สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจัตุรัสด้วยแผ่นบางติดครีบ

THERMAL PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A SQUARE-DUCT HEAT EXCHANGER WITH BAFFLED TAPES

T128577

สมพล สกุลหลง
SOMPOL SKULLONG

เลขหมู่ 128577
เลขทะเบียน
วัน เดือน ปี 5 พ.ย. 2556

.b 12552628
.i

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ. 2555
KMITL-2012-EN-D-058-133

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

THERMAL PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A SQUARE-DUCT HEAT EXCHANGER WITH BAFFLED TAPES

SOMPOL SKULLONG

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-058-133

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	การเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจัตุรัสด้วยแผ่นบางติดครีบ
นักศึกษา	นายสมพล สกุลหลง
รหัสนักศึกษา	52610201
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2555
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้ได้ทำการศึกษาเชิงทดลองการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจัตุรัสด้วยแผ่นบางติดครีบ โดยการสอดใส่แผ่นบางติดครีบในแนวแทยงมุมของท่อ โดยที่สภาวะผิวฟลักซ์ความร้อนที่ผิวท่อคงที่ มีอากาศเป็นของไหลทดสอบ ท่อเป็นแบบหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส มีขนาด 45×45 มิลลิเมตร ทำการทดลองในช่วงการไหลปั่นป่วนมีเลขเรย์โนลดส์ (Re) ตั้งแต่ 4000 ถึง 25,000 ในการศึกษานี้การถ่ายเทความร้อนแสดงอยู่ในพจน์เลขนัสเซิลท์ (Nu) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน (f) และได้แบ่งการศึกษาออกเป็น 3 ส่วน ดังนี้

ส่วนแรก ลวดขด (wire coil), ใบบิด (twisted tape) และแผ่นบางติดครีบเอียง (oblique-baffled tape) โดยทำการศึกษาอิทธิพลของลวดขด อิทธิพลระยะการบิดของใบบิด และอิทธิพลของมุมปะทะ ความสูง และระยะพิตช์ของครีบเอียง การใช้ลวดขดจะใช้ลวดขดยาวเต็ม (full-length wire coil) ถัดมาคือใบบิดซึ่งมีอัตราส่วนการบิด 2 ค่า (y/w= 4, 5) และสุดท้ายคือแผ่นบางติดครีบเอียงซึ่งจะศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ 5 ค่า (BR=b/H= 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3) อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ 5 ค่า (PR= 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3) ที่มุมปะทะของครีบต่างๆ (α = 15°, 20°, 30° และ 45°) การใช้แผ่นบางติดครีบเอียงก็เพื่อสร้างกระแสชนที่เกิดจากการเหนี่ยวนำของวอร์เทคที่เกิดจากการใช้ครีบในส่วนทดสอบ ผลจากการทดลองพบว่าการใช้ลวดขดและใบบิดสอดใส่ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผนังเรียบที่ไม่มีการสอดใส่ โดยลวดขดยาวให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าใบบิดที่ y/w = 4 และ 5 แต่การใช้แผ่นบางติดครีบเอียงที่ α = 45°, BR = 0.3 และ PR=0.5 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นสูงกว่ามากเมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ลวดขดและใบบิด ขณะเดียวกันแผ่นบางติดครีบเอียงที่ α = 20°, BR = 0.2 และ PR = 1 ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) ที่สูงที่สุด

ส่วนที่สอง แผ่นบางติดครีบตัววี (V-baffled tape) โดยติดครีบแบบปลายวี (V-tip) ชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) และติดครีบแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream) โดยทำการศึกษาอิทธิพลของทิศทางการวางครีบ ความสูง ระยะพิตช์ และมุมปะทะของครีบ โดยครีบที่ใช้จะมีอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ 4 ค่า (BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25) อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ 4 ค่า (PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2) และมุมปะทะต่างๆ (α = 15°, 20°, 30° และ 45°) จากผลการทดลองพบว่า แผ่นบางติดครีบแบบ V-downstream ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันสูงกว่าการติดครีบแบบ V-upstream และให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าเช่นกัน โดยแผ่นบางติดครีบตัววีที่ α = 45°, BR = 0.25 และ PR = 0.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันสูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นบางติดครีบตัววีแบบอื่นๆ อย่างไรก็ตามแผ่นบางติดครีบตัววีที่ α = 20°, BR = 0.2 และ PR = 1 ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดทั้งแบบครีบ V-upstream และ V-downstream แผ่นบางติดครีบตัววีที่ α = 20°, BR = 0.2 และ PR = 1 จะให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า α = 30° เล็กน้อย และมีค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า α = 45° ค่อนข้างมาก ดังนั้นครีบแบบ V-downstream ที่ α = 20°, BR = 0.2 และ PR = 1 ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด

ส่วนที่สาม แผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว (discrete V-baffled tape) ส่วนนี้ศึกษาอิทธิพลของการจัดวาง ความสูง ระยะพิตช์ และมุมปะทะของแผ่นครีบ โดยตัวแปรของครีบตัววีแยกตัวนี้จะมีค่าต่างๆ ของอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ (BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25) อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ (PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2) และมุมปะทะ (α = 20°, 30°, 45° และ 60°) ผลจากการทดลองแสดงให้เห็นว่าการใช้แผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัวที่ค่า α และ BR มากๆ และ PR น้อยๆ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มสูงมากๆ แต่แผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว ที่ α = 45°, BR = 0.2, PR = 1 จะให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดโดยมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 2.1 และมีค่าสูงกว่าการใช้ใบบิด, ลวดขด, แผ่นบางติดครีบเอียงและครีบตัววี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis Title	Thermal performance enhancement of a square-duct heat exchanger with baffled tapes
Student	Mr. Sompol Skullong
Student ID.	52610201
Degree	Doctor of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2012
Thesis Advisor	Assoc.Prof.Dr. Pongjet Promvonge

ABSTRACT

The thesis presents an experimental study on thermal performance enhancement of a square-duct heat exchanger inserted diagonally with baffled-tapes. The duct having a constant wall heat-flux condition has a cross-section of 45×45 mm. In the present work, air used as the test fluid was flowed through the tested duct in terms of Reynolds number from 4000 to 25,000. The heat transfer rate and pressure drop in the duct are presented in terms of Nusselt number (Nu) and friction factor (f), respectively. The thesis outlines are divided into three sections as follows:

Firstly, insertion effects of wire coil, twisted tapes relating to twist ratios, and oblique-baffled tapes involving to baffle attack angles, heights and pitches on heat transfer characteristics in a constant heat-fluxed square duct are examined experimentally. In this study, a full-length wire coil and two different twist ratios (y/w= 4, 5) for twisted tapes are introduced. For oblique-baffled tapes, the baffle characteristics include five ratios of baffle to duct heights (BR=b/H= 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 and 0.3), four ratios of pitch to duct heights, (PR = 0.5, 0.75, 1, 2, 3), and four baffle attack angles (α = 15°, 20°, 30° and 45°). The use of the baffled tape inserted diagonally into the tested duct is to generate vortex flows leading to vortex-pair-induced impingements inside the duct. The experimental results show that the full-length wire coil provides the higher heat transfer rate than the twisted tapes with y/w = 4 and 5. In addition, the oblique-baffled tape at α = 45°, BR = 0.3 and PR = 0.5 yields the highest heat transfer and friction loss compared with the wire coil, the twisted tape and other baffled tapes. However, the baffled tape at α = 20°, BR = 0.2 and PR = 1, provides the highest thermal performance enhancement factor (TEF).

Secondly, effects of V-baffled tapes with V-tip pointing downstream and upstream at different baffle orientations, heights, pitches and attack angles on heat transfer characteristics in a square duct are investigated. Baffle parameters are baffle to duct height ratio or blockage ratio, (BR = 0.1, 0.15, 0.2 and 0.25), pitch to duct height ratio, (PR = 0.5, 0.75, 1, 2) and attack angle, (α = 15°, 20°, 30° and 45°). The

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

tape with V-baffles mounted on both sides is inserted diagonally into test duct. The experimental results show that the V–downstream baffled tape provides higher heat transfer rate, pressure loss and TEF than the V-upstream baffled tape. The V-baffled tape at α = 45°, BR = 0.25 and PR = 0.5 gives the highest heat transfer and pressure loss while the V-baffled tape at α = 20°, BR = 0.2 and PR = 1 yields the highest TEF for both V-upstream and V-downstream baffled tapes. It is worth noting that the TEF of the V-baffled tape at α = 20°, BR = 0.2 and PR = 1 is slightly higher than that of the one at α = 30° but much higher than that of the α = 45° at the same condition. This indicates that the V-downstream baffled tape at α = 20°, BR = 0.2 and PR = 1 provides the highest TEF value.

Finally, effects of discrete V-baffled tapes with various baffle heights, pitches, and attack angles on heat transfer and pressure loss behaviors in the square duct are examined. Several baffle characteristics are introduced such as baffle to duct height ratio or blockage ratio, (BR = 0.10, 0.15, 0.20 and 0.25), pitch to duct height ratio, (PR = 0.5, 0.75, 1, 2) and baffle attack angle, (α = 20°, 30°, 45° and 60°). The V-baffles attached on both sides of the tape are discrete/broken into 2 parts to reduce the pressure loss in the duct. The results show that the heat transfer and friction factor values from using the discrete V-baffled tape increase with increasing the attack angle (α) and the blockage ratio (BR) but with decreasing the pitch ratio (PR). The discrete V-baffled tape with α = 45°, BR = 0.2 and PR = 1 gives the highest mean TEF of about 2.1 and also performs better than the twisted tape, the wire coil, the oblique-baffled and the V-baffled tapes.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ ที่ให้ความช่วยเหลือและการดูแลเอาใจใส่ที่ดีในระหว่างศึกษาในหลักสูตร ตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์ที่ดีในด้านต่าง ๆ แก่ข้าพเจ้า

ขอขอบพระคุณ คุณทวีศักดิ์ วงศ์ไพศาลเจริญ กรรมการผู้จัดการบริษัท 2 พีที ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำ ข้อชี้แนะในภาคอุตสาหกรรมแก่งานวิจัยนี้ จนในที่สุดทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบพระคุณ รศ.ดร.ชินรักษ์ เธียรพงษ์, รศ.ดร.จำลอง ปราบแก้ว, ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร และ พ.อ.รศ.ดร.อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง กรรมการสอบวิทยานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำ ข้อชี้แนะในงานวิจัยนี้ จนในที่สุดทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้ด้วยดี

ขอขอบพระคุณ คณาจารย์สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังทุก ๆ ท่าน ที่ได้ให้การสนุบสนุน ตลอดจนข้อชี้แนะต่าง ๆ ในการทำงานวิจัย

งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี จากการได้รับทุนสนับสนุนการวิจัย จากกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ผ่านโครงการปริญญาเอกกาญจนาภิเษก ประเภททุน คปก.-อุตสาหกรรม รุ่นที่ 11 รหัสนักศึกษา 1.M.KL/51/B.2 สัญญาเลขที่ PHD/0166/2551

ยิ่งไปกว่านั้น ขอขอบคุณเพื่อน ๆ พี่ ๆ น้อง ๆ ห้องปฏิบัติการ Thermo-Fluid & CFD โดยเฉพาะอย่างยิ่งทีมงานวิจัยสายการประยุกต์การถ่ายเทความร้อน (ผศ.ดร.ภาคภูมิ ศรีรมรื่น, ดร. ธีรพัฒน์ ชมภูคำ, จิตกร กนกนัยการ, สมบัติ ทำนา, นรินทร์ กุลนภาดล, วิฑูรย์ ชิงถ้วยทอง, สุริยา โชคเพิ่มพูน, สุภัทรชัย สุวรรณพันธุ์, วิษณุ อำไพจิตร, อรรถวุฒิ เลาะเหม็ง, กิตติชัย ดวงตาคำ, ภาณุวัฒน์ หุ่นพงษ์ และประทาน ศรีชัย) ที่คอยให้คำแนะนำและความช่วยเหลืออย่างดีตลอดมา

ท้ายที่สุด สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดามารดา น้องชาย อันเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่าน ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

สมพล สกุลหลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ III
กิตติกรรมประกาศ V
สารบัญ VI
สารบัญตาราง IX
สารบัญรูป X
รายการคำย่อและสัญลักษณ์ XVI

บทที่ 1 บทนำ 1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา 1
1.2 วัตถุประสงค์งานวิจัย 2
1.3 ขอบเขตงานวิจัย 2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ 3
1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์ 3

บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์ 4
2.1 บทนำ 4
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง 4
2.3 แนวทางการศึกษาวิจัย 20

บทที่ 3 ทฤษฎี 21
3.1 บทนำ 21
3.2 กลศาสตร์ของไหล 21
3.3 การถ่ายเทความร้อน 24
3.4 การสมดุลของพลังงาน 25
3.5 สหสัมพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม 26
3.6 สหสัมพันธ์การพาความร้อน สำหรับท่อที่ไม่กลม 27
3.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน 28
3.8 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน 28

บทที่ 4 การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง 30
4.1 บทนำ 30
4.2 การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลอง 30
4.3 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง 32
4.4 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง 37

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.5 วิธีการทดลอง 44

บทที่ 5 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียง 45

5.1 บทนำ 45

5.2 ผลการทวนสอบท่อผนังเรียบ 46

5.3 อิทธิพลของการสอดใส่ลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียง 45° 48

5.4 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียง 30° 56

5.5 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียง 20° 64

5.6 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียง มุม 15°, 20°, 30° 72

5.7 สรุป 82

5.8 การสร้างสมการสหสัมพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร 83

บทที่ 6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แผ่นบางติดครีบตัววีสอดใส่ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ 90

6.1 บทนำ 90

6.2 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบตัววี 45° (V-upstream และ V-downstream) 91

6.3 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบตัววี 30° (V-upstream และ V-downstream) 107

6.4 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบตัววี 20° (V-upstream และ V-downstream) 123

6.5 ผลการทดลองการสอดใส่ครีบ V-downstream มุม 15°, 20°, 30°, 45° 139

6.6 สรุป 152

6.7 การสร้างสมการสหสัมพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร 153

บทที่ 7 การพัฒนาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัสโดยใช้แผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว 164

7.1 บทนำ 164

7.2 ผลการเปรียบเทียบแผ่นบางติดครีบตัววีและแผ่นบางติดครีบครีบตัววีแยกตัว 165

7.3 อิทธิพลของมุมปะทะแผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว 169

7.4 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-discrete 45° 172

7.5 สรุป 182

7.6 การสร้างสมการสหสัมพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร 183

บทที่ 8 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ 186

8.1 สรุปผลการทดลอง 186

8.2 ข้อเสนอแนะ 190

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

บรรณานุกรม 191

ภาคผนวก 195
ภาคผนวก ก. คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิคส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ 196
ภาคผนวก ข. ออริฟิส 198
ภาคผนวก ค. บทความที่ได้รับการตีพิมพ์ 202

ประวัติผู้เขียน 244

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่ หน้า

5.1 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียง 45° 80

5.2 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30° 81

5.3 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20° 81

5.4 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ ที่ BR = 0.2 82

6.1 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีครีบ V-upstream และ V-downstream 45° 149

6.2 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีครีบ V-upstream และ V-downstream 30° 150

6.3 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีครีบ V-upstream และ V-downstream 20° 151

6.4 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ ที่ BR = 0.2.......... 152

7.1 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีเปรียบเทียบครีบ V-full และ V-discrete ที่ α = 45°, PR = 1 181

7.2 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีครีบ V-discrete มุมต่าง ๆ ที่ BR = 0.2, PR = 1.... 181

7.3 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีครีบ V-discrete 45° 182

8.1 ช่วงค่า Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF ของแต่ละส่วนศึกษา 189

ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิคส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ 197

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่ หน้า

2.1 โครงสร้างครีบ : (a) cross rib-roughened (b) parallel rib-roughened (c) cross V-rib- roughened (d) parallel V-rib-roughened (e) Swirl Flow Tube ของ Olsson and Sunden [12]....6
2.2 รูปแบบครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Karwa [17]....8
2.3 รูปแบบครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Tanda [19]....9
2.4 รูปแบบครีบของ Benlu and Jiang [21]....10
2.5 (ก) ลักษณะการไหลแบบต่าง ๆ บนพื้นผิวที่มีความสัมพันธ์เป็นฟังก์ชันกับระยะห่างระหว่างยอดผิวขรุขระ และ (ข) ลักษณะการไหลแบบต่าง ๆ บนพื้นผิวที่มีความสัมพันธ์เป็นฟังก์ชันกับความสูงของผิวขรุขระของ Varun et al. [23]....11
2.6 ชิ้นงานทดสอบของ ชิงถ้วยทอง [25]....12
2.7 ครีบหยักรูปตัววีมุม 45◦ ของ อำไพจิตร [29]....14
2.8 รูปแบบครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Lee et al. [30]....15
2.9 แผ่นกั้นวางเอียงและแผ่นกั้นรูปตัววีของ ทำนา [31]....16
2.10 ครีบบางตัววีของ กนกนัยการ [32]....17
2.11 ครีบรูปตัวยูของ สุขเตี้ยม [33]....18
2.12 โครงสร้างช่องขนานและโดเมนการคำนวณเชิงตัวเลขของ Sripattanapipat [34]....18
2.13 แผ่นทดสอบของ ชมภูคำ [35]....19
3.1 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่ในท่อกลม [39, 43]....23
3.2 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ [39]....25
3.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการสอดใส่ใบบิด....28
4.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส....32
4.2 พัดลมแรงดันสูง (High-pressure blower)....33
4.3 มอเตอร์....33
4.4 Inverter....33
4.5 Orifice meter....34
4.6 เครื่องวัดความดันแบบระนาบเอียง (Inclined manometer)....34
4.7 ถังพักลม (Settling tank)....35
4.8 แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply)....35
4.9 เครื่องเก็บข้อมูล....36
4.10 เทอร์โมคัปเปิล....36
4.11 เครื่องวัดความดันตกคร่อม, Dwyer 475 Mark III Digital Manometer....36
4.12 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ (Vane-type Anemometer), TESTO 445....37
4.13 แผนผังของชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส....37
4.14 ตำแหน่งติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล....38
4.15 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 1.1 ลวดขดและวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส....39

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ หน้า

4.16 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 1.2 ใบบิดและวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส 39
4.17 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 1.3 แผ่นบางติดครีบเอียงและวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส 40
4.18 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 2.1 แผ่นบางติดครีบ V-downstream และวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส 41
4.19 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 2.2 แผ่นบางติดครีบ V-upstream และวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส 42
4.20 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 3 แผ่นบางติดครีบ V-discrete และวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส 43
5.1 (ก) ลวดขด (ข) ใบบิด และ (ค) แผ่นบางติดครีบเอียง 45
5.2 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ 47
5.3 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ 47
5.4 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45° 49
5.5 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45° 50
5.6 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45° 52
5.7 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45° 53
5.8 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45° 54
5.9 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45° 55
5.10 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30° 57
5.11 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30° 58
5.12 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30° 60
5.13 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30° 61
5.14 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30° 62
5.15 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30° 63
5.16 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20° 65
5.17 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20° 66
5.18 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20° 68
5.19 ความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20° 69

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ หน้า

5.20 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20° 70
5.21 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20° 71
5.22 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ PR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ 73
5.23 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ PR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ 74
5.24 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re และ (ข) f กับ PR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ 76
5.25 ความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ PR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่างๆ 77
5.26 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ 78
5.27 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ PR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ 79
5.28 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45° 84
5.29 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45° 85
5.30 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30° 86
5.31 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30° 86
5.32 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20° 87
5.33 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20° 88
5.34 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ 89
5.35 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ 89
6.1 แผ่นบางติดครีบตัววีชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream) 90
6.2 แผ่นบางติดครีบตัววีชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) 90
6.3 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีบ V-upstream 45° 92
6.4 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีครีบ V-upstream 45° 93
6.5 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีครีบ V-upstream 45° 95
6.6 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีครีบ V-upstream 45° 96
6.7 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-upstream 45° 97
6.8 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีบ V-upstream 45° 98
6.9 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีบ V-downstream 45° 100
6.10 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีครีบ V-downstream 45° 101
6.11 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีครีบ V-downstream 45° 103
6.12 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีครีบ V-downstream 45° 104

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ หน้า

6.13 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-downstream 45° 105
6.14 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีบ V-downstream 45° 106
6.15 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีบ V-upstream 30° 108
6.16 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีครีบ V-upstream 30° 109
6.17 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีครีบ V-upstream 30° 111
6.18 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีครีบ V-upstream 30° 112
6.19 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-upstream 30° 113
6.20 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีบ V-upstream 30° 114
6.21 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีบ V-downstream 30° 116
6.22 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีครีบ V-downstream 30° 117
6.23 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีครีบ V-downstream 30° 119
6.24 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีครีบ V-downstream 30° 120
6.25 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-downstream 30° 121
6.26 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีบ V-downstream 30° 122
6.27 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีบ V-upstream 20° 124
6.28 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีครีบ V-upstream 20° 125
6.29 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีครีบ V-upstream 20° 127
6.30 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีครีบ V-upstream 20° 128
6.31 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-upstream 20° 129
6.32 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีบ V-upstream 20° 130
6.33 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีบ V-downstream 20° 132
6.34 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีครีบ V-downstream 20° 133
6.35 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีครีบ V-downstream 20° 135
6.36 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีครีบ V-downstream 20° 136
6.37 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-downstream 20° 137
6.38 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีบ V-downstream 20° 138

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ หน้า

6.39 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ PR กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ 141

6.40 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ PR กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ 142

6.41 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ PR กรณีครีบ V-downstream มุมต่างๆ.... 144

6.42 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ PR กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ 145

6.43 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ 146

6.44 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ PR กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ 147

6.45 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีติดครีบ V-upstream 45° 154

6.46 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-upstream 45° 154

6.47 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-downstream 45° 155

6.48 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-downstream 45° 156

6.49 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-upstream 30° 157

6.50 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-upstream 30° 157

6.51 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-downstream 30° 158

6.52 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-downstream 30° 159

6.53 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-upstream 20° 160

6.54 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-upstream 20° 160

6.55 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-downstream 20° 161

6.56 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-downstream 20° 162

6.57 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ 163

6.58 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ 163

7.1 แผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว (V-discrete) 164

7.2 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีครีบ V-full และ V-discrete 165

7.3 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ Re กรณีครีบ V-full และ V-discrete 166

7.4 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re กรณีครีบ V-full และ V-discrete 167

7.5 ความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re กรณีครีบ V-full และ V-discrete 167

7.6 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re กรณีครีบ V-full และ V-discrete 168

7.7 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีครีบ V-discrete ที่มุมปะทะต่าง ๆ 169

7.8 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ Re กรณีครีบ V-discrete ที่มุมปะทะต่าง ๆ 170

7.9 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re กรณีครีบ V-discrete ที่มุมปะทะต่าง ๆ 171

7.10 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re กรณีครีบ V-discrete ที่มุมปะทะต่าง ๆ 171

7.11 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re กรณีครีบ V-discrete ที่มุมปะทะต่าง ๆ 172

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ หน้า

7.12 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ PR กรณีครีบ V-discrete 45° 174

7.13 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ PR กรณีครีบ V-discrete 45° 175

7.14 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ PR กรณีครีบ V-discrete 45° 177

7.15 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ PR กรณีครีบ V-discrete 45° 178

7.16 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-discrete 45° 179

7.17 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ PR กรณีครีบ V-discrete 45° 180

7.18 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-discrete 45° 184

7.19 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-discrete 45° 184

7.20 ความสัมพันธ์ของ TEF_{pre} กับ TEF_{exp} กรณีครีบ V-discrete 45° 185

ข-1 Standard orifice plate 199

ข-2 โครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิส 199

ข-3 การไหลผ่านแผ่นออริฟิส 200

ข-4 ออริฟิสแบบต่าง ๆ [39] 200

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์

สัญลักษณ์ตัวอักษรลาติน

A	พื้นที่การพาความร้อนของช่องขนาน, m^2
A_c	พื้นที่หน้าตัด, m^2
A_s	พื้นที่ผิว, m^2
AR	อัตราส่วนความกว้างต่อความสูงท่อ (W/H)
b	ความสูงครีบบาง, m
BR	อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ (b/H)
C_f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน หรือ ตัวประกอบเสียดทานของแฟนนิ่ง
C_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศที่ความดันคงที่, J/kg K
C_v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหลที่ปริมาตรคงที่, J/kg K
C_1	ค่าคงที่
C_2	ค่าคงที่
D	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ, m
D_h	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค, m
e	ความสูงครีบ, m
f	ตัวประกอบเสียดทาน
f/f_0	อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน
$\overline{f/f_0}$	อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ย
f_{exp}	ตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง
f_{pre}	ตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์
G	ระยะร่อง, m
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, W/m^2K

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

H	ความสูงท่อ
I	กระแสไฟฟ้า, A
j	ตัวประกอบการถ่ายเทความร้อนของคูลเบริน
k	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน, W/m^2K
L	ความยาวของส่วนทดสอบ, m
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, kg/s
Nu	เลขนัสเซิลท์
Nu/Nu_0	อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์
$\overline{Nu/Nu_0}$	อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์เฉลี่ย
Nu_{exp}	เลขนัสเซิลท์จากการทดลอง
Nu_{pre}	เลขนัสเซิลท์สหสัมพันธ์
n	ค่าคงที่
P	ระยะพิตช์, m
P_e	ความยาวเส้นรอบรูป, m
P_t	ระยะพิตช์ตามขวาง, m
Pr	เลขพรานส์
PR	อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ (P/H)
p	ความดันของไหล, N/m^2
Δp	ความดันตกคร่อม, N/m^2
Q	ค่าการถ่ายเทความร้อน, W
q_{conv}	อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด, W
q_s''	ฟลักซ์ความร้อนที่ผิว, W/m^2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

R	ค่าคงที่ของก๊าซ, J/kg.K
Re	เลขเรย์โนลด์
r	รัศมีที่ตำแหน่งใด ๆ, m
r_0	รัศมีท่อกลม, m
St	เลขสแตนตัน
T	อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใด ๆ, °C
T_b	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, °C
T_m	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ, °C
$T_{m,i}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางเข้า, °C
$T_{m,o}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางออก, °C
T_s	อุณหภูมิเฉลี่ยผิวครีบ, °C
TEF	สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน
$\overline{TEF}$	สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย
TEF_{exp}	สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากการทดลอง
TEF_{pre}	สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสหสัมพันธ์
t	ความหนาครีบ, m
U	ความเร็วเฉลี่ย, m/s
u	ความเร็วตามแนวแกน X, m/s
u_m	ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ, m/s
V	ความต่างศักย์ไฟฟ้า, V
$\dot{V}$	อัตราการไหลเชิงปริมาตร, m^3/s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

$\overline{V}$	ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s
v	ปริมาตรจำเพาะ, m^2/s
v_r	ความเร็วตามแนวแกน r, m/s
W	ความกว้างท่อ, m
$\dot{W}_{in}$	การจ่ายกำลังให้พัดลม, J/s
w	ความกว้างใบบิด
x	ความยาวที่ตำแหน่งใด ๆ, m
x_{fd}	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่, m
$x_{fd,h}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัว, m
x_{fdt}	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่ของความร้อน, m
y	ความยาวส่วนบิดของใบบิด

สัญลักษณ์ตัวอักษรกรีก

ρ	ความหนาแน่นของอากาศ, kg/m^3
ν	ความหนืดเชิงจลน์, m^2/s
α	มุมปะทะครีบ (°, degree)
μ	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหล, $N.s/m^2$
μ_s	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหลที่ผิว, $N.s/m^2$
τ_r	ความเค้นเฉือนในแนวรัศมี, N/m^2
τ_s	ความเค้นเฉือนบนผิว, N/m^2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัญลักษณ์ตัวห้อย

b	ครีบ
exp	การทดลอง
0	ท่อผนังเรียบ
i	เข้า
o	ออก
pp	กำลังขับ (pumping power)
pre	สหสัมพันธ์
s	ผิวท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

โลกปัจจุบันมีการพัฒนา เติบโตและเจริญก้าวหน้ามากยิ่งขึ้น ทำให้มีความต้องการพลังงานเพื่อใช้ในการผลิตในปริมาณมากขึ้น โดยเฉพาะภาคอุตสาหกรรมได้พัฒนาศักยภาพทั้งในด้านเทคโนโลยีการผลิต วัตถุดิบ อุปกรณ์และเครื่องจักรกลต่าง ๆ ไปอย่างรวดเร็ว หลายหน่วยงานทั้งภาครัฐและเอกชนทั่วโลกจึงตระหนักถึงความสำคัญในการประหยัดและใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตามความต้องการในการใช้พลังงานยิ่งมีมากขึ้นตามกาลเวลา อันเนื่องจากการแข่งขันทางธุรกิจ และจำนวนประชากรโลกที่เพิ่มมากขึ้น ซึ่งส่งผลกระทบและปัญหาต่าง ๆ ที่ตามมาทั้งทางตรงและทางอ้อมได้แก่ ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม มลพิษ ภาวะโลกร้อน วิกฤตราคาเชื้อเพลิงที่เพิ่มสูงขึ้นและวิกฤตเศรษฐกิจ เป็นต้น ฉะนั้นหากขาดการใช้องค์ความรู้พื้นฐานอย่างเหมาะสมสู่การพัฒนาเทคโนโลยีใหม่ ๆ อย่างจริงจัง ปัญหาดังกล่าวก็ยิ่งทวีความรุนแรงมากขึ้นและยากที่จะแก้ไขได้

ปัจจุบันการพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นในอุตสาหกรรม ตั้งแต่ขนาดเล็กจนกระทั่งไปถึงขนาดใหญ่ ด้านอุตสาหกรรมได้นำเอาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาประยุกต์ใช้ในระบบอย่างกว้างขวางอีกทั้งมีการแข่งขันและพัฒนาสินค้าหรือผลิตภัณฑ์มากขึ้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงต้องมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้นตามไปด้วย เทคโนโลยีในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนจึงสำคัญอย่างยิ่งต่อการออกแบบและประยุกต์ใช้งานได้อย่างมากมาย อาทิ เช่น เครื่องอบแห้ง เตาเผา เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แผงระบายความร้อน อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ เครื่องทำความเย็น เครื่องกลั่น เครื่องควบแน่น เครื่องยนต์ เครื่องจักรหรืออุปกรณ์ในกระบวนการผลิตต่าง ๆ ในอุตสาหกรรม เป็นต้น หลักการออกแบบอุปกรณ์หรือระบบที่มีการถ่ายเทหรือแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดี ต้องคำนึงถึงคุณสมบัติที่ต้องการ เช่น สามารถทำงานได้ตามความต้องการ ราคาถูก สมรรถนะในการถ่ายเทและแลกเปลี่ยนความร้อนสูง การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูง โครงสร้างที่ไม่ซับซ้อน ขนาดกะทัดรัด อายุการใช้งานที่ยืนยาว ต้องการการบำรุงรักษาซ่อมแซมน้อย รวมทั้งมีความน่าเชื่อถือและปลอดภัยสูง เพื่อให้บรรลุคุณลักษณะที่ต้องการเหล่านี้ พื้นฐานสำคัญ คือ การพัฒนาขีดความสามารถและศักยภาพของระบบถ่ายเทความร้อนให้มีประสิทธิภาพมากที่สุด เพื่อลดการใช้พลังงาน มีขนาดที่เหมาะสมกะทัดรัด ทำให้ลดการใช้วัสดุและพื้นที่ติดตั้งใช้งาน ซึ่งจะนำไปสู่การพัฒนาที่ยั่งยืน เพราะทำให้การจัดสรรและใช้ทรัพยากรเชื้อเพลิงและวัสดุอย่างคุ้มค่า รวมทั้งลดภาวะโลกร้อน

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้แบ่งออกเป็น 2 กลุ่มคือ กลุ่มที่ 1 เป็นแบบ Active Techniques เป็นการนำเอาแหล่งพลังงานภายนอกเข้ามาช่วย เช่น อุปกรณ์ทางกล อุปกรณ์ทางไฟฟ้า ซึ่งจะมีผลทำให้เกิดการสั่นของผิวทำให้ของไหลเกิดการสั่นสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้น และ กลุ่มที่ 2 เป็นแบบ Passive Techniques เป็นการออกแบบลักษณะพื้นผิวของท่อแบบพิเศษต่างไปจากผิวเรียบและปรับปรุงของไหลหรือสารทำงานเพื่อให้มีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีมากขึ้นโดยไม่มีพลังงานภายนอกเข้ามาเกี่ยวข้อง

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนวิธีที่นิยมกันส่วนมาก คือวิธี Passive Techniques โดยการเพิ่มพื้นที่ผิวในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อผิวเรียบวิธีที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ได้ผลดีมากที่สุดอย่างหนึ่ง คือ การติดตั้งครีบหรือแผ่นกั้น วางขวางการไหลภายในท่อเพื่อเป็นตัวสร้างความปั่นป่วน ส่งผลต่อการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน แม้การเพิ่มพื้นที่ผิวภายในท่อสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายความร้อน แต่ทำให้ความเสียดทานภายในท่อมีเพิ่มขึ้นจึงทำให้เกิดการสูญเสียความดันภายในท่อด้วยเช่นกัน

แนวคิดในการติดตั้งครีบเพื่อเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อจัตุรัส ต้องพิจารณารูปทรง, ขนาด, ความสูง, มุมปะทะและระยะพิตช์ของครีบ ซึ่งส่งผลต่อลักษณะการไหลของของไหล การสูญเสียความดันและแรงเสียดทานเพื่อควบคุมกลไกการไหลในท่อ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจัตุรัสด้วยแผ่นบางติดครีบ เนื่องจากท่อเป็นโครงสร้างสำคัญภายในของระบบหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไปและหาพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน เพื่อเป็นองค์ความรู้ใหม่และแนวทางในการตัดสินใจเลือกใช้และออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงสุด

1.2 วัตถุประสงค์งานวิจัย

1.2.1 ศึกษาคุณลักษณะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันภายในท่อจัตุรัสที่ใส่แผ่นบางติดครีบ โดยการวิเคราะห์ทางการทดลองที่มีค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ดังนี้ อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ (b/H=BR), อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ (P/H=PR), มุมปะทะการไหล (α), รูปทรง, ทิศทาง และการจัดวางครีบแบบต่าง ๆ

1.2.2 เปรียบเทียบผลการทดลองของท่อที่มีการติดตั้งครีบแบบต่าง ๆ กับท่อผนังเรียบ

1.2.3 สร้างความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์ของตัวแปรที่มีอิทธิพลหลักต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันภายในท่อที่มีการติดตั้งครีบแบบต่าง ๆ

1.3 ขอบเขตงานวิจัย

1.3.1 ทำการศึกษาเชิงการทดลองเพื่อคำนวณหาค่าเลขนัสเซิลท์ (Nu) ตัวประกอบเสียดทาน (f) และสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF)

1.3.2 ของไหลในการทดสอบ คือ อากาศ

1.3.3 ความเร็วอากาศ อยู่ในช่วงเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 4,000 ถึง 25,000

1.3.4 การให้ความร้อนที่ผิวเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ (Constant heat flux) โดยให้ที่ผิวทั้งสี่ด้านของท่อจัตุรัส

1.3.5 แผ่นทดสอบ ประกอบไปด้วยแผ่นบางติดครีบ 3 แบบ คือ แผ่นบางติดครีบเอียง, แผ่นบางติดครีบตัววี และแผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว โดยแผ่นบางติดครีบตัววี ทำการแบ่งการทดสอบออกเป็น 2 ส่วน คือ ติดตั้งชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) และติดตั้งชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream)

1.3.6 แผ่นบางติดครีบเอียง อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 มีมุมปะทะ α = 15°, 20°, 30° และ 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.3.7 แผ่นบางติดครีบตัววี อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 มีมุมปะทะ α = 15°, 20°, 30° และ 45° ทั้ง V-upstream และ V-downstream

1.3.8 แผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว (discrete V-baffled tape) อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 มีมุมปะทะ α = 20°, 30°, 45° และ 60°

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 องค์ความรู้ใหม่เกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะความร้อนภายในท่อด้วยการติดตั้งครีบรูปแบบต่าง ๆ และกลไกการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1.4.2 ทำให้เกิดเทคโนโลยีใหม่ด้านหลักการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อ

1.4.3 เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งในภาคอุตสาหกรรมและการประยุกต์ใช้งานในภาคการเกษตรกรรม

1.4.4 ประหยัดพลังงาน ลดขนาดและการใช้วัสดุในการสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนำไปสู่การลดต้นทุนการผลิต เกิดประโยชน์ทั้งในแง่พื้นที่การติดตั้ง ประสิทธิภาพที่สูงขึ้นและราคาที่ต่ำลง

1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์เรื่อง “การเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจัตุรัสด้วยแผ่นบางติดครีบ” เล่มนี้ ได้แบ่งรายละเอียดของการนำเสนอออกเป็นทั้งหมด 8 บทหลัก ๆ ด้วยกัน โดยบทนำ ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา วัตถุประสงค์ ขอบเขตงานวิจัย ตลอดจนประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ นำเสนอในบทที่ 1 ส่วนในบทที่ 2 นำเสนอการศึกษาวิจัยที่เคยศึกษาผ่านมาและแนวทางการศึกษาวิจัย บทที่ 3 กล่าวถึงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้ เพื่อเป็นพื้นฐานในการศึกษาและทำความเข้าใจในงานวิจัยนี้ บทที่ 4 การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจัตุรัสที่มีการติดตั้งครีบรูปแบบต่าง ๆ รายละเอียดในส่วนเครื่องมืออุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง วิธีการทดลองในแต่ละขั้นตอนและการเก็บข้อมูลเพื่อทำการวิเคราะห์ผลการทดลอง ตลอดจนสมการที่ใช้ในการคำนวณหาค่าพารามิเตอร์ในการวิเคราะห์ข้อมูล บทที่ 5 นำเสนอผลการทดลองโดยใช้แผ่นบางติดครีบเอียง (oblique-baffled tape) เป็นการศึกษาส่วนที่ 1 ในงานวิจัยนี้ บทที่ 6 ผลการทดลองโดยใช้แผ่นบางติดครีบตัววี (V-baffled tape) โดยติดครีบแบบปลายวี (V-tip) ชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) และติดครีบแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream) เป็นการศึกษาส่วนที่ 2 ในงานวิจัยนี้ บทที่ 7 เป็นการพัฒนาชิ้นงานที่นำมาใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว (discrete V-baffled tape) เป็นการศึกษาส่วนที่ 3 ซึ่งเป็นส่วนสุดท้ายในงานวิจัยนี้ และในส่วนท้าย เป็นการแสดงสรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะในงานวิจัยนี้ แสดงในบทที่ 8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2
วรรณกรรมปริทรรศน์

2.1 บทนำ

บทนี้กล่าวถึงความเป็นมาของงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลักษณะต่าง ๆ ซึ่งจะทำให้ทราบถึงการศึกษางานวิจัยที่มีมาในอดีตและเทคนิคที่ประยุกต์ใช้กับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผ่านมาตั้งแต่ในอดีตจนถึงปัจจุบัน เพื่อเป็นแนวทางในการนำไปประยุกต์ พัฒนา และปรับปรุงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อส่งผลให้ค่าเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงมากขึ้นในการศึกษาของงานวิจัยนี้ต่อไป

2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีความสำคัญต่อการใช้พลังงานในภาคอุตสาหกรรมเป็นอย่างมาก ทั้งในกระบวนการผลิตสินค้าอุปโภคและบริโภค ดังนั้นจึงมีนักวิจัยจำนวนมากทั้งในประเทศไทยและต่างประเทศที่ให้ความสนใจเกี่ยวการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธีต่าง ๆ โดยเหตุผลเพื่อช่วยลดขนาดและต้นทุนการผลิตให้น้อยลงไปกว่าที่มีใช้อยู่ในปัจจุบันนี้

กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างทิศทางของไหลแตกต่างกัน 2 ชนิด เป็นสิ่งที่สำคัญมากและกระบวนการดังกล่าวพบได้บ่อย ๆ ในทางวิศวกรรม เช่น หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำ หม้อน้ำรถยนต์ คอยล์ร้อน หรือคอยล์เย็น ฯลฯ ต่างเป็นตัวอย่างของกระบวนการที่ซึ่งความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น อุตสาหกรรมปิโตรเคมีสมัยใหม่ โรงงานผลิตพลังงาน ฯลฯ ต่างมีกระบวนการมากมายจนไม่สามารถนับได้ที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างทิศทางของไหล 2 ชนิดโดยไม่มีการผสมกันทางกายภาพเลย โดยทั่วไปอุปกรณ์นั้น เรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนธรรมดา อาจแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด โดยขึ้นอยู่กับการจัดวางทิศทางสัมพัทธ์ของทิศทางการไหลของทิศทางของไหลทั้ง 2 ชนิด ชนิดแรก ทิศทางทั้งสองไหลตัดซึ่งกันและกันในช่องว่างที่โดยปกติเป็นมุมฉาก เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ เรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน (Cross-flow heat exchanger) ตัวอย่างของเครื่องแบบนี้ เช่น หม้อน้ำรถยนต์ หรือหน่วยหล่อเย็นในท่อระบบปรับอากาศ ชนิดที่สองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยเครื่องที่ซึ่งทิศทางการไหล 2 ชนิดเคลื่อนที่ในทิศทางขนานกันในช่องว่าง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ (shell-and-tube) เป็นรูปแบบที่พบมากที่สุดและเครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อซ้อนกัน (เครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อสองชั้น) ก็เป็นตัวอย่างหนึ่งของเครื่องชนิดนี้

ในปัจจุบันได้มีการศึกษาในเรื่องของการปรับปรุงสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ เพื่อที่จะหาวิธีในการลดต้นทุนในด้านพลังงาน ดังนั้นจึงได้มีการค้นคว้ารูปแบบและวิธีการของการปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสให้มีความเหมาะสมและเกิดประสิทธิภาพสูงสุด สำหรับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องได้เสนอดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Han et al. [1] ทำการศึกษาผลของรูปทรงครีบ, มุมครีบ และอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูง มีผลต่อตัวประกอบเสียดทาน และการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีครีบถูกติดบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ Re = 3,000-30,000 พบว่า การจัดครีบแบบสมมาตรมีผลเหมือนกับการจัดครีบแนวเยื้องกันและรูปร่างของครีบมีผลอย่างมากต่อตัวประกอบเสียดทาน และมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนไม่มากนัก จากผลการทดลองพบว่า การถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเมื่อครีบมีมุม 45°, ต่อมา **Metzger et al.** [2] ทำการศึกษาผลของมุมครีบและตำแหน่งครีบ มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่จุดใด ๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส รูปแบบการไหลขึ้นอยู่กับตำแหน่งของครีบ แบบที่ 1 ครีบถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม และแบบที่ 2 ครีบถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม พบว่าครีบมุม 60° ให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนดีที่สุด และ **Han et al.** [3] ทำการศึกษาอิทธิพลของรูปทรงครีบรูปตัววีมุม 45° และครีบรูปตัววีมุม 60° แบบแรก แนวครีบรูปตัววีมุม 45° และแนวครีบรูปตัววีมุม 60° มีทิศทางเดียวกับการไหล และแบบที่สอง แนวครีบรูปตัววีมุม 45° และแนวครีบรูปตัววีมุม 60° มีทิศทางตรงข้ามกับการไหลในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ Re = 15,000-90,000 พบว่า แนวครีบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากกว่าแนวครีบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล โดยครีบรูปตัววีมุม 60° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากกว่าครีบรูปตัววีมุม 45° ส่วนในด้านการเพิ่มสมรรถนะความร้อนครีบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่ามากกว่าครีบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล โดยครีบรูปตัววีมุม 45° มีค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมากกว่าครีบรูปตัววีมุม 60°

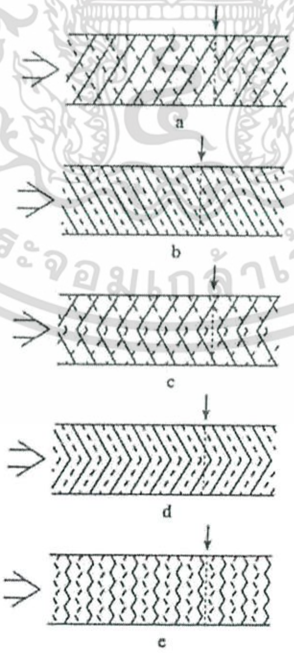
Han and Zhang [4] นำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสด้วยครีบทั้งหมด 7 รูปทรงของครีบที่วางแบบเว้นช่วง พบว่าครีบรูปตัววีทำมุม 60° แบบวางเว้นช่วงให้การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ 4.5 เท่า และดีกว่าครีบแบบวางต่อเนื่อง ในการทดลองทั้งหมดได้ติดครีบที่ผนังสองด้านและค่าความสูงครีบต่อความสูงท่อเท่ากับ 0.0625 และระยะพิตช์ต่อความสูงครีบเท่ากับ 10, ต่อมา Liou et al. [5,6] ทำการทดลองครีบสี่เหลี่ยมจัตุรัส ครีบสามเหลี่ยม และครีบครึ่งวงกลม พบว่า ครีบสี่เหลี่ยมจัตุรัสให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนดีที่สุดในครีบทั้งหมดที่ทดลอง ดังนั้นเพื่อให้การศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อด้วยครีบบาง มีความสมบูรณ์มากยิ่ง งานวิจัยนี้จึงจะนำเสนอทั้งการคำนวณเชิงตัวเลขและผลการทดลองสำหรับการไหลแบบราบเรียบ 3 มิติ โดยพิจารณาลักษณะการไหลเป็นคาบ ในท่อที่ติดครีบบางลักษณะต่าง ๆ โดยศึกษาถึงผลของอัตราส่วนการปิดกั้นของครีบและมุมปะทะ ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มสมรรถนะความร้อน และ Han et al. [7] ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีครีบรูปตัววีและครีบรูปสามเหลี่ยม เพื่อให้เกิดการไหลปั่นป่วน พบว่า ครีบรูปสามเหลี่ยมให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนดีที่สุด

Zhang et al. [8] ทำการศึกษาอิทธิพลของร่องระหว่างครีบในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มี Aspect Ratio, AR = 1-10 ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ Re = 10,000-50,000 และพบว่า ร่องระหว่างครีบให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าผนังครีบ แต่มีค่าความดันตกคร่อมเท่ากัน, ต่อมา **Taslim et al.** [9] รายงานค่าเลขนัสเซิลท์ที่จุดใด ๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีความหยาบเนื่องจากมุมครีบ รูปทรงครีบรูปตัววี และความไม่ต่อเนื่องครีบ (แนวครีบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม โดยให้ผิวท่อด้านหนึ่งถูกให้ความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่ ในขณะที่ผิวท่อด้านอื่น ๆ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงความร้อนพบว่า ค่าเลขนัสเซิลท์มากที่สุดเมื่อแนวครีบรูปตัววีมีทิศทางทางตรงข้ามกับการไหล และ **Gentry and**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Jacobi [10] การออกแบบปีกเพื่อให้เกิดการหมุนวนของของไหล ซึ่งเป็นการเพิ่มระดับการปั่นป่วนและการพาความร้อนดีขึ้นก่อให้เกิดการเพิ่มสมรรถนะความร้อนที่ดีขึ้น ได้นำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการเพิ่มการหมุนวนที่หัวมุมของแผ่นเรียบ โดยค่าเฉลี่ยของการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น 50-60% โดยที่ผิวของแผ่นเรียบจะใช้ปีกแบบ เดลต้า ซึ่งถือว่าดีกว่าปีกแบบสามเหลี่ยมหน้าจั่วเพราะเพิ่มอัตราส่วนการไหลและมุมปะทะ

Rau et al. [11] นำเสนอการกระจายการถ่ายเทความร้อนที่จุดใด ๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่ติดครีบบนผนังหนึ่งด้าน โดยเปลี่ยนค่าอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบ และใช้เทคนิค Liquid crystal thermography ในการหาค่าสนามอุณหภูมิที่จุดใดๆ ซึ่งค่าอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบที่ใช้ทั้งหมดมีค่าเท่ากับ 6, 8, 9, 10, 12, 14 และ 16 ส่วนค่าอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงของท่อใช้ที่ค่าเดียวซึ่งมีค่าเท่ากับ 0.1 พบว่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดที่ค่าอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบเท่ากับ 9 และ 12, ต่อมา **Olsson and Sunden** [12] ทำการศึกษารูปแบบการไหล, ความดันตกคร่อม และการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบ ช่วงที่ค่าเลขเรย์โนลด์ Re = 500-15,000 ค่า Aspect Ratio, AR ของท่อสี่เหลี่ยม คือ 1-8, และครีบถูกติดกับผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ดังแสดงในรูปที่ 2.1 ทำการทดสอบครีบต่าง ๆ ดังนี้ ครีบถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม, ครีบถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม, ครีบรูปตัววีถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม, ครีบรูปตัววีถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม และครีบรูปตัววีแบบต่อสลับทิศทางกัน (แนวครีบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมถูกแสดงโดยตัวประกอบ j (Colburn heat transfer factor) และตัวประกอบ C_f (Fanning friction factor) พบว่า ครีบรูปตัววีแบบต่อสลับทิศทางกันให้ค่าตัวประกอบ j และค่าตัวประกอบ C_f มากกว่าครีบรูปอื่น ๆ ของการศึกษานี้ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ Re = 1,000-2,000



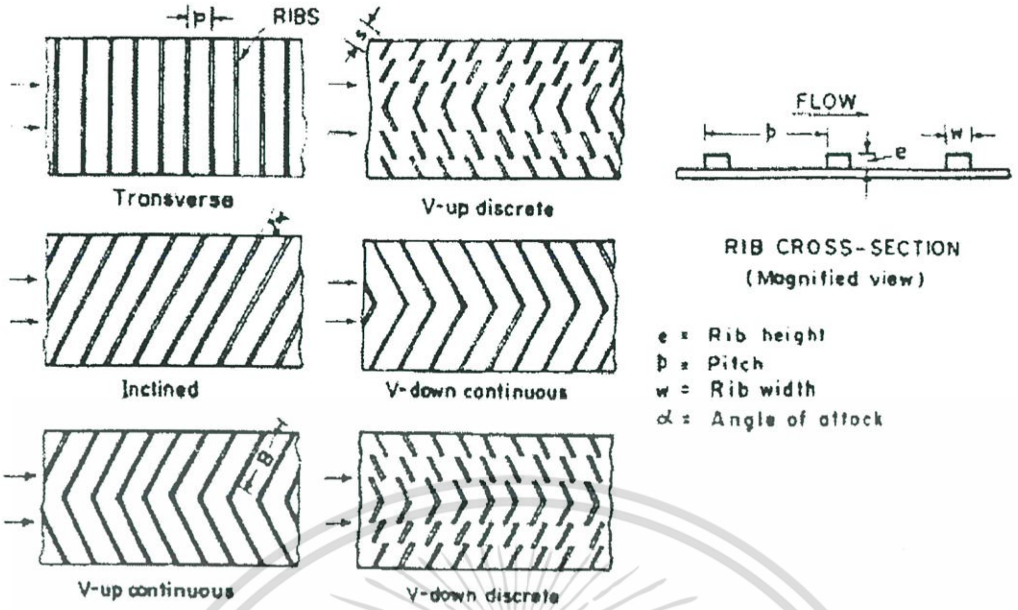
รูปที่ 2.1 โครงสร้างครีบ: (a) cross rib-roughened (b) parallel rib-roughened (c) cross V-rib-roughened (d) parallel V-rib-roughened (e) Swirl Flow Tube ของ Olsson and Sunden [12]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Ahn [13] ทำการศึกษาผลกระทบของครีบรูปแบบต่าง ๆ ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยม โดยทำการศึกษารูปทรงครีบ 5 ชนิด ได้แก่ ครีบรูปสี่เหลี่ยม ครีบรูปสามเหลี่ยม ครีบวงกลม ครีบครึ่งวงกลมทรงต่ำ และครีบครึ่งวงกลมทรงสูง โดยทำการศึกษาที่ความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค (e/D_h) เท่ากับ 0.0476 อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบ (P/e) เท่ากับ 8 และอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงเท่ากับ 2.33 จากการทดลองพบว่า แผ่นครีบสามเหลี่ยมมีค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด ตามด้วยครีบสี่เหลี่ยม ส่วนครีบวงกลมและครึ่งวงกลมมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน โดยที่ช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ Re = 10,000 แผ่นครีบสามเหลี่ยมมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นเรียบ 3 เท่า ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ Re = 20,000 จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ มีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพโดยรวมพบว่าแผ่นครีบสามเหลี่ยมมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนโดยรวมมากที่สุด ตามด้วยแผ่นครีบสี่เหลี่ยม, ต่อมา **Gao and Sunden** [14] ได้ทำการวัดลักษณะการไหลในช่องขนานที่ติดครีบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและครีบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหล โดยใช้เครื่องมือ laser doppler velocimetry และ smoke visualization เพื่อหาค่าการถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อม จากผลการทดลองพบว่า ครีบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมากกว่าครีบรูปตัววี เมื่อติดตั้งทิศทางเดียวกับการไหล และ **Murata and Mochizuki** [15] ศึกษาเชิงตัวเลขการกระจายการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่ติดครีบ โดยใช้วิธีการจำลอง large eddy โดยครีบวางทำมุม 60° ที่ค่าอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงของท่อเท่ากับ 0.1 และอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบเท่ากับ 10 จากการคำนวณเชิงตัวเลขชี้ให้เห็นว่าการไหลมีจุดกระทบที่ผนังจะอยู่กึ่งกลางระหว่างครีบซึ่งส่งผลให้เพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่จุดใดๆ

Choi et al. [16] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสและความร้อนที่ให้กับท่อสี่เหลี่ยมเป็นฟลักซ์ความร้อนคงที่ โดยติดครีบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและครีบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลที่ผิว ทำมุม 45° จากผลการทดลองพบว่า ครีบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานมากกว่าครีบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล, ต่อมา **Karwa** [17] ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในท่อสี่เหลี่ยมที่มีติดตั้งครีบด้านเดียว โดยครีบที่ทดสอบมีลักษณะเป็นครีบตรง ครีบเอียง ครีบรูปตัววี ทั้งในลักษณะยาวต่อเนื่อง และแบบแยกส่วน โดยอุปกรณ์ที่ทดสอบมีอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงท่อสี่เหลี่ยมเท่ากับ 7.19 ถึง 7.75 อัตราส่วนความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค (e/D_h) เท่ากับ 0.0476 และ 0.050 และอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบ (P/e) เท่ากับ 10 โดยครีบรูปตัววีที่ทดสอบเป็นครีบรูปตัววีทำมุม 60° และครีบทแยงมุม โดยทำการทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ Re = 2,800-15,000 และความร้อนที่ให้กับท่อสี่เหลี่ยมเป็นฟลักซ์ความร้อนคงที่ รูปแบบครีบภายในท่อสี่เหลี่ยม แสดงในรูปที่ 2.2 จากผลการทดลองพบว่าแผ่นครีบรูปตัววียาวต่อเนื่อง ทำให้เกิดค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 3.40 ถึง 3.92 เท่า ส่วนแผ่นครีบรูปตัววีชนิดยาวไม่ต่อเนื่องมีค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับแผ่นครีบลักษณะต่าง ๆ และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 2.35 ถึง 2.47 เท่า ในขณะที่ค่าเลขสแตนตัน (Stanton number, St) สำหรับแผ่นครีบรูปตัววีมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลจะมีแนวโน้มมากที่สุดคือ 2.10 ถึง 2.47 เท่า เมื่อเทียบกับแผ่นเรียบ และมีค่าน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับครีบตรง

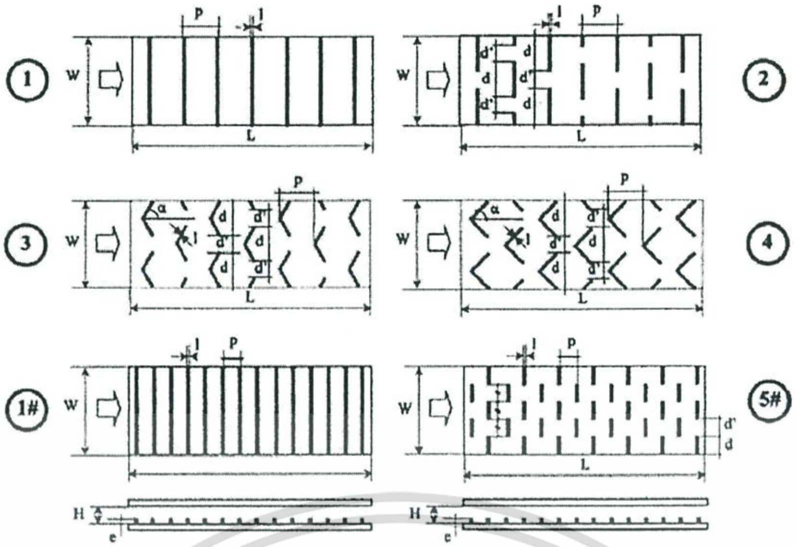
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2 รูปแบบครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Karwa [17]

Chandra et al. [18] วัดค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่ติดครีบวางขวางแบบต่อเนื่อง ที่ผนัง 1, 2, 3 และ 4 ด้าน ความยาวท่อทดสอบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 20 ครีบที่ใช้ติดบนผนังมีค่าอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงของท่อเท่ากับ 0.0625 และ อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบเท่ากับ 8 เขาพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มจำนวนของผนังที่ติดครีบ เมื่อเลขเรย์โนลดส์เพิ่มขึ้นสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนลดลง ขณะเดียวกันค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น, ต่อมา Tanda [19] ทำการศึกษาค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบยาวต่อเนื่องและครีบยาวไม่ต่อเนื่อง ทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ Re = 8,900-28,500 อัตราส่วนความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค (e/D_h) เท่ากับ 0.09 และ 0.15 อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบ (P/e) เท่ากับ 8 และ 13.3 และอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงแผ่นช่องขนานเท่ากับ 0.15 และ 0.25 รูปแบบครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมแสดงในรูปที่ 2.3 โดยครีบมีความหนา (t) 3 มิลลิเมตร ความสูง (e) 3 และ 5 มิลลิเมตร และระยะพิตช์ (P) 40 มิลลิเมตร แผ่นครีบรูปตัววีมุม 45° และ 60° และครีบยาวไม่ต่อเนื่องมีระยะห่างระหว่างแต่ละครีบ (d') 20 มิลลิเมตร จากผลการทดลองพบว่า ครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเพิ่มมากขึ้น โดยขึ้นอยู่กับตำแหน่งการวางครีบและรูปแบบครีบ ค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความสูงครีบมีค่าเพิ่มขึ้น ครีบยาวไม่ต่อเนื่องที่ระยะพิตช์ 50 มิลลิเมตร มีค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมากกว่าที่ระยะพิตช์ 30 มิลลิเมตร ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทาน มีแนวโน้มลดลงเมื่อความสูงครีบมีค่าลดลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

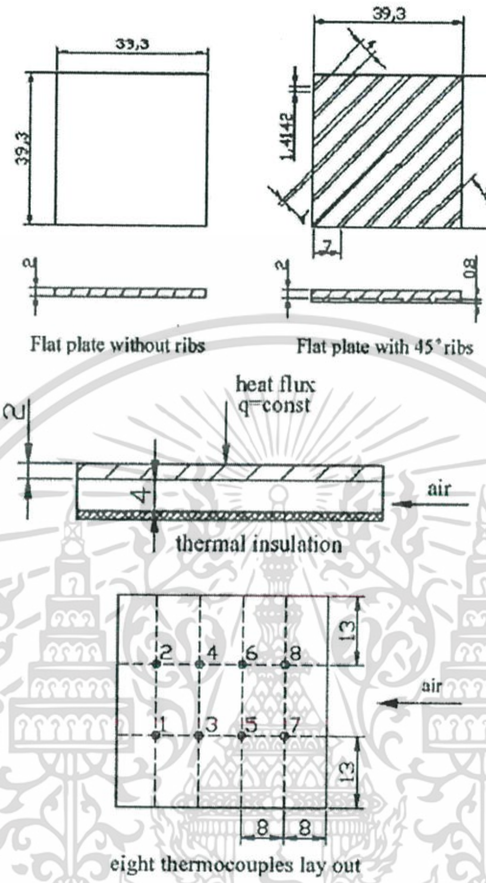


รูปที่ 2.3 รูปแบบครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Tanda [19]

Jaurker et al. [20] ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานของแผ่นโซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยมชนิดผิวครีบ-ร่อง โดยมีขอบเขตการศึกษาในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ Re = 3,000-21,000 ความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค (e/D_h) เท่ากับ 0.0181-0.0363 อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบ (P/e) เท่ากับ 4.5-10.0 และระยะร่องต่อระยะพิตช์ (g/P) เท่ากับ 0.3-0.7 จากการทดลองพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบ-ร่อง จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ เพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นมีลักษณะเป็นเส้นตรง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบ-ร่อง จะมีค่ามากกว่าแผ่นครีบอย่างเดียว และมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบ (P/e) มีค่าลดลง และมีค่าสูงสุดที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบเท่ากับ 6 เมื่อระยะร่องต่อระยะพิตช์ (g/P) มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์มีค่าสูงสุดเมื่อระยะร่องต่อระยะพิตช์เท่ากับ 0.4 และมีแนวโน้มลดลงเรื่อย ๆ เมื่อระยะร่องต่อระยะพิตช์มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค (e/D_h) มีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบมีค่าเพิ่มขึ้นจนกระทั่งอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบเท่ากับ 6 และจะมีแนวโน้มลดลงเมื่อค่าอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อระยะร่องต่อระยะพิตช์มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าสูงสุดเมื่อระยะร่องต่อระยะพิตช์เท่ากับ 0.4 และมีแนวโน้มลดลงเรื่อย ๆ เมื่อระยะร่องต่อระยะพิตช์มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิคมีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน, ต่อมา **Benlu and Jiang** [21] ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานของแผ่นโซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยมด้วยครีบเอียงทำมุม 0°, 20°, 30°, 45°, 60° และ 90° กับทิศทางการไหล โดยมีขอบเขตการศึกษาในช่วงอัตราการไหลของอากาศเท่ากับ 0.0010-0.0018 kg/s ครีบมีความสูง 0.8 มิลลิเมตร มีความกว้าง 1 มิลลิเมตร และมีระยะพิตช์ 4 มิลลิเมตร โดยครีบต่าง ๆ แสดงในรูปที่ 2.4 จากการทดลองพบว่า ครีบมุม 60° ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมมากที่สุด ครีบมุม 0° ให้ค่าความดันตกคร่อมน้อยที่สุด และครีบมุม 20° ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีที่สุด เมื่อครีบมุม 20° มีระยะพิตช์น้อยลงจะทำให้ค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

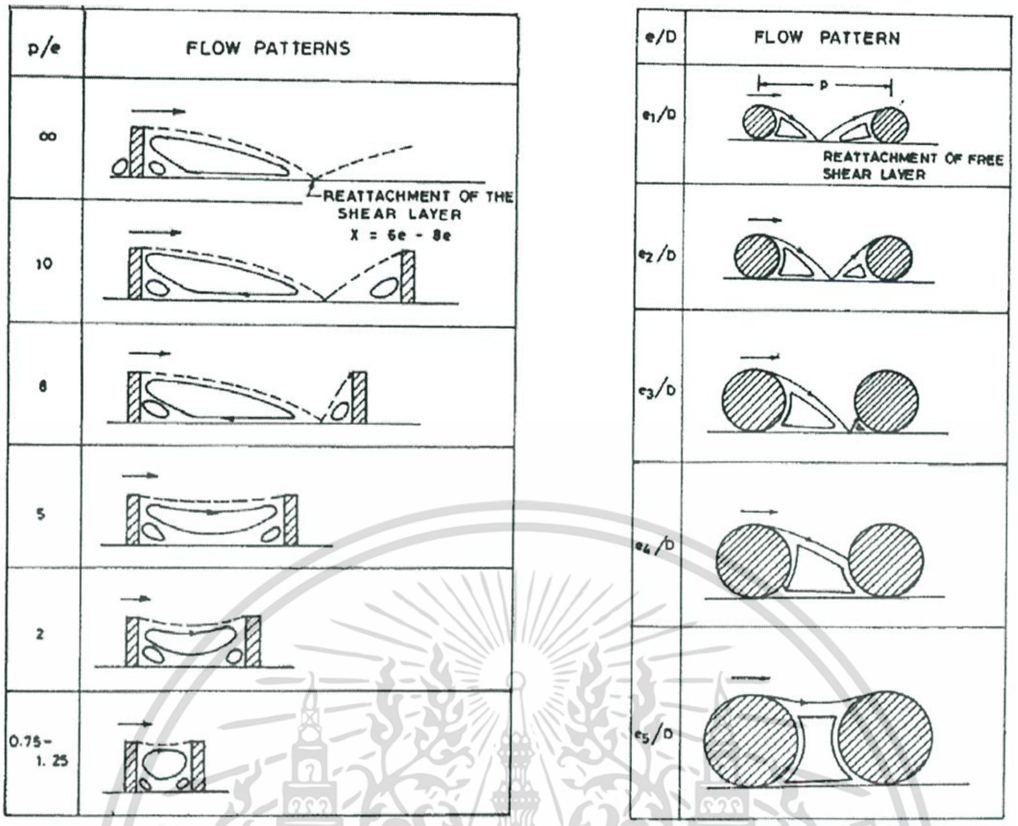
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้น และที่ค่าระยะพิตช์เท่ากับ 1 และ 2 มิลลิเมตร พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุดและมีค่าความดันตกคร่อมใกล้เคียงกัน ในขณะที่ระยะพิตช์ 6 มิลลิเมตรให้ความดันตกคร่อมน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับครีบมุมเดียวกัน



รูปที่ 2.4 รูปแบบครีบของ Benlu and Jiang [21]

บูรณโชคไพศาล [22] ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะความร้อนผ่านช่องขนานด้วยการเซาะร่องพื้นผิวภายในช่องขนานรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ช่วงเลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 500-20,000 เปรียบเทียบผลระหว่างช่องขนานผิวเรียบที่ไม่มีการเซาะร่องกับช่องขนานเซาะร่องสี่เหลี่ยม, ช่องขนานที่มีการเซาะร่องสี่เหลี่ยมจัดวางรูปตัววีและช่องขนานเซาะร่องสี่เหลี่ยมที่มีการเพิ่มครีบสี่เหลี่ยม จัดวางแบบตรงกันและเยื้องกัน จากผลการทดลองพบว่า ช่องขนานที่มีการเซาะร่องทำให้เพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน โดยที่ค่า e/D_h = 0.33 ช่องขนานเซาะร่องจัดวางรูปตัววีให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงสุด ในขณะที่ค่า e/D_h = 0.25 และ e/D_h = 0.20 ช่องขนานเซาะร่องที่มีการเพิ่มครีบจะให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงสุด และช่องขนานที่มีการเซาะร่องจัดวางแบบเยื้องกัน ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าการจัดวางแบบตรงกัน แต่จะให้ผลตรงกันข้ามในกรณีที่ติดตั้งครีบเพิ่มเข้าไป, ต่อมา **Varun et al.** [23] ได้สรุปและเรียบเรียงเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของของไหลภายในท่อด้วยการจำลองความขรุขระบนผิวท่อประกอบด้วยรูปทรงต่าง ๆ ของส่วนที่ขรุขระ แสดงในรูปที่ 2.5 พร้อมทั้งเสนอการวิจัยเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อน และความเสียดทานภายในท่ออากาศร้อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



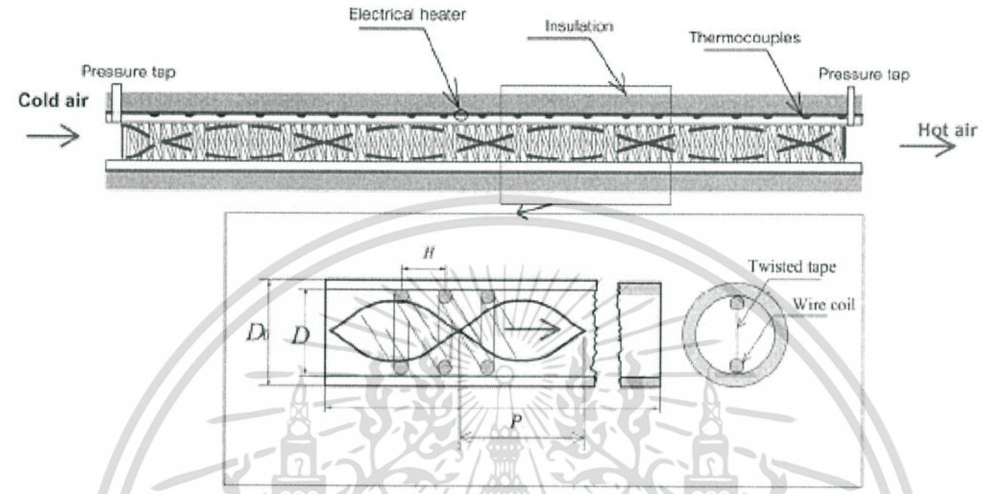
(ก) (ข)

รูปที่ 2.5 (ก) ลักษณะการไหลแบบต่าง ๆ บนพื้นผิวที่มีความสัมพันธ์เป็นฟังก์ชันกับระยะห่างระหว่างยอดผิวขรุขระ และ (ข) ลักษณะการไหลแบบต่าง ๆ บนพื้นผิวที่มีความสัมพันธ์เป็นฟังก์ชันกับความสูงของผิวขรุขระของ Varun et al. [23]

Promvonge and Thianpong [24] นอกเหนือจากบทความนี้ ในการศึกษาส่วนใหญ่จะให้ความสนใจช่องขนานแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส หรืออัตราส่วนของรูปทรงของช่องขนานต่ำ ๆ โดยรูปร่างของครีบเป็นแบบ ครึ่งวงกลม วงกลม สี่เหลี่ยมจัตุรัส หรือแชมเฟอร์ และมุมของครีบเป็น 30°, 45° และ 60° สำหรับอัตราส่วน e/H ระหว่าง 0.05 และ 0.15 และอัตราส่วน P/e อยู่ในช่วงระหว่าง 5 ถึง 20 การหาความเหมาะสมรูปร่างของครีบของความแตกต่างหน้าตัดสามเหลี่ยมพบไม่บ่อยในรายงาน ด้วยเหตุนี้จุดมุ่งหมายสำคัญของการนำเสนอผลงานเพื่อเพิ่มเติมของข้อมูลการทดลองครีบรูปสามเหลี่ยมต่าง ๆ (สามเหลี่ยมหน้าจั่วและสามเหลี่ยมมุมฉาก) โดยในทำนองเดียวกัน อัตราส่วน e/H เพิ่มขึ้นเป็น 0.3 ผลลัพธ์เหล่านี้ช่วยการออกแบบที่ดีขึ้นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการทดสอบจะใช้อากาศในการทดสอบ โดยการไหลเป็นแบบปั่นป่วนที่ช่วงเลขเรย์โนลด์อยู่ในตั้งแต่ 5,000 ถึง 16,000, ต่อมา **ชิงถ้วยทอง** [25] ทำการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมโดยการติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วนภายในท่อที่มีฟลักซ์ความร้อนคงที่ (constant heat-flux) โดยใช้ลวดขดเป็นตัวสร้างความปั่นป่วน ใส่ภายในท่อทดสอบซึ่งมีการใส่ใบบิดไว้ภายในลวดขดตลอดความยาวเพื่อสร้างการไหลแบบหมุนวนบริเวณผิวท่อทดสอบ แสดงในรูปที่ 2.6 อิทธิพลของค่าอัตราส่วนระยะพิตช์ลวดขด (P_c) ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางเส้นลวด (d_c) และอัตราส่วนระยะพิตช์ใบบิด (P_t) ต่อความกว้างใบบิด (W), [CR : y] ในการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในท่อกลมที่ใช้ในการทดสอบ อัตราการไหลของอากาศใช้ทดสอบที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Numbers, Re) ระหว่าง 3000 – 20,000 ผลจากการทดลองนำไปเปรียบเทียบกับกรณีใส่ลวดขดหรือใบบิดอย่างเดียวในท่อผิวเรียบ ซึ่งชี้ให้เห็นว่าการใส่ลวดขดพร้อมใบบิดสามารถทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเป็นสองเท่าเมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ลวดขดหรือใบบิดอย่างเดียว การใช้ลวดขดและใบบิดร่วมกันที่ค่าอัตราส่วนการบิดและอัตราส่วนลวดขดที่ค่าน้อยๆ จะสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าค่าอัตราส่วนการบิดและอัตราส่วนลวดขดที่มีค่าสูงๆ ภายใต้เงื่อนไขที่เหมือนกัน



รูปที่ 2.6 ชิ้นงานทดสอบของ ชิงถ้วยทอง [25]

สกุลหลง [26] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยช่องขนานที่มีครีบสามเหลี่ยมและครีบบางที่สภาวะการถ่ายเทความร้อนที่ผิวแบบคงที่ ทดลองในช่วงเลขเรย์โนลด์ Re = 5,000–25,000 และทำการเปรียบเทียบผลของช่องขนานที่มีผนังเรียบ ช่องขนานที่มีครีบสามเหลี่ยมแบบต่าง ๆ ช่องขนานที่มีครีบบาง ทำมุม 60°, 45°, 30° และครีบตรง (90°) อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน PR = 1, 2 และ 3 อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน e/H = 0.1, 0.2 และ 0.3 จากการทดลองพบว่าชุดทดลองที่มีครีบบางทำมุม 60° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับช่องขนานที่มีมุม 45°, 30° และครีบตรง (90°) โดยที่ค่า PR = 1 และ e/H = 0.3 ให้ผลการถ่ายเทความร้อนมากสุด โดยที่ครีบมุม 60° มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 5.45 เท่า ตามด้วยครีบมุม 45° มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 5.09 เท่า ครีบมุม 30° มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 4.66 เท่า และครีบตรง (90°) มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 2.04 เท่า แต่ค่าตัวประกอบเสียดทานก็มีมากด้วยเช่นกันโดยที่ครีบมุม 60° มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 24.53 เท่า ครีบมุม 45° มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 21.35 เท่า ครีบมุม 30° มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 13.21 เท่าและครีบตรง (90°) มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 10.94 เท่า ซึ่งส่งผลให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าดังนี้ โดยครีบมุม 30° มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.97 ครีบมุม 60° มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.90 มุม 45° มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.87 และครีบตรง (90°) มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ

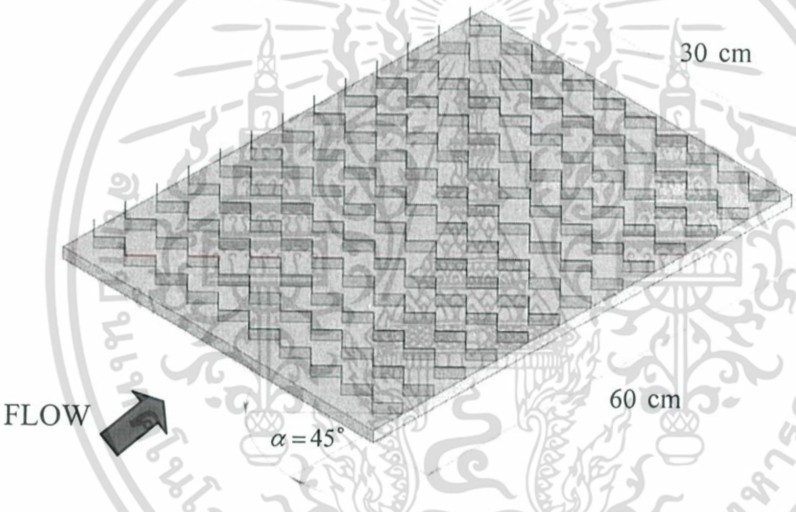
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.02 อย่างไรก็ตามการเพิ่มสมรรถนะความร้อนที่สูงสุด คือ มุม 30° ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน PR = 1 และอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน e/H = 0.2 โดยมีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 2.05, ต่อมา **มะลิกุล** [27] ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อช่องขนานสี่เหลี่ยมที่มีครีบร่อง อากาศเป็นของไหลทดสอบ ในช่วงของค่าเลขเรย์โนลด์ Re = 3,000–20,000 โดยทำการทดลองเป็นสองกรณี คือ กรณีที่มีการติดตั้งครีบหยัก (ไม่มีร่อง) และกรณีที่มีการติดตั้งครีบหยักผสมร่องตรง ภายในชุดทดลองของท่อช่องขนานจะมีสองกรณีที่พิจารณา คือ กรณีการติดครีบที่ผิวบนด้านเดียวเท่านั้น และกรณีติดครีบทั้งผิวบนและผิวล่าง ซึ่งกรณีนี้มีแบ่งการจัดวางครีบได้เป็น 2 แบบ คือ แบบตรงกันและเยื้องกัน ผลการทดลองพบว่า ชุดทดลองที่มีครีบหยักผสมร่องตรง กรณีติดครีบที่ผิวบนด้านเดียวที่มีค่า PR = 0.5 ให้ค่าเลขนัสเซิลท์มากกว่าท่อผนังเรียบสูงที่สุด โดยมีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 6.51 เท่า และชุดทดลองที่มีครีบหยัก (ไม่มีร่อง) กรณีติดครีบที่ผิวบนด้านเดียวที่มีค่า PR = 0.5 โดยมีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 6.33 เท่า และกรณีที่ติดครีบที่ผิวบนเพียงด้านเดียวที่มีค่าอัตราส่วนระยะพิตช์ PR = 1.0 ให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยสูงที่สุด โดยมีการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยเท่ากับ 1.66 และชุดทดลองที่มีครีบหยัก (ไม่มีร่อง) กรณีติดครีบที่ผิวบนด้านเดียวที่มีค่าอัตราส่วนระยะพิตช์ PR = 1.0 ซึ่งมีตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.84 และ 1.71 ซึ่งพบที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่ำ ๆ สำหรับกรณีท่อมีครีบหยักและท่อมีครีบหยักผสมร่องตามลำดับ และสำหรับท่อที่มีครีบหยักผสมร่องตรง กรณีติดครีบทั้งผิวบนและผิวล่างที่มีการวางครีบแบบตรงกันที่มีค่า PR = 0.5 ให้ค่าเลขนัสเซิลท์สูงสุดเมื่อเปรียบเทียบกับแบบอื่น ๆ ที่มีการติดครีบที่ผิวบนและผิวล่างแบบวางตรงกัน โดยมีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 7.37 เท่า และให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากที่สุด โดยค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยเท่ากับ 1.69 ต่อมาเป็นชุดทดลองที่มีครีบหยัก (ไม่มีร่อง) กรณีติดครีบทั้งผิวบนและผิวล่างที่มีการวางครีบแบบตรงกันที่มีค่า PR = 0.5 ให้ค่าเลขนัสเซิลท์สูงสุด โดยมีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 7.20 เท่า และให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงที่สุด โดยค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยเท่ากับ 1.57 และ **Sripattanapipat and Promvonge** [28] แสดงการวิเคราะห์เชิงตัวเลขการถ่ายเทความร้อนราบเรียบ 2 มิติ ในช่องขนานที่ติดแผ่นกั้นรูปเพชรที่ผนังบนและล่างแนวเยื้อง โดยคิดลักษณะการไหลเป็นคาบ โดยใช้เงื่อนไขอุณหภูมิที่ผนังคงที่ เลขเรย์โนลด์ในช่วง 100-600 พบว่าเมื่อลดมุมที่ยอดรูปเพชรจะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น และยังพบว่าทุกค่าเลขเรย์โนลด์ที่ใช้มุมยอดเพชรที่ 5° และ 10° ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงกว่ามุมยอดเพชรที่ 0° (แผ่นกั้นแบน)

อำไพจิตร [29] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อแผ่นขนานที่มีครีบหยักรูปตัววีทำมุมปะทะกับของไหล 45° อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน e/H = 0.05, 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน PR = 1, 2 และ 3 โดยติดตั้งครีบที่ผิวบนเพียงด้านเดียว และติดตั้งครีบที่ผิวบนและผิวล่าง จัดวางครีบแบบเยื้องกันและตรงกัน โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ที่ท่อแผ่นขนานด้านบน และใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 5,000 ถึง 23,000 แผ่นทดสอบ แสดงในรูปที่ 2.7 ผลการทดลองพบว่า การติดตั้งหยักรูปตัววีที่ผิวบนและผิวล่างจัดวางครีบแบบตรงกัน ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

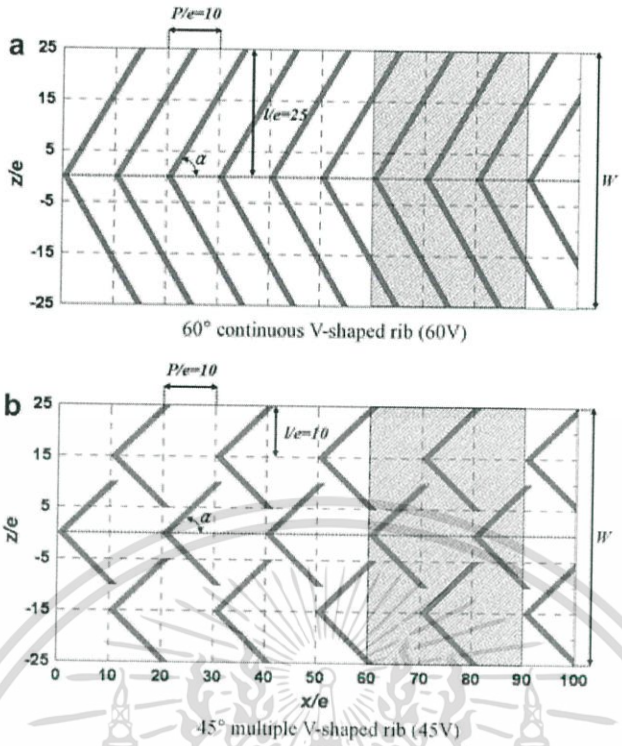
ชุดท่อแผ่นขนานที่มีการติดตั้งครีบที่ผิวบนและผิวล่างจัดวางครีบแบบเยื้องกัน และติดตั้งครีบที่ผิวบนเพียงอย่างเดียว โดยที่ค่า e/H = 0.25 และ PR = 1 มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 10.63 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 68.67 เท่า ตามด้วย การติดตั้งครีบที่ผิวบนและผิวล่างจัดวางครีบแบบเยื้องกัน มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 9.76 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 60.97 เท่า และการติดตั้งครีบที่ผิวบนเพียงอย่างเดียว มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 7.59 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 46.47 เท่า ซึ่งส่งผลให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบตามลำดับดังนี้ 2.61, 2.49 และ 2.12 เท่า อย่างไรก็ตามการเพิ่มสมรรถนะความร้อนที่สูงสุด คือ ชุดท่อแผ่นขนานที่ติดตั้งครีบหยักรูปตัววีโดยติดที่ผิวบนและผิวล่างแบบวางครีบตรงกัน ที่ e/H = 0.10, PR = 1 มีการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 2.91 เท่าที่กำลังขับดันของไหลเท่ากัน



รูปที่ 2.7 ครีบหยักรูปตัววีมุม 45° ของ อำไพจิตร [29]

Lee et al. [30] ทำการศึกษารูปแบบการไหล, การถ่ายเทความร้อน และกำลังงานที่ใช้การขับปั๊มในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบรูปตัววีติดตั้งที่ผิว ทำมุม 60° แบบครีบเดียวต่อเนื่อง และครีบรูปตัววีมุม 45° หลายครีบวางสลับแถว ค่าเลขเรย์โนลด์ Re = 10,000-30,000 โดยเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค (D_h) เท่ากับ 75, 50, 38.4 ค่า Aspect Ratio (AR) เท่ากับ 3, 5, 6.8 อัตราส่วนความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค (e/D_h) เท่ากับ 0.04, 0.06, 0.078 และอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงครีบ (P/e) เท่ากับ 10 รูปแบบครีบ แสดงในรูปที่ 2.8 ผลการทดลองพบว่า ครีบรูปตัววีมุม 60° แบบครีบเดียวต่อเนื่องให้การถ่ายเทความร้อนมากกว่าครีบรูปตัววีมุม 45° หลายครีบวางสลับแถว และการใช้กำลังงานที่ใช้การขับปั๊มครีบรูปตัววีมุม 45° หลายครีบวางสลับแถวจะใช้น้อยกว่าครีบรูปตัววีมุม 60° แบบครีบเดียวต่อเนื่อง

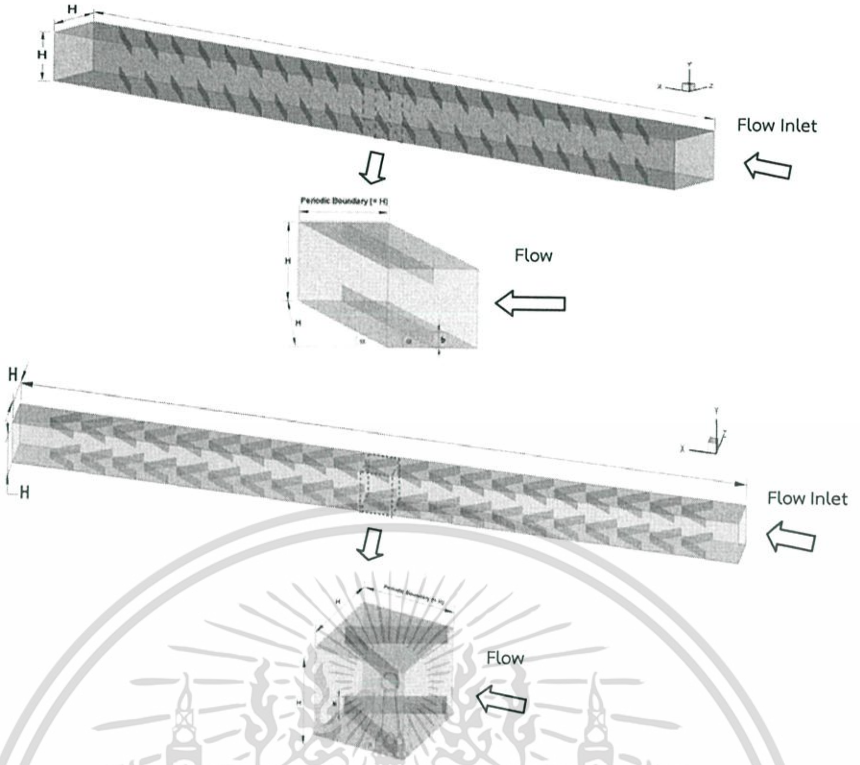
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.8 รูปแบบครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Lee et al. [30]

ทำนา [31] นำเสนอการวิเคราะห์เชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลแบบราบเรียบในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีอุณหภูมิผิวคงที่ โดยมีการติดตั้งแผ่นกั้นวางขวาง แผ่นกั้นวางเอียง และแผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีที่ผนังทั้งสองด้านของท่อ แสดงในรูปที่ 2.9 ซึ่งมีการวางแผ่นกั้นแบบตรงกัน โดยแผ่นกั้นวางเอียงที่ติดตั้งนั้นมีลักษณะการจัดวางเอียงทำมุมปะทะที่ $\alpha = 20^{\circ}$, 30° และ 45° ตามลำดับ และมีค่าอัตราส่วนการปิดกั้นการไหล (Blockage ratio, BR) เท่ากับ 0.10, 0.15, 0.20, 0.25 และ 0.30 ตามลำดับ ส่วนแผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีมีลักษณะการจัดวางเอียงทำมุมปะทะที่ $\alpha = 30^{\circ}$ และมีค่าอัตราส่วนการปิดกั้นเดียวกันกับแผ่นกั้นวางเอียง การไหลผ่านแผ่นกั้นรูปตัววีพิจารณา 2 กรณี คือกรณีปลายวีชี้ตามทิศทางการไหล และกรณีปลายวีชี้ทวนทิศทางการไหล ในการคำนวณใช้วิธีปริมาตรสืบเนื่องและเลือกลำดับวิธีหาผลเฉลยแบบ SIMPLE ซึ่งการจำลองนี้ได้นำเสนอคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหลสำหรับเลขเรย์โนลด์บนพื้นฐานเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิคของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ช่วงจาก Re = 100 ถึง 1,000 และได้ศึกษาผลของแผ่นกั้นต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ผลลัพธ์ที่ได้จากท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดแผ่นกั้นถูกนำไปเปรียบเทียบกับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ พบว่า ท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดแผ่นกั้นจะเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ การเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนการปิดกั้นทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น จากลักษณะการจัดวางแผ่นกั้นพบว่า แผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าแผ่นกั้นวางเอียงและแผ่นกั้นวางขวาง โดยแผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีที่ $\alpha = 30^{\circ}$ แบบปลายวีชี้ทวนทิศทางการไหลให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแบบปลายวีชี้ตามทิศทางการไหล และผลลัพธ์จากการคำนวณยังพบว่า แผ่นกั้นรูปตัววีแบบปลายวีชี้ทวนทิศทางการไหลที่ BR = 0.125 มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงที่สุดเท่ากับ 3.33

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



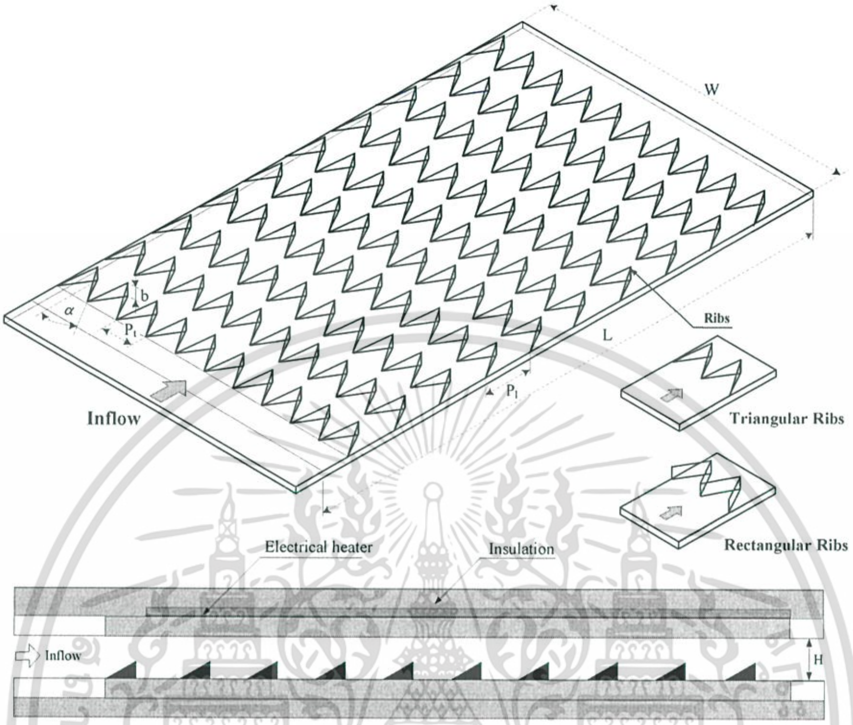
รูปที่ 2.9 แผ่นกั้นวางเอียงและแผ่นกั้นรูปตัววีของ ทำนา [31]

กนกนัยการ [32] ได้ศึกษาคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในช่องแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้า แสดงในรูปที่ 2.10 ที่สภาวะฟลักซ์ความร้อนแบบคงที่ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ Re = 5,000-25,000 และทำการเปรียบเทียบผลของช่องขนานที่มีผนังเรียบกับช่องขนานที่มีครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำมุม 30° ชี้ตามทิศทางการไหล ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน PR = 1, 2, 3 และ 4 อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน e/H = 0.2, 0.3 และ 0.4 จากผลการทดลองพบว่า กรณีครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ค่า e/H = 0.4, PR = 1 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสูงที่สุด ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 6.15 เท่า ตามด้วยครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม ที่ค่า e/H = 0.4, PR = 1 มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 5.13 เท่า และลดลงมาตามลำดับ ในทำนองเดียวกันค่าตัวประกอบเสียดทานที่เกิดขึ้นกับครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ค่า e/H = 0.4, PR = 1 มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 67.68 เท่าและลดลงตามลำดับ ในขณะที่ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม ที่ค่า e/H = 0.4, PR = 1 มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบในช่วง 21.89 เท่าและลดลงตามลำดับ เมื่อพิจารณาถึงค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนพบว่า ครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ค่า e/H = 0.2, PR = 1 ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.61 เท่า ซึ่งเป็นค่าสูงสุดของชุดครีบที่มีรูปแบบเดียวกัน รองลงมาคือ ครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ค่า e/H = 0.3, PR = 1 ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.55 เท่า ในขณะที่ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม ที่ค่า e/H = 0.4, PR = 1 ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.839 เท่าซึ่งเป็นค่าสูงสุด รองลงมาคือ ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม ที่ค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

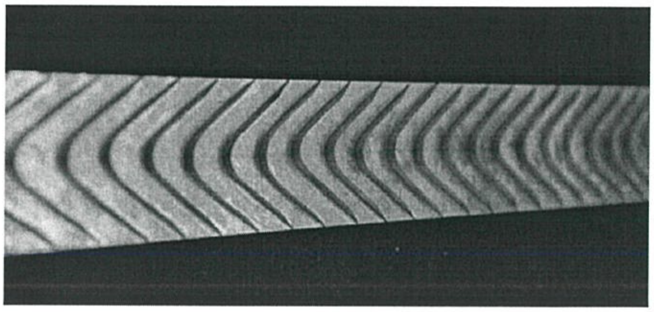
e/H = 0.3, PR = 1 ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.772 เท่าเมื่อพิจารณาตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยพบว่า ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม เหมาะสมที่จะนำไปพิจารณาประยุกต์ใช้กับงานมากที่สุด



รูปที่ 2.10 ครีบบางรูปตัววีของ กนกนัยการ [32]

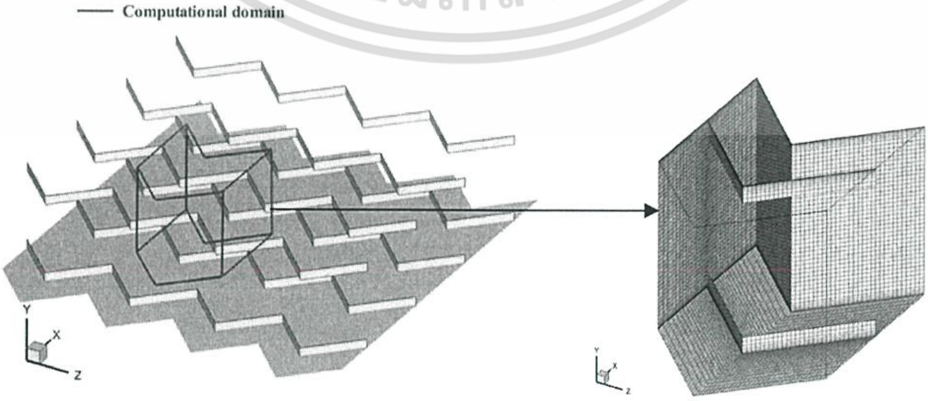
สุขเตี้ยม [33] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้ครีบรูปตัวยูที่สภาวะการถ่ายเทความร้อนที่ผิวแบบคงที่ ทำการทดลองในช่วงเลขเรย์โนลด์ Re = 4,200–26,000 และทำการเปรียบเทียบผลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบกับท่อที่สอดครีบรูปตัวยูในลักษณะทแยงมุมโดยที่ปลายตัวยูชี้รับกระแสลมที่มุม 30°, 45° และ 55° อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ b/H = 0.11, 0.15 และ 0.19 อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน PR = 0.66, 1.32 และ 1.98 แผ่นทดสอบ แสดงในรูปที่ 2.11 จากผลการทดลองพบว่าชุดทดลองที่สอดครีบรูปตัวยูที่มุม 30°, 45° และ 55° ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้น โดยที่ค่า b/H = 0.19 และ PR = 0.66 ครีบมุม 30°, 45° และ 55° ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 2.71, 2.14 และ 3.18 เท่า ตามลำดับ แต่ค่าตัวประกอบเสียดทานก็เพิ่มขึ้นเช่นกันโดยที่ครีบมุม 30°, 45° และ 55° ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 1.66, 6.26 และ 6.36 เท่า ตามลำดับ ซึ่งส่งผลให้การเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีดังนี้ ครีบมุม 30° อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน PR = 0.66 และ อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ b/H = 0.19 มีค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 2.28 เท่า และครีบมุม 45°, 55° อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน PR = 0.66 และ อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ b/H = 0.19 มีค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 1.71 และ 1.16 เท่า ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
128577



รูปที่ 2.11 ครีบรูปตัวยูของ สุขเตี้ยม [33]

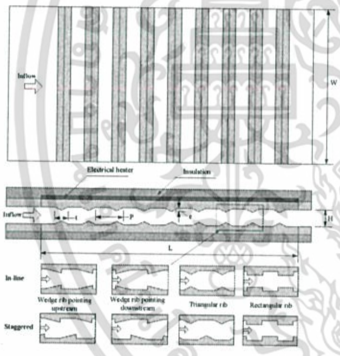
Sripattanapipat [34] นำเสนอการศึกษาเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลแบบราบเรียบในช่องการไหลที่มีอุณหภูมิผิวคงที่ โดยมีการติดตั้งแผ่นกั้นรูปคลื่นแบบสามเหลี่ยมที่ผนังผิวบนและผิวล่างตรงกัน แสดงในรูปที่ 2.12 ซึ่งมีมุมปะทะ α เท่ากับ 30°, 45°, 60° และ 90° ตามลำดับ และมีอัตราส่วนการปิดกั้นการไหล (Blockage ratio, BR) ตั้งแต่ 0.05 ถึง 0.30 สำหรับอัตราส่วนระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น (Pitch ratio, PR) จะให้เป็น 1.0 สำหรับกรณีมุมปะทะ 45°, 60° และ 90° ส่วนมุมปะทะ 30° จะมีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นตั้งแต่ 0.5 ถึง 2.0 ในการศึกษานี้อัตราการไหลที่ใช้จะเปลี่ยนแปลงไปตามค่าเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number, Re) ซึ่งมีค่าตั้งแต่ 100 จนถึง 1,000 ในการจำลองจะใช้โปรแกรม FLUENT ในการคำนวณ ผลที่ได้จะนำเสนออยู่ในรูปร่างของสนามการไหลและการถ่ายเทความร้อน จากผลลัพธ์ที่ได้จากช่องการไหลที่มีการติดแผ่นกั้นถูกนำไปเปรียบเทียบกับช่องการไหลผิวเรียบ พบว่า ช่องการไหลที่มีการติดแผ่นกั้นจะเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าช่องการไหลผิวเรียบ การเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนการปิดกั้นการไหล ทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น นอกจากนี้จากการวิเคราะห์สนามการไหลพบว่า เมื่อมุมปะทะของแผ่นกั้นมีขนาดเล็กลง จะทำให้เกิดการหมุนวนตามทิศทางการไหลซึ่งจะช่วยเพิ่มการถ่ายความร้อน ในขณะเดียวกัน การสูญเสียความดันก็จะลดลงอีกด้วย ทำให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (TEF) ของแผ่นกั้นรูปคลื่นสูงกว่าแผ่นกั้นขวางที่ใช้กันอยู่ทั่วไป โดยมีค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 2.33 ที่ BR = 0.075, PR = 1.00 ที่ Re = 1,000 ของแผ่นกั้นรูปคลื่นมุมปะทะ 30°



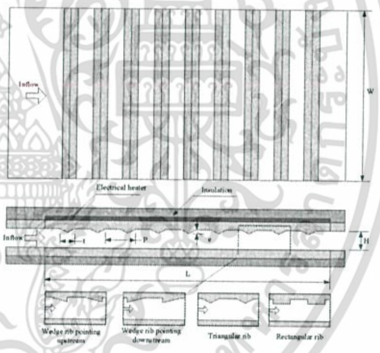
รูปที่ 2.12 โครงสร้างช่องขนานและโดเมนการคำนวณเชิงตัวเลขของ Sripattanapipat [34]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

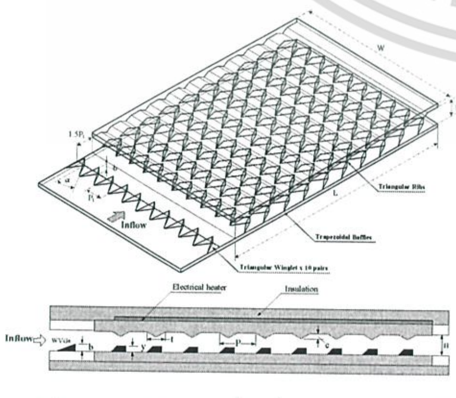
ชมภูคำ [35] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อแผ่นขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีครีบ (W/H, AR) = 10, ความสูงช่องขนาน (H) = 30 มิลลิเมตร ในช่วงเลขเรย์โนลด์ (Re) ตั้งแต่ 5,000 ถึง 23,000 พบว่า การติดตั้งครีบหนาร่วมกับปีกจัดวางครีบแนวตรงกันและมุมปะทะของปีกค่าสูง ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นมากกว่าการจัดวางครีบแนวเยื้องกันและมุมปะทะของปีกค่าต่ำกว่า ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (TEF) ของครีบหนาสามเหลี่ยมหน้าจั่ว ที่ความสูงค่าต่ำกว่า จัดวางครีบแบบเยื้องกันและปีก $\alpha = 30^\circ$ ให้ค่าสูงสุด ถัดมา ครีบหนาสามเหลี่ยมหน้าจั่วให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุด จากนั้นศึกษาครีบหนาสามเหลี่ยมหน้าจั่ว แบบความสูงสม่ำเสมอ e/H = 0.13, 0.2 และ 0.26 แบบความสูงไม่สม่ำเสมอ e/H = 0.13, 0.2 สลับกัน ที่ P/H = 1.33 ปีกสี่เหลี่ยมและสามเหลี่ยม, แบบ 5 คู่และ 10 คู่, อัตราส่วนความสูงปีกต่อความสูงช่องขนาน b/H = 0.2, 0.3 และ 0.4 จัดวางทิศทางชี้ตามการไหลและชี้ทวนการไหล ที่มุมปะทะ 3 ค่า คือ 30°, 45° และ 60° พบว่า การใช้ครีบร่วมกับปีกทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ปีกสี่เหลี่ยม 10 คู่ ชี้ทวนทิศทางการไหลที่มุมปะทะและความสูงค่ามากกว่าจะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานมากกว่าปีก สามเหลี่ยม 5 คู่ ชี้ตามทิศทางการไหลที่มุมปะทะและความสูงค่าต่ำกว่า และการติดตั้งครีบร่วมกับปีกที่ผิวบน-ล่างจัดวางครีบแบบแนวตรงกัน ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับการติดตั้งครีบที่ผิวบน-ล่างจัดวางแบบเยื้องกันและติดตั้งครีบที่ผิวบนหรือผิวล่างเพียงอย่างเดียว



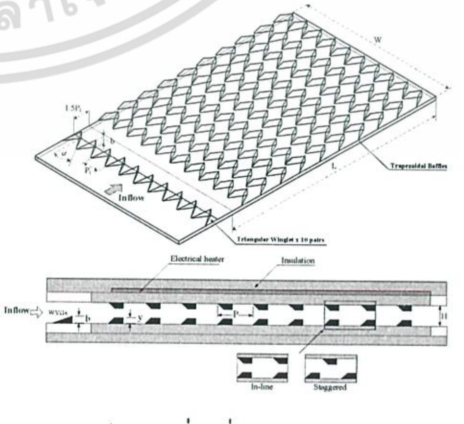
(ก) ครีบหนา



(ข) ครีบหนาติดตั้งผิวบนด้านเดียว



(ค) ครีบหนา ครีบบางสี่เหลี่ยมคางหมูและปีก



(ง) ครีบบางสี่เหลี่ยมคางหมู และปีก

รูปที่ 2.13 แผ่นทดสอบของ ชมภูคำ [35]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3 แนวทางการศึกษาวิจัย

จากงานวิจัยข้างต้น ส่วนใหญ่มุ่งสนใจที่จะศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ เช่น รูปทรง, ระยะพิตต์, ความสูง, โครงสร้างและการจัดวางครีบแบบต่าง ๆ ในการศึกษานี้จึงนำแนวคิดในการประยุกต์ครีบมาติดตั้งในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสเพื่อเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยพิจารณาชนิด, รูปทรง, ขนาด, มุมปะทะ, ความสูงและระยะพิตช์ครีบ ซึ่งส่งผลต่อลักษณะการไหลของของไหล การสูญเสียความดันและแรงเสียดทานเพื่อควบคุมกลไกการไหลในท่อ และสิ่งสำคัญคือมุ่งเน้นการออกแบบให้สะดวกต่อการติดตั้งเพื่อส่งผลให้ง่ายต่อการบำรุงรักษาหรือปรับเปลี่ยนลักษณะของครีบแบบอื่น ๆ โดยใช้แนวทางคือ การสอดใส่แผ่นบางติดครีบภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงทำให้สะดวกในการติดตั้ง ลดต้นทุนการผลิต บำรุงรักษาง่ายขึ้น ทั้งยังปรับเปลี่ยนรูปแบบแผ่นบางติดครีบที่เหมาะสมได้รวดเร็วยิ่งขึ้น ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษาการทดลองเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดครีบรูปแบบต่าง ๆ เนื่องจากท่อเป็นโครงสร้างสำคัญภายในของระบบหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไปและหาพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เพื่อเป็นองค์ความรู้ใหม่และแนวทางในการตัดสินใจเลือกใช้และออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงสุด และเพื่อการขยายข้อมูลการศึกษาครีบแบบต่าง ๆ ตลอดจนลักษณะการติดตั้ง การจัดวาง และทิศทาง เพื่อเป็นทางเลือกให้กับผู้ใช้งานตัดสินใจเลือกใช้ตามความเหมาะสมสำหรับระบบของผู้ใช้งานต่อไป ทำให้เกิดองค์ความรู้ใหม่ที่เป็นประโยชน์และแนวทางการพัฒนาเทคโนโลยีของผู้ที่สนใจ นักออกแบบ นักศึกษาและนักวิจัย อาทิเช่น ตัวแปรหรือพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดครีบ เพื่อการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และยังเป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพดียิ่งขึ้น นำไปสู่การใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้นและลดการสูญเสียพลังงาน ทำให้ลดการใช้เชื้อเพลิง ซึ่งสามารถลดการเกิดปริมาณก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ และมลพิษต่อสิ่งแวดล้อม นอกจากนี้ยังสามารถลดขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีขนาดกะทัดรัดเหมาะสม นำไปสู่การลดการใช้วัสดุและพื้นที่ทำงาน การพัฒนาการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทหรือแลกเปลี่ยนความร้อนให้ดียิ่งขึ้น ทำให้มีประโยชน์ต่อระบบและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหลาย โดยเฉพาะระบบทำความเย็น ที่จะมีขนาดที่เล็กลง นำไปสู่การใช้ปริมาณสารทำความเย็นที่น้อยลง ทำให้ลดปรากฏการณ์เรือนกระจก ดังนั้นจะเห็นได้ว่างานวิจัยนี้จึงมีผลดีทำให้มีการใช้พลังงานและทรัพยากรอย่างคุ้มค่าและมีประสิทธิภาพ สามารถลดต้นทุนการผลิตในอุตสาหกรรม ซึ่งเป็นประโยชน์โดยตรงต่อการพัฒนาในเชิงเศรษฐกิจ องค์ความรู้ที่ได้ก็เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาเทคโนโลยีที่ยั่งยืนเพื่อความเป็นอยู่ที่ดีของสังคม ลดภาวะโลกร้อน ลดมลพิษและลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3
ทฤษฎี

3.1 บทนำ

บทนี้กล่าวถึง ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้ เอกสารอ้างอิง [36-44] โดยพิจารณาการถ่ายเทความร้อน เป็นการพาความร้อนแบบบังคับสำหรับการไหลภายในท่อ (Forced convection for flow inside ducts) อธิบายถึงกลศาสตร์การไหล สมดุลพลังงาน การถ่ายเทความร้อน สหสัมพันธ์การพาความร้อนในรูปแบบต่าง ๆ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เพื่อวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน การสูญเสียความดัน และสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Thermal performance enhancement factor, TEF) ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณที่กำลังขับเดียวกัน

3.2 กลศาสตร์ของไหล

การไหลภายในท่อมีขอบเขตจำกัด [39, 43] โดยที่ความหนาของชั้นขอบเขตการไหลไม่สามารถเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ ได้ เพราะว่าเมื่อไหลไปได้ระยะหนึ่งชั้นขอบเขตการไหลก็ก่อตัวเต็มพื้นที่หน้าตัดของท่อจึงไม่สามารถขยายออกไปได้อีก รูปร่างของความเร็วจะมีลักษณะชัดเจนแน่นอนไม่เปลี่ยนแปลงต่อไปอีก ซึ่งการไหลลักษณะเช่นนี้ เรียกว่า การไหลที่ปรับตัวเต็มที่ (Fully developed flow) ส่วนการไหลก่อนหน้านี้ เรียกว่า การไหลที่กำลังปรับตัว (Developing flow) และเรียกช่วงระยะของการไหลแบบนี้ว่า Hydrodynamic entrance region

พารามิเตอร์ความดันตกคร่อมเกี่ยวข้องกับกำลังงานของพัดลมโดยตรง ยิ่งความดันตกคร่อมมากจำเป็นต้องใช้กำลังขับเคลื่อนของไหลมากขึ้น

การจ่ายกำลังให้พัดลม, $\dot{W}_{in}$

$$\dot{W}_{in} = \dot{V}\,\Delta p \tag{3.1}$$

ความดันตกคร่อมของของไหล, Δp

$$\Delta p = f\,\frac{\rho L \overline{V}^2}{2D} \tag{3.2}$$

หรือ friction factor (f) สามารถหาได้จาก เอกสารอ้างอิง [39, 43]

$$f = \frac{2}{(L/D)}\frac{\Delta p}{\rho U^2} \tag{3.3}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.1 สภาวะการไหล

สำหรับการไหลภายในท่อนั้นต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (Entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นการไหลแบบใดระหว่างการไหลแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วน เลขเรย์โนลด์สำหรับการไหลภายในท่อกลมกำหนดเป็น

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} \tag{3.4}$$

เมื่อ u_m คือ ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

เลขเรย์โนลด์วิกฤติ สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากการไหลแบบราบเรียบเป็นการไหลแบบปั่นป่วน เริ่มต้นจาก $Re_{D,c} \approx 2{,}300$ และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่ ที่ $Re_D \geq 4{,}000$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ $(Re_D \leq 2{,}300)$ ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D \tag{3.5}$$

ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วน $(Re_D \geq 4{,}000)$ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์ และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{turb} \leq 60 \tag{3.6}$$

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมุติว่า $x_{fd} > 10D$ สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน

3.2.2 ความเร็วเฉลี่ย

ความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย u_m แทน โดยนิยามว่า ความเร็วเฉลี่ย คือ ความเร็วคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหล จะเท่ากับอัตราการไหลของมวล

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \tag{3.7}$$

ถ้าเป็นการไหลสภาวะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า $\dot{m}$ และ u_m ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

สำหรับท่อกลม $(A_c = \pi D^2/4)$ ค่าของเลขเรย์โนลด์ลดรูปเป็น

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \tag{3.8}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพราะว่าค่า $\dot{m}$ อาจหาได้จากการอินทิเกรตของฟลักซ์มวล (ρu) ทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัด

$$\dot{m} = \int_{A_c} \rho u(r,x) dA_c \tag{3.9}$$

ดังนั้น สำหรับท่อกลม กรณีของไหลอัดตัวไม่ได้ จะได้

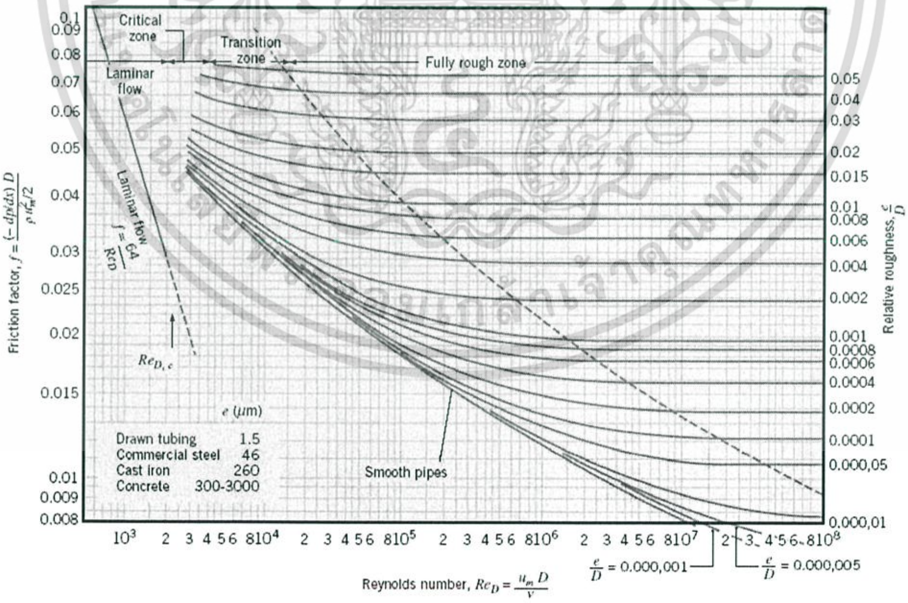
$$u_m = \frac{\int_{A_c} \rho u(r,x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\pi\rho}{\rho\pi r_o^2} \int_0^{r_o} u(r,x) r dr = \frac{2}{r_o^2} \int_0^{r_o} u(r,x) r dr \tag{3.10}$$

ซึ่งจะหาค่า u_m ได้ทันที เมื่อรู้ velocity profile, $u(r)$ ที่ตำแหน่งนั้น

3.2.3 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่

ในงานด้านวิศวกรรมทั่วไป จะให้สนใจเกี่ยวกับการเกิดความดันตกคร่อมในการไหลภายในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้เกี่ยวข้องกับการหาขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันตกคร่อม หาได้โดยใช้ตัวประกอบเสียดทานของ Moody ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

$$f = \frac{-(dp/dx)D}{\rho u_m^2/2} \tag{3.11}$$



รูปที่ 3.1 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่ในท่อกลม [39, 43]

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่ การวิเคราะห์ยุ่งยากมากกว่าต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทานสำหรับค่าเลขเรย์โนลด์ต่าง ๆ ได้แสดงในไดอะแกรมของ Moody ในรูป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ 3.1 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์และสภาวะผิวของท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวเรียบและเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิวเพิ่มขึ้นโดยประมาณดังนี้

$$f = 0.316 Re_D^{-1/4} \qquad Re_D < 2\times10^4 \tag{3.12}$$

$$f = 0.184 Re_D^{1/5} \qquad Re_D > 2\times10^4 \tag{3.13}$$

นอกจากนี้เรารู้ว่าความดันตกคร่อม (Δp) ระหว่างระยะ x_1 ถึง x_2 เป็น

$$\Delta p = -\int_{p_1}^{p_2} dp = f\frac{\rho u_m^2}{2D}\int_{x_1}^{x_2} dx = f\frac{\rho u_m^2}{2D}(x_2 - x_1) \tag{3.14}$$

ซึ่งค่า f หาจากรูปที่ 3.2 สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมผิวเรียบ

และ Petukhov [44] ได้เสนอสมการเป็น

$$f = (0.79\ln Re - 1.64)^{-2} \qquad \text{สำหรับ} \quad 3000 < Re < 5\times10^6 \tag{3.15}$$

3.3 การถ่ายเทความร้อน

การก่อตัวของชั้นขอบเขตทางความร้อนในท่อกลม แสดงในรูปที่ 3.3 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ $T(r,0)$ ซึ่งมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิว การพาความร้อนจะเกิดขึ้นและชั้นขอบเขตการไหลของความร้อนจะเริ่มต้นก่อตัวขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าสภาวะที่ผิวของท่อคงที่ โดยอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอคงที่ (T_s = คงที่) หรือ ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ (q_s'' = คงที่) สภาวะที่ปรับตัวคงที่ของความร้อน (Thermally fully developed condition) ก็จะเกิดขึ้น ในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่จะแตกต่างกันตามเงื่อนไขไม่ว่าอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่

3.3.1 สภาวะการปรับตัวเต็มที่

เนื่องจากมีการพาความร้อนเกิดขึ้นจริงระหว่างผิวและของไหล นั่นคืออุณหภูมิของไหลยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ x สิ่งหนึ่งที่อยากรู้คือเกิดภาวะ Thermal fully developed หรือยัง สถานการณ์นี้จะแตกต่างไปจากกรณีการไหลของของไหลที่ $(\partial u/\partial x) = 0$ ในช่วงบริเวณปรับตัวเต็มที่ในทางกลับกัน ถ้ามีการพาความร้อน (dT_m/dx) เช่นเดียวกับ $(\partial T/\partial x)$ ที่รัศมี r ใด ๆ จะไม่เป็นศูนย์ ผลที่ตามมา คือ รูปร่างของอุณหภูมิ $T(r)$ จะเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x ซึ่งเปรียบเสมือนว่า สภาวะการปรับตัวเต็มที่ของอุณหภูมิไม่เคยเกิดขึ้นเลย ปรากฏการณ์นี้จะต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปไร้มิติของอุณหภูมิเพื่อให้ได้เงื่อนไขนี้

ความแตกต่างอุณหภูมิไร้มิติในรูป $(T_s - T)/(T_s - T_m)$ ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่มีอยู่จริง ซึ่งอัตราส่วนนี้จะเป็นอิสระกับ x นั่นคือถึงแม้ว่า $T(r)$ ยังคงเปลี่ยนอย่างต่อเนื่องกับ x แต่รูปร่างสัมพัทธ์ของ profile นี้จะไม่เปลี่ยนแปลงเลย และการไหลแบบนี้เรียกว่า การไหลปรับตัวเต็มที่ทางความร้อน (Thermally fully developed) และจะได้ว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{T_s(x)-T(r,x)}{T_s(x)-T_m(x)}\right]_{fd,t} = 0 \tag{3.16}$$

เมื่อ T_s คือ อุณหภูมิผิวท่อ

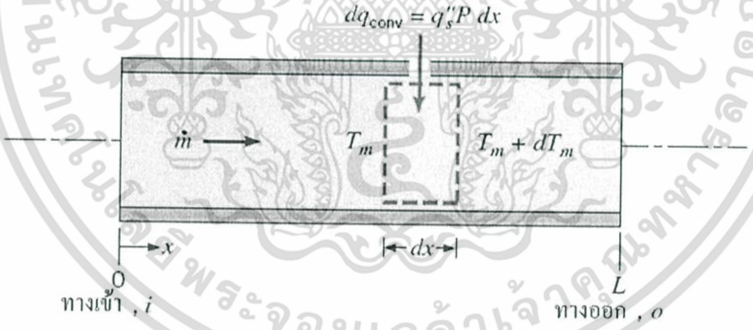
T คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใด ๆ

T_m คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

เงื่อนไขที่กำหนดให้สำหรับสมการ (3.16) ซึ่งจะเกิดขึ้นในท่อ อาจจะเป็นกรณี q_s'' คงที่ หรือ T_s คงที่ก็ได้ เงื่อนไขที่ผิวแบบนี้เกิดขึ้นมากในทางวิศวกรรม เช่น ในผนังท่อที่ได้รับความร้อนจากไฟฟ้าหรือผิวภายนอกที่ได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีอย่างสม่ำเสมอ จะเป็นกรณีของ q_s'' คงที่ ส่วนกรณี T_s คงที่ จะเกิดขึ้นถ้ามีการเปลี่ยนสภาวะ (เนื่องจากการเดือดหรือการควบแน่น) เกิดขึ้นที่ผิวภายนอก

3.4 การสมดุลของพลังงาน

พิจารณาการไหลในท่อตามรูปที่ 3.2 ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่ $\dot{m}$ และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหล รวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางตามแนวแกนจะไม่นำมาคิด ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลาซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อ จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนและงานจากการไหลเท่านั้น



รูปที่ 3.2 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ [39]

งานของการไหลเป็นงานที่ใช้เคลื่อนของไหลผ่านปริมาตรควบคุม คิดต่อหน่วยมวลของไหล และจะอยู่ในรูปของผลคูณของความดัน p และปริมาตรจำเพาะ v (ซึ่ง $v = 1/\rho$)

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 3.4 และจากนิยามของ T_m จะได้

$$dq_{conv} + \dot{m}(c_v T_m + pv) - \left[\dot{m}(c_v T_m + pv) + \dot{m}\frac{d(c_v T_m + pv)}{dx}dx\right] = 0 \tag{3.17}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หรือ
$$dq_{conv} = \dot{m}d(c_v T_m + pv) \quad (3.18)$$

ถ้าของไหลเป็นแก๊สสมบูรณ์ ($pv = RT_m$ และ $c_p = c_v + R$) จะได้

$$dq_{conv} = \dot{m}c_p dT_m \quad (3.19)$$

สมการนี้ใช้ได้ดีสำหรับของเหลวที่อัดตัวไม่ได้เช่นกัน ในกรณีนี้ $c_v = c_p$ เพราะว่า v น้อยมาก ๆ $d(pv)$ โดยทั่วไปจะน้อยกว่า $d(c_v T_m)$ มากจนสามารถตัดทิ้งได้

รูปของสมการ (3.19) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ จะได้

$$q_{conv} = \dot{m}c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (3.20)$$

โดยที่ q_{conv} เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, h

$$h = \frac{\dot{m}C_p (T_{m,o} - T_{m,i})}{A_s (T_s - T_b)} \quad (3.21)$$

อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, T_b

$$T_b = \frac{T_{m,i} + T_{m,o}}{2} \quad (3.22)$$

เลขนัสเซิลท์, Nu_D

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (3.23)$$

เงื่อนไขความร้อนที่ผิว คือ ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ โดยติดแผ่นฮีตเตอร์ที่ผิวแผ่นกั้น

3.5 สหสัมพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม

สมการหา Nu_x สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่ในท่อกลมเรียบ เสนอโดย Colburn ซึ่งได้มาจาก Chilton-Colburn analogy [41]

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = StPr^{2/3} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} Pr^{2/3} \quad (3.24)$$

แทน f จากสมการ (3.23) สมการของ Colburn เป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.25)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Dittus-Boelter [41] ได้เสนอสมการเป็น

$$Nu_D = 0.023Re_D^{4/5}Pr^n \tag{3.26}$$

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

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$$\begin{bmatrix} 6{,}000 \le Re_D \le 10^7 \\ 0.5 \le Pr \le 120 \\ L/D \ge 60 \end{bmatrix}$$

และ Gnielinski [44] ได้เสนอสมการเป็น

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad \text{สำหรับ } 3000 < Re < 5\times10^6 \tag{3.27}$$

สมการต่าง ๆ นี้จะใช้เพียงเฉพาะกรณีย่อย ๆ ที่ความแตกต่างอุณหภูมิ $(T_s - T_m)$ไม่มากนัก โดยคุณสมบัติต่าง ๆ คิดที่ T_m สำหรับการไหลที่แสดงลักษณะการแปรเปลี่ยนคุณสมบัติมาก ๆ Seider และ Tate [41] ได้แนะนำให้ใช้สมการต่อไปนี้

$$Nu_D = 0.027Re_D^{4/5}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \tag{3.28}$$

สำหรับ
$$\begin{bmatrix} 6{,}000 \le Re_D \le 10^7 \\ 0.7 \le Pr \le 10{,}000 \\ L/D \ge 60 \end{bmatrix}$$

โดยที่คุณสมบัติต่าง ๆ ยกเว้นค่า μ_s หาที่ T_m โดยที่ μ_s หาที่ T_w

3.6 สหสัมพันธ์การพาความร้อน สำหรับท่อที่ไม่กลม

ถึงแม้ว่ามีข้อจำกัดมากเกี่ยวกับการพิจารณาต่อการไหลภายในท่อกลม การประยุกต์ทางวิศวกรรมส่วนใหญ่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อนในท่อที่ไม่กลม โดยการใช้เส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิผลเป็นความยาวเฉพาะ (Characteristic length) ซึ่งเรียกว่า เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค

เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค (Hydraulic diameter), D_h

$$D_h = \frac{4A_c}{P_e} \tag{3.29}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ A_c คือ พื้นที่หน้าตัด

P_e คือ เส้นรอบรูปของหน้าตัดการไหล

เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิคนี้จะใช้ในการคำนวณหาค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ เช่น Re_D และ Nu_D สำหรับช่วงการไหลปั่นป่วน

3.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Enhancement) โดยการทำให้เกิดการหมุนวนด้วยการสอดใส่ใบบิดตามรูปที่ 3.3 การสอดแทรกนี้ประกอบด้วยแผ่นบางที่ถูกบิดเป็นคาบของมุม 360° เป็นผลให้ความเร็วของการไหลเพิ่ม เนื่องจากความเร็วสัมผัสเพิ่มใกล้ผนังท่อ การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็นผลให้เกิดความดันตกคร่อม (Pressure drop) มากขึ้น

รูปที่ 3.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการสอดใส่ใบบิด

3.8 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

กำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบ (P_0) เท่ากับกำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีการติดตั้งครีบลักษณะต่างๆ (P_b) [40]

$$P_0 = P_b$$

$$(\Delta PQ)_0 = (\Delta PQ)_b$$

$$\left[\left(\frac{f\rho L\overline{V}^2}{2D_h}\right)\left(\overline{V}A\right)\right]_0 = \left[\left(\frac{f\rho L\overline{V}^2}{2D_h}\right)\left(\overline{V}A\right)\right]_b$$

$$\left(f\overline{V}^3\right)_0 = \left(f\overline{V}^3\right)_b$$

$$\left(f\,Re^3\right)_0 = \left(f\,Re^3\right)_b$$

$$\frac{f_0}{f_b} = \frac{Re_b^3}{Re_0^3}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{Re_b}{Re_0} = \left(\frac{f_0}{f_b}\right)^{1/3}$$

$$\frac{Re_b}{Re_0} = \frac{1}{(f_b/f_0)^{1/3}}$$

$$Re_b = \frac{Re_0}{(f_b/f_0)^{1/3}} \tag{3.30}$$

ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนพิจารณาที่กำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบและท่อที่มีการติดตั้งครีบลักษณะต่างๆ เท่ากัน ดังนั้นค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสามารถหาได้ดังนี้

$$TEF = \left.\frac{h_b}{h_0}\right|_{pp} = \left.\frac{Nu_b}{Nu_0}\right|_{pp} = \left(\frac{Nu_b}{Nu_0}\right)\left(\frac{f_b}{f_0}\right)^{-1/3} \tag{3.31}$$

เมื่อตัวห้อย b คือ ครีบ
0 คือ ท่อผนังเรียบ
pp คือ ที่กำลังขับเดียวกัน (pumping power)

ซึ่งค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจะเป็นตัวชี้วัดที่แสดงให้เป็นถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อน โดยเมื่อให้ค่ามากกว่า 1 แสดงว่าให้มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อผนังเรียบ เมื่อใช้กำลังขับพัดลมของระบบค่าเดียวกัน โดยการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีจุดมุ่งหมายเพื่อให้ได้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด ซึ่งจะเป็นผลให้สามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและประหยัดพลังงานที่ต้องป้อนให้กับระบบ นำไปสู่การลดต้นทุนการผลิต เกิดประโยชน์ทั้งในแง่การลดพื้นที่การติดตั้ง ได้ประสิทธิภาพที่สูงขึ้น ด้วยราคาขายที่ต่ำลง ลดการใช้ทรัพยากรที่มีอยู่อย่างจำกัด เพื่อเป็นอีกแนวทางหนึ่งในการช่วยเยียวยาและแก้ปัญหาวิกฤตทรัพยากรพลังงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4
การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง

4.1 บทนำ

ในบทนี้กล่าวถึง การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ทำการติดตั้งแผ่นบางติดครีบโดยสอดใส่ตามแนวทแยงมุมของท่อ เพื่อเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และนำเอาตัวสร้างความปั่นป่วนหรือตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาวซึ่งเป็นที่นิยมในอดีตมาเปรียบเทียบด้วย รายละเอียดในส่วนเครื่องมืออุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง ตลอดจนวิธีการทดลองในแต่ละขั้นตอนและการเก็บข้อมูลเพื่อทำการวิเคราะห์ผลการทดลอง โดยแบ่งส่วนในการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อจัตุรัส เพื่อศึกษาค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ของส่วนทดสอบ แบ่งได้ดังนี้

1. **ลวดขด** (wire coil) ศึกษาอิทธิพลของลวดขด
2. **ใบบิด** (twisted tape) ศึกษาอิทธิพลของระยะการบิดของใบบิด
3. **แผ่นบางติดครีบเอียง** (oblique-baffled tape) ศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตช์ครีบ
4. **แผ่นบางติดครีบตัววี** (V-baffled tape) โดยติดครีบแบบปลายวี (V-tip) ชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) และติดครีบแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream) ศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตช์ของครีบ
5. **แผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว** (discrete V-baffled tape) ศึกษาอิทธิพลของการจัดวาง, มุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตช์ของครีบ

4.2 การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลอง

4.2.1 พัดลม

การกำหนดขนาดพัดลม โดยพิจารณาที่เลขเรย์โนลด์ $Re = 25{,}000$ ซึ่งการทำงานของพัดลมในช่วงรับภาระสูงสุด

จากสมการเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค (Hydraulic diameter)

$$
\begin{aligned}
D_h &= \frac{4A_c}{P} \\
&= \frac{4\left(4.5 \times 4.5 \times 10^{-4}\right)}{\left(2(4.5+4.5)\right) \times 10^{-2}} \\
&= 0.045\ \mathrm{m}
\end{aligned}
$$

จากตารางคุณสมบัติอากาศที่อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ 318 K จะได้ $\rho = 1.099712\ \mathrm{kg/m^3}$ และ $\mu = 191.3993 \times 10^{-7}\ \mathrm{N \cdot s/m^2}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการเลขเรย์โนลด์

$$Re_D = \frac{\rho \overline{V} D_h}{\mu}$$

หาความเร็วเฉลี่ย

$$\overline{V} = \frac{Re_D \mu}{\rho D_h}$$

$$= \frac{25,000 \times 191.3993 \times 10^{-7}}{1.099712 \times 0.045}$$

$$= 9.67 \ \ m/s$$

จากสมการ

$$Q = \overline{V} A_c$$

$$= 9.67 \times 0.045 \times 0.045$$

$$= 0.0196 \ \ m^3/s$$

$$= 1.17 \ \ m^3/min$$

ดังนั้น ในการทดลองกำหนดให้ใช้พัดลม ที่สามารถให้ค่าอัตราการไหลมากกว่า 1.17 ลูกบาศก์เมตรต่อนาที

4.2.2 ท่อทางเข้าชุดทดลอง

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน $(Re_D \geq 4,000)$ ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์และมีค่าประมาณดังนี้ [39, 43]

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

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมุติว่า $x_{fd} = 10D_h$ สำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่ (Fully developed flow)

จากสมการ

$$x_{fd} = 10D_h$$

$$= 10 \times 0.045$$

$$= 0.45 \ m$$

ดังนั้น ในการทดลองจึงกำหนดท่อทางเข้าชุดทดลองให้มีความยาว 1 เมตร

ในการทดลองชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถแบ่งขั้นตอนการทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอน ดังนี้

ขั้นตอนที่หนึ่ง การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง
ขั้นตอนที่สอง การติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง
ขั้นตอนที่สาม ขั้นตอนการทดลองและเก็บผลการทดลอง

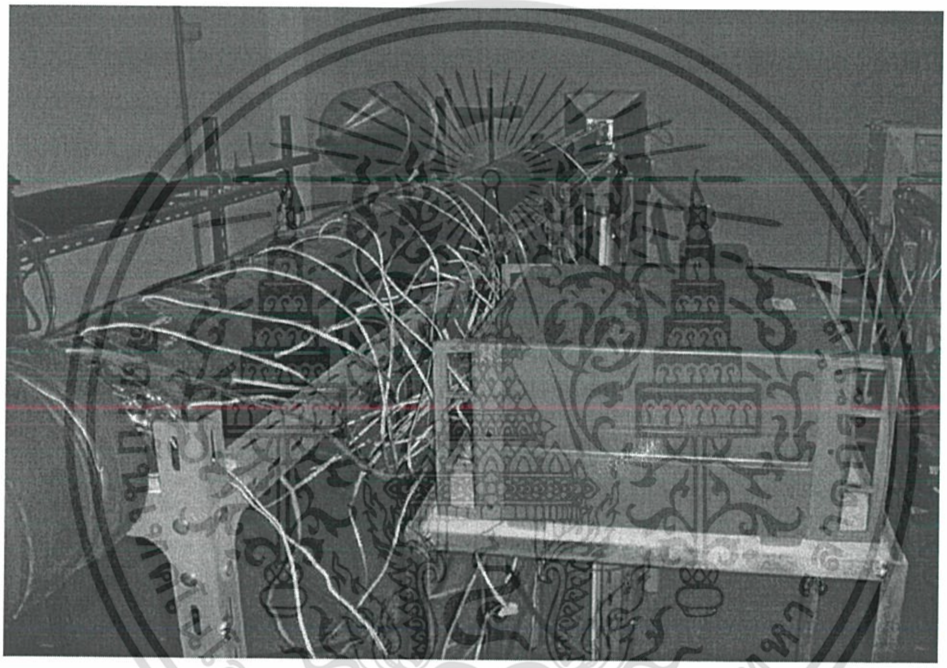
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง

ในการศึกษาผลของมุมปะทะ ความสูง ระยะพิตช์ ทิศทางและการจัดวางครีบ ซึ่งเป็นงานวิจัยเชิงการทดลอง การจัดเตรียมและสร้างอุปกรณ์ในการทดลอง โดยมีรายละเอียดต่าง ๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง ดังนี้

4.3.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดครีบแบบต่าง ๆ โดยแสดงในรูปที่ 4.1 การติดตั้งจะทำการสอดใส่แผ่นบางติดครีบตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อในส่วนทดสอบและเปรียบเทียบผลการทดลองกับท่อผนังเรียบ



รูปที่ 4.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

ชิ้นงานที่ใช้ในการทดสอบมีสองส่วน ส่วนแรก คือ แผ่นอลูมิเนียมทึบ มีความกว้าง 60 มิลลิเมตร ความยาว 1,500 มิลลิเมตร และหนา 0.5 มิลลิเมตร ส่วนที่สอง แผ่นบางติดครีบแบบต่าง ๆ เพื่อเป็นตัวสร้างวอร์เทคภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน และทำการหุ้มฉนวนชุดทดสอบด้วย ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 4 ชั้น ฉนวนชั้นแรกใช้วัสดุเป็นฉนวนใยแก้ว ฉนวนชั้นที่สองเป็นแผ่นกระเบื้อง ฉนวนชั้นที่สามเป็นฉนวนใยแก้ว และชั้นที่สี่หุ้มด้วยฉนวนที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนของระบบ

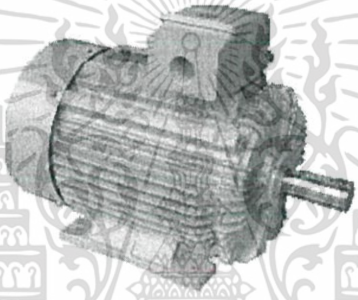
4.3.2 แหล่งจ่ายอากาศ

แหล่งจ่ายอากาศ ใช้พัดลม (High-pressure blower) MODEL TB-150 เป็นแบบพัดลมหอยโข่งแรงดันสูง ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ หรือ 2 HP ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V ความดัน 700 mm.Aq แสดงในรูปที่ 4.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.2 พัดลมแรงดันสูง (High-pressure blower)

มอเตอร์ (Motor) เป็นต้นกำลังในการขับพัดลม ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V 50 Hz 2900 rpm 14.8 A แสดงในรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 มอเตอร์

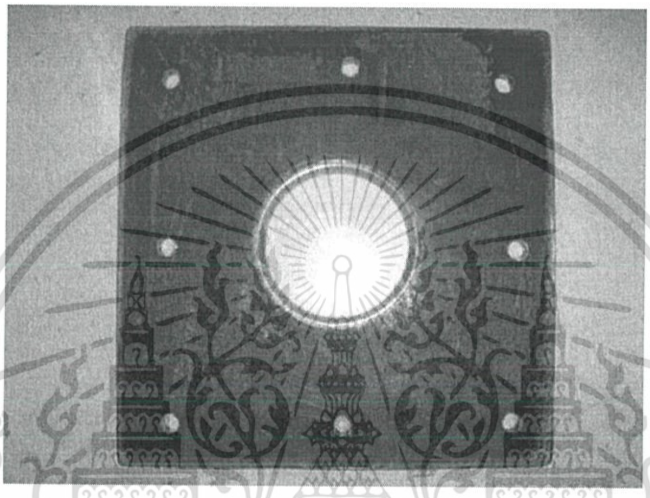
อินเวอเตอร์ (Inverter) Omron Inverter, 3G3JX-A4037, 380-480V 3PHASE 3.7kw 5HP เป็นอินเวอเตอร์แบบปรับความถี่ (Frequency Inverter) ถูกนำมาใช้ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ใช้ขับพัดลมแรงดันสูง ในการควบคุมอัตราการไหลของอากาศให้ได้ตามที่กำหนด แสดงในรูปที่ 4.4

รูปที่ 4.4 Inverter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

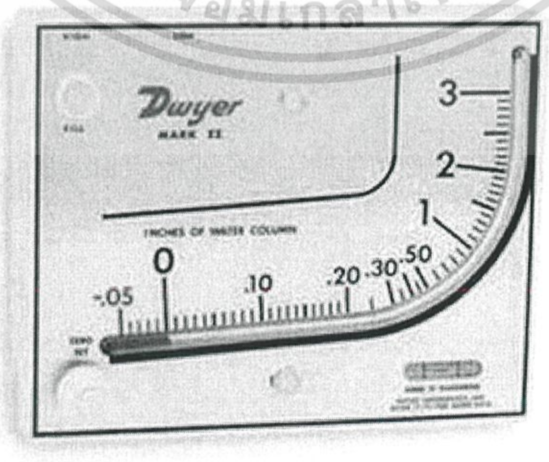
4.3.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

Orifice meter เป็นอุปกรณ์ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ ติดตั้งที่ทางเข้าชุดทดลองระหว่างพัดลมและถังพักลม ดังแสดงในรูปที่ 4.13 (แผนผังของชุดทดลอง) ในการสร้างอุปกรณ์ Orifice meter ได้สร้างตามมาตรฐานของ JIS (JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD) Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes JIS Z 8762 ทำจากแผ่นเหล็ก ความหนา 5 มิลลิเมตร โดยออริฟิสออกแบบให้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางด้านหน้า 47 มิลลิเมตร และเส้นผ่านศูนย์กลางด้านหลัง 51 มิลลิเมตร แสดงในรูปที่ 4.5 และรายละเอียดเพิ่มเติมของออริฟิส แสดงในภาคผนวก ข.



รูปที่ 4.5 Orifice meter

เครื่องวัดความดันแบบระนาบเอียง (Inclined manometer) รุ่น Mark II Model No.25 ใช้วัดความแตกต่างของความดันระหว่างด้านหน้าและด้านหลัง Orifice meter เพื่อใช้หาอัตราการไหลของอากาศ ความแตกต่างของความดัน ซึ่งสามารถอ่านค่าได้จากความแตกต่างของระดับ red gage oil (specific gravity = 0.826) แสดงในรูปที่ 4.6

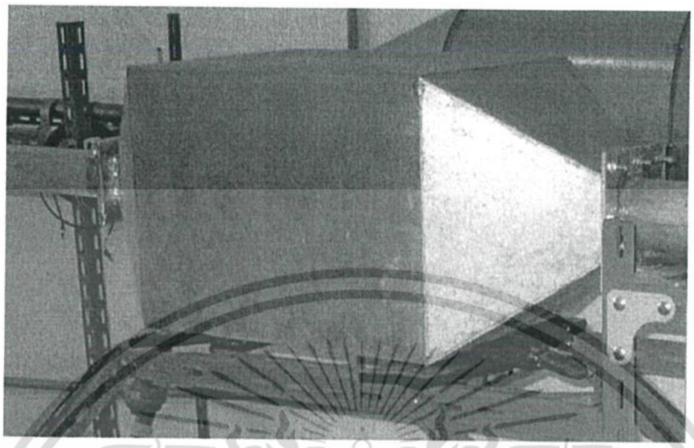


รูปที่ 4.6 เครื่องวัดความดันแบบระนาบเอียง (Inclined manometer)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.4 ถังพักลม (Settling tank)

ถังพักลม เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับสภาพการไหลของอากาศ จากท่อกลมมาเป็นท่อสี่เหลี่ยม เพื่อให้จัดเรียงและปรับสภาพการไหลอากาศ ให้เกิดการปั่นป่วนน้อยสุดก่อนเข้าสู่ท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ขนาดความกว้างและความสูง 45×45 มิลลิเมตร แสดงในรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 ถังพักลม (Settling tank)

4.3.5 อุปกรณ์ควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์

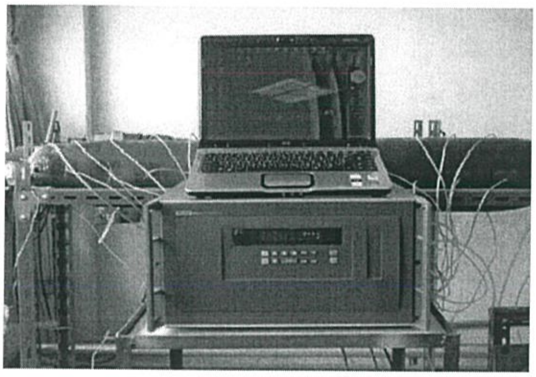
แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply) ใช้เครื่องปรับความต่างศักย์ไฟฟ้า รุ่น TDGC 2-3 kVA CAPACITY: 3,000 VA MAX. 12 Amp เป็นอุปกรณ์ในการควบคุมความต่างศักย์ไฟฟ้าที่จ่ายให้กับแผ่นฮีตเตอร์ ในการควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนด แสดงในรูปที่ 4.8

รูปที่ 4.8 แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply)

4.3.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

Data acquisition system, Fluke 2650A เป็นอุปกรณ์เก็บข้อมูล (Recorder) โดยแสดงผลอุณหภูมิผ่านทางหน้าจอของตัวเครื่องเองและส่งสัญญาณแสดงผลมาทางคอมพิวเตอร์ผ่านทาง software สามารถแสดงค่าอุณหภูมิได้ทั้งหมด 40 ค่า มีทศนิยม 6 ตำแหน่ง ซึ่งถือได้ว่ามีความละเอียดสูงมาก การใช้งานโดยเชื่อมต่อเครื่องเข้ากับเทอร์โมคัปเปิล ทั้งหมด 30 ตัว เพื่อแสดงผลและเก็บข้อมูลอุณหภูมิผิว 28 ตำแหน่ง ทั้ง 4 ด้านของท่อจัตุรัส อุณหภูมิทางเข้าและทางออกส่วนทดสอบ 2 ตำแหน่ง แสดงในรูปที่ 4.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.9 เครื่องเก็บข้อมูล

เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิผิวส่วนทดสอบ อุณหภูมิที่ทางเข้า และอุณหภูมิที่ทางออก แสดงในรูปที่ 4.10 โดยเทอร์โมคัปเปิลแบบชนิด K จำนวน 28 ตัว เพื่อวัดอุณหภูมิผิวทั้งหมด 28 ตำแหน่งและเทอร์โมคัปเปิลแบบ RTD Pt100 จำนวน 2 ตัว เพื่อวัดอุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ

แบบ RTD Pt100 แบบชนิด K

รูปที่ 4.10 เทอร์โมคัปเปิล

4.3.7 เครื่องวัดความดันตกคร่อม

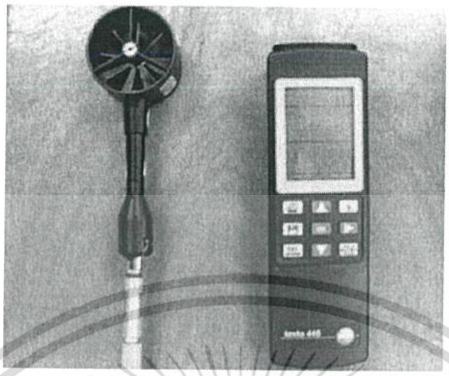
เครื่องวัดความดันตกคร่อม (Differential pressure gages) รุ่น Dwyer 475 Mark III ช่วงการใช้งาน 0-10.00 IN W.C. (0-2.49 kPa) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมระหว่างส่วนทดสอบ แสดงในรูปที่ 4.11

รูปที่ 4.11 เครื่องวัดความดันตกคร่อม, Dwyer 475 Mark III Digital Manometer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ

เครื่องวัดความเร็วของอากาศ (Vane-type Anemometer) รุ่น 445 ยี่ห้อ TESTO เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วลมที่ตำแหน่งทางออกของชุดออริฟิส ใช้ในการสอบเทียบ (Calibration) ความเร็วลมในการทดลอง แสดงในรูปที่ 4.12

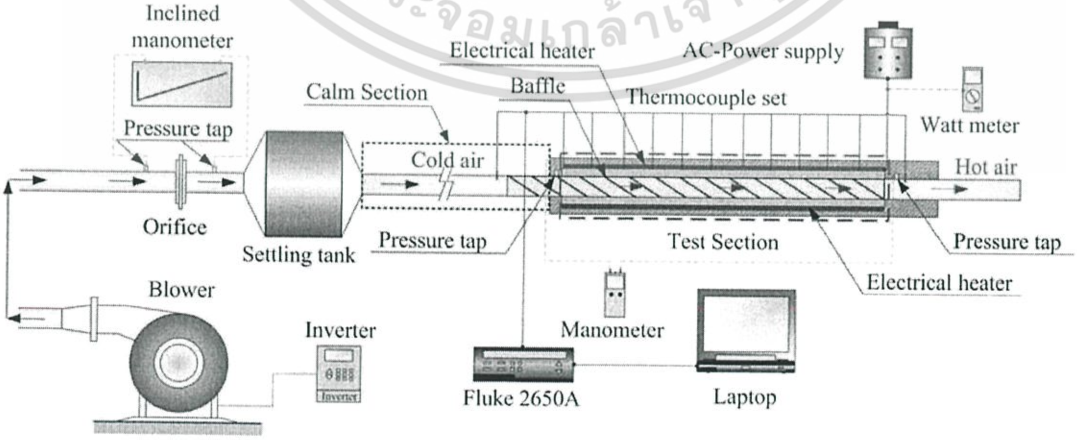


รูปที่ 4.12 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ (Vane-type Anemometer), TESTO 445

4.4 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง

4.4.1 อุปกรณ์ชุดทดลอง

ชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดครีบและอุปกรณ์การทดลองต่าง ๆ แสดงในรูปที่ 4.13 อากาศ เป็นของไหลทดสอบในส่วนของการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน ถูกส่งตรงเข้าสู่ระบบโดยพัดลมความดันสูง (High-pressure blower) ขนาด 1.5 kW โดยท่อกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 50 มิลลิเมตร ใช้เชื่อมต่อระหว่างพัดลมกับถังพักลม (Settling tank) โดยมีอินเวอเตอร์เป็นตัวปรับความเร็วรอบการทำงานของพัดลมเพื่อให้ได้อัตราการไหลของอากาศตามที่ออกแบบไว้ อัตราการไหลของอากาศในระบบถูกวัดโดยใช้แผ่นออริฟิสถูกสอบเทียบค่ามาก่อนโดยใช้ Hot wire และ Vane-type Anemometers (Testo 445) ความดันตกคร่อมออริฟิส วัดโดยใช้ Inclined manometer



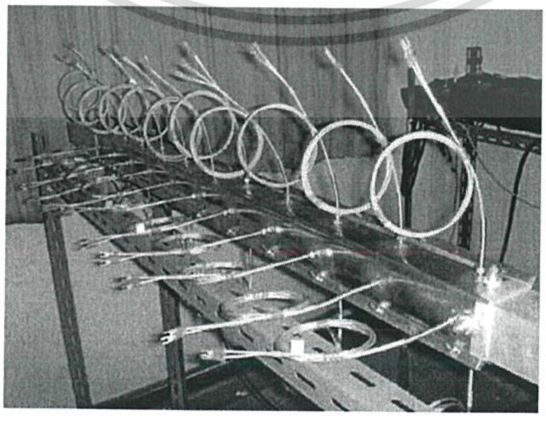
รูปที่ 4.13 แผนผังของชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โครงสร้างของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ความยาว 3,000 มิลลิเมตร หนา 3 มิลลิเมตร มีความกว้างและความสูงของท่อ 45×45 มิลลิเมตร, ส่วนทดสอบ ความยาว (L) = 1,000 มิลลิเมตร ซึ่งครีบบางถูกสร้างจากแผ่นอะลูมิเนียม มีความหนา (t) 0.3 มิลลิเมตร โดยทำการสอดใส่ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อทดสอบ

พัดลม (Blower) ขนาด 1.5 kW เป็นแหล่งกำเนิดการไหลของอากาศ, Control valve ควบคุมอัตราการไหลอากาศเข้าสู่ส่วนทดสอบ, Orifice meter ใช้สำหรับวัดอัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าชุดทดลอง, Manometer ใช้วัดความแตกต่างของความดัน เพื่อใช้หาอัตราการไหลของอากาศ ความแตกต่างของความดัน โดยการอ่านค่าจากความแตกต่างของระดับน้ำ Inclined manometer, Settling tank ซึ่งมีหน้าที่จัดระเบียบการไหลของอากาศให้มีการไหลปั่นป่วนน้อยที่สุด , ช่องขนานปรับสภาพการไหล เพื่อให้อากาศที่ไหลก่อนเข้าชุดทดลองมีลักษณะเป็น Fully develop และไหลเข้าส่วนทดสอบ, ท่อจัตุรัสถูกทำให้ร้อนด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าขนาด 2,000 วัตต์ ติดตั้งที่ผนังของท่อทั้งสี่ด้าน, แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply) แบบปรับค่าโวลท์เตจ TDGC 2-3 kVA CAPACITY : 3000 VA MAX. 12 Amp เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมโวลท์เตจที่ให้กับแผ่นฮีตเตอร์ในการควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนด, Data Logger FLUKE 2650A เป็นอุปกรณ์เก็บและแสดงข้อมูลอุณหภูมิผิว 28 ตำแหน่ง ใช้สำหรับวัดอุณหภูมิผิวของผนังทดสอบทั้งสี่ด้าน เชื่อมต่อข้อมูลจากเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางสาย 1.5 มิลลิเมตร, อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออก 2 ตำแหน่ง ใช้เทอร์โมคัปเปิลแบบ RTD Pt 100 ติดตั้งที่ก่อนถึงส่วนทดสอบ 80 มิลลิเมตรและด้านหลังส่วนทดสอบ 10 มิลลิเมตรเพื่อวัดอุณหูมิทางเข้าและทางออก, เครื่องวัดความดันตกคร่อม TESTO 350-M/XL เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมระหว่างตำแหน่งทางเข้าและตำแหน่งทางออกของส่วนทดสอบ, คอมพิวเตอร์บันทึกข้อมูลที่ได้รับจาก Data Logger และเครื่องวัดความดันตกคร่อม โดยส่วนทดสอบต้องมีการหุ้มฉนวนกันความร้อนเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนจากแผ่นฮีตเตอร์ออกสู่บรรยากาศภายนอก

เพื่อที่จะกำหนดความคลาดเคลื่อนของการวัดข้อมูลที่ได้จากการทดลอง กำหนดโดยความคลาดเคลื่อนในการคำนวณอ้างอิงจาก เอกสาร [45] ค่าความคลาดเคลื่อนมากสุดสำหรับพารามิเตอร์ไร้หน่วย ±5% สำหรับเลขเรย์โนลด์, ±5% สำหรับเลขนัสเซิลท์และ ±10% สำหรับความเสียดทาน ความคลาดเคลื่อนในการวัดความเร็วในแนวแกนประมาณน้อยกว่า ±7% และความดันมีความคลาดเคลื่อนประมาณ ±5%, ส่วนความคลาดเคลื่อนของอุณหภูมิของผนังท่อประมาณ ±0.5%



รูปที่ 4.14 ตำแหน่งติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

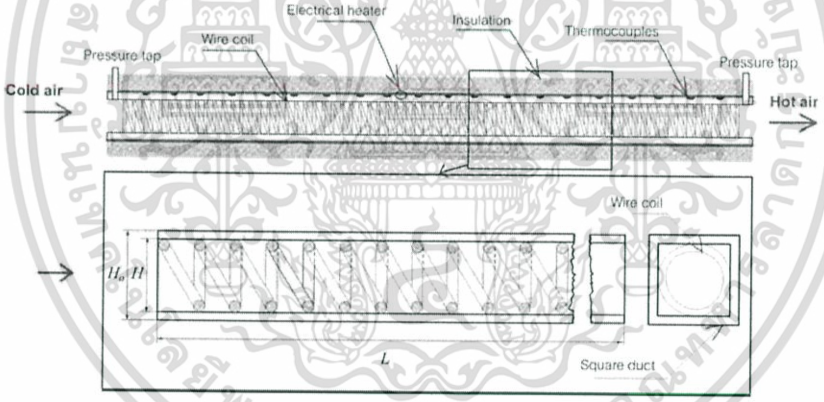
4.4.2 การติดตั้งลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบลักษณะต่าง ๆ

งานวิจัยนี้ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบ โดยแบ่งส่วนการศึกษาอิทธิพลของลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบลักษณะต่าง ๆ ออกเป็น 3 ส่วนหลัก ๆ ดังนี้

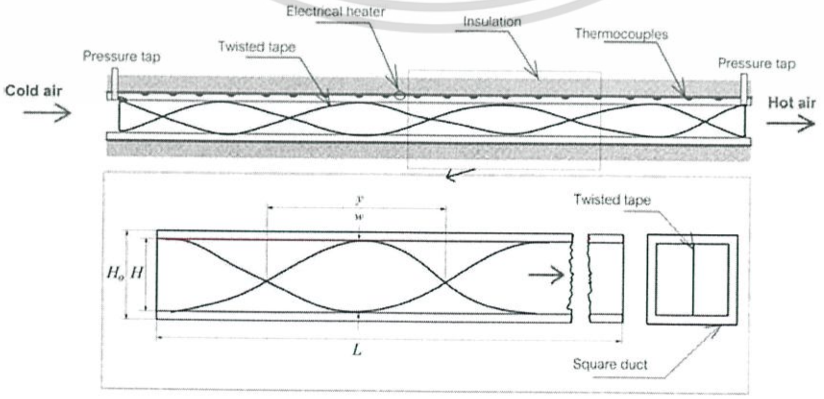
1. **ลวดขด (wire coil) ใบบิด (twisted tape) และแผ่นบางติดครีบเอียง (oblique-baffled tape)** ศึกษาอิทธิพลของลวดขด ศึกษาอิทธิพลของระยะการบิดของใบบิด และศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตช์ของครีบ
2. **แผ่นบางติดครีบตัววี (V-baffled tape) โดยติดครีบแบบปลายวี (V-tip) ชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) และติดครีบแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream)** ศึกษาอิทธิพลของการจัดวาง, มุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตช์ของครีบ
3. **แผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว (discrete V-baffled tape)** ศึกษาอิทธิพลของการจัดวาง, มุมปะทะ, ความสูงและระยะพิตช์ของครีบ

ส่วนที่ 1 ลวดขด (wire coil) ใบบิด (twisted tape) และแผ่นบางติดครีบเอียง (oblique-baffled tape)

ส่วนที่ 1.1 ลวดขด (wire coil) ศึกษาอิทธิพลของลวดขด โดยใช้ลวดขดยาว (full-length wire coil) สอดใส่ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยลวดขดและวิธีการติดตั้ง แสดงในรูปที่ 4.15



รูปที่ 4.15 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 1.1 ลวดขดและวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส

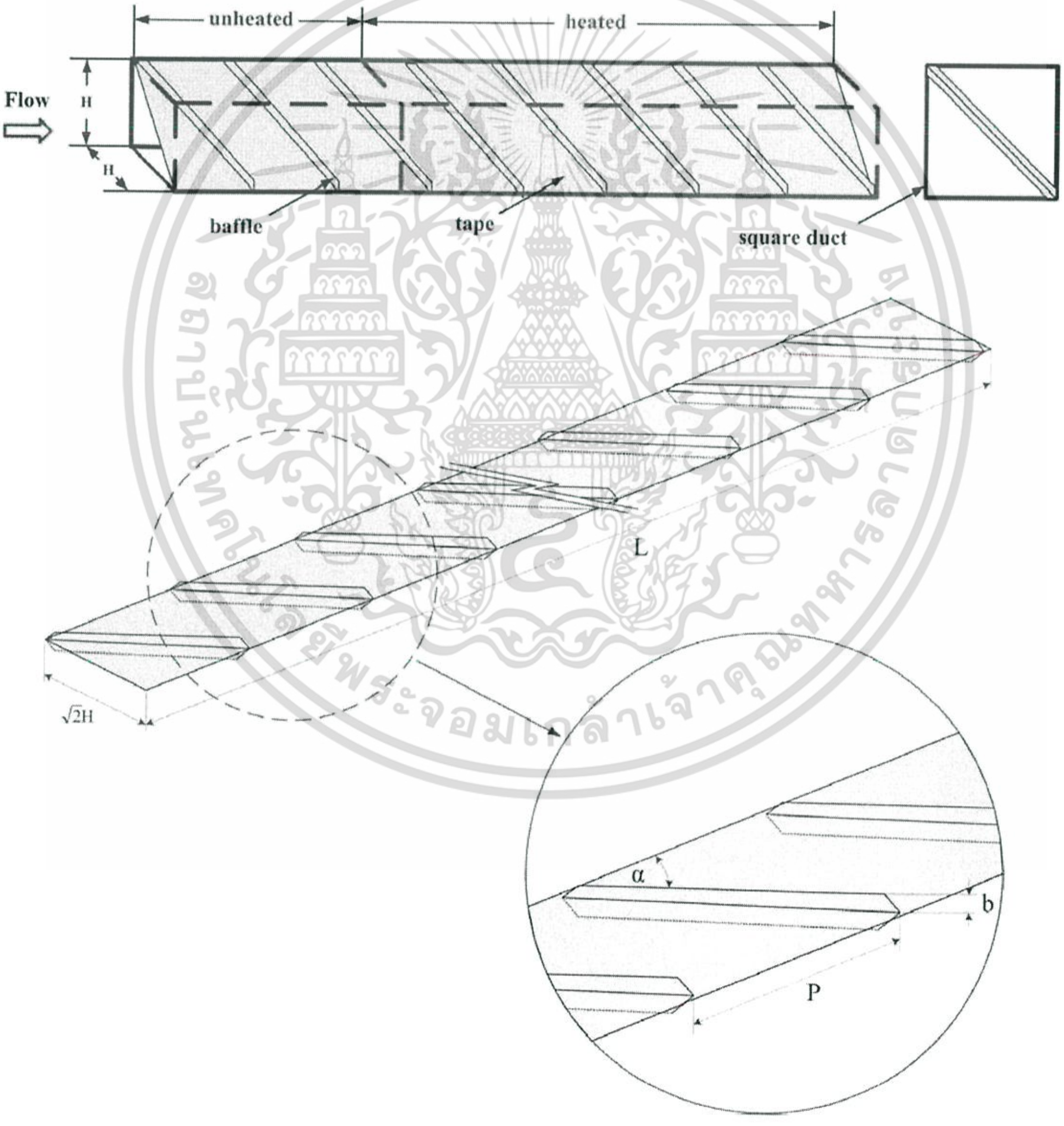


รูปที่ 4.16 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 1.2 ใบบิดและวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนที่ 1.2 ใบบิด (twisted tape) ศึกษาอิทธิพลของระยะการบิดของใบบิด โดยใบบิดมีอัตราส่วนความยาวต่อความกว้างส่วนบิด y/w = 4 และ 5 สอดใส่ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยใบบิดและวิธีการติดตั้ง แสดงในรูปที่ 4.16

ส่วนที่ 1.3 แผ่นบางติดครีบเอียง (oblique-baffled tape) ศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ (α), ความสูง (b) และระยะพิตช์ของครีบ (P) อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 มุมปะทะ $\alpha = 15^{\circ}, 20^{\circ}, 30^{\circ}$ และ 45° ติดตั้งบนแผ่นบางทึบทั้งด้านบนและด้านล่างของแผ่นทึบ โดยแผ่นทึบมีความกว้างเท่ากับ 6 มิลลิเมตร และมีความยาว (L) เท่ากับ 1,500 มิลลิเมตร สำหรับครีบและแผ่นบางทึบที่ใช้ถูกสร้างจากแผ่นอะลูมิเนียม มีความหนา (t) เท่ากับ 0.3 มิลลิเมตร สอดใส่ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยแผ่นบางติดครีบเอียงและวิธีการติดตั้ง แสดงในรูปที่ 4.17

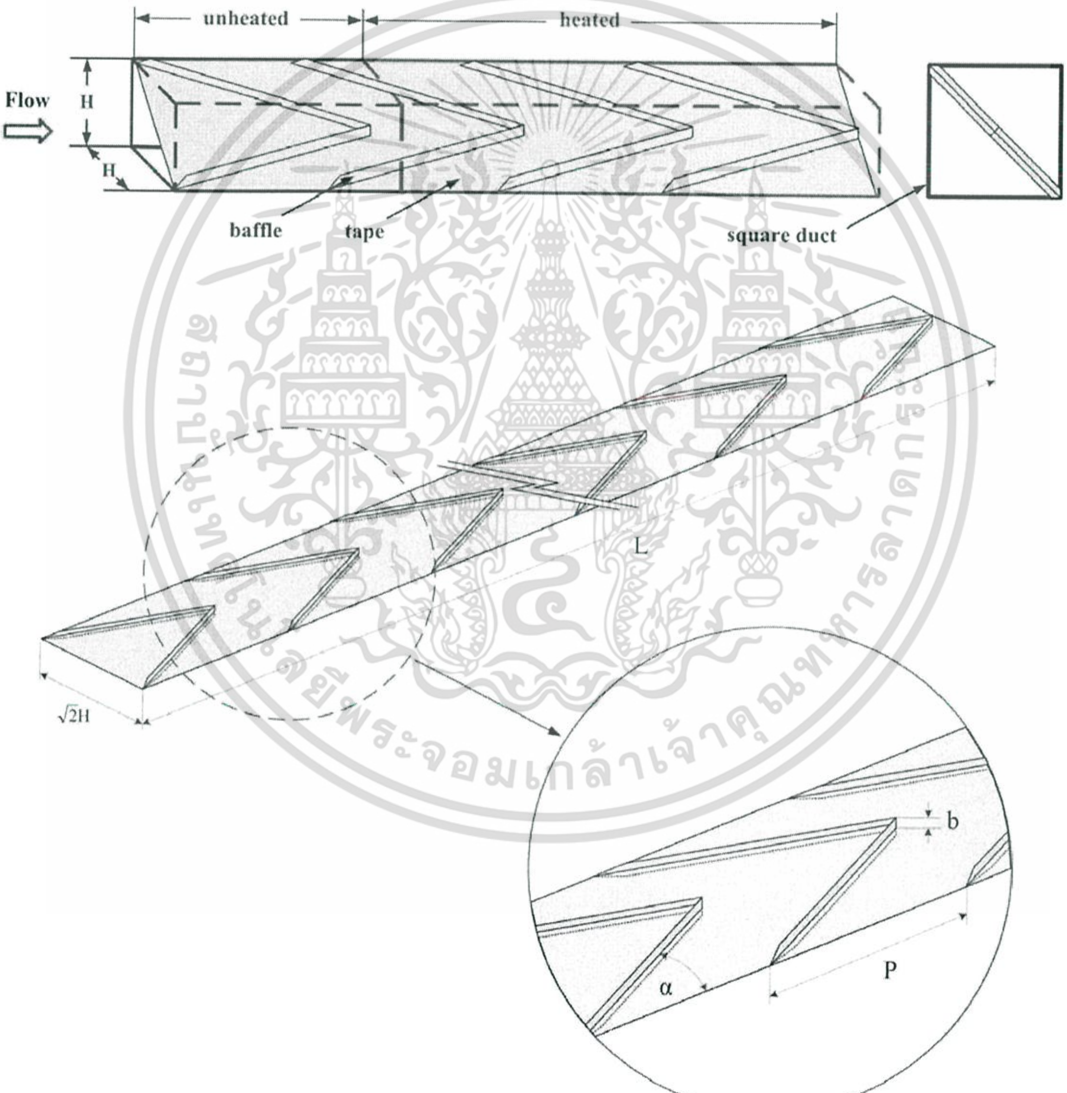


รูปที่ 4.17 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 1.3 แผ่นบางติดครีบเอียงและวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนที่ 2 แผ่นบางติดครีบตัววี (V-baffled tape) โดยติดครีบแบบปลายวี (V-tip) ชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) และติดครีบแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream)

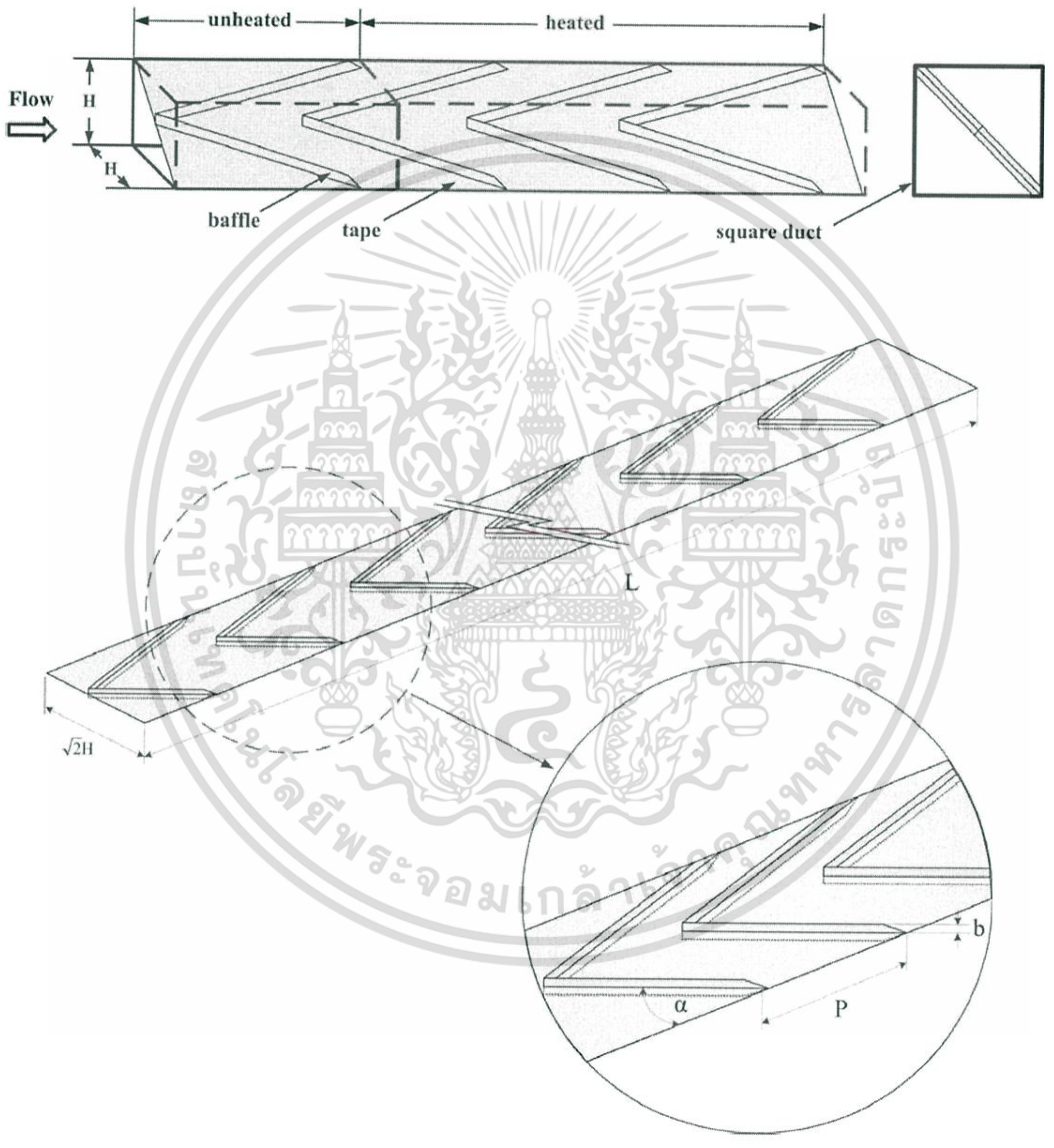
ส่วนที่ 2.1 แผ่นบางติดครีบตัววี ติดตั้งชี้ตามทิศทางการไหล (V-downstream) ศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตช์ของครีบ แผ่นบางติดครีบ V-downstream มีอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 มุมปะทะ α = 15°, 20°, 30° และ 45° ติดตั้งบนแผ่นบางทึบทั้งด้านบนและด้านล่างของแผ่นทึบ โดยแผ่นทึบมีความกว้างและความยาวเท่ากับ 6 มิลลิเมตร และ 1,500 มิลลิเมตร ตามลำดับ สำหรับครีบและแผ่นทึบที่ใช้ถูกสร้างจากแผ่นอะลูมิเนียม มีความหนาเท่ากับ 0.3 มิลลิเมตร โดยแผ่นบางติดครีบ V-downstream แสดงในรูปที่ 4.18



รูปที่ 4.18 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 2.1 แผ่นบางติดครีบ V-downstream และวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนที่ 2.2 แผ่นบางติดครีบตัววี ติดตั้งชี้ทวนทิศทางการไหล (V-upstream) ศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตช์ของครีบ แผ่นบางติดครีบ V-upstream มีอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 มุมปะทะ α = 15°, 20°, 30° และ 45° ติดตั้งบนแผ่นบางทึบทั้งด้านบนและด้านล่างของแผ่นทึบ โดยแผ่นทึบมีความกว้างและความยาวเท่ากับ 6 มิลลิเมตร และ 1,500 มิลลิเมตร ตามลำดับ สำหรับครีบและแผ่นทึบที่ใช้ถูกสร้างจากแผ่นอะลูมิเนียม มีความหนา เท่ากับ 0.3 มิลลิเมตร โดยแผ่นบางติดครีบ V-upstream แสดงในรูปที่ 4.19

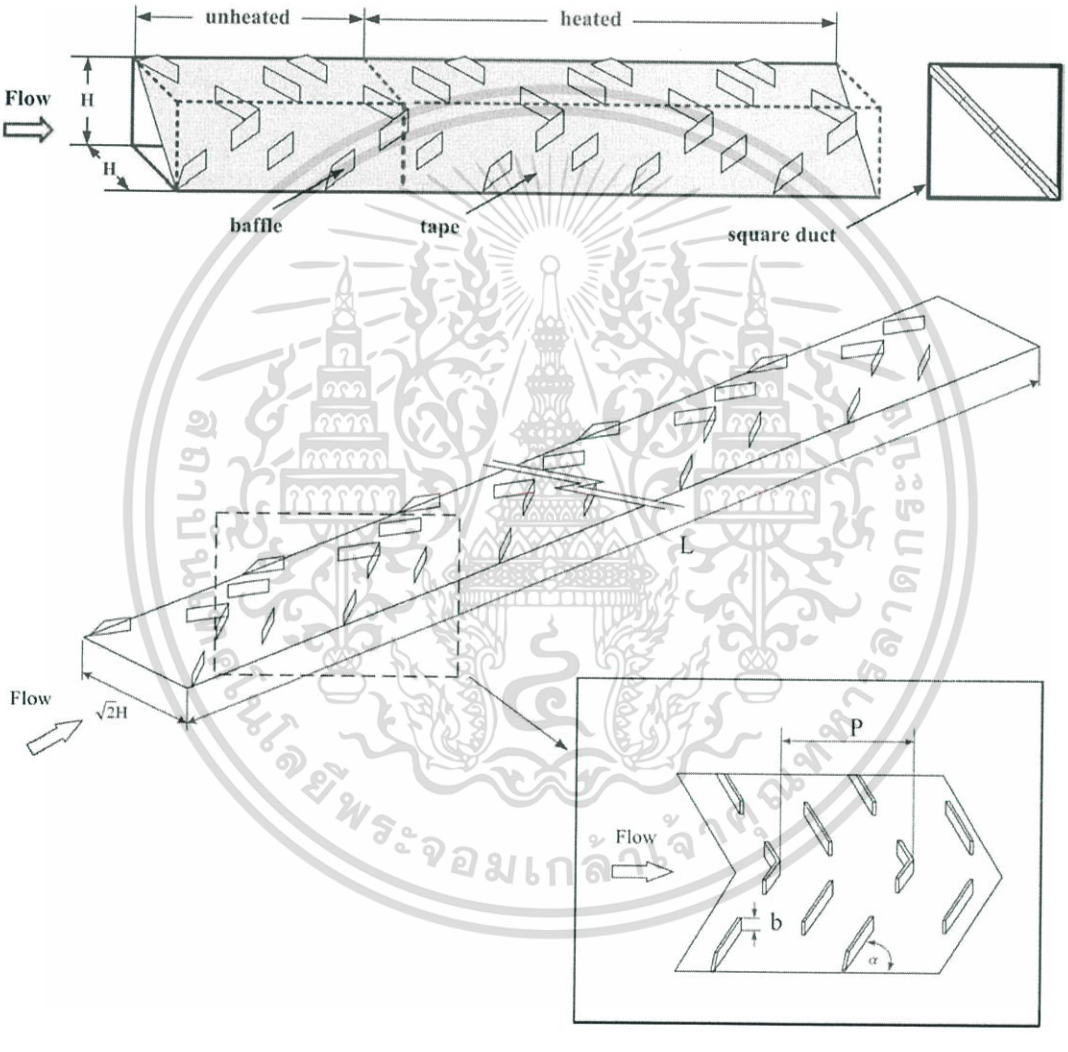


รูปที่ 4.19 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 2.2 แผ่นบางติดครีบ V-upstream และวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนที่ 3 แผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว (discrete V-baffled tape = V-discrete)

ติดตั้งชี้ทวนทิศทางการไหล ศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตช์ของครีบแผ่นติดครีบ V-discrete มีอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 มุมปะทะ α = 20°, 30°, 45° และ 60° ติดตั้งบนแผ่นบางทึบทั้งด้านบนและด้านล่างของแผ่นทึบ โดยแผ่นทึบมีความกว้างและความยาวเท่ากับ 6 มิลลิเมตร และ 1,500 มิลลิเมตร ตามลำดับ สำหรับครีบและแผ่นทึบที่ใช้ถูกสร้างจากแผ่นอะลูมิเนียม มีความหนา เท่ากับ 0.3 มิลลิเมตร โดยแผ่นบางติดครีบ V-discrete แสดงในรูปที่ 4.20



รูปที่ 4.20 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 3 แผ่นบางติดครีบ V-discrete และวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5 วิธีการทดลอง

1. ติดตั้งชิ้นงานทดสอบในส่วนทดสอบของชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส

2. เปิดสวิทช์พัดลม ให้อากาศไหลผ่านชุดทดลอง และปรับอินเวอเตอร์เพื่อปรับความเร็วรอบการทำงานของพัดลมเพื่อให้ได้อัตราการไหลของอากาศตามที่ออกแบบไว้ โดยดูอัตราการไหลของอากาศในระบบจากค่าความดันตกคร่อมแผ่นออริฟิสและอ่านค่าจาก Inclined manometer

3. วัดค่าความดันตกคร่อมส่วนทดสอบ ที่ความเร็วลมทั้ง 10 ระดับตามที่ออกแบบไว้ จากนั้นปรับความเร็วลมที่ค่าความเร็วลมค่าแรกของการทดสอบ

4. เปิดสะพานไฟจ่ายไฟให้กับแหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ ปรับค่าความต่างศักย์แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับจ่ายไฟให้กับแผ่นฮีตเตอร์ เพื่อให้ความร้อนกับผิวท่อด้วยเงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนคงที่

5. สังเกตอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ทั้ง 30 ตำแหน่ง คือ อุณหภูมิผิวทดสอบ 28 ตำแหน่ง และอุณหภูมิทางเข้าและทางออก 2 ตำแหน่ง ให้อุณหภูมิคงที่ แล้วทำการบันทึกผล อุณหภูมิผิวทดสอบ อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ

6. ปรับอินเวอเตอร์เพื่อเพิ่มความเร็วลมที่อัตราการไหลต่อไป แล้วทำการบันทึกผล อุณหภูมิผิวทดสอบ อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบต่อไปจนครบทั้ง 10 ระดับ ซึ่งค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วงตั้งแต่ Re = 4,000 ถึง 25,000

7. เปลี่ยนชิ้นงานทดสอบในส่วนทดสอบของชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแล้วดำเนินการทดลองตามขั้นตอน 2 ถึง 6 ตามลำดับ เพื่อเก็บค่าความดันตกคร่อมส่วนทดสอบ อุณหภูมิผิวทดสอบ อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ ตามค่าความเร็วลมที่ออกแบบไว้ทั้ง 10 ระดับ

8. ทำการวิเคราะห์ข้อมูลของค่าการถ่ายเทความร้อนซึ่งอยู่ในรูปของเลขนัสเซิลท์ ค่าการสูญเสียความดันซึ่งอยู่ในรูปของตัวประกอบเสียดทาน และค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน จากนั้นนำข้อมูลแต่ละกรณีมาสร้างสมการสหสัมพันธ์ เพื่อเปรียบเทียบกับข้อมูลการทดลองว่ามีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วงใด

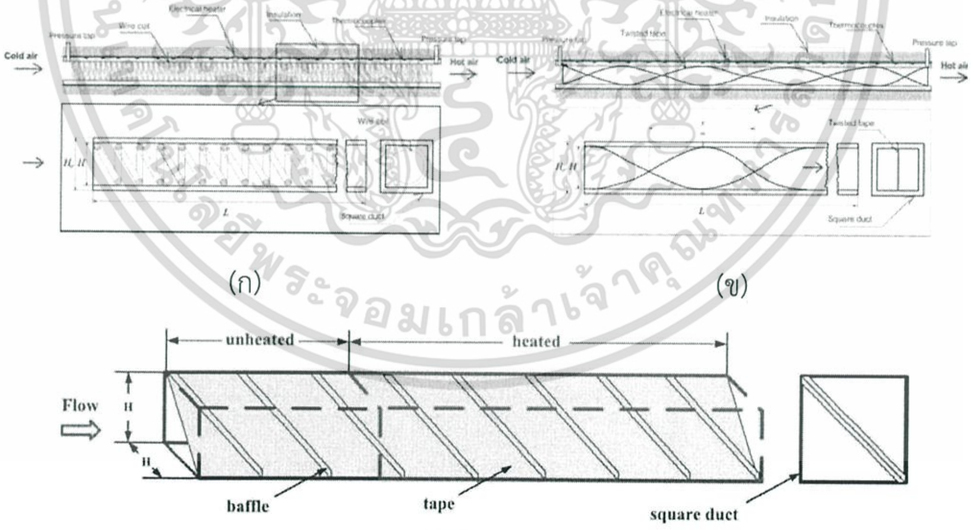
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5
การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียง

5.1 บทนำ

ในบทนี้ กล่าวถึงผลการทดลองส่วนที่ 1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ลวดขด (wire coil) ใบบิด (twisted tape) และแผ่นบางติดครีบเอียง (oblique-baffled tape) โดยแผ่นบางติดครีบเอียงสอดใส่ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อจัตุรัส ติดตั้งครีบ 2 ด้าน บนแผ่นบางทึบทั้งด้านบนและด้านล่างของแผ่นทึบ เพื่อศึกษาอิทธิพลของความสูง ระยะพิตช์ และมุมปะทะของครีบ โดยแบ่งการศึกษาในส่วนนี้ออกเป็น

1. **ทวนสอบท่อผนังเรียบ** เพื่อเปรียบเทียบผลการทดลองการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียความดันที่ได้กับสหสัมพันธ์ที่เชื่อถือได้
2. **ลวดขด** อัตราส่วนลวดขด CR = 8 เพื่อศึกษาอิทธิพลของลวดขด
3. **ใบบิด** อัตราส่วนการบิด y/w = 4 และ 5 เพื่อศึกษาอิทธิพลของระยะบิดของใบบิด
4. **แผ่นบางติดครีบเอียง** อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3, มุมปะทะ $\alpha = 15^{\circ}, 20^{\circ}, 30^{\circ}$ และ 45° เพื่อศึกษาอิทธิพลของความสูง, ระยะพิตช์ และมุมปะทะครีบ



(ก) (ข)

(ค)

รูปที่ 5.1 (ก) ลวดขด (ข) ใบบิด และ (ค) แผ่นบางติดครีบเอียง

ทำการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในพจน์ของเลขนัสเซิลท์ (Nu) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน (f) จากนั้นเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันกับท่อผนังเรียบ และค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณที่กำลังขับเดียวกัน ดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 ผลการทวนสอบท่อผนังเรียบ

การทดลองนี้ศึกษาผลของการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันของท่อผนังเรียบในพจน์ของเลขนัสเซิลท์ (Nu) และตัวประกอบเสียดทาน (f) ตามลำดับ เปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้กับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และของ Gnielinski สำหรับ Nu ถัดมาสหสัมพันธ์ของ Blasius และของ Petukhov สำหรับ f เอกสารอ้างอิง [40-43] ในช่วงการไหลปั่นป่วน

สหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter,

$$\mathrm{Nu} = 0.023\,\mathrm{Re}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.4} \qquad \text{สำหรับการให้ความร้อน} \qquad (5.1ก)$$

สหสัมพันธ์ของ Gnielinski,

$$\mathrm{Nu} = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}-1000)\mathrm{Pr}}{1+12.7(f/8)^{1/2}\left(\mathrm{Pr}^{2/3}-1\right)} \qquad 3000 < \mathrm{Re} < 5\times10^{6} \qquad (5.1ข)$$

สหสัมพันธ์ของ Blasius,

$$f = 0.316\,\mathrm{Re}^{-0.25} \qquad (5.2ก)$$

สหสัมพันธ์ของ Petukhov,

$$f = (0.79\ln\mathrm{Re}-1.64)^{-2} \qquad 3000 \le \mathrm{Re} \le 5\times10^{6} \qquad (5.2ข)$$

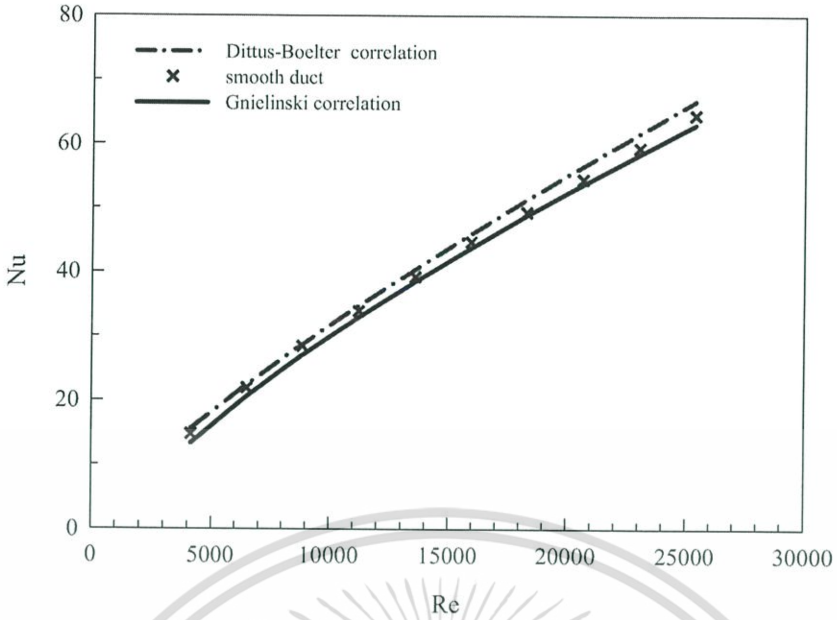
5.2.1 เลขนัสเซิลท์

ในรูปที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบค่า Nu จากการทดลองกับค่า Nu จากสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และของ Gnielinski พบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่า Nu จากผลการทดลอง มีค่าน้อยกว่าค่า Nu จากสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และมีค่ามากกว่าค่า Nu จากสหสัมพันธ์ของ Gnielinski โดยค่า Nu จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 2.8% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.5% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski ที่ใช้หาค่า Nu สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่ในท่อกลมผนังเรียบ

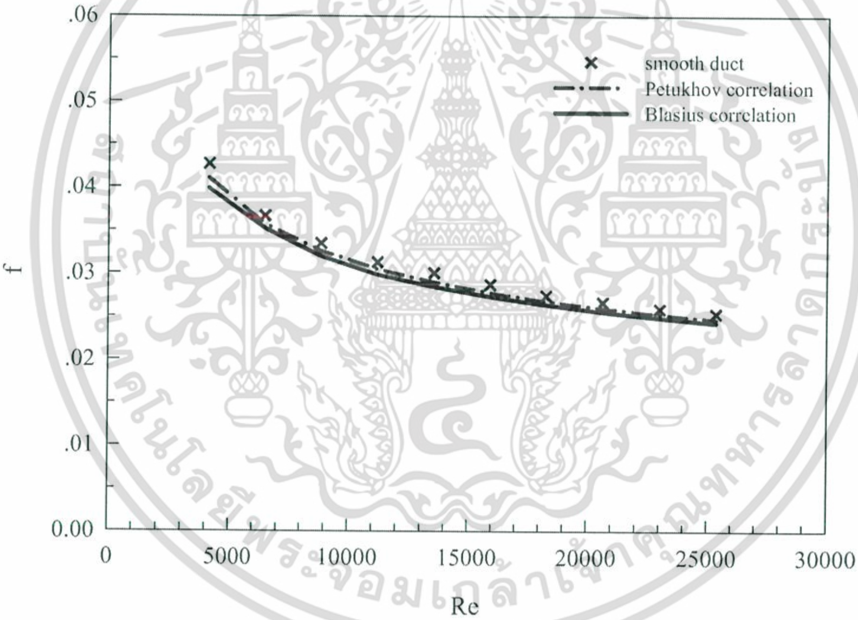
5.2.2 ตัวประกอบเสียดทาน

รูปที่ 5.3 แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ค่า f ลดลงเล็กน้อยเมื่อ Re เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่า f จากการทดลองและค่า f จากสหสัมพันธ์ของ Petukhov และของ Blasius พบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่า f จากการทดลองมีค่ามากกว่าค่า f จากสหสัมพันธ์ของ Petukhov และของ Blasius โดยค่า f จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.1% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov และมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.6% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Blasius ที่ใช้หาค่า f สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่ในท่อกลมผิวเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.2 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ



รูปที่ 5.3 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ

ผลการทดลองท่อผนังเรียบ ทำการเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ที่น่าเชื่อถือและได้รับความนิยม โดย Nu จะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และของ Gnielinski ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 2.8% และ 3.5% สำหรับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และของ Gnielinski ตามลำดับ ส่วน f จะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov และของ Blasius ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.1% และ 3.6% สำหรับสหสัมพันธ์ของ Petukhov และของ Blasius ตามลำดับ ซึ่งถือว่าผลการทดลองมีความเชื่อถือได้ โดยทั่วไปผลการทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยไม่ควรเกิน 10% ซึ่งถือว่าผลการทดลองในครั้งนี้มีความเชื่อถือได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 อิทธิพลของการสอดใส่ลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียง 45°

จากการศึกษางานวิจัยที่มีมาในอดีตนักวิจัยส่วนใหญ่นิยมใช้ ลวดขด และใบบิดเป็นตัวสร้างความปั่นป่วนหรือการหมุนควงภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษาการทดลองเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อจัตุรัสที่มีการติดตั้ง ลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียงเพื่อเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

5.3.1 การถ่ายเทความร้อน

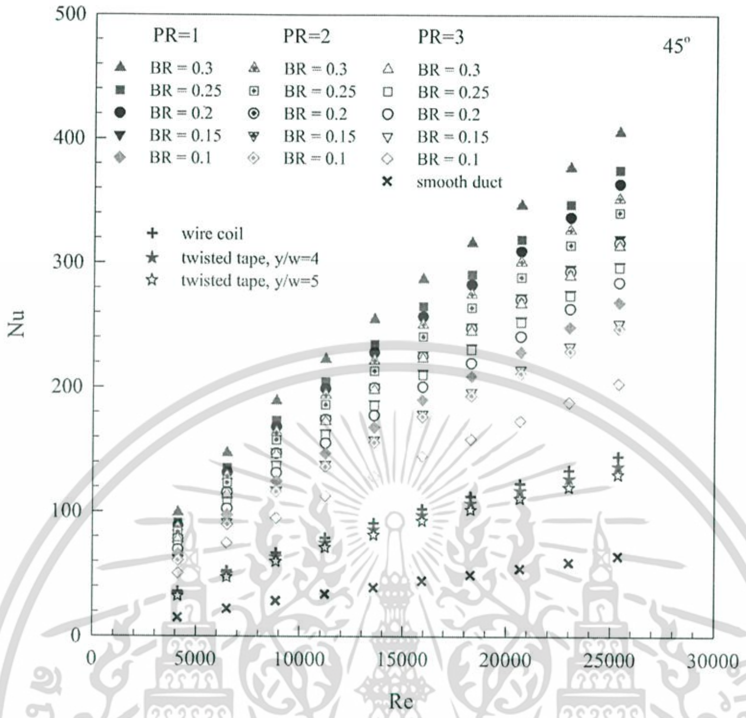
ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45° อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ, BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ, PR = 1, 2 และ 3 ตามลำดับ แสดงในพจน์ของเลขนัสเซิลท์, Nu และอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์, Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบ แสดงในรูปที่ 5.4 (ก) การใช้ครีบทำมุมเอียง 45° ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นกว่าลวดขด ใบบิด และมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดย Nu เพิ่มขึ้นตาม Re และครีบเอียง 45° ที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ การจัดวางครีบที่ PR =1 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย PR = 2 และ PR = 3 ตามลำดับ โดยที่ PR = 1 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 628-673%, 581-617%, 564-601%, 496-533% และ 416-447% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 2 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 545-590%, 528-566%, 506-546%, 462-497% และ 383-413% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 3 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 486-526%, 459-493%, 441-471%, 390-420% และ 315-343% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 5.4 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ BR กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.3 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ Nu เป็นอย่างมาก และที่ PR = 1 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 2 และ PR = 3 ตามลำดับ

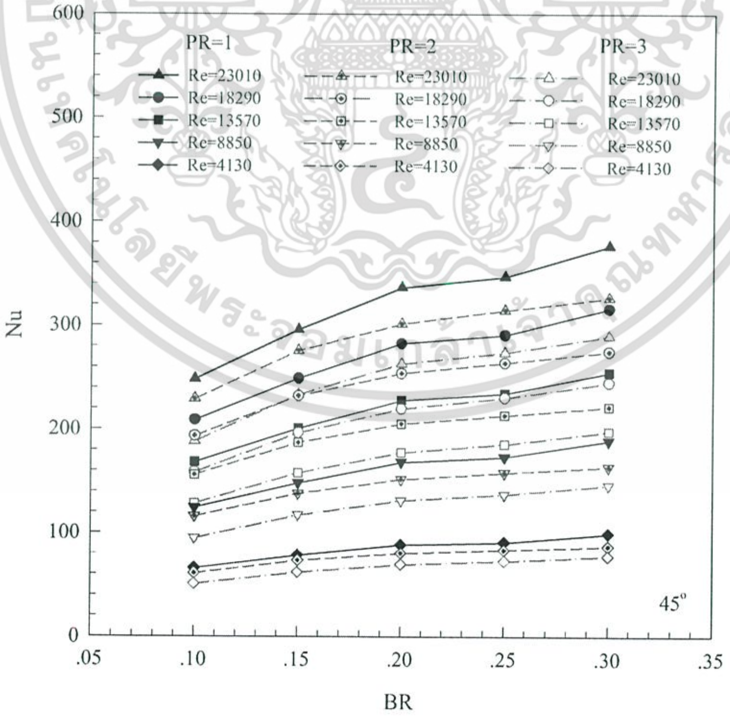
ผลการทดลองท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่ลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45° จากรูปที่ 5.5 (ก) พบว่า ครีบที่ BR สูงให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า BR ต่ำที่ทุกค่า Re และมีแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่ PR =1 ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า PR = 2 และ 3 ตามลำดับ โดย PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 650%, 598%, 581%, 512% และ 429% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 2 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 566%, 544%, 523%, 478% และ 398% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 3 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 504%, 474%, 453%, 403% และ 327% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ส่วนลวดขดให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 232% และใบบิด ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 220% และ 209% สำหรับ y/w = 4 และ y/w = 5 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.5 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ BR พบว่า กลุ่ม PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่ม PR = 2 และ PR = 3 ขณะที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ



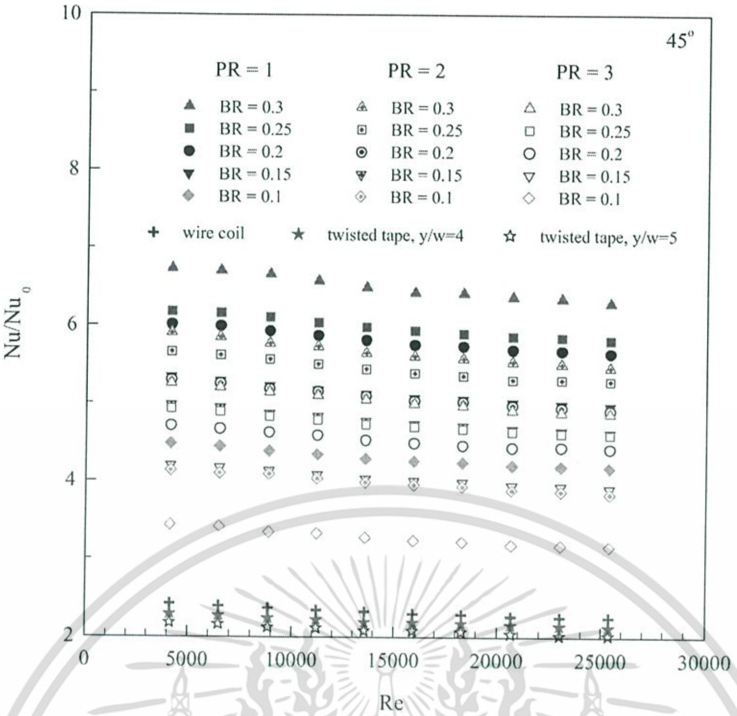
(ก)



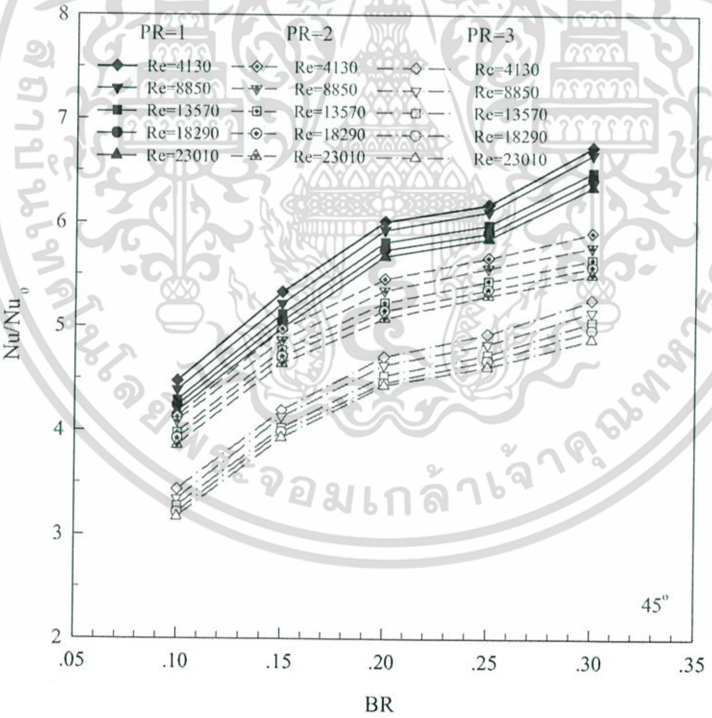
(ข)

รูปที่ 5.4 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 5.5 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.2 ตัวประกอบเสียดทาน

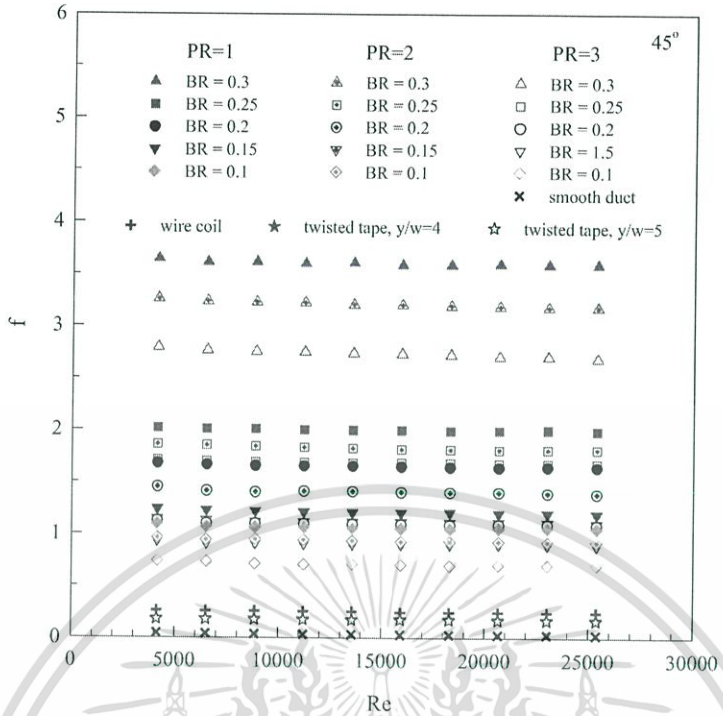
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re แสดงในรูปที่ 5.6 (ก) ท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่ลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียงตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยติดตั้งครีบเอียงมุม 45° พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยครีบที่ PR = 1 มีค่า f มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ PR = 2 ครีบที่ PR = 3 ลวดขด ใบบิด และท่อผนังเรียบซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.3 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบที่ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ โดย PR = 1 ให้ค่าค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 119 เท่า, 66 เท่า, 55 เท่า, 40 เท่า และ 35 เท่า สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 2 ให้ค่าค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 106 เท่า, 61 เท่า, 47 เท่า, 37 เท่า และ 31 เท่า สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 3 ให้ค่าค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 91 เท่า, 56 เท่า, 36 เท่า, 30 เท่า และ 23 เท่า สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ส่วนลวดขดให้ค่าค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 9 เท่า และใบบิดให้ค่าค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 6 เท่า และ 5 เท่า สำหรับ y/w = 4 และ y/w = 5 ตามลำดับ

รูปที่ 5.6 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ BR พบว่า กลุ่มครีบ PR = 1 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่ม PR = 2 และ PR = 3 ขณะที่ BR = 0.3 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

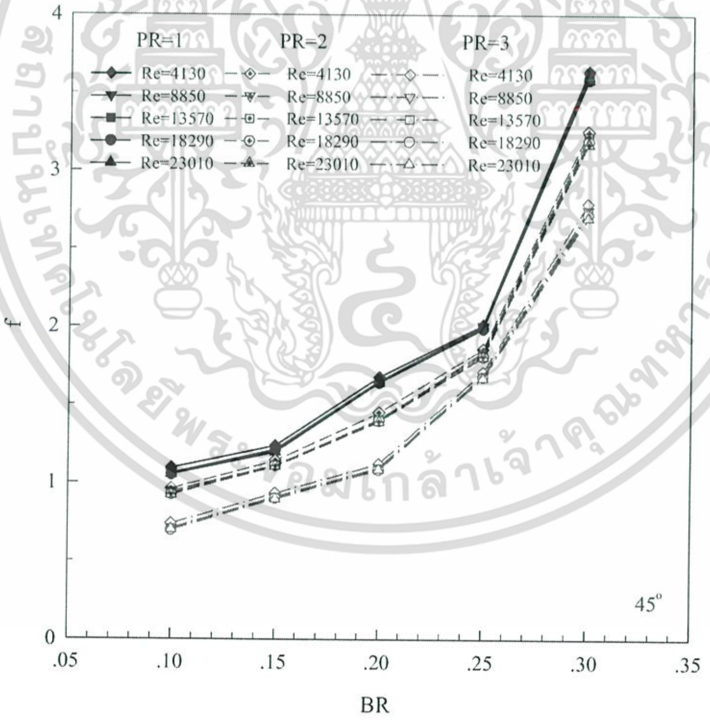
รูปที่ 5.7 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re พบว่า ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะที่ BR = 0.3 มีค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ซึ่งแนะนำให้ใช้ BR ไม่ควรเกิน 0.25 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลม (Blower) ได้มาก

รูปที่ 5.7 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ BR สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.3 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ f/f_0 เป็นอย่างมาก และที่ PR = 1 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 2 และ PR = 3 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



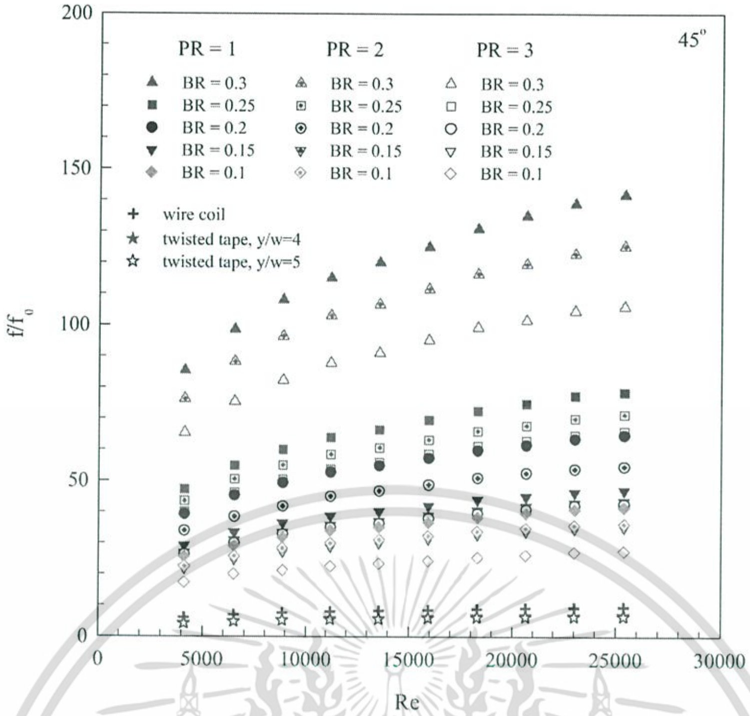
(ก)



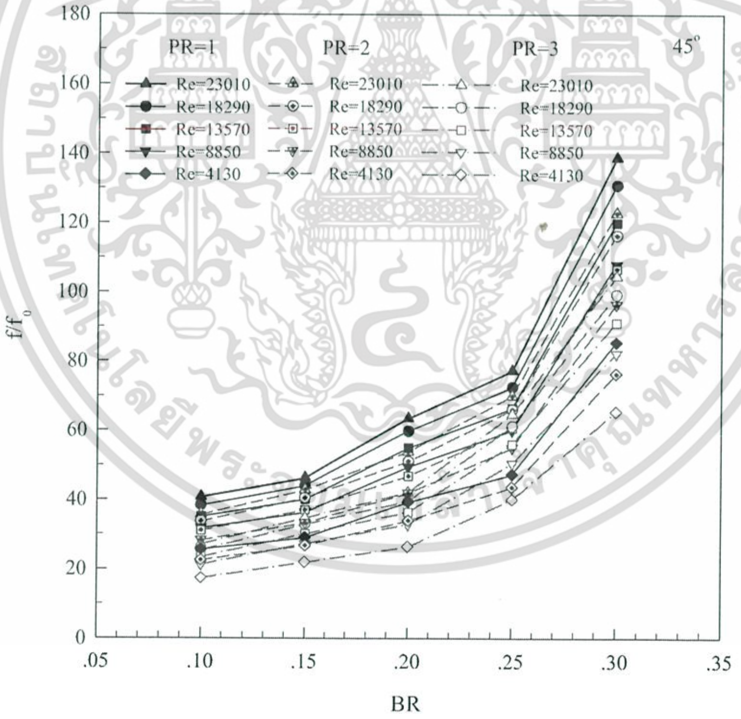
(ข)

รูปที่ 5.6 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



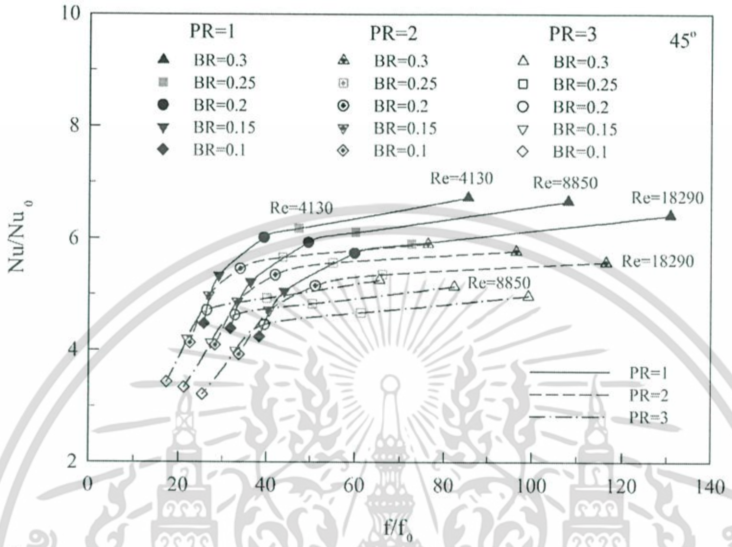
(ข)

รูปที่ 5.7 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 5.8 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45° ที่ความสูงและระยะพิตช์ต่าง ๆ พบว่า เมื่อ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ f/f_0 เพิ่มขึ้น โดยครีบที่ PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 2 และ PR = 3 และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

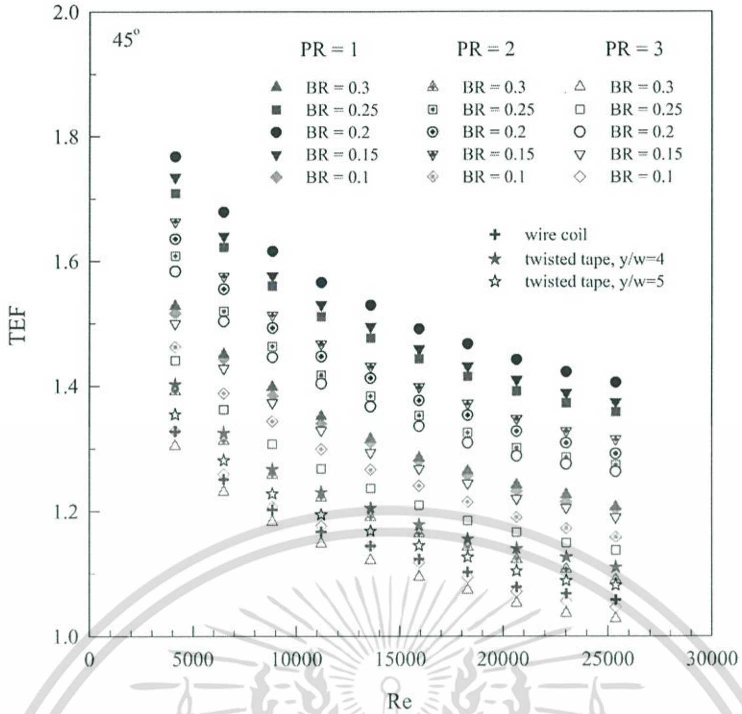


รูปที่ 5.8 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45°

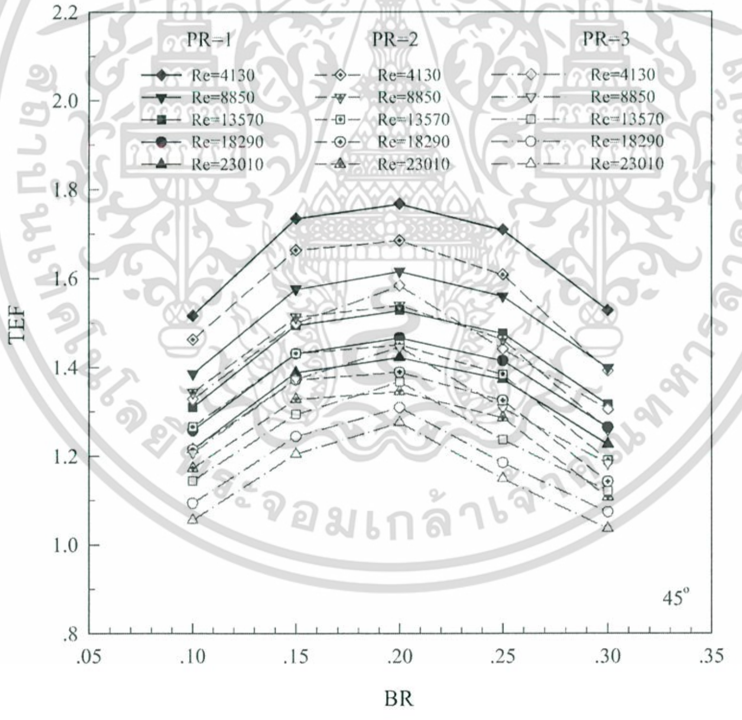
รูปที่ 5.9 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกัน พบว่าค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re การติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 2 และ PR = 3 ตามลำดับที่ทุกค่า Re โดยที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุดตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25, BR = 0.1 และ BR = 0.3 ซึ่งที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 1.76, 1.73, 1.71, 1.53 และ 1.51 สำหรับ BR = 0.2, 0.15, BR = 0.25, BR = 0.1 และ BR = 0.3 ตามลำดับ ส่วนลวดขดและใบบิดจะให้ค่า TEF ค่อนข้างต่ำมากเมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นบางติดครีบเอียง 45° โดยลวดขดให้ค่า TEF เท่ากับ 1.33 ส่วนใบบิดให้ค่า TEF เท่ากับ 1.40 และ 1.35 สำหรับ y/w = 4 และ y/w = 5 ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่า การใช้แผ่นบางติดครีบเอียงส่งผลให้ค่า TEF และ Nu/Nu_0 ที่สูงกว่าลวดขด และใบบิด ซึ่งการนำแผ่นบางติดครีบเอียงมาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ Re ต่ำสุด

รูปที่ 5.9 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ BR กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45° พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตามค่า PR, BR และ Re ที่ใช้งาน โดยที่ Re = 4,130 ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ ให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 2 และ PR = 3 ซึ่ง BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25, BR = 0.1 และ BR = 0.3 ตามลำดับ, ค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ PR = 1, BR = 0.2 และ Re = 4,130

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 5.9 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45°

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อจัตุรัส โดยใช้ลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45°, BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 แสดงในพจน์ของ Nu และ f, ซึ่งค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน พบว่าการติดตั้งลวดขด และใบบิดในท่อจัตุรัสส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและ TEF สูงขึ้นกว่าท่อผนัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เรียบ เพราะลวดขดและใบบิดเป็นตัวสร้างการหมุนวนตามแนวยาว แต่แผ่นบางติดครีบเอียงส่งผลให้เกิดการเหนี่ยวนำของวอร์เทคคู่หรือการกระแทกที่บริเวณผิวท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (อ้างอิงจาก ภาคผนวก ค บทความที่ได้รับการตีพิมพ์) ซึ่งส่งผลให้ได้ค่า Nu และ TEF ที่สูงกว่าลวดขดและใบบิดเป็นอย่างมาก โดยการใช้ครีบที่ BR = 0.3 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด และให้การสูญเสียความดันเพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน สำหรับครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 ให้ค่า TEF สูงถึง 1.76 ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด

5.4 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียง 30°

5.4.1 การถ่ายเทความร้อน

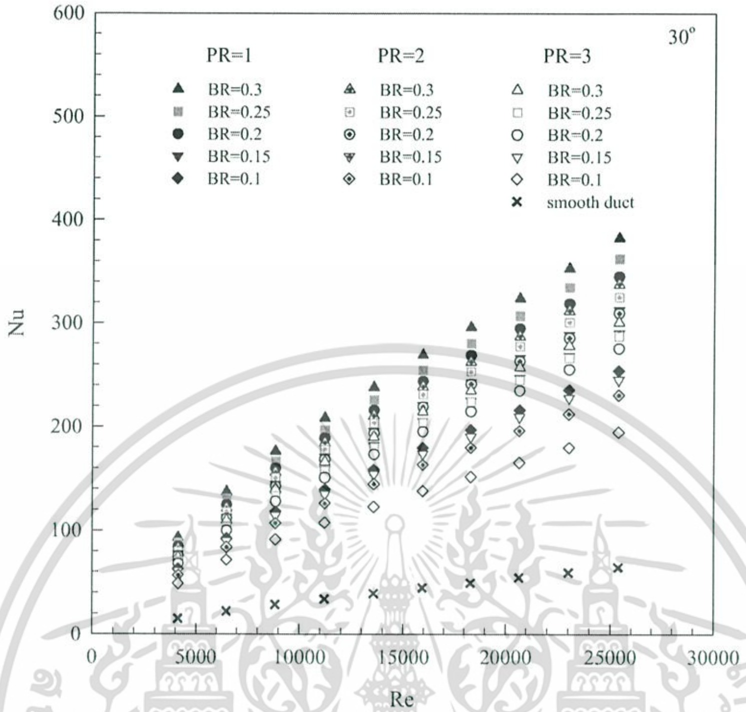
ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30° เพื่อลดค่า f จากแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45° โดยมี BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 ตามลำดับ แสดงในพจน์ของ Nu และ Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 5.10 (ก) การใช้ครีบเอียง 30° ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดย Nu เพิ่มขึ้นตาม Re ครีบเอียง 30° ที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ การจัดวางครีบที่ PR =1 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย PR = 2 และ PR = 3 ตามลำดับ โดยที่ PR = 1 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 592-632%, 562-596%, 535-572%, 485-520% และ 394-425% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 2 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบในช่วง 523-559%, 504-539%, 479-512%, 449-484% และ 358-384% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 3 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบในช่วง 466-502%, 445-478%, 427-461%, 381-411% และ 302-330% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 5.10 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.3 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ Nu เป็นอย่างมาก และที่ PR = 1 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 2 และ PR = 3 ตามลำดับ

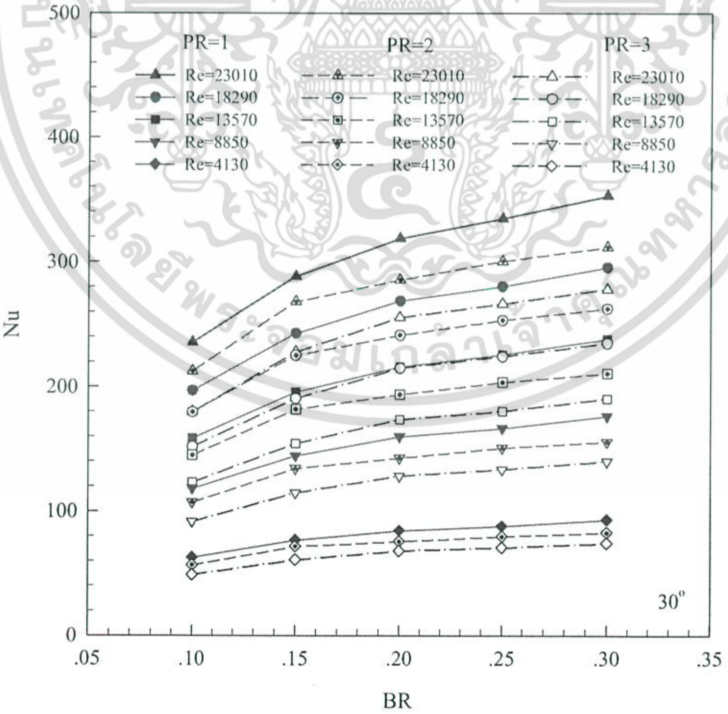
ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียงตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อมุม 30° แสดงในรูปที่ 5.11 (ก) พบว่า ครีบที่ BR สูงให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า BR ต่ำที่ทุกค่า Re และแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่ PR =1 ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า PR = 2 และ 3 ตามลำดับ โดย PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 609%, 576%, 552%, 499% และ 407% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 2 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 539%, 521%, 494%, 464% และ 369% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 3 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 483%, 460%, 442%, 394% และ 313% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.11 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ BR พบว่า กลุ่ม PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่ม PR = 2 และ PR = 3 ขณะที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ



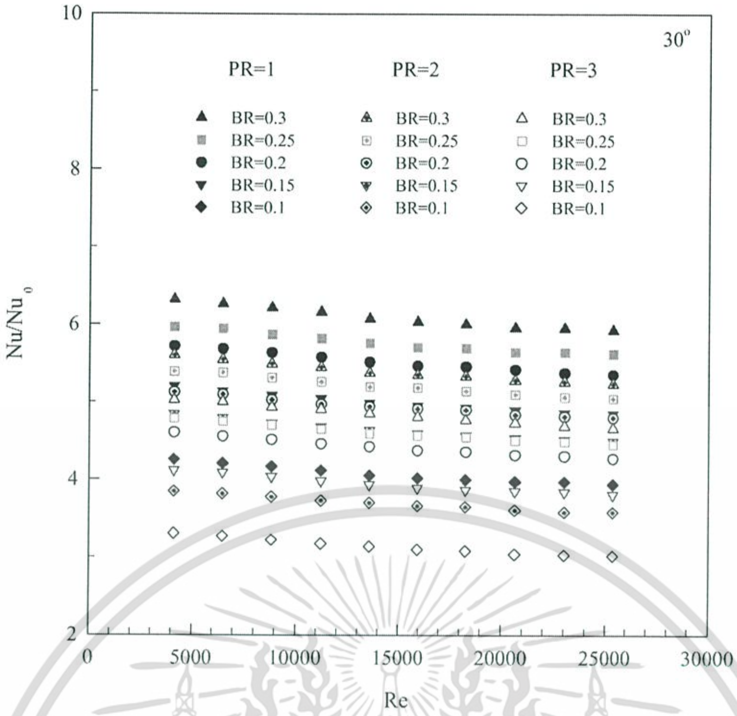
(ก)



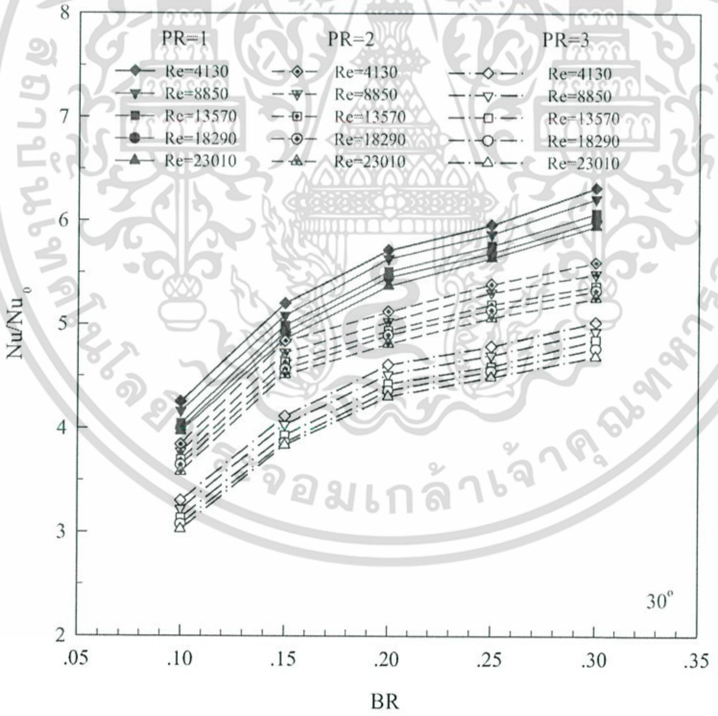
(ข)

รูปที่ 5.10 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 5.11 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.4.2 ตัวประกอบเสียดทาน

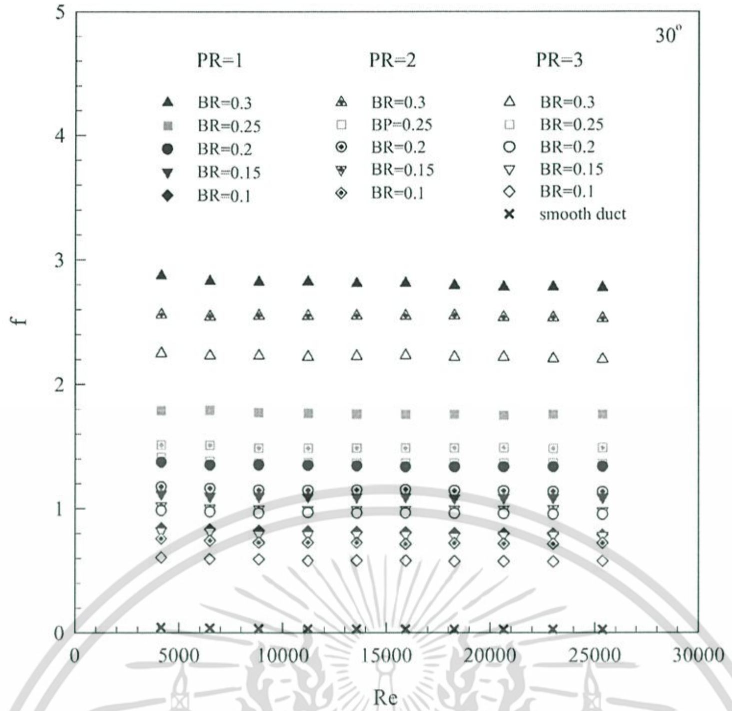
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re แสดงในรูปที่ 5.12 (ก) ท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียงตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยติดตั้งครีบเอียง 30° พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยครีบที่ PR = 1 มีค่า f มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ PR = 2 ครีบที่ PR = 3 และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.3 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบที่ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ โดย PR = 1 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 93 เท่า, 58 เท่า, 44 เท่า, 36 เท่า และ 27 เท่า สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 2 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 84 เท่า, 49 เท่า, 38 เท่า, 33 เท่า และ 24 เท่า สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 3 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 74 เท่า, 45 เท่า, 32 เท่า, 26 เท่า และ 19 เท่า สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 5.12 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ BR พบว่า กลุ่ม PR = 1 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่ม PR = 2 และ PR = 3 ขณะที่ BR = 0.3 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

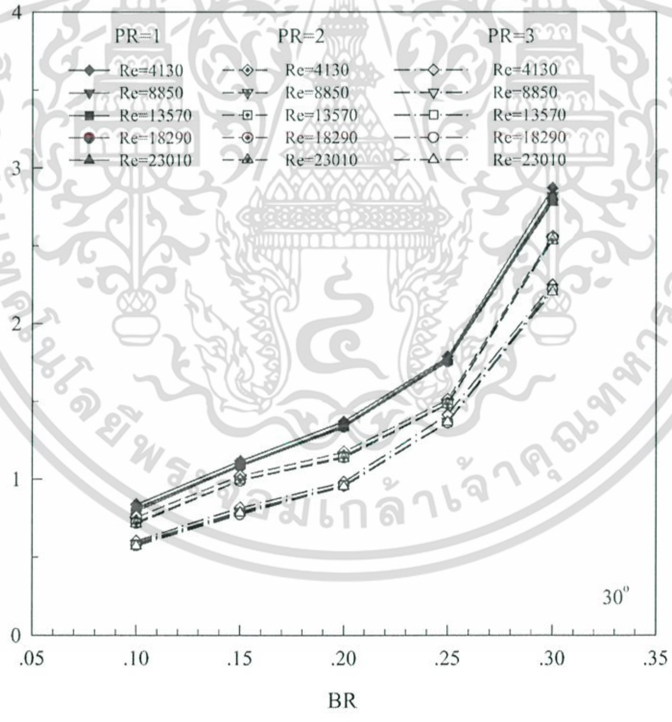
รูปที่ 5.13 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re พบว่า ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะที่ BR = 0.3 มีค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ซึ่งแนะนำให้ใช้ BR ไม่ควรเกิน 0.25 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลม (Blower) ได้มาก

รูปที่ 5.13 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ BR กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.3 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ f/f_0 เป็นอย่างมาก และที่ PR = 1 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 2 และ PR = 3 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



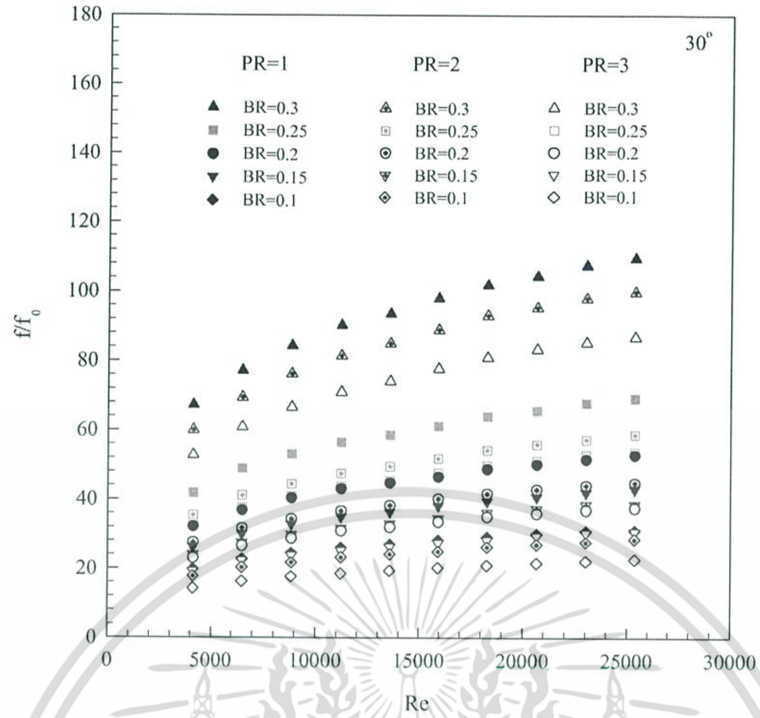
(ก)



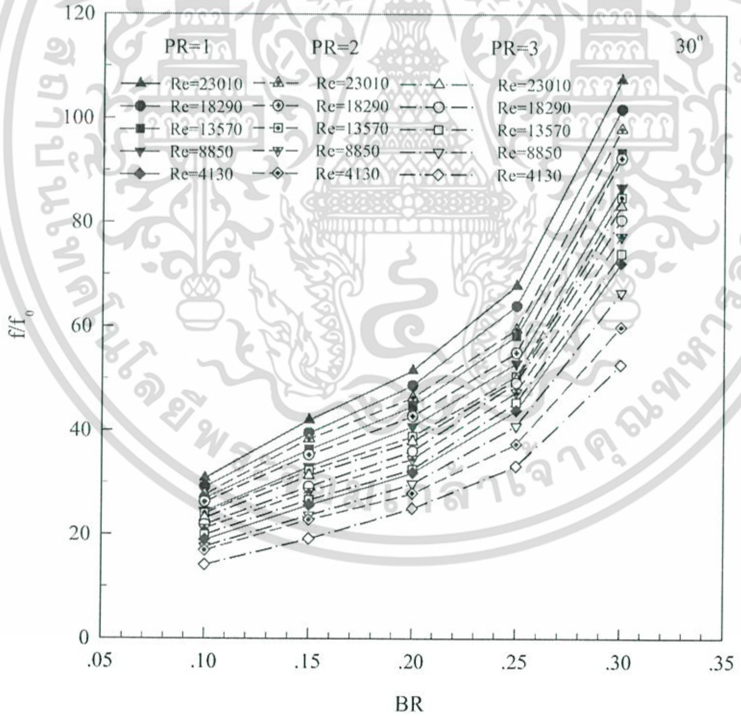
(ข)

รูปที่ 5.12 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

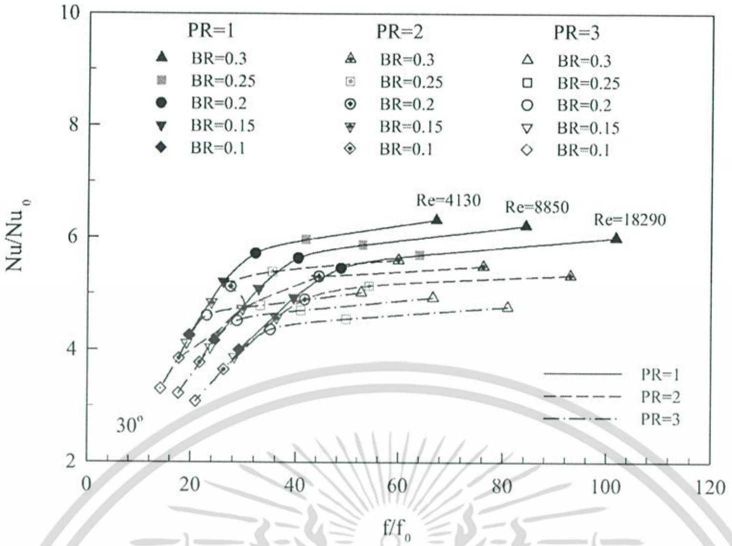
รูปที่ 5.13 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30°

5.4.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 5.14 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30° ที่ความสูงและระยะพิตช์ต่าง ๆ พบว่า เมื่อ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ f/f_0 เพิ่มขึ้น โดยครีบที่ PR = 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 2 และ PR = 3 และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

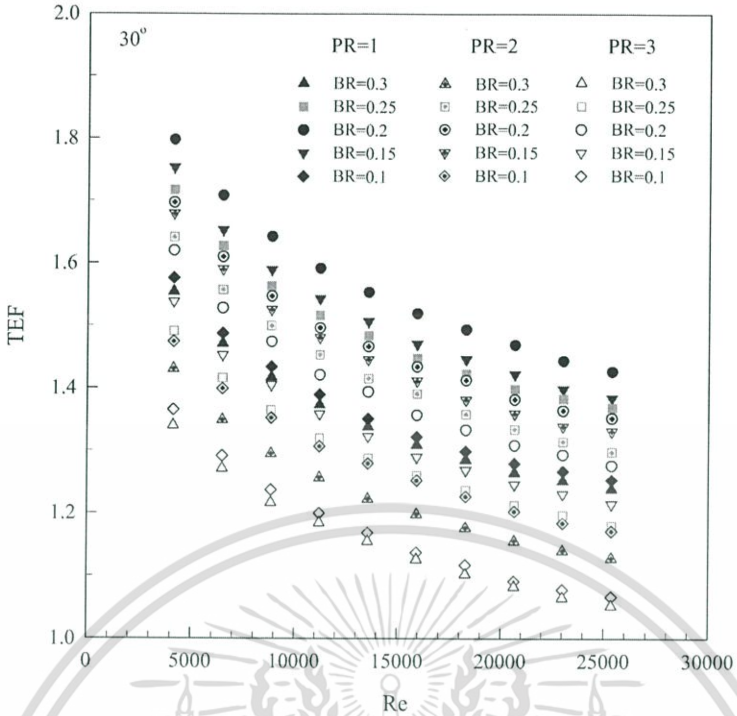


รูปที่ 5.14 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30°

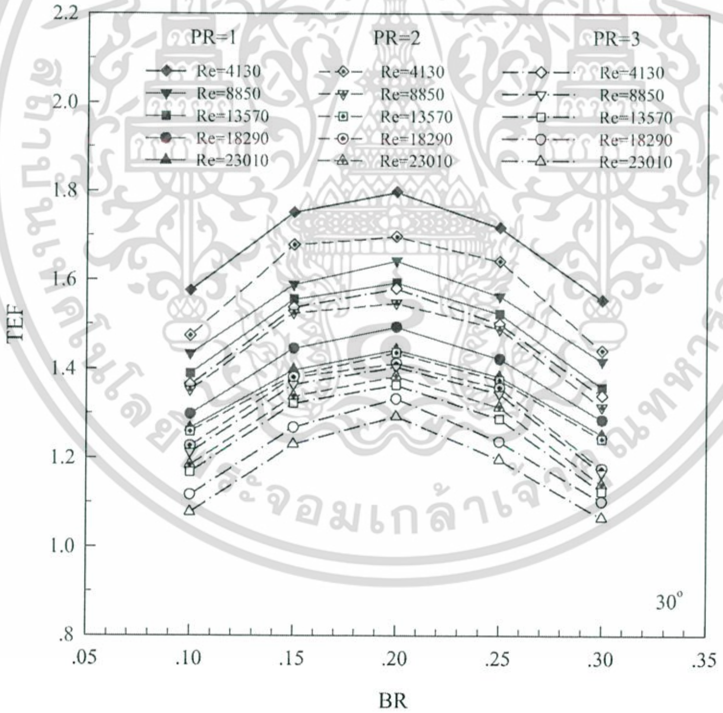
รูปที่ 5.15 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF ที่แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re การติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 2 และ PR = 3 ทุกค่า Re โดยที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25, BR = 0.1 และ BR = 0.3 ซึ่งที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 1.80, 1.75, 1.72, 1.57 และ 1.55 สำหรับ BR = 0.2, 0.15, BR = 0.25, BR = 0.1 และ BR = 0.3 ตามลำดับ ค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่า การใช้แผ่นบางติดครีบเอียงส่งผลให้ค่า TEF และ Nu/Nu_0 ที่สูงกว่าและการนำแผ่นบางติดครีบเอียงมาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

รูปที่ 5.15 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ BR กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30° พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตาม PR, BR และ Re ที่ใช้งาน เมื่อพิจารณาที่ Re = 4,130 ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ ให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 2 และ PR = 3 ซึ่ง BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25, BR = 0.1 และ BR = 0.3 ตามลำดับ, โดยค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ PR = 1, BR = 0.2 และ Re = 4,130

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 5.15 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30°

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อจัตุรัส โดยใช้แผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30°, BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 แสดงในพจน์ของ Nu และ f โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วนด้วยแผ่นบางติดครีบเอียง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มุม 30° พบว่า การใช้ครีบที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน เมื่อนำข้อมูลแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45° มาเปรียบเทียบกับแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30° พบว่า การใช้แผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30° มีค่า Nu ลดลงเล็กน้อยเมื่อเทียบกับมุม 45° แต่สิ่งสำคัญคือค่า f ลดลงค่อนข้างมาก จึงส่งผลให้ค่า TEF ของแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30° มีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45° อยู่ที่ 1.7% สำหรับแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30° ที่ BR = 0.2, PR = 1 ให้ค่า TEF สูงถึง 1.80 ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด

5.5 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียง 20°

5.5.1 การถ่ายเทความร้อน

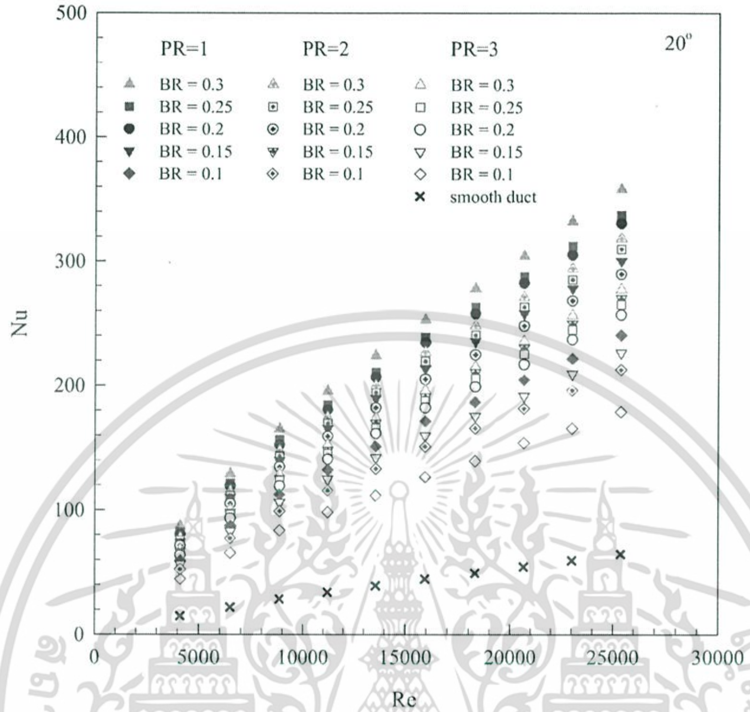
ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° เพื่อลดค่า f จากแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45° และ 30° โดยมี BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 ตามลำดับ แสดงในพจน์ของ Nu และ Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 5.16 (ก) การใช้ครีบเอียง 20° ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดยค่า Nu เพิ่มขึ้นตาม Re และครีบเอียง 20° ที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ การจัดวางครีบที่ PR =1 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย PR = 2 และ PR = 3 ตามลำดับ โดยที่ PR = 1 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 555-591%, 523-559%, 512-544%, 466-503% และ 373-402% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 2 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 494-522%, 481-512%, 449-483%, 419-451% และ 329-354% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 3 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 430-461%, 411-444%, 398-431%, 351-381% และ 277-301% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 5.16 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° พบว่าเมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.3 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ Nu เป็นอย่างมาก และที่ PR = 1 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 2 และ PR = 3 ตามลำดับ

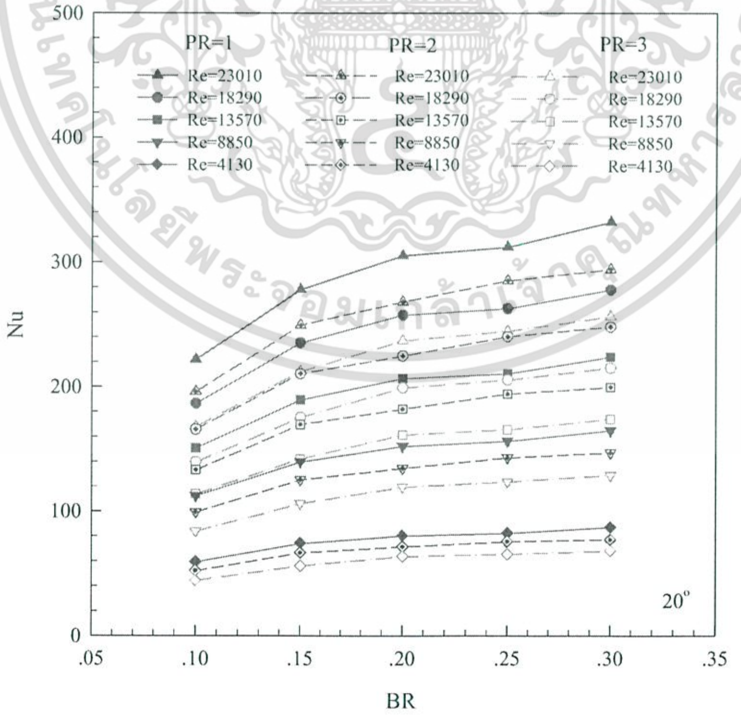
ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียงตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยติดตั้งครีบเอียงมุม 20° แสดงในรูปที่ 5.17 (ก) พบว่า ครีบที่ BR สูงให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า BR ต่ำที่ทุกค่า Re และแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่ PR =1 ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า PR = 2 และ 3 ตามลำดับ โดย PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 571%, 539%, 528%, 483% และ 385% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 2 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 508%, 494%, 464%, 432% และ 340% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 3 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 444%, 424%, 411%, 363% และ 287% สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.17 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ BR พบว่า กลุ่ม PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่ม PR = 2 และ PR = 3 ขณะที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ



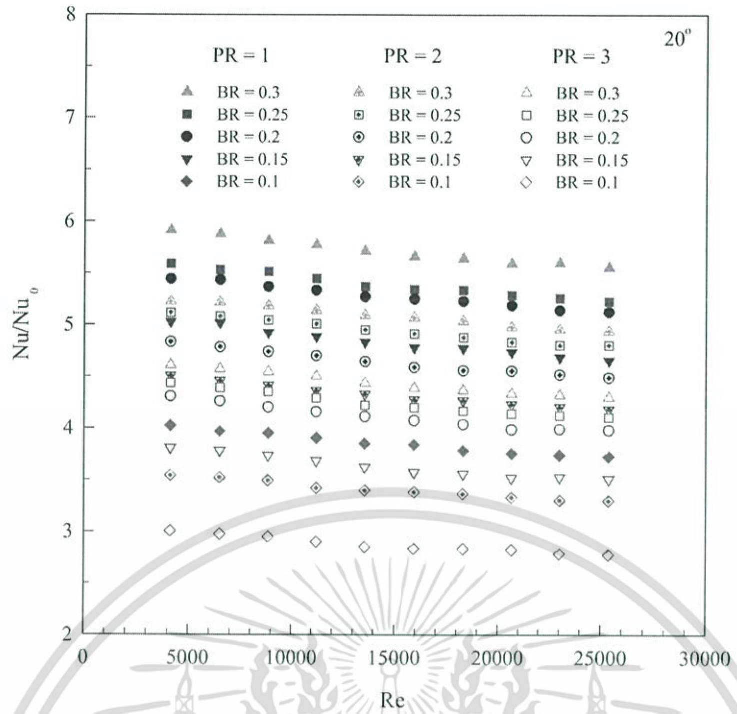
(ก)



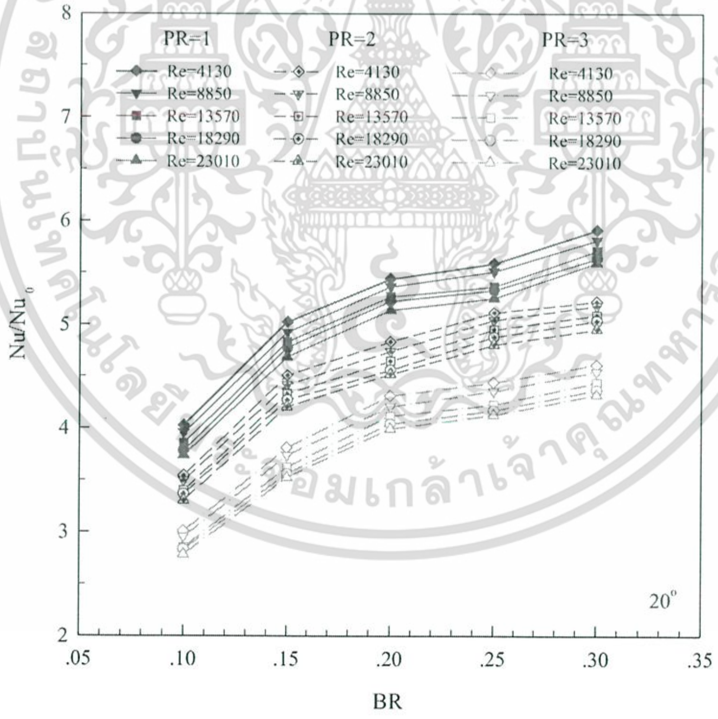
(ข)

รูปที่ 5.16 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 5.17 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.5.2 ตัวประกอบเสียดทาน

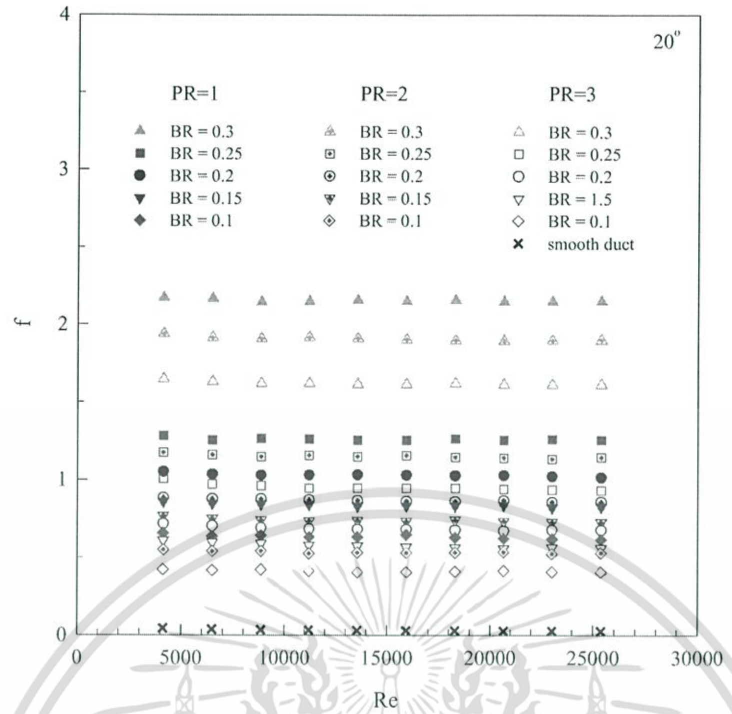
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re แสดงในรูปที่ 5.18 (ก) ท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียงตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยติดตั้งครีบเอียงมุม 20° พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยครีบที่ PR = 1 มีค่า f มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ PR = 2 ครีบที่ PR = 3 และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.3 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่าการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ โดย PR = 1 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 72 เท่า, 42 เท่า, 34 เท่า, 28 เท่า และ 21 เท่า สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 2 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 63 เท่า, 38 เท่า, 29 เท่า, 24 เท่า และ 18 เท่า สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 3 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 54 เท่า, 32 เท่า, 23 เท่า, 19 เท่า และ 14 เท่า สำหรับ BR = 0.3, 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 5.18 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ BR พบว่า กลุ่ม PR = 1 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่ม PR = 2 และ PR = 3 ขณะที่ BR = 0.3 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

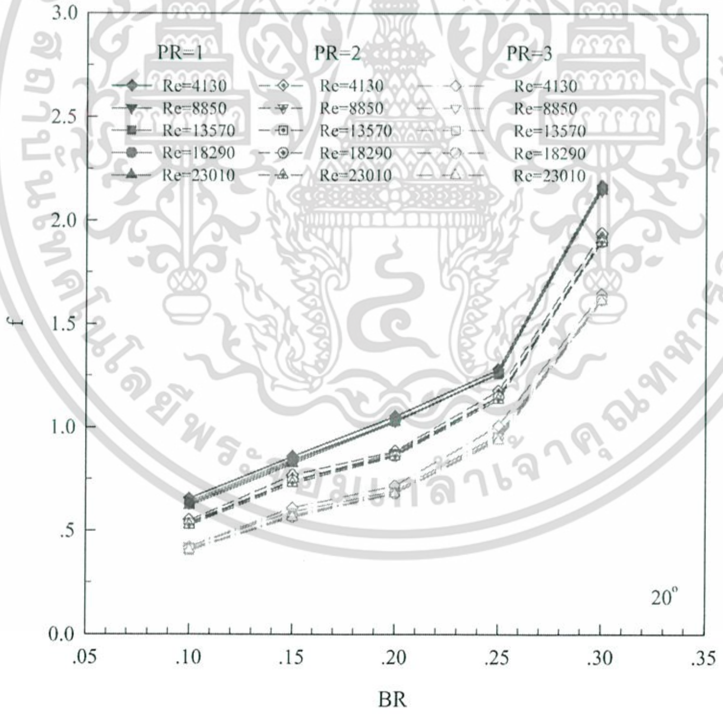
รูปที่ 5.19 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re พบว่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะที่ BR = 0.3 มีค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ซึ่งแนะนำให้ใช้ BR ไม่ควรเกิน 0.25 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลม (Blower) ได้มาก

รูปที่ 5.19 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ BR กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.3 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ f/f_0 เป็นอย่างมาก และที่ PR = 1 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 2 และ PR = 3 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



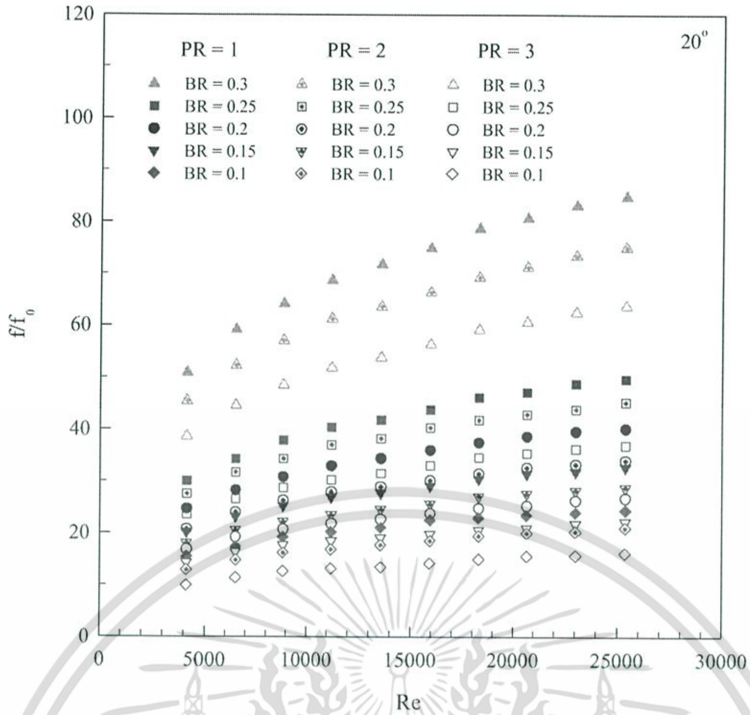
(ก)



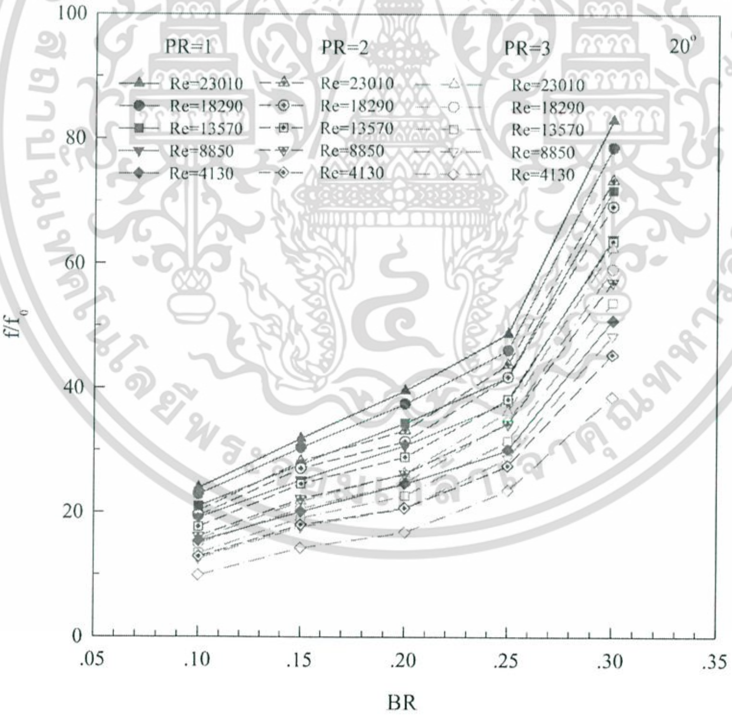
(ข)

รูปที่ 5.18 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



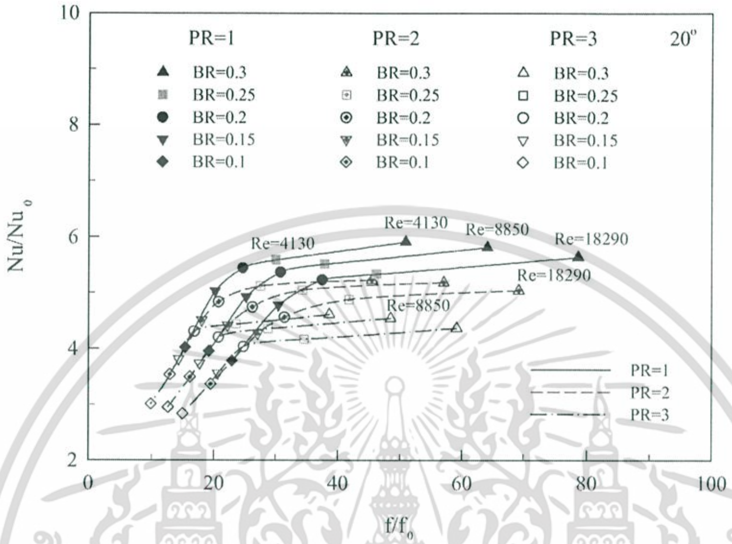
(ข)

รูปที่ 5.19 ความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.5.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 5.20 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° ที่ความสูงและระยะพิตช์ต่าง ๆ พบว่า เมื่อ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ f/f_0 เพิ่มขึ้น โดยครีบที่ PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 2 และ PR = 3 และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

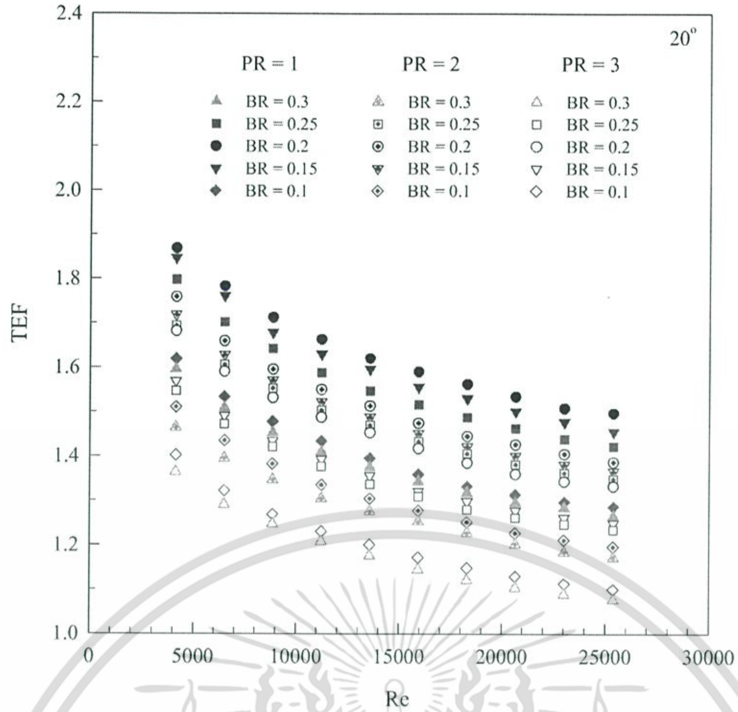


รูปที่ 5.20 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20°

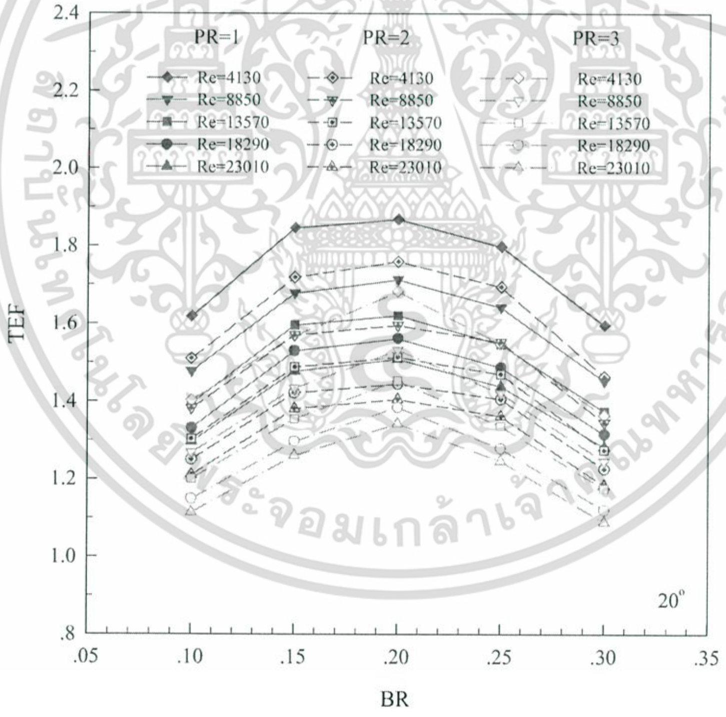
รูปที่ 5.21 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกัน พบว่า ค่า TEF ที่แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re การติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 2 และ PR = 3 ทุกค่า Re โดยที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25, BR = 0.1 และ BR = 0.3 ซึ่งที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 1.87, 1.84, 1.80, 1.62 และ 1.60 สำหรับ BR = 0.2, 0.15, BR = 0.25, BR = 0.1 และ BR = 0.3 ตามลำดับ ค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่า การใช้แผ่นบางติดครีบเอียงส่งผลให้ค่า TEF และ Nu/Nu_0 ที่สูงกว่าและการนำแผ่นบางติดครีบเอียงมาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

รูปที่ 5.21 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ BR กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตาม PR, BR และ Re ที่ใช้งาน เมื่อพิจารณาที่ Re = 4,130 ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ ให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 2 และ PR = 3 ซึ่ง BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25, BR = 0.1 และ BR = 0.3 ตามลำดับ, โดยค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ PR = 1, BR = 0.2 และ Re = 4,130

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 5.21 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20°

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อจัตุรัส โดยใช้แผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20°, BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 แสดงในพจน์ของ Nu และ f โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วนด้วยแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° พบว่า การใช้ครีบที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน และ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อนำข้อมูลแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45° และ 30° มาเปรียบเทียบกับแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° พบว่า การใช้แผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° มีค่า Nu ลดลงเมื่อเทียบกับมุม 45° และ 30° แต่สิ่งสำคัญคือค่า f ลดลงค่อนข้างมากจึงส่งผลให้ค่า TEF ของแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° มีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45° อยู่ที่ 6% และมีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30° อยู่ที่ 4% ที่ BR = 0.2, PR = 1, Re = 4,130 สำหรับแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° ที่ BR = 0.2, PR = 1, Re = 4,130 ให้ค่า TEF สูงถึง 1.87 ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่าและสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยค่า สำหรับค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด

5.6 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียง มุม 15°, 20°, 30°

5.6.1 อิทธิพลของมุมปะทะ (α)

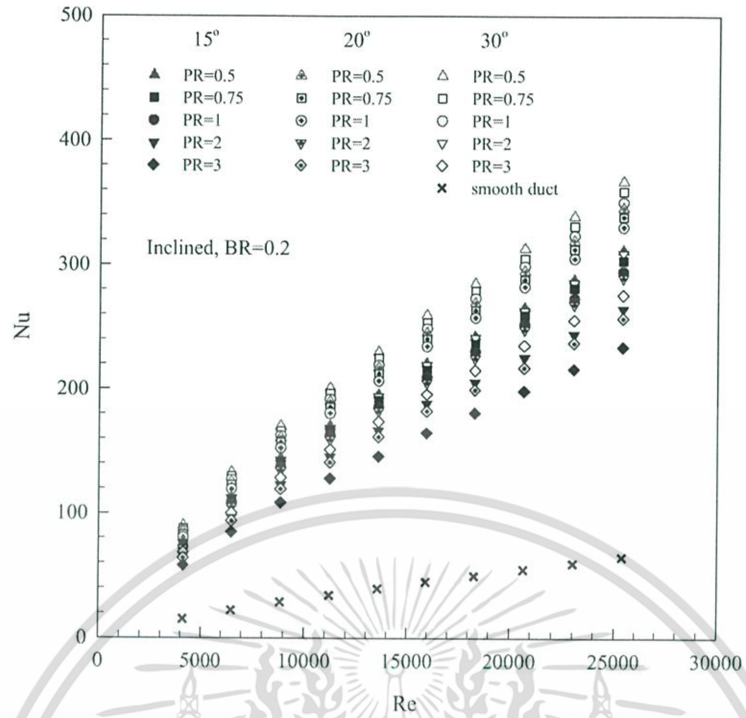
จากหัวข้อที่ 5.3, 5.4 และ 5.5 ซึ่งแสดงผลการศึกษาค่า Nu, f และ TEF ที่มุมปะทะต่าง ๆ พบว่าแผ่นบางติดครีบเอียงที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด จึงเลือก BR = 0.2 มาทำการศึกษามุมปะทะ และ PR เพิ่มเติม เพื่อหาค่า TEF สูงสุดของแผ่นบางติดครีบเอียง จากผลข้างต้นมุมปะทะ 20°, PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่ามุมปะทะ 30° และ 45° ดังนั้นสิ่งที่ต้องการศึกษาเพิ่มเติมคือ อิทธิพลของมุมปะทะ 15° และ PR = 0.5, 0.75 เพื่อหาค่า TEF สูงสุดของแผ่นบางติดครีบเอียง

5.6.2 การถ่ายเทความร้อน

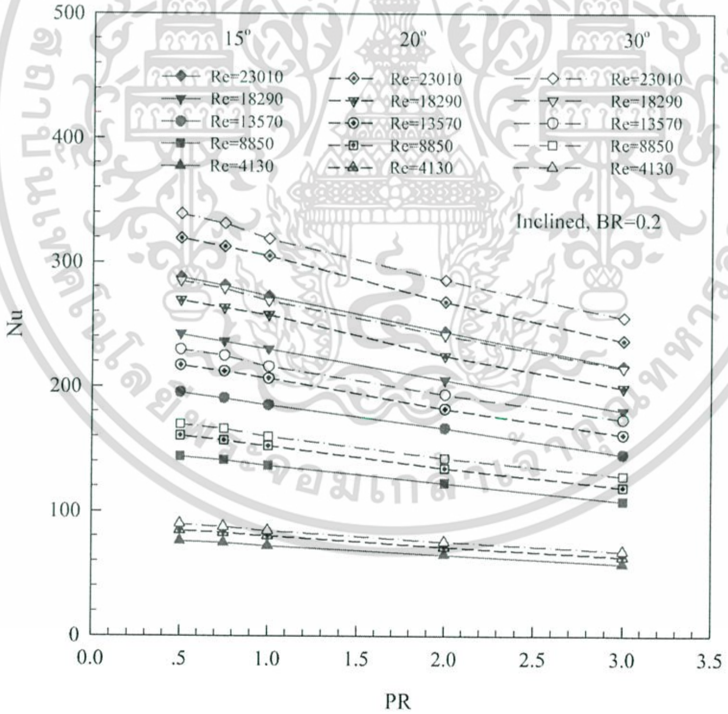
ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 15°, 20° และ 30°, BR = 0.2, PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ แสดงในพจน์ของ Nu และ Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 5.22 (ก) การใช้ครีบที่ BR = 0.2 ช่วยสร้างความปั่นป่วนและ ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดยค่า Nu เพิ่มขึ้นตาม Re ครีบ BR = 0.2 ที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ การจัดวางครีบทำมุมเอียง 30° ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วยแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° และ 15° ตามลำดับ โดยครีบมุม 30° ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 569-608%, 557-594%, 543-579%, 480-512% และ 427-461% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ ตามด้วยมุม 20° ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 536-574%, 525-562%, 512-544%, 449-483% และ 398-431% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ และมุม 15° ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 483-516%, 471-508%, 457-490%, 410-442% และ 362-392% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ

รูปที่ 5.22 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ PR กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 15°, 20° และ 30° ที่ BR = 0.2 พบว่า เมื่อมุมปะทะเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ขณะเดียวกันเมื่อ PR เพิ่มขึ้น (ระยะพิตช์ห่าง) ส่งผลให้ Nu มีแนวโน้มลดลง โดย PR = 0.5 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ Nu เป็นอย่างมาก และการจัดวางครีบเอียงมุม 30° ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วยแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° และ 15° ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



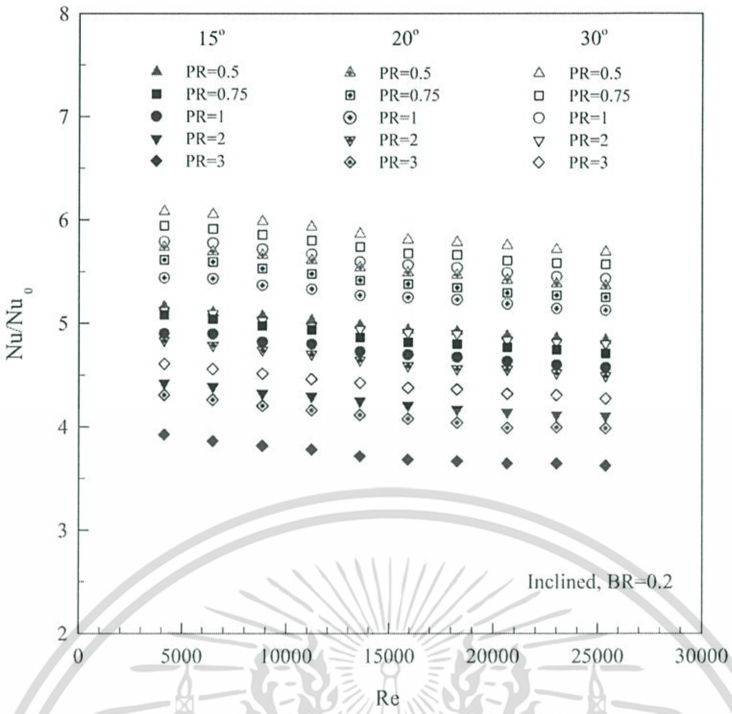
(ก)



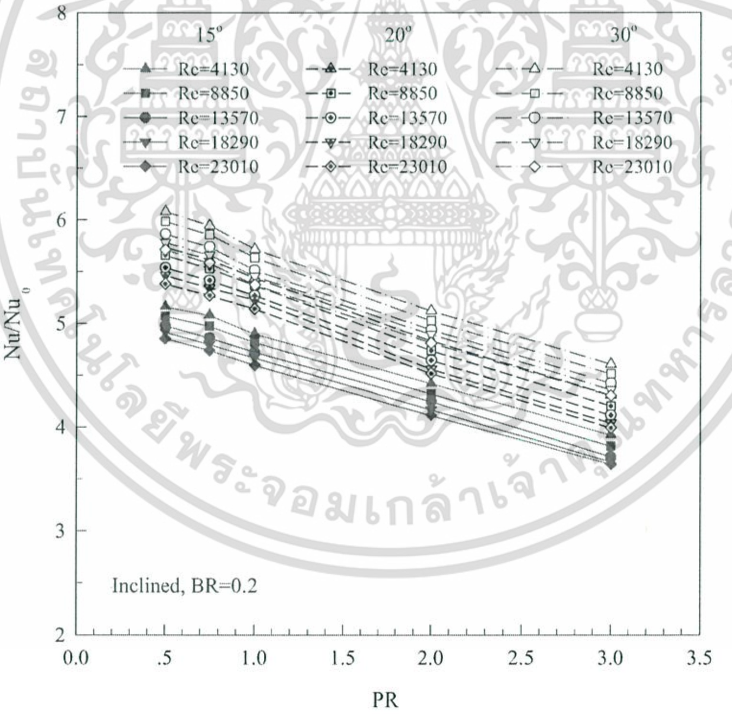
(ข)

รูปที่ 5.22 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ PR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 5.23 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ PR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ

ผลการทดลองท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียงตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 15°, 20° และ 30° ที่ BR = 0.2 แสดงในรูปที่ 5.23 (ก) พบว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ครีบที่ PR ถี่ (ระยะพิตช์ถี่) ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่าครีบที่มีระยะพิตช์ PR วางห่างที่ทุกค่า Re และแนวโน้มที่เหมือนกัน โดยเฉพาะที่มุม 30° ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า มุม 20° และมุม 15° ตามลำดับ โดยที่มุม 30° ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 586%, 573%, 560%, 494% และ 442% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ ตามด้วยมุม 20° ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 553%, 542%, 528%, 464% และ 411% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ และมุม 15° ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 498%, 487%, 473%, 424% และ 373% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ

รูปที่ 5.23 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ PR พบว่า กลุ่มครีบมุม 30° ให้ค่า Nu/Nu_0เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบมุม 20° และ 15° ขณะเดียวกันเมื่อ PR เพิ่มขึ้น (ระยะพิตช์ห่าง) ส่งผลให้ Nu/Nu_0 มีแนวโน้มลดลง โดย PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ

5.6.3 ตัวประกอบเสียดทาน

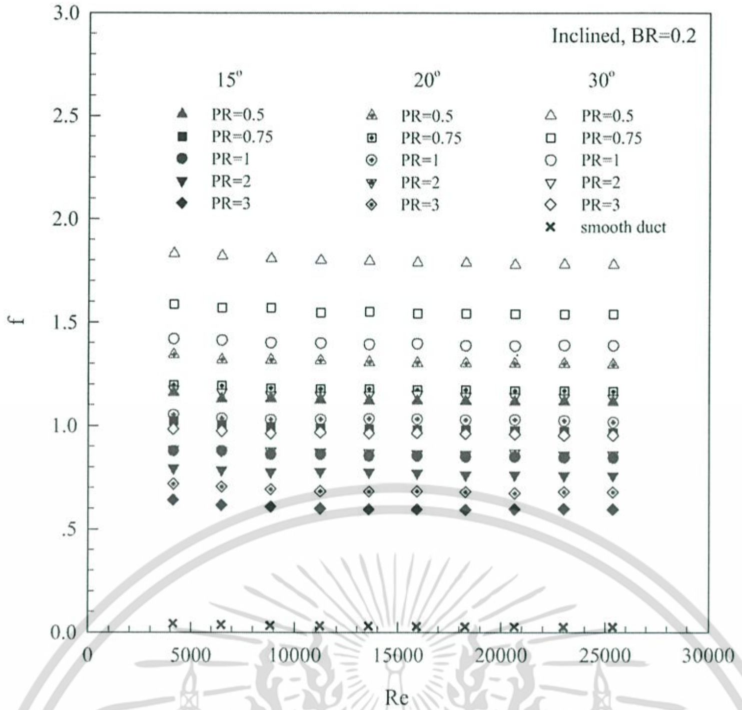
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re แสดงในรูปที่ 5.24 (ก) ท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียงตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยติดตั้งครีบเอียงมุม 30°, 20° และ 15° ที่ BR = 0.2 พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยครีบมุม 30° มีค่า f มากที่สุด ตามด้วยครีบมุม 20° ครีบมุม 15° และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบที่ PR = 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ โดยครีบมุม 30° ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 60 เท่า, 52 เท่า, 46 เท่า, 38 เท่า และ 32 เท่า สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ ตามด้วยครีบมุม 20° ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 44 เท่า, 39 เท่า, 34 เท่า, 29 เท่า และ 23 เท่า สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ และครีบมุม 15° ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 37 เท่า, 33 เท่า, 28 เท่า, 25 เท่า และ 20 เท่า สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ

รูปที่ 5.24 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ PR พบว่า กลุ่มครีบมุม 30° ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบมุม 20° และ 15° ขณะเดียวกันเมื่อ PR เพิ่มขึ้น (ระยะพิตช์ห่าง) ส่งผลให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดย PR = 0.5 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ

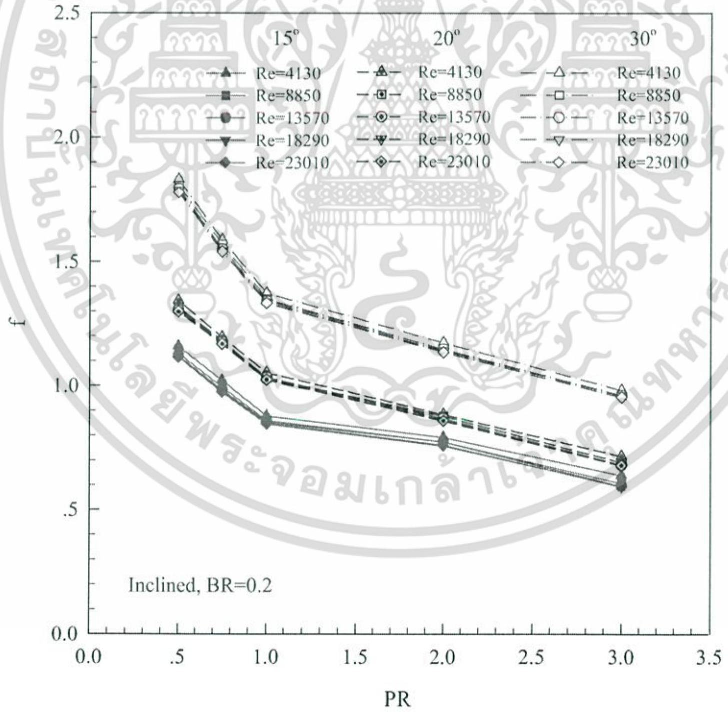
รูปที่ 5.25 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re พบว่า ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะที่ PR = 0.5 ทุกมุมปะทะ มีค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ซึ่งแนะนำให้ใช้ PR ไม่ควรเกิน 1 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลม (Blower) ได้มาก

รูปที่ 5.25 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ PR กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ ที่ BR = 0.2 พบว่า ที่ PR มีค่าน้อย (ระยะพิตช์ถี่) มีค่า f/f_0 สูงและเริ่มลดลงตาม PR ที่เพิ่มขึ้น (ระยะพิตช์ห่าง) โดย PR = 0.5 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re มีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ f/f_0 เป็นอย่างมาก และที่มุมปะทะ 30° ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่ามุมปะทะ 20° และ 15° ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



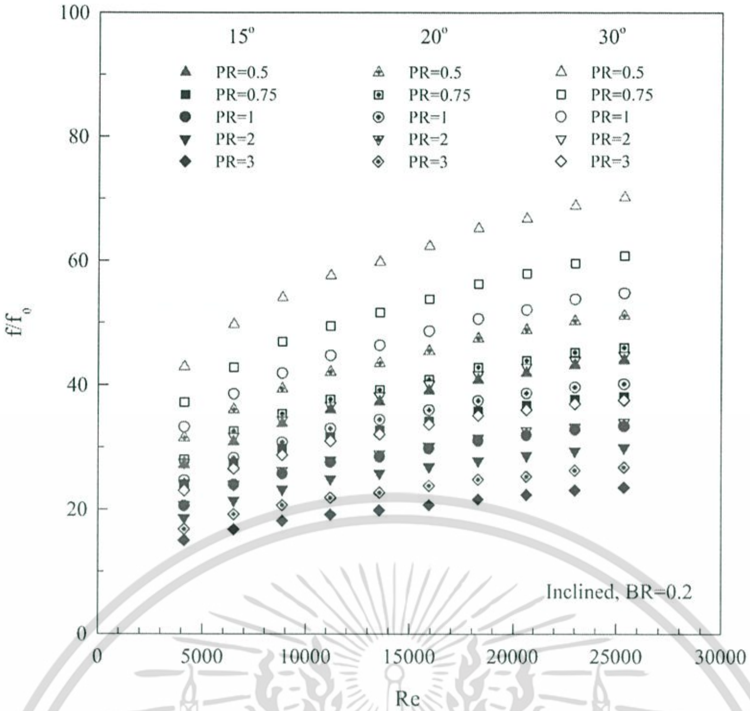
(ก)



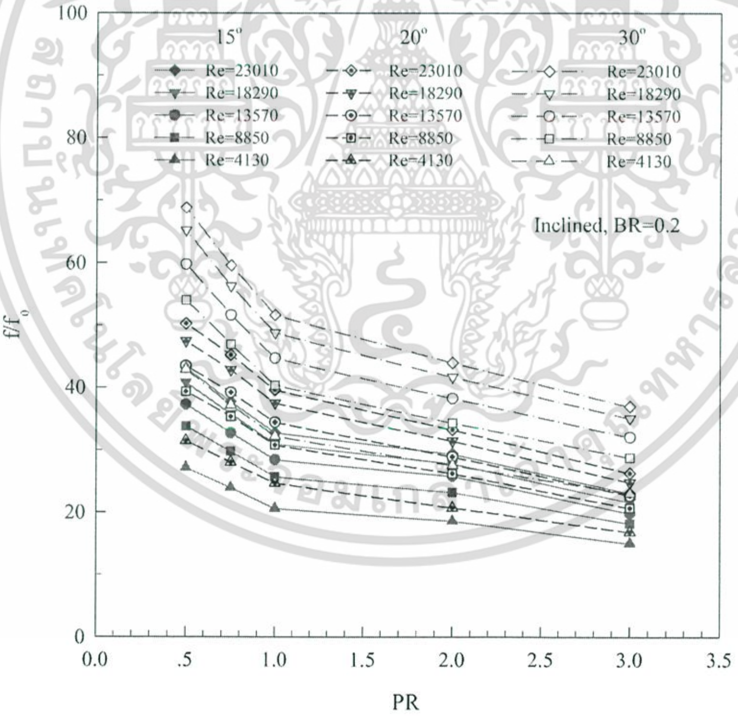
(ข)

รูปที่ 5.24 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re และ (ข) f กับ PR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

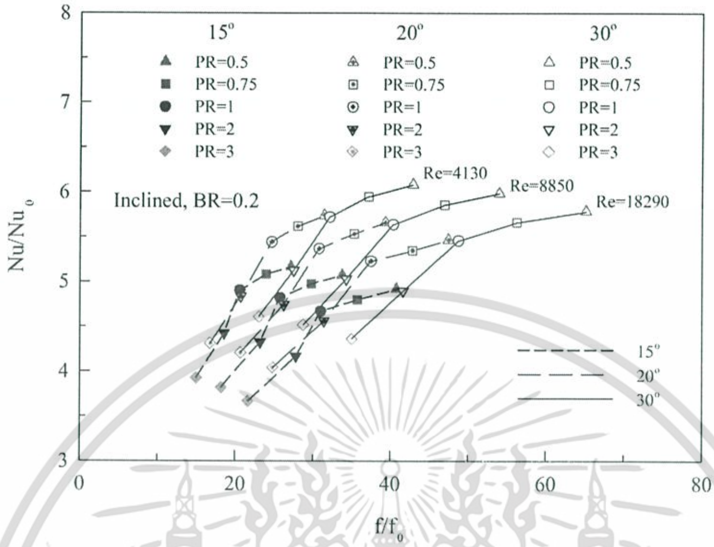
รูปที่ 5.25 ความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ PR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ

5.6.4 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 5.26 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง BR = 0.2 ที่มุมปะทะและระยะพิตช์ต่าง ๆ พบว่า เมื่อ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้น โดยครีบมุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปะทะ 30° ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่ามุมปะทะ 20° และ 15° โดยการติดตั้งครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นมากที่สุด ตามด้วยครีบที่ PR = 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ

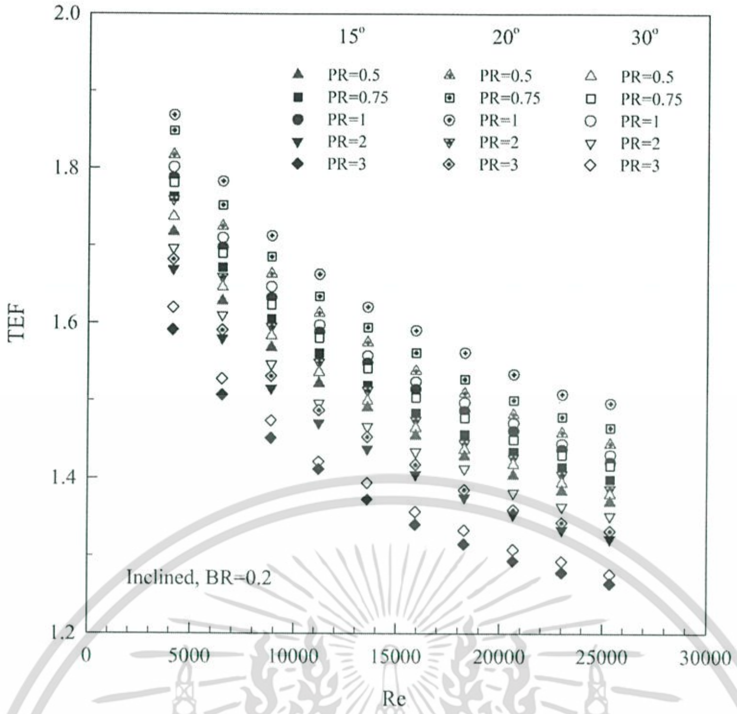


รูปที่ 5.26 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ

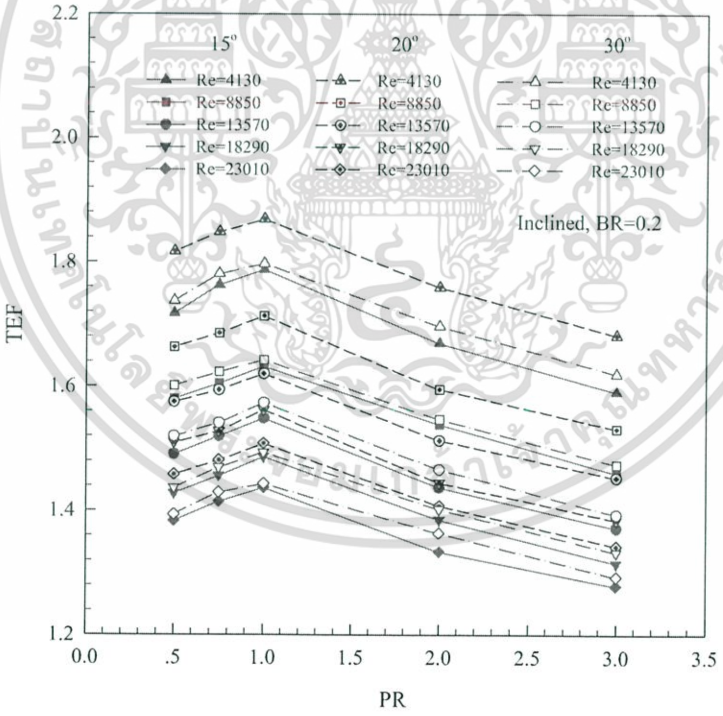
รูปที่ 5.27 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re การติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงมุมปะทะ 20° ให้ค่า TEF สูงกว่าครีบมุมปะทะ 30° และ 15° ทุกค่า Re โดยที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, PR = 0.5, PR = 2 และ PR = 3 ซึ่งแผ่นบางติดครีบเอียงมุมปะทะ 20° ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 1.87, 1.84, 1.82, 1.76 และ 1.68 สำหรับ PR = 1, 0.75, 0.5, 2 และ 3 ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่า การใช้แผ่นบางติดครีบเอียงส่งผลให้ค่า TEF และ Nu/Nu_0 ที่สูงกว่าและการนำแผ่นบางติดครีบเอียงมาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

รูปที่ 5.27 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ PR กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่างๆ ที่ BR = 0.2 พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตาม α, PR และ Re ที่ใช้งาน เมื่อพิจารณาที่ Re = 4,130 ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ จะให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่มุมปะทะ 20° ให้ค่า TEF สูงกว่ามุมปะทะ 30° และ 15° ซึ่ง PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, PR = 0.5, PR = 2 และ PR = 3 ตามลำดับ, สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ α = 20°, PR = 1 และ Re = 4,130

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 5.27 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ PR กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อจัตุรัส โดยใช้แผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30°, 20° และ 15°, BR = 0.2, PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 แสดงในพจน์ของ Nu และ f โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วนด้วยแผ่นบางติดครีบเอียง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มุมต่าง ๆ พบว่า การใช้ครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด และให้การสูญเสียความดันเพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน เมื่อนำข้อมูลแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30°, 20° และ 15° มาเปรียบเทียบกัน พบว่าแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30° มีค่า Nu สูงกว่าแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° และ 15° ตามลำดับ แต่ค่า TEF ของแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° มีค่าสูงสุด โดยมีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30° อยู่ที่ 4% และมีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 15° อยู่ที่ 4.7% ที่ BR = 0.2, PR = 1, Re = 4,130 สำหรับแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 20° ที่ BR = 0.2, PR = 1, Re = 4,130 ให้ค่า TEF สูงถึง 1.87 ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด

ตารางที่ 5.1 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียง 45°

กรณีที่	ชิ้นงาน	BR	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	baffled tape	0.1	1	4.29	35.25	1.32
2		0.1	2	3.97	31.01	1.27
3		0.1	3	3.27	23.47	1.15
4		0.15	1	5.12	40.19	1.51
5		0.15	2	4.78	37.09	1.44
6		0.15	3	4.04	30.11	1.31
7		0.2	1	5.81	54.89	**1.54**
8		0.2	2	5.23	46.73	1.46
9		0.2	3	4.53	36.33	1.38
10		0.25	1	5.98	66.51	1.48
11		0.25	2	5.44	60.68	1.39
12		0.25	3	4.74	55.99	1.25
13		0.3	1	**6.49**	**119.8**	1.31
14		0.3	2	5.65	106.58	1.21
15		0.3	3	5.04	90.82	1.13
16	wire coil	-	-	2.32	8.3	1.15
17	tape, y/w=4	-	-	2.20	6.1	1.21
18	tape, y/w=5	-	-	2.09	5.7	1.18

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.2 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30°

กรณีที่	BR	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	0.1	1	4.07	26.88	1.36
2	0.1	2	3.69	24.12	1.28
3	0.1	3	3.13	19.33	1.17
4	0.15	1	4.99	36.37	1.52
5	0.15	2	4.64	33.08	1.45
6	0.15	3	3.94	26.29	1.33
7	0.2	1	5.52	44.69	**1.56**
8	0.2	2	4.94	38.19	1.47
9	0.2	3	4.42	32.04	1.40
10	0.25	1	5.76	58.69	1.49
11	0.25	2	5.21	49.58	1.42
12	0.25	3	4.60	45.59	1.29
13	0.3	1	**6.09**	**93.32**	1.35
14	0.3	2	5.39	84.67	1.23
15	0.3	3	4.83	73.92	1.16

ตารางที่ 5.3 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20°

กรณีที่	BR	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	0.1	1	3.85	21.03	1.41
2	0.1	2	3.41	17.76	1.31
3	0.1	3	2.87	13.69	1.21
4	0.15	1	4.83	27.88	1.60
5	0.15	2	4.32	24.63	1.50
6	0.15	3	3.63	19.14	1.36
7	0.2	1	5.28	34.30	**1.63**
8	0.2	2	4.64	28.93	1.52
9	0.2	3	4.11	22.82	1.46
10	0.25	1	5.39	41.98	1.56
11	0.25	2	4.94	38.29	1.47
12	0.25	3	4.24	31.69	1.35
13	0.3	1	**5.71**	**71.62**	1.38
14	0.3	2	5.08	63.45	1.28
15	0.3	3	4.43	53.93	1.18

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.4 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ ที่ BR = 0.2

กรณีที่	α	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	15°	0.5	4.97	37.41	1.49
2	15°	0.75	4.87	32.79	1.53
3	15°	1	4.73	28.52	1.56
4	15°	2	4.24	25.66	1.45
5	15°	3	3.73	20.03	1.38
6	20°	0.5	5.53	43.54	1.58
7	20°	0.75	5.42	39.17	1.60
8	20°	1	5.28	34.30	<u>**1.63**</u>
9	20°	2	4.64	28.93	1.52
10	20°	3	4.11	22.82	1.46
11	30°	0.5	<u>**5.86**</u>	<u>**59.71**</u>	1.51
12	30°	0.75	5.73	51.62	1.55
13	30°	1	5.52	44.69	1.57
14	30°	2	4.94	38.19	1.47
15	30°	3	4.42	32.04	1.40

*ตัวเลขในตารางที่ขีดเส้นใต้คือ ค่าเฉลี่ยสูงสุดของ Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF ในแต่ละกรณีศึกษา

5.7 สรุป

ผลการทดลองในส่วนที่ 1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แผ่นบางติดครีบเอียง เพื่อศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตช์ครีบ พบว่า การเปรียบเทียบผลการทวนสอบท่อผนังเรียบได้ผลใกล้เคียงกับสหสัมพันธ์ที่เชื่อถือได้ และเมื่อติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงมุมปะทะต่าง ๆ เพื่อศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตช์ครีบ พบว่า การติดตั้งครีบเอียงให้ค่า Nu และให้ค่า TEF สูงกว่าการใช้ใบบิดและลวดขด โดยการติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียงส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันที่เกิดขึ้นในส่วนทดสอบ โดยมุมปะทะและความสูงครีบเพิ่มมากขึ้นจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันเพิ่มมากขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบโดยเฉพาะที่ระยะพิตช์ถี่ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันเพิ่มขึ้นค่อนข้างสูง แนวโน้มของ Nu จะเพิ่มขึ้นและ f จะลดลงเล็กน้อยตามการเพิ่มขึ้นของ Re ครีบมุมปะทะ 20° ให้ค่า TEF สูงกว่าครีบมุม 30°, 15° และ 45° เนื่องจากมีการสูญเสียความดันที่น้อยกว่ามุม 45°, 30° และค่า Nu สูงกว่าเมื่อเทียบกับมุม 15° ดังนั้นการเลือกใช้แผ่นบางติดครีบเอียงที่เหมาะสมคือควรเลือกใช้ที่มุมปะทะ 20°, PR = 1, BR = 0.2 และที่ค่า Re ต่ำซึ่งจะให้ค่า TEF สูงสุดในกรณีทดสอบ ช่วยให้ลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งจากผลการศึกษาในส่วนที่ 1 จะเห็นได้ชัดเจนถึงผลของการติดตั้งแผ่นบางติดครีบเอียง ดังนั้นในการศึกษาส่วนที่ 2 จะทำการศึกษาอิทธิพลของรูปทรง, ระยะพิตช์, ความสูง, ทิศทางการจัดวางและมุมปะทะของครีบ เพื่อนำผลการศึกษาที่ได้ไปประยุกต์ใช้และศึกษาขยายผลข้อมูลในส่วนที่ 3 ต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.8 การสร้างสมการสหสัมพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร

โดยทั่วไป ตัวแปรตามแต่ละตัวหรือผลตอบสนอง (Response; Y) จะขึ้นอยู่กับตัวแปรอิสระ n (Independent หรือ Regressor variables) เช่น $x_1, x_2,..., x_n$ เป็นต้น ความสัมพันธ์ของตัวแปรเหล่านี้ สามารถอธิบายโดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่เรียกว่า “สมการรีเกรสชัน” (สมการถดถอย; Regression equation) แบบจำลองรีเกรสชันจะสอดคล้องกับกลุ่มของข้อมูลของตัวอย่าง บางกรณีผู้ทดสอบทราบถึงฟังก์ชันความสัมพันธ์ที่แท้จริงของตัวแปร เช่น $Y = \phi\ (x_1,\ x_2,...,x_n)$ เป็นต้น อย่างไรก็ตาม โดยส่วนใหญ่จะไม่ทราบฟังก์ชันความสัมพันธ์ที่แท้จริงของตัวแปร ดังนั้นจึงต้องมีการประมาณค่าของฟังก์ชันเพื่อประมาณค่า ϕ โดยในการทดสอบนี้จะใช้โปรแกรม Microsoft Office Excel เป็นเครื่องมือในการหาฟังก์ชันดังกล่าว

ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อน ในพจน์ของ Nu มีตัวแปรอิสระที่สนใจศึกษามากกว่า 1 ตัวแปร เช่น เลขเรย์โนลด์ (Re), เลขพรานท์ (Pr), อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ (BR), อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ (PR), มุมปะทะ (α) และพารามิเตอร์ที่ศึกษาอื่น ๆ เป็นต้น แบบจำลองทั่วไปที่ใช้จะอยู่ในรูปแบบของ Multiple Exponential Regression Model ดังแสดงในสมการต่อไปนี้

$$Y = b_0\, x_1^{b_1} x_2^{b_2} x_3^{b_3} \ldots x_n^{b_n} \tag{5.3}$$

ซึ่งสามารถแปลงให้อยู่ในรูป Multiple Linear Regress in Logarithmic Scale คือ

$$\ln(Y) = \ln b_0 + b_1 \ln(x_1) + b_2 \ln(x_2) + b_3 \ln(x_3) \ldots + b_n \ln(x_n) \tag{5.4}$$

เมื่อ b_0 = ค่าคงที่

b_i = ค่าสัมประสิทธิ์หรือพารามิเตอร์ของเส้นตรงของตัวแปร x_i

5.8.1 การสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียง 45°

5.8.1.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์ (Nu) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ (BR) และอัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ (PR) หาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

รูปที่ 5.28 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์สหสัมพันธ์ (Nu_{pre}) กับเลขนัสเซิลท์จากการทดลอง (Nu_{exp}) กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45°, BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$Nu = 0.155 Re^{0.758}\, Pr^{0.4} (BR+1)^{2.281} (PR+1)^{-0.353} \tag{5.5}$$

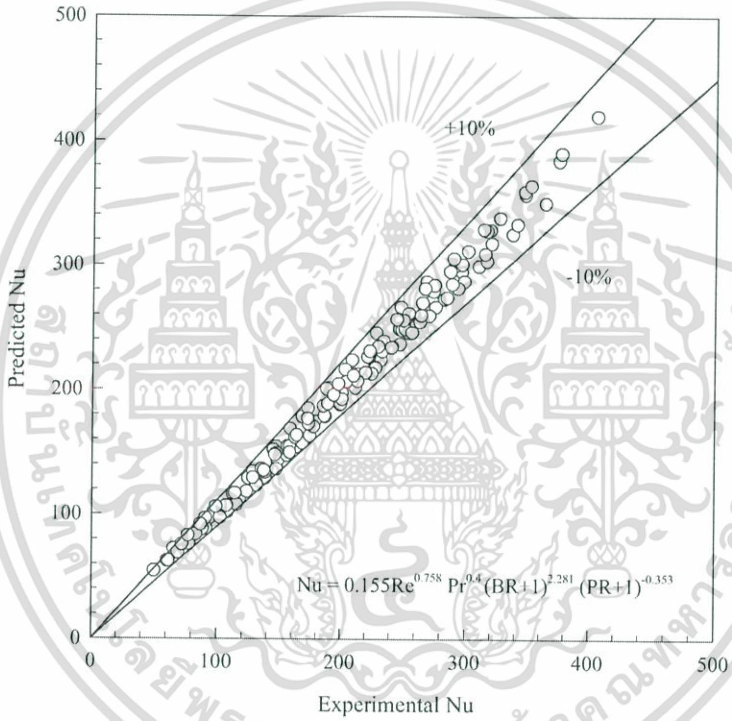
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.8.1.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทาน (f) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ (BR) และอัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ (PR) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

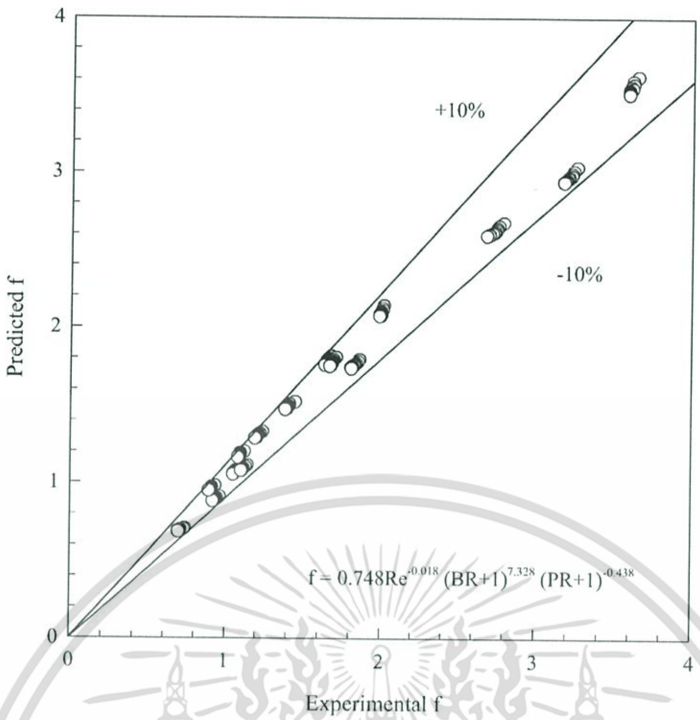
รูปที่ 5.29 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์ (f_{pre}) กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง (f_{exp}) กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45°, BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ Re = 4,000-25,000 จากการทดลอง พบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง ±10 %

$$f = 0.748\mathrm{Re}^{-0.018}(\mathrm{BR}+1)^{7.328}(\mathrm{PR}+1)^{-0.438} \tag{5.6}$$



รูปที่ 5.28 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.29 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 45°

5.8.2 การสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียง 30°

5.8.2.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

รูปที่ 5.30 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์สหสัมพันธ์ (Nu_{pre}) กับเลขนัสเซิลท์จากการทดลอง (Nu_{exp}) กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30°, BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าว มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

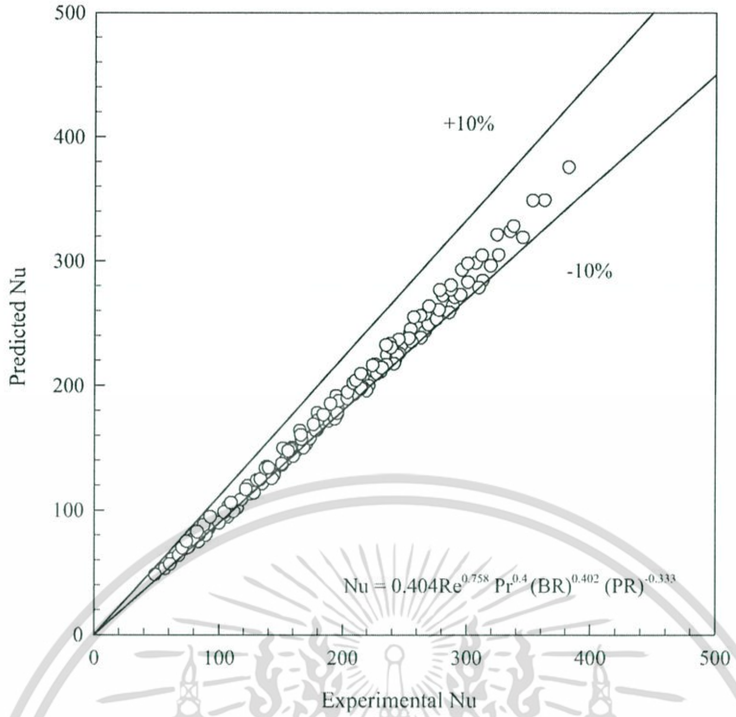
$$Nu = 0.404Re^{0.758}\,Pr^{0.4}(BR)^{0.402}(PR)^{-0.333} \quad (5.7)$$

5.8.2.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

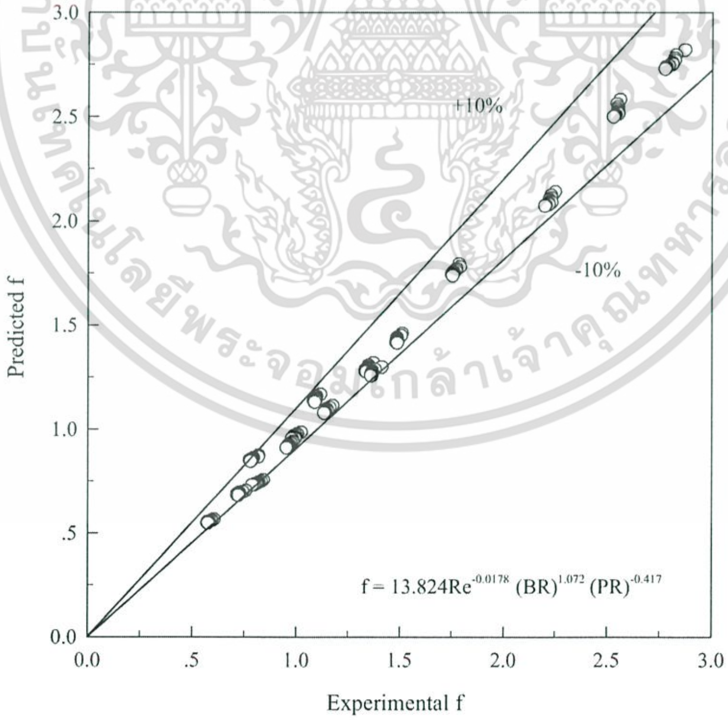
รูปที่ 5.31 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์ (f_{pre}) กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง (f_{exp}) กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30°, BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าว มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$f = 13.824Re^{-0.0178}(BR)^{1.072}(PR)^{-0.417} \quad (5.8)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.30 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30°



รูปที่ 5.31 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 30°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.8.3 การสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียง 20°

5.8.3.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

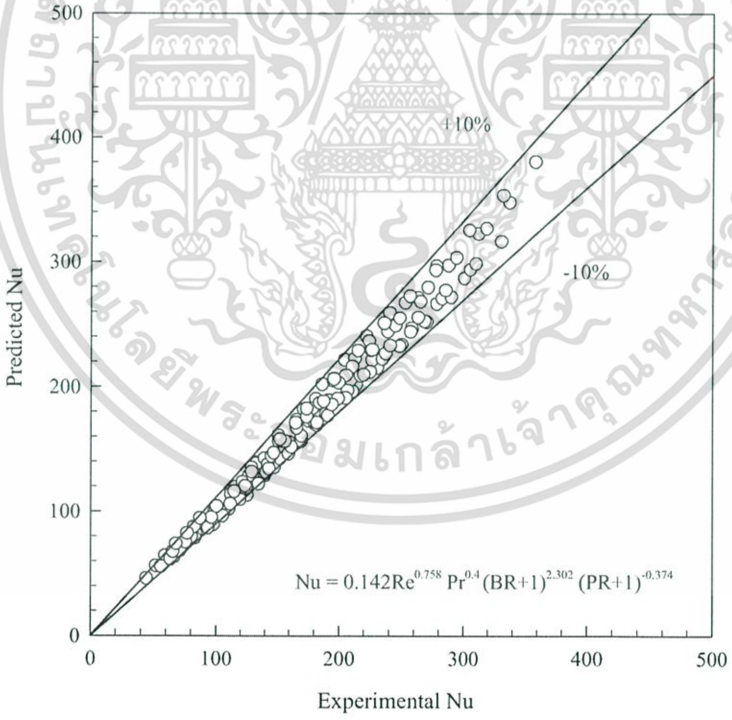
รูปที่ 5.32 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์สหสัมพันธ์ (Nu_{pre}) กับเลขนัสเซิลท์จากการทดลอง (Nu_{exp}) กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20°, BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$Nu = 0.142Re^{0.758}Pr^{0.4}(BR+1)^{2.302}(PR+1)^{-0.374} \tag{5.9}$$

5.8.3.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

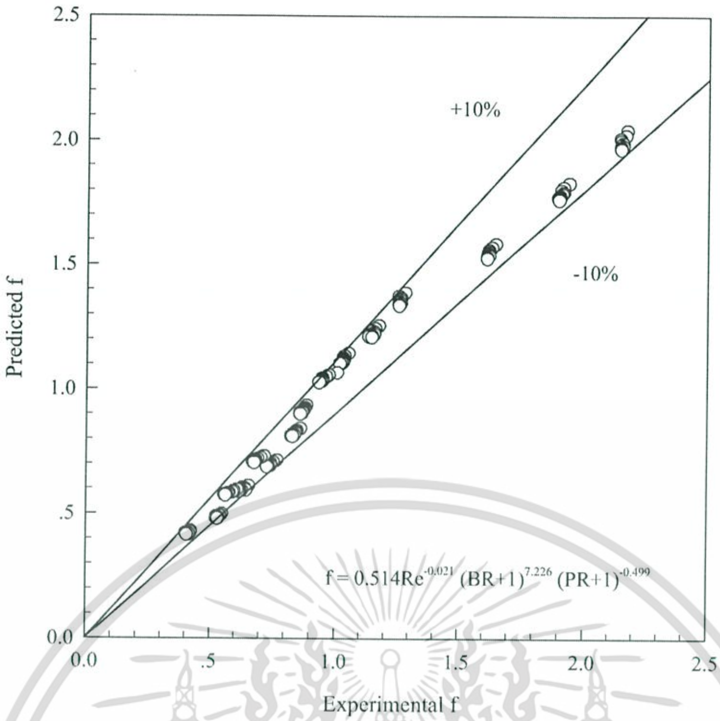
รูปที่ 5.33 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์ (f_{pre}) กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง (f_{exp}) กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20°, BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าว มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$f = 0.514Re^{-0.021}(BR+1)^{7.226}(PR+1)^{-0.499} \tag{5.10}$$



รูปที่ 5.32 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.33 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง 20°

5.8.4 การสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียง มุม 15°, 20° และ 30°

5.8.4.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์ (Nu) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) มุมปะทะครีบ (α) และอัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ (PR) หาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

รูปที่ 5.34 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง α = 15°, 20° และ 30°, BR = 0.2, PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

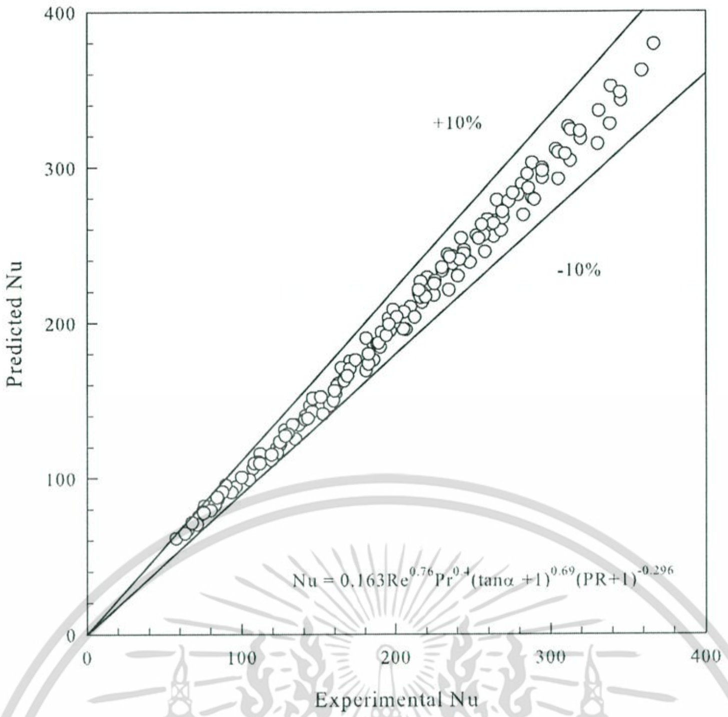
$$Nu = 0.163 Re^{0.76} Pr^{0.4} (\tan\alpha + 1)^{0.69} (PR+1)^{-0.296} \qquad (5.11)$$

5.8.4.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

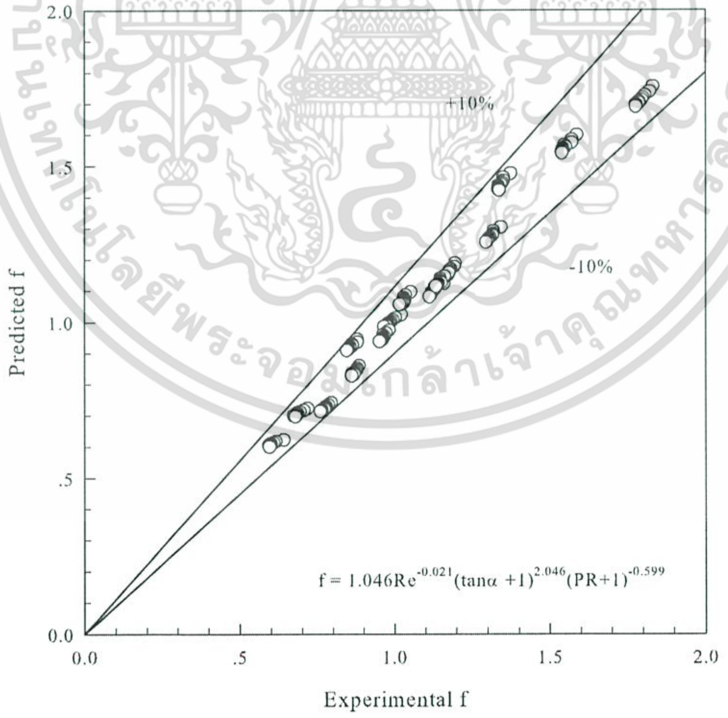
รูปที่ 5.35 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์ (f_{pre}) กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง (f_{exp}) กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง α = 15°, 20° และ 30°, BR = 0.2, PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าว มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$f = 1.046 Re^{-0.021} (\tan\alpha + 1)^{2.046} (PR+1)^{-0.599} \qquad (5.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.34 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ



รูปที่ 5.35 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีแผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

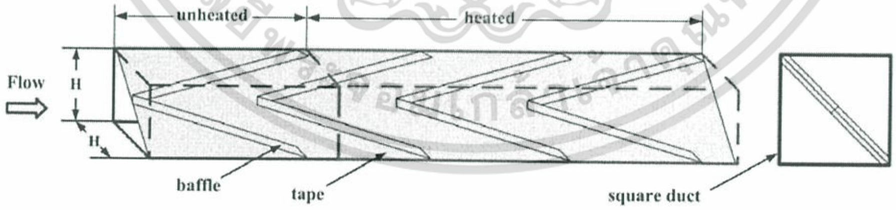
บทที่ 6
การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แผ่นบางติดครีบตัววีสอดใส่ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ

6.1 บทนำ

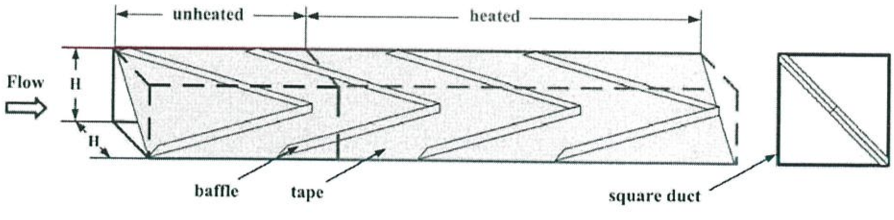
ในบทนี้ กล่าวถึงผลการทดลองส่วนที่ 2 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แผ่นบางติดครีบตัววี (V-baffled tape) สอดใส่ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อจัตุรัส โดยติดตั้งครีบ 2 ด้านบนแผ่นบางทึบทั้งด้านบนและด้านล่างของแผ่นทึบ ศึกษาอิทธิพลของครีบตัววีที่มุมปะทะต่าง ๆ ทิศทางการติดตั้ง, ความสูงและระยะพิตช์ของครีบ โดยแบ่งหัวข้อออกเป็นดังนี้

1. **แผ่นบางติดครีบตัววี** ติดตั้งชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) และติดตั้งชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream) เพื่อศึกษาอิทธิพลของทิศทางการติดตั้ง
2. **แผ่นบางติดครีบตัววี** อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 เพื่อศึกษาอิทธิพลของความสูงครีบ
3. **แผ่นบางติดครีบตัววี** อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 เพื่อศึกษาอิทธิพลของระยะพิตช์
4. **แผ่นบางติดครีบตัววี** มุมปะทะ $\alpha = 15^{\circ}, 20^{\circ}, 30^{\circ}$ และ 45° เพื่อศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ

ทำการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในพจน์ของเลขนัสเซิลท์ (Nu) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน (f) จากนั้นก็เปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันกับท่อผนังเรียบ และค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณที่กำลังขับเดียวกัน ดังต่อไปนี้



รูปที่ 6.1 แผ่นบางติดครีบตัววีชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream)



รูปที่ 6.2 แผ่นบางติดครีบตัววีชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบตัววี 45° (V-upstream และ V-downstream)

6.2.1 การถ่ายเทความร้อน V-upstream

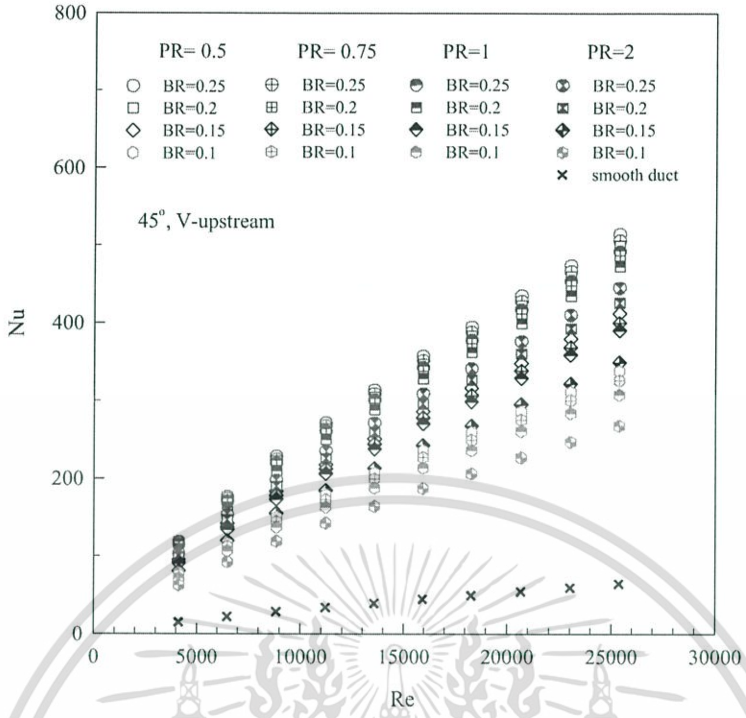
ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยแผ่นบางติดครีบ V-upstream มุม 45° อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ แสดงในพจน์ของเลขนัสเซิลท์, Nu และอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์, Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 6.3 (ก) การใช้ครีบ V-upstream มุม 45° ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดย Nu เพิ่มขึ้นตาม Re และครีบ V-upstream มุม 45° ที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ การจัดวางครีบที่ PR =0.5 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, 1 และ PR = 2 ตามลำดับ โดยที่ PR = 0.5 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 798-806%, 774-785%, 639-647% และ 524-531% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบในช่วง 785-791%, 755-765%, 620-627% และ 506-514% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 763-776%, 733-744%, 605-614% และ 477-486% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 690-699%, 661-672%, 541-548% และ 416-425% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.3 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 45° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.25 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ Nu เป็นอย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ

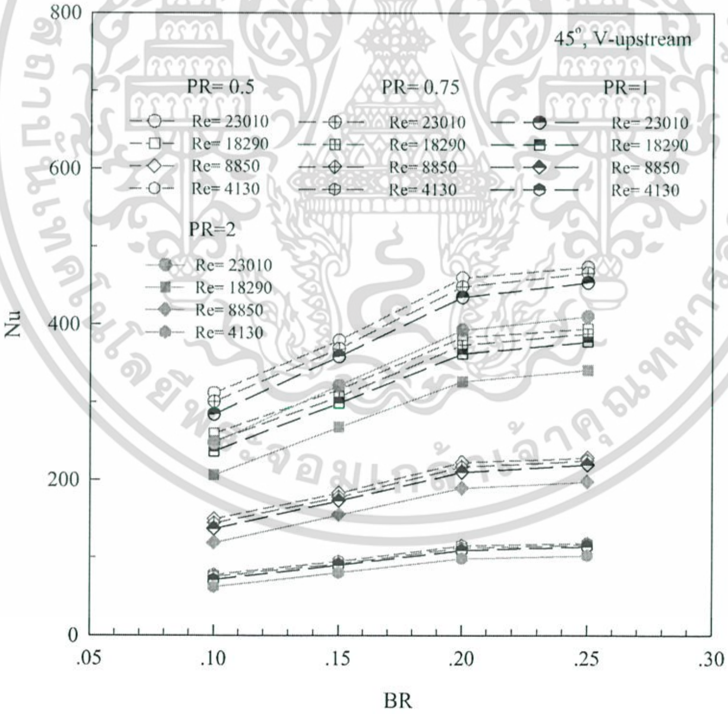
ผลการทดลองท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-upstream วางทำมุม 45° ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ แสดงในรูปที่ 6.4 (ก) พบว่า ครีบที่ BR สูงให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า BR ต่ำที่ทุกค่า Re และแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่ PR =0.5 ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ โดย PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 801%, 780%, 642% และ 527% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 789%, 760%, 624% และ 509% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 769%, 737%, 608% และ 481% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 694%, 665%, 544% และ 420% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.4 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 45° พบว่า กลุ่มครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบ PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ขณะที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



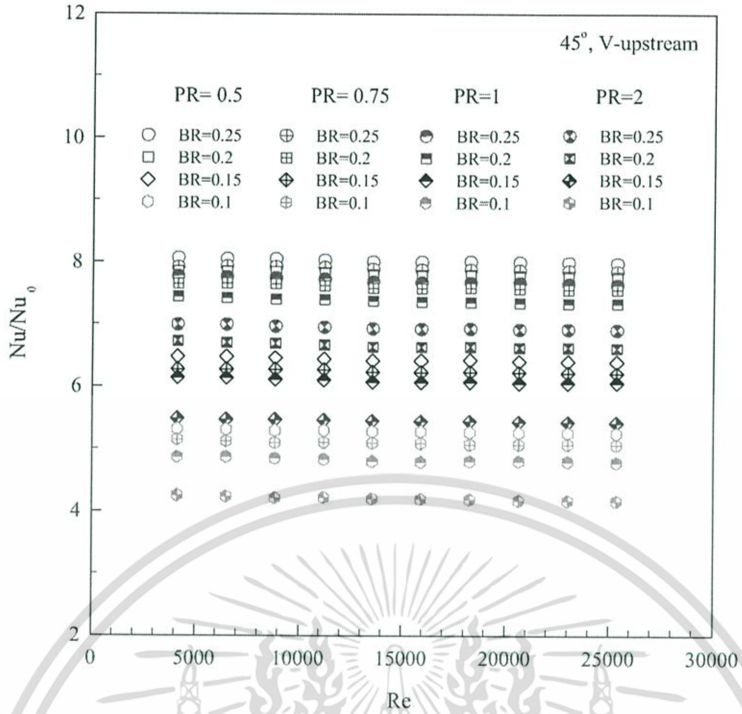
(ก)



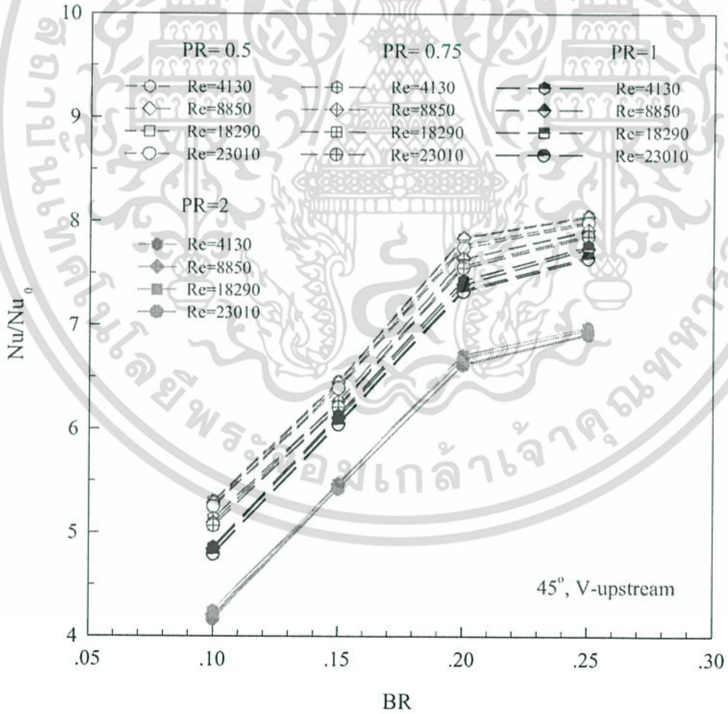
(ข)

รูปที่ 6.3 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีบ V-upstream 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 6.4 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีครีบ V-upstream 45^{o}

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.2 ตัวประกอบเสียดทาน V-upstream

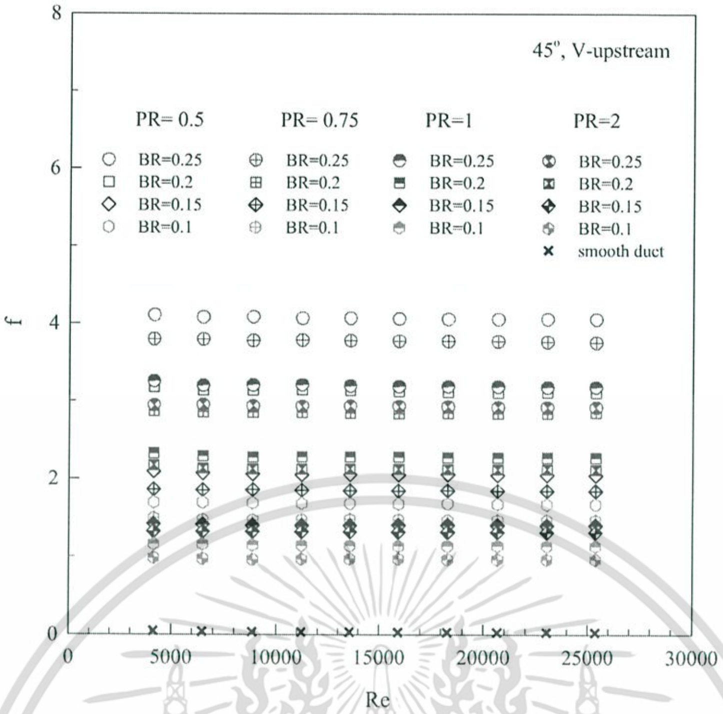
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re แสดงในรูปที่ 6.5 (ก) ท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่ครีบ V-upstream วางตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยติดตั้งครีบมุม 45° พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยครีบที่ PR = 0.5 มีค่า f มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ PR = 0.75 ครีบที่ PR = 1 ครีบที่ PR = 2 และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบที่ BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ โดย PR = 0.5 ให้ค่าค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 136 เท่า, 104 เท่า, 68 เท่า และ 56 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 126 เท่า, 95 เท่า, 62 เท่า และ 49 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 106 เท่า, 76 เท่า, 47 เท่า และ 38 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 98 เท่า, 71 เท่า, 44 เท่า และ 32 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.5 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 45° พบว่า กลุ่มครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบที่ PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ขณะที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

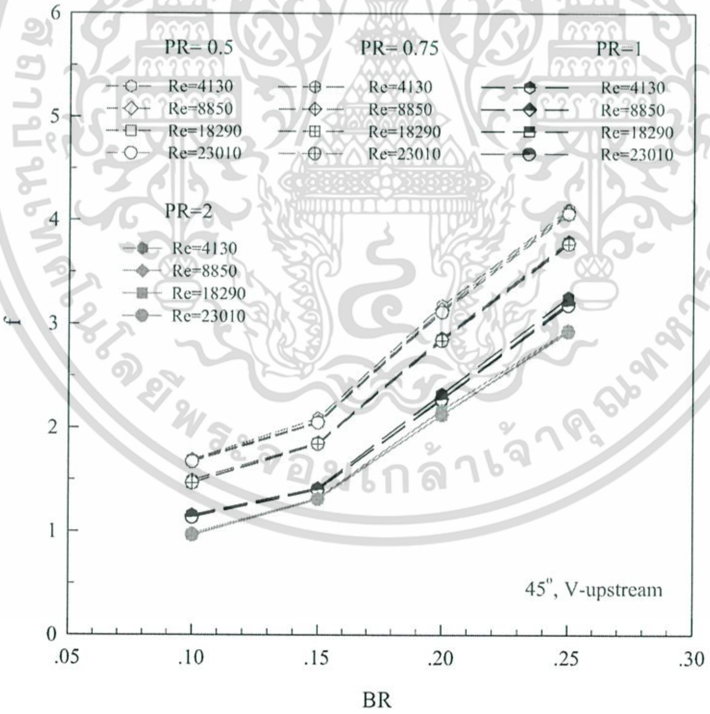
รูปที่ 6.6 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re พบว่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะที่ PR = 0.5 มีค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ซึ่งแนะนำให้ใช้ PR ไม่ควรเกิน 0.75 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลม (Blower) ได้มาก

รูปที่ 6.6 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 45° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยที่ BR = 0.25 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ f/f_0 เป็นอย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



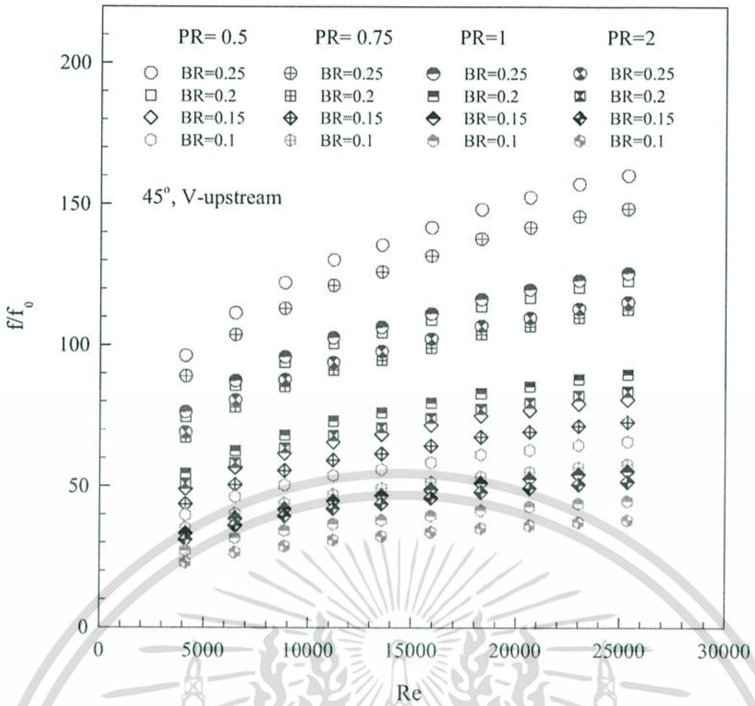
(ก)



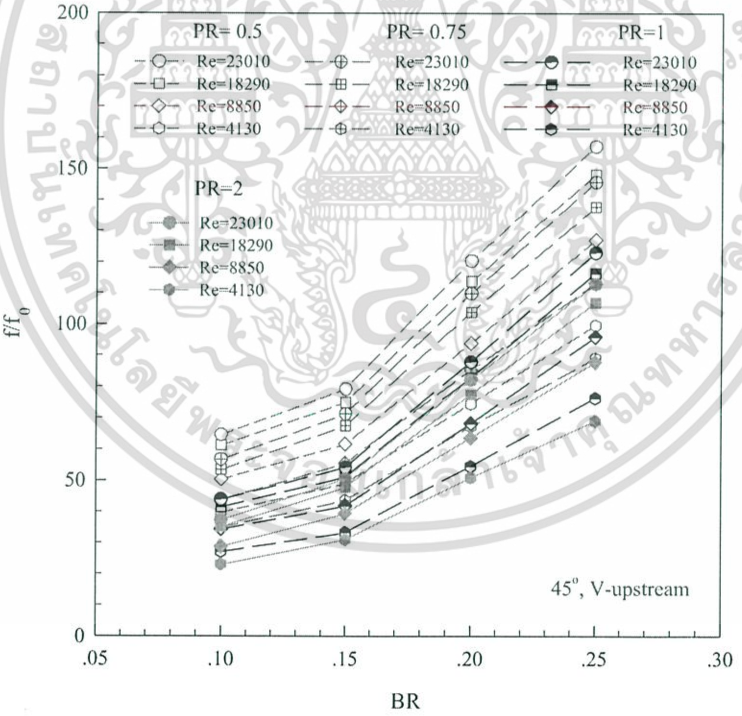
(ข)

รูปที่ 6.5 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีครีบ V-upstream 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

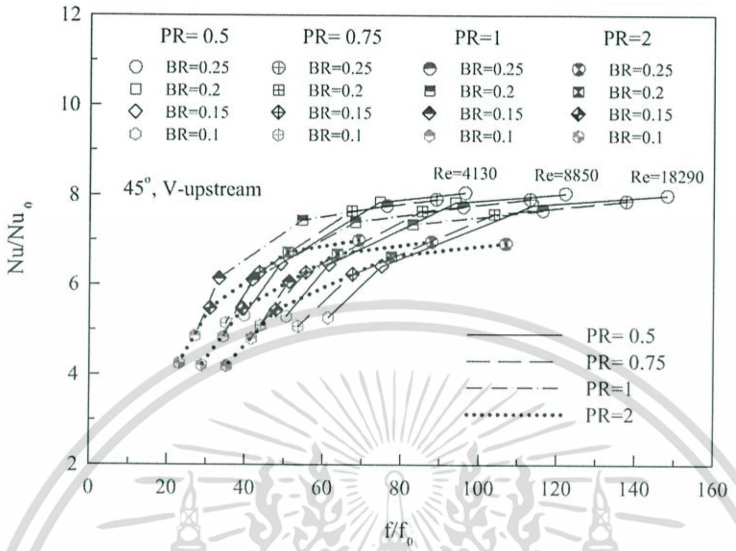
รูปที่ 6.6 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีครีบ V-upstream 45°

6.2.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน V-upstream

รูปที่ 6.7 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 45° ที่ความสูงและระยะพิตช์ต่าง ๆ พบว่า เมื่อ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ f/f_0 เพิ่มขึ้น โดยครีบที่ PR =

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

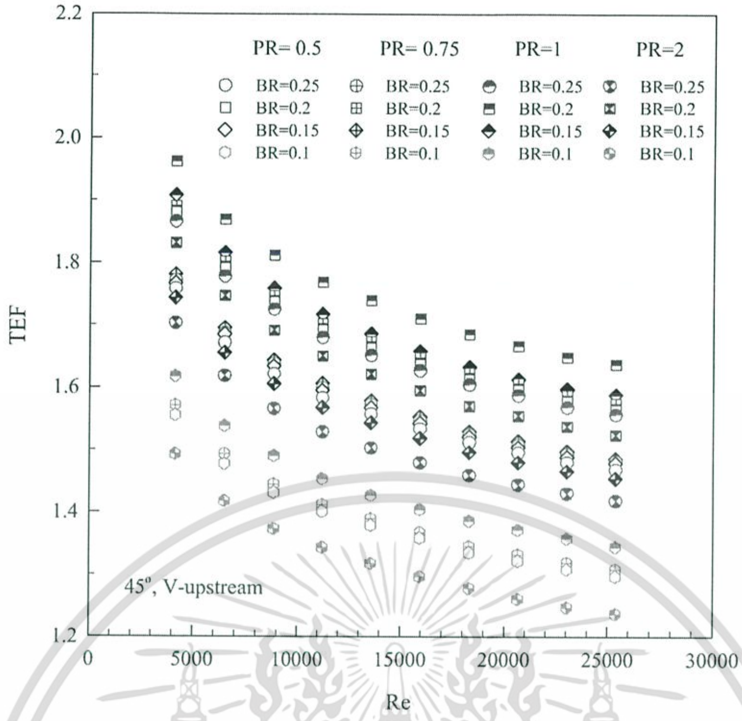


รูปที่ 6.7 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-upstream 45°

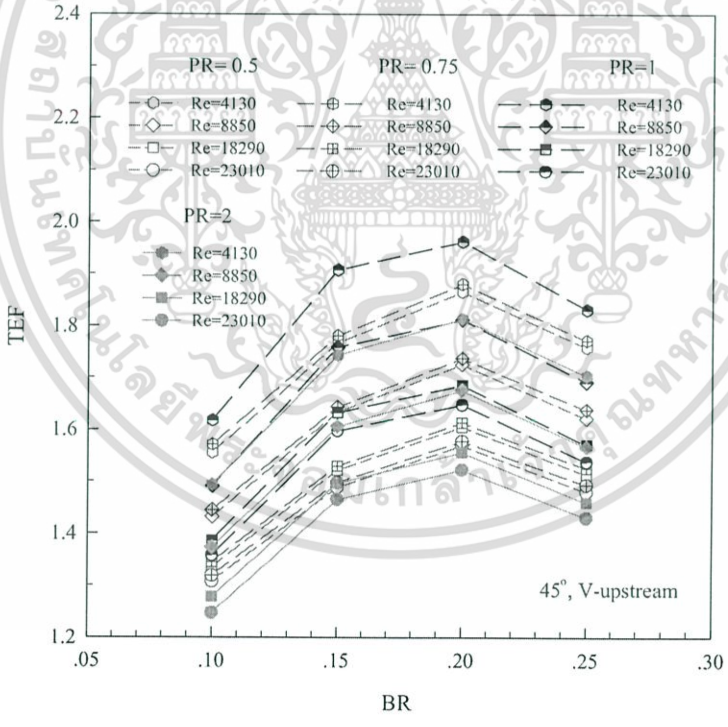
รูปที่ 6.8 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re การติดตั้งครีบที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ทุกค่า Re โดยที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ซึ่งที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 1.96, 1.91, 1.83 และ 1.62 สำหรับ BR = 0.2, BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่าการติดตั้งครีบ V-upstream มุม 45° ส่งผลให้ค่า TEF และ Nu/Nu_0 ที่สูงกว่าและการนำครีบ V-upstream มาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

รูปที่ 6.8 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 45° พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตาม PR, BR และ Re ที่ใช้งาน เมื่อพิจารณาที่ Re = 4,130 ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ ให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ซึ่งที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ตามลำดับ โดยค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ PR = 1, BR = 0.2 และ Re = 4,130

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 6.8 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีบ V-upstream 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.4 การถ่ายเทความร้อน V-downstream

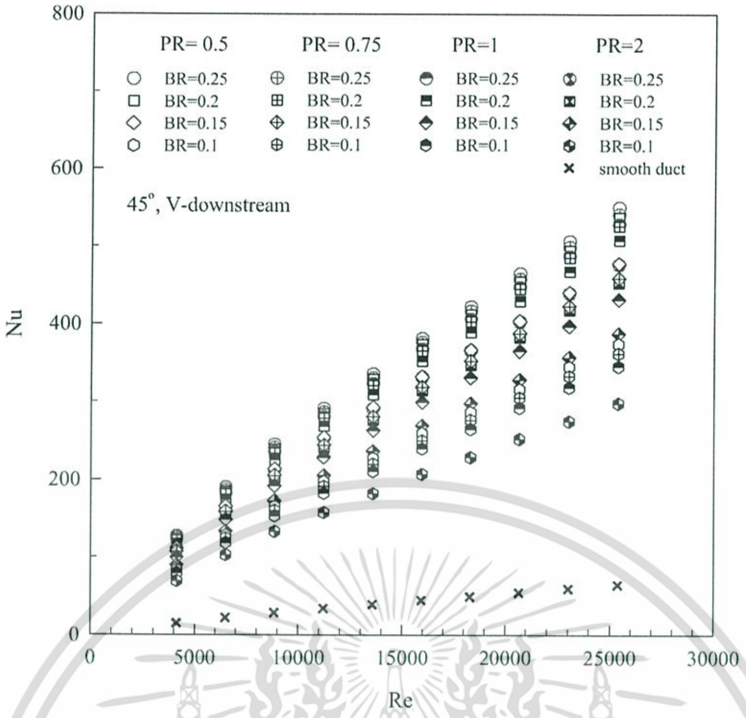
ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยแผ่นบางติดครีบ V-downstream มุม 45° เพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของทิศทางการไหล โดยมี BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ แสดงในพจน์ของ Nu และ Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 6.9 (ก) การใช้ครีบ V-downstream มุม 45° ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดยค่า Nu เพิ่มขึ้นตาม Re และการติดตั้งครีบ V-downstream ที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ การจัดวางครีบที่ PR =0.5 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, 1 และ PR = 2 ตามลำดับ โดยที่ PR = 0.5 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 853-865%, 833-844%, 741-752% และ 580-586% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 840-851%, 816-824%, 711-728% และ 561-567% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 820-833%, 787-797%, 668-677% และ 536-542% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 739-748%, 702-717%, 600-609% และ 462-470% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.9 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 45° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.25 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ Nu เป็นอย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ

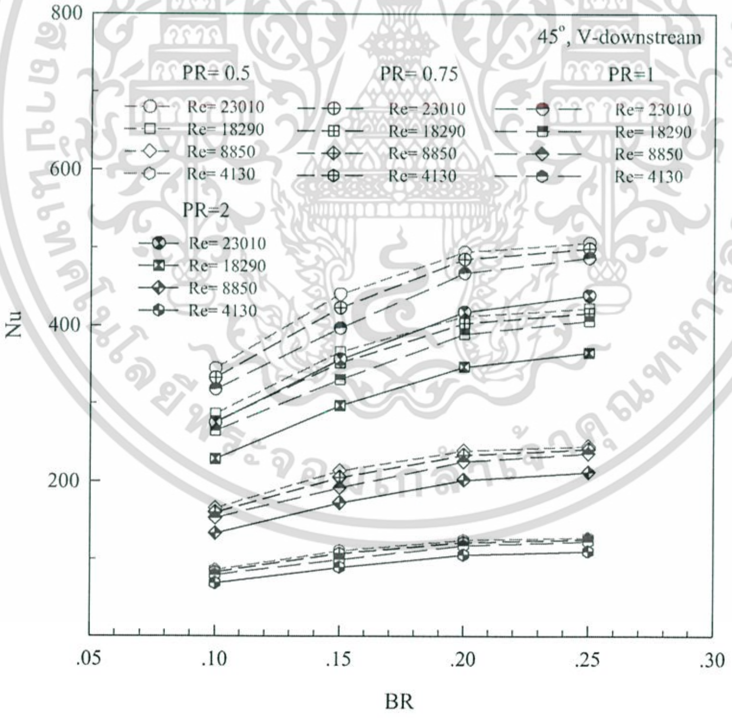
ผลการทดลองท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-downstream วางทำมุม 45° ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ แสดงในรูปที่ 6.10 (ก) พบว่า ครีบที่ BR สูงให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า BR ต่ำที่ทุกค่า Re และแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่ PR =0.5 ให้ Nu/Nu_0 มากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ โดย PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 858%, 838%, 747% และ 582% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 845%, 820%, 718% และ 563% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 826%, 791%, 673% และ 538% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 743%, 707%, 604% และ 465% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.10 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 45° พบว่า กลุ่มครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบ PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ขณะที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



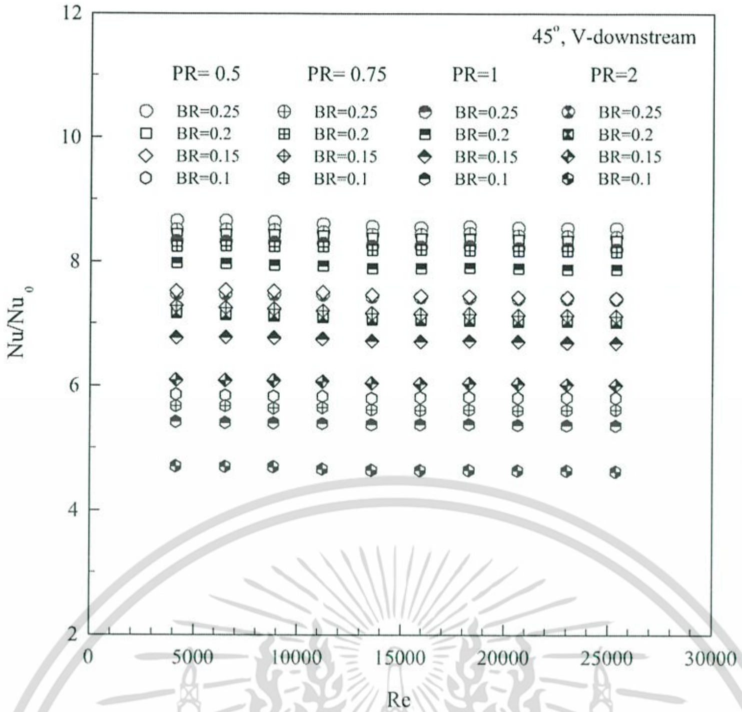
(ก)



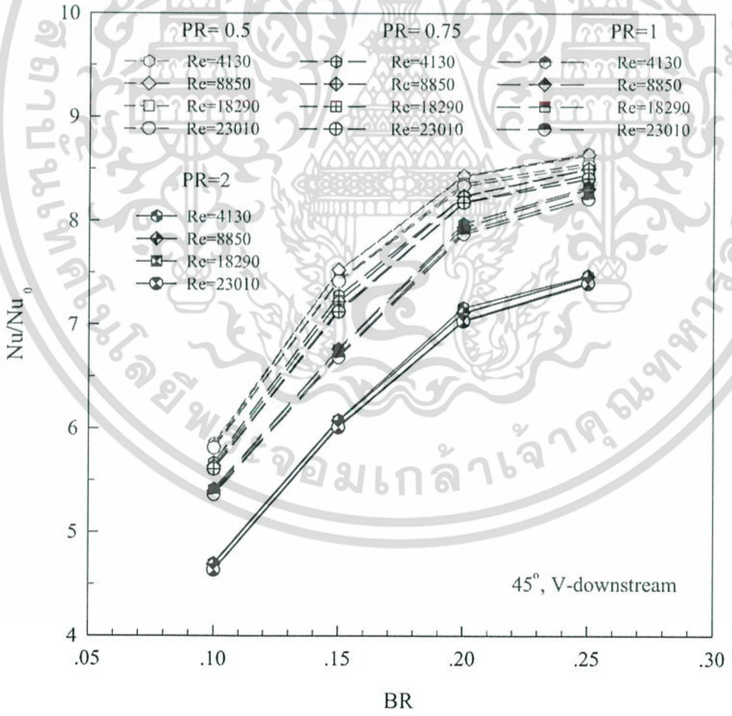
(ข)

รูปที่ 6.9 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีบ V-downstream 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 6.10 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีครีบ V-downstream 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.5 ตัวประกอบเสียดทาน V-downstream

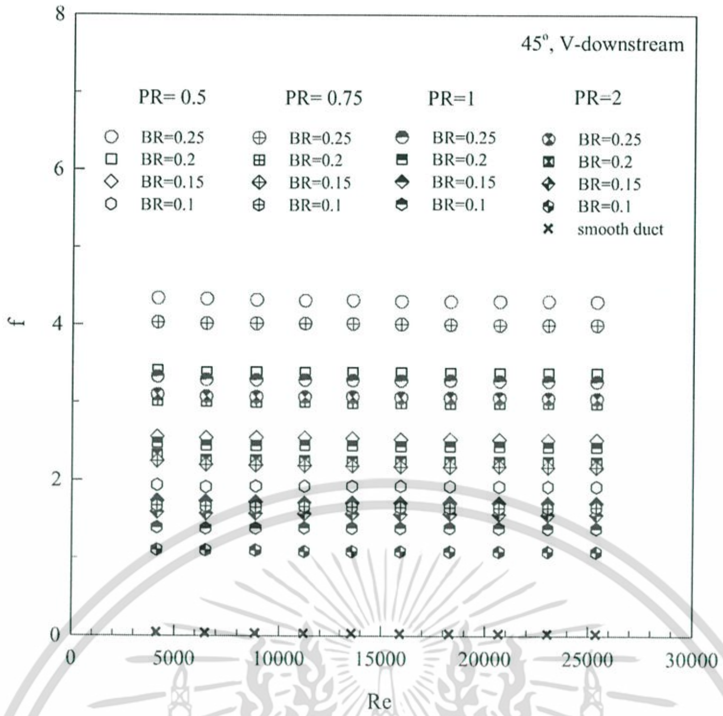
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re แสดงในรูปที่ 6.11 (ก) ท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่ครีบ V-downstream วางตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยติดตั้งครีบมุม 45° พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยครีบที่ PR = 0.5 มีค่า f มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ PR = 0.75 ครีบที่ PR = 1 ครีบที่ PR = 2 และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบที่ BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ โดย PR = 0.5 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 144 เท่า, 113 เท่า, 84 เท่า และ 64 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 134 เท่า, 100 เท่า, 73 เท่า และ 55 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 109 เท่า, 81 เท่า, 57 เท่า และ 46 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 102 เท่า, 75 เท่า, 52 เท่า และ 36 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.11 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 45° พบว่า กลุ่มครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบที่ PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ขณะที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

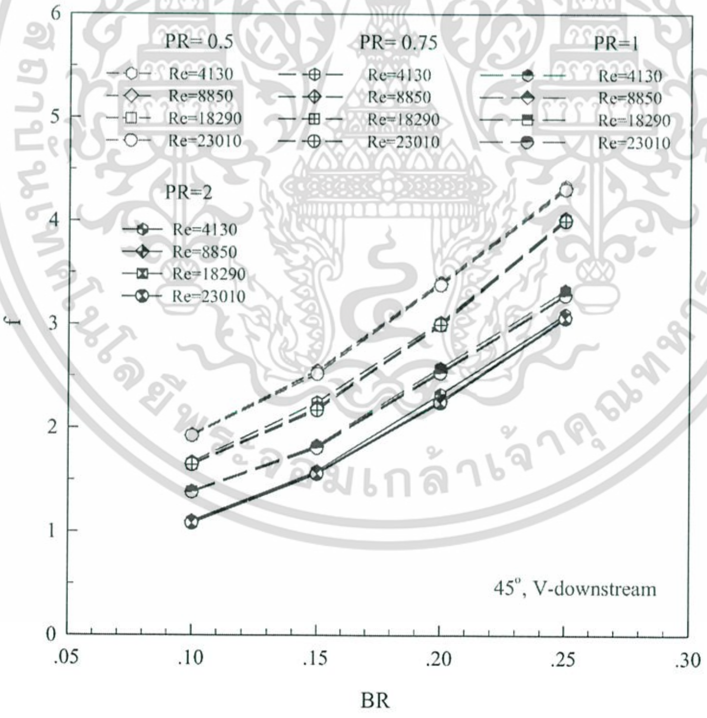
รูปที่ 6.12 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 45° พบว่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะที่ PR = 0.5 มีค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ซึ่งแนะนำให้ใช้ PR ไม่ควรเกิน 0.75 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลมได้มาก

รูปที่ 6.12 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 45° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.25 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ f/f_0 เป็นอย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



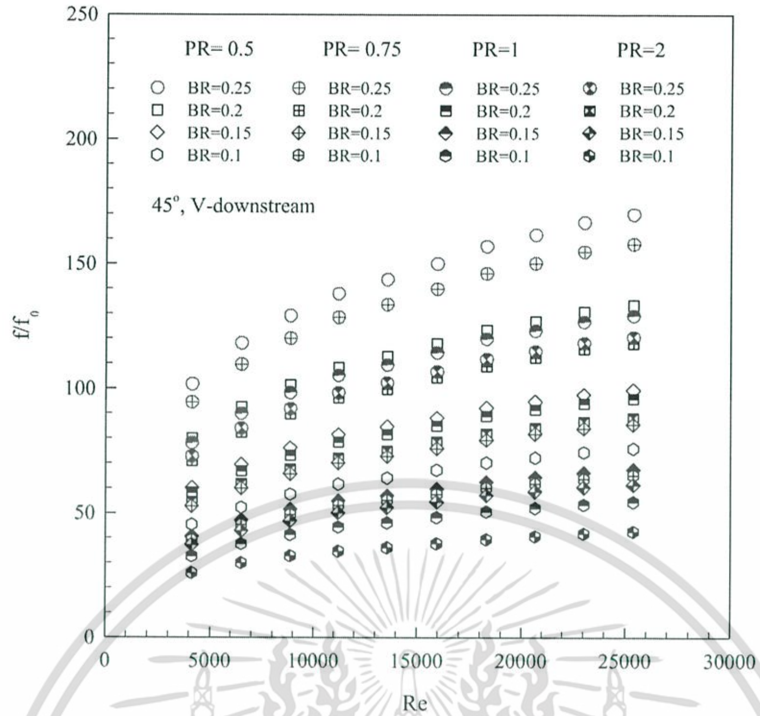
(ก)



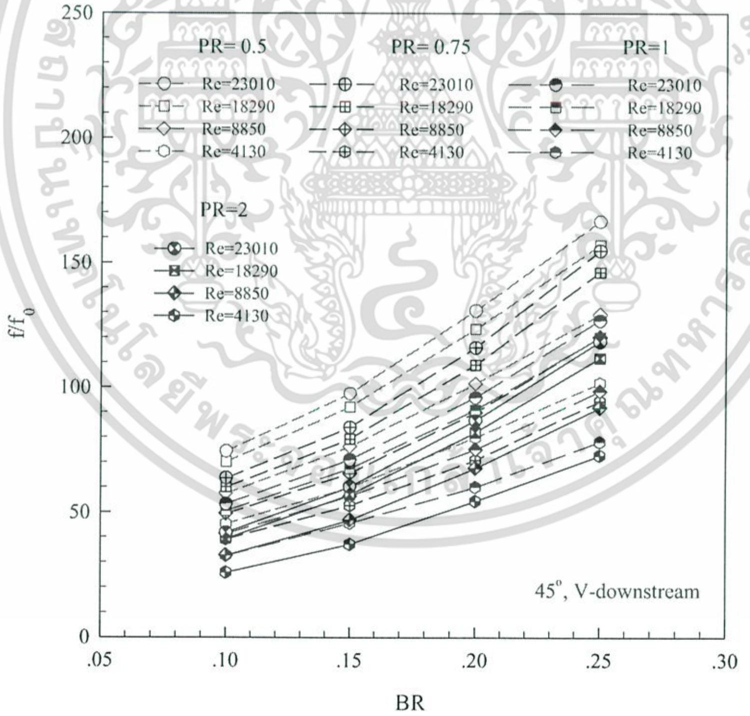
(ข)

รูปที่ 6.11 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีครีบ V-downstream 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



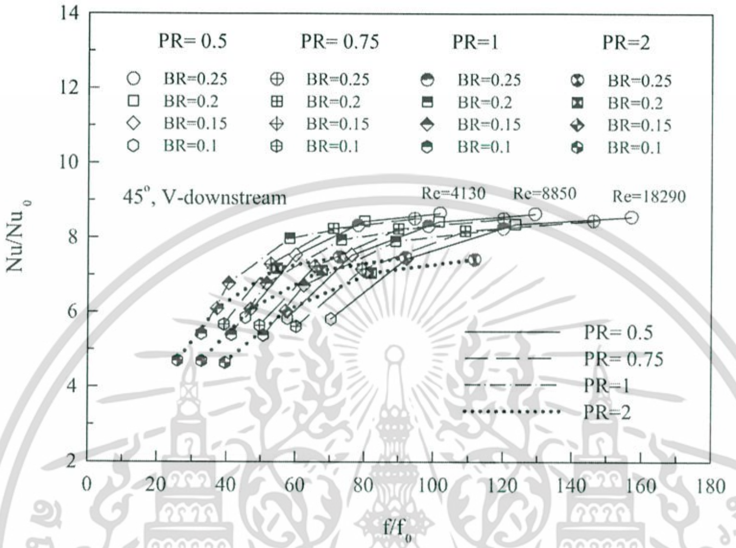
(ข)

รูปที่ 6.12 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีครีบ V-downstream 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.6 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน V-downstream

รูปที่ 6.13 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 45° ที่ความสูงและระยะพิตช์ต่าง ๆ พบว่า เมื่อ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ f/f_0 เพิ่มขึ้น โดยครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

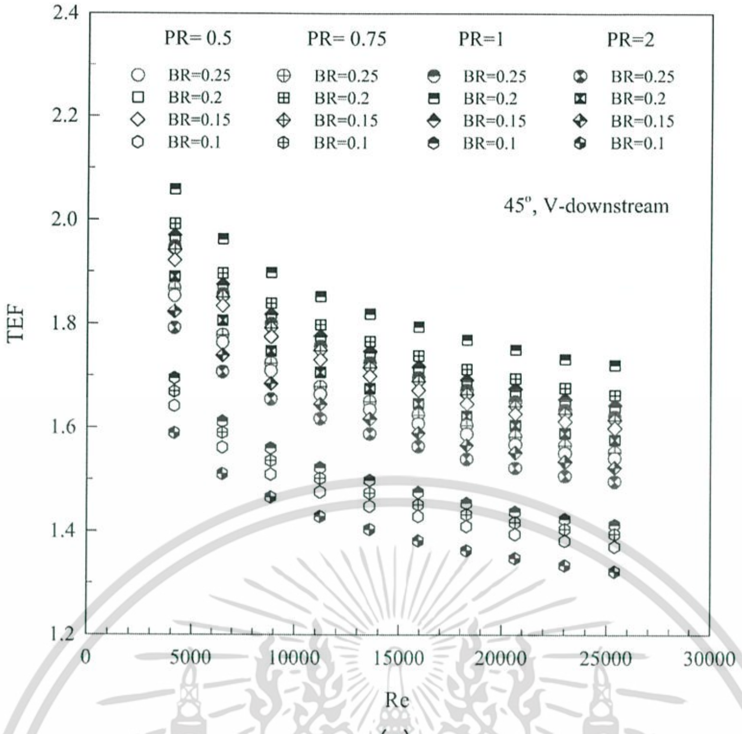


รูปที่ 6.13 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-downstream 45°

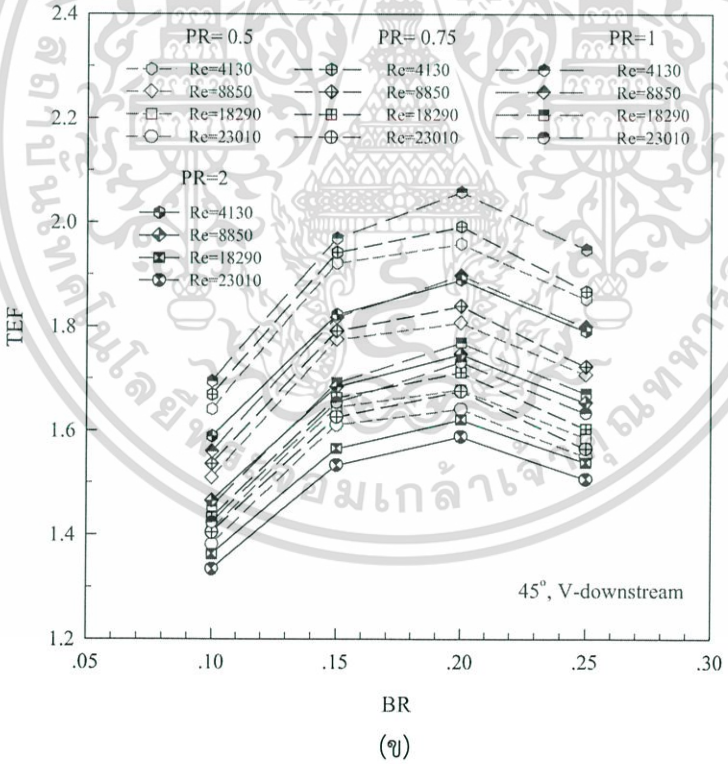
รูปที่ 6.14 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re การติดตั้งครีบที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ทุกค่า Re โดยที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ซึ่งที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 2.06, 1.97, 1.95 และ 1.70 สำหรับ BR = 0.2, 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่า การติดตั้งครีบ V-downstream มุม 45° ส่งผลให้ค่า TEF และ Nu/Nu_0 ที่สูงกว่าและการนำครีบ V-downstream มาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

รูปที่ 6.14 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 45° พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตาม PR, BR และ Re ที่ใช้งาน เมื่อพิจารณาที่ Re = 4,130 ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ ให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ซึ่งที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ตามลำดับ โดยค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ PR = 1, BR = 0.2 และ Re = 4,130

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 6.14 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีบ V-downstream 45°

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อจัตุรัส โดยใช้ครีบ V-upstream และ V-downstream มีมุมปะทะ 45°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 แสดงในพจน์ของ Nu และ f โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปั่นป่วนด้วยแผ่นบางติดครีบตัววีมุมปะทะ 45° พบว่า การติดตั้งแผ่นบางติดครีบ V-downstream ให้ค่าการค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันสูงกว่าการติดตั้งแผ่นบางติดครีบ V-upstream ขณะเดียวกันก็ให้ค่า TEF สูงกว่าเช่นกัน โดยการใช้ครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด และให้การสูญเสียความดันเพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน สำหรับครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุดทั้ง V-upstream และ V-downstream โดยการติดตั้งแผ่นบางติดครีบ V-downstream ให้ค่า Nu สูงกว่าการติดตั้งแผ่นบางติดครีบ V-upstream เท่ากับ 7%, ให้ค่า f สูงกว่า 6% และให้ค่า TEF สูงกว่า 5% สำหรับการติดตั้งครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 ซึ่งครีบ V-downstream ที่ BR = 0.2, PR = 1 ให้ค่า TEF สูงถึง 2.06 ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด

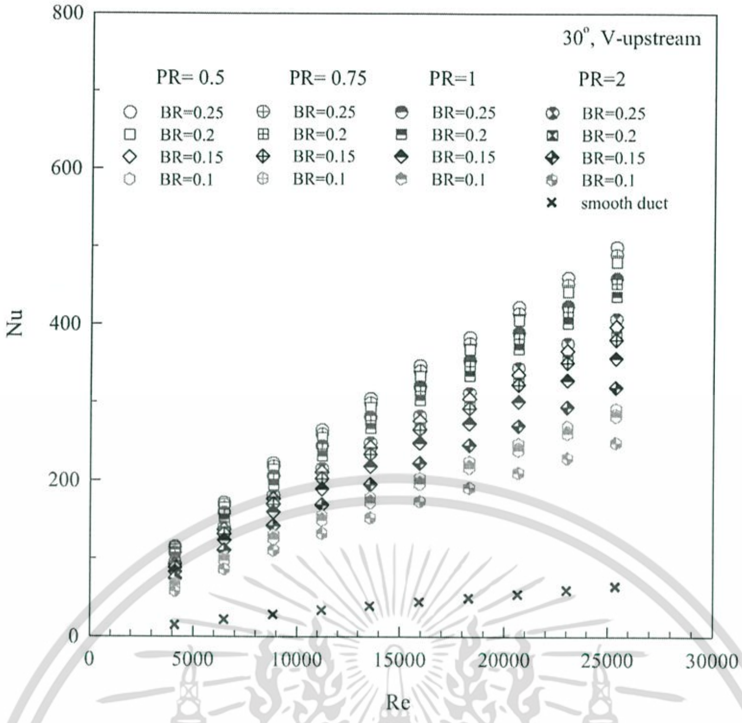
6.3 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบตัววี 30° (V-upstream และ V-downstream)

6.3.1 การถ่ายเทความร้อน V-upstream

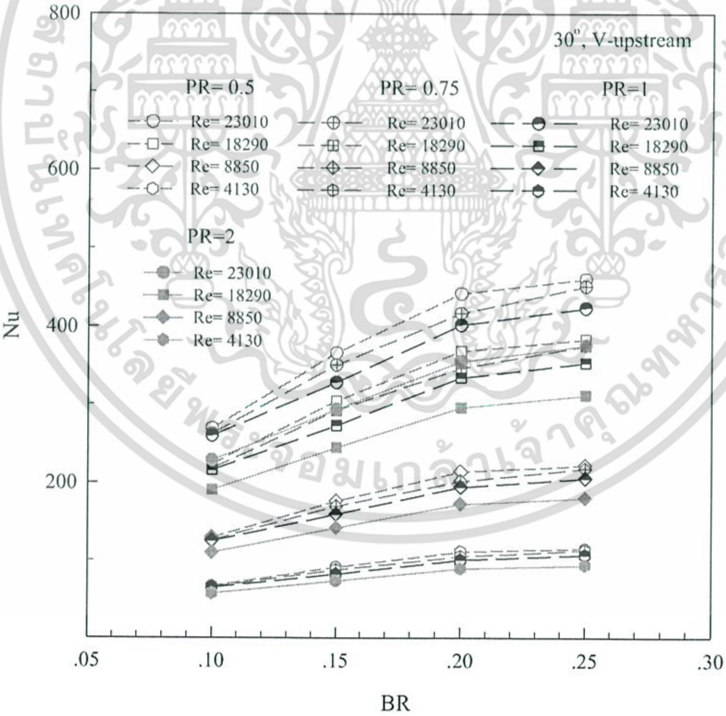
ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยแผ่นบางติดครีบ V-upstream มุม 30° อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตซ์ครีบต่อความสูงท่อ, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ แสดงในพจน์ของ Nu และ Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 6.15 (ก) การใช้ครีบ V-upstream มุม 30° ช่วยสร้างความปั่นป่วนและ ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดย Nu เพิ่มขึ้นตาม Re และการติดตั้งครีบ V-upstream มุม 30° ที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ การจัดวางครีบที่ PR =0.5 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, 1 และ PR = 2 ตามลำดับ โดยที่ PR = 0.5 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ ในช่วง 775-781%, 745-755%, 615-622% และ 441-460% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 760-767%, 702-713%, 590-599% และ 441-451% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 712-726%, 676-684%, 553-561% และ 437-445% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 631-638%, 598-610%, 495-503% และ 385-394% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.15 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 30° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.25 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ Nu เป็นอย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



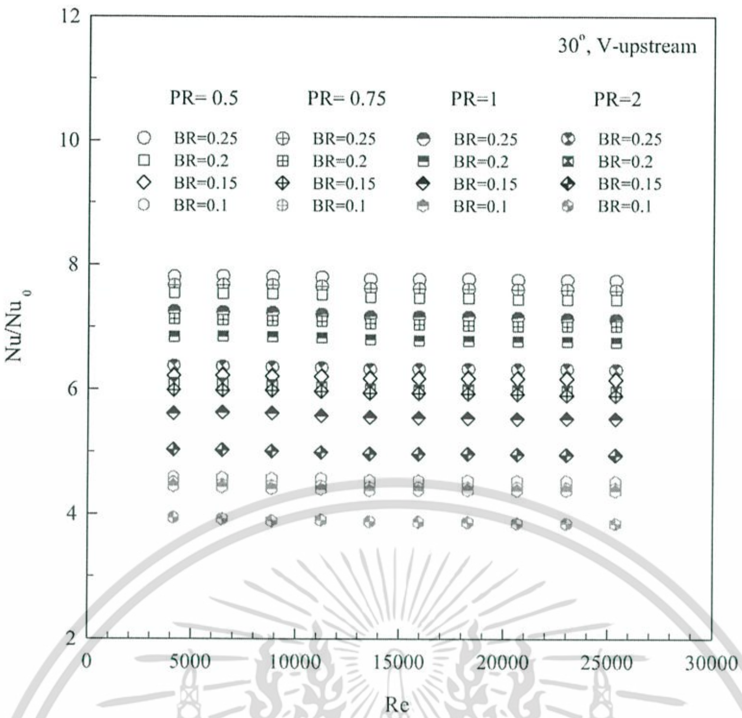
(ก)



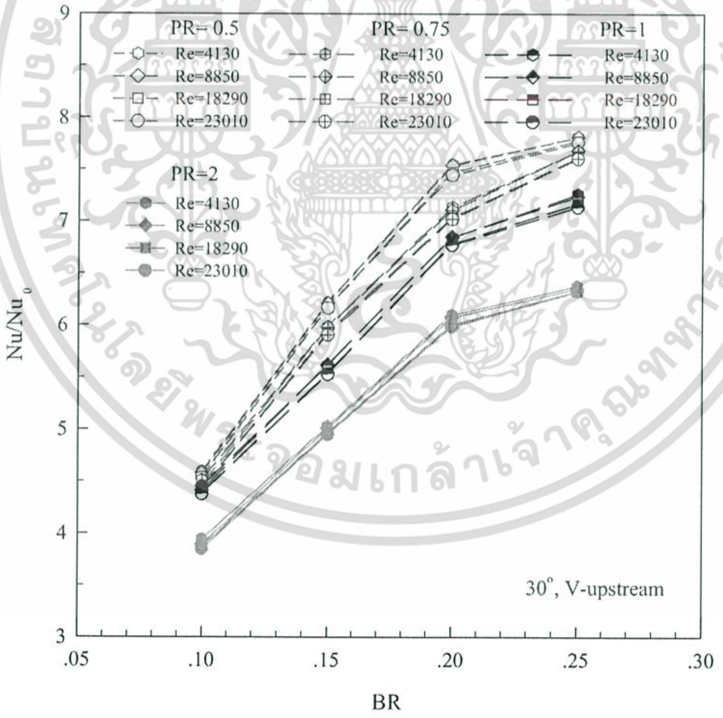
(ข)

รูปที่ 6.15 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีบ V-upstream 30°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 6.16 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีครีบ V-upstream 30°

ผลการทดลองท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-upstream ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ 30° แสดงในรูปที่ 6.16 (ก) พบว่า ครีบที่ BR สูงให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า BR ต่ำที่ทุกค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Re และแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่ PR =0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ โดย PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 778%, 749%, 619% และ 455% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 763%, 707%, 595% และ 444% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 719%, 680%, 557% และ 440% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 634%, 603%, 498% และ 389% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.16 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 30° พบว่า กลุ่มครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบ PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ขณะที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

6.3.2 ตัวประกอบเสียดทาน V-upstream

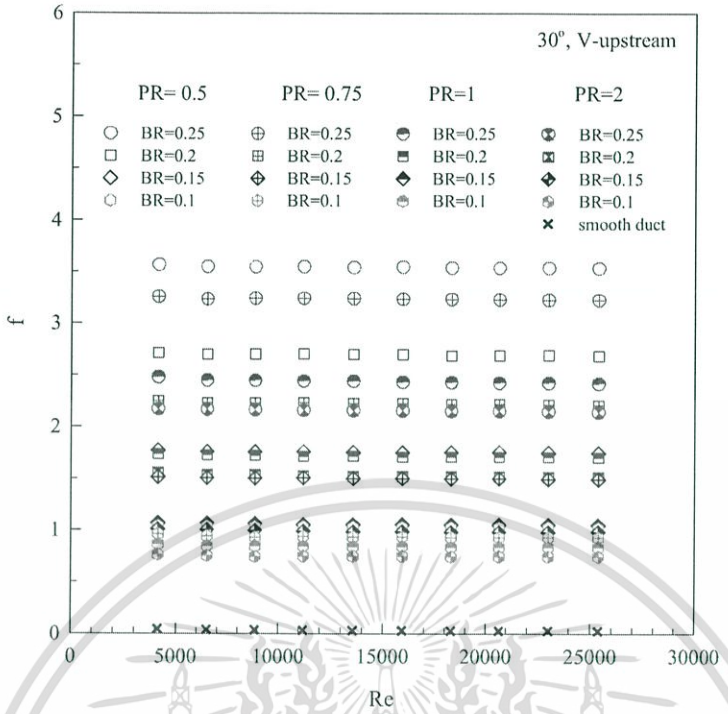
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re แสดงในรูปที่ 6.17 (ก) ท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่ครีบ V-upstream วางตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยติดตั้งครีบมุม 30° พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยครีบที่ PR = 0.5 มีค่า f มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ PR = 0.75 ครีบที่ PR = 1 ครีบที่ PR = 2 และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบที่ BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ โดย PR = 0.5 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 118 เท่า, 90 เท่า, 58 เท่า และ 34 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 108 เท่า, 74 เท่า, 50 เท่า และ 31 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 81 เท่า, 57 เท่า, 35 เท่า และ 28 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 72 เท่า, 51 เท่า, 33 เท่า และ 25 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.17 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 30° พบว่า กลุ่มครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบที่ PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ขณะที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

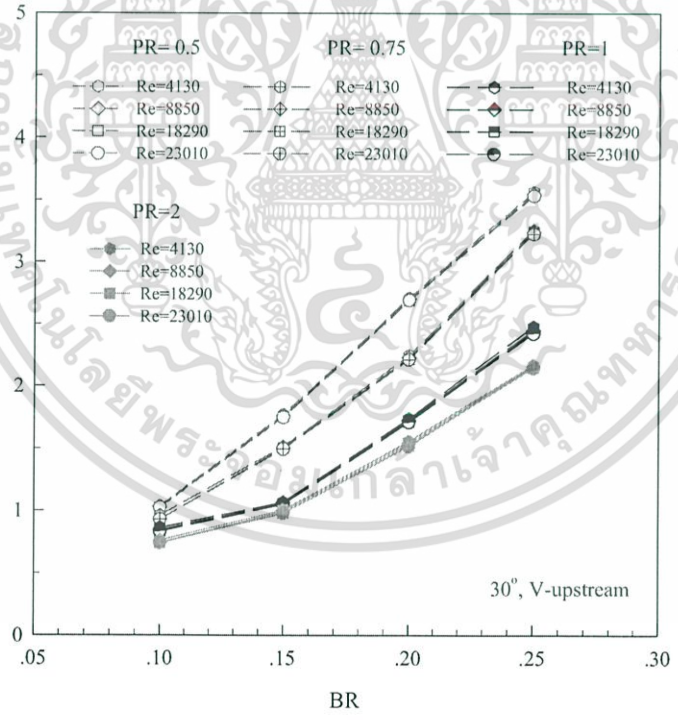
รูปที่ 6.18 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re พบว่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะที่ PR = 0.5 มีค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ซึ่งแนะนำให้ใช้ PR ไม่ควรเกิน 0.75 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลมได้มาก

รูปที่ 6.18 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 30° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.25 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ f/f_0 เป็นอย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



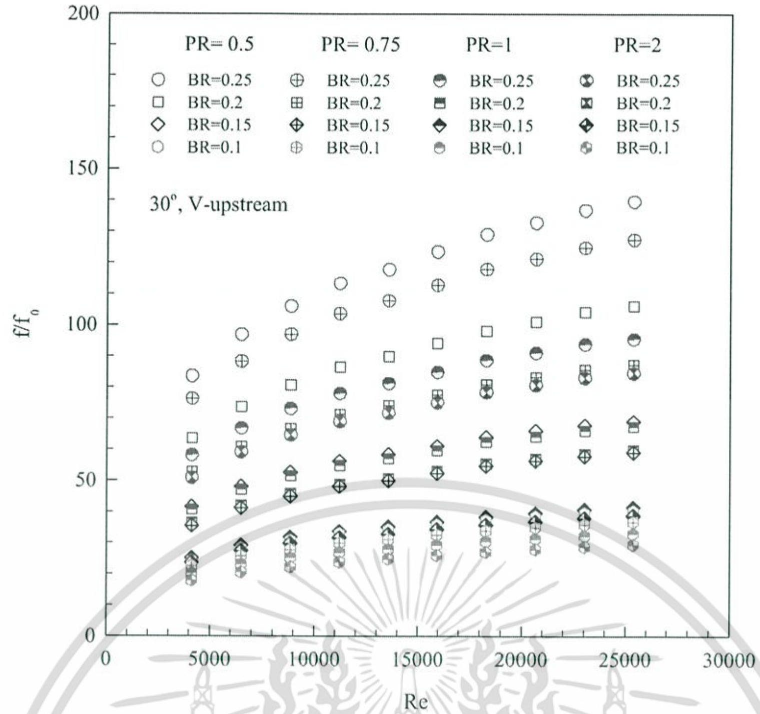
(ก)



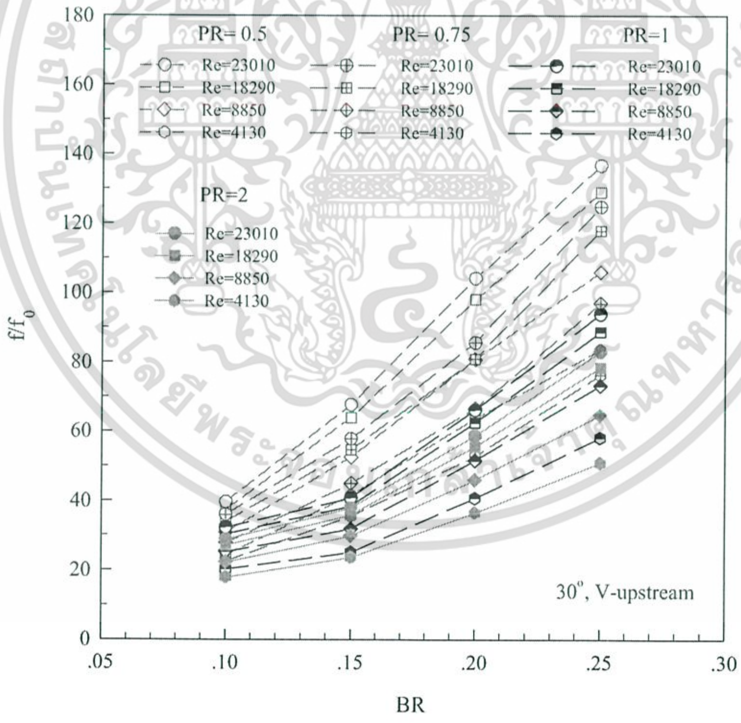
(ข)

รูปที่ 6.17 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีครีบ V-upstream 30°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



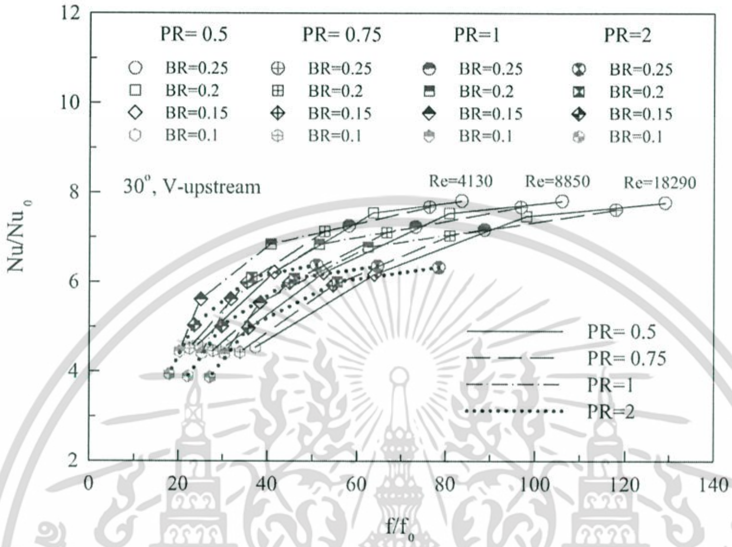
(ข)

รูปที่ 6.18 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีครีบ V-upstream 30°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.3.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน V-upstream

รูปที่ 6.19 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 30° ที่ความสูงและระยะพิตช์ต่าง ๆ พบว่า เมื่อ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ f/f_0 เพิ่มขึ้น โดยครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

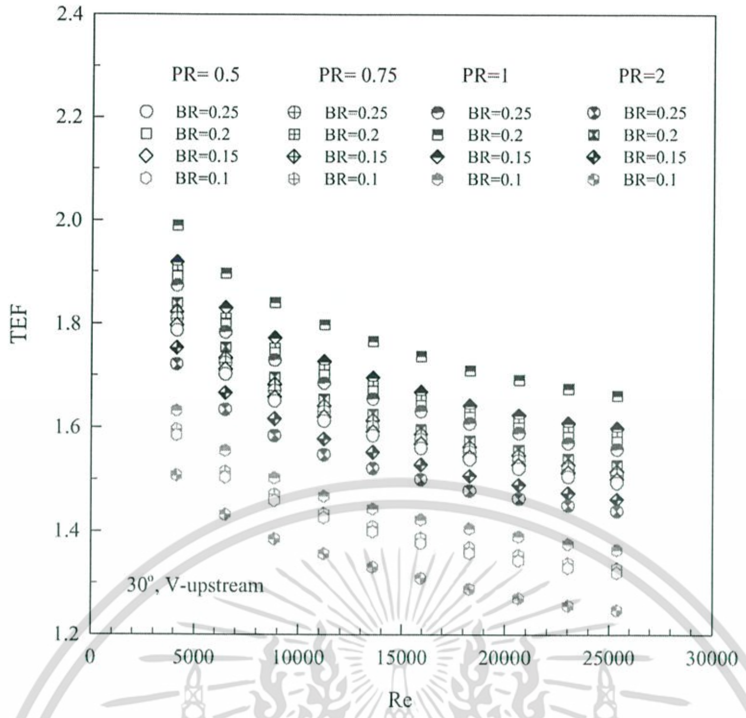


รูปที่ 6.19 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-upstream 30°

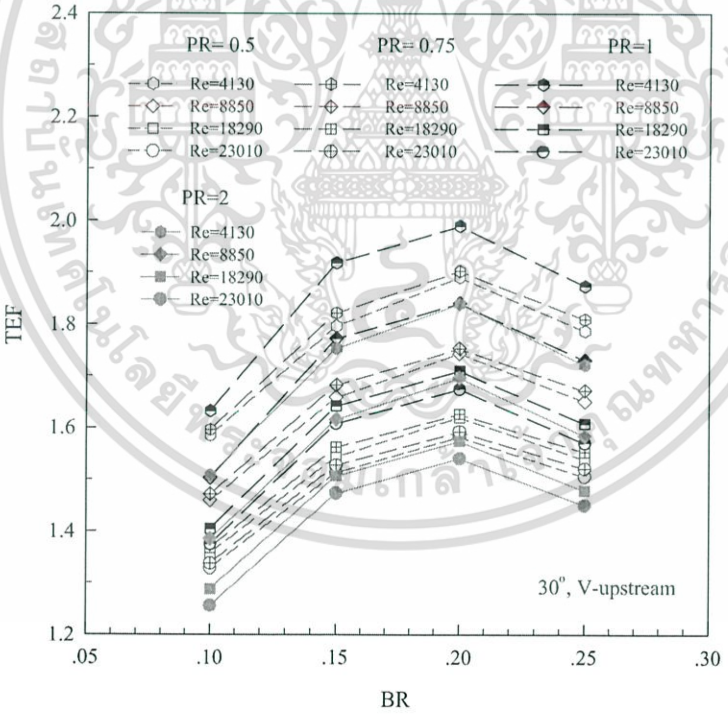
รูปที่ 6.20 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re การติดตั้งครีบที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ทุกค่า Re โดยที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ซึ่งที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 1.99, 1.92, 1.87 และ 1.63 สำหรับ BR = 0.2, 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่า การติดตั้งครีบ V-upstream มุม 30° ส่งผลให้ค่า TEF และ Nu/Nu_0 ที่สูงกว่าและการนำครีบ V-upstream มาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

รูปที่ 6.20 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 30° พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตาม PR, BR และ Re ที่ใช้งาน เมื่อพิจารณาที่ Re = 4,130 ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ ให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ซึ่งที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ตามลำดับ โดยค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ PR = 1, BR = 0.2 และ Re = 4,130

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 6.20 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีบ V-upstream 30°

6.3.4 การถ่ายเทความร้อน V-downstream

ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยแผ่นบางติดครีบ V-downstream มุม 30° เพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของทิศทางการไหล โดย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

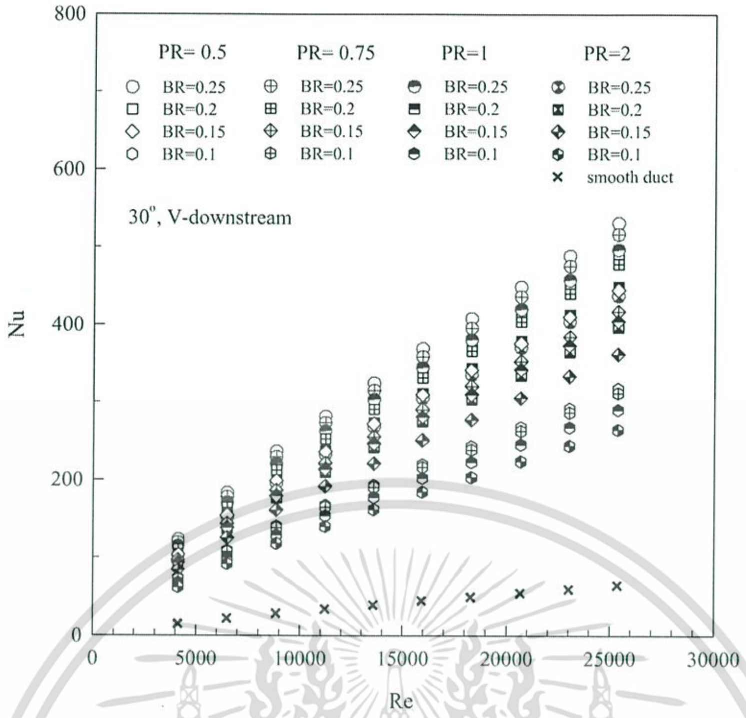
มีอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ แสดงในพจน์ของ Nu และ Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 6.21 (ก) การใช้ครีบ V-downstream มุม 30° ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดยค่า Nu เพิ่มขึ้นตาม Re และการติดตั้งครีบ V-downstream ที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ การจัดวางครีบที่ PR =0.5 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, 1 และ PR = 2 ตามลำดับ โดยที่ PR = 0.5 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ ในช่วง 823-835%, 751-759%, 689-701% และ 493-497% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 801-810%, 742-750%, 648-655% และ 484-490% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 770-777%, 697-709%, 627-632% และ 450-459% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 679-689%, 615-625%, 561-570% และ 411-420% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.21 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 30° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.25 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Reจะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ Nu เป็นอย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ

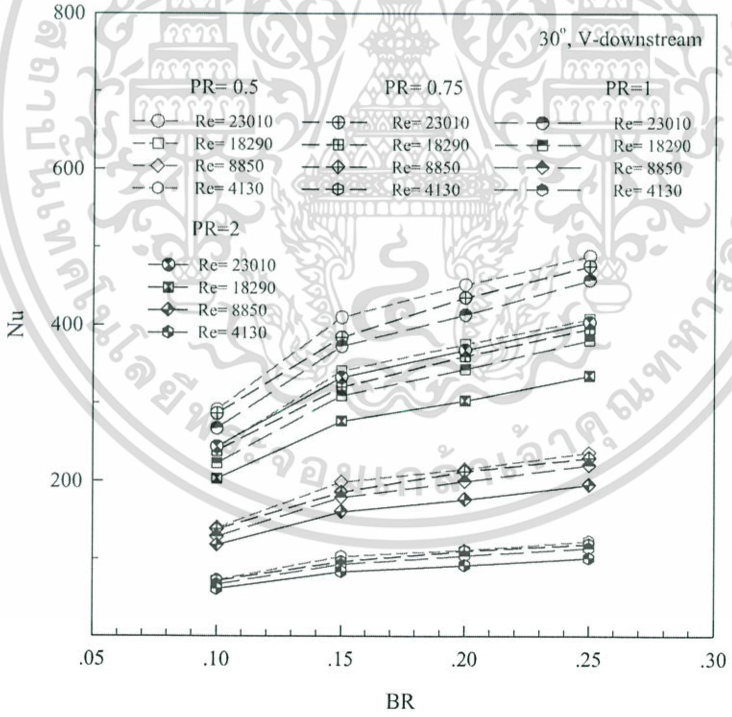
ผลการทดลองท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-downstream วางทำมุม 30° ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ แสดงในรูปที่ 6.22 (ก) พบว่า ครีบที่ BR สูงให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า BR ต่ำที่ทุกค่า Re และแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่ PR =0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ โดย PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 829%, 755%, 695% และ 494% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 805%, 745%, 651% และ 486% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 774%, 700%, 630% และ 454% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 684%, 619%, 564% และ 414% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.22 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 30° พบว่า กลุ่มครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบ PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ขณะที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



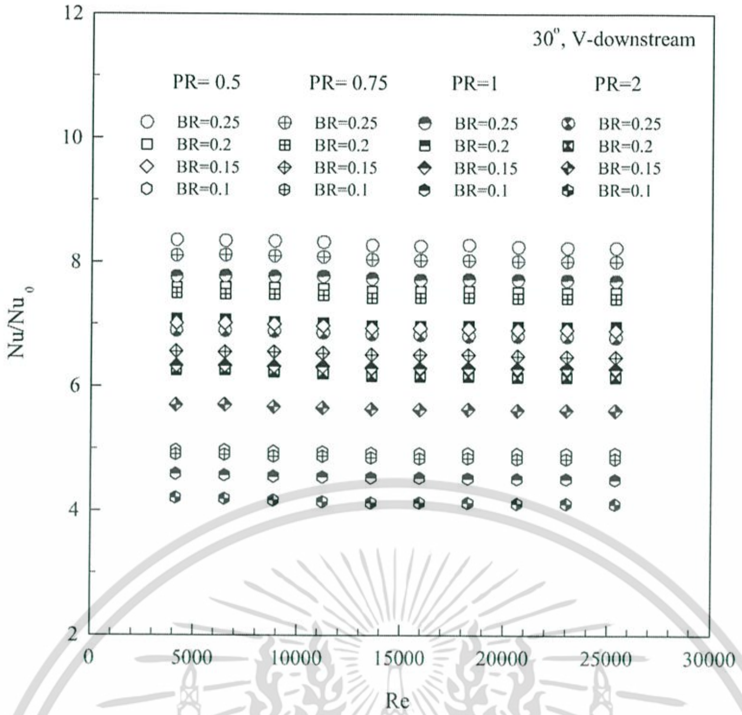
(ก)



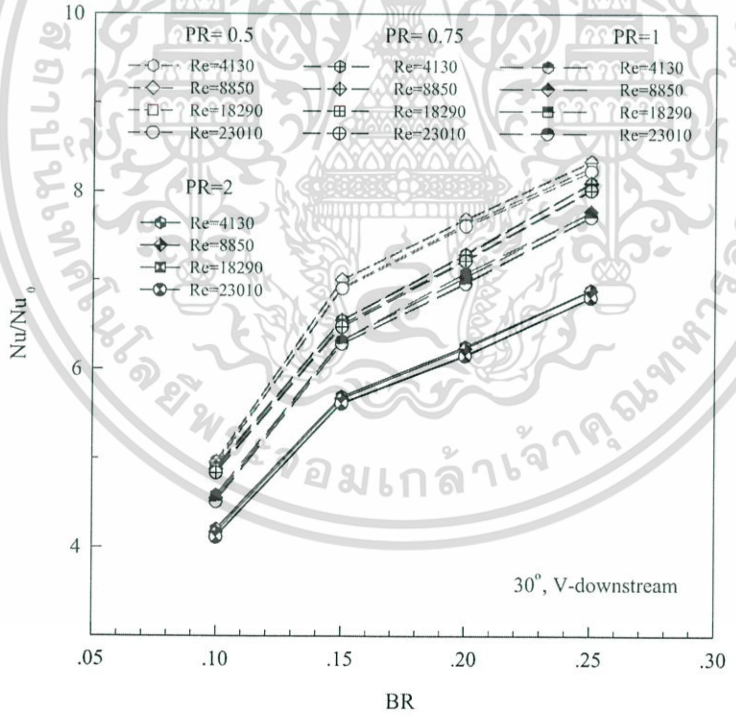
(ข)

รูปที่ 6.21 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีบ V-downstream 30°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 6.22 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีครีบ V-downstream 30°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.3.5 ตัวประกอบเสียดทาน V-downstream

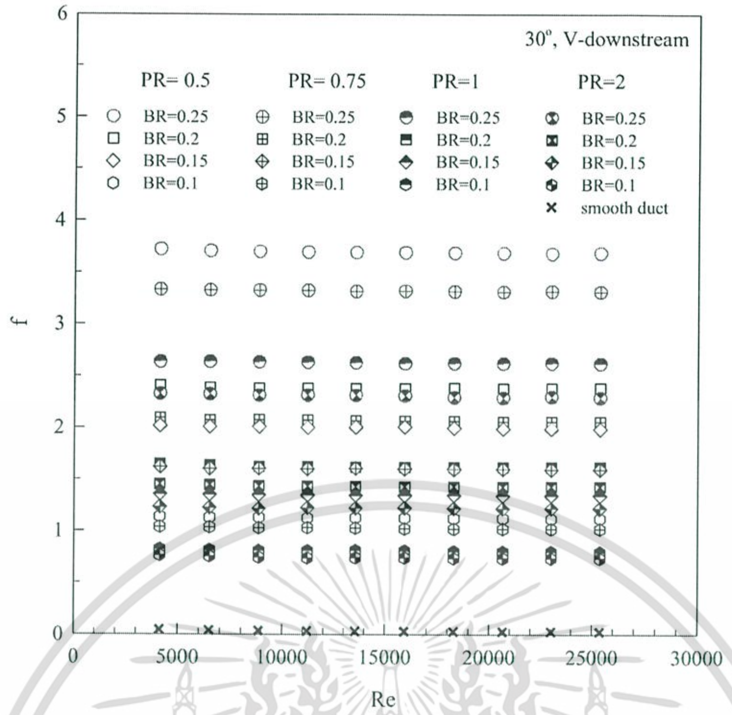
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re แสดงในรูปที่ 6.23 (ก) ท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่ครีบ V-downstream วางตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยติดตั้งครีมุม 30° พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยครีบที่ PR = 0.5 มีค่า f มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ PR = 0.75 ครีบที่ PR = 1 ครีบที่ PR = 2 และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบที่ BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ โดย PR = 0.5 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 123 เท่า, 79 เท่า, 67 เท่า และ 37 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 111 เท่า, 69 เท่า, 53 เท่า และ 34 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 87 เท่า, 54 เท่า, 45 เท่า และ 27 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 77 เท่า, 48 เท่า, 41 เท่า และ 25 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.23 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 30° พบว่า กลุ่มครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบที่ PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ขณะที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

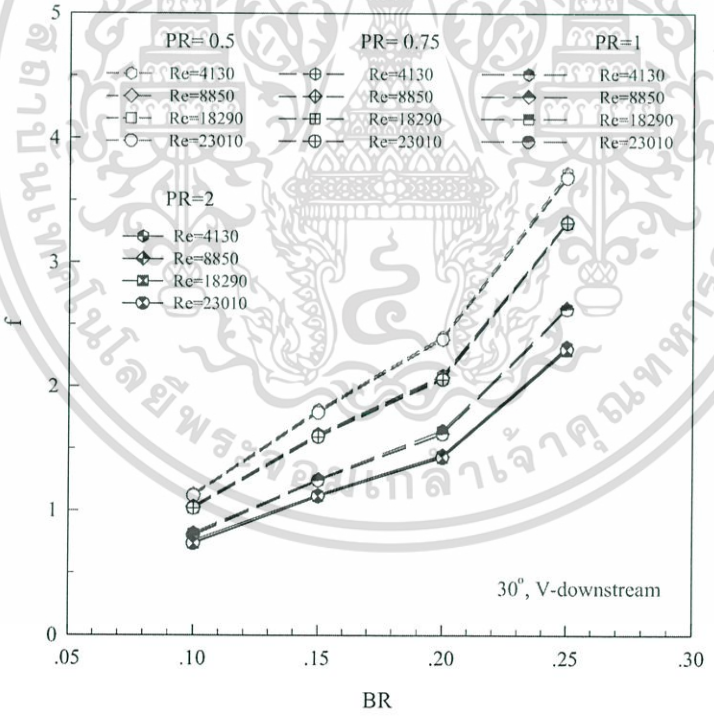
รูปที่ 6.24 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 30° พบว่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะที่ PR = 0.5 มี f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ซึ่งแนะนำให้ใช้ PR ไม่ควรเกิน 0.75 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลมได้มาก

รูปที่ 6.24 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 30° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.25 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ f/f_0 เป็นอย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



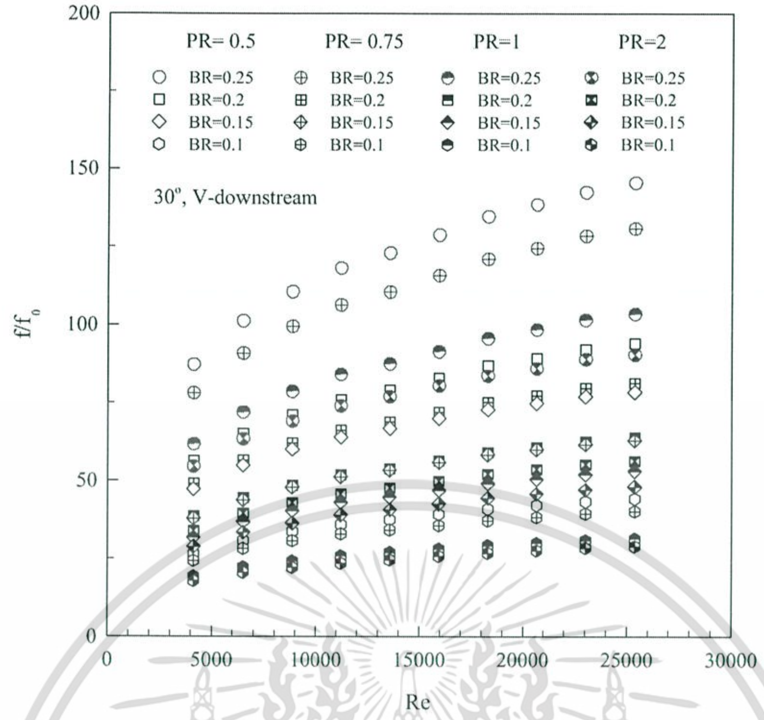
(ก)



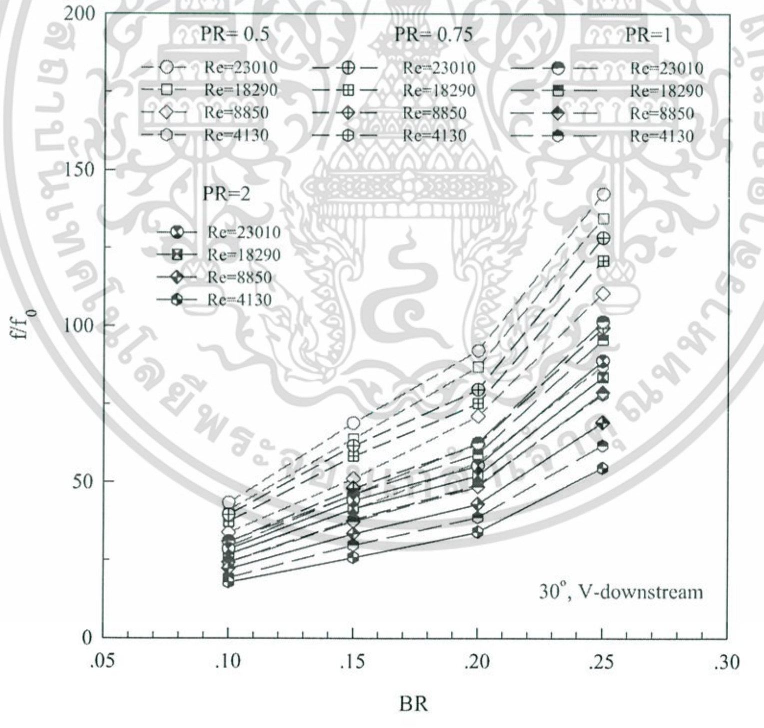
(ข)

รูปที่ 6.23 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีครีบ V-downstream 30°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

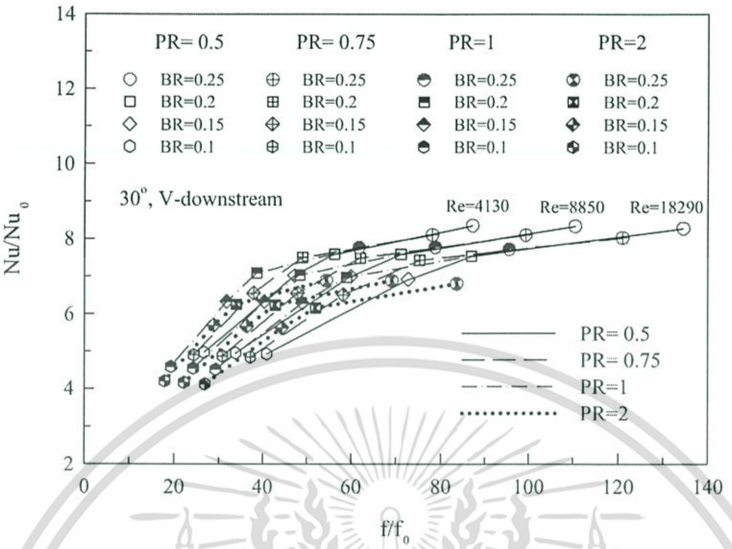
รูปที่ 6.24 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีครีบ V-downstream 30°

6.3.6 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน V-downstream

รูปที่ 6.25 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 30° ที่ความสูงและระยะพิตช์ต่าง ๆ พบว่า เมื่อ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ f/f_0 เพิ่มขึ้น โดยครีบที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

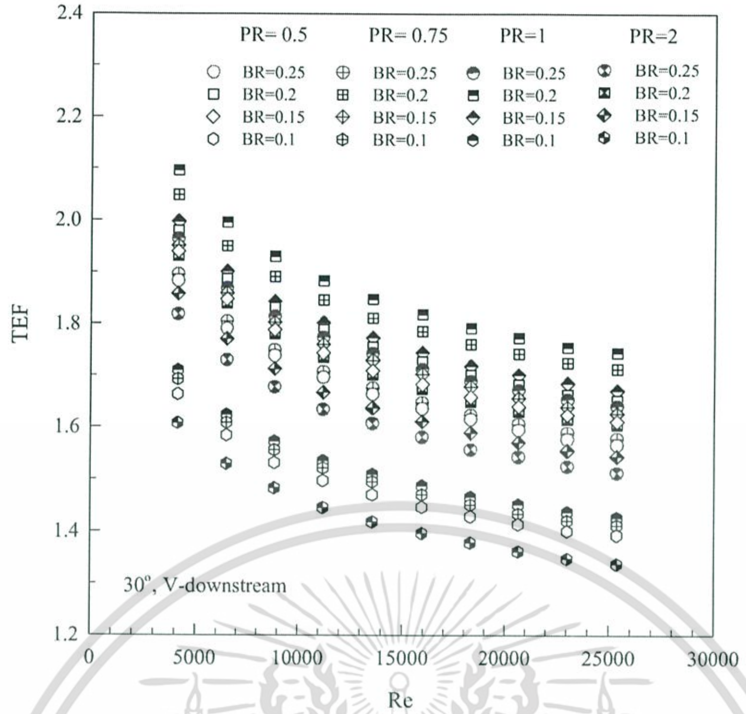


รูปที่ 6.25 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-downstream 30°

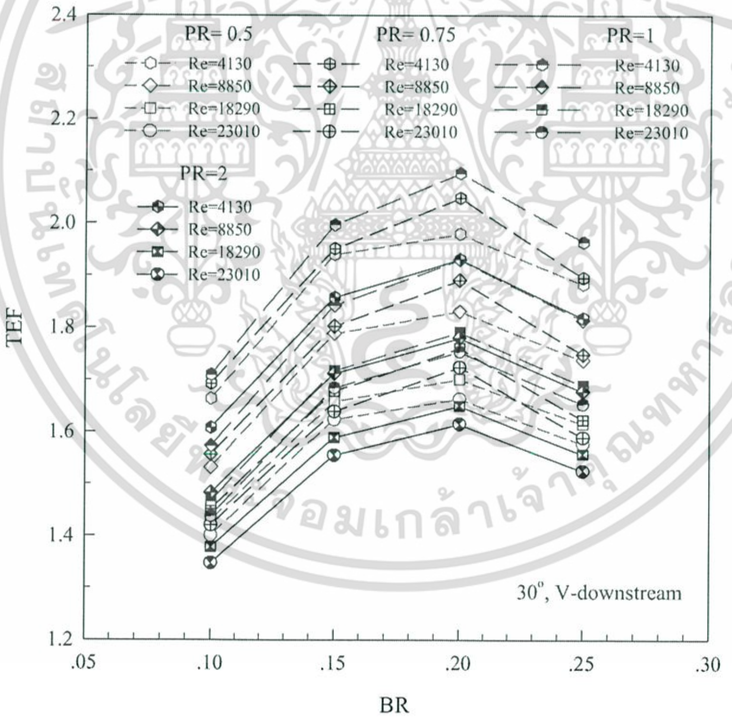
รูปที่ 6.26 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re การติดตั้งครีบที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ทุกค่า Re โดยที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ซึ่งที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 2.1, 2.0, 1.96 และ 1.71 สำหรับ BR = 0.2, 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่า การติดตั้งครีบ V-downstream มุม 30° ส่งผลให้ค่า TEF และ Nu/Nu_0 ที่สูงกว่าและการนำครีบ V-downstream มาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

รูปที่ 6.26 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 30° พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตาม PR, BR และ Re ที่ใช้งาน เมื่อพิจารณาที่ Re = 4,130 ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ ให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ซึ่งที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ตามลำดับ โดยค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ PR = 1, BR = 0.2 และ Re = 4,130

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 6.26 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีบ V-downstream 30°

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อจัตุรัส โดยใช้ครีบ V-upstream และ V-downstream มีมุมปะทะ 30°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 แสดงในพจน์ของ Nu และ f โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปั่นป่วนด้วยแผ่นบางติดครีบตัววีมุมปะทะ 30° พบว่า การติดตั้งแผ่นบางติดครีบ V-downstream ให้ค่าการค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันสูงกว่าการติดตั้งแผ่นบางติดครีบ V-upstream ขณะเดียวกันก็ให้ค่า TEF สูงกว่าเช่นกัน โดยการใช้ครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด และให้การสูญเสียความดันเพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน สำหรับครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุดทั้ง V-upstream และ V-downstream โดยการติดตั้งแผ่นบางติดครีบ V-downstream ให้ค่า Nu สูงกว่าการติดตั้งแผ่นบางติดครีบ V-upstream เท่ากับ 3%, ให้ค่า f สูงกว่า 5% และให้ค่า TEF สูงกว่า 5% สำหรับการติดตั้งครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 และเมื่อนำข้อมูลการติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววีมุม 45° มาเปรียบเทียบกับการติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววีมุม 30° พบว่าการใช้แผ่นบางติดครีบตัววีมุม 30° มีค่า Nu ลดลงเล็กน้อยเมื่อเทียบกับมุม 45° แต่สิ่งสำคัญคือค่า f ลดลงค่อนข้างมาก จึงส่งผลให้ค่า TEF ของแผ่นบางติดครีบตัววีมุม 30° ที่ BR = 0.2, PR = 1 มีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบตัววีมุม 45° อยู่ที่ 1.5% และ 1.5% สำหรับแผ่นบางติดครีบ V-downstream และ V-upstream ตามลำดับ การใช้ครีบ V-downstream มุม 30° ที่ BR = 0.2, PR = 1 ให้ค่า TEF สูงถึง 2.1 ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด

6.4 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบตัววี 20° (V-upstream และ V-downstream)

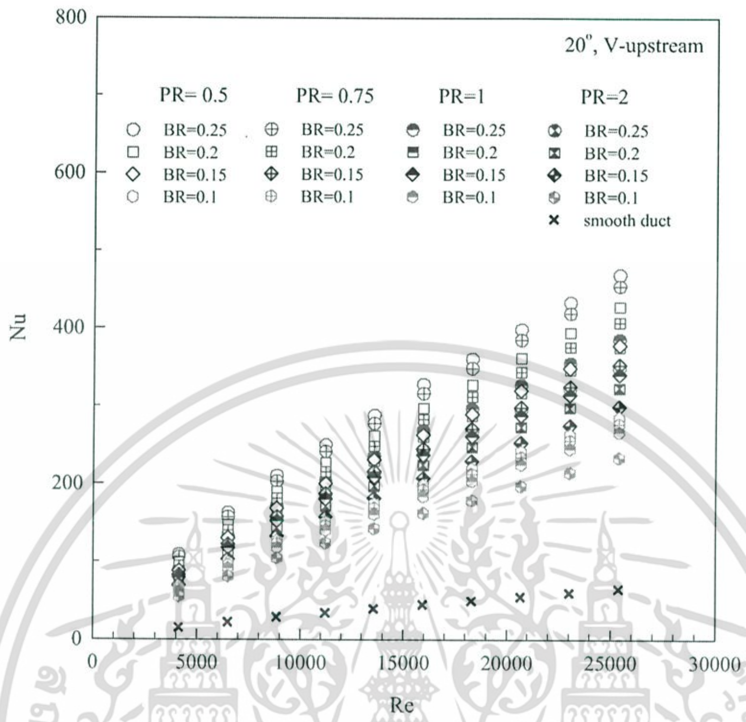
6.4.1 การถ่ายเทความร้อน V-upstream

ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยแผ่นบางติดครีบ V-upstream มุม 20° อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ แสดงในพจน์ของ Nu และ Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 6.27 (ก) การใช้ครีบ V-upstream มุม 20° ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดยค่า Nu เพิ่มขึ้นตาม Re และการติดตั้งครีบ V-upstream มุม 20° ที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ การจัดวางครีบที่ PR =0.5 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, 1 และ PR = 2 ตามลำดับ โดยที่ PR = 0.5 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ ในช่วง 727-740%, 663-672%, 586-593% และ 442-451% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 704-717%, 632-640%, 546-557% และ 429-436% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 598-606%, 582-587%, 527-537% และ 413-417% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 540-548%, 500-510%, 463-469% และ 362-371% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

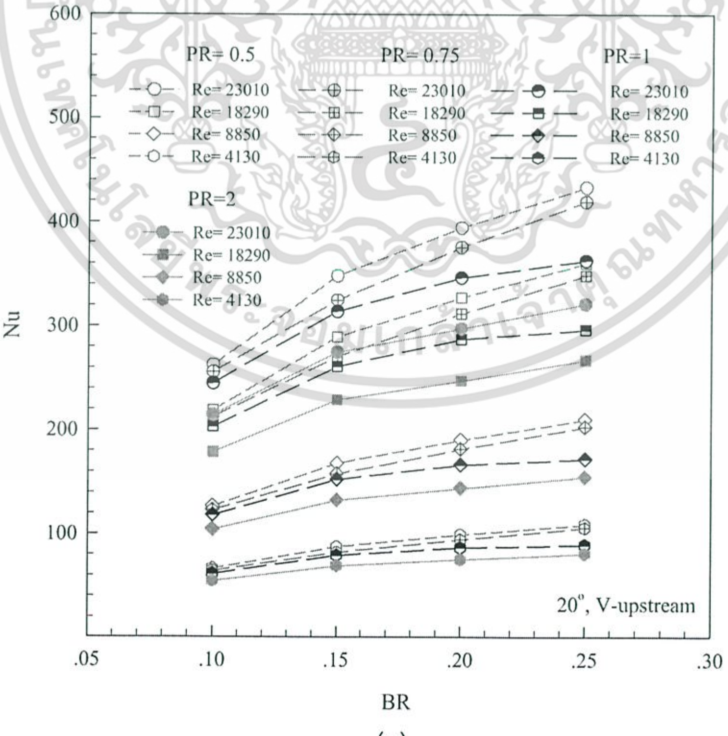
รูปที่ 6.27 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 20° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.25 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ Nu เป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ



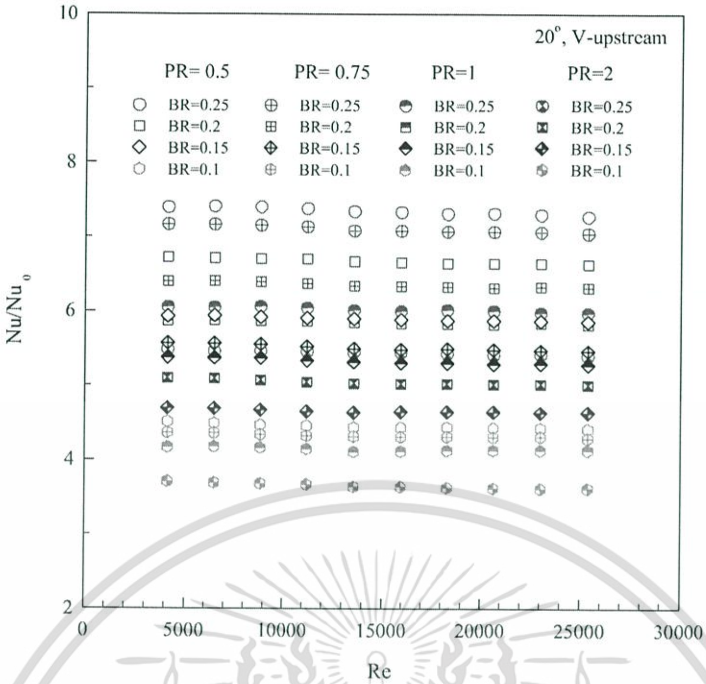
(ก)



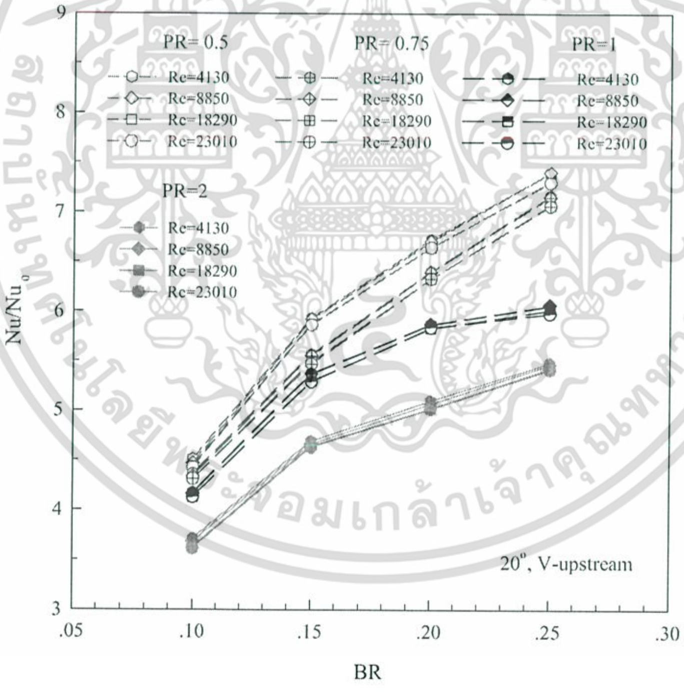
(ข)

รูปที่ 6.27 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีบ V-upstream 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 6.28 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีครีบ V-upstream 20°

ผลการทดลองท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-upstream วางทำมุม 20° ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ แสดงในรูปที่ 6.28 (ก) พบว่า ครีบที่ BR สูงให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า BR ต่ำที่ทุกค่า Re และแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่ PR =0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า PR = 0.75, PR

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

= 1 และ PR = 2 ตามลำดับ โดย PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 735%, 667%, 589% และ 442% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 710%, 635%, 551% และ 432% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 602%, 585%, 532% และ 414% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 544%, 504%, 465% และ 365% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.28 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 20° พบว่า กลุ่มครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบ PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ขณะที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

6.4.2 ตัวประกอบเสียดทาน V-upstream

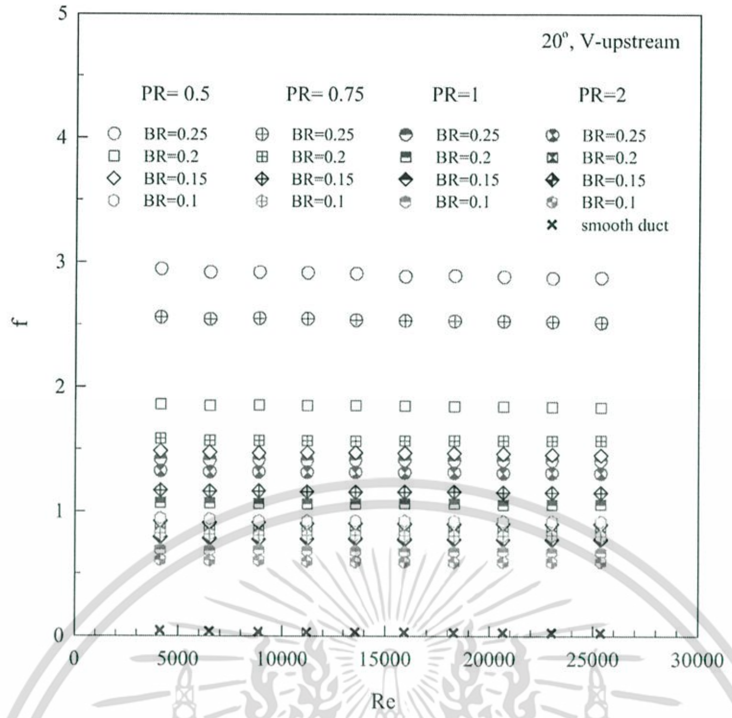
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re แสดงในรูปที่ 6.29 (ก) ท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่ครีบ V-upstream วางตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยติดตั้งครีบมุม 20° พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยครีบที่ PR = 0.5 มีค่า f มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ PR = 0.75 ครีบที่ PR = 1 ครีบที่ PR = 2 และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบที่ BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ โดย PR = 0.5 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 97 เท่า, 62 เท่า, 49 เท่า และ 31 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 84 เท่า, 52 เท่า, 39 เท่า และ 27 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 47 เท่า, 35 เท่า, 30 เท่า และ 23 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 44 เท่า, 29 เท่า, 26 เท่า และ 20 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.29 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 20° พบว่า กลุ่มครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบที่ PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ขณะที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

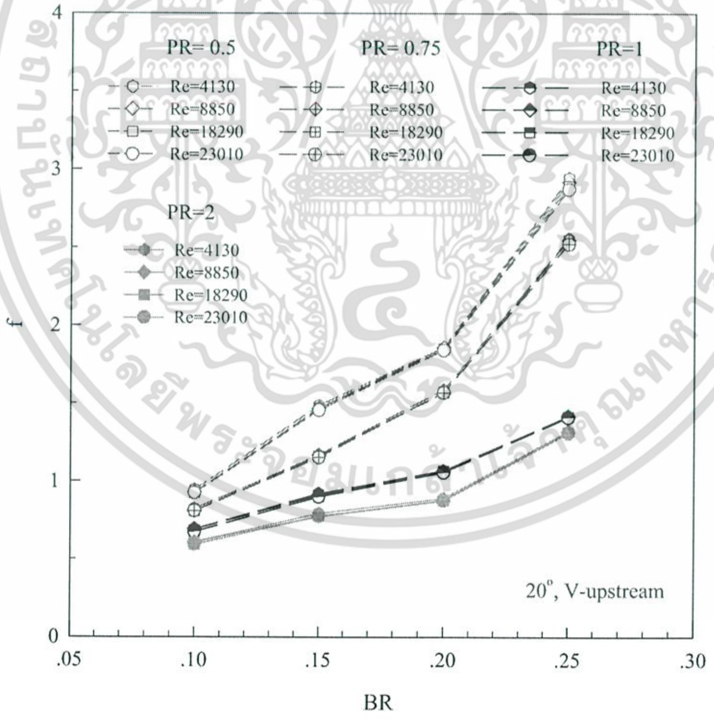
รูปที่ 6.30 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re พบว่าค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะที่ PR = 0.5 มีค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ซึ่งแนะนำให้ใช้ PR ไม่ควรเกิน 0.75 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลมได้มาก

รูปที่ 6.30 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 20° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.25 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ f/f_0 เป็นอย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



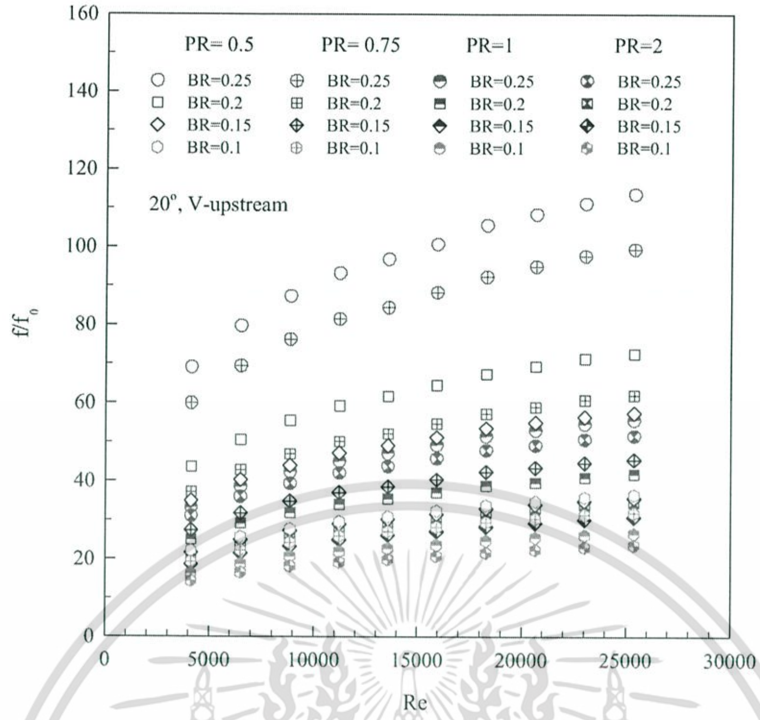
(ก)



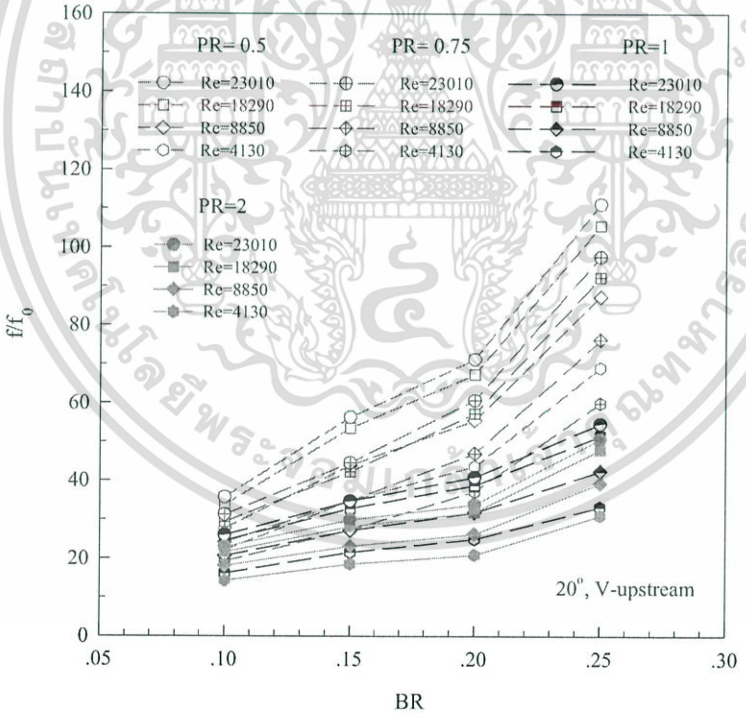
(ข)

รูปที่ 6.29 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีครีบ V-upstream 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



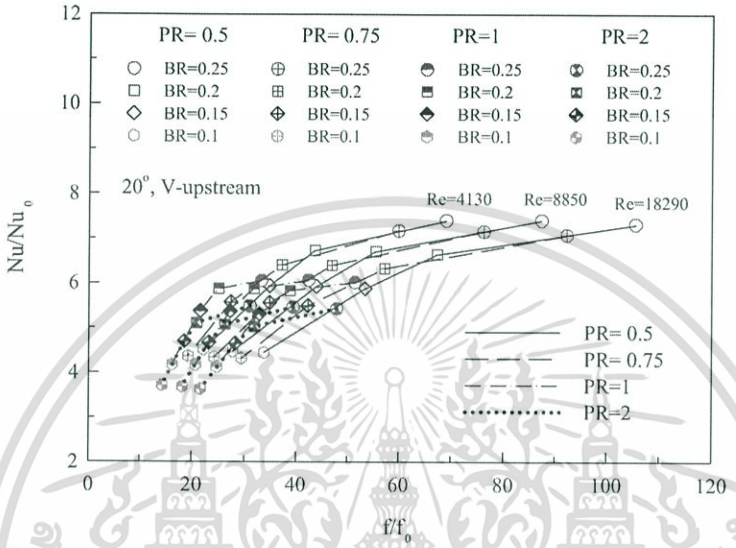
(ข)

รูปที่ 6.30 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีครีบ V-upstream 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.4.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน V-upstream

รูปที่ 6.31 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 20° ที่ความสูงและระยะพิตช์ต่าง ๆ พบว่า เมื่อ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ f/f_0 เพิ่มขึ้น โดยครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

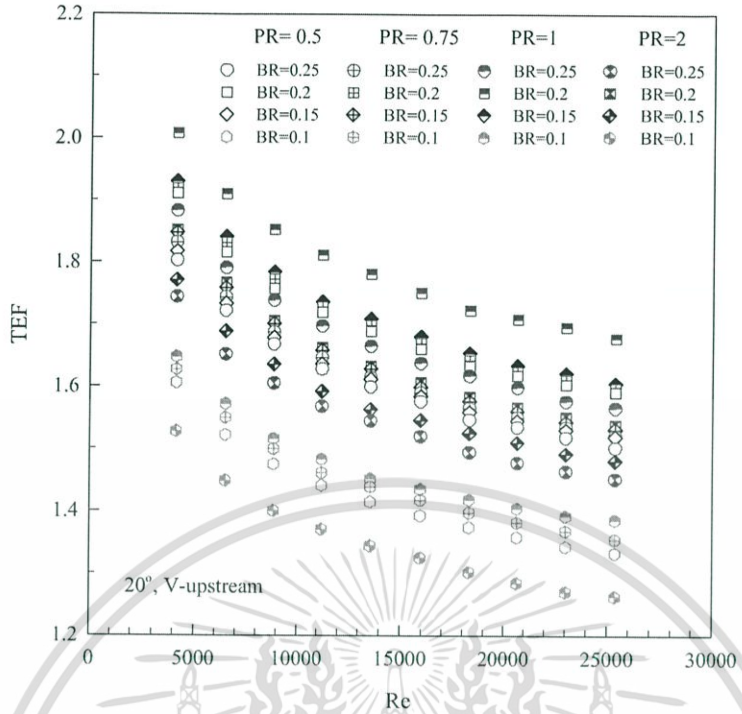


รูปที่ 6.31 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-upstream 20°

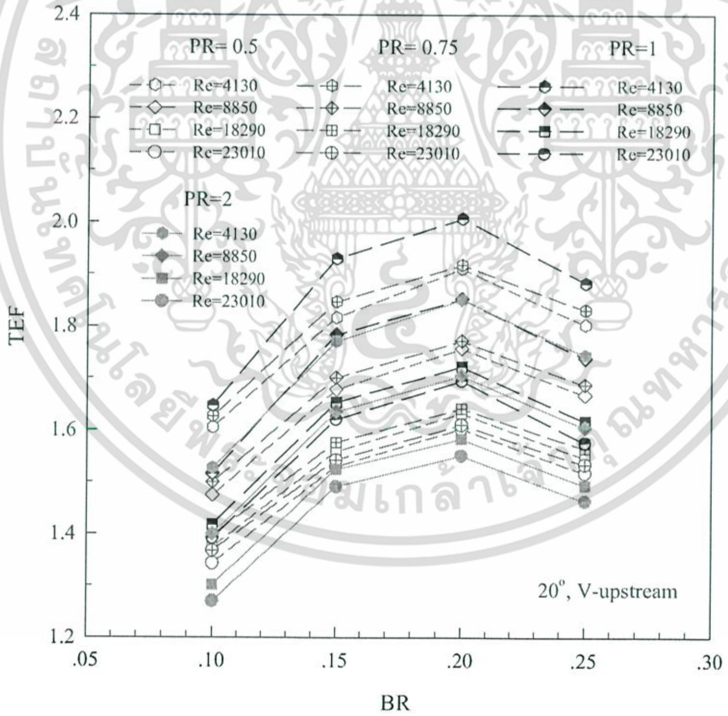
รูปที่ 6.32 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re การติดตั้งครีบที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ทุกค่า Re โดยที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ซึ่งที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 2.00, 1.93, 1.88 และ 1.65 สำหรับ BR = 0.2, 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่า การติดตั้งครีบ V-upstream มุม 20° ส่งผลให้ค่า TEF และ Nu/Nu_0 ที่สูงกว่าและการนำครีบ V-upstream มาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

รูปที่ 6.32 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 20° พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตาม PR, BR และ Re ที่ใช้งาน เมื่อพิจารณาที่ Re = 4,130 ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ ให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ซึ่งที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ตามลำดับ โดยค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ PR = 1, BR = 0.2 และ Re = 4,130

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 6.32 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีบ V-upstream 20°

6.4.4 การถ่ายเทความร้อน V-downstream

ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยแผ่นบางติดครีบ V-downstream มุม 20° เพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของทิศทางการไหล โดย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

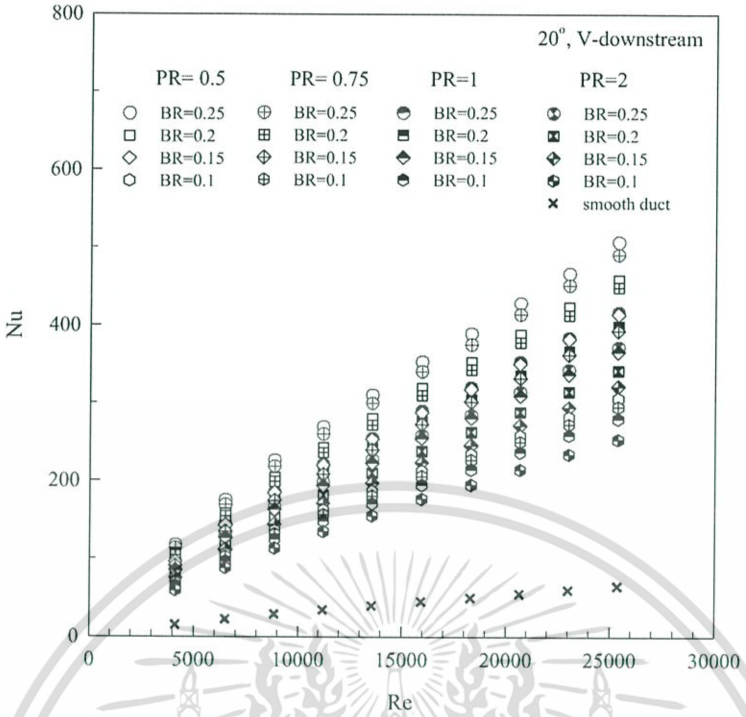
มีอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ แสดงในพจน์ของ Nu และ Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 6.33 (ก) การใช้ครีบ V-downstream มุม 20° ช่วยสร้างความปั่นป่วนและ ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดย Nu เพิ่มขึ้นตาม Re และการติดตั้งครีบ V-downstream ที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ การจัดวางครีบที่ PR =0.5 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, 1 และ PR = 2 ตามลำดับ โดยที่ PR = 0.5 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ ในช่วง 786-798%, 711-720%, 642-648% และ 475-482% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 761-770%, 696-707%, 609-615% และ 458-466% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 646-655%, 619-628%, 567-576% และ 434-442% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 576-587%, 530-542%, 498-508% และ 393-400% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.33 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 20° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.25 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ Nu เป็นอย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ

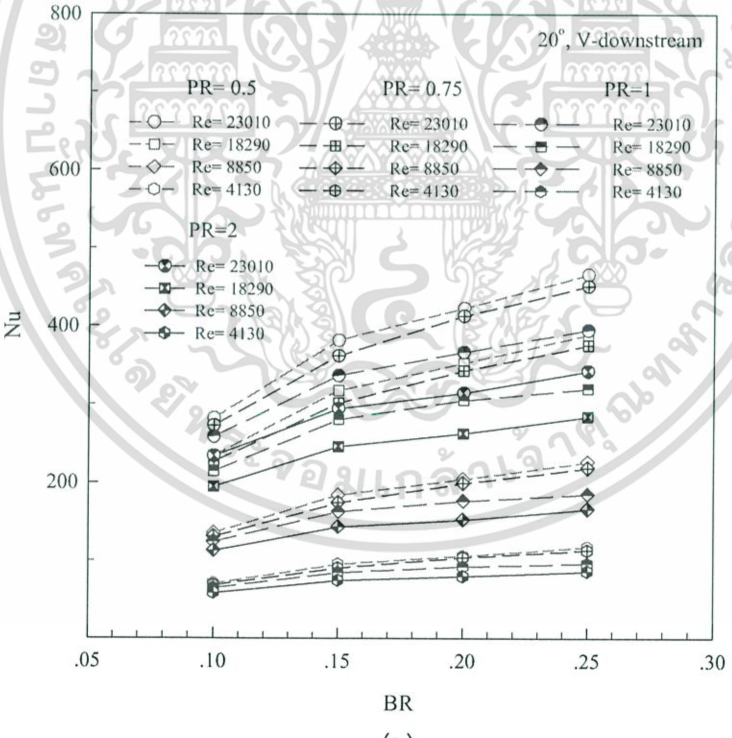
ผลการทดลองท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-downstream วางทำมุม 20° ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ แสดงในรูปที่ 6.34 (ก) พบว่า ครีบที่ BR สูงให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า BR ต่ำที่ทุกค่า Re และแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่ PR =0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ โดย PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 792%, 716%, 646% และ 477% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 765%, 698%, 612% และ 462% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 650%, 621%, 571% และ 437% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 581%, 535%, 502% และ 396% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.34 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 20° พบว่า กลุ่มครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบ PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ขณะที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



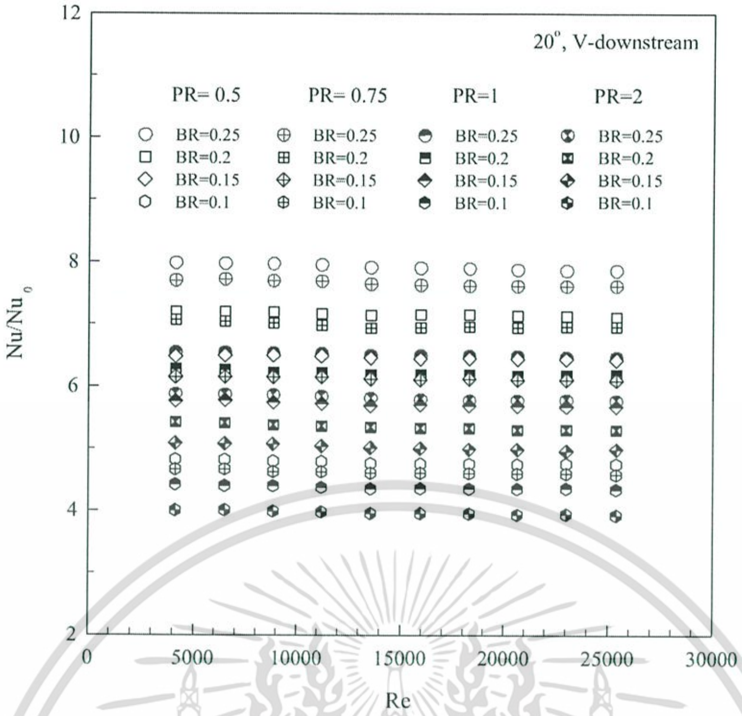
(ก)



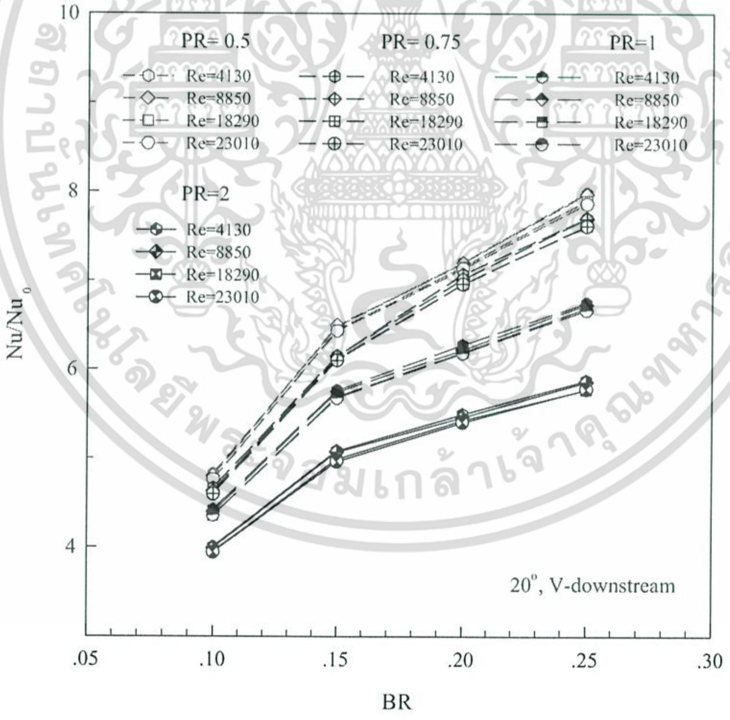
(ข)

รูปที่ 6.33 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีบ V-downstream 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 6.34 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ BR กรณีครีบ V-downstream 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.4.5 ตัวประกอบเสียดทาน V-downstream

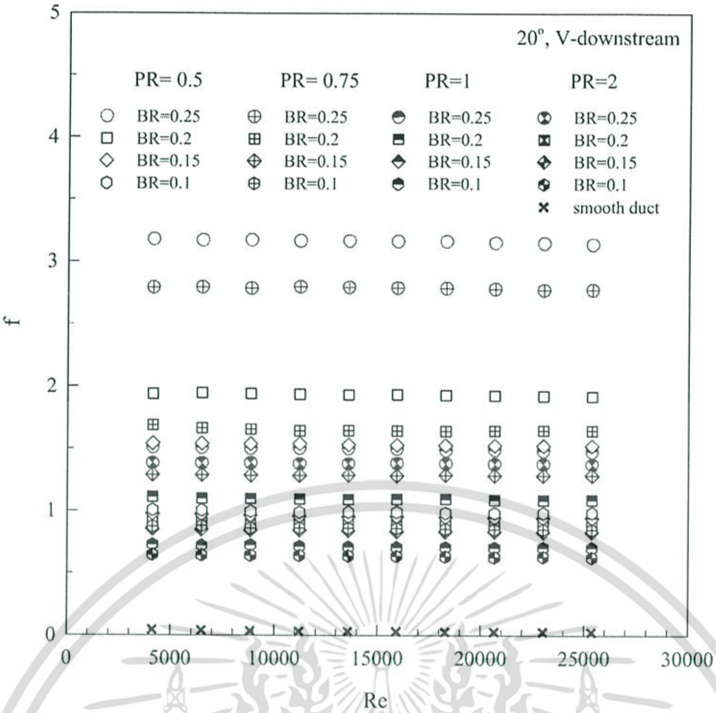
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re แสดงในรูปที่ 6.35 (ก) ท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่ครีบ V-downstream วางตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยติดตั้งครีบมุม 20° พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยครีบที่ PR = 0.5 มีค่า f มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ PR = 0.75 ครีบที่ PR = 1 ครีบที่ PR = 2 และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบที่ BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ โดย PR = 0.5 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 105 เท่า, 64 เท่า, 51 เท่า และ 33 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ตามด้วย PR = 0.75 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 93 เท่า, 55 เท่า, 43 เท่า และ 29 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ, PR = 1 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 50 เท่า, 36 เท่า, 32 เท่า และ 24 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และ PR = 2 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 46 เท่า, 30 เท่า, 28 เท่า และ 21 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 6.35 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 20° พบว่า กลุ่มครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบที่ PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ขณะที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ

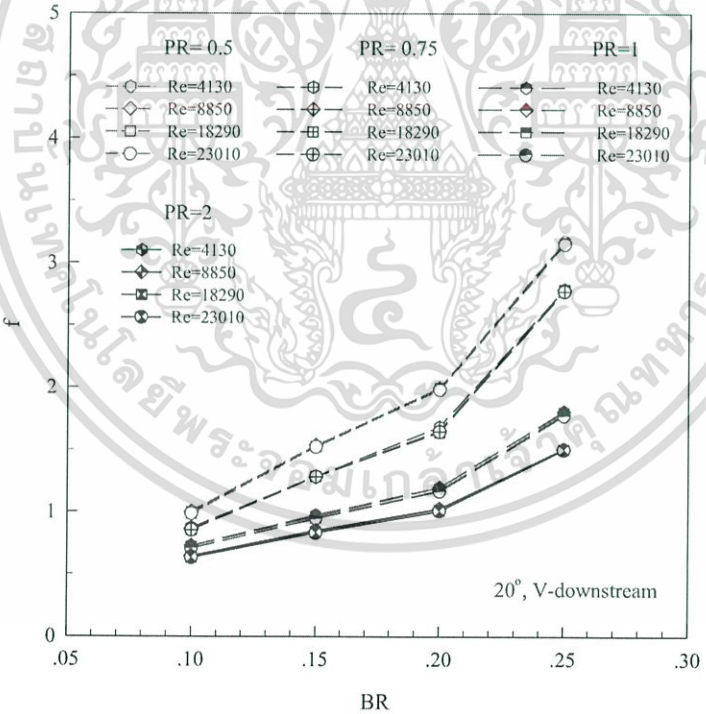
รูปที่ 6.36 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 20° พบว่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะที่ PR = 0.5 มี f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ซึ่งแนะนำให้ใช้ PR ไม่ควรเกิน 0.75 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลมได้มาก

รูปที่ 6.36 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 20° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.25 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ f/f_0 เป็นอย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



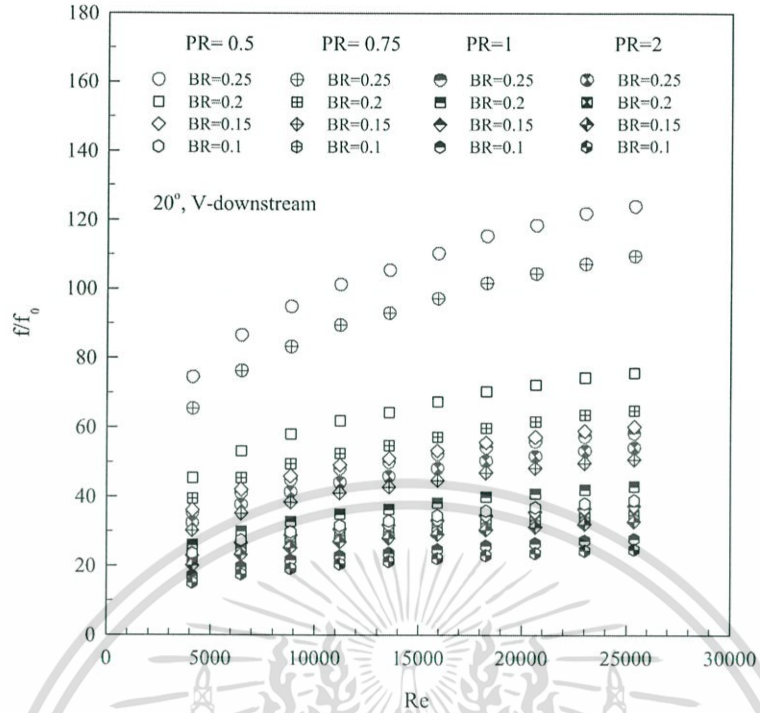
(ก)



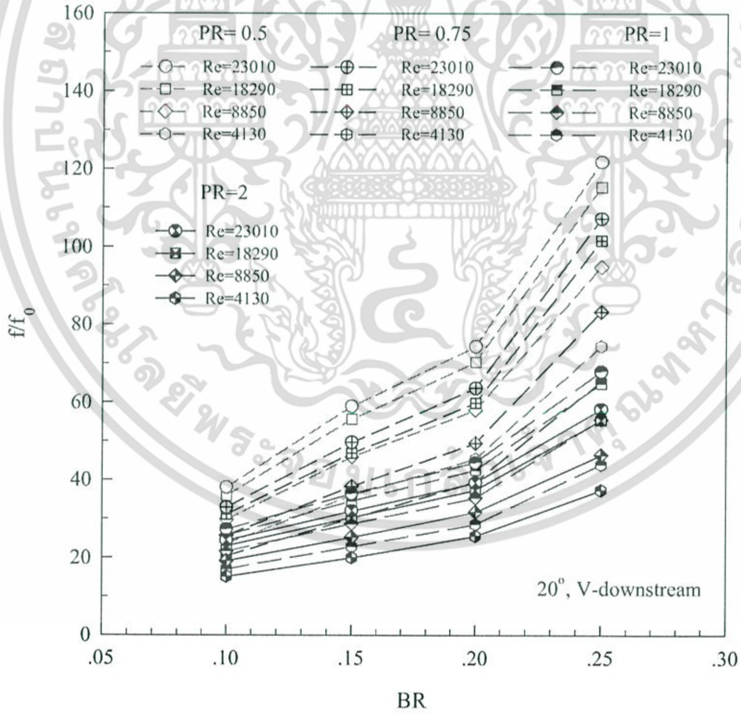
(ข)

รูปที่ 6.35 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ BR กรณีครีบ V-downstream 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



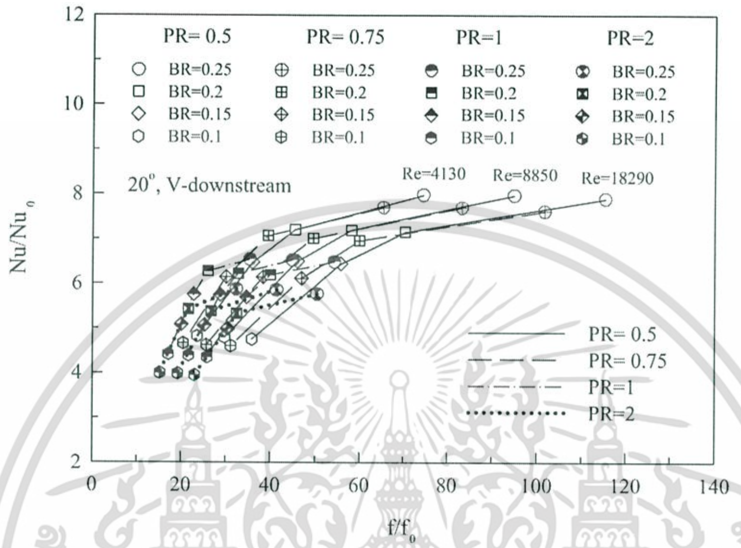
(ข)

รูปที่ 6.36 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ BR กรณีครีบ V-downstream 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.4.6 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน V-downstream

รูปที่ 6.37 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 20° ที่ความสูงและระยะพิตช์ต่าง ๆ พบว่า เมื่อ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ f/f_0 เพิ่มขึ้น โดยครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1 และ PR = 2 และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

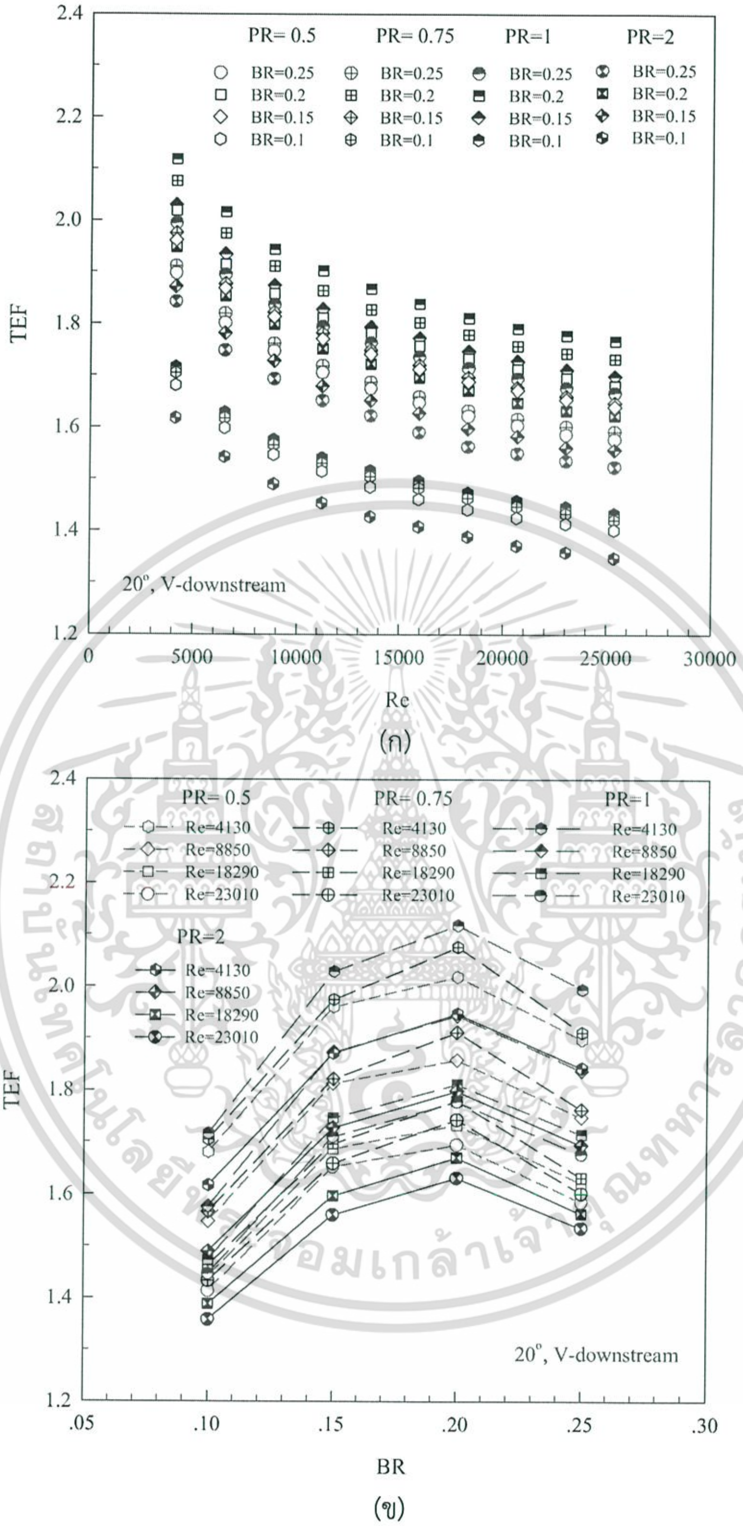


รูปที่ 6.37 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-downstream 20°

รูปที่ 6.38 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re การติดตั้งครีบที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ทุกค่า Re โดยที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ซึ่งที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 2.12, 2.03, 2.00 และ 1.72 สำหรับ BR = 0.2, 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่า การติดตั้งครีบ V-downstream มุม 20° ส่งผลให้ค่า TEF และ Nu/Nu_0 ที่สูงกว่าและการนำครีบ V-downstream มาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

รูปที่ 6.38 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ BR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 20° พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตาม PR, BR และ Re ที่ใช้งาน เมื่อพิจารณาที่ Re = 4,130 ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ ให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ซึ่งที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ตามลำดับ โดยค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ PR = 1, BR = 0.2 และ Re = 4,130

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.38 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีบ V-downstream 20°

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อจัตุรัส โดยใช้ครีบ V-upstream และ V-downstream มีมุมปะทะ 20°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 แสดงในพจน์ของ Nu และ f โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปั่นป่วนด้วยแผ่นบางติดครีบตัววีมุมปะทะ 20° พบว่า การติดตั้งแผ่นบางติดครีบ V-downstream ให้ค่าการค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันสูงกว่าการติดตั้งแผ่นบางติดครีบ V-upstream ขณะเดียวกันก็ให้ค่า TEF สูงกว่าเช่นกัน โดยการใช้ครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด และให้การสูญเสียความดันเพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน สำหรับครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุดทั้ง V-upstream และ V-downstream โดยการติดตั้งแผ่นบางติดครีบ V-downstream ให้ค่า Nu สูงกว่าการติดตั้งแผ่นบางติดครีบ V-upstream เท่ากับ 6%, ให้ค่า f สูงกว่า 3% และให้ค่า TEF สูงกว่า 5% สำหรับการติดตั้งครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 และเมื่อนำข้อมูลการติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววีมุม 45° และ 30° มาเปรียบเทียบกับการติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววีมุม 20° พบว่า การใช้แผ่นบางติดครีบตัววีมุม 20° มีค่า Nu น้อยกว่ามุม 45° และ 30° ตามลำดับ แต่สิ่งสำคัญคือค่า f ลดลงค่อนข้างมากจึงส่งผลให้ TEF ของแผ่นบางติดครีบตัววีมุม 20° มีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบตัววีมุม 30° และ 45° ตามลำดับ ซึ่งการติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววีมุม 20° ที่ BR = 0.2, PR = 1 มีค่า TEF สูงกว่าแผ่นบางติดครีบตัววีมุม 30° อยู่ที่ 1.1% และ 1.0% สำหรับแผ่นบางติดครีบ V-downstream และ V-upstream ตามลำดับ และการติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววีมุม 20° ที่ BR = 0.2, PR = 1 มีค่า TEF สูงกว่าแผ่นบางติดครีบตัววีมุม 45° อยู่ที่ 2.5% และ 2.3% สำหรับแผ่นบางติดครีบ V-downstream และ V-upstream ตามลำดับ โดยการใช้ครีบ V-downstream มุม 20° ที่ BR = 0.2, PR = 1 ให้ค่า TEF สูงถึง 2.13 ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด

6.5 ผลการทดลองการสอดใส่ครีบ V-downstream มุม 15°, 20°, 30°, 45°

6.5.1 อิทธิพลของมุมปะทะ (α)

จากหัวข้อ 6.2, 6.3 และ 6.4 ซึ่งแสดงผลการศึกษาการถ่ายเทความร้อน (Nu) ตัวประกอบเสียดทาน (f) และสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) ของแผ่นบางติดครีบตัววีแบบ V-upstream และ V-downstream ที่มุมปะทะต่าง ๆ พบว่าครีบ V-downstream ที่ BR = 0.2 ให้ค่า Nu และค่า TEF สูงสุด จึงเลือกครีบ V-downstream ที่ BR = 0.2 มาทำการศึกษามุมปะทะเพิ่มเติมจากผลข้างต้น ที่มุมปะทะ 20°, PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่ามุมปะทะ 30° และ 45° ดังนั้นสิ่งที่ต้องการศึกษาเพิ่มเติมคืออิทธิพลของมุมปะทะ 15° เพื่อวิเคราะห์อิทธิพลของมุมปะทะที่มีผลต่อค่า TEF ของครีบ V-downstream

6.5.2 การถ่ายเทความร้อน

ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยครีบ V-downstream มุม 15°, 20°, 30° และ 45° อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ, BR = 0.2 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ แสดงในพจน์ของ Nu และ Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 6.39 (ก) การใช้ครีบที่ BR = 0.2 ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดยค่า Nu เพิ่มขึ้นตาม Re ครีบ BR = 0.2 ที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ การจัดวางครีบ 45° ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วยครีบ 30°, 20° และ 15° ตามลำดับ โดยที่มุม 45° ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

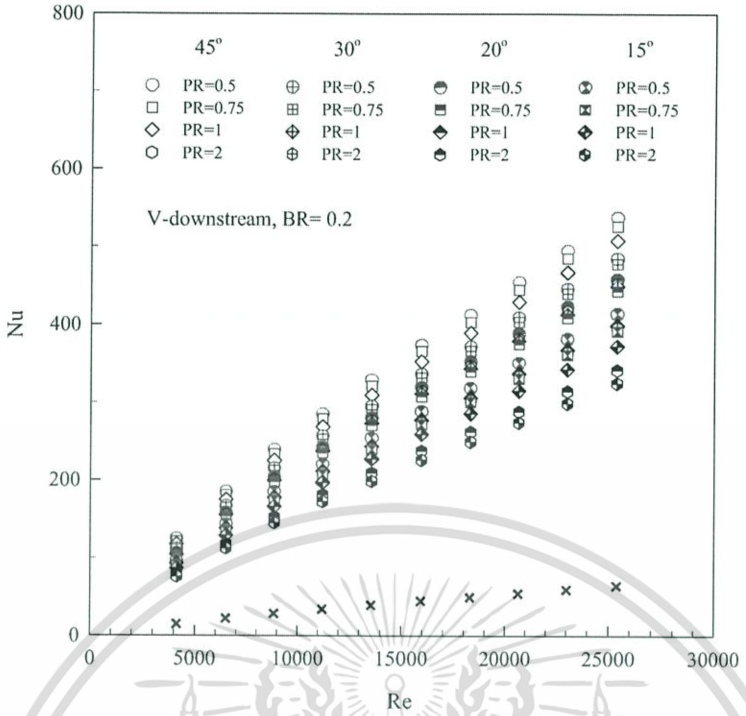
ท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 834-844%, 816-824%, 787-797% และ 702-717% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ ตามด้วยมุม 30° ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบในช่วง 751-759%, 742-750%, 697-709% และ 615-625% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ, มุม 20° ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 711-720%, 687-700%, 619-630% และ 530-542% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ และมุม 15° ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 643-652%, 607-614%, 577-588% และ 504-517% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ

รูปที่ 6.39 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ PR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 15°, 20°, 30° และ 45° ที่ BR = 0.2 พบว่า เมื่อมุมปะทะเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ขณะเดียวกันเมื่อ PR เพิ่มขึ้น (ระยะพิตช์ห่าง) ส่งผลให้ค่า Nu มีแนวโน้มลดลง โดย PR = 0.5 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, 1, 2 และ 3 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ Nu เป็นอย่างมาก และการจัดวางครีบ V-downstream มุม 45° ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วยครีบวางเอียงมุม 30°, 20° และ 15° ตามลำดับ

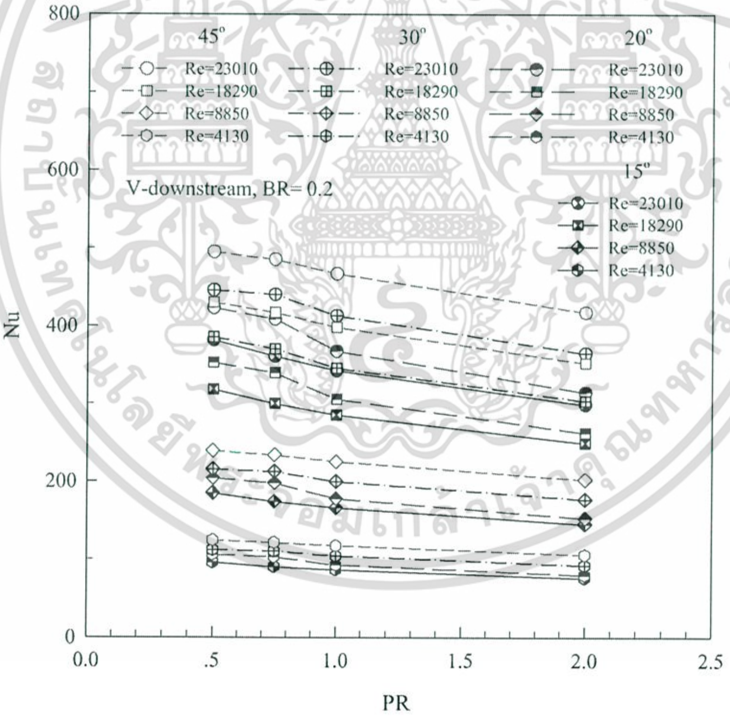
ผลการทดลองท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่ครีบ V-downstream วางตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ มุมปะทะ 15°, 20°, 30° และ 45° ที่ BR = 0.2 แสดงในรูปที่ 6.40 (ก) พบว่า ครีบที่ระยะพิตช์ PR ถี่ ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่าครีบที่มีระยะพิตช์ PR วางห่างที่ทุกค่า Re และแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่มุม 45° ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า มุม 30°, 20° และมุม 15° ตามลำดับ โดยที่มุม 45° ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 838%, 820%, 791% และ 708% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ ตามด้วยมุม 30° ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 755%, 745%, 700% และ 619% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ, มุม 20° ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 716%, 692%, 623% และ 535% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ และมุม 15° ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 648%, 610%, 582% และ 508% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ

รูปที่ 6.40 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ PR พบว่า กลุ่มครีบมุม 45° ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบมุม 30°, 20° และ 15° ตามลำดับ ขณะเดียวกันเมื่อ PR เพิ่มขึ้น (ระยะพิตช์ห่าง) ส่งผลให้ Nu/Nu_0 มีแนวโน้มลดลง โดย PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



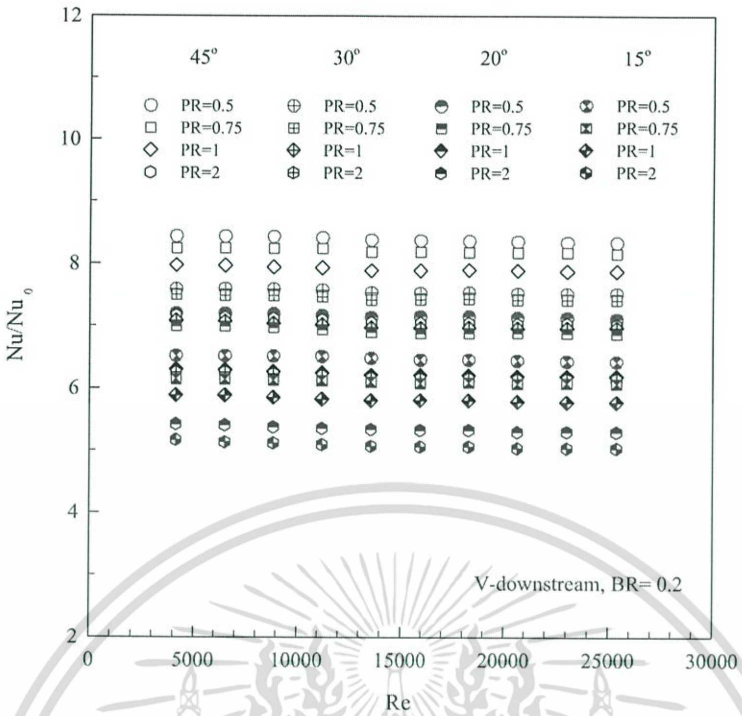
(ก)



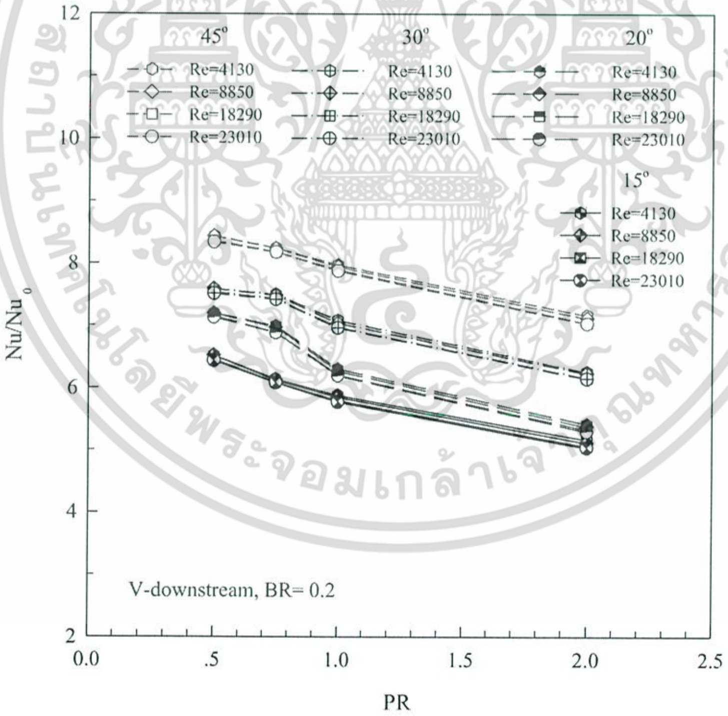
(ข)

รูปที่ 5.39 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ PR กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 6.40 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ PR กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.5.3 ตัวประกอบเสียดทาน

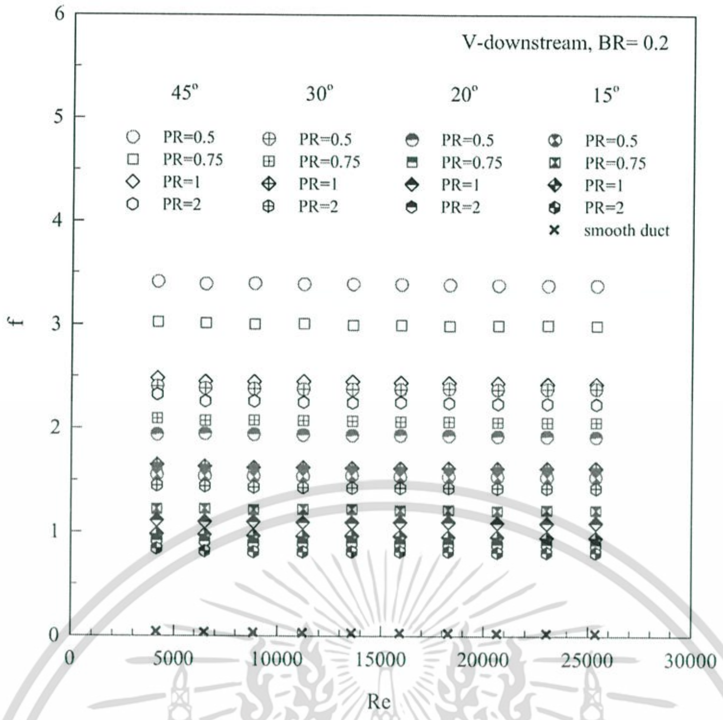
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re แสดงในรูปที่ 6.41 (ก) ท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่ครีบ V-downstream วางตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ มุมปะทะ 15°, 20°, 30° และ 45° ที่ BR = 0.2 พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยครีบมุม 45° มีค่า f มากที่สุด ตามด้วยครีบมุม 30° ครีบมุม 20° ครีบมุม 15° และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบที่ PR = 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ โดยครีบมุม 45° ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 113 เท่า, 100 เท่า, 81 เท่า และ 75 เท่า สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ ตามด้วยครีบมุม 30° ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 79 เท่า, 69 เท่า, 54 เท่า และ 48 เท่า สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ, ครีบมุม 20° ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 64 เท่า, 53 เท่า, 36 เท่า และ 30 เท่า สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ และครีบมุม 15° ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 51 เท่า, 40 เท่า, 32 เท่า และ 27 เท่า สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1 และ 3 ตามลำดับ

รูปที่ 6.41 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ PR พบว่า กลุ่มครีบมุม 45° ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่มครีบมุม 30°, 20° และ 15° ขณะเดียวกันเมื่อ PR เพิ่มขึ้น (ระยะพิตช์ห่าง) ส่งผลให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดย PR = 0.5 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ

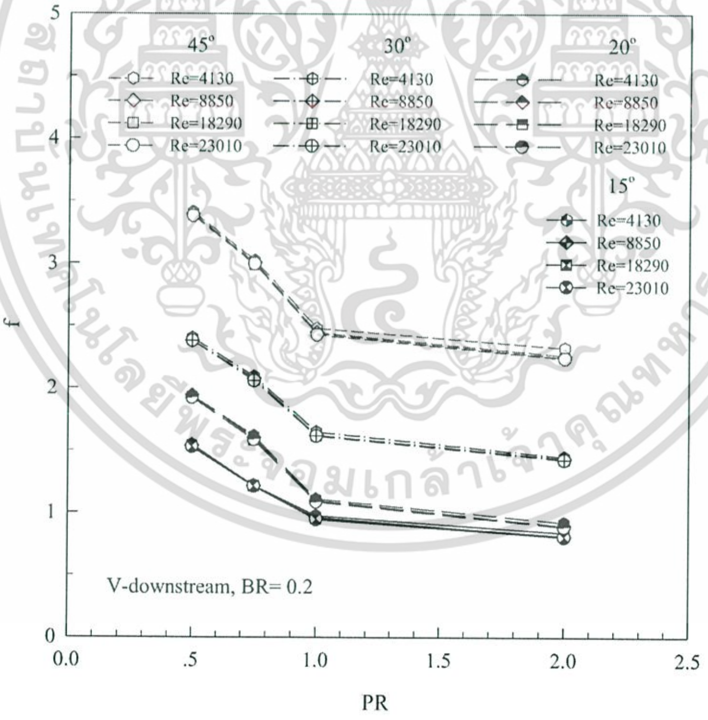
รูปที่ 6.42 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re พบว่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะที่ PR = 0.5 ทุกมุมปะทะมี f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ซึ่งแนะนำให้ใช้ PR ไม่ควรเกิน 0.75 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลมได้มาก

รูปที่ 6.42 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ PR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุมปะทะต่าง ๆ ที่ BR = 0.2 พบว่า ที่ PR มีค่าน้อย (ระยะพิตช์ถี่) มีค่า f/f_0 สูงและเริ่มลดลงตาม PR ที่เพิ่มขึ้น (ระยะพิตช์ห่าง) โดย PR = 0.5 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ การเพิ่มของ Reจะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ f/f_0 เป็นอย่างมาก และที่มุมปะทะ 45° ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่ามุมปะทะ 30°, 20° และ 15° ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



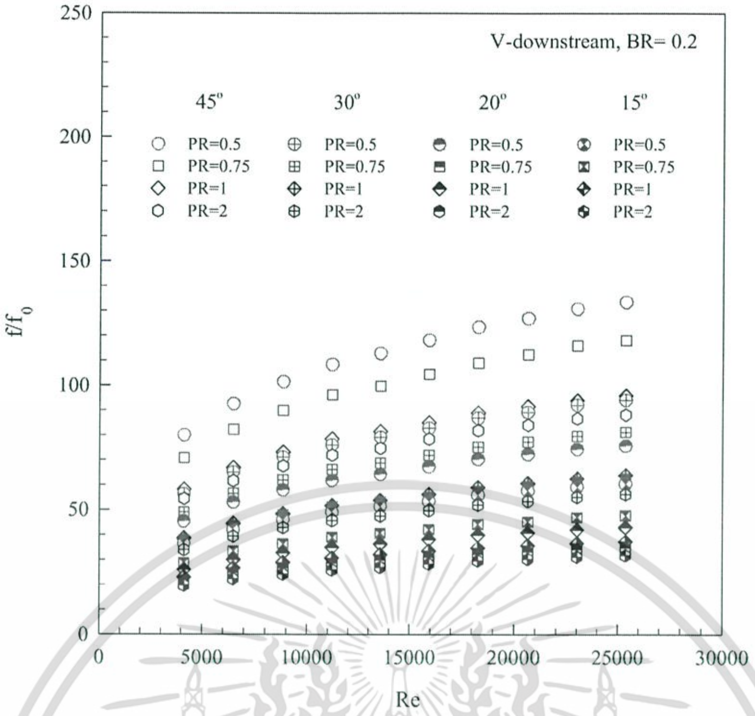
(ก)



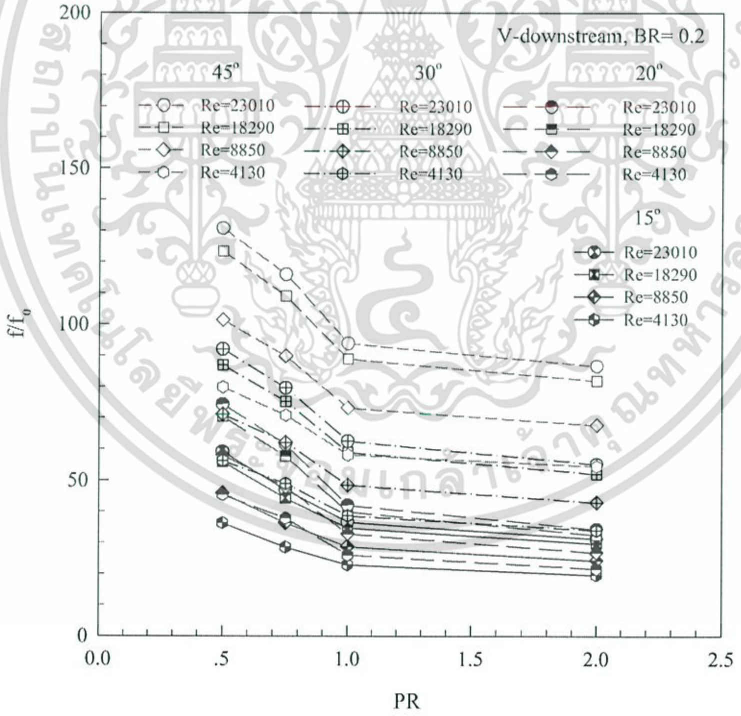
(ข)

รูปที่ 6.41 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ PR กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



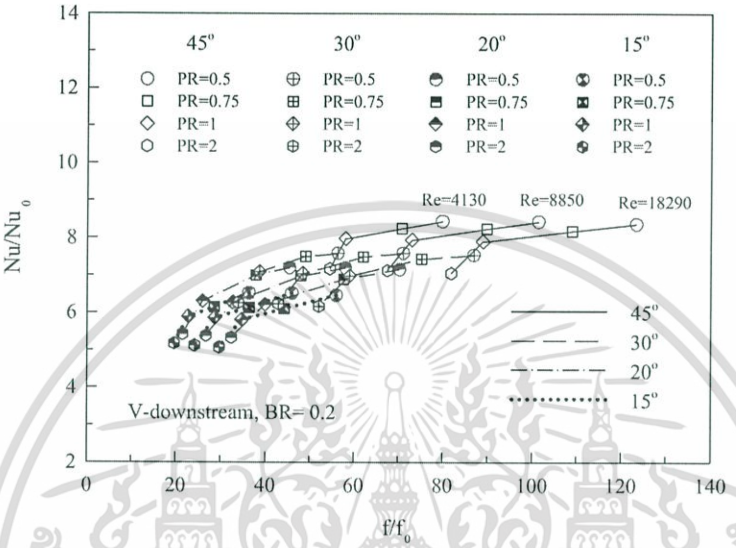
(ข)

รูปที่ 6.42 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ PR กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.5.4 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 6.43 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีติดตั้งครีบ V-downstream, BR = 0.2 ที่มุมปะทะและระยะพิตช์ต่าง ๆ พบว่า เมื่อ Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ f/f_0 เพิ่มขึ้น โดยครีบที่มุมปะทะ 45° ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่ามุมปะทะ 30°, 20° และ 15° โดยการติดตั้งครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ PR = 0.75, 1 และ 2 ตามลำดับ

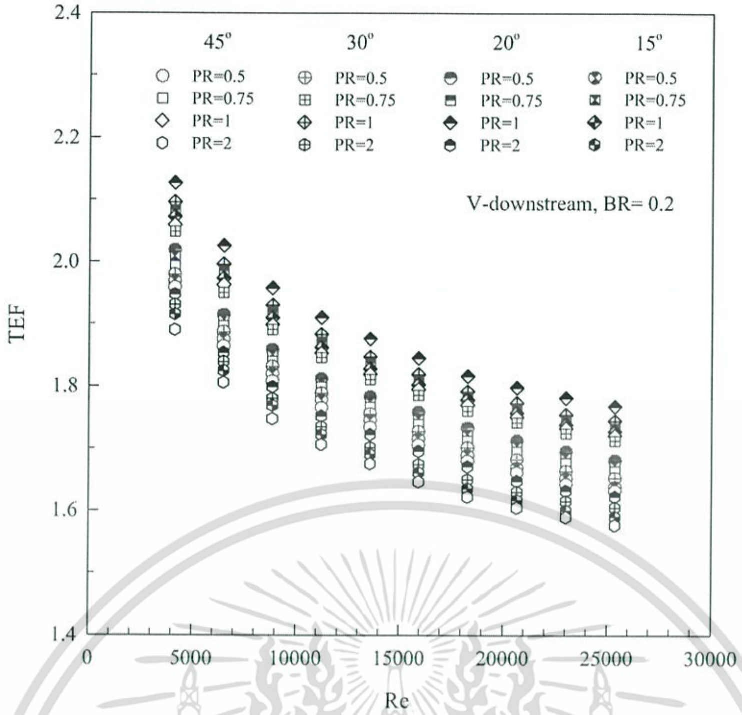


รูปที่ 6.43 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ

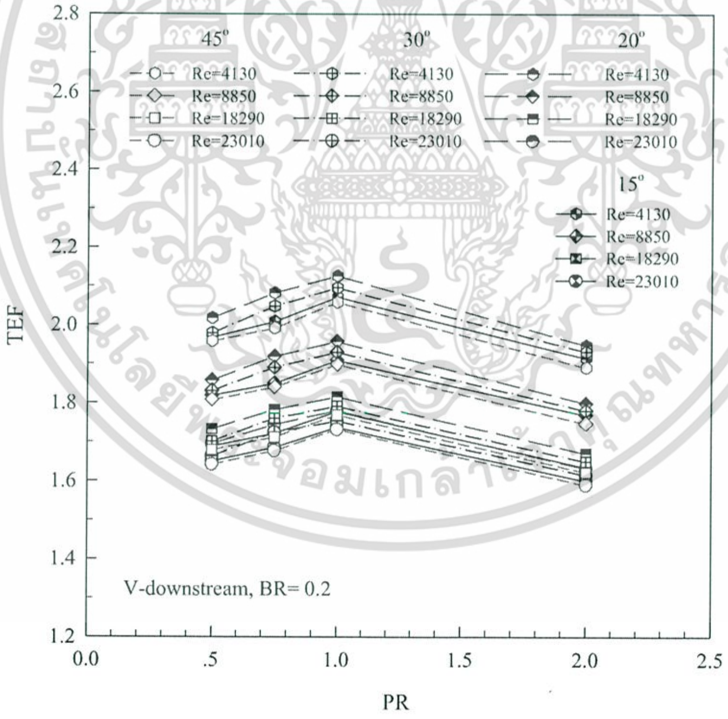
รูปที่ 6.44 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF ที่แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re การติดตั้งครีบ V-downstream มุมปะทะ 20° ให้ค่า TEF สูงกว่าครีบมุมปะทะ 30°, 15° และ 45° ทุกค่า Re โดยที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ซึ่งครีบมุมปะทะ 20° ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 2.12, 2.08, 2.02 และ 1.95 สำหรับ PR = 1, 0.75, 0.5 และ 2 ตามลำดับ ค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่า การใช้ครีบ V-downstream ส่งผลให้ค่า TEF ที่สูงกว่าและการนำครีบ V-downstream มาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

รูปที่ 6.44 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ PR กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุมปะทะต่าง ๆ ที่ BR = 2 พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตาม α, PR และ Re ที่ใช้งาน เมื่อพิจารณาที่ Re = 4,130 ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ ให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่มุมปะทะ 20° ให้ค่า TEF สูงกว่ามุมปะทะ 30°, 15° และ 45° ซึ่ง PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ α = 20°, PR = 1 และ Re = 4,130

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 6.44 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ PR กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อจัตุรัส โดยใช้ครีบ V-downstream สอดใส่ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ ทำมุมปะทะ 15°, 20°, 30° และ 45°, BR = 0.2, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 แสดงในพจน์ของ Nu, f และ TEF โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วนด้วยครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ พบว่า การใช้ครีบที่ PR = 0.5 (หรือที่ระยะพิตช์ถี่) ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด และให้การสูญเสียความดันเพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน เมื่อนำข้อมูลการติดตั้งครีบ V-downstream มุม 15°, 20°, 30° และ 45° มาเปรียบเทียบกันพบว่า การใช้ครีบมุม 45° มีค่า Nu สูงกว่าครีบมุม 30°, 20° และ 15° ตาลำดับ และมีค่า f สูงกว่าเช่นกัน ส่งผลให้ค่า TEF ของครีบ V-downstream มุม 20° มีค่าสูงสุด โดยมีค่าสูงกว่าครีบมุม 30° อยู่ที่ 1.4% มีค่าสูงกว่าครีบมุม 15° อยู่ที่ 2.4% และมีค่าสูงกว่าครีบมุม 45° อยู่ที่ 3% ที่ BR = 0.2, PR = 1, Re = 4,130 สำหรับครีบ V-downstream มุม 20° ที่ BR = 0.2, PR = 1, Re = 4,130 ซึ่งให้ค่า TEF สูงถึง 2.12 ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.1 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีครีบ V-upstream และ V-downstream 45°

กรณีที่	ทิศทางครีบ	BR	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	upstream	0.1	0.5	5.28	55.95	1.39
2	upstream	0.15	0.5	6.42	68.45	1.58
3	upstream	0.2	0.5	7.79	104.19	1.66
4	upstream	0.25	0.5	8.01	135.51	1.57
5	upstream	0.1	0.75	5.09	49.01	1.40
6	upstream	0.15	0.75	6.24	61.55	1.59
7	upstream	0.2	0.75	7.60	94.83	1.68
8	upstream	0.25	0.75	7.89	125.81	1.58
9	upstream	0.1	1	4.82	38.07	1.44
10	upstream	0.15	1	6.08	46.73	1.70
11	upstream	0.2	1	7.37	75.97	1.75
12	upstream	0.25	1	7.69	106.44	1.63
13	upstream	0.1	2	4.20	32.21	1.33
14	upstream	0.15	2	5.44	43.73	1.55
15	upstream	0.2	2	6.65	70.84	1.62
16	upstream	0.25	2	6.94	97.61	1.52
17	downstream	0.1	0.5	5.82	64.08	1.46
18	downstream	0.15	0.5	7.47	84.35	1.71
19	downstream	0.2	0.5	8.38	112.77	1.74
20	downstream	0.25	0.5	**8.58**	**143.59**	1.65
21	downstream	0.1	0.75	5.63	55.09	1.49
22	downstream	0.15	0.75	7.18	72.73	1.73
23	downstream	0.2	0.75	8.20	99.88	1.78
24	downstream	0.25	0.75	8.45	133.55	1.66
25	downstream	0.1	1	5.38	46.13	1.51
26	downstream	0.15	1	6.73	57.06	1.76
27	downstream	0.2	1	7.91	81.34	**1.84**
28	downstream	0.25	1	8.26	109.49	1.74
29	downstream	0.1	2	4.65	36.18	1.41
30	downstream	0.15	2	6.04	52.09	1.63
31	downstream	0.2	2	7.08	75.00	1.69
32	downstream	0.25	2	7.43	102.14	1.60

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.2 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีครีบ V-upstream และ V-downstream 30°

กรณีที่	ทิศทางครีบ	BR	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	upstream	0.1	0.5	4.55	34.19	1.41
2	upstream	0.15	0.5	6.19	58.39	1.60
3	upstream	0.2	0.5	7.49	89.78	1.68
4	upstream	0.25	0.5	7.78	117.92	1.59
5	upstream	0.1	0.75	4.44	31.09	1.42
6	upstream	0.15	0.75	5.95	49.96	1.62
7	upstream	0.2	0.75	7.07	74.01	1.70
8	upstream	0.25	0.75	7.63	107.71	1.61
9	upstream	0.1	1	4.40	27.97	1.46
10	upstream	0.15	1	5.57	35.13	1.71
11	upstream	0.2	1	6.80	57.09	1.78
12	upstream	0.25	1	7.19	81.14	1.67
13	upstream	0.1	2	3.89	24.86	1.34
14	upstream	0.15	2	4.98	32.87	1.56
15	upstream	0.2	2	6.03	50.80	1.64
16	upstream	0.25	2	6.34	71.70	1.53
17	downstream	0.1	0.5	4.94	37.47	1.78
18	downstream	0.15	0.5	6.95	66.55	1.72
19	downstream	0.2	0.5	7.55	79.29	1.77
20	downstream	0.25	0.5	**8.29**	**122.91**	1.68
21	downstream	0.1	0.75	4.86	34.13	1.51
22	downstream	0.15	0.75	6.51	53.25	1.74
23	downstream	0.2	0.75	7.45	68.82	1.83
24	downstream	0.25	0.75	8.05	110.53	1.69
25	downstream	0.1	1	4.53	26.86	1.52
26	downstream	0.15	1	6.30	44.76	1.78
27	downstream	0.2	1	7.00	53.95	**1.86**
28	downstream	0.25	1	7.74	87.43	1.75
29	downstream	0.1	2	4.14	24.64	1.43
30	downstream	0.15	2	5.64	40.59	1.65
31	downstream	0.2	2	6.19	47.65	1.72
32	downstream	0.25	2	6.84	76.74	1.62

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.3 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีครีบ V-upstream และ V-downstream 20°

กรณีที่	ทิศทางครีบ	BR	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	upstream	0.1	0.5	4.45	30.90	1.43
2	upstream	0.15	0.5	5.89	48.85	1.62
3	upstream	0.2	0.5	6.67	61.54	1.70
4	upstream	0.25	0.5	7.35	96.52	1.61
5	upstream	0.1	0.75	4.32	26.97	1.45
6	upstream	0.15	0.75	5.51	38.53	1.64
7	upstream	0.2	0.75	6.35	52.27	1.71
8	upstream	0.25	0.75	7.10	84.38	1.63
9	upstream	0.1	1	4.14	22.67	1.47
10	upstream	0.15	1	5.32	30.13	1.72
11	upstream	0.2	1	5.85	35.34	1.80
12	upstream	0.25	1	6.02	47.03	1.68
13	upstream	0.1	2	3.65	19.92	1.35
14	upstream	0.15	2	4.65	25.92	1.58
15	upstream	0.2	2	5.04	29.17	1.65
16	upstream	0.25	2	5.44	43.72	1.55
17	downstream	0.1	0.5	4.77	32.98	1.50
18	downstream	0.15	0.5	6.46	50.91	1.75
19	downstream	0.2	0.5	7.16	64.30	1.80
20	downstream	0.25	0.5	**7.92**	**105.25**	1.69
21	downstream	0.1	0.75	4.62	28.61	1.52
22	downstream	0.15	0.75	6.12	42.76	1.76
23	downstream	0.2	0.75	6.98	54.89	1.85
24	downstream	0.25	0.75	7.65	92.75	1.70
25	downstream	0.1	1	4.37	23.73	1.53
26	downstream	0.15	1	5.71	31.78	1.81
27	downstream	0.2	1	6.21	36.41	**1.89**
28	downstream	0.25	1	6.50	49.78	1.78
29	downstream	0.1	2	3.96	21.17	1.44
30	downstream	0.15	2	5.02	27.88	1.66
31	downstream	0.2	2	5.35	29.77	1.73
32	downstream	0.25	2	5.81	45.91	1.63

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.4 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ ที่ BR = 0.2

กรณีที่	α	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	15°	0.5	6.48	51.13	1.75
2	15°	0.75	6.10	40.46	1.79
3	15°	1	5.82	31.87	1.84
4	15°	2	5.08	27.04	1.70
5	20°	0.5	7.16	64.30	1.80
6	20°	0.75	6.92	53.02	1.85
7	20°	1	6.21	36.41	**1.89**
8	20°	2	5.35	29.77	1.73
9	30°	0.5	7.55	79.29	1.77
10	30°	0.75	7.45	68.82	1.83
11	30°	1	7.00	53.95	1.86
12	30°	2	6.19	47.65	1.72
13	45°	0.5	**8.38**	**112.77**	1.74
14	45°	0.75	8.20	99.88	1.78
15	45°	1	7.91	81.34	1.84
16	45°	2	7.08	75.00	1.69

6.6 สรุป

ผลการทดลองในส่วนที่ 2 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แผ่นบางติดครีบตัววี เพื่อศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ทิศทางการติดตั้ง, ความสูง และระยะพิตช์ครีบ พบว่า การติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววีส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันที่เกิดขึ้นในส่วนทดสอบ โดยมุมปะทะและความสูงครีบเพิ่มมากขึ้นจะให้ค่า Nu และ f เพิ่มมากขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบโดยเฉพาะที่ระยะพิตช์ถี่ ให้ค่า Nu และ f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูง แนวโน้มของ Nu จะเพิ่มขึ้นและ f จะลดลงเล็กน้อยตามการเพิ่มขึ้นของ Re โดยครีบ V-downstream ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและ TEF สูงกว่าครีบ V-upstream ทุกมุมปะทะ ซึ่งครีบที่มุมปะทะ 20° ให้ค่า TEF สูงกว่าครีบมุม 30°, 15° และ 45° เนื่องจากมีการสูญเสียความดันที่น้อยกว่ามุม 45°, 30° และมีค่า Nu ที่สูงกว่ามุม 15° ดังนั้นการเลือกใช้ครีบที่เหมาะสมคือควรเลือกใช้แบบ V-downstream ที่ $\alpha = 20^{\circ}$, PR = 1, BR = 0.2 และที่ค่า Re ต่ำซึ่งให้ค่า TEF สูงสุดในกรณีทดสอบ ทำให้ช่วยลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.7 การสร้างสมการสหสัมพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร

โดยอ้างอิงวิธีการจากบทที่ 5 หัวข้อ 5.8

6.7.1 การสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-upstream 45°

6.7.1.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์ (Nu) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ (BR) และอัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ (PR) หาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

รูปที่ 6.45 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์สหสัมพันธ์ (Nu_{pre}) กับเลขนัสเซิลท์จากการทดลอง (Nu_{exp}) กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 45°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$Nu = 0.101 Re^{0.792} Pr^{0.4} (BR+1)^{3.694} (PR+1)^{-0.257} \qquad (6.1)$$

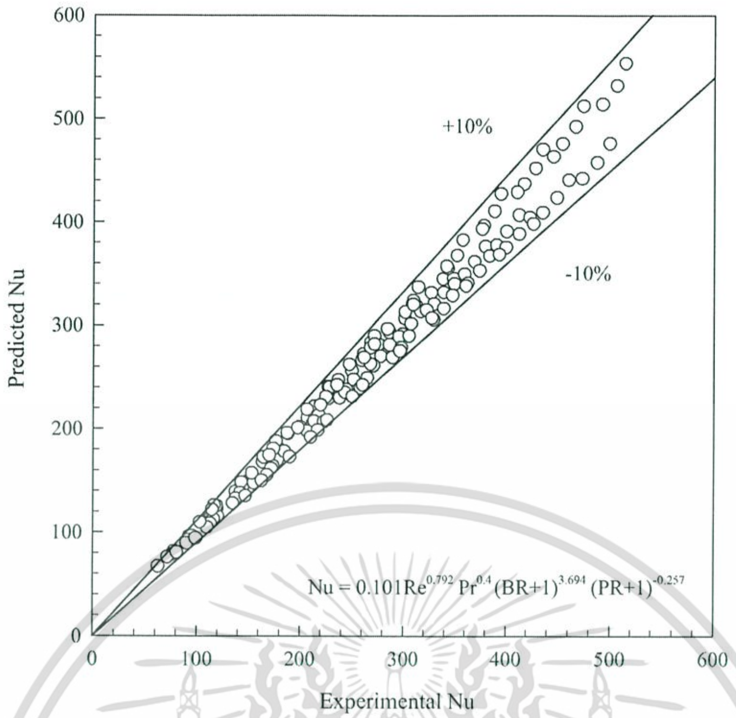
6.7.1.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทาน (f) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ (BR) และอัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ (PR) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

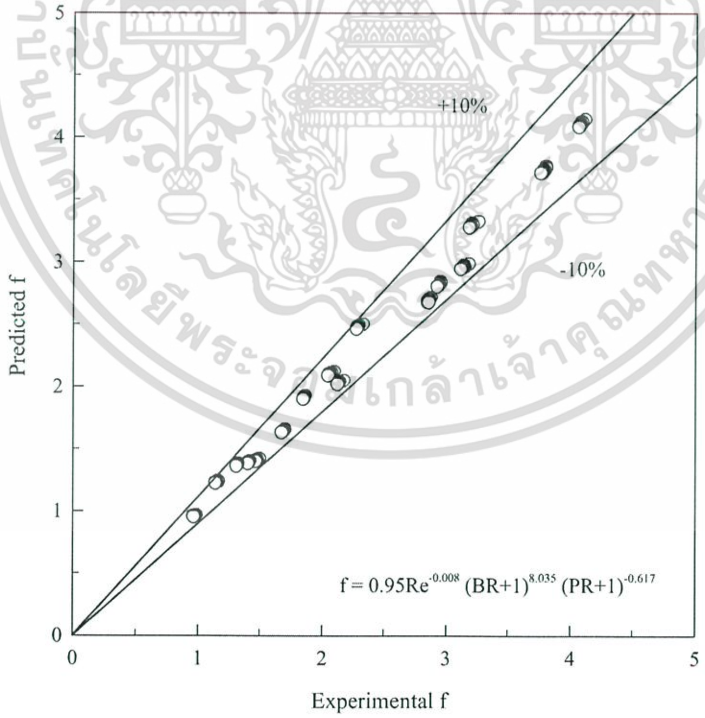
รูปที่ 6.46 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์ (f_{pre}) กับตัวประกอบเสียดทาน จากการทดลอง (f_{exp}) กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 45°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$f = 0.95 Re^{-0.008} (BR+1)^{8.035} (PR+1)^{-0.617} \qquad (6.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.45 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-upstream 45°



รูปที่ 6.46 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-upstream 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.7.2 การสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-downstream 45°

6.7.2.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

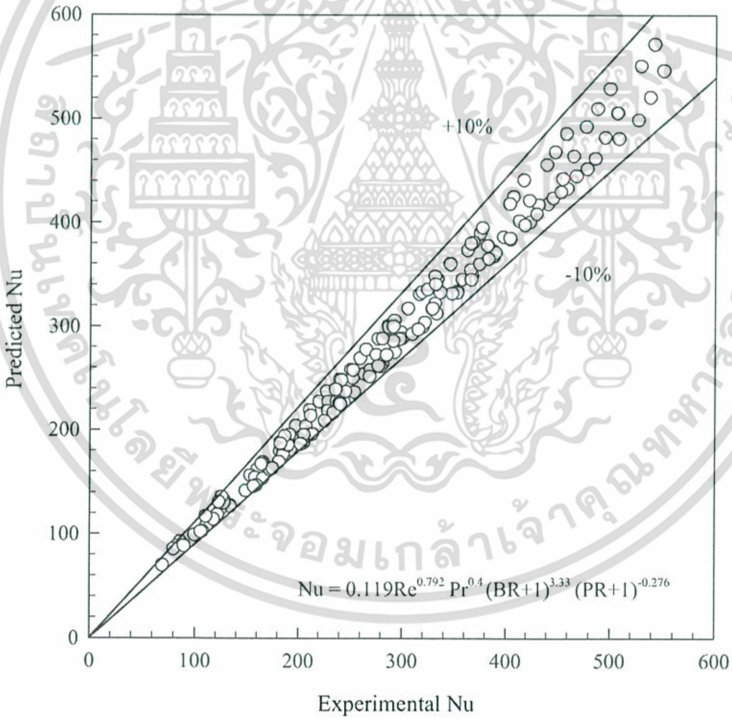
รูปที่ 6.47 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 45°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$Nu = 0.119Re^{0.792}\,Pr^{0.4}(BR+1)^{3.33}(PR+1)^{-0.276} \quad (6.3)$$

6.7.1.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

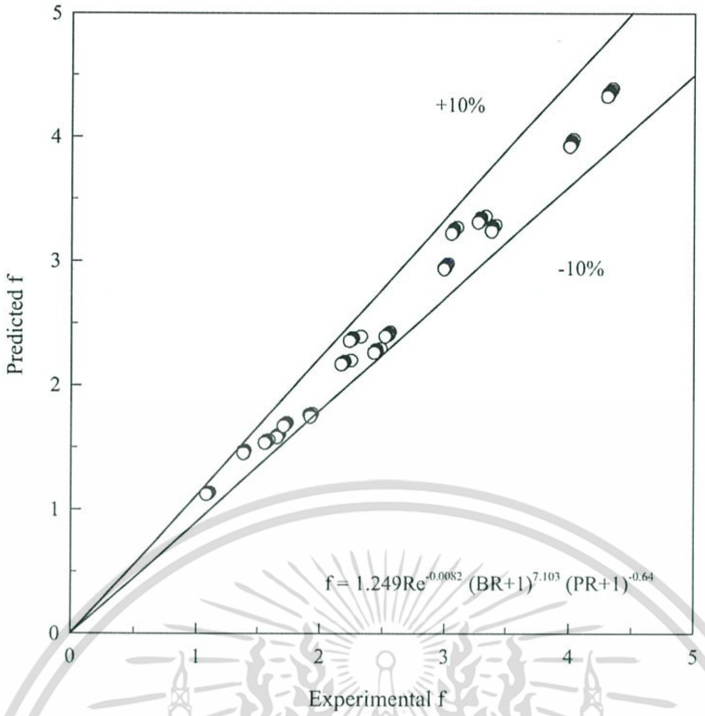
รูปที่ 6.48 แสดงความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 45°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$f = 1.249Re^{-0.0082}(BR+1)^{7.103}(PR+1)^{-0.64} \quad (6.4)$$



รูปที่ 6.47 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-downstream 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.48 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-downstream 45°

6.7.3 การสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-upstream 30°

6.7.3.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

รูปที่ 6.49 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 30°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

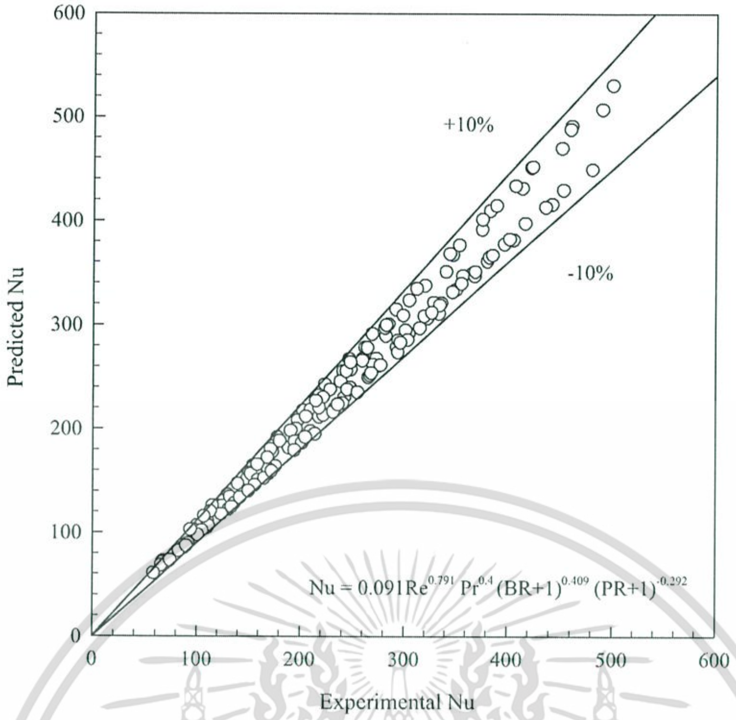
$$Nu = 0.091Re^{0.791}\,Pr^{0.4}(BR+1)^{0.409}(PR+1)^{-0.292} \qquad (6.5)$$

6.7.3.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

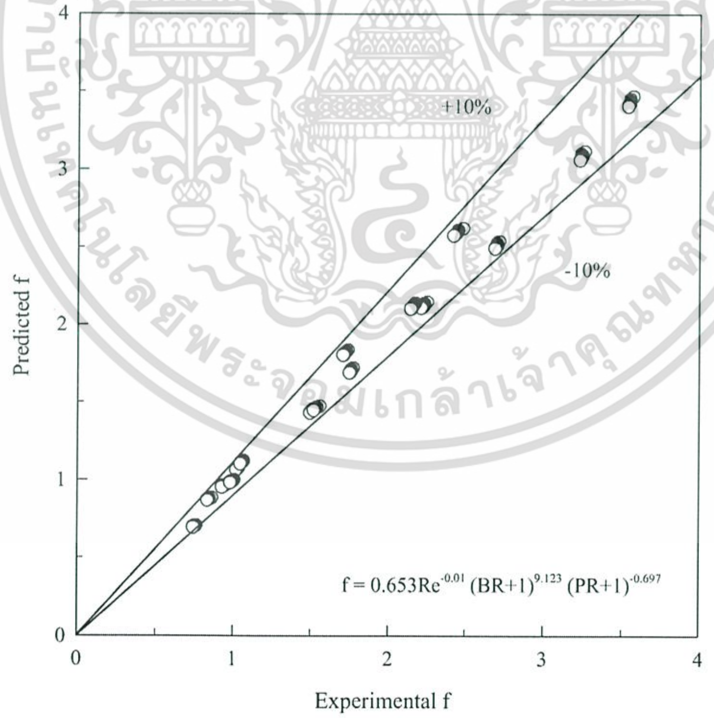
รูปที่ 6.50 แสดงความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 30°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$f = 0.653Re^{-0.01}(BR+1)^{9.123}(PR+1)^{-0.697} \qquad (6.6)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.49 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-upstream 30°



รูปที่ 6.50 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-upstream 30°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.7.4 การสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-downstream 30°

6.7.4.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

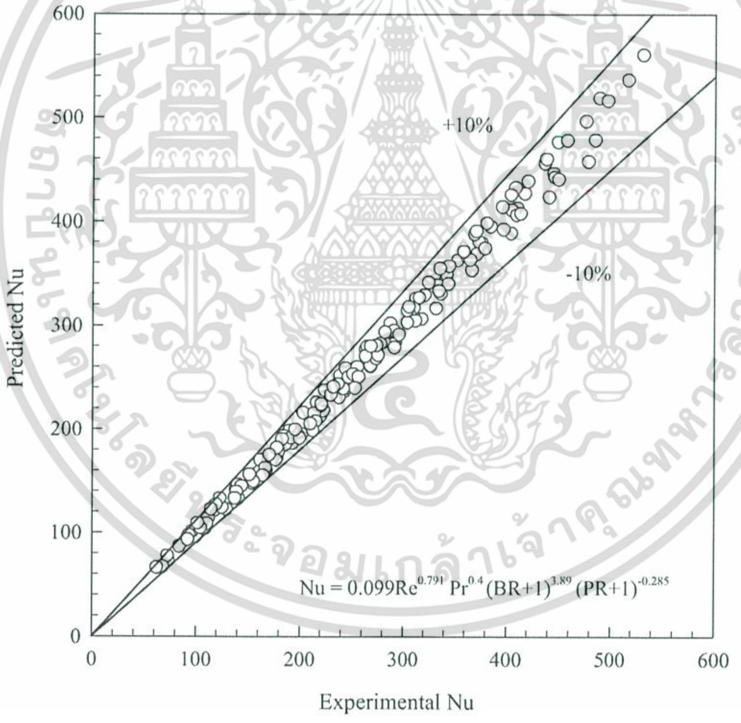
รูปที่ 6.51 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 30°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$Nu = 0.099Re^{0.791}\,Pr^{0.4}(BR+1)^{3.89}(PR+1)^{-0.285} \quad (6.7)$$

6.7.4.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

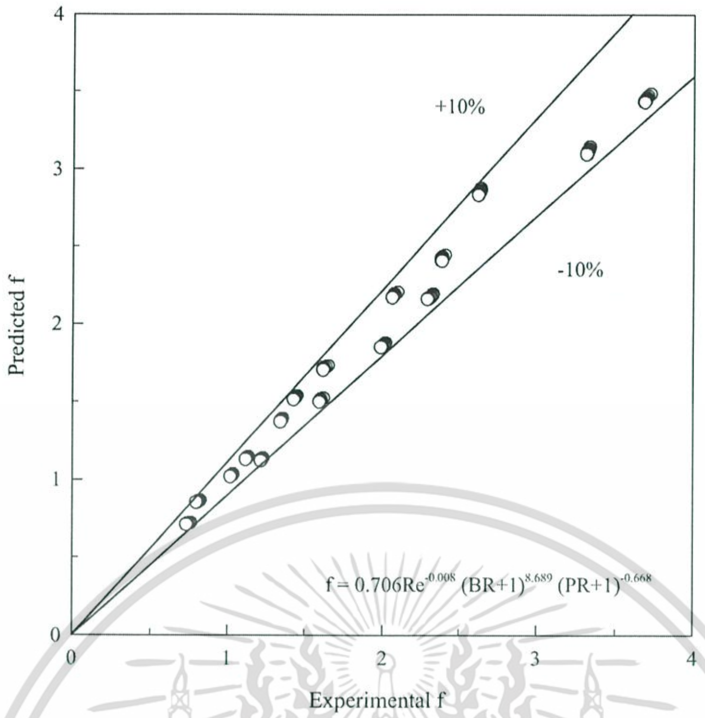
รูปที่ 6.52 แสดงความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 30°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$f = 0.706Re^{-0.008}(BR+1)^{8.689}(PR+1)^{-0.668} \quad (6.8)$$



รูปที่ 6.51 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-downstream 30°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.52 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-downstream 30°

6.7.5 การสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-upstream 20°

6.7.5.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

รูปที่ 6.53 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 20°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

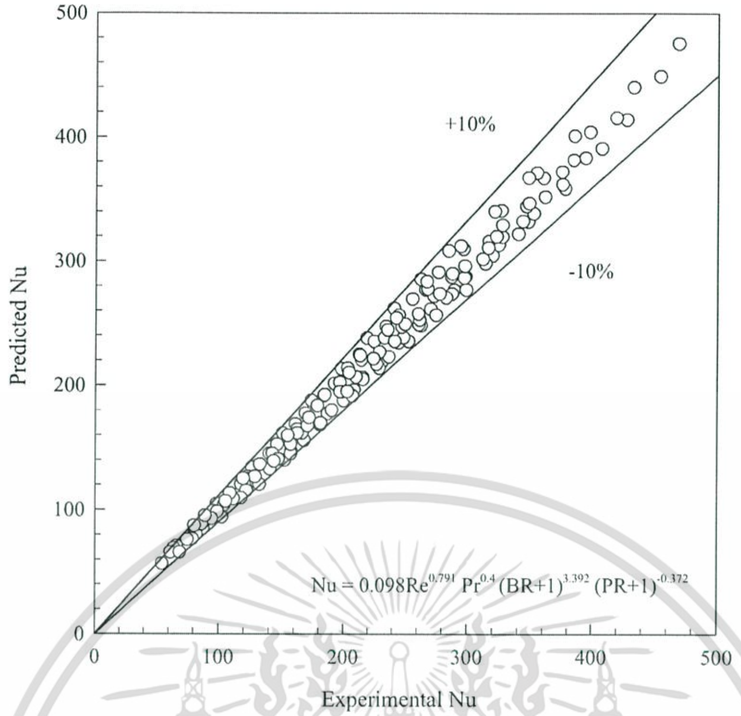
$$Nu = 0.098Re^{0.791}\,Pr^{0.4}(BR+1)^{3.392}(PR+1)^{-0.372} \quad (6.9)$$

6.7.5.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

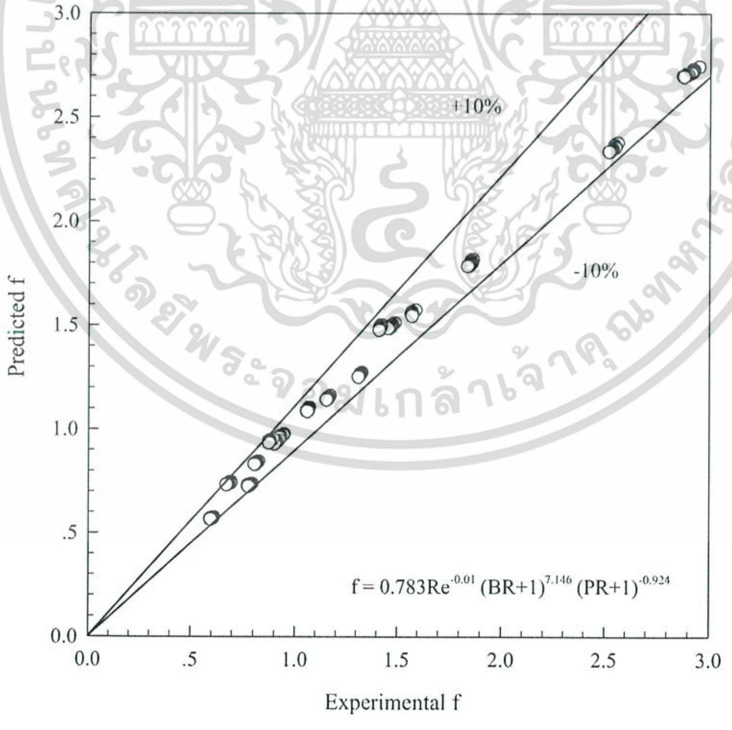
รูปที่ 6.54 แสดงความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีติดตั้งครีบ V-upstream มุม 20°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$f = 0.783Re^{-0.01}(BR+1)^{7.146}(PR+1)^{-0.924} \quad (6.10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.53 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-upstream 20°



รูปที่ 6.54 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-upstream 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.7.6 การสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-downstream 20°

6.7.6.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

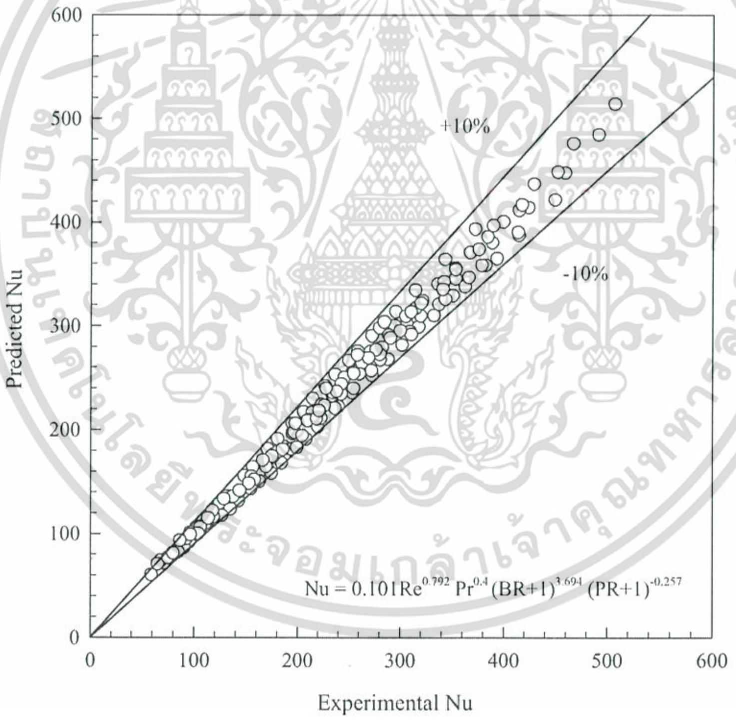
รูปที่ 6.55 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 20°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง ±10 %

$$Nu = 0.101Re^{0.792}\, Pr^{0.4}(BR+1)^{3.694}(PR+1)^{-0.257} \quad (6.11)$$

6.7.6.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

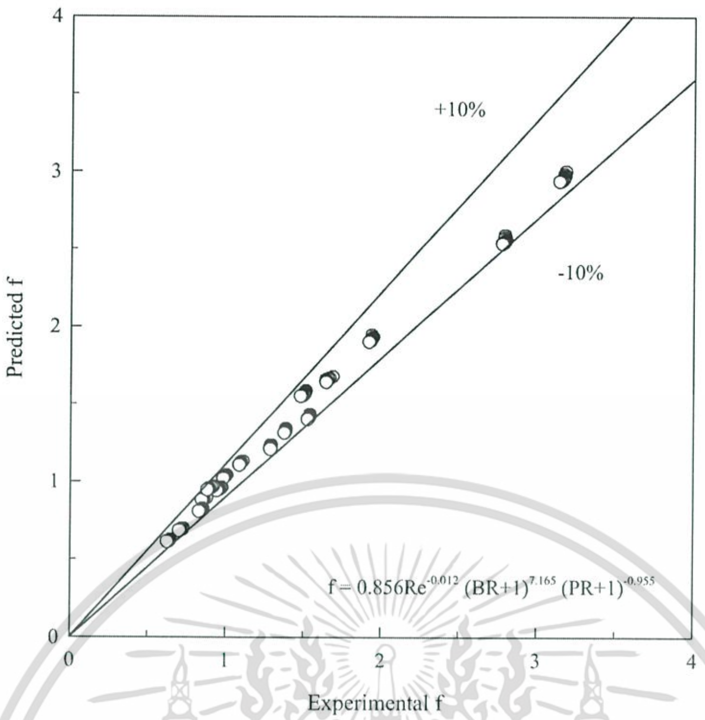
รูปที่ 6.56 แสดงความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 20°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง ±10 %

$$f = 0.856Re^{-0.012}(BR+1)^{7.165}(PR+1)^{-0.955} \quad (6.12)$$



รูปที่ 6.55 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-downstream 20°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.56 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-downstream 20°

6.7.7 การสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-downstream มุม 15°, 20°, 30° และ 45°

6.7.7.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

รูปที่ 6.57 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 15°, 20°, 30° และ 45°, BR = 0.2, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

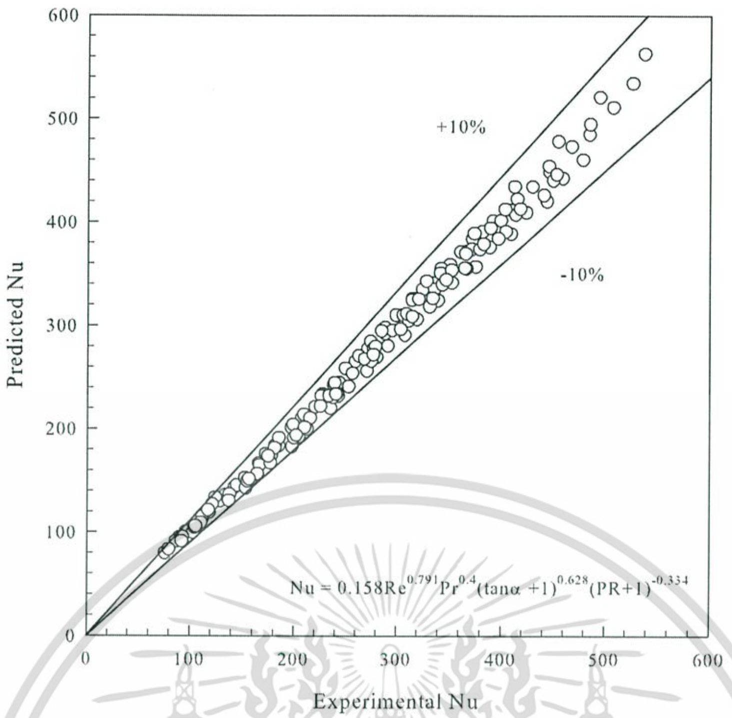
$$Nu = 0.158Re^{0.791}\,Pr^{0.4}(\tan\alpha + 1)^{0.628}(PR + 1)^{-0.334} \qquad (6.13)$$

6.7.7.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

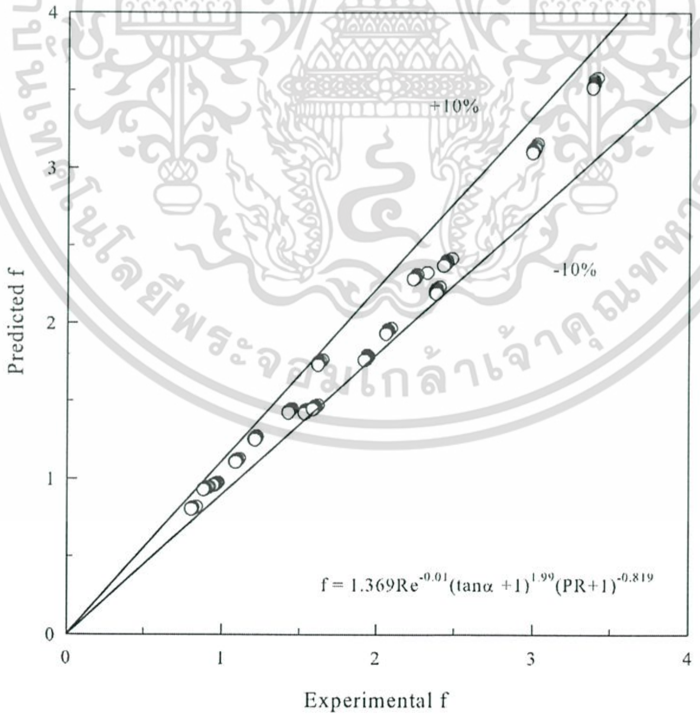
รูปที่ 6.58 แสดงความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีติดตั้งครีบ V-downstream มุม 15°, 20°, 30° และ 45°, BR = 0.2, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\,\%$

$$f = 1.369Re^{-0.01}(\tan\alpha + 1)^{1.99}(PR + 1)^{-0.819} \qquad (6.14)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.57 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ



รูปที่ 6.58 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-downstream มุมต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

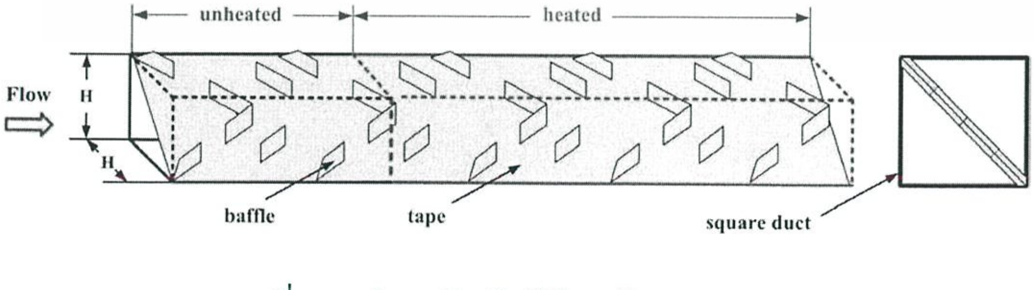
บทที่ 7
การพัฒนาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัสโดยใช้แผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว

7.1 บทนำ

ในบทนี้ กล่าวถึงผลการทดลองส่วนที่ 3 เป็นการพัฒนาชิ้นงานที่นำมาใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยนำข้อมูลผลการทดลองส่วนที่ 2 จากบทที่ 6 นำมาวิเคราะห์และพัฒนาเป็นแผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว (discrete V-baffled tape = V-discrete) โดยเลือกใช้แผ่นบางติดครีบตัววี ติดตั้งชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream = V-full) ที่มีมุมปะทะ 45° ซึ่งให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดในกรณีทดสอบ เพื่อนำมาลดค่าตัวประกอบเสียดทานซึ่งจะส่งผลให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น ศึกษาอิทธิพลของรูปทรง, มุมปะทะ, ความสูงและระยะพิตช์ครีบ โดยแบ่งการศึกษาในส่วนนี้ออกเป็น

1. **แผ่นบางติดครีบตัววี** เปรียบเทียบการติดครีบแบบ V-full และ V-discrete อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ PR = 1 ศึกษาอิทธิพลของการจัดวางครีบ
2. **แผ่นบางติดครีบ V-discrete** เปรียบเทียบมุมปะทะครีบที่ α = 60°, 45°, 30° และ 20° อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.2 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ PR = 1 ศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ
3. **แผ่นบางติดครีบ V-discrete** มีมุมปะทะครีบ α = 45° อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.15, 0.2 และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 ศึกษาอิทธิพลของความสูงและระยะพิตช์ครีบ

ทำการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในพจน์ของเลขนัสเซิลท์ (Nu) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน (f) จากนั้นก็เปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันกับท่อผนังเรียบ และค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณที่กำลังขับเดียวกัน ดังต่อไปนี้



รูปที่ 7.1 แผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว (V-discrete)

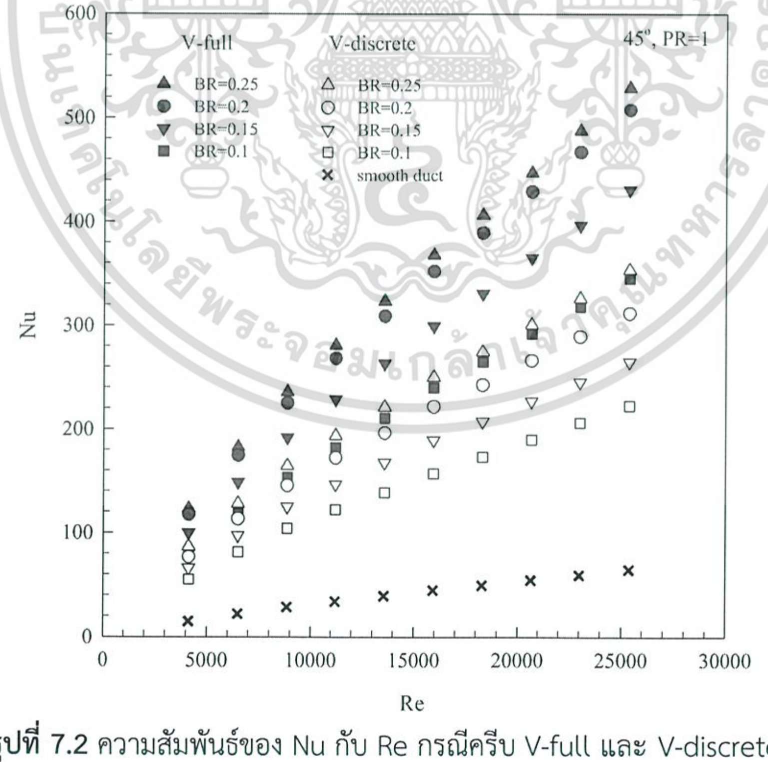
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.2 ผลการเปรียบเทียบแผ่นบางติดครีบตัววีและแผ่นบางติดครีบครีบตัววีแยกตัว

7.2.1 การถ่ายเทความร้อน

จากผลการทดลองในบทที่ 6 ครีบตัววีติดตั้งชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream=V-full) ที่มุมปะทะ $\alpha = 45^{\circ}$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดในกรณีทดสอบ ดังนั้นจึงทำการพัฒนาชิ้นงานเป็นครีบตัววีแยกตัว (V-discrete) และนำมาเปรียบเทียบกับครีบ V-full ในบทที่ 6 เพื่อต้องการลดค่า f ซึ่งจะส่งผลให้ได้ค่า TEF ที่สูงขึ้น

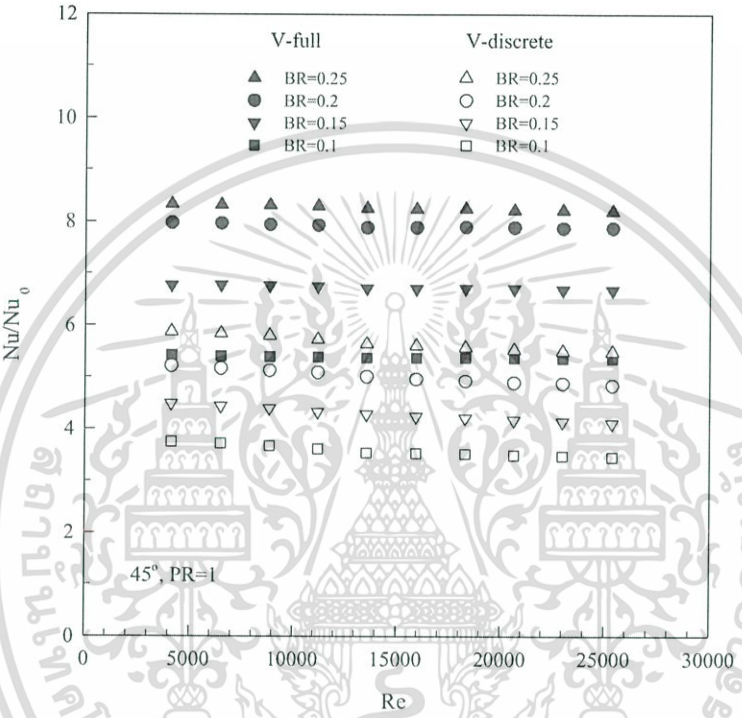
ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยครีบ V-full และครีบ V-discrete ที่ BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 1 แสดงในพจน์ของเลขนัสเซิลท์, Nu และอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์, Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 7.2 การติดตั้งครีบตัววีช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดยที่ค่า Nu เพิ่มขึ้นตาม Re และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ ทั้งกรณีจัดวางครีบ V-full และกรณีจัดวางครีบ V-discrete ซึ่งการจัดวางครีบ V-full ให้ค่า Nu สูงกว่าการจัดวางครีบ V-discrete โดยการจัดวางครีบ V-full ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 820-833%, 787-797%, 668-677% และ 536-542% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และการจัดวางครีบ V-discrete ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 548-587%, 484-522%, 411-449% และ 346-375% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ



รูปที่ 7.2 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีครีบ V-full และ V-discrete

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองท่อจัตุรัสที่มีการติดตั้งครีบ V-full และครีบ V-discrete แสดงในรูปที่ 7.3 พบว่า การจัดวางครีบตัววีที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงสุด ตามด้วย BR = 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ การจัดวางครีบ V-full ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่าการจัดวางครีบ V-discrete โดยการจัดวางครีบ V-full ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 826%, 791%, 673% และ 538% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และการจัดวางครีบ V-discrete ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 566%, 501%, 428% และ 358% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ



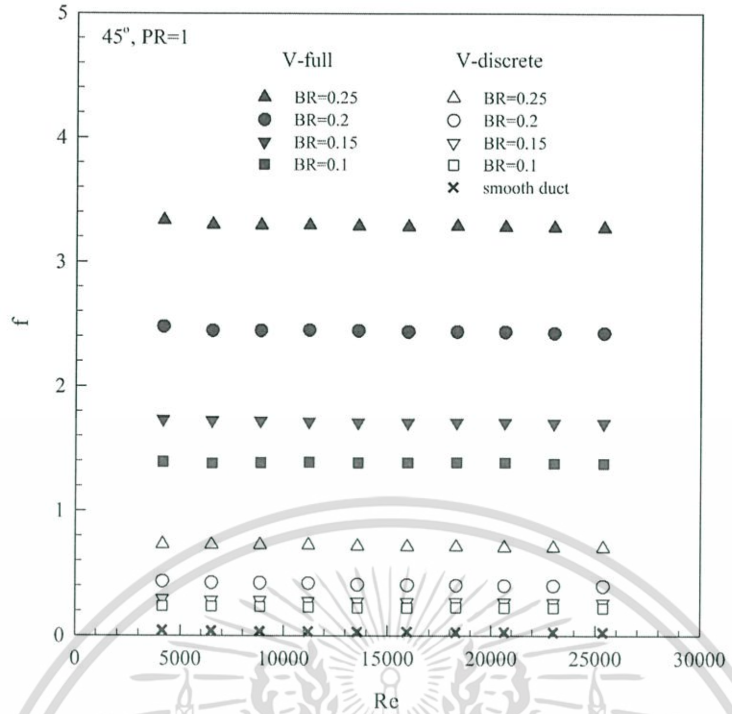
รูปที่ 7.3 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ Re กรณีครีบ V-full และ V-discrete

7.2.2 ตัวประกอบเสียดทาน

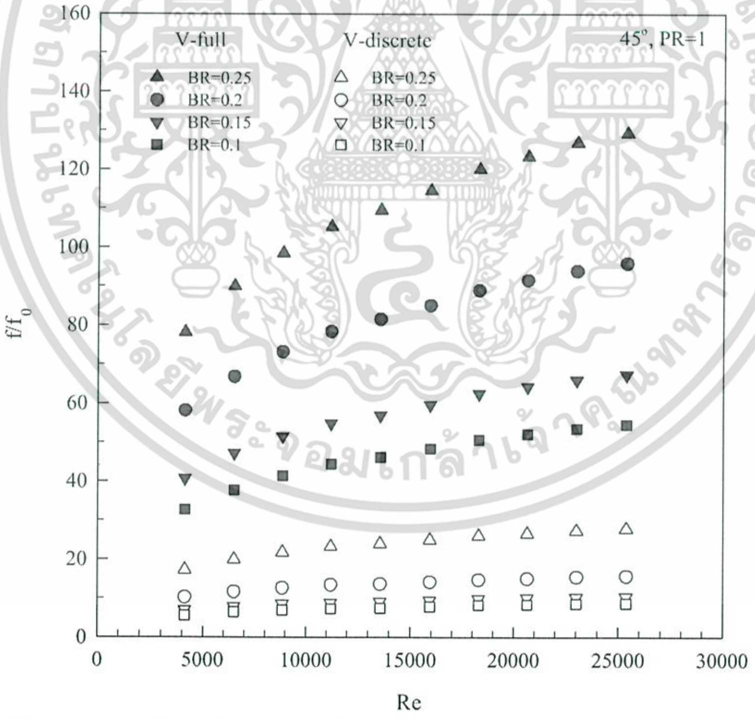
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re แสดงในรูปที่ 7.4 ท่อจัตุรัสที่มีการติดตั้งครีบตัววี พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยการจัดวางครีบ V-full มีค่า f สูงกว่าการจัดวางครีบ V-discrete และที่ BR = 0.25 มีค่า f สูงสุด ตามด้วย BR = 0.2, 0.15, 0.1 และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ โดยการจัดวางครีบ V-full ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 109 เท่า, 81 เท่า, 57 เท่า และ 46 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และการจัดวางครีบ V-discrete ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 24 เท่า, 14 เท่า, 9 เท่า และ 8 เท่า สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ

รูปที่ 7.5 แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re กรณีติดตั้งครีบแบบ V-full และ V-discrete พบว่าค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะที่ BR = 0.25 มีค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก และการจัดวางครีบ V-full มีค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นงสูงกว่าการจัดวางครีบ V-discrete อันเนื่องมาจากการจัดวางครีบแบบ V-discrete ช่วยให้อากาศภายในท่อทดสอบไหลได้สะดวกขึ้น จึงส่งผลให้ f/f_0 ลดลงค่อนข้างมาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.4 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re กรณีครีบ V-full และ V-discrete



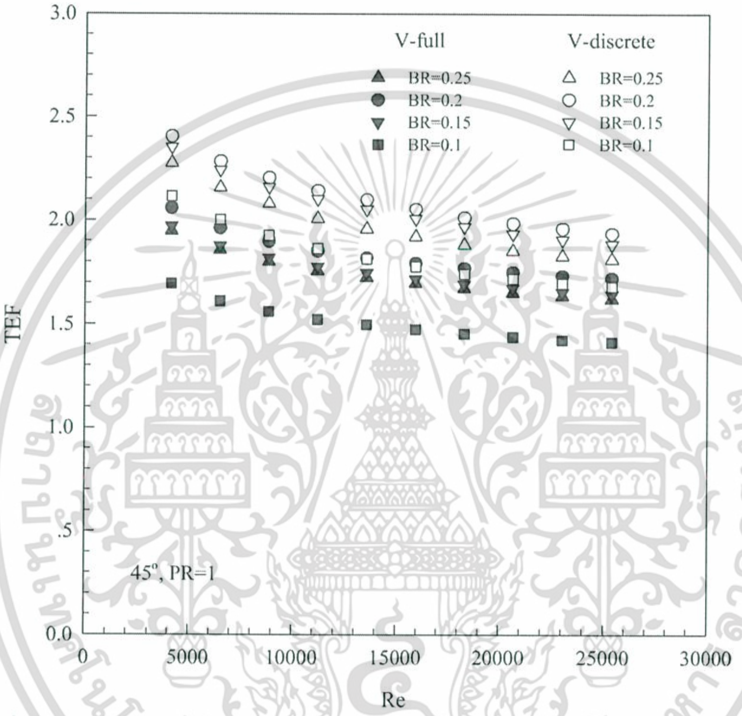
รูปที่ 7.5 ความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re กรณีครีบ V-full และ V-discrete

7.2.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 7.6 แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF ที่แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Re การจัดวางครีบ V-discrete ให้ค่า TEF สูงกว่าการจัดวางครีบ V-full และที่ BR = 0.2 มีค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15, BR = 0.25 และ BR = 0.1 ตามลำดับ โดยการจัดวางครีบ V-discrete ให้ค่า TEF เท่ากับ 2.28, 2.4, 2.35 และ 2.12 สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ และมีค่า TEF เมื่อเปรียบเทียบกับการจัดวางครีบ V-full สูงกว่าเท่ากับ 14%, 15%, 16% และ 19% สำหรับ BR = 0.25, 0.2, 0.15 และ 0.1 ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่าการจัดวางครีบ V-discrete ส่งผลให้ค่า TEF สูงกว่าการจัดวางครีบแบบ V-full และสามารถลดค่า f ได้ค่อนข้างสูง ซึ่งการนำครีบ V-discrete มาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด



รูปที่ 7.6 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re กรณีครีบ V-full และ V-discrete

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อจัตุรัส โดยติดตั้งครีบตัววีจัดวางแบบ V-full และ V-discrete มีมุมปะทะ 45°, PR = 1, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 แสดงในพจน์ของ Nu และ f โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วนด้วยครีบตัววีมุมปะทะ 45° พบว่า การจัดวางครีบแบบ V-full ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันสูงกว่าการจัดวางครีบแบบ V-discrete และให้ค่า TEF ที่ต่ำกว่าด้วย ซึ่งการจัดวางครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu และให้ค่า f สูงสุดทั้ง V-full และ V-discrete โดยการจัดวางครีบแบบ V-full ให้ค่า Nu สูงกว่าการจัดวางครีบแบบ V-discrete เฉลี่ยอยู่ในช่วง 30-40% และให้ค่า f สูงกว่าเฉลี่ยอยู่ในช่วง 77-85% แต่ครีบ V-discrete ให้ค่า TEF สูงกว่าครีบ V-full เฉลี่ยอยู่ในช่วง 14-19% ซึ่งครีบ V-discrete ที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงถึง 2.4 ที่ Re ค่าต่ำสุด ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

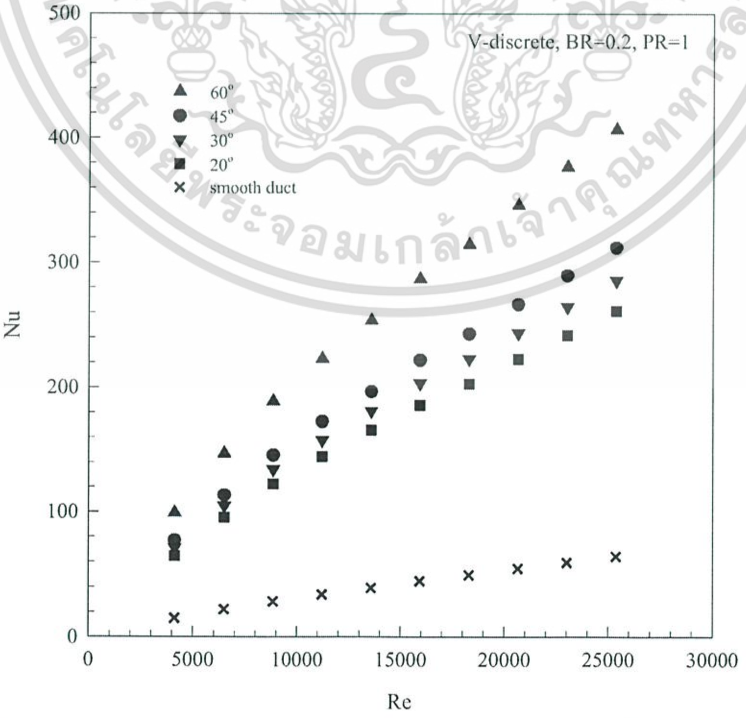
7.3 อิทธิพลของมุมปะทะแผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว

7.3.1 การถ่ายเทความร้อน

จากหัวข้อ 7.2 ซึ่งแสดงผลการศึกษาค่า Nu, f และ TEF ของครีบตัววีจัดวางแบบ V-full และ V-discrete ที่มุมปะทะ 45°, PR = 1, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 พบว่า การจัดวางครีบ V-discrete สามารถช่วยให้ค่า f ลดลงได้เป็นอย่างมาก และส่งผลให้ค่า TEF สูงขึ้นด้วย โดยครีบที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ดังนั้นในหัวข้อนี้จึงเลือกครีบ V-discrete ที่ BR = 0.2 มาทำการศึกษามุมปะทะเพิ่มเติม โดยมีมุมปะทะ 20°, 30°, 45° และ 60° เพื่อเปรียบเทียบและบ่งชี้ให้เห็นถึงอิทธิพลของมุมปะทะที่มุมต่าง ๆ

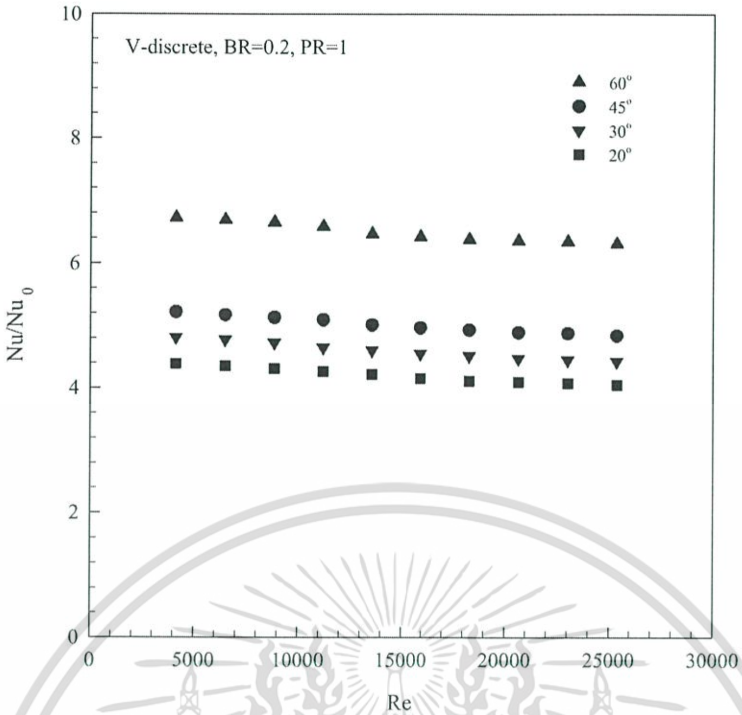
ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยครีบ V-discrete มุม 20°, 30°, 45° และ 60°, BR = 0.2, PR = 1 แสดงในพจน์ของ Nu และ Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 7.7 การจัดวางครีบ V-discrete ที่ BR = 0.2 ช่วยสร้างความปั่นป่วนและ ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดยค่า Nu เพิ่มขึ้นตาม Re การจัดวางครีบทำมุม 60° ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วยครีบมุม 45°, 30° และ 20° ตามลำดับ โดยให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 631-672%, 484-522%, 443-481% และ 405-439% สำหรับครีบมุม 60°, 45°, 30° และ 20° ตามลำดับ

ผลการทดลองท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่ครีบ V-discrete วางตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยมีมุมปะทะ 20°, 30°, 45° และ 60°, BR = 0.2, PR = 1 แสดงในรูปที่ 7.8 พบว่า ครีบที่มีมุมปะทะ α สูง จะส่งผลให้ค่า Nu/Nu_0 มีค่าสูงกว่าครีบที่มีมุมปะทะ α ต่ำ ที่ทุกค่า Re และมีแนวโน้มที่เหมือนกัน โดยครีบ V-discrete ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 649%, 501%, 460% และ 420% สำหรับ α = 60°, 45°, 30° และ 20° ตามลำดับ



รูปที่ 7.7 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีครีบ V-discrete ที่มุมปะทะต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



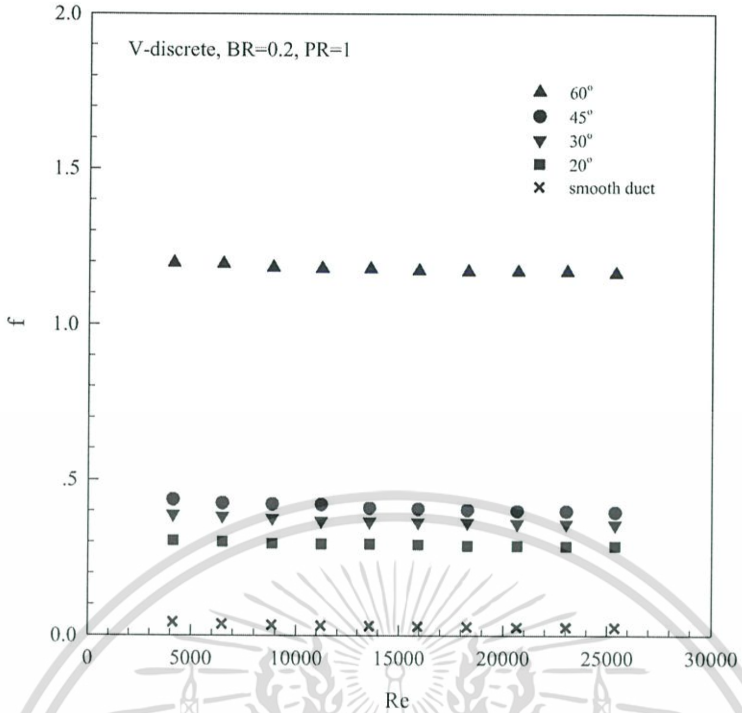
รูปที่ 7.8 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ Re กรณีครีบ V-discrete ที่มุมปะทะต่าง ๆ

7.3.2 ตัวประกอบเสียดทาน

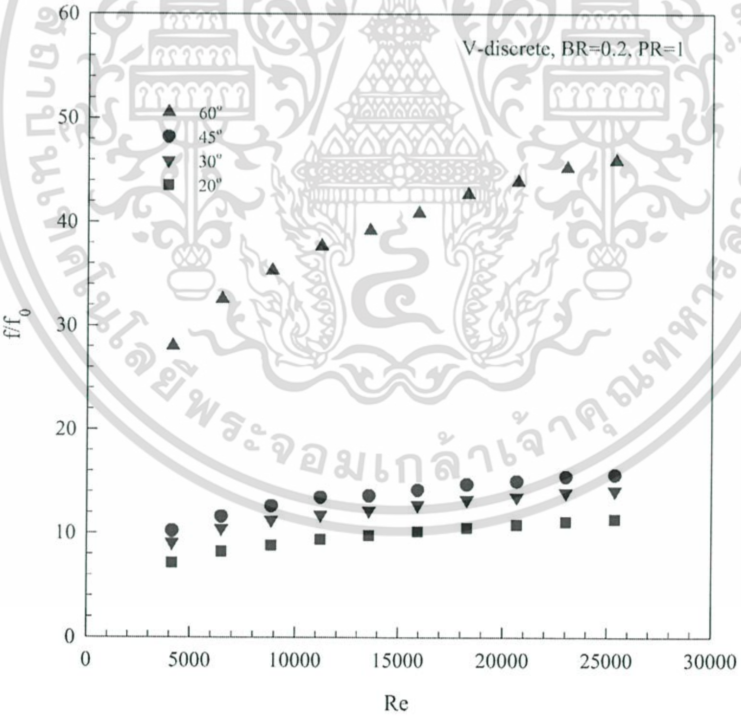
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re แสดงในรูปที่ 7.9 ท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่ครีบ V-discrete วางตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อโดยมีมุมปะทะ 20°, 30°, 45° และ 60° ตามลำดับ ที่ BR = 0.2 และ PR = 1 พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยครีบมุม 60° มีค่า f มากที่สุด ตามด้วยครีบมุม 45°, 30°, 20° และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ โดยการจัดวางครีบ V-discrete ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 39 เท่า, 14 เท่า, 12 เท่า และ 10 เท่า สำหรับการจัดวางครีบที่มุมปะทะ 60°, 45°, 30° และ 20° ตามลำดับ

รูปที่ 7.10 แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re พบว่าค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะครีบมุม 60° มีค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ซึ่งแนะนำให้ใช้ α ไม่ควรเกิน 45° เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลมได้มาก และสามารถส่งผลให้ค่า TEF สูงขึ้นได้อีกด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.9 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re กรณีครีบ V-discrete ที่มุมปะทะต่าง ๆ



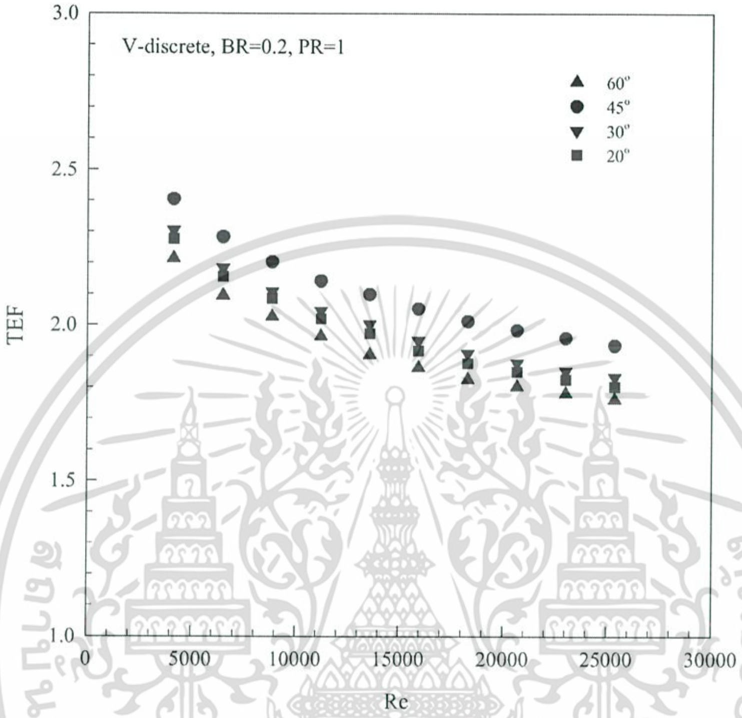
รูปที่ 7.10 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re กรณีครีบ V-discrete ที่มุมปะทะต่าง ๆ

7.3.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 7.11 แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกัน พบว่าค่า TEF ที่แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยการติดตั้งครีบ V-discrete ที่มุม 45° ให้ค่า TEF สูงกว่าการติดตั้งครีบมุม 30°, 20° และ 60° ตามลำดับทุกค่า Re โดยให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 2.4, 2.3, 2.28 และ 1.92 สำหรับการจัดวางครีบที่มุมปะทะ 45°, 30°, 20° และ 60° ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่า การใช้ครีบ V-discrete ส่งผลให้ได้ค่า TEF ที่สูงกว่าและการนำครีบแบบ V-discrete มาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด



รูปที่ 7.11 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re กรณีครีบ V-discrete ที่มุมปะทะต่าง ๆ

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อจัตุรัส โดยใช้ครีบ V-discrete สอดใส่ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยมีมุมปะทะ 20°, 30°, 45° และ 60°, BR = 0.2, PR = 1 แสดงในพจน์ของ Nu , f และ TEF โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วนด้วยครีบ V-discrete มุมปะทะต่าง ๆ พบว่า การใช้ครีบมุม 60° ให้ค่า Nu สูงสุด และมีค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน จึงส่งผลให้ครีบ V-discrete มุม 45° มีค่า TEF สูงสุด โดยให้ค่า TEF สูงถึง 2.4 ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด

7.4 ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบ V-discrete 45°

7.4.1 การถ่ายเทความร้อน

ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัส ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยครีบแบบ V-discrete มุม 45° โดยมี BR = 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ แสดงในพจน์ของ Nu และ Nu/Nu_0 โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 7.12 (ก) การใช้ครีบ V-discrete มุม 45° ช่วยสร้างความปั่นป่วนและ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

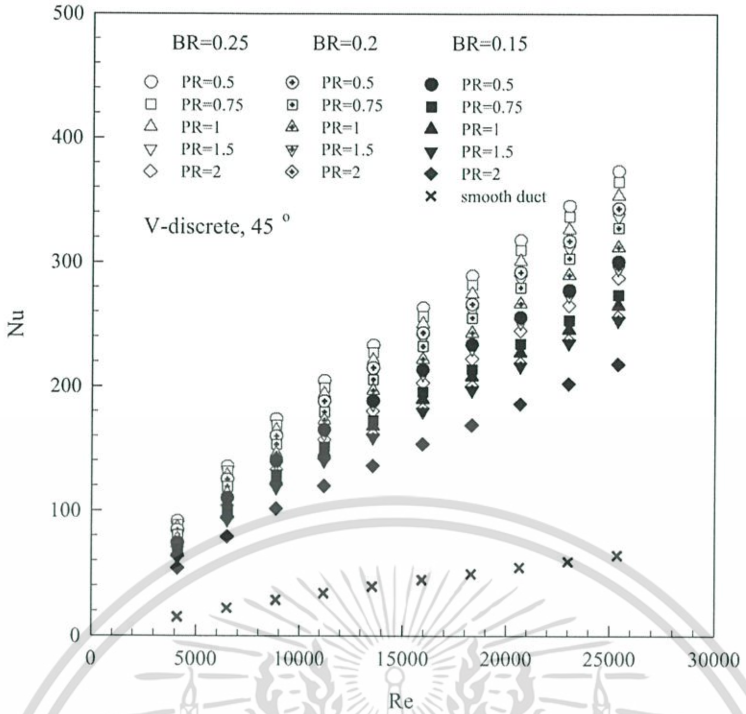
ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดย Nu เพิ่มขึ้นตาม Re และครีบ V-discrete ที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย BR = 0.2 และ 0.15 ตามลำดับ การจัดวางครีบที่ PR =0.5 ให้ค่า Nu สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, 1, 1.5 และ PR = 2 ตามลำดับ โดยที่ BR = 0.25 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 579-621%, 566-602%, 548-587%, 522-563% และ 446-479% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ ตามด้วย BR = 0.2 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 532-573%, 508-546%, 484-522%, 457-492% และ 397-432% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ และ BR = 0.15 ให้ค่าการเพิ่ม Nu เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง 466-504%, 425-463%, 411-449%, 393-424% และ 338-365% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ

รูปที่ 7.12 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ PR กรณีติดตั้งครีบ V-discrete มุม 45° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.25 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2 และ 0.15 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ Nu เป็นอย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1, PR = 1.5 และ PR = 2 ตามลำดับ

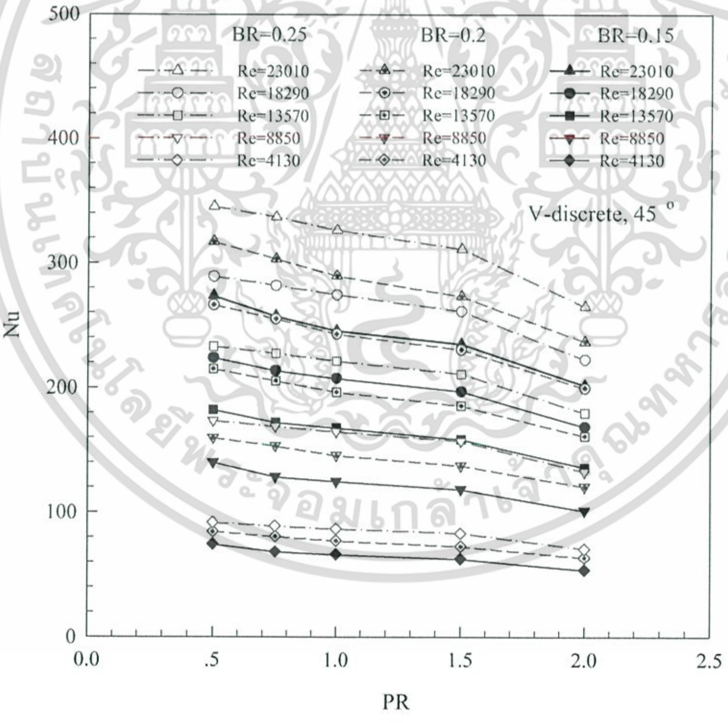
ผลการทดลองท่อจัตุรัสที่มีการสอดใส่ครีบ V-discrete มุม 45° ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ แสดงในรูปที่ 7.13 (ก) พบว่า ครีบที่ BR สูงให้ค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าครีบ BR ต่ำที่ทุกค่า Re และมีแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่ PR =0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า PR = 0.75, PR = 1, PR = 1.5 และ PR = 2 ตามลำดับ โดยที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 597%, 581%, 566%, 540% และ 459% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ ตามด้วย BR = 0.2 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 550%, 525%, 501%, 473% และ 413% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ และ BR = 0.15 ให้ค่า Nu/Nu_0 เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 482%, 441%, 428%, 407% และ 349% สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ

รูปที่ 7.13 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ PR กรณีติดตั้งครีบ V-discrete มุม 45° พบว่า ความสูง และระยะพิตช์ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนเป็นอย่างมาก โดยกลุ่ม BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงสุด ตามด้วยกลุ่ม BR = 0.20 และกลุ่ม BR = 0.15 ตามลำดับ ซึ่งการใช้ครีบที่ PR มีค่าน้อย (ระยะพิตช์ถี่) ส่งผลให้ค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าการใช้ครีบที่ PR มีค่ามาก (ระยะพิตช์ห่าง)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



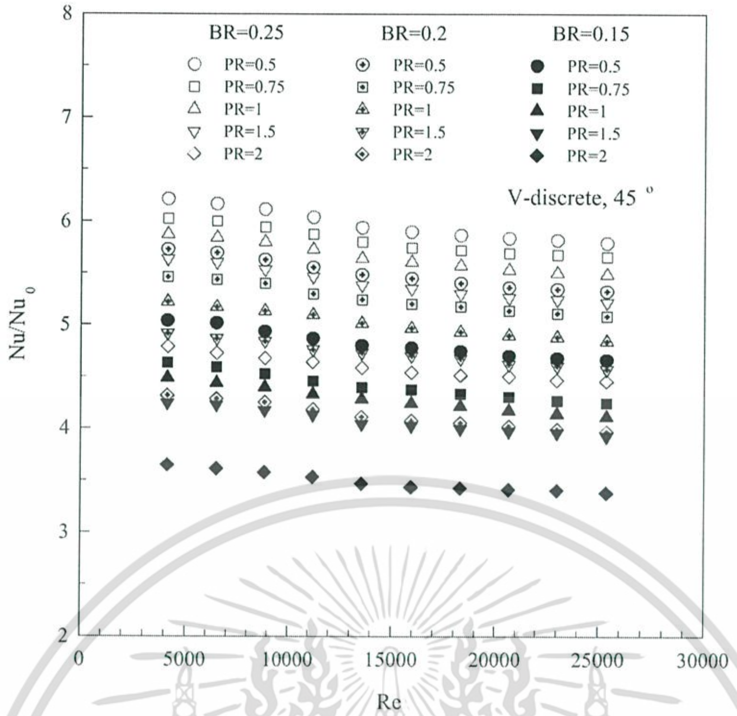
(ก)



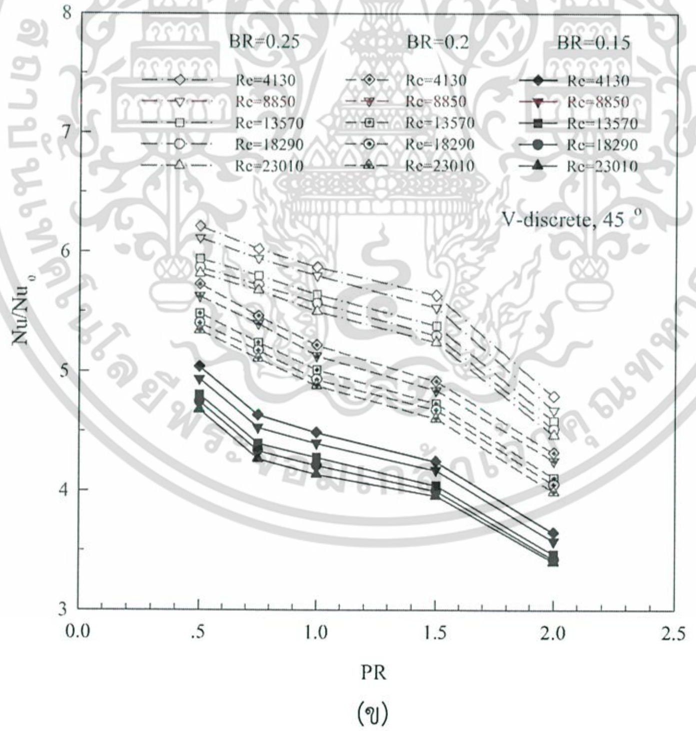
(ข)

รูปที่ 7.12 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ PR กรณีครีบ V-discrete 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 7.13 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu/Nu_0 กับ Re และ (ข) Nu/Nu_0 กับ PR กรณีครีบ V-discrete45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.4.2 ตัวประกอบเสียดทาน

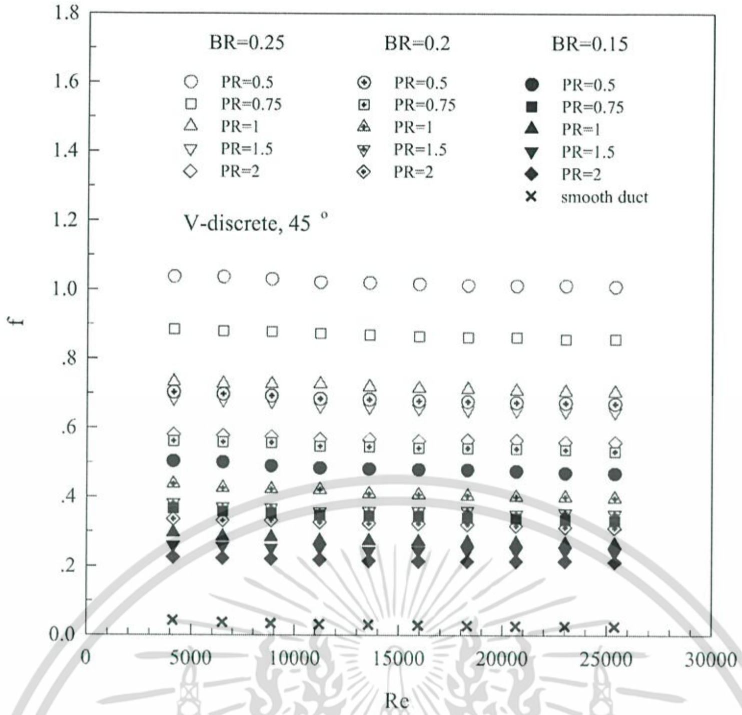
ความสัมพันธ์ของ f กับ Re จากผลการทดลอง แสดงในรูปที่ 7.14 (ก) พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f มีแนวโน้มลดลง โดยครีบที่ PR = 0.5 มีค่า f สูงที่สุด ตามด้วยครีบ PR = 0.75, PR = 1, PR = 1.5, PR = 2 และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า f ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบที่ BR = 0.2 และ 0.15 ตามลำดับ โดยครีบ BR = 0.25 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 34 เท่า, 29 เท่า, 24 เท่า, 22 เท่า และ 19 เท่า สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ ตามด้วย BR = 0.2 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 23 เท่า, 18 เท่า, 14 เท่า, 12 เท่า และ 11 เท่า สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ และ BR = 0.15 ให้ค่า f เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 16 เท่า, 11 เท่า, 9 เท่า, 8 เท่า และ 7 เท่า สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ

รูปที่ 7.14 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ PR กรณีติดตั้งครีบ V-discrete มุม 45° พบว่า PR ส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของค่า f เป็นอย่างมาก โดยครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่าครีบที่ PR = 0.75, PR = 1, PR = 1.5 และ PR = 2 ตามลำดับ ขณะที่ BR = 0.25 ให้ค่า f เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2 และ 0.15 ตามลำดับ

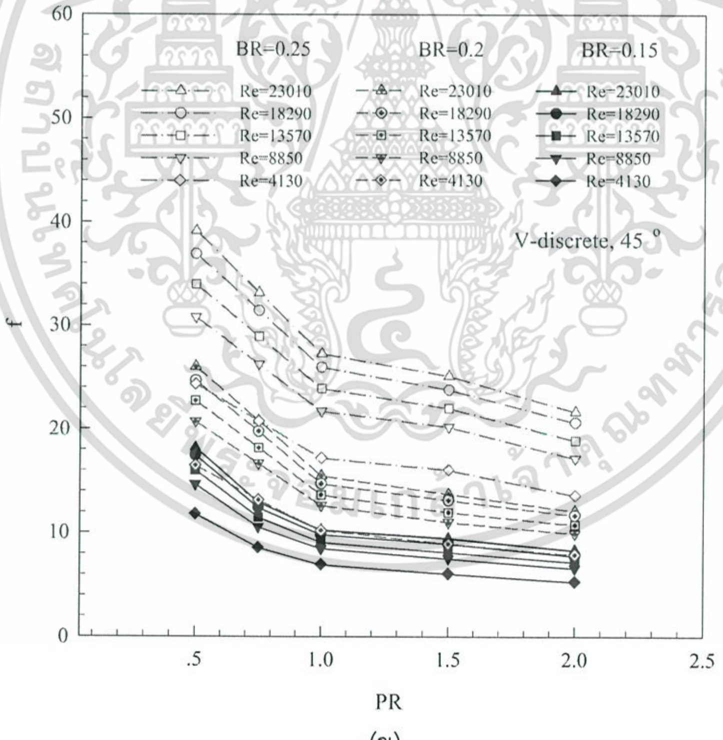
รูปที่ 7.15 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ Re พบว่าค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ Re โดยเฉพาะที่ PR = 0.5 มี f/f_0 เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ขณะที่ครีบ BR = 0.25 มีค่า f/f_0 สูงสุด ตามด้วย BR = 0.2 และ BR = 0.15 ตามลำดับ ซึ่งการนำครีบ V-discrete มาประยุกต์ใช้ควรเลือกใช้ที่ PR ไม่ควรเกิน 0.75 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลมได้มาก

รูปที่ 7.15 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ f/f_0 กับ PR กรณีติดตั้งครีบ V-discrete มุม 45° พบว่า เมื่อ BR เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย BR = 0.25 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า BR = 0.2 และ 0.15 ตามลำดับ การเพิ่มของ Re จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ f/f_0 เป็นอย่างมาก และที่ PR = 0.5 ให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1, PR = 1.5 และ PR = 2 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



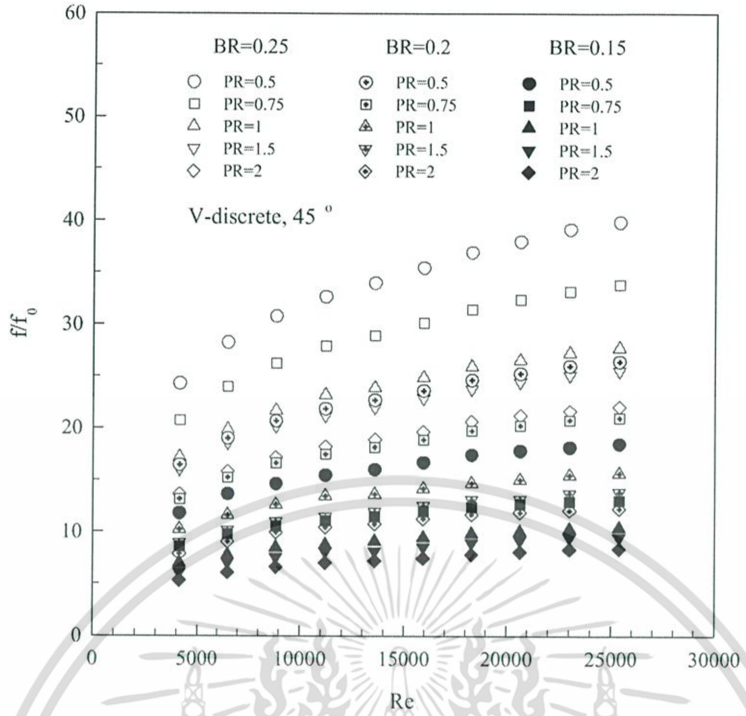
(ก)



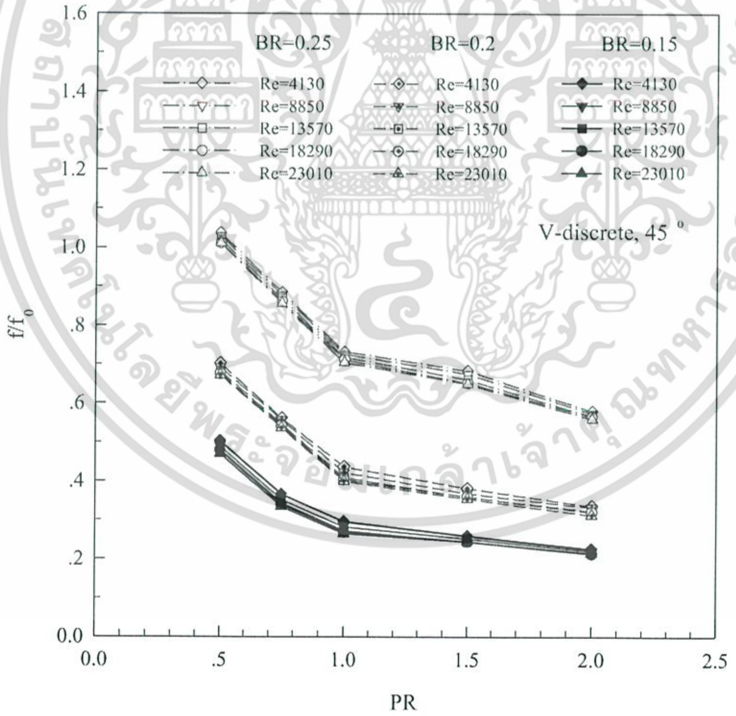
(ข)

รูปที่ 7.14 ความสัมพันธ์ของ (ก) f กับ Re และ (ข) f กับ PR กรณีครีบ V-discrete 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



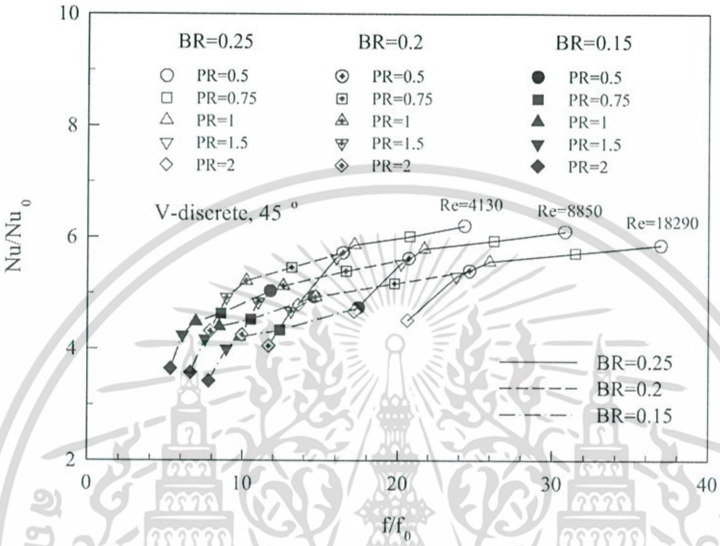
(ข)

รูปที่ 7.15 ความสัมพันธ์ของ (ก) f/f_0 กับ Re และ (ข) f/f_0 กับ PR กรณีครีบ V-discrete 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.4.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 7.16 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีติดตั้งครีบ V-discrete มุม 45° ที่ความสูงและระยะพิตช์ต่าง ๆ พบว่า เมื่อค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นด้วย โดยครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นมากกว่า PR = 0.75, PR = 1, PR = 1.5 และ PR = 2 โดยการติดตั้งครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 มากที่สุด ตามด้วยครีบที่ BR = 0.2 และ 0.15 ตามลำดับ

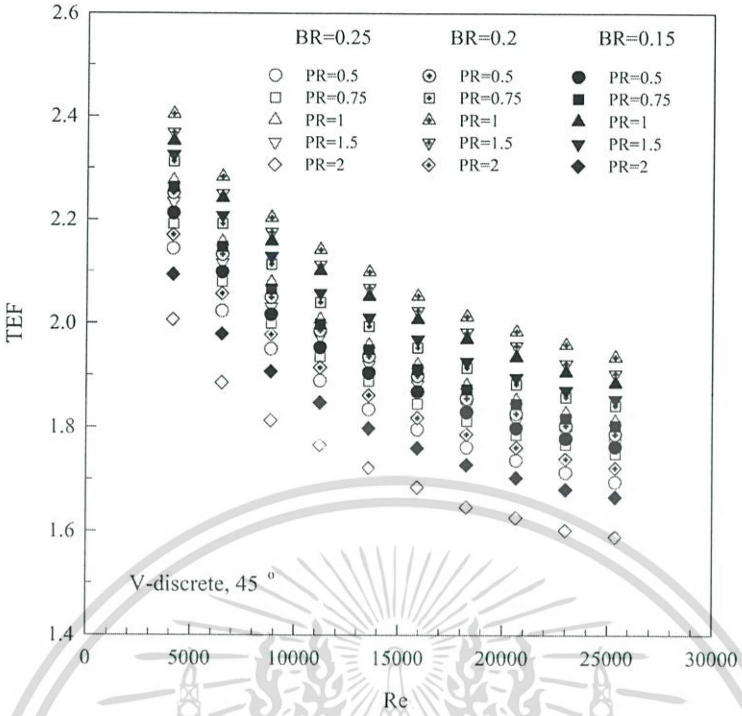


รูปที่ 7.16 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu_0 กับ f/f_0 กรณีครีบ V-discrete 45°

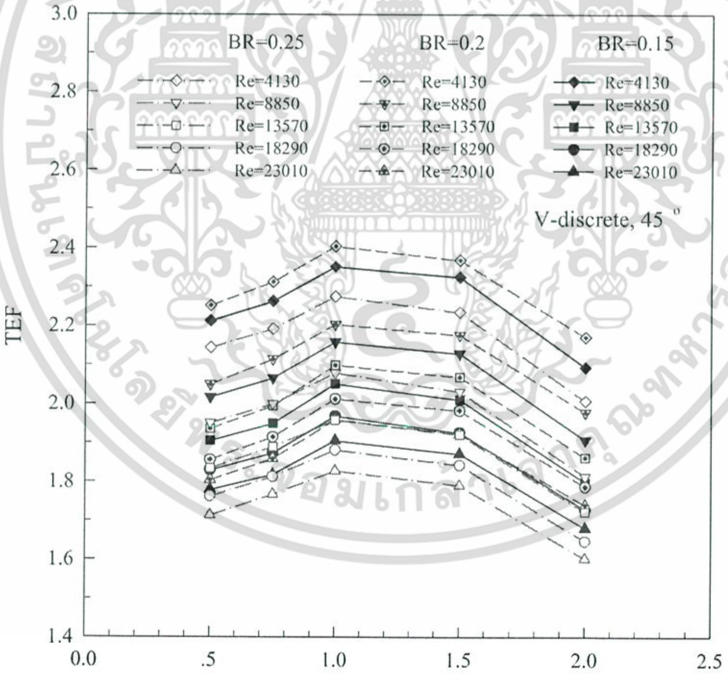
รูปที่ 7.17 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล Nu/Nu_0 และ f/f_0 ที่กำลังขับเดียวกัน พบว่าค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re ซึ่งการติดตั้งครีบที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย PR = 1.5, PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ที่ทุกความสูงครีบและทุกค่า Re ครีบที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15 และ BR = 0.25 โดยที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 2.25, 2.31, 2.4, 2.37 และ 2.17 สำหรับ PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่า การติดตั้งครีบ V-discrete มุม 45° ส่งผลให้ได้ค่า TEF ที่สูงกว่าและการนำครีบ V-discrete มาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

รูปที่ 7.17 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ PR กรณีติดตั้งครีบ V-discrete มุม 45° พบว่าค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตาม PR, BR และ Re ที่ใช้งาน เมื่อพิจารณาที่ Re = 4,130 ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบจะให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยกรณีของ PR ที่ PR = 1 ให้ค่า TEF สูงกว่า PR = 1.5, PR = 0.75, PR = 0.5 และ PR = 2 ตามลำดับ และกรณีของ BR ที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย BR = 0.15 และ BR = 0.25 ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ PR = 1, BR = 0.2 และ Re = 4,130

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)

รูปที่ 7.17 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ PR กรณีครีบ V-discrete 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อจัตุรัส โดยใช้ครีบ V-discrete มุมปะทะ 45°, BR = 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 แสดงในพจน์ของ Nu และ f โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วนด้วยการติดตั้งครีบ V-discrete มุมปะทะ 45° พบว่า การใช้ครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน โดยการจัดวางครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu และ f สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ ส่งผลให้ครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 มีค่า TEF สูงสุด เท่ากับ 2.4 ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้เป็นอย่างดี สำหรับค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด

ตารางที่ 7.1 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีเปรียบเทียบครีบ V-full และ V-discrete ที่ α = 45°, PR = 1

กรณีที่	การจัดวาง	BR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	V-full	0.1	5.38	46.13	1.51
2	V-full	0.15	6.73	57.06	1.76
3	V-full	0.2	7.91	81.34	1.84
4	V-full	0.25	**8.26**	**109.5**	1.74
5	V-discrete	0.1	3.58	7.53	1.83
6	V-discrete	0.15	4.28	9.09	2.06
7	V-discrete	0.2	5.01	13.65	**2.11**
8	V-discrete	0.25	5.66	23.82	1.98

ตารางที่ 7.2 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีครีบ V-discrete มุมต่าง ๆ ที่ BR = 0.2, PR = 1

กรณีที่	α	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	20°	4.20	9.74	1.98
2	30°	4.60	12.23	2.01
3	45°	5.01	13.65	**2.11**
4	60°	**6.50**	**39.14**	1.92

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 7.3 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF กรณีครีบ V-discrete 45°

กรณีที่	BR	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	0.15	0.5	4.82	16.02	1.92
2	0.15	0.75	4.41	11.46	1.97
3	0.15	1	4.28	9.09	2.06
4	0.15	1.5	4.07	8.25	2.02
5	0.15	2	3.49	7.21	1.82
6	0.2	0.5	5.50	22.67	1.95
7	0.2	0.75	5.25	18.14	2.01
8	0.2	1	5.01	13.65	**2.11**
9	0.2	1.5	4.73	11.99	2.08
10	0.2	2	4.13	10.72	1.88
11	0.25	0.5	**5.97**	**33.92**	1.85
12	0.25	0.75	5.81	28.88	1.91
13	0.25	1	5.66	23.82	1.98
14	0.25	1.5	5.40	21.98	1.94
15	0.25	2	4.59	18.87	1.73

7.5 สรุป

ผลการทดลองส่วนที่ 3 การพัฒนาชิ้นงานเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ครีบตัววีแยกตัว เพื่อศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ การจัดวาง ความสูง และระยะพิตช์ครีบ จากตารางที่ 7.1-7.3 แสดงค่าเฉลี่ยของ Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF ในแต่ละกรณีศึกษา เมื่อทำการเปรียบเทียบระหว่างครีบ V-full และครีบ V-discrete พบว่า การจัดวางครีบ V-full ให้ค่า Nu และ f สูงกว่าการจัดวางครีบ V-discrete แต่ให้ค่า TEF ที่ต่ำกว่า ดังนั้นการเลือกใช้ครีบตัววีควรเลือกใช้ครีบแบบ V-discrete เพราะช่วยลดการสูญเสียความดันได้ พร้อมทั้งให้ค่า TEF ที่สูงกว่าครีบแบบ V-full

สำหรับอิทธิพลของมุมปะทะครีบนั้น การใช้ครีบที่ $\alpha = 60^\circ$ ให้ค่า Nu และ f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงกว่ามุมอื่น ๆ เช่นกัน จากผลการทดลองจึงสรุปได้ว่าการใช้ครีบ V-discrete ที่เหมาะสมควรเลือกใช้ที่ $\alpha = 45^\circ$ เพราะให้ค่า TEF ที่สูงกว่า และมีค่า f ที่ไม่สูงจนเกินไป

สำหรับการจัดวางครีบนั้น ครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu และ f สูงสุดทั้ง V-full และ V-discrete โดยการจัดวางครีบแบบ V-full ให้ค่า Nu สูงกว่าการจัดวางครีบแบบ V-discrete เฉลี่ยอยู่ในช่วง 30-40% และให้ค่า f สูงกว่าเฉลี่ยอยู่ในช่วง 77-85% แต่ครีบ V-discrete ให้ค่า TEF สูงกว่าครีบ V-full เฉลี่ยอยู่ในช่วง 14-19% ซึ่งครีบ V-discrete ที่ BR = 0.2 ให้ค่า TEF สูงสุด

การจัดวางครีบที่ PR ต่าง ๆ นั้น พบว่า PR =0.5 ให้ค่า Nu และ f สูงสุด ตามด้วยครีบที่ PR = 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ ซึ่งเป็นตัวบ่งชี้ให้เห็นชัดว่า การจัดวางครีบ PR ถี่ส่งผลให้เกิดการหมุนวน (Vortex) กระแทกที่บริเวณผิวท่อทดสอบสูงกว่ากรณีอื่น ๆ (อ้างอิงจากภาคผนวก ค บทความที่ได้รับการตีพิมพ์) แต่การเลือกใช้ PR ที่เหมาะสมของกรณีทดสอบนี้ ควรเลือกใช้ที่ PR = 1 ซึ่งให้ค่า TEF สูงสุด และลดค่า f ได้ดีอีกด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.6 การสร้างสมการสหสัมพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร

โดยอ้างอิงวิธีการจากบทที่ 5 หัวข้อ 5.8

7.6.1 การสอดใส่แผ่นบางติดครีบครีบ V-discrete 45°

7.6.1.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์ (Nu) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ (BR) และอัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ (PR) หาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

รูปที่ 7.18 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์สหสัมพันธ์ (Nu_{pre}) กับเลขนัสเซิลท์จากการทดลอง (Nu_{exp}) กรณีติดตั้งครีบ V-discrete มุม 45°, BR = 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง ±6%

$$Nu = 0.384Re^{0.756}\,Pr^{0.4}(BR+1)^{0.52}(PR+1)^{-0.191} \quad (7.1)$$

7.6.1.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทาน (f) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ (BR) และอัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ (PR) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

รูปที่ 7.19 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์ (f_{pre}) กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง (f_{exp}) กรณีติดตั้งครีบ V-discrete มุม 45°, BR = 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง ±8%

$$f = 11.93Re^{-0.036}(BR+1)^{1.771}(PR+1)^{-0.507} \quad (7.2)$$

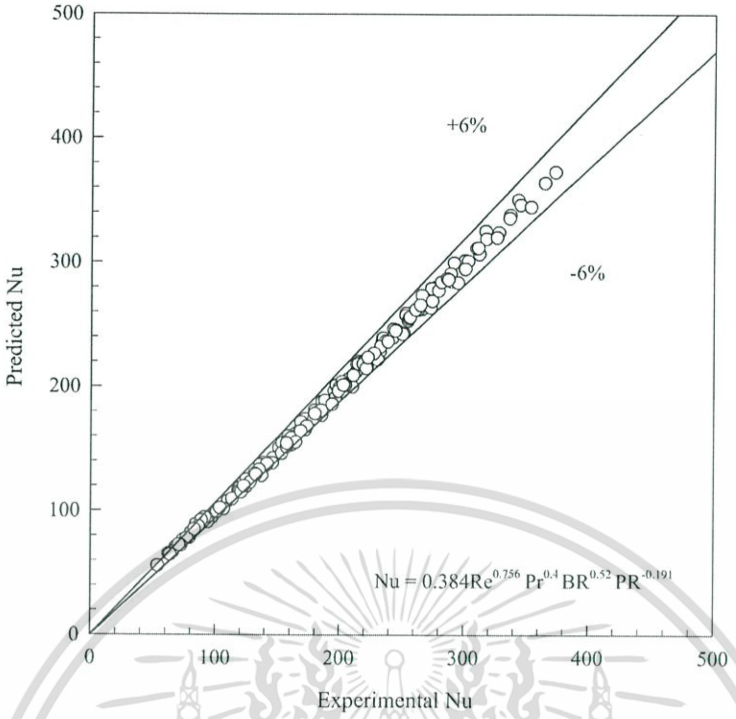
7.6.1.3 ความสัมพันธ์สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

ความสัมพันธ์ของสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ (BR) และอัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ (PR) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

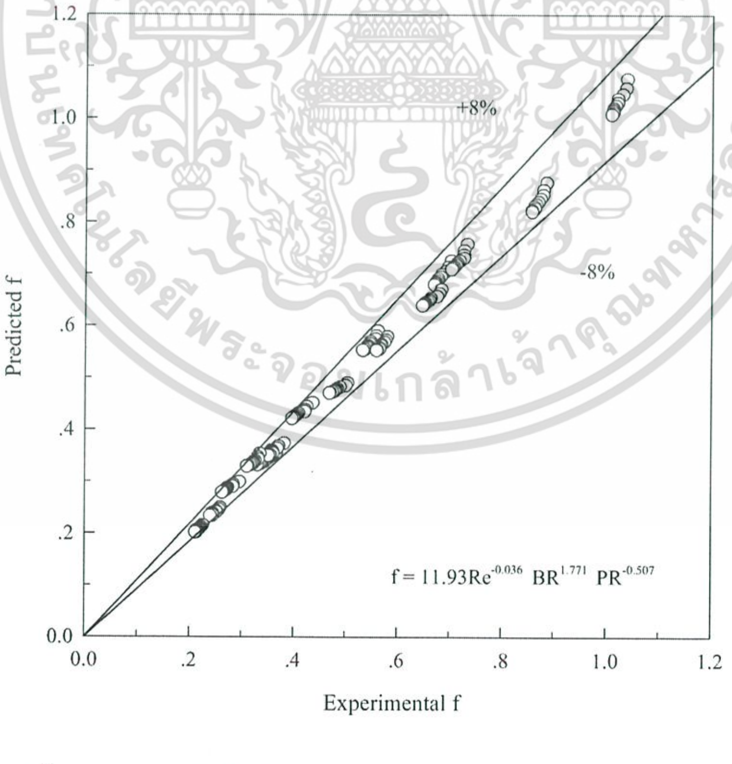
รูปที่ 7.20แสดงความสัมพันธ์ของสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสหสัมพันธ์ (TEF_{pre}) กับสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากการทดลอง (TEF_{exp}) กรณีติดตั้งครีบ V-discrete มุม 45°, BR = 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 โดยมีขอบเขตในช่วง Re = 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง ±8%

$$TEF = 5.788Re^{-0.128}(BR+1)^{-0.071}(PR+1)^{-0.021} \quad (7.3)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

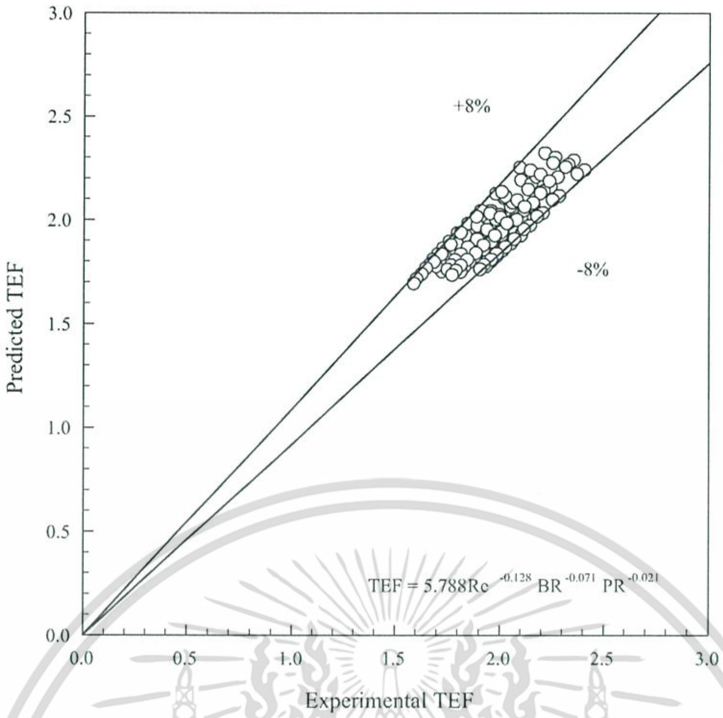


รูปที่ 7.18 ความสัมพันธ์ของ Nu_{pre} กับ Nu_{exp} กรณีครีบ V-discrete 45°



รูปที่ 7.19 ความสัมพันธ์ของ f_{pre} กับ f_{exp} กรณีครีบ V-discrete 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.20 ความสัมพันธ์ของ TEF_{pre} กับ TEF_{exp} กรณีครีบ V-discrete 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 8
สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

8.1 สรุปผลการทดลอง

ในงานวิจัยนี้ เป็นการศึกษาเชิงทดลองเพื่อเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจัตุรัสด้วยแผ่นบางติดครีบ สามารถสรุปได้ ดังต่อไปนี้

8.1.1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียง

8.1.1.1 ลวดขด ใบบิด และ แผ่นบางติดครีบเอียง 45°

การศึกษาอิทธิพลของลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 45°, BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 พบว่า การติดตั้งลวดขดและใบบิดในท่อจัตุรัสส่งผลให้ค่า Nu และ TEF สูงขึ้นกว่าท่อผนังเรียบ แต่แผ่นบางติดครีบเอียงให้ค่า Nu และ TEF สูงกว่าลวดขดและใบบิดเป็นอย่างมาก โดยการใช้ครีบเอียงที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน ส่งผลให้ครีบเอียงที่ BR = 0.2, PR = 1 มีค่า TEF สูงสุด

8.1.1.2 แผ่นบางติดครีบเอียง 30°

การศึกษาอิทธิพลของแผ่นบางติดครีบเอียงมุม 30°, BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 พบว่า การใช้ครีบที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน เมื่อนำข้อมูลแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 45° มาเปรียบเทียบกับแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 30° พบว่า การใช้แผ่นบางติดครีบเอียง มุม 30° มีค่า Nu ลดลงเล็กน้อยเมื่อเทียบกับมุม 45° แต่สิ่งสำคัญคือค่า f ลดลงค่อนข้างมาก จึงส่งผลให้ค่า TEF ของแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 30° มีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 45° อยู่ที่ 1.7% ส่งผลให้แผ่นบางติดครีบเอียง มุม 30° ที่ BR = 0.2, PR = 1 มีค่า TEF สูงสุด

8.1.1.3 แผ่นบางติดครีบเอียง 20°

การศึกษาอิทธิพลของแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 20°, BR = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 และ 0.3, PR = 1, 2 และ 3 พบว่า การใช้ครีบที่ BR = 0.3 ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน เมื่อนำข้อมูลแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 45° และ 30° มาเปรียบเทียบกับแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 20° พบว่า การใช้แผ่นบางติดครีบเอียง มุม 20° มีค่า Nu ลดลงเมื่อเทียบกับมุม 45° และ 30° แต่สิ่งสำคัญคือค่า f ลดลงค่อนข้างมาก จึงส่งผลให้ค่า TEF ของแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 20° มีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 45° อยู่ที่ 6% และมีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 30° อยู่ที่ 4% ที่ BR = 0.2, PR = 1, Re = 4,130 สำหรับแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 20° ที่ BR = 0.2, PR = 1, Re = 4,130 ให้ค่า TEF สูงสุด

8.1.1.4 แผ่นบางติดครีบเอียงมุมต่าง ๆ

การเปรียบเทียบอิทธิพลของแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 30°, 20° และ 15°, BR = 0.2, PR = 0.5, 0.75, 1, 2 และ 3 พบว่า การใช้ครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน เมื่อนำข้อมูลแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 30°, 20° และ 15° มาเปรียบเทียบกันพบว่า แผ่นบางติดครีบเอียง มุม 30° มีค่า Nu สูงกว่าแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 20° และ 15° ตามลำดับ แต่ค่า TEF ของแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 20° มีค่าสูงสุด โดยมีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอียง มุม 30° อยู่ที่ 4% และมีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 15° อยู่ที่ 4.7% ที่ BR = 0.2, PR = 1, Re = 4,130 ส่งผลให้แผ่นบางติดครีบเอียง มุม 20° ที่ BR = 0.2, PR = 1, Re = 4,130 ให้ค่า TEF สูงสุด

8.1.2 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แผ่นบางติดครีบตัววี

8.1.2.1 แผ่นบางติดครีบตัววี 45°

การศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววีติดตั้งชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) และติดตั้งชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream) มุม 45°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 พบว่า การติดตั้งครีบแบบ V-downstream ให้ค่า Nu และค่า f ที่สูงกว่าการติดตั้งครีบแบบ V-upstream ขณะเดียวกันก็ให้ค่า TEF สูงกว่าเช่นกัน โดยการใช้ครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน สำหรับครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 มีค่า TEF สูงสุดทั้ง V-upstream และ V-downstream โดยการติดตั้งครีบแบบ V-downstream ให้ค่า Nu สูงกว่าการติดตั้งครีบแบบ V-upstream เท่ากับ 7%, ให้ค่า f สูงกว่า 6% และให้ค่า TEF สูงกว่า 5% สำหรับการติดตั้งครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 ซึ่งครีบ V-downstream ที่ BR = 0.2, PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุด

8.1.2.2 แผ่นบางติดครีบตัววี 30°

การศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งครีบ V-upstream และ V-downstream มุม 30°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 พบว่า การติดตั้งครีบแบบ V-downstream ให้ค่า Nu และค่า f ที่สูงกว่าการติดตั้งครีบแบบ V-upstream ขณะเดียวกันก็ให้ค่า TEF สูงกว่าเช่นกัน โดยการใช้ครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน สำหรับครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 มีค่า TEF สูงสุดทั้ง V-upstream และ V-downstream โดยการติดตั้งครีบแบบ V-downstream ให้ค่า Nu สูงกว่าการติดตั้งครีบแบบ V-upstream เท่ากับ 3%, ให้ค่า f สูงกว่า 5% และให้ค่า TEF สูงกว่า 5% สำหรับการติดตั้งครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 และเมื่อนำข้อมูลการติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววี มุม 45° มาเปรียบเทียบกับการติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววี มุม 30° พบว่า การใช้แผ่นบางติดครีบตัววี มุม 30° มีค่า Nu ลดลงเล็กน้อยเมื่อเทียบกับมุม 45° แต่สิ่งสำคัญคือค่า f ลดลงค่อนข้างมาก จึงส่งผลให้ค่า TEF ของแผ่นบางติดครีบตัววีมุม 30° ที่ BR = 0.2, PR = 1 มีค่าสูงกว่ามุม 45° อยู่ที่ 1.5% และ 1.6% สำหรับการติดตั้งครีบแบบ V-downstream และ V-upstream ตามลำดับ ส่งผลให้การใช้ครีบ V-downstream มุม 30° ที่ BR = 0.2, PR = 1 ให้ค่า TEF สูงสุด

8.1.2.3 แผ่นบางติดครีบตัววี 20°

การศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งครีบ V-upstream และ V-downstream มุม 20°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 พบว่า การติดตั้งครีบแบบ V-downstream ให้ค่า Nu และค่า f ที่สูงกว่าการติดตั้งครีบแบบ V-upstream ขณะเดียวกันก็ให้ค่า TEF สูงกว่าเช่นกัน โดยการใช้ครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน สำหรับครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 มีค่า TEF สูงสุดทั้ง V-upstream และ V-downstream โดยการติดตั้งครีบแบบ V-downstream ให้ค่า Nu สูงกว่าการติดตั้งครีบแบบ V-upstream เท่ากับ 6%, ให้ค่า f สูงกว่า 3% และให้ค่า TEF สูงกว่า 5% สำหรับการติดตั้งครีบที่ BR = 0.2, PR = 1 และเมื่อนำข้อมูลการติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววี มุม 45° และ 30° มาเปรียบเทียบกับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววี มุม 20° พบว่า การใช้แผ่นบางติดครีบตัววี มุม 20° มีค่า Nu น้อยกว่า มุม 45° และ 30° ตามลำดับ แต่สิ่งสำคัญคือค่า f ลดลงค่อนข้างมาก จึงส่งผลให้ค่า TEF ของแผ่นบางติดครีบตัววี มุม 20° มีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบตัววี มุม 30° และ 45° ตามลำดับ ซึ่งการติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววี มุม 20° ที่ BR = 0.2, PR = 1 มีค่า TEF สูงกว่าแผ่นบางติดครีบตัววี มุม 30° อยู่ที่ 1.1% และ 1.0% สำหรับครีบแบบ V-downstream และ V-upstream ตามลำดับ และการติดตั้งแผ่นบางติดครีบตัววี มุม 20° ที่ BR = 0.2, PR = 1 มีค่า TEF สูงกว่าแผ่นบางติดครีบตัววี มุม 45° อยู่ที่ 2.5% และ 2.3% สำหรับครีบแบบ V-downstream และ V-upstream ตามลำดับ ส่งผลให้การใช้ครีบ V-downstream มุม 20° ที่ BR = 0.2, PR = 1 มีค่า TEF สูงสุด

8.1.2.4 อิทธิพลมุมปะทะแผ่นบางติดครีบตัววี

การเปรียบเทียบอิทธิพลของครีบ V-downstream มุม 15°, 20°, 30° และ 45°, BR = 0.2, PR = 0.5, 0.75, 1 และ 2 พบว่า การใช้ครีบที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน เมื่อนำข้อมูลการติดตั้งครีบ V-downstream มุม 15°, 20°, 30° และ 45° มาเปรียบเทียบกัน พบว่า การใช้ครีบมุม 45° มีค่า Nu สูงกว่าครีบมุม 30°, 20° และ 15° ตาลำดับ และมีค่า f สูงกว่าเช่นกัน ส่งผลให้ค่า TEF ของครีบ V-downstream มุม 20° มีค่าสูงสุด โดยมีค่าสูงกว่าครีบมุม 30° อยู่ที่ 1.4% มีค่าสูงกว่าครีบมุม 15° อยู่ที่ 2.4% และมีค่าสูงกว่าครีบมุม 45° อยู่ที่ 3% ที่ BR = 0.2, PR = 1, Re = 4,130 ส่งผลให้ครีบ V-downstream มุม 20° ที่ BR = 0.2, PR = 1, Re = 4,130 มีค่า TEF สูงสุด

8.1.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว

8.1.3.1 การเปรียบเทียบแผ่นบางติดครีบตัววีและแผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว

การเปรียบเทียบแผ่นบางติดครีบตัววี (V-full) และแผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว (V-discrete) มุม 45°, BR = 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 1 พบว่า การจัดวางครีบแบบ V-full ให้ค่า Nu และค่า f ที่สูงกว่าการจัดวางครีบแบบ V-discrete และให้ค่า TEF ที่ต่ำกว่าเช่นกัน ซึ่งการจัดวางครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu และให้ค่า f สูงสุดทั้งครีบ V-full และ V-discrete โดยการจัดวางครีบ V-full ให้ค่า Nu สูงกว่าการจัดวางครีบแบบ V-discrete เฉลี่ยอยู่ในช่วง 30-40% และให้ค่า f สูงกว่าเฉลี่ยอยู่ในช่วง 77-85% แต่ครีบ V-discrete ให้ค่า TEF สูงกว่าครีบ V-full เฉลี่ยอยู่ในช่วง 14-19% ส่งผลให้ครีบ V-discrete ที่ BR = 0.2 มีค่า TEF สูงสุด

8.1.3.2 อิทธิพลมุมปะทะแผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว

การศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะครีบ V-discrete ที่มุม 20°, 30°, 45° และ 60°, BR = 0.2 และ PR = 1 พบว่า การใช้ครีบที่มุม 60° ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน แต่ครีบ V-discrete มุม 45° ให้ค่า TEF สูงสุด

8.1.3.3 แผ่นบางติดครีบตัววีแยกตัว

การศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งครีบ V-discrete มุม 45°, BR = 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 พบว่า การใช้ครีบที่ BR = 0.25 ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน และการจัดวางที่ PR = 0.5 ให้ค่า Nu และ f สูงสุด ตามด้วย PR = 0.75, 1, 1.5 และ 2 ตามลำดับ ส่งผลให้ครีบ V-discrete ที่ BR = 0.2 และ PR = 1 มีค่า TEF สูงสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 8.1 ช่วงค่า Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF ของแต่ละส่วนศึกษา

ส่วนศึกษา*	Nu/Nu_0		f/f_0		TEF	
	ตั้งแต่	ถึง	ตั้งแต่	ถึง	ตั้งแต่	ถึง
1.1	1.71	6.73	4.15	141.61	0.88	1.77
1.2	3.02	6.32	14.16	109.50	1.05	1.80
1.3	2.78	5.91	9.87	84.75	1.08	1.88
1.4	3.62	6.08	15.02	70.16	1.26	1.88
2.1	4.16	8.65	23.03	169.75	1.24	2.06
2.2	3.85	8.35	17.88	145.42	1.25	2.10
2.3	3.62	7.98	14.31	123.93	1.27	2.13
2.4	5.03	8.44	19.67	133.42	1.58	2.13
3.1	2.95	8.65	4.58	169.75	1.32	2.40
3.2	4.05	6.72	7.15	45.91	1.76	2.40
3.3	2.95	6.21	4.58	39.82	1.54	2.40

*** เมื่อส่วนศึกษาของงานวิจัยแบ่งเป็น ดังนี้**

1.1 ลวดขด ใบบิด และแผ่นบางติดครีบเอียง มุม 45°
1.2 แผ่นบางติดครีบเอียง มุม 30°
1.3 แผ่นบางติดครีบเอียง มุม 20°
1.4 แผ่นบางติดครีบเอียง มุมต่าง ๆ ที่ BR = 0.2
2.1 แผ่นบางติดครีบตัววี มุม 45°
2.2 แผ่นบางติดครีบตัววี มุม 30°
2.3 แผ่นบางติดครีบตัววี มุม 20°
2.4 แผ่นบางติดครีบตัววี มุมต่าง ๆ ที่ BR=0.2
3.1 ครีบ V-full และ V-discrete มุม 45°, PR=1
3.2 ครีบ V-discrete มุมต่าง ๆ ที่ BR = 0.2, PR=1
3.3 ครีบ V-discrete มุม 45°

ตารางที่ 8.1 แสดงช่วงของค่า Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF ของแต่ละส่วนการศึกษา ซึ่งจะเห็นได้ว่าการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจัตุรัสด้วยแผ่นบางติดครีบลักษณะต่าง ๆ นั้น มีค่า TEF สูงสุดของงานวิจัยนี้ เท่ากับ 2.40 เมื่อติดตั้งครีบแบบ V-discrete มุม 45°, BR = 0.15, 0.2 และ 0.25, PR = 0.5, 0.75, 1, 1.5 และ 2 จัดวางครีบแบบชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) และเมื่อนำไปประยุกต์ใช้งานในภาคอุตสาหกรรมและเกษตรกรรมจะเป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้เกิดเทคโนโลยีใหม่และเป็นแนวทางในการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้การแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อ ประหยัดพลังงาน ลดขนาดและการใช้วัสดุในการสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนำไปสู่การลดต้นทุนการผลิต เกิดประโยชน์ทั้งในแง่พื้นที่การติดตั้ง สะดวกต่อการปรับเปลี่ยนชิ้นงานและการบำรุงรักษา ส่งผลให้เกิดประสิทธิภาพที่สูงขึ้นและราคาที่ต่ำลง เป็นการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่าและก่อให้เกิดประโยชน์สูงสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจัตุรัสด้วยแผ่นบางติดครีบลักษณะต่าง ๆ เป็นงานวิจัยซึ่งได้ทำการศึกษาอิทธิพลของครีบ ในส่วนของรูปแบบ รูปทรง อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ การติดตั้งและการจัดวาง อิทธิพลของมุมปะทะครีบและทิศทางการติดตั้ง โดยการศึกษาและพัฒนาต่อไปควรจะศึกษาถึงตัวแปรอื่น ๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้น เช่น

1. ศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนรูปทรง (Aspect ratio, AR) ค่าอื่น ๆ ของท่อทดสอบ
2. ศึกษาอิทธิพลของการใช้ครีบรูปทรงอื่น ๆ เช่น รูปคลื่นไซน์ รูปครึ่งวงรี รูปครึ่งวงกลม รูปตัว N, W และ Z เป็นต้น
3. ศึกษาอิทธิพลของการติดตั้งครีบในท่อที่มีร่องแบบต่าง ๆ
4. ศึกษาอิทธิพลของการติดตั้งครีบในท่อกลม

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

[1] Han, Glicksman, L.R. and Rohsenow, W.M. 1978. "An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces." **Int. J. Heat Mass Transfer.** 21: 1143–1156.

[2] Metzger, D.E., Fan, C.S. and Yu, Y. 1990. "Effects of Rib Angle and Orientation on Local Heat Transfer in Square Channels with Angled Roughness Ribs." in: **R.K. Shah, A.D. Kraus, D.E. Metzger, Compact Heat Exchangers,** Hemisphere, Washington.

[3] Han, J.C., Zhang, Y.M. and Lee, C.P. 1991. "Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs." **ASME J. Heat Transfer.** 113: 590–596.

[4] Han, J.C., and Y.M. Zhang. 1992. "High performance heat transfer ducts with parallel broken and V-shaped broken ribs." **Int. J. Heat Mass Transfer**. 35: 513–523.

[5] Liou, T.M. and Hwang, J.J. 1992. "Turbulent heat transfers augmentation and friction in periodic fully developed channel flows." **ASME, J. Heat Transfer.** 114: 56–64.

[6] Liou, T.M. and Hwang, J.J. 1993. "Effect of ridge shapes on turbulent heat transfer and friction in a rectangular channel." **Int. J. Heat Mass Transfer.** 36: 931–940.

[7] Han, J.C., Huang, J.J. and Lee, C.P. 1993. "Augmented heat transfer in square channels with wedge-shaped and delta-shaped turbulence promoters." **J. Enhanced Heat Transfer.** 1: 37–52.

[8] Zhang, Y.M., Gu, W.Z. and Han, J.C. 1994. "Heat transfer and friction in rectangular channels with ribbed or ribbed-grooved walls." **ASME J. Heat Transfer.** 116: 58–65.

[9] Taslim, M.E., Li, T. and Kercher, D.M. 1996. "Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls." **ASME J. Turbomachinery.** 118: 20–28.

[10] Gentry, M.C. and Jacobi, A.M. 1997. "Heat transfer enhancement by delta-wing vortex generators on a flat plate: vortex interactions with the boundary layer." **Exp. Thermal Fluid Science.** 14: 231–242.

[11] Rau, G., Cakan, M., Moeller, D. and Arts, T. 1998. "The effect of periodic ribs on the local aerodynamic and heat transfer performance of a straight cooling channel." **ASME J. Turbomachinery.** 120: 368–375.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[12] Olsson, C.O. and Sunden, B. 1998. "Experimental study of flow and heat transfer in rib-roughened rectangular channels." **Exp. Thermal Fluid Science.** 16: 349–365.

[13] Ahn, S.W. 2001. "The effects of roughness types on friction factors and heat transfer in roughened rectangular duct." **Int. Comm. Heat Mass Transfer.** 28: 933–942.

[14] Gao, X. and Sunden, B. 2001. "Heat transfer and pressure drop measurements in rib- roughened rectangular ducts." **Int. J. Heat Thermal Fluid.** 24: 25-34.

[15] Murata, A., and Mochizuki, S. 2001. "Comparison between laminar and turbulent heat transfer in a stationary square duct with transverse or angled rib turbulators." **Int. J. Heat Mass Transfer.** 44: 1127–1141.

[16] Choi, C., Rhee, D.H. and Cho, H.H. 2002. "Heat/mass transfer and pressure drop in a square duct with V-shaped ribs." **ASME. J. Heat Transfer.** 26: 1542–1551.

[17] Karwa, R. 2003. "Studies of Augmented Heat Transfer and Friction in Asymmetrically Heated Rectangular Ducts with Ribs on The heated wall in Transverse, Inclined, V-Continuous and V-Discrete Pattern." **Int. Comm. Heat Mass Transfer.** 30: 241–250.

[18] Chandra, P.R., Alexander, C.R. and Han, J.C. 2003. "Heat transfer and friction behaviour in rectangular channels with varying number of ribbed walls." **Int. J. Heat Mass Transfer.** 46: 481–495.

[19] Tanda, G. 2004. "Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs." **Int. J. Heat Mass Transfer.** 47: 229–243.

[20] Jaurker, A.R., Saini, J.S. and Gandhi, B.K. 2005. "Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness." **Solar Energy.** 80(8): 895–907.

[21] Lu, B. and Jiang, P.X. 2005. "Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in a rectangular channel with angled ribs." **Exp. Thermal Fluid Science.** 30: 513–521.

[22] ดุสิต บูรณโชคไพศาล. 2549. "การถ่ายความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อที่มีการเซาะร่อง." **วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.**

[23] Varun, Saini, R.P. and Singal, S.K. 2007. "A review on roughness geometry used in solar air heaters." **Solar Energy.** 81: 1340–1350.

[24] Promvonge, P. and Thianpong, C. 2008. "Thermal performance of turbulent channel flows over different shaped ribs." **Int. Commun. Heat Mass Transfer.** 35: 1327–1334.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[25] วิทูรย์ ซิงถ้วยทอง. 2551. "การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมโดยใช้ตัวสร้างความปั่นป่วนเป็น Coiled-wire และใบบิด." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

[26] สมพล สกุลหลง. 2551. "การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนานโดยใช้ครีบรูปตัววี." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

[27] ชานนท์ มะลิกุล. 2551. "การถ่ายเทความร้อนแบบปั่นป่วนภายในช่องแผ่นขนานที่มีครีบ-ร่อง." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

[28] Sripattanapipat, S. and Promvonge, P. 2009. "Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles." **Int. Comm. Heat Mass Transfer.** 36: 32–38.

[29] วิษณุ อำไพจิตร. 2552. "การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีบหยัก."วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

[30] Lee, D.H., Rhee, D.H., Kim, K. M., Cho, H. H. and Moon, H. K. 2009. "Detailed measurement of heat/mass transfer with continuous and multiple V-shaped ribs in rectangular channel." **Energy.** 34: 1770–1778.

[31] สมบัติ ทำนา. 2552. "การวิเคราะห์เชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนแบบลามินาร์ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้แผ่นกั้นวางเอียง." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

[32] จิตกร กนกนัยการ. 2553. "การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนแบบช่องแผ่นขนานที่มีการติดตั้งครีบสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้ารูปตัววี." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

[33] ไพฑูล สุขเตี้ยม. 2553. "การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้ครีบรูปตัวยู." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

[34] Sripattanapipat, S. 2010. "Laminar flow and heat transfer characteristics in a channel with triangular wavy baffle." Doctor of Engineering thesis in Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang.

[35] ธีรพัฒน์ ชมภูคำ. 2554. "การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องขนานมีครีบด้วยตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาว." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[36] พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2542. **การถ่ายเทความร้อน**. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. หน้า 167-252.

[37] Ozisik, M.N. 1985. **Heat Transfer: A Basic Approach**. McGraw-Hill, New York, 281–338.

[38] Holman, J.P. 1990. **Heat Transfer**. McGraw-Hill, New York, 217–321.

[39] Munson, B.R.,Young, D.F. and Okiishi, T. H. 1990. **Fundamentals of Fluid Mechanics**. John Wiley & Sons, New York, 465–547.

[40] Webb, R. L. 1992. **Principles of Enhanced Heat Transfer**, John-Wiley & Sons, New York, USA, 166–194.

[41] Incropera, Frank, P. and David, P.D. 1996. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. John Wiley & Sons, New York, 419–461.

[42] Cengel, Y.A. 1998. **Heat Transfer: A Practical Approach**. McGraw-Hill, New York, 349–394.

[43] Fox, R.W. and Alan, T.M. 1998. **Introduction to Fluid Mechanics**. Wiley, New York, 332-395.

[44] Incropera, F., Dewitt, P.D. **Introduction to heat transfer**. 5th edition John Wiley & Sons Inc, 2006.

[45] ANSI/ASME, **Measurement uncertainty**, PTC 19, 1–1985. Part I, 1986.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก.
คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิคส์ของอากาศ
ที่ความดันบรรยากาศ

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิคส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ

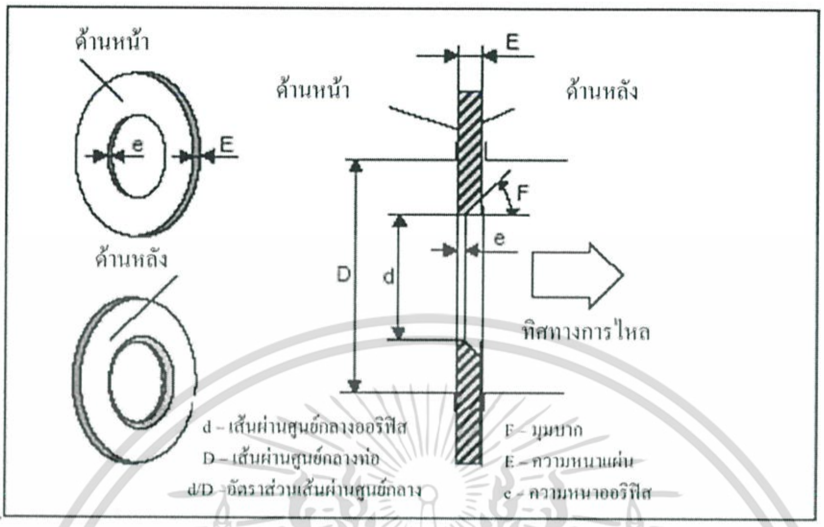
T (K)	ρ (kg/m^3)	C_P (kJ/kg K)	$\mu \times 10^7$ (N s/ m^3)	ν (m^2/s)	k $\times 10^6$ (W/m K)	$\alpha \times 10^6$ (m^2/s)	Pr
100	3.25562	1.032	71.1	2.0	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.59	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	22.5	0.707
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.990	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	67.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข.
ออริฟิส

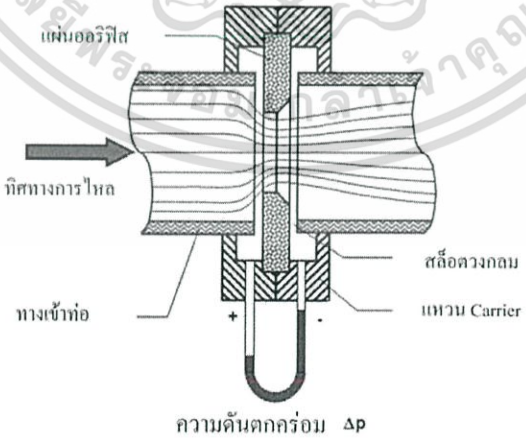
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ออริฟิสชนิดต่าง ๆ คล้ายคลึงกัน สามารถอธิบายด้วยกันได้ แต่ละชนิดแตกต่างกันที่ pressure tapping ซึ่ง orifice มาตรฐานกำหนดดังนี้ รูปร่างลักษณะ (description) ออริฟิส (orifice) ได้ แสดงหน้าตัดต่าง ๆ ดังรูปที่ ข-1



รูปที่ ข-1 Standard orifice plate

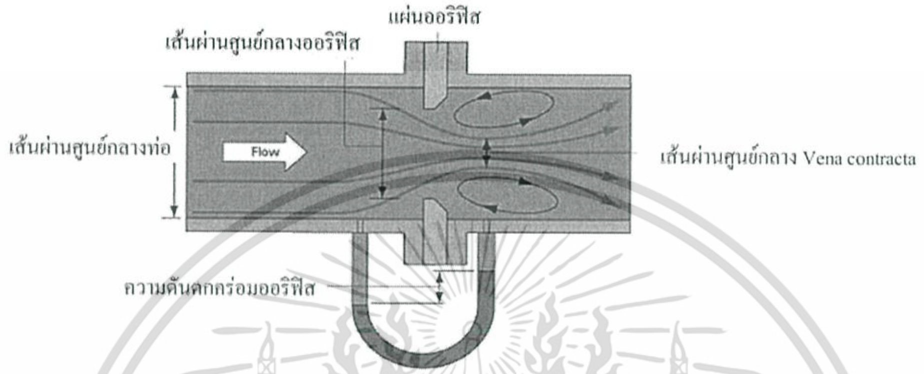
แผ่นออริฟิสเป็นแผ่นบางๆ ที่ถูกจับยึดระหว่างขอบของท่อ เนื่องจากมีรูปทรงเรขาคณิตอย่างง่าย ๆ ดังนั้นจึงมีราคาถูก และง่ายในการติดตั้ง หรือการย้ายตำแหน่ง แต่อย่างไรก็ตามขอบของแผ่นอาจจะมีการสึกกร่อนได้ อันเนื่องจากการชนของอนุภาคเล็ก ๆ ที่กระจายอยู่ในของไหล ข้อเสียอีกประการ คือ เนื่องจากไม่สามารถควบคุมการขยายของด้านล่างของกระแส ทำให้มี head loss ถาวรที่สูงมาก จุดวัดความดันสำหรับออริฟิสนั้น สามารถกำหนดตำแหน่งได้หลายตำแหน่ง ดังแสดงในรูปที่ ข-2 เนื่องจากตำแหน่งของจุดวัดความดันมีอิทธิพลต่อการหาสัมประสิทธิ์การไหล



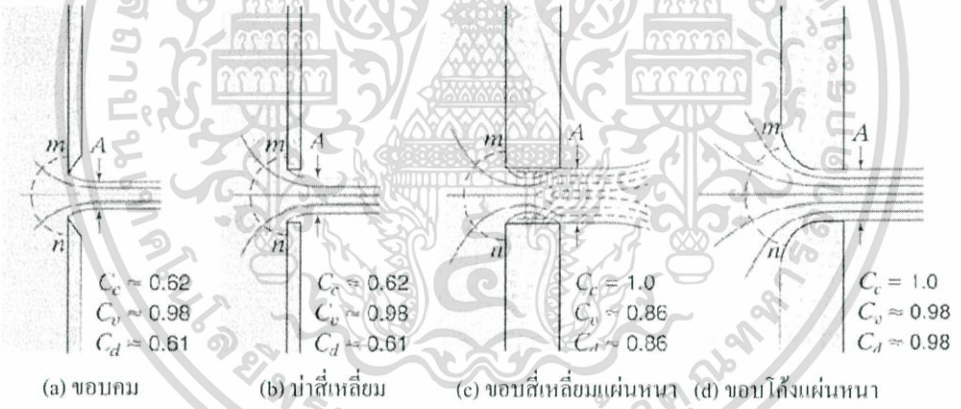
รูปที่ ข-2 โครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการวัดอัตราการไหลของของไหลภายในท่อ และจัดได้ว่าออริฟิสเป็นเครื่องมือวัดที่กีดขวางการไหลของพื้นที่หน้าตัด ให้ของไหลไหลผ่านออริฟิสมีขนาดน้อยกว่าพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังแสดงในรูปที่ ข-3 ดังนั้นเมื่อนำออริฟิสไปติดตั้งกับท่อ ซึ่งมีของไหลไหลผ่านจะทำให้เกิดความดันตกคร่อมออริฟิส ซึ่งความดันตกคร่อมนี้จะแปรเปลี่ยนไปตามอัตราการไหล กล่าวคือ ถ้าอัตราการไหลมีค่าสูง ความดันตกคร่อมออริฟิสก็จะมีค่าสูง และถ้าอัตราการไหลมีค่าต่ำ ความดันตกคร่อมออริฟิสก็จะมีค่าต่ำ โดยทั่วไปออริฟิสจะถูกนำไปใช้ในการหาอัตราการไหลที่สภาวะ Steady state เท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้วัดอัตราการไหลที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา (Dynamic Response)



รูปที่ ข-3 การไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice)



รูปที่ ข-4 ออริฟิสแบบต่าง ๆ [39]

ในบรรดาเครื่องมือวัดอัตราการไหลทั้งหลาย ออริฟิสถือว่าเป็นเครื่องมือที่มีผู้นำไปใช้อย่างกว้างขวางมากที่สุด ดังนั้นการทดลองชุดนี้จึงได้มีการนำเอาการวัดอัตราการไหลแบบออริฟิสมาใช้ออริฟิสมาตรฐานที่มีขอบคม ดังแสดงในรูปที่ ข-4 (a) หรือเป็นรูปสี่เหลี่ยมดังรูปที่ ข-4 (b) นั้นจะสัมผัสลำน้ำที่ไหลผ่านในลักษณะที่เป็นการสัมผัสแบบเส้น ส่วนออริฟิสดังรูปที่ ข-4 (c) และ ข-4 (d) นั้นไม่ใช้เป็นออริฟิสมาตรฐาน ทั้งนี้เพราะลำน้ำที่ไหลผ่านรูออริฟิสนั้น ถูกกระทบจากความหนาของแผ่นวัตถุ กับความหยาบของผิว และรัศมีของความโค้ง ดังนั้นจึงต้องมีการสอบเทียบเพื่อความถูกต้อง

ข้อดีของออริฟิส คือ มีราคาต่ำกว่าเครื่องมือวัดชนิดอื่น ๆ ที่อาศัยหลักการวัดเดียวกัน และสะดวกในการสร้างเพราะมีรูปร่างที่ไม่ซับซ้อน รวมทั้งมีข้อมูลของการทำวิจัยเกี่ยวกับพฤติกรรมใน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวัดของไหล ที่มีเงื่อนไขแตกต่างอย่างมากมาย ของไหลเมื่อไหลผ่าน square-edged orifice ซึ่งเป็นออริฟิสที่นำมาใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ จะมีทิศทางการไหลเป็นไปดังรูป สมมุติว่าของไหลก่อนเข้าปะทะกับออริฟิส มีความเร็วคงที่ตลอดหน้าตัดของท่อ (หน้าตัดวงกลม) เท่ากับ V_1 เมตรต่อวินาที ของไหลที่บริเวณด้านหลังของออริฟิส จะมีลักษณะเป็นลำของไหล ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางของลำของไหลลดลงเรื่อย ๆ จนกระทั่งมีค่าเท่ากับ D/2 เมตร ณ บริเวณจุดวัดความดันที่ 2 ซึ่งถือได้ว่าเป็นจุดที่มีพื้นที่หน้าตัดของการไหลน้อยที่สุด (Vena Contracta) ของ Jet ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Jet จะมีขนาดเพิ่มขึ้นเมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านจุดที่ 2 ไปแล้ว จุดที่ 2 หรือเรียกว่าจุด Vena Contracta ถือได้ว่าเป็นจุดที่ของไหลที่มีความเร็วเฉลี่ยสูงสุด หรือมีความดันสถิตย์ต่ำสุด (จากสมการของ Bernulli)

สมมติฐานเบื้องต้นสำหรับการวัดอัตราการไหลด้วยออริฟิสในการทดลองนี้ คือ ของไหลที่อยู่ภายในท่อไม่สามารถอัดตัวได้ ความเร็วของของไหลมีค่าคงที่ตลอดหน้าตัด (โดยไม่คิดบริเวณที่เรียกว่า บริเวณกระแสไหลวน) ของไหลไม่มีความหนืด และการไหลเกิดขึ้นแบบ Steady flow (อัตราการไหลมีค่าคงที่เมื่อเทียบกับเวลา)

สมการ Bernoulli สามารถนำมาใช้อธิบายคุณสมบัติในการไหลที่จุดใด ๆ ภายในท่อได้ โดยสมการ Bernoulli สำหรับจุดที่ 1 และจุดที่ 2 ของการไหล แสดงในรูปที่ ข-3 สามารถคำนวณหาค่าอัตราการไหลเมื่อติดตั้งเครื่องมือวัดอัตราการไหลแบบออริฟิส แสดงในสมการ (ข.1)

$$Q_{ac} = C_d A_o \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{\rho g\left[1-\left(\frac{d_o}{D}\right)^4\right]}} \qquad (ข.1)$$

เมื่อ C_d คือ ค่าสัมประสิทธิ์การจ่าย (Discharge coefficient)

A_o คือ พื้นที่หน้าตัดรูออริฟิส (m^2)

P คือ ความดันสถิตย์ของของไหล (N/m^2)

ρ คือ น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight, N/m^3)

d_o คือ เส้นผ่านศูนย์กลางรูออริฟิส

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ค.
บทความที่ได้รับการตีพิมพ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

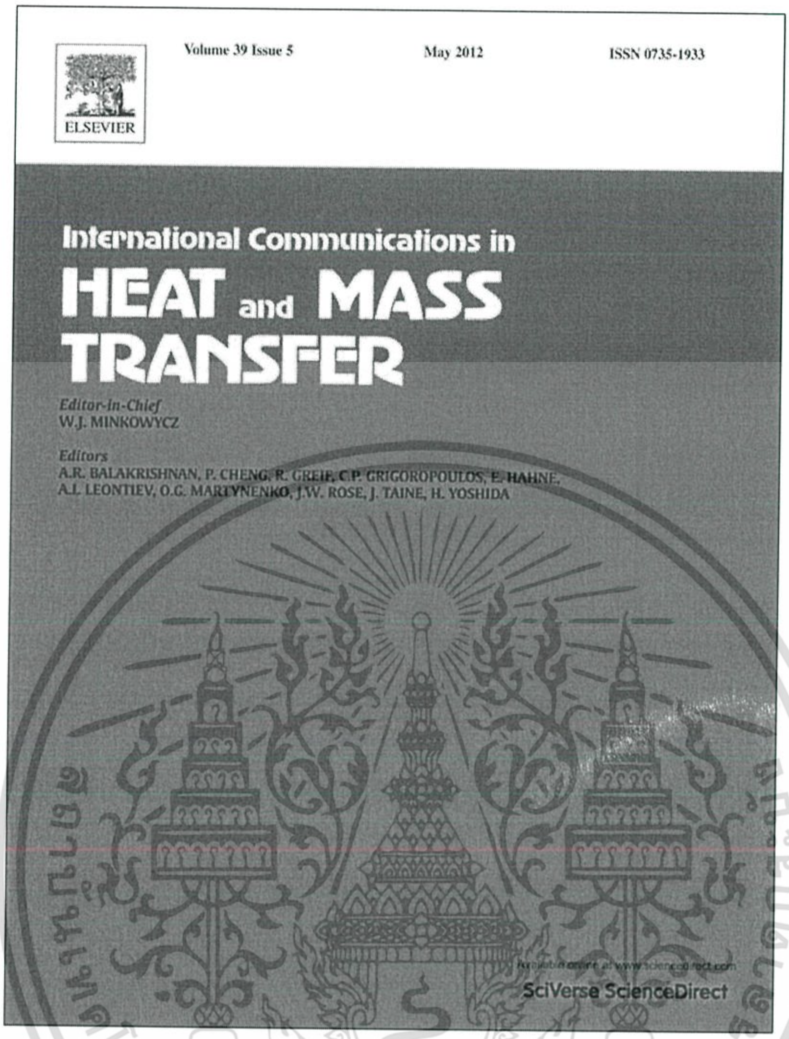
ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์ในวารสารนานาชาติ

1. Promvonge, P., Skullong, S., Kwankaomeng, S., Thiangpong, C. 2012. "Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape–Part 1: Experimental study." **International Communications in Heat and Mass Transfer.** 39 : 617-624.
2. Promvonge, P., Skullong, S., Kwankaomeng, S., Thiangpong, C. 2012. "Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape–Part 2: Numerical study." **International Communications in Heat and Mass Transfer.** 39 : 625-633.

ผลงานวิจัยนำเสนอในที่ประชุมวิชาการนานาชาติ

1. Skullong, S., Chompookham, T., Kanarat, A. and Promvonge, P. 2011. "Effect of Inclination Angle on Heat Transfer in a Square Channel with U- Shaped Ribs." **The Second TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME2011)**, 19-21 October, 2011, Sheraton Krabi Beach Resort, Krabi, Thailand.
2. Skullong, S., Chaidilokpattanakul, P. and Promvonge, P. 2011. "Effect of Inclined Ribs on Heat Transfer Behavior in a Square Channel." **The International Conference & Utility Exhibition On Power and Energy Systems: Issues and Prospects for Asia (ICUE2011)**, 28-30 September, 2011, Amari Orchid Pattaya Hotel, Chonburi, Thailand.
3. Skullong, S., Pimsarn, M. and Promvonge, P. 2010. "Heat transfer enhancement in a square channel with 45° inclined ribs." **The 3rd Technology and Innovation for Sustainable Development International Conference (TISD2010)**, 4–6 March, 2010, Royal Mekong Nongkhai Hotel, Nong Khai, Thailand.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

International Communications in Heat and Mass Transfer 39 (2012) 617–624

Contents lists available at SciVerse ScienceDirect

International Communications in Heat and Mass Transfer

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

Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape—Part 1: Experimental study☆

Pongjet Promvonge *, Sompol Skullong, Sutapat Kwankaomeng, Chinaruk Thiangpong

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

ARTICLE INFO

Available online 28 March 2012

Keywords:
Heat transfer
Square duct
Angle-finned tape
Friction
Inserted duct

ABSTRACT

The paper presents an experimental study on turbulent flow and heat transfer characteristics in a square duct fitted diagonally with 30° angle-finned tapes. The tested duct has a square section and uniform heat-fluxed walls and the flow rate of air used as the test fluid is presented in terms of Reynolds number from 4000 to 23,000. The angle-finned straight tape in the present work is newly invented without previous investigations available. The insertion of the finned tape is performed with three ratios of fin pitch to duct height ($PR = P/H$) at the fin attack angle of 30° with respect to the main flow direction. The finned tape inserted diagonally in the duct is expected to generate a longitudinal vortex flow pair through the heated duct. Influences of five fin-to-duct height ratios ($BR = b/H = 0.1$–0.3) for each fin pitch on thermal and flow friction characteristics of the inserted duct are investigated. The experimental result shows that at smaller fin pitch spacing, the finned tape with $BR = 0.3$ provides the highest heat transfer and friction factor but the one with $BR = 0.2$ and $PR = 1.0$ yields the best thermal performance. The thermal performance of the newly invented finned tape turbulator is found to be much higher than that of the wire coil/twisted tape turbulator.

© 2012 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

Vortex/swirl flows have been commonly used for increasing convection heat transfer coefficients in several engineering applications such as heat exchangers, drying processes and vortex combustors. There are many types of vortex generators employed in the heat exchanger ducts such as helical/twisted tapes [1–3], coiled wires [4–6], ribs/fins/baffles [7–9] and winglets [10,11]. Most vortex flow devices mentioned above are effectively applied to circular tubes while the rib/baffle/fin and winglets are suitably employed for the channels or flat surface ducts. In high performance heat exchanger duct systems, periodic ribs/baffles/fins have been widely applied in many industrial applications. The baffled/finned duct successfully prevents the development of thermal boundary layer, and therefore augments the heat transfer performance and results in much better heat transfer efficiency than that in smooth duct with no baffle/fin. Because of the practical importance, the heat transfer and flow characteristic in ducts with rib/baffle/fin turbulators have attracted many investigators.

Han et al. [12,13] studied experimentally the heat transfer in a square channel with ribs on two walls for nine different rib configurations. Average heat transfer and friction factor were reported for the $P/e = 10$ and $e/H = 0.0625$ rib by heating either only one of the ribbed walls or both of them, or all four channel walls. The heat transfer augmentations and the friction factor were highest for the 60° orientation amongst the angled ribs. Liou and Hwang [14,15] used a real time Laser Holographic Interferometry to measure the local as well as average heat transfer coefficient of square, triangular and semi-circular ribs and found that the square ribs give the best heat transfer performance among them. This is contrary to the experimental result of Ahn [16] reported that the triangular rib is better than the square one. Taslim et al. [17] conducted measurements of the heat transfer in a square channel with three e/H ratios ($e/H = 0.083$, 0.125 and 0.167) and a fixed $P/e = 10$ using a liquid crystal technique. Various staggered rib configurations were studied, especially for the angle of 45° and experimental data showed a significant increase in average Nusselt number with increasing the e/H ratio. Chandra et al. [18] studied heat transfer behaviors in a square channel with continuous ribs on four walls where ribs were placed superimposed on walls and found that the heat transfer increases with raising the number of ribbed walls and with reducing Reynolds number while the friction factor increases with both cases.

Kwankaomeng and Promvonge [19], and Promvonge et al. [20] studied numerically the laminar periodic flows over 30° and 45° angled baffles repeatedly mounted only on one wall of a square channel, respectively. They noted that the heat transfer enhancement for the 45° angled baffle with $BR = 0.4$ was about 2–3 fold higher than that for the 90° baffle while the friction loss was some 10–25% lower. In addition, they found that a single streamwise main vortex flow created by the angled baffles/fins can help to induce impingement jets on the upper, lower and baffle trailing end side walls of the channel. The appearance of vortex-induced impingement (VI) flows led to drastic

☆ Communicated by W.J. Minkowycz.

* Corresponding author.
E-mail address: kppongjc@kmitl.ac.th (P. Promvonge).

0735-1933/$ – see front matter © 2012 Elsevier Ltd. All rights reserved.
doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.03.007

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Nomenclature

A	convection heat transfer area of duct, m^2
AR	aspect ratio of duct, (W/H)
b	fin height, m
BR	fin blockage ratio, (b/H)
C_p	specific heat capacity of air, J/kgK
D	hydraulic diameter of duct, $(=H)$, m
e	rib height, m
f	friction factor
H	duct height, m
h	average heat transfer coefficient, W/m^2K
I	current, A
k_a	thermal conductivity of air, W/mK
L	length of test duct, m
$\dot{m}$	mass flow rate of air, kg/s
Nu	Nusselt number, (hD/k_a)
P	fin pitch spacing (axial length of spacing), m
Δp	pressure drop, Pa
PR	fin pitch to duct height ratio, (P/H)
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number, (UD/ν)
Q	heat transfer, W
T	temperature, K
TEF	thermal performance enhancement factor
t	thickness of fin, m
U	mean velocity, m/s
V	voltage, V
$\dot{V}$	volumetric flow rate, m^3/s
W	width of duct

Greek letters

α	attack angle of fin, °
ρ	density of air, kg/m^3
ν	kinematics viscosity, m^2/s

Subscripts

b	bulk
0	smooth duct
conv	convection
i	inlet
o	out
pp	pumping power
s	duct surface

increase of the thermal performance of the channel. In comparison, the 30° baffle/fin performs better than the 45° one due to lower pressure loss. Promvonge et al. [21,22] again investigated numerically the laminar flow structure and thermal behaviors in a square channel with 30° and 45° inline baffles on two opposite walls. Two streamwise counter-rotating vortex flows were created along the channel and VI jets appeared on the upper, lower and baffle leading end side walls while the maximum thermal performance factor was found for the 30° inline baffle case but the 45° inline baffle provides higher heat transfer rate.

From the literature review cited above, the use of wire coil/twisted tape inserts in the square duct may not be suitable due to the flow leakage in the duct corners leading to lower strength of the vortex flow. The works in Ref. [19–22] triggered the present work to investigate the heat transfer enhancement in a square duct inserted diagonally with a tape with two-sided angled fins attached. In a square duct with one wall roughened by repeated angled baffles (or fins), the baffle-induced secondary flows (or vortex flows) accompanied by enhanced turbulence intensity provide a drastic increase in heat transfer due to VI effects as reported in Ref. [20,21]. In the present work, another type of inserted devices has been developed by insertion of a 30° angle-finned tape into a square duct that has never been found in the literature. This inserted device stems from the concept that the square duct can be divided in diagonal into two isosceles triangular ducts and then the angled fins can be mounted repeatedly on the common base (diagonal side of the duct) of the two imaginary isosceles triangular ducts. Therefore, the diagonally inserted tape in the square duct is assumed to be the common base of the two isosceles triangular ducts. The present inserted device has been developed from a combination of the merits of rib, baffle, winglet and twisted tape turbulators. This means that the present inserted device will provide a drastically high heat transfer rate like baffles, low pressure drop like angled ribs, swirl/vortex flow as winglets and ease of practical use like twisted tapes. Therefore, a new 30° finned tape insert is proposed and expected to provide higher thermal performance than wire coil/twisted tape inserts due to the VI effect. The experimental results using air as the test fluid for the 30° angle-finned tape inserted diagonally in the square duct are presented for turbulent flows in a Re range of 4000 to 23,000 in the current work.

2. Experimental setup

A schematic diagram of the experimental apparatus is presented in Fig. 1 while the detail of a tape with double-sided angled fins, inserted diagonally into the square duct is shown in Fig. 2. In Fig. 1, a circular pipe used for connecting a high-pressure blower to a settling tank was attached by an orifice flow meter to measure the flow rate while a square duct including a calm section (2000 mm) and a test section (1000 mm) was employed following the settling tank. The square duct configuration was characterized by the duct height, H of 45 mm while three fin-pitch to duct-height ratios ($PR = P/H = 1$, 2 and 3) and the fin attack angle of 30° were used for the finned tape. The overall length of the duct was 3000 mm. The tested square duct made of 3 mm thick aluminum sheets has a cross section of 45×45 mm^2 and 1000 mm length (L). The diagonal straight tape was made of aluminum with its dimension of $63 \times 1500 \times 0.5$ mm^3. The five fin strip sizes were 4.5, 6.75, 9, 11.25 and 13.5 mm high (b) with 0.3 mm thickness (t). The angled fins made of a 0.3 mm aluminum strip were attached on the two sides of the aluminum tape with hot superglue. To assure a fully developed periodic flow throughout the test duct, the tape inserted diagonally into the duct was extended by about 11D upstream of the test section. The test section consisted of the four heating walls. The AC power supply was the source of power for the plate-type heater, used for heating all walls of the test section in order to maintain a uniform surface heat flux.

Air as the test fluid in both heat transfer and pressure drop experiments, was directed into the systems by a 1.45 kW high-pressure blower. The operating speed of the blower was varied by using an inverter to provide desired airflow rates. The flow rate of air in the systems was measured by using an orifice plate system pre-calibrated by using hot wire and vane-type anemometers. The pressure drop across the orifice was measured using an inclined manometer. In order to measure temperature distributions on the upper and lower wall and a sidewall, thirty thermocouples were fitted into the outer duct walls. The thermocouples were installed in holes drilled from the rear face and centered of the duct walls with the respective junctions positioned within 1.5 mm of the inside wall and axial separation was 100 mm apart. To measure the inlet and outlet bulk temperatures, two sets of two thermocouples were positioned upstream and downstream of the test duct. All thermocouples were type K, 1.5 mm diameter wire. The thermocouple voltage outputs were fed into a data acquisition system (Fluke 2650A) and then recorded via a personal computer.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

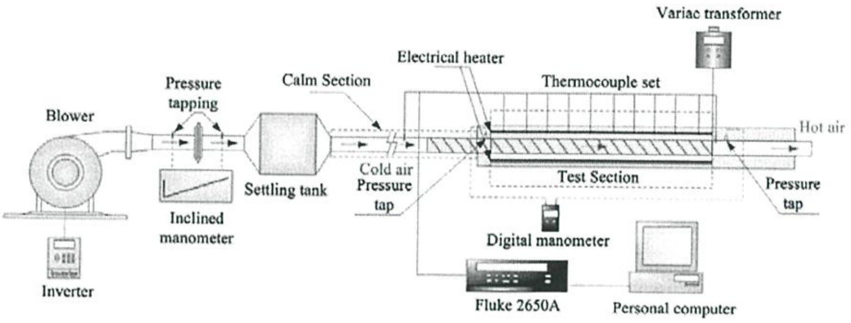


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

Two static pressure taps were located at the top of the wall to measure axial pressure drops across the test section, used to evaluate the friction factor. These were located at the centre line of the duct. One of these taps is 30 mm upstream of the test duct and the other is 50 mm downstream. The pressure drop was measured by a digital differential pressure and a data logger connected to the 2 mm diameter taps and recorded via a personal computer.

The uncertainty in the data calculation was based on Ref. [23]. The maximum uncertainties of non-dimensional parameters were ±5% for Reynolds number, ±6% for Nusselt number and ±8% for friction. The uncertainty in the axial velocity measurement was estimated to be less than ±5%, and pressure has a corresponding estimated uncertainty of ±5%, whereas the uncertainty in temperature measurement at the duct wall was about ±0.5%.

3. Data reduction

The main purpose of the experiment is to investigate the heat transfer and flow friction behaviors in a square duct inserted diagonally with an angle-finned tape. The average heat transfer coefficients are evaluated from the local measured temperatures and heat inputs. With heat added uniformly to fluid (Q_{air}) and the temperature difference of wall and fluid ($T_w - T_b$), average heat transfer coefficient will be calculated from the measured data via the following equations:

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) = IV \quad (1)$$

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(\tilde{T}_s - T_b)} \quad (2)$$

in which,

$$T_b = (T_o + T_i)/2 \quad (3)$$

and

$$\tilde{T}_s = \sum T_s/30 \quad (4)$$

The term A is the inner surface area of the four heated duct walls whereas $\tilde{T}_s$ is the average surface temperature obtained from local

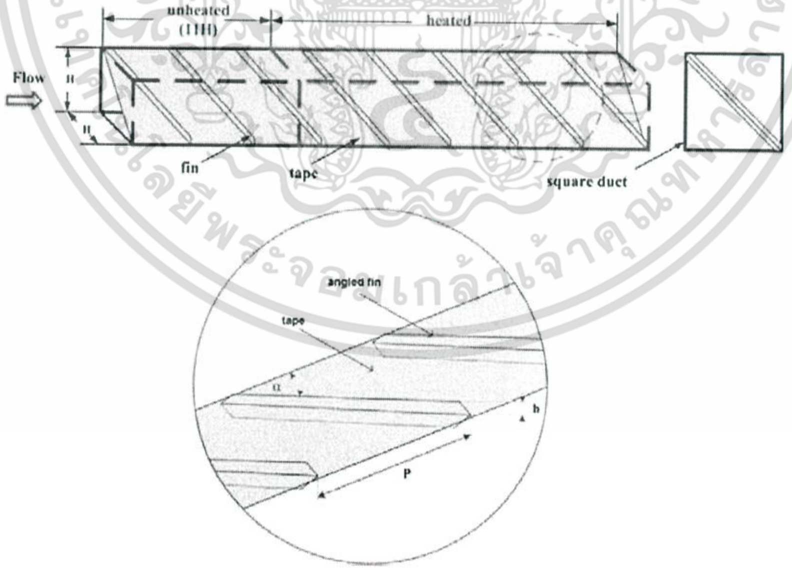


Fig. 2. Test section with 30° angle-finned tape insert.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

surface temperatures on the upper, lower and side walls along the axial length of the heated duct. Then, average Nusselt number is written as:

$$Nu = \frac{hD}{k_a} \tag{5}$$

The Reynolds number based on the duct hydraulic diameter is given by

$$\mathrm{Re} = UD/\nu \tag{6}$$

The friction factor is evaluated by:

$$f = \frac{2}{(L/D)}\frac{\Delta p}{\rho U^2} \tag{7}$$

where Δp is a pressure drop across the test section and U is mean air velocity of the duct. All of the thermo-physical properties of the air are determined at the overall bulk air temperature.

The thermal performance enhancement factor, *TEF*, defined as the ratio of the heat transfer coefficient of an inserted duct, h to that of a smooth duct, h_0, at an equal pumping power is given by:

$$TEF = \left.\frac{h}{h_0}\right|_{pp} = \left.\frac{Nu}{Nu_0}\right|_{pp} = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)\left(\frac{f_0}{f}\right)^{1/3} \tag{8}$$

4. Results and discussion

4.1. Validation of smooth duct

The present experimental results on heat transfer and friction characteristics in a smooth wall square duct are first validated in terms of Nusselt number and friction factor. The Nusselt number and friction factor obtained from the present smooth square duct are compared with the correlations of Dittus-Boelter, Gnielinski; Blasius and Petukhov found in the literature [24] for turbulent flow in ducts.

Correlation of Dittus-Boelter,

$$Nu = 0.023\mathrm{Re}^{0.8}\mathrm{Pr}^{0.4} \quad \text{for heating} \tag{9a}$$

Correlation of Gnielinski,

$$Nu = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}-1000)\mathrm{Pr}}{1+12.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}^{2/3}-1)} \quad \text{for} \quad 3000<\mathrm{Re}<5\times10^6 \tag{9b}$$

Correlation of Blasius,

$$f = 0.316\mathrm{Re}^{-0.25} \quad \text{for} \quad 3000\le\mathrm{Re}\le20,000 \tag{10a}$$

Correlation of Petukhov,

$$f = (0.79\ln\mathrm{Re}-1.64)^{-2} \quad \text{for} \quad 3000\le\mathrm{Re}\le5\times10^6 \tag{10b}$$

Fig. 3a and b shows, respectively, a comparison of Nusselt number and friction factor obtained from the present work with those from correlations of Eqs. (9) and (10). In the figure, the present smooth duct results are in excellent agreement within ±3% with the correlation data, especially for the friction factor correlations of Petukhov and the Nusselt number correlations of Gnielinski.

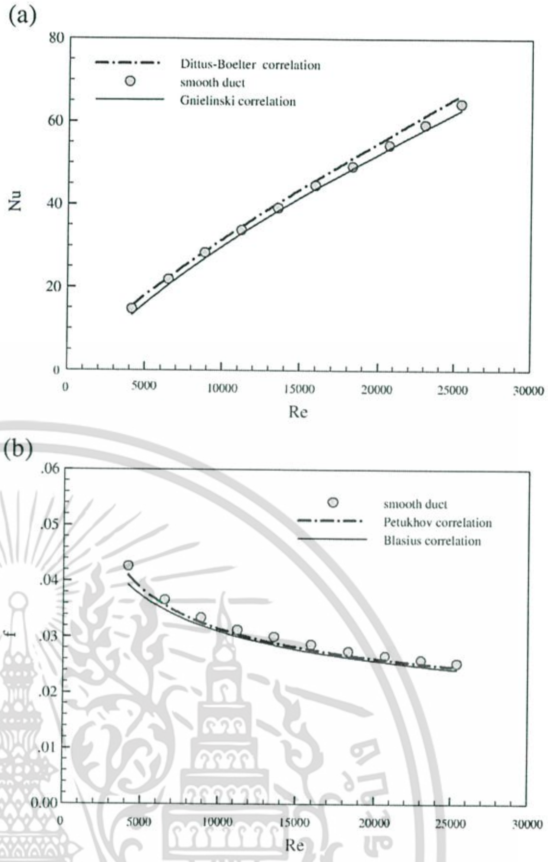


Fig. 3. Validation of (a) Nusselt number and (b) friction factor for smooth square duct.

4.2. Effect of blockage ratio (BR)

The present results on heat transfer and flow friction characteristics in a uniform heat-fluxed square duct diagonally inserted by a straight tape with 30° angled fins mounted repeatedly on the two tape sides are presented in terms of Nusselt number and friction factor. The variation of Nusselt number obtained under a turbulent regime with Reynolds number and *BR* values is presented in Fig. 4a and b, respectively. In Fig. 4a, the angle-finned tape insert yields a substantial heat transfer enhancement with a similar trend in comparison with the smooth duct and the Nusselt number increases with the rise of Reynolds number. It is visible in Fig. 4b that the Nusselt number tends to increase with the increment of *BR* and its increase trend for $BR\le0.2$ is faster than that for $BR>0.2$. This is because the finned tape insert can generate two main longitudinal vortex flows that help to increase the flow turbulence degree and to transport the central core flow to the near-wall region. Thus, the merit of the finned tape is that the created vortex flows can induce impingement flow over the duct heated walls (called vortex-induced impingement, VI) [19–22]. Also, the vortex flows can wash up the flow trapped in the duct corner regions normally act as ineffectively heat transfer areas, leading to higher heat transfer rate in the duct. The numerical study of flow structure and temperature fields of this inserted duct flow was reported in Ref. [25] to confirm the appearance of the VI effect as mentioned above. It is worth nothing that the heat transfer coefficient for fin-to-duct height ratio, $BR=0.3$ is higher than those for $BR=0.25$, 0.2, 0.15, and 0.1. This is caused by higher flow blockage of using $BR=0.3$ interrupting the flow leading to stronger vortex flow strength and thus promoting high levels of mixing over others. A close examination reveals that at $PR=1$, the finned tape insert with $BR=0.3$, 0.25, 0.2, 0.15, and 0.1 produces approximately 5.9–6.3,

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

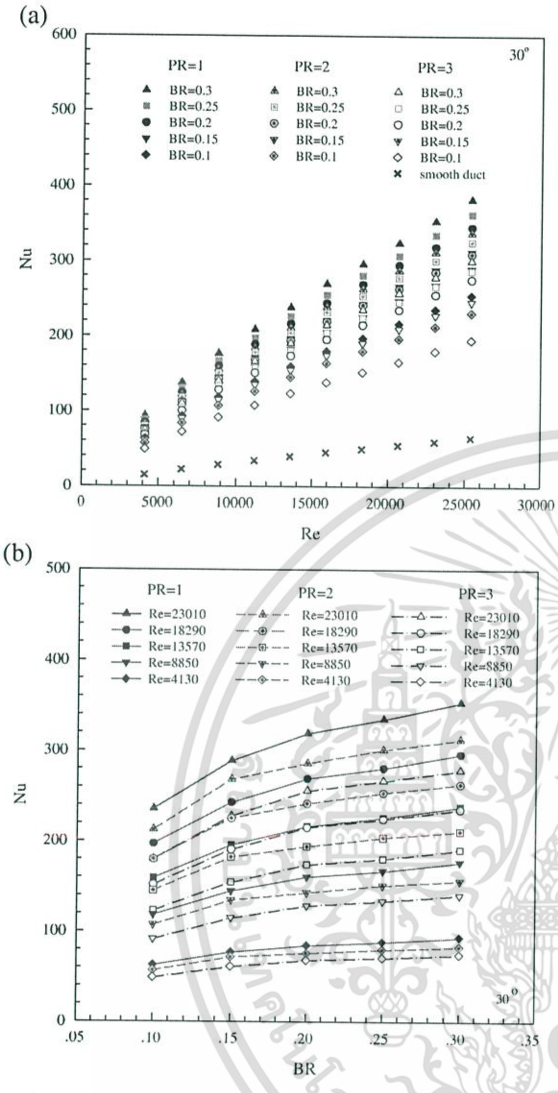


Fig. 4. Variation of Nusselt number with (a) *Re* and (b) *BR* for various inserts.

5.6–5.9, 5.3–5.7, 4.8–5.2, and 3.9–4.2 times over the smooth duct with no insert, depending on *Re* values, respectively.

The effect of the finned tape insert on the isothermal pressure drop across the tested duct is depicted in Fig. 5. The variation of the pressure drop is in the form of friction factor with Reynolds number and *BR* values is displayed in Fig. 5a and b, respectively. In Fig. 5a, it is visible that the use of the finned tape inserts leads to a substantial increase in friction factor over the smooth duct with no insert and the friction factor shows a slight decrease with the rise of *Re* values. However, the friction factor tends to increase with raising the *BR* and shows the rapid increase for $BR \geq 0.2$ as can be seen in Fig. 5b. This can be attributed to flow blockage, larger surface area and the act caused by the reverse flow. As expected, the friction factor of $BR = 0.3$ is much higher than those of $BR = 0.25$, 0.2, 0.15 and 0.1 at a similar operating condition. For the finned tapes with $BR = 0.3$, 0.25, 0.2, 0.15, and 0.1, the increases in friction factor values at $PR = 1$, 2 and 3 are, respectively, about 67–109, 42–69, 32–53, 26–43 and 19–31; 60–100, 35–59, 27–45, 24–38 and 18–28; and 53–87, 33–54, 23–37, 19–31 and 14–23 times above the smooth duct, depending on *Re*. Therefore, the finned tape of $BR \geq 0.3$ should be avoided due to extremely high-pressure loss in comparison with others. The losses mainly come from higher flow blockage, the dissipation of the dynamical pressure and friction of increasing surface area.

4.3. Effect of pitch ratio

Effects of fin pitch spacing ratios on heat transfer rate and friction factor are also presented in Figs. 4 and 5, respectively. In Fig. 4, the finned tape insert provides a considerable heat transfer rate with a

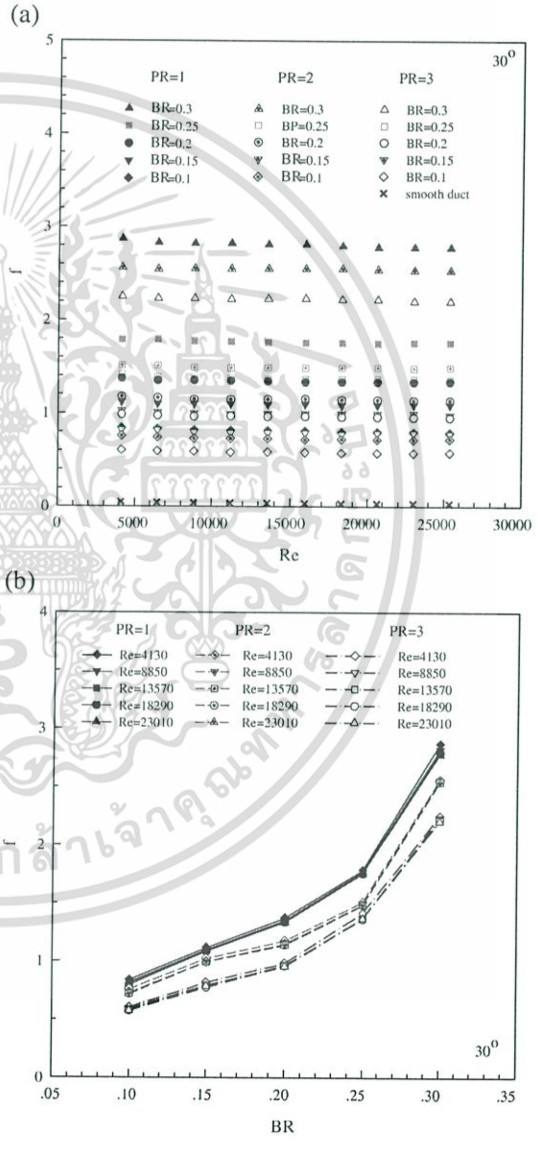


Fig. 5. Variation of friction factor with (a) *Re* and (b) *BR* for various inserts.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

similar trend in comparison with the smooth duct alone and the Nusselt number tends to increase with reducing the pitch ratio, but with the rise of Reynolds number. It is worth noting that the heat transfer coefficients for the finned tape with $PR=1$ are, respectively, about 10% and 21% higher than those with $PR=2$ and 3 for all BR ratios. This caused by the $PR=1$ fin interrupting the flow and promoting higher levels of turbulence mixing apart from providing higher vortex strength over the others.

The influence of the finned tape inserts with different pitch ratios on the isothermal pressure drop across the tested duct is also displayed in Fig. 5. The variation of the pressure drop is shown in the form of friction factor against Reynolds number and BR values as seen in Fig. 5a and b, respectively. In the figure, it is observed that the finned tape insert yields a substantial increase in friction factor over the smooth duct with no insert. The friction factors obtained from the $PR=1$ are approximately 12% and 25% higher than those from the $PR=2$ and 3, respectively. Thus, the increase in the PR in order to reduce the friction loss in the duct is not effective in this case due to the similar decrease in both heat transfer and friction loss.

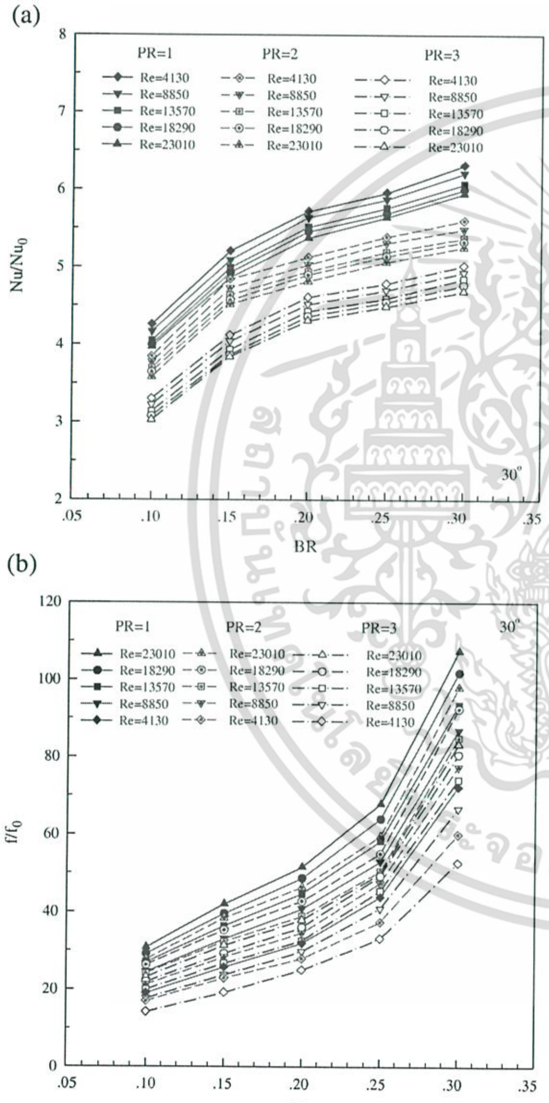


Fig. 6. Variation of (a) Nusselt number ratio, Nu/Nu_0 and (b) friction factor ratio, f/f_0 with BRs.

4.4. Performance evaluation

The Nusselt number ratio, Nu/Nu_0, defined as a ratio of the augmented Nusselt number to Nusselt number of smooth duct and the isothermal friction factor ratio, f/f_0, plotted against the BR are depicted in Fig. 6a and b, respectively. In Fig. 6a, it can be observed that the Nu/Nu_0 shows a steeper increase at the beginning with the rise of BR value but gives a slow increase for $BR\geq0.2$. The angle-finned tape with $PR=1$ provides higher value of Nu/Nu_0 than the one with $PR=2$ or 3 at a given BR value. A close inspection reveals that at similar BR value, the use of $PR=1$ yields the Nu/Nu_0 at about 8–11% higher than that of $PR=2$ and 3. In Fig. 6b, the variation of isothermal friction factor ratio, f/f_0 with BR values for various the angle-finned tape cases is presented. In the figure, the f/f_0 is found to increase with the rise in Re and BR values. It is visible that the finned tape inserts provide a substantial increase in the f/f_0 at about 14–110 times the smooth duct, depending on the BR, PR and Re values. The use of the $BR=0.3$ provides the largest f/f_0 values of about 93, 85 and 74 for the $PR=1$, 2 and 3, respectively. This means that at very high BR value, the increment of PR value is less effective to reduce significantly the friction loss in the duct.

Fig. 7 depicts the variation of Nu/Nu_0 ratio with f/f_0 values at corresponding conditions for various PR, BR and Re values. From the figure, it is apparent that the change or slope of the Nu/Nu_0 with respect to the f/f_0 values is steeper for $0.1\leq BR\leq0.2$ while gives a slow increase for $BR>0.2$. The maximum gradient of the Nu/Nu_0 is found at $BR=0.2$, $PR=1$ and $Re=4130$ indicating the optimal point for the inserted duct should be in this region.

Fig. 8 shows the variation of the thermal performance enhancement factor (TEF) with Reynolds number. For all, the data of Nusselt number and friction factor ratios are compared at an identical pumping power condition. In the figure, the TEF tends to reduce with the increase in Reynolds number for all the cases. It is seen that the finned tape insert with $BR=0.2$ and $PR=1$ gives the highest TEF at lower

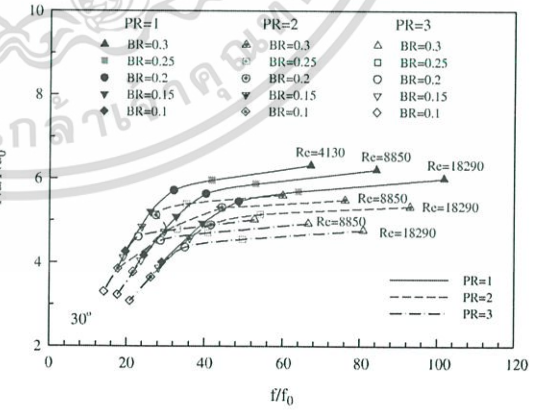


Fig. 7. Nusselt number ratio, Nu/Nu_0 versus friction factor ratio, f/f_0.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

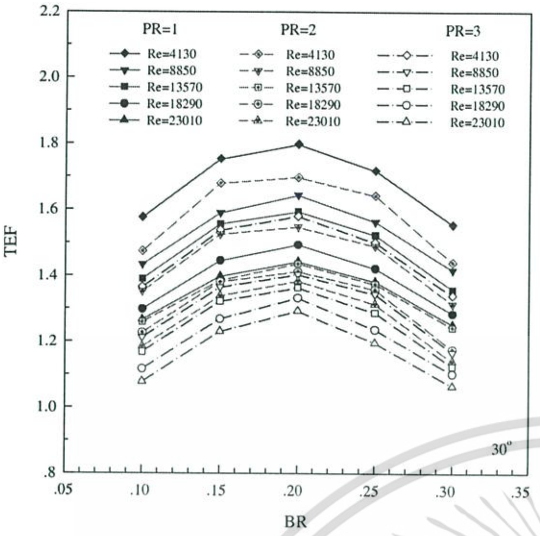


Fig. 8. Variation of *TEF* with *BRs* for various inserts.

Reynolds number. For the $PR=1$ finned tapes of $BR=0.3$, 0.25, 0.2, 0.15, and 0.1, the maximum *TEFs* are, respectively, about 1.55, 1.72, 1.8, 1.75 and 1.57. At a given *BR* value, the use of $PR=1$ yields the *TEF* around 4–8% and 10–14% higher than that of $PR=2$ and 3, respectively.

The Nusselt number and friction factor values for using the 30°-finned tape insert are correlated as functions of Reynolds number (*Re*), Prandtl number (*Pr*), blockage ratio (*BR*) and fin pitch ratio (*PR*), and they are formulated as in Eqs. (11) and (12) below. The plots of the Nusselt number and friction factor of the finned tape insert, predicted by Eqs. (11) and (12) and measured data are depicted in Fig. 9a and b, respectively. In the figure, the majority of the measured data falls within ±10%, for the predicted Nusselt number and friction factor.

Correlations for Nusselt number and friction factor of using the 30°-finned tape inserts at $BR=0.1$, 0.15, 0.2, 0.25 and 0.3; and $PR=1$, 2 and 3 for *Re* ranging from 4000 to 23,000 are written as:

$$Nu = 0.404Re^{0.758}Pr^{0.4}(BR)^{0.402}(PR)^{-0.333} \quad (11)$$

$$f = 13.824\mathrm{Re}^{-0.0178}(BR)^{1.072}(PR)^{-0.417} \quad (12)$$

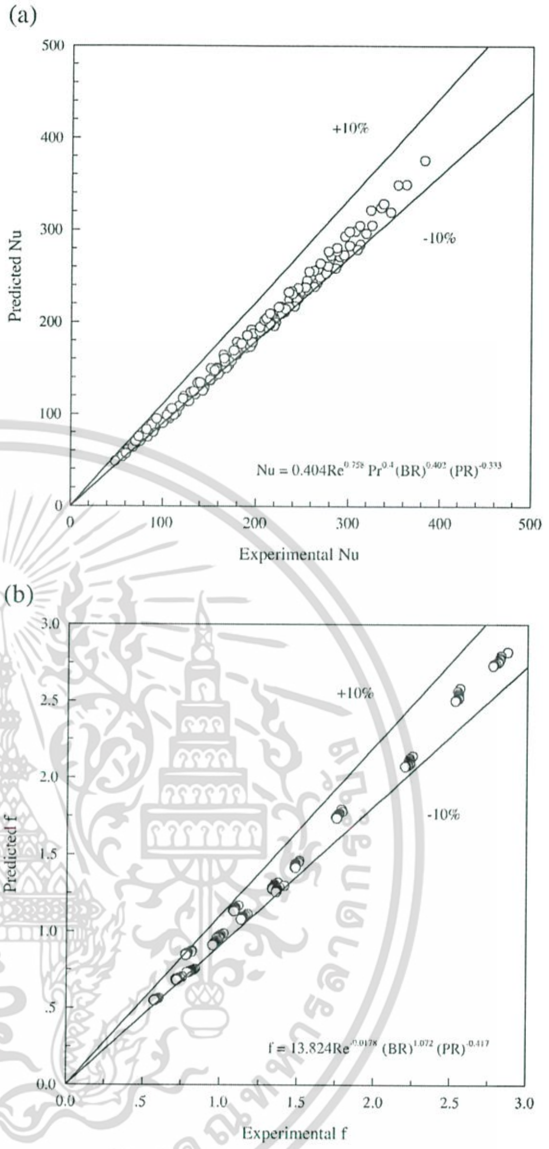


Fig. 9. Predicted data of (a) Nusselt number and (b) friction factor versus experimental data.

5. Conclusions

An experimental work has been conducted to investigate airflow friction and heat transfer characteristics in a square duct inserted diagonally with a 30°-finned tape at different fin blockage and pitch ratios for the turbulent flow, Reynolds number of 4000 to 23,000. The presence of the angle-finned tape at $BR=0.3$ and $PR=1$ causes a much high-pressure drop increase, $f/f_0=67$–109 but also provides a considerable heat transfer augmentation in the duct, $Nu/Nu_0=5.9$–6.3. The Nusselt number of the finned tape insert shows increasing trend with the rise in *BR* and *Re* values. The 30°-finned tape insert of $BR=0.2$ and $PR=1$ yields the highest *TEF* of about 1.8 at lower Reynolds number.

Acknowledgement

The funding of this research from the Thailand Research Fund (TRF) is gratefully acknowledged.

References

[1] S. Eiamsa-ard, P. Promvonge, 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.
[2] S. Eiamsa-ard, S. Pethkool, C. Thianponge, P. Promvonge, Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

inserts, International Communications in Heat and Mass Transfer 35 (2008) 120–129.

[3] S. Eiamsa-ard, C. Thianponge, P. Eiamsa-ard, P. Promvonge, Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert, International Communications in Heat and Mass Transfer 36 (2009) 365–371.

[4] P. Promvonge, Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators, Energy Conversion and Management 49 (2008) 2949–2955.

[5] P. Promvonge, Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires, Energy Conversion and Management 49 (5) (2008) 980–987.

[6] P. Promvonge, Thermal enhancement in a round tube with snail entry and coiled-wire inserts, International Communications in Heat and Mass Transfer 35 (2008) 623–629.

[7] P. Promvonge, C. Thianpong, Thermal performance assessment of turbulent channel flow over different shaped ribs, International Communications in Heat and Mass Transfer 35 (2008) 1327–1334.

[8] C. Thianpong, T. Chompookham, S. Skullong, P. Promvonge, Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs, International Communications in Heat and Mass Transfer 36 (2009) 712–717.

[9] S. Sripattanapipat, P. Promvonge, Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer 36 (1) (2009) 32–38.

[10] P. Promvonge, 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.

[11] T. Chompookham, C. Thianpong, S. Kwankaomeng, P. Promvonge, Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators, International Communications in Heat and Mass Transfer 37 (2010) 163–169.

[12] J.C. Han, Y.M. Zhang, C.P. Lee, Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed and V-shaped angled ribs, Journal of Heat Transfer-Trans ASME 113 (1991) 590–596.

[13] J.C. Han, Y.M. Zhang, C.P. Lee, Influence of surface heat flux ratio on heat transfer augmentation in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs, Journal of Turbomachinery–Trans ASME 114 (1992) 872–880.

[14] T.M. Liou, J.J. Hwang, Turbulent heat transfers augmentation and friction in periodic fully developed channel flows, Journal of Heat Transfer–Trans ASME 114 (1992) 56–64.

[15] T.M. Liou, J.J. Hwang, Effect of ridge shapes on turbulent heat transfer and friction in a rectangular channel, International Journal of Heat and Mass Transfer 36 (1993) 931–940.

[16] S.W. Ahn, The effects of roughness types on friction factors and heat transfer in roughened rectangular duct, International Communications in Heat and Mass Transfer 28 (7) (2001) 933–942.

[17] M.E. Taslim, T. Li, D.M. Kercher, Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls, Journal of Turbomachinery–Trans ASME 118 (1996) 20–28.

[18] P.R. Chandra, C.R. Alexander, J.C. Han, Heat transfer and friction behaviour in rectangular channels with varying number of ribbed walls, International Journal of Heat and Mass Transfer 46 (2003) 481–495.

[19] S. Kwankaomeng, P. Promvonge, Numerical prediction on laminar heat transfer in square duct with 30° angled baffle on one wall, International Communications in Heat and Mass Transfer 37 (2010) 857–866.

[20] P. Promvonge, S. Sripattanapipat, S. Tamna, S. Kwankaomeng, C. Thianpong, Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer 37 (2010) 170–177.

[21] P. Promvonge, W. Jedsadaratanachai, S. Kwankaomeng, Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators, Applied Thermal Engineering 30 (11–12) (2010) 1292–1303.

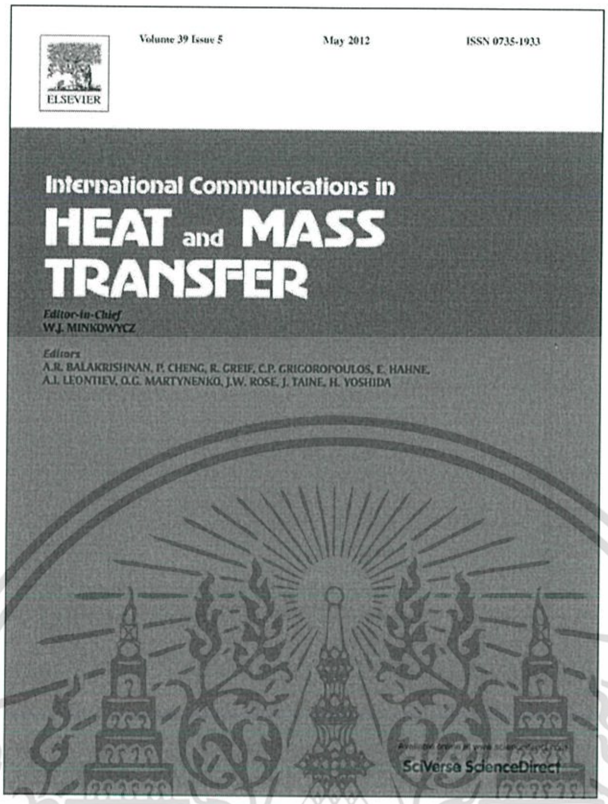
[22] P. Promvonge, S. Sripattanapipat, S. Kwankaomeng, Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls, International Journal of Thermal Sciences 49 (2010) 963–975.

[23] ANSI/ASME, Measurement uncertainty, PTC 19, 1–1985. Part I, , 1986.

[24] F. Incropera, P.D. Dewitt, Introduction to Heat Transfer, 5th edition John Wiley & Sons Inc., 2006

[25] P. Promvonge, S. Skullong, S. Kwankaomeng, C. Thiangpong, Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape—Part 2, Numerical study, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2012, http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.03.010.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

International Communications in Heat and Mass Transfer 39 (2012) 625–633

Contents lists available at SciVerse ScienceDirect

International Communications in Heat and Mass Transfer

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

Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape—Part 2: Numerical study ☆

Pongjet Promvonge *, Sompol Skullong, Sutapat Kwankaomeng, Chinaruk Thiangpong

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

ARTICLE INFO

Available online 28 March 2012

Keywords:
Periodic flow
Square duct
Turbulent flow
Heat transfer
Angled fin

ABSTRACT

A numerical work has been conducted to examine turbulent flow and heat transfer characteristics in a three-dimensional isothermal-fluxed square-duct fitted diagonally with 30°-angle finned tapes. The computations are based on the finite volume method with the SIMPLE algorithm implemented. The air flow and heat transfer characteristics in the duct are presented for Reynolds number (*Re*) in a range of 4000 to 20,000. In the current study, a straight tape with 30°-angled fins mounted repeatedly on both sides is inserted diagonally into the test duct to generate a pair of longitudinal counter-vortices in assisting chaotic flow mixing in the duct including vortex-induced impingement (VI) effect. Effects of fin blockage ratio ($BR = b/H$) and pitch ratio ($PR = L/H$) on heat transfer and pressure drop behaviors in the duct are investigated and the results of the finned tape insert are compared with available measurements. The computation reveals that predicted results from the finned tape insert are in good agreement with measured data. The study indicates that the vortex flow can help to induce impingement/reattachment flows (VI effect) on the duct walls leading to drastic increase in the heat transfer rate over the duct. The rise of the *BR* and the reduction of the *PR* results in the increase in Nusselt number and friction factor values. The maximum thermal performance is found to be 1.95 for using the finned tape at $BR = 0.2$ and $PR = 1$ whereas the Nusselt number ratio is about 4.5 at lower *Re*.
© 2012 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

High performance thermal systems are of interest in several engineering applications and therefore, this leads to developing techniques for heat transfer enhancement in order to reduce overall heat exchanger dimensions and to increase their efficiency. For decades, fins or baffles have been commonly used in cooling or heating systems due to their high thermal loads and decreased dimensions. The cooling or heating air is supplied into the ducts mostly mounted with several fins to increase the degree of cooling or heating levels and this configuration is often employed in the design of heat exchangers. However, the pressure drop of the duct flow is also increased due to the flow blockage effect.

The first work on the numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in a duct with the concept of periodically fully developed flow was introduced by Patankar et al. [1]. Berner et al. [2] found that at a Reynolds number below 600, a laminar flow behavior in a channel with transverse baffles on two opposite walls is free from vortex shedding. Webb and Ramadhyani [3] numerically investigated heat transfer behaviors in a channel with staggered baffles. The study by Kellar and Patankar [4] disclosed that the heat transfer in a channel with staggered fins increased with raising the fin height and/or decreasing the fin spacing, similar to the work of Webb and Ramadhyani [3]. Cheng and Huang [5] presented laminar forced convection in the entrance region of a horizontal channel with one or two pairs of fins placed on the walls. Amiri et al. [6] investigated experimentally and numerically the laminar flow and heat transfer in a two-dimensional channel with packed bed porous media using a two-phase equation model for the transport. A numerical study of laminar forced convection in a baffled channel with a uniform heat flux on the top and bottom walls for periodically fully developed flow was conducted by Lopez et al. [7].

Guo and Anand [8] studied the three-dimensional heat transfer in a channel with a single baffle in the entrance region. Numerical studies for both solid and porous baffles in a two dimensional channel for the turbulent flow [9] and for the laminar flow regimes [10,11] were conducted and similar thermal performance results for both the solid and porous cases were reported. Ko and Anand [12] carried out an experiment for turbulent channel flow over porous baffles and similar flow behavior as good as that of solid baffles was reported. Tsay et al. [13] investigated numerically by using baffles for enhancement of heat transfer in laminar channel flow over two heated blocks mounted on the lower plate. A numerical study of laminar periodic flow and thermal behaviors in a two dimensional channel fitted with staggered diamond-shaped baffles was performed by Sripattanapipat and

☆ Communicated by W.J. Minkowycz.

* Corresponding author.
E-mail address: kppongje@kmitl.ac.th (P. Promvonge).

0735-1933/$ – see front matter © 2012 Elsevier Ltd. All rights reserved.
doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.03.010

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Nomenclature

A	convection heat transfer area, m^2
BR	blockage ratio, (b/H)
b	fin height, m
D	hydraulic diameter of square duct, $(=H)$
f	friction factor
GCI	grid convergence index
H	duct height, m
h	convective heat transfer coefficient, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
k	turbulent kinetic energy
k_a	thermal conductivity of air, $W\ m^{-1}\ K^{-1}$
L	cyclic length of one cell (or axial pitch length), m
Nu	Nusselt number
p	static pressure, Pa
Pr	Prandtl number
PR	spacing pitch ratio, L/H
Re	Reynolds number, $(\rho\bar{u}D/\mu)$
S_{ij}	rate of strain tensor
T	temperature, K
TEF	thermal performance enhancement factor, $(=(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3})$
u_i	velocity component in x_i-direction, $m\ s^{-1}$
$\bar{u}$	mean velocity in duct, $m\ s^{-1}$
W	tape width, m

Greek letter

μ	dynamic viscosity, $kg\ s^{-1}\ m^{-1}$
Γ	thermal diffusivity
Ω_{ij}	vorticity tensor
α	fin inclination angle or angle of attack, degree
λ_2	second eigenvalue of symmetric tensor $S_{ij}S_{ji}+\Omega_{ij}\Omega_{ji}$
ρ	density, $kg\ m^{-3}$

Subscript

in	inlet
0	smooth duct
w	wall
pp	pumping power
t	turbulence

Promvonge [14]. They reported that the diamond baffle with half apex angle of 5–10° provided slightly better thermal performance than the flat baffle. In addition, effects of various angled baffles (or fins) placed on one/two walls of a square duct on heat transfer and flow characteristics were investigated numerically [15–19]. The investigations revealed that the streamwise vortex flows caused by the angled baffles existed and helped to induce impingement jets on the duct walls. The appearance of vortex-induced impingement (VI) flows leaded to much higher thermal performance.

Most of the investigations, cited above, have focused on heat transfer characteristics for various blockage and space ratios for baffles/fins placed on the heated wall only. The investigation on the angle-finned tape insert in square ducts has never been reported. In the present work, the numerical computations for a three dimensional turbulent periodic duct flow over the 30°-angled fins mounted periodically on double-sides of a tape inserted diagonally are conducted with the main aim to examine the flow structure and heat transfer behaviors. The insertion of the tape roughened with double-sided angled fins into the tested duct is expected to generate a pair of longitudinal vortex flows leading to VI effect and better flow mixing between the core and the wall regions.

2. Flow configuration and mathematical modeling

2.1. Fin geometry and arrangement

The flow system of interest is a horizontal square duct inserted diagonally with a straight tape roughened with the 30°-angled fins repeatedly placed on both tape sides at similar locations as depicted in Fig. 1. The computational domain and the grid size density for both pitch ratios of the finned tape insert are similar. The flow under consideration attains a periodic flow condition where the velocity field repeats itself from one module (or cell) to another. In the flow module, the air enters the duct at an inlet temperature, T_{in}, and flows over a 30°-angled fin pair placed on both tape sides where b is the fin height. The tape size is 0.8 mm thick and 0.06 m wide (W). The duct height, H is set to 0.045 m and b/H is known as the blockage ratio, BR. It is worth noting that the two corner tips of each the fin must be trimmed to allow the insertion and the fin is also detached from the duct wall at about 2 mm apart. The axial pitch, L or distance between the fin module is set to L in which L/H is defined as the pitch ratio, $PR=1$ and 2. To investigate an effect of the interaction between the fins, the BR is varied in a range of $BR=0.1$–0.3 at $PR=1$ to 2 in the current study.

2.2. Mathematical modeling

The numerical model for fluid flow and heat transfer in the square duct is developed under the following assumptions:

- Steady three-dimensional periodic flow and heat transfer.
- The flow is turbulent and incompressible.
- Constant fluid properties.
- Body forces, viscous dissipation and radiation heat transfer are ignored.

Based on the above assumptions, the duct flow is governed by the Reynolds averaged Navier–Stokes (RANS) equations and the energy equation. In the Cartesian tensor system these equations can be written as follows:

Continuity equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

Momentum equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho\overline{u_i' u_j'}\right)\right] \tag{2}$$

where ρ is the density of the fluid, and u_i is a mean component of velocity in the direction x_i, p is the pressure, μ is the dynamic viscosity, and u' is a fluctuating component of velocity. Repeated indices indicate summation from one to three for 3D problems.

Energy equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left((\Gamma+\Gamma_t)\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) \tag{3}$$

where Γ and Γ_t are molecular thermal diffusivity and turbulent thermal diffusivity, respectively and are given by

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr}, \text{and } \Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \tag{4}$$

The Reynolds-averaged approach to turbulence modeling requires that the Reynolds stresses, $-\rho\overline{u_i' u_j'}$ in Eq. (2) need to be modeled. The

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

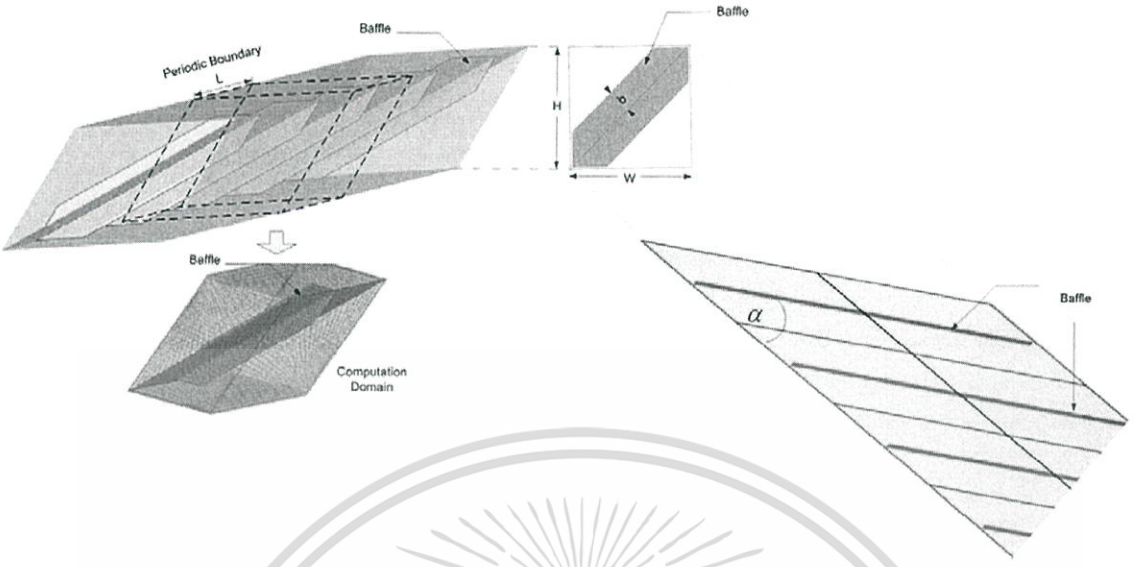


Fig. 1. Duct geometry and computational domain of periodic duct flow.

Boussinesq hypothesis relates the Reynolds stresses to the mean velocity gradients as seen in the equation below:

$$-\rho\overline{u_i'u_j'} = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\left(\rho k+\mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right)\delta_{ij} \tag{5}$$

where k is the turbulent kinetic energy, as defined by $k=\frac{1}{2}\overline{u_i'u_i'}$, and $\delta_{ij}$is the Kronecker delta. An advantage of the Boussinesq approach is the relatively low computational cost associated with the computation of the turbulent viscosity, μ_t given as $\mu_t=\rho C_\mu k^2/\varepsilon$. The RNG k-ε model is an example of the two-equation models that use the Boussinesq hypothesis. The RNG $k_?$-ε model is derived from the instantaneous Navier–Stokes equations using the "renormalization group" (RNG) method. The steady state transport equations are expressed as:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k\mu_{eff}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k-\rho\varepsilon \tag{6}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\varepsilon\mu_{eff}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right)+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}-R_\varepsilon \tag{7}$$

In the above equations, α_k and α_ε are the inverse effective Prandtl numbers for k and ε, respectively. $C_{1\varepsilon}$ and $C_{2\varepsilon}$ are constants. The effective viscosity μ_{eff} is written by

$$\mu_{eff}=\mu+\mu_t=\mu+\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon} \tag{8}$$

where C_μ is a constant and set at 0.0845, derived using the RNG theory. The effect of swirl on turbulence is included in the RNG model to enhance accuracy for prediction of swirling flows.

All the governing equations were discretized by the QUICK numerical scheme, decoupling with the SIMPLE algorithm and solved using a finite volume approach [20]. For closure of the equations, the RNG $k_?$-ε model was used in the present study. The solutions were considered to be converged when the normalized residual values were less than 10^{-5} for all variables but less than 10^{-9} only for the energy equation.

Four parameters of interest in the present work are the Reynolds number, friction factor, Nusselt number and thermal performance enhancement factor. The Reynolds number is defined as

$$\mathrm{Re}=\rho\bar{u}D/\mu \tag{9}$$

The friction factor, f is computed by pressure drop, Δp across the length of the periodic duct, L as

$$f=\frac{(\Delta p/L)D}{\frac{1}{2}\rho\bar{u}^2} \tag{10}$$

The heat transfer is measured by local Nusselt number which can be written as

$$Nu_x=\frac{h_x D}{k_a} \tag{11}$$

The area-average Nusselt number can be obtained by

$$Nu=\frac{1}{A}\int Nu_x dA \tag{12}$$

The thermal performance enhancement factor (TEF) is defined as the ratio of the heat transfer coefficient of an augmented surface, h to that of a smooth surface, h_0, at an equal pumping power and given by

$$TEF=\left.\frac{h}{h_0}\right|_{pp}=\left.\frac{Nu}{Nu_0}\right|_{pp}=(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3} \tag{13}$$

where Nu_0 and f_0 stand for Nusselt number and friction factor for the smooth duct, respectively.

For visualization of vortices in three dimensional flows, the coherent structure detecting method based on the λ_2-criterion of Jeong and Hussain [21] is introduced in the current study. In this method, a vortex is defined as a region where the second eigenvalue, λ_2, of the symmetric tensor $S_{ij}S_{ji}+\Omega_{ij}\Omega_{ji}$ is negative. The tensors S_{ij} and Ω_{ij} are the symmetric and antisymmetric parts of the velocity gradient

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

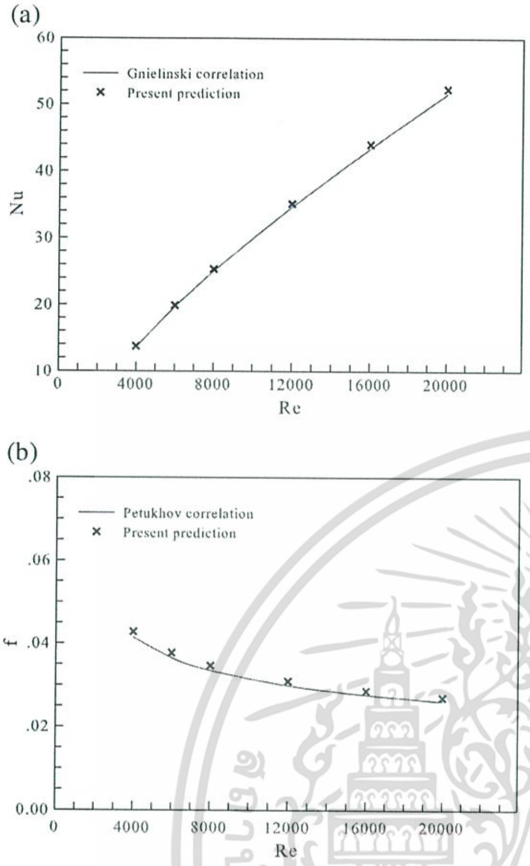


Fig. 2. Verification of (a) Nu_0 and (b) f_0 for smooth square duct.

tensor or called the rate of strain tensor and vorticity tensor, respectively and have the form as follows:

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{14}$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{15}$$

The vortex-core extraction method mentioned above can find lines that run through the center of the region of negative λ_2. A rotating structure can be raised to view as an "iso-surface" of constant λ_2, where $\lambda_2 < 0$ is realized.

The computational domain is resolved by regular Cartesian elements. For this duct flow, however, regular grid was applied throughout the domain. A grid independence procedure was implemented by using Richardson extrapolation technique over grids with different numbers of cells. It is found that the variation in Nu and f values for the 30°-angle finned tape with $BR = 0.1$ at $Re = 8000$ is marginal when increasing the number of cells from 82,000 to 163,200. Hence, there is no such advantage in increasing the number of cells beyond this value. By using the grid convergence index (GCI) [22,23] for different grids used where GCI represents an estimation of the discretization error between numerical solution, calculated over finer grid and numerical solutions calculated over coarser ones, grid independence condition was obtained. By considering both convergent time and solution precision, the grid system of 82,000 cells was adopted for the current computational model.

2.3. Boundary conditions

Periodic boundaries are used for the inlet and outlet of the flow domain. Constant mass flow rate of air with 300 K ($Pr = 0.707$) is assumed in the flow direction due to periodic axial flow conditions. The physical properties of the air have been assumed to remain constant at bulk air temperature. Impermeable boundary and no-slip wall conditions have been implemented over the duct walls as well as the finned tape apart from the enhanced wall treatment. The constant heat flux of all the duct walls is maintained at 600 W/m^2 while the fin and the tape are assumed at adiabatic wall (high thermal resistance) conditions.

3. Results and discussion

3.1. Validation

Verification of the heat transfer and friction factor of the smooth square duct with no insert is first performed by comparing with the values from previous correlations under a similar operating condition as shown in Fig. 2a and b, respectively. The present numerical smooth duct result is found to be in excellent agreement with correlation

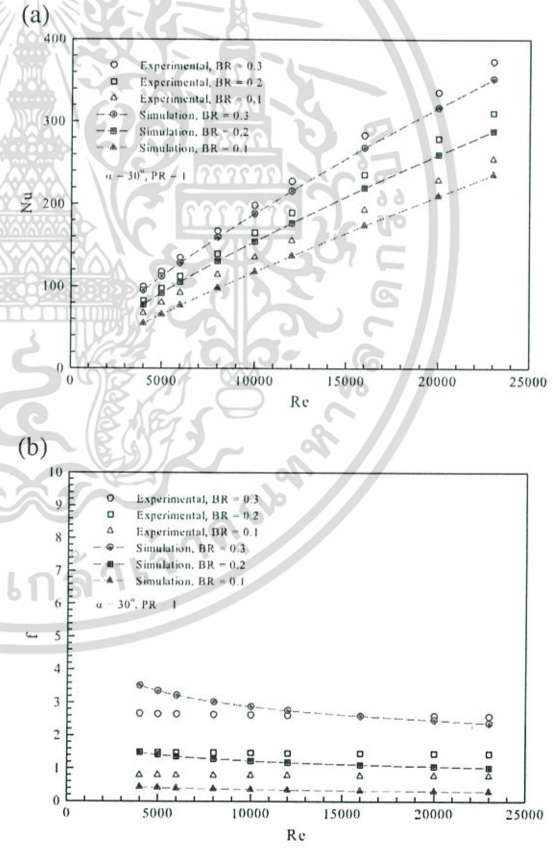


Fig. 3. Validation of (a) Nu and (b) f between predicted and measured data for finned tape insert.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

solutions obtained from the open literature [24] for both the Nusselt number and the friction factor, within ±0.5 and ±1.0% deviations, respectively. The correlations of the Nusselt number and the friction factor for turbulent duct flows with constant wall heat flux conditions are as follows:

Correlation of Gnielinski,

$$Nu = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}-1000)\,Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \text{ for } 3000 < \mathrm{Re} < 5\times10^6 \quad (16)$$

Correlation of Petukhov,

$$f = (0.79\ln \mathrm{Re}-1.64)^{-2} \text{ for } 3000 \le \mathrm{Re} \le 5\times10^6 \quad (17)$$

Fig. 3a and b shows, respectively, a validation of the average Nusselt number, *Nu* and the friction factor, *f* predicted by the RNG *k*-ε model with measurements [25] for using the fin-roughened tape with various *BRs* at $PR = 1.0$. In the figure, it is visible that the predicted *Nu* and *f* are in good agreement with the measurement and both the predicted and measured data are in similar trends but the results of the *Nu* and *f* are slightly under-predicted. Thus, the *Nu* prediction deviation is found to be less than 7% for the $BR = 0.3$ but 25% for the $BR = 0.1$. For friction loss, the discrepancy of the predicted *f* value is around 15% less than the measured data. Therefore, it is noted that the numerical results are slightly under-predicted for the heat transfer and the friction loss in comparison with measurements.

3.2. Flow structure

The flow structure in the duct inserted diagonally with a tape mounted periodically with double-sided angled fins can be visualized by the streamline plots as depicted in Fig. 4a to b. Here the streamlines of the fin modules are presented for $Re = 8000$ at $BR = 0.2$ and $PR = 1$. Fig. 4a shows the streamlines in transverse planes along the

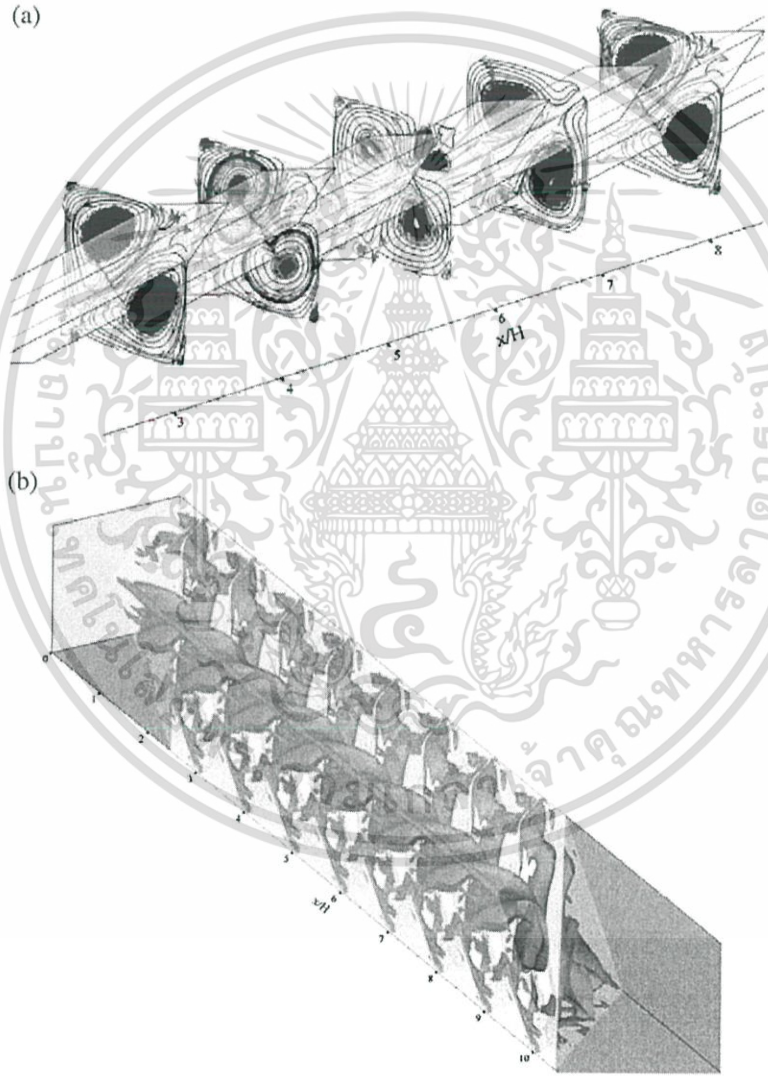


Fig. 4. (a) Streamlines in transverse planes and (b) iso-surfaces of $\lambda_2 = -300$ for finned tape insert at $Re = 8000$, $PR = 1$ and $BR = 0.2$.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

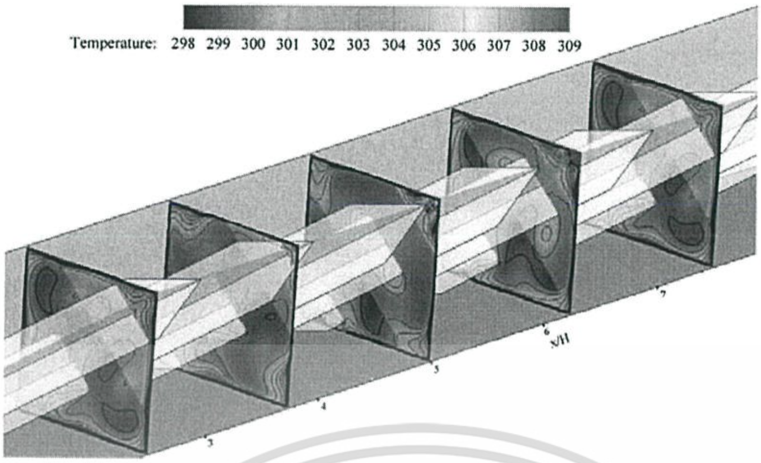


Fig. 5. Temperature contours in transverse planes for finned tape insert at $Re = 8000$, $PR = 1$ and $BR = 0.2$.

duct with the 30°-angle finned tape insert while Fig. 4b presents the iso-surfaces of $\lambda_2 = -300$, showing the direction of the center of the vortex flow (or vortex core). In Fig. 4a, it is visible that two counter-rotating vortices or longitudinal vortex flows created by the angled fins appear on both the upper and lower triangular parts of the duct, as expected and the vortex center is moving diagonally in the inter-fin cavity from the fin leading end to the next downstream fin trailing end. The appearance of the longitudinal vortex flows can help to increase considerably the heat transfer rate in the duct because of stronger fluid filament mixing. It is concluded that the presence of the finned tape creates two counter-rotating vortices (Fig. 4a) leading to longer flow path, high vortex strength and impingement flows.

3.3. Heat transfer

Fig. 5 displays the contour plot of temperature in transverse planes for the finned tape with $PR = 1$ and $BR = 0.2$ at $Re = 8000$. It is found that there is a major change in the temperature field over the duct cross section. The core and the near-wall temperatures show nearly the same values (blue region). This means that the vortex flow provides a significant influence on the temperature field, because it can induce stronger fluid flow mixing between the wall and the core regions, leading to a high temperature gradient over the heating duct wall.

The local Nu_x contour in the duct walls for the finned tape with $PR = 1$ and $BR = 0.2$ at $Re = 8000$ is presented in Fig. 6. In the figure, it appears that the higher Nu_x values are seen to be in a larger area, except for a small region in the duct corners. The peaks are observed at the impingement/attachment areas over the walls. The peak Nu_x values are found to be about 5 times above those for the smooth duct. This indicates the merit of employing the finned tape insert over the smooth duct for enhancing heat transfer.

The variation of the average Nu and Nu/Nu_0 ratio values with Reynolds number for the finned tape at various BRs is depicted in

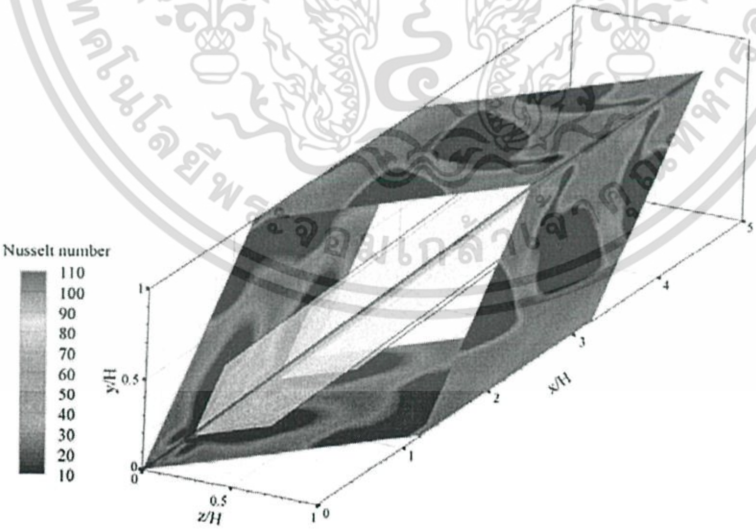


Fig. 6. Nu_x contours for finned tape insert at $Re = 8000$, $PR = 1$ and $BR = 0.2$.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Fig. 7a and b, respectively. It is worth noting that the *Nu* tends to increase with the rise of *Re* while the Nu/Nu_0 ratio shows an opposite trend. The higher *BR* value leads to the increase in *Nu* and Nu/Nu_0 values. The *Nu* of the finned tape with $BR = 0.3$ is found to be the highest. Thus, the generation of VI flow due to the finned tape insert as well as the role of better flow mixing brings in the augmentation in heat transfer from the duct wall. In addition, it can be observed that the 30°-angle finned tape at all *BRs* provides higher Nu/Nu_0 than the smooth duct. This is because the vortex strength induced by the finned tape with lower *BR* is sufficiently strong to yield a mixing intensity of flow between the wall and the core regions. Closer inspection reveals that the finned tape inserts provide a heat transfer rate of about 1.5–6.2 times over the smooth duct with no fin.

3.4. Pressure loss

In general, the heat transfer augmentation is concerned with penalty in terms of increased friction factor resulting in higher pressure drop. Fig. 8a and b presents the variation of the friction factor, *f* and friction factor ratio, f/f_0 with Reynolds number for various *BRs*, respectively. In the figure, it is noted that the *f* tends to decrease with the rise of *Re* and *BR* values while the f/f_0 trend shows a slight increase. The use of the finned tape leads to the extreme increase in *f* in comparison with the smooth duct. The decrease in the *BR* gives rise to the reduction of friction factor. The $PR = 2$ finned tape provides the reduction of *f* at about 5–40% below that of the $PR = 1$ one for $BR \geq 0.2$ while it gives nearly the same *f* values for $BR < 0.2$. The f/f_0

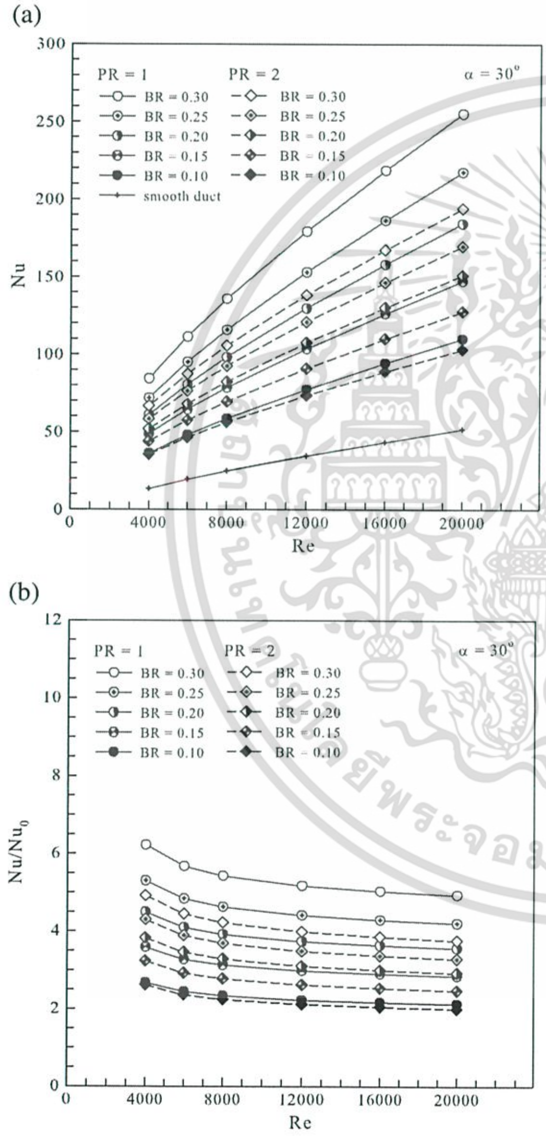


Fig. 7. Variation of (a) *Nu* and (b) Nu/Nu_0 with Reynolds number.

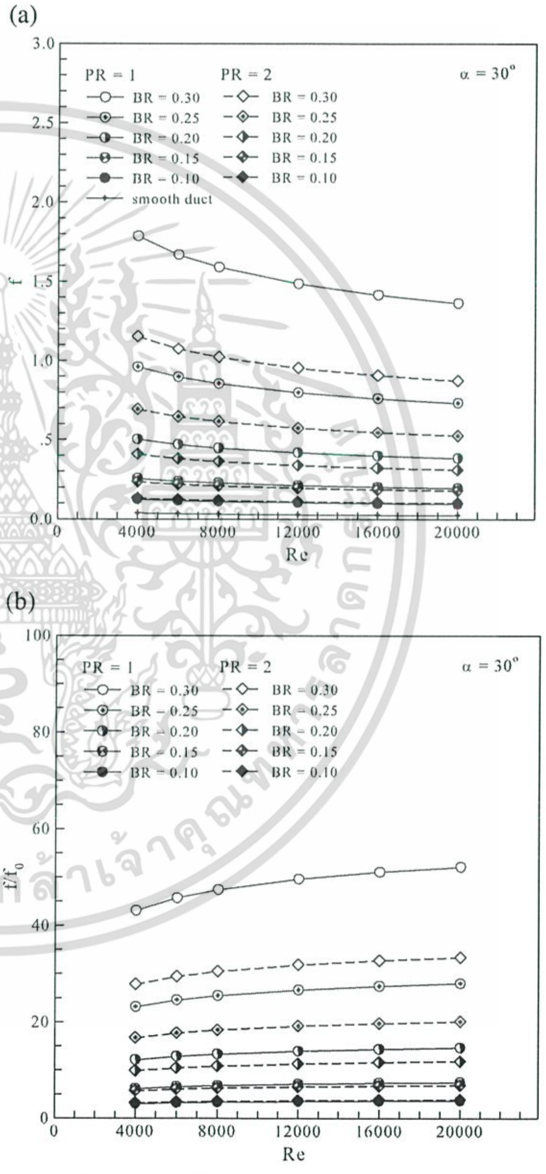


Fig. 8. Variation of (a) *f* and (b) f/f_0 with Reynolds number.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

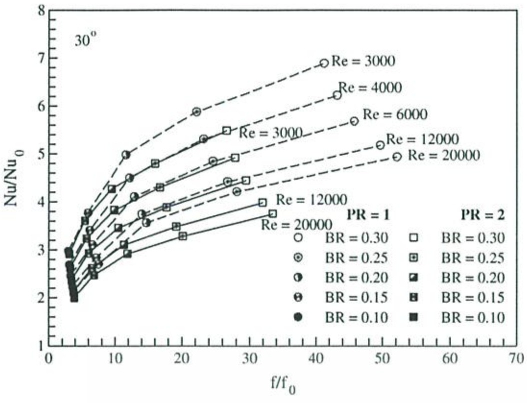


Fig. 9. Variation of Nu/Nu_0 with f/f_0 for various *BR*s and *PR*s.

value for the finned tape insert is found to be about 2–55 times over that of the smooth duct depending on the *BR* and *Re* values. Thus, the flow blockage due to the existence of the finned tape is a vital factor in causing an extreme pressure drop.

3.5. Performance evaluation

The variation of Nu/Nu_0 ratio with f/f_0 values at corresponding conditions for various *PR*, *BR* and *Re* values is displayed in Fig. 9. It can be observed in the figure that the change of the Nu/Nu_0 with respect to the f/f_0 is seen to be steeper for $0.1 \leq BR \leq 0.2$ while showing a slow increase in the case of $BR > 0.2$. The maximum gradient of the Nu/Nu_0 is found at $BR = 0.2$ and $PR = 1$ at lower *Re*.

Fig. 10 exhibits the variation of thermal performance enhancement factor (*TEF*) for air flowing in the square duct with finned tape insert. In the figure, the *TEF* of the 30°-angle finned tape insert tends to decrease with the rise of *Re* and of *BR* values. The $PR = 1$ finned tape insert provides higher value of the *TEF* than the $PR = 2$ one at a similar operating condition. The *TEF* values of the finned tape inserts are seen to be above unity for all *PR* and *BR* values, and

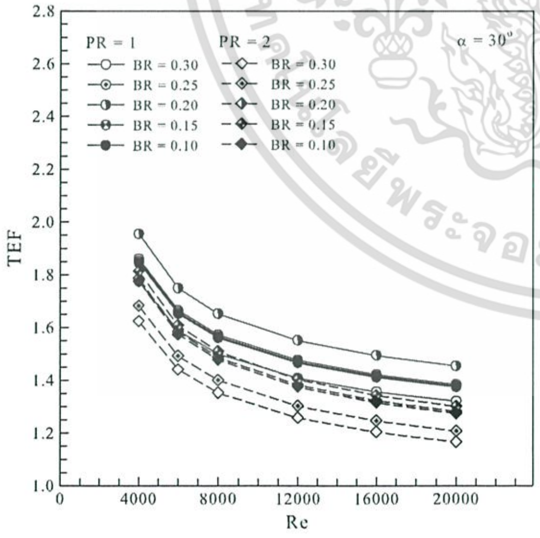


Fig. 10. Comparison of *TEF* for various *BR*s and *PR*s.

vary between 1.2 and 1.95, depending on the *PR*, *BR* and *Re* values. For the results investigated, the finned tape with $BR = 0.2$ and $PR = 1$ gives the best overall thermal performance and the one with $BR = 0.25$ yields slightly lower. This suggests that the finned tape with $BR = 0.2-0.25$ and $PR = 1$ should be used to obtain higher thermal performance.

Correlations for Nusselt number and friction factor of using the 30°-angle finned tape insert are:

$$Nu = 0.146Re^{0.676}Pr^{0.4}(BR+1)^{3.738}(PR+1)^{-0.14} \quad (18)$$

$$f = 0.272\,Re^{-0.17}(BR+1)^{14.37}(PR+1)^{-0.778} \quad (19)$$

4. Conclusions

Turbulent periodic flow and heat transfer characteristics in a square duct fitted diagonally with 30°-angle finned tape are numerically investigated for $Re = 4000$ to 20,000. The vortex flow created by the finned tape insert exists and helps to induce impingement/attachment flows on the duct walls leading to drastic increase in the heat transfer. The order of enhancement is about 150–650% for using the finned tape with $BR = 0.1–0.3$. However, the finned tape insert gives rise to enlarged pressure loss ranging from 2 to 55 times above that of the smooth duct depending on the *PR*, *BR* and *Re* values. The *TEF* for the finned tape insert is found to be much higher than unity and its peak is about 1.95 at the lowest *Re* indicating higher thermal performance over that of the smooth duct.

Acknowledgment

The financial support of this work from the Thailand Research Fund (TRF) is gratefully acknowledged.

References

[1] S.V. Patankar, C.H. Liu, E.M. Sparrow, Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area, Journal of Heat Transfer—Transactions of the ASME 99 (1977) 180–186.

[2] C. Berner, F. Durst, D.M. McEligot, Flow around baffles, Journal of Heat Transfer—Transactions of the ASME 106 (1984) 743–749.

[3] B.W. Webb, S. Ramadhyani, Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs, International Journal of Heat and Mass Transfer 28 (1985) 1679–1687.

[4] K.M. Kelkar, S.V. Patankar, Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins, Journal of Heat Transfer—Transactions of the ASME 109 (1987) 25–30.

[5] C.H. Cheng, W.H. Huang, Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays, International Journal of Heat and Mass Transfer 34 (11) (1991) 2739–2749.

[6] A. Amiri, K. Vafai, T.M. Kuzay, Effects of boundary conditions on non-Darcian heat transfer through porous media and experimental comparison, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications 27 (1995) 651–664.

[7] J.R. Lopez, N.K. Anand, L.S. Fletcher, Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications 30 (1996) 189–205.

[8] Z. Guo, N.K. Anand, Three-dimensional heat transfer in a channel with a baffle in the entrance region, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications 31 (1) (1997) 21–35.

[9] Y.T. Yang, C.Z. Hwang, Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porous-baffled channel, International Journal of Heat and Mass Transfer 46 (2003) 771–780.

[10] B.M. Da Silva Miranda, N.K. Anand, Convective heat transfer in a channel with porous baffles, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications 46 (5) (2004) 425–452.

[11] N.B. Santos, M.J.S. De Lemos, Flow and heat transfer in a parallel-plate channel with porous and solid baffles, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications 49 (5) (2006) 471–494.

[12] K.H. Ko, N.K. Anand, Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel, International Journal of Heat and Mass Transfer 46 (2003) 4191–4199.

[13] Y.L. Tsay, J.C. Cheng, T.S. Chang, Enhancement of heat transfer from surface-mounted block heat sources in a duct with baffles, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications 43 (8) (2003) 827–841.

[14] S. Sripattanapipat, P. Promvonge, Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer 36 (1) (2009) 32–38.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[15] P. Promvonge, S. Kwankaomeng, Periodic laminar flow and heat transfer in a channel with 45° staggered V-baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer 37 (2010) 841–849.
[16] S. Kwankaomeng, P. Promvonge, Numerical prediction on laminar heat transfer in square duct with 30° angled baffle on one wall, International Communications in Heat and Mass Transfer 37 (2010) 857–866.
[17] P. Promvonge, S. Sripattanapipat, S. Tamna, S. Kwankaomeng, C. Thianpong, Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer 37 (2010) 170–177.
[18] P. Promvonge, S. Sripattanapipat, S. Kwankaomeng, Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls, International Journal of Thermal Sciences 49 (2010) 963–975.
[19] P. Promvonge, W. Jedsadaratanachai, S. Kwankaomeng, Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators, Applied Thermal Engineering 30 (2010) 1292–1303.
[20] S.V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, New York, 1980.
[21] J. Jeong, F. Hussain, On the identification of a vortex, Journal of Fluid Mechanics 285 (1995) 69–94.
[22] P.J. Roache, Verification and Validation in Computational Science and Engineering, Hermosa Publishers, Albuquerque, NM0913478083, 1998.
[23] I. Celik, U. Ghia, P.J. Roache, C.J. Freitas, H. Coleman, P.E. Raad, Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications, Journal of Fluids Engineering—Transactions of the ASME 130 (2008) 078001–078004.
[24] F. Incropera, P.D. Dewitt, Introduction to Heat Transfer, 5th edition John Wiley & Sons, Inc., 2006
[25] P. Promvonge, S. Skullong, S. Kwankaomeng, C. Thiangpong, Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape–Part 1: Experimental study, International Communications in Heat and Mass Transfer (2012), doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.03.007.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ETM06
The Second TSME International Conference on Mechanical Engineering
19-21 October, 2011, Krabi

Effect of Inclination Angle on Heat Transfer in a Square Channel with U-Shaped Ribs

Sompol Skullong[1], Teerapat Chompookham[2], Amnart Kanarat[1] and Pongjet Promvonge[1,*]

[1]Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand
[2]Heat Pipe and Thermal Tools Design Research Laboratory (HTDR), Faculty of Engineering,
Mahasarakham University, Mahasarakham 44150, Thailand
*Corresponding Author: E-mail: kppongje@kmitl.ac.th,
Tel.: +662-3298350-1; fax: +662-3298352

Abstract

The paper presents a study of heat transfer in a heat exchanger square channel inserted with 20°, 30° and 45° angled, U-shaped ribs. The test channel has a square section with uniform wall heat flux conditions. The fluid flow and heat transfer characteristics are presented for Reynolds numbers based on the hydraulic diameter of the channel ranging from 4000 to 25,000. The U-Shaped ribs with axial pitch equal to three times of channel height and two rib-to-channel height ratios e/H = 0.1 and 0.2 are introduced. The experimental result of heat transfer in terms of Nusselt number and pressure loss in terms of friction factor are compared between the inserted channel and the smooth channel. The U-shaped rib with the attack angle of 45° gives higher heat transfer and friction factor than the one with the attack angle of 30°, 20° and the smooth channel. It is worth noting that the heat transfer and pressure loss for the rib with e/H = 0.2 provides higher Nusselt number and friction factor than these with e/H = 0.1 for all rib angles.

Keywords: turbulator, angle rib, square channel, U-Shaped rib, pressure loss.

1. Introduction

Heat transfer coefficient in a duct flow can be increased by roughening the wall of the duct. Over the past decades, many engineering techniques have been devised for enhancing the rate of convective heat transfer from the wall surface. The uses of turbulators such as ribs, fins, grooves and baffles are often employed in order to increase the convective heat transfer rate leading to the compact heat exchanger and increasing the efficiency.

Several investigations have been carried out to study the effect of these parameters of turbulators on heat transfer and friction factor for roughened surface. Taslim et al. [1] conducted measurements of the heat transfer in a straight square channel with three e/H ratios (e/H = 0.083, 0.125 and 0.167) and a fixed P/e = 10 using a liquid crystal technique. Various staggered rib configurations were studied,

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

especially for the angle of 45°. Experimental data showed a significant increase in average Nusselt number for the increase of the e/H ratio. Murata and Mochizuki [2] studied numerically the heat transfer distribution in a ribbed square channel with a large eddy simulation method. The ribs were placed at 60°, e/D = 0.1 and P/e = 10. Their numerical result indicated that the flow reattachment at the midpoint between ribs caused a significant increase in the local heat transfer. Chandra et al. [3] carried out measurements on heat transfer and pressure loss in a square channel with continuous ribs on four walls. Ribs were placed superimposed on walls at the rib height ratio e/D = 0.0625; and the rib pitch ratio, P/e = 8. They reported that the heat transfer augmentation found to increase with the rise in the number of ribbed walls was decreased with increasing Reynolds number while the friction factor augmentation increased with both cases. Promvonge and Thianpong [4] studied the thermal performance of wedge ribs pointing upstream and downstream, triangular and rectangular ribs with e/H = 0.3 and P/e = 6.67 mounted on the two opposite walls of a channel with AR = 15. They found that the inline wedge rib pointing downstream performed the highest heat transfer but the best thermal performance is the staggered triangular rib. Thianpong et al. [5] again investigated the thermal behaviors of isosceles triangular ribs attached on the two opposite channel walls with AR = 10 and suggested the optimum thermal performance of the staggered ribs could be at about e/H = 0.1 and P/H = 1.0. Promvonge et al. [6,7] studied the numerical computations for three dimensional laminar periodic channel flows over a 45° inclined baffle mounted on only the lower wall and on both the upper and lower channel walls. They found that for the baffle mounted on one wall, the BR = 0.4 gives the enhancement of heat transfer at about 2–3 fold higher than the 90° baffle while the friction loss is some 10–25% lower. For 45° inline baffles placed on two opposite walls, the BR = 0.2 provides the enhancement of heat transfer at about 150–850% higher than the 90° inline baffles but the friction loss at some 10–150% below. An extensive literature review over hundred references on various rib turbulators was reported by Varun et al. [8].

The study on U-shaped rib in square channels has never been reported since most ribs found in the literature are square, rectangular, triangular and wedge shaped-ribs. In the present work, the experimental data presented in turbulent channel flows with 20°, 30° and 45° angled, U-shaped ribs on the lower and side square-channel walls are conducted with the main aim being to study the changes in the flow pattern and heat transfer performance. The use of the U-shaped rib attached in tandem is expected to create a longitudinal vortex flow throughout the tested channel to better mixing of flows between the core and wall regimes leading to higher heat transfer rate.

2. Experimental Setup

A schematic diagram of the experimental apparatus is presented in Figure 1 while the detail of 45° U-shaped ribs placed on the lower and side channel walls is depicted in Figure 2. In Figure 1, a circular pipe was used for connecting a high-pressure blower to a settling tank, which an orifice flow meter was

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

mounted in this pipeline while a square channel including a calm section and a test section was employed following the settling tank. The square channel configuration was characterized by the channel height, H of 45 mm and axial pitch equal to three times of channel height (pitch ratio, PR = 3) and the attack angle of 20°, 30° and 45°. The overall length of the channel was 3000 mm. The test square channel made of 3 mm thick aluminum plates has a cross section of 45×45 mm^2 and 1000 mm long (L). The rib strip dimensions were 4.5 and 9 mm high (e) and 0.3 mm thick (t).

The test section consisted of the four walls. The AC power supply was the source of power for the plate-type heater, used for heating all walls of the test section in order to maintain a uniform surface heat flux.

Air as the tested fluid in both the heat transfer and pressure drop experiments, was directed into the systems by a 1.45 kW high-pressure blower. The operating speed of the blower was varied by using an inverter to provide desired air flow rates. The flow rate of air in the systems was measured by an orifice plate pre-calibrated by using hot wire and vane-type anemometers (Testo 445). The pressure across the orifice was measured using inclined manometer. In order to measure temperature distributions on the principal upper, lower and side walls, twenty eight thermocouples were fitted to the walls. The thermocouples were installed in holes drilled from the rear face and centered of the walls with the respective junctions positioned within 2 mm of the inside wall and axial separation was 100 mm apart. To measure the inlet and outlet bulk temperatures, two thermocouples were positioned upstream and downstream of the test channel. All thermocouples were K type, 1.5 mm diameter wire. The thermocouple voltage outputs were fed into a data acquisition system (Fluke 2650A) and then recorded via a personal computer.

Two static pressure taps were located at the top of the principal wall to measure axial pressure drops across the test section, used to evaluate average friction factor. These were located at the centre line of the channel. One of these taps is 50 mm upstream of the test channel and the other is 50 mm downstream. The pressure drop was measured by a digital differential pressure and a data logger (Testo 1445 and Testo 350XL) connected to the 2 mm diameter taps and recorded via a personal computer.

To quantify the uncertainties of measurements, the reduced data obtained experimentally were determined. The uncertainty in the data calculation was based on ref. [9]. The maximum uncertainties of non-dimensional parameters were ±5% for Reynolds number, ±8% for Nusselt number and ±10% for friction. The uncertainty in the axial velocity measurement was estimated to be less than ±7%, and pressure has a corresponding estimated uncertainty of ±5%, whereas the uncertainty in temperature measurement at the channel wall was about ±0.5%.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

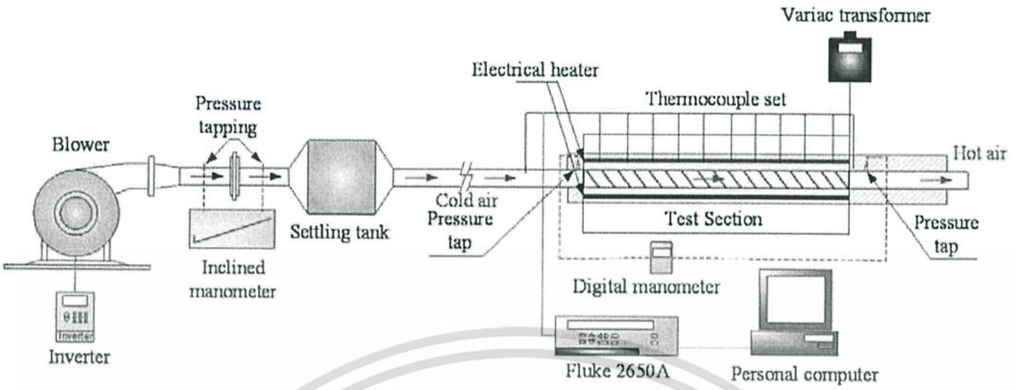


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

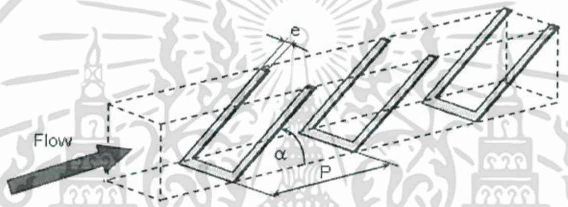


Fig. 2 Test section with U-Shaped rib inserts.

3. Data Reduction

The goal of this experiment is to investigate the Nusselt number in ribbed channels. The independent parameters were Reynolds number and rib types. The Reynolds number based on the channel hydraulic diameter (D_h) is given by:

$$\mathrm{Re} = UD_h / \nu \quad (1)$$

The average heat transfer coefficients are evaluated from the measured temperatures and heat inputs. With heat added uniformly to fluid (Q_{air}) and the temperature difference of wall and fluid ($T_w - T_b$), average heat transfer coefficient will be evaluated from the experimental data via the following equations:

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) = VI \quad (2)$$

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(\tilde{T}_s - T_b)} \quad (3)$$

in which,

$$T_b = (T_o + T_i)/2 \quad (4)$$

and

$$\tilde{T}_s = \sum T_s / 28 \quad (5)$$

The term A is the convective heat transfer area of the heated upper channel wall whereas $\tilde{T}_s$ is the average surface temperature obtained from local surface temperatures along the axial length of the heated channel. Then, average Nusselt number is written as:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (6)$$

The friction factor is evaluated by:

$$f = \frac{2}{(L/D_h)} \frac{\Delta P}{\rho U^2} \quad (7)$$

The thermal enhancement factor, η, defined as the ratio of the, h of an augmented surface to that

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

of a smooth surface, h_0, at a constant pumping power, wedd [10].

$$\eta = \left.\frac{h_a}{h_0}\right|_{pp} = \left.\frac{Nu_a}{Nu_0}\right|_{pp} = \left(\frac{Nu_a}{Nu_0}\right)\left(\frac{f_a}{f_0}\right)^{-1/3} \quad (8)$$

4. Results and Discussion

4.1 Verification of smooth channel

The present experimental results on heat transfer and friction characteristics in a smooth wall channel are first validated in terms of Nusselt number and friction factor. The Nusselt number and friction factor obtained from the present smooth channel are, respectively, compared with the correlations of Gnielinski and Petukhov found in the open literature [11] for turbulent flow in ducts.

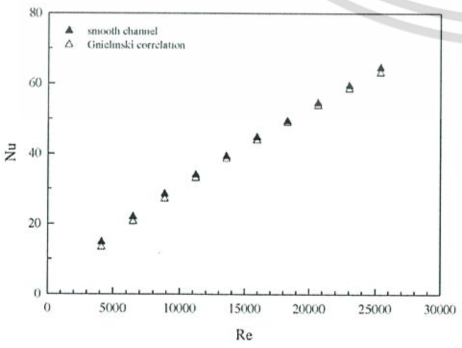
Correlation of Gnielinski,

$$Nu = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}-1000)\mathrm{Pr}}{1+12.7(f/8)^{1/2}\left(\mathrm{Pr}^{2/3}-1\right)} \quad (9)$$

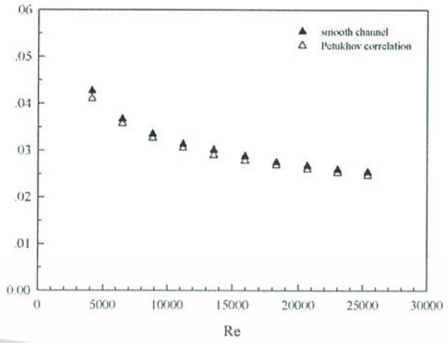
Correlation of Petukhov,

$$f = (0.79\ln \mathrm{Re} - 1.64)^{-2} \quad (10)$$

Figure 3a and b shows, respectively, a comparison of Nusselt number and friction factor obtained from the present work with those from correlations of Eqs. (9) and (10). In the figure, the present results agree very well within ±3% for both friction factor and Nusselt number correlations.



(a)



(b)

Fig. 3 Verification of (a) Nusselt number and (b) friction factor for smooth channel.

4.2 Effect of blockage ratio (e/H)

The present experimental results on heat and flow friction characteristics in a uniform heat flux channel with U-shaped rib, placed on the lower and side wall are presented in the form of Nusselt number and friction factor. The Nusselt numbers obtained under turbulent flow conditions for all cases are presented in Figure 4. In the figure, the Nusselt number increases with the rise of Reynolds number. This is because the U-shaped rib turbulators interrupt the development of the boundary layer of the fluid flow and increase the turbulence degree of flow. The rib along with the U-shaped rib of higher α value also provides higher heat transfer than that of lower α value, as can be seen in Figure 4. It is worth noting that the heat transfer coefficient for rib-to-channel height ratio, e/H = 0.2 is considerably higher than those for e/H = 0.1. This is caused by higher blockage of using e/H = 0.2 interrupting the flow and diverting its direction thus promoting high levels of mixing over the others.

The effect of using the rib turbulators on the isothermal pressure drop across the tested channel is presented in Figure 5. The variation of

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

the pressure drop is shown in terms of friction factor with Reynolds number. In the figure, it is apparent that the use of rib turbulators leads to a substantial increase in friction factor over the smooth channel. This can be attributed to flow blockage, higher surface area and the act caused by the reverse flow. As expected, the friction factor of rib-to-channel height ratio, e/H = 0.2 is considerably higher than e/H = 0.1, especially for higher the attack angle. For the rib-to-channel height ratio e/H = 0.2, the losses mainly come from the dissipation of the dynamical pressure of the air due to high viscous losses near the wall, to higher friction of increasing surface area and the blockage ratios because of the presence of the ribs.

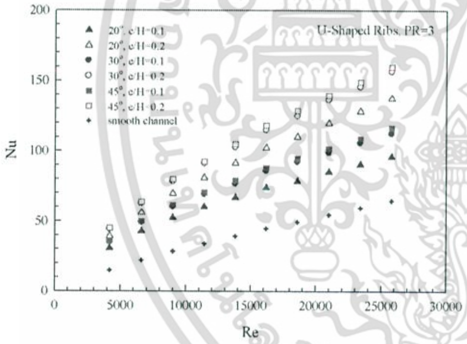


Fig. 4 Variation of Nusselt number with Reynolds number for various rib heights.

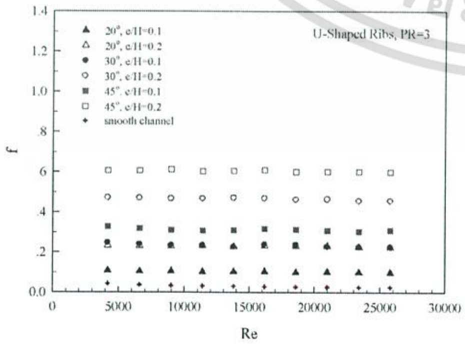


Fig. 5 Variation of friction factor with Reynolds number for various rib heights.

4.3 Performance evaluation

The Nusselt number ratio, Nu/Nu_0, defined as a ratio of augmented Nusselt number to Nusselt number of smooth channel, plotted against the Reynolds number value is displayed in Figure 6. In the figure, the Nusselt number ratio tends to slightly decrease with the rise of Reynolds number from 4000 to 25,000 for all cases of U-shaped rib. The average Nu/Nu_0 values for the U-shaped rib with α = 20°, 30° and 45° are, respectively, around 2.3, 2.6 and 2.7 for the e/H = 0.2 and about 1.7, 1.9 and 2.0 for the e/H = 0.1 one.

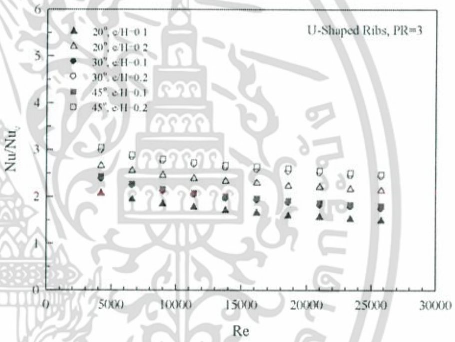


Fig. 6 Variation of Nusselt number ratio, Nu/Nu_0 with Reynolds number.

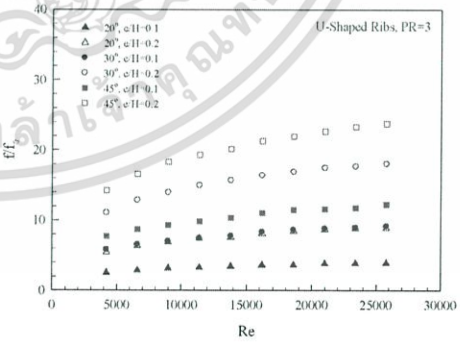


Fig. 7 Variation of friction factor ratio, f/f_0 with Reynolds number.

The variation of isothermal friction factor ratio, f/f_0 value with Reynolds number for U-shaped rib is also depicted in Figure 7. In the

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

figure, the friction factor ratio value is found to increase with the rise of Reynolds number. The U-shaped rib with e/H = 0.2 and the higher attack angle provide a considerable increase in the friction factor ratio than the e/H = 0.1 and the lower angle under the same operating condition. The average f/f_0 values for the U-shaped rib with α = 20°, 30° and 45° are, respectively, around 7.7, 15.5 and 20.1 for the e/H = 0.2 and about 3.4, 7.6 and 10.4 for the e/H = 0.1 in the range of Re studied. This implies that the use of lower angle of attack and the rib e/H = 0.1 can help to reduce considerably the pressure loss.

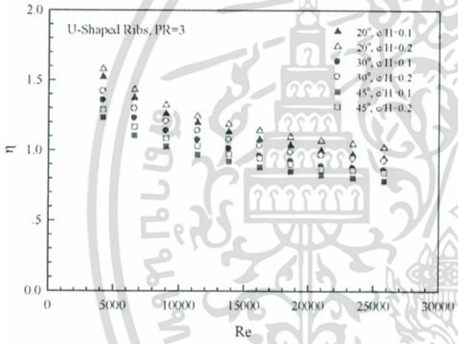


Fig. 8 Variation of thermal enhancement factor with Reynolds number.

Figure 8. shows the variation of the thermal enhancement factor η with Reynolds number for all cases. For all, the data obtained by Nusselt number and friction factor values are compared at similar pumping power. The thermal enhancement factor tends to decrease with the rise of Reynolds number values for all. It is seen that the e/H = 0.2 and the lower attack angle provide a considerable increase in the η than the e/H = 0.1 and the higher angle under the same operating condition. The average η values for the U-shaped rib with α = 20°, 30° and 45° are, respectively, around 1.2, 1.07 and 1.0 for the e/H = 0.2 and about 1.15, 1.02 and 0.94 for the e/H=0.1 in the range of Re studied. The results are for Reynolds number of 4000-25,000 for the α = 20° U-shaped rib.

5. Conclusions

An experimental study has been carried out to investigate the airflow friction and heat transfer characteristics in a square channel fitted with different attack angle turbulators for the turbulent regime, Reynolds number from 4000-25,000. The use of the U-Shaped rib with e/H = 2 and α = 45° causes a very high pressure drop increase and also provides considerable heat transfer augmentations, Nu/Nu_0 = 2.7. Nusselt number augmentation tends to increase with the rise of Reynolds number. In comparison, the use of rib leads to the higher heat transfer rate but the α = 20° provides the higher thermal enhancement factor due to lower friction loss.

6. Acknowledgement

The funding of this work obtained from the Thailand Research Fund (TRF) is gratefully appreciated.

7. References

[1] Taslim, M.E., Li, T. and Kercher, D.M. (1996). Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete baffles on two opposite walls, *ASME, Journal of Turbomachinery*, vol.118, pp. 20–28.

[2] Murata, A. and Mochizuki, S. (2001). Comparison between laminar and turbulent heat transfer in a stationary square duct with transverse or angled rib turbulators, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.44, pp. 1127–1141.

[3] Chandra, P.R., Alexander, C.R. and Han, J.C. (2003). Heat transfer and friction behaviour in rectangular channels with varying number of

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ribbed walls, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.46, pp. 481–495.

[4] Promvonge, P. and Thianpong, C. (2008). Thermal performance assessment of turbulent channel flow over different shape ribs, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol.35, pp. 1327–1334.

[5] Thianpong, C., Chompookham, T., Skullong, S. and Promvonge, P. (2009). Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol.36, pp. 712–717.

[6] Promvonge, P., Sripattanapipat, S., Tamna, S., Kwankaomeng, S. and Thianpong, C. (2010). Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles, *Int. Commun. Heat Mass Transf*, vol.37, pp. 170–177.

[7] Promvonge, P., Sripattanapipat, S. and Kwankaomeng, S. (2010). Laminar periodic flow and heattransfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls, *Int. J. Thermal Sciences*, vol.49, pp. 963–975.

[8] Varun, Saini, R.P., Singal, S.K. (2007). A review on roughness geometry used in solar air heaters, *Solar Energy* 81: 1340–1350.

[9] ANSI/ASME, (1986). Measurement uncertainty, PTC 19, 1–1985. Part I.

[10] Webb R. L. (1992). Principles of Enhanced Heat Transfer, John-Wiley & Sons, New York, USA, 166-194.

[11] Incropera, F., Dewitt, P.D. (2006). Introduction to heat transfer, 5th edition, John Wiley & Sons Inc.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Effect of Inclined Ribs on Heat Transfer Behavior in a Square Channel

S. Skullong, P. Chaidilokpattanakul and P. Promvonge*

***Abstract*--The research work presents the study of heat transfer in a heat exchanger channel inserted with 45° inclined ribs. The test channel has a square section with a uniform wall heat flux condition. The fluid flow and heat transfer characteristics are presented for Reynolds numbers based on the hydraulic diameter of the channel ranging from 4000 to 40,000. Two rib arrangements, namely, in-line and staggered arrays, a single pitch equal to three times of channel height (=3H), and three rib to channel height ratios, e/H=0.1, 0.15, and 0.2 are introduced. The experimental result of heat transfer in terms of Nusselt number and pressure drop in terms of friction factor are compared between the ribbed channel and the smooth channel. The inclined rib with e/H=0.2 gives higher heat transfer and friction factor than the e/H=0.15, 0.1 and the smooth channel. It is worth nothing that the heat transfer and pressure drop for the in-line arrangement provides the higher value of Nusselt number and friction factor than the staggered one for all rib height ratios.**

***Index Terms*--square channel, inclined rib, thermal behavior, friction factor, turbulator**

I. Introduction

FORCED convection heat transfer is the most frequently employed mode of the heat transfer in heat exchangers or in various chemical process plants. In the cooling channel or duct heat exchanger design, rib, fin, groove or baffle turbulators are often employed in order to increase the convective heat transfer rate leading to the compact heat exchanger and increasing the efficiency. For decades, rib turbulators have been applied in high-performance thermal systems due to their high thermal loads. The cooling or heating air is supplied into the passages or channels with several ribs to increase the stronger degree of cooling or heating levels over the smooth wall channel. The use of rib turbulators completely results in the change of the flow field and hence the variation of the local convective heat transfer coefficient. The use of ribs increases not only the heat transfer rate both for the increased turbulence degree and for the effects caused by reattachment but also substantial the pressure loss.

Another technique used inclined ribs for improving the performance of heat exchange devices is to set up periodic disturbance promoters along the streamwise direction. Such an arrangement of the channels might lead to the enhancement of the heat transfer due to flow mixing and periodic interruptions of thermal boundary layers, but often causes the increase of pressure drop penalty.

The artificial roughened surfaces are widely used in modern heat exchangers, because they are very effective in heat transfer augmentation.

Several investigations have been carried out to study the effect of these parameters of turbulators on heat transfer and friction factor for roughened surface. Taslim et al. [1] conducted measurements of the heat transfer in a straight square channel with three e/H ratios (e/H=0.083, 0.125 and 0.167) and a fixed P/e=10 using a liquid crystal technique. Various staggered rib configurations were studied, especially for the angle of 45°. Experimental data showed a significant increase in average Nusselt number for the increase of the e/H ratio. Mochizuki [2] studied numerically the heat transfer distribution in a ribbed square channel with a large eddy simulation method. The ribs were placed at 60°, e/D =0.1 and P/e =10. Their numerical result indicated that the flow reattachment at the midpoint between ribs caused a significant increase in the local heat transfer. Chandra et al. [3] carried out measurements on heat transfer and pressure loss in a square channel with continuous ribs on four walls. Ribs were placed superimposed on walls at the rib height ratio e/D = 0.0625; and the rib pitch ratio, P/e=8. They reported that the heat transfer augmentation found to increase with the rise in the number of ribbed walls was decreased with increasing Reynolds number while the friction factor augmentation increased with both cases. Promvonge and Thianpong [4] studied the thermal performance of wedge ribs pointing upstream and downstream, triangular and rectangular ribs with e/H = 0.3 and P/e=6.67 mounted on the two opposite walls of a channel with AR=15. They found that the inline wedge rib pointing downstream performed the highest heat transfer but the best thermal performance is the staggered triangular rib. Thianpong et al. [5] again investigated the thermal behaviors of isosceles triangular ribs attached on the two opposite channel walls with AR=10 and suggested the optimum thermal performance of the staggered ribs could be at about e/H=0.1 and P/H=1.0. Promvonge et al. [6] studied the numerical computations for three dimensional laminar periodic channel flows over a 45 inclined baffle mounted only on the lower square-channel wall and found that the 45 baffle with BR = 0.4, the enhancement of heat transfer is about 2–3 fold higher than that for the 90 baffle while the friction loss is some 10-25% lower. However, the increase in heat transfer is accompanied by an increase in the resistance of fluid flow. An extensive literature review over hundred references on various rib turbulators was reported by Varun et al. [7].

S. Skullong, C. Thianpong and P. Promvonge are with Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand. Tel.: +662-3298350-1; fax: +662-3298352 (e-mail: kppongje@kmitl.ac.th).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The study on inclined thin ribs in square channels has never been reported since most ribs found in the literature are square, rectangular, triangular and wedge shaped-ribs. In the present work, the experimental data presented in turbulent channel flows over a 45° inclined rib mounted on the upper and lower square-channel walls are conducted with the main aim being to study the changes in the flow pattern and heat transfer performance. The use of the inclined baffle attached in tandem is expected to create a longitudinal vortex flow throughout the tested channel to better mixing of flows between the core and wall regimes leading to higher heat transfer rate

II. Experimental Setup

A schematic diagram of the experimental apparatus is presented in Fig. 1 while the detail of 45° inclined baffles placed on the upper and lower channel walls is depicted in Fig. 2. In Fig. 1, a circular pipe was used for connecting a high-pressure blower to a settling tank, which an orifice flow meter was mounted in this pipeline while a square channel including a calm section and a test section was employed following the settling tank. The square channel configuration was characterized by the channel height, H of 45 mm and a baffle pitch (P) of three times of channel height (pitch ratio, PR=P/H=3) and the attack angle of 45°. The overall length of the channel was 3000 mm. The test square channel made of 3 mm thick aluminum plates has a cross section of 45×45 mm^2 and 1000 mm long (L). The baffle strip dimensions were 4.5, 9, 13.5 and 18 mm high (e) and 0.3 mm thick (t).

The test section consisted of the four walls. The AC power supply was the source of power for the plate-type heater, used for heating all walls of the test section in order to maintain a uniform surface heat flux.

Air as the tested fluid in both the heat transfer and pressure drop experiments, was directed into the systems by a 1.45 kW high-pressure blower. The operating speed of the blower was varied by using an inverter to provide desired air flow rates. The flow rate of air in the systems was measured by an orifice plate pre-calibrated by using hot wire and vane-type anemometers (Testo 445). The pressure across the orifice was measured using inclined manometer. In order to measure temperature distributions on the principal upper, lower and side walls, twenty eight thermocouples were fitted to the walls. The thermocouples were installed in holes drilled from the rear face and centered of the walls with the respective junctions positioned within 2 mm of the inside wall and axial separation was 100 mm apart. To measure the inlet and outlet bulk temperatures, two thermocouples were positioned upstream and downstream of the test channel. All thermocouples were K type, 1.5 mm diameter wire. The thermocouple voltage outputs were fed into a data acquisition system (Fluke 2650A) and then recorded via a personal computer.

Two static pressure taps were located at the top of the principal wall to measure axial pressure drops across the test section, used to evaluate average friction factor. These were located at the centre line of the channel. One of these taps is 50 mm upstream of the test channel and the other is 50 mm downstream. The pressure drop was measured by a digital differential pressure and a data logger (Testo 1445 and Testo 350XL) connected to the 2 mm diameter taps and recorded via a personal computer.

To quantify the uncertainties of measurements, the reduced data obtained experimentally were determined. The uncertainty in the data calculation was based on ref. [8]. The maximum uncertainties of non-dimensional parameters were ±5% for Reynolds number, ±8% for Nusselt number and ±10% for friction. The uncertainty in the axial velocity measurement was estimated to be less than ±7%, and pressure has a corresponding estimated uncertainty of ±5%, whereas the uncertainty in temperature measurement at the channel wall was about ±0.5%.

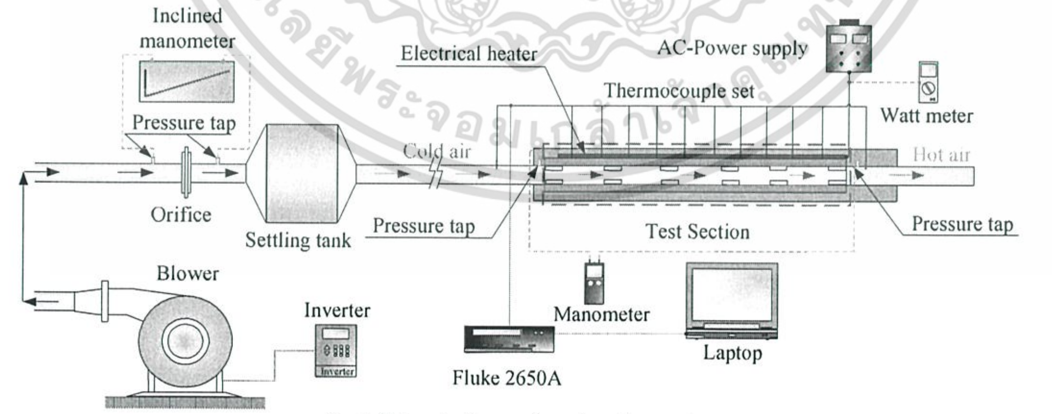


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

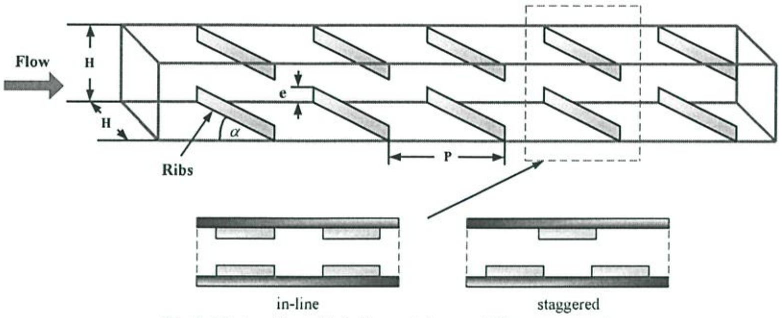


Fig. 2. Test section with in-line and staggered rib arrangements.

III. Data Reduction

The goal of this experiment is to investigate the Nusselt number in the channel. The Reynolds number based on the channel hydraulic diameter, D_h, is given by

$$Re = UD_h / \nu \quad (1)$$

Where U and ν are the mean air velocity of the channel and kinematics viscosity of air, respectively. The average heat transfer coefficient, h, is evaluated from the measured temperatures and heat inputs. With heat added uniformly to fluid (Q_{air}) and the temperature difference of wall and fluid ($T_w - T_b$), the average heat transfer coefficient will be evaluated from the experimental data via the following equations:

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) = VI \quad (2)$$

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(\widetilde{T}_s - T_b)} \quad (3)$$

in which,

$$T_b = (T_o + T_i)/2 \quad (4)$$

and

$$\widetilde{T}_s = \sum T_s / 28 \quad (5)$$

The term A is the convective heat transfer area of the heated upper, lower and side channel wall whereas $\widetilde{T}_s$ is the average surface temperature obtained from local surface temperatures, T_s, along the axial length of the heated channel. The terms $\dot{m}$, C_p, V and I are the air mass flow rate, specific heat, voltage and current, respectively. Then, average Nusselt number, Nu, is written as:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (6)$$

The friction factor, f, is evaluated by:

$$f = \frac{2}{(L/D_h)}\frac{\Delta P}{\rho U^2} \quad (7)$$

Where ΔP is a pressure drop across the test section and ρ is density. All of thermo-physical properties of the air are determined at the overall bulk air temperature, T_b, from Eq. (4).

For equal pumping power,

$$(\dot{V}\Delta P)_0 = (\dot{V}\Delta P) \quad (8)$$

in which $\dot{V}$ is volumetric air flow rate and the relationship between friction and Reynolds number can be expressed as:

$$(f\,Re^3)_0 = (f\,Re^3),$$

$$Re_0 = Re(f/f_0)^{1/3} \quad (9)$$

The thermal enhancement factor, η, defined as the ratio of heat transfer coefficient of an augmented surface, h to that of a smooth surface, h_0, at the same pumping power:

$$\eta = \left.\frac{h}{h_0}\right|_{pp} = \left.\frac{Nu}{Nu_0}\right|_{pp} = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)\left(\frac{f}{f_0}\right)^{-1/3} \quad (10)$$

IV. Results and Discussion

In the present work, experimental measurements of both heat transfer and pressure loss in square channels with inclined ribs are presented. Measurements were conducted in a square channel for two rib arrangements, namely, in-line and staggered arrays, and three blockage ratio values over a range of Reynolds numbers as mentioned earlier.

A. Verification of Smooth Channel

The present experimental results on heat transfer and friction characteristics in a smooth wall channel are first validated in terms of Nusselt number and friction factor. The Nusselt number and friction factor obtained from the present smooth channel are, respectively, compared with the correlations of Gnielinski and Petukhov found in the literature [10] for turbulent flow in ducts.

Correlation of Gnielinski,

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (11)$$

Correlation of Petukhov,

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (12)$$

Fig. 3a and b shows, respectively, a comparison of Nusselt number and friction factor obtained from the present work with those from correlations of Eqs. (9) and (10). In the figure, the present results agree very well within ±3% for both friction factor and Nusselt number correlations.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

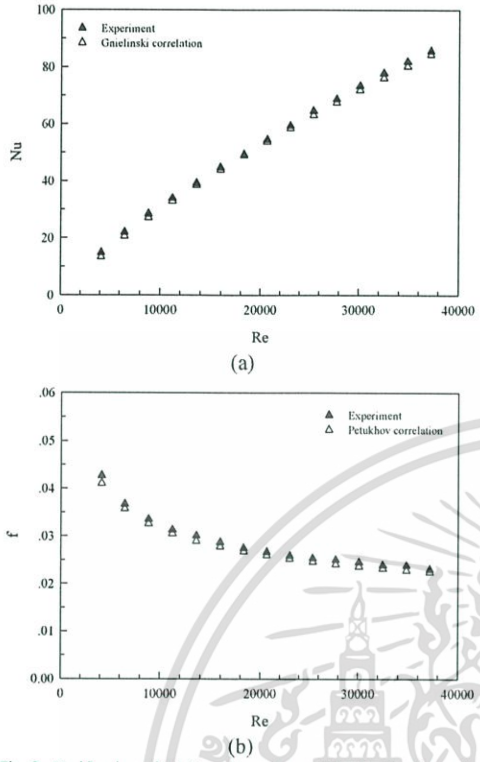


Fig. 3. Verification of (a) Nusselt number and (b) friction factor for smooth channel.

B. *Effect of rib arrangement*

The present results are reported for using two different rib arrays: in-line and staggered. Figs. 4 and 5 also display the comparison of heat transfer and friction loss in the square channel fitted with in-line and staggered rib arrays, respectively. It is visible in Fig. 4 that the square channel with the in-line array provides higher heat transfer rate than that with the staggered one for all Reynolds numbers. This can be attributed to the higher flow blockage creating the stronger reverse/recirculation flow from the in-line array, leading to better mixing between the core and the wall flows. Furthermore, a close examination reveals that for in-line ribs, the heat transfer augmentation from the rib with e/H = 0.2 is considerably higher than those for e/H = 0.15, and 0.1. The heat transfer rates obtained from the in-line rib with e/H = 0.2; 0.15; and 0.1 are around 240-290%, 230-270% and 200-240% over the smooth channel, respectively, depending on the Reynolds number interval. The mean increase in Nusselt number from using the in-line ribs is found to be about 4% over the staggered one.

The variation of isothermal friction factor value with Reynolds number for two different rib arrays is also depicted in Fig. 5 In the figure, the friction factor value for the in-line array is found to be considerably higher than that for the staggered one and tends to be nearly uniform with the increase of Reynolds number. The increase in friction factor for using ribs with both arrays is much larger than the smooth channel, especially for the rib with e/H = 0.2. This can be attributed to the dissipation of dynamic pressure of the fluid due to higher flow blockage and surface area. The average increase in friction losses for both the in-line and staggered ones of the ribs is, respectively, around 33 and 29 times the smooth channel.

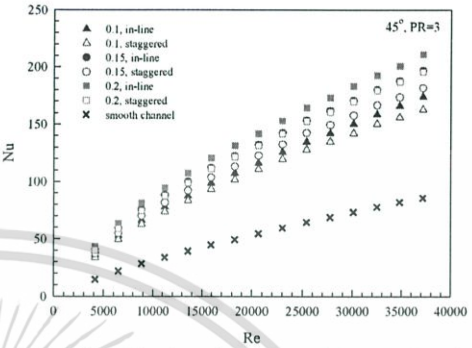


Fig. 4. Variation of Nusselt number with Reynolds number for various baffle heights

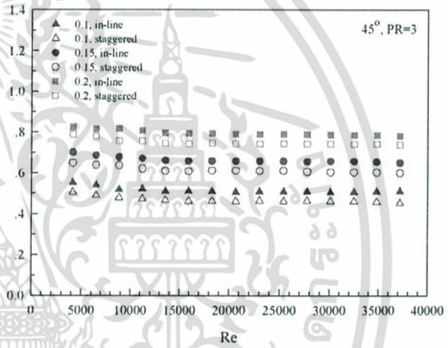


Fig. 5. Variation of friction factor with Reynolds number for various baffle heights.

C. *Performance evaluation*

The Nusselt number ratio, Nu/Nu_0, defined as a ratio of augmented Nusselt number to Nusselt number of smooth channel plotted against the Reynolds number value is displayed in Fig. 6 In the figure, the Nusselt number ratio tends to be nearly constant with the rise of Reynolds number for all e/H ratios. The average Nu/Nu_0 values for the ribs with e/H = 0.2; 0.15; and 0.1 are, respectively, around 2.6, 2.4, and 2.2 for the in-line and about 2.4, 2.3 and 2.1 for the staggered one.

Fig. 7 presents the variation of the friction factor ratio, f/f_0, with the Reynolds number value. It is visible that the friction factor ratio tends to increase slightly with raising the Reynolds number value, especially for the rib with e/H = 0.2. The in-line array provides a considerable increase in the friction factor ratio than that with the staggered one under the same conditions, especially for higher e/H rib. The f/f_0 values for the ribs with e/H = 0.2; 0.15; and 0.1 are, respectively, about 19-34, 16-28 and 13-22 for the in-line and about 18-32, 15-26 and 12-20 for the staggered array, depending on Reynolds number values. This suggests that the use of the staggered array can help to reduce considerably the pressure loss.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

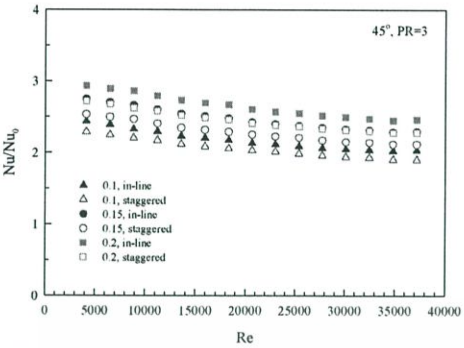


Fig. 6. Variation of Nusselt number ratio, Nu/Nu_0 with Reynolds number.

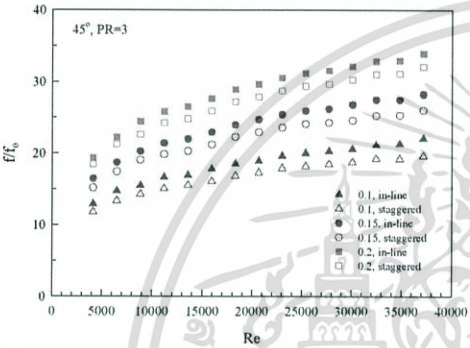


Fig. 7. Variation of friction factor ratio, f/f_0 with Reynolds number.

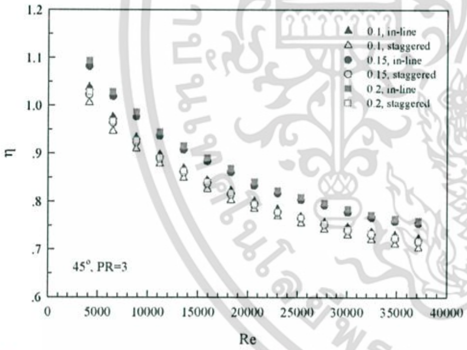


Fig. 8. Variation of thermal enhancement factor with Reynolds number.

Fig. 8 shows the variation of the thermal enhancement factor, η with Reynolds number for all rib heights. For all, the data obtained by measured Nusselt number and friction factor values are compared at a similar pumping power. The thermal enhancement factor tends to decrease with the rise of Reynolds number values for all rib heights. It is worth noting that the thermal enhancement factors η of the in-line ribs are higher than those with the staggered one for all Reynolds number values. The thermal enhancement factor η of the in-line rib with $e/H = 0.2$ is found to be the best among all rib turbulators and is about 1.1 at the lowest value of Reynolds number.

V. Conclusion

An experimental study has been carried out to investigate airflow friction and heat transfer characteristics in a square channel fitted with different rib heights turbulators for the turbulent regime, Reynolds number of 4000-40,000. The use of the in-line rib with $e/H = 0.2$ causes a very high pressure drop increase and also provides considerable heat transfer augmentations, $Nu/Nu_0 = 2.6$. Nusselt number augmentation tends to increase with the rise of Reynolds number. In comparison, the use of the rib with $e/H=0.2$ leads to the highest heat transfer rate. The rib $e/H = 0.2$ provides the highest thermal enhancement factor at lower Reynolds number.

VI. Acknowledgement

The funding of this work obtained from the Thailand Research Fund (TRF) is gratefully appreciated.

VII. References

[1] M.E. Taslim, T. Li, D.M. Kercher. 1996. Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete baffles on two opposite walls, ASME, *Journal of Turbomachinery*, vol. 118 pp. 20–28.

[2] A. Murata, S. Mochizuki, 2001. Comparison between laminar and turbulent heat transfer in a stationary square duct with transverse or angled rib turbulators, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44 pp. 1127–1141.

[3] P.R. Chandra, C.R. Alexander, J.C. Han. 2003. Heat transfer and friction behaviour in rectangular channels with varying number of ribbed walls, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46 pp. 481–495.

[4] P. Promvonge, C. Thianpong. 2008. Thermal performance assessment of turbulent channel flow over different shaped ribs, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 35 pp. 1327–1334.

[5] C. Thianpong, T. Chompookham, S. Skullong, P. Promvonge. 2009. Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 36 pp. 712–717.

[6] P. Promvonge, S. Sripattanapipat, S. Tamna, S. Kwankaomeng, C. Thianpong. 2010. Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles, *Int. Commun. Heat Mass Transf*, vol. 37 pp. 170–177.

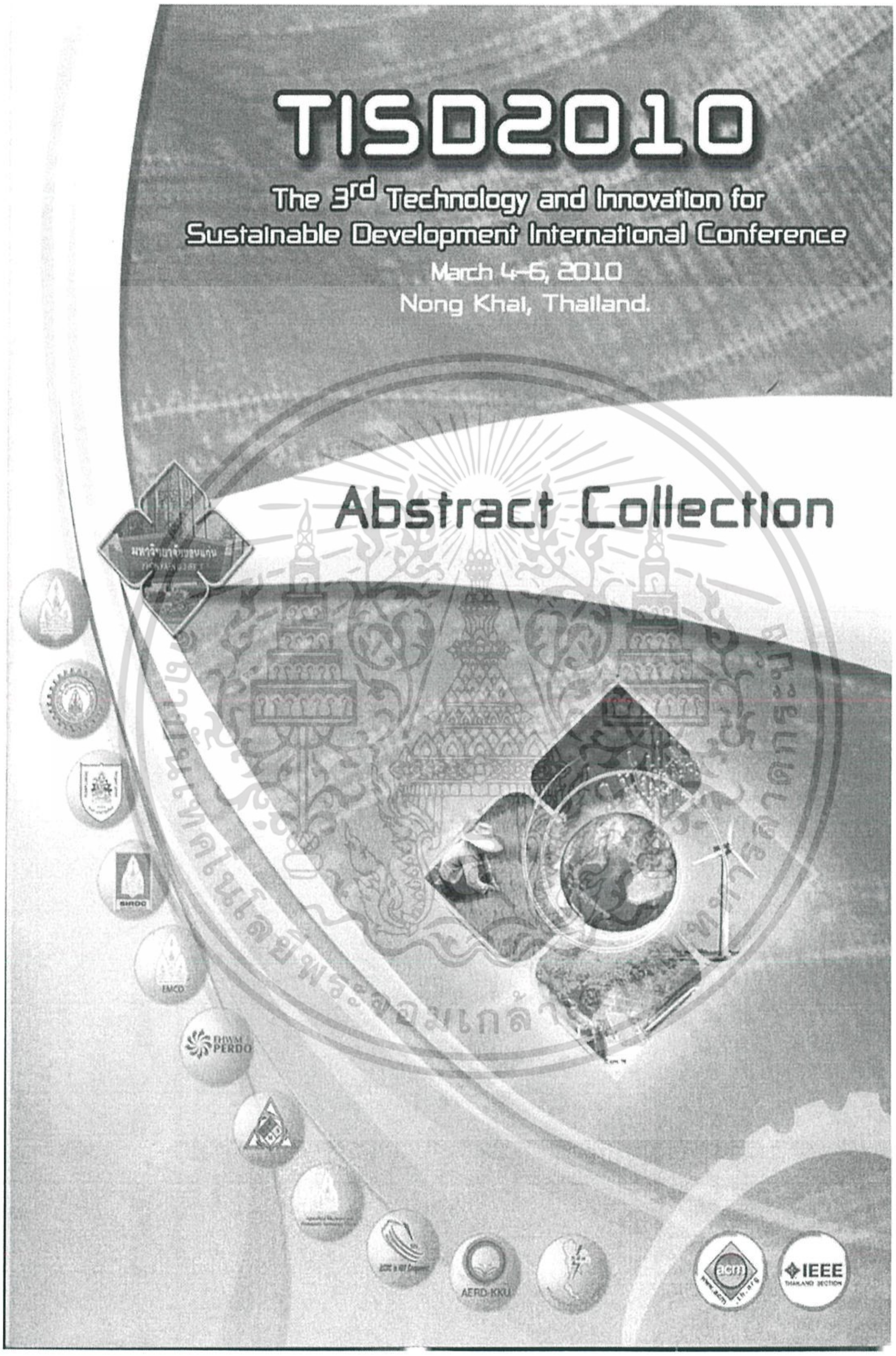
[7] Varun, R.P. Saini, S.K. Singal. 2007. A review on roughness geometry used in solar air heaters, *Solar Energy*, vol. 81 pp. 1340–1350.

[8] ANSI/ASME, 1986. Measurement uncertainty, PTC 19, 1–1985. Part I.

[9] R.L. Webb. 1992. Principles of Enhanced Heat Transfer, John-Wiley & Sons, New York, USA, 166–194.

[10] F. Incropera, P.D. Dewitt, Introduction to heat transfer, 5th edition, John Wiley & Sons Inc; 2006.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The 3rd Technology and Innovation for Sustainable Development International Conference (TISD2010)
Faculty of Engineering, Khon Kaen University, Thailand, 4-6 March 2010

Heat Transfer Enhancement in a Square Channel with 45° Inclined Ribs

Sompol Skullong, Monsak Pimsarn and Pongjet Promvonge*
School of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand.
Tel.: +662-3264197; fax: +662-3264198
* Corresponding author, E-mail: kppongje@kmitl.ac.th

Abstract
This work presents a study of heat transfer in a heat exchanger channel inserted with inclined ribs. The channel has a square section with uniform wall heat flux conditions. The experiments are carried out by varying airflow rate for Reynolds number ranging from 5000 to 25,000. The inclined ribs with an axial pitch equal to three times of channel height and with the attack angle of 45° are mounted on the lower wall only. Effects of five rib-to-channel height ratios (e/H=0.1, 0.2, 0.3, 0.4 and 0.5) on heat transfer in terms of Nusselt number and pressure loss in form of friction factor are experimentally investigated. The experimental result shows that the inclined ribs with the e/H=0.5 provides higher heat transfer and friction factor values than others. The mean Nusselt number values are found to be about 3.21, 2.96, 2.45, 2.05 and 1.73 times higher than the smooth channel while the mean friction factor values are around 16.85, 10.76, 8.62, 6.46 and 4.32 times for using the inclined ribs with e/H = 0.5, 0.4, 0.3, 0.2 and 0.1, respectively.
Keywords: square channel, inclined rib, Nusselt number, friction factor, turbulator

1. Introduction

Forced convection heat transfer is the most frequently employed mode of the heat transfer in heat exchangers or in various chemical process plants. In the cooling channel or channel heat exchanger design, rib, fin, groove or baffle turbulators are often employed in order to increase the convective heat transfer rate leading to the compact heat exchanger and increasing the efficiency. For decades, rib turbulators have been applied in high-performance thermal systems due to their high thermal loads. The cooling or heating air is supplied into the passages or channels with several ribs to increase the stronger degree of cooling or heating levels over the smooth wall channel. The use of rib turbulators completely results in the change of the flow field and hence the variation of the local convective heat transfer coefficient. The use of ribs increases not only the heat transfer rate both for the increased turbulence degree and for the effects caused by reattachment but also substantial the pressure loss. Another technique used inclined ribs for improving the performance of heat exchange devices is to set up periodic disturbance promoters along the streamwise direction. Such an arrangement of the channels might lead to the enhancement of the heat transfer due to flow mixing and periodic interruptions of thermal boundary layers, but often causes the increase of pressure drop penalty. The artificial roughened surfaces are widely used in modern heat exchangers, because they are very effective in heat transfer augmentation.

Several investigations have been carried out to study the effect of these parameters of turbulators on heat transfer and friction factor for roughened surface. Taslim et al. [1] conducted measurements of the heat transfer in a straight square channel with three e/H ratios (e/H=0.083, 0.125 and 0.167) and a fixed P/e = 10 using a liquid crystal technique. Various staggered rib configurations were studied, especially for the angle of 45°. Experimental data showed a significant increase in average Nusselt number for the increase of the e/H ratio. Mochizuki [2] studied numerically the heat transfer distribution in a ribbed square channel with a large eddy simulation method. The ribs were placed at 60°, e/D =0.1 and P/e =10. Their numerical result indicated that the flow reattachment at the midpoint between ribs caused a significant increase in the local heat transfer. Chandra et al. [3] carried out measurements on heat transfer and pressure loss in a square channel with continuous ribs on four walls. Ribs were placed superimposed on walls at the rib height ratio e/D = 0.0625; and the rib pitch ratio, P/e=8. They reported that the heat transfer augmentation found to increase with the rise in the number of ribbed walls was decreased with increasing Reynolds number while the friction factor augmentation increased with both cases. Promvonge and Thianpong [4] studied the thermal performance of wedge ribs pointing upstream and downstream, triangular and rectangular ribs with e/H = 0.3 and P/e = 6.67 mounted on the two opposite walls of a channel with AR = 15. They found that the inline wedge rib pointing downstream performed the highest heat transfer but the best thermal performance is the staggered triangular rib. Thianpong et al. [5] again investigated the thermal behaviors of isosceles triangular ribs attached on the two opposite channel walls with AR = 10 and suggested the optimum thermal performance of the staggered ribs could be at about e/H = 0.1 and P/H = 1.0. Promvonge et al. [6] studied the numerical computations for three dimensional laminar periodic channel flows over a 45° inclined baffle mounted only on the lower square-channel wall and found that the 45° baffle with BR =

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

0.4, the enhancement of heat transfer is about 2–3 fold higher than that for the 90° baffle while the friction loss is some 10–25% lower. However, the increase in heat transfer is accompanied by an increase in the resistance of fluid flow. An extensive literature review over hundred references on various rib turbulators was reported by Varun et al. [7].

The study on inclined thin ribs in square channels has never been reported since most ribs found in the literature are square, rectangular, triangular or wedge shaped-ribs. In the present work, the experimental data presented in turbulent channel flows over a 45° inclined rib mounted only on the lower square-channel wall are conducted with the main aim being to study the changes in the flow pattern and heat transfer performance. The use of the inclined rib (like 'rectangular winglet') attached in tandem is expected to create a longitudinal vortex flow throughout the tested channel to better mixing of flows between the core and wall regimes leading to higher heat transfer rate.

2. Experimental Setup

A schematic diagram of the experimental apparatus is presented in Figure 1 while the detail of 45° inclined ribs placed on the lower channel wall is depicted in Figure 2. In Figure 1, a circular pipe was used for connecting a high-pressure blower to a settling tank, which an orifice flow meter was mounted in this pipeline while a square channel including a calm section and a test section was employed following the settling tank. The square channel configuration was characterized by the channel height, H of 45 mm and a rib pitch of three times of channel height (pitch ratio, PR=3) and the attack angle of 45°. The overall length of the channel was 3000 mm. The test square channel made of 3 mm thick aluminum plates has a cross section of 45×45 mm^2 and 1000 mm long (L). The rib strip dimensions were 4.5, 9, 13.5, 18 and 22.5 mm high (e) and 0.3 mm thick (t).

The test section consisted of the four walls. The AC power supply was the source of power for the plate-type heater, used for heating all walls of the test section in order to maintain a uniform surface heat flux.

Air as the tested fluid in both the heat transfer and pressure drop experiments, was directed into the systems by a 1.45 kW high-pressure blower. The operating speed of the blower was varied by using an inverter to provide desired air flow rates. The flow rate of air in the systems was measured by an orifice plate pre-calibrated by using hot wire and vane-type anemometers (Testo 445). The pressure across the orifice was measured using inclined manometer. In order to measure temperature distributions on the principal upper, lower and side walls, twenty eight thermocouples were fitted to the walls. The thermocouples were installed in holes drilled from the rear face and centered of the walls with the respective junctions positioned within 2 mm of the inside wall and axial separation was 100 mm apart. To measure the inlet and outlet bulk temperatures, two thermocouples were positioned upstream and downstream of the test channel. All thermocouples were K type, 1.5 mm diameter wire. The thermocouple voltage outputs were fed into a data acquisition system (Fluke 2650A) and then recorded via a personal computer.

Two static pressure taps were located at the top of the principal wall to measure axial pressure drops across the test section, used to evaluate average friction factor. These were located at the centre line of the channel. One of these taps is 50 mm upstream of the test channel and the other is 50 mm downstream. The pressure drop was measured by a digital differential pressure and a data logger (Testo 1445 and Testo 350XL) connected to the 2 mm diameter taps and recorded via a personal computer.

To quantify the uncertainties of measurements, the reduced data obtained experimentally were determined. The uncertainty in the data calculation was based on Ref. [8]. The maximum uncertainties of non-dimensional parameters were ±5% for Reynolds number, ±8% for Nusselt number and ±10% for friction. The uncertainty in the axial velocity measurement was estimated to be less than ±7%, and pressure has a corresponding estimated uncertainty of ±5%, whereas the uncertainty in temperature measurement at the channel wall was about ±0.5%.

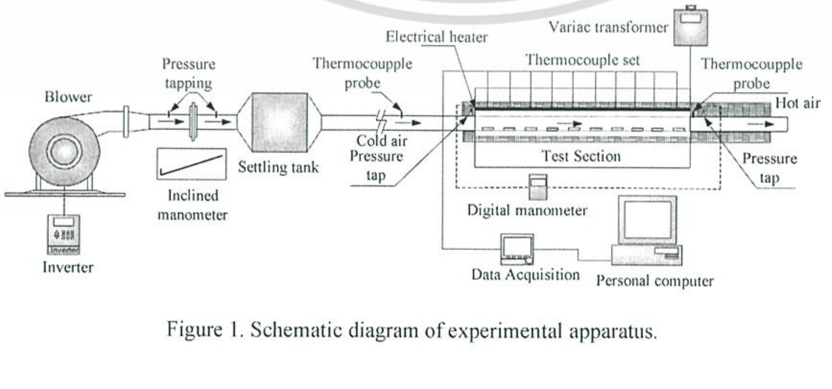


Figure 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

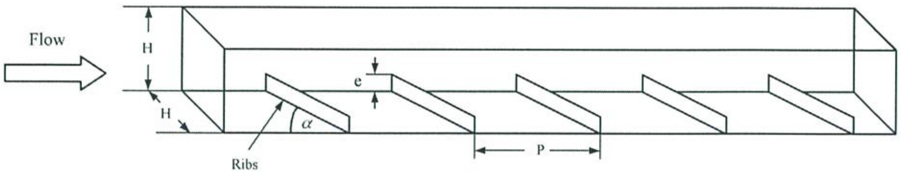


Figure 2. Test section with inclined rib arrangements.

3. Data Reduction

The goal of this experiment is to investigate the Nusselt number in square channels. The independent parameters were Reynolds number and rib parameters. The Reynolds number based on the channel hydraulic diameter is given by

$$\mathrm{Re} = UD_h / \nu \tag{1}$$

The average heat transfer coefficients are evaluated from the measured temperatures and heat inputs. With heat added uniformly to fluid (Q_{air}) and the temperature difference of wall and fluid ($T_w - T_b$), average heat transfer coefficient will be evaluated from the experimental data via the following equations:

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) = VI \tag{2}$$

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(\tilde{T}_s - T_b)} \tag{3}$$

in which,

$$T_b = (T_o + T_i)/2 \tag{4}$$

and

$$\tilde{T}_s = \sum T_s / 28 \tag{5}$$

The term A is the convective heat transfer area of the heated upper channel wall whereas $\tilde{T}_s$ is the average surface temperature obtained from local surface temperatures along the axial length of the heated channel. Then, average Nusselt number is written as:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{6}$$

The friction factor is evaluated by:

$$f = \frac{2}{(L/D_h)} \frac{\Delta P}{\rho U^2} \tag{7}$$

The thermal enhancement factor, η, defined as the ratio of the, h of an augmented surface to that of a smooth surface, h_0, at a constant pumping power, Webb. [9]

$$\eta = \left.\frac{h}{h_0}\right|_{pp} = \left.\frac{Nu}{Nu_0}\right|_{pp} = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)\left(\frac{f}{f_0}\right)^{-1/3} \tag{8}$$

4. Results and Discussion

4.1 Verification of smooth channel

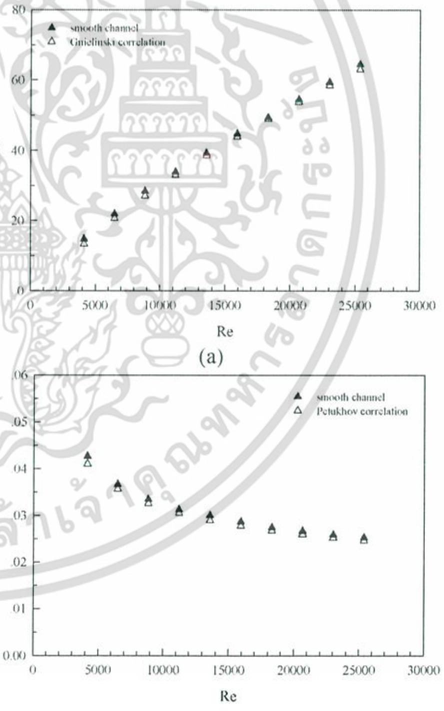
The present experimental results on heat transfer and friction characteristics in a smooth wall channel are first validated in terms of Nusselt number and friction factor. The Nusselt number and friction factor obtained from the present smooth channel are, respectively, compared with the correlations of Gnielinski and Petukhov found in the open literature [10] for turbulent flow in ducts.

Correlation of Gnielinski,

$$Nu = \frac{(f/8)(\mathrm{Re} - 1000)\mathrm{Pr}}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1)} \tag{9}$$

Correlation of Petukhov,

$$f = (0.79 \ln \mathrm{Re} - 1.64)^{-2} \tag{10}$$



(b)

Figure 3. Verification of (a) Nusselt number and (b) friction factor for smooth channel.

Figure 3 shows, respectively, a comparison of Nusselt number and friction factor obtained from the present work with those from correlations of Eqs. (9) and (10). In the figures, the present results agree very

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

well within ±3% for both friction factor and Nusselt number correlations.

4.2 Effect of blockage ratio

The present experimental results on heat and flow friction characteristics in a uniform heat flux channel with inclined rib, placed on the lower wall only are presented in the form of Nusselt number and friction factor. The Nusselt numbers obtained under turbulent flow conditions for all cases are presented in Figure 4. In the figure, the inclined rib turbulators yield considerable heat transfer enhancements with a similar trend in comparison with the smooth channel and the Nusselt number increases with the rise of Reynolds number. This is because the inclined rib turbulators interrupt the development of the boundary layer of the fluid flow and increase the turbulence degree of flow. It is worth nothing that the heat transfer coefficient for rib-to-channel height ratio, e/H=0.5 is considerably higher than those for e/H = 0.4, 0.3, 0.2, and 0.1. This is caused by higher blockage of using e/H = 0.5 interrupting the flow and diverting its direction thus promoting high levels of mixing over others. A close examination reveals that the rib with e/H=0.5 produces the highest heat transfer coefficient than other ribs.

The effect of using the rib turbulators on the isothermal pressure drop across the tested channel is presented in Figure 5. The variation of the pressure drop is shown in terms of friction factor with Reynolds number. In the figure, it is apparent that the use of rib turbulators leads to a substantial increase in friction factor over the smooth channel. This can be attributed to flow blockage, higher surface area and the act caused by the reverse flow. As expected, the friction factor of rib-to-channel height ratio, e/H=0.5 is considerably higher than those of e/H=0.4, 0.3, 0.2 and 0.1. For the rib of e/H = 0.5, the increase in friction factor is in the range of 101-179% over the smooth channel. The losses mainly come from the dissipation of the dynamical pressure of the air due to high viscous losses near the wall, to higher friction of increasing surface area and the blockage ratios because of the presence of the ribs.

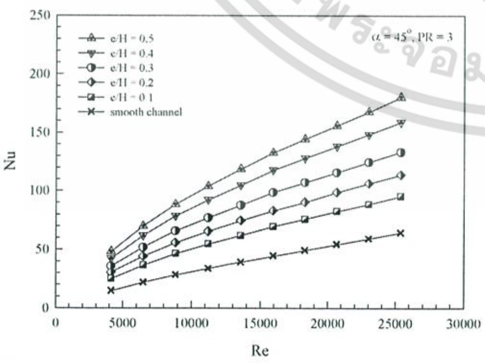


Figure 4. Variation of Nusselt number with Reynolds number for various rib heights.

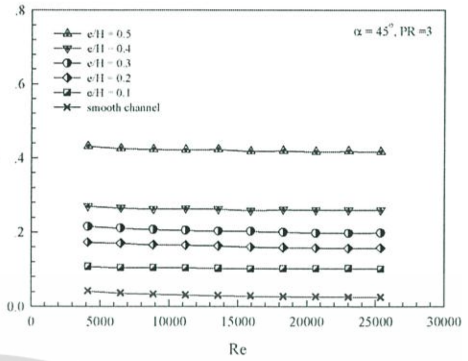


Figure 5. Variation of friction factor with Reynolds number for various rib heights.

4.3 Performance evaluation

The Nusselt number ratio, Nu/Nu_0, defined as a ratio of augmented Nusselt number to Nusselt number of smooth channel, plotted against the Reynolds number value is displayed in Figure 6. In the figure, the Nusselt number ratio tends to slightly decrease with the rise of Reynolds number from 5000 to 25,000 for all cases of e/H values. The mean Nusselt number ratio values are found to be about 3.21, 2.96, 2.45, 2.04 and 1.73 time over the smooth channel for using the e/H = 0.5, 0.4, 0.3 0.2 and 0.1, respectively.

The variation of isothermal friction factor ratio value with Reynolds number for five rib cases is also depicted in Figure 7. In the figure, the friction factor value is found to be increased with the rise of Reynolds number and of the blockage ratio. The mean friction factor values are around 16.85, 10.76, 8.62, 6.46 and 4.32 fold for using the ribs with e/H = 0.5, 0.4, 0.3, 0.2 and 0.1, respectively. This result indicates that the use of low blockage ratio can help to reduce the pressure loss considerably.

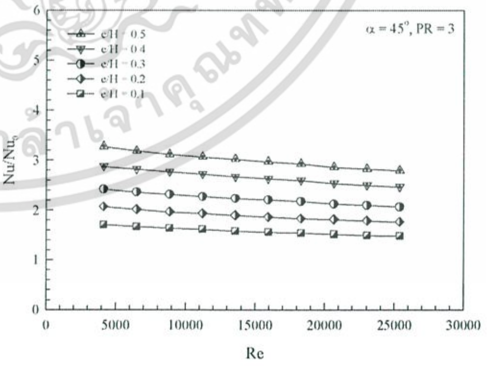


Figure 6. Variation of Nusselt number ratio, Nu/Nu_0 with Reynolds number.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

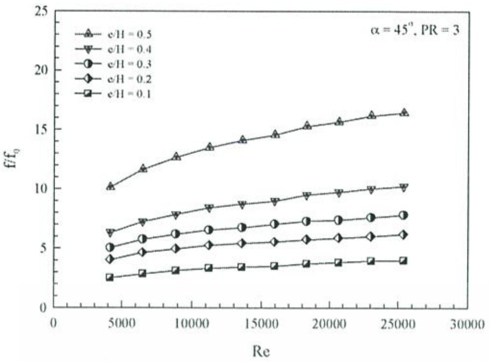


Figure 7. Variation of friction factor ratio, f/f_0 with Reynolds number.

Figure 8 shows the variation of the thermal enhancement factor (η) with Reynolds number for all cases. For all, the data obtained by Nusselt number and friction factor values are compared at similar pumping power. The enhancement factor tends to decrease with the rise of Reynolds number values for all. It is seen that the blockage ratio of 0.4 shows the highest value of mean the thermal enhancement factor. The mean thermal enhancement factor values are around 1.35, 1.26, 1.21, 1.11 and 1.07 times for using the ribs with e/H = 0.4, 0.5, 0.3, 0.2 and 0.1, respectively. The results are for Reynolds number of 5000-25,000 for the 45° rib, the maximum thermal enhancement factor is found at e/H = 0.4. This can be attributed to considerably lower friction loss.

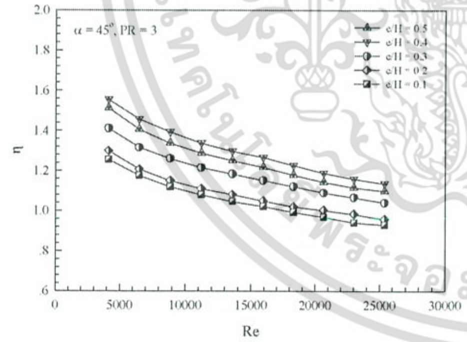


Figure 8. Variation of thermal enhancement factor with Reynolds number.

5. Conclusions

Experimental study has been carried out to investigate airflow friction and heat transfer characteristics in a high aspect ratio channel fitted with different blockage ratio turbulators for the turbulent regime, Reynolds number of 5000-25,000. The use of the inclined ribs with e/H = 0.5 causes a very high pressure drop increase and also provides considerable heat transfer augmentations, Nu/Nu_0 = 3.21. Nusselt number augmentation tends to increase with the rise of Reynolds number. In comparison, the use of rib leads to the higher heat transfer rate but the e/H = 0.4 provides the higher thermal enhancement factor due to lower friction loss.

Acknowledgement

The author would like to acknowledge the funding from the Thailand Research Fund (TRF).

References

[1] Taslim, M.E., Li, T., Kercher, D.M. 1996. Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls, ASME, Journal of Turbomachinery 118: 20–28.
[2] Murata, A., Mochizuki, S. 2001. Comparison between laminar and turbulent heat transfer in a stationary square duct with transverse or angled rib turbulators, International Journal of Heat and Mass Transfer 44: 1127–1141.
[3] Chandra, P.R., Alexander, C.R., Han, J.C. 2003. Heat transfer and friction behaviour in rectangular channels with varying number of ribbed walls, International Journal of Heat and Mass Transfer 46: 481–495.
[4] Promvonge, P., Thianpong, C. 2008. Thermal performance assessment of turbulent channel flow over different shape ribs, Int. Commun. Heat Mass Transfer 35: 1327–1334.
[5] Thianpong, C., Chompookham, T., Skullong, S., Promvonge P. 2009. Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs, Int. Comm. Heat Mass Transfer 36: 712–717.
[6] Promvonge, P., Sripattanapipat, S., Tamna, S., Kwankaomeng, S., Thianpong, C. 2010. Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles, Int. Commun. Heat Mass Transf 37:170–177.
[7] Varun, Saini, R.P., Singal, S.K. 2007. A review on roughness geometry used in solar air heaters, Solar Energy 81: 1340–1350.
[8] ANSI/ASME, (1986) Measurement uncertainty, PTC 19, 1–1985. Part I.
[9] Webb R. L. 1992. Principles of Enhanced Heat Transfer, John-Wiley & Sons, New York, USA, 166-194.
[10] Incropera, F., Dewitt, P.D. (1996) Introduction to heat transfer, 3rd edition, John Wiley & Sons Inc.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล นายสมพล สกุลหลง
วัน เดือน ปีเกิด 15 มีนาคมคม 2527
ประวัติการศึกษา 2549 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
2551 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ประสบการณ์วิจัย/สาขาที่ชำนาญ: Applied Heat Transfer, CFD, Drying and Storage of Foods

<u>หัวข้อปริญญานิพนธ์ (ป.ตรี)</u>
ชื่อเรื่องไทย : สมการอบแห้งเอมไพริเคิลของมะพร้าวขูดในการอบแห้งชั้นบาง
ชื่ออังกฤษ : Empirical drying equation of chopped coconut dried in thin layer dryer
อาจารย์ที่ปรึกษา : รศ.ดร. ฐานิตย์ เมธิยานนท์

<u>หัวข้อวิทยานิพนธ์ (ป.โท)</u>
ชื่อไทย : การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนานโดยใช้ครีบรูปตัววี
ชื่ออังกฤษ : Enhancement of Heat Transfer in a Channel with V-Shaped Ribs
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ : รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

ผลงานวิจัยที่ได้รับการเผยแพร่
การเผยแพร่ผลงานวิจัยระหว่างศึกษาปริญญาเอก

การตีพิมพ์ผลงานวิจัย

1. Promvonge, P., Skullong, S., Kwankaomeng, S., Thiangpong, C. 2012. "Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape–Part 1: Experimental study." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 39 (2012) 617-624. impact factor = 1.892 (ที่มา: Journal Citation Reports, 2012)
2. Promvonge, P., Skullong, S., Kwankaomeng, S., Thiangpong, C. 2012. "Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape–Part 2: Numerical study." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 39 (2012) 625-633. impact factor = 1.892 (ที่มา: Journal Citation Reports, 2012)
3. Thianpong, C., Chompookham, T., Skullong, S., Promvonge, P. 2012. "Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 36 (2009) 712-717. impact factor = 1.189 (ที่มา: Journal Citation Reports, 2009)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเสนอผลงานวิจัยในที่ประชุม

1. Suwannapan, S., Chompookham, T., Tamna, S., Skullong, S., Thianpong, C. and Promvonge, P. 2012. "Augmented Heat rransfer in square channel with 45° Inline Baffles." **International Conference on Green and Sustainable Innovation (ICGSI2012)**, 24-26 May, 2012, Le Meridien Chiang Mai, Chiang Mai, Thailand.
2. Chokphoemphun, S., Chompookham, T., Skullong, S. and Promvonge, P. 2012. "Heat Transfer in Solar Air Heater Channel with Inline 45° Wavy-Ribs." **International Conference on Green and Sustainable Innovation (ICGSI2012)**, 24-26 May, 2012, Le Meridien Chiang Mai, Chiang Mai, Thailand.
3. Suwannapan, S., Skullong, S. and Promvonge, P. 2012. "Thermal Behavior in a Square Channel with 45° Cross Baffle." **1st International Symposium on Technology for Sustainability (ISTS2011)**, 26-29 January, 2012, KMITL, Bangkok Thailand.
4. Chokphoemphun, S., Skullong, S. and Promvonge, P. 2012. "Thermal Characteristics in Square Channel with 45° U-Shaped Ribs." **1st International Symposium on Technology for Sustainability (ISTS2011)**, 26-29 January, 2012, KMITL, Bangkok Thailand.
5. Skullong, S., Chompookham, T., Kanarat, A. and Promvonge, P. 2011. "Effect of Inclination Angle on Heat Transfer in a Square Channel with U- Shaped Ribs." **The Second TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME2011)**, 19-21 October, 2011, Sheraton Krabi Beach Resort, Krabi, Thailand.
6. Skullong, S., Chaidilokpattanakul, P. and Promvonge, P. 2011. "Effect of Inclined Ribs on Heat Transfer Behavior in a Square Channel." **The International Conference & Utility Exhibition On Power and Energy Systems: Issues and Prospects for Asia (ICUE2011)**, 28-30 September, 2011, Amari Orchid Pattaya Hotel, Chonburi, Thailand.
7. Skullong, S., Suwannapan, S., Pimsarn, M. and Promvonge, P. 2010. "Thermal Characteristics in Square Channel with 45° In-line Baffles." **17th Regional Symposium on Chemical Engineering (RSCE2010)**, 22-23 November, 2010, Queen Sirikit National Convention Centre, Bangkok, Thailand.
8. Skullong, S., Thianpong, C. and Promvonge, P. 2010. "Thermal behavior in a square channel with 45° cross baffle insert." **The First TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME2010)**, 20-22 October, 2010, Sunee Grand Hotel & Convention Center Ubon Ratchathani, Thailand.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9. Kwankaomeng, S., Skullong, S., Teschareon, T. and Promvonge, P. 2010. "Thermal characteristics in square channel with 45° staggered baffle inserts." **Energy and Sustainable Development (ESD2010)**, 2–4 June 2010, The Empress Hotel, Chaing Mai, Thailand.
10. Skullong, S., Pimsarn, M. and Promvonge, P. 2010. "Heat transfer enhancement in a square channel with 45° inclined ribs." **The 3rd Technology and Innovation for Sustainable Development International Conference (TISD2010)**, 4–6 March, 2010, Royal Mekong Nongkhai Hotel, Nong Khai, Thailand.
11. Skullong, S., Teschareon, T. and Promvonge, P. 2009. "Effect of wavy-rib height on heat transfer behavior in a solar air heater channel." **International Conference on Green and Sustainable Innovation (ICGSI2009)**, 2–4 December, 2009, Le Meridien Chiang Rai Resort, Chiang Rai, Thailand.
12. สุภัทรชัย สุวรรณพันธุ์, สมพล สกุลหลง, ธีรพัฒน์ ชมภูคำ, สมิทธ์ เอี่ยมสอาด และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. "อิทธิพลของครีบวางเอียงแบบเยื้องกันต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส." **การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 8 (E-NETT8)**, 2-4 พฤษภาคม พ.ศ. 2555, จังหวัดมหาสารคาม
13. ภาณุวัฒน์ หุ่นพงษ์, สมพล สกุลหลง และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2555. "การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้ครีบเอียงทำมุม." **การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 13 (TSAE13)**, ประจำปี 2555, 4-5 เมษายน 2555, จังหวัดเชียงใหม่
14. ภาณุวัฒน์ หุ่นพงษ์, สมพล สกุลหลง, ธีรพัฒน์ ชมภูคำ, ภูดิท ชัยดิลกพัฒนกุล, จารุวัตร เจริญสุข และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2555. "พฤติกรรมความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้ครีบเอียงวางตัดกัน." **โครงการจัดการประชุมวิชาการระดับชาติและระดับนานาชาติ การพัฒนาชนบทที่ยั่งยืน ประจำปี 2555**, 16-19 กุมภาพันธ์ 2555, ณ ห้องมงกุฎเพชร โรงแรมโฆษะ จังหวัดขอนแก่น และสาธารณรัฐประชาธิปไตยประชาชนลาว
15. สุภัทรชัย สุวรรณพันธุ์, สมพล สกุลหลง, ธีรพัฒน์ ชมภูคำ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2555. "อิทธิพลของครีบรูปตัววีที่ติดตั้งแบบผิวคลื่นต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในช่องขนาน." **โครงการจัดการประชุมวิชาการระดับชาติและระดับนานาชาติ การพัฒนาชนบทที่ยั่งยืน ประจำปี 2555**, 16-19 กุมภาพันธ์ 2555, ณ ห้องมงกุฎเพชร โรงแรมโฆษะ จังหวัดขอนแก่น และสาธารณรัฐประชาธิปไตยประชาชนลาว
16. สมพล สกุลหลง, ภาณุวัฒน์ หุ่นพงษ์, ภูดิท ชัยดิลกพัฒนกุล และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2554. "พฤติกรรมความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้ครีบเอียงทำมุม." **การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25 (ME-NETT25)**, 19-21 ตุลาคม 2554, จังหวัดกระบี่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

17. สมพล สกุลหลง, มนต์ศักดิ์ พิมสาร และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2554. "การเพิ่มสมรรถนะความร้อนในช่องขนานโดยใช้ปีกสามเหลี่ยม." **การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทยครั้งที่ 12 (TSAE12)**, ประจำปี 2554, 31 มีนาคม-1 เมษายน 2554, ณ ชลจันทร์ พัทยา รีสอร์ท, จังหวัดชลบุรี
18. สมพล สกุลหลง, กิติธัญ คำพันยิ้ม และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2552. "พฤติกรรมความร้อนในช่องแผ่นขนานที่มีแผ่นกั้นรูปคลื่น." **การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23 (ME-NETT23)**, 4 – 7 พฤศจิกายน 2552, จังหวัดเชียงใหม่

การเผยแพร่ผลงานวิจัยระหว่างศึกษาปริญญาโท

การเสนอผลงานวิจัยในที่ประชุม

1. สมพล สกุลหลง, ชนาธิป ชัยดิลกพัฒนกุล, ชินรักษ์ เธียรพงษ์ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2551. "การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนานโดยใช้ครีบสามเหลี่ยม." **การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 22 (ME-NETT22)**, 15–17 ตุลาคม 2551, มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต, กรุงเทพฯ
2. สมพล สกุลหลง, ชนาธิป ชัยดิลกพัฒนกุล, ชินรักษ์ เธียรพงษ์ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2550. "การถ่ายเทความร้อนในการไหลแบบราบเรียบผ่านช่องขนานที่มีครีบวางรูปตัว-V." **การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 21 (ME-NETT21)**, 17–19 ตุลาคม 2550, จังหวัดชลบุรี

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้