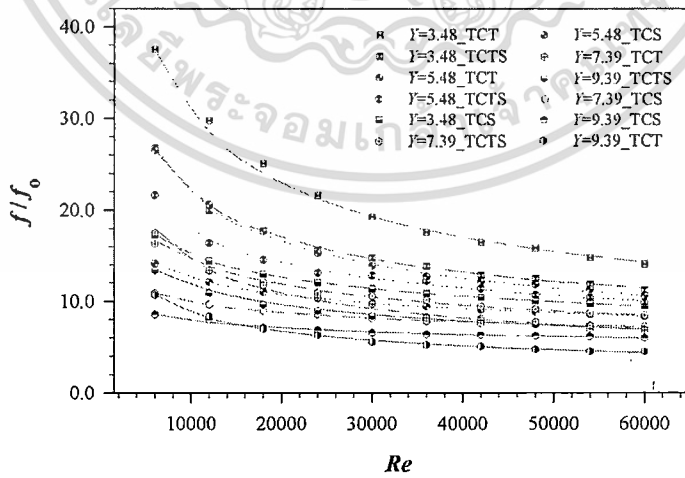
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการวิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีการถ่ายเทความร้อนในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรรมใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก) $Y=2.17, 4.17, 6.09$ และ 8.09



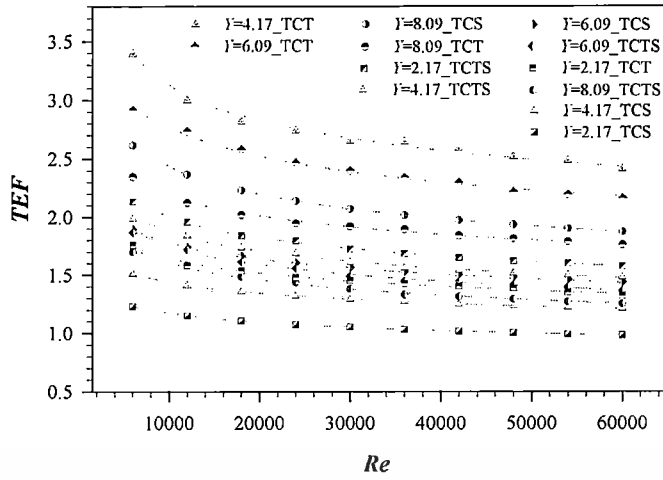
(ข) $Y=2.87, 4.78, 6.78$ และ 8.70



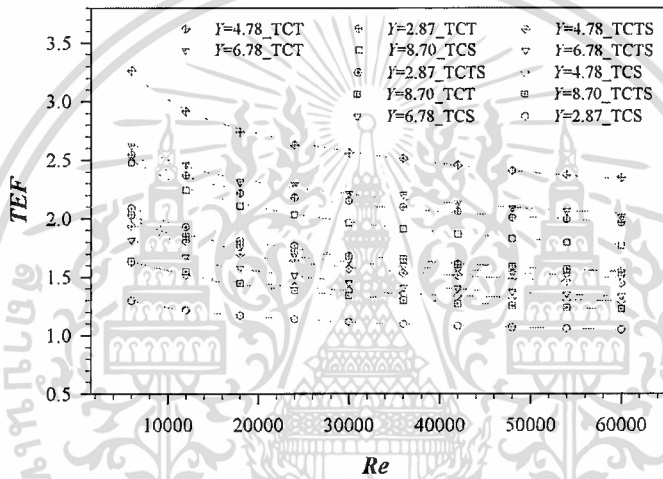
(ค) $Y=3.48, 5.48, 7.39$ และ 9.39

รูปที่ 7.26 เปรียบเทียบ f/f_0 ของแผ่นบิดคู่ในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

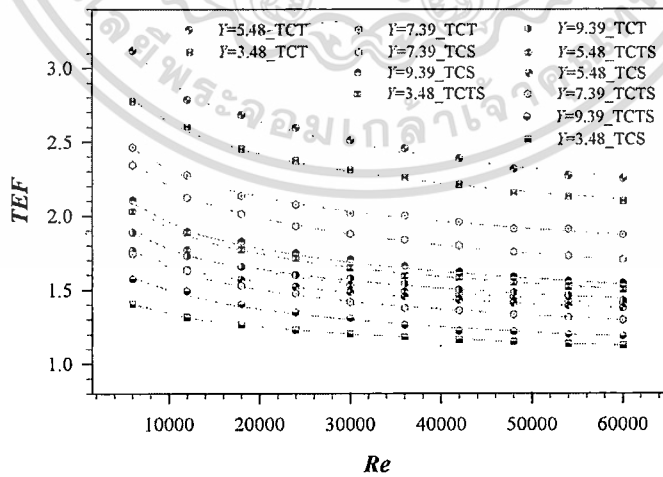
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก) $Y=2.17, 4.17, 6.09$ และ 8.09



(ข) $Y=2.87, 4.78, 6.78$ และ 8.70



(ค) $Y=3.48, 5.48, 7.39$ และ 9.39

รูปที่ 7.27 เปรียบเทียบ TEF ของแผ่นบิตคูในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ

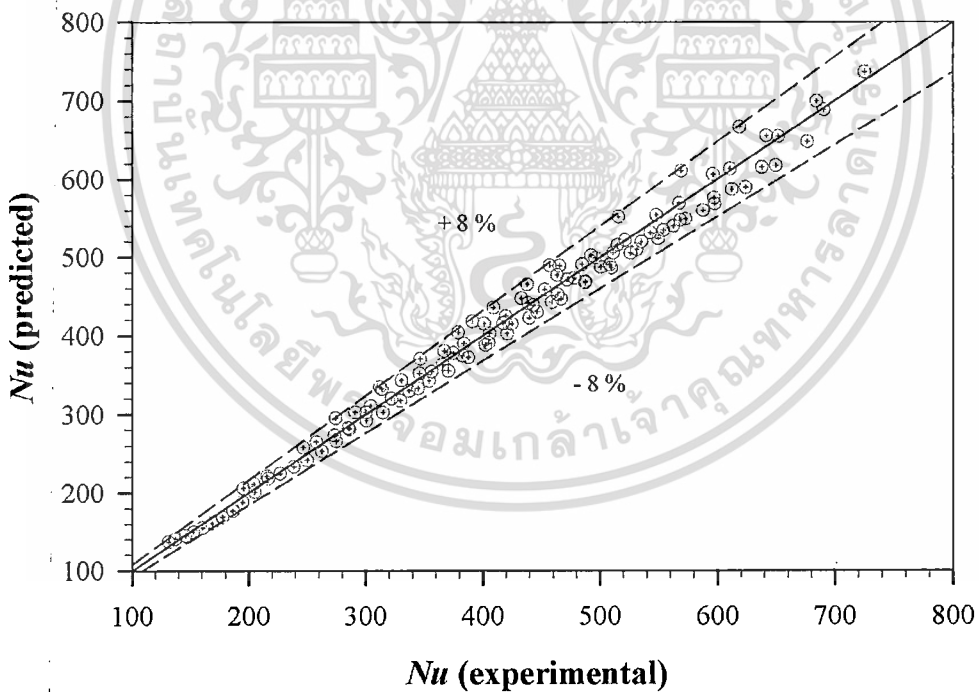
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.6 สหพันธ์ด้วยรีเกรสชันแบบหลายตัวแปรของแผ่นบิตคู๋ในท่อเกลียว

การศึกษาผลของการถ่ายเทความร้อนในเทอมของ Nu , ผลของความดันสูญเสียในเทอมของ f และ TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู๋แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวให้เกิดการไหลหมุนควงคู่ในแนวแกนตามครีบกเกลียวท่อ การสอดใส่แผ่นบิตคู๋แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวให้เกิดการไหลหมุนควงคู่ในแนวแกนสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ และการสอดใส่แผ่นบิตคู๋แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวให้เกิดการไหลหมุนควงสวนทางกันเองภายในท่อเกลียว โดยใช้แผ่นบิตคู๋ที่มี $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 สอดใส่เข้าไปในท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.06$ นั้นมีตัวแปรอิสระที่สนใจศึกษามากกว่าหนึ่งตัวแปรประกอบด้วย Re, Pr และ Y แบบจำลองทั่วไปที่ใช้อยู่ในรูปแบบของ multiple exponential regression model แล้วจัดใหม่ให้อยู่ในรูปแบบของ multiple linear regression in logarithmic scale ที่มีข้อสมมติฐานดังนี้ คือ ของไหลในท่อเกลียวต้องเป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้, ไหลคงตัวสม่ำเสมอ และไหลในช่วงปั่นป่วนที่ของไหลพัฒนาปรับตัวเต็มที่แล้ว

7.6.1 สหพันธ์ของการสอดใส่แผ่นบิตคู๋แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

7.6.1.1 สหพันธ์ Nu ของการสอดใส่แผ่นบิตคู๋แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว



รูปที่ 7.28 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู๋แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

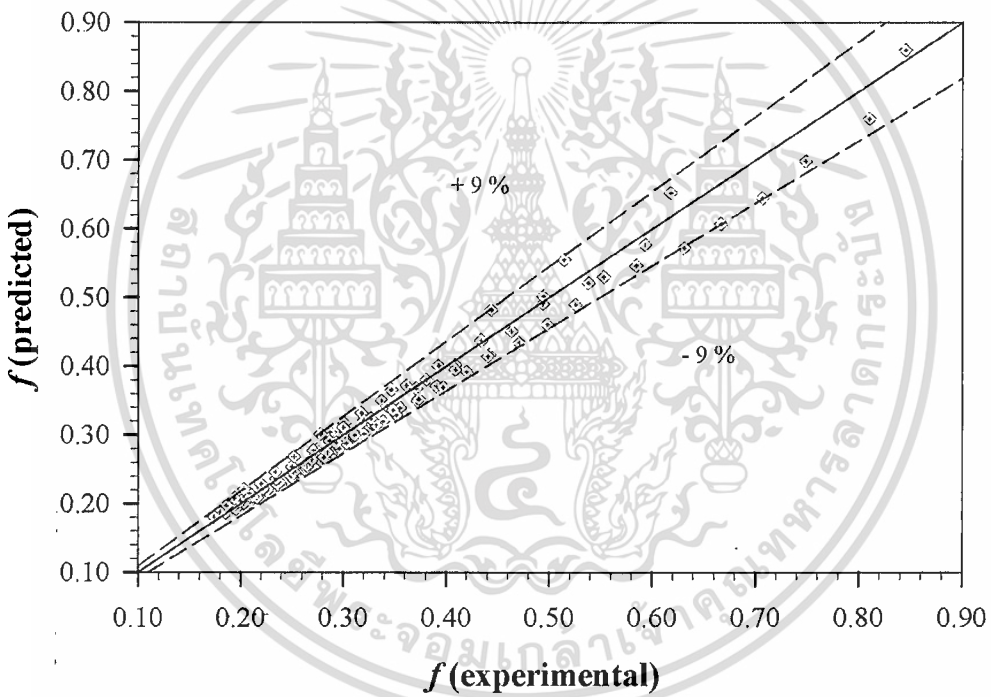
ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re, Pr และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิตคู๋แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27, HR=0.06$ หาความสัมพันธ์ได้ดังนี้
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Nu = 1.394Re^{0.573} Pr^{0.3} Y^{-0.344} \tag{7.1}$$

สำหรับ $6000 \leq Re \leq 60,000$
 $2.93 \leq Pr \leq 3.28$
 $2.17 \leq Y \leq 9.39$

รูปที่ 7.28 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อภายในท่อเกลียวที่ Y ในช่วง 2.17-9.39 ค่า Nu จากการคำนวณด้วยสหพันธ์ (7.1) เทียบกับค่า Nu ที่ได้จากการทดลองพบว่ามีความคลาดเคลื่อนในช่วง $\pm 8\%$

7.6.1.2 สหพันธ์ f ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว



รูปที่ 7.29 ความสัมพันธ์ของ f ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

ความสัมพันธ์ของ f กับ Re และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ ใช้ความสัมพันธ์ของสมการ (7.2)

$$f = 38.732Re^{-0.399} Y^{-0.44} \tag{7.2}$$

สำหรับ $6000 \leq Re \leq 60,000$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 7.29 แสดงความสัมพันธ์ของ f จากสหพันธ์กับ f ที่ได้จากการทดลองกรณีสอดใส่แผ่น บิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ในช่วง 2.17-9.39 พบว่า f ที่คำนวณด้วย สหพันธ์ (7.2) เทียบกับค่า f ที่ได้จากการทดลองแล้วมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 9\%$

7.6.1.3 สหพันธ์ TEF ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ ในท่อเกลียว

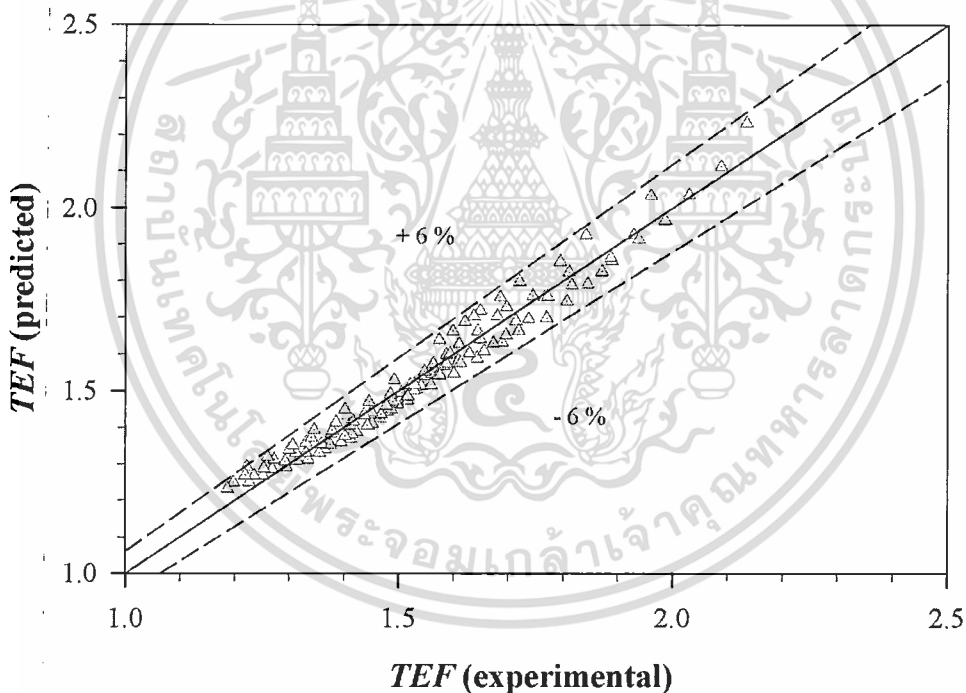
ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบก เกลียวท่อในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ มีความสัมพันธ์กันดังนี้

$$TEF = 8.351Re^{-0.134}Y^{-0.195} \quad (7.3)$$

สำหรับ

$$6000 \leq Re \leq 60,000$$

$$2.17 \leq Y \leq 9.39$$



รูปที่ 7.30 ความสัมพันธ์ของ TEF ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบ บิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

รูปที่ 7.30 แสดงความสัมพันธ์ของ TEF จากสหพันธ์กับ TEF ที่ได้จากการทดลองของการ สอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ช่วง 2.17-9.39 จากการคำนวณ ด้วยสหพันธ์ (7.3) เทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองพบว่าค่า TEF มีความคลาดเคลื่อนในช่วง $\pm 6\%$

7.6.2 สหพันธ์ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียว

7.6.2.1 สหพันธ์ Nu ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียว

ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re , Pr และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ พิจารณาจากความสัมพันธ์ตามนี้

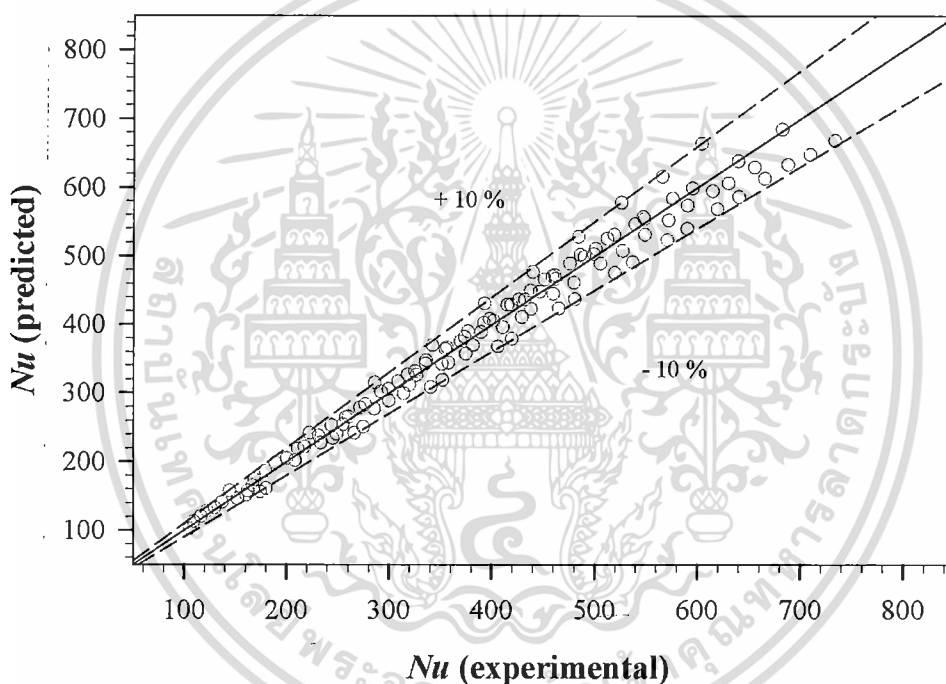
$$Nu = 0.238Re^{0.627}Pr^{0.3}Y^{0.346} \quad (7.4)$$

สำหรับ

$$6000 \leq Re \leq 60,000$$

$$2.92 \leq Pr \leq 3.23$$

$$2.17 \leq Y \leq 9.39$$



รูปที่ 7.31 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียว

รูปที่ 7.31 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียวที่ Y ในช่วง 2.17-9.39 ค่า Nu จากการคำนวณด้วยสหพันธ์ (7.4) เทียบกับค่า Nu ที่ได้จากการทดลองพบว่ามีความคลาดเคลื่อนในช่วง $\pm 10\%$

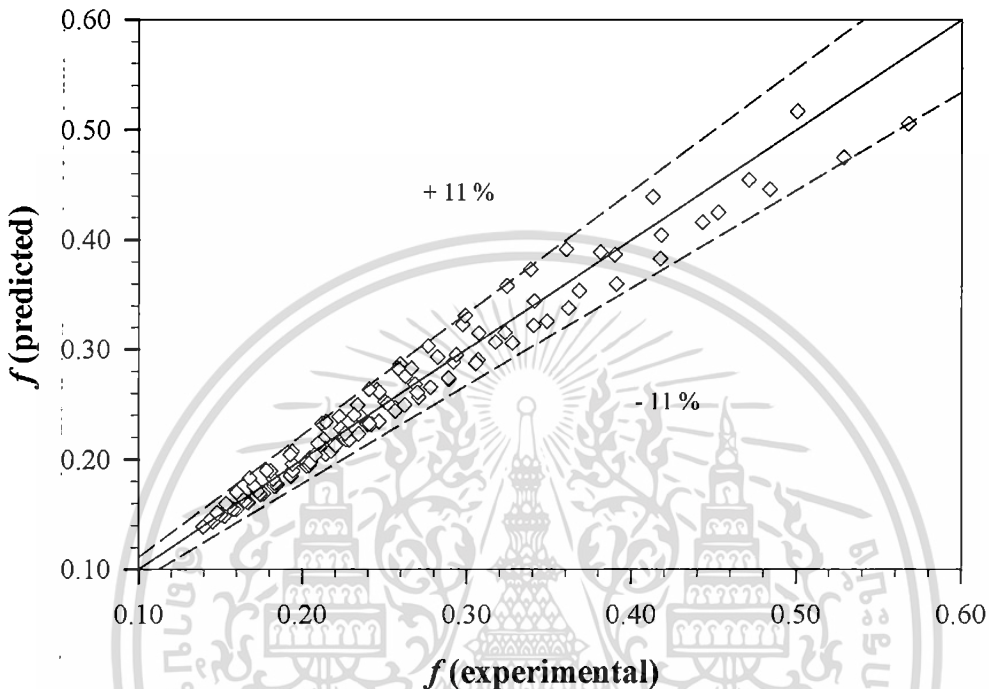
7.6.2.2 สหพันธ์ f ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียว

ความสัมพันธ์ของ f กับ Re และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ ใช้ความสัมพันธ์ของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$f = 31.675Re^{-0.4}Y^{-0.458} \quad (7.5)$$

สำหรับ $6000 \leq Re \leq 60,000$
 $2.17 \leq Y \leq 9.39$



รูปที่ 7.32 ความสัมพันธ์ของ f ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกัลเลียวท่อนท่อเกลียว

รูปที่ 7.32 แสดงความสัมพันธ์ของ f จากสหพันธ์กับ f ที่ได้จากการทดลองกรณีสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกัลเลียวท่อนท่อเกลียวที่ Y ในช่วง 2.17-9.39 พบว่า f ที่ได้จากการคำนวณด้วยสหพันธ์ (7.5) เทียบกับค่า f ที่ได้จากการทดลองแล้วมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 11\%$

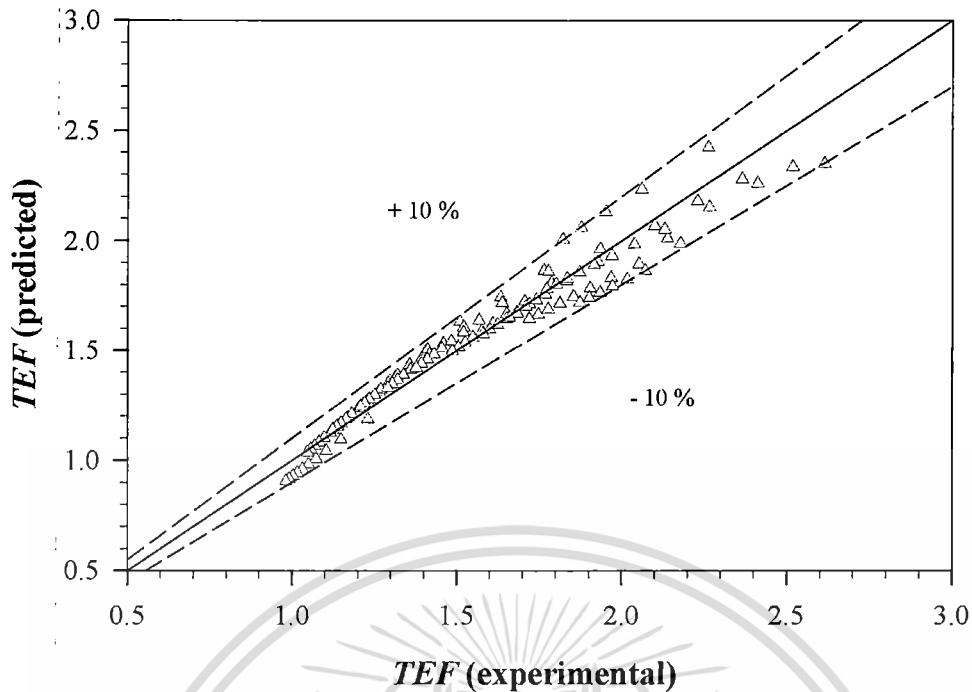
7.6.2.3 สหพันธ์ TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกัลเลียวท่อนท่อเกลียว

ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกัลเลียวท่อนท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ มีความสัมพันธ์กันตามสมการ (7.6)

$$TEF = 2.263Re^{-0.118}Y^{0.488} \quad (7.6)$$

สำหรับ $6000 \leq Re \leq 60,000$
 $2.17 \leq Y \leq 9.39$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.33 ความสัมพันธ์ของ TEF ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบ บิตตามครึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียว

รูปที่ 7.33 แสดงความสัมพันธ์ของ TEF จากสหพันธ์กับ TEF ที่ได้จากการทดลองกรณีสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียวที่ Y ในช่วง 2.17-9.39 พบว่า TEF ที่คำนวณด้วยสหพันธ์ (7.6) เทียบกับค่า TEF ที่ได้จากการทดลองมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\%$

7.6.3 สหพันธ์ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว

7.6.3.1 สหพันธ์ Nu ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว

ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re , Pr และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ มีความสัมพันธ์ตามสมการ (7.7)

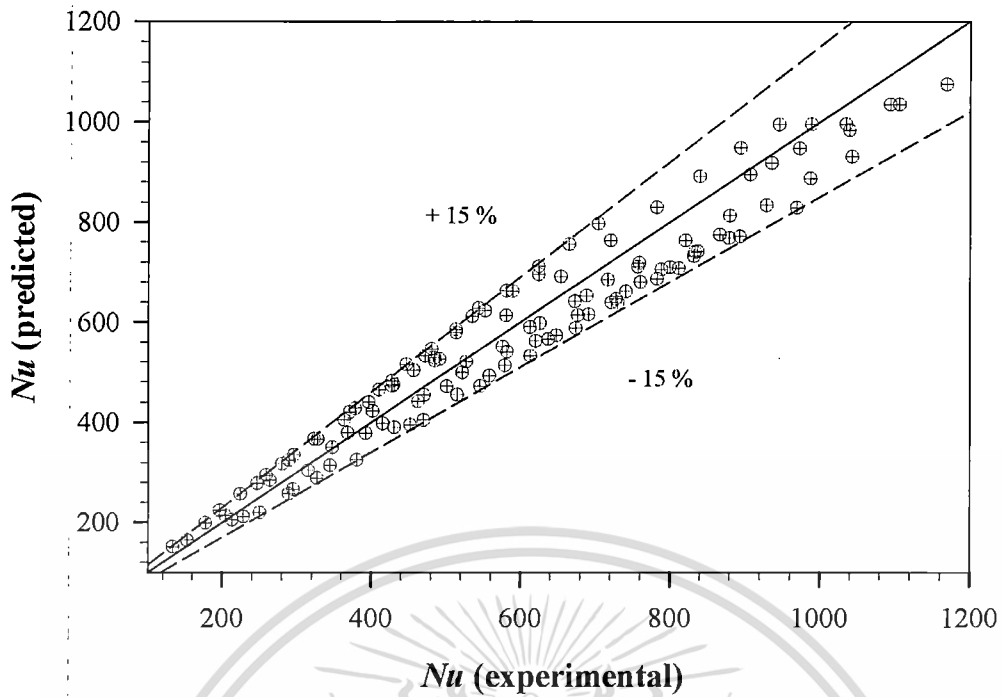
$$Nu = 2.381Re^{0.552}Pr^{0.3}Y^{-0.346} \quad (7.7)$$

สำหรับ

$$6000 \leq Re \leq 60,000$$

$$2.93 \leq Pr \leq 3.27$$

$$2.17 \leq Y \leq 9.39$$



รูปที่ 7.34 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสวดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียว

รูปที่ 7.34 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสวดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ในช่วง 2.17-9.39 ค่า Nu ที่ได้จากการคำนวณด้วยสหพันธ์ (7.7) เทียบกับค่า Nu ที่ได้จากการทดลองพบว่ามีความคลาดเคลื่อนในช่วง $\pm 15\%$

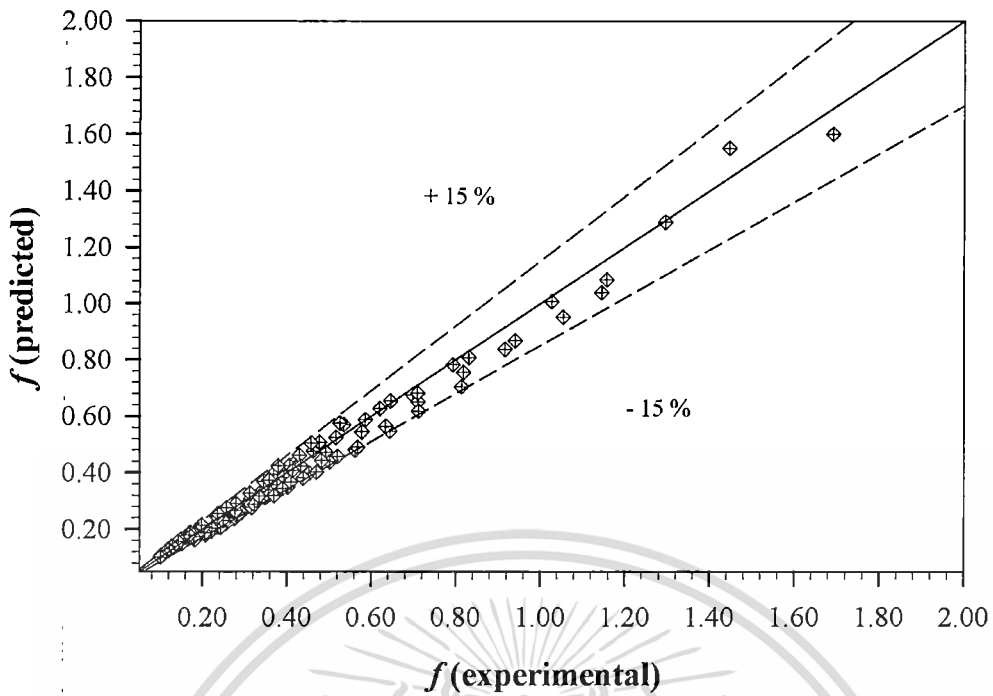
7.6.3.2 สหพันธ์ f ของการสวดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียว

ความสัมพันธ์ของ f กับ Re และ Y ของการสวดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนกันในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ ใช้ความสัมพันธ์จากสมการ (7.8)

$$f = 956.856 Re^{-0.623} Y^{-0.956} \quad (7.8)$$

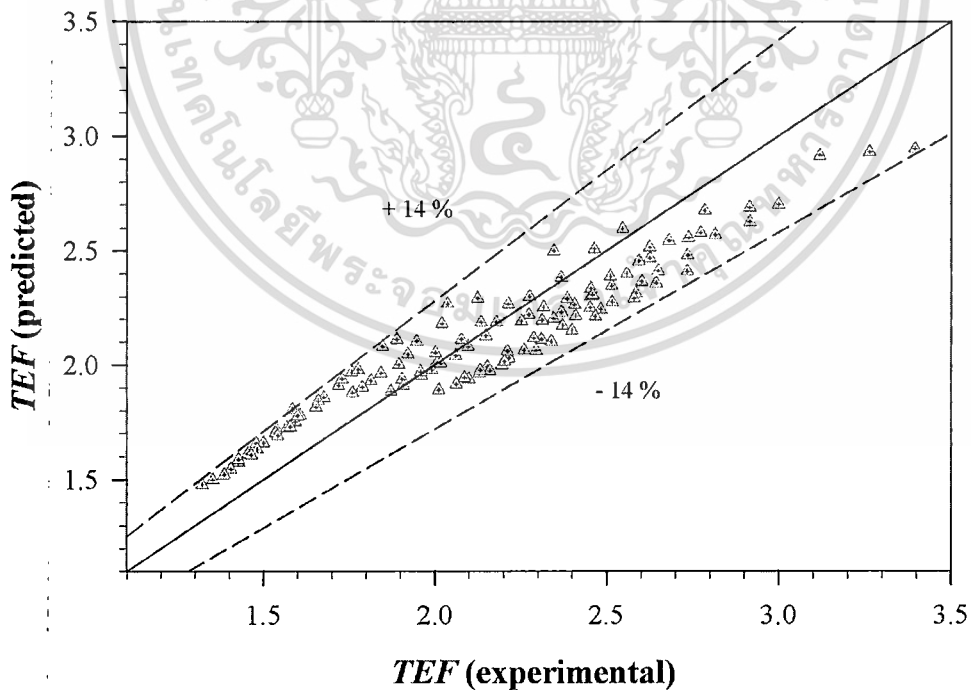
สำหรับ $6000 \leq Re \leq 60,000$
 $2.17 \leq Y \leq 9.39$

รูปที่ 7.35 แสดงความสัมพันธ์ของ f จากสหพันธ์กับ f ที่ได้จากการทดลองกรณีสวดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ในช่วง 2.17-9.39 พบว่า f ที่คำนวณด้วยสหพันธ์ (7.8) เทียบกับค่า f ที่ได้จากการทดลองแล้วมีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 15\%$



รูปที่ 7.35 ความสัมพันธ์ของ f ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว

7.6.3.3 สหพันธ์ TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว



รูปที่ 7.36 ความสัมพันธ์ของ TEF ระหว่างสหพันธ์และผลการทดลองของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27$, $HR=0.06$ มีความสัมพันธ์กันตามสมการ (7.9)

$$TEF = 7.938Re^{-0.124}Y^{-0.037} \quad (7.9)$$

สำหรับ $6000 \leq Re \leq 60,000$
 $2.17 \leq Y \leq 9.39$

รูปที่ 7.36 แสดงความสัมพันธ์ของ TEF จากสหพันธ์กับ TEF ที่ได้จากการทดลองกรณีสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ในช่วง 2.17-9.39 พบว่า TEF ที่คำนวณด้วยสหพันธ์ (7.9) เทียบกับค่า TEF ที่ได้จากการทดลองพบว่ามีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 14\%$

7.7 สรุปผลของการสอดใส่แผ่นบิดคู่ในท่อเกลียว

การนำแผ่นบิดคู่มาใช้งานร่วมกับท่อเกลียวเพื่อปรับเพิ่ม Nu และ TEF ให้มีค่าสูงขึ้นจากการใช้ท่อเกลียวเพียงอย่างเดียว การสอดใส่แผ่นบิดคู่ที่ Y เท่ากันคือ 2.17-9.39 โดยมีลักษณะการบิดต่างกัน 3 รูปแบบคือ แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อ, แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ และแผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกัน แผ่นบิดคู่ทั้ง 3 รูปแบบนี้ถูกนำไปสอดใส่ในท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.06$ และทำการทดสอบค่าต่างๆ เพื่อศึกษาอิทธิพลของลักษณะการบิดและ Y จากการทดลองสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อตั้งแต่ Y เท่ากับ 2.17 ถึง 9.39 พบว่าการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบนี้ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นจากท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 3.9-75% และมีค่า Nu สูงสุดที่ $Y=8.09$ ขณะที่ค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อมักมีค่าสูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 217-495% แต่ให้ค่า TEF สูงกว่าท่อเกลียวแค่เพียง 3 อัตราส่วนการบิด คือ การสอดใส่แผ่นบิดคู่ที่ $Y=7.39$, 8.09 และ 8.70 มีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 6.1-17.3% สำหรับกรณีของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อที่ Y ตั้งแต่ 2.17-9.39 พบว่ามีค่า Nu เพิ่มขึ้นจากท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 14-90% และค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 313-702% การสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางครีบกเกลียวท่อที่ Y ต่างๆ มีค่า TEF ต่ำกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวทุกอัตราส่วนการบิด และการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียว จากการศึกษาพบว่าแผ่นกรณีนี้ให้ค่า Nu สูงกว่าค่า Nu ของท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 20-199% และมีค่า Nu สูงสุดที่ $Y=4.17$ ส่วนค่า f ของการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวมีค่าสูงกว่าค่า f ของท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 180-1,049% และให้ค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวถึง 9 อัตราส่วนการบิด จากที่ทดสอบทั้งหมด 12 อัตราส่วนการบิด คือ ที่ $Y=2.87$, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39 และ 8.09 โดยมีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวเฉลี่ยประมาณ 8.2-51.3% จากการศึกษาผลของการสอดใส่แผ่นบิดคู่ร่วมกับท่อเกลียว พบว่าการสอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดสวนทางกันในท่อเกลียวที่ Y ประมาณ 4.17 มีความเหมาะสมมากที่สุดในการนำเอาไปประยุกต์ใช้งานกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในภาคอุตสาหกรรมและครัวเรือน เนื่องจากให้ค่า Nu สูงที่สุดและมีค่า TEF สูงที่สุด ซึ่งดีกว่าการนำท่อเกลียวไปใช้เพียงอย่างเดียว แต่ไม่ได้หมายความว่าแผ่นบิดคู่ที่ Y และลักษณะการบิดแบบอื่นไม่ดี ทุกกรณีที่ทดสอบมีค่า TEF สูงกว่าหนึ่งทั้งหมด สามารถนำไปใช้ได้ทุกกรณี แต่ไม่ใช้กรณีที่ดีที่สุดสำหรับงานทางด้านวิศวกรรม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ในชื่อของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 8

การเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่

8.1 บทนำ

เนื้อหาบทนี้เป็น การนำผลการทดลองทางด้านการถ่ายเทความร้อนที่ได้เพิ่มขึ้นในเทอมของ Nu/Nu_0 ความดันสูญเสียที่เพิ่มขึ้นในเทอมของ f/f_0 และ TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่ในท่อเกลียวที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 โดยถูกสอดใส่เข้าไปในท่อเกลียวที่มี $PR=0.27, HR=0.06$ แล้วนำผลที่ได้มาเปรียบเทียบกับเพื่อศึกษาอิทธิพลของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่ที่มีลักษณะการบิดเหมือนกันและระยะการบิดเท่ากัน โดยแบ่งหัวข้อพิจารณาเปรียบเทียบออกเป็น 2 ลักษณะตามทิศทางการบิดคือ แผ่นบิตแบบบิดตามครีบกเกลียวท่อและแผ่นบิตแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ คำอธิบายสัญลักษณ์ของเส้นได้ใช้คำย่อซึ่งประกอบด้วย SCS, TCS, SCTS และ TCTS นั้น ถูกนิยามขึ้นมาดังนี้ คือ SCS มาจากคำว่า Single Co-Swirl หมายถึงผลของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวให้ของไหลหมุนควงเดี่ยวร่วมกับครีบกเกลียวท่อ, TCS ถูกนิยามมาจาก Iwin Co-Swirl หมายถึงผลของการสอดใส่แผ่นบิตคู่ให้ของไหลหมุนควงคู่ร่วมกับครีบกเกลียวท่อ, SCTS ถูกนิยามมาจาก Single Counter-Swirl หมายถึงผลของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวให้ของไหลหมุนควงเดี่ยวสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ และ TCTS ถูกนิยามมาจาก Iwin Counter-Swirl หมายถึงผลของการสอดใส่แผ่นบิตคู่ให้ของไหลหมุนควงคู่สวนทางกับครีบกเกลียวท่อ ซึ่งถูกอธิบายรายละเอียดในหัวข้อ 8.2 และ 8.3

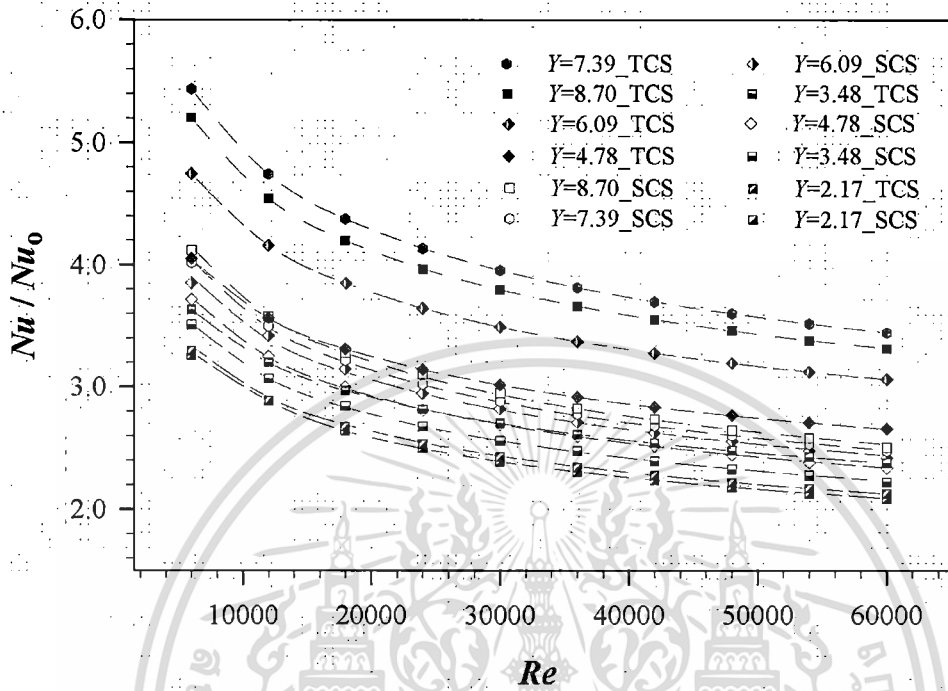
8.2 ผลการทดลองของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

8.2.1 อิทธิพลของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวต่อ Nu/Nu_0

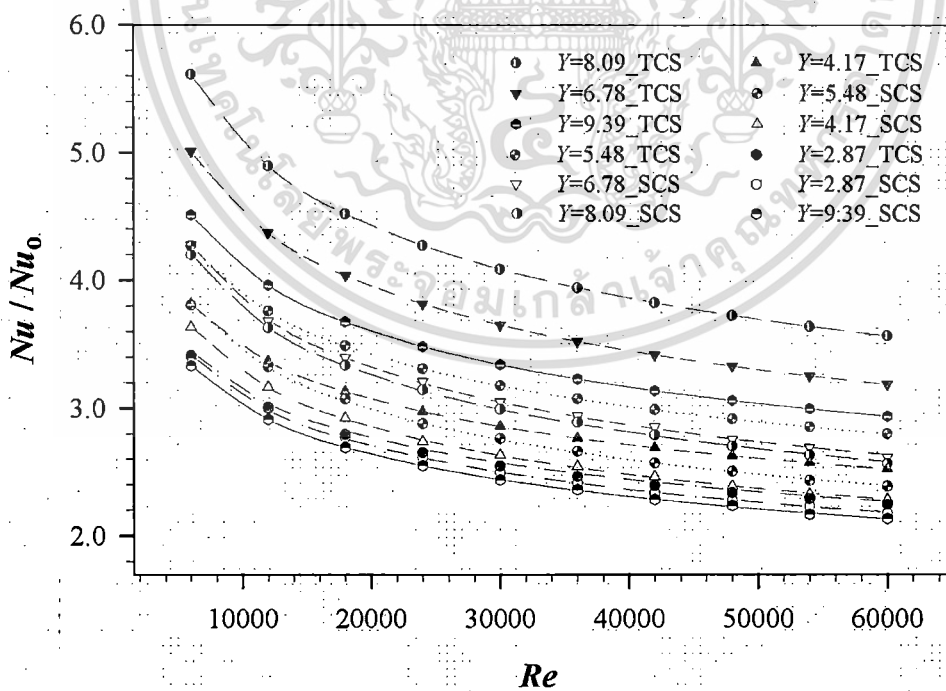
ผลของการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มภายในท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่ด้วย $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ที่มีลักษณะการไหลหมุนควงเดี่ยวและคู่ร่วมกับครีบกเกลียวท่อ ถูกแสดงความสัมพันธ์ในเทอมของ Nu/Nu_0 กับ Re ดังรูปที่ 8.1 จากการทดสอบในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนตั้งแต่ Re ช่วง 6000-60,000 พบว่า Nu/Nu_0 เลขนัสเซลท์มีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้น โดย Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวท่อที่ $Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39$ และ 8.70 ในรูปที่ 8.1 (ก) มีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าค่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิดตามครีบกเกลียวท่อในช่วง 0.1-2.4%, 3.3-8.0%, 8.8-14.9%, 20.1-26.9%, 35.3-39.5% และ 32.4-38.5% ตามลำดับ และที่ $Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09$ และ 9.39 ในรูปที่ 8.1 (ข) นั้นค่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่ยังคงสูงกว่าค่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวเช่นกัน โดยมีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวในช่วง 0.7-4.3%, 7.8-11.5%, 12.5-19.1%, 17.0-21%, 32.4-38.5% และ 34.6-39.2% ตามลำดับ อันเกิดจากการไหลหมุนควงคู่ของของไหลจากการสอดใส่แผ่นบิตคู่ที่มีความหนาแน่นของการไหลหมุนควงมากกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวทำให้กระแสการไหลของของไหลบริเวณใจ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กลางท่อไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับผนังท่อได้ดีกว่าจึงทำให้ค่า Nu/Nu_0 โดยรวมของการ สอดใส่แผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบก่ลี่ยวท่อกมีค่าสูงกว่าค่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิดเดี่ยว แบบบิดตามครีบก่ลี่ยวท่อกตลอดช่วง Re ที่ทดสอบ



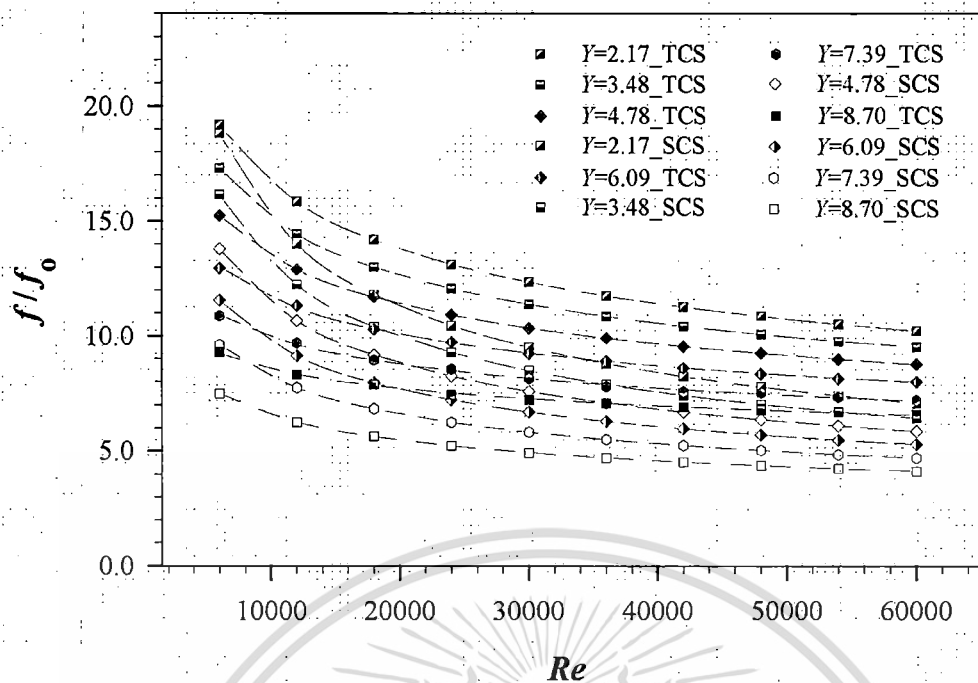
(ก) $Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39$ และ 8.70



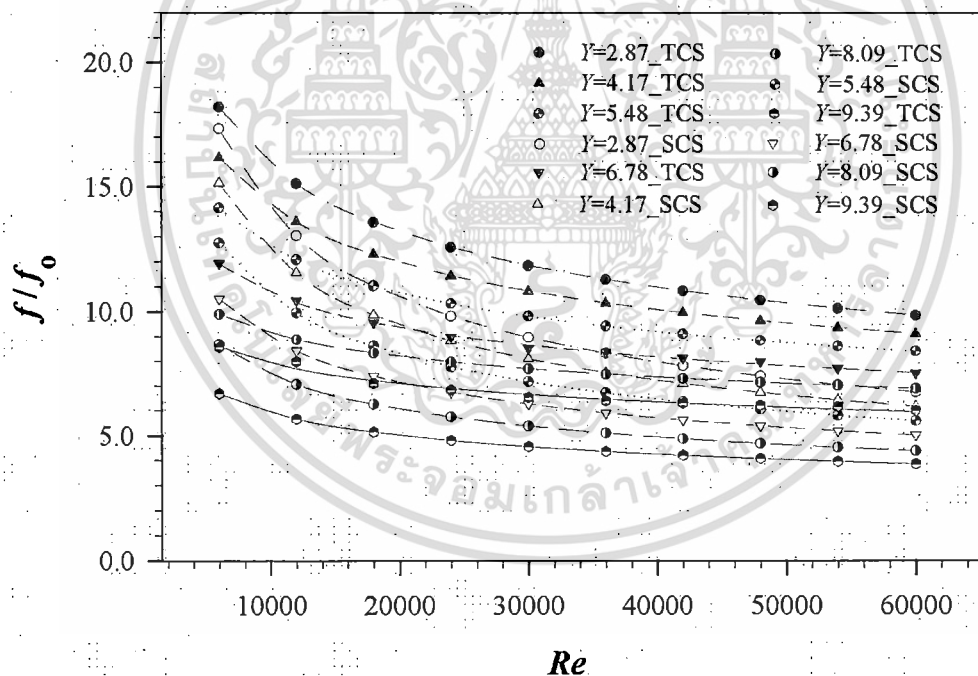
(ข) $Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09$ และ 9.39

รูปที่ 8.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิดเดี่ยวกับแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบก

เอกสารนี้เป็นเกลียวท่อกในท่อกเกลียวครีบก่การใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก) Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39 และ 8.70



(ข) Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09 และ 9.39

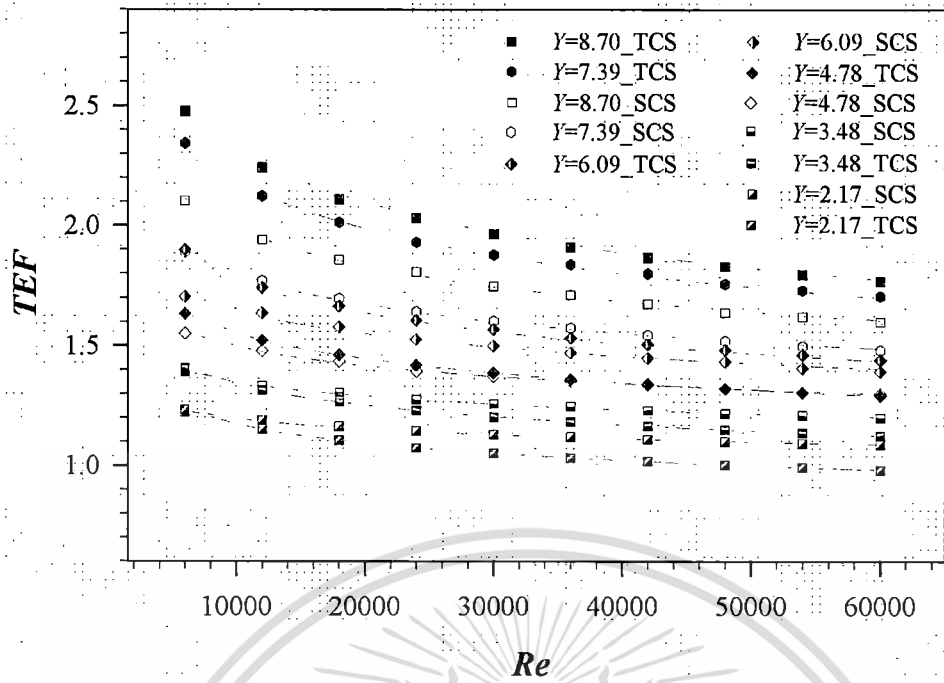
รูปที่ 8.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครึ่งเกลียว ท่อในท่อเกลียว

8.2.2 อิทธิพลของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวต่อในท่อเกลียวต่อ f/f_0

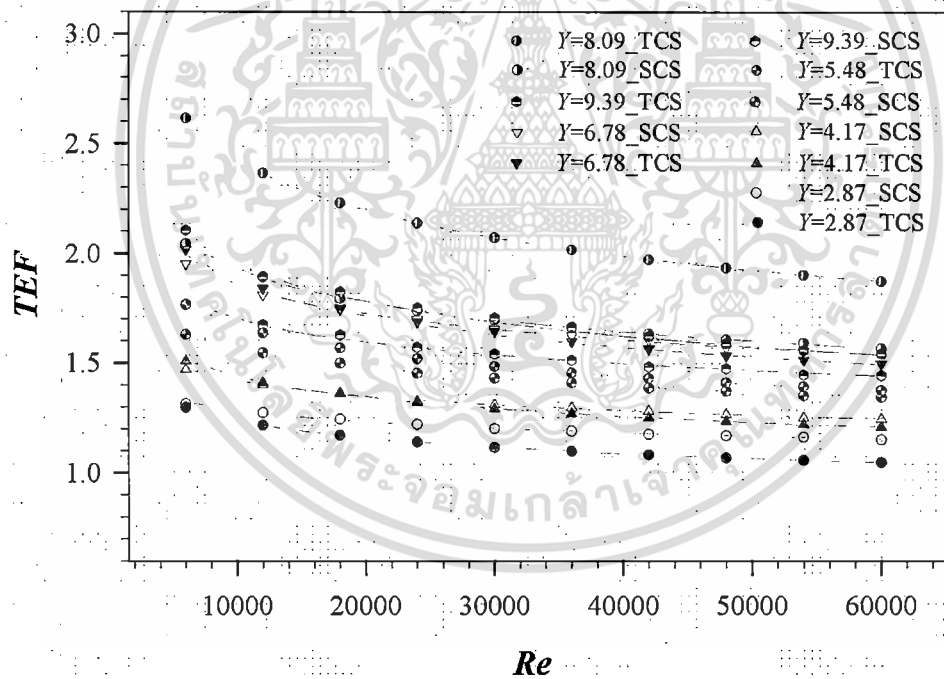
รูปที่ 8.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวต่อที่ Y ต่างๆ จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตทั้งสองกรณีค่ามีแนวโน้มลดลงเมื่อ Re เพิ่มขึ้น ทั้งแผ่นบิตคู่และแผ่นบิตเดี่ยวที่ Y ต่ำๆ ให้ค่า f/f_0 สูง และที่ Y สูงๆ ให้ค่า f/f_0 ต่ำลง กรณีของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวต่อให้ค่า f/f_0 สูงกว่าค่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวทุก Y โดยมีค่าสูงกว่าในช่วง 1.9-44.5%, 7.1-47.8%, 10.5-49.3%, 12.3-51.3%, 13.2-53.2% และ 23.8-60.0% ตามลำดับสำหรับที่ $Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39$ และ 8.70 ในรูป 8.2 (ก) และที่ $Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09$ และ 9.39 ในรูป 8.2 (ข) การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวต่อให้ยังคงมีค่า f/f_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวในช่วง 5.0-46.0%, 6.6-47.6%, 10.9-50.0%, 13.4-49.6%, 14.1-57.1% และ 27.8-55.5% ตามลำดับ ซึ่งเกิดจากแผ่นบิตคู่มีระยะการบิดสั้นกว่าจึงทำให้มีพื้นที่ผิวที่ของไหลไหลเข้าไปสัมผัสในช่วงความยาวท่อที่ใช้ทดสอบมีค่ามากกว่าและมุมปะทะของของไหลมีมากกว่า จึงทำให้ของไหลเข้าไปสัมผัสกับพื้นผิวของแผ่นบิตคู่แล้วเกิดความเสียดทานขึ้นผลทำให้ค่า f/f_0 ของแผ่นบิตคู่สูงกว่าค่า f/f_0 ของแผ่นบิตเดี่ยวในทุกค่า Y

8.2.3 อิทธิพลของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวต่อในท่อเกลียวต่อ TEF

รูปที่ 8.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ทั้งกรณีของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวต่อที่ Y ต่างๆ พบว่า TEF มีแนวโน้มลดลงเมื่อ Re เพิ่มขึ้น และมีค่าสูงสุดที่ $Re=6000$ โดยมีค่าเท่ากับ 2.48, 2.34, 1.90, 1.63, 1.41 และ 1.23 สำหรับการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวต่อในท่อเกลียวเกิดขึ้นที่ $Y=8.70, 7.39, 6.09, 4.78, 3.48$ และ 2.17 ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 8.3 (ก) ส่วนการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่า TEF เท่ากับ 2.10, 1.89, 1.70, 1.55, 1.39 และ 1.22 และที่ $Y=8.09, 9.39, 6.78, 5.48, 4.17$ และ 2.87 ในรูปที่ 8.3 (ข) การสอดใส่แผ่นบิตคู่มีค่า TEF เท่ากับ 2.61, 2.11, 2.02, 1.76, 1.51 และ 1.30 สำหรับแผ่นบิตเดี่ยวมีค่า TEF เท่ากับ 2.04, 1.77, 1.95, 1.63, 1.47 และ 1.31 ตามลำดับ หากเปรียบเทียบค่า TEF ของแผ่นบิตทั้งสองกรณีที่ Y เดียวกัน พบว่าที่ Y ต่ำๆ ตั้งแต่ 2.17-4.17 ค่า TEF มีค่าใกล้เคียงกัน แต่เมื่อ Y สูงขึ้นตั้งแต่ 4.78-9.39 การสอดใส่แผ่นบิตคู่จะมีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวโดยเฉลี่ย 1.3%, 4.2%, 5.2%, 17.7%, 22.4%, 12.8% และ 10.8% ที่ $Y=4.78, 5.48, 6.09, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ตามลำดับ เนื่องจากการสอดใส่แผ่นบิตคู่ที่ Y สูงๆ นั้นมีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวค่อนข้างมาก ขณะที่ค่า f/f_0 มีค่าใกล้เคียงกัน เมื่อนำสองเทอมนี้มาพิจารณาร่วมกันในรูปของ TEF แล้วทำให้แผ่นบิตคู่มีค่า TEF สูงกว่าดังแสดงในรูปที่ 8.3 (ก) และ (ข)



(ก) Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39 และ 8.70

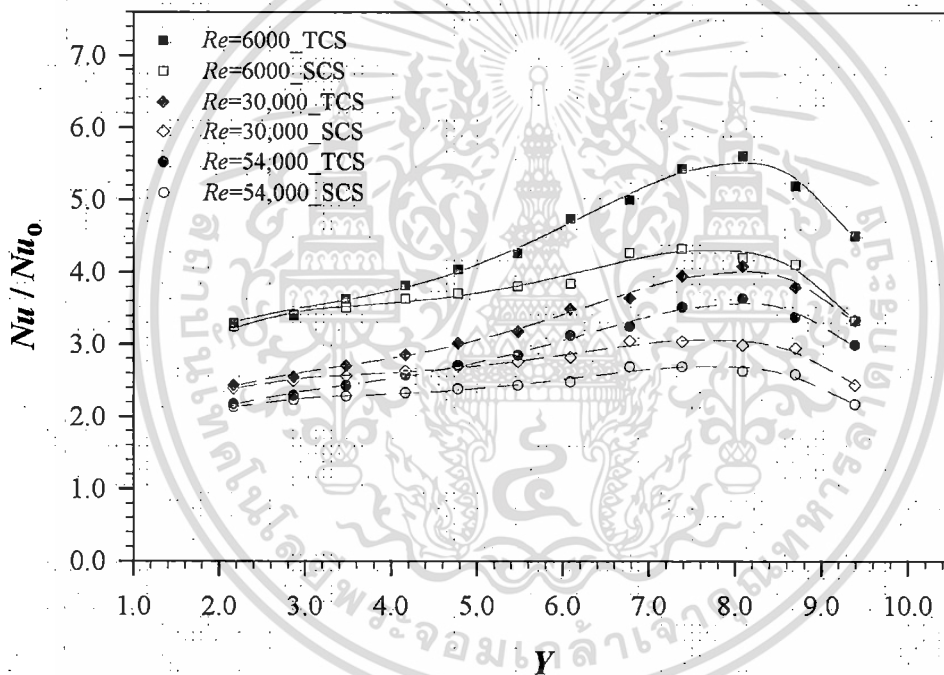


(ข) Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09 และ 9.39

รูปที่ 8.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิดเดียวกับแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครึ่งเกลียว
ท่อนในท่อเกลียว

8.2.4 อิทธิพลของ Y ต่อ Nu/Nu_0 ของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

รูปที่ 8.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่และแผ่นบิตเดี่ยว ผลจากการใช้แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่เพื่อสร้างการไหลหมุนควงให้กับของไหลที่ $Re=6000$, 30,000 และ 54,000 พบว่าเมื่อ Y เพิ่มขึ้นทำให้ค่า Nu/Nu_0 ค่อยๆ เพิ่มขึ้น จากอิทธิพลของการไหลหมุนควงที่เริ่มเสื่อมสภาพลงทำให้ของไหลบริเวณใจกลางท่อสามารถไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลบริเวณใกล้ผนังท่อได้ดีขึ้น แต่เมื่อถึง Y ค่าหนึ่ง ความหนาแน่นของการไหลหมุนควงบริเวณใจกลางท่อเริ่มลดลง แล้วส่งผลทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนลดลงด้วยที่ Y สูงๆ และการเพิ่มขึ้นของค่า Re ยังส่งผลทำให้ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นเล็กน้อย การสอดใส่แผ่นบิตคู่มีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าค่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในช่วง 0.3-36.3%, 1.5-37.2% และ 2.0-38.3% ตามลำดับ กรณีการสอดใส่แผ่นบิตคู่มีค่า Nu/Nu_0 สูงสุดที่ $Y=8.09$ ส่วนการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่า Nu/Nu_0 สูงสุดที่ $Y=6.78$ ตามลำดับ



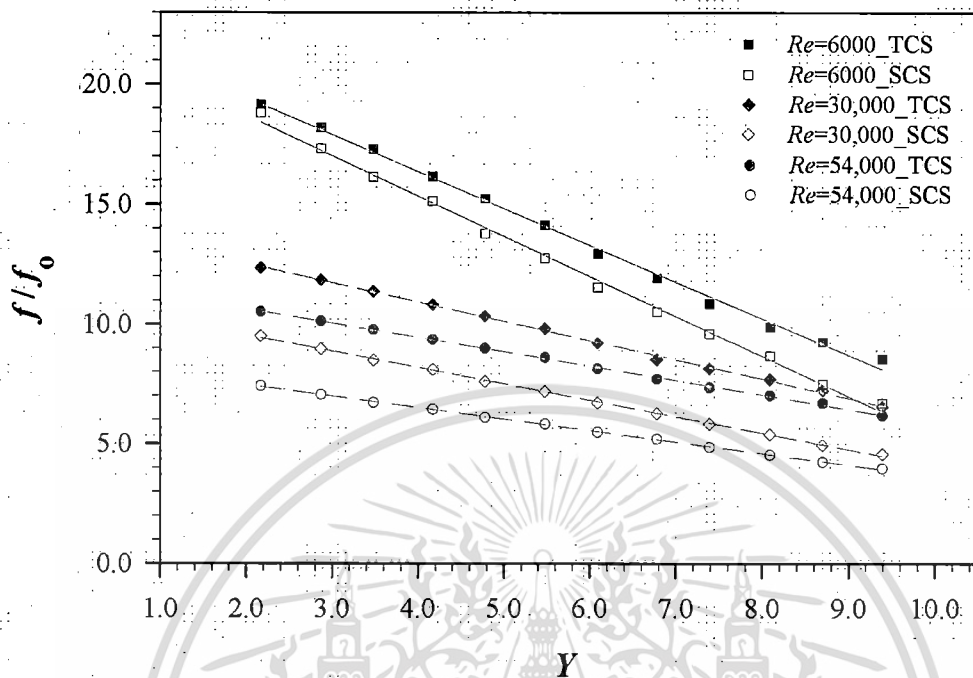
รูปที่ 8.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

8.2.5 อิทธิพลของ Y ต่อ ff_0 ของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

รูปที่ 8.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ff_0 และ Y ที่ $Re=6000$, 30,000 และ 54,000 พบว่า ff_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตทั้งสองกรณีมีค่าสูงสุดที่ Y ต่ำๆ และมีค่าต่ำสุดที่ Y สูงๆ โดย ff_0 มีแนวโน้มลดลงเมื่อ Y เพิ่มขึ้น และ ff_0 มีผลต่อ Re ที่เพิ่มสูงขึ้นน้อยมาก ปรากฏให้เห็นทั้งการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่ จากอิทธิพลของการใช้แผ่นบิตคู่เป็นอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงคู่เพื่อช่วยเพิ่ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

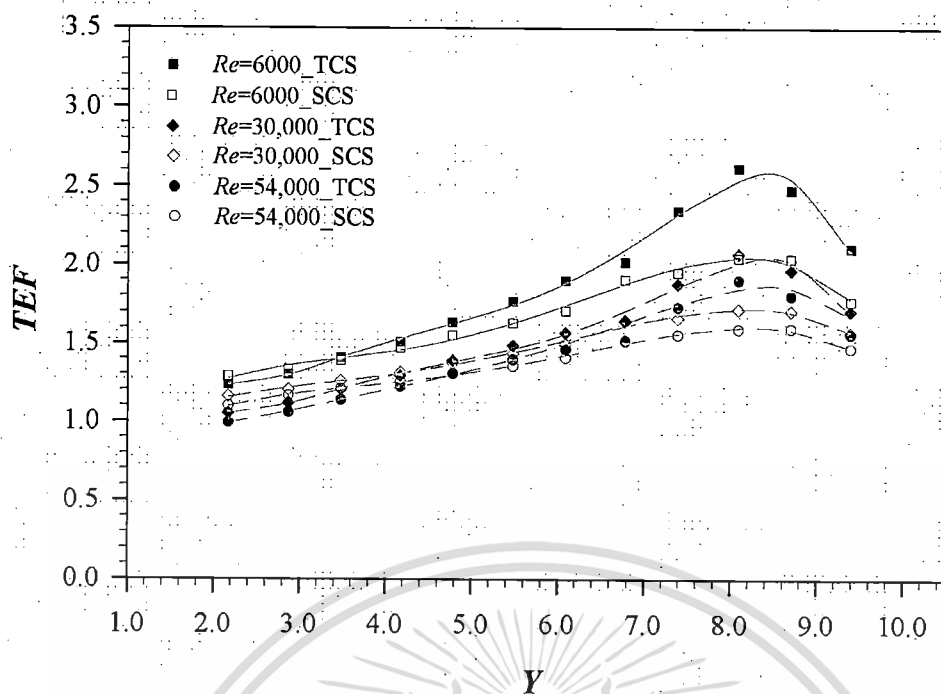
การถ่ายเทความร้อนเป็นผลทำให้มี f/f_0 ของแผ่นบิตคูมีค่าสูงกว่าค่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยว โดยเฉลี่ยประมาณ 12.2%, 37.4% และ 49.0% ที่ $Re=6000$, 30,000 และ 54,000 ตามลำดับ



รูปที่ 8.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวทอในท่อเกลียว

8.2.6 อิทธิพลของ Y ต่อ TEF ของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวทอในท่อเกลียว

รูปที่ 8.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ตั้งแต่ 2.17-9.39 ทั้งการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวทอในท่อเกลียวที่ $Re=6000$, 30,000, 54,000 ทั้งแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่ค่า TEF มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Y ที่เพิ่มขึ้น และเริ่มลดลงในช่วงปลายของ Y สำหรับการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวจะมีค่า TEF สูงสุดที่ $Y=8.70$ แต่ในกรณีของการสอดใส่แผ่นบิตคู่มิมีค่า TEF สูงสุดที่ $Y=8.09$ สำหรับช่วง Y ต่ำๆ ประมาณ 2.17-4.17 นั้นการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่น้อย เนื่องจาก Nu/Nu_0 ที่ได้จากแผ่นบิตคู่มิมีค่าเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อยเท่านั้น แต่ในทางตรงกันข้ามพบว่าค่า f/f_0 ที่เกิดขึ้นจากการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวทอในท่อเกลียวมีค่าสูงกว่ามาก ยังผลทำให้ค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่าสูงกว่าค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่น้อยที่ Y ต่ำๆ แต่เมื่อ Y เริ่มสูงขึ้น Nu/Nu_0 ที่ได้เพิ่มขึ้นนั้นมีค่าสูงกว่า f/f_0 ที่เพิ่มขึ้นอย่างมากเมื่อเทียบกับผลของแผ่นบิตเดี่ยว จึงทำให้ที่ Y ตั้งแต่ 4.78 ไปจนถึง 9.39 นั้นแผ่นบิตคู่มิมีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของแผ่นบิตเดี่ยว ซึ่งมีค่าสูงกว่าอยู่ในช่วง 5.4-27.9% สำหรับที่ $Re=6000$ ส่วนที่ $Re=30,000$ และ 54,000 มีค่าสูงกว่าในช่วง 1.0-20.6% และ 3.0-19.5% ตามลำดับ อย่างไรก็ตามหากพิจารณาภาพโดยรวมแล้วการสอดใส่แผ่นบิตคู่มิมีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวทอ



รูปที่ 8.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียว

8.3 ผลการทดลองของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียว

8.3.1 อิทธิพลของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียวต่อ Nu/Nu_0

รูปที่ 8.7 แสดงผลของ Nu/Nu_0 ภายในท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียวที่ Y ช่วง 2.17-9.39 โดยสอดใส่แผ่นบิตให้ของไหลในท่อหมุนควงในแนวแกนสวนทางกับครึ่งเกลียวท่อนท่อเกลียวท่อนท่อ จากการทดสอบพบว่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้น โดย Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่ที่ Y ต่างๆ ตั้งแต่ $Y=2.17, 3.48, 4.78$ และ 6.09 ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าค่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวในช่วง 3.2-7.4%, 0.5-5.0%, 0.9-3.9% และ 1.0-1.3% ส่วนที่ $Y=7.39$ และ 8.70 นั้นการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าค่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่ประมาณ 0.1-3.4% และ 2.4-6.3% ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 8.7 (ก) และในรูปที่ 8.7 (ข) ที่ $Y=2.87, 4.17, 5.48$ และ 6.78 แผ่นบิตคู่ยังคงมีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวในช่วง 2.4-7.0%, 0.9-5.5%, 0.2-2.4% และ 1.0-1.2% ขณะที่ $Y=8.09$ และ 9.39 ปรากฏว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวให้ค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่ประมาณ 0.4-5.4% และ 0.3-8.3% ตามลำดับ โดยรวมแล้วสังเกตได้ว่าในช่วง Y ต่างๆ ตั้งแต่ 2.17-6.09 นั้นการสอดใส่แผ่นบิตคู่จะมีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยว แต่เมื่อ Y สูงขึ้นในช่วงปลายตั้งแต่ 6.78-9.39 พบว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่ เนื่องจากผลของการไหลหมุนควงที่หนาแน่นกว่าของแผ่นบิตคู่ในช่วง Y ต่างๆ ทำให้ของไหลบริเวณใจกลางท่อสามารถไหลเข้าไปปะทะกับผนังท่อแล้วแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยว แต่เมื่อ Y เริ่มสูงขึ้นความหนาแน่นของการไหลหมุนควงในแนวแกนเริ่มเสื่อมสภาพลง

แม้ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และผลของการไหลหมุนควงของการสอดใส่แผ่นบิตคู่มีกการไหลเบียดชนกันเอง ทำให้ไม่มีพลังงานเพียงพอในการขับเคลื่อนให้ของไหลบริเวณใจกลางท่อไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผนังท่อได้ ซึ่งต่างจากการไหลหมุนควงเดียวที่ได้จากการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวที่ไม่มีการไหลหมุนควงหักล้างกันเอง ระหว่างการไหลในแนวแกน จึงทำให้มีพลังงานมากพอในการผลักดันของไหลบริเวณใจกลางท่อให้ไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผนังท่อได้ดีกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่ในช่วง Y สูงๆ จึงส่งผลทำให้ค่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่ อย่างไรก็ตามผลต่างของ Nu/Nu_0 ระหว่างแผ่นบิตเดี่ยวกับแผ่นบิตคู่มิมีนัยสำคัญที่ส่งผลต่อการตัดสินใจมากพอในการนำไปใช้งาน เนื่องจากการเพิ่มขึ้นและลดลงของ Nu/Nu_0 ไม่แตกต่างกันมาก

8.3.2 อิทธิพลของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวต่อ f/f_0

ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ ถูกนำเสนอในรูปที่ 8.8 จากการทดลองพบว่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่มิมีแนวโน้มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้นเหมือนกัน ที่ Y ต่ำสุด f/f_0 มีค่าสูงที่สุดเกิดขึ้นทั้งแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่ จากรูปได้แสดงให้เห็นว่าแผ่นบิตคู่มิมีค่า f/f_0 สูงกว่าค่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวที่ทุกค่า Y โดยมีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวในช่วง 41.1-61.6%, 38.2-59.3%, 35.0-53.3%, 34.5-57.7%, 33.0-52.9%, 30.8-52.1%, 28.8-48.9%, 32.0-45.8%, 38.5-47.5%, 37.0-45.1%, 34.1-52.2% และ 28.9-60.7% ด้วย $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 8.8 (ก) และ (ข) ค่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่มิมีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวนั้นเกิดจากการไหลหมุนควงในแนวแกนได้เกิดขึ้นพร้อมกันและใกล้กันสองแนว เมื่อวงการไหลหมุนควงหมุนไปพร้อมกันก็ทำให้การไหลหมุนควงเบียดชนกันเอง และที่บริเวณผนังท่อเกลียวก็ยังคงมีการไหลเบียดชนกัน ระหว่างการไหลหมุนควงที่เกิดขึ้นบริเวณรอบๆ ผิวท่ออันเป็นผลจากครีบกเกลียว ส่งผลทำให้ของไหลไหลออกได้ยากกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวที่มีการไหลหมุนควงเกิดขึ้นบริเวณผนังท่อเพียงอย่างเดียวและของไหลไหลออกได้สะดวกกว่าจึงเป็นผลให้ค่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวนิมีค่าต่ำกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่มิที่ทุก Y และ Re ที่ทดสอบ

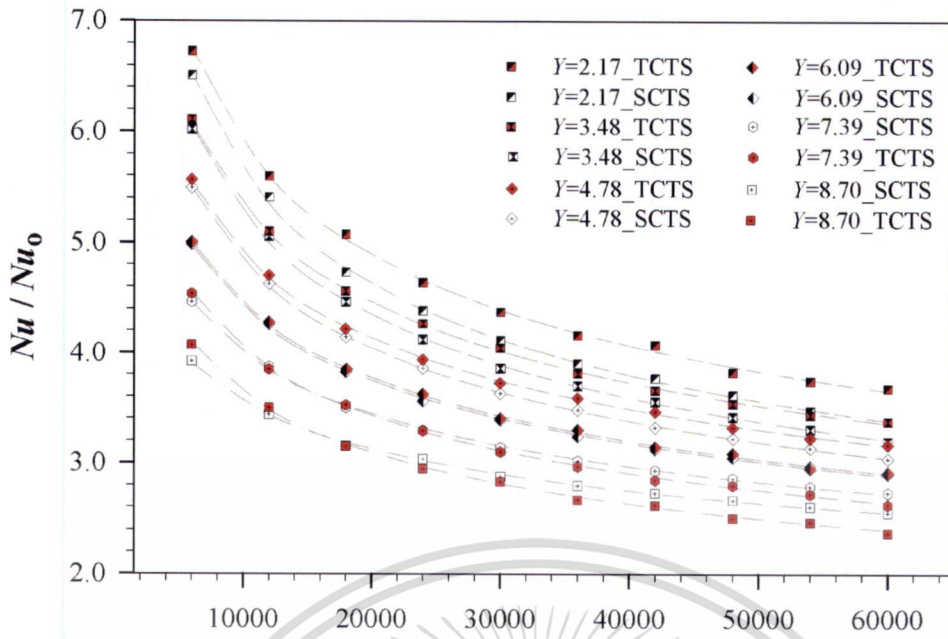
8.3.3 อิทธิพลของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวต่อ TEF

รูปที่ 8.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y เดียวกัน จากผลการทดลองพบว่า TEF มีแนวโน้มลดลงเมื่อ Re เพิ่มขึ้นและมีค่าสูงสุดที่ $Re=6000$ โดยมีค่า TEF เท่ากับ 2.13, 2.09, 2.03, 1.99, 1.94, 1.89, 1.87, 1.82, 1.75, 1.70, 1.64 และ 1.57 สำหรับแผ่นบิตคู่มิ ส่วนแผ่นบิตเดี่ยวนิมีค่า TEF เท่ากับ 2.32, 2.28, 2.25, 2.19, 2.13, 2.08, 2.03, 1.98, 1.93, 1.87, 1.83 และ 1.78 ด้วย $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 8.9 (ก) และ (ข) จากการพิจารณาเพิ่มเติมยังพบว่า การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวที่ $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70$ และ 9.39 ให้ค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่มิในช่วง 7.8-9.1%, 7.7-9.5%, 8.0-10.6%, 8.3-11.6%, 7.4-11.3%,

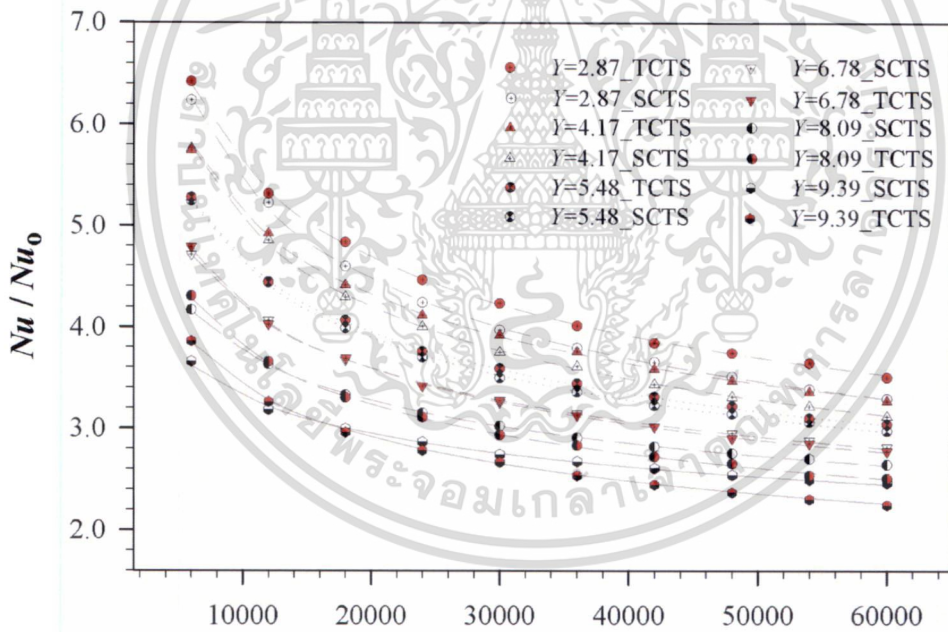
7.4-11.9%, 7.8-12.5%, 8.2-13.6%, 9.2-13.8%, 9.1-15.0%, 9.3-15.2% และ 10.1-16.4% ตามลำดับ สาเหตุที่แผ่นบิตเดี่ยวนี้อาจมีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของแผ่นบิตคู่ เนื่องจากค่า Nu/Nu_0 ที่ได้จากแผ่นบิตคู่กับแผ่นบิตเดี่ยวนี้อาจแตกต่างกันไม่มาก แต่เมื่อพิจารณาถึง f/f_0 พบว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่อาจมีค่า f/f_0 สูงกว่าค่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวนี้อาจมาก จึงส่งผลทำให้ค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวนี้อาจสูงกว่าค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบก่สียวท่อ อย่างไรก็ตาม ค่า TEF ของแผ่นบิตคู่อาจยังมีค่ามากกว่าหนึ่งในทุก Y และทุกค่า Re ที่ใช้ทดสอบ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



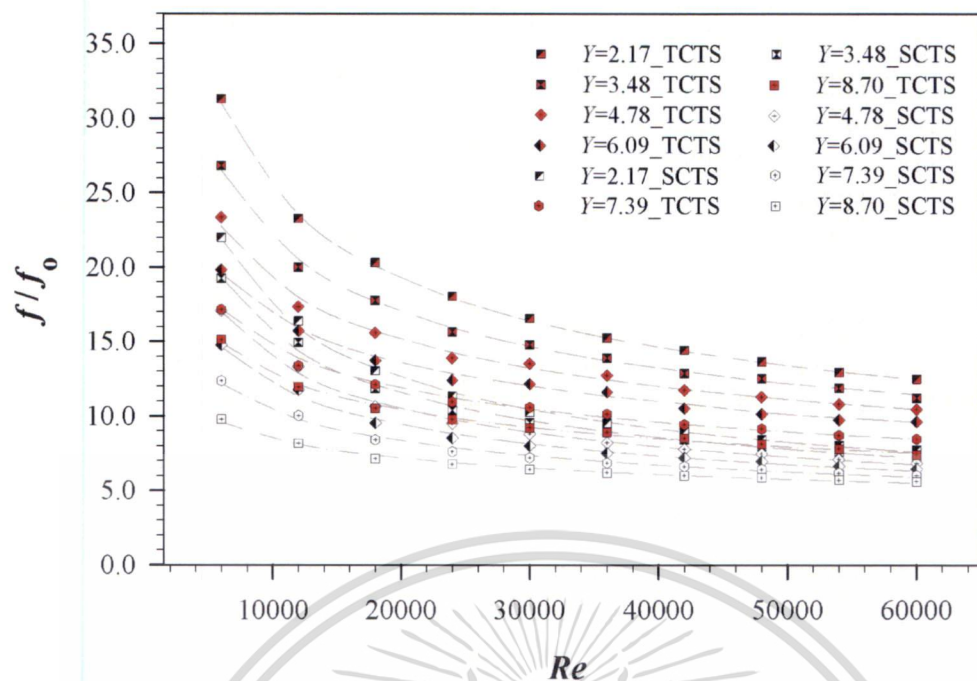
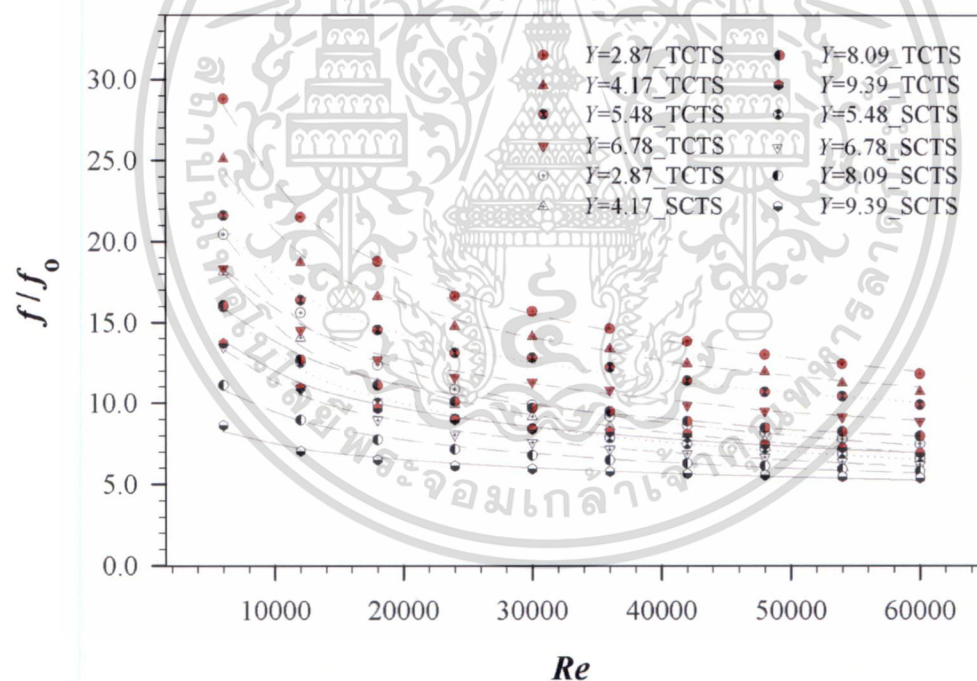
(ก) $Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39$ และ 8.70



(ข) $Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09$ และ 9.39

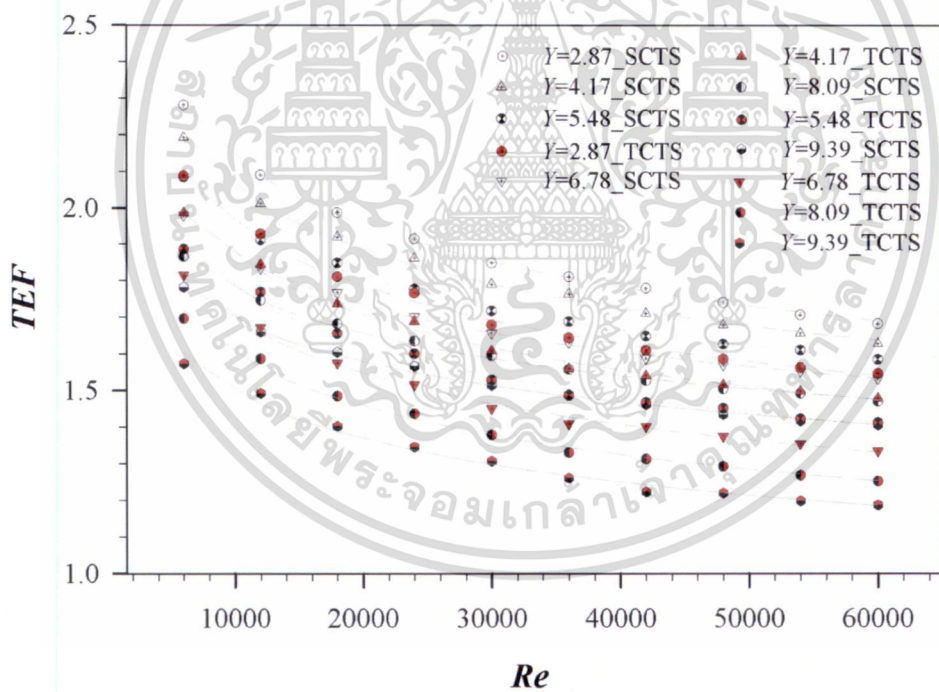
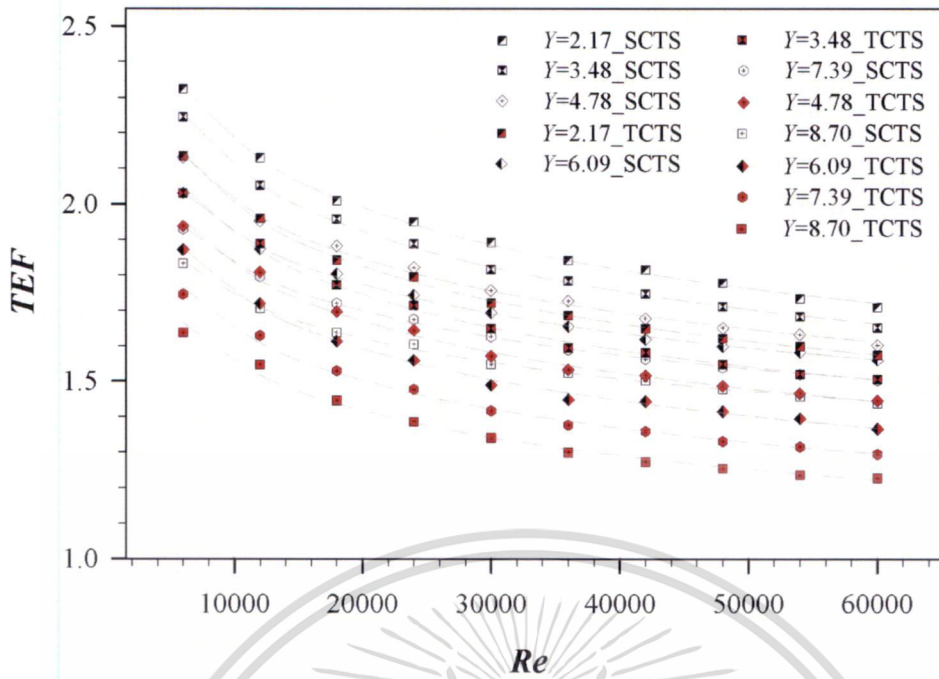
รูปที่ 8.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นบิตเดี่ยวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกี้ลียวท่อในท่อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(ก) $Y=2.17, 3.48, 4.78, 6.09, 7.39$ และ 8.70 (ข) $Y=2.87, 4.17, 5.48, 6.78, 8.09$ และ 9.39

รูปที่ 8.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของแผ่นบิตเดี่ยวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกัลเลียวท่อในท่อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

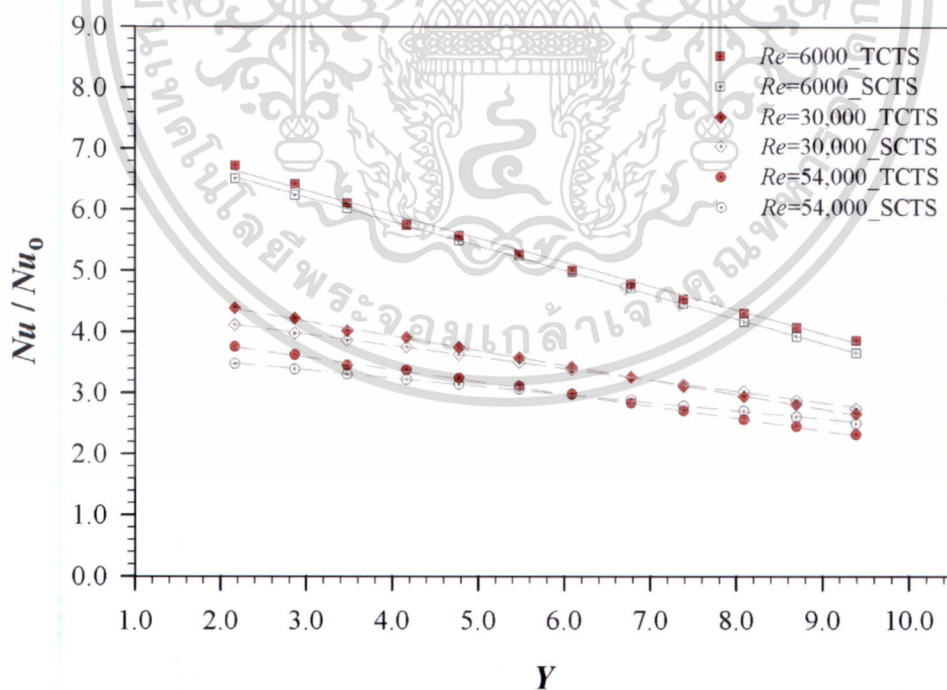


รูปที่ 8.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกัลเลียวท่อนท่อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8.3.4 อิทธิพลของ Y ต่อ Nu/Nu_0 ของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับ ครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียว

รูปที่ 8.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่และแผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียวที่ $Re=6000, 30,000$ และ $54,000$ จากรูปพบว่า Nu/Nu_0 ทั้งแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่มีแนวโน้มลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น และเมื่อ Re เพิ่มขึ้นค่า Nu/Nu_0 ก็เพิ่มขึ้นตาม เนื่องจากความหนาแน่นการไหลหมุนควงในแนวแกนบริเวณใจกลางท่อนช่วง Y ต่ำๆ และการไหลหมุนควงเริ่มเสื่อมสลายลงเมื่อ Y สูงขึ้นแล้วทำให้ของไหลมีพลังงานน้อยลงในการผลักดันให้ของไหลบริเวณใจกลางท่อนไหลเข้าไปปะทะกับผนังท่อน จึงทำให้แลกเปลี่ยนความร้อนได้น้อยลงด้วยที่ Y สูงๆ ส่งผลทำให้มี Nu/Nu_0 ลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น กรณีของการสอดใส่แผ่นบิตคู่จะมีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวในช่วง $Y=2.17-6.09$ แต่เมื่อ Y เพิ่มจาก 6.78-9.39 การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวจะมีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่ เนื่องจากที่ Y ต่ำๆ พลังงานในการผลักดันของของไหลให้เข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผนังท่อนจากการไหลหมุนควงที่ถูกสร้างโดยแผ่นบิตคู่มีค่าสูงกว่าแผ่นบิตเดี่ยวจึงทำให้มี Nu/Nu_0 สูงกว่า แต่เมื่อ Y เพิ่มสูงขึ้นถึงจุดหนึ่งประมาณ 6.09 การไหลหมุนควงมีพลังงานลดลงจนส่งผลทำให้ของไหลไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผนังท่อนได้น้อยลงและน้อยกว่าผลของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยว จึงทำให้แผ่นบิตเดี่ยวมีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าในช่วง Y ประมาณ 6.78-9.39 แต่ในช่วง Y เท่ากับ 2.17-6.09 การสอดใส่แผ่นบิตคู่มีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าค่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวประมาณ 1.1-6.7% และ 1.5-8.0% ส่วนที่ Y ช่วง 6.78-9.39 การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าค่า Nu/Nu_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่ประมาณ 0.9-3.2% และ 1.7-7.2% ตามลำดับ

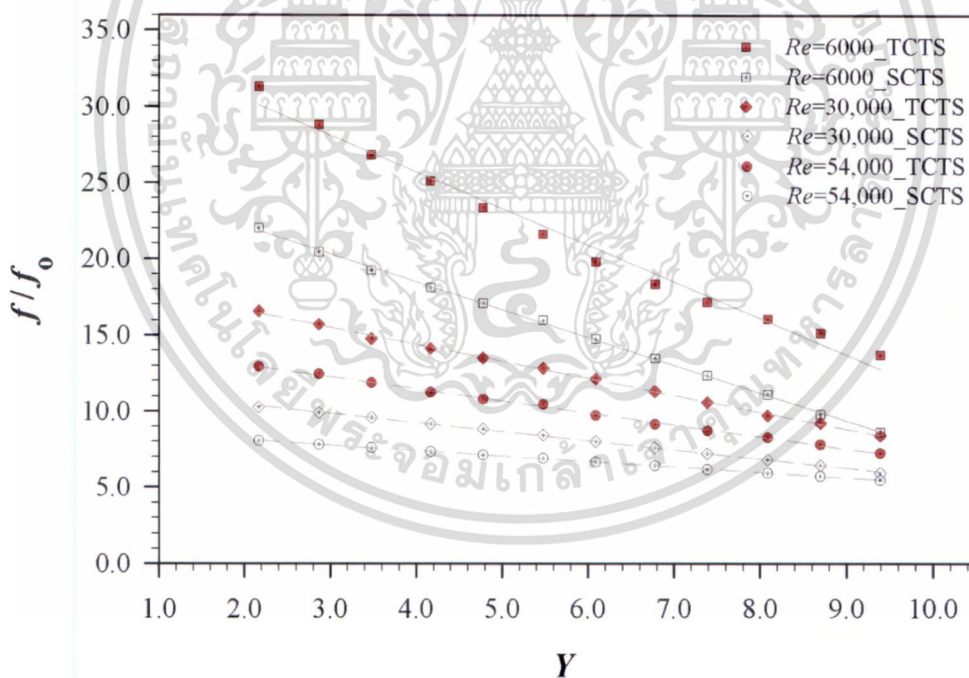


รูปที่ 8.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับ ครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8.3.5 อิทธิพลของ Y ต่อ f/f_0 ของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

รูปที่ 8.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re จากการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวกับแผ่นบิตคู่เป็นอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงสวนทางกับครีบกเกลียวท่อเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้น ซึ่งส่งผลต่อการสูญเสียพลังงานการไหลเพิ่มมากขึ้น จากผลการทดลองพบว่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่และแผ่นบิตเดี่ยวมีค่าสูงที่สุดที่ Re ต่ำสุด ลักษณะแนวโน้มของ f/f_0 มีค่าลดลงตาม Y ที่เพิ่มขึ้น f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่ที่ $Re=6000$, $30,000$ และ $54,000$ มีค่าสูงกว่าค่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวประมาณ 29.8-70.3%, 41.2-61.3% และ 32.3-60.8 % ตามลำดับ เหตุผลที่แผ่นบิตคู่มี f/f_0 สูงกว่าแผ่นบิตเดี่ยวที่ Y และที่ Re เดียวกัน เนื่องจากแผ่นบิตคู่ถูกออกแบบขึ้นมาให้ของไหลมีการไหลหมุนควงคู่ในแนวแกนและไหลหมุนควงร่วมไปพร้อมกันภายในท่อเกลียว ในขณะที่ไหลไปพร้อมกันนั้นลำการไหลหมุนควงได้เบียดชนกันและต้านกันเอง จึงส่งผลให้มีการสูญเสียพลังงานการไหลมากขึ้น แต่กรณีของแผ่นบิตเดี่ยวมีเพียงลำการไหลเดี่ยวเท่านั้น ดังนั้นจึงทำให้ f/f_0 ของท่อที่สอดใส่แผ่นบิตคู่มีค่า f/f_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยว และเมื่อ Y เพิ่มขึ้นค่า f/f_0 ของท่อที่สอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่มีแนวโน้มลดลงนั้นเกิดจากจำนวนลอนของแผ่นบิตได้ลดน้อยลงทำให้พื้นที่สัมผัสของเหลวที่ไหลผ่านแผ่นบิตและมุมการไหลเข้าปะทะของแผ่นบิตมีค่าลดลง ส่งผลทำให้ของไหลมีการสูญเสียพลังงานการไหลน้อยลงและทำให้ f/f_0 มีค่าลดลงตาม Y ที่เพิ่มสูงขึ้น

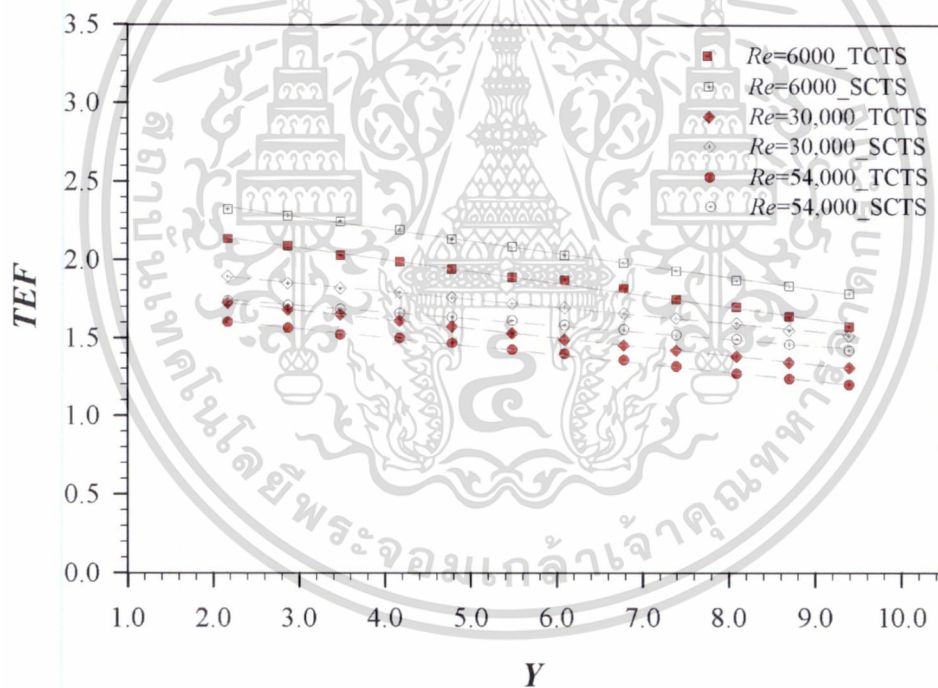


รูปที่ 8.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อในท่อเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8.3.6 อิทธิพลของ Y ต่อ TEF ของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียว

รูปที่ 8.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Y ที่ $Re=6000, 30,000, 54,000$ จากการทดลองพบว่า การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่า TEF สูงที่สุดด้วยค่าประมาณ 2.3 ซึ่งเกิดขึ้นที่ $Y=2.17$ ส่วนการสอดใส่แผ่นบิตคู่มีค่า TEF สูงที่สุดที่ Y เดียวกันด้วยค่าเท่ากับ 2.1 ซึ่งเกิดขึ้นที่ $Re=6000$ แต่เมื่อ Re มีค่าสูงขึ้นค่า TEF ก็เริ่มลดลง เนื่องจากสัดส่วนของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 มีค่าสูงกว่าที่ Re ต่ำๆ และเริ่มลดลงตาม Re ที่เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกันระหว่างการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวกับแผ่นบิตคู่ พบว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวที่ $Re=6,000, 30,000$ และ $54,000$ มีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่ประมาณ 7.8-11.7%, 9.0-13.7% และ 7.8-15.4% ตามลำดับ เหตุผลที่ค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่ เนื่องจากผลของ Nu/Nu_0 ระหว่างการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวกับแผ่นบิตคู่ที่มีค่าใกล้เคียงกัน แต่พลังงานการไหลที่สูญเสียไปกับความเสียดทานหรือ f/f_0 นั้น พบว่าผลของการสอดใส่แผ่นบิตคู่มีค่าสูงกว่าผลของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมาก จึงส่งผลทำให้การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่ที่ทุกค่า Re และทุกค่า Y



รูปที่ 8.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF กับ Y ของแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียว

8.4 สรุปผลเปรียบเทียบระหว่างการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่ในท่อเกลียว

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียวที่ $PR=0.27, HR=0.06$ โดยใช้แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่ทั้งบิตตามและสวนทางกับครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียวท่อน เพื่อศึกษาอิทธิพลของทิศทางการบิตและ Y จากการทดลองพบว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียวท่อนเพื่อสร้างการไหลหมุนวนคงที่ในแนวแกนนั้นจะมีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบกเกลียวท่อนท่อเกลียวท่อนที่มีการไหลไม่วุ่นวายใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หมุนควงเดี่ยว ซึ่งการสอดใส่แผ่นบิตคูมีค่า Nu/Nu_0 สูงสุดที่ $Y=8.09$ ขณะที่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่า Nu/Nu_0 สูงสุดที่ $Y=6.78$ ส่วนความดันสูญเสียที่เพิ่มขึ้นในทอมของ f/f_0 พบว่าการสอดใส่แผ่นบิตคูมีค่า f/f_0 สูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวที่ทุกค่า Re และทุกค่า Y ทั้งแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคูมีค่า f/f_0 สูงที่สุดที่ Y บิตต่ำสุดและมีค่า f/f_0 ต่ำที่สุดที่ Y สูงสุด ซึ่งมีแนวโน้มลดลงตาม Re และ Y ที่เพิ่มขึ้น การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคูมีค่า TEF สูงสุดที่ Re ต่ำสุด การสอดใส่แผ่นบิตคูมีค่า TEF สูงสุดที่ $Y=8.09$ แต่การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่า TEF สูงสุดที่ $Y=8.70$

กรณีการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคูที่มีทิศทางการบิดสวนทางกับครีบกเกลียวทอในทอเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.06$ ผลของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคูมีค่าใกล้เคียงกันและมีค่าสูงสุดที่ Y ต่ำสุด ขณะที่ f/f_0 มีค่าต่างกันมาก โดยการสอดใส่แผ่นบิตคูมีค่า f/f_0 สูงกว่าค่า f/f_0 ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวที่ทุก Re และทุก Y ทั้งแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคูมีค่า f/f_0 สูงที่สุดที่ Y ต่ำสุด และมีค่า f/f_0 ต่ำที่สุดที่ Y สูงสุด ซึ่งมีแนวโน้มลดลงตาม Re และ Y ที่เพิ่มขึ้น การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคูมีค่า TEF สูงสุดที่ Re ต่ำสุด และเมื่อเปรียบเทียบกันแล้วพบว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคูแบบบิดสวนทางกับครีบกเกลียวทอทุกค่า Re และทุกค่า Y



สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

9.1 สรุปผลการทดลอง

การศึกษาวิจัยเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตนี้ ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Nu/Nu_0) และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (TEF) ด้วยท่อเกลียว ท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามกับบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ และการสอดใส่แผ่นคู่ในท่อเกลียวด้วยการบิตตามครีบกเกลียวท่อ บิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อ และบิตสวนทางกันในท่อเกลียว ทั้งแผ่นบิตเดี่ยวและแผ่นบิตคู่มี Y เท่ากัน จากการทดลองสามารถสรุปผลได้ดังนี้

9.1.1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ท่อเกลียว

9.1.1.1 การทดลองท่อเกลียวที่ PR ในช่วง 0.18-0.27 และ HR ในช่วง 0.02-0.06 พบว่าท่อเกลียวทุกท่อที่ใช้ทดสอบสามารถช่วยเพิ่ม Nu ให้สูงกว่าท่อผิวเรียบได้ โดยมีค่า Nu เพิ่มขึ้นเฉลี่ยในช่วง 31-142% และท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.06$ มี Nu สูงที่สุด โดยมีค่า Nu/Nu_0 เฉลี่ย 2.45 เท่า ส่วน f ของท่อเกลียวมีค่าสูงกว่าท่อผิวเรียบเฉลี่ย 78-127% โดยมีค่า ff_0 ในช่วง 1.7-3.6 เท่า ตลอดช่วง Re ที่สนใจศึกษา

9.1.1.2 ท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.06$ มีค่า TEF สูงสุดที่ Re ต่ำสุด มีค่าประมาณ 2.2 หรือมีค่าโดยเฉลี่ยประมาณ 1.9 ในช่วง Re ที่ทดสอบ ขณะที่ท่อเกลียวกรณีอื่นยังคงมีค่า TEF มากกว่าหนึ่ง

9.1.1.3 การศึกษาอิทธิพลของ PR และ HR ของครีบกเกลียวท่อที่ Re ต่างๆ พบว่า การเพิ่ม PR และ HR ของครีบกเกลียวท่อสามารถช่วยเพิ่ม Nu ให้สูงขึ้นได้พอสมควร แต่การเพิ่ม HR ของครีบกเกลียวท่อจะมีอิทธิพลต่อ Nu มากกว่าการเพิ่ม PR ของครีบกเกลียวท่อ ซึ่งการเพิ่ม HR ของครีบกเกลียวท่อสามารถช่วยเพิ่ม Nu ได้สูงขึ้นเฉลี่ยในช่วง 24-29% และการเพิ่ม PR ของครีบกเกลียวท่อทำให้ Nu เพิ่มขึ้นเฉลี่ยในช่วง 7-10% ตลอดช่วง Re ที่ทำการศึกษา

9.1.1.4 การเพิ่ม HR ของครีบกเกลียวท่อส่งผลทำให้ f เพิ่มขึ้นเฉลี่ยในช่วง 8-11% แต่การเพิ่ม PR ของครีบกเกลียวท่อทำให้ f เพิ่มขึ้นแค่เพียง 2-3% ในช่วง Re ที่ใช้ทดลอง

9.1.1.5 อิทธิพลของการเพิ่ม HR ของครีบกเกลียวท่อกับการเพิ่ม PR ของครีบกเกลียวท่อต่อ TEF พบว่า การเพิ่ม HR ของครีบกเกลียวท่อจะมีอิทธิพลต่อ TEF มากกว่าการเพิ่ม PR ของครีบกเกลียวท่อ ซึ่งการเพิ่ม HR ของครีบกเกลียวท่อทำให้ TEF เพิ่มขึ้นเฉลี่ยในช่วง 20-25% แต่การเพิ่ม PR ของครีบกเกลียวท่อทำให้ TEF เพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อยเฉลี่ยประมาณ 6-9%

9.1.1.6 ผลการทดลองของท่อเกลียวที่ PR ในช่วง 0.18-0.27 และ HR ในช่วง 0.02-0.06 เกี่ยวกับ Nu , f และ TEF ถูกนำไปสร้างเป็นสหพันธ์สำหรับใช้ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในอนาคต

9.1.2 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียวด้วยแผ่นบิตเดี่ยว

9.1.2.1 การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวด้วย Y ตั้งแต่ 2.17-9.39 เข้าไปในท่อเกลียวที่มี TEF สูงที่สุด คือท่อเกลียวที่ $PR=0.27$, $HR=0.06$ สามารถช่วยเพิ่ม Nu ได้สูงกว่าท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตเดี่ยว การคำนวณค่า ff_0 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บิตเฉลี่ยในช่วง 3-31% สำหรับท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ $Y=6.78$ สามารถช่วยเพิ่ม Nu ได้สูงที่สุด ส่วนกรณีของท่อเกลียวที่สอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียวสามารถช่วยเพิ่ม Nu ได้สูงกว่าท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตเฉลี่ยในช่วง 18-78% โดยมีค่า Nu สูงสุดที่ $Y=2.17$

9.1.2.2 ท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ Y ต่างๆ พบว่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียวมีค่าต่ำกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตเฉลี่ยในช่วง 2-37% แต่การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียวนั้นสามารถช่วยทำให้ TEF มีค่าสูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตเฉลี่ยในช่วง 1-7% ซึ่งเกิดขึ้นกับท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบบิตเกลียวท่อที่ $Y=2.17-4.17$ แต่การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียวที่ $Y=4.78-9.39$ มีค่า TEF ต่ำกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตเดี่ยวเฉลี่ยในช่วง 1-15%

9.1.2.3 การสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวเข้าไปในท่อเกลียวทั้งแบบบิตตามครีบบิตเกลียวท่อและบิตสวนทางกับครีบบิตเกลียวท่อที่ Y ต่างๆ พบว่า f มีค่าสูงสุดที่ Y ต่ำสุด และมีค่า f/f_0 เท่ากับ 18.8 เท่า และ 22 เท่า ตามลำดับ สำหรับการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียวมี f สูงกว่าค่า f ของท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตเฉลี่ยในช่วง 119-368 % และ 188-418 % ในกรณีของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียว

9.1.2.4 การศึกษาอิทธิพล Y ของแผ่นบิตเดี่ยวที่ถูกสอดใส่เข้าไปในท่อเกลียว พบว่าค่า Nu และ TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียวมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Y ที่เพิ่มขึ้นไปจนถึงค่าหนึ่งแล้วค่าเริ่มลดลง แต่ในกรณีของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียวพบว่า Nu มีค่าสูงสุดที่ Y ต่ำสุด และมีแนวโน้มลดลงเมื่อ Y เพิ่มขึ้น อันเป็นผลจากการไหลหมุนควงที่ทำให้ของไหลสามารถไหลเข้าไปสัมผัสกับผนังท่อได้ดีกว่า ขณะที่ f ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวในท่อเกลียวทั้งสองกรณีค่ามีแนวโน้มลดลงเมื่อ Y เพิ่มขึ้น

9.1.2.5 Nu , f และ TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตสวนทางกับครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียวมีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวแบบบิตตามครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียวเฉลี่ยในช่วง 1-74%, 10-32% และ 2-69% ตามลำดับ สำหรับช่วง Y และ Re ที่สนใจศึกษา

9.1.2.6 ผลการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวในท่อเกลียวถูกนำไปสร้างเป็นสหพันธ์ทางด้าน Nu , f และ TEF สำหรับใช้ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในอนาคต

9.1.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียวด้วยแผ่นบิตคู่

9.1.3.1 การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียวที่มี TEF สูงที่สุดพบว่า สามารถช่วยเพิ่ม Nu ได้สูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตโดยเฉลี่ยในช่วง 14-90% และมีค่า Nu สูงสุดที่ $Y=2.17$ ส่วนการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบบิตเกลียวท่อในท่อเกลียวมีค่า Nu สูงกว่าค่า Nu ของท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตโดยเฉลี่ยในช่วง 4-75% โดยมีค่า Nu สูงสุดที่ $Y=8.09$ ขณะที่การสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวมีค่า Nu สูงกว่าค่า Nu ของท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตโดยเฉลี่ยในช่วง 20-200% และมีค่า Nu สูงสุดที่ $Y=4.17$

9.1.3.2 f ของท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันมีค่าสูงกว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบอื่น และมีค่าสูงกว่าค่า f ของท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตเฉลี่ยในช่วง 180-

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1049% ขณะที่ f ของท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อและแผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อมี่ค่า f สูงกว่าค่า f ของท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตเฉลี่ยในช่วง 313-702% และ 217-495% ตามลำดับ

9.1.3.3 TEF ของท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันมีค่าสูงกว่าค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบอื่น โดยมีค่า TEF สูงสุดประมาณ 3.4 เกิดขึ้นที่ $Y=4.17$ และมีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตเฉลี่ยในช่วง 5-51% ส่วนท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อมี่ค่า TEF ต่ำกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตเฉลี่ยในช่วง 2-27% และกรณีของท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อมี่ $Y=7.39-8.70$ มีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวที่ไม่ได้ใส่แผ่นบิตเฉลี่ยในช่วง 6-17% แต่ที่ Y ค่าที่เหลือยังคงมีค่า TEF สูงกว่าหนึ่ง

9.1.3.4 การเพิ่ม Y ทำให้ Nu และ TEF ของท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันมีค่าเพิ่มขึ้นในช่วงต้นแล้วค่อยลดลงเมื่อ Y เพิ่มขึ้น แต่กรณีของท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อมี่แนวโน้มลดลงเมื่อ Y เพิ่มขึ้น และกรณีของท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตตามครีบกเกลียวท่อมี่แนวโน้มเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ เมื่อ Y เพิ่มขึ้นแล้วค่อยลดลงในช่วงปลายของ Y สำหรับ f ของท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่ทั้ง 3 ลักษณะมีแนวโน้มลดลงเมื่อ Y เพิ่มขึ้น โดยการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันในท่อเกลียวมีค่า f สูงที่สุด และการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบตามครีบกเกลียวท่อมี่ค่า f ต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับ Y เดียวกัน

9.1.3.5 อิทธิพลของลักษณะการบิตมีอิทธิพลต่อ Nu และ TEF พบว่าที่ Y เท่ากัน ท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันมีค่า Nu สูงกว่าท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อโดยเฉลี่ยในช่วง 37-44% และมีค่าสูงกว่าท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบตามครีบกเกลียวท่อโดยเฉลี่ยในช่วง 13-145% ขณะที่ท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกันมีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อโดยเฉลี่ยในช่วง 37-42% และมีค่า TEF สูงกว่าค่า TEF ของท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่แบบตามครีบกเกลียวท่อโดยเฉลี่ยในช่วง 8-108% ตามลำดับ

9.1.3.6 การถ่ายเทความร้อนระหว่างการสอดใส่แผ่นบิตเดียวกับแผ่นบิตคู่แบบบิตตามและบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อมี่ค่า Y เท่ากัน พบว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่มี่ค่า Nu สูงกว่าค่า Nu ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวโดยเฉลี่ยในช่วง 1-38% สำหรับกรณีการบิตสวนทางกับครีบกเกลียวท่อมี่ค่า TEF ของท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวมีค่าสูงกว่าค่า TEF ของการสอดใส่แผ่นบิตคู่ในท่อเกลียวโดยเฉลี่ยในช่วง 8-14% แต่ f ของท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่มี่ค่าสูงกว่าค่า f ของการสอดใส่แผ่นบิตเดี่ยวในท่อเกลียวโดยเฉลี่ยในช่วง 29-56%

9.1.3.7 ผลการสอดใส่แผ่นบิตคู่ในท่อเกลียวทั้งสามลักษณะถูกนำมาสร้างเป็นสหพันธ์ทางด้าน Nu, f และ TEF สำหรับใช้ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในอนาคต

9.2 ข้อเสนอแนะ

การศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่และแผ่นบิตเดี่ยวเพื่อสร้างการไหลหมุนวนและการไหลหมุนวนอันเกิดจากครีบกเกลียวท่อ ซึ่งการศึกษาวิจัยครั้งนี้ถูกจำกัดด้วยความสามารถของเครื่องจักรในการขึ้นรูปลักษณะผิวท่อ ความหนาของท่อทองแดงในการสร้างค่าความสูงของครีบกท่อ และระยะพิชชีให้มีค่ามากกว่านี้ไม่ได้ สำหรับในอนาคตควรศึกษาตัว

แปรอย่างอื่นเพิ่มเติมอีก เพื่อให้เกิดเทคโนโลยีและองค์ความรู้ใหม่ในหลายๆ ด้าน ซึ่งทำให้ได้ข้อมูลในการนำเอาไปพัฒนาปรับปรุงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหรืออุปกรณ์ด้านความร้อนอื่นๆ ให้มี Nu และ TEF เพิ่มขึ้น และควรลดความดันสูญเสียที่เกิดจากการใช้อุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงให้น้อยลง จึงมีข้อเสนอแนะดังนี้

9.2.1 ควรศึกษาการเพิ่มความสูงของครีบเกลียวและระยะพิตซ์ให้มากกว่านี้ จากที่ได้ศึกษาไปแล้วนั้นพบว่า เมื่อความสูงของครีบเพิ่มขึ้นและระยะพิตซ์เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Nu และ TEF เพิ่มขึ้น แต่การเพิ่มขึ้นของค่า Nu และ TEF จะเพิ่มขึ้นตาม HR และ PR ตลอดไปหรือไม่ก็น่าสนใจ

9.2.2 ควรลดพื้นที่สัมผัสการไหลของแผ่นบิตเดี่ยวให้น้อยลง อาจเจาะร่องกลางแผ่นเป็นรูปสี่เหลี่ยม แล้วทำการศึกษาอัตราส่วนของความกว้างและความยาวของร่องกลางที่เจาะต่อค่าต่างๆ ซึ่งคาดว่า การเจาะร่องกลางแผ่นบิตเดี่ยวจะช่วยให้ความดันสูญเสียลดลงมากพอสมควร และส่งผลทำให้ TEF ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้นได้อีกพอสมควร

9.2.3 จากการศึกษาใช้แผ่นบิตคู่ พบว่าการไหลหมุนควงคู่สามารถช่วยเพิ่ม Nu และ TEF ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้สูงขึ้น เพราะฉะนั้นถ้าหากเพิ่มการไหลหมุนควงให้มีจำนวนมากขึ้นเป็น 3 ลำ หรือ 4 ลำของการไหลภายในท่อโดยสร้างเป็นแผ่นบิตเล็กๆ 3-4 แผ่น วางซ้อนกันในท่อเกลียว น่าจะช่วยทำให้ Nu และ TEF เพิ่มสูงกว่านี้

9.2.4 ควรศึกษาการใช้แผ่นบิตแบบเว้นระยะการบิต ซึ่งการสอดใส่แผ่นบิตไม่เต็มความยาวท่ออาจจะทำให้ความดันสูญเสียลดลงได้มาก และช่วงที่เว้นระยะของการบิตก็ยังคงมีการไหลหมุนควงอยู่ ซึ่งการแลกเปลี่ยนความร้อนอาจลดลงเพียงเล็กน้อย วิธีนี้สามารถช่วยเพิ่ม TEF ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้อีกวิธีหนึ่ง

9.2.5 ควรศึกษาการใช้แผ่นบิตคู่ที่แผ่นบิตแต่ละแผ่นมี Y ต่างกัน นำมาเชื่อมประกบกันแล้วนำไปทดสอบ คาดว่าน่าจะลดการสูญเสียความดันลงไปได้พอสมควร ขณะที่ Nu คงเปลี่ยนไปจากเดิมน้อยมาก ซึ่งจะส่งผลทำให้ TEF ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้น

บรรณานุกรม

- Agarwal, S.K. and Raja Rao, M. 1996. "Heat Transfer Augmentation for the Flow of a Viscous Liquid in Circular Tubes Using Twisted Tape Inserts." **International Journal Heat Mass Transfer**. 39 : 3547-3557.
- Al-Fahed, S. and Chakroun, W. 1996. "Effect of Tube-Tape Clearance on Heat Transfer for Fully Developed Turbulent Flow in a Horizontal Isothermal Tube." **International Journal Heat and Fluid Flow**. 17 : 173-178.
- Al-Fahed, S., Chamra, L.M. and Chakroun, W. 1999. "Pressure Drop and Heat Transfer Comparison for bolt Microfin Tube and Twisted-Tape Inserts in Laminar Flow." **Experimental Thermal and Fluid Sciences**. 18 : 323-333.
- ANSI/ASME, **Measurement Uncertainty**, PTC 19, 1-1985. Part I, 1986.
- Ayub, Z.H. and Al-Fahed, S.F. 1993. "The Effect of Gap Width between Horizontal Tube and Twisted Tape on the Pressure Drop in Turbulent Water Flow." **International Journal Heat and Fluid Flow**. 14: 64-67.
- Barba, A., Rainieri, S. and Spiga, M. 2002. "Heat Transfer Enhancement in a Corrugated Tube." **Int. Comm. Heat Mass Transfer**. 29: 313-322.
- Bharadwaj, P., Khondge, A.D. and Date, A.W. 2009. "Heat Transfer and Pressure Drop in a Spirally Grooved Tube with Twisted Tape Insert." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 52 : 1938-1944.
- Brognaux, L.J., Webb, R.L. and Chamra, L.M. 1997. "Single-Phase Heat Transfer in Micro-Fin Tubes." **International Journal Heat Mass Transfer**. 40 : 4345-4357.
- Cakmak, G. and Yildiz, G. 2007. "The Influence of the Injectors with Swirling Flow Generating on the Heat Transfer in the Concentric Heat Exchanger." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 34 : 728-739.
- Ceylan, K. and Kelbaliyev, G. 2003. "The Roughness Effects on Friction Factor and Heat Transfer in the Fully Developed Turbulent Flow in Pipes." **Applied Thermal Engineering**. 23 : 557-570.
- Chang, S.W., Jan, Y.J. and Su, L.M. 2004. "Heat Transfer in an Axially Rotating Tube Fitted with Twin Twisted Tapes." **JSME International Journal**. 47 : 637-646.
- Chang, S.W., Yu, K.W. and Lu, M.H. 2005. "Heat Transfer in Tube Fitted with Single, Twin, and Triple Twisted Tapes." **Experimental Heat Transfer**. 18 : 279-294.
- Chang, S.W., Jan, Y.J. and Liou, J.S. 2007a. "Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Tube Fitted with Serrated Twisted Tape." **International Journal of Thermal Sciences**. 46 : 506-518.
- Chang, S.W., Yang, T.L. and Liou, J.S. 2007b. "Heat Transfer and Pressure Drop in Tube with Broken Twisted Tape Insert." **Experimental Thermal and Fluid Sciences**. 32 : 489-501.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Chen, J., Steinhagen, H.M. and Duffy, G.G. 2001. "Heat Transfer enhancement in dimpled Tubes." **Applied Thermal Engineering**. 21 : 535-547.
- Dong, Y., Huixiong, L. and Tingkuan, C. 2001. "Pressure Drop, Heat Transfer and Performance of Single-Phase Turbulent Flow in Spirally Corrugated Tubes." **Experimental Thermal and Fluid Sciences**. 24 : 131-138.
- Durmus, A., Durmus, A. and Esen, M. 2002. "Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Concentric Heat Exchanger with Snail Entrance." **Applied Thermal Engineering**. 22 : 321-332.
- Durmus, A., Kurtbas, I., Gulcimen, F. and Turgut, E. 2004. "Investigation of the Effect of Co-Axis Free Rotating Propeller-Type Turbulators on The Performance of Heat Exchanger." **Int. Comm. Heat Mass Transfer**. 31 : 133-142.
- Eiamsa-ard, S. and Promvong, P. 2005. "Enhancement of Heat Transfer in a Tube with Regularly-Spaced Helical Tape Swirl Generators." **Solar Energy**. 78 : 483-494.
- Eiamsa-ard, S. 2006. "Effect of Swirling Flow on Heat Transfer and Flow Characteristics in Tubes." Doctor of Engineering Thesis in Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang.
- Eiamsa-ard, S. and Promvong, P. 2006. "Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Characteristics in a Circular Tube Fitted with V-Nozzle Turbulators." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 33 : 591-600.
- Eiamsa-ard, S. and Promvong, P. 2007. "Heat Transfer Characteristics in a Tube Fitted with Helical Screw-Tape with/without Core-Rod Inserts." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 34 : 176-185.
- Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K. and Sripattanapipat, S. 2009. "3-D Numerical Simulation of Swirling Flow and Convective Heat Transfer in a Circular Tube Induced by Means of Loose-Fit Twisted Tapes." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 36 : 947-955.
- Eiamsa-ard, S., Tianpong, C. and Eiamsa-ard, P. 2010a. "Turbulent Heat Transfer Enhancement by Counter/Co-Swirling Flow in a Tube Fitted with Twin Twisted Tapes." **Experimental Thermal and Fluid Science**. 34 : 53-62.
- Eiamsa-ard, S., Tianpong, C., Eiamsa-ard, P. and Promvong, P. 2010b. "Thermal Characteristics in a Heat Exchanger Tube Fitted with Dual Twisted Tape." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 37 : 39-46.
- Ganeshan, S. and Raja, R.M. 1982. "Studies on Thermohydraulics of Single and Multi-Start Spirally Corrugated Tubes for Water and Time-Independent Power Law Fluids." **International Journal Heat Mass Transfer**. 25 : 1013-1022.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Garcia, A., Vicente, P.G. and Viedma, A. 2005. "Experimental Study of Heat Transfer Enhancement with Wire Coil Inserts in Laminar-Transition-Turbulent Regimes at Different Prandtl Numbers." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 48 : 4640-4651.
- Gregory, J.Z., Louay, M.C. and Pedro, J.M. 2008. "Experimental Determination of Heat Transfer and Friction in Helically-Finned Tubes." **Experimental Thermal and Fluid Science**. 32 : 761-775.
- Gul, H. and Evin, D. 2007. "Heat Transfer Enhancement in Circular Tubes Using Helical Swirl Generator Insert at the Entrance." **International Journal of Thermal Sciences**. 46 : 1297-1303.
- Gunes, S., Ozceyhan, V. and Buyukalaca, O. 2010. "The Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Tube with Coiled Wire Inserts Placed Separately from the Tube Wall." **Applied Thermal Engineering**. 30 : 1719-1725.
- Huang, Z.F., Nakayama, A., Yang, K., Yang, C. and Liu, W. 2010. "Enhancing Heat Transfer in the Core Flow by Using Porous Medium Insert in a Tube." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 53 : 1164-1174.
- Incropera, F.P. and Dewitt, D.P. 2002. **Introduction to Heat Transfer**: 4th edition. New York : John-Wiley & Sons.
- Jensen, M.K. and Vlakancic, A. 1999. "Experimental Investigation of Turbulent Heat Transfer and Fluid Flow in internally Finned Tubes." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 42 : 1343-1351.
- Jaisankar, S., Radhakrishnan, T.K. and Sheeba, K.N. 2009. "Experimental Studies on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Forced Circulation Solar Water Heater System Fitted with Helical Twisted Tapes." **Solar Energy**. 83 : 1943-1952.
- Laohalertdecha, S. and Wongwises, S. 2010. "The Effect of Corrugation Pitch on the Condensation Heat Transfer Coefficient and Pressure Drop of R-134a inside Horizontal Corrugated." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 53 : 2924-2931.
- Laohalertdecha, S. and Wongwises, S. 2011. "An Experimental Study into the Evaporation Heat Transfer and Flow Characteristics of R-134a Refrigerant flowing through Corrugated Tubes." **International Journal of Refrigeration**. 34 : 280-291.
- Li, L., Cui, W., Liao, Q., Mingdao, X., Jen, T.C. and Chen, Q. 2005. "Heat Transfer Augmentation in 3D Internally Finned and Microfinned Helical Tube." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 48 : 1916-1925.

- Li, X.W., Meng, J.A. and Li, Z.X. 2007. "Experimental Study of Single-Phase Pressure Drop and Heat Transfer in a Micro-Fin Tube." **Experimental Thermal and Fluid Science**. 32 : 641-648.
- Li, X.W., Meng, J.A. and Guo, Z.Y. 2009. "Turbulent Flow and Heat Transfer in Discrete Double Inclined Ribs Tube." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 52 : 962-970.
- Li, X.W., Meng, J.A. and Li, Z.X. 2011. "Roughness Enhanced Mechanism for Turbulent Convective Heat Transfer." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 54 : 1775-1781.
- Liao, G.Y., Gao, C.Y. and Wang, C.S. 1990. "Experimental Investigation of Pressure Drop and Heat Transfer of Three Dimensional Internally Finned Tube." **Journal of Engineering Thermophys**. 11 : 422-425.
- Liao, Q. and Xin, M.D. 1995. "Experimental Investigation on Forced Convective Heat Transfer and Pressure Drop of Ethylene Glycol in Tubes with Three-Dimensional Internally Extended Surface." **Experimental Thermal and Fluid Science**. 11 : 343-347.
- Liao, Q. and Xin, M.D. 2000. "Augmentation of Convective Heat Transfer inside Tubes with Three-Dimensional internal extended Surface and Twisted-Tape Inserts." **Chemical Engineering Journal**. 78 : 95-105.
- Meng, J.A., Liang, X.G., Chen, Z.J. and Li, Z.X. 2005a. "Experimental Study on Convective Heat Transfer in Alternating Elliptical Axis Tubes." **Experimental Thermal and Fluid Science**. 29 : 457-465.
- Meng, J.A., Liang, X.G. and Li, Z.X. 2005b. "Field Synergy Optimization and Enhanced Heat Transfer by Multi-Longitudinal Vortexes Flow in Tube." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 48 : 3331-3337.
- Mengna, H., Xianhe, D., Kuo, H. and Li, Z. 2007. "Compound Heat Transfer Enhancement of a Converging-Diverging Tube with Evenly Spaced Twisted-Tapes." **Chin. J. Chem. Eng.** 15 : 814-820.
- Mott, R.L. 2000. **Applied Fluid Mechanics**. 5th edition. New Jersey : Prentice Hall.
- Murugesan, P., Mayilsamy, K. and Suresh, S. 2010a. "Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Tube Fitted with Square-Cut Twisted Tape." **Chinese Journal of Chemical Engineering**. 18 : 609-617.
- Murugesan, P., Mayilsamy, K. and Suresh, S. 2010b. "Heat Transfer and Friction Factor Studies in a Circular Tube Fitted with Twisted Tape Consisting of Wire-Nails." **Chinese Journal of Chemical Engineering**. 18 : 1038-1042.

- Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S. and Srinivasan, P.S.S. 2011. "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in a Circular Tube Fitted with and without V-Cut Twisted Tape insert." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 38 : 329-334.
- Nagarajan, P.K., Mukkamala, Y. and Sivashanmugam, P. 2010. "Studies on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Turbulent Flow Through a Micro-Finned Tube Fitted with Left-Right Inserts." **Applied Thermal Engineering**. 30 : 1666-1672.
- Naphon, P. 2006a. "Heat Transfer and Pressure Drop in the Horizontal Double Pipes with and without Twisted Tape Insert." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 33 : 166-175.
- Naphon, P. 2006b. "Effect of Coil-Wire Insert on Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop of the Horizontal Concentric Tubes." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 33 : 753-763.
- Naphon, P. and Sriromruln, P. 2006. "Single-Phase Heat Transfer and Pressure Drop in the Micro-Fin Tubes with Coiled Wire Insert." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 33 : 176-183.
- Naphon, P., Nuchjapo, M. and Kurujareon, J. 2006. "Tube Side Heat Transfer Coefficient and Friction Factor Characteristics of Horizontal Tubes with Helical Rib." **Energy Conversion and Management**. 47 : 3031-3044.
- Ozceyhan, V., Gunes, S., Buyukalaca, O. and Altuntop, N. 2008. "Heat Transfer Enhancement in a Tube Using Circular Cross Sectional Rings Separated From Wall." **Applied Energy**. 85 : 988-1001.
- Pahlavanzadeh, H., Jafari Nasr, M.R. and Mozaffari, S.H. 2007. "Experimental Study of Thermo-Hydraulic and Fouling Performance of Enhanced Heat Exchangers." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 34 : 907-916.
- Promvongse, P. and Eiamsa-ard, S. 2006. "Heat Transfer Enhancement in a Tube with Combined Conical-Nozzle Inserts and Swirl Generator." **Energy Conversion and Management**. 47 : 2867-2882.
- Promvongse, P. and Eiamsa-ard, S. 2007. "Heat Transfer Behaviors in a Tube with Combined Conical-Ring and Twisted-Tape Insert." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 34 : 849-859.
- Promvongse, P. 2008a. "Thermal Performance in Circular Tube Fitted with Coiled Square Wires." **Energy Conversion and Management**. 49 : 980-987.
- Promvongse, P. 2008b. "Thermal Augmentation in a Circular Tube with Twisted Tape and Wire Coil Turbulators." **Energy Conversion and Management**. 49 : 2949-2955.

- Rahimi, M., Shabaniyan, S.R. and Alsairafi, A.A. 2009. "Experimental and CFD Studies on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of a Tube Equipped with Modified Twisted Tape Inserts." **Chemical Engineering and Processing**. 48 : 762-770.
- Rainieri, S. and Pagliarini, G. 2002. "Convective Heat Transfer to Temperature Dependent Property Fluids in the Entry Region of Corrugated Tubes." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 45 : 4525-4536.
- Sahiti, N., Durst, F. and Dewan, A. 2005. "Heat Transfer Enhancement by Pin Elements." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 48 : 4738-4747.
- San, J.Y. and Huang, W.C. 2006. "Heat Transfer Enhancement of Transverse Ribs in Circular Tubes with Consideration of Entrance Effect." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 49 : 2965-2971.
- Sarac, B.A. and Bali, T. 2007. "An Experimental Study on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Decaying Swirl Flow Through a Circular Pipe with a Vortex Generator." **Experimental Thermal and Fluid Science**. 32 : 158-165.
- Sethumadhavan, R. and Raja, M.R. 1983. "Turbulent Flow Heat Transfer and Fluid Friction in Helical-Wire-Coil-Inserted Tubes." **Int. J. Heat Mass Transfer**. 26 : 1833-1845.
- Sivashanmugam, P. and Suresh, S. 2007. "Experimental Study on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Turbulent Flow Through a Circular Tube Fitted with Regularly Spaced Helical Screw-Tape Inserts." **Applied Thermal Engineering**. 27 : 1311-1319.
- Tandiroglo, A. 2006. "Effect of Flow Geometry Parameter on Transient Heat Transfer for Turbulent Flow in a Circular Tube with Baffle Inserts." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 49 : 1559-1567.
- Tijing, L.D., Pak, B.C., Baek, B.J. and Lee, D.H. 2006. "A Study on Heat Transfer Enhancement Using Straight and Twisted Internal Fin Inserts." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 33 : 719-726.
- Vicente, P.G., Garcia, A. and Viedma, A. 2002. "Heat Transfer and Pressure Drop for Low Reynolds Turbulent Flow in Helically Dimpled Tubes." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 45 : 543-553.
- Vicente, P.G., Garcia, A. and Viedma, A. 2004a. "Mixed Convection Heat Transfer and Isothermal Pressure Drop in Corrugated Tubes for Laminar and Transition Flow." **Int. Comm. Heat Mass Transfer**. 31: 651-662.

- Vicente, P.G., Garcia, A. and Viedma, A. 2004b. "Experimental Investigation on Heat Transfer and Frictional Characteristics of Spirally Corrugated Tubes in Turbulent Flow at Different Prandtl Numbers." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 47 : 671-681.
- Wang, L. and Sunden, B. 2002. "Performance Comparison of Some Tube Inserts." **Int. Comm. Heat Mass Transfer**. 29 : 45-56.
- Wang, Y., Hou, M., Deng, X., Li, L., Huang, C., Huang, H., Zhang, G., Chen, C. and Huang, W. 2011. "Configuration Optimization of Regularly Spaced Short-Length Twisted Tape in a Circular Tube to Enhance Turbulent Heat Transfer Using CFD Modeling." **Applied Thermal Engineering**. 31 : 1141-1149.
- Webb, R.L. 1992. **Principles of Enhanced Heat Transfer**. New York : John-Wiley & Sons.
- Webb, R.L. 2009. "Single-Phase Heat Transfer, Friction, and Fouling Characteristics of Three-Dimensional Cone Roughness in Tube Flow." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 52 : 2624-2631.
- White, F.M. 2003. **Fluid Mechanics**. 5th edition. New York : McGraw-Hill.
- Yakut, K. and Sahin, B. 2004. "The Effect of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators used for Heat Transfer Augmentation." **Applied Thermal Engineering**. 24 : 2427-2438.
- Yildiz, C., Bicer, Y. and Pehlivan, D. 1996. "Influence of Fluid Rotation on the Heat Transfer and Pressure Drop in Double-Pipe Heat Exchangers." **Applied Energy**. 54 : 49-56.
- Yildiz, C., Bicer, Y. and Pehlivan, D. 1998. "Effect of Twisted Stripe on Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchangers." **Energy Conversion and Management**. 39 : 331-336.
- Yilmaz, M., Comakli, O., Yapici, S. and Sara, O.N. 2003. "Heat Transfer and Friction Characteristics in Decaying Swirl Flow Generated by Different Radial Guide Vane Swirl Generators." **Energy Conversion and Management**. 44 : 283-300.
- Zhneqguo, Z., Tao, X. and Xiaoming, F. 2004. "Experimental Study on Heat Transfer Enhancement of a helically Baffled Heat Exchanger Combined with Three-Dimensional Finned Tubes." **Applied Thermal Engineering**. 24 : 2293-2300.
- Zhengguo, Z., Zhaosheng, Y. and Xiaoming, F. 2007. "An Experimental Heat Transfer Study for helically flowing outside Petal-Shaped Finned Tubes with Different Geometrical Parameters." **Applied Thermal Engineering**. 27 : 268-272.
- Zimparov, V. 2001. "Enhancement of Heat Transfer by a Combination of Three-Start Spirally Corrugated Tubes with a Twisted Tape." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 44 : 551-574.

- Zimparov, V. 2002. "Enhancement of Heat Transfer by a Combination of a Single-Start Spirally Corrugated Tubes with a Twisted Tape." **Experimental Thermal and Fluid Science**. 25 : 535-546.
- Zimparov, V. 2004a. "Prediction of Friction Factors and Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow in Corrugated Tubes Combined with Twisted Tape Inserts. Part 1: Friction Factors." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 47 : 589-599.
- Zimparov, V. 2004b. "Prediction of Friction Factors and Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow in Corrugated Tubes Combined with Twisted Tape Inserts. Part 1: Heat Transfer Coefficients." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 47 : 385-393.
- พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2542. การถ่ายเทความร้อน. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. หน้า 167-235.
- มนตรี พิรุณเกษตร. 2542. การถ่ายเทความร้อน. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพฯ : สำนักพิมพ์วิทย์พัฒน์.
- สมศักดิ์ กิระดิวุฒิศเรษฐ์. 2544. หลักการและการใช้งานเครื่องมือวัดอุตสาหกรรม. พิมพ์ครั้งที่ 16. กรุงเทพฯ : สำนักพิมพ์สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี.
- สมศักดิ์ ไชยะภินันท์. 2547. กลศาสตร์ของไหล. กรุงเทพฯ : สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.



ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของน้ำ อ้างอิงจาก Incropera(2002)

T	ρ	C_p	$\mu \times 10^6$	$k \times 10^3$	Pr
(K)	(kg/m ³)	(kJ/kg.K)	(N.s/ m ²)	(W/m K)	(-)
275	1000	4.211	1652	574	12.22
280	1000	4.198	1422	582	10.26
285	1000	4.189	1225	590	8.81
290	999	4.184	1080	598	7.56
295	998	4.181	959	606	6.62
300	997	4.179	855	613	5.83
305	995.02	4.178	769	620	5.20
310	993.05	4.178	695	628	4.62
315	991.08	4.179	631	634	4.16
320	989.12	4.180	577	640	3.77
325	987.17	4.182	528	645	3.42
330	984.25	4.184	489	650	3.15
335	982.32	4.186	453	656	2.88
340	979.43	4.188	420	660	2.66
345	976.56	4.191	389	668	2.45
350	973.71	4.195	365	668	2.29
355	970.87	4.199	343	671	2.14
360	967.12	4.203	324	674	2.02
365	963.39	4.209	306	677	1.91
370	960.61	4.214	289	679	1.80
373.15	957.85	4.217	279	680	1.76

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ข.
รายละเอียดของอุปกรณ์และเครื่องมือวัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข-1 รายละเอียดของปั้มน้ำร้อน Ebara รุ่น JEX 100

Model	Power		Q	m ³ /hr	0.3	1.2	1.8	2.4	2.7	3.0	3.6	4.2
	kW	HP		L/min	5	20	30	40	45	50	60	70
JEXM-100	0.7 5	1		H (m)	43	37	33.5	30	28	27	24	21

ตารางที่ ข-2 รายละเอียดของปั้มน้ำเย็น Pedrollo รุ่น PKm 60

Model	Power		Q	m ³ /hr	0	0.3	0.6	0.9	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4
	kW	HP		L/min	0	5	10	15	20	25	30	35	40
PKm 60	0.37	0.5		H (m)	40	38	33.5	29	24	19.5	15	10	5

ตารางที่ ข-3 รายละเอียดของฮีตเตอร์ที่ใช้ในการทดลอง

MODEL	เส้นผ่าศูนย์กลาง (mm.)	ความยาว (mm.)	แรงดัน (Voltage)	กำลังวัตต์ (watts)	จำนวน U
HM18x400/220-4000w	11	400	220	4,000	3
HM38x400/220-6000w	11	400	220	6,000	3

ตารางที่ ข-4 คุณลักษณะของโซลิตสเตรรี่เลย์ รุ่น SSR-40DA

Input	
Input Control Voltage :	3 - 32 V DC
Minimum Turn-On Voltage :	3 V DC
Output	
Output Switching Voltage :	24 - 380 V AC
Load Current Range :	0.1 - 40 A
Maximum On-state Voltage Drop :	1.5 Vrms
Maximum Off-state Leakage Current :	5 mA
Maximum Turn-on Time :	1/2 Cycle + 1 ms
Maximum Turn-off Time :	1/2 Cycle + 1 ms
General	
Dielectric Strength :	4,000 V AC 1 min
Minimum Insulation Resistance :	1000 Mohm@500 V DC
Ambient Operating Temperature Range :	-30°C to +80 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข-5 รายละเอียดของเครื่องควบคุมอุณหภูมิ TOHO รุ่น TTM-007

Input of sensor	Thermocouple	K, J, R, T, N, S, B	
	R.T.D	Pt100, JPt100	
Control Output	Relay contact	3A, 250V AC	
	SSR drive voltage	0-10V DC	
	Current	4-20 mA DC	
Control Method	PID (Auto-tuning) And ON/OFF	Proportional band (P)	0.1-200%
		Integral time(I)	0-3600 sec
		Deviation(D)	0-3600 sec
		Cycle time(T)	1-120 sec
Indication	PV(Process value)	4 digits	
	SV(Process value)	4 digits	
Indication accuracy	±0.3 % of process value		
Memory element	EEPROM		
Power supply voltage	100-240V AC, 50/60Hz		
Power consumption	Below 10VA		
Operation environment	0-50 °C, 20-90%RH (Avoid making dew)		
Storage environment	-25-70 °C, 5-95%RH (Avoid making dew)		

ตารางที่ ข-6 รายละเอียดของโรตารีเตอร์ Fischer & portor รุ่น 10A35673A

Flow meter Model :	10A35673A
Flow rate :	10-100 %
Repeatability :	0.5% of F.S.
Accuracy :	Standard is ±2% of maximum flow.
	Calibrated standard is ±1% of maximum flow.
Temperature Ratings :	Minimum fluid temperature is 32° F (0°C).
	Maximum fluid temperature is 250° F (121°C).
Ambient Temperature Range :	32° F to 140° F
Floats :	Type 316 stainless steel

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข-7 รายละเอียดของโรตاميเตอร์ GEMU

Flow meter Model :	817
Flow rate :	150-1,600 V/h
Accuracy :	±1% of end value.
	±3% of measured value.
Temperature range :	0 to 60 °C
Tube Material :	PVDF
Float Material :	Stainless steel
Operating Pressure :	Max. 10 bar

ตารางที่ ข-8 รายละเอียดของเครื่องอ่านอุณหภูมิ TAIE รุ่น FY400

Supply voltage	AC 85-265V	
Frequency	50/60Hz	
Power consumption	Approx 3VA	
Memory	Non-volatile memory E ² PROM	
accuracy	±0.2 % of F.S.	
Input	TC	K, J, R, S, B, E, N, T, W, PL2, U, L
	RTD	Pt100, JPt100, JPt50
Output 1	Relay	3A, 220V, electrical life:100,000 times or more
	Voltage pulse	For SSR drive. ON:24V, OFF:0V, maximum load current: 20mA
Control algorithms	PID, P, PI, PD, ON/OFF(P=0), FUZZY	
PID range	P:0-200%, I:0-3600 sec, D:0-900 sec	
Operation temperature	0-50 °C	
Humidity range	20-90 %RH	

RTD

ข้อดี

- 1: มีความเสถียรและค่าความถูกต้อง(accuracy)สูงมากเมื่อเทียบกับวิธีการวัดด้วยชนิดอื่นๆ
- 2: มีความเป็นเชิงเส้นมากกว่าเทอร์โมคัปเปิล

ข้อเสีย

- 1: ราคาของ RTD สูงกว่าเทอร์โมคัปเปิล
- 2: ต้องการแหล่งจ่ายกระแสไฟฟ้า เนื่องจาก RTD ไม่สามารถกำเนิดพลังได้เหมือนกับเทอร์โมคัปเปิล จึงทำให้กระแสไหลผ่านและเกิดความร้อนโดยตัวมันเอง (self heating) ดังนั้นจึงควรลดขนาดของกระแสที่ต้องการวัดให้ต่ำสุด โดยการลดแรงเคลื่อนที่แหล่งจ่ายให้ต่ำสุดเท่าที่จะเป็นไปได้
- 3: สภาพแวดล้อมของการวัดจะมีผลทำให้เกิดความผิดพลาดได้

เอกสารนี้ 4: วัดอุณหภูมิได้ไม่เกิน 650 °C ข้างานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

RTD Pt-100 สามารถแบ่งได้หลายชนิดคือ

1. แบ่งตามชนิดของอีลิเมนต์ (Element)

1. Pt-100 แบบฟิล์มบาง (Thin film) ย่านวัด $-55 \sim 450 \text{ }^{\circ}\text{C}$
2. Pt-100 แบบเซรามิก (Ceramic) ย่านวัด $-200 \sim 650 \text{ }^{\circ}\text{C}$

2. แบ่งตามจำนวนสาย

1. Pt-100 แบบ 2 สาย
2. Pt-100 แบบ 3 สาย

3. Pt-100 แบบ 4 สาย แบบ 3 สาย กับ 4 สาย สายที่เพิ่มขึ้น มีไว้ชดเชยอุณหภูมิผิดพลาด ที่เกิดจากความต้านทานของสาย ปัจจุบันเป็นที่นิยมที่สุดคือแบบ 3 สาย

3. แบ่งตาม class ความแม่นยำ

1. Class B มีความแม่นยำ $\pm 0.3 \%$ ใช้ในงานทั่วไป
2. Class A มีความแม่นยำ $\pm 0.15 \%$ ใช้ในงานที่ต้องการความแม่นยำสูง
3. Class 1/10 DIN มีความแม่นยำ $\pm 0.03 \%$ ใช้ในงานที่ต้องการความแม่นยำสูงสุด

ตารางที่ ข-9 รายละเอียดของเกจวัดความดันแบบดิจิตอลและการเทียบหน่วยวัดทางวิศวกรรม

Model Number :	DPGW-04	
Range :	0 to 5 psi	
Resolution :	0.002 psi	
Service :	Liquids	
Accuracy :	$\pm 1.0\%$ F.S.	
Pressure Limits :	2X-pressure range.	
Temperature Limits :	0 to 130°F (-18 to 55°C).	
Thermal Effect :	0.05% FS/°F.	
Display :	4-digit LCD (.425" H x .234" W digits).	
Pressure Ranges :	psi	5.000
	kg/cm ²	0.3515
	bar	0.3447
	in Hg	10.18
	ft wc	11.53
	kPa	34.47
	in wc	138.4
	mbar	344.7
	mm Hg	258.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



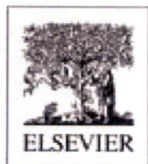
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์ในวารสารนานาชาติ

1. Pethkool, S., Eiamsa-ard, S., Kwankaomeng, S. and Promvonge, P. 2011. "Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 38 : 340-347.
2. Pongjet Promvonge, **Somsak Pethkool**, Monsak Pimsarn and Chinaruk Thianpong, P. 2012. "Heat transfer augmentation in a helical-ribbed tube with double twisted tape inserts." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 39 : 953-959.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Volume 37 Number 2

February 2010

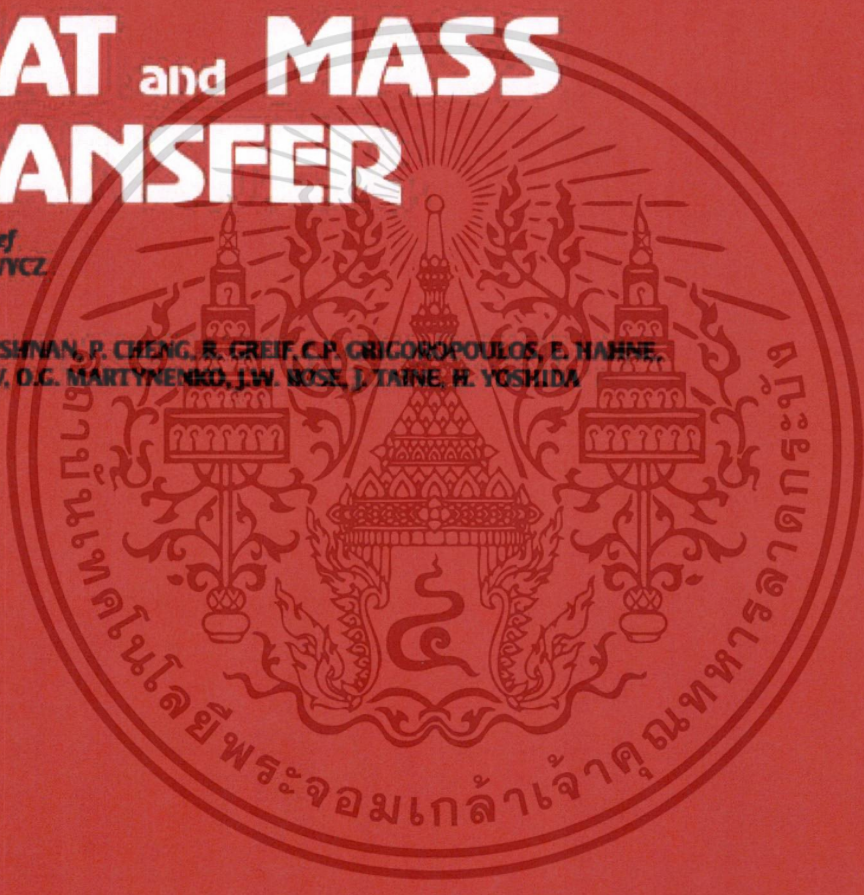
ISSN 0735-1933

International Communications in HEAT and MASS TRANSFER


Editor-in-Chief
W.J. MINKOWYCZ

Editors

A.R. BALAKRISHNAN, P. CHENG, R. GREIF, C.P. CRICOROPoulos, E. HAHNE,
A.I. LEONTIEV, D.G. MARTYNIENKO, J.W. ROSE, J. TATNE, H. YOSHIDA



Available online at

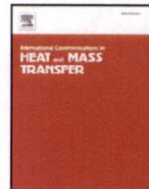
 **ScienceDirect**
www.sciencedirect.com

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Contents lists available at ScienceDirect

International Communications in Heat and Mass Transfer

journal homepage: www.elsevier.com/locate/ichmt

Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube[☆]

S. Pethkool^{a,*}, S. Eiamsa-ard^b, S. Kwankaomeng^a, P. Promvongse^a

^a Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

^b Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology, Bangkok 10530, Thailand

ARTICLE INFO

Available online 5 December 2010

Keywords:

Heat transfer enhancement
Friction factor
Helically corrugated tube
Thermal performance
Heat exchanger

ABSTRACT

The augmentation of convective heat transfer in a single-phase turbulent flow by using helically corrugated tubes has been experimentally investigated. Effects of pitch-to-diameter ratio ($P/D_{11} = 0.18, 0.22$ and 0.27) and rib-height to diameter ratio ($e/D_{11} = 0.02, 0.04$ and 0.06) of helically corrugated tubes on the heat transfer enhancement, isothermal friction and thermal performance factor in a concentric tube heat exchanger are examined. The experiments were conducted over a wide range of turbulent fluid flow of Reynolds number from 5500 to 60,000 by employing water as the test fluid. Experimental results show that the heat transfer and thermal performance of the corrugated tube are considerably increased compared to those of the smooth tube. The mean increase in heat transfer rate is between 123% and 232% at the test range, depending on the rib height/pitch ratios and Reynolds number while the maximum thermal performance is found to be about 2.3 for using the corrugated tube with $P/D_{11} = 0.27$ and $e/D_{11} = 0.06$ at low Reynolds number. Also, the pressure loss result reveals that the average friction factor of the corrugated tube is in a range between 1.46 and 1.93 times over the smooth tube. In addition, correlations of the Nusselt number, friction factor and thermal performance factor in terms of pitch ratio (P/D_{11}), rib-height ratio (e/D_{11}), Reynolds number (Re), and Prandtl number (Pr) for the corrugated tube are determined, based on the curve fitting of the experimental data.

© 2010 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

Several heat transfer enhancement techniques (HTEs) have been introduced to improve the overall thermal-hydraulic performance of heat exchangers resulting in the reduction of the heat exchanger size and the cost of operation. In general, the HTE can basically be classified into two methods including active method (requires external power source) and passive method (not requires external power source). The mechanism for improvement of heat transfer performance in the passive method is promoting the turbulence near the tube wall surface to reduce the thermal boundary layer thickness and introducing a chaotic fluid mixing which acted by several enhancing modified tubes [1–18] such as a finned tube, tube with rib, tube with spirally roughened wall, corrugated tube, fluted tube, helical tube, elliptical axis tube and microfin tube, etc. as can be seen in Fig. 1. Among the modified tubes, the corrugated tube and the fluted tube become important for the heat transfer enhancement in a turbulent single phase flow as the pressure drop increment is fairly reasonable.

The studies on the heat transfer and pressure drop characteristics in fluted tubes for different conditions such as flow region, type of fluid, and shape of the fluted tube, etc. have been reported extensively. Rousseau et al. [1] described the development of a simulation model for the design of fluted tube in the water heating condensers. Qi et al. [2] applied cationic and zwitterionic/anionic surfactant solutions as drag reducing additives in a fluted tube. Kang et al. [3] determined the flooding mechanism in a fluted tube fitted with a twisted insert by visual observation and also developed the experimental correlations for flooding in both vertical and nearly horizontal tubes. Dengliang et al. [4] presented a practical procedure for calculating the heat transfer of laminar film condensation on a vertical fluted tube. Wang et al. [5] studied the heat transfer in a carbon-steel/copper spirally fluted tube. They found that the carbon steel spirally fluted tube yields higher heat transfer coefficient than the carbon steel smooth tube up to 17%, while the spirally fluted copper tube provided higher heat transfer coefficient than the copper smooth tube up to 52%.

Corrugated tube is one of the important enhanced tube in many engineering applications, for example, heat exchangers, food industry, paint production, naval and pharmaceuticals. Rainieri and Pagliarini [6] studied the convective heat transfer and thermal performance behaviors in corrugated tubes at different pitch ratios. Their results showed that the helical corrugation significantly induced swirl components. Vicente et al. [7] reported the heat transfer and

[☆] Communicated by W.J. Minkowycz.

* Corresponding author.

E-mail addresses: popkmitl@yahoo.com (S. Pethkool), smith@mut.ac.th (S. Eiamsa-ard).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Nomenclature

A	Surface area of test tube, m^2
C_p	Specific heat of test fluid at constant pressure, $J/kg\ K$
D	Tube diameter, m
e	Helically corrugated rib-height, mm
f	Friction factor
h	Convective heat transfer coefficient, $W/m^2\ K$
k	Thermal conductivity, $W/m\ K$
L	Length of test tube, m
\dot{m}	Mass flow rate, kg/s
Nu	Nusselt number
P	Helical pitch of corrugated tube, mm
Pr	Prandtl number
ΔP	Pressure drop across test section, N/m^2
Q	Heat transfer rate, W
Re	Reynolds number
R	Fluid fouling factor
T	Fluid temperature, $^{\circ}C$
ΔT_{LMTD}	Logarithmic mean temperature difference, K
U	Overall heat transfer coefficient, $W/m^2\ K$
V	Mean velocity in test tube, m/s
e/D	Rib-height ratio
P/D	Pitch spacing ratio

Greek letters

ρ	Fluid density, kg/m^3
μ	Dynamic viscosity, $kg/m\ s$

Subscripts

a	Augmented tube (helically corrugated tube)
ave	Average
c	Cold
h	Hot
H	Hydraulic
i	Inner
in	Inlet
o	Outer
out	Outlet
s	Smooth tube
w	Water

that the heat transfer coefficient and friction factor of the corrugated tube are higher than those of the smooth tube up to 120% and 160%, respectively. Laohalerdtdecha and Wongwiset [12] performed an experimental work to examine the heat transfer coefficient and pressure drop in corrugated tubes by using R-134a as the working fluid. As found, the corrugation pitches showed a significant effect on the heat transfer coefficient and pressure drop behaviors. Zimparov [13,14] applied a simple mathematical model for predicting the friction factor and heat transfer coefficient in a spirally corrugated tube combined with a twisted tape. The results showed that the predicted data are in fairly good agreement with the experimental data.

Recently, several enhanced tubes such as elliptical axis tube, finned tube, microfin tube, and grooved tube, have been used as the turbulence promoter to disrupt the thermal boundary layer, resulting in higher heat transfer coefficient in heat exchanger systems. Meng et al. [15] studied the convective heat transfer in an alternating elliptical axis tube. Their analysis indicated that the mechanism for heat transfer enhancement was mainly due to the effect of the multi-longitudinal vortices induced by the cross-sectional change in the alternating elliptical axis tubes. Zhnegguo et al. [16] investigated the heat transfer and pressure drop characteristics in a helically baffled heat exchanger combined with a petal-shaped finned tube for oil (ISO VG-32) cooling. Al-Fahed and et al. [17] reported the heat transfer coefficients and pressure drop in a microfinned tube with loose-fit/tight-fit twisted-tape insert. They concluded that the tight-fit tape give better thermal performance than the loose-fit one. Webb et al. [18] studied heat transfer and friction factor characteristics in tubes having internal helical-rib. The effect of the rib starts (18 to 45), helix angle (25 to 45 $^{\circ}$), and rib height (0.33 to 0.55 mm) on the heat transfer and friction factor were also described.

The main contribution of the present work is to investigate the effect of the modified surface (helically corrugated) of the tube on the heat transfer enhancement. The prospect of using the helically corrugated tube is for reducing the thickness of the boundary layer or thinning of the boundary layer which is aimed at better fluid mixing near the tube wall caused by the secondary flows from the wall to the core flow. The effects of the different tube surface geometries: pitch-to-diameter ratio ($P/D_H = 0.18, 0.22$ and 0.27) and rib-height to diameter ratio ($e/D_H = 0.02, 0.04$ and 0.06) of the helically corrugated tube on the heat transfer rate, friction factor and thermal performance factor behaviors of a concentric tube heat exchanger are examined. The heat transfer rate of the corrugated tube in the form of Nusselt number is evaluated and compared relatively to that of the smooth tube. The isothermal pressure drop test is performed to investigate the friction penalty caused by the wall surfaces of the helically corrugated tube. The empirical correlations of the Nusselt number (Nu), friction factor (f) and thermal performance factor (η) are also presented.

2. Experimental facility

The helically corrugated tubes used in the present work are shown in Fig. 2. In the figure, both external and internal surfaces of the helically corrugated tube are displayed. The helically corrugated tubes were made of the copper tube with 24.5, 25 and 25.5 mm in hydraulic diameter, 2.5 mm in thickness and 1500 mm in length. Nine different helically corrugated tubes with three different helically corrugated pitches of $P = 4.5, 5.5$ and 6.5 mm (pitch-to-diameter ratio, $P/D_H = 0.18, 0.22$ and 0.27) and three different helically corrugated rib-heights of $e = 0.5, 1.0$ and 1.5 mm (rib-height to diameter ratio, $e/D_H = 0.02, 0.04$ and 0.06) were used for testing in a concentric tube heat exchanger. More details of the helically corrugated tubes are found in Table 1.

Schematic diagram of the experimental facility of a concentric tube heat exchanger is depicted in Fig. 3. The concentric tube heat exchanger consisted of two circular tubes; the inner tube (smooth tube or helically corrugated tube) for the hot water flow and the

isothermal friction characteristics in corrugated tubes with different roughness geometries. They found that the Nusselt number and friction factor coefficient of the corrugated tubes are higher than those of the smooth tube around 250% and 300%, respectively. Barba et al. [8] investigated the heat transfer and pressure drop in a corrugated tube for single-phase flow using ethylene glycol as the working fluid. The friction factor of corrugated tube was up to 2.45 times above the smooth tube. Rozzi et al. [9] examined the influence of wall corrugation on heat transfer and pressure loss in a shell and tube heat exchanger using Newtonian/non-Newtonian fluids (whole milk, cloudy orange juice, apricot and apple puree) as the working fluids. Vicente et al. [10] carried out an experiment to study the heat transfer in corrugated tubes for laminar and turbulent flows using water and ethylene glycol as the working fluid. They observed that the corrugated tubes provide higher heat transfer and friction factor up to 30% and 25% than the smooth tube. Dong et al. [11] presented the heat transfer and friction factor characteristics in a spirally corrugated tube using water and oil as the working fluids. Their results revealed

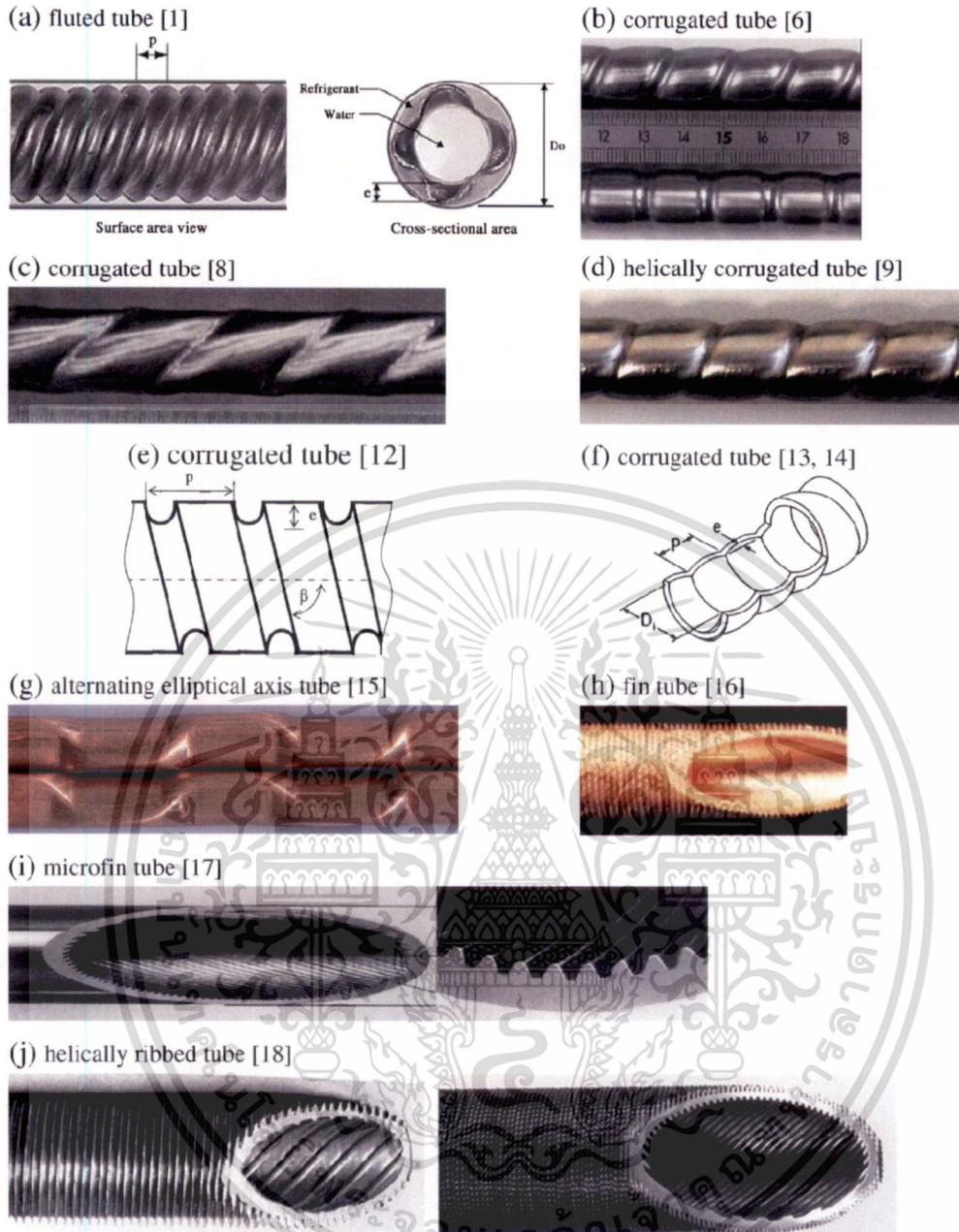


Fig. 1. Geometry of different tube surfaces.

outer tube (smooth tube only) for the cold water flow. The diameters of the inner (smooth tube) and outer tubes were 26 mm and 28.5 mm respectively. All of the inner tubes were made of copper while the outer tube was made of stainless steel. The outer surface of the outer tube was well insulated to prevent heat loss to surroundings. In the test runs, the chilled water at constant flow rate of 0.194 kg/s was used as the cooling medium in the cooler. The constant temperature of the water in storage tank was maintained by circulating chilled water (temperature -28°C) through a cooling tower. For isothermal friction test, the pressure drops across the test section were measured by using an inverse U-tube manometer. Two calibrated rotameters were employed to measure the volumetric flow rate of the test water.

In the test runs, the water tank was filled with cold water and then the water in the tank was pumped to a boiler and heated until the temperature reached 70°C . Then, the control valve was opened and the hot water was allowed to flow through the rotameter before the inner tube of a concentric tube heat exchanger. Temperatures of the inlet and outlet of the cold and the hot waters were recorded at the steady state condition and pressure drop across the test tube was measured by two static pressure taps, mounted on the top wall of the tube. The inlet and outlet temperatures of the water were taken using the RTDs, located at the hot water inlet and downstream of the hot water exit, respectively. Experiments were carried out over the Reynolds number range of 5500 to 60,000, based on the inlet tube diameter.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Fig. 2. Photograph of helically-corrugated/smooth tube and definition of geometry.

3. Data acquisition

The average Nusselt number and the friction factor are based on the inner diameter of the test tube. Heat absorbed by the cold water in the annulus tube, Q_c can be expressed as

$$Q_c = \dot{m}_c C_{p,w} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (1)$$

where \dot{m}_c is the mass flow rate of cold water; $C_{p,w}$ is the specific heat of cold water; $T_{c,in}$ and $T_{c,out}$ are the inlet and outlet cold water

Table 1
The dimensions of the test section.

Parameter	Smooth tube	Helically corrugated tube
Pitch, P (mm)	–	4.5, 5.5 and 6.5
Rib height, e (mm)	–	0.5, 1.0 and 1.5
Pitch-to-diameter ratio (P/D_H)	–	0.18, 0.22 and 0.27
Rib-height to diameter ratio (e/D_H)	–	0.02, 0.04 and 0.06
Helix angle, θ (deg)	–	15
Outside diameter, D_o (mm)	28.5	28.5
Inside diameter, D_i (mm)	26	23, 24 and 25
Length of the test tube, L (mm)	1500	1500

temperatures, respectively. The heat supplied from the hot water, Q_h can be written as

$$Q_h = \dot{m}_h C_{p,w} (T_{h,out} - T_{h,in}) \quad (2)$$

where \dot{m}_h is the hot water mass flow rate; $T_{h,in}$ and $T_{h,out}$ are the inlet and outlet hot water temperatures, respectively. The heat supplied by the hot fluid into the test tube is found to be 1.2% to 4.0% higher than the heat absorbed by the cold fluid for thermal equilibrium due to convection and radiation heat losses from the test section to surroundings. Thus, the average value of heat transfer rate, supplied and absorbed by both fluids, is taken for internal convective heat transfer coefficient calculation.

$$Q_{ave} = \frac{Q_c + Q_h}{2} \quad (3)$$

For fluid flows in a concentric tube heat exchanger, the heat transfer coefficient (h_i) is calculated from

$$Q_{ave} = UA_i \Delta T_{LMTD} \quad (4)$$

where

$$A_i = \pi DL \quad (5)$$

In the experiments, the tube-wall temperature was not measured directly. Heat transfer coefficient (h_i) is determined from the overall heat transfer coefficient as shown below.

$$1/U = 1/h_i + A_i \ln(D_o - D_i) / 2\pi kL + A_i / A_o h_o + R \quad (6)$$

when the last three terms on the right-hand side of Eq. (6) were kept constant, then Eq. (6) can be rewritten as

$$1/U = 1/h_i + B \quad (7)$$

the heat transfer coefficient is related to Reynolds number as

$$h_i = CRe^m \quad (8)$$

Substituting Eq. (8) into Eq. (7) yields

$$1/U = 1/CRe^m + B = ARe^{-m} + B \quad (9)$$

Eq. (9) implies that the plot between $1/U$ and Re^{-m} is a straight line with interception at B in Y-axis of ($1/U$). This helps to determine A and B values.

Rearranging Eq. (9), yields

$$h_i = 1 / (1/U - B) \quad (10)$$

Then Nusselt number can be calculated from

$$Nu = h_i D / k \quad (11)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

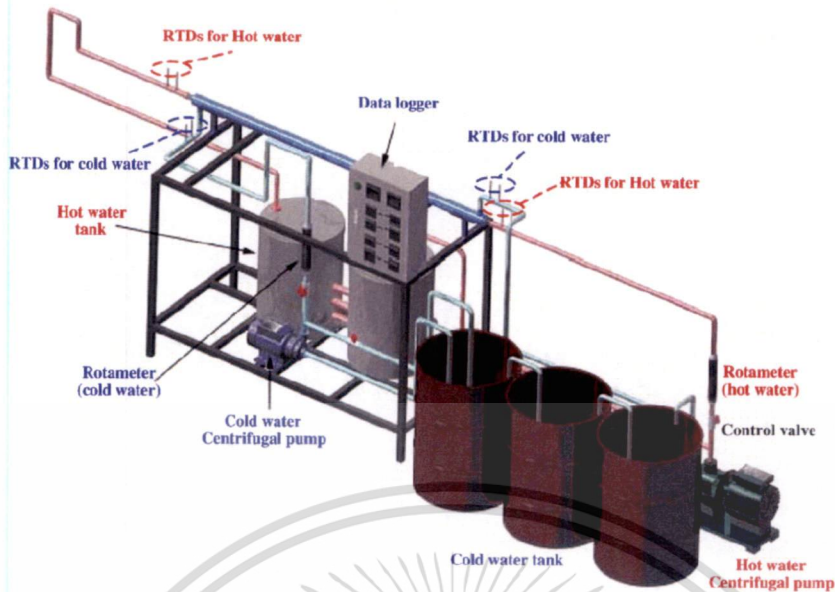


Fig. 3. Schematic diagram of experimental apparatus.

The local thermal conductivity (k) of the fluid is calculated from the fluid properties at the local mean bulk fluid temperature. The Reynolds number is based on the flow rate at the inlet of the test section.

$$Re = \rho V D / \mu \quad (12)$$

where μ is the dynamic viscosity of the working fluid.

Friction factor (f) can be written as

$$f = \Delta P / \left((L/D) (\rho V^2 / 2) \right) \quad (13)$$

in which V is mean velocity in the test tube. All of the thermo-physical properties of the water are determined at the overall bulk water temperature.

To assess the practical use of the enhanced tube, the performance of the enhanced tube is evaluated relatively to the smooth at an identical pumping power in terms of thermal performance factor which can be expressed as

$$\eta = (Nu_a / Nu_s) / (f_a / f_s)^{1/3} \quad (14)$$

4. Experimental results

The effects of the helically corrugated tube with different pitch ratios ($P/D_H = 0.18, 0.22$ and 0.27) and rib-height to diameter ratio ($e/D_H = 0.02, 0.04$ and 0.06) on the heat transfer and friction factor obtained from the present smooth tube and experimental facility are validated with those obtained from the standard correlations. Secondly, the effects of pitch ratio (P/D_H) and rib-height ratio (e/D_H) on heat transfer, friction and thermal performance characteristics of the heat exchangers are described. Finally, the correlations of Nusselt number, friction factor and thermal performance are reported.

4.1. Verification of the smooth tube

The present experimental results on heat transfer rate and pressure loss characteristic in terms of Nusselt number and friction

factor of the smooth tube are, respectively, validated with equations of Dittus–Boelter and Petukhov [19] as seen in Fig. 4(a–b). Obviously, the results from the present smooth tube agree well with those from the standard correlations within $\pm 4\%$ deviations for Nusselt number and $\pm 8\%$ for friction factor.

4.2. Effect of pitch ratio

Fig. 5(a–b) shows the relationship between the Nusselt number and Reynolds number of the corrugated tubes with various pitch ratios, $P/D_H = 0.18, 0.22$ and 0.27 and also the smooth tube. In general, the corrugated tubes provide higher Nusselt numbers than the smooth tube for all Reynolds number at around 113 to 300% depending on the pitch ratio (P/D_H) value used. In the case of the corrugated tube with the highest pitch ratio, $P/D_H = 0.27$, the mean increase in Nusselt number is about 230% over the smooth tube and higher than ones with $P/D_H = 0.18$ and 0.22 around 12% and 5%, respectively. It is interesting to note that the Nusselt number increases with increasing the pitch ratio value. This may be a consequence of higher contact surfaces and better mixing between the core and the tube wall fluid due to the more efficient turbulence/recirculation flow between the corrugated surface elements. Note that the effect of helically corrugated surface elements on heat transfer rate becomes more efficient at lower Reynolds number. This could be related to the thickness of the thermal boundary layer, as the thermal boundary layer becomes thicker at the lower Reynolds number, thus the outcome of the disruption of the thermal boundary layer become more appreciable. Similarly, the energy loss in terms of friction factor is also high at low Reynolds number as seen in Fig. 6(a).

Effect of the pitch ratio of the corrugated tube on the isothermal friction factor characteristics at various Reynolds numbers is displayed in Fig. 6(a–b). The friction factor (or pressure drop) in the corrugated tube gradually decreases with increasing Reynolds number. At a given Reynolds number, the friction factors of all corrugated tubes are consistently higher than that of the smooth tube. This is because of the dissipation of dynamic pressure of the fluid due to high viscosity losses near the tube wall from helically corrugated surfaces and the act caused by the re-circulating and turbulence flows. The mean friction factor of the corrugated tubes with $P/D_H = 0.18$,

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

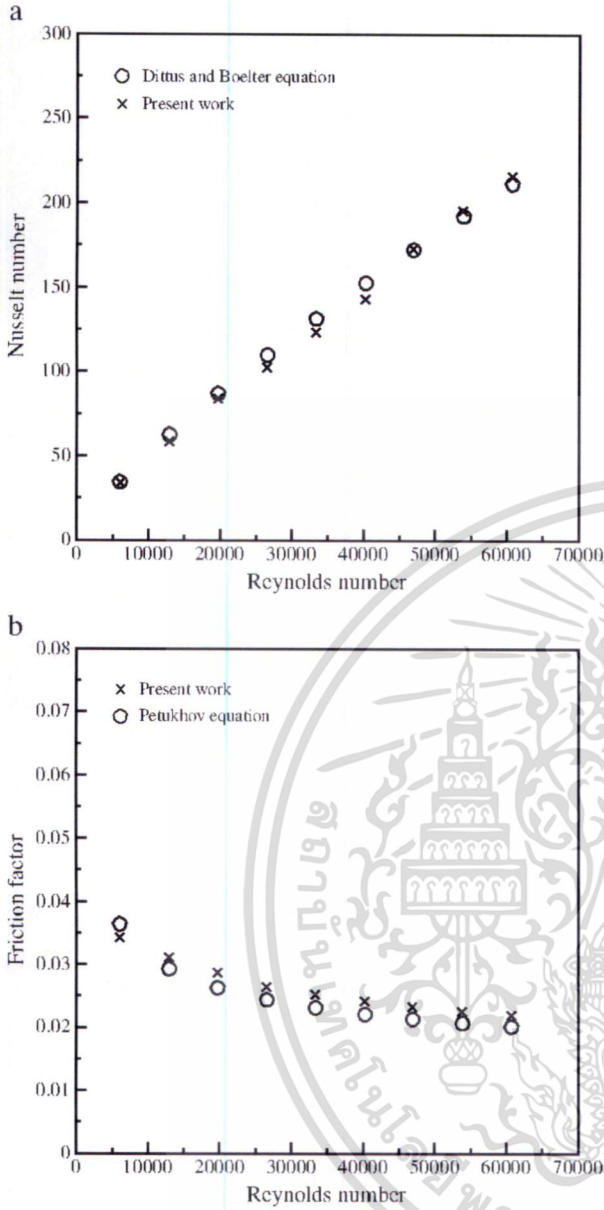


Fig. 4. Validation of the smooth tube: (a) Nusselt number and (b) friction factor.

0.22 and 0.27 are found to be 1.8, 1.87 and 1.93 times over the smooth tube while the largest pitch ratio, $P/D_H=0.27$ gives a mean higher friction factor than the ones with $P/D_H=0.18$ and 0.22 by about 7% and 3%, respectively.

Thermal performance factor (η) of the corrugated tube with different pitch ratios is presented in Fig. 7. Two observations can be found in this figure: (1) the performance factor increases with the rise of pitch ratio and (2) the performance factor tends to decrease as the Reynolds number increases. It suggests that the corrugated tubes are feasible in terms of energy saving at lower Reynolds numbers. At $e/D_H=0.06$, the corrugated tubes with $P/D_H=0.18, 0.22$ and 0.27 provide the maximum thermal performances of 2.33, 2.26 and 2.15, respectively. For the present study range, the mean thermal performance factor of the corrugated tube with $P/D_H=0.27$ gives around 9% and 4% higher than those with smaller pitch ratios, $P/D_H=0.18$ and 0.22, respectively.

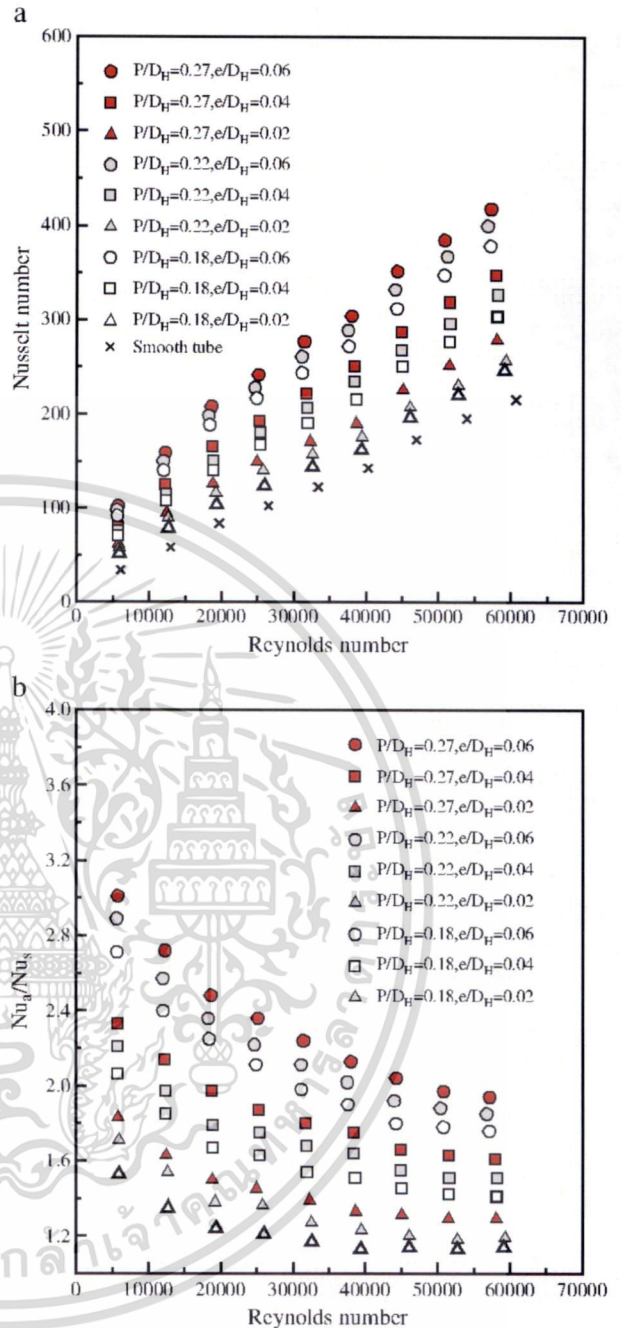


Fig. 5. Relationship between Nusselt number and Reynolds number: (a) Nu and (b) Nu_c/Nu_s .

4.3. Effect of rib-height ratio

Effects of rib-height to diameter ratios ($e/D_H=0.02, 0.04$ and 0.06) on heat transfer rate and pressure drop in the corrugated tube are depicted in Figs. 5(a–b) and 6(a–b), respectively. The heat transfer rate and the pressure drop are presented in the form of Nusselt number and friction factor. In the figure, the Nusselt number and friction factor increase with the rise of rib-height to diameter ratio (e/D_H). This is because the turbulence flow and disturbance of the thermal boundary layer near the tube wall are promoted by the helical ribs. Depending on

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

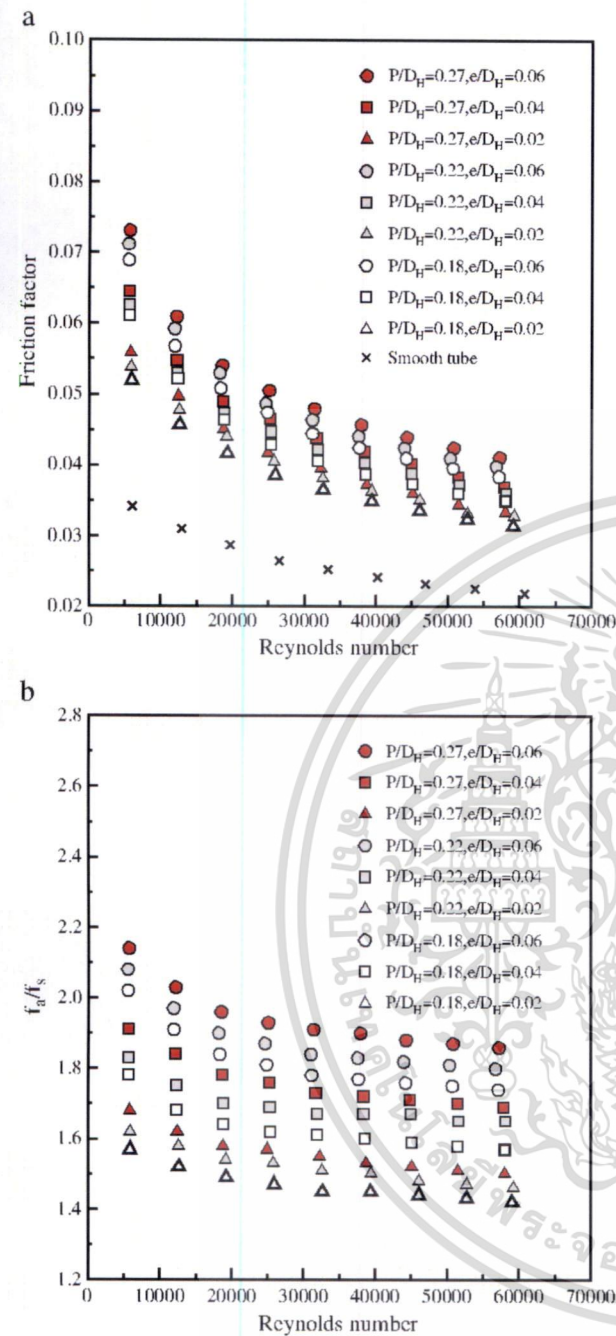


Fig. 6. Relationship between friction factor and Reynolds number: (a) f and (b) f_e/f_s .

the Reynolds number value, the Nusselt number of the enhanced tube with $e/D_H=0.06$ is higher than those with $e/D_H=0.02$ and 0.04 in a range of 50–67% and 20–29%, respectively. Accompanied with the heat transfer increase, the mean friction factor of the enhanced tube with $e/D_H=0.06$ is around 23% and 10% higher than those with $e/D_H=0.02$ and 0.04 , respectively. This is due to higher flow blockage and the increase of viscosity loss near the tube wall for using larger e/D_H value.

The thermal performance factor of the corrugated tube is varied with the rib-height ratio and the Reynolds number values as depicted in Fig. 7. Throughout the experimental results, it can be observed that the enhanced tube with $e/D_H=0.06$ yields the highest thermal performance and is around 49% and 20% higher than ones with $e/D_H=0.02$

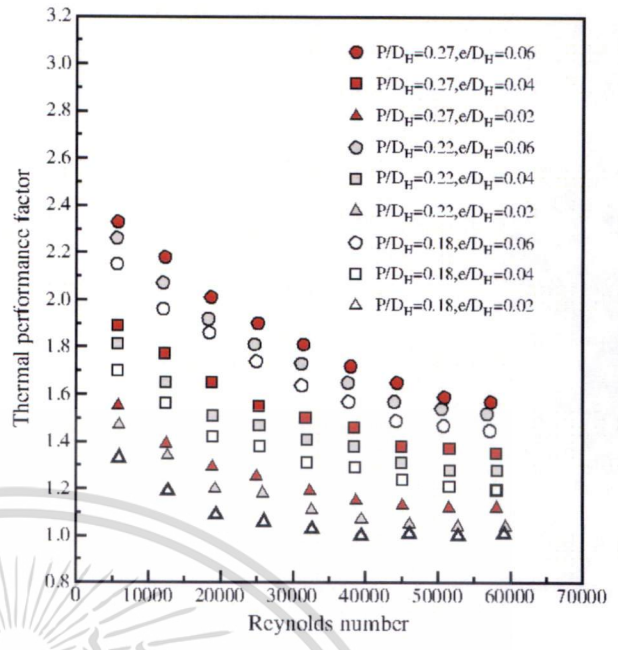


Fig. 7. Relationship between thermal performance factor and Reynolds number.

and 0.04, respectively. This is because the larger rib-height can induce stronger secondary flow leading to higher convective heat transfer rate. At $P/D_H=0.27$, the enhanced tubes with $e/D_H=0.02, 0.04$ and 0.06 give the highest thermal performances of 1.55, 1.89 and 2.33, respectively.

4.4. Correlations

The experimental data of heat transfer, friction factor and thermal performance factor in a helically corrugated tube for single phase turbulent flow with different pitch-to-diameter ratios ($P/D_H=0.18, 0.22$ and 0.27) and rib-height to diameter ratios ($e/D_H=0.02, 0.04$ and 0.06) are correlated as follows:

$$Nu = 1.579Re^{0.629}Pr^{0.3}(e/D_H)^{0.46}(P/D_H)^{0.35} \tag{15}$$

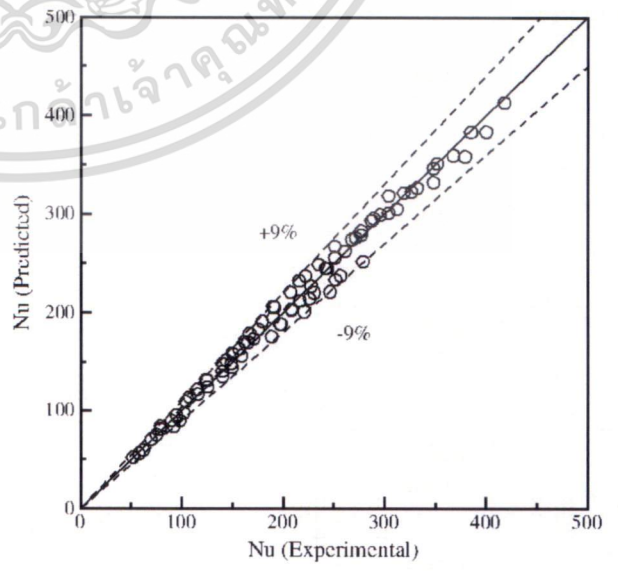


Fig. 8. Validation of the Nusselt number correlation.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

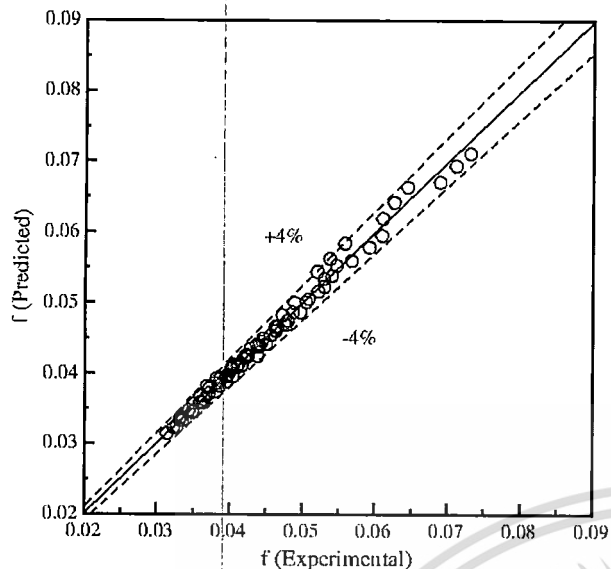


Fig. 9. Validation of the friction factor correlation.

$$f = 1.15 Re^{-0.239} (e/D_H)^{0.179} (P/D_H)^{0.164} \quad (16)$$

$$\eta = 39.419 Re^{-0.161} (e/D_H)^{0.375} (P/D_H)^{0.283} \quad (17)$$

This indicates that the rib-height ratio (e/D_H) is a key factor dominating the magnitude of the Nusselt number and thermal performance factor characteristics while the pitch ratio (P/D_H) is dominant only for the friction factor. It can be mentioned that the effect of the rib-height ratio on those parameters is much stronger than that of the pitch ratio. Comparisons among the Nusselt number, friction factor and thermal performance factor obtained from the present work with those calculated by the present correlations are portrayed in Figs. 8, 9 and 10, respectively. As can be seen in the figures, the average deviations of the multiple regressions of Nusselt number, friction factor and thermal performance are within $\pm 9\%$, $\pm 4\%$, and $\pm 7\%$, respectively.

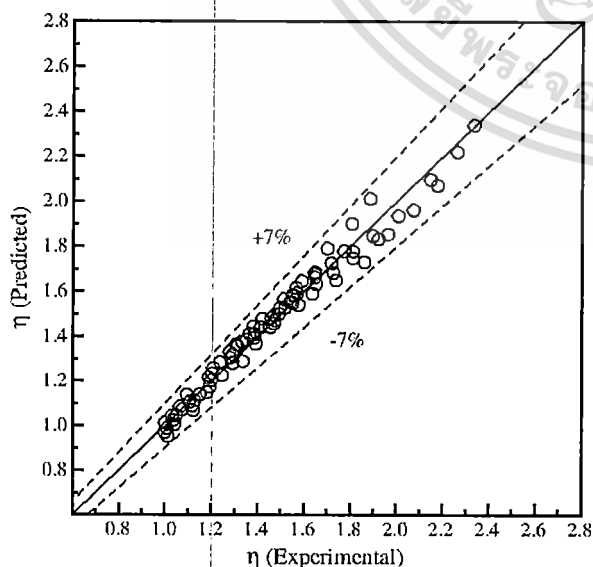


Fig. 10. Validation of the thermal performance factor correlation.

5. Conclusions

The thermal performance, heat transfer enhancement and friction factor characteristics of a helically corrugated tube have been investigated experimentally. Nine helically corrugated tubes with three different pitch-to-diameter ratios ($P/D_H=0.18, 0.22$ and 0.27) and three rib-height to diameter ratios ($e/D_H=0.02, 0.04$ and 0.06) have been performed. It is found that the Nusselt number, friction factor and thermal performance factor increase with increasing the pitch ratio (P/D_H) and the rib-height ratio (e/D_H). In the present study, the maximum thermal performance factor of 2.33 is obtained for the enhanced tube with pitch ratio, $P/D_H=0.27$ and rib-height ratio, $e/D_H=0.06$, at low Reynolds number where Nusselt number and friction factor are 3.01 and 2.14 times above the smooth tube. In addition, the empirical correlations of the Nusselt number, friction factor and thermal performance factor are also determined.

Acknowledgement

The authors would like to gratefully acknowledge the Thailand Research Fund (TRF) for the financial support of this research.

References

- [1] P.G. Rousseau, M. van Eldik, G.P. Greyvenstein, Detailed simulation of fluted tube water heating condensers, *International Journal of Refrigeration* 26 (2003) 232–239.
- [2] Y. Qi, Y. Kawaguchi, Z. Lin, M. Ewing, R.N. Christensen, J.L. Zakin, Enhanced heat transfer of drag reducing surfactant solutions with fluted tube-in-tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44 (2001) 1495–1505.
- [3] Y.T. Kang, R. Stout, R.N. Christensen, The effects of inclination angle on flooding in a helically fluted tube with a twisted insert, *International Journal of Multiphase Flow* 23 (1997) 1111–1129.
- [4] Z. Dengliang, X. Hong, S. Yan, Q. Baojin, Numerical heat transfer analysis of laminar film condensation on a vertical fluted tube, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1159–1163.
- [5] L. Wanga, D. Suna, P. Liangb, L. Zhuangb, Y. Ta, Heat transfer characteristics of carbon steel spirally fluted tube for high pressure preheaters, *Energy Conversion and Management* 41 (2000) 993–1005.
- [6] S. Rainieri, G. Pagliarini, Convective heat transfer to temperature dependent property fluids in the entry region of corrugated tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002) 4525–4536.
- [7] P.G. Vicente, A. Garc, A. Viedma, Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004) 671–681.
- [8] A. Barba, S. Rainieri, M. Spiga, Heat transfer enhancement in a corrugated tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 29 (2002) 313–322.
- [9] S. Rozzi, R. Massini, G. Paciello, G. Pagliarini, S. Rainieri, A. Triñero, Heat treatment of fluid foods in a shell and tube heat exchanger: comparison between smooth and helically corrugated wall tubes, *Journal of Food Engineering* 79 (2007) 249–254.
- [10] P.G. Vicente, A. Garcia, A. Viedma, Mixed convection heat transfer and isothermal pressure drop in corrugated tubes for laminar and transition flow, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 31 (2004) 651–662.
- [11] Y. Dong, L. Huixiong, C. Tingkuan, Pressure drop, heat transfer and performance of single-phase turbulent flow in spirally corrugated tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science* 24 (2001) 131–138.
- [12] S. Laohalertdech, S. Wongwiset, The effects of corrugation pitch on the condensation heat transfer coefficient and pressure drop of R-134a inside horizontal corrugated tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010) 2924–2931.
- [13] V. Zimparov, Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 1: friction factors, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004) 589–599.
- [14] V. Zimparov, Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 2: heat transfer coefficients, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004) 385–393.
- [15] J.A. Meng, X.G. Liang, Z.J. Chen, Z.X. Li, Experimental study on convective heat transfer in alternating elliptical axis tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science* 29 (2005) 457–465.
- [16] Z. Zhneqguo, X. Tao, F. Xiaoming, Experimental study on heat transfer enhancement of a helically baffled heat exchanger combined with three-dimensional finned tubes, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 2293–2300.
- [17] S. Al-Fahed, L.M. Chamra, W. Chakroun, Pressure drop and heat transfer comparison for both microfin tube and twisted-tape inserts in laminar flow, *Experimental Thermal and Fluid Science* 18 (1999) 323–333.
- [18] R.L. Webb, R. Narayanamurthy, P. Thors, Heat transfer and friction characteristics of internal helical-rib roughness, *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer* 122 (2000) 134–142.
- [19] F. Incropera, P.D. Dewitt, *Introduction to Heat Transfer*, 3rd edition, John Wiley & Sons Inc, 1996.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่การณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Volume 39 Issue 7

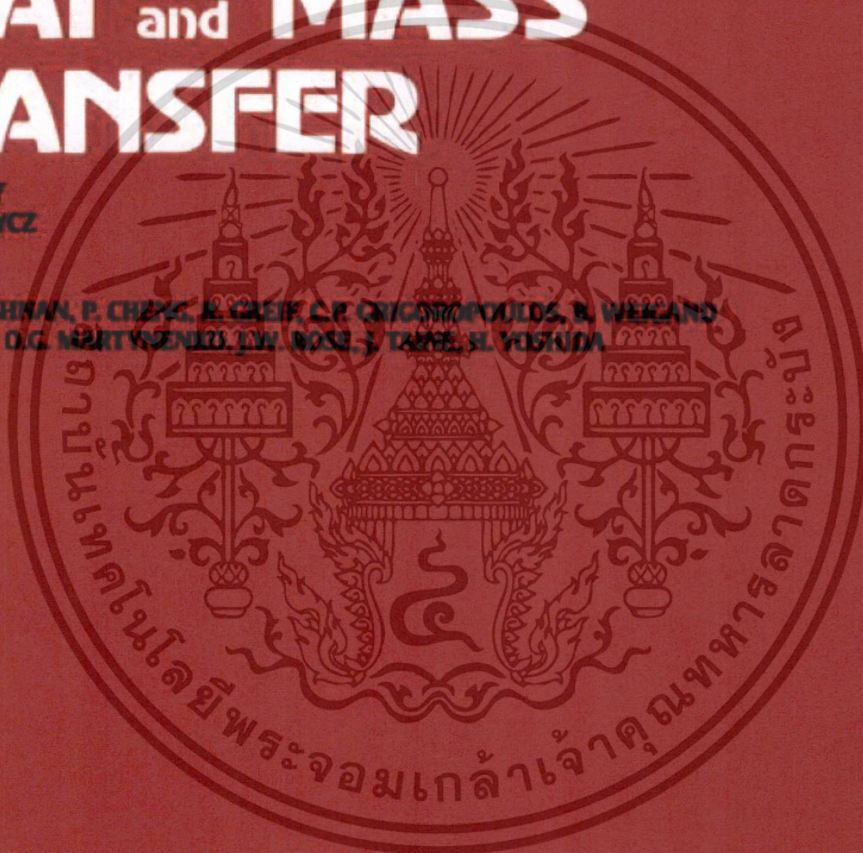
August 2012

ISSN 0735-1933

International Communications in HEAT and MASS TRANSFER

Editor-in-Chief
W.J. MINKOWYCZ

Editors
A.R. BALAKRISHNAN, P. CHENG, A. CHEIF, C.P. CRICCIANOPOULOS, B. WERLAND
A.I. LEONTIEV, O.G. MARTYSENKO, I.W. ROSE, J. TAJIMA, H. YOSHIDA

Available online at www.sciencedirect.com

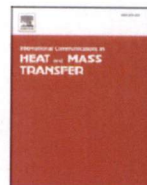
SciVerse ScienceDirect

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Contents lists available at SciVerse ScienceDirect

International Communications in Heat and Mass Transfer

journal homepage: www.elsevier.com/locate/ichmtHeat transfer augmentation in a helical-ribbed tube with double twisted tape inserts[☆]Pongjet Promvonge^{*}, Somsak Pethkool, Monsak Pimsarn, Chinaruk Thianpong

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

ARTICLE INFO

Available online 1 June 2012

Keywords:

Compound heat transfer
Friction factor
Helical-ribbed tube
Twisted tape
Swirl flow

ABSTRACT

Turbulent convective heat transfer characteristics in a helical-ribbed tube fitted with twin twisted tapes have been investigated experimentally. The experiment was carried out in a double tube heat exchanger using the helical-ribbed tube having a single rib height to tube-diameter ratio, $e/D_H = 0.06$ and rib-pitch to diameter ratio, $P/D_H = 0.27$ as the tested section. The insertion of the double twisted tapes with twist ratio, Y , in the range of 2.17 to 9.39 is to create vortex flows inside the tube. The inserted ribbed tube is arranged in similar directions of the helical swirl of the twisted tape and the helical rib motion of the tube (called co-swirl). Effects of the co-swirl motion of the ribbed tube and the double twisted tapes with various twist ratios on heat transfer and friction characteristics are examined. The results obtained from the ribbed tube and the twin twisted tape insert are compared with those from the smooth tube and the ribbed tube acting alone. The experimental results reveal that the co-swirling inserted tube performs much better than the ribbed/smooth tube alone at a similar operating condition. The co-swirl tube at $Y \approx 8$ yields the highest thermal performance at lower Reynolds number (Re). In addition, the correlations of Nusselt number and friction factor as functions of Re , Pr and Y are also proposed.

© 2012 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

Heat transfer enhancement techniques have been extensively developed to improve the thermal performance of heat exchanger systems with a view to reducing the size and cost of the systems. Swirl/vortex flow is the one of the enhancement techniques widely applied to heating/cooling systems in many engineering applications. The vortex flows can be classified into two types: continuous swirl and decaying swirl flows. The former represents the swirling motion that persists over the entire length of the duct for example helical/twisted tape [1–5] and coiled wires inserts [6,7] while the latter means the swirl created at the duct entrance and then decays along the flow path [8] such as the tangential injection, the rib/baffle and the winglet vortex generators [9–13].

Several compound heat transfer enhancement techniques have been explored for better performance than the individual technique [14–18]. Among them, a combination of the modified tube and twisted tapes has been recommended for its high heat transfer enhancement. The reason behind the efficient heat transfer is the synergy of the swirl flow acted by twisted tape and further disturbance of the flow induced by various modified tubes such as three-dimensional internal extended surfaces, a converging-diverging tube, ducts with internal transverse rib, dimpled tube, single start spirally corrugated/ribbed

tube, and microfin tube [19–30]. In general, a twisted tape acts as the swirl generator, promoting the flow turbulence and extending residence time of fluid flow in the tube, and thus leading to efficient disruption of thermal boundary layer. The tube with modified surfaces is usually used as the turbulence promoter (turbulator) near the tube wall for improvement of mixing the fluid in thermal sub-layer and redeveloped the velocity/thermal boundary layer. The research works on the performance of compound enhancement devices consisting of the modified tube and the twisted tape have been extensively reported as discussed below.

Liáo and Xin [17] investigated the heat transfer characteristics in tubes with three-dimensional internal extended surfaces combined with copper continuous or segmented twisted-tape inserts using various working fluids (water, ethylene glycol, and ISO VG46 turbine). The average Stanton number and the friction factor of laminar flow of the VG46 turbine oil in a tube with 3D internal extended surfaces and twisted-tape inserts by a factor of 5.8 and 6.5 above that of the smooth tube were reported, respectively. Promvonge and Eiamsa-ard [18] experimentally studied the heat transfer in a tube with both conical-rings and twisted tape and the heat transfer enhanced by the compound devices was as high as 3.7-fold over the plain tube. Mengna et al. [19] reported the effect of a converging-diverging tube inserted with evenly spaced twisted-tapes on thermal behaviors, and the compound devices offered the thermal performance up to 1.21. Pramanik and Saha [20] investigated the heat transfer characteristics of laminar oil flow through rectangular and square ducts with internal transverse ribs on two opposite walls

[☆] Communicated by W.J. Minkowycz.^{*} Corresponding author.E-mail address: kppongje@kmitl.ac.th (P. Promvonge).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Nomenclature

A	surface area of test tube, m^2
c_p	specific heat at constant pressure, $J/kg\ K$
D	smooth tube diameter, m
D_H	mean helical-ribbed tube diameter, m
e	rib height, m
f	friction factor
h	convective heat transfer coefficient, $W/m^2\ K$
k	thermal conductivity, $W/m\ K$
L	length of tube, m
\dot{m}	mass flow rate, kg/s
Nu	Nusselt number
P	ribbed pitch, m
Pr	Prandtl number
Q	heat transfer rate, W
Re	Reynolds number
T	temperature, $^\circ C$
U	over heat transfer coefficient, $W/m^2\ K$
\bar{U}	mean velocity in tube, m/s
W	width of tape, m
y	twist length of tape, m
Y	twist ratio, y/W
δ	tape thickness, mm
ρ	density, kg/m^3
μ	dynamic viscosity, $kg/m\ s$

Subscripts

ave	average
c	cold
h	hot
i	inner
in	inlet
o	outer
out	outlet
0	smooth
w	water

combined with twisted tapes having full length, short length, and regularly spaced types. Better performance for the ribs together with the full-length twisted tape than either ribs or twisted tapes acting alone was reported. Zimparov [21,22] presented the influence of a single/three start spirally corrugated tube fitted with twisted tape on heat transfer characteristics for different height to diameter ratios and relative pitches. The thermodynamic optimum defined by minimizing the entropy generation number was also analyzed.

Bharadwaj et al. [23] studied the thermal behaviors in a 75-start spirally grooved tube with twisted tape insert in laminar to fully turbulent regions and found that the heat transfer rates of the spirally grooved tube fitted with twisted tape were improved considerably in laminar and moderately in turbulent regions. Al-Fahed et al. [24] presented the heat transfer coefficients of micro-fin tube with twisted-tape in a single shell-and-tube heat exchanger for a laminar flow region and showed that the tight-fit tape yields better thermal performance than the loose-fit one while the microfin tube is not suitable to be used in laminar region. Thianpong et al. [25] experimentally examined the thermal and friction characteristics in a dimpled tube equipped with twisted tape in a turbulent flow region. They showed that the heat transfer coefficient and friction factor of the dimpled tube with twisted tape insert are higher than those of the dimple tube/plain tube alone. Effects of the compound devices consisting of the uniform wire coils and twisted tape on the heat transfer, friction and thermal performance were investigated by

Promvong [26]. The heat transfer and thermal performance from the compound devices were found to be much higher than those from the single twisted tape or wire coil device. Eiamsa-ard et al. [27] studied the thermal behaviors in a tube fitted with compound devices comprising the twisted tape and constant/periodically varying wire coil pitch ratios as (1) D-coil (decreasing coil pitch ratio) and (2) DI-coil (decreasing/increasing coil pitch ratio). The thermal performance from the DI-coil devices was better than that from the D-coil ones. Naphon and Sriromrui [28] reported thermal behaviors in a double tube heat exchanger using micro-fin tube fitted with coiled wire and found that using the compound devices is superior to the single one. Again, Naphon et al. [29] indicated that the helical ribbed tube provided considerably higher thermal performance than the smooth tube. Wang et al. [30] showed the heat transfer coefficient of the carbon steel spirally fluted tube for replacing the copper smooth tube normally used in high pressure pre-heaters for power plants is greater than that of the carbon steel smooth tube. Recently, Pethkool et al. [31] studied the turbulent heat transfer in helical-ribbed tubes which provided considerably higher thermal performance than the smooth tube, especially at high rib depth and pitch.

Several modified tubes in the literature review above have been utilized together with twisted tapes as compound devices for the heat transfer augmentation in heat exchanger systems. However, to our best knowledge, a combination of helical-ribbed tube and a twin twisted tape pair has rarely been reported in the literature. In the current work, the helical-ribbed tube and the double twisted tapes are employed in a double tube heat exchanger where the tape pair is acted as the swirl/vortex generator [32–36]. The vortex flows created by the twisted tape pair are expected to wash up the recirculating flow trapped in the inter-rib cavity, leading to rapid mixing of the flow between the core and the near-wall. Effects of twist ratio of the tape pair with co-swirl arrangement in the ribbed tube on heat transfer and friction factor characteristics are investigated. The experiments are conducted in the turbulent regime for Reynolds number from 6000 to 60,000 using water as the test fluid.

2. Experimental setup

Fig. 1 presents the schematic diagram of the experimental system of a concentric tube heat exchanger. The concentric tube heat exchanger was consisted of two concentric tubes; the inner tube (smooth tube or helical-ribbed tube) for the hot water flow and the outer tube for the cold water flow. Copper and steel tubes were employed for the inner and outer tubes, respectively. The diameters of the inner and outer tubes were 23 mm and 46 mm respectively. All tubes used were 1500 mm long and 1.5 mm thick. The helical-ribbed tube (inner tube) was formed at a rib-height to diameter ratio ($e/D_H = 0.06$) and pitch ratio ($P/D_H = 0.27$). The outer tube surface is well covered with insulation to prevent heat leakage to surroundings. All twisted tapes were made of 1 mm thick aluminum sheet with 11.5 mm width and 1500 mm length in which the twin tape was inserted into the ribbed tube with similar helical swirl motions between the twisted tape pair and the helical-ribbed tube (co-swirl). Twisted tapes were formed with twelve different twist ratios, ($Y = 2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09$ and 9.39). More details of tape geometry and test conditions are listed in Table 1. The photograph of the helical-ribbed tube with twisted tape pair inserts is shown in Fig. 2.

In the experiments, water tank was filled with cold water and then the water in the tank was pumped to a boiler and heated until the temperature reached $70\ ^\circ C$. Then, the control valve was opened and the hot water flowed through an inner tube while the cold water (temperature $\sim 25\ ^\circ C$) from the chilled water unit was counter flowed through the annulus. Temperatures of the inlet and outlet of the cold and the hot waters were recorded at steady state by a data logger, and the pressure drop across the test tube was measured through two static pressure taps, installed on the top wall of the tube by using

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

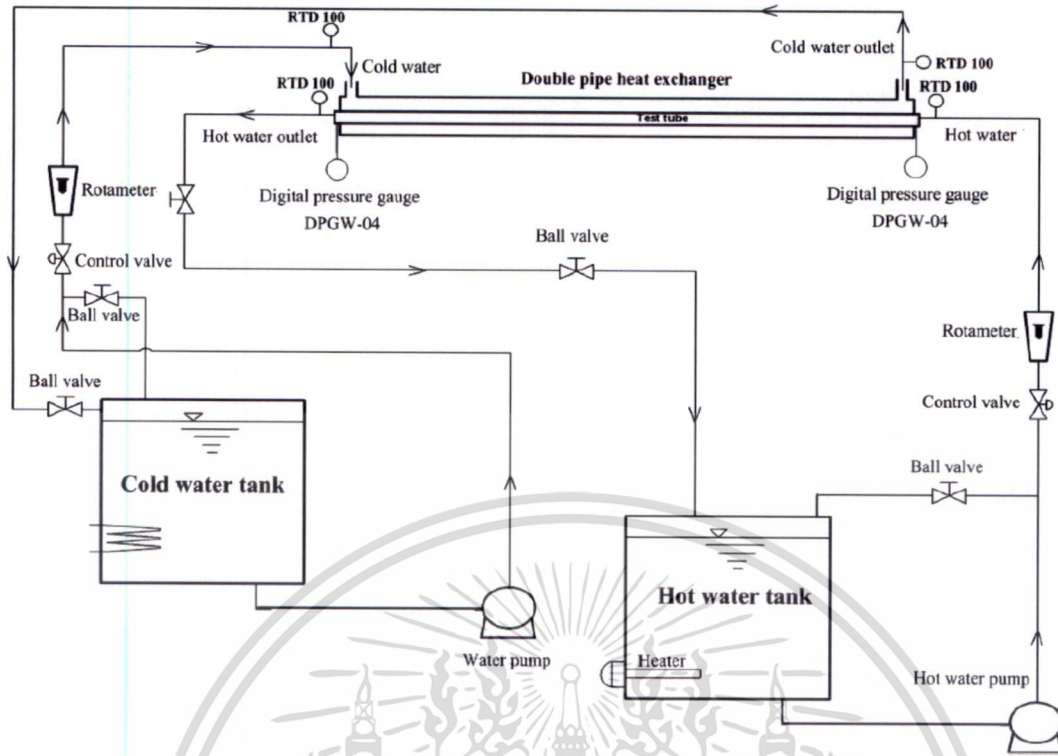


Fig. 1. Schematic diagram of experimental facility.

two digital pressure gages. The inlet and outlet temperatures of the water were taken using the RTD-type thermocouples, located at the hot water inlet and the outlet, respectively. Experiments were carried out for the Reynolds number (Re) of about 6000 to 60,000, based on the tube diameter.

3. Data processing

The average Nusselt number (Nu) and the friction factor (f) are based on the inner diameter of the test tube. Heat absorbed by the cold water in the annulus, Q_c can be expressed as

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,w} (T_{c,out} - T_{c,in}) \tag{1}$$

where \dot{m}_c is the mass flow rate of cold water, $c_{p,w}$ is the specific heat of water, and $T_{c,in}$ and $T_{c,out}$ are the inlet and outlet cold water temperatures, respectively. The heat supplied from the hot water, Q_h can be written as

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,w} (T_{h,out} - T_{h,in}) \tag{2}$$

where \dot{m}_h is the hot water mass flow rate, and $T_{h,in}$ and $T_{h,out}$ are the inlet and outlet hot water temperatures, respectively. The heat supplied by the hot fluid into the test tube is found to be 2% to 5% higher than the heat absorbed by the cold fluid for thermal equilibrium due to convection and radiation heat losses from the test section to surroundings. Thus, the average value of heat transfer rate, supplied

Table 1
Details on twisted tape geometry and tested conditions.

Helical-ribbed tube	
Material	Copper
Inner tube diameter (D)	23 mm
Outer tube diameter	26 mm
Mean inner ribbed tube diameter (D_H)	24.5 mm
rib-height and -pitch to diameter ratio ($e/D_H, P/D_H$)	0.06 and 0.27
Twisted tape	
Material	Aluminum sheet
Tape thickness (δ) and width (W)	1 mm and 11.5 mm
Twist length (y)	25, 33, 40, 48, 55, 63, 70, 78, 85, 93, 100 and 108 mm
Twist ratio ($Y = y/W$)	2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09 and 9.39
Tape arrangement	Co-swirl with helical rib motion
Test conditions	
Working fluid	Water
Reynolds number	6000 to 60,000
Inlet temperature of the hot tube	70 °C
Inlet temperature of the cold tube	25 °C

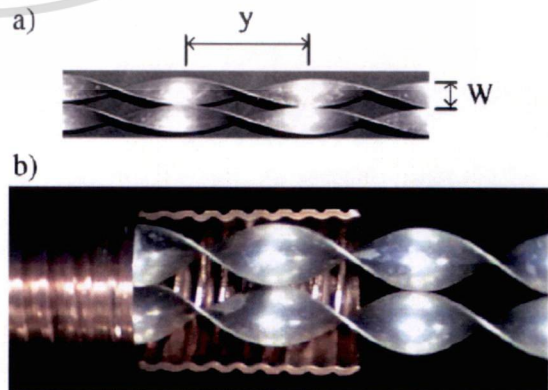


Fig. 2. Details of (a) double twisted tapes and (b) helical-ribbed tube with double twisted tape insert.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

and absorbed by both fluids, is taken for internal convective heat transfer coefficient calculation.

$$Q_{ave} = \frac{Q_c + Q_h}{2} \quad (3)$$

For fluid flows in a concentric tube heat exchanger, the heat transfer coefficient (h_i) is calculated from

$$Q_{ave} = UA_i \Delta T_{LM} \quad (4)$$

where

$$A_i = \pi D_i L \quad (5)$$

In the experiments, the tube-wall temperature was not measured directly. Heat transfer coefficient (h_i) is determined from the overall heat transfer coefficient as shown below

$$1/U = 1/h_i + A_i \ln(D_o/D_i)/2\pi kL + A_i/A_o h_o + R_f \quad (6)$$

When the last three terms on the right-hand side of Eq. (6) were kept constant and set to C_1 , then Eq. (6) can be re-written as

$$1/U = 1/h_i + C_1 \quad (7)$$

the heat transfer coefficient is related to Re as

$$h_i = CRe^m \quad (8)$$

where C and m stand for constant and power index values
Substituting Eq. (8) into Eq. (7) yields

$$1/U = (1/C)Re^{-m} + C_1 = aRe^{-m} + C_1 \quad (9)$$

Eq. (9) implies that the plot between $1/U$ and Re^{-m} is a straight line with its slope of a and intercept at C_1 in Y-axis ($1/U$). Rearranging Eq. (9) yields

$$h_i = 1/(1/U - C_1) \quad (10)$$

Then Nu can be calculated by

$$Nu = h_i D_H / k \quad (11)$$

The local thermal conductivity (k) of the fluid is calculated from the fluid properties at the local mean bulk fluid temperature. The Re is based on the flow rate at the inlet of the test section.

$$Re = \rho \bar{U} D_H / \mu \quad (12)$$

where μ is the dynamic viscosity of the working fluid.

Friction factor (f) can be written as

$$f = 2D_H \Delta P / (\rho \bar{U}^2) \quad (13)$$

in which \bar{U} is mean velocity in the tube. All of the thermo-physical properties of water are determined at the overall bulk water temperature.

To assess the practical use of the enhanced tube, the performance of the enhanced tube is evaluated relatively to the smooth tube at an identical pumping power in the form of thermal performance enhancement factor (TEF) which can be expressed as

$$TEF = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3} \quad (14)$$

4. Results and discussion

In this section, the effects of the compound devices consisting of the helical-ribbed tube with double twisted tape insert in co-swirl arrangements on the heat transfer (in the form of Nu), f and TEF are presented. The experimental results of the compound devices are reported along with those of the ribbed tube and smooth tube acting alone, over the Re mentioned earlier.

4.1. Verification in smooth tube

Firstly, the present results from the smooth tube and the experimental facility are validated by comparing the heat transfer rate and pressure drop behaviors in terms of Nu and f with those from the published correlations including the Dittus-Boelter correlation for Nu and Petukhov correlation for f [37] as depicted in Fig. 3a and b, respectively. Apparently, the present data for the smooth tube agree well with those from the correlations within $\pm 4\%$ for Nu and $\pm 8\%$ for f . Therefore, the Nusselt number (Nu_0) and friction factor (f_0) of the smooth tube will be used to normalize Nu and f obtained from the ribbed tube with/without twin twisted tape insert.

4.2. Effect of ribbed tube and twisted tape

The effect of the helical-ribbed tubes fitted with twin twisted tapes on the heat transfer rate in the form of Nu and Nu/Nu_0 ratio is displayed in Fig. 4a and b, respectively and the result is compared with that from the ribbed tube/smooth tube acting alone. It can be observed in the figure that the Nu increases with the rise in Re while the Nu/Nu_0 shows an opposite trend for all cases. At a similar operating

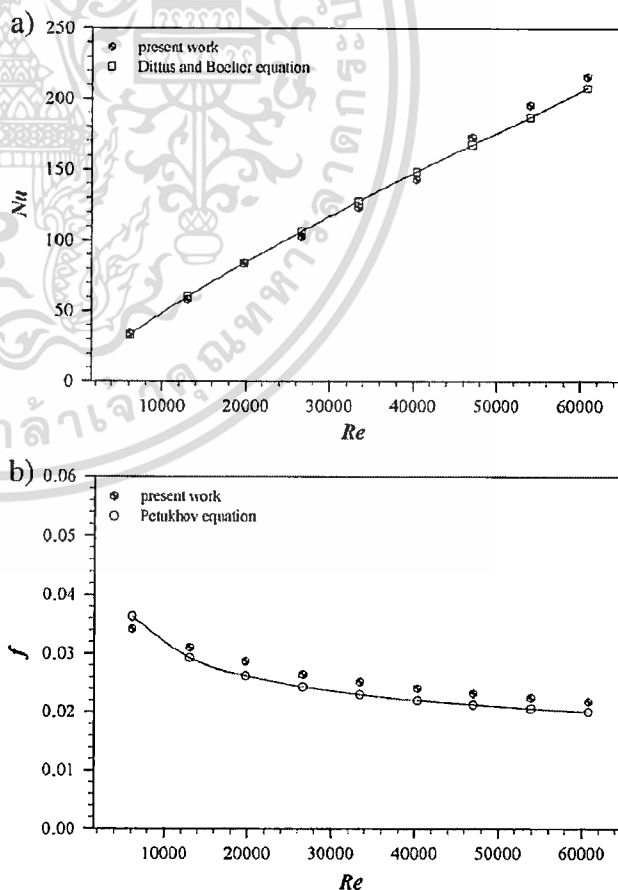


Fig. 3. Verification of (a) Nu and (b) f for smooth tube.

condition, the ribbed tube in common with the twin twisted tape yields higher heat transfer rate than the ribbed tube acting alone or the smooth tube. Depending on the Re and Y values, the Nu obtained from the inserted ribbed-tube is, respectively, larger than that from the ribbed tube alone and the smooth tube at about 4% to 75% and 150% to 320%. The better performance of the inserted ribbed-tube can be attributed to the consequence of combined actions including a swirl flow created by the twisted tape and an additional flow disturbance by the modified surface of the ribbed tube, leading to a more effectiveness in disruption of the boundary layer compared to those caused by the individual device.

The variations of the f and the f/f_0 ratio of the inserted ribbed tube including those of the ribbed tube alone and the smooth tube with Re are depicted in Fig. 5a and b, respectively. It is visible that both the f and f/f_0 tend to decrease with the increase of Re , for all cases. Similar to the Nu trends, the f from the inserted ribbed-tube is considerably higher than that from the ribbed tube alone or smooth tube at a given Re . The f of the inserted ribbed-tube is found to be approximately 1.7–3.6 times over the ribbed tube alone and to be about 6.0–19.2 times the smooth tube, depending on the Re and Y values. However, the f of the ribbed tube alone is around 77% to 207% above that of the smooth tube.

The TEF calculated from Eq. (14) against the Re is portrayed in Fig. 6. In the figure, the TEF tends to decrease with the increase in Re . The maximum and minimum TEF values of the co-swirling inserted tube are, respectively, found to be about 2.6 and 1.9 at the lowest and highest Re values, respectively. The TEF of the ribbed tube alone is around 1.6 to 2.2, depending on Re . This indicates that the use of the inserted ribbed-tube is advantageous in view point of energy saving at lower Re . It is also seen that the TEF values are all

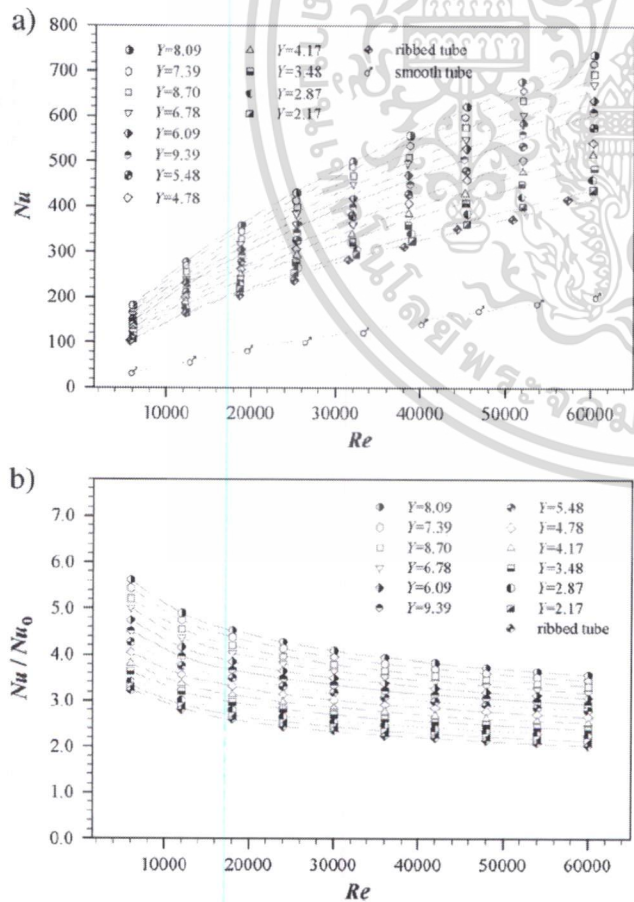


Fig. 4. Effects of ribbed tube and twisted tape on (a) Nu and (b) Nu/Nu_0 .

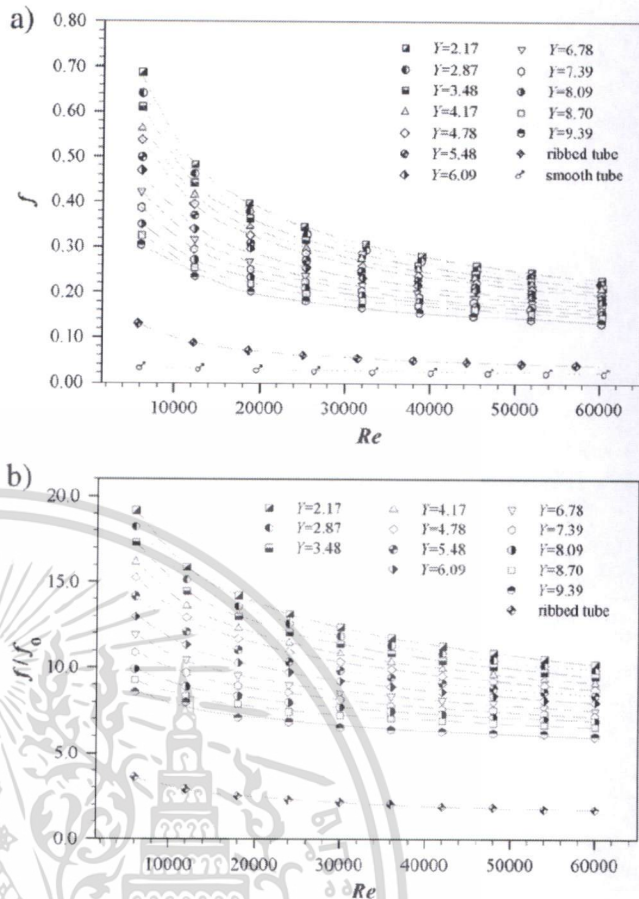


Fig. 5. Effect of ribbed tube and twisted tape on (a) f and (b) f/f_0 .

much higher than unity, signifying the superior performance of the compound devices over the smooth tube.

4.3. Effect of twist ratio

The effect of twelve twist ratios ($Y = 2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09$ and 9.39) on the Nu/Nu_0 and f/f_0 in the inserted ribbed-tube is displayed in Fig. 7a and b, respectively. It is seen that the Nu/Nu_0 of the co-swirl inserted tube increases with increasing the twist ratio until $Y = 8.09$ and then tends to decrease abruptly. The co-swirl inserted tube provides the highest Nusselt

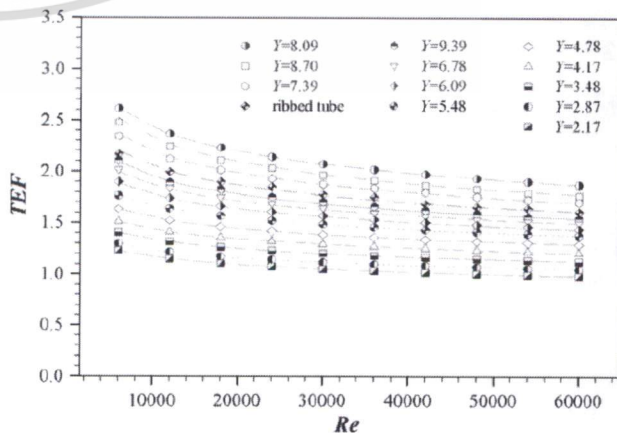


Fig. 6. Effect of ribbed tube and twisted tape on TEF.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

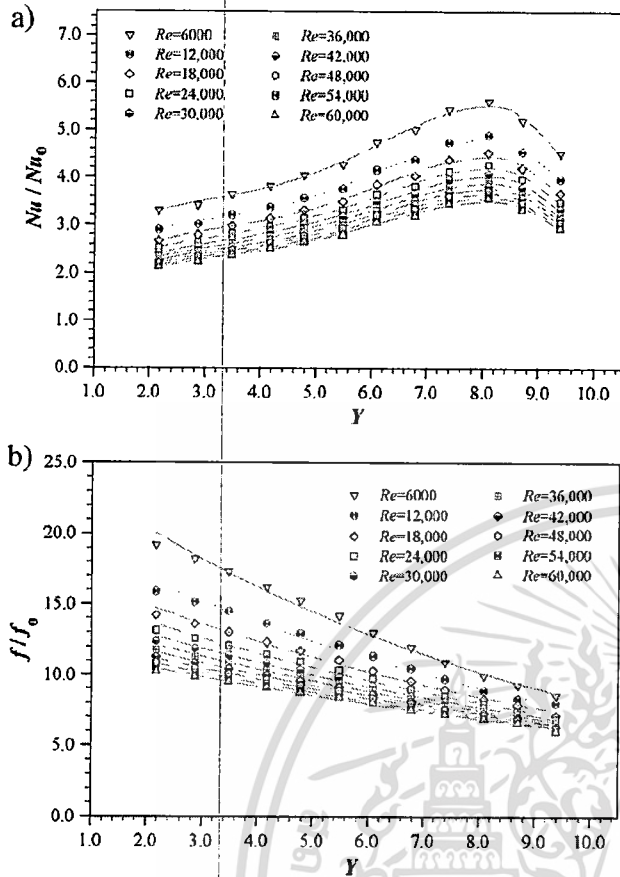


Fig. 7. Effect of Y on (a) Nu/Nu_0 and (b) f/f_0 .

number for $Y=8.09$ but the lowest for $Y=2.17$ at higher Re. It is worth noting that the twist ratio of about 8 should be applied to the co-swirl inserted tube to obtain the maximum Nu while the use of smaller twist ratio must be avoided. Fig. 8b shows the effect of the twist ratio (Y) on the f/f_0 in the co-swirl inserted tube. It can be observed in the figure that the f/f_0 decreases almost linearly with increasing the twist ratio. This implies that the use of larger twist ratio (Y) can help to reduce considerably the pressure loss but increase the Nu until $Y=8.09$. The optimal twist ratio of the twin twisted tapes is around 8 for the co-swirl ribbed-tube.

Effect of the twist ratio on the TEF in the inserted ribbed-tube is presented in Fig. 8. As seen in the figure, the TEF tends to increase

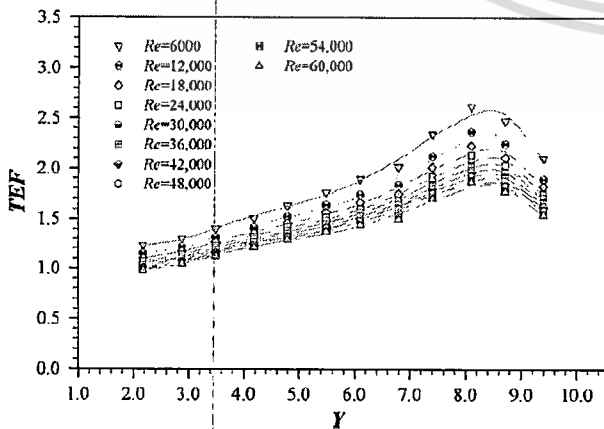


Fig. 8. Effect of Y on TEF.

consistently with the increment of the twist ratio till $Y=8$ and then reduces rapidly for larger Y values. Also, it should be noted that the TEF is more sensitive to both the Re and Y values.

4.4. Empirical correlations

The fitted values of the Nu, and f are correlated to become the empirical correlations as shown below in Eqs. (15) and (16), respectively. The fitted values from the Nu and f correlations are found to be within $\pm 10\%$ and $\pm 11\%$ with the measured data, respectively.

The empirical correlations developed for the co-swirl ribbed-tube with double twisted tapes are

$$Nu = 0.238 Re^{0.627} Pr^{0.3} (Y)^{0.346} \tag{15}$$

$$f = 31.675 Re^{-0.4} (Y)^{-0.458} \tag{16}$$

5. Conclusions

Thermal characteristics in a helical-ribbed tube fitted with twin twisted-tapes in co-swirl arrangement are presented in the present study. The work has been conducted in the turbulent flow regime, Re from 6000 to 60,000 using water as the test fluid. The findings of the work can be drawn as follows:

1. For the inserted ribbed tube, the Nu tends to increase with the rise in Re while the f and TEF give the opposite trends.
2. The TEF obtained from the inserted ribbed tube is found to be much higher than unity.
3. The compound enhancement devices of the helical-ribbed tube and the twin twisted tapes show a considerable improvement of heat transfer rate and thermal performance relative to the smooth tube and the helical-ribbed tube acting alone, depending on twist ratios.
4. The co-swirl tube yields higher Nu and f than the ribbed tube at higher twist ratio. The maximum TEF is obtained for the co-swirl tube at $Y \approx 8$.

Acknowledgements

The first author gratefully acknowledges the financial support by the Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang (KMITL).

References

- [1] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Promvong, Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements, International Communications in Heat and Mass Transfer 33 (10) (2006) 1225–1233.
- [2] S. Eiamsa-ard, P. Promvong, Heat transfer characteristics in a tube fitted with helical screw-tape with/without core-rod inserts, International Communications in Heat and Mass Transfer 34 (2) (2007) 176–185.
- [3] S. Eiamsa-ard, S. Pethkool, C. Thianpong, P. Promvong, Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts, International Communications in Heat and Mass Transfer 35 (2008) 120–129.
- [4] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, P. Promvong, Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert, International Communications in Heat and Mass Transfer 36 (2009) 365–371.
- [5] S. Eiamsa-ard, P. Promvong, Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tape inserts, International Journal of Heat and Mass Transfer 53 (2010) 1364–1372.
- [6] P. Promvong, Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires, Energy Conversion and Management 49 (5) (2008) 980–987.
- [7] P. Promvong, Thermal enhancement in a round tube with snail entry and coiled-wire inserts, International Communications in Heat and Mass Transfer 35 (2008) 623–629.
- [8] P. Promvong, S. Eiamsa-ard, Heat transfer augmentation in a circular tube using V-nozzle turbulator inserts and snail entry, Experimental Thermal and Fluid Science 32 (2007) 332–340.

- [9] P. Promvong, C. Thianpong, Thermal performance assessment of turbulent channel flows over different shaped ribs, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35 (2008) 1327–1334.
- [10] S. Sripattanapipat, P. Promvong, Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36 (2009) 32–38.
- [11] T. Chompookham, C. Thianpong, S. Kwankaomeng, P. Promvong, Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37 (2010) 163–169.
- [12] P. Promvong, T. Chompookham, S. Kwankaomeng, C. Thianpong, Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators, *Energy Conversion and Management* 51 (6) (2010) 1242–1249.
- [13] S. Eiamsa-ard, P. Promvong, Influence of double-sided delta-wing tape insert with alternate-axes on flow and heat transfer characteristics in a heat exchanger tube, *Chinese Journal of Chemical Engineering* 19 (3) (2011) 410–423.
- [14] M. Rahimi, S.R. Shabaniyan, A.A. Alsairafi, Experimental and CFD studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube equipped with modified twisted tape inserts, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 48 (2009) 762–770.
- [15] P. Sivashanmugam, S. Suresh, Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with helical screw-tape inserts, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 46 (2007) 1292–1298.
- [16] S. Eiamsa-ard, P. Seemawute, K. Wongcharee, Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows, *Experimental Thermal and Fluid Science* 34 (2010) 711–719.
- [17] Q. Liao, M.D. Xin, Augmentation of convective heat transfer inside tubes with three-dimensional internal extended surfaces and twisted-tape inserts, *Chemical Engineering Journal* 78 (2000) 95–105.
- [18] P. Promvong, S. Eiamsa-ard, Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 34 (2007) 849–859.
- [19] H. Mengna, D. Xianhe, H. Kuo, L. Zhiwu, Compound heat transfer enhancement of a converging-diverging tube with evenly spaced twisted-tapes, *Chinese Journal of Chemical Engineering* 15 (2007) 814–820.
- [20] D. Pramanik, S.K. Saha, Thermohydraulics of laminar flow through rectangular and square ducts with transverse ribs and twisted tapes, *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME* 128 (2006) 1070–1080.
- [21] V. Zimparov, Enhancement of heat transfer by a combination of three-start spirally corrugated tubes with a twisted tape, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44 (2001) 551–574.
- [22] V. Zimparov, Enhancement of heat transfer by a combination of a single-start spirally corrugated tubes with a twisted tape, *Experimental Thermal and Fluid Science* 25 (2002) 535–546.
- [23] P. Bharadwaj, A.D. Khondge, A.W. Date, Heat transfer and pressure drop in a spirally grooved tube with twisted tape insert, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (7–8) (2009) 1938–1944.
- [24] S. Al-Fahed, L.M. Chamra, W. Chakroun, Pressure drop and heat transfer comparison for both microfin tube and twisted-tape inserts in laminar flow, *Experimental Thermal and Fluid Science* 18 (1998) 323–333.
- [25] C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, S. Eiamsa-ard, Compound heat transfer enhancement of a dimpled tube with a twisted tape swirl generator, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36 (2009) 698–704.
- [26] P. Promvong, Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators, *Energy Conversion and Management* 49 (2008) 2949–2955.
- [27] S. Eiamsa-ard, P. Nivesrangan, S. Chokphoemphun, P. Promvong, Influence of combined non-uniform wire coil and twisted tape inserts on thermal performance characteristics, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 34 (2007) 849–859.
- [28] P. Naphon, P. Srirornrui, Single-phase heat transfer and pressure drop in the micro-fin tubes with coiled wire insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 33 (2006) 176–183.
- [29] P. Naphon, M. Nuchjapo, J. Kurujareon, Tube side heat transfer coefficient and friction factor characteristics of horizontal tubes with helical rib, *Energy Conversion and Management* 47 (2006) 3031–3044.
- [30] L. Wang, D.W. Sun, P. Liang, L. Zhuang, Y. Tan, Heat transfer characteristics of carbon steel spirally fluted tube for high pressure preheaters, *Energy Conversion and Management* 41 (2000) 993–1005.
- [31] S. Pethkool, S. Eiamsa-ard, S. Kwankaomeng, P. Promvong, Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 38 (2011) 340–347.
- [32] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, P. Promvong, Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37 (2010) 39–46.
- [33] S. Jaisankar, T.K. Radhakrishnan, K.N. Sheeba, S. Suresh, Experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water-heater system fitted with spacer at the trailing edge of left-right twisted tapes, *Energy Conversion and Management* 50 (2009) 2638–2649.
- [34] S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, S. Sripattanapipat, 3-D Numerical simulation of swirling flow and convective heat transfer in a circular tube induced by means of loose-fit twisted tapes, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36 (2009) 947–955.
- [35] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes, *Experimental Thermal and Fluid Science* 34 (1) (2010) 53–62.
- [36] S. Eiamsa-ard, P. Promvong, Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1673–1682.
- [37] F.P. Incropera, P.D. Witt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John-Wiley & Sons, 2006.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน



ชื่อ-นามสกุล นายสมศักดิ์ เพ็ชรกุล
วัน เดือน ปีเกิด 10 มิถุนายน 2517
ที่อยู่ 209/29 หมู่บ้าน นลินญา หมู่ที่ 8 ถนน สกฤติ แขวงหนองจอก เขตหนอง-
จอก กรุงเทพมหานคร 10530 โทรศัพท์ 089 771 4071

ประวัติการศึกษา 2536 ปวส.ช่างยนต์ โรงเรียนสงขลาเทคโนโลยี จังหวัดสงขลา
2541 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
2547 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ประสบการณ์วิจัย/สาขาที่ชำนาญ : Internal Combustion Engines, Heat Transfer, Air conditioner.

หัวข้อปริญาานิพนธ์ (ป.ตรี)

ชื่อเรื่องไทย : ชุดทดลองเกี่ยวกับระบบท่อที่มีการต่อแบบอนุกรมและแบบขนาน

ชื่ออังกฤษ : Network of Pipe Apparatus.

อาจารย์ที่ปรึกษา : ผศ.ดร. เลอเกียรติ วงศ์สารพิกุล และ รศ.ดร. สมิทธิ์ เอี่ยมสะอาด

หัวข้อวิทยานิพนธ์ (ป.โท)

ชื่อไทย : การพัฒนาเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติแบบหัวฉีด

ชื่ออังกฤษ : A Development of Natural Gas Injection Engine.

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ : ผศ.ดร. จินดา เจริญพรพานิชย์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ (ป.เอก)

ชื่อไทย : การศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิด

ชื่ออังกฤษ : Experimental Study on Heat Transfer and Friction Characteristics in Helical Ribbed Tube with Twisted-Tape Inserts.

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ : รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. การเผยแพร่ผลงานวิจัยระหว่างศึกษาปริญญาเอก

1.1 การตีพิมพ์ผลงานวิจัย

1. Pethkool, S., Eiamsa-ard, S., Kwankaomeng, S. and Promvongse, P. 2011. "Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 38 : 340-347.
2. Eiamsa-ard, S., Pethkool, S., Thianpong, C. and Promvongse, P. 2008. "Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 2 : 120-129.
3. Pongjet Promvongse, Somsak Pethkool, Monsak Pimsarn and Chinaruk Thianpong. 2012. "Heat transfer augmentation in a helical-ribbed tube with double twisted tape inserts." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 39 : 953-959.

1.2 การเสนอผลงานวิจัยในที่ประชุม

1. Nivesrangsarn, P., Pethkool, S., Nanan, K. and Eiamsa-ard, S. 2010. "Thermal performance assessment of turbulent flow through a dimpled tube." **The 14th International Heat Transfer Conference**, 8-13 August, 2010, Washington, DC, USA.
2. Wongcharee, K., Pethkool, S. and Thianpong, C. 2010. "Heat transfer enhancement in a double pipe heat exchanger by insertion of propeller-type swirl generators." **The 14th International Heat Transfer Conference**, 8-13 August, 2010, Washington, DC, USA.
3. Pethkool, S., Boonloi, A., Thianpong, C. and Promvongse, P. 2007. "Experimental investigation of bagasse combustion in a fluidized bed." **International conference in Asian-Pacific Regional Conference (APRC 2007)**, 20 June March, 2007, Sofitel Raja Orchid Khon Kaen Hotel, Khon kaen, Thailand.
4. Phunlawong, T., Pethkool, S. and Promvongse, P. 2007. "Combustion behavior of biomass waste in a circulating fluidized bed." **International conference in Asian-Pacific Regional Conference (APRC 2007)**, 20 June March, 2007, Sofitel Raja Orchid Khon Kaen Hotel, Khon kaen, Thailand.
5. Pethkool, S., Eiamsa-ard, S. and Promvongse, P. 2007. "Thermal performance of inline forward and backward blade strips in a counter-flow heat exchanger." **International Conference on Agricultural, Food and Biological Engineering & Post Harvest/Production Technology**, 21 – 24 January, 2007, Sofitel Raja Orchid Khon Kaen Hotel, Khon-kaen, Thailand.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. Pethkool, S., Eiamsa-ard, S. and Promvonge, P. 2007. "Heat transfer enhancement in a concentric pipe heat exchanger with louvered strip inserts." **International Conference on Green and Sustainable Innovation**, 29 November – 1 December, 2006, Amora Tapae Hotel, Chiang Mai , Thailand.
7. Pethkool, S., Eiamsa-ard, S., Ridluan, A. and Promvonge, P. 2007. "Effect of louvered strips on heat transfer in a concentric pipe heat exchanger." **The 2nd Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment (SEE 2006)**, 21-23 November, 2006, Swissotel Nai Lert Park Hotel, Bangkok , Thailand.
8. Eiamsa-ard, S., Nerdnoi, W., Pethkool, S., Thianpong, C. and Promvonge, P. 2006. "Numerical processing of flow visualization pictures measurement of flow through an obstacle." **The 10th Annual National Symposium on Computational Science & Engineering (ANSCSE10)**, 22-24 March, 2006, Faculty of Science, Chiang Mai University, Chiang Mai, Thailand.
9. Eiamsa-ard, S., Pethkool, S. and Promvonge, P. 2006. "Flow field and heat transfer characteristics in a tube fitted with a screw tape." **The Eleventh Asian Congress of Fluid Mechanics**, 22-25 May, 2006, Kuala Lumpur, Malaysia.
10. Pethkool, S., Eiamsa-ard, S., Thianpong, C. and Promvonge, P. 2005. "Flow field and heat transfer characteristics in a concentric tube fitted with a screw tape." **The 8th Asian symposium on visualization (8ASV)**, 23-27 May, 2005, The Empress Hotel, Chiangmai, Thailand.
11. กิตติศักดิ์ สุดดวง, สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และ พรชัย นิเวศน์รังสรรค์. 2553. "Classification Vibration Signals of a Two-Stage Reciprocating Compressor using Artificial Neural Network." **การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 24**, 20-22 ตุลาคม 2553, โรงแรม สุนีย์ แกรนด์ โฮเต็ล แอนด์ คอนเวนชัน เซ็นเตอร์, อุบลราชธานี ประเทศไทย.
12. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล, กิตติศักดิ์ สุดดวง และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2553. "A study of heat transfer enhancement in a co-axial pipe heat exchanger with propeller installation." **งานประชุมวิชาการการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนครั้งที่ 9**, 11-12 มีนาคม 2553, ประจวบคีรีขันธ์ ประเทศไทย.
13. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล, กิตติศักดิ์ สุดดวง และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2552. "การศึกษาทดลองคุณลักษณะทางความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อผิวร่องเกลียวด้วยการใส่แผ่นปิดคู้." **การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23**, 4-7 พฤศจิกายน 2552, โรงแรม อิมพีเรียล แม่ปิง, เชียงใหม่ ประเทศไทย.
14. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2552. "การศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อผิวเอียงร่วมกับการติดตั้งแผ่นใบปิดและครีบบสามเหลี่ยม." **การประชุมวิชาการ การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ด้านความร้อน ครั้งที่ 8, 12-13 มีนาคม 2552, โรงแรม โพธิ์วัดล รีสอร์ท แอนด์ สปา, เชียงราย ประเทศไทย.

15. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2551. “การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่วมศูนย์โดยการใช้อลูมิเนียมฟอยล์.” การประชุมวิชาการ การถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน ครั้งที่ 7, 13-14 มีนาคม 2551, โรงแรม ยูเรเชีย, เชียงใหม่ ประเทศไทย.
16. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล, ฐิติวัจน์ ผุฒลาวัณษ์ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2550. “พฤติกรรมการเผาไหม้ขานอ้อยในเตาเผาฟลูอิดไดซ์เบดแบบหมุนเวียน.” การประชุมทางวิชาการวิศวกรรมเคมีและเคมีประยุกต์แห่งประเทศไทย ครั้งที่ 17, 29-30 ตุลาคม 2550, โรงแรม ดิเอ็มเพรส, เชียงใหม่ ประเทศไทย.
17. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2550. “การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้อลูมิเนียมฟอยล์.” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21, 17-19 ตุลาคม 2550, โรงแรม เวลคัม จอมเทียน บีช, ชลบุรี ประเทศไทย.
18. กฤษณพงษ์ คำบุญมา, สมศักดิ์ เพ็ชรกุล, ทวี เทศเจริญ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2550. “การวิเคราะห์สมรรถนะและเอกเซอร์รี่ของเครื่องแลกเปลี่ยนที่มีการสอดใส่แผ่นปีกใบพัด.” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21, 17-19 ตุลาคม 2550, โรงแรม เวลคัม จอมเทียน บีช, ชลบุรี ประเทศไทย.
19. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2550. “ผลกระทบของใบเกิร์ตต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและแรงเสียดทานของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง.” การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 3, 23-25 พฤษภาคม 2550, โรงแรม ไบฮกสกาย, กรุงเทพมหานคร ประเทศไทย.
20. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2550. “การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนด้วยการจัดวางแผ่นปีกใบพัด.” งานประชุมวิชาการการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนครั้งที่ 6, 15-16 มีนาคม 2550, โรงแรม อโหมกร ทำแพ, เชียงใหม่ ประเทศไทย.
21. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล, อาทิตย์ ฤทธิเลื่อน และ วราคม เนติน้อย. 2549. “การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้อลูมิเนียมฟอยล์ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น.” การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 2, 27-29 กรกฎาคม 2549, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี, นครราชสีมา ประเทศไทย.
22. วิชาญ คงเกียรติไพบุลย์, วราคม เนติน้อย, ปรัชญา สำรวสินธุ์, สมศักดิ์ เพ็ชรกุล, สมิต์ เอี่ยมสอาด และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2549. “การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมโดยการสอดใส่แผ่นบิด.” การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 2, 27-29 กรกฎาคม 2549, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี, นครราชสีมา ประเทศไทย.
23. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล, กฤษณ์ เรืองพุงศักดิ์ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2549. “การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้อลูมิเนียมฟอยล์สร้างความเป็นป่วน.” งานประชุมวิชาการการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนครั้งที่ 5, 6-7 เมษายน 2549, โรงแรม โลตัสปางสวนแก้ว, เชียงใหม่ ประเทศไทย.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

24. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล, สมิต์ เอี่ยมสะอาด และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2549. “การศึกษาเชิงทดลองการแยกชั้นของอนุภาคน้ำมันในท่อวอร์เทกซ์.” งานประชุมวิชาการการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนครั้งที่ 5, 6-7 เมษายน 2549, โรงแรม โลตัสปางสวนแก้ว, เชียงใหม่ ประเทศไทย.
25. สมิต์ เอี่ยมสะอาด, สมศักดิ์ เพ็ชรกุล, ปรัชญา สำรวยสินธุ์ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2549. “การศึกษาทดลองผลกระทบการไหลและการไหลย้อนต่อการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.” การประชุมเชิงวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทยครั้งที่ 7, 23-24 มกราคม 2549, มหาสารคาม ประเทศไทย.
26. สมิต์ เอี่ยมสะอาด, ยุทธนา พลอยฉาย, สมศักดิ์ เพ็ชรกุล, สมชาย ศรีพัฒน์พิพัฒน์ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2548. “คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อที่มีการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวน.” การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 1, 11-13 พฤษภาคม 2548, โรงแรมแอมบาสซาเดอร์ ซิตี้ จอมเทียน, ชลบุรี ประเทศไทย.
27. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และ จินดา เจริญพรพาณิชย์. 2548. “การใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในประเทศไทยกับเครื่องยนต์ MPI.” การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 1, 11-13 พฤษภาคม 2548, โรงแรมแอมบาสซาเดอร์ ซิตี้ จอมเทียน, ชลบุรี ประเทศไทย.

2. การเผยแพร่ผลงานวิจัยระหว่างศึกษาปริญญาโท

2.1 การเสนอผลงานวิจัยในที่ประชุม

1. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล, ชโลธร ธรรมแท้, ประสิทธิ์ คำพันธ์ม และ จินดา เจริญพรพาณิชย์. 2545. การจำลองการปรับอากาศในอาคารขนาดใหญ่โดยการแผ่รังสีความร้อนจากพื้นและการแยกชั้นของอากาศ. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 16. 24-26 ตุลาคม 2545, ภูเก็ต ประเทศไทย.
2. Pethkool, S., Cummoool, P. and Charoenphonphanich, C. 2004. “Natural Gas Multi Point Injection Engine.” The 15th International Symposium on Transport Phenomena (ISTP-15), 9-13 May, 2004, Shangri-La Hotel, Bangkok, Thailand.
3. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และ จินดา เจริญพรพาณิชย์. 2545. “การพัฒนาเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติแบบหัวฉีด.” ประชุมสัมมนาวิชาการสมาคมยานยนต์แห่งประเทศไทยครั้งที่ 2, 3 ตุลาคม 2545, กรุงเทพมหานคร ประเทศไทย.
4. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และ จินดา เจริญพรพาณิชย์. 2546. “การศึกษาเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติแบบหัวฉีด.” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17, 15-17 ตุลาคม 2546, โรงแรม ทวาราวดี ปราจีนบุรี ประเทศไทย.
5. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล, นิตินัย ปัญญาบุศยกุล, พงษ์ศักดิ์ คำมูล และ จินดา เจริญพรพาณิชย์. 2547. “สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติในประเทศไทย.” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 18, 18-20 ตุลาคม 2547, โรงแรม โซฟีเทล ราชาออร์คิด ขอนแก่น ประเทศไทย.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และ จินดา เจริญพรพาณิชย์. 2547. “เครื่องยนต์ MPI ที่ใช้แก๊สธรรมชาติในประเทศไทย.” การประชุมวิชาการพลังงานทดแทนสำหรับยานยนต์ในประเทศไทย ครั้งที่ 1, 2547, ศูนย์แสดงสินค้าไบเทค บางนา กรุงเทพมหานคร ประเทศไทย.
7. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล, สมิต์ เอี่ยมสอาด และ จินดา เจริญพรพาณิชย์. 2548. “การใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในประเทศไทยกับเครื่องยนต์ MPI.” การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 1, 11-13 พฤษภาคม 2548, โรงแรม แอมบาสเดอร์ซิตี จอมเทียน พัทยา ประเทศไทย.

2.2 การตีพิมพ์ผลงานวิจัย

1. สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และ จินดา เจริญพรพาณิชย์. 2546. การศึกษาเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติระบบหัวฉีดประจำสูบ. วิศวกรรมลาดกระบัง. (20) 2 : 94-100

3. โครงการศึกษาหรือทุนวิจัยที่เคยได้รับ

ปี พ.ศ.	ชื่อทุนการศึกษาและทุนวิจัย	สถาบัน/หน่วยงานที่ให้
2545	ทุนสนับสนุนการทำวิทยานิพนธ์	บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
2549	ตู้ระบายความร้อนของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
2549	ระบายความร้อนของอุปกรณ์โทรคมนาคม	บริษัท A.L.T. Inter Corporation
2549	รถฮอนด้า Wave 125 ประหยัดน้ำมัน เชื้อเพลิงประจำปี 2549	บริษัท เอ พี ฮอนด้าประเทศไทยจำกัด
2550	การออกแบบระบบระบายความร้อนตู้ อุปกรณ์โทรคมนาคม	บริษัท A.L.T. Inter Corporation
2550	ระบบระบายความร้อนและนวัตกรรมตู้ อุปกรณ์โทรคมนาคมประเภทติดตั้งนอกอาคาร (Telecom base station)	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
2550	การออกแบบผลิตภัณฑ์ตู้โทรคมนาคม ประเภทติดตั้งนอกอาคาร (Outdoor Shelter for Telecom base station)	บริษัท A.L.T. Inter Corporation
2550	รถฮอนด้า Wave 125 ประหยัดน้ำมัน เชื้อเพลิงประจำปี 2550	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
2550	รถประติษฐ์ประหยัดน้ำมันประจำปี 2550	บริษัท เอ พี ฮอนด้าประเทศไทยจำกัด
2551	รถฮอนด้า Wave 125 ประหยัดน้ำมัน เชื้อเพลิงประจำปี 2551	บริษัท เอ พี ฮอนด้าประเทศไทยจำกัด
2551	รถฮอนด้า Wave 125i ประหยัดน้ำมัน เชื้อเพลิงประจำปี 2551	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปี พ.ศ.	ชื่อทุนการศึกษาและทุนวิจัย	สถาบัน/หน่วยงานที่ให้
2551	ระบบระบายความร้อนของตู้อุปกรณ์โทรคมนาคมด้วยท่อลมเย็น (Vortex tube)	บริษัท A.L.T. Inter Corporation
2552	รถฮอนด้า Wave 110 ประหยัดน้ำมัน เชื้อเพลิงประจำปี 2552	บริษัท เอ พี ฮอนด้าประเทศไทยจำกัด

4. ประสบการณ์การทำงาน

2542	บริษัท บางกอกอีเกิลวิง ประเทศไทย จำกัด
2545	วิศวกรโครงการ การวิจัยการติดตั้งท่อน้ำเย็นใต้พื้นของสนามบินสุวรรณภูมิ บริษัท จาร์ดินแมธทีสัน ประเทศไทย จำกัด
2546	วิศวกรโครงการ แผนแม่บทการใช้ การจัดหาอากาศยาน ของสำนักงานบินอนุรักษ์ทรัพยากรธรรมชาติ กระทรวงทรัพยากรธรรมชาติและสิ่งแวดล้อม
2547	วิศวกร โครงการออกแบบและพัฒนาหม้อน้ำรถยนต์ของบริษัท ซีเอส วัฒนายนต์ จำกัด
2547-ปัจจุบัน	อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้