

การศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับพฤติกรรมความร้อนในช่องขนานด้วยครีบทวี

EXPERIMENTAL STUDY ON THERMAL BEHAVIORS IN A CHANNEL  
WITH V-RIBS



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2561

KMITL-2018-EN-D-058-069

การศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับพฤติกรรมความร้อนในช่องขนานด้วยครีบทวี

EXPERIMENTAL STUDY ON THERMAL BEHAVIORS IN A CHANNEL  
WITH V-RIBS



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
พ.ศ. 2561  
KMITL-2018-EN-D-058-069

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

EXPERIMENTAL STUDY ON THERMAL BEHAVIORS IN A CHANNEL  
WITH V-RIBS



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  
2018

KMITL-2018-EN-D-058-069

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



**COPYRIGHT 2018**

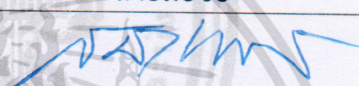
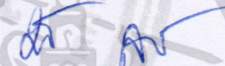

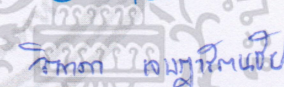
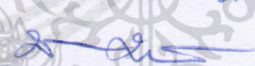
**FACULTY OF ENGINEERING**

**KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

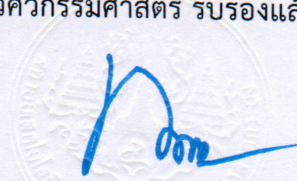
หัวข้อวิทยานิพนธ์ การศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับพฤติกรรมความร้อนในช่องขนานด้วยครีบทวี  
Thesis Title Experimental Study on Thermal Behaviors in a Chanel with V-ribs  
นักศึกษา นายจิตรกร กนกนัยการ  
รหัสประจำตัว 53610202  
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต  
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล  
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์  
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2018-EN-D-058-069

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
รศ.ดร.สมิทธิ์	เอี่ยมสอาด	
ดร.มธุรส	สุชาติวัฒนะ	
ผศ.ดร.ณัฐวิภา	เจียรระโนวชิระ	
ผศ.ดร.วิชาดา	เจษฎารัตนชัย	
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงศ์	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันพฤหัสบดีที่ 12 กรกฎาคม พ.ศ. 2561 เวลา 09.00-11.00 น.  
สถานที่สอบ ณ ห้อง HM-304 อาคารเฉลิมพระเกียรติ

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว



(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์

วันที่ 12 กรกฎาคม พ.ศ. 2561

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับพฤติกรรมความร้อนในช่องขนานด้วยครีบริบตัววี
นักศึกษา	นายจิตกร กนกนัยการ
รหัสนักศึกษา	53610202
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2561
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

### บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้ได้ทำการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับพฤติกรรมความร้อนในช่องขนานด้วยการติดครีบริบตัววีหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่แผ่นร้อนด้านบน(absorber)ทำมุม  $\alpha=30^\circ$   $45^\circ$  และ  $60^\circ$  และแผ่นล่างเขาจะเป็นร่องหน้าตัดสามเหลี่ยมเอียงทำมุม  $\theta=30^\circ$   $45^\circ$  และ  $60^\circ$  กับทิศทางการไหลและร่องรูปตัววีทำมุม  $\theta=30^\circ$   $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ขึ้นตามและขึ้นทวนทิศทางการไหลของของไหลตาม แผ่นร้อนมีสภาพฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ช่องเป็นมีพื้นที่หน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า มีขนาดมิติ  $27 \times 300$  มิลลิเมตร การทดสอบเกิดขึ้นในช่วงการไหลปั่นป่วนมีค่าเลขเรย์โนลด์ส์ (Re) ตั้งแต่ 7000 ถึง 24,000 ในงานวิจัยเชิงทดลองนี้แสดงผลของ การถ่ายเทความร้อนอยู่ในรูปของ เลขนัสเซลท์ (Nusselt, Nu) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน (f) สำหรับงานวิจัยนี้ทำการแบ่งการศึกษาวิจัยออกเป็น 2 ส่วนใหญ่ๆ ดังนี้

ส่วนแรก ทำการค้นคว้าวิจัยเชิงทดลองครีบริบตัววีหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้า สี่เหลี่ยมคางหมู สามเหลี่ยม วางเอียงทำมุม  $\alpha = 30^\circ$  ตามทิศทางการไหล โดยทำการศึกษาถึงอิทธิพลของรูปร่างขนาดจำนวน 3 ชุด ( $d = 3\text{mm}$ ,  $5\text{mm}$ , และ  $7\text{mm}$ ) รูปแบบของครีบริบจำนวน 4 แบบ (RWVG, TWVG, DWVG และ OWVG) และทำการเปรียบเทียบกับครีบริบรูปทรงเดียวกันพบว่าครีบริบขนาด  $d=5\text{mm}$  ให้ค่า TEF สูงที่สุดสำหรับครีบริบรูปทรงเดียวกัน

ส่วนที่สอง ทำการค้นคว้าวิจัยเชิงทดลองครีบริบตัววีหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้า (V-ribs) ร่วมกันกับร่องคลื่นหน้าตัดสามเหลี่ยม(Triangular section groove) วางเอียงทำมุม  $\theta = 60^\circ$  กับทิศทางการไหล โดยทำการศึกษาถึงอิทธิพลของมุมปะทะ (attacked angle) อิทธิพลของระยะพิตช์ของครีบริบและอิทธิพลของความสูงของครีบริบตัววี ซึ่งจะทำการศึกษาอิทธิพลของสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงท่อจำนวน 3 ชุด ( $B_R=e/H= 0.111, 0.167, \text{ และ } 0.222$ ) สัดส่วนระยะพิตช์ครีบริบต่อความสูงท่อจำนวน 4 ค่า ( $P_R= 0.5, 1, 1.5 \text{ และ } 2$ ) และมุมปะทะของครีบริบ 3 มุม ( $\alpha = 20^\circ, 30^\circ \text{ และ } 45^\circ$ ) การติดตั้งครีบริบตัววีเพื่อเป็นการสร้างกระแสน้ำที่เกิดจากการเหนี่ยวนำของการหมุนควงที่เกิดจากครีบริบในส่วนทดสอบ ผลจากการทดลองพบว่าการติดตั้งครีบริบตัววีให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผนังเรียบ โดยครีบริบตัววีที่  $\alpha = 45^\circ$ ,  $B_R = 0.222$  และ  $P_R=0.5$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าครีบริบชนิดเดียวกันทุกกรณี ขณะที่ครีบริบตัววีที่  $\alpha = 20^\circ$ ,  $B_R = 0.167$  และ  $P_R = 1$  ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) ที่สูงที่สุด

ส่วนที่สามทำการศึกษาดังกล่าวข้างต้นเพื่อหาความสัมพันธ์ที่แน่นอนระหว่างกำหนดให้ ครีบตัววีหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้า (V-ribs) ที่  $\alpha = 30^\circ$ ,  $B_R = 0.111$  และ  $P_R = 0.5$  ปลายวีชี้ตามทิศทางการไหล โดยทำการศึกษาอิทธิพลของรูปแบบร่องคลื่น อิทธิพลของมุมปะทะ (attacked angle) อิทธิพลของความกว้างของฐานร่องคลื่นและอิทธิพลของทิศทางการจัดวาง โดยศึกษาร่องคลื่นแบบเอียงทำมุม และร่องคลื่นรูปตัววีที่ปลายวี (V-tip) ชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) และติดครีบแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream) โดยทำการศึกษาร่องคลื่นที่มีมุมปะทะ 3 มุม ( $\theta = 30^\circ, 45^\circ$  และ  $60^\circ$ ) และความกว้างของฐาน (Base Width=BW) ของร่องคลื่นต่อความสูงของท่อ 3 ค่า ( $P_R = 0.37, 0.74$  และ  $1.0$ ) จากผลการทดลองพบว่า ร่องคลื่นตัววีแบบ V-downstream ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันสูงกว่าร่องคลื่นตัววีแบบ V-upstream และให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าเช่นกัน โดยร่องคลื่นตัววีที่  $\theta = 60^\circ$ ,  $P_R = 1.0$ , V-downstream ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันสูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับร่องคลื่นตัววี V-upstream และร่องคลื่นเอียง อย่างไรก็ตามร่องคลื่นตัววีตัววีที่  $\theta = 30^\circ$ ,  $P_R = 0.74$  ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดทั้งแบบครีบ V-upstream และ V-downstream แผ่นบางติดครีบตัววีที่  $\theta = 20^\circ$ ,  $P_R = 0.37$  และ  $P_R = 1$  จะให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า  $\theta = 30^\circ$  เล็กน้อย และมีค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า  $\theta = 45^\circ$  ค่อนข้างมาก ดังนั้นร่องคลื่นแบบ V-downstream ที่  $\theta = 20^\circ$ ,  $P_R = 0.37$  ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

<b>Thesis Title</b>	Experimental study on thermal behaviors in a channel with V-ribs
<b>Student</b>	Mr. Chitakorn Khanoknaiyakarn
<b>Student ID.</b>	53610202
<b>Degree</b>	Doctor of Engineering
<b>Program</b>	Mechanical Engineering
<b>Year</b>	2018
<b>Thesis Advisor</b>	Assoc.Prof.Dr. Pongjet Promvonge

## ABSTRACT

The thesis presents an experimental study on thermal behaviors in a channel with V-ribs heat exchanger fitted with combined V-ribs and wavy grooves. The channel having a constant wall heat-flux condition has a cross-section of 27×300 mm. In the present work, air as the test fluid was drawn through the tested channel in terms of Reynolds number from 7000 to 24,000. The heat transfer rate was presented in the term of Nusselt number (Nu) and pressure drop in the channel is performed in form of friction factor ( $f$ ), respectively. The thesis outlines have divided into three experimental cases as follows:

In the first case, the influence of 30° V-ribs geometry and hole on heat transfer and pressure drop in a constant heat-fluxed channel are investigated. In this study, four types of V-shaped rib namely Rectangular (RWVG), delta (DWVG), trapezoidal (TWVG) and Oval (OWVG) with three various punched hole diameter to WVG height ratio ( $D_R=d/e=0.25, 0.42, \text{ and } 0.58$ ) at a single attack angle ( $\alpha=30^\circ$ )  $P_R=1.5$  are mounted on absorber plate to create a longitudinal vortex flow through the channel. Experimental results reveal that WVGs can considerably enhance higher heat transfer rate than smooth duct while WVGs with hole yield less  $f$  than the one without hole. For this reason the WVGs with  $D_R=0.42$  provide the higher thermal performance than solid ones for all WVG type.

In the second case, effects of V-ribs involving to rib attack angles, heights and pitches on heat transfer characteristics in a constant heat-fluxed channel was examined experimentally. In this study, combined V-ribs and 60° inclined wavy grooved wall is introduced. For V-ribs, the baffle characteristics include three ratios of V-rib to channel heights ( $B_R=b/H= 0.111, 0.167, \text{ and } 0.222$ ), four ratios of pitch to duct heights, ( $PR = 0.5, 1, 1.5, \text{ and } 2$ ), and three baffle attack angles ( $\alpha = 20^\circ, 30^\circ \text{ and } 45^\circ$ ). The use of combined V-ribs and 60° inclined wavy grooved wall fitted into the tested channel is to generate vortex flows leading to vortex-pair-induced impingements inside channel. The experimental results show that the full-length wire coil provides the higher heat transfer rate than the twisted tapes with  $y/w = 4 \text{ and } 5$ .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ขออนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

In addition, the oblique-baffled tape at  $\alpha = 45^\circ$ , 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  $\alpha = 20^\circ$ , BR = 0.2 and PR = 1, provides the highest thermal performance enhancement factor (TEF).

The final case was effects of inclined and V-shaped wavy grooved wall with V-tip pointing downstream and upstream at different wavy groove orientations, and attack angles on heat transfer characteristics in a channel are investigated. Wavy groove parameters are groove base width (BW = 10mm, 20mm, and 30mm), and attack angle, ( $\theta = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $60^\circ$ ). 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  $\alpha = 45^\circ$ , BR = 0.25 and PR = 0.5 gives the highest heat transfer and pressure loss while the V-baffled tape at  $\alpha = 20^\circ$ , 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  $\alpha = 20^\circ$ , BR = 0.2 and PR = 1 is slightly higher than that of the one at  $\alpha = 30^\circ$  but much higher than that of the  $\alpha = 45^\circ$  at the same condition. This indicates that the V-downstream baffled tape at  $\alpha = 20^\circ$ , BR = 0.2 and PR = 1 provides the highest TEF value.

## กิตติกรรมประกาศ

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

ขอขอบพระคุณ คณาจารย์สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังทุกท่าน ที่ได้ให้การสนับสนุน ให้ความรู้ด้าน ตลอดจนข้อชี้แนะต่างๆ ในการทำงานวิจัยและในเนื้อหาวิชา

ยิ่งไปกว่านั้น ขอขอบคุณเพื่อน ๆ พี่ ๆ น้อง ๆ ที่ร่วมห้องห้องปฏิบัติการ Thermo-Fluid & CFD โดยเฉพาะอย่างยิ่งทีมงานวิจัยสายการถ่ายเทความร้อนประยุกต์ ได้แก่ ผศ.ดร.สมพล สกุลหลง ผู้ซึ่งให้ความช่วยเหลือทั้งคำแนะนำ ทั้งด้านทฤษฎี การทำวิจัย และกำลังใจอย่างมาก และขอขอบคุณทุกๆกำลังใจจาก ผศ.ดร.ภาคภูมิ ศรีรัมย์, ผศ.ดร.ธีรพัฒน์ ชมภูคำ, ดร.สมบัติ ทำนา, ผศ.ดร.วิฑูรย์ ชิงถ้วทอง, ดร.สุริยา โชคเพิ่มพูน, ดร.สุภัทรชัย สุวรรณพันธ์, ภาณุวัฒน์ หุ่นพงษ์ ดร.ประทาน ศรีชัย และ น.ส. นฤมล อัสวภูมิ ที่คอยให้คำแนะนำและความช่วยเหลืออย่างดีตลอดมา และโดยเฉพาะอย่างยิ่งบุคคลที่ทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปได้คือ ผศ.ดร.นรินทร์ กุลนาคด ในการสนับสนุนด้านอุปกรณ์ขับเคลื่อนคือพัดลมความดันสูงสำหรับงานวิจัยนี้เป็นอย่างดีโดยตลอดมา

ท้ายที่สุด สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับ บิดา มารดา ภรรยาและบุตร รวมถึงญาติพี่น้องและเพื่อนร่วมงานอันเป็นที่รักและเคารพยิ่งที่สนับสนุนและให้กำลังใจมาโดยตลอด ตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่าน ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้าเสมอมาจนทำให้มาถึงวันนี้ได้

จิตรกร กนกนัยการ

# 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.....	3
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์.....	4
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	5
2.1 บทนำ.....	5
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	5
2.3 แนวทางการศึกษาวิจัย.....	27
บทที่ 3 ทฤษฎี.....	28
3.1 บทนำ.....	28
3.2 กลศาสตร์ของไหล.....	28
3.3 การถ่ายเทความร้อน.....	32
3.4 การสมดุลของพลังงาน.....	32
3.5 สหสัมพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม.....	34
3.6 สหสัมพันธ์การพาความร้อน สำหรับท่อที่ไม่กลม.....	35
3.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน.....	35
3.8 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน.....	36
บทที่ 4 การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง.....	38
4.1 บทนำ.....	38
4.2 การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลอง.....	38
4.3 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง.....	40
4.4 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง.....	45

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการศึกษา

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.5 วิธีการทดลอง.....	50
บทที่ 5 การเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนโดยตัวสร้างการหมุนควงแบบคริสตัลวีและ คริสตัลวีเจาะรู.....	52
5.1 บทนำ.....	52
5.2 ผลการทวนสอบท่อผนังเรียบ.....	53
5.3 อิทธิพลของการการติดคริสตัลวีรูปทรงต่างๆที่มีมุมปะทะ $45^\circ$ เจาะรู.....	55
5.4 การเปรียบเทียบคริสตัลวีรูปทรงต่างๆที่มีมุมปะทะ $30^\circ$ ระหว่างคริสตัลวี และไม่เจาะรู.....	59
5.5 สรุป.....	62
5.6 การสร้างสมการสหสัมพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร.....	63
บทที่ 6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แผ่นบางติดคริสตัลวีสอดใส่ ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ.....	71
6.1 บทนำ.....	71
6.2 ผลการสอบทวนท่อผนังเรียบ.....	73
6.3 อิทธิพลของการติดคริสตัลวีที่มีมุมปะทะ $\alpha = 45^\circ$ และร่องคลื่นเอียง ทำมุม $\theta = 60^\circ$ .....	75
6.4 อิทธิพลของการติดคริสตัลวีที่มีมุมปะทะ $\alpha = 30^\circ$ และร่องคลื่นเอียง ทำมุม $\theta = 60^\circ$ .....	83
6.5 อิทธิพลของการติดคริสตัลวีที่มีมุมปะทะ $\alpha = 20^\circ$ และร่องคลื่นเอียง ทำมุม $\theta = 60^\circ$ .....	91
6.6 สรุป.....	100
6.7 การสร้างสมการสหสัมพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร.....	101
บทที่ 7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยปรับเปลี่ยนรูปแบบร่องคลื่น.....	107
7.1 บทนำ.....	107
7.2 อิทธิพลของการใช้ร่องคลื่นวางเอียงทำมุม $30^\circ$ , $45^\circ$ , $60^\circ$ และ ความกว้างฐานร่องคลื่น.....	109
7.3 อิทธิพลของการใช้ร่องคลื่นวางเอียงทำมุม $30^\circ$ , $45^\circ$ , $60^\circ$ ชี้ตามกระแสการไหลและความกว้างฐานร่องคลื่น.....	114
7.4 อิทธิพลของการใช้ร่องคลื่นวางเอียงทำมุม $30^\circ$ , $45^\circ$ , $60^\circ$ ชี้ทวนกระแสการไหลและความกว้างฐานร่องคลื่น.....	118
7.5 สรุป.....	124

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 8 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	125
8.1 สรุปผลการทดลอง .....	125
8.2 ข้อเสนอแนะ.....	130
บรรณานุกรม .....	131
ภาคผนวก .....	136
ภาคผนวก ก. คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ.....	137
ภาคผนวก ข. ออร์ฟิส.....	139
ภาคผนวก ค. บทความที่ได้รับการตีพิมพ์ .....	143
ประวัติผู้เขียน .....	170



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
5.1 ค่าเฉลี่ย $Nu/Nu_0$ , $f/f_0$ และ TEF กรณีครีบริบ RWVG, TWVG, DWVG และ OWVG.....	63
5.2 ค่าเฉลี่ย $Nu/Nu_0$ , $f/f_0$ และ TEF กรณี WVG ที่เจาะรูและไม่เจาะรู.....	63
6.1 ค่าเฉลี่ย $Nu/Nu_0$ , $f/f_0$ และ TEF กรณีครีบริบตัววี 45° (แผ่นบน) และ 60° IWG (แผ่นล่าง).....	99
6.2 ค่าเฉลี่ย $Nu/Nu_0$ , $f/f_0$ และ TEF กรณีครีบริบตัววีมุม 30°(แผ่นบน)และ 60°IWG(แผ่นล่าง).....	99
6.3 ค่าเฉลี่ย $Nu/Nu_0$ , $f/f_0$ และ TEF กรณีครีบริบตัววีมุม 20°(แผ่นบน)และ 60°IWG(แผ่นล่าง)....	100
7.1 ค่าเฉลี่ย $Nu/Nu_0$ , $f/f_0$ และ TEF กรณี 30° 45° และ 60° กรณีร่องคลื่นวางเอียง ทำมุม 30° 45° และ 60° กับทิศทางการไหล.....	123
7.2 ค่าเฉลี่ย $Nu/Nu_0$ , $f/f_0$ และ TEF กรณีร่องคลื่นรูปตัววีทำมุม 30° 45° และ 60° ชี้ตามทิศทางการไหล.....	123
7.3 ค่าเฉลี่ย $Nu/Nu_0$ , $f/f_0$ และ TEF กรณีร่องคลื่นรูปตัววีทำมุม 30° 45° และ 60° ชี้ตามทิศทางการไหล.....	124
8.1 ตารางเปรียบเทียบผลระหว่างงานวิจัยที่ผ่านมาในอดีตกับงานวิจัยนี้.....	127
ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ.....	138

# สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	โครงสร้างครีป : (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].....7
2.2	รูปแบบครีปภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Karwa [17] .....9
2.3	รูปแบบครีปภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Tanda [19]..... 10
2.4	รูปแบบครีปของ Benlu and Jiang [21]..... 11
2.5	(ก) ลักษณะการไหลแบบต่าง ๆ บนพื้นผิวที่มีความสัมพันธ์เป็นฟังก์ชันกับระยะห่างระหว่างยอดผิวขรุขระ และ (ข) ลักษณะการไหลแบบต่าง ๆ บนพื้นผิวที่มีความสัมพันธ์เป็นฟังก์ชันกับความสูงของผิวขรุขระของ Varun et al. [23]..... 12
2.6	รูปแบบครีปของ Bopche และ Tandale [25] .....13
2.7	ชุดทดสอบของ Chompookham et al. [26] (a) ชุดทดสอบ (b) รูปปีกเล็กและครีปรูปลิ้ม....13
2.8	รูปครีปตัววีทำมุม 60° ของ Promvongse [27].....14
2.9	รูปครีปตัวดับเบิลยูทำมุม 30°-75° ของ Lanjewar et al. [28] ..... 15
2.10	รูปการจัดวางครีปชุดทดสอบของ Tamna et al. [31] (a) วางแนวเดียวกัน (b) วางแนวเอียงกัน (c) วางครีปที่แผ่นบนอย่างเดียว.....16
2.11	รูปการจัดวางครีปชุดทดสอบของ Skullong et al. [31]:(a) วางแนวเดียวกัน (b) วางแนวเอียงกัน.....17
2.12	รูปครีปชุดทดสอบของ Alam et al. [33].....17
2.13	ชิ้นงานทดสอบของ ชิงถ้วยทอง [25].....18
2.14	ครีปหยักรูปตัววีมุม 45° ของ อ่ำไพจิตร [29].....21
2.15	รูปแบบครีปภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Lee et al. [30] ..... 22
2.16	แผ่นกั้นวางเอียงและแผ่นกั้นรูปตัววีของ ทำนา [31]..... 23
2.17	ครีบบางตัววีของ กนกนัยการ [32]..... 24
2.18	ครีปรูปตัวยูของ สุขเตี้ยม [33]..... 25
2.19	โครงสร้างช่องขนานและโดเมนการคำนวณเชิงตัวเลขของ Sripattanapipat [34]..... 25
2.20	แผ่นทดสอบของ ชมภูคำ [35] ..... 26
3.1	ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มทีในท่อกลม [39, 43]..... 31
3.2	ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ [39] ..... 33
3.3	การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการสอดใส่ใบปัด ..... 35
4.1	ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ..... 40
4.2	พัดลมแรงดันสูง (High-pressure blower) ..... 41
4.3	มอเตอร์..... 41

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และ X ังอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.4 Inverter .....	41
4.5 Orifice meter .....	42
4.6 เครื่องวัดความดันแบบระนาบเอียง (Inclined manometer).....	42
4.7 แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply).....	43
4.8 เครื่องเก็บข้อมูล.....	43
4.9 เทอร์โมคัปเปิล .....	44
4.10 เครื่องวัดความดันตกคร่อม, Dwyer 475 Mark III Digital Manometer .....	44
4.11 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ (Vane-type Anemometer), TESTO 445 .....	44
4.12 แผนผังของชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า .....	45
4.13 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 1.1 ครีบตัววี 4 รูปแบบมุมปะทะ 30° เจาะรู .....	47
4.14 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 2.1 ครีบตัววีมุมปะทะ 45° ร่วมกับร่องเอียง 60° .....	47
4.15 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 2.2 ครีบตัววีมุมปะทะ 30° ร่วมกับร่องเอียง 60° .....	48
4.16 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 2.3 ครีบตัววีมุมปะทะ 20° ร่วมกับร่องเอียง 60° .....	48
4.17 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 3.1 ครีบตัววีร่วมกับร่องเอียงในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า .....	49
4.18 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 3.2 ครีบตัววีร่วมกับร่องตัววีปลายวีชี้ตามกระแส การไหลในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า.....	49
4.19 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 3.2 ครีบตัววีร่วมกับร่องตัววีปลายวีชี้ทวนกระแส การไหลในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า.....	50
5.1 (ก) ครีบเจาะรู และ (ข) ครีบไม่เจาะรู .....	53
5.2 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ.....	54
5.3 ความสัมพันธ์ของ $f$ กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ.....	55
5.4 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีครีบตัววี 30° รูปร่างต่างๆเจาะรู.....	56
5.5 ความสัมพันธ์ของ $Nu/Nu_0$ กับ Re กรณีครีบตัววี 30° รูปร่างต่างๆเจาะรู.....	57
5.6 ความสัมพันธ์ของ $f$ กับ Re กรณีครีบตัววี 30° รูปร่างต่างๆเจาะรู .....	56
5.7 ความสัมพันธ์ของ $f/f_0$ กับ Re กรณีครีบตัววีมุม 30° รูปร่างต่างๆที่เจาะรู .....	58
5.8 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re กรณีครีบตัววีมุม 30° รูปร่างต่างๆที่เจาะรู.....	59
5.9 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีเปรียบเทียบครีบเจาะรูและไม่เจาะรู.....	60
5.10 ความสัมพันธ์ของ $Nu/Nu_0$ กับ Re กรณีเปรียบเทียบครีบเจาะรูและไม่เจาะรู.....	60
5.11 ความสัมพันธ์ของ $f$ กับ Re กรณีเปรียบเทียบครีบเจาะรูและไม่เจาะรู .....	61
5.12 ความสัมพันธ์ของ $f/f_0$ กับ Re กรณีเปรียบเทียบครีบเจาะรูและไม่เจาะรู .....	61
5.13 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re กรณีเปรียบเทียบครีบเจาะรูและไม่เจาะรู.....	62
5.14 ความสัมพันธ์ของ $Nu_{pre}$ กับ $Nu_{exp}$ กรณีครีบ RWVG .....	65
5.15 ความสัมพันธ์ของ $f_{pre}$ กับ $f_{exp}$ กรณีครีบ RWVG.....	65
5.16 ความสัมพันธ์ของ $Nu_{pre}$ กับ $Nu_{exp}$ กรณีครีบ TWVG .....	67
5.17 ความสัมพันธ์ของ $f_{pre}$ กับ $f_{exp}$ กรณีครีบ TWVG.....	67

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการศึกษา

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ XI อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.18 ความสัมพันธ์ของ $Nu_{pre}$ กับ $Nu_{exp}$ กรณีครีป DWVG.....	68
5.19 ความสัมพันธ์ของ $f_{pre}$ กับ $f_{exp}$ กรณีครีป DWVG .....	69
5.20 ความสัมพันธ์ของ $Nu_{pre}$ กับ $Nu_{exp}$ กรณีครีป OWVG .....	70
5.21 ความสัมพันธ์ของ $f_{pre}$ กับ $f_{exp}$ กรณีครีป OWVG .....	70
6.1 ครีปตัววี(ก) 45° (ข) 30° (ค) 20° ที่แผ่นบน และ (ง) ร่องเอียงมุม60°ที่แผ่นล่าง .....	72
6.2 ความสัมพันธ์ของ $Nu$ กับ $Re$ กรณีท่อผนังเรียบ.....	74
6.3 ความสัมพันธ์ของ $f$ กับ $Re$ กรณีท่อผนังเรียบ.....	74
6.4 ความสัมพันธ์ของ (ก) $Nu$ กับ $Re$ และ (ข) $Nu$ กับ $Br$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 45^\circ$ .....	76
6.5 ความสัมพันธ์ของ (ก) $Nu/Nu_0$ กับ $Re$ และ (ข) $Nu/Nu_0$ กับ $Br$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 45^\circ$ .....	77
6.6 ความสัมพันธ์ของ (ก) $f$ กับ $Re$ และ (ข) $f$ กับ $Br$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 45^\circ$ .....	79
6.7 ความสัมพันธ์ของ (ก) $f/f_0$ กับ $Re$ และ (ข) $f/f_0$ กับ $Br$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 45^\circ$ .....	80
6.8 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ $Re$ และ (ข) TEF กับ $BR$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 45^\circ$ .....	82
6.9 ความสัมพันธ์ของ (ก) $Nu$ กับ $Re$ และ (ข) $Nu$ กับ $BR$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 30^\circ$ .....	84
6.10 ความสัมพันธ์ของ (ก) $Nu/Nu_0$ กับ $Re$ และ (ข) $Nu/Nu_0$ กับ $BR$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 30^\circ$ .....	85
6.11 ความสัมพันธ์ของ (ก) $f$ กับ $Re$ และ (ข) $f$ กับ $BR$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 30^\circ$ .....	87
6.12 ความสัมพันธ์ของ (ก) $f/f_0$ กับ $Re$ และ (ข) $f/f_0$ กับ $BR$ กรณีตัววีมุม $\alpha = 30^\circ$ .....	88
6.13 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ $Re$ และ (ข) TEF กับ $BR$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 30^\circ$ .....	90
6.14 ความสัมพันธ์ของ (ก) $Nu$ กับ $Re$ และ (ข) $Nu$ กับ $BR$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 20^\circ$ .....	92
6.15 ความสัมพันธ์ของ (ก) $Nu/Nu_0$ กับ $Re$ และ (ข) $Nu/Nu_0$ กับ $BR$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 20^\circ$ .....	93
6.16 ความสัมพันธ์ของ (ก) $f$ กับ $Re$ และ (ข) $f$ กับ $BR$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 20^\circ$ .....	95
6.17 ความสัมพันธ์ของ (ก) $f/f_0$ กับ $Re$ และ (ข) $f/f_0$ กับ $BR$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 20^\circ$ .....	96
6.18 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ $Re$ และ (ข) TEF กับ $BR$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 20^\circ$ .....	98
6.19 ความสัมพันธ์ของ $Nu_{pre}$ กับ $Nu_{exp}$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 45^\circ$ .....	102
6.20 ความสัมพันธ์ของ $f_{pre}$ กับ $f_{exp}$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 45^\circ$ .....	103
6.21 ความสัมพันธ์ของ $Nu_{pre}$ กับ $Nu_{exp}$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 30^\circ$ .....	104
6.22 ความสัมพันธ์ของ $f_{pre}$ กับ $f_{exp}$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 30^\circ$ .....	104
6.23 ความสัมพันธ์ของ $Nu_{pre}$ กับ $Nu_{exp}$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 20^\circ$ .....	105
6.24 ความสัมพันธ์ของ $f_{pre}$ กับ $f_{exp}$ กรณีครีปตัววีมุม $\alpha = 20^\circ$ .....	106

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
7.1 ร่องคลื่นวางเอียงทำมุม 30°, 45° และ 60° กับทิศทางการไหล (แผ่นล่าง).....	108
7.2 ร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45° และ 60° ชี้ตามกระแสการไหล (แผ่นล่าง).....	108
7.3 ร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45° และ 60° ชี้ทวนกระแสการไหล (แผ่นล่าง) .....	109
7.4 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม 30°, 45° และ 60° กับทิศทางการไหล.....	110
7.5 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu <sub>0</sub> กับ Re กรณีผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม 30°, 45° และ 60° กับทิศทางการไหล.....	111
7.6 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re กรณีผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม 30°, 45° และ 60° กับทิศทางการไหล.....	112
7.7 ความสัมพันธ์ของ f/f <sub>0</sub> กับ Re กรณีผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม 30°, 45° และ 60° กับทิศทางการไหล.....	112
7.8 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re กรณีผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม 30°, 45° และ 60° กับทิศทางการไหล.....	113
7.9 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45° และ 60° ชี้ตามกระแสการไหล.....	115
7.10 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu <sub>0</sub> กับ Re กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45° และ 60° ชี้ตามกระแสการไหล.....	115
7.11 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45° และ 60° ชี้ตามกระแสการไหล.....	116
7.12 ความสัมพันธ์ของ f/f <sub>0</sub> กับ Re กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45° และ 60° ชี้ตามกระแสการไหล.....	117
7.13 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45° และ 60° ชี้ตามกระแสการไหล.....	118
7.14 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45° และ 60° ชี้ทวนกระแสการไหล .....	119
7.15 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu <sub>0</sub> กับ Re กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45° และ 60° ชี้ทวนกระแสการไหล .....	120
7.16 ความสัมพันธ์ของ f กับ Re กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45° และ 60° ชี้ทวนกระแสการไหล .....	121
7.17 ความสัมพันธ์ของ f/f <sub>0</sub> กับ Re กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45° และ 60° ชี้ทวนกระแสการไหล .....	122
7.18 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45° และ 60° ชี้ทวนกระแสการไหล .....	122

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
ข-1 Standard orifice plate .....	140
ข-2 โครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิส .....	140
ข-3 การไหลผ่านแผ่นออริฟิส.....	141
ข-4 ออริฟิสแบบต่าง ๆ [39].....	141



# รายการคำย่อและสัญลักษณ์

## สัญลักษณ์ตัวอักษรลาติน

A	พื้นที่การพาความร้อนของช่องขนาน, $m^2$
$A_c$	พื้นที่หน้าตัด, $m^2$
$A_s$	พื้นที่ผิว, $m^2$
AR	อัตราส่วนความกว้างต่อความสูงท่อ (W/H)
b	ความสูงครีบบาง, m
$B_R$	อัตราส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงท่อ (b/H)
$C_f$	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน หรือ ตัวประกอบเสียดทานของแผ่นนิ่ง
$C_p$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศที่ความดันคงที่, J/kg K
$C_v$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหลที่ปริมาตรคงที่, J/kg K
$C_1$	ค่าคงที่
$C_2$	ค่าคงที่
D	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ, m
$D_h$	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก, m
$D_R$	อัตราส่วนขนาดรูเจาะต่อความสูงของครีบบาง (d/e)
DWVG	ตัวสร้างความปั่นป่วนแบบครีบบางรูปสามเหลี่ยม
e	ความสูงครีบบาง, m
$f$	ตัวประกอบเสียดทาน
$f/f_0$	อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน
$\overline{f/f_0}$	อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ย
$f_{exp}$	ตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง
$f_{pre}$	ตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

G	ระยะร่อง, m
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, W/m <sup>2</sup> K
H	ความสูงท่อ
I	กระแสไฟฟ้า, A
j	ตัวประกอบการถ่ายเทความร้อนของคูเบริน
k	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน, W/m <sup>2</sup> K
L	ความยาวของส่วนทดสอบ, m
ṁ	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, kg/s
Nu	เลขนัสเซิลท์
Nu/Nu <sub>0</sub>	อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์
$\frac{Nu}{Nu_0}$	อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์เฉลี่ย
Nu <sub>exp</sub>	เลขนัสเซิลท์จากการทดลอง
Nu <sub>pre</sub>	เลขนัสเซิลท์สหสัมพันธ์
n	ค่าคงที่
OWVG	ตัวสร้างความปั่นป่วนแบบครีบบางรูปไข่ตัดเฉียง
P	ระยะพิตช์, m
Pe	ความยาวเส้นรอบรูป, m
P <sub>t</sub>	ระยะพิตช์ตามขวาง, m
Pr	เลขพรานส์
P <sub>R</sub>	อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบบต่อความสูงท่อ (P/H)
p	ความดันของไหล, N/m <sup>2</sup>
Δp	ความดันตกคร่อม, N/m <sup>2</sup>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และ **XVI** อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

$Q$	ค่าการถ่ายเทความร้อน, W
$q_{\text{conv}}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด, W
$q_s''$	ฟลักซ์ความร้อนที่ผิว, W/m <sup>2</sup>
$R$	ค่าคงที่ของก๊าซ, J/kg.K
$Re$	เลขเรย์โนลด์
$RWVG$	ตัวสร้างความปั่นป่วนแบบครีบบางรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า
$r$	รัศมีที่ตำแหน่งใด ๆ, m
$r_0$	รัศมีท่อกลม, m
$St$	เลขสแตนต์ัน
$T$	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
$TEF_{\text{exp}}$	สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากการทดลอง
$TEF_{\text{pre}}$	สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสหสัมพันธ์
$TWVG$	ตัวสร้างความปั่นป่วนแบบครีบบางรูปสี่เหลี่ยมคางหมู
$t$	ความหนาครีบ, m
$U$	ความเร็วของของไหล, m/s

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

$u$	ความเร็วตามแนวแกน X, m/s
$\bar{U}$	ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ, m/s
$V$	ความต่างศักย์ไฟฟ้า, V
$\dot{V}$	อัตราการไหลเชิงปริมาตร, m <sup>3</sup> /s
$v$	ปริมาตรจำเพาะ, m <sup>2</sup> /s
$v_r$	ความเร็วตามแนวแกน r, m/s
$W$	ความกว้างท่อ, m
$\dot{W}_{in}$	การจ่ายกำลังให้พัดลม, J/s
$w$	ความกว้างใบพัด
$x$	ความยาวที่ตำแหน่งใด ๆ, m
$x_{fd}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่, m
$x_{fd,h}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัว, m
$x_{fdt}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่ของความร้อน, m
$y$	ความยาวส่วนบิดของใบพัด

### สัญลักษณ์ตัวอักษรกรีก

$\rho$	ความหนาแน่นของอากาศ, kg/m <sup>3</sup>
$\nu$	ความหนืดเชิงจลน์, m <sup>2</sup> /s
$\alpha$	มุมปะทะครีบ (°, degree)
$\mu$	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหล, N.s/m <sup>2</sup>
$\mu_s$	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหลที่ผิว, N.s/m <sup>2</sup>

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

$\tau_r$  ความเค้นเฉือนในแนวรัศมี,  $N/m^2$

$\tau_s$  ความเค้นเฉือนบนผิว,  $N/m^2$

### สัญลักษณ์ตัวห้อย

b ครีบ

exp การทดลอง

0 ท่อผนังเรียบ

i เข้า

o ออก

pp กำลังขับ (pumping power)

pre สหสัมพันธ์

s ผิวท่อ



# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันโลกมีการพัฒนาทางด้านเทคโนโลยีและนวัตกรรมแบบก้าวกระโดด เกิดการเจริญเติบโตทางด้านเศรษฐกิจและอุตสาหกรรมมากยิ่งขึ้น จึงทำให้มีความต้องการใช้พลังงานในการผลิตในปริมาณที่มากขึ้นตามด้วย ในส่วนภาคอุตสาหกรรมมีการพัฒนาศักยภาพด้านเทคโนโลยีในการผลิต วัตถุดิบ อุปกรณ์และเครื่องจักรกล อย่างรวดเร็ว ประกอบกับเชื้อเพลิงที่ใช้ในการผลิตพลังงานจำพวกเชื้อเพลิงฟอสซิลมีอยู่อย่างจำกัด ดังนั้นหน่วยงานทั้งภาครัฐและเอกชนทั่วโลกจึงเกิดการตระหนักถึงความสำคัญในการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพโดยต้องคำนึงถึงการประหยัดการใช้พลังงานเพื่อให้เกิดความยั่งยืน อย่างไรก็ตามความต้องการในการใช้พลังงานมีเพิ่มมากขึ้นตามกาลเวลาและการเติบโตทางเศรษฐกิจ อันเนื่องจากการเติบโตทางธุรกิจ และการเพิ่มขึ้นของประชากรโลก เกิดปัญหาและผลกระทบทั้งทางตรงและทางอ้อมขึ้นอย่างมากมาย ได้แก่ ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม เกิดมลพิษ สภาวะโลกร้อน และวิกฤตราคาและความต้องการใช้เชื้อเพลิงปริมาณเพิ่มสูงขึ้น เป็นต้น โดยเหตุนี้การนำเอาองค์ความรู้พื้นฐานด้านการจัดการพลังงานมาใช้กันอย่างเหมาะสมกับการพัฒนาเทคโนโลยีใหม่ ๆ ที่เกิดขึ้นจึงเป็นการลดทอนปัญหาดังกล่าวลงได้อย่างแท้จริง

ในช่วงระยะเวลาที่ผ่านมาจนถึงปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญและจำเป็นในอุตสาหกรรมจึงมีการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายรูปแบบและหลายขนาด มีตั้งแต่ขนาดเล็กจนกระทั่งไปถึงขนาดใหญ่ ในงานทางด้านอุตสาหกรรมได้นำเอาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาประยุกต์ใช้ในกระบวนการผลิตเพื่อเพิ่มศักยภาพในการแข่งขันด้านการพัฒนาสินค้าหรือผลิตภัณฑ์ให้มีคุณภาพสูงขึ้นและมีปริมาณมากขึ้น ดังนั้นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงต้องมีสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้นด้วย สิ่งสำคัญในการพัฒนาเทคโนโลยีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนเพื่อให้ได้มาซึ่งปริมาณความร้อนเพิ่มขึ้นขณะที่ยังคงใช้ปริมาณเชื้อเพลิงหรือแหล่งพลังงานความร้อนเท่าเดิม จึงจำเป็นต้องนำเทคนิคต่างๆที่ผ่านการวิจัยและทดสอบจนเกิดความมั่นใจมาประกอบในการออกแบบและพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และสร้างเพื่อนำไปประยุกต์ใช้งานได้อย่างมากมาย ได้แก่ เครื่องอบแห้ง เตาเผา แผงระบายความร้อนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ เครื่องทำความเย็น เครื่องกลั่น เครื่องควบแน่น เครื่องยนต์ เครื่องจักรหรืออุปกรณ์ในกระบวนการผลิตต่าง ๆ ในอุตสาหกรรม และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ เป็นต้น หลักการในการออกแบบอุปกรณ์หรือระบบแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีต้องคำนึงถึงคุณลักษณะที่ต้องการต่างๆ เช่น สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้ตามความต้องการ มีราคาเหมาะสม มีสมรรถนะในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง โครงสร้างที่ไม่ยุ่งยากซับซ้อน มีขนาดกะทัดรัด อายุการใช้งานยาวนาน ต้องการการบำรุงรักษาซ่อมแซมน้อย รวมถึงมีความน่าเชื่อถือและปลอดภัยสูง และสามารถปรับปรุงการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นได้ง่าย เพื่อให้บรรลุคุณลักษณะที่จำเป็นเหล่านี้ พื้นฐานที่สำคัญในการพัฒนา คือ การพัฒนาขีดความสามารถและศักยภาพของระบบถ่ายเทความร้อนให้มีประสิทธิภาพมากที่สุด เพื่อลดการใช้พลังงาน และมีขนาดที่กะทัดรัด ทำให้ลดปริมาณการใช้วัสดุในการผลิต และลดพื้นที่ในการติดตั้ง

อุปกรณ์เพื่อการใช้งาน ซึ่งจะนำไปสู่ความยั่งยืนในการพัฒนาเนื่องจากมีการใช้เชื้อเพลิงและวัสดุอย่างคุ้มค่า รวมทั้งลดมลภาวะทางอากาศที่ก่อให้เกิดภาวะโลกร้อนภาวะโลกร้อน

เทคนิคของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 กลุ่มหลักดังนี้ กลุ่มแรกเรียกว่า Active Techniques เป็นการนำพลังงานจากภายนอกในรูปแบบต่างๆมาช่วยในการเพิ่มการแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น อุปกรณ์ทางกล อุปกรณ์ทางไฟฟ้า เป็นผลทำให้เกิดการสั่นสะเทือนขึ้นที่พื้นผิวของไหลยิ่งเกิดการสั่นมากสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้น ส่วนกลุ่มที่ 2 เรียกว่า Passive Techniques เป็นการพัฒนาลักษณะพื้นผิวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้เกิดความแตกต่างไปจากพื้นผิวเรียบและยังมีการปรับปรุงคุณสมบัติของไหลหรือสารทำงานเพื่อให้มีสามารถเพิ่มถ่ายเทความร้อนได้ดีมากขึ้นโดยไม่มีการนำพลังงานภายนอกเข้ามาเกี่ยวข้อง

กลุ่มรูปที่นิยมนำมาการพัฒนาด้านการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน คือกลุ่มวิธี Passive Techniques โดยเฉพาะอย่างยิ่งการเพิ่มพื้นที่ผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เทคนิคที่นิยมใช้สำหรับการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนภายในช่องท่อที่ให้ผลดีที่สุด คือ การติดตั้งแผ่นกัน ครีบ หรือ เซาะร่อง ในแนวที่วางขวางการไหลภายในช่องท่อเพื่อเป็นตัวสร้างความปั่นป่วน ส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น แม้การเพิ่มพื้นที่ผิวภายในท่อสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน แต่ทำให้ความเสียดทานภายในท่อมีเพิ่มขึ้นจึงทำให้เกิดการสูญเสียความดันภายในท่อด้วยเช่นกัน

แนวคิดในการติดตั้งครีบเพื่อเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อจัดรัส ต้องพิจารณารูปร่าง, ขนาด, ความสูง, มุมปะทะและระยะพิตช์ของครีบ ซึ่งส่งผลต่อลักษณะการไหลของของไหล การสูญเสียความดันและแรงเสียดทานเพื่อควบคุมกลไกการไหลในท่อ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจัดรัสด้วยแผ่นบางติดครีบ เนื่องจากท่อเป็นโครงสร้างสำคัญภายในของระบบหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไปและหาพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน เพื่อเป็นองค์ความรู้ใหม่และแนวทางในการตัดสินใจเลือกใช้และออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงสุด

## 1.2 วัตถุประสงค์งานวิจัย

1.2.1 ศึกษาคุณลักษณะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันภายในท่อจัดรัสที่ใส่แผ่นบางติดครีบ โดยการวิเคราะห์ทางการทดลองที่มีค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ดังนี้ อัตราส่วนความสูงของครีบต่อความสูงของท่อ ( $B_R = e/H =$  Blockage ratio), อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงของท่อ ( $P_R = P/H =$  Pitch ratio), มุมปะทะการไหลของครีบ ( $\alpha$ ), รูปร่าง, ทิศทาง การจัดวางครีบแบบต่าง ๆ และมุมปะทะการไหลของร่องทรงสามเหลี่ยม ( $\theta$ )

1.2.2 เปรียบเทียบผลการทดลองของท่อที่มีการติดตั้งครีบแบบต่าง ๆ กับท่อผนังเรียบ

1.2.3 สร้างสมการสหสัมพันธ์ (Correlation) ของตัวเลขนัสเซลท์ (Nu) ตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) ในพจน์ของตัวแปรอิสระต่างๆได้แก่ เลขเรย์โนลด์ส์ (Re) เลขพรันด์เทิล (Pr) อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ ( $B_R$ ) อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงของท่อ ( $P_R$ ) และ อัตราส่วนพื้นที่รูเจาะต่อพื้นที่ครีบ ( $D_R = d/e$ )

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 1.3 ขอบเขตงานวิจัย

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

1.3.2 ของไหลในการทดสอบ คือ อากาศ

1.3.3 ความเร็วอากาศ อยู่ในช่วงเลขเรย์โนลด์สระหว่าง 7,000 ถึง 24,000

1.3.4 การให้ความร้อนที่ผิวเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ (Constant heat flux) โดยให้ที่ผิวผนังด้านบนของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส

1.3.5 ชุดทดสอบส่วนที่ 1 ประกอบด้วยครีบทวีตติดตั้งที่แผ่นด้านบนที่ติดเครื่องให้ความร้อนหรือเรียกว่าแผ่นดูดซับ (absorber plate) แผ่นบน แผ่นด้านล่างของช่องขนานรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าเป็นผนังเรียบ โดยแผ่นที่ติดครีบทวีตด้านบนติดตั้งชี้ตามกระแสการไหล ครีบทวีตที่ใช้ในการทดสอบมี 4 รูปแบบคือ ครีบทวีตรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า (Rectangular Winglet-type Vortex Generator, RWVG) ครีบทวีตรูปสี่เหลี่ยมคางหมู (Trapezoidal Winglet-type Vortex Generator, TWVG) ครีบทวีตรูปสามเหลี่ยม (Delta Winglet-type Vortex Generator, DWVG) และครีบทวีตรูปสี่เหลี่ยมวงรี (Oval Winglet-type Vortex Generator, OWVG) ตามทิศทางการไหล (V-downstream) ครีบทวีตทำมุมปะทะ  $\alpha = 30^\circ$  มีอัตราส่วนความสูงของครีบต่อความสูงของท่อ  $B_R = 0.48$  และอัตราส่วนระยะพิชต์ตามแนวยาวต่อความสูงของท่อ  $P_R = 1.5$  กึ่งกลางครีบเจาะรูโดยมีอัตราส่วนขนาดรูเจาะต่อความสูงของครีบ,  $D_R = 0.25, 0.42$  และ  $0.58$  ตามลำดับ และ ครีบแบบเดียวกันแต่ไม่เจาะรู

1.3.6 ชุดทดสอบส่วนที่ 2 ประกอบด้วยครีบทวีตติดตั้งที่แผ่นด้านบนของท่อซึ่งติดเครื่องให้ความร้อนหรือเรียกว่าแผ่นดูดซับ (absorber plate) ร่องหน้าตัดรูปสามเหลี่ยมเอียงทำมุมกับทิศทางการไหลที่แผ่นด้านล่างของช่องขนานรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำ โดยแผ่นที่ติดครีบทวีตด้านบนติดตั้งชี้ตามกระแสการไหล ครีบทวีตมีอัตราส่วนความสูงของครีบต่อความสูงของท่อ  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$  อัตราส่วนระยะพิชต์ตามแนวยาวต่อความสูงของท่อ  $P_R = 0.5, 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  และมีมุมปะทะ  $\alpha = 20^\circ, 30^\circ$  และ  $45^\circ$  ส่วนร่องรูปทรงสามเหลี่ยมที่แผ่นล่างเอียงทำมุมปะทะ  $\theta = 60^\circ$  มีอัตราส่วนความสูงของร่องรูปทรงสามเหลี่ยมต่อความสูงของท่อ  $B_R = 0.111$  และอัตราส่วนอัตราส่วนระยะพิชต์ของร่องรูปทรงสามเหลี่ยมต่อความสูงของท่อ  $P_R = 1.0$

1.3.7 ชุดทดสอบส่วนที่ 3 ประกอบด้วยครีบทวีต ติดตั้งที่แผ่นด้านบนของท่อซึ่งติดเครื่องให้ความร้อนหรือเรียกว่าแผ่นดูดซับ (absorber plate) ครีบทวีตมีอัตราส่วนความสูงของครีบต่อความสูงของท่อ  $B_R = 0.111$  อัตราส่วนระยะพิชต์ตามแนวยาวต่อความสูงของท่อ  $P_R = 0.5$  และทำมุมปะทะ  $\alpha = 30^\circ$  ส่วนร่องหน้าตัดรูปสามเหลี่ยมรูปตัววีที่แผ่นด้านล่างของช่องขนานรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำ โดยร่องคลื่นที่แผ่นล่าง ทำการแบ่งการทดสอบออกเป็น 3 ส่วน คือ ร่องคลื่นเอียงทำมุมกับทิศทางการไหล ร่องคลื่นรูปตัววีชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) และติดตั้งชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream) ร่องคลื่นทั้ง 3 แบบทำมุมปะทะ  $\theta = 30^\circ, 45^\circ$ , และ  $60^\circ$  มี อัตราส่วนความสูงของร่องรูปทรงสามเหลี่ยมต่อความสูงของท่อ  $B_R = 0.111$  และอัตราส่วนอัตราส่วน ระยะพิชต์ของร่องรูปทรงสามเหลี่ยมต่อความสูงของท่อ  $P_R = 0.37, 0.74$  และ  $1.0$

## 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 องค์ความรู้ใหม่เกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะความร้อนภายในช่องขนานด้วยการติดตั้งครีบทวีวี ร่องหน้าตัดสามเหลี่ยมเอียงและร่องหน้าตัดสามเหลี่ยมรูปตัววี และกลไกการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1.4.2 ก่อให้เกิดเทคนิคใหม่ในด้านการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อ

1.4.3 เกิดประโยชน์ต่อการออกแบบและการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ใช้งานในภาคอุตสาหกรรมและการประยุกต์ในภาคการเกษตรกรรม

1.4.4 ประหยัดการใช้พลังงาน และการใช้วัสดุในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้สามารถลดต้นทุนของการผลิต ลดพื้นที่การติดตั้ง เพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนและราคาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดต่ำลง

## 1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์เรื่อง “การศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับพฤติกรรมความร้อนในช่องขนานด้วยครีบทวีวีแยกส่วน” เล่มนี้ ได้แบ่งรายละเอียดของการนำเสนอออกเป็นทั้งหมด 7 บทหลัก โดยในบทที่ 1 เป็นการนำเสนอ บทนำ ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา วัตถุประสงค์ ขอบเขตงานวิจัย ตลอดจนประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ สำหรับบทที่ 2 นำเสนอการศึกษาวิจัยที่เคยศึกษาผ่านมาและแนวทางการศึกษาวิจัย บทที่ 3 กล่าวถึงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้ เพื่อเป็นพื้นฐานในการศึกษาและทำความเข้าใจในงานวิจัยนี้ บทที่ 4 การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจตุรัสที่มีการติดตั้งครีบบูแบบต่าง ๆ รายละเอียดในส่วนเครื่องมืออุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง วิธีการทดลองในแต่ละขั้นตอนและการเก็บข้อมูลเพื่อทำการวิเคราะห์ผลการทดลอง ตลอดจนสมการที่ใช้ในการคำนวณหาค่าพารามิเตอร์ในการวิเคราะห์ข้อมูล ส่วนบทที่ 5 บทที่ 6 และ บทที่ 7 เป็นการนำเสนอผลการทดลองของงานวิจัยนี้ ในบทที่ 5 เป็นการศึกษาส่วนที่ 1 ในงานวิจัยนี้ นำเสนอผลการทดลองของชุดทดสอบที่แผ่นด้านบนติดครีบทวีวีทำมุมปะทะ  $\alpha = 30^\circ$  ซึ่งตามกระแสการไหลครีบบูปร่างแตกต่างกัน 4 แบบมีการเจาะรูกลางแผ่นครีบทวีวี บทที่ 6 เป็นการศึกษาส่วนที่ 2 ในงานวิจัยนี้ นำเสนอผลการทดลองของชุดทดสอบที่แผ่นด้านบนติดครีบทวีวีซึ่งตามกระแสการไหลทำมุมปะทะ  $\alpha = 20^\circ, 30^\circ$ , และ  $45^\circ$  ส่วนแผ่นล่างร่องเอียงหน้าตัดสามเหลี่ยม (Inclined wavy groove) ทำมุม  $\theta = 60^\circ$  กับทิศทางการไหลเพียงมุมเดียว สำหรับบทที่ 7 เป็นการศึกษาส่วนสุดท้ายของงานวิจัยนี้ นำเสนอผลการทดลองโดยติดครีบทวีวี (V-rib) ทำมุม  $\alpha = 30^\circ$ ,  $B_R = 0.111$  และ  $P_R = 0.5$  ที่แผ่นบนของช่องขนานและทำการปรับเปลี่ยนลักษณะและความกว้างของร่องที่แผ่นล่างโดยใช้ร่องเอียงร่องตัววีที่ปลายวี (V-tip) ซึ่งตามกระแสการไหล (V-downstream) และร่องตัววีปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream) ที่ฐานตัววีมีความกว้าง 10 มม. 20 มม. และ 30 มม. ซึ่งสามารถจัดทำเป็นตัวแปรไร้มิติได้เป็นอัตราส่วนระยะพิทช์ (วัดระยะระหว่างยอดของร่องสามเหลี่ยม) ต่อความสูงของท่อ ( $PR = P/H = 0.37, 0.74$  และ  $1.0$ ) ทำมุม  $\theta = 30^\circ, 45^\circ$ , และ  $60^\circ$  เป็นการศึกษาส่วนที่ 3 ในงานวิจัย และในส่วนท้ายคือ บทที่ 8 เป็นการแสดงสรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะในงานวิจัยนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

# วรรณกรรมปริทรรศน์

### 2.1 บทนำ

บทนี้กล่าวถึงความเป็นมาของงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลักษณะต่าง ๆ ซึ่งจะทำให้ทราบถึงการศึกษางานวิจัยที่มีมาในอดีตและเทคนิคที่ประยุกต์ใช้กับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผ่านมาตั้งแต่ในอดีตจนถึงปัจจุบัน เพื่อเป็นแนวทางในการนำไปประยุกต์ พัฒนา และปรับปรุงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อส่งผลให้ค่าเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงมากขึ้นในการศึกษาของงานวิจัยนี้ต่อไป

### 2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีความสำคัญต่อการใช้พลังงานในภาคอุตสาหกรรมเป็นอย่างมาก ทั้งในกระบวนการผลิตสินค้าอุปโภคและบริโภค ดังนั้นจึงมีนักวิจัยจำนวนมากทั้งในประเทศไทยและต่างประเทศที่ให้ความสนใจเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธีต่าง 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 โดยขึ้นอยู่กับการจัดวางทิศทางสัมผัสของทิศทางการไหลของทิศทางของไหลทั้ง 2 ชนิด ชนิดแรก ทิศทางทั้งสองไหลตัดซึ่งกันและกันในช่องว่างที่โดยปกติเป็นมุมฉาก เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ เรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน (Cross-flow heat exchanger) ตัวอย่างของเครื่องแบบนี้ เช่น หม้อน้ำรถยนต์ หรือหน่วยหล่อเย็นในท่อระบบปรับอากาศ ชนิดที่สองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยเครื่องที่ซึ่งทิศทางของไหล 2 ชนิดเคลื่อนที่ในทิศทางขนานกันในช่องว่าง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ (shell-and-tube) เป็นรูปแบบที่พบมากที่สุดและเครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อซ้อนกัน (เครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อสองชั้น) ก็เป็นตัวอย่างหนึ่งของเครื่องชนิดนี้

ในปัจจุบันได้มีการศึกษาในเรื่องของการปรับปรุงสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ เพื่อที่จะหาวิธีในการลดต้นทุนในด้านพลังงาน ดังนั้นจึงได้มีการค้นคว้ารูปแบบและวิธีการของการปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสให้มีความเหมาะสมและเกิดประสิทธิภาพสูงสุด สำหรับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องได้เสนอดังนี้

Han et al. [1] ทำการศึกษาผลของรูปทรงครีบ, มุมครีบ และอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูง มีผลต่อตัวประกอบเสียดทาน และการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีครีบถูกติดบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ที่ค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 3,000-30,000$  พบว่า การจัดครีบบนผิวท่อแบบสมมาตรมีผลเหมือนกับการจัดครีบนวเยื้องกันและรูปร่างของครีบมีผลอย่างมากต่อตัวประกอบเสียดทาน และมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนไม่มากนัก จากผลการทดลองพบว่า การถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเมื่อครีบบีมุม  $45^\circ$ , ต่อมา Metzger et al. [2] ทำการศึกษาผลของมุมครีบและตำแหน่งครีบ มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่จุดใด ๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส รูปแบบการไหลขึ้นอยู่กับตำแหน่งของครีบ แบบที่ 1 ครีบถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม และแบบที่ 2 ครีบถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม พบว่าครีบบีมุม  $60^\circ$  ให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนดีที่สุด และ Han et al. [3] ทำการศึกษาอิทธิพลของรูปทรงครีบบนผิวท่อที่มีมุม  $45^\circ$  และครีบบนผิวท่อที่มีมุม  $60^\circ$  แบบแรก แนวครีบบนผิวท่อที่มีมุม  $45^\circ$  และแนวครีบบนผิวท่อที่มีมุม  $60^\circ$  มีทิศทางเดียวกับการไหล และแบบที่สอง แนวครีบบนผิวท่อที่มีมุม  $45^\circ$  และแนวครีบบนผิวท่อที่มีมุม  $60^\circ$  มีทิศทางตรงข้ามกับการไหลในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ที่ค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 15,000-90,000$  พบว่า แนวครีบบนผิวท่อที่มีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากกว่าแนวครีบบนผิวท่อที่มีทิศทางเดียวกับการไหล โดยครีบบนผิวท่อที่มีมุม  $60^\circ$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากกว่าครีบบนผิวท่อที่มีมุม  $45^\circ$  ส่วนในด้านการเพิ่มสมรรถนะความร้อนครีบบนผิวท่อที่มีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่ามากกว่าครีบบนผิวท่อที่มีทิศทางเดียวกับการไหล โดยครีบบนผิวท่อที่มีมุม  $45^\circ$  มีค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมากกว่าครีบบนผิวท่อที่มีมุม  $60^\circ$

Han and Zhang [4] นำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสด้วยครีบทั้งหมด 7 รูปทรงของครีบที่วางแบบเว้นช่วง พบว่าครีบบนผิวท่อที่มีมุม  $60^\circ$  แบบวางเว้นช่วงให้การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ 4.5 เท่า และดีกว่าครีบบนผิวท่อแบบวางต่อเนื่อง ในการทดลองทั้งหมดได้ติดครีบบนผิวท่อทั้งสองด้านและค่าความสูงครีบต่อความสูงท่อเท่ากับ 0.0625 และระยะพิตซ์ต่อความสูงครีบเท่ากับ 10, ต่อมา Liou et al. [5,6] ทำการทดลองครีบบนผิวท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสครีบบนผิวท่อสามเหลี่ยม และครีบบนผิวท่อวงกลม พบว่า ครีบบนผิวท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนดีที่สุด ในครีบบนผิวท่อทั้งหมดที่ทดลอง ดังนั้นเพื่อให้การศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อด้วยครีบบาง มีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น งานวิจัยนี้จึงจะนำเสนอทั้งการคำนวณเชิงตัวเลขและผลการทดลองสำหรับการไหลแบบราบเรียบ 3 มิติ โดยพิจารณาลักษณะการไหลเป็นคาบ ในท่อที่ติดครีบบนผิวท่อลักษณะต่าง ๆ โดยศึกษาถึงผลของอัตราส่วนการปิดกั้นของครีบและมุมปะทะ ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มสมรรถนะความร้อน และ Han et al. [7] ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีครีบบนผิวท่อสามเหลี่ยม เพื่อให้เกิดการไหลปั่นป่วน พบว่า ครีบบนผิวท่อสามเหลี่ยมให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนดีที่สุด

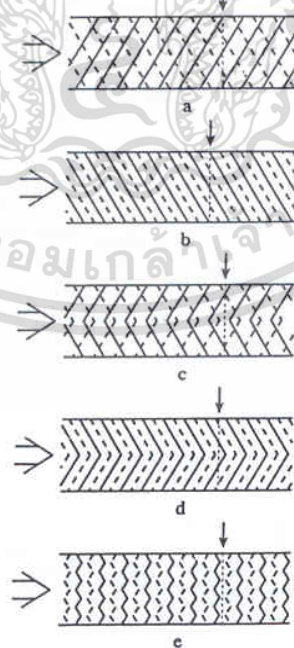
Zhang et al. [8] ทำการศึกษาอิทธิพลของร่องระหว่างครีบในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มี Aspect Ratio,  $AR = 1-10$  ที่ค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 10,000-50,000$  และพบว่า ร่องระหว่างครีบให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าผนังครีบ แต่มีค่าความดันตกคร่อมเท่ากัน, ต่อมา Taslim et al. [9] รายงานค่าเลขนัสเซลท์ที่จุดใด ๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีความหยาบเนื่องจากมุมครีบ รูปทรงครีบบนผิวท่อ และความไม่ต่อเนื่องของครีบ (แนวครีบบนผิวท่อที่มีทิศทางเดียวกับการไหลและมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม โดยให้ผิวท่อด้านหนึ่งถูกให้ความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่ ในขณะที่ผิวท่อด้านอื่น ๆ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงความร้อนพบว่า ค่าเลขนัสเซลท์มากที่สุดเมื่อแนวครีบบนผิวท่อที่มีทิศทางตรงข้ามกับการไหล และ Gentry and

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

Rau et al. [11] นำเสนอการกระจายการถ่ายเทความร้อนที่จุดใด ๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่ติดครีบบนผนังหนึ่งด้าน โดยเปลี่ยนค่าอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงครีบ และใช้เทคนิค Liquid crystal thermography ในการหาค่าสนามอุณหภูมิที่จุดใดๆ ซึ่งค่าอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงครีบที่ใช้ทั้งหมดมีค่าเท่ากับ 6, 8, 9, 10, 12, 14 และ 16 ส่วนค่าอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงของท่อใช้ที่ค่าเดียวซึ่งมีค่าเท่ากับ 0.1 พบว่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดที่ค่าอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงครีบเท่ากับ 9 และ 12, ต่อมา Olsson and Sunden [12] ทำการศึกษารูปแบบการไหล, ความดันตกคร่อม และการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบ ช่วงที่ค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 500-15,000$  ค่า Aspect Ratio, AR ของท่อสี่เหลี่ยม คือ 1-8, และครีบถูกติดกับผิวท่อที่อยู่ตรงข้ามด้าน ดังแสดงในรูปที่ 2.1 ทำการทดสอบครีบต่าง ๆ ดังนี้ ครีบถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม, ครีบถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม, ครีบรูปตัววีถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม, ครีบรูปตัววีถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม และครีบรูปตัววีแบบต่อสลับทิศทางการไหล (แนวครีบรูปตัววีมีทิศทางการไหลและการไหลและมีทิศทางการตรงข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมถูกแสดงโดยตัวประกอบ  $j$  (Colburn heat transfer factor) และตัวประกอบ  $C_f$  (Fanning friction factor) พบว่า ครีบรูปตัววีแบบต่อสลับทิศทางการไหลให้ค่าตัวประกอบ  $j$  และค่าตัวประกอบ  $C_f$  มากกว่าครีบรูปอื่น ๆ ของการศึกษานี้ ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 1,000-2,000$



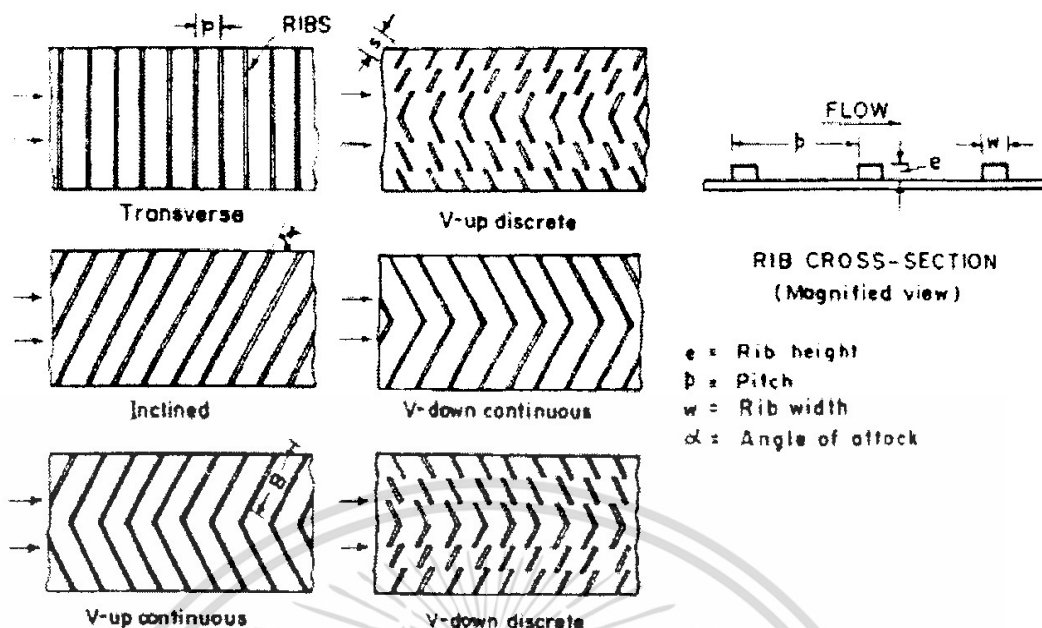
รูปที่ 2.1 โครงสร้างครีบ: (a) cross rib-roughened (b) parallel rib-roughened (c) cross V-rib-roughened (d) parallel V-rib-roughened (e) Swirl Flow Tube ของ Olsson and Sunden [12]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Ahn [13] ทำการศึกษาผลกระทบของครีบริบบแบบต่าง ๆ ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยม โดยทำการศึกษารูปทรงครีบริบ 5 ชนิด ได้แก่ ครีบริบสี่เหลี่ยม ครีบริบสามเหลี่ยม ครีบริบวงกลม ครีบริบครึ่งวงกลมทรงต่ำ และครีบริบครึ่งวงกลมทรงสูง โดยทำการศึกษาที่ความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) เท่ากับ 0.0476 อัตราส่วนระยะพิทซ์ต่อความสูงครีบริบ ( $P/e$ ) เท่ากับ 8 และอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงเท่ากับ 2.33 จากการทดลองพบว่า แผ่นครีบริบสามเหลี่ยมมีค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด ตามด้วยครีบริบสี่เหลี่ยม ส่วนครีบริบวงกลมและครึ่งวงกลมมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน โดยในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 10,000$  แผ่นครีบริบสามเหลี่ยมมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นเรียบ 3 เท่า ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 20,000$  จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ มีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพโดยรวมพบว่าแผ่นครีบริบสามเหลี่ยมมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนโดยรวมมากที่สุด ตามด้วยแผ่นครีบริบสี่เหลี่ยม, ต่อมา Gao and Sunden [14] ได้ทำการวัดลักษณะการไหลในช่องขนานที่ติดครีบริบตัววีมีทิศทางการไหลและการไหลและครีบริบตัววีมีทิศทางการไหลตรงข้ามกับการไหล โดยใช้เครื่องมือ laser doppler velocimetry และ smoke visualization เพื่อหาค่าการถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อม จากผลการทดลองพบว่า ครีบริบตัววีมีทิศทางการไหลตรงข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมากกว่าครีบริบตัววี เมื่อติดตั้งทิศทางการไหลและการไหล และ Murata and Mochizuki [15] ศึกษาเชิงตัวเลขการกระจายการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่ติดครีบริบ โดยใช้วิธีการจำลอง large eddy โดยครีบริบวงทำมุม  $60^\circ$  ที่ค่าอัตราส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงของท่อเท่ากับ 0.1 และอัตราส่วนระยะพิทซ์ต่อความสูงครีบริบเท่ากับ 10 จากการคำนวณเชิงตัวเลขชี้ให้เห็นว่าการไหลมีจุดกระทบที่ผนังจะอยู่กึ่งกลางระหว่างครีบริบซึ่งส่งผลให้เพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่จุดใด ๆ

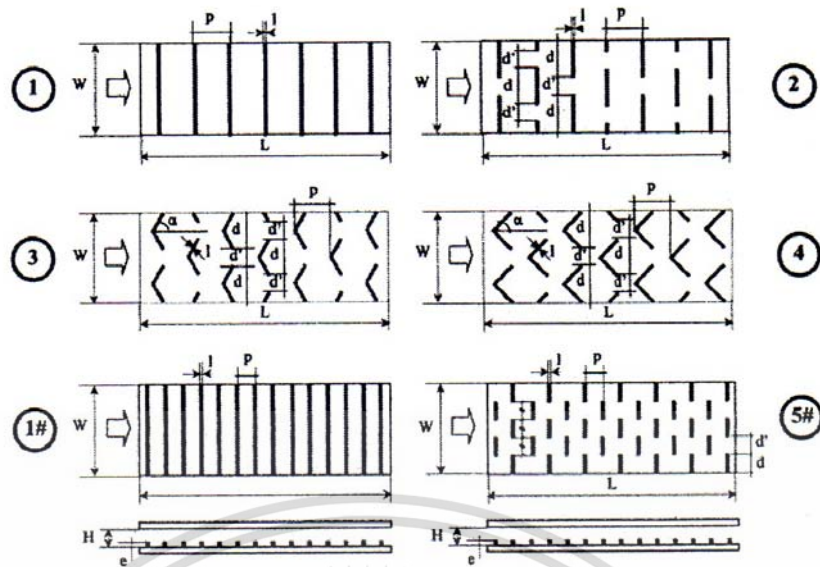
Choi et al. [16] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสและความร้อนที่ให้กับท่อสี่เหลี่ยมเป็นฟังก์ชันความร้อนคงที่ โดยติดครีบริบตัววีมีทิศทางการไหลและการไหลและครีบริบตัววีมีทิศทางการไหลตรงข้ามกับการไหลที่ผิว ทำมุม  $45^\circ$  จากผลการทดลองพบว่า ครีบริบตัววีมีทิศทางการไหลตรงข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานมากกว่าครีบริบตัววีมีทิศทางการไหลตรงข้ามกับการไหล, ต่อมา Karwa [17] ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในท่อสี่เหลี่ยมที่มีติดตั้งครีบริบด้านเดียว โดยครีบริบที่ทดสอบมีลักษณะเป็นครีบริบตรง ครีบริบเอียง ครีบริบตัววี ทั้งในลักษณะยาวต่อเนื่อง และแบบแยกส่วน โดยอุปกรณ์ที่ทดสอบมีอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงท่อสี่เหลี่ยมเท่ากับ 7.19 ถึง 7.75 อัตราส่วนความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) เท่ากับ 0.0476 และ 0.050 และอัตราส่วนระยะพิทซ์ต่อความสูงครีบริบ ( $P/e$ ) เท่ากับ 10 โดยครีบริบตัววีที่ทดสอบเป็นครีบริบตัววีทำมุม  $60^\circ$  และครีบริบแยงมุม โดยทำการทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 2,800-15,000$  และความร้อนที่ให้กับท่อสี่เหลี่ยมเป็นฟังก์ชันความร้อนคงที่ รูปแบบครีบริบภายในท่อสี่เหลี่ยม แสดงในรูปแบบที่ 2.2 จากผลการทดลองพบว่า แผ่นครีบริบตัววียาวต่อเนื่อง ทำให้เกิดค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 3.40 ถึง 3.92 เท่า ส่วนแผ่นครีบริบตัววีชนิดยาวไม่ต่อเนื่องมีค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับแผ่นครีบริบลักษณะต่าง ๆ และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 2.35 ถึง 2.47 เท่า ในขณะที่ค่าเลขสแตนตัน (Stanton number,  $St$ ) สำหรับแผ่นครีบริบตัววีมีทิศทางการไหลตรงกันข้ามกับการไหลจะมีแนวโน้มมากที่สุดคือ 2.10 ถึง 2.47 เท่า เมื่อเทียบกับแผ่นเรียบ และมีค่าน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับครีบริบตรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2 รูปแบบครีบบนท่อสี่เหลี่ยมของ Karwa [17]

Chandra et al. [18] วัดค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่ติดครีบบางแบบต่อเนื่อง ที่ผนัง 1, 2, 3 และ 4 ด้าน ความยาวท่อทดสอบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 20 ครีบบนผนังมีค่าอัตราส่วนความสูงครีบบนต่อความสูงของท่อเท่ากับ 0.0625 และ อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบบนเท่ากับ 8 เขาพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มจำนวนของผนังที่ติดครีบบน เมื่อเลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้นสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนลดลง ขณะเดียวกันค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น, ต่อมา Tanda [19] ทำการศึกษาค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบบนต่อเนื่องและครีบบนไม่ต่อเนื่อง ทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 8,900-28,500$  อัตราส่วนความสูงครีบบนต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) เท่ากับ 0.09 และ 0.15 อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบบน ( $P/e$ ) เท่ากับ 8 และ 13.3 และอัตราส่วนความสูงครีบบนต่อความสูงแผ่นช่องขนานเท่ากับ 0.15 และ 0.25 รูปแบบครีบบนในท่อสี่เหลี่ยมแสดงในรูปที่ 2.3 โดยครีบบนมีความหนา ( $t$ ) 3 มิลลิเมตร ความสูง ( $e$ ) 3 และ 5 มิลลิเมตร และระยะพิชต์ ( $P$ ) 40 มิลลิเมตร แผ่นครีบบนรูปตัววีมุม  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  และครีบบนไม่ต่อเนื่องมีระยะห่างระหว่างแต่ละครีบบน ( $d'$ ) 20 มิลลิเมตร จากผลการทดลองพบว่า ครีบบนในท่อสี่เหลี่ยมให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเพิ่มมากขึ้น โดยขึ้นอยู่กับตำแหน่งการวางครีบบนและรูปแบบครีบบน ค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความสูงครีบบนมีค่าเพิ่มขึ้น ครีบบนไม่ต่อเนื่องที่ระยะพิชต์ 50 มิลลิเมตร มีค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมากกว่าที่ระยะพิชต์ 30 มิลลิเมตร ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทาน มีแนวโน้มลดลงเมื่อความสูงครีบบนมีค่าลดลง

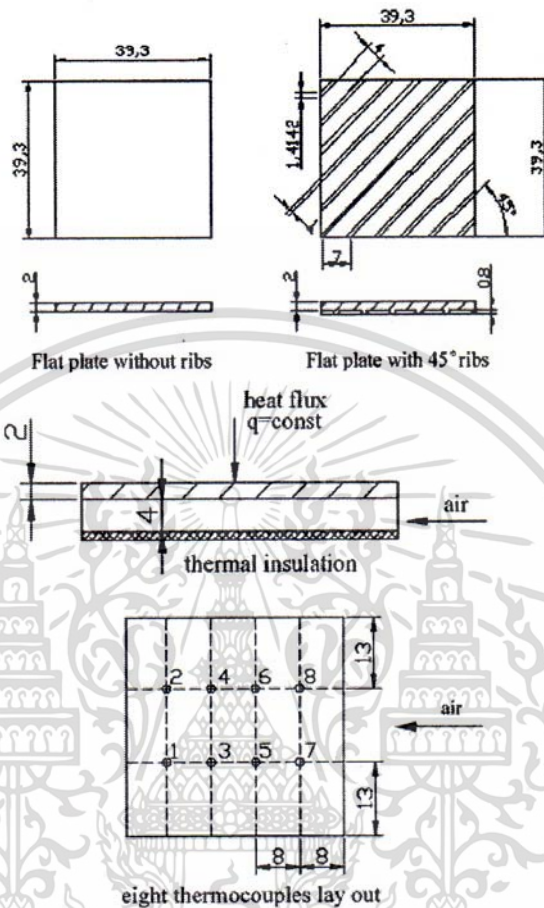


รูปที่ 2.3 รูปแบบครีบบนภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Tanda [19]

Jaurker et al. [20] ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานของแผ่นโซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยมชนิดผิวครีบ-ร่อง โดยมีขอบเขตการศึกษาในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 3,000-21,000$  ความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) เท่ากับ  $0.0181-0.0363$  อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงครีบ ( $P/e$ ) เท่ากับ  $4.5-10.0$  และระยะร่องต่อระยะพิตซ์ ( $g/P$ ) เท่ากับ  $0.3-0.7$  จากการทดลองพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบ-ร่อง จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ เพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นมีลักษณะเป็นเส้นตรง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบ-ร่อง จะมีค่ามากกว่าแผ่นครีบอย่างเดี่ยว และมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงครีบ ( $P/e$ ) มีค่าลดลง และมีค่าสูงสุดที่อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงครีบเท่ากับ 6 เมื่อระยะร่องต่อระยะพิตซ์ ( $g/P$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเลขนัสเซลที่มีค่าสูงสุดเมื่อระยะร่องต่อระยะพิตซ์เท่ากับ 0.4 และมีแนวโน้มลดลงเรื่อย ๆ เมื่อระยะร่องต่อระยะพิตซ์มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) มีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงครีบมีค่าเพิ่มขึ้นจนกระทั่งอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงครีบเท่ากับ 6 และจะมีแนวโน้มลดลงเมื่อค่าอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงครีบมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะร่องต่อระยะพิตซ์มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าสูงสุดเมื่อระยะร่องต่อระยะพิตซ์เท่ากับ 0.4 และมีแนวโน้มลดลงเรื่อย ๆ เมื่อระยะร่องต่อระยะพิตซ์มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกมีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน, ต่อมา Benlu and Jiang [21] ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานของแผ่นโซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยมด้วยครีบเอียงทำมุม  $0^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  และ  $90^\circ$  กับทิศทางการไหล โดยมีขอบเขตการศึกษาในช่วงอัตราการไหลของอากาศเท่ากับ  $0.0010-0.0018$  kg/s ครีบมีความสูง 0.8 มิลลิเมตร มีความกว้าง 1 มิลลิเมตร และมีระยะพิตซ์ 4 มิลลิเมตร โดยครีบต่าง ๆ แสดงในรูปที่ 2.4 จากการทดลองพบว่า ครีบบนมุม  $60^\circ$  ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมมากที่สุด ครีบบนมุม  $0^\circ$  ให้ค่าความดันตกคร่อมน้อยที่สุด และครีบบนมุม  $20^\circ$  ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีที่สุด เมื่อครีบบนมุม  $20^\circ$  มีระยะพิตซ์น้อยลงจะทำให้ค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตเห็นาไปใช้ประโยชน์อื่นใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้น และที่ค่าระยะพิทช์เท่ากับ 1 และ 2 มิลลิเมตร พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุดและมีค่าความดันตกคร่อมใกล้เคียงกัน ในขณะที่ระยะพิทช์ 6 มิลลิเมตรให้ความดันตกคร่อมน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับครีบบนเดียวกัน

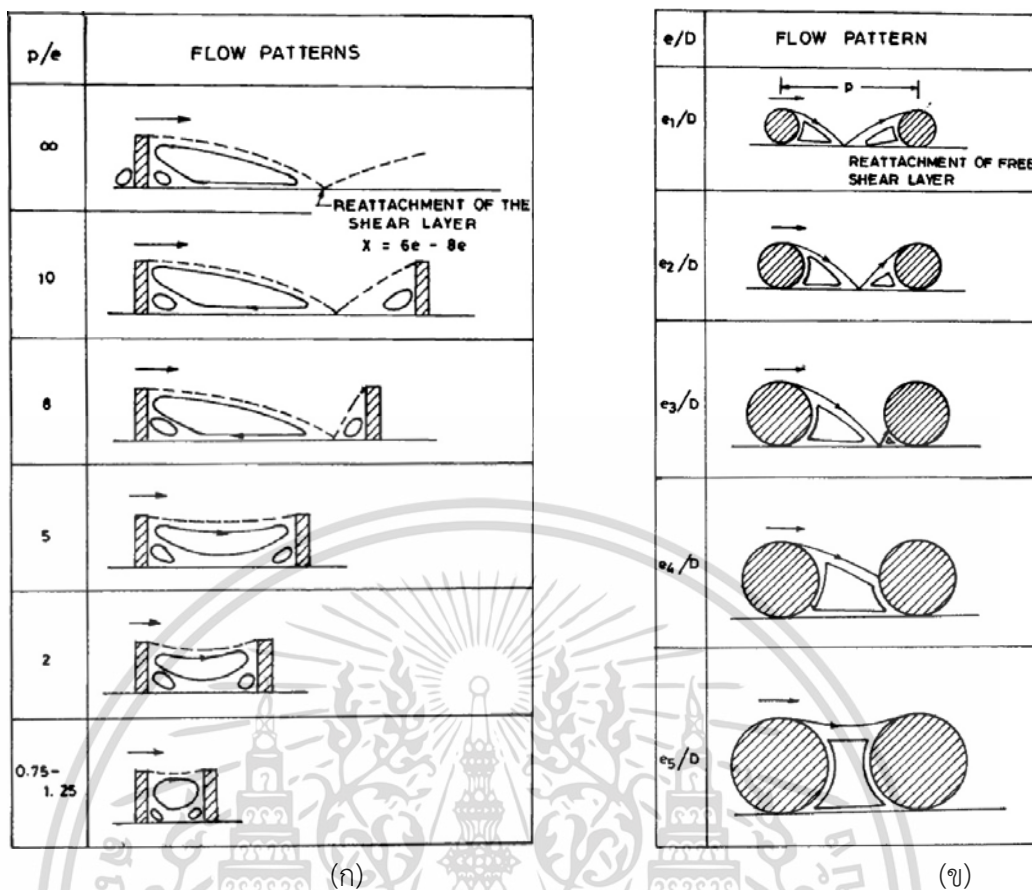


รูปที่ 2.4 รูปแบบครีบบนของ Benlu and Jiang [21]

**บุรณโชคไพศาล** [22] ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะความร้อนผ่านช่องขนานด้วยการเจาะร่องพื้นผิวภายในช่องขนานรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ช่วงเลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ว่า 500–20,000 เปรียบเทียบผลระหว่างช่องขนานผิวเรียบที่ไม่มีการเจาะร่องกับช่องขนานเจาะร่องสี่เหลี่ยม, ช่องขนานที่มีการเจาะร่องสี่เหลี่ยมจัดวางรูปตัววีและช่องขนานเจาะร่องสี่เหลี่ยมที่มีการเพิ่มครีบบนสี่เหลี่ยม จัดวางแบบตรงกันและเอียงกัน จากผลการทดลองพบว่า ช่องขนานที่มีการเจาะร่องทำให้เพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน โดยที่ค่า  $e/D_h = 0.33$  ช่องขนานเจาะร่องจัดวางรูปตัววีให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงสุด ในขณะที่ค่า  $e/D_h = 0.25$  และ  $e/D_h = 0.20$  ช่องขนานเจาะร่องที่มีการเพิ่มครีบบนจะให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงสุด และช่องขนานที่มีการเจาะร่องจัดวางแบบเอียงกัน ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าการจัดวางแบบตรงกัน แต่จะให้ผลตรงกันข้ามในกรณีที่ตั้งครีบบนเพิ่มเข้าไป, ต่อมา **Varun et al.** [23] ได้สรุปและเรียบเรียงเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของของไหลภายในท่อด้วยการจำลองความขรุขระบนผิวท่อประกอบด้วยรูปทรงต่าง ๆ ของส่วนที่ขรุขระ แสดงในรูปที่ 2.5 พร้อมทั้งเสนอการวิจัยเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อน และความเสียดทานภายในท่ออากาศร้อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)

(ข)

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

Promvong and Thianpong [24] นอกเหนือจากบทความนี้ ในการศึกษาส่วนใหญ่จะให้ความสนใจของขนานแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส หรืออัตราส่วนของรูปทรงของช่องขนานต่ำ ๆ โดยรูปร่างของครีบเป็นแบบ ครึ่งวงกลม วงกลม สี่เหลี่ยมจัตุรัส หรือแซมเฟอร์ และมุมของครีบเป็น  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  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 โดยการไหลเป็นแบบปั่นป่วนที่ช่วงเลขเรย์โนลด์ส์อยู่ในตั้งแต่ 5,000 ถึง 16,000

Bopche และ Tandale [25] ทำการศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้วยอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนรูปตัวยูที่พื้นผิวดูดซับของเครื่องอุ่นอากาศพลังแสงอาทิตย์ (Solar Air Heater, SAH) ทำการทดลองในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ตั้งแต่ 3800 ถึง 18,000 อัตราส่วนความสูงของอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเฉลี่ย ( $D_h$ )แปรเปลี่ยนจาก  $e/D_h = 0.0186$  ถึง  $0.03986$  ( $D_h = 37.63$  มม. และ  $e = 0.7$  ถึง  $1.5$  มม.) และอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วน ( $p/e$ )แปรเปลี่ยนจาก  $p/e = 6.67$  ถึง  $57.14$  ( $p = 10$  ถึง  $40$  มม.) มุมปะทะของการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของลิขสิทธิ์

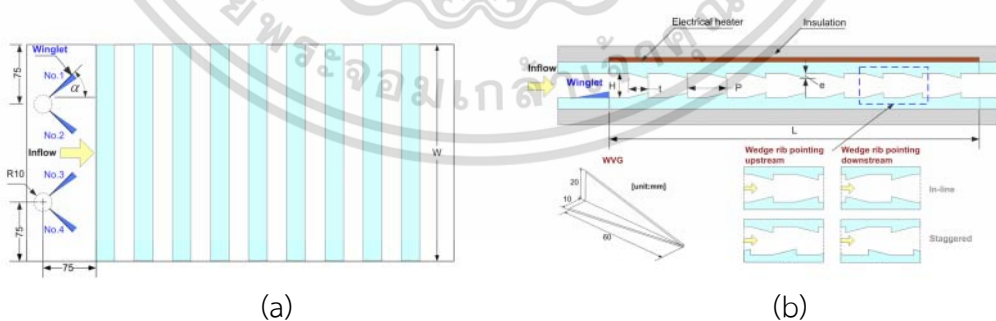
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไหลบนอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วน  $\alpha = 90^\circ$  ผลการทดลองเมื่อนำไปการเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ พบว่าการติดตั้งอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนที่ท่อทำให้การถ่ายเทความร้อนในรูปเลขนัสเซิลท์ ( $Nu$ ) และตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) เพิ่มขึ้นเป็น 2.82 และ 3.72 เท่าตามลำดับ



รูปที่ 2.6 รูปแบบครีบบของ Bopche และ Tandale [25]

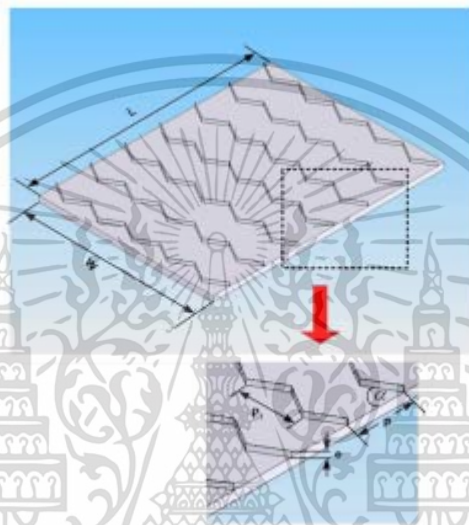
Chompookham et al. [26] ทำการศึกษาอิทธิพลของครีบทรงลิ้ม (wedge ribs) และ อุปกรณ์ผลิตการหมุนควงแบบปีกเล็ก (winglet-type vortex generators, WVGs) ที่ส่งผลต่อ พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียจากความเสียดทานสำหรับการไหลของอากาศแบบ ปั่นป่วนตลอดช่องขนานแบบปลั๊กความร้อนคงที่ โดยใช้ครีบบรูปลิ้ม 2 แบบ ได้แก่ครีบบรูปลิ้มแบบชี้ ตามละชี้ทวนทิศการไหลโดยจัดวางครีบบทั้งสองแบบที่ผนังตรงข้ามกันภายในช่องขนานแบบวางตรง แนวกันและวางเอียงกัน ร่วมกับการติดตั้ง WVGs 2 คู่ทำมุมปะทะ  $60^\circ$  ที่ทางเข้า ช่องขนานทดสอบมี สัดส่วนของขนาด (Aspect Ratio)  $AR = 10$  และ ความสูง  $H = 30$  มม. ติดด้วยครีบบที่มีอัตราส่วน ความสูงครีบบต่อความสูงท่อ,  $e/H = 0.2$  และ อัตราส่วนระยะพิชชของครีบบต่อความสูงท่อ,  $P/H = 1.33$  อัตราการไหลแสดงในพจน์ของเลขเรย์โนลด์ส์ขึ้นอยู่กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของ ช่องขนานในช่วง 5000 ถึง 22,000 พบว่าค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานที่ได้จากการใช้ ครีบบร่วมกับ WVGs พบว่ามีค่าสูงกว่าการใช้ครีบบหรือWVGs เพียงอย่างเดียว การใช้ WVGs ร่วมกับ ครีบบรูปลิ้มวางแนวตรงกันชี้ตามการไหลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทาน สูงสุดขณะที่ครีบบรูปลิ้มที่จัดวางเอียงกันชี้ทวนกระแสให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนดีที่สุด



รูปที่ 2.7 ชุดทดสอบของ Chompookham et al. [26] (a) ชุดทดสอบ (b) รูปปีกเล็กและครีบบรูปลิ้ม

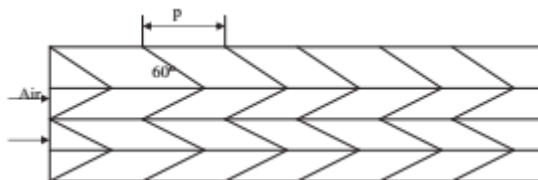
Promvonge [27] ทำการศึกษาพฤติกรรมการพาความร้อนแบบปั่นป่วนและและการ สูญเสียจากความเสียดทานของอากาศที่ไหลผ่านช่องขนานที่ติดตั้งอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนแบบ แผ่นกั้นรูปตัววีทำมุม  $60^\circ$  หลายชุด ทำการตรวจวัดบนช่องขนาน  $AR = 10$  และ ความสูงช่อง  $H = 30$  มม ด้วยแผ่นกั้นที่มีอัตราส่วนการกั้น (blockage ratio,  $e/H$ ) = 0.10, 0.20 และ 0.30 และ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราส่วนระยะพิตซ์ ( $PR = P/H = 1, 2$  และ  $3$ ) ขณะที่ระยะพิตซ์ตามแนวขวางของแผ่นกั้นตัววีเป็น  $2H$  อัตราการไหลของอากาศแสดงในพจน์เลขเรย์โนลด์ส์ในช่วง  $5000$  ถึง  $25,000$  ผลการทดลองแสดงว่าแผ่นกั้นตัววีให้การเพิ่มค่าเลขนัสเซิลท์ ตัวประกอบเสียดทาน และ ตัวประกอบการเพิ่มเชิงความร้อนมากกว่าท่อผิวเรียบเนื่องจากการไหลผสมที่ดีกว่าจากการไหลระดับที่สองที่เหนียวนำโดยหารไหลหมุนควงที่ผลิตโดยแผ่นกั้นตัววี นอกจากนี้ การเพิ่มอย่างเป็นรูปธรรมของค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานพบว่าเป็นไปตามการเพิ่มของ  $e/H$  และ/หรือ การลดลงของ  $PR$  การประเมินสมรรถนะเชิงความร้อนของช่องขนานแผ่นกั้นตัววี พบว่าที่  $PR = 1$  และ  $e/H = 0.10$  ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มเชิงความร้อนมากที่สุดประมาณ  $1.87$  ที่เลขเรย์โนลด์ส์ต่ำ



รูปที่ 2.8 รูปครีบทวีทำมุม  $60^\circ$  ของ Promvong [27]

Lanjewar et al. [28] ความขรุขระที่สร้างขึ้นในรูปครีบเป็นวิธีที่สะดวกสำหรับการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในเครื่องอุ่นอากาศพลังงานแสงอาทิตย์ บทความนี้นำเสนอการทดสอบเชิงทดลองของคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ทำผิวขรุขระด้วยครีบรูปตัวดับเบิลยูที่ผนังทำมุมเอียงกับทิศทางการไหล ค่าพารามิเตอร์ที่ใช้ในการศึกษานี้เลือกใช้นพื้นฐานของการพิจารณาระบบและการทำงาน ท่อมีอัตราส่วนความกว้างต่อความสูง ( $W/H$ ) เป็น  $8.0$  ระยะพิตซ์สัมพันธ์ ( $p/e$ ) เป็น  $10$  ความสูงเชิงความขรุขระสัมพันธ์ ( $e/D_h$ ) ช่วง  $0.018-0.03375$  และมุมปะทะการไหล ( $\alpha$ ) ช่วง  $30 - 75^\circ$  อัตราการไหลของอากาศสอดคล้องกับเลขเรย์โนลด์ส์ระหว่าง  $2300-14,000$  ผลการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเมื่อเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบภายใต้เงื่อนไขการไหลและเงื่อนไขขอบเขตเชิงความร้อนเดียวกันในการคำนวณหาสมรรถนะไฮดรอลิก-ความร้อน สหสัมพันธ์ได้รับการพัฒนาขึ้นสำหรับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสำหรับท่อขรุขระ



รูปที่ 2.9 รูปครีบทัดดับเบิ้ลยูทำมุม  $30^{\circ}$ - $75^{\circ}$  ของ Lanjewar et al. [28]

Sriromreun et al. [29] ทำการศึกษาอิทธิพลของอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนที่ส่งผลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้าได้รับการทดสอบเชิงทดลองและเชิงตัวเลขที่ผ่านมานั้น ในการทดลองแผ่นกั้นถูกจัดวางในรูปร่างซิกแซก (zigzag shape) หรือ แผ่นกั้นรูปตัว Z วางเป็นอนุกรมบนผนังด้านบนที่มีฟลักซ์ความร้อนคงที่ คล้ายกันกับแผ่นดูดซับในช่องขนานแบบเครื่องอุ่นอากาศพลังแสงอาทิตย์ทำการทดสอบในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส์ในช่วง 4400 ถึง 20,400 แผ่นกั้นตัว Z วางเอียงทำมุม  $45^{\circ}$  สัมพันธ์กับทิศทางการไหลหลักถูกแสดงลักษณะโดยอัตราส่วนความสูงแผ่นกั้นต่อความสูงช่องขนาน 3 ชุด ( $e/H = 0.1, 0.2$  และ  $0.3$ ) และอัตราส่วนระยะพิทช์ของแผ่นกั้นต่อความสูงท่อ ( $P/H = 1.5, 2$  และ  $3$ ) ผลการทดลองแสดงผลกระทบที่มีนัยยะของแผ่นกั้นตัว Z ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียจากความเสียดทานที่สูงกว่าท่อผนังเรียบ ดังเลขนัสเซลท์ตัวประกอบเสียดทาน และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนสำหรับ แผ่นกั้นตัว Z มุม  $45^{\circ}$  ทางเดียวกัน (in-phase) พบว่ามีค่าสูงกว่า แผ่นกั้นตัว Z มุม  $45^{\circ}$  กลับทางกัน (out-phase) ที่เงื่อนไขการทดสอบที่เหมือนกัน แผ่นกั้นตัว Z มุม  $45^{\circ}$  ทางเดียวกัน (in-phase) ที่มีค่า  $e/H$  มากกว่า ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียจากความเสียดทานที่สูงกว่าที่  $e/H$  น้อยกว่า ขณะที่ความยาวระยะพิทช์ที่สั้นกว่าให้ค่า  $Nu, f$  และ  $TEF$  สูงกว่าที่ความยาวระยะพิทช์ที่มากกว่า การทดลองเชิงตัวเลขแสดงผลว่าพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานการไหลของแผ่นกั้นตัว Z มุม  $45^{\circ}$  ในช่องขนานตรงกับทดลอง

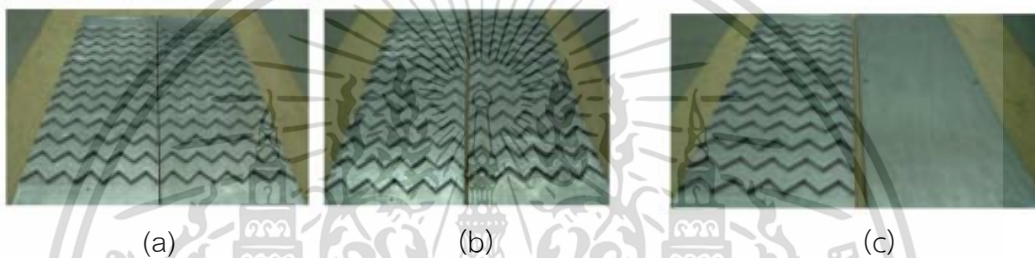
Prasad [30] ทำการศึกษาการการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องอุ่นอากาศพลังแสงอาทิตย์ที่สร้างผิวให้ขรุขระสำหรับข้อมูลการไหลปั่นป่วนที่พัฒนาเต็มที่ที่รวบรวมได้ภายใต้สภาวะอากาศกลางแจ้งที่เป็นจริง อย่างเช่นเครื่องอุ่นอากาศพลังแสงอาทิตย์ถูกพบในการกำหนดค่าที่สูงของตัวประกอบการเคลื่อนย้ายความร้อนของอุปกรณ์เก็บสะสม (collector heat removal factor,  $F_R$ ) ตัวประกอบประสิทธิภาพอุปกรณ์เก็บสะสม (collector efficiency factor,  $F^*$ ) และประสิทธิภาพเชิงความร้อน (thermal efficiency,  $\eta_{th}$ ) ตามที่เปรียบเทียบกับค่าที่สอดคล้องกันของอุปกรณ์สะสมผิวเรียบ ในช่วงของพารามิเตอร์ที่ทดสอบ อัตราส่วนค่าพารามิเตอร์  $F_R, F^*$  และ  $\eta_{th}$  สำหรับอุปกรณ์สะสมผิวเรียบเทียบกับอุปกรณ์สะสมผิวเรียบพบว่ามีค่าเป็น 1.786, 1.806 และ 1.842 เท่าตามลำดับ

Tamna et al. [31] ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องขนานเครื่องอุ่นอากาศพลังแสงอาทิตย์ด้วยการติดตั้งเครื่องกำเนิดการไหลหมุนควงแบบแผ่นกั้นตัววีหลายชุด (multi V-baffle vortex generator, BVG) ระหว่างการทดสอบอากาศไหลผ่านช่องขนานทดสอบภายใต้สภาวะฟลักซ์ความร้อนที่ผนังสม่ำเสมอที่แผ่นดูดซับ คุณลักษณะการไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนนำเสนอในค่าเลขเรย์โนลด์ส์ช่วงตั้งแต่ 4000 ถึง 21,000 แผ่นกั้นตัววีถูกนำมาใช้งานที่ความสูงแผ่นกั้นสัมพันธ์(ในพจน์ของอัตราส่วนแผ่นกั้น (blockage ratio,  $BR = b/H = 0.25$ ) และทำมุมปะทะ  $45^{\circ}$  กับทิศทางการไหลอิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิทช์ของแผ่นกั้นต่อความสูงของช่องขนานที่ต่างกัน 3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น ไม่นิพนธ์ตีพิมพ์ในสื่ออิเล็กทรอนิกส์ด้านการค้า

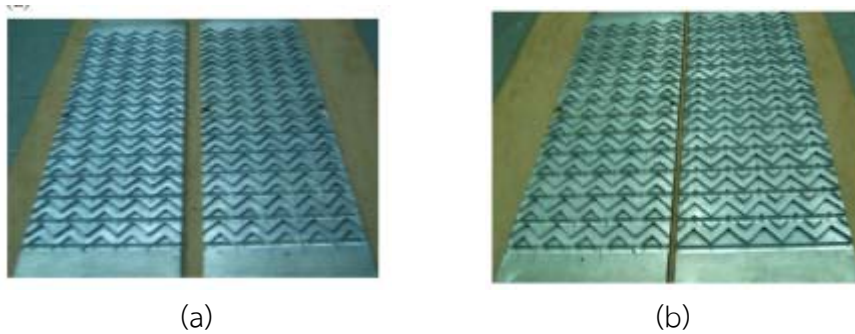
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่า ( $PR = P/H = 0.5, 1$  และ  $2$ ) ที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในพจน์ของเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทาน(หรือสูญเสียพลังงานของอากาศที่กำลังขับผ่านช่องขนาน) ตามลำดับถูกทดสอบ การจัดวาง BVG 3 แบบ ได้แก่ ติดตั้ง BVG ที่ผนังด้านบนด้านเดียว ติดตั้ง BVGs ที่ผนังทั้งด้านบนและด้านล่างในแนวตรงกัน (in-line) และ ติดตั้งเยื้องกัน (staggered) ถูกทำการตรวจสอบผลการทดลองแสดงว่า ยิ่งค่า PR มีค่าน้อยให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสูงที่สุดสำหรับ BVG ทั้งหมด BVG ที่ติดแนวเดียวกันให้ผลการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียจากความเสียดทานสูงกว่า BVG แนวเยื้องกันและ BVG ด้านเดียว อย่างไรก็ตาม BVG ที่ติดด้านเดียวที่  $PR=0.5$  ให้สมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดในการลดแสงของกลไกการถ่ายเทความร้อน การทำงานเชิงตัวเลขถูกนำเสนอในการทดสอบคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหลในช่องขนานที่ติดด้วย BVG ทำมุม  $45^\circ$  และในการนำในการเปรียบเทียบพบว่าผลจากการทดสอบเชิงตัวเลขสอดคล้องกับผลการทดลอง



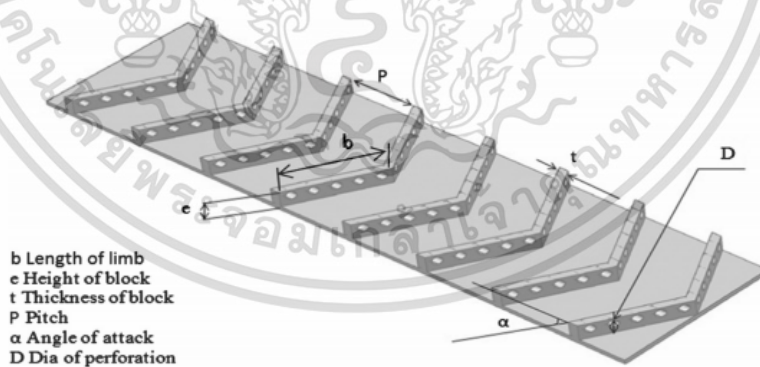
รูปที่ 2.10 รูปการจัดวางครีบบดทดสอบของ Tamna et al. [31], (a) วางแนวเดียวกัน, (b) วางแนวเยื้องกัน, และ (c) วางครีบบดที่ผนังบนอย่างเดียว

Skullong et al. [32] ศึกษาการศึกษาเชิงทดลองด้านคุณลักษณะการไหลแบบปั่นป่วนและการถ่ายเทความร้อนในช่องขนานอุ่นอากาศพลังแสงอาทิตย์ติดตั้งด้วยครีบบดร่วมกับตัวสร้างความปั่นป่วนแบบร่องโดยการควบคุมอัตราการไหลของอากาศเพื่อให้ได้เลขเรย์โนลด์สในช่วง 4000 ถึง 21,000 ช่องขนานทดสอบที่ผนังด้านบนมีการให้ฟลักซ์ความร้อนคงที่ ครีบบดรูปสามเหลี่ยมติดตั้งบนผนังช่องขนานทดสอบแบบร่องอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนานที่ต่างกัน ( $PR=P/H=0.5, 1$  และ  $2$ ) และ อัตราส่วนความสูงครีบบดต่อความสูงช่องขนานเพียงชุดเดียว ( $BR=b/H=0.25$ ) ครีบบดที่ใช้ทำมุมปะทะ  $45^\circ$  กับทิศการไหลทำการทดสอบด้วยการจัดวางครีบบด 3 แบบ ได้แก่ ครีบบดและร่องที่ผนังด้านบนด้านเดียว ครีบบดและร่องวางแนวเดียวกันที่ผนังบน-ล่าง และวางครีบบดเยื้องกันแต่ร่องแนวเดียวกันที่ผนังด้านบน-ล่างผลการทดลองแสดงว่าการใช้ครีบบดและร่องร่วมกันที่ทั้งผนังด้านบนและล่างของชุดทดสอบให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบพร้อมครีบบดหรือปราศจากครีบบด อย่างไรก็ตามครีบบดและร่องที่ผนังด้านบนที่  $PR=0.5$  ให้สมรรถนะเชิงความร้อนสูงที่สุด และการใช้ครีบบดและร่องร่วมกันให้ค่าสูงสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าร่องอย่างเดียว



รูปที่ 2.11 รูปการจัดวางครีบชุดทดสอบของ Skullong et al. [31], (a) วางแนวเดียวกัน และ (b) วางแนวเอียงกัน

Alam et al. [33] ศึกษาอิทธิพลของรูพรุนที่ไม่เป็นรูปวงกลมในพจน์ของมีสัดส่วนวงกลมของแผ่นกันรูปตัววีที่ติดบนผนังให้ความร้อนของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าของเครื่องอุ่นอากาศร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ ทดสอบด้วยรูที่มีรูปร่างต่างกัน 5 แบบตั้งแต่รูปกลม รูจัตุรัส จนถึงรูสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีสัดส่วนวงกลมในช่วงตั้งแต่ 1 – 0.6 ถูกใช้ร่วมกับการเปลี่ยนระยะพิทช์สัมพันธ์ตั้งแต่ 4-12 ความสูงแผ่นกันสัมพันธ์ตั้งแต่ 0.4 – 1.0 อัตราส่วนช่องตั้งแต่ 5-25% และมุมปะทะตั้งแต่  $30^\circ - 75^\circ$  และทดสอบในช่วงการไหลที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส์แปรเปลี่ยนระหว่าง 2000 และ 20,000 พบว่ายังคงมีรูพรุนรูปร่างไม่เป็นวงกลมที่เหมาะสมที่ให้ค่าเลขนัสเซลท์มากที่สุด รูกลมที่สมบูรณ์แบบทำให้เกิดการรบกวนอย่างมากเมื่อเปรียบเทียบกับรูที่ไม่เป็นวงกลมที่พิจารณา  $\mu = 0.69$  การปรับปรุงค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ 1.13 เท่าพบว่าเมื่อแผ่นกันรูพรุนวงกลมถูกแทนที่โดยรูสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีสัดส่วนวงกลม 0.69 สหสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานถูกสร้างขึ้นในพจน์ของเลขเรย์โนลด์ส์และพามีเตอร์รูปทรงของการกันซึ่งถูกนำมาในการทำนายค่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานที่มีความแม่นยำ

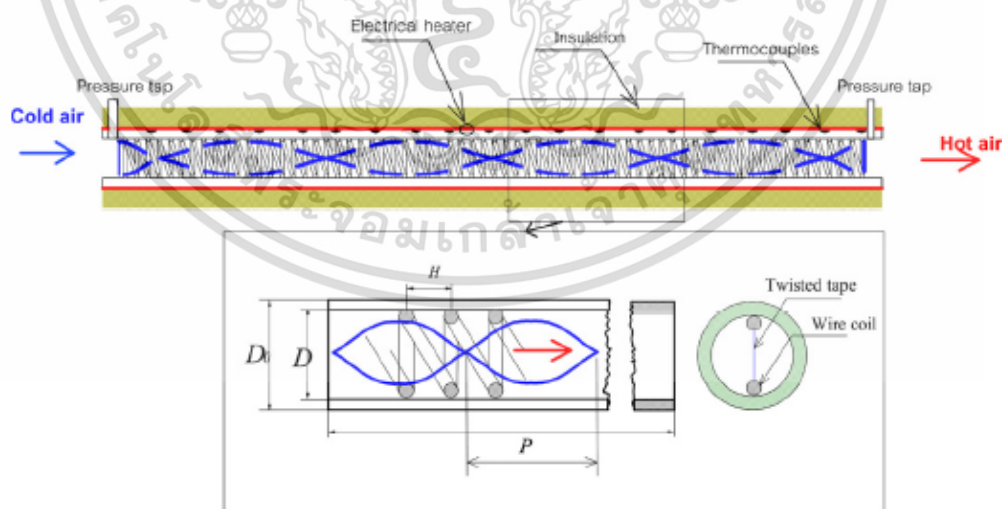


รูปที่ 2.12 รูปครีบชุดทดสอบของ Alam et al. [33],

Skullong et al. [34] ทำการศึกษาเชิงทดลองของพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียจากความเสียดทานของการไหลของอากาศผ่านช่องขนานอุ่นอากาศพลังงานแสงอาทิตย์มีลักษณะความร้อนคงที่ติดตั้งด้วยตัวสร้างความปั่นป่วนแบบครีบ การทดลองดำเนินการด้วยอัตราการไหลของอากาศในพจน์ของเลขเรย์โนลด์ส์ในช่วง 5000 ถึง 24,000 งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงเปรียบเทียบระหว่างครีบนำตัดจัตุรัสและครีบบาง (ครีบทำมุม  $90^\circ$ ) พร้อมกับทำการจัดวางครีบ 3 แบบ ได้แก่ ครีบที่ผืนงด้านเดียว ครีบที่ผืนงด้านบนและล่างทั้งแบบวางแนวตรงกันและวางเอียงกัน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาแสดงถึงอิทธิพลที่มีนัยยะสำคัญของครีบบท่อกวนต่อการลดการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียจากความเสียดทานที่สูงกว่าช่องขนานผิวเรียบ การเปรียบเทียบทำที่ครีบบท่อกวนเดี่ยวที่ระยะพิทซ์และความสูงที่แสดงว่าครีบบท่อกวนให้ค่าที่ดีกว่าครีบบท่อกวนตัดจัดตุรัส ระหว่างการจัดวางทั้งสามแบบ การวางครีบบท่อกวนตรงกันให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียจากความเสียดทานสูงกว่าแบบวางเยื้องกันและแบบครีบบท่อกวนเดี่ยว อย่างไรก็ตาม ครีบบท่อกวนที่จัดวางเยื้องกันให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงที่สุดด้วยเหตุผลนี้จึงเลือกใช้ครีบบท่อกวนเยื้องกันที่มีความสูงสัมพันธ์ 4 ค่า ( $B_R=0.1, 0.2, 0.3$  และ  $0.4$ ) และระยะพิทซ์สัมพันธ์ 3 ค่า ( $P_R=0.5, 0.75$  และ  $1.33$ ) ในการทำการทดสอบและพบว่า การจัดวางครีบบท่อกวนที่  $B_R=0.4$  และ  $P_R=0.5$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียจากความเสียดทานสูงสุดแต่ที่ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงที่สุดคือที่  $B_R=0.2$  และ  $P_R=0.75$

**ชิงถ้วทอง** [35] ทำการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมโดยการติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วนภายในท่อที่มีฟลักซ์ความร้อนคงที่ (constant heat-flux) โดยใช้ลวดขดเป็นตัวสร้างความปั่นป่วน ใส่ภายในท่อทดสอบซึ่งมีการใส่ไบปิดไว้ภายในลวดขดตลอดความยาวเพื่อสร้างการไหลแบบหมุนวนบริเวณผิวท่อทดสอบ แสดงในรูปที่ 2.6 อิทธิพลของค่าอัตราส่วนระยะพิทซ์ลวดขด ( $P_c$ ) ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางเส้นลวด ( $d_c$ ) และอัตราส่วนระยะพิทซ์ไบปิด ( $P_b$ ) ต่อความกว้างไบปิด ( $W$ ),  $[CR : y]$  ในการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในท่อกลมที่ใช้ในการทดสอบ อัตราการไหลของอากาศใช้ทดสอบที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ส (Reynolds Numbers, Re) ระหว่าง 3000 – 20,000 ผลจากการทดลองนำไปเปรียบเทียบกับกรณีใส่ลวดขดหรือไบปิดอย่างเดียวในท่อผิวเรียบ ซึ่งชี้ให้เห็นว่าการใส่ลวดขดพร้อมไบปิดสามารถทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเป็นสองเท่าเมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ลวดขดหรือไบปิดอย่างเดียว การใช้ลวดขดและไบปิดรวมกันที่ค่าอัตราส่วนการบิดและอัตราส่วนลวดขดที่ค่าน้อยๆ จะสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าค่าอัตราส่วนการบิดและอัตราส่วนลวดขดที่มีค่าสูงๆ ภายใต้เงื่อนไขที่เหมือนกัน



รูปที่ 2.13 ชิ้นงานทดสอบของ ชิงถ้วทอง [35]

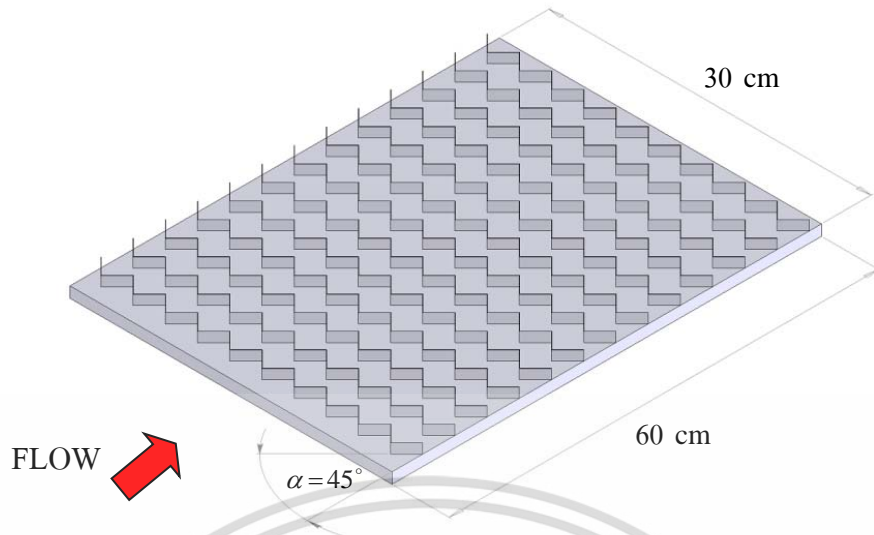
**สกุลหลง** [36] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยช่องขนานที่มีครีบบท่อกวนเหลี่ยมและครีบบท่อกวนที่สภาวะการถ่ายเทความร้อนที่ผิวแบบคงที่ ทดลองในช่วงเลขเรย์โนลด์ส  $Re = 5,000-25,000$  และทำการเปรียบเทียบผลของช่องขนานที่มีผนังเรียบ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น เมื่อผู้ชาติเห็นใบเซอร์ประโยชน์ด้านการศึกษา ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ช่องขนานที่มีครีบบางเหลี่ยมแบบต่าง ๆ ช่องขนานที่มีครีบบาง ทำมุม  $60^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $30^\circ$  และครีบบางตรง ( $90^\circ$ ) อัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1, 2$  และ  $3$  อัตราส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.1, 0.2$  และ  $0.3$  จากการทดลองพบว่าชุดทดลองที่มีครีบบางทำมุม  $60^\circ$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับช่องขนานที่มีมุม  $45^\circ$ ,  $30^\circ$  และครีบบางตรง ( $90^\circ$ ) โดยที่ค่า  $PR = 1$  และ  $e/H = 0.3$  ให้ผลการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด โดยที่ครีบบาง  $60^\circ$  มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 5.45 เท่า ตามด้วยครีบบาง  $45^\circ$  มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 5.09 เท่า ครีบบาง  $30^\circ$  มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 4.66 เท่า และครีบบางตรง ( $90^\circ$ ) มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 2.04 เท่า แต่ค่าตัวประกอบเสียดทานก็มีมากด้วยเช่นกันโดยที่ครีบบาง  $60^\circ$  มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 24.53 เท่า ครีบบาง  $45^\circ$  มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 21.35 เท่า ครีบบาง  $30^\circ$  มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 13.21 เท่าและครีบบางตรง ( $90^\circ$ ) มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 10.94 เท่า ซึ่งส่งผลให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าดังนี้ โดยครีบบาง  $30^\circ$  มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.97 ครีบบาง  $60^\circ$  มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.90 มุม  $45^\circ$  มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.87 และครีบบางตรง ( $90^\circ$ ) มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.02 อย่างไรก็ตามการเพิ่มสมรรถนะความร้อนที่สูงที่สุด คือ มุม  $30^\circ$  ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1$  และอัตราส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2$  โดยมีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 2.05, ต่อมา มะลิกุล [37] ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อช่องขนานสี่เหลี่ยมที่มีครีบบาง อากาศเป็นของไหลทดสอบ ในช่วงของค่าเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 3,000-20,000$  โดยทำการทดลองเป็นสองกรณี คือ กรณีที่มีการติดตั้งครีบบาง (ไม่มีร่อง) และกรณีที่มีการติดตั้งครีบบางผสมร่องตรง ภายในชุดทดลองของท่อช่องขนานจะมีสองกรณีที่พิจารณา คือ กรณีการติดครีบบางที่ผิวบนด้านเดียวเท่านั้น และกรณีติดครีบบางทั้งผิวบนและผิวล่าง ซึ่งกรณีนี้มีแบ่งการจัดวางครีบบางได้เป็น 2 แบบ คือ แบบตรงกันและเยื้องกัน ผลการทดลองพบว่า ชุดทดลองที่มีครีบบางผสมร่องตรง กรณีติดครีบบางที่ผิวบนด้านเดียวที่มีค่า  $PR = 0.5$  ให้ค่าเลขนัสเซิลท์มากกว่าท่อผนังเรียบสูงที่สุด โดยมีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 6.51 เท่า และชุดทดลองที่มีครีบบาง (ไม่มีร่อง) กรณีติดครีบบางที่ผิวบนด้านเดียวที่มีค่า  $PR = 0.5$  โดยมีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 6.33 เท่า และกรณีติดครีบบางที่ผิวบนเพียงด้านเดียวที่มีค่าอัตราส่วนระยะพิทช์  $PR = 1.0$  ให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยสูงที่สุด โดยมีการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยเท่ากับ 1.66 และชุดทดลองที่มีครีบบาง (ไม่มีร่อง) กรณีติดครีบบางที่ผิวบนด้านเดียวที่มีค่าอัตราส่วนระยะพิทช์  $PR = 1.0$  ซึ่งมีตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงที่สุดเท่ากับ 1.84 และ 1.71 ซึ่งพบที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่ำ ๆ สำหรับกรณีที่มีครีบบางและท่อที่มีครีบบางผสมร่องตามลำดับ และสำหรับท่อที่มีครีบบางผสมร่องตรง กรณีติดครีบบางทั้งผิวบนและผิวล่างที่มีการวางครีบบางแบบตรงกันที่มีค่า  $PR = 0.5$  ให้ค่าเลขนัสเซิลท์สูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับแบบอื่น ๆ ที่มีการติดครีบบางที่ผิวบนและผิวล่างแบบวางตรงกัน โดยมีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 7.37 เท่า และให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากที่สุด โดยค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยเท่ากับ 1.69 ต่อมาเป็นชุดทดลองที่มีครีบบาง (ไม่มีร่อง) กรณีติดครีบบางทั้งผิวบนและผิวล่างที่มีการวางครีบบางแบบตรงกันที่มีค่า  $PR = 0.5$  ให้ค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

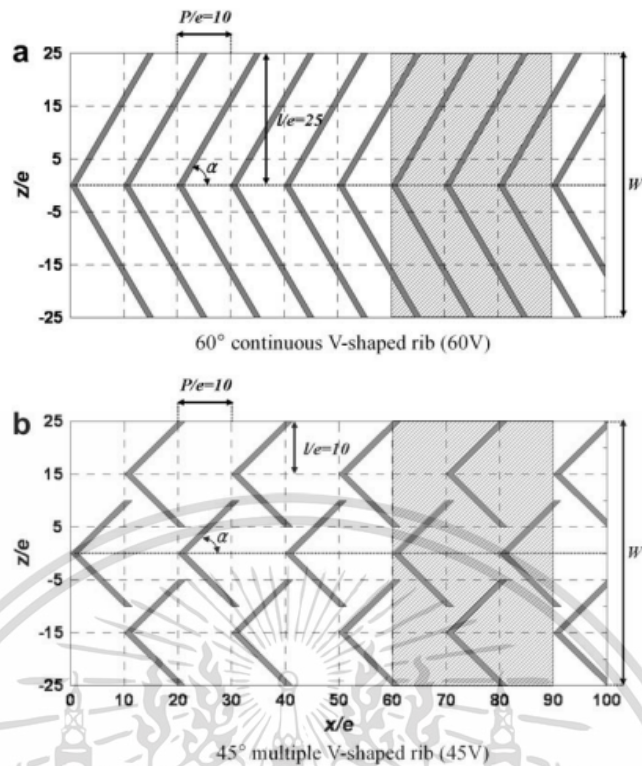
เลขนัสเซลล์ท์สูงสุด โดยมีค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 7.20 เท่า และให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงสุด โดยค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยเท่ากับ 1.57 และ Sripattanapipat and Promvonge [38] แสดงการวิเคราะห์เชิงตัวเลขการถ่ายเทความร้อนราบเรียบ 2 มิติ ในช่องขนานที่ติดแผ่นกั้นรูปเพชรที่ผนังบนและล่างแนวเอียง โดยคิดลักษณะการไหลเป็นคาบ โดยใช้เงื่อนไขอุณหภูมิที่ผนังคงที่ เลขเรย์โนลด์์ในช่วง 100-600 พบว่าเมื่อลดมุมที่ยอดรูปเพชรจะทำให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น และยังพบว่าทุกค่าเลขเรย์โนลด์์ที่ใช้มุมยอดเพชรที่  $5^\circ$  และ  $10^\circ$  ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงกว่ามุมยอดเพชรที่  $0^\circ$  (แผ่นกั้นแบน)

**อำเภอจิตร** [39] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อแผ่นขนานที่มีครีบทึบรูปตัววีทำมุมปะทะกับของไหล  $45^\circ$  อัตราส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.05, 0.1, 0.15, 0.2$  และ  $0.25$  อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1, 2$  และ  $3$  โดยติดตั้งครีบทึบที่ผิวบนเพียงด้านเดียว และติดตั้งครีบทึบที่ผิวบนและผิวล่าง จัดวางครีบบนเอียงกันและตรงกัน โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวเป็นแบบพลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ที่ท่อแผ่นขนานด้านบน และใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ในช่วงเลขเรย์โนลด์์ตั้งแต่ 5,000 ถึง 23,000 แผ่นทดสอบ แสดงในรูปที่ 2.7 ผลการทดลองพบว่า การติดตั้งครีบทึบรูปตัววีที่ผิวบนและผิวล่างจัดวางครีบบนตรงกัน ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับชุดท่อแผ่นขนานที่มีการติดตั้งครีบทึบที่ผิวบนและผิวล่างจัดวางครีบบนเอียงกัน และติดตั้งครีบทึบที่ผิวบนเพียงอย่างเดียว โดยที่ค่า  $e/H = 0.25$  และ  $PR = 1$  มีค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 10.63 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 68.67 เท่า ตามด้วย การติดตั้งครีบทึบที่ผิวบนและผิวล่างจัดวางครีบบนเอียงกัน มีค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 9.76 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 60.97 เท่า และการติดตั้งครีบทึบที่ผิวบนเพียงอย่างเดียว มีค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 7.59 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 46.47 เท่า ซึ่งส่งผลให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบตามลำดับดังนี้ 2.61, 2.49 และ 2.12 เท่า อย่างไรก็ตามการเพิ่มสมรรถนะความร้อนที่สูงที่สุดคือชุดท่อแผ่นขนานที่ติดตั้งครีบทึบรูปตัววีโดยติดตั้งที่ผิวบนและผิวล่างแบบวางครีบบนตรงกัน ที่  $e/H = 0.10, PR = 1$  มีการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 2.91 เท่าที่กำลังขับเคลื่อนของไหลเท่ากัน



รูปที่ 2.14 ครีบริ้วรูปตัววีมุม  $45^\circ$  ของ อำไพจิตร [39]

Lee et al. [40] ทำการศึกษารูปแบบการไหล, การถ่ายเทความร้อน และกำลังงานที่ใช้การขับปั๊มในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบริ้วรูปตัววีติดตั้งที่ผิว ทำมุม  $60^\circ$  แบบครีบริ้วต่อเนื่อง และครีบริ้วรูปตัววีมุม  $45^\circ$  หลายครีบริ้ววางสลับแถว ค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 10,000-30,000$  โดยเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $D_h$ ) เท่ากับ 75, 50, 38.4 ค่า Aspect Ratio (AR) เท่ากับ 3, 5, 6.8 อัตราส่วนความสูงครีบริ้วต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) เท่ากับ 0.04, 0.06, 0.078 และอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบริ้ว ( $P/e$ ) เท่ากับ 10 รูปแบบครีบริ้ว แสดงในรูปที่ 2.8 ผลการทดลองพบว่า ครีบริ้วรูปตัววีมุม  $60^\circ$  แบบครีบริ้วต่อเนื่องให้การถ่ายเทความร้อนมากกว่าครีบริ้วรูปตัววีมุม  $45^\circ$  หลายครีบริ้ววางสลับแถว และการใช้กำลังงานที่ใช้การขับปั๊มครีบริ้วรูปตัววีมุม  $45^\circ$  หลายครีบริ้ววางสลับแถวจะใช้น้อยกว่าครีบริ้วรูปตัววีมุม  $60^\circ$  แบบครีบริ้วต่อเนื่อง

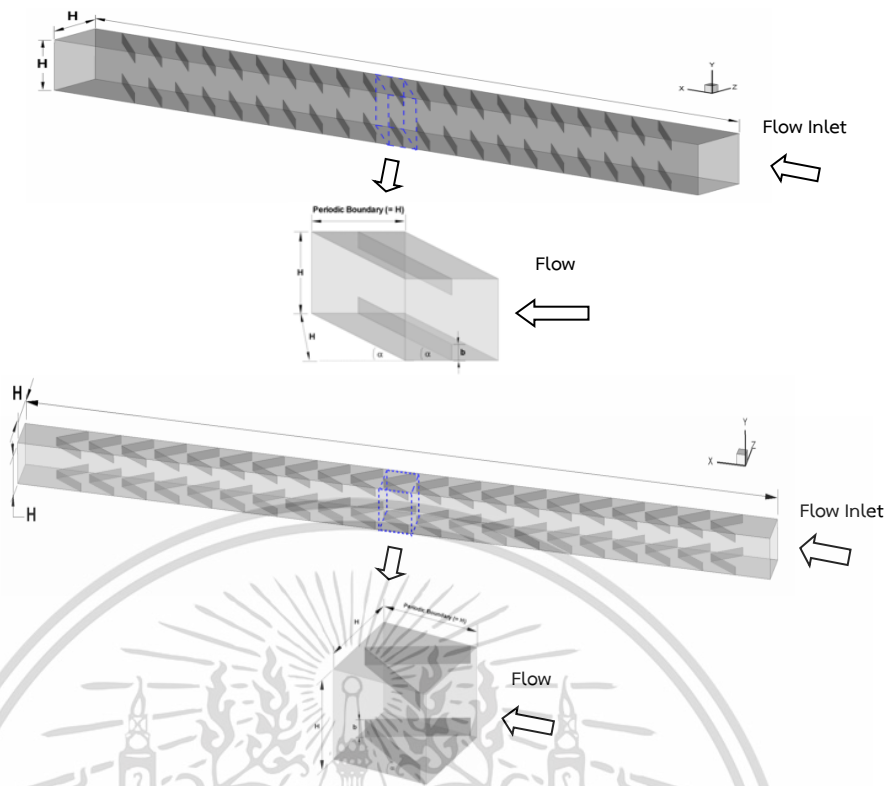


รูปที่ 2.15 รูปแบบครีบกภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Lee et al. [40]

ทำนา [41] นำเสนอการวิเคราะห์เชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลแบบราบเรียบในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีอุณหภูมิผิวคงที่ โดยมีการติดตั้งแผ่นกั้นวางขวาง แผ่นกั้นวางเอียง และแผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีที่ผนังทั้งสองด้านของท่อ แสดงในรูปที่ 2.9 ซึ่งมีการวางแผ่นกั้นแบบตรงกัน โดยแผ่นกั้นวางเอียงที่ติดตั้งนั้นมีลักษณะการจัดวางเอียงทำมุมปะทะที่  $\alpha = 20^\circ, 30^\circ$  และ  $45^\circ$  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 ในการคำนวณใช้วิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมและเลือกลำดับวิธีหาผลเฉลยแบบ SIMPLE ซึ่งการจำลองนี้ได้แนะนำเสนอคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหลสำหรับเลขเรย์โนลด์บนพื้นฐานเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ช่วงจาก  $Re = 100$  ถึง 1,000 และได้ศึกษาผลของแผ่นกั้นต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ผลลัพธ์ที่ได้จากท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดแผ่นกั้นถูกนำไปเปรียบเทียบกับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ พบว่า ท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดแผ่นกั้นจะเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ การเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนการปิดกั้นทำให้ค่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น จากลักษณะการจัดวางแผ่นกั้นพบว่า แผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าแผ่นกั้นวางขวางและแผ่นกั้นวางขวาง โดยแผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีที่  $\alpha = 30^\circ$  แบบปลายวีชี้ทวนทิศทางการไหลให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแบบปลายวีชี้ตามทิศทางการไหล และผลลัพธ์จากการคำนวณยังพบว่า แผ่นกั้นรูปตัววีแบบปลายวีชี้ทวนทิศทางการไหลที่  $BR = 0.125$  มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงที่สุดเท่ากับ 3.33

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

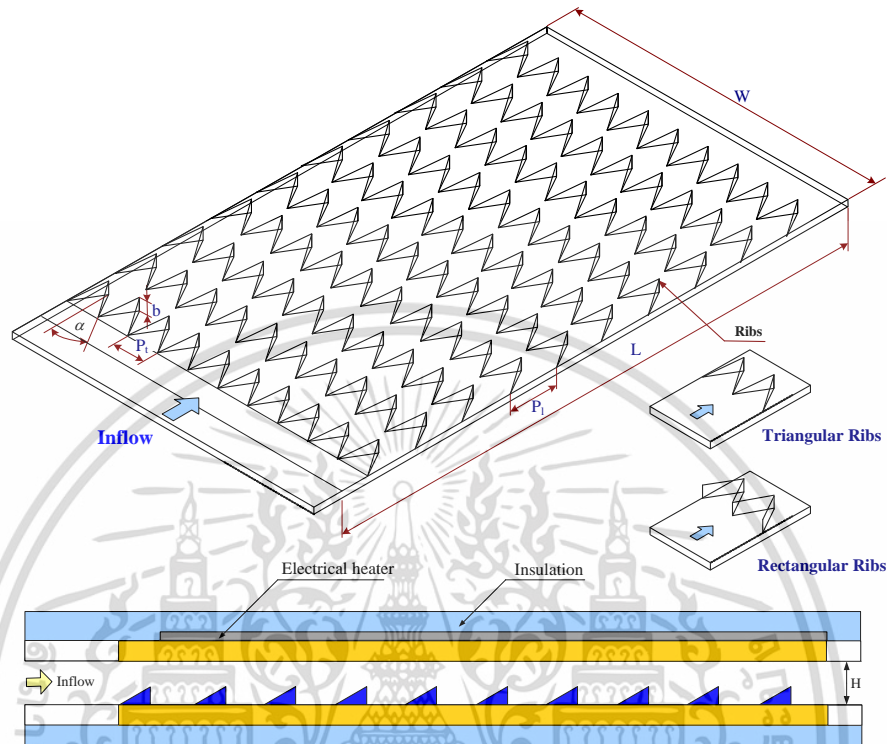


รูปที่ 2.16 แผ่นกั้นวางเอียงและแผ่นกั้นรูปตัววีของ ทำนา [41]

กนกนัยการ [42] ได้ศึกษาคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในช่องแผ่นขนานที่ติดตั้งครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้า แสดงในรูปที่ 2.10 ที่สภาวะพลักซ์ความร้อนแบบคงที่ ในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 5,000-25,000$  และทำการเปรียบเทียบผลของช่องขนานที่มีผนังเรียบกับช่องขนานที่มีครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำมุม  $30^\circ$  ซึ่งตามทิศทางทางไหล ที่อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1, 2, 3$  และ  $4$  อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ  $0.4$  จากผลการทดลองพบว่า กรณีครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ค่า  $e/H = 0.4, PR = 1$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสูงที่สุด ให้ค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 6.15 เท่า ตามด้วยครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม ที่ค่า  $e/H = 0.4, PR = 1$  มีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 5.13 เท่า และลดลงตามลำดับ 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  $e/H = 0.2, PR = 1$  ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 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 ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

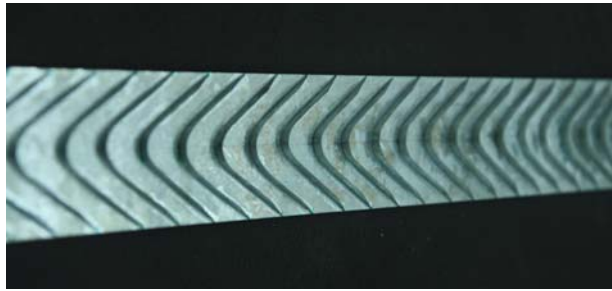


รูปที่ 2.17 ครีบบางรูปตัววีของ กนกนัยการ [42]

**สุขเตียม** [43] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้ครีบรูปตัวยูที่สภาวะการถ่ายเทความร้อนที่ผิวแบบคงที่ ทำการทดลองในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 4,200 - 26,000$  และทำการเปรียบเทียบผลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบกับท่อที่สอดครีบรูปตัวยูในลักษณะทแยงมุมโดยที่ปลายตัวยูชี้รับกระแสลมที่มุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $55^\circ$  อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $b/H = 0.11$ ,  $0.15$  และ  $0.19$  อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 0.66$ ,  $1.32$  และ  $1.98$  แผ่นทดสอบ แสดงในรูปที่ 2.11 จากผลการทดลองพบว่าชุดทดลองที่สอดครีบรูปตัวยูที่มุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $55^\circ$  ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้น โดยที่ค่า  $b/H = 0.19$  และ  $PR = 0.66$  ครีบมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $55^\circ$  ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 2.71, 2.14 และ 3.18 เท่า ตามลำดับ แต่ค่าตัวประกอบเสียดทานก็เพิ่มขึ้นเช่นกันโดยที่ครีบมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $55^\circ$  ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 1.66, 6.26 และ 6.36 เท่า ตามลำดับ ซึ่งส่งผลให้การเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีดังนี้ ครีบมุม  $30^\circ$  อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 0.66$  และ อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $b/H = 0.19$  มีค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 2.28 เท่า และ ครีบมุม  $45^\circ$ ,  $55^\circ$  อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 0.66$  และ อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $b/H = 0.19$  มีค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 1.71 และ 1.16 เท่า ตามลำดับ

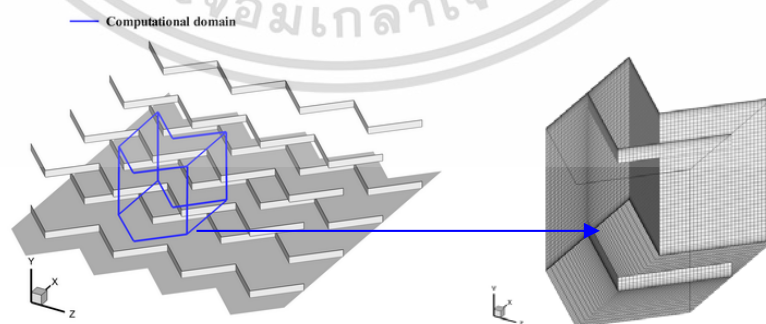
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.18 ครีปรูปตัวยูของ สุขเตียม [43]

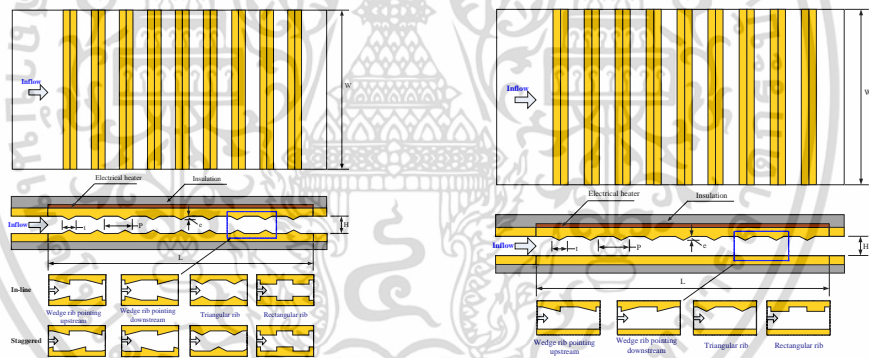
Sripattanapipat [44] นำเสนอการศึกษาเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลแบบราบเรียบในช่องการไหลที่มีอุณหภูมิผิวคงที่ โดยมีการติดตั้งแผ่นกั้นรูปคลื่นแบบสามเหลี่ยมที่ผนังผิวบนและผิวล่างตรงกัน แสดงในรูปที่ 2.12 ซึ่งมีมุมปะทะ  $\alpha$  เท่ากับ  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  และ  $90^\circ$  ตามลำดับ และมีอัตราส่วนการปิดกั้นการไหล (Blockage ratio, BR) ตั้งแต่ 0.05 ถึง 0.30 สำหรับอัตราส่วนระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น (Pitch ratio, PR) จะให้เป็น 1.0 สำหรับกรณีมุมปะทะ  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  และ  $90^\circ$  ส่วนมุมปะทะ  $30^\circ$  จะมีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นตั้งแต่ 0.5 ถึง 2.0 ในการศึกษาใช้อัตราการไหลที่จะเปลี่ยนแปลงไปตามค่าเลขเรย์โนลด์ส์ (Reynolds number, Re) ซึ่งมีค่าตั้งแต่ 100 จนถึง 1,000 ในการจำลองจะใช้โปรแกรม FLUENT ในการคำนวณ ผลที่ได้จะนำเสนออยู่ในรูปร่างของสนามการไหลและการถ่ายเทความร้อน จากผลลัพธ์ที่ได้จากช่องการไหลที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นถูกนำไปเปรียบเทียบกับช่องการไหลผิวเรียบ การเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนการปิดกั้นการไหล ทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น นอกจากนี้จากการวิเคราะห์สนามการไหลพบว่า เมื่อมุมปะทะของแผ่นกั้นมีขนาดเล็กลง จะทำให้เกิดการหมุนวนตามทิศทางการไหลซึ่งจะช่วยเพิ่มการถ่ายความร้อน ในขณะที่เดียวกัน การสูญเสียความดันก็จะลดลงอีกด้วย ทำให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (TEF) ของแผ่นกั้นรูปคลื่นสูงกว่าแผ่นกั้นขวางที่ใช้กันอยู่ทั่วไป โดยมีค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 2.33 ที่ BR = 0.075, PR = 1.00 ที่ Re = 1,000 ของแผ่นกั้นรูปคลื่นมุมปะทะ  $30^\circ$



รูปที่ 2.19 โครงสร้างช่องขนานและโดเมนการคำนวณเชิงตัวเลขของ Sripattanapipat [44]

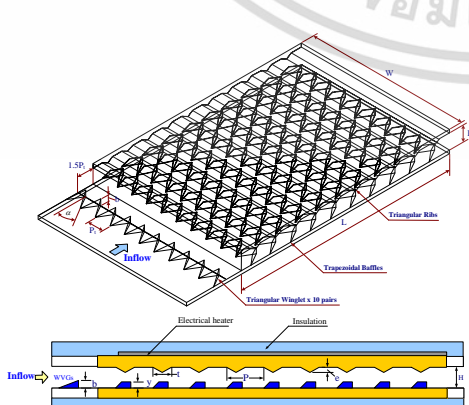
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**ขมูกำ** [45] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อแผ่นขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีครีบบ (W/H, AR) = 10, ความสูงช่องขนาน (H) = 30 มิลลิเมตร ในช่วงเลขเรย์โนลด์ส (Re) ตั้งแต่ 5,000 ถึง 23,000 พบว่า การติดตั้งครีบนาร่วมกับปีกจัดวางครีบนแนวตรงกันและมุมปะทะของปีกค่าสูง ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นมากกว่าการจัดวางครีบนแนวเอียงกันและมุมปะทะของปีกค่าต่ำกว่า ตัวประกอบเพิ่มสมรรถนะความร้อน (TEF) ของครีบนสามเหลี่ยมหน้าจั่ว ที่ความสูงค่าต่ำกว่า จัดวางครีบนแบบเอียงกันและปีก  $\alpha = 30^\circ$  ให้ค่าสูงสุด ถัดมา ครีบนสามเหลี่ยมหน้าจั่วให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุด จากนั้นศึกษาครีบนสามเหลี่ยมหน้าจั่ว 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  $30^\circ, 45^\circ$  และ  $60^\circ$  พบว่า การใช้ครีบนร่วมกับปีกทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ปีกสี่เหลี่ยม 10 คู่ ชี้ทวนทิศทางไหลที่มุมปะทะและความสูงค่ามากกว่าจะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานมากกว่าปีก สามเหลี่ยม 5 คู่ ชี้ตามทิศทางไหลที่มุมปะทะและความสูงค่าต่ำกว่า และการติดตั้งครีบนร่วมกับปีกที่ผิวบน-ล่างจัดวางครีบนแนวตรงกัน ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับ การติดตั้งครีบนที่ผิวบน-ล่างจัดวางแบบเอียงกันและติดตั้งครีบนที่ผิวบนหรือผิวล่างเพียงอย่างเดียว

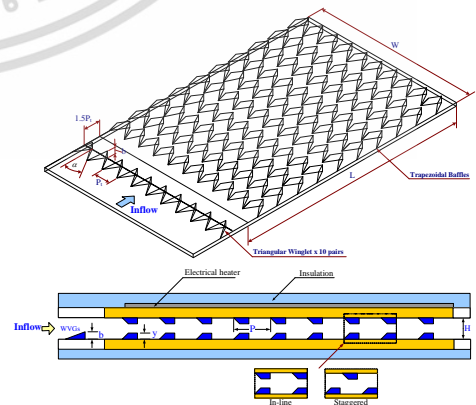


(ก) ครีบบาง

(ข) ครีบบางติดตั้งผิวบนด้านเดียว



(ค) ครีบบางสี่เหลี่ยมคางหมูและปีก



(ง) ครีบบางสี่เหลี่ยมคางหมู และปีก

รูปที่ 2.20 แผ่นทดสอบของ ขมูกำ [45]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น มิใช่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.3 แนวทางการศึกษาวิจัย

จากงานวิจัยข้างต้น ส่วนใหญ่มุ่งสนใจที่จะศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ เช่น รูปทรง, ระยะเวลาพิตซ์, ความสูง, โครงสร้างและการจัดวางครีบบนต่าง ๆ ในการศึกษาวิจัยนี้จึงนำแนวคิดในการประยุกต์ครีบบทวารูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าติดตั้งที่ผนังด้านบนร่วมกับผนังร่องคลื่นที่ผนังด้านล่างของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าเพื่อเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยพิจารณา รูปทรง, มุมปะทะ, ความสูง และระยะเวลาพิตซ์ครีบบทวารูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ซึ่งส่งผลต่อลักษณะการไหลของของไหล การสูญเสียความดันและแรงเสียดทาน เพื่อควบคุมกลไกการไหลในท่อ และสิ่งสำคัญคือมุ่งเน้นการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนให้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษาค้นคว้าเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งครีบบทวารูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ผนังด้านบนท่อที่มีมุมปะทะ ความสูงของครีบบทวารูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าและระยะเวลาพิตซ์ของครีบบทวารูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ผนังด้านล่าง เพื่อหาพารามิเตอร์ที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เป็นการสร้างองค์ความรู้และแนวทางใหม่ ๆ ในการออกแบบเลือกใช้และเลือกใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงสุด และเพื่อการเพิ่มข้อมูลการศึกษาครีบบทวารูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ผนังด้านบนท่อ เพื่อเป็นทางเลือกให้กับผู้ใช้งานตัดสินใจเลือกใช้ตามความเหมาะสมสำหรับระบบของผู้ใช้งานต่อไป ทำให้เกิดองค์ความรู้ใหม่ที่เป็นประโยชน์และแนวทางการพัฒนาเทคโนโลยีของผู้ที่สนใจ นักออกแบบ นักศึกษาและนักวิจัย อาทิเช่น ตัวแปรหรือพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีการติดตั้งตัวสร้างวามปั่นป่วน เพื่อให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้นอย่างมีประสิทธิภาพ อีกทั้งยังก่อให้เกิดประโยชน์ต่อการออกแบบและพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะที่ดียิ่งขึ้น ทำให้ลดการใช้เชื้อเพลิงในการผลิตพลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพและลดการสูญเสียพลังงาน ซึ่งสามารถลดการเกิดปริมาณก๊าซมลพิษที่ส่งผลต่อสิ่งแวดล้อม นอกจากนี้ยังสามารถลดขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีขนาดกะทัดรัดเหมาะสม เพื่อลดการใช้วัสดุและพื้นที่ในการติดตั้ง ทำให้มีประโยชน์ต่อระบบและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหลาย โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้กับระบบทำความเย็นซึ่งจะมีขนาดเล็กส่งผลกระทบต่อมูลค่าของเครื่องทำความเย็นลดลง ดังนั้นจะเห็นได้ว่า งานวิจัยนี้จึงมีผลดีทำให้มีการใช้พลังงานและทรัพยากรอย่างคุ้มค่าและมีประสิทธิภาพ สามารถลดต้นทุนการผลิตในอุตสาหกรรม ซึ่งเป็นประโยชน์โดยตรงต่อการพัฒนาในเชิงเศรษฐกิจ องค์ความรู้ที่ได้ก็เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาเทคโนโลยีที่ยั่งยืนเพื่อความเป็นอยู่ที่ดีของสังคม ลดภาวะโลกร้อน ลดมลพิษและลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 3 ทฤษฎี

### 3.1 บทนำ

บทนี้กล่าวถึง ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้ เอกสารอ้างอิง [46-55] โดยพิจารณาการถ่ายเทความร้อน เป็นการพาความร้อนแบบบังคับสำหรับการไหลภายในท่อ (Forced convection for flow inside ducts) อธิบายถึงทฤษฎีทางด้านกลศาสตร์การไหล สมดุลพลังงาน การถ่ายเทความร้อน สหสัมพันธ์การพาความร้อนในรูปแบบต่าง ๆ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เพื่อวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน การสูญเสียความดัน และสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Thermal performance enhancement factor, TEF) ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณได้โดยใช้หลักการที่ว่าใช้อุปกรณ์ที่มีกำลังขับเดียวกัน ทั้งนี้เนื้อหาของทฤษฎีต่างๆมีดังต่อไปนี้

### 3.2 กลศาสตร์ของไหล

ในส่วนของกลศาสตร์ของไหลที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้คือการไหลภายในท่อซึ่งมีขอบเขตการไหลที่จำกัด [49, 53] ทำให้ความหนาของชั้นขอบเขตการไหลไม่สามารถเพิ่มขึ้นได้โดยไม่จำกัดขอบเขต เพราะว่าเมื่อไหลไปได้ระยะหนึ่งชั้นขอบเขตการไหลเกิดการผสมผสานกันจนเต็มพื้นที่หน้าตัดของท่อจึงไม่สามารถขยายออกไปได้อีก รูปร่างของความเร็วจะมีลักษณะชัดเจนแน่นอนและไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงต่อไปอีก ซึ่งการไหลลักษณะเช่นนี้ เรียกว่า การไหลที่ปรับตัวเต็มที่ (Fully developed flow) สำหรับการไหลที่เกิดขึ้นในระยะทางตั้งแต่ทางเข้าถึงระยะปรับตัวเต็มที่นี้ เรียกว่า การไหลที่กำลังปรับตัว (Developing flow) และเรียกช่วงระยะของการไหลแบบนี้ว่า บริเวณทางเข้าอุทกพลวัต (Hydrodynamic entrance region)

พารามิเตอร์ความดันตกคร่อมเกี่ยวข้องกับกำลังงานของพัดลมโดยตรง ยิ่งความดันตกคร่อมมากจำเป็นต้องใช้กำลังขับเคลื่อนของไหลมากขึ้น

การจ่ายกำลังให้พัดลม,  $\dot{W}_{in}$

$$\dot{W}_{in} = \dot{V} \Delta p \quad (3.1)$$

ความดันตกคร่อมของของไหล,  $\Delta p$

$$\Delta p = f \frac{\rho L U^2}{2D} \quad (3.2)$$

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

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.2.1 สภาวะการไหล

สำหรับการไหลภายในท่อนั้นต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (Entry region) ซึ่งขึ้นอยู่กับว่าการไหลของของไหลเป็นการไหลแบบใดระหว่างการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วน ตัวแปรที่ใช้กำหนดรูปแบบการไหลคือเลขเรย์โนลด์ส์(Reynolds number) สำหรับการไหลภายในท่อกลมมีการกำหนดตัวเลขเรย์โนลด์ส์เป็น

$$Re_D = \frac{\rho \bar{U} D}{\mu} \quad (3.4)$$

เมื่อ  $\bar{U}$  คือ ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ  
 $D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

เลขเรย์โนลด์ส์วิกฤติ (Critical Reynolds number) สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงการไหลจากการไหลแบบราบเรียบกลายเป็นการไหลแบบปั่นป่วน เริ่มต้นจาก  $Re_{D,c} \approx 2,300$  และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่ ที่  $Re_D \geq 4,000$

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

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

ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วน ( $Re_D \geq 4,000$ ) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์ส์ และมีค่าประมาณดังนี้

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

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

### 3.2.2 ความเร็วเฉลี่ย

ความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย  $\bar{U}$  เป็นค่าที่ได้จากการอินทิเกรตอัตราการไหลเชิงมวลตลอดพื้นที่หน้าตัด โดยที่นิยามของอัตราการไหลเชิงมวลคือผลคูณของ ความเร็ว พื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหล ดังแสดงในสมการที่ (3.7)

$$\dot{m} = \rho \bar{U} A_c \quad (3.7)$$

ในกรณีที่มีการไหลเป็นแบบสภาวะคงที่ และของไหลเป็นแบบอัดตัวไม่ได้ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า  $\dot{m}$  และ  $\bar{U}$  ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ สำหรับท่อกลม ( $A_c = \pi D^2/4$ ) ค่าของเลขเรย์โนลด์ลรูปเป็น

$$\text{Re}_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (3.8)$$

เพราะว่าค่า  $\dot{m}$  อาจหาได้จากการอินทิเกรตของฟลักซ์มวล ( $\rho u$ ) ทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัด

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

ดังนั้น สำหรับท่อกลม กรณีของไหลอัดตัวไม่ได้ จะได้

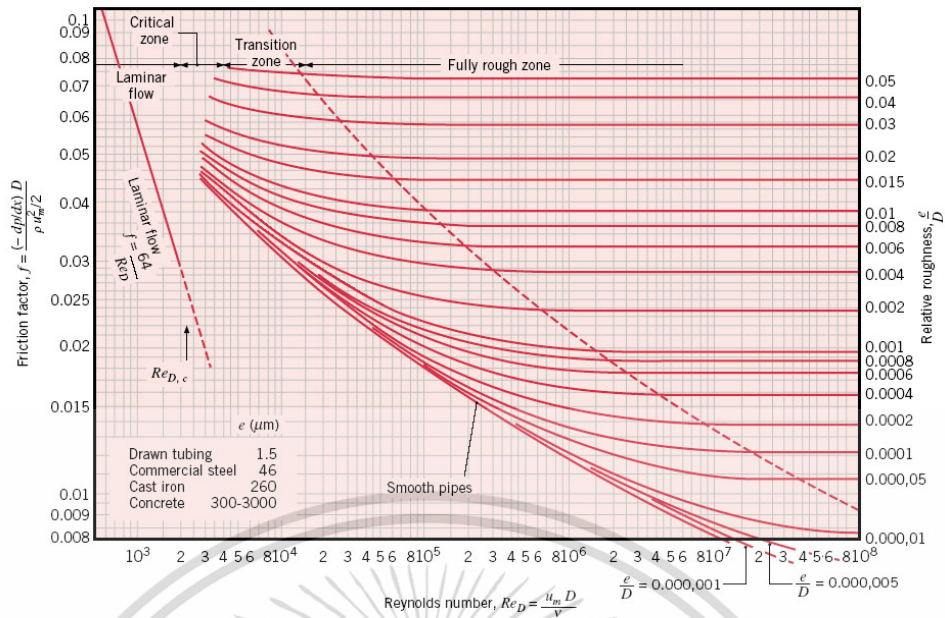
$$\bar{U} = \frac{\int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\pi\rho}{\rho\pi r_0^2} \int_0^{r_0} u(r, x) r dr = \frac{2}{r_0^2} \int_0^{r_0} u(r, x) r dr \quad (3.10)$$

ซึ่งจะหาค่า  $\bar{U}$  ได้ทันที เมื่อรู้ โปรไฟล์ความเร็ว (velocity profile),  $u(r)$  ที่ตำแหน่งนั้น

### 3.2.3 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่

งานด้านวิศวกรรมของไหล สิ่งที่ต้องให้ความสนใจเป็นส่วนที่เกี่ยวข้องกับการเกิดความดันตกคร่อมในการไหลภายในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้เกี่ยวข้องกับการหาขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันตกคร่อมหาได้โดยใช้ตัวแปรที่เรียกว่าตัวประกอบเสียดทานซึ่งสามารถคำนวณหาได้จากแผนภูมิมูดี (Moody Chart) ซึ่งตัวประกอบเสียดทานเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยที่นิยามของตัวประกอบเสียดทานนี้สามารถเขียนเป็นสมการได้ดังต่อไปนี้

$$f = \frac{-(dp/dx)D}{\rho \bar{U}^2/2} \quad (3.11)$$



รูปที่ 3.1 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มทีในท่อกลม [49, 53]

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที การวิเคราะห์ในเชิงการคำนวณเป็นสิ่งที่ยุงยากมากกว่า จึงจำเป็นต้องใช้ตัวประกอบเสียดทานจากผลการทดลองสำหรับค่าเลขเรย์โนลด์ส์ต่าง ๆ ได้ แผนภูมิของ Moody แสดงในรูปที่ 3.1 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์ส์และสถานะผิวของท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวเรียบและเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิวเพิ่มขึ้นโดยประมาณดังนี้

$$f = 0.316 Re_D^{-1/4} \quad Re_D < 2 \times 10^4 \quad (3.12)$$

$$f = 0.184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D > 2 \times 10^4 \quad (3.13)$$

นอกจากนี้ยังรู้ว่าความดันตกคร่อม ( $\Delta p$ ) ระหว่างระยะ  $x_1$  ถึง  $x_2$  เป็น

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

ซึ่งค่า  $f$  สามารถคำนวณหาได้จากรูปที่ 3.2 สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมผิวเรียบ

ในขณะที่ Petukhov [51] ได้เสนอสมการของตัวประกอบเสียดทาน  $f$  เป็น

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad \text{สำหรับ } 3000 < Re < 5 \times 10^6 \quad (3.15)$$

### 3.3 การถ่ายเทความร้อน

การก่อตัวของชั้นขอบเขตทางความร้อนในท่อกลม แสดงในรูปที่ 3.3 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ  $T(r,0)$  ซึ่งมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิว การพาความร้อนจะเกิดขึ้นและชั้นขอบเขตการไหลของความร้อนจะเริ่มต้นก่อตัวขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าสภาวะที่ผิวของท่อคงที่ โดยอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอคงที่ ( $T_s = \text{คงที่}$ ) หรือ ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ( $q_s'' = \text{คงที่}$ ) สภาวะที่ปรับตัวเต็มที่เชิงความร้อน (Thermally fully developed condition) ก็ จะเกิดขึ้น ในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่ จะแตกต่างกันตามเงื่อนไขไม่ว่าอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่

#### 3.3.1 สภาวะการปรับตัวเต็มที่

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้นจริงระหว่างผิวและของไหล นั่นคืออุณหภูมิของไหลยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ  $x$  สิ่งหนึ่งที่ยากูรู้คือเกิดสภาวะที่ปรับตัวเต็มที่เชิงความร้อนหรือยัง สถานการณ์นี้จะแตกต่างไปจากกรณีการไหลของของไหลที่  $(\partial u/\partial x) = 0$  ในช่วงบริเวณปรับตัวเต็มที่ ในทางกลับกัน ถ้ามีการพาความร้อน ( $dT_m/dx$ ) เช่นเดียวกับ  $(\partial T/\partial x)$  ที่รัศมี  $r$  ใด ๆ จะไม่เป็นศูนย์ ผลที่ตามมา คือ รูปร่างของอุณหภูมิ  $T(r)$  จะเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ  $x$  ซึ่งเปรียบเสมือนว่า สภาวะการปรับตัวเต็มที่ของอุณหภูมิไม่เคยเกิดขึ้นเลย ปรัชญาการนี้จะต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปไร้มิติของอุณหภูมิเพื่อให้ได้เงื่อนไข

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

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

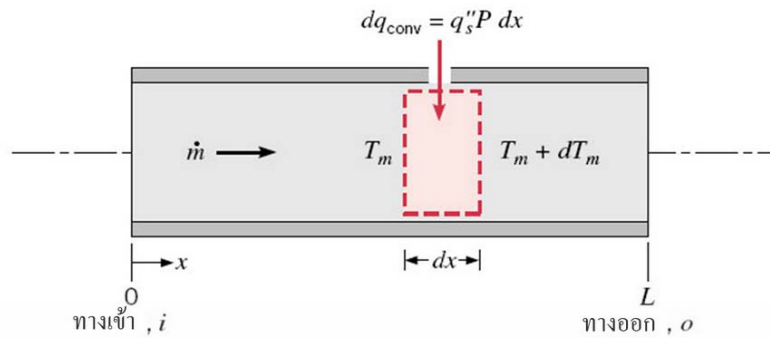
เมื่อ  $T_s$  คือ อุณหภูมิผิวท่อ  
 $T$  คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใด ๆ  
 $T_m$  คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

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 ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลลาซึ่งกระทำโดยของไหล ไม่ว่าจะเป็นกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขณะไหลผ่านท่อ จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนและงานจากการไหลเท่านั้น



รูปที่ 3.2 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ [49]

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

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 3.4 และจากนิยามของ  $T_m$  จะได้

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

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

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

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

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

รูปของสมการ (3.19) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ จะได้

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

โดยที่  $q_{\text{conv}}$  เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน,  $h$

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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 โดยติดแผ่นฮีตเตอร์ที่ผิวแผ่นกัน

### 3.5 สหสัมพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม

สมการหา  $Nu_x$  สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่ในท่อกลมเรียบ เสนอโดย Colburn ซึ่งได้มาจาก Chilton-Colburn analogy [51]

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

แทน  $f$  จากสมการ (3.23) สมการของ Colburn เป็น

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

Dittus-Boelter [41] ได้เสนอสมการเป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (3.26)$$

โดยที่  $n = 0.4$  สำหรับการทำให้ร้อน ( $T_w > T_m$ )

และ  $n = 0.3$  สำหรับการทำให้เย็น ( $T_w < T_m$ )

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$$\left[ \begin{array}{l} 6,000 \leq Re_D \leq 10^7 \\ 0.5 \leq Pr \leq 120 \\ L/D \geq 60 \end{array} \right]$$

และ Gnielinski [54] ได้เสนอสมการเป็น

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad \text{สำหรับ } 3000 < Re < 5 \times 10^6 \quad (3.27)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการต่าง ๆ นี้จะใช้เพียงเฉพาะกรณีย่อย ๆ ที่ความแตกต่างอุณหภูมิ ( $T_s - T_m$ ) ไม่มากนัก โดยคุณสมบัติต่าง ๆ คิดที่  $T_m$  สำหรับการไหลที่แสดงลักษณะการแปรเปลี่ยนคุณสมบัติมาก ๆ Seider และ Tate [52] ได้แนะนำให้ใช้สมการต่อไปนี้

$$\text{Nu}_D = 0.027 \text{Re}_D^{4/5} \text{Pr}^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3.28)$$

สำหรับ

$$\left[ \begin{array}{l} 6,000 \leq \text{Re}_D \leq 10^7 \\ 0.7 \leq \text{Pr} \leq 10,000 \\ L/D \geq 60 \end{array} \right]$$

โดยที่คุณสมบัติต่าง ๆ ยกเว้นค่า  $\mu_s$  หาที่  $T_m$  โดยที่  $\mu_s$  หาที่  $T_w$

### 3.6 สหสัมพันธ์การพาความร้อน สำหรับท่อที่ไม่กลม

ถึงแม้ว่ามีข้อจำกัดมากเกี่ยวกับการพิจารณาต่อการไหลภายในท่อกลม การประยุกต์ทางวิศวกรรมส่วนใหญ่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อนในท่อที่ไม่กลม โดยการใช้เส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิภาพเป็นความยาวเฉพาะ (Characteristic length) ซึ่งเรียกว่า เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก

เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter),  $D_h$

$$D_h = \frac{4A_c}{P_c} \quad (3.29)$$

เมื่อ

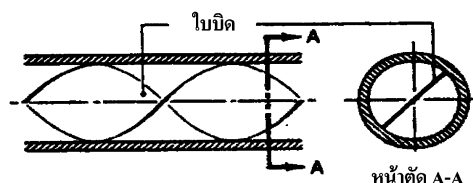
$A_c$  คือ พื้นที่หน้าตัด

$P_c$  คือ เส้นรอบรูปของหน้าตัดการไหล

เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกนี้จะใช้ในการคำนวณหาค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ เช่น  $\text{Re}_D$  และ  $\text{Nu}_D$  สำหรับช่วงการไหลปั่นป่วน

### 3.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Enhancement) โดยการทำให้เกิดการหมุนวนด้วยการสอดใส่ไบบิตตามรูปที่ 3.3 การสอดแทรกนี้ประกอบด้วยแผ่นบางที่ถูกบิดเป็นคาบของมุม  $360^\circ$  เป็นผลให้ความเร็วของการไหลเพิ่ม เนื่องจากความเร็วสัมผัสเพิ่มใกล้ผนังท่อ การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็นผลให้เกิดความดันตกคร่อม (Pressure drop) มากขึ้น



รูปที่ 3.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการสอดใส่ไบบิต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.8 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

การคำนวณหาสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ใช้หลักการสมดุลของกำลังงาน กล่าวคือ กำลังขับของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบ ( $P_0$ ) มีค่าเท่ากับกำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีการติดตั้งครีบลักษณะต่างๆ ( $P_b$ ) [40]

$$P_0 = P_b$$

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

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

$$(f \bar{U}^3)_0 = (f \bar{U}^3)_b$$

$$(f Re^3)_0 = (f Re^3)_b$$

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

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

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

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

ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนพิจารณาที่กำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบและท่อที่มีการติดตั้งครีบลักษณะต่างๆ เท่ากัน ดังนั้นค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสามารถหาได้ดังนี้

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

ซึ่งค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจะเป็นตัวชี้วัดที่แสดงให้เห็นถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อน โดยเมื่อให้ค่ามากกว่า 1 แสดงว่าให้มีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อผนังเรียบ เมื่อใช้กำลังขับพัฒนาของระบบค่าเดียวกัน โดยการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีจุดมุ่งหมายเพื่อให้ได้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด ซึ่งจะเป็นผลให้สามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและประหยัดพลังงานที่ต้องป้อนให้กับระบบนำไปสู่การลดต้นทุนการผลิต เกิดประโยชน์ทั้งในแง่การลดพื้นที่การติดตั้ง ได้ประสิทธิภาพที่สูงขึ้นด้วยราคาขายที่ต่ำลง ลดการใช้ทรัพยากรที่มีอยู่อย่างจำกัด เพื่อเป็นอีกแนวทางหนึ่งในการช่วยเยียวยาและแก้ปัญหาวิกฤตทรัพยากรพลังงาน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 4

# การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง

### 4.1 บทนำ

ในบทนี้กล่าวถึง การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ สี่เหลี่ยมผืนผ้า ทำการติดตั้งครีบบนผนังด้านบนของท่อ สำหรับผนังด้านล่างมีรูปแบบตามการทดลอง ได้แก่ ผนังเรียบและเซาะร่องหน้าตัดรูปสามเหลี่ยมสูง 3 มม. เพื่อสร้างความปั่นป่วนของกระแสการไหลของของไหลและเป็นการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วนหรือตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาวที่ต่อยอดจากงานวิจัยต่างๆ ที่ผ่านมาในหัวข้องานวิจัยนี้ โดยมีรายละเอียดของเครื่องมืออุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง ขั้นตอนต่างๆ ของวิธีการทดลอง และการเก็บข้อมูลเพื่อทำการวิเคราะห์ผลการทดลอง มีการแบ่งส่วนในการศึกษา การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในสี่เหลี่ยมผืนผ้า เพื่อศึกษาค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ของส่วนทดสอบ ซึ่งสามารถแบ่งได้ดังนี้

1. ครีบทัววี 4 แบบทำมุม  $30^\circ$  เจาะรูที่มีขนาดต่างกัน 3 ขนาด ศึกษาอิทธิพลของการถ่ายเทความร้อน ความสูญเสียจากความเสียดทาน อิทธิพลของรูเจาะ
2. ครีบทัววีร่วมกับผนังคลื่นเอียงทำมุม  $60^\circ$  กับทิศทางการไหล (combined V-ribs and inclined wavy wall) ศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ ความสูงและระยะพิตช์ของครีบทัววี
3. ผนังร่องคลื่นเอียงและรูปตัววีชี้ตามและชี้ทวนกระแสการไหลของของไหลร่วมกับครีบทัววีที่มีมุมปะทะ  $30^\circ$  สัดส่วนความสูงของครีบทัววีต่อความสูงของท่อ ( $B_R = e/H$ ) เป็น 0.111 และสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงของท่อ ( $PR=P/H$ ) เป็น 0.5

### 4.2 การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลอง

#### 4.2.1 พัฒน

การกำหนดขนาดพัฒน โดยพิจารณาที่เลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 27,000$  ซึ่งการทำงานของพัฒนในช่วงรับภาระสูงสุด

จากสมการเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter)

$$\begin{aligned} D_h &= \frac{4A_c}{P} \\ &= \frac{4(2.7 \times 30.0 \times 10^{-4})}{(2(2.7 + 30.0)) \times 10^{-2}} \\ &= 0.0495 \text{ m} \end{aligned}$$

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการเลขเรย์โนลด์ส์

$$Re_D = \frac{\rho \bar{U} D_h}{\mu}$$

หาความเร็วเฉลี่ย

$$\begin{aligned} \bar{U} &= \frac{Re_D \mu}{\rho D_h} \\ &= \frac{29,000 \times 191.3993 \times 10^{-7}}{1.099712 \times 0.0495} \\ &= 10.20 \text{ m/s} \end{aligned}$$

จากสมการ

$$\begin{aligned} Q &= \bar{U} A_c \\ &= 10.20 \times 0.027 \times 0.300 \\ &= 0.0826 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 4.957 \text{ m}^3/\text{min} \end{aligned}$$

ดังนั้น ในการทดลองกำหนดให้ใช้พัดลม ที่สามารถให้ค่าอัตราการไหลมากกว่า 1.17 ลูกบาศก์เมตรต่อนาที

#### 4.2.2 ท่อทางเข้าชุดทดลอง

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน ( $Re_D \geq 4,000$ ) ไม่สามารถกำหนดสมการที่แน่นอนสำหรับการหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้ว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์ส์และมีค่าประมาณดังนี้ [39, 43]

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

ในที่นี้ค่าที่ใช้ จะถูกสมมุติให้  $x_{fd} = 10D_h$  สำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่ (Fully developed flow)

จากสมการ

$$\begin{aligned} x_{fd} &= 10D_h \\ &= 10 \times 0.045 \\ &= 0.45 \text{ m} \end{aligned}$$

ดังนั้น ในการทดลองจึงกำหนดท่อทางเข้าชุดทดลองให้มีความยาว 1.00 เมตร

ขั้นตอนในการทดสอบการเพิ่มสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์ชุดทดสอบแบบท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้านี้ สามารถแบ่งขั้นตอนการทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอน ดังนี้

ขั้นตอนแรก      การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง

ขั้นตอนที่สอง    การติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง

ขั้นตอนสุดท้าย    ขั้นตอนการทดลองและเก็บผลการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกิจกรรมเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ยูทิตเห็นใบเซอร์โชนด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 4.3 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง

ในการศึกษาผลของมุมปะทะ ความสูง ระยะพิทซ์ ทิศทางและการจัดวางครีบบ ซึ่งเป็งานวิจัยเชิงการทดลอง การจัดเตรียมและสร้างอุปกรณ์ในการทดลอง โดยมีรายละเอียดต่าง ๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง ดังนี้

#### 4.3.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีการติดตั้งครีบทัววีที่ผนังด้านบนของท่อที่มีมุมปะทะต่างกัน มีการปรับเปลี่ยนสัดส่วนความสูงของครีบบต่อความสูงของท่อ มีการปรับเปลี่ยนสัดส่วนระยะพิทซ์ต่อความสูงของท่อ และร่องคลื่นผนังด้านล่างของท่อ ดังแสดงในรูปที่ 4.1 การติดตั้งครีบบและผนังร่องคลื่นที่ผนังด้านบนและผนังด้านล่างของท่อในส่วนทดสอบและทำการเปรียบเทียบผลการทดลองกับท่อผนังเรียบ



รูปที่ 4.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

ชุดทดสอบที่ใช้ในการทดสอบมีสองด้านคือ ผนังด้านบนท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้ากว้าง 300 มิลลิเมตร ยาว 1,200 มิลลิเมตร และติดตั้งครีบทัววีในช่วงระยะ 600 มิลลิเมตร ส่วนที่สอง ร่องคลื่นแบบเอียงและแบบต้ววีปลายชี้ตามกระแสการไหลและชี้ทวนกระแสการไหลและติดตั้งร่องเอียงในช่วงระยะ 600 มิลลิเมตร เพื่อเป็นตัวสร้างการหมุนควงภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน และทำการหุ้มฉนวนชุดทดสอบเพื่อลดการสูญเสียความร้อน ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 3 ชั้น ฉนวนชั้นแรกและชั้นที่สอง ใช้วัสดุเป็นฉนวนเซรามิกไฟเบอร์หนาชั้นละ 25.4 มิลลิเมตร และฉนวนชั้นที่สามเป็นฉนวนยางสังเคราะห์เป็นการลดการสูญเสียความร้อนออกจากอุปกรณ์ชุดทดสอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ในการทดสอบ

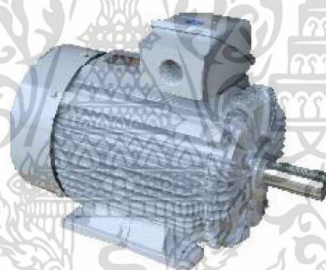
### 4.3.2 แหล่งจ่ายอากาศ

แหล่งจ่ายอากาศ ใช้พัดลม (High-pressure blower) MODEL TB-200 เป็นแบบพัดลม หอยโข่งแรงดันสูง ขนาด 2.2 กิโลวัตต์ หรือ 3 HP ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V ความดัน 900 mm.Aq แสดงในรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 พัดลมแรงดันสูง (High-pressure blower)

มอเตอร์ (Motor) เป็นต้นกำลังในการขับพัดลม ขนาด 2.2 กิโลวัตต์ ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V 50 Hz 2900 rpm 14.8 A แสดงในรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 มอเตอร์

อินเวอร์เตอร์ (Inverter) Omron Inverter, 3G3JX-A4037, 380-480V 3PHASE 3.7kw 5HP เป็นอินเวอร์เตอร์แบบปรับความถี่ (Frequency Inverter) ถูกนำมาใช้ในการควบคุมความเร็ว รอบของมอเตอร์ที่ใช้ขับพัดลมแรงดันสูง ในการควบคุมอัตราการไหลของอากาศให้ได้ตามที่กำหนด แสดงในรูปที่ 4.4

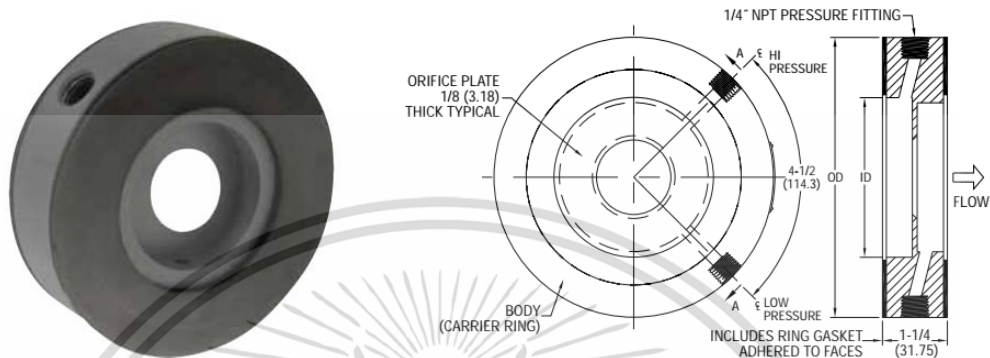


รูปที่ 4.4 Inverter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

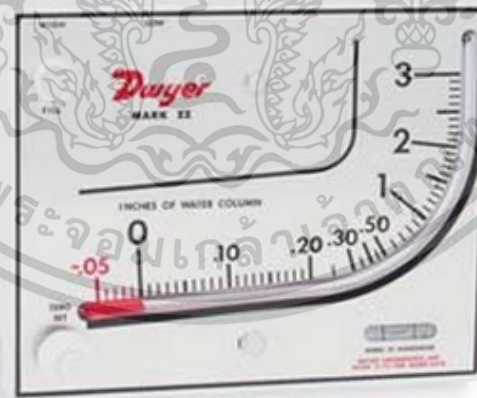
### 4.3.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

Orifice flow meter เป็นอุปกรณ์ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ ติดตั้งที่ทางออกของชุดทดลองระหว่างชุดทดลองและพัดลม ดังแสดงในรูปที่ 4.13 (แผนผังของชุดทดลอง) อุปกรณ์ Orifice meter เป็นชุดออริฟิสสำเร็จรูปของ Dwyer PE-J-3 แสดงในรูปที่ 4.5 และรายละเอียดเพิ่มเติมของออริฟิส แสดงในภาคผนวก ข.



รูปที่ 4.5 Orifice flow 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)

#### 4.3.4 อุปกรณ์ควบคุมพลังความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์

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



รูปที่ 4.7 แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply)

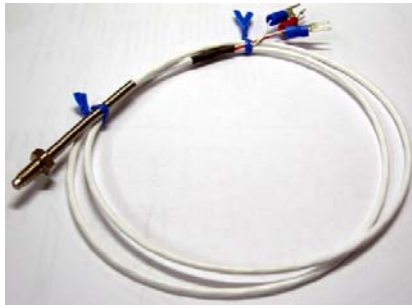
#### 4.3.5 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

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 ด้านของท่อจัตรัส อุณหภูมิทางเข้าและทางออกส่วนทดสอบ 2 ตำแหน่ง แสดงในรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.8 เครื่องเก็บข้อมูล

เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิผิวส่วนทดสอบ อุณหภูมิที่ทางเข้า และอุณหภูมิที่ทางออก แสดงในรูปที่ 4.10 โดยเทอร์โมคัปเปิลแบบชนิด T จำนวน 10 ตัว เพื่อวัดอุณหภูมิผิวทั้งหมด 10 ตำแหน่งและเทอร์โมคัปเปิลแบบ RTD Pt100 จำนวน 2 ตัว เพื่อวัดอุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ



แบบ RTD Pt100



แบบชนิด T

รูปที่ 4.9 เทอร์โมคัปเปิล

#### 4.3.6 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 4.10 เครื่องวัดความดันตกคร่อม, Dwyer 475 Mark III Digital Manometer

#### 4.3.7 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ

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



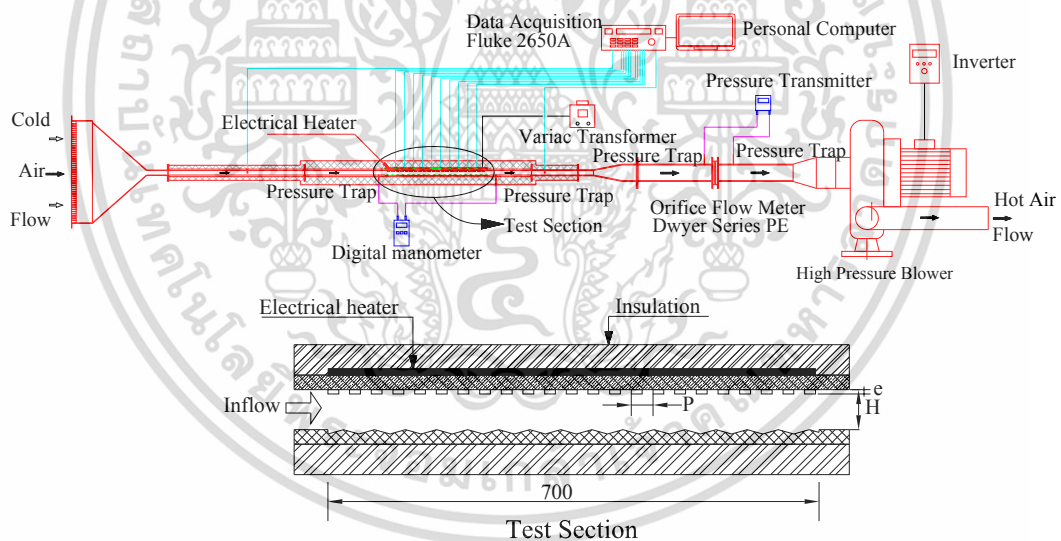
รูปที่ 4.11 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ (Vane-type Anemometer), TESTO 445

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 4.4 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง

### 4.4.1 อุปกรณ์ชุดทดลอง

ชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งครีบทวีวีที่แผ่นด้านบน และแผ่นด้านล่างมี 2 รูปแบบคือผนังเรียบและผนังที่เซาะร่องรูปทรงสามเหลี่ยมและอุปกรณ์การทดลองต่าง ๆ แสดงในรูปที่ 4.13 ใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบในส่วนของ การถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน ถูกดูดเข้าสู่ระบบโดยพัดลมความดันสูง (High-pressure blower) ขนาด 2.2 kW ผ่านชุดทางเข้าและเข้าสู่ท่อรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาด(กว้างxสูง) 300x27 มิลลิเมตรความยาวท่อช่วงแรกความยาว 900 มิลลิเมตรเพื่อปรับให้เกิดการไหลแบบปรับตัวเต็มที่ และท่อรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่เป็นชุดทดสอบมีความยาว 800 มิลลิเมตรช่วงที่ติดตั้งครีบทวีวีมีความยาว 600 มิลลิเมตรห่างจากทางเข้า 1000 มิลลิเมตร และที่ช่วงระยะห่างจากชุดทดสอบครีบทวีวีสุดท้ายประมาณ 200 มิลลิเมตร ต่อด้วยข้อลดจากท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าเป็นท่อกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 100 มิลลิเมตรต่อเข้ากับพัดลมความดันสูง โดยมีอินเวอร์เตอร์เป็นตัวปรับความเร็วรอบการทำงานของพัดลมเพื่อให้ได้อัตราการไหลของอากาศตามที่ออกแบบไว้ อัตราการไหลของอากาศในระบบถูกวัดโดยใช้แผ่นออริฟิสถูกสอบเทียบคามาก่อนโดยใช้ Hot wire และ Vane-type Anemometers (Testo 445) ความดันตกคร่อมออริฟิส วัดโดยใช้ Inclined manometer



รูปที่ 4.12 แผนผังของชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

โครงสร้างของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า ความยาว 3,000 มิลลิเมตร ผนังท่อหนา 10 มิลลิเมตร มีความกว้างและความสูงของช่องว่างในท่อ 300x27 มิลลิเมตร, ส่วนทดสอบ ความยาว (L) = 800 มิลลิเมตร ซึ่งครีบบางถูกสร้างจากแผ่นอะลูมิเนียม มีความหนา (t) 0.3 มิลลิเมตร โดยทำการติดตั้งที่ผนังด้านบนซึ่งติดตั้งเครื่องให้ความร้อนแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่หรือที่เรียกว่าแผ่นดูดซับความร้อน (absorber plate) ส่วนผนังด้านล่างเป็นผนังเรียบและผนังแบบร่องลูกคลื่น

พัดลม (Blower) ขนาด 2.2 kW เป็นแหล่งกำเนิดการไหลของอากาศ, Control valve ควบคุมอัตราการไหลอากาศเข้าสู่ส่วนทดสอบ, Orifice meter ใช้สำหรับวัดอัตราการไหลของอากาศ ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ทางเข้าชุดทดลอง, Manometer ใช้วัดความแตกต่างของความดัน เพื่อใช้หาอัตราการไหลของอากาศ ความแตกต่างของความดัน โดยการอ่านค่าจากความแตกต่างของระดับน้ำ Inclined manometer, มีการปรับสภาพการไหลของอากาศผ่านท่อช่วงแรก เพื่อให้อากาศที่ไหลก่อนเข้าสู่ชุดทดลองมีลักษณะเป็น Fully develop และไหลเข้าส่วนทดสอบ, ท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าถูกทำให้ร้อนด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าขนาด 3,000 วัตต์ ติดตั้งที่ผนังของท่อด้านบนของท่อ, แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply) แบบปรับค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้า TDGC 2-3 kVA CAPACITY : 3000 VA MAX. 12 Amp เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมค่าแรงเคลื่อน(voltage) ให้กับแผ่นฮีตเตอร์ ในการควบคุมพลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนด, Data Logger FLUKE 2650A เป็นอุปกรณ์เก็บและแสดงข้อมูลอุณหภูมิผิว 10 ตำแหน่ง ใช้สำหรับวัดอุณหภูมิผิวของผนังทดสอบด้านบน เชื่อมต่อข้อมูลจากเทอร์โมคัปเปิลชนิด T ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางสาย 1.5 มิลลิเมตร, อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออก 2 ตำแหน่ง ใช้เทอร์โมคัปเปิลแบบ RTD Pt 100 ติดตั้งที่ก่อนถึงส่วนทดสอบ 100 มิลลิเมตร และด้านหลังส่วนทดสอบ 80 มิลลิเมตรเพื่อวัดอุณหภูมิทางเข้าและทางออก, เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer 475 Mark III Digital Manometer เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมระหว่างตำแหน่งทางเข้าและตำแหน่งทางออกของส่วนทดสอบ, คอมพิวเตอร์บันทึกข้อมูลที่ได้รับจาก Data Logger และเครื่องวัดความดันตกคร่อม โดยส่วนทดสอบต้องมีการหุ้มฉนวนกันความร้อนเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนจากแผ่นฮีตเตอร์ออกสู่บรรยากาศภายนอก

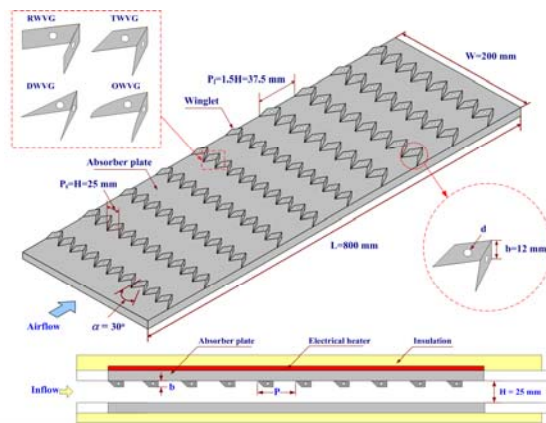
เพื่อที่จะกำหนดความคลาดเคลื่อนของการวัดข้อมูลที่ได้จากการทดลอง กำหนดโดยความคลาดเคลื่อนในการคำนวณอ้างอิงจาก เอกสาร [45] ค่าความคลาดเคลื่อนมากที่สุดสำหรับพารามิเตอร์ไร้นหน่วย  $\pm 5\%$  สำหรับเลขเรย์โนลด์,  $\pm 5\%$  สำหรับเลขนัสเซิลท์และ  $\pm 10\%$  สำหรับความเสียดทาน ความคลาดเคลื่อนในการวัดความเร็วในแนวแกนประมาณน้อยกว่า  $\pm 7\%$  และความดันมีความคลาดเคลื่อนประมาณ  $\pm 5\%$ , ส่วนความคลาดเคลื่อนของอุณหภูมิของผนังท่อประมาณ  $\pm 0.5\%$

#### 4.4.2 การติดตั้งครีบบและผนังร่องลูกคลื่นรูปสามเหลี่ยม

งานวิจัยนี้ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งครีบบตัววีที่ผนังท่อด้านบนและผนังเรียบหรือผนังร่องคลื่นหน้าตัดสามเหลี่ยมเอียงทำมุม  $60^\circ$  กับทิศทางการไหลที่ผนังท่อด้านล่าง และผนังร่องคลื่นรูปแบบอื่นๆ โดยทำการศึกษาอิทธิพลของครีบบตัววีร่วมกับผนังร่องคลื่นเอียง ออกเป็น 3 ส่วนหลัก ๆ ดังนี้

ส่วนที่ 1 ครีบบตัววีรูปแบบต่างๆ (V-Rib) เจาะรู ศึกษาถึงอิทธิพลของ รูปร่างครีบบ และขนาดของรูเจาะที่ครีบบ แสดงในรูปที่ 4.14

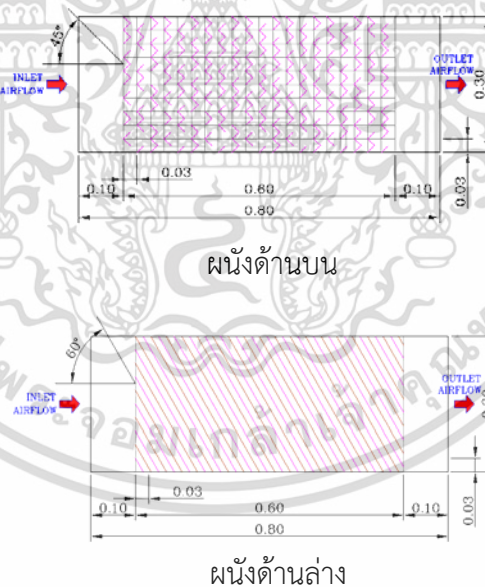
ส่วนที่ 1.1 ครีบบตัววี (V-Rib) แบบสี่เหลี่ยมผืนผ้า สี่เหลี่ยมคางหมู สามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมไข่มุม  $30^\circ$  ศึกษาอิทธิพลของรูปร่างของครีบบ และขนาดของรูเจาะ แสดงในรูปที่ 4.14



รูปที่ 4.13 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 1.1 ครีบตัววี 4 รูปแบบมุมปะทะ 30° เจาะรู

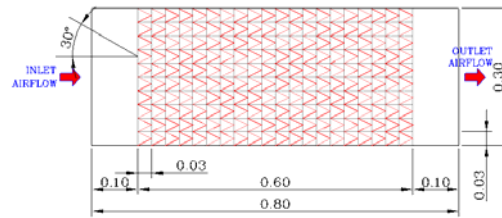
ส่วนที่ 2 ครีบตัววี (V-Rib) ร่วมกับผนังร่องคลื่นเอียงทำมุม 60° (60° inclined-wavy wall) ศึกษาถึงอิทธิพลของ มุมปะทะ, ความสูงครีบ และระยะพิตซ์ของครีบ รูปแบบการติดตั้ง แสดงในรูปที่ 4.14

ส่วนที่ 2.1 ครีบตัววี (V-Rib) มุมปะทะ 45°,  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$  และ  $PR = 0.5, 1, 1.5$  และ  $2$  ร่วมกับผนังร่องคลื่นเอียงทำมุม 60° ศึกษาอิทธิพลของสัดส่วนความสูงของครีบ ต่อความสูงท่อ และสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงของท่อ รูปแบบการติดตั้ง แสดงในรูปที่ 4.14

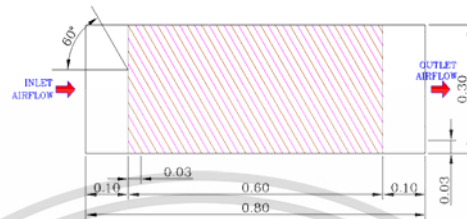


รูปที่ 4.14 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 2.1 ครีบตัววีมุมปะทะ 45° ร่วมกับร่องเอียง 60°

ส่วนที่ 2.2 ครีบตัววี (V-Rib) มุมปะทะ 30°,  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$  และ  $PR = 0.5, 1, 1.5$  และ  $2$  ร่วมกับผนังร่องคลื่นเอียงทำมุม 60° ศึกษาอิทธิพลของสัดส่วนความสูงของครีบ ต่อความสูงท่อ และสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงของท่อ รูปแบบการติดตั้ง แสดงในรูปที่ 4.15



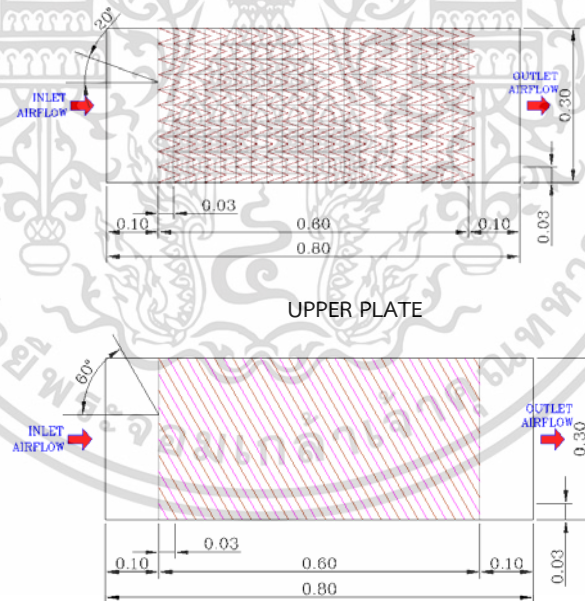
ผนังด้านบน



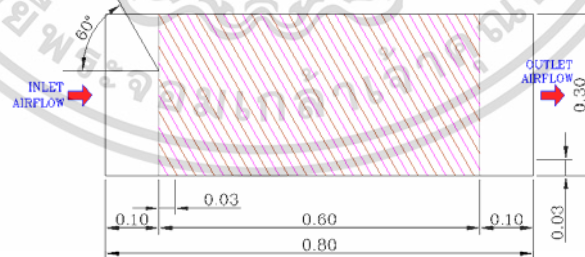
ผนังด้านล่าง

รูปที่ 4.15 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 2.2 ครีบทัววีมุมปะทะ  $30^\circ$  ร่วมกับร่องเอียง  $60^\circ$

ส่วนที่ 2.3 ครีบทัววี (V-Rib) มุมปะทะ  $20^\circ$ ,  $B_R = 0.111$ ,  $0.167$  และ  $0.222$  และ  $PR = 0.5$ ,  $1$ ,  $1.5$  และ  $2$  ร่วมกับผนังร่องคลื่นเอียงทำมุม  $60^\circ$  ศึกษาอิทธิพลของสัดส่วนความสูงของครีบท่อต่อความสูงท่อ และสัดส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงของท่อ รูปแบบการติดตั้ง แสดงในรูปที่ 4.16



UPPER PLATE



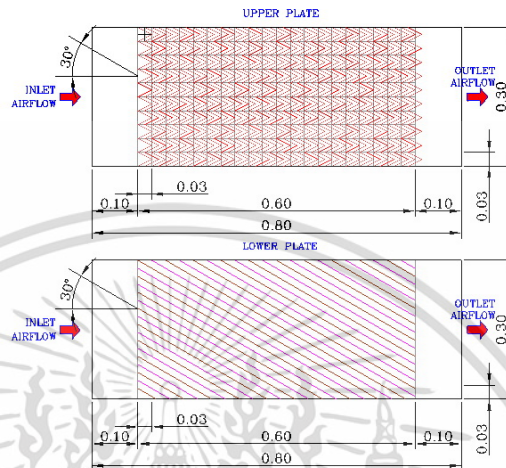
LOWER PLATE

รูปที่ 4.16 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 2.3 ครีบทัววีมุมปะทะ  $20^\circ$  ร่วมกับร่องเอียง  $60^\circ$

ส่วนที่ 3 ครีบทัววี (V-Rib) ทำมุม  $30^\circ$ ,  $B_R=0.111$ ,  $P_R=0.5$  ร่วมกับผนังร่องคลื่นเอียง (inclined-wavy wall) และผนังร่องคลื่นตัววีแบบปลายวี (V-tip) ชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) และผนังร่องคลื่นตัววีแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล (V-upstream) ที่ผนังด้านล่างท่อ โดยปรับเปลี่ยนมุมปะทะ และความกว้างของฐานร่องคลื่น

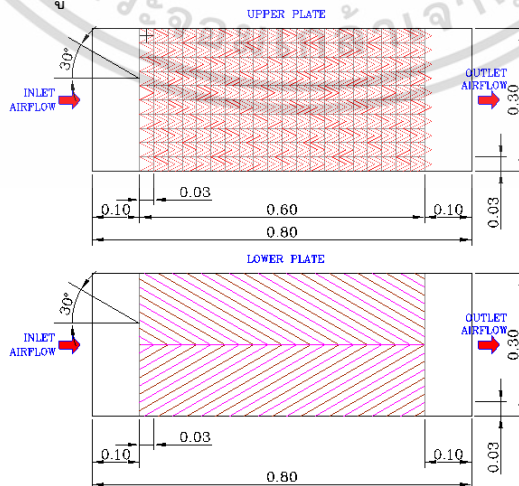
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนที่ 3.1 ครีบทวี (V-Rib) ทำมุม  $30^\circ$ ,  $B_R=0.111$ ,  $P_R=0.5$  ที่ผนังด้านบนร่วมกับผนังร่องคลื่นเอียง (inclined-wavy wall) ที่ผนังด้านล่างของท่อ ทำการศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, และความกว้างของฐานร่องคลื่น ผนังร่องคลื่นมีมุมปะทะ  $\theta = 30^\circ, 45^\circ$  และ  $60^\circ$  และความกว้างของฐานร่องคลื่น  $w = 10$  มม. 20 มม. และ 30 มม. ตามลำดับ ที่ผนังด้านบนที่ติดตั้งครีบทวีและผนังร่องคลื่นเอียงด้านล่างของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า มีความยาวเท่ากับ 700 มิลลิเมตร สำหรับครีบทวีที่ใช้ถูกสร้างจากแผ่นอะลูมิเนียม มีความหนา เท่ากับ 0.3 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 4.17



รูปที่ 4.17 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 3.1 ครีบทวีร่วมกับร่องเอียงในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า

ส่วนที่ 3.2 ครีบทวี (V-Rib) ทำมุม  $30^\circ$ ,  $B_R=0.111$ ,  $P_R=0.5$  ติดตั้งที่ผนังด้านบนร่วมกับผนังร่องคลื่นตัววีแบบปลายวี (V-tip) ชี้ตามกระแสการไหล (V-downstream) ที่ผนังด้านล่างของท่อ ทำการศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ และความกว้างของฐานร่องคลื่น ผนังร่องคลื่นรูปตัววีแบบปลายวีชี้ตามมีมุมปะทะ  $\theta = 30^\circ, 45^\circ$  และ  $60^\circ$  และความกว้างของฐานร่องคลื่น  $w = 10$  มม. 20 มม. และ 30 มม. ตามลำดับ ที่ผนังด้านบนที่ติดตั้งครีบทวีและผนังร่องคลื่นเอียงด้านล่างของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า มีความยาวเท่ากับ 700 มิลลิเมตร สำหรับครีบทวีที่ใช้ถูกสร้างจากแผ่นอะลูมิเนียม มีความหนา เท่ากับ 0.3 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 4.18 โดยแผ่นบางติดครีบทวี V-downstream แสดงในรูปที่ 4.18

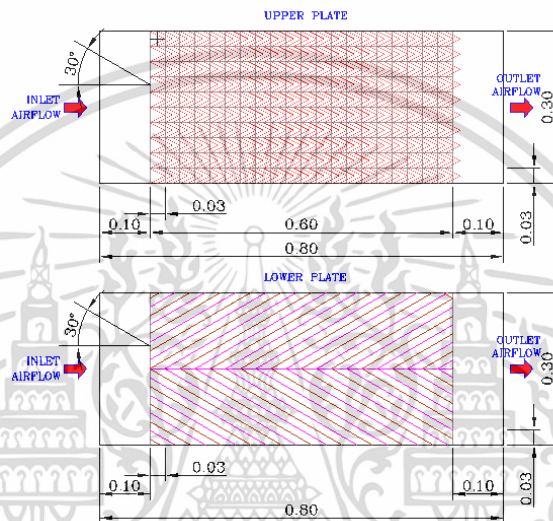


รูปที่ 4.18 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 3.2 ครีบทวีร่วมกับร่องตัววีปลายวีชี้ตามกระแส

การไหลในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่เผยแพร่เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนที่ 3.3 ครีบตัววี (V-Rib) ทำมุม  $30^\circ$ ,  $B_R=0.111$ ,  $P_R=0.5$  ติดตั้งที่ผนังด้านบน ร่วมกับผนังร่องคลื่นตัววีแบบปลายวี (V-tip) ซึ่งวนกระแสการไหล (V-upstream) ที่ผนังด้านล่างของท่อ ทำการศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ และความกว้างของฐานร่องคลื่น ผนังร่องคลื่น รูปตัววีมีมุมปะทะ  $\theta = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  และความกว้างของฐานร่องคลื่น  $w = 10$  มม. 20 มม. และ 30 มม. ตามลำดับ ที่ผนังด้านบนที่ติดตั้งครีบตัววีและผนังร่องคลื่นเอียงด้านล่างของท่อ สี่เหลี่ยมผืนผ้า มีความยาวเท่ากับ 700 มิลลิเมตร สำหรับครีบตัววีที่ใช้ถูกสร้างจากแผ่นอะลูมิเนียม มีความหนา เท่ากับ 0.3 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 4.18 โดยแผ่นบางติดครีบ V-upstream แสดงในรูปที่ 4.19



รูปที่ 4.19 ส่วนทดสอบของการศึกษาส่วนที่ 3.3 ครีบตัววีร่วมกับร่องตัววีปลายวีซึ่งวนกระแสการไหลในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า

#### 4.5 วิธีการทดลอง

1. ติดตั้งชิ้นงานทดสอบในส่วนทดสอบของชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า

2. เปิดสวิตช์พัดลม ให้อากาศไหลผ่านชุดทดลอง และปรับอุปกรณ์ปรับความเร็วรอบ (inverter) เพื่อปรับความเร็วรอบการทำงานของพัดลม เพื่อให้ได้อัตราการไหลของอากาศตามที่ต้องการ ออกแบบไว้ โดยดูอัตราการไหลของอากาศในระบบจากค่าความดันตกคร่อมแผ่นออริฟิซและอ่านค่าจาก Inclined manometer

3. วัดค่าความดันตกคร่อมส่วนทดสอบ ที่ความเร็วลมทั้ง 15 ระดับตามที่ออกแบบไว้ จากนั้นปรับความเร็วลมที่ค่าความเร็วลมค่าแรกของการทดสอบ

4. เปิดสะพานไฟจ่ายไฟให้กับแหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ ปรับค่าความต่างศักย์ไฟฟ้าของแหล่งจ่ายไฟกระแสสลับจ่ายไฟให้กับแผ่นฮีตเตอร์ เพื่อให้ความร้อนกับผิวท่อด้วยเงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่

5. สังเกตอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ทั้ง 12 ตำแหน่ง คือ อุณหภูมิผิวทดสอบ 10 ตำแหน่ง และอุณหภูมิทางเข้าและทางออก 2 ตำแหน่ง ให้อุณหภูมิคงที่ แล้วทำการบันทึกผล อุณหภูมิผิวเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทดสอบ อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ

6. ปรับอินเวเตอร์เพื่อเพิ่มความเร็วลมที่อัตราการไหลต่อไป แล้วทำการบันทึกผล อุณหภูมิผิวทดสอบ อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบต่อไปจนครบทั้ง 10 ระดับ ซึ่งค่าเลขเรย์โนลด์สอยู่ในช่วงตั้งแต่  $Re = 7,000$  ถึง  $24,000$

7. เปลี่ยนชิ้นงานทดสอบในส่วนทดสอบของชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า แล้วดำเนินการทดลองตามขั้นตอน 2 ถึง 6 ตามลำดับ เพื่อเก็บค่าความดันตกคร่อมส่วนทดสอบ อุณหภูมิผิวทดสอบ อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ ตามค่าความเร็วลมที่ออกแบบไว้ทั้ง 15 ระดับ

8. ทำการวิเคราะห์ข้อมูลของค่าการถ่ายเทความร้อนซึ่งอยู่ในรูปของเลขนัสเซิลท์ ค่าการสูญเสียความดันซึ่งอยู่ในรูปของตัวประกอบเสียดทาน และค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน จากนั้นนำข้อมูลแต่ละกรณีมาสร้างสมการสหสัมพันธ์ เพื่อเปรียบเทียบกับข้อมูลการทดลองว่ามีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วงใด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

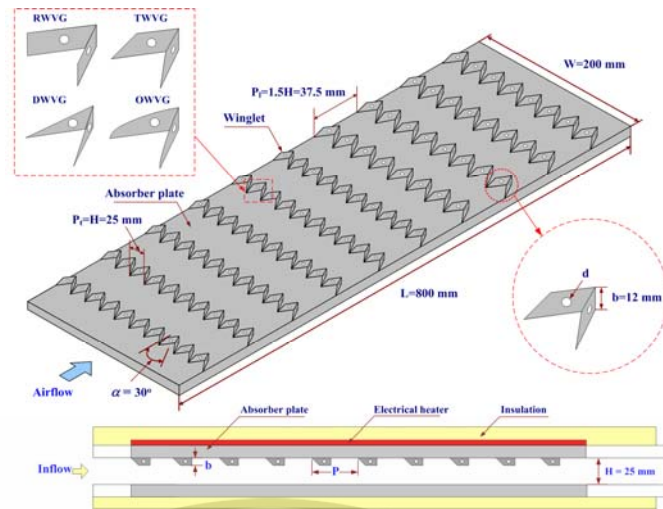
## บทที่ 5

# การเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนโดยตัวสร้างการหมุนควงแบบ ครีบตัววีและครีบตัววีเจาะรู

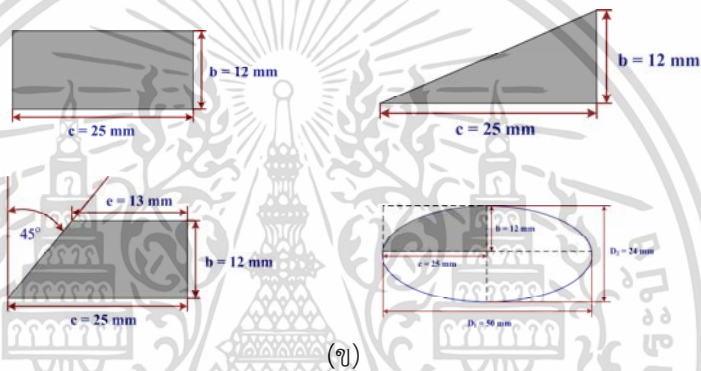
### 5.1 บทนำ

ในบทนี้ กล่าวถึงผลการทดลองส่วนที่ 1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยติดครีบตัววีที่ผนังด้านบน โดยทำการปรับเปลี่ยนรูปทรงของครีบตัววีและขนาดของรูเจาะที่ครีบ ครีบที่ใช้ในการทดสอบ ได้แก่ ครีบตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า (Rectangular Winglet-type Vortex Generator, RWVG) ครีบตัววีรูปสี่เหลี่ยมคางหมู (trapezoidal Winglet-type Vortex Generator, TWVG) ครีบตัววีรูปทรงสามเหลี่ยม (Delta Winglet-type Vortex Generator, DWVG) และครีบโค้งรูป 1/4 ส่วนโค้งวงรี (Oval Winglet-type Vortex Generator, OWVG) อัตราส่วนความสูงของครีบต่อความสูงท่อ  $B_R = 0.4$  และอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของท่อ  $PR = 1.5$  มีมุมปะทะ  $\alpha = 30^\circ$  ทั้งครีบเต็มแผ่นและครีบเจาะรู สำหรับครีบเจาะรูทำการศึกษารูเจาะขนาด  $d=3 \text{ mm}$ ,  $5 \text{ mm}$  และ  $7 \text{ mm}$  เพื่อศึกษาอิทธิพลของรูปทรงครีบและขนาดรูเจาะครีบและทำการเปรียบเทียบกับครีบที่ไม่เจาะรู โดยแบ่งการศึกษาในส่วนนี้ออกเป็น

1. ทวนสอบท่อผนังเรียบ เพื่อเปรียบเทียบผลการทดลองการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียความดันที่ได้กับสหสัมพันธ์ที่เชื่อถือได้
2. ครีบตัววีรูปทรงต่างๆ เจาะรูที่มีมุมปะทะ  $\alpha = 30^\circ$  อัตราส่วนความสูงของครีบต่อความสูงท่อ  $B_R = 0.4$  และอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของท่อ  $PR = 1.5$  ส่วนที่ผนัง เพื่อศึกษาอิทธิพลของรูปร่างและขนาดรูเจาะของครีบ
3. เปรียบเทียบครีบตัววีที่มีมุมปะทะ  $\alpha = 30^\circ$  ระหว่างครีบเจาะรูกับครีบไม่เจาะรู เพื่อเปรียบเทียบผลการทดลองของครีบเจาะรูและครีบไม่เจาะรูในด้านการถ่ายเทความร้อน ความดันสูญเสีย และสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน



(ก)



(ข)

รูปที่ 5.1 (ก) ครีบเจาะรู และ (ข) ครีบไม่เจาะรู

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

### 5.2 ผลการทวนสอบท่อผนังเรียบ

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

สหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter,

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{สำหรับการให้ความร้อน} \quad (5.1)$$

สหสัมพันธ์ของ Blasius,

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (5.2)$$

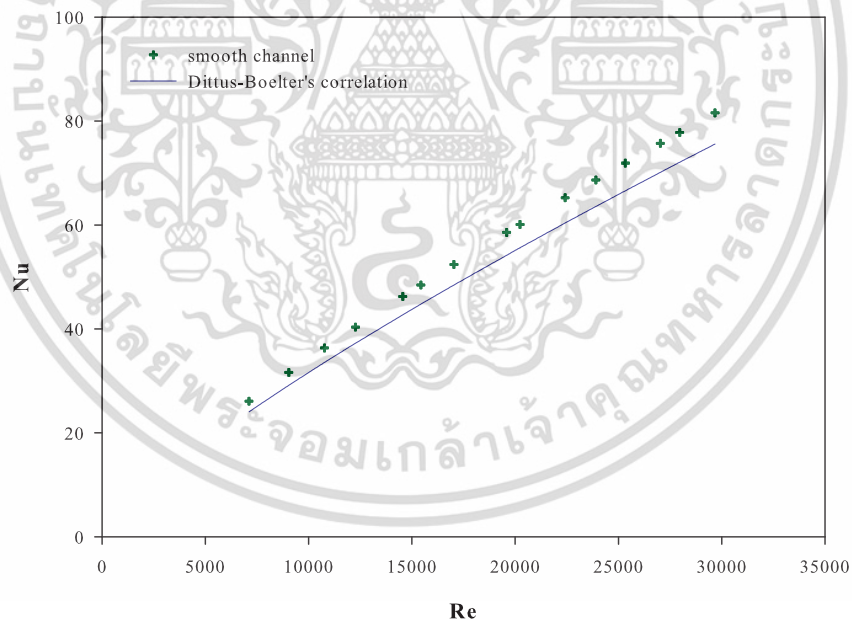
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการศึกษาไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.2.1 เลขนัสเซิลท์

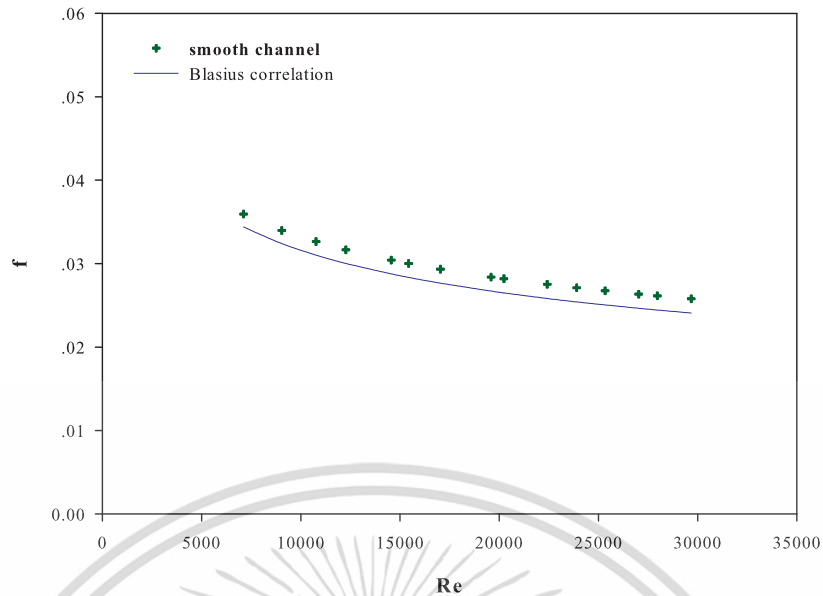
ในรูปที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ของ  $Nu$  กับ  $Re$  กรณีท่อผนังเรียบ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่า  $Re$  เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบค่า  $Nu$  จากการทดลองกับค่า  $Nu$  จากสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter พบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่า  $Nu$  จากผลการทดลอง มีค่าน้อยกว่าค่า  $Nu$  จากสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter โดยค่า  $Nu$  จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 8.43% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter 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 Blasius พบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่า  $f$  จากการทดลองมีค่ามากกว่าค่า  $f$  จากสหสัมพันธ์ของ Blasius โดยค่า  $f$  จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.1% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Blasius ที่ใช้หาค่า  $f$  สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่ในท่อกลมผิวเรียบ



รูปที่ 5.2 ความสัมพันธ์ของ  $Nu$  กับ  $Re$  กรณีท่อผนังเรียบ



รูปที่ 5.3 ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  กรณีท่อผนังเรียบ

ผลการทดลองท่อผนังเรียบ ทำการเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ที่นำเชื่อถือและได้รับความนิยม โดย  $Nu$  จะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 8.43% ส่วน  $f$  จะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Blasius ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 6.11% ซึ่งถือว่าผลการทดลองมีความเชื่อถือได้ โดยทั่วไปผลการทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยไม่ควรเกิน 10% ซึ่งถือว่าผลการทดลองในครั้งนี้มีเชื่อถือได้

### 5.3 อิทธิพลของการติดตั้งครีบทรงต่างๆที่มีมุมปะทะ $30^\circ$ เจาะรู

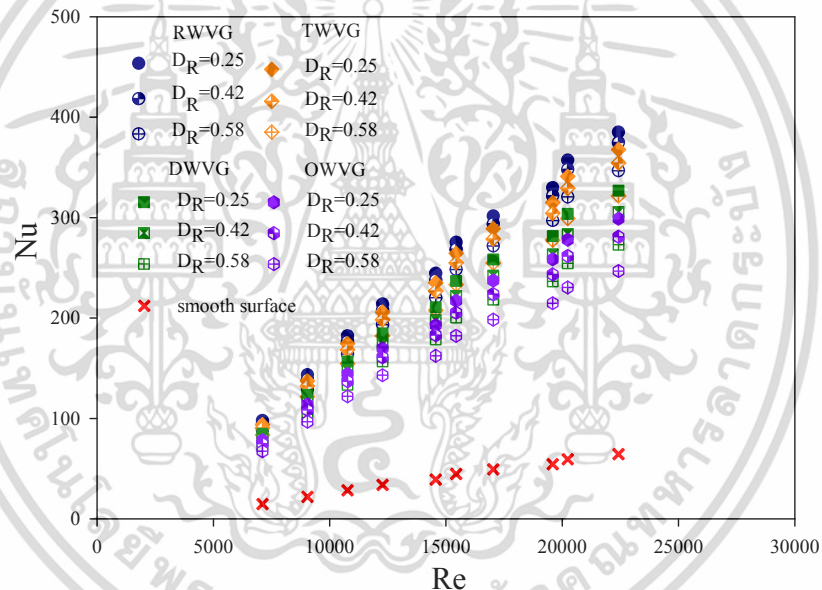
ในอดีตที่ผ่านมาทำการศึกษาทางงานวิจัยส่วนใหญ่นิยมใช้ครีบทรงที่แผ่นดูดซับด้านบนเป็นตัวสร้างความปั่นป่วนหรือการหมุนควงภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและเป็นการลดการใช้พลังงาน ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษาการทดลองเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งครีบทรงที่มีรูปหน้าตัดต่างๆที่ผนังด้านบนของท่อ ผนังด้านล่างเป็นผนังเรียบ เพื่อศึกษาอิทธิพลของรูปร่างของครีบ และอิทธิพลของขนาดรูเจาะที่ครีบ ที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน ความดันสูญเสียและเป็นการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

#### 5.3.1 การถ่ายเทความร้อน

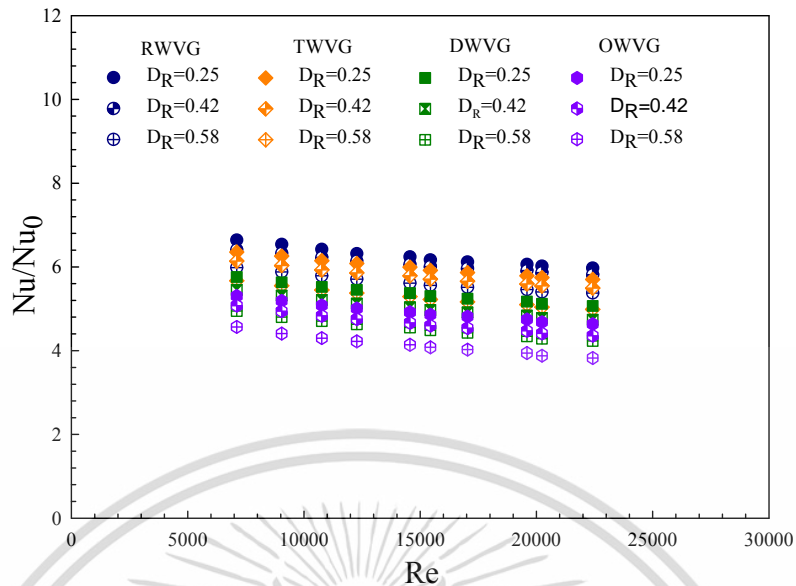
ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิววงที่ ติดด้วยครีบทรงที่มีมุม  $\alpha = 30^\circ$  อัตราส่วนความสูงครีบทรงต่อความสูงท่อ,  $B_R = 0.4$  อัตราส่วนระยะพิทช์ครีบทรงต่อความสูงท่อ,  $P_R = 1.5$  ครีบบางรูปร่างต่างๆ ได้แก่ RWVG, TWVG, DWVG และ OWVG ที่เจาะรูตรงกลางด้วยอัตราส่วนขนาดรูต่อความสูงของครีบทรง,  $D_R = d/e = 0.25, 0.42,$  และ  $0.58$  ค่าการถ่ายเทความร้อนแสดงในพจน์ของเลขนัสเซลท์,  $Nu$  และอัตราส่วนเลขนัสเซลท์,  $Nu/Nu_0$  หรือ  $N_R$  โดยค่า  $Nu$  ที่ได้จากการทดสอบ แสดงในรูปที่ 5.4 โดย  $Nu$  เพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่ม  $Re$  และขนาดของรู  $d$  ที่ลดลง ครีบบาง RWVG, TWVG, DWVG และ OWVG ที่  $D_R = 0.25$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุด ตามด้วย  $D_R = 0.42,$  และ  $D_R = 0.58$  ตามลำดับ ค่า  $Nu$  ของชุดครีบทรง RWVG, TWVG, เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นับผูกพันไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DWVG และ OWVG มีค่าอยู่ในช่วง 538-664%, 498-636%, 423-576% และ 383-531% ตามลำดับ ขึ้นอยู่กับค่า  $Re$  และ  $D_R$  ค่า  $Nu$  ที่สูงกว่าพบที่ครีปที่  $D_R$  มีค่าน้อย เป็นเพราะค่า  $D_R$  ที่มีค่าน้อยช่วยผลิการหมุนเวียนและการแยกการไหลทำให้เป็นการเพิ่มค่าความเข้มข้นของความปั่นป่วนของการไหลได้ดีกว่าครีปที่  $D_R$  มีค่ามากขึ้นกว่า

ผลการทดลองท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ติดด้วยครีปตัววีมุม  $\alpha = 30^\circ$  และร่องคลื่นเอียงทำมุม  $\theta = 60^\circ$  จากรูปที่ 5.5 พบว่า RWVG ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  มากกว่า TWVG, DWVG และ OWVG ประมาณ 4-7%, 14-24% และ 20-29% ตามลำดับ เนื่องจากการไหลย้อนกลับได้และการกระแทกที่เหนี่ยวนำการหมุนควงที่แข็งแกร่งมาก (Stronger vortex-induced impingement, VI) บริเวณแผ่นดูดซับ ทำให้เกิดการผสมผสานของของไหลที่รวดเร็วในระหว่างของไหลบริเวณแกนกลางท่อ และของไหลบริเวณใกล้ผนังท่อ นอกจากนี้ การไหลที่ถูกดักไว้ที่มุมของท่อ ที่มีลักษณะประหนึ่งว่าเกิดการถ่ายเทความร้อนอย่างไม่เกิดประสิทธิผลจะถูกเหนี่ยวนำโดยการไหลแบบหมุนควงเข้าสู่แกนกลางของท่อเป็นผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่สูงขึ้นที่บริเวณนี้



รูปที่ 5.4 ความสัมพันธ์ของ  $Nu$  กับ  $Re$  กรณีครีปตัววีมุม  $30^\circ$  รูปร่างต่างๆเจาะรู



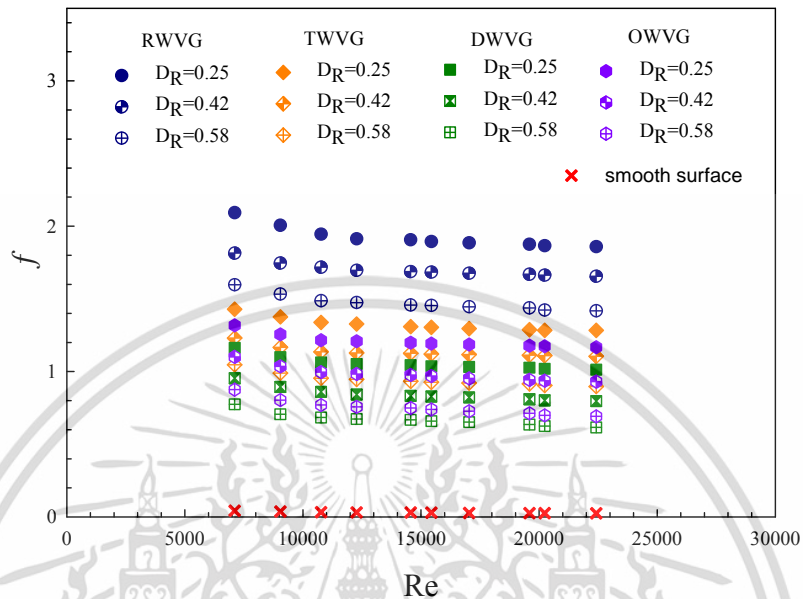
รูปที่ 5.5 ความสัมพันธ์ของ  $Nu/Nu_0$  กับ  $Re$  กรณีครีบทัววี่มุม  $30^\circ$  รูปร่างต่างๆเจาะรู

### 5.3.2 ตัวประกอบเสียดทาน

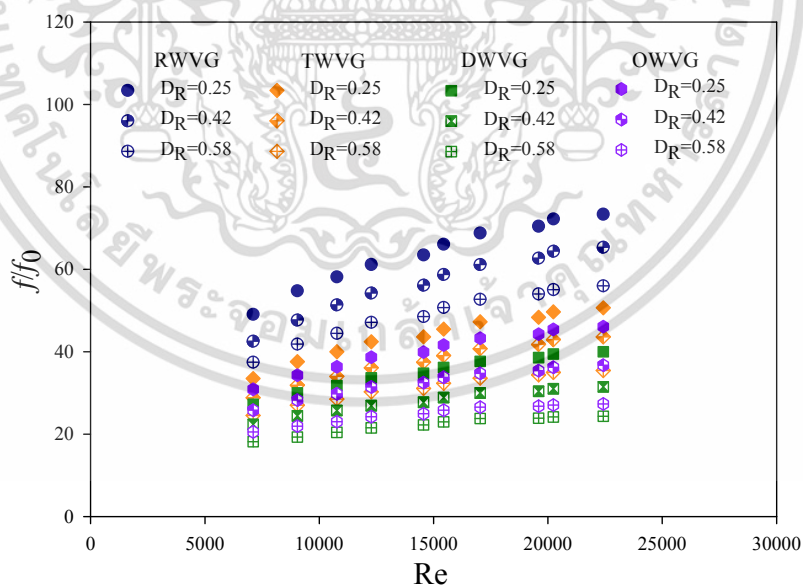
ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  ที่เกิดขึ้นในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ติดด้วยครีบทัววี่มุม  $\alpha = 30^\circ$  อัตราส่วนความสูงครีบท่อความสูงท่อ,  $B_R = 0.4$  อัตราส่วนระยะพิทช์ครีบท่อความสูงท่อ,  $P_R = 1.5$  ครีบบางรูปทรงต่างๆ ได้แก่ RWVG, TWVG, DWVG และ OWVG ที่เจาะรูตรงกลางที่  $D_R=0.25, 0.42,$  และ  $0.58$  พบว่า อิทธิพลของครีบบาง WVG ที่มี  $D_R$  ที่แตกต่างกันที่ส่งผลต่อคุณลักษณะด้านความเสียดทาน ( $f$ ) และ อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน ( $f/f_0, f$  Ratio,  $f_R$ ) สัมพันธ์กับ  $Re$  แสดงในรูปที่ 5.6 จากรูปสังเกตว่าการใช้ครีบบาง WVG ทั้ง 4 แบบให้ค่า  $f$  เพิ่มสูงขึ้นกว่าท่อผนังเรียบ การสูญเสียความดันเนื่องจากความเสียดทานที่สูงขึ้นในท่อที่ติดตั้งครีบบางเกิดจากการไหลแบบหมุนวนวงที่แข็งแรงอย่างมีนัยยะสำคัญนอกเหนือจากการเพิ่มพื้นที่ผิวครีบบาง ค่า  $f$  ที่สูงสุดหรือต่ำสุดที่เกิดขึ้นจากครีบบาง RWVG, TWVG, DWVG และ OWVG เป็นไปตามลำดับ ขณะที่ค่า  $f$  ที่ตกคร่อมครีบบางที่มีค่า  $D_R$  น้อยสูงกว่าที่มีค่า  $D_R$  มาก สำหรับทุกรูปแบบของ WVG คล้ายกันกับในกรณีของการถ่ายเทความร้อน ค่า  $f$  ของชุดครีบบาง RWVG, TWVG, DWVG และ OWVG มีค่าอยู่ในช่วง 374.3-733.6%, 245.3-506.6% 181.7-398.8% และ 205.3-460.7% ตามลำดับ ขึ้นอยู่กับค่า  $Re$  และ  $D_R$

รูปที่ 5.7 แสดงความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  พบว่า  $f/f_0$  มีค่ามากที่สุดที่ครีบบาง RWVG ที่รูเจาะ  $d = 3$  mm เนื่องจากเกิดการขัดขวางการไหลที่สูงกว่า พื้นที่ผิวที่มากกว่า และการฉีดยุ่และแรงกระทำที่รุนแรงกว่า เกิดขึ้นโดยการไหลแบบหมุนวนวงนำไปสู่การปรับเพิ่มค่าความดันลดอย่างเป็นรูปธรรม แม้ว่าแนวโน้มที่เหมือนกันที่ได้รับการค้นพบสำหรับค่า  $d$  ขนาดอื่นๆ สำหรับ  $D_R = 0.25$  ค่า  $f/f_0$  หรือ  $f_R$  เฉลี่ยของครีบบาง RWVG พบว่ามีค่าสูงกว่า TWVG, DWVG, และ OWVG ประมาณ 31.2%, 37.1% และ 45.2% ตามลำดับ ข้อสังเกตที่พบคือ อัตราส่วนความรู (Porosity ratio) หรือ

พื้นที่ความกว้างของรูของ WVG ทุกแบบสามารถลด wake zone ระหว่างต้นกระแสและท้ายกระแสของ WVGs ได้



รูปที่ 5.6 ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  กรณีครีบตัวมีมุม  $30^\circ$  รูปร่างต่างๆที่เจาะรู

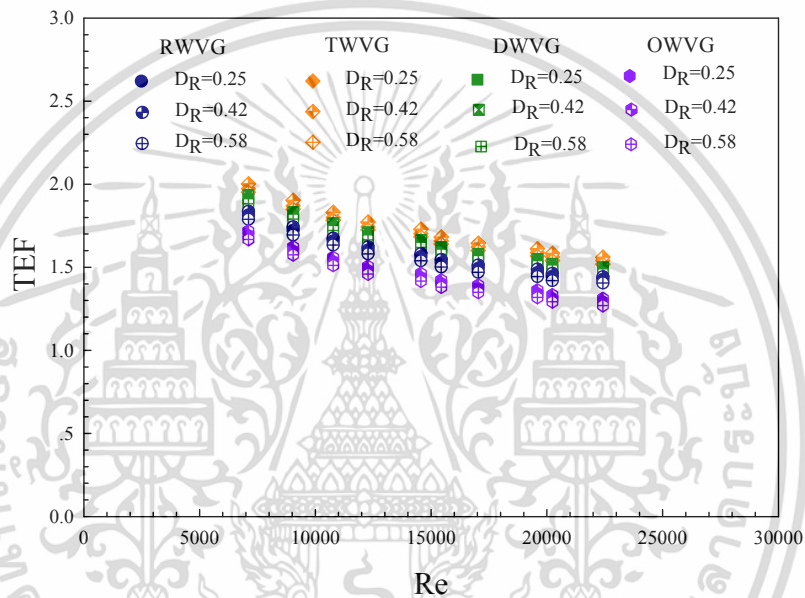


รูปที่ 5.7 ความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  กรณีครีบตัวมีมุม  $30^\circ$  รูปร่างต่างๆที่เจาะรู

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 5.8 แสดงความสัมพันธ์ของสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) โดยเปรียบเทียบข้อมูล  $Nu/Nu_0$  และ  $f/f_0$  ที่กำลังขับเดียวกัน พบว่าค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re สำหรับครีบบนแบบ RWVG, TWVG, DWVG, และ OWVG ที่ทำการทดสอบ ให้ค่า TEF ประมาณ 1.79 -1.84 เท่า, 1.95-2.01 เท่า, 1.88-1.94 เท่า และ 1.67-1.72 เท่าตามลำดับ ขึ้นอยู่กับค่า  $D_R$  และ Re ผลการทดลอง ครีบบนแบบ TWVG ให้ค่า TEF ที่ดีกว่า DWVG, RWVG, และ OWVG เมื่อทำการเปรียบเทียบกัน ครีบบนแบบ TWVG ที่มีขนาดรูเจาะ  $d=5\text{mm}$  ให้ค่า TEF สูงสุดที่ 2.01 ที่ Re ต่ำๆ



รูปที่ 5.8 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re กรณีครีบบนตัวมีมุม  $30^\circ$  รูปร่างต่างๆที่เจาะรู

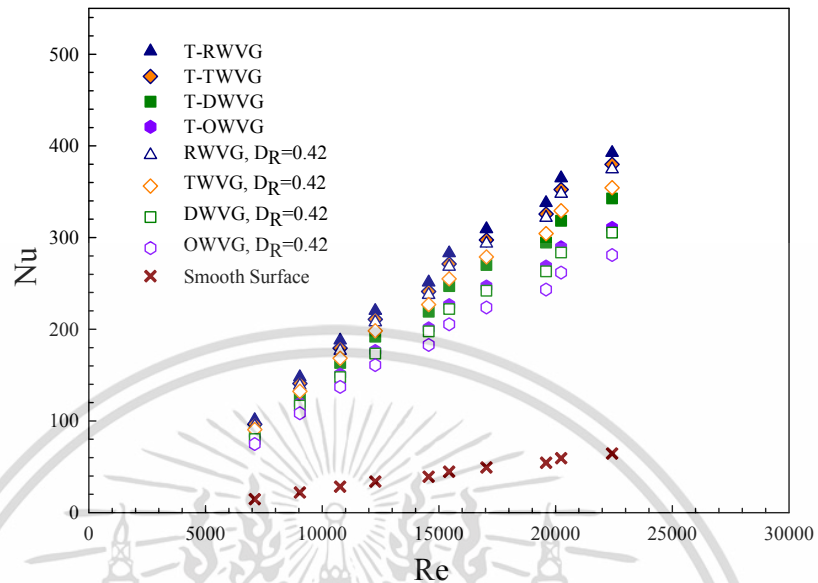
## 5.4 การเปรียบเทียบครีบบนตัวรูปร่างต่างๆที่มีมุมปะทะ $30^\circ$ ระหว่างครีบบนและไมเจาะรู

จากการทำการศึกษาค้นคว้าการติดครีบบนแบบ RWVG, TWVG, DWVG และ OWVG ที่เจาะรูขนาด  $d = 3\text{mm}, 5\text{mm}$  และ  $7\text{mm}$  พบว่าครีบบนแบบ RWVG, TWVG, DWVG และ OWVG ที่เจาะรูติดที่แผ่นดูดซับด้านบนส่งผลดีต่อค่าการถ่ายเทความร้อนที่อยู่ในพจน์ของ  $Nu$  และ  $Nu/Nu_0$  ( $Nu_R$ ) ความเสียดทานในพจน์ของ  $f$  และ  $f/f_0$  ( $f_R$ ) และสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) โดยนำไปเปรียบเทียบกับครีบบนแบบเดียวกันที่ไม่เจาะรู (T-RWVG, T-TWVG, T-DWVG และ T-OWVG) นั้น โดยเลือก WVG ที่  $D_R = 0.42$  เพื่อศึกษาอิทธิพลของรูเจาะที่ส่งอิทธิพลต่อค่าตัวแปรต่างๆในการแลกเปลี่ยนความร้อน

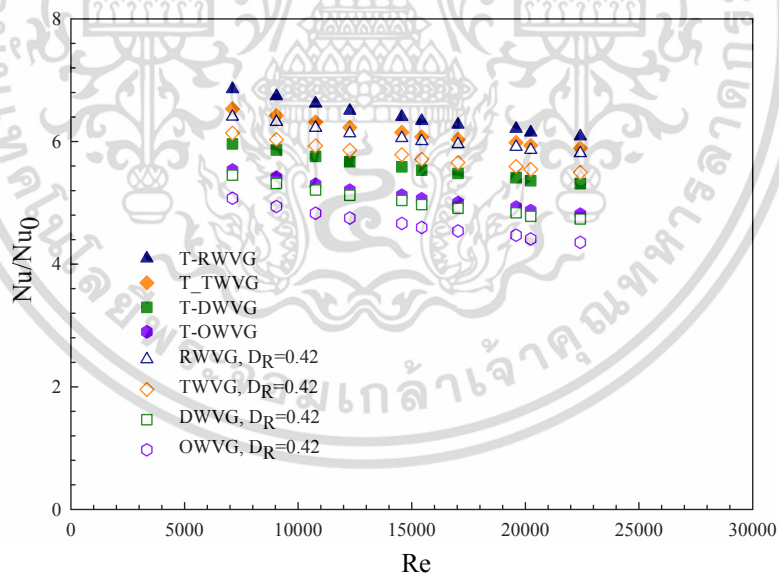
### 5.4.1 การถ่ายเทความร้อน

การเปรียบเทียบผลการทดลองแสดงไว้ในรูปที่ 5.9 และ 5.10 พบว่า ครีบบนแบบเจาะรู (perforated-WVG) ให้ค่า  $Nu$  และ  $Nu/Nu_0$  ( $Nu_R$ ) ต่ำกว่า ครีบบนแบบทั่วไป (Typical WVG, T-WVG) ที่ไม่เจาะรูที่มีรูปร่างเดียวกันในทุกกรณี ค่า  $Nu$  และ  $Nu_R$  เฉลี่ยของ T-RWVG, T-TWVG, T-DWVG เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นับผูกพันไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และ T-OWVG พบว่ามีค่าสูงกว่า ครีบแบบ RWVG, TWVG, DWVG, และ OWVG ประมาณ 6.8%, 7.7%, 10.9%, และ 10.7% ตามลำดับของรูปแบบครีบ



รูปที่ 5.9 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีเปรียบเทียบครีบเจาะรูและไม่เจาะรู

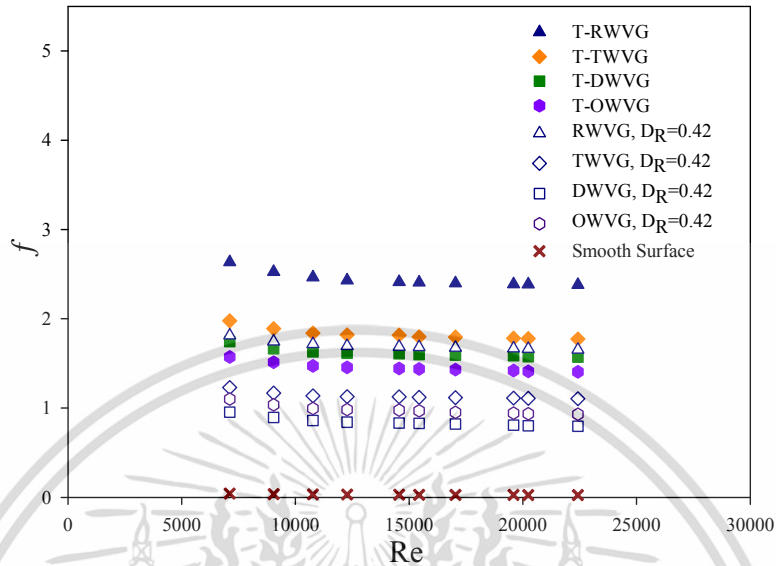


รูปที่ 5.10 ความสัมพันธ์ของ  $Nu/Nu_0$  กับ Re กรณีเปรียบเทียบครีบเจาะรูและไม่เจาะรู

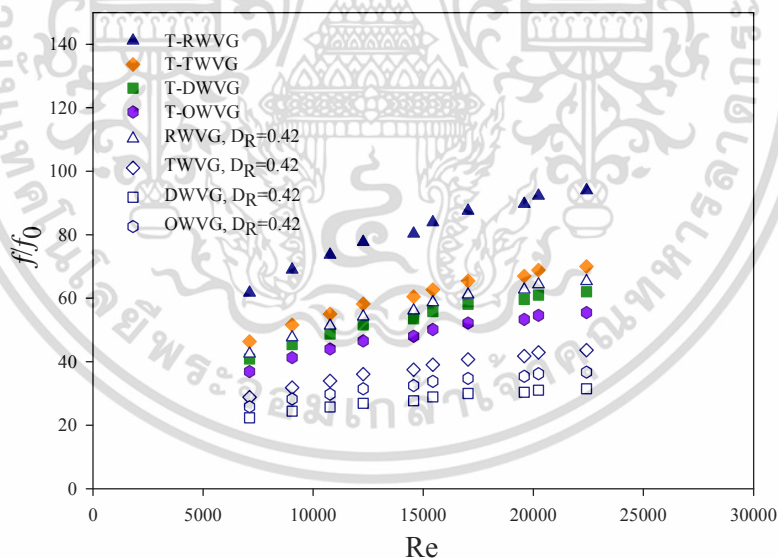
#### 5.4.2 ตัวประกอบเสียดทาน

การเปรียบเทียบผลการทดลองแสดงไว้ในรูปที่ 5.11 และ 5.12 พบว่า ครีบแบบเจาะรู (perforated-WVG) ให้ค่า  $f$  และ  $f/f_0$  ( $f_R$ ) ต่ำกว่า ครีบแบบทั่วไป (Typical WVG, T-WVG) ที่ไม่เจาะรู ที่มีรูปร่างเดียวกันในทุกกรณี ค่า  $f$  และ  $f/f_0$  ( $f_R$ ) เฉลี่ยของ T-RWVG, T-TWVG, T-DWVG และ T-OWVG พบว่ามีค่าสูงกว่า ครีบแบบ RWVG, TWVG, DWVG, และ OWVG ประมาณ 30-41% เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตามลำดับ เนื่องจากรูเจาะสามารถลดเขตแนวการหมุนวน (wake zone) ด้านหลังของครีบ ทำให้ลดการสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานได้จึงทำให้ค่า  $f$  และ  $f/f_0$  ( $f_R$ ) ลดต่ำลงกว่าครีบบนไม่เจาะรู



รูปที่ 5.11 ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  กรณีเปรียบเทียบครีบบนเจาะรูและไม่เจาะรู



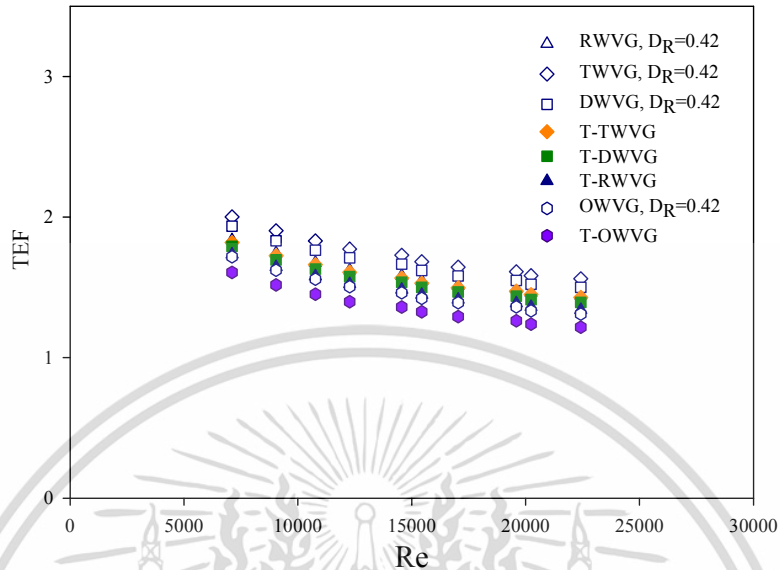
รูปที่ 5.12 ความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  กรณีเปรียบเทียบครีบบนเจาะรูและไม่เจาะรู

#### 5.4.3 สมรรถนะตัวประกอบเสียดทาน

การเปรียบเทียบผลการทดลองที่แสดงในรูปที่ 5.13 พบว่า ครีบบนเจาะรู(perforated-WVG) และครีบบนทั่วไป(Typical WVVG, T-WVVG)ที่ไม่เจาะรูที่มีรูปร่าง ให้ค่า TEF สูงกว่า 1 กว่าในทุกกรณีและมีแนวโน้มที่ลดลงเมื่อ  $Re$  เพิ่มขึ้น ค่า TEF เหลือของ RWVG, TWVG, DWVG, และ OWVG พบว่ามีค่าสูงกว่า ครีบบน T-RWVG, T-TWVG, T-DWVG และ T-OWVG ประมาณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.02%, 8.4%, 6.26% และ 5.51% ตามลำดับ นั้นมีความหมายว่า WVG ที่เจาะรูเป็นอีกแนว  
ทางเลือกที่ดีอีกแนวทางหนึ่งที่จะเป็นอุปกรณ์ที่มีแนวโน้มในการนำไปใช้งานในทางปฏิบัติได้จริง



รูปที่ 5.13 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re กรณีเปรียบเทียบครีบเจาะรูและไม่เจาะรู

## 5.5 สรุป

ผลการทดลองในส่วนที่ 1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ครีบตัววีเจาะรู เพื่อศึกษา  
อิทธิพลของการถ่ายเทความร้อน, การสูญเสียความดันเนื่องจากความเสียดทาน และสมรรถนะเชิง  
ความร้อนและคุณลักษณะโครงสร้างของการไหลและทำการการเปรียบเทียบผลกับครีบบูแบบ  
เดียวกันที่ไม่เจาะรู จากการเปรียบเทียบพบว่า ครีบที่ไม่เจาะรูให้ค่า  $Nu$  และ  $Nu/Nu_0$  สูงกว่าครีบที่  
เจาะ ขณะที่ครีบที่เจาะรู ให้ค่า  $f$  และ  $f/f_0$  ต่ำกว่าครีบบูแบบเจาะรู ทำให้เกิดความเสียดทานที่ลดต่ำลง  
เนื่องจากรูที่เจาะสามารถลดการเกิดเขตแนวการหมุนวนที่ด้านหลังของครีบได้ ส่งผลให้ค่า TEF ของ  
ครีบบูแบบเจาะรูมีค่าสูงกว่าครีบบูแบบไม่เจาะรู ค่า TEF สูงสุด เกิดที่  $Re$  ต่ำๆ ซึ่งจากผลการศึกษาใน  
ส่วนที่ 1 จะเห็นได้ชัดเจนถึงผลของครีบตัววีเจาะรูรูปแบบต่างดังแสดงในตารางที่ 5.1 และ 5.2  
สามารถนำไปต่อยอดในการศึกษาส่วนที่ 2 จะทำการศึกษาอิทธิพลของรูปทรง, ระยะพิตช์, ความสูง,  
ทิศทางการจัดวางและมุมปะทะของครีบ และในส่วนที่ 3 ต่อไป

ตารางที่ 5.1 ค่าเฉลี่ย  $Nu/Nu_0$ ,  $f/f_0$  และ TEF กรณีครีบริบ RWVG, TWVG, DWVG และ OWVG

กรณีที่	ครีบริบ	$D_R$	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	RWVG	0.25	<b>6.25</b>	<b>63.74</b>	1.57
2		0.42	6.07	56.40	1.59
3		0.58	5.63	48.78	1.55
4	TWVG	0.25	5.98	43.85	1.71
5		0.42	5.77	37.63	<b>1.73</b>
6		0.58	5.28	31.21	1.69
7	DWVG	0.25	5.36	34.92	1.65
8		0.42	5.04	27.89	1.67
9		0.58	4.54	22.08	1.62
10	OWVG	0.25	4.92	40.07	1.45
11		0.42	4.66	32.47	1.47
12		0.58	4.13	24.81	1.42

ตารางที่ 5.2 ค่าเฉลี่ย  $Nu/Nu_0$ ,  $f/f_0$  และ TEF กรณีครีบริบ WVG ที่เจาะรูและไม่เจาะรู

กรณีที่	ครีบริบ	$D_R$	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	RWVG	0.42	6.07	56.40	1.59
2	TWVG	0.42	5.77	37.63	<b>1.73</b>
3	DWVG	0.42	5.04	27.89	1.67
4	OWVG	0.42	4.66	32.47	1.47
5	T-RWVG	-	<b>6.42</b>	<b>80.99</b>	1.49
6	T-TWVG	-	6.15	60.55	1.58
7	T-DWVG	-	5.59	53.67	1.54
8	T-OWVG	-	5.13	48.25	1.37

## 5.6 การสร้างสมการสหสัมพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร

โดยทั่วไป ตัวแปรตามแต่ละตัวหรือผลตอบสนอง (Response;  $Y$ ) จะขึ้นอยู่กับตัวแปรอิสระ  $n$  (Independent หรือ Regressor variables) เช่น  $x_1, x_2, \dots, x_n$  เป็นต้น ความสัมพันธ์ของตัวแปรเหล่านี้ สามารถอธิบายโดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่เรียกว่า “สมการรีเกรสชัน” (สมการถดถอย; Regression equation) แบบจำลองรีเกรสชันจะสอดคล้องกับกลุ่มของข้อมูลของตัวอย่าง บางกรณีผู้ทดสอบทราบถึงฟังก์ชันความสัมพันธ์ที่แท้จริงของตัวแปร เช่น  $Y = \phi(x_1, x_2, \dots, x_n)$  เป็นต้น อย่างไรก็ตาม โดยส่วนใหญ่จะไม่ทราบฟังก์ชันความสัมพันธ์ที่แท้จริงของตัวแปร ดังนั้นจึงต้องมีการประมาณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าของฟังก์ชันเพื่อประมาณค่า  $\phi$  โดยในการทดสอบนี้จะใช้โปรแกรม Microsoft Office Excel เป็นเครื่องมือในการหาฟังก์ชันดังกล่าว

ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อน ในพจน์ของ Nu มีตัวแปรอิสระที่สนใจศึกษามากกว่า 1 ตัวแปร เช่น เลขเรย์โนลด์ (Re), เลขพรานท์ (Pr), อัตราส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงท่อ (BR), อัตราส่วนระยะพิทช์ครีบอกต่อความสูงท่อ (PR), มุมปะทะ ( $\alpha$ ) และพารามิเตอร์ที่ศึกษาอื่น ๆ เป็นต้น แบบจำลองทั่วไปที่ใช้จะอยู่ในรูปแบบของ Multiple Exponential Regression Model ดังแสดงในสมการต่อไปนี้

$$Y = b_0 x_1^{b_1} x_2^{b_2} x_3^{b_3} \dots x_n^{b_n} \quad (5.3)$$

ซึ่งสามารถแปลงให้อยู่ในรูปแบบ Multiple Linear Regress in Logarithmic Scale คือ

$$\ln(Y) = \ln b_0 + b_1 \ln(x_1) + b_2 \ln(x_2) + b_3 \ln(x_3) \dots + b_n \ln(x_n) \quad (5.4)$$

เมื่อ

$b_0$  = ค่าคงที่

$b_i$  = ค่าสัมประสิทธิ์หรือพารามิเตอร์ของเส้นตรงของตัวแปร  $x_i$

### 5.8.1 ครีบอกแบบ RWVG

#### 5.8.1.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซลท์

ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์ (Nu) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงท่อ (BR) และอัตราส่วนระยะพิทช์ครีบอกต่อความสูงท่อ ( $P_R$ ) หาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

รูปที่ 5.14 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์สหสัมพันธ์ ( $Nu_{pre}$ ) กับเลขนัสเซลท์จากการทดลอง ( $Nu_{exp}$ ) ครีบอกแบบ RWVG เจาะรู  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.4$   $P_R = 1.5$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 7,000-24,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 5\%$

$$Nu = 0.194 Re^{0.742} Pr^{0.4} (A_h / A_w)^{-0.0625} \quad (5.5)$$

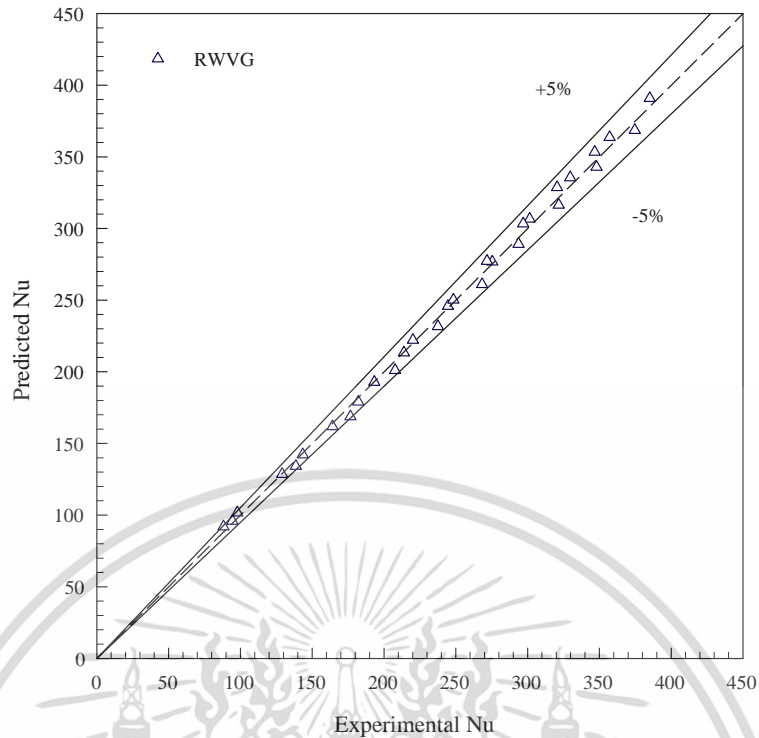
#### 5.8.1.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงท่อ (BR) และอัตราส่วนระยะพิทช์ครีบอกต่อความสูงท่อ ( $P_R$ ) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

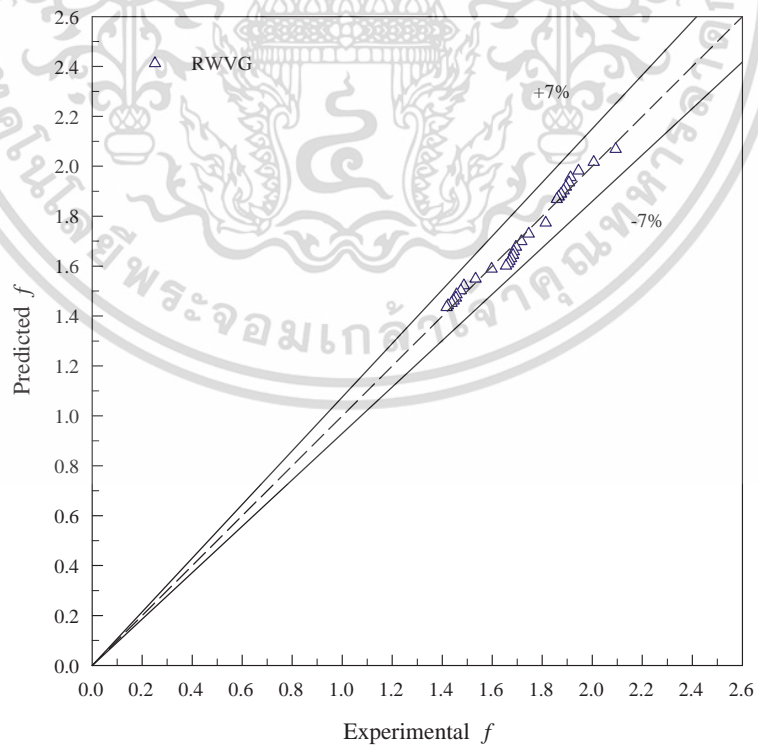
รูปที่ 5.15 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์ ( $f_{pre}$ ) กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง ( $f_{exp}$ ) ครีบอกแบบ RWVG เจาะรู  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.4$   $P_R = 1.5$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 7,000-24,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 7\%$

$$f = 1.814 Re^{-0.056} (A_h / A_w)^{-0.1634} \quad (5.6)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.14 ความสัมพันธ์ของ  $Nu_{pre}$  กับ  $Nu_{exp}$  กรณีครีบริบ RWVG



รูปที่ 5.15 ความสัมพันธ์ของ  $f_{pre}$  กับ  $f_{exp}$  กรณีครีบริบ RWVG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 5.8.2 ครีบบแบบ TWVG

### 5.8.2.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซลท์

ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์ (Nu) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ (BR) และอัตราส่วนระยะพิชต์ครีบบต่อความสูงท่อ ( $P_R$ ) หาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

รูปที่ 5.16 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์สหสัมพันธ์ ( $Nu_{pre}$ ) กับเลขนัสเซลท์จากการทดลอง ( $Nu_{exp}$ ) ครีบบแบบ TWVG เจาะรู  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.4$   $P_R = 1.5$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 4,000-25,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 5\%$

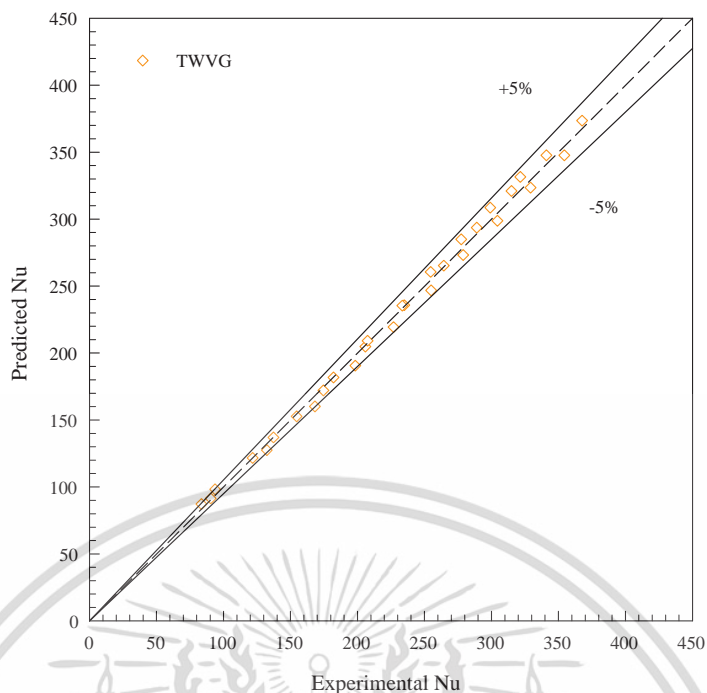
$$Nu = 0.191Re^{0.736} Pr^{0.4} (A_h / A_w)^{-0.0703} \quad (5.7)$$

### 5.8.2.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

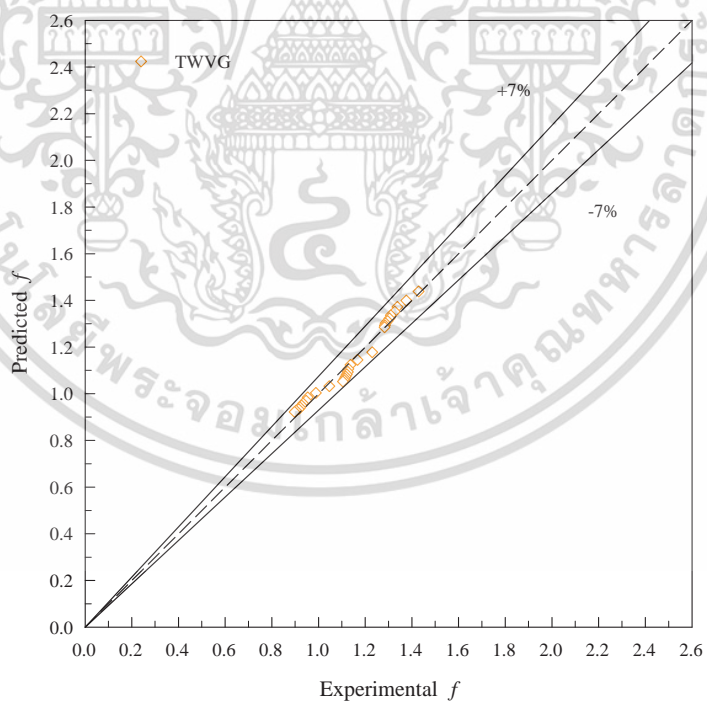
ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ (BR) และอัตราส่วนระยะพิชต์ครีบบต่อความสูงท่อ ( $P_R$ ) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

รูปที่ 5.15 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์ ( $f_{pre}$ ) กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง ( $f_{exp}$ ) ครีบบแบบ TWVG เจาะรู  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.4$   $P_R = 1.5$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 4,000-25,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 7\%$

$$f = 1.169Re^{-0.062} (A_h / A_w)^{-0.1957} \quad (5.8)$$



รูปที่ 5.16 ความสัมพันธ์ของ  $Nu_{pre}$  กับ  $Nu_{exp}$  กรณีกริ่ง TWVG



รูปที่ 5.17 ความสัมพันธ์ของ  $f_{pre}$  กับ  $f_{exp}$  กรณีกริ่ง TWVG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.8.3 ครีบแบบ DWVG

#### 5.8.3.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซลท์

ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์ (Nu) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงท่อ (BR) และอัตราส่วนระยะพิทช์ครีบท่อต่อความสูงท่อ ( $P_R$ ) หาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

รูปที่ 5.30 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์สหสัมพันธ์ ( $Nu_{pre}$ ) กับเลขนัสเซลท์จากการทดลอง ( $Nu_{exp}$ ) ครีบแบบ DWVG เจาะรู  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.4$   $P_R = 1.5$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 7,000-24,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 5\%$

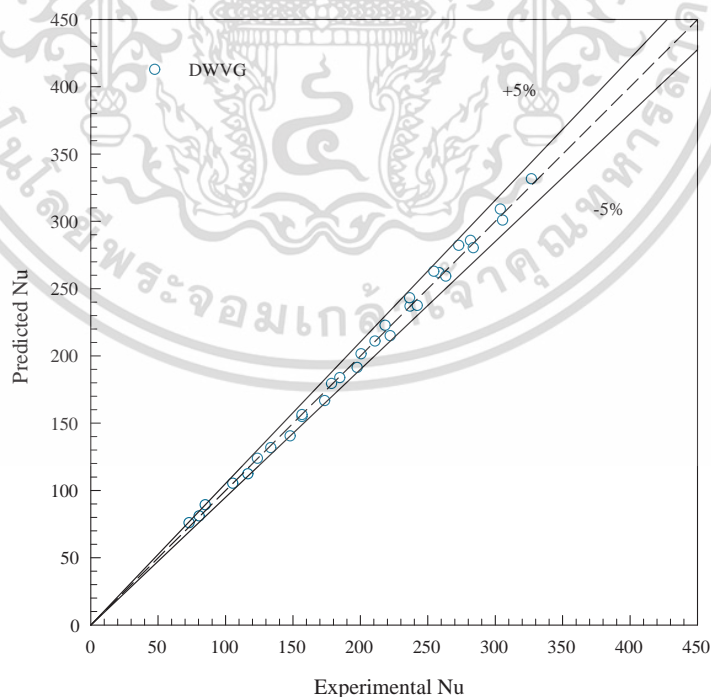
$$Nu = 0.18Re^{0.723} Pr^{0.4} (A_h / A_w)^{-0.0955} \quad (5.9)$$

#### 5.8.3.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงท่อ (BR) และอัตราส่วนระยะพิทช์ครีบท่อต่อความสูงท่อ ( $P_R$ ) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

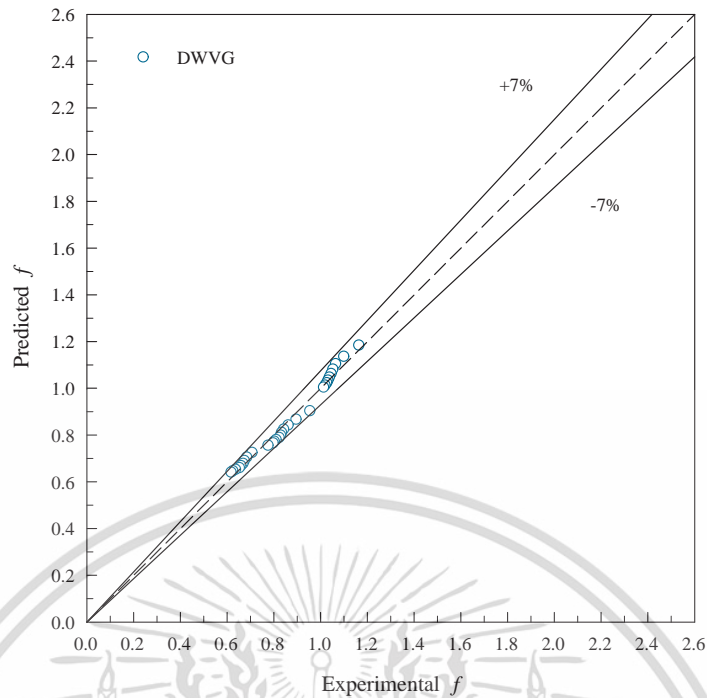
รูปที่ 5.31 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์ ( $f_{pre}$ ) กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง ( $f_{exp}$ ) ครีบแบบ DWVG เจาะรู  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.4$   $P_R = 1.5$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 7,000-24,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 7\%$

$$f = 0.996Re^{-0.091} (A_h / A_w)^{-0.2651} \quad (5.10)$$



รูปที่ 5.18 ความสัมพันธ์ของ  $Nu_{pre}$  กับ  $Nu_{exp}$  กรณีครีบ DWVG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.19 ความสัมพันธ์ของ  $f_{pre}$  กับ  $f_{exp}$  กรณีครีบบ DWVG

#### 5.8.4 ครีบบแบบ OWVG

##### 5.8.4.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซลท์

ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์ ( $Nu$ ) กับเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ ) อัตราส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ ( $BR$ ) และอัตราส่วนระยะพิตช์ครีบบต่อความสูงท่อ ( $P_R$ ) หากความสัมพันธ์ได้ดังนี้

รูปที่ 5.30 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์สหสัมพันธ์ ( $Nu_{pre}$ ) กับเลขนัสเซลท์จากการทดลอง ( $Nu_{exp}$ ) ครีบบแบบ OWVG เจาะรู  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.4$   $P_R = 1.5$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 4,000-25,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 5\%$

$$Nu = 0.182 Re^{0.716} Pr^{0.4} (A_h / A_w)^{-0.0988} \quad (5.9)$$

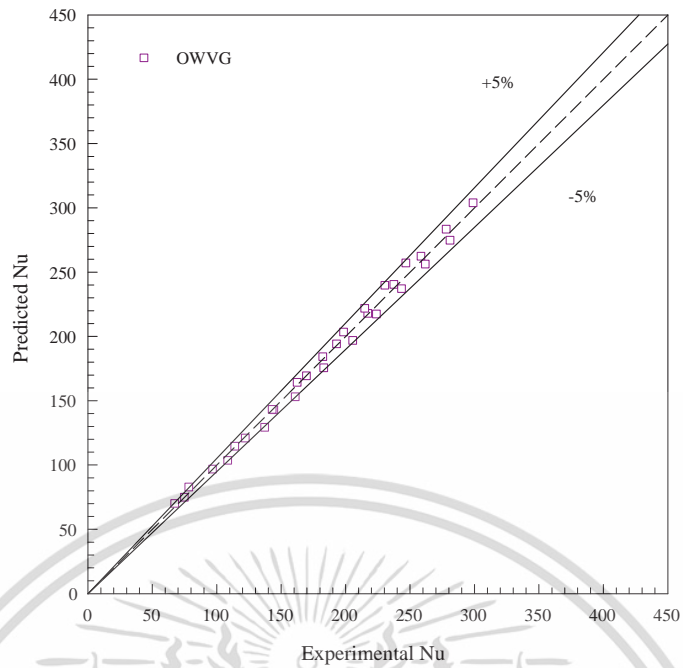
##### 5.8.4.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) กับเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ ) อัตราส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ ( $BR$ ) และอัตราส่วนระยะพิตช์ครีบบต่อความสูงท่อ ( $P_R$ ) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

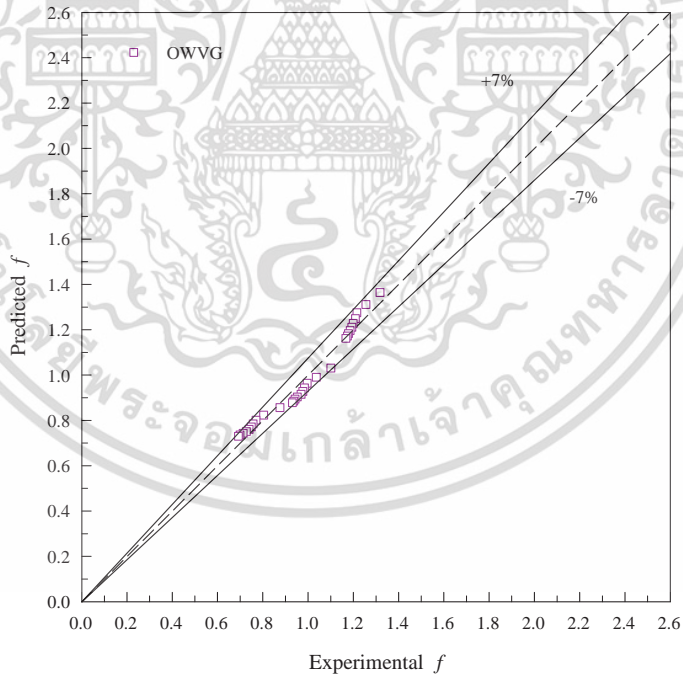
รูปที่ 5.31 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์ ( $f_{pre}$ ) กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง ( $f_{exp}$ ) ครีบบแบบ OWVG เจาะรู  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.4$   $P_R = 1.5$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 7,000-24,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 7\%$

$$f = 1.231 Re^{-0.088} (A_h / A_w)^{-0.2746} \quad (5.10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.20 ความสัมพันธ์ของ  $Nu_{pre}$  กับ  $Nu_{exp}$  กรณี crib OWVG



รูปที่ 5.21 ความสัมพันธ์ของ  $f_{pre}$  กับ  $f_{exp}$  กรณี crib OWVG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

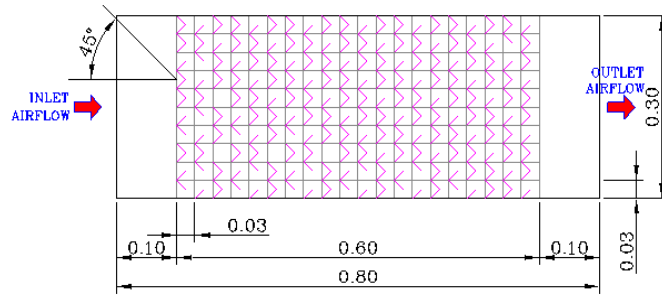
## บทที่ 6

# การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าด้วยการติดตั้งครีบทัววี ร่วมกับร่องคลื่นรูปทรงสามเหลี่ยม

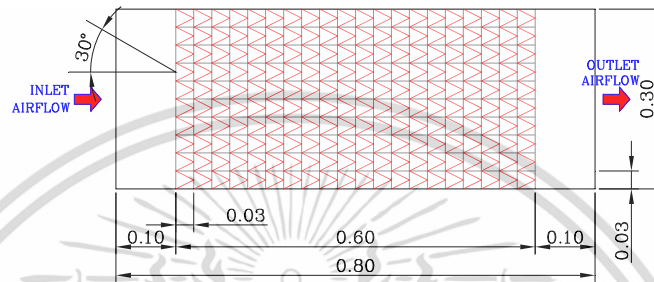
### 6.1 บทนำ

ในบทนี้ กล่าวถึงผลการทดลองส่วนที่ 1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยติดตั้งครีบทัววีที่ผนังด้านบน (absorber plate) ทำการปรับเปลี่ยน มุมปะทะ  $\alpha = 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ$  สัดส่วนความสูงของครีบทัววีต่อความสูงท่อ  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$  และสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงของท่อ  $P_R = 0.5, 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  ส่วนที่ผนังด้านล่างเป็นร่องคลื่นหน้าตัดรูปทรงสามเหลี่ยมเอียงทำมุม  $\theta = 60^\circ$  เพื่อศึกษาอิทธิพลของสัดส่วนความสูงของครีบทัววีต่อความสูงท่อ สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงของท่อ และมุมปะทะของครีบทัววี ดังแสดงในรูปที่ 1 โดยแบ่งการศึกษาในส่วนนี้ออกเป็น

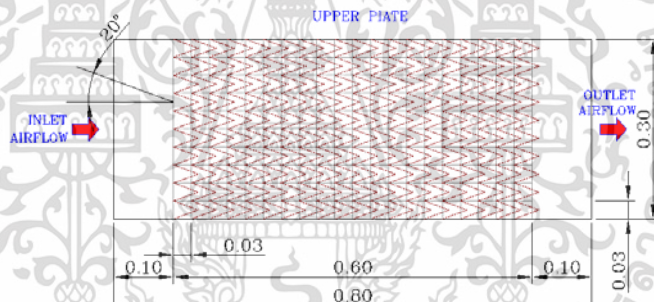
1. ทวนสอบท่อผนังเรียบ เพื่อเปรียบเทียบผลการทดลองการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียความดันที่ได้กับสหสัมพันธ์ที่เชื่อถือได้
2. ครีบทัววีที่มีมุมปะทะ  $\alpha = 45^\circ$  สัดส่วนความสูงของครีบทัววีต่อความสูงท่อ  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$  และสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงของท่อ  $P_R = 0.5, 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  ส่วนที่ผนังด้านล่างเป็นร่องคลื่นหน้าตัดสามเหลี่ยมเอียงทำมุม  $\theta = 60^\circ$  เพื่อศึกษาอิทธิพลของสัดส่วนความสูงของครีบทัววีต่อความสูงท่อ และ สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงของท่อ
3. ครีบทัววีที่มีมุมปะทะ  $\alpha = 30^\circ$  สัดส่วนความสูงของครีบทัววีต่อความสูงท่อ  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$  และสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงของท่อ  $P_R = 0.5, 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  และร่องคลื่นเอียงทำมุม  $\theta = 60^\circ$  ทำการศึกษาอิทธิพลของสัดส่วนความสูงของครีบทัววีต่อความสูงท่อ ( $B_R$ ) และ สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงของท่อ
4. ครีบทัววีที่มีมุมปะทะ  $\alpha = 20^\circ$  สัดส่วนความสูงครีบทัววีต่อความสูงท่อ  $B_R = 0.111, 0.167$ , และ  $0.222$  และสัดส่วนระยะพิตซ์ครีบทัววีต่อความสูงท่อ  $P_R = 0.5, 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  และร่องคลื่นเอียงทำมุม  $\theta = 60^\circ$  ทำการศึกษาอิทธิพลของสัดส่วนความสูงของครีบทัววีต่อความสูงท่อ ( $B_R$ ) และ สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงของท่อ



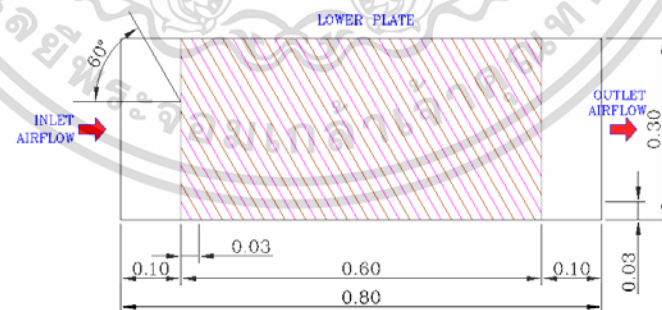
(ก)



(ข)



(ค)



(ง)

รูปที่ 6.1 ครีบตัววีมุม (ก) 45° (ข) 30° (ค) 20° ที่แผ่นบน และ (ง) ร่องเอียงมุม 60° ที่แผ่นล่าง

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6.2 ผลการทดสอบท่อผนังเรียบ

การทดลองนี้ศึกษาผลของการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันของท่อผนังเรียบใน พจน์ของเลขนัสเซิลท์ (Nu) และตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) ตามลำดับ เปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้ กับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter สำหรับ Nu ถัดมาสหสัมพันธ์ของ Blasius สำหรับ  $f$  เอกสารอ้างอิง [50-54] ในช่วงการไหลปั่นป่วน

สหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter,

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad \text{สำหรับการให้ความร้อน} \quad (6.1)$$

สหสัมพันธ์ของ Blasius,

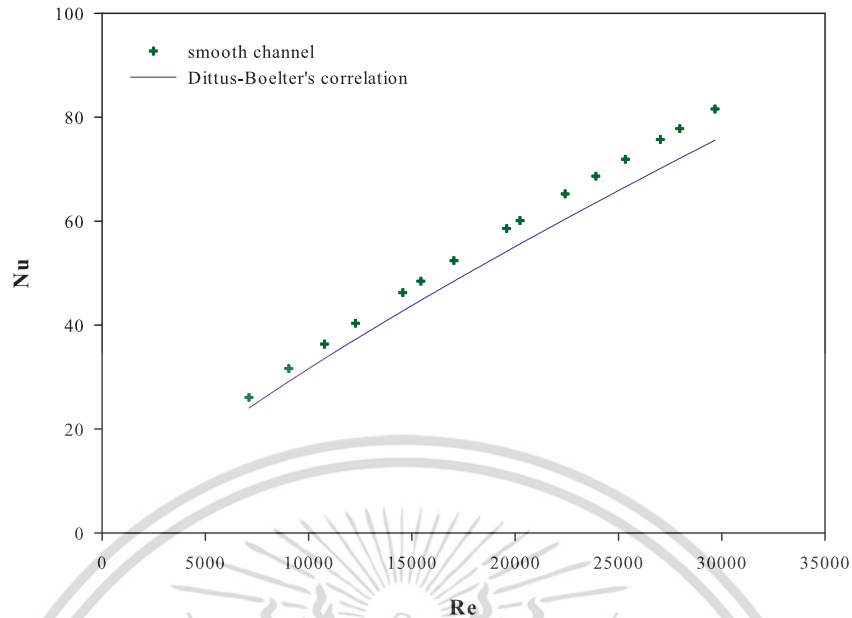
$$f = 0.316 \text{Re}^{-0.25} \quad (6.2)$$

### 6.2.1 เลขนัสเซิลท์

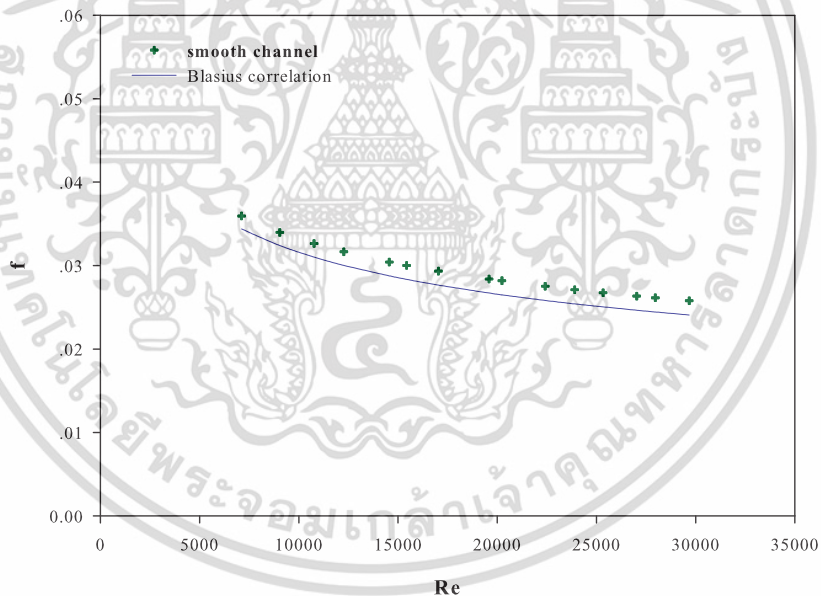
ในรูปที่ 6.2 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบ ค่า Nu จากการทดลองกับค่า Nu จากสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter พบว่า ในช่วงการไหลแบบ ปั่นป่วนค่า Nu จากผลการทดลอง มีค่าน้อยกว่าค่า Nu จากสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter โดย ค่า Nu จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 8.43% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter ที่ใช้หาค่า Nu สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่ในท่อกลมผนังเรียบ

### 6.2.2 ตัวประกอบเสียดทาน

รูปที่ 6.3 แสดงความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ จากการทดลองพบว่า ในช่วง การไหลแบบปั่นป่วน ค่า  $f$  ลดลงเล็กน้อยเมื่อ Re เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่า  $f$  จากการทดลองและ ค่า  $f$  จากสหสัมพันธ์ของ Blasius พบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่า  $f$  จากการทดลองมีค่า มากกว่าค่า  $f$  จากสหสัมพันธ์ของ Blasius โดยค่า  $f$  จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.1% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Blasius ที่ใช้หาค่า  $f$  สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่ ในท่อกลมผิวเรียบ



รูปที่ 6.2 ความสัมพันธ์ของ  $Nu$  กับ  $Re$  กรณีท่อผนังเรียบ



รูปที่ 6.3 ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  กรณีท่อผนังเรียบ

ผลการทดลองท่อผนังเรียบ ทำการเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ที่นำเชื่อถือและได้รับความนิยม โดย  $Nu$  จะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 8.43% ส่วน  $f$  จะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Blasius ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 6.11% ซึ่งถือว่าผลการทดลองมีความเชื่อถือได้ โดยทั่วไปผลการทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยไม่ควรเกิน 10% ซึ่งถือว่าผลการทดลองในครั้งนี้มีความเชื่อถือได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.3 อิทธิพลของการติดครีบทัววีที่มีมุมปะทะ $\alpha = 45^\circ$ และร่องคลื่นเอียง

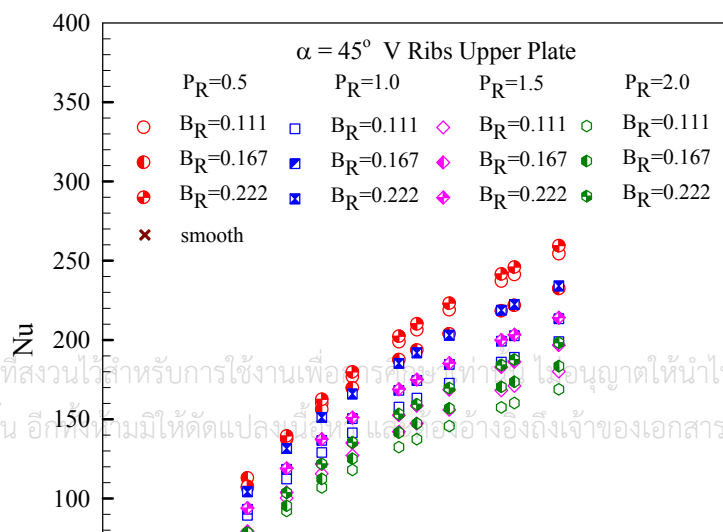
ทำมุม  $\theta = 60^\circ$

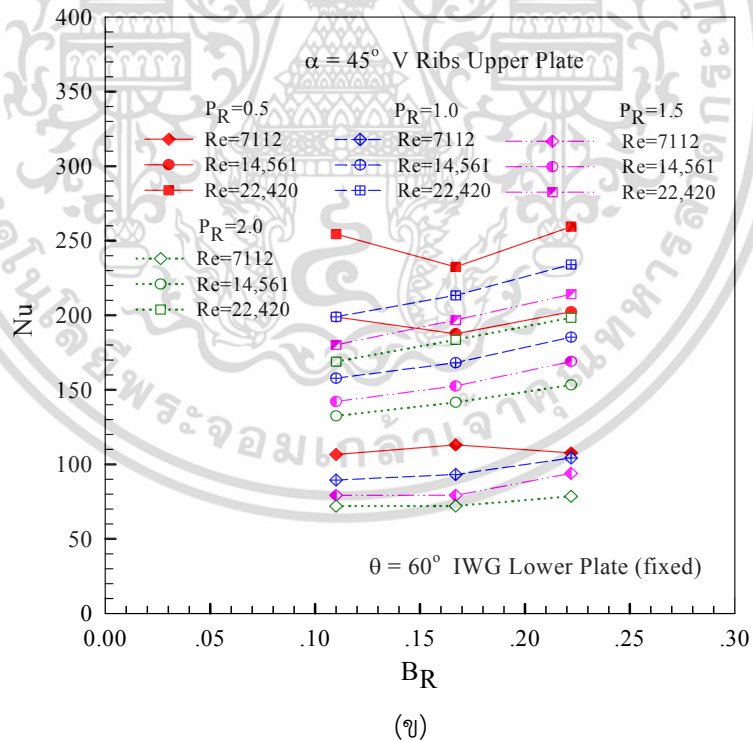
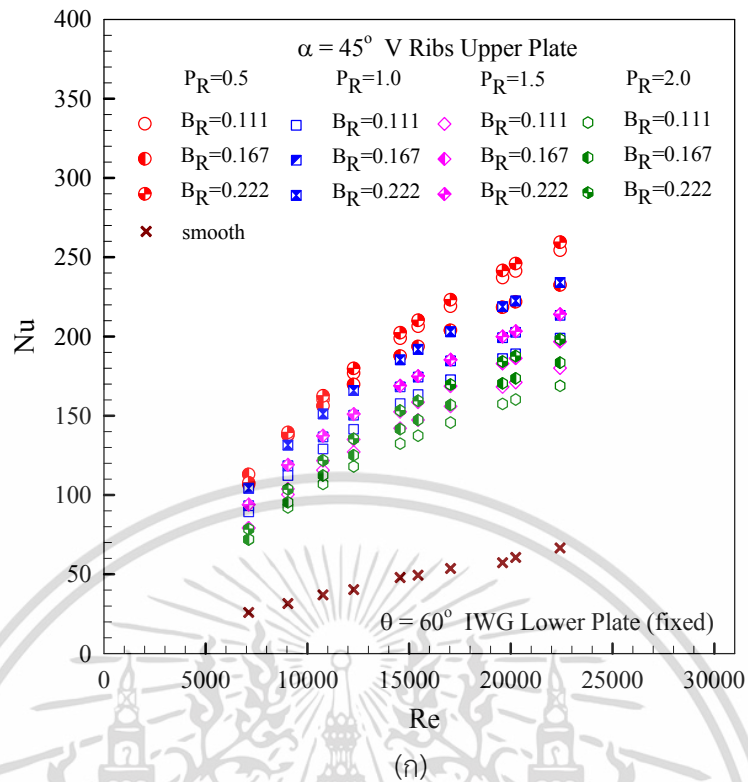
ในอดีตที่ผ่านมาทำการศึกษางานวิจัยส่วนใหญ่นิยมใช้ครีบทัววีติดที่แผ่นดูดซับด้านบนเป็นตัวสร้างความปั่นป่วนหรือการหมุนควงภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษาค่าทดลองเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งครีบทัววีที่มีหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้าด้านบน และร่องคลื่นรูปทรงสามเหลี่ยมสูง 3 มม.ฐานสามเหลี่ยมกว้าง 30 มม. เอียงทำมุม  $\theta = 60^\circ$  เพื่อเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

#### 6.3.1 การถ่ายเทความร้อน

ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า ในสภาวะผิวแบบพลักซ์ ความร้อนที่ผิวคงที่ ติดด้วยครีบทัววีมุม  $\alpha = 45^\circ$  และร่องคลื่นเอียงทำมุม  $\theta = 60^\circ$  สัดส่วนความสูงครีบทัววีต่อความสูงท่อ,  $B_R = 0.111, 0.167,$  และ  $0.222$  สัดส่วนระยะพิทช์ครีบทัววีต่อความสูงท่อ,  $P_R = 0.5, 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  ตามลำดับ แสดงในพจน์ของเลขนัสเซลท์,  $Nu$  และอัตราส่วนเลขนัสเซลท์,  $Nu/Nu_0$  โดยค่า  $Nu$  ที่ได้จากการทดสอบ แสดงในรูปที่ 6.4 (ก) การใช้ครีบทัววีทำมุมปะทะ  $\alpha = 45^\circ$  ที่ผนังท่อด้านบนและร่องคลื่นเอียงทำมุม  $\theta = 60^\circ$  ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นกว่าท่อผนังเรียบ โดย  $Nu$  เพิ่มขึ้นตาม  $Re$  และครีบทัววี  $\alpha = 45^\circ$   $B_R = 0.222$  ที่ทุก  $P_R$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุด รองลงมาที่  $B_R = 0.167,$  และ  $0.111$  ตามลำดับ ครีบทัววี  $\alpha = 45^\circ,$   $B_R = 0.222$  และ  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุดสูงกว่าท่อผิวเรียบอยู่ในช่วง 289-315% รองลงมาเป็นครีบทัววี  $\alpha = 45^\circ,$   $B_R = 0.111, P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu$  สูงกว่าท่อผิวเรียบอยู่ในช่วง 282-311% และที่  $B_R = 0.167, P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu$  สูงกว่าท่อผิวเรียบอยู่ในช่วง 249-335% ขณะที่ครีบทัววีที่  $B_R = 0.222, P_R = 1$  ให้ค่า  $Nu$  สูงกว่าท่อผิวเรียบอยู่ในช่วง 251-302% ลำดับถัดมาเป็นครีบทัววีที่  $B_R = 0.222, P_R = 1.5, B_R = 0.167, P_R = 1.0, B_R = 0.111, P_R = 1.0$  และ  $B_R = 0.167, P_R = 1.5$  ให้ค่า  $Nu$  สูงกว่าท่อผิวเรียบอยู่ในช่วง 221-262%, 220-259%, 198-245% และ 195-205% ส่วนครีบทัววีที่  $B_R = 0.222, P_R = 2.0, B_R = 0.111, P_R = 1.5, B_R = 0.167, P_R = 2.0,$  และ  $B_R = 0.111, P_R = 2.0$  ให้ค่าการเพิ่ม  $Nu$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 197-203%, 170-205%, 175-177%, และ 153-177% ตามลำดับ

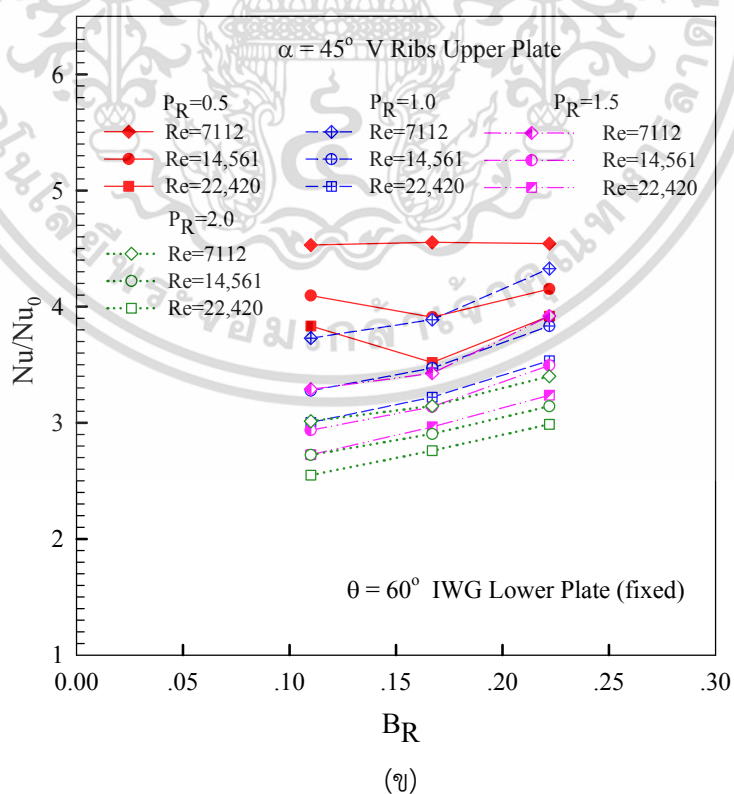
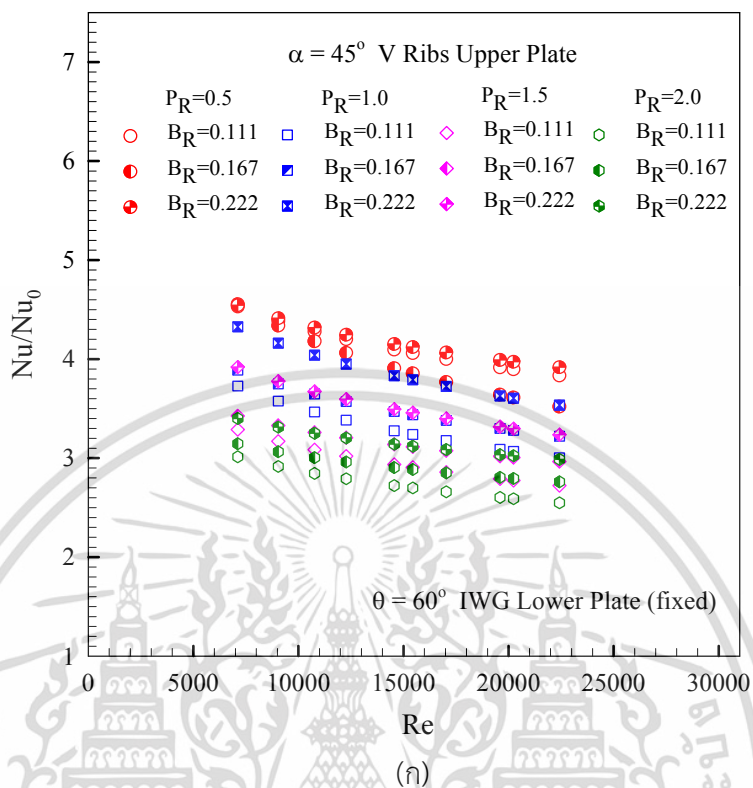
ส่วนรูปที่ 6.4 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ  $Nu$  กับ  $B_R$  กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบทัววีมุม  $45^\circ$  พบว่า เมื่อ  $B_R$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $Nu$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ การเพิ่มของ  $Re$  จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ  $Nu$  เป็นอย่างมาก และที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $P_R = 1.0, 1.5$  และ  $P_R = 2.0$  ตามลำดับ





รูปที่ 6.4 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ  $B_R$  กรณีครีบริบตัววีมุม  $\alpha = 45^\circ$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.5 ความสัมพันธ์ของ (ก)  $Nu/Nu_0$  กับ  $Re$  และ (ข)  $Nu/Nu_0$  กับ  $B_R$  กรณีครีบริบตัวมีมุม  $\alpha = 45^\circ$  เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ติดด้วยครีบทัววิมุ  $\alpha = 45^\circ$  และร่องคลื่นเอียงทำมุม  $\theta = 60^\circ$  ตามรูปที่ 6.5 (ก) พบว่า ครีบทที่  $B_R$  สูงให้ค่า  $Nu/Nu_0$  มากกว่า  $B_R$  ต่ำที่ทุกค่า  $Re$  และมีแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่  $Pr = 0.5$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  มากกว่า  $Pr = 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  ตามลำดับ ครีบทที่  $B_R = 0.222$   $Pr = 0.5$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยสูงสุดสูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 4.17 เท่า รองลงมาเป็นครีบทที่  $B_R = 0.111$  และ  $B_R = 0.167$   $Pr = 0.5$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยสูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 4.12 และ 3.94 เท่า สำหรับครีบทที่  $B_R = 0.222$   $Pr = 1.0, 1.5$  และ  $B_R = 0.167$   $Pr = 1.0$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยสูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 3.86 3.51 และ 3.49 เท่าตามลำดับ ส่วนครีบทที่  $B_R = 0.111$   $Pr = 1.0, B_R = 0.222$   $Pr = 2.0$  และ  $B_R = 0.167$   $Pr = 1.5$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยสูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 3.30, 3.16 และ 3.15 เท่า และสำหรับครีบทที่ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  สูงกว่าท่อผิวเรียบน้อยที่สุดคือครีบทที่  $B_R = 0.111$   $Pr = 1.5, B_R = 0.167$  และ  $B_R = 0.111$   $Pr = 2.0$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบที่ค่าสูงกว่าเท่ากับ 2.96, 2.92, และ 2.74 เท่าตามลำดับ จากผลการทดลองพบว่าเมื่อค่า  $Re$  เพิ่มขึ้นทำให้การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มลดต่ำลงสวนทางกับค่า  $Re$  ที่เพิ่มขึ้น

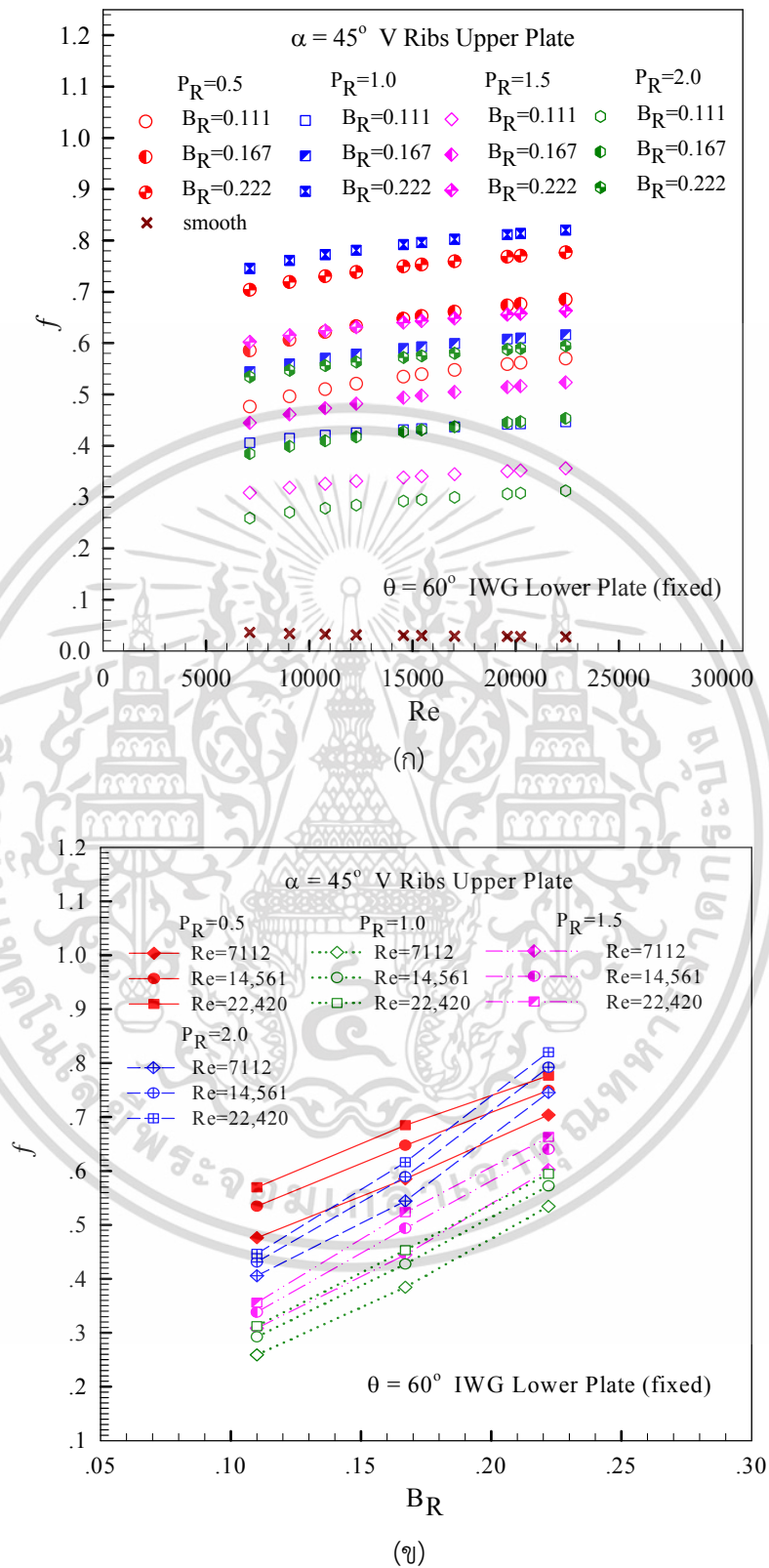
รูปที่ 6.5 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ  $Nu/Nu_0$  กับ  $B_R$  กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบทเอียงมุม  $45^\circ$  พบว่า เมื่อ  $B_R$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $Nu$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ การเพิ่มของ  $Re$  จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ  $Nu$  เป็นอย่างมาก และที่  $Pr = 0.5$  ให้ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $Pr = 1.0, 1.5$  และ  $Pr = 2$  ตามลำดับ

### 6.3.2 ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  แสดงในรูปที่ 6.6 (ก) ท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าในสภาวะผิวแบบปลั๊กซ์ ความร้อนที่ผิวคงที่ ติดด้วยครีบทัววิมุ  $\alpha = 45^\circ$  และร่องคลื่นเอียงทำมุม  $\theta = 60^\circ$  สัดส่วนความสูงครีบทต่อความสูงท่อ,  $B_R = 0.111, 0.167,$  และ  $0.222$  สัดส่วนระยะพิทช์ครีบทต่อความสูงท่อ,  $Pr = 0.5, 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  ตามลำดับ พบว่า เมื่อค่า  $Re$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $f$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อย โดยครีบทที่  $Pr = 0.5$  มีค่า  $f$  มากที่สุด ตามด้วยครีบทที่  $Pr = 1.0$  ครีบทที่  $Pr = 1.5$  และ  $Pr = 2.0$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบจึงมีค่า  $f$  ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบทที่  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบทที่  $B_R = 0.167,$  และ  $0.111$  สำหรับครีบทที่มีค่า  $Pr$  เดียวกันตามลำดับ โดย  $Pr = 0.5$  ให้ค่า  $f$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าในช่วง 18.44-27.09 เท่า, 15.17-23.77 เท่า และ 12.16-19.6 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ ตามมาด้วย  $Pr = 1.0$  ให้ค่า  $f$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าอยู่ในช่วง 19.59-28.66 เท่า, 14.04-21.28 เท่า และ 10.21-15.15 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ และครีบทัววิที่  $Pr = 1.5$  ให้ค่า  $f$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าอยู่ในช่วง 15.64-22.97 เท่า, 11.28-17.93 เท่า และ 7.52-11.87 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ ในขณะที่ครีบทที่มี  $Pr = 2.0$  ให้ค่า  $f$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าในช่วง 13.76-20.51 เท่า, 9.62-15.38 เท่า และ 6.15-10.29 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ

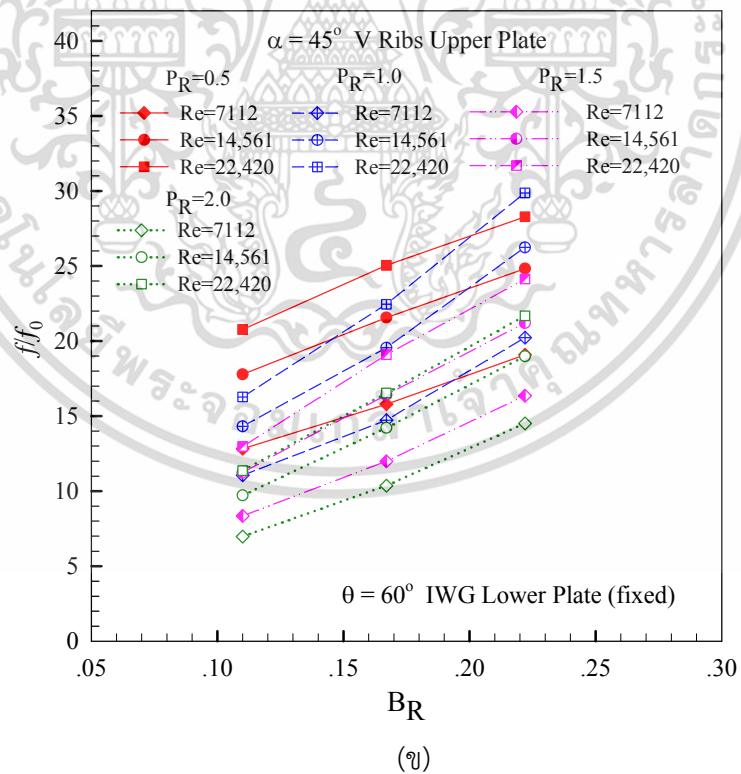
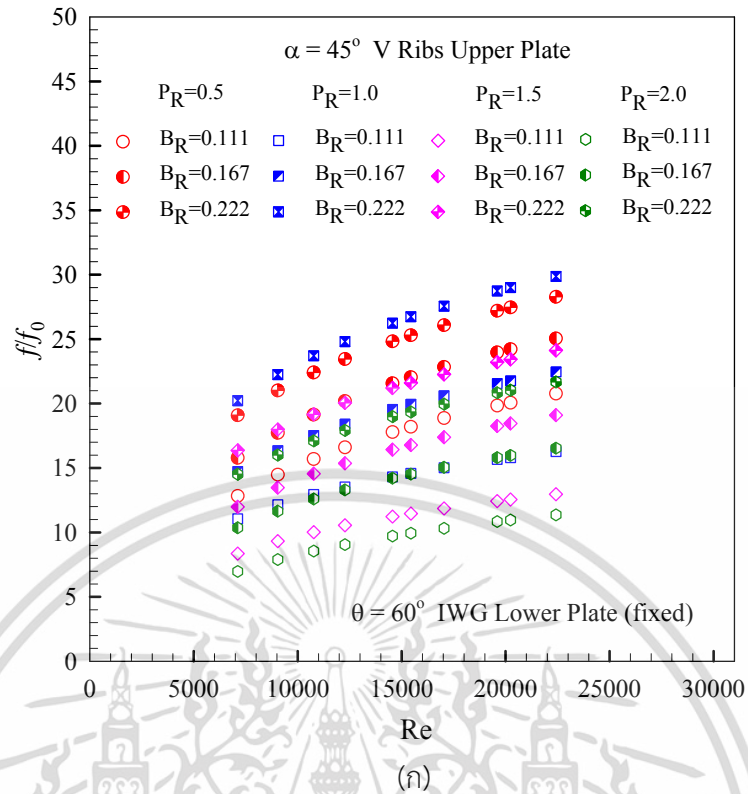
รูปที่ 6.6 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $B_R$  พบว่า กลุ่มครีบทที่  $Pr = 0.5$  ให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่ม  $Pr = 1, Pr = 1.5$  และ  $Pr = 2$  ขณะที่  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.6 ความสัมพันธ์ของ (ก)  $f$  กับ  $Re$  และ (ข)  $f$  กับ  $BR$  กรณีครีบทัวมุม  $\alpha = 45^\circ$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.7 ความสัมพันธ์ของ (ก)  $f/f_0$  กับ Re และ (ข)  $f/f_0$  กับ  $B_R$  กรณีติดตั้งครีบบัวมุม  $\alpha = 45^\circ$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.7 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  พบว่า ค่า  $f/f_0$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ  $Re$  โดยเฉพาะที่  $B_R = 0.222$  มีค่า  $f/f_0$  เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก

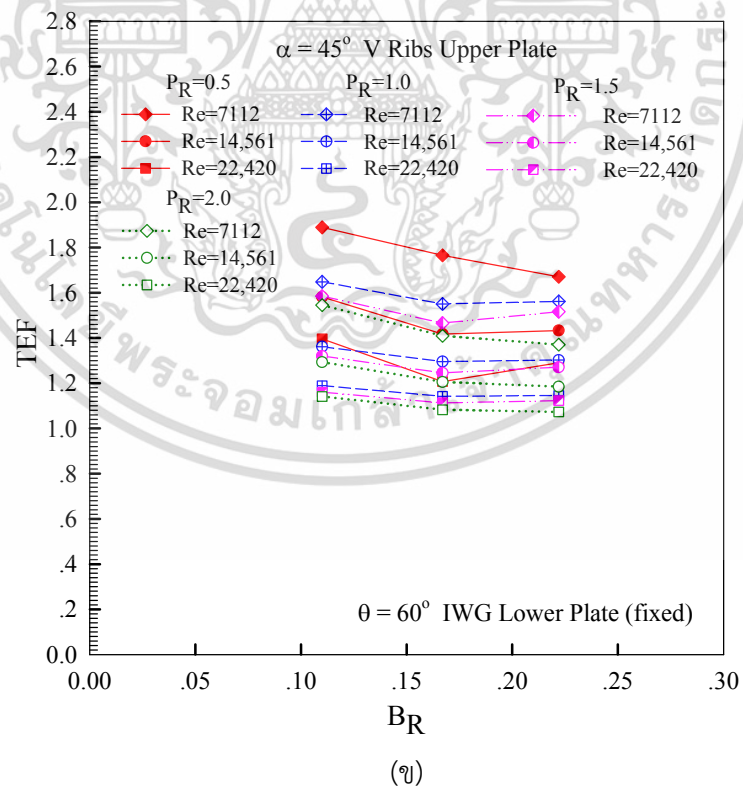
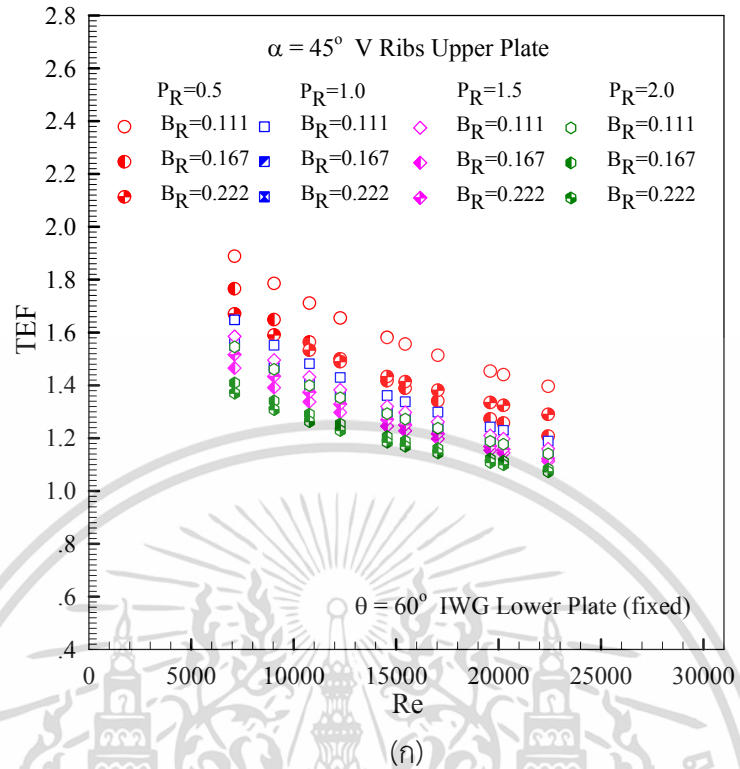
รูปที่ 6.7 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $BR$  สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดครีบบนเอียงมุม  $45^\circ$  พบว่า เมื่อ  $B_R$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $f/f_0$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $f/f_0$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ การเพิ่มของ  $Re$  จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ  $f/f_0$  เป็นอย่างมาก และที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $f/f_0$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $P_R=1.0$ ,  $P_R = 1.5$  และ  $P_R = 2.0$  ตามลำดับ

### 6.3.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 6.8 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) กับเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ ) โดยเปรียบเทียบข้อมูล  $Nu/Nu_0$  และ  $f/f_0$  ที่กำลังขับเดียวกัน พบว่าค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่  $Re$  ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ  $Re$  การติดตั้งครีบบนเอียงมุม  $\alpha = 45^\circ$   $P_R = 0.5$  ให้ค่า TEF สูงกว่า  $P_R = 1.0$ ,  $P_R = 1.5$  และ  $P_R = 2.0$  ตามลำดับที่ทุกค่า  $Re$  โดยครีบบนเอียงที่  $B_R = 0.111$  ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย  $B_R = 0.167$ , และ  $B_R = 0.222$  ซึ่งที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า TEF เฉลี่ยสูงสุดเท่ากับ 1.60, 1.44, และ 1.43 สำหรับ  $B_R = 0.111$ ,  $B_R = 0.222$  และ  $B_R = 0.167$  ตามลำดับ สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่  $Re$  ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่าการติดตั้งครีบบนเอียงที่มีค่า  $P_R$  น้อย และ  $B_R$  ต่ำ ส่งผลให้ได้ค่า TEF และ  $Nu/Nu_0$  ที่สูงกว่าครีบบนเอียงที่มีค่า  $P_R$  มากขึ้น และ  $B_R$  สูงขึ้นซึ่งการติดตั้งครีบบนเอียงมาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่  $Re$  ต่ำสุด ที่ค่า  $P_R$  น้อย และ  $B_R$  ต่ำ

รูปที่ 6.8 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ  $B_R$  กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบบนเอียงมุม  $45^\circ$  พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตามค่า  $P_R$ ,  $B_R$  และ  $Re$  ที่ใช้งาน โดยที่  $Re = 7,112$  ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ ให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า TEF สูงกว่า  $P_R = 1.0$ ,  $P_R = 1.5$  และ  $P_R = 2.0$  ซึ่ง  $B_R = 0.111$  ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย  $B_R = 0.167$ , และ  $B_R = 0.222$  ตามลำดับ, ค่า TEF สูงสุดอยู่ที่  $P_R = 0.5$ ,  $B_R = 0.111$  และ  $Re = 7,112$

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า โดยการติดตั้งครีบบนเอียงมุม  $45^\circ$ ,  $BR = 0.111$ ,  $0.167$  และ  $0.222$ ,  $PR = 0.5$ ,  $1$ ,  $1.5$  และ  $2$  แสดงในพจน์ของ  $Nu$  และ  $f$ , ซึ่งค่า  $Nu$  ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน พบว่า การติดตั้งครีบบนเอียงมุม  $\alpha = 45^\circ$  ร่วมกับร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $\theta = 60^\circ$  ในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและ TEF สูงขึ้นกว่าท่อผนังเรียบ ครีบบนเอียงตามกระแสการไหลและร่องคลื่นสมเหลี่ยมเป็นตัวสร้างการหมุนวนตามแนวยาวส่งผลให้เกิดการเหนียวนาของวอร์เทกซ์หรือการกระแทกที่บริเวณผิวท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งส่งผลให้ได้ค่า  $Nu$  และ TEF ที่สูงกว่าท่อผิวเรียบเป็นอย่างมาก โดยการใช้ครีบบนเอียงที่  $B_R = 0.222$ ,  $P_R = 0.5$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด และให้การสูญเสียความดันเพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน สำหรับครีบบนเอียงที่  $BR = 0.111$ ,  $PR = 0.5$  ให้ค่า TEF เฉลี่ยสูงถึง 1.60 ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่  $Re$  ค่าต่ำสุด



รูปที่ 6.8 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีบทวีมุม  $\alpha = 45^\circ$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6.4 อิทธิพลของการติดครีบทัววีที่มีมุมปะทะ $\alpha = 30^\circ$ และร่องคลื่นเอียงทำมุม

$$\theta = 60^\circ$$

### 6.4.1 การถ่ายเทความร้อน

ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ ความร้อนที่ผิววงที่ ด้วยการติดครีบทัววีมุมปะทะ  $30^\circ$  ซึ่งตามทิศทางการไหลร่วมกับร่องคลื่นวางเอียง ทำมุมปะทะ  $60^\circ$  เพื่อลดค่า  $f$  ที่เกิดจากการติดตั้งครีบทัววีมุมปะทะ  $45^\circ$  โดยทำการทดสอบครีบทัววี มุม  $\alpha = 30^\circ$  ที่มี  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$ ,  $P_R = 0.5, 1, 1.5$  และ  $2$  ตามลำดับ แสดงใน พจน์ของ  $Nu$  และ  $Nu/Nu_0$  โดยค่า  $Nu$  ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน ดังปรากฏอยู่ใน รูปที่ 6.9 (ก) การใช้ครีบทัววีทำมุม  $\alpha = 30^\circ$  ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดย  $Nu$  เพิ่มขึ้นตามการเพิ่ม  $Re$  ที่ทุกๆค่าของ  $B_R$  และ  $P_R$  ผลการทดลองพบว่าครีบทัววี  $30^\circ$  ที่  $B_R = 0.111$  และ  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu$  เฉลี่ยสูงสุด รองลงมาเป็น  $B_R = 0.167$  และ  $0.222$ ,  $P_R = 0.5$  และ  $1.0$  ตามด้วยครีบทัววีที่มี  $B_R = 0.222$  ที่  $P_R = 1.5$ ,  $B_R = 0.111$  ที่  $P_R = 1.0$  และ  $B_R = 0.167$  ที่  $P_R = 1.5$  และครีบทัววีที่ให้ ค่า  $Nu$  และ  $Nu/Nu_0$  ต่ำสุดมี  $B_R = 0.222$ ,  $0.167$  ที่  $P_R = 2.0$  และ  $B_R = 0.111$  ที่  $P_R = 1.5$  และ  $2.0$  ตามลำดับ โดยครีบทัววี  $B_R = 0.111$  และ  $P_R = 0.5$  ให้ค่าการเพิ่ม  $Nu$  เมื่อเทียบกับท่อผนัง เรียบอยู่ในช่วง 227-689% รองลงมาเป็น  $B_R = 0.167, 0.222, P_R = 0.5$  และ  $1.0$  ให้ค่าการเพิ่ม  $Nu$  สูงกว่าท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 256-365%, 221-341%, 289-315% และ 245-320% ตามลำดับ สำหรับ  $B_R = 0.222$  และ  $0.167, P_R = 1.5$  และ  $B_R = 0.111, P_R = 1.0$  ให้ค่า  $Nu$  สูงกว่า ท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 216-293%, 189-257% และ 184-275% ตามลำดับ และครีบทัววี  $B_R = 0.167, 0.222$  ที่  $P_R = 2.0$  และ  $B_R = 0.111$  ที่  $P_R = 1.5$  และ  $2.0$  ให้ค่า  $Nu$  เมื่อเทียบกับท่อผนัง เรียบสูงกว่าในช่วง 169-233%, 199-226%, 160-237% และ 144-170% ตามลำดับ

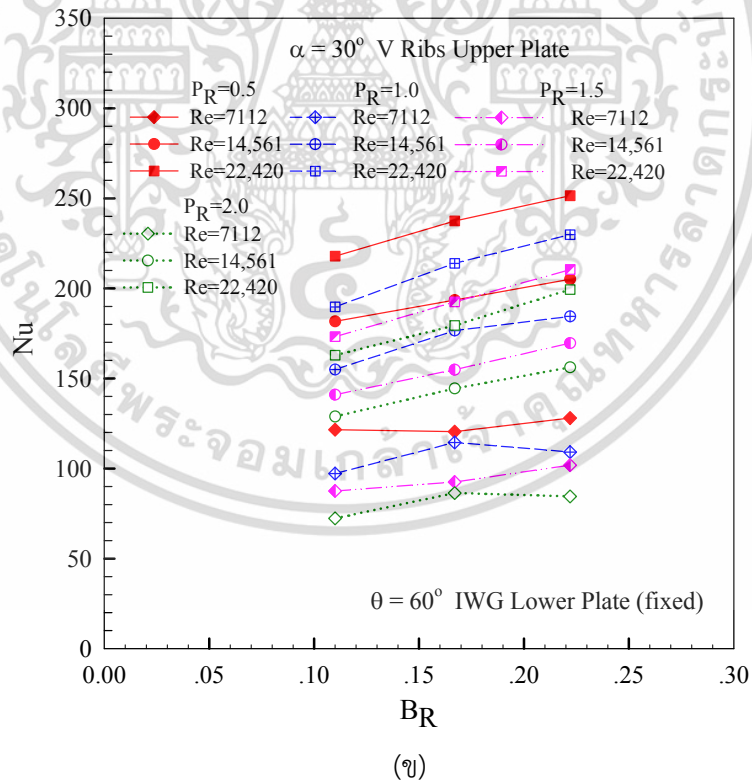
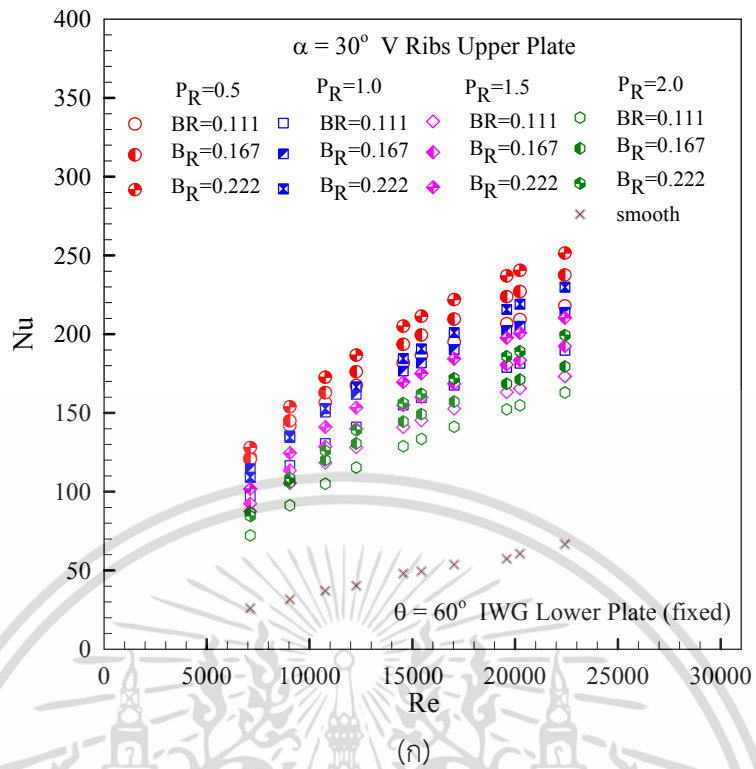
รูปที่ 6.9 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ  $Nu$  กับ  $B_R$  กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบทัววีมุม  $30^\circ$  พบว่า เมื่อ  $B_R$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $Nu$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ การเพิ่มของ  $Re$  จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ  $Nu$  เป็น อย่างมาก และที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $P_R = 1.0, 1.5$  และ  $P_R = 2$  ตามลำดับ

ผลการทดลองการติดครีบทัววีทำมุม  $30^\circ$  ปรากฏตามรูปที่ 6.10 (ก) พบว่า ครีบทัววี  $B_R$  สูง ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  มากกว่า  $B_R$  ต่ำที่ทุกค่า  $Re$  และแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  มากกว่า  $P_R = 1, 1.5$  และ  $2$  ตามลำดับ โดย  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เมื่อเทียบกับท่อ ผนังเรียบสูงกว่าประมาณ 3.85 เท่า, 4.09 เท่า, และ 4.17 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$  ตามลำดับ ตามด้วย  $P_R = 1$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 3.28 เท่า, 3.74 เท่า, และ 3.90 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$  ตามลำดับ ที่  $P_R = 1.5$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 2.97 เท่า, 3.25 เท่า, และ 3.58 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$  ตามลำดับ และ  $P_R = 2.0$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เมื่อเทียบกับท่อ ผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 2.69 เท่า, 3.02 เท่า, และ 3.24 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$  ตามลำดับ

รูปที่ 6.10 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ  $Nu/Nu_0$  กับ  $B_R$  พบว่า กลุ่ม  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่ม  $P_R = 1, P_R = 1.5$  และ  $P_R = 2$  ขณะที่  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ

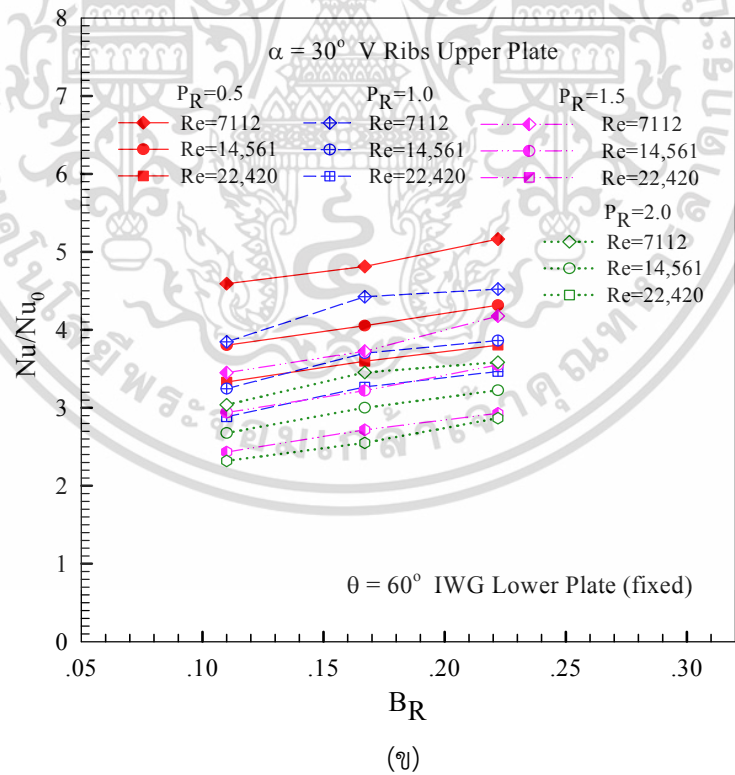
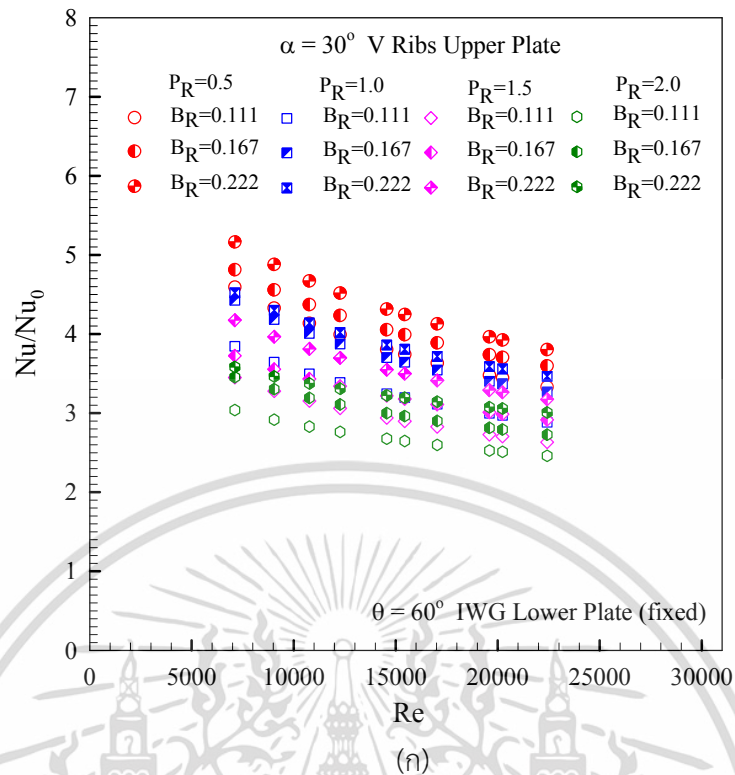
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.9 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีปตัววิหมุม  $\alpha = 30^\circ$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.10 ความสัมพันธ์ของ (ก)  $Nu/Nu_0$  กับ  $Re$  และ (ข)  $Nu/Nu_0$  กับ  $BR$  กรณีครีบทวีมุม  $\alpha = 30^\circ$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

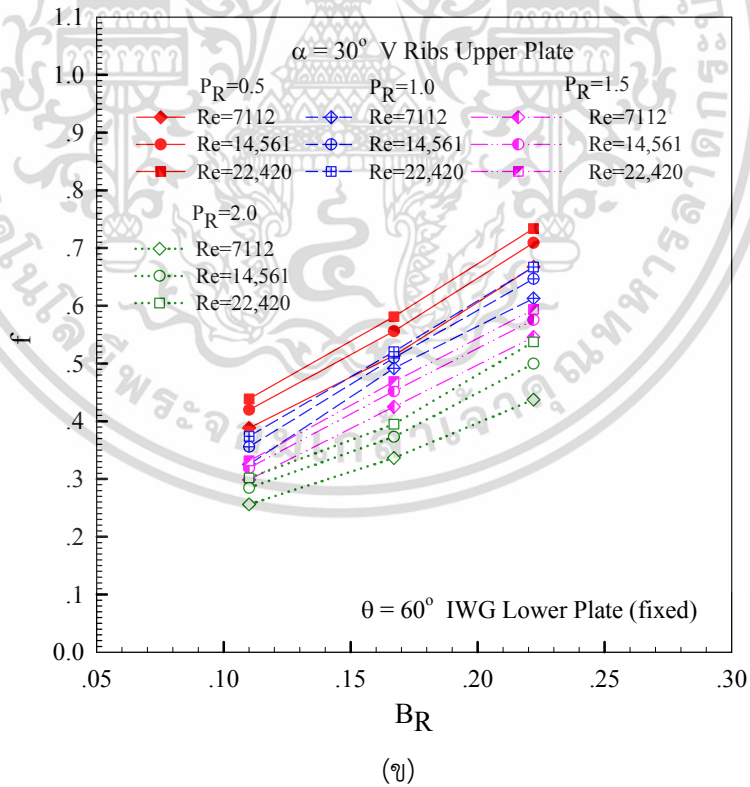
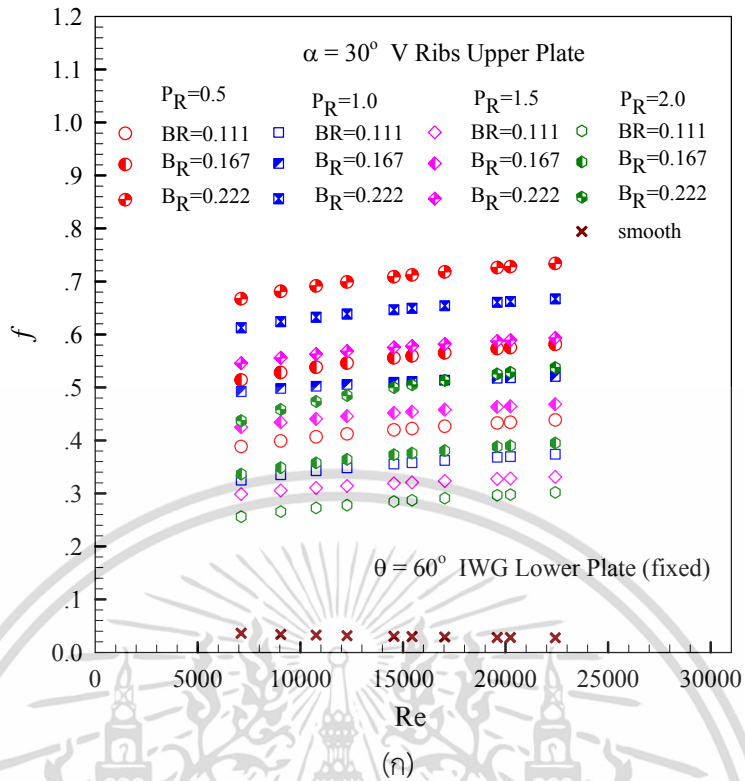
#### 6.4.2 ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  แสดงในรูปที่ 6.11 (ก) ท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ติดด้วยครีบทัววิมุ  $\alpha = 30^\circ$  และร่องคลื่นเอียงทำมุม  $\theta = 60^\circ$  สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงท่อ,  $B_R = 0.111, 0.167,$  และ  $0.222$  อัตราส่วนระยะพิตซ์ของครีบท่อความสูงท่อ,  $P_R = 0.5, 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  ตามลำดับ พบว่า เมื่อค่า  $Re$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $f$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อย โดยครีบทัวที่มี  $P_R = 0.5$  มีค่า  $f$  มากที่สุด ตามด้วยครีบทัวที่  $P_R = 1.0$  ครีบทัวที่  $P_R = 1.5$  และ  $P_R = 2.0$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบจึงทำให้มีค่า  $f$  ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบทัวที่  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบทัวที่  $B_R = 0.167,$  และ  $0.111$  สำหรับครีบทัวที่มีค่า  $P_R$  เดียวกันตามลำดับ โดย  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $f$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าในช่วง 17.44-25.53 เท่า, 13.19-20.01 เท่า และ 9.73-14.86 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ ตามมาด้วย  $P_R = 1.0$  ให้ค่า  $f$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าอยู่ในช่วง 15.93-23.12 เท่า, 12.58-17.82 เท่า และ 7.98-12.52 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ และครีบทัวที่  $P_R = 1.5$  ให้ค่า  $f$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าอยู่ในช่วง 14.08-20.46 เท่า, 10.74-15.93 เท่า และ 7.25-10.97 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ ในขณะที่ครีบทัวที่มี  $P_R = 2.0$  ให้ค่า  $f$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าในช่วง 11.08-18.43 เท่า, 8.29-13.28 เท่า และ 6.07-9.91 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ

รูปที่ 6.11 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $B_R$  กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบทัววิมุ  $30^\circ$  พบว่า เมื่อ  $B_R$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $f$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ การเพิ่มของ  $Re$  จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ  $f$  เป็นอย่างมาก และที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $P_R = 1.0, 1.5$  และ  $P_R = 2$  ตามลำดับ

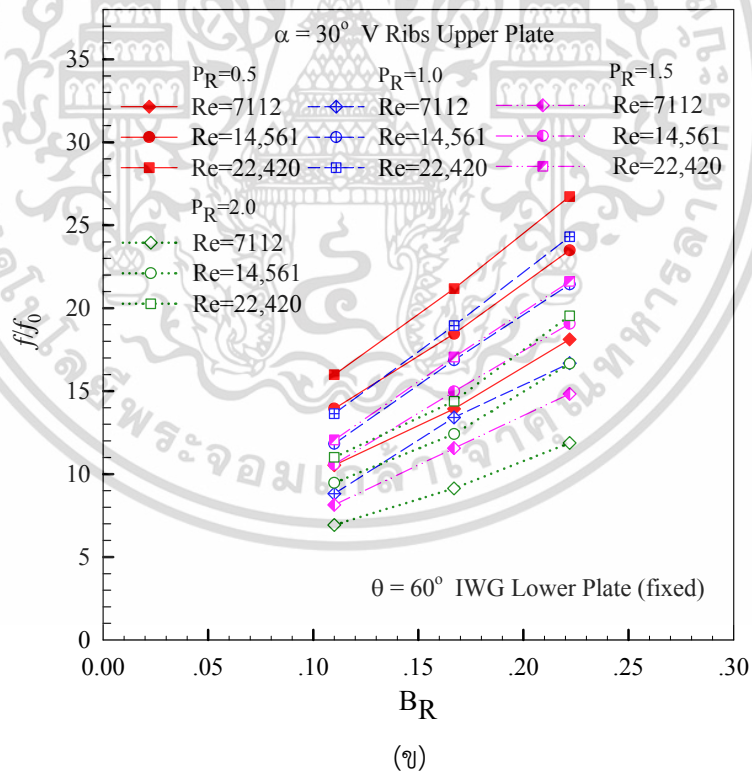
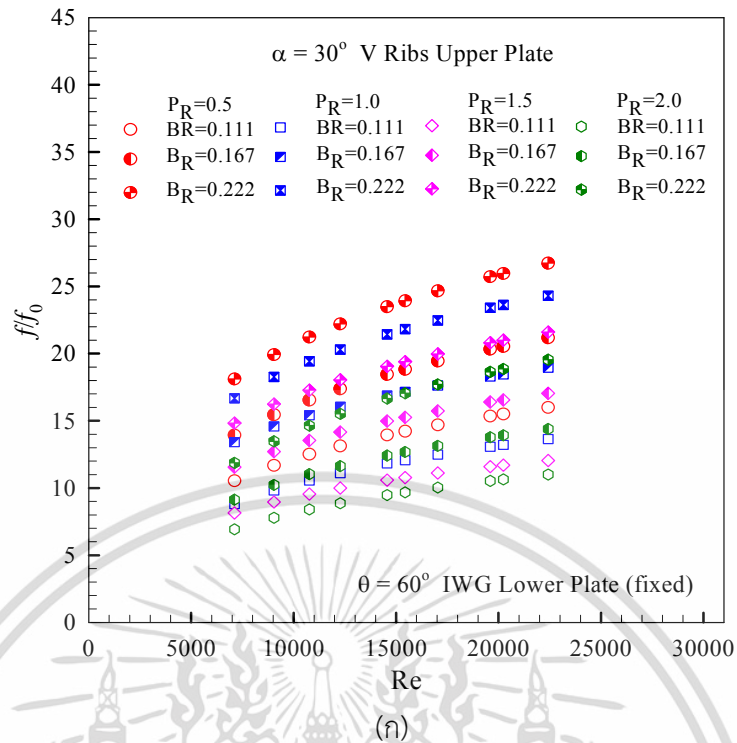
รูปที่ 6.12 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  พบว่า ค่า  $f/f_0$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ  $Re$  โดยเฉพาะที่  $B_R = 0.222$  มีค่า  $f/f_0$  เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก โดยครีบทัววิมุ  $\alpha = 30^\circ$  ที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $f/f_0$  สูงสุดเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ ตามด้วย  $P_R = 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  ที่ทุกค่า  $Re$  โดยครีบทัวที่  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $f/f_0$  สูงสุด ตามด้วย  $B_R = 0.167,$  และ  $B_R = 0.111$  ซึ่งที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $f/f_0$  สูงสุดเท่ากับ 23.17 เท่า 18.20 เท่า และ 13.76 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ ตามด้วย  $P_R = 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  ให้ค่า  $f/f_0$  สูงกว่าท่อผิวเรียบเท่ากับ 11.66 เท่า, 16.67 เท่า, 21.17 เท่า, 10.45 เท่า, 14.79 เท่า, 18.82 เท่า, 9.34 เท่า, 12.23 เท่า และ 16.40 เท่า ตามลำดับ ซึ่งแนะนำให้ใช้ให้ค่า  $f/f_0$  สูงสุด  $B_R$  ไม่ควรเกิน 0.111 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลม (Blower) ได้มาก

รูปที่ 6.12 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $B_R$  กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบทัวเอียงมุม  $30^\circ$  พบว่า เมื่อ  $B_R$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $f/f_0$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $f/f_0$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ การเพิ่มของ  $Re$  จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ  $f/f_0$  เป็นอย่างมาก และที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $f/f_0$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $P_R = 1.0, P_R = 1.5$  และ  $P_R = 2$  ตามลำดับ



รูปที่ 6.11 ความสัมพันธ์ของ (ก)  $f$  กับ  $Re$  และ (ข)  $f$  กับ  $B_R$  กรณีครีบทัววีมุม  $\alpha = 30^\circ$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.12 ความสัมพันธ์ของ (ก)  $f/f_0$  กับ  $Re$  และ (ข)  $f/f_0$  กับ  $B_R$  กรณีครีบทวีมุม  $\alpha = 30^\circ$

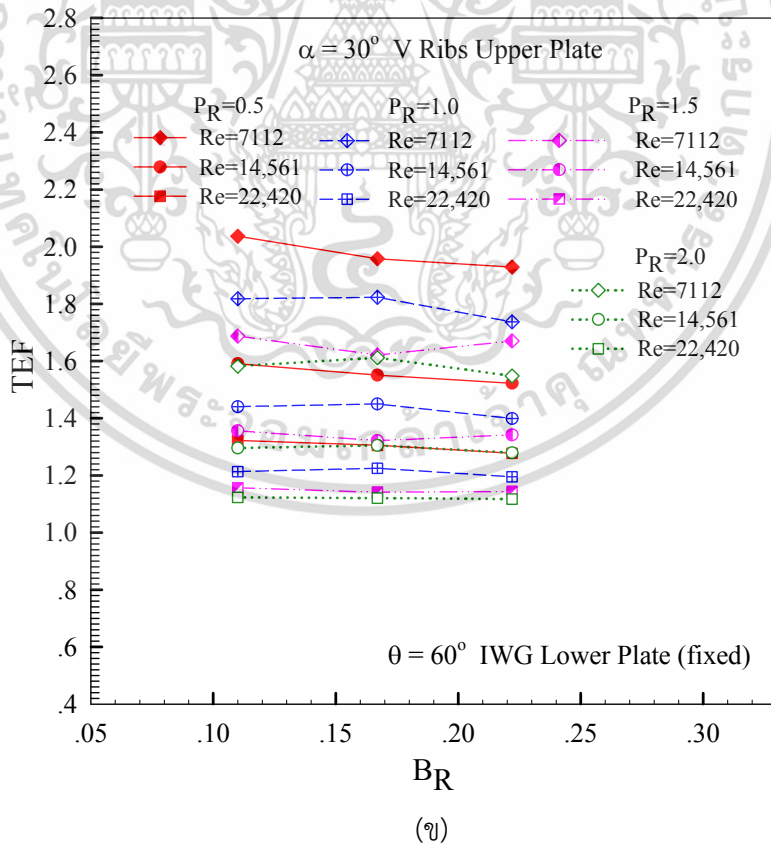
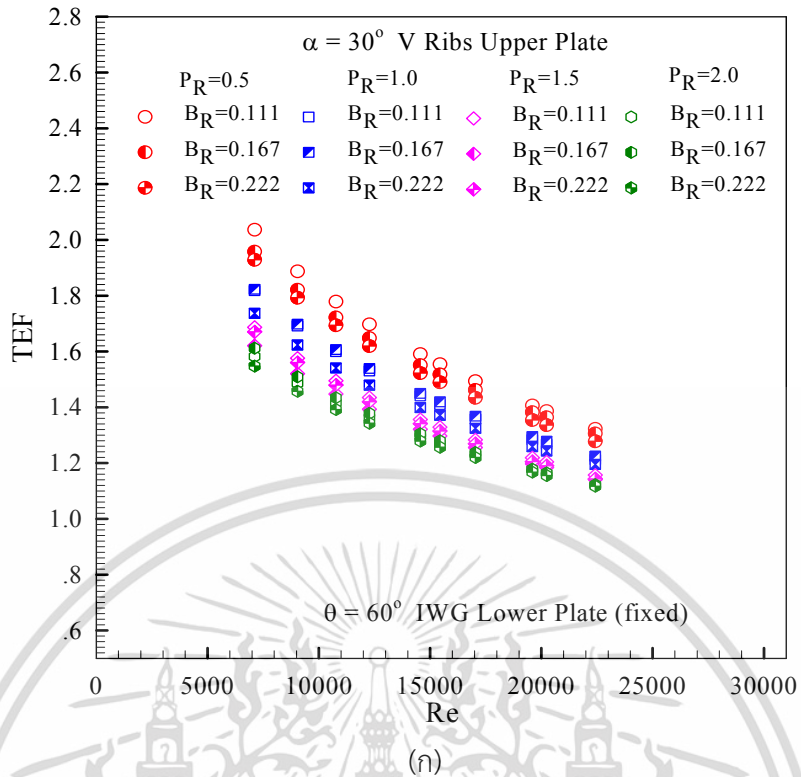
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.4.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 6.15 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล  $Nu/Nu_0$  และ  $f/f_0$  ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF ที่แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re การติดตั้งแผ่นบางติดครีบอกที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า TEF สูงกว่า  $P_R = 1.0$ ,  $P_R = 1.5$  และ  $P_R = 2$  ทุกค่า Re โดยที่  $B_R = 0.222$  ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย  $B_R = 0.167$ , และ  $B_R = 0.111$  ซึ่งที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 1.62, 1.57, และ 1.54 สำหรับ  $B_R = 0.111$ , 0.167, และ  $B_R = 0.222$  ตามลำดับและที่  $P_R = 1.0$  ให้ค่า TEF สูงกว่าท่อผิวเรียบเท่ากับ 1.46, 1.47, และ 1.41 สำหรับ  $B_R = 0.111$ , 0.167, และ  $B_R = 0.222$  ตามด้วยที่  $P_R = 1.5$  ให้ค่า TEF สูงกว่าท่อผิวเรียบเท่ากับ 1.37, 1.33 และ 1.35 สำหรับที่  $P_R = 2.0$  ให้ค่า TEF สูงกว่าท่อผิวเรียบเท่ากับ 1.31, 1.32 และ 1.29 ตามลำดับ และพบว่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่าการใช้แผ่นบางติดครีบอกส่งผลให้ค่า TEF และ  $Nu/Nu_0$  ที่สูงกว่าและการนำแผ่นบางติดครีบอกมาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

รูปที่ 6.15 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ  $B_R$  กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบอกเอียงมุม  $30^\circ$  พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตาม  $P_R$ ,  $B_R$  และ Re ที่ใช้งาน เมื่อพิจารณาที่  $Re = 7,112$  ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ ให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า TEF สูงกว่า  $P_R = 1.0$ ,  $P_R = 1.5$  และ  $P_R = 2$  ซึ่ง  $B_R = 0.111$  ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย  $B_R = 0.167$ , และ  $B_R = 0.3$  ตามลำดับ, โดยค่า TEF สูงสุดอยู่ที่  $P_R = 1$ ,  $B_R = 0.2$  และ  $Re = 7,112$

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าด้วยครีบอกตัววิวมุม  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.111$ , 0.167, และ 0.3,  $P_R = 0.5$ , 1.0, 1.5 และ 2 แสดงในพจน์ของ Nu และ f โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วนด้วยครีบอกตัววิวมุม  $30^\circ$  พบว่า การใช้ครีบอกที่  $B_R = 0.222$  ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน เมื่อนำข้อมูลแผ่นบางติดครีบอกเอียงมุม  $45^\circ$  มาเปรียบเทียบกับแผ่นบางติดครีบอกเอียงมุม  $30^\circ$  พบว่า การใช้แผ่นบางติดครีบอกเอียงมุม  $30^\circ$  มีค่า Nu ลดลงเล็กน้อยเมื่อเทียบกับมุม  $45^\circ$  แต่สิ่งสำคัญคือค่า f ลดลงค่อนข้างมาก จึงส่งผลให้ค่า TEF ของแผ่นบางติดครีบอกเอียงมุม  $30^\circ$  มีค่าสูงกว่าแผ่นบางติดครีบอกเอียงมุม  $45^\circ$  อยู่ที่ 1.7% สำหรับแผ่นบางติดครีบอกเอียงมุม  $30^\circ$  ที่  $B_R = 0.111$ ,  $P_R = 0.5$  ให้ค่า TEF สูงถึง 1.80 ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด



รูปที่ 6.13 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ  $B_R$  กรณีครีบตัววีมุม  $\alpha = 30^\circ$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6.5 อิทธิพลของการติดครีบทัวรีที่มีมุมปะทะ $\alpha = 20^\circ$ ที่ผนังด้านบนและร่องคลื่น เฉียงทำมุม $\theta = 60^\circ$

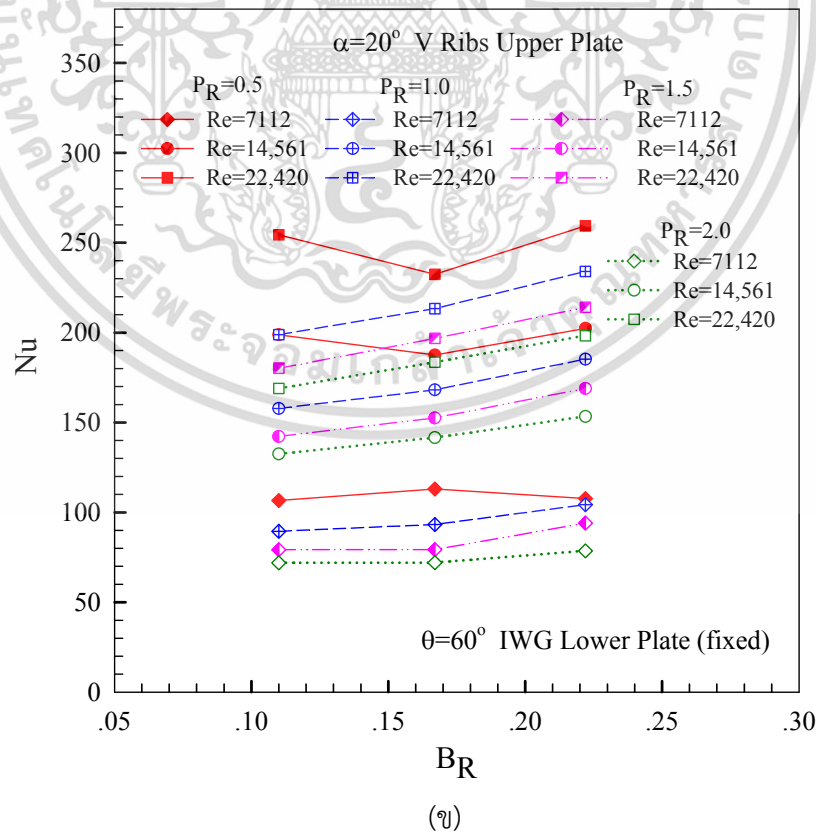
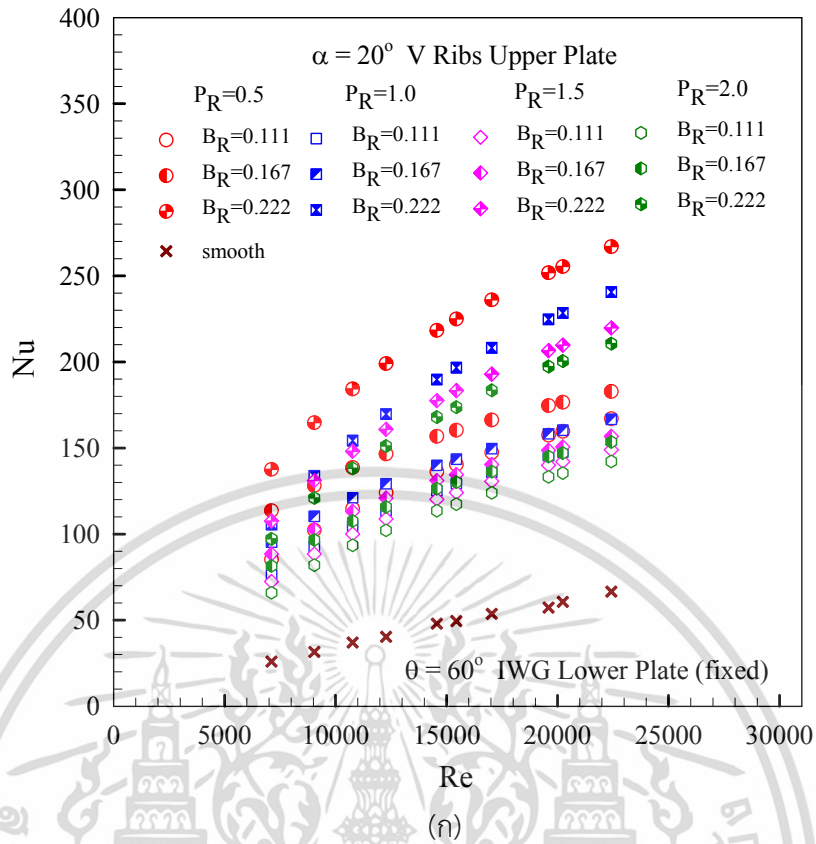
### 6.5.1 การถ่ายเทความร้อน

ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยแผ่นบางติดครีบบนมุม  $20^\circ$  เพื่อลดค่า  $f$  จากแผ่นบางติดครีบบนมุม  $45^\circ$  และ  $30^\circ$  โดยมี  $B_R = 0.111, 0.167, \text{ และ } 0.222, P_R = 0.5, 1.0, 1.5 \text{ และ } 2.0$  ตามลำดับ แสดงใน พจน์ของ  $Nu$  และ  $Nu/Nu_0$  โดยค่า  $Nu$  ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 6.16 (ก) การใช้ครีบทัวรีมุม  $20^\circ$  ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนให้สูง มากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดยค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นตาม  $Re$  และครีบทัวรี มุม  $20^\circ$  ที่  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุด ตามด้วย  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ ครีบทัวรีที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุด ตามด้วย  $P_R = 1.0, 1.5$  และ  $P_R = 2$  ตามลำดับ โดยที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า การเพิ่ม  $Nu$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง  $301-430\%, 174-338\%, \text{ และ } 151-229\%$  สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ ตามด้วย  $P_R = 1.0$  ให้ค่าการเพิ่ม  $Nu$  เมื่อเทียบ กับท่อผนังเรียบ ในช่วง  $261-307\%, 150-268\%, \text{ และ } 132-194\%$  สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ สำหรับ  $P_R = 1.5$  ให้ค่าการเพิ่ม  $Nu$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง  $230-315\%, 135-241\%, \text{ และ } 123-179\%$  สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ และ  $P_R = 2.0$  ให้ค่าการเพิ่ม  $Nu$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในช่วง  $216-275\%, 131-214\%, \text{ และ } 113-154\%$  สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ

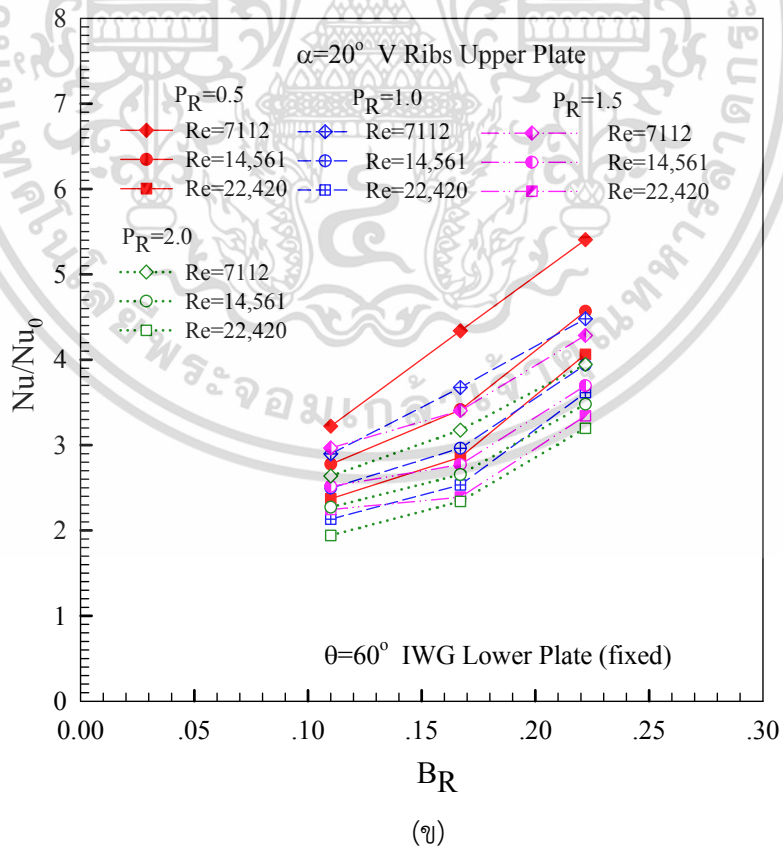
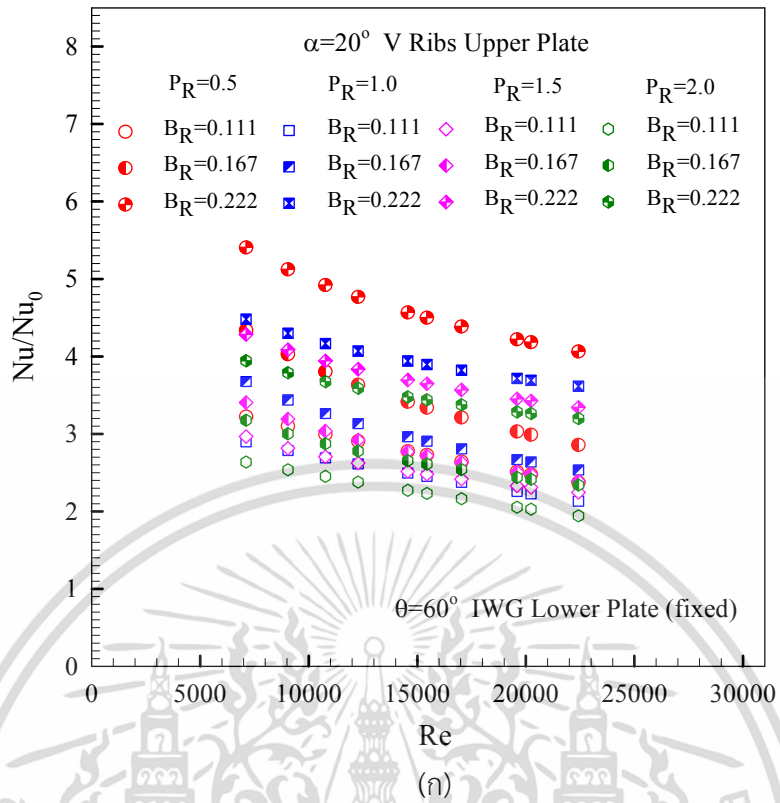
รูปที่ 6.16 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ  $Nu$  กับ  $B_R$  กรณีแผ่นบางติดครีบบนมุม  $20^\circ$  พบว่า เมื่อ  $B_R$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $Nu$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ การเพิ่มของ  $Re$  จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ  $Nu$  เป็นอย่าง มาก และที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $P_R = 1.0, P_R = 1.5$  และ  $P_R = 2.0$  ตามลำดับ

ผลการทดลองการสอดใส่แผ่นบางติดครีบบนมุมตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ โดยติดตั้ง ครีบบนมุม  $20^\circ$  แสดงในรูปที่ 6.17 (ก) พบว่า ครีบทัวรีที่  $B_R$  สูงให้ค่า  $Nu/Nu_0$  มากกว่า  $B_R$  ต่ำที่ทุกค่า  $Re$  และแนวโน้มที่เหมือนกันโดยเฉพาะที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  มากกว่า  $P_R = 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  ตามลำดับ โดย  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 4.61 เท่า, 3.46 เท่า, และ 2.77 เท่า, สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ ตามด้วย  $P_R = 1.0$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 3.97 เท่า, 3.00 เท่า, และ 2.49 เท่าสำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ และ  $P_R = 1.5$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 3.73 เท่า, 2.80 เท่า, และ 2.54 เท่าสำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ และ  $P_R = 2.0$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ สูงกว่าเท่ากับ 3.51 เท่า, 2.68 เท่า และ 2.27 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ

รูปที่ 6.17 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ  $Nu/Nu_0$  กับ  $B_R$  พบว่า กลุ่ม  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่ม  $P_R = 1.0, P_R = 1.5$  และ  $P_R = 2$  ขณะที่  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ



รูปที่ 6.14 ความสัมพันธ์ของ (ก) Nu กับ Re และ (ข) Nu กับ BR กรณีครีบทวีมุม  $\alpha = 20^\circ$  เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.15 ความสัมพันธ์ของ (ก)  $Nu/Nu_0$  กับ  $Re$  และ (ข)  $Nu/Nu_0$  กับ  $B_R$  กรณีครีบริบตัววีมุม

$\alpha = 20^\circ$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

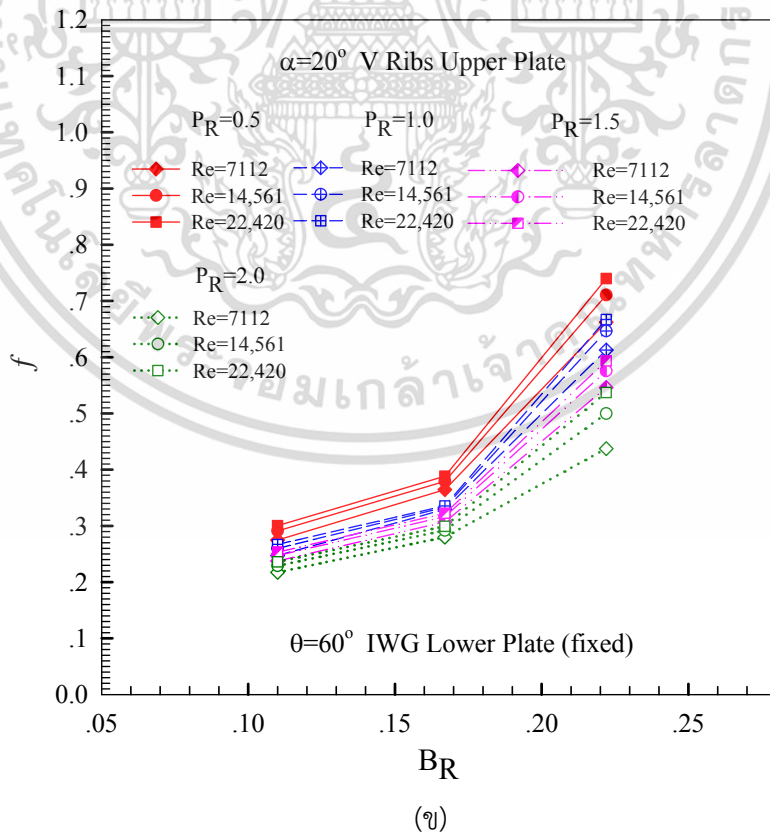
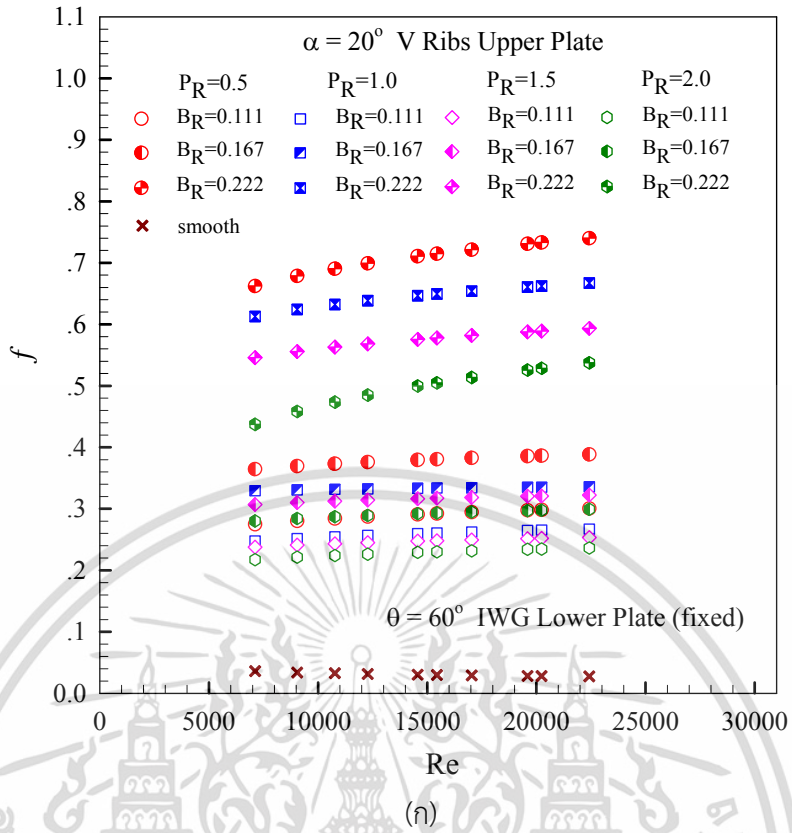
### 6.5.2 ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  แสดงในรูปที่ 6.18 (ก) ท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ติดตั้งครีบทัววี่มุม  $\alpha=20^\circ$  ปลายวีซีตามทิศทางการไหลร่วมกับร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $\theta=60^\circ$  พบว่าเมื่อค่า  $Re$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $f$  มีแนวโน้มลดลง โดยครีบทัวที่  $P_R = 0.5$  มีค่า  $f$  มากที่สุด ตามด้วยครีบทัวที่  $P_R = 1.0$  ครีบทัวที่  $P_R = 1.5$  ครีบทัวที่  $P_R = 2.0$  และท่อผนังเรียบ ซึ่งมีค่า  $f$  ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบทัวที่  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นมากกว่าการติดตั้งครีบทัวที่  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ โดย  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $f$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 17.3-25.75 เท่า, 9.06-13.04 เท่า, และ 6.59-9.87 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ ตามด้วย  $P_R = 1.0$  ให้ค่า  $f$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบมีค่าสูงกว่าเท่ากับ 15.93-23.12 เท่า, 8.09-11.13 เท่า, และ 5.83-8.16 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ และ  $P_R = 1.5$  ให้ค่า  $f$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 14.08-20.46 เท่า, 7.48-10.65 เท่า, และ 5.83-8.66 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ ตามลำดับ และ  $P_R = 2.0$  ให้ค่า  $f$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 11.08-18.44 เท่า, 6.74-9.82 เท่า, และ 5.00-7.54 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ

รูปที่ 6.18 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $B_R$  พบว่า กลุ่ม  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นมากกว่ากลุ่ม  $P_R = 1.0, 1.5$  และ  $P_R = 2.0$  ขณะที่  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ

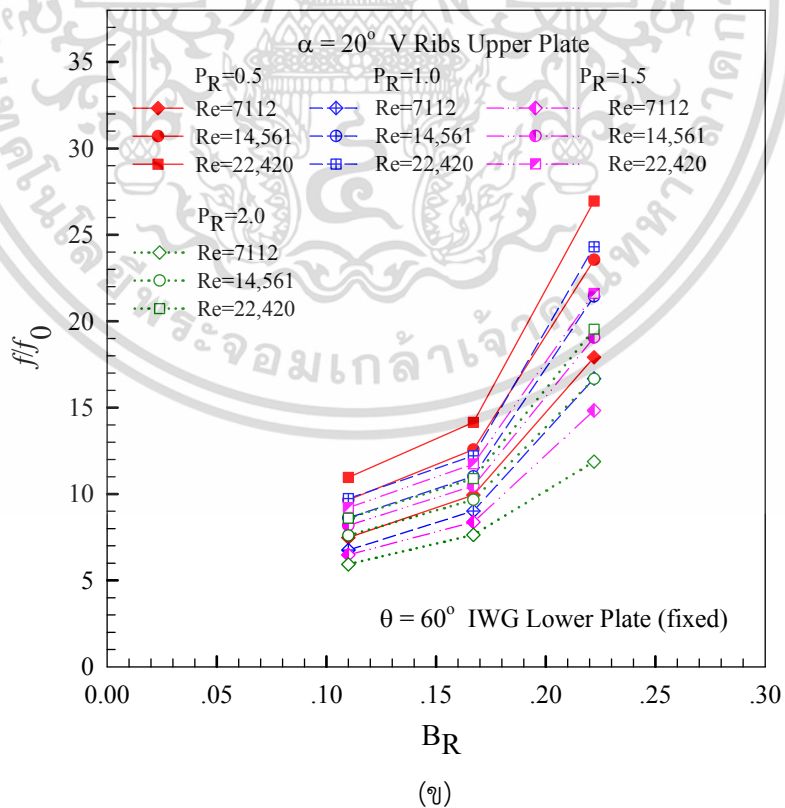
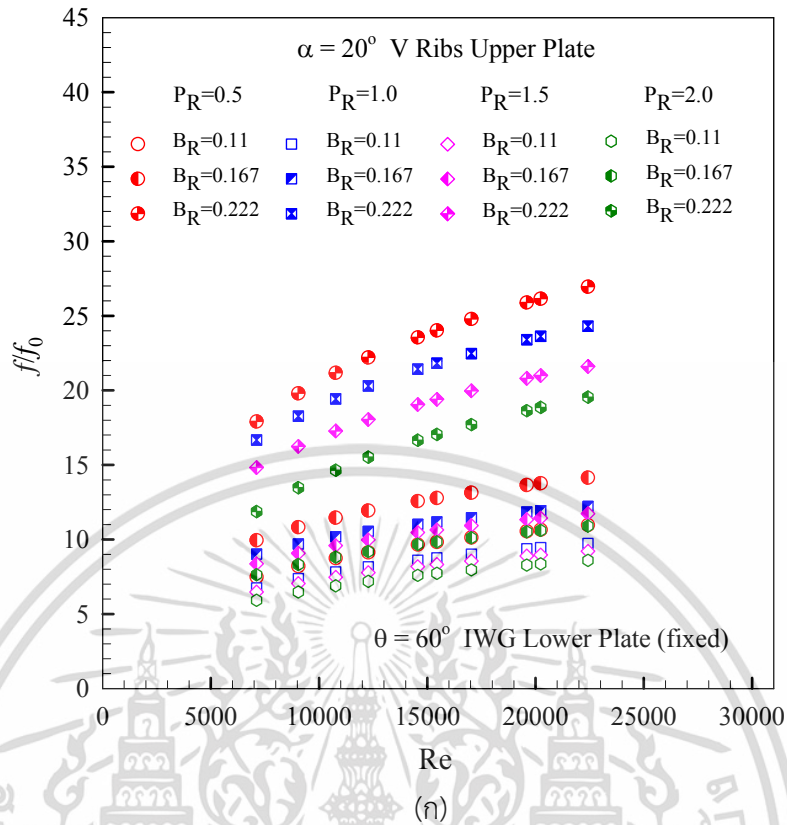
รูปที่ 6.19 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  พบว่า  $f/f_0$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ  $Re$  โดยเฉพาะที่  $B_R = 0.222$  มีค่า  $f/f_0$  เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกร่องไหลของของไหลภายในท่อมาก โดย  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $f/f_0$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 23.24 เท่า, 12.42 เท่า, และ 9.53 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ ตามด้วย  $P_R = 1.0$  ให้ค่า  $f/f_0$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบมีค่าสูงกว่าเท่ากับ 21.17 เท่า, 10.90 เท่า, และ 8.51 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ และ  $P_R = 1.5$  ให้ค่า  $f/f_0$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 18.82 เท่า, 10.35 เท่า, และ 8.08 เท่า สำหรับ  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ ตามลำดับ และ  $P_R = 2.0$  ให้ค่า  $f/f_0$  เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบสูงกว่าเท่ากับ 16.39 เท่า, 9.56 เท่า, และ 7.50 เท่า สำหรับครีบทัว  $B_R = 0.222, 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับซึ่งแนะนำให้ใช้  $B_R$  ไม่ควรเกิน 0.167 เพื่อช่วยลดการสูญเสียความดันและลดกำลังขับของพัดลม (Blower) ได้มาก

รูปที่ 6.19 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $B_R$  กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบทัวเอียงมุม  $20^\circ$  พบว่า เมื่อ  $B_R$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $f/f_0$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดย  $B_R = 0.222$  ให้ค่า  $f/f_0$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $B_R = 0.167$  และ  $0.111$  ตามลำดับ การเพิ่มของ  $Re$  จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของ  $f/f_0$  เป็นอย่างมาก และที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า  $f/f_0$  เพิ่มขึ้นมากกว่า  $P_R = 1.0, P_R = 1.5$  และ  $P_R = 2.0$  ตามลำดับ



รูปที่ 6.16 ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  และ (ข)  $f$  กับ  $BR$  กรณีครีบริบตัววิมมุม  $\alpha = 20^\circ$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.17 ความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  และ (ข)  $f/f_0$  กับ  $B_R$  กรณีครีปตัววิมุ้ม  $\alpha = 20^\circ$

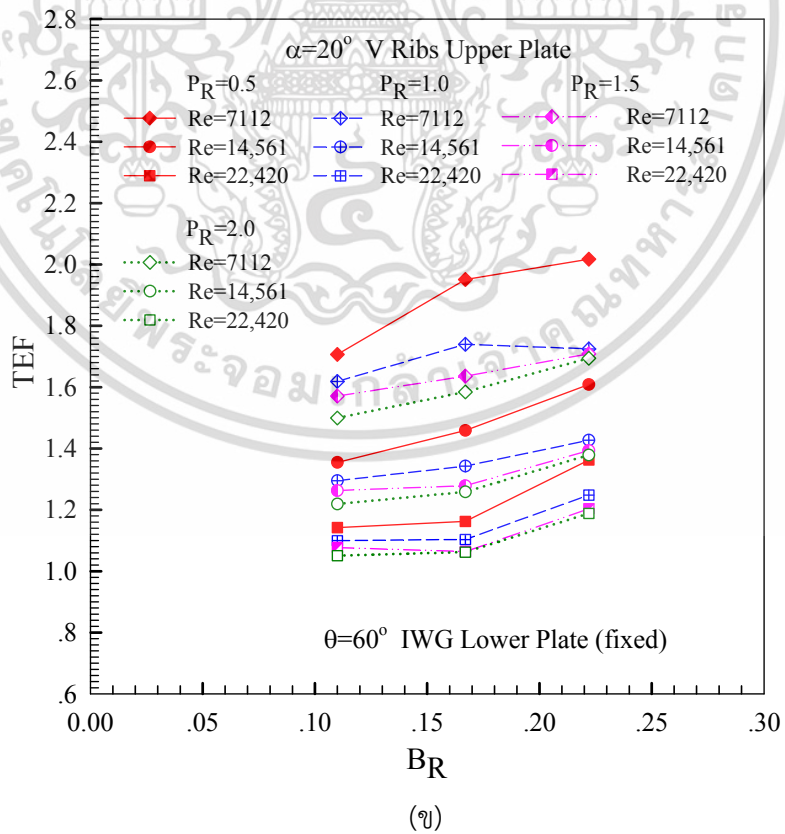
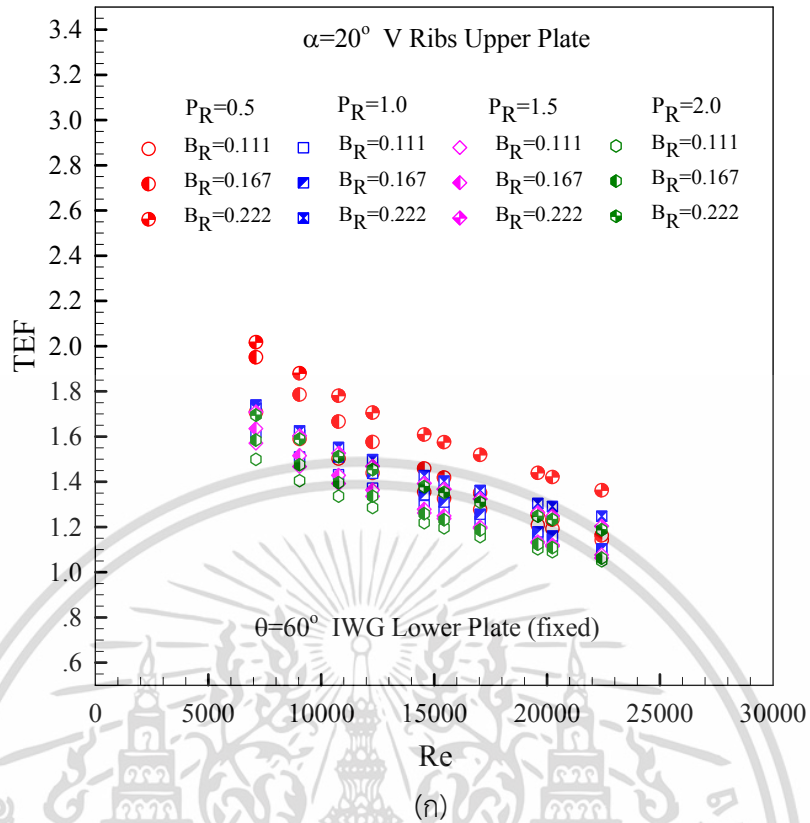
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.5.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 6.20 (ก) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล  $Nu/Nu_0$  และ  $f/f_0$  ที่กำลังขับเดียวกัน พบว่า ค่า TEF ที่แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re การติดตั้งแผ่นบางติดครีบอกที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า TEF สูงกว่า  $P_R = 1.0$ ,  $P_R = 1.5$  และ  $P_R = 2$  ทุกค่า Re โดยที่  $B_R = 0.111$  ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย  $B_R = 0.167$ , และ  $B_R = 0.222$  ซึ่งที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 1.63, 1.48 และ 1.37 สำหรับ  $B_R = 0.222$ , 0.167, และ  $B_R = 0.111$  ตามลำดับ รองลงมาที่  $P_R = 1.0$  ให้ค่า TEF เท่ากับ 1.44, 1.36, และ 1.31 ตามด้วยครีบอกตัวที่  $P_R = 1.5$  ให้ค่า TEF เท่ากับ 1.41, 1.30, และ 1.28 และที่  $P_R = 2.0$  ให้ค่า TEF เท่ากับ 1.40, 1.28, และ 1.23 ตามลำดับ ค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่าการใช้แผ่นบางติดครีบอกส่งผลให้ค่า TEF และ  $Nu/Nu_0$  ที่สูงกว่าและการนำแผ่นบางติดครีบอกมาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

รูปที่ 6.20 (ข) แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ  $B_R$  กรณีติดตั้งแผ่นบางติดครีบอกมุม  $20^\circ$  พบว่า ค่า TEF มีการแปรเปลี่ยนตาม  $P_R$ ,  $B_R$  และ Re ที่ใช้งาน เมื่อพิจารณาที่  $Re = 7,112$  ซึ่งเป็นความเร็วของไหลทดสอบความเร็วค่าต่ำสุดในช่วงการทดสอบ ให้ค่า TEF สูงสุดในแต่ละกรณีทดสอบ โดยที่  $P_R = 0.5$  ให้ค่า TEF สูงกว่า  $P_R = 1.0$ ,  $P_R = 1.5$  และ  $P_R = 2.0$  ซึ่ง  $B_R = 0.2$  ให้ค่า TEF สูงสุด ตามด้วย  $B_R = 0.1$  และ  $B_R = 0.3$  ตามลำดับ, โดยค่า TEF สูงสุดอยู่ที่  $P_R = 1$ ,  $B_R = 0.2$  และ  $Re = 7,112$

การทดลองในส่วนนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า โดยใช้การติดครีบอกตัวมุม  $20^\circ$ ,  $B_R = 0.111$ , 0.167, และ 0.222,  $P_R = 0.5$ , 1.0, 1.5 และ 2 แสดงในพจน์ของ Nu และ f โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วนด้วยแผ่นบางติดครีบอกมุม  $20^\circ$  พบว่า การใช้ครีบอกที่  $B_R = 0.222$  ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน และเมื่อนำข้อมูลการติดครีบอกตัวมุม  $45^\circ$  และ  $30^\circ$  มาเปรียบเทียบกับกรณีติดครีบอกตัวมุม  $20^\circ$  พบว่า การใช้แผ่นบางติดครีบอกตัวมุม  $20^\circ$  มีค่า Nu ลดลงเมื่อเทียบกับมุม  $45^\circ$  และ  $30^\circ$  แต่สิ่งสำคัญคือค่า f ลดลงค่อนข้างมากจึงส่งผลให้ค่า TEF ของการติดครีบอกตัวมุม  $20^\circ$  มีค่าสูงกว่าการติดครีบอกตัวมุม  $45^\circ$  อยู่ที่ 2% และมีค่าสูงกว่าการติดครีบอกตัวมุม  $30^\circ$  อยู่ที่ 0.96% สำหรับครีบอกตัวมุม  $20^\circ$  ที่  $B_R = 0.222$ ,  $P_R = 0.5$ ,  $Re = 7,112$  ให้ค่า TEF สูงถึง 2.02 จึงสามารถนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยค่า สำหรับค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด



รูปที่ 6.18 ความสัมพันธ์ของ (ก) TEF กับ Re และ (ข) TEF กับ BR กรณีครีปตัววิญมุม  $\alpha = 20^\circ$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.1 ค่าเฉลี่ย  $Nu/Nu_0$ ,  $f/f_0$  และ TEF กรณีครึ่งตัววี 45° (แผ่นบน) และ 60° IWG (แผ่นล่าง)

กรณีที่	BR	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	0.111	0.5	4.12	17.51	<b>1.59</b>
2	0.111	1.0	3.30	14.14	1.38
3	0.111	1.5	2.96	11.08	1.33
4	0.111	2.0	2.74	9.57	1.31
5	0.167	0.5	3.94	21.25	1.44
6	0.167	1.0	3.49	19.28	1.31
7	0.167	1.5	3.15	16.18	1.26
8	0.167	2.0	2.92	14.00	1.22
9	0.222	0.5	<b>4.17</b>	24.51	1.45
10	0.222	1.0	3.86	<b>25.91</b>	1.32
11	0.222	1.5	3.52	20.94	1.28
12	0.222	2.0	3.16	18.74	1.20

ตารางที่ 6.2 ค่าเฉลี่ย  $Nu/Nu_0$ ,  $f/f_0$  และ TEF กรณีครึ่งตัววีมุม 30°(แผ่นบน)และ 60°IWG(แผ่นล่าง)

กรณีที่	BR	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	0.111	0.5	3.85	13.76	<b>1.62</b>
2	0.111	1.0	3.28	11.66	1.46
3	0.111	1.5	2.97	10.45	1.37
4	0.111	2.0	2.72	9.34	1.31
5	0.167	0.5	4.09	18.21	1.57
6	0.167	1.0	3.74	16.68	1.47
7	0.167	1.5	3.25	14.79	1.34
8	0.167	2.0	3.03	12.23	1.32
9	0.222	0.5	<b>4.36</b>	<b>23.20</b>	1.54
10	0.222	1.0	3.90	21.17	1.42
11	0.222	1.5	3.58	18.82	1.36
12	0.222	2.0	3.24	16.40	1.29

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.3 ค่าเฉลี่ย  $Nu/Nu_0$ ,  $f/f_0$  และ TEF กรณีครีบทัววีมุม  $20^\circ$ (แผ่นบน)และ  $60^\circ$  IWG(แผ่นล่าง)

กรณี	BR	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	0.111	0.5	2.77	9.53	<b>1.37</b>
2	0.111	1.0	2.49	8.51	1.31
3	0.111	1.5	2.54	8.09	1.28
4	0.111	2.0	2.27	9.34	1.23
5	0.167	0.5	3.46	18.21	1.49
6	0.167	1.0	3.00	16.68	1.36
7	0.167	1.5	2.81	14.79	1.30
8	0.167	2.0	2.68	12.23	1.28
9	0.222	0.5	<b>4.61</b>	<b>23.20</b>	<b>1.63</b>
10	0.222	1.0	3.97	21.17	1.44
11	0.222	1.5	3.73	18.82	1.41
12	0.222	2.0	3.50	16.40	1.40

## 6.6 สรุป

ผลการทดลองในส่วนที่ 2 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้การติดครีบทัววี เพื่อศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตซ์ครีบทัววี พบว่า การเปรียบเทียบผลการทวนสอบต่อผนังเรียบได้ผลใกล้เคียงกับสหสัมพันธ์ที่เชื่อถือได้ และเมื่อติดตั้งแผ่นบางติดครีบทัววีมุมปะทะต่าง ๆ เพื่อศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตซ์ครีบทัววี พบว่า การติดตั้งครีบทัววีให้ค่า  $Nu$  และให้ค่า TEF สูงกว่าการใช้ใบปิดและลวดขัด โดยการติดตั้งแผ่นบางติดครีบทัววีส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันที่เกิดขึ้นในส่วนทดสอบ โดยมุมปะทะและความสูงครีบทัววีเพิ่มมากขึ้นจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันเพิ่มมากขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบโดยเฉพาะที่ระยะพิตซ์ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันเพิ่มขึ้นค่อนข้างสูง แนวโน้มของ  $Nu$  จะเพิ่มขึ้นและ  $f$  จะลดลงเล็กน้อยตามการเพิ่มขึ้นของ  $Re$  ครีบทัววีมุม  $20^\circ$  ให้ค่า TEF สูงกว่าครีบทัววีมุม  $30^\circ$  และ  $45^\circ$  เนื่องจากมีการสูญเสียความดันที่น้อยกว่ามุม  $45^\circ$ ,  $30^\circ$  และค่า  $Nu$  สูงกว่าเมื่อเทียบกับมุม  $30^\circ$  ดังนั้นการเลือกใช้แผ่นบางติดครีบทัววีที่เหมาะสมคือควรเลือกใช้ที่มุมปะทะ  $20^\circ$ ,  $PR = 1$ ,  $BR = 0.2$  และที่ค่า  $Re$  ต่ำซึ่งจะให้ค่า TEF สูงสุดในกรณีทดสอบ ช่วยให้ลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งจากผลการศึกษาในส่วนที่ 2 จะเห็นได้ชัดเจนถึงผลของการติดตั้งครีบทัววีร่วมกับร่องคลื่นเอียงทำมุม  $60^\circ$  และเมื่อพิจารณาถึงตารางที่ 6.1, 6.2 และ 6.3 พบว่าครีบทัววีมุม  $\alpha = 20^\circ$ ,  $BR=0.222$  และ  $PR=0.5$  ในตารางที่ 6.3 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยสูงสุดเป็น 1.63 แต่ก็ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานที่สูงสุดเป็น 23.20 ด้วยเช่นกัน และเมื่อนำไปเปรียบเทียบกับครีบทัววีมุม  $\alpha = 30^\circ$ ,  $BR=0.111$  และ  $PR=0.5$  ในตารางที่ 6.2 พบว่าครีบทัววีนี้ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงรองลงมามีค่าเป็น 1.62 แต่ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเป็น 13.76 เท่านั้นซึ่งถือว่าเป็นครีบทัววีที่เหมาะสมที่จะนำไปประกอบการศึกษาในส่วนที่ 3 ต่อไป ดังนั้นในการศึกษาส่วนที่ 3 จะทำการศึกษาอิทธิพลของรูปทรง, ระยะพิตซ์, ทิศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทางการจัดวางและมุมปะทะของร่องคลื่นร่วมกับครีปตัววี  $\alpha = 30^\circ$ ,  $B_R=0.111$  และ  $P_R=0.5$  เพื่อนำผลการศึกษาที่ได้ไปประยุกต์ใช้ในการออกแบบและจัดสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมต่อไปในอนาคต

## 6.7 การสร้างสมการสหสัมพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร

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

ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อน ในพจน์ของ Nu มีตัวแปรอิสระที่สนใจศึกษามากกว่า 1 ตัวแปร เช่น เลขเรย์โนลด์ (Re), เลขพรานท์ (Pr), อัตราส่วนความสูงครีปต่อความสูงท่อ (BR), อัตราส่วนระยะพิตซ์ครีปต่อความสูงท่อ (PR), มุมปะทะ ( $\alpha$ ) และพารามิเตอร์ที่ศึกษาอื่น ๆ เป็นต้น แบบจำลองทั่วไปที่ใช้จะอยู่ในรูปแบบของ Multiple Exponential Regression Model ดังแสดงในสมการต่อไปนี

$$Y = b_0 x_1^{b_1} x_2^{b_2} x_3^{b_3} \dots x_n^{b_n} \quad (6.3)$$

ซึ่งสามารถแปลงให้อยู่ในรูปแบบ Multiple Linear Regress in Logarithmic Scale คือ

$$\ln(Y) = \ln b_0 + b_1 \ln(x_1) + b_2 \ln(x_2) + b_3 \ln(x_3) \dots + b_n \ln(x_n) \quad (6.4)$$

เมื่อ

$b_0$  = ค่าคงที่

$b_i$  = ค่าสัมประสิทธิ์หรือพารามิเตอร์ของเส้นตรงของตัวแปร  $x_i$

### 6.7.1 การติดครีปตัววีมุม $45^\circ$ ร่วมกับร่องคลื่นทรงสามเหลี่ยมวางเอียงทำมุม $60^\circ$

#### 6.7.1.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซลท์

ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์ (Nu) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) อัตราส่วนความสูงครีปต่อความสูงท่อ ( $B_R$ ) และอัตราส่วนระยะพิตซ์ครีปต่อความสูงท่อ (PR) หาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

รูปที่ 6.19 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์สหสัมพันธ์ ( $Nu_{pre}$ ) กับเลขนัสเซลท์จากการทดลอง ( $Nu_{exp}$ ) กรณีติดครีปตัววี  $45^\circ$ ,  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$ ,  $P_R = 0.5, 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 7,000-25,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 10\%$

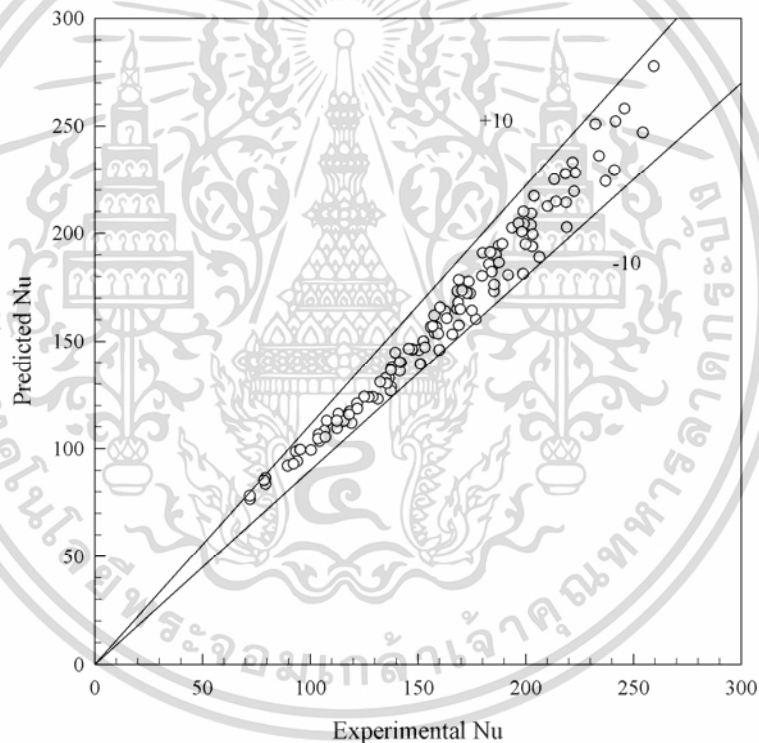
$$\text{Nu} = 0.264\text{Re}^{0.718}\text{Pr}^{0.4}\text{B}_R^{0.17}\text{P}_R^{-0.235} \quad (6.5)$$

### 6.7.1.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

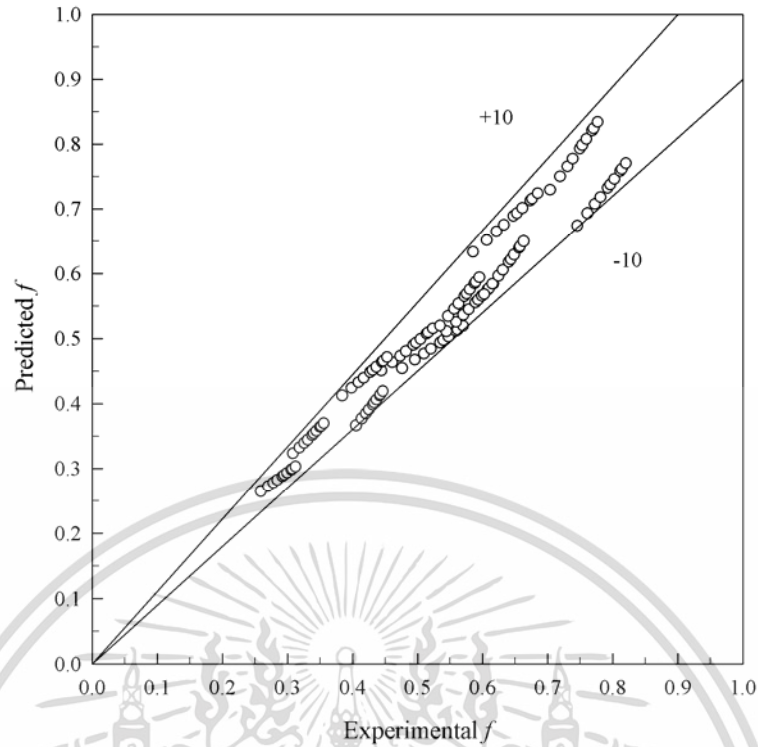
ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) กับเลขเรย์โนลด์ ( $\text{Re}$ ) อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ ( $\text{BR}$ ) และอัตราส่วนระยะพิทช์ครีบต่อความสูงท่อ ( $\text{PR}$ ) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

รูปที่ 6.20 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์ ( $f_{\text{pre}}$ ) กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง ( $f_{\text{exp}}$ ) กรณีแผ่นบางติดครีบเอียง  $45^\circ$ ,  $\text{BR} = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25$  และ  $0.3$ ,  $\text{PR} = 1, 2$  และ  $3$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $\text{Re} = 7,000-25,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 10\%$

$$f = 0.779\text{Re}^{0.117}\text{B}_R^{0.814}\text{P}_R^{-0.31} \quad (6.6)$$



รูปที่ 6.19 ความสัมพันธ์ของ  $\text{Nu}_{\text{pre}}$  กับ  $\text{Nu}_{\text{exp}}$  กรณีติดครีบตัวมีมุม  $\alpha = 45^\circ$



รูปที่ 6.20 ความสัมพันธ์ของ  $f_{pre}$  กับ  $f_{exp}$  กรณีติดครีบทัววี่มุม  $\alpha = 45^\circ$

## 6.7.2 การติดครีบทัววี่มุม $30^\circ$ ร่วมกับร่องคลื่นทรงสามเหลี่ยมวางเอียงทำมุม $60^\circ$

### 6.7.2.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

รูปที่ 6.21 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์สหสัมพันธ์ ( $Nu_{pre}$ ) กับเลขนัสเซิลท์จากการทดลอง ( $Nu_{exp}$ ) กรณีติดครีบทัววี่มุม  $30^\circ$ , BR = 0.111, 0.167 และ 0.222, PR = 0.5, 1.0, 1.5 และ 2.0 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 7,000-25,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าว มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 10\%$

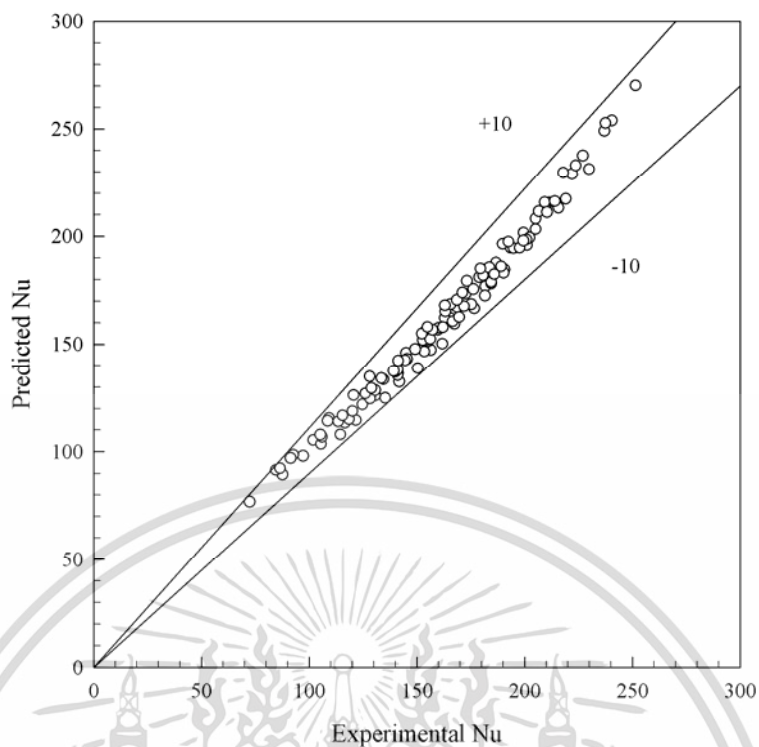
$$Nu = 0.887Re^{0.605}Pr^{0.4}B_R^{0.236}P_R^{-0.225} \quad (6.7)$$

### 6.7.2.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

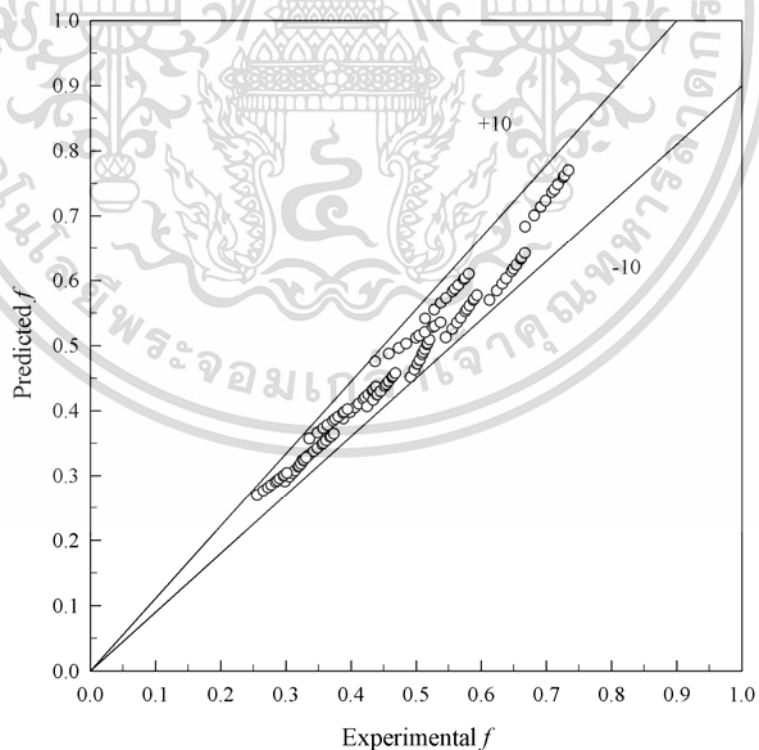
รูปที่ 6.22 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์ ( $f_{pre}$ ) กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง ( $f_{exp}$ ) กรณีติดตั้งครีบทัววี่ทำมุม  $30^\circ$ , BR = 0.111, 0.167 และ 0.222, PR = 0.5, 1.0, 1.5 และ 2.0 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 4,000-25,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าว มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 10\%$

$$f = 0.776Re^{0.104}B_R^{0.818}P_R^{-0.262} \quad (6.8)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.21 ความสัมพันธ์ของ  $Nu_{pre}$  กับ  $Nu_{exp}$  กรณีติดครีบทัวรัวมุม  $\alpha = 30^\circ$



รูปที่ 6.22 ความสัมพันธ์ของ  $f_{pre}$  กับ  $f_{exp}$  กรณีติดครีบทัวรัวมุม  $\alpha = 30^\circ$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.7.3 การสอดใส่แผ่นบางติดครีบเอียง $20^\circ$

#### 6.7.3.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซลท์

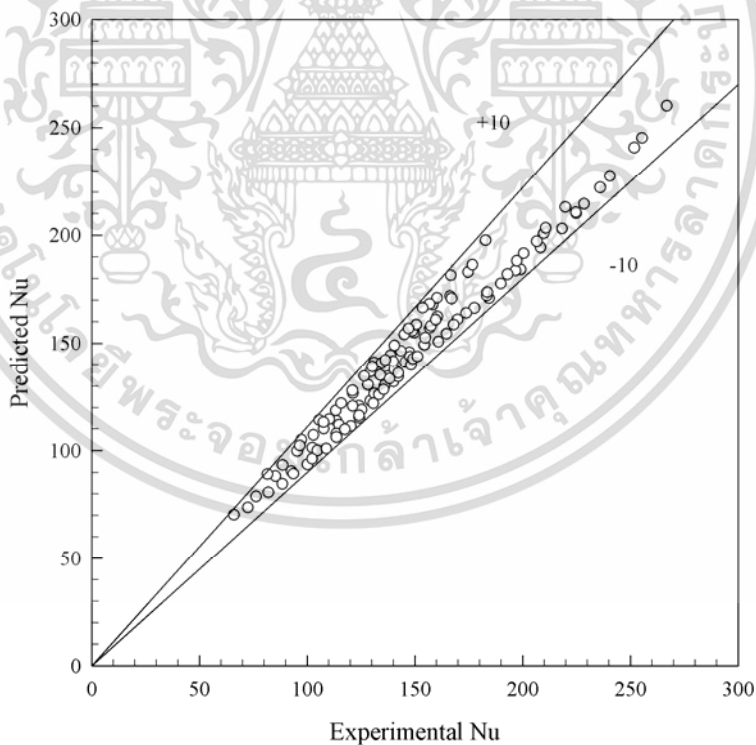
รูปที่ 6.23 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์สหสัมพันธ์ ( $Nu_{pre}$ ) กับเลขนัสเซลท์จากการทดลอง ( $Nu_{exp}$ ) กรณีติดครีบตัววีมุม  $20^\circ$ , BR = 0.111, 0.167 และ 0.222, PR = 0.5, 1.0, 1.5 และ 2.0 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 7,000-25,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 10\%$

$$Nu = 1.98Re^{0.575}Pr^{0.4}B_R^{0.578}P_R^{-0.163} \quad (6.9)$$

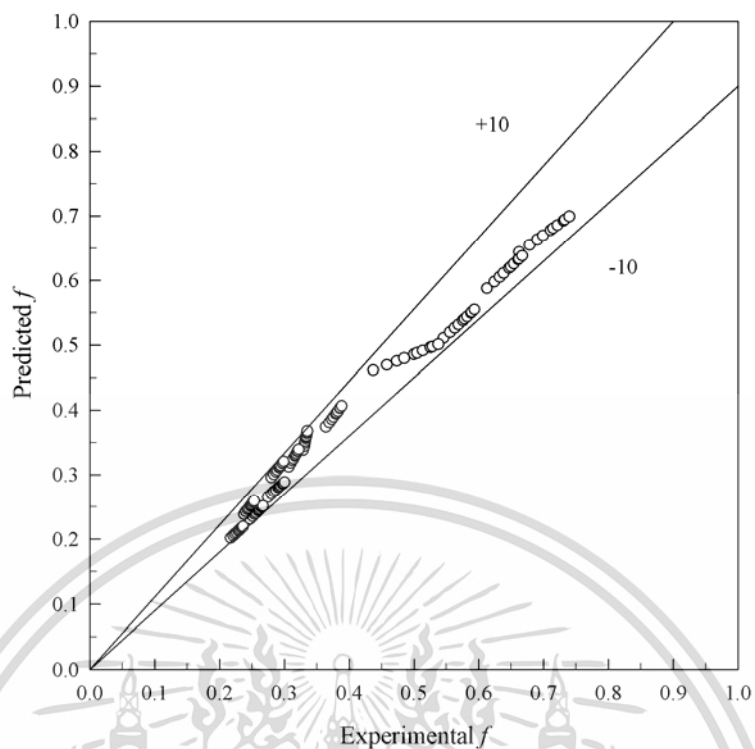
#### 6.7.3.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

รูปที่ 6.24 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานสหสัมพันธ์ ( $f_{pre}$ ) กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง ( $f_{exp}$ ) กรณีติดครีบตัววีมุม  $20^\circ$ , BR = 0.111, 0.167 และ 0.222, PR = 0.5, 1.0, 1.5 และ 2.0 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 7,000-25,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าว มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 10\%$

$$f = 1.674Re^{0.072}B_R^{1.191}P_R^{-0.197} \quad (6.10)$$



รูปที่ 6.23 ความสัมพันธ์ของ  $Nu_{pre}$  กับ  $Nu_{exp}$  กรณีติดครีบตัววีมุม  $\alpha = 20^\circ$



รูปที่ 6.24 ความสัมพันธ์ของ  $f_{pre}$  กับ  $f_{exp}$  กรณีติดครีบทัววี่มุม  $\alpha = 20^\circ$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 7

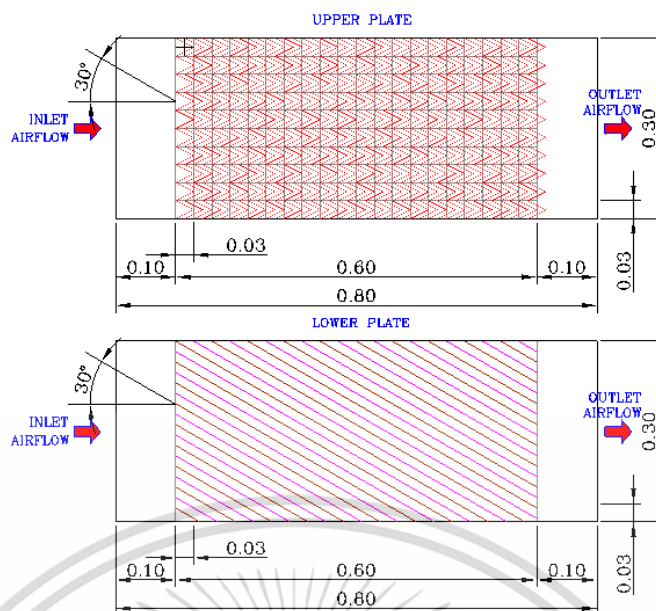
# การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยปรับเปลี่ยนรูปแบบร่องคลื่น

### 7.1 บทนำ

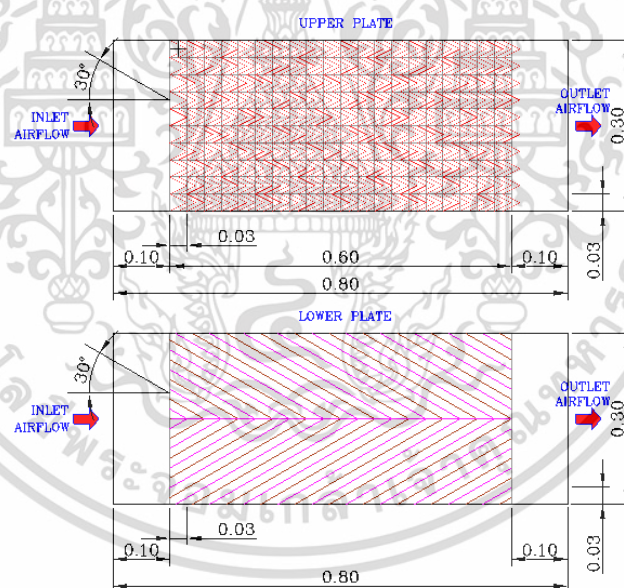
ในบทนี้ กล่าวถึงผลการทดลองส่วนที่ 3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยติดครีบริบตัววี (V-ribs) มุม  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.111$   $P_R = 0.5$  ซึ่งตามกระแสการไหลที่ผนังด้านบน (การเลือกใช้ครีบริบชนิดนี้มาจากผลการทดลองในตารางที่ 6.1, 6.2 และ 6.3 เมื่อนำมาเปรียบเทียบกันแล้วพบว่าครีบริบที่เลือกใช้ดำเนินการวิจัยในส่วนที่ 3 นี้ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  สูงในระดับปานกลาง แต่เมื่อพิจารณาถึงค่า  $f/f_0$  พบว่ามีค่าไม่สูงมากทำให้ได้ค่า TEF ระดับสูงจึงเหมาะสมที่นำมาใช้ทำการวิจัยในส่วนนี้เนื่องจากสูญเสียพลังงานการขับน้อย) ส่วนผนังด้านล่างติดตั้งร่องคลื่นสูง 3 มม. ที่มีรูปแบบต่างๆภายในท่อขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้า ศึกษาอิทธิพลของร่องคลื่นรูปแบบต่าง ๆ มุมปะทะต่าง ๆ, และความกว้างของฐานร่องคลื่น สามารถแบ่งหัวข้อออกเป็นดังนี้

1. ร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  กับทิศทางการไหลและปรับความกว้างของฐานสามเหลี่ยมของร่องคลื่น เพื่อศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ และความกว้างของฐานร่องคลื่น
2. ร่องคลื่นตัววีมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ซึ่งตามทิศทางการไหล เพื่อศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ อิทธิพลของความกว้างของฐานร่องคลื่น และทิศทางการจัดวาง
3. ร่องคลื่นตัววีมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ซึ่งทวนทิศทางการไหล เพื่อศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ อิทธิพลของความกว้างของฐานร่องคลื่น และทิศทางการจัดวาง

ทำการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในพจน์ของเลขนัสเซิลท์ ( $Nu$ ) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) จากนั้นก็เปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันกับท่อผนังเรียบ และค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณที่กำลั้ขบเดียวกัน ดังต่อไปนี้

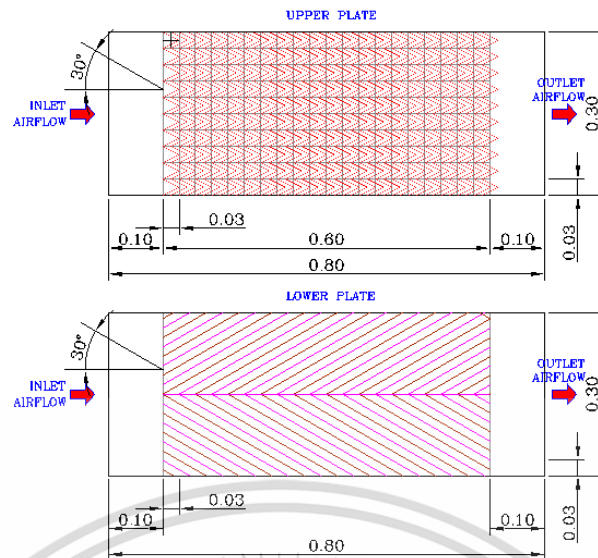


รูปที่ 7.1 ร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  กับทิศทางการไหล(แผ่นล่าง)



รูปที่ 7.2 ร่องคลื่นตัววีทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ชี้ตามกระแสการไหล (แผ่นล่าง)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



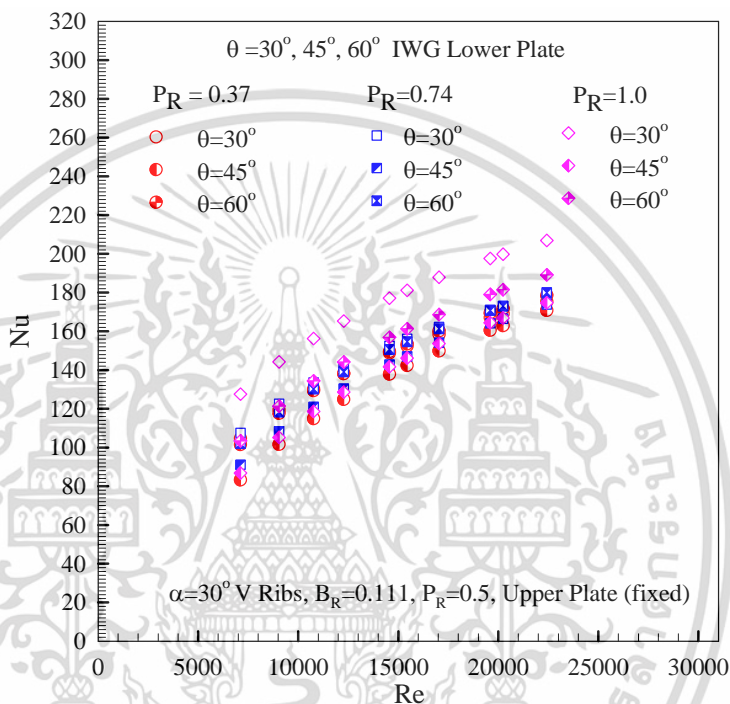
รูปที่ 7.3 ร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45° และ 60° ซีทวนกระแสการไหล (แผ่นล่าง)

## 7.2 อิทธิพลการใช้ร่องคลื่นวางเอียงทำมุม 30°, 45°, 60° และความกว้างฐานร่องคลื่น

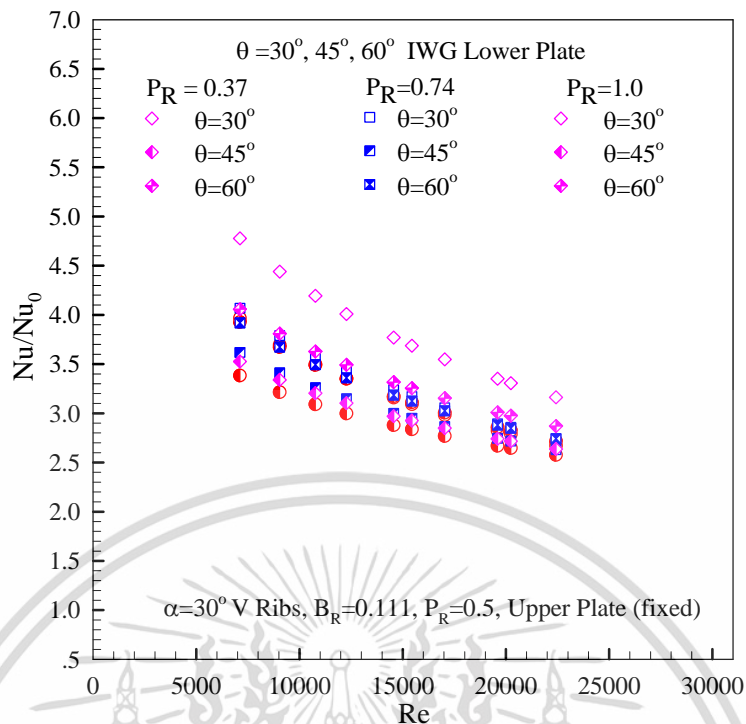
### 7.2.1 การถ่ายเทความร้อน

ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่มีเงื่อนไขแบบพลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ แผ่นบนซึ่งเป็นชุดที่ไม่ได้ปรับค่าพารามิเตอร์ติดด้วยครีบทวีรูปทรงสี่เหลี่ยมผืนผ้า มุมปะทะ 30° ซีตามกระแสการไหล สัดส่วนความสูงครีบทวีต่อความสูงท่อ,  $B_R = 0.111$  อัตราส่วนระยะพิทซ์ครีบทวีต่อความสูงท่อ,  $P_R = 0.5$  ตามลำดับ ร่วมกับผนังท่อแผ่นล่างที่มีร่องคลื่นวางเอียงทำมุม 30°, 45° 60° จำกัดอัตราส่วนความสูงของร่องคลื่นต่อความสูงของท่อ (Blockage Ratio,  $B_R$ ) เป็น 0.111 ทำการทดสอบโดยปรับเปลี่ยนอัตราส่วนระยะพิทซ์ของร่องคลื่นต่อความสูงท่อขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้า,  $P_R = 0.37, 0.74$  และ 1.0 ดังแสดงในรูปที่ 7.1 ผลการถ่ายเทความร้อนแสดงอยู่ในพจน์ของเลขนีสเซิลท์,  $Nu$  และอัตราส่วนเลขนีสเซิลท์,  $Nu/Nu_0$  โดยค่า  $Nu$  ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 7.4 การใช้ร่องคลื่นวางเอียงทำมุม 30°, 45° และ 60° ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มที่เหมือนกันเมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบ โดย  $Nu$  เพิ่มขึ้นตาม  $Re$  ร่องคลื่นวางเอียงมุม 30° ที่  $P_R = 1.0$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุดตามด้วย  $P_R = 0.74$  และ  $P_R = 0.37$  โดยที่ ค่าการเพิ่ม  $Nu$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 210-392%, 169-315% และ 163-304% ตามลำดับ ส่วนร่องคลื่นที่ให้ค่า  $Nu$  รองลงมาคือร่องคลื่นวางเอียงมุม 60° ให้ค่า  $Nu$  สูงกว่าท่อผิวเรียบในช่วง 184-299%, 170-294% และ 168-292 % ที่  $P_R = 1.0, P_R = 0.74$  และ  $P_R = 0.37$  ตามลำดับ และร่องคลื่นวางเอียงมุม 45° ให้ค่า  $Nu$  สูงกว่าท่อผิวเรียบในช่วง 161-235%, 162-235%, และ 156-221% ตามลำดับ สำหรับ  $P_R = 1.0, P_R = 0.74$  และ  $P_R = 0.37$  ตามลำดับ

ผลการทดลองท่อขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้า แผ่นล่างที่มีร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ที่  $P_R=0.37$ ,  $0.74$  และ  $1$  แสดงในรูปที่ 7.5 พบว่า ร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$  ที่  $P_R=1.0$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยสูงที่สุดคือ 3.82 เท่า รองมาเป็นร่องคลื่นเอียงทำมุม  $60^\circ$ ,  $P_R=1.0$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยเป็น 3.36 เท่า และร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$  ที่  $P_R=0.74$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยเป็น 3.28 เท่า ตามด้วยร่องคลื่นเอียงทำมุม  $60^\circ$ ,  $P_R=0.74$ ,  $0.37$  และร่องคลื่นเอียงทำมุม  $30^\circ$  ที่  $P_R=0.37$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยเป็น 3.22, 3.21 และ 3.20 เท่า ตามลำดับ และร่องคลื่นเอียงทำมุม  $45^\circ$  ที่  $P_R=0.74$ ,  $1$  และ  $0.37$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  ต่ำสุดประมาณ 3.03, 3.00 และ 2.91 ตามลำดับ



รูปที่ 7.4 ความสัมพันธ์ของ  $Nu$  กับ  $Re$  กรณีผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  กับทิศทางการไหล



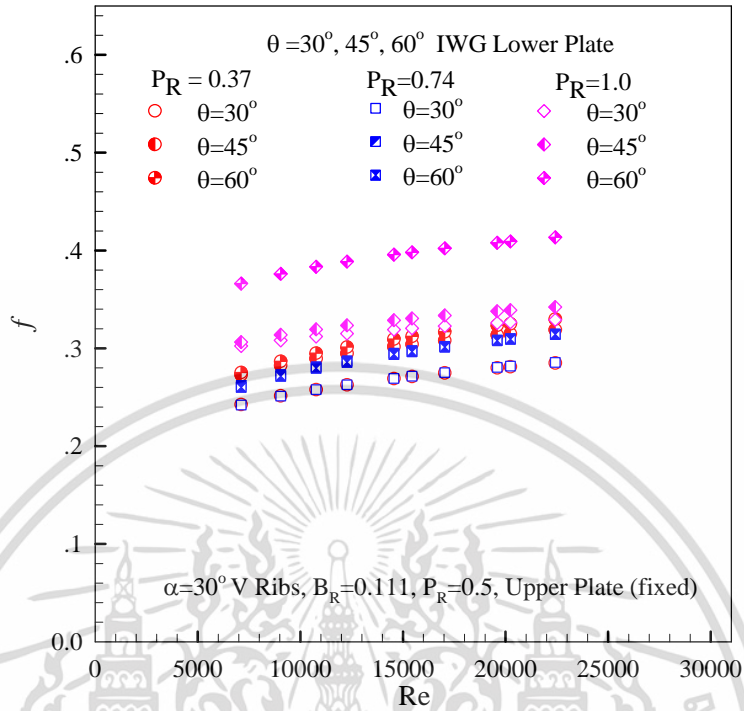
รูปที่ 7.5 ความสัมพันธ์ของ  $Nu/Nu_0$  กับ  $Re$  กรณีผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ , และ  $60^\circ$  กับทิศทางการไหล

### 7.2.2 ตัวประกอบเสียดทาน

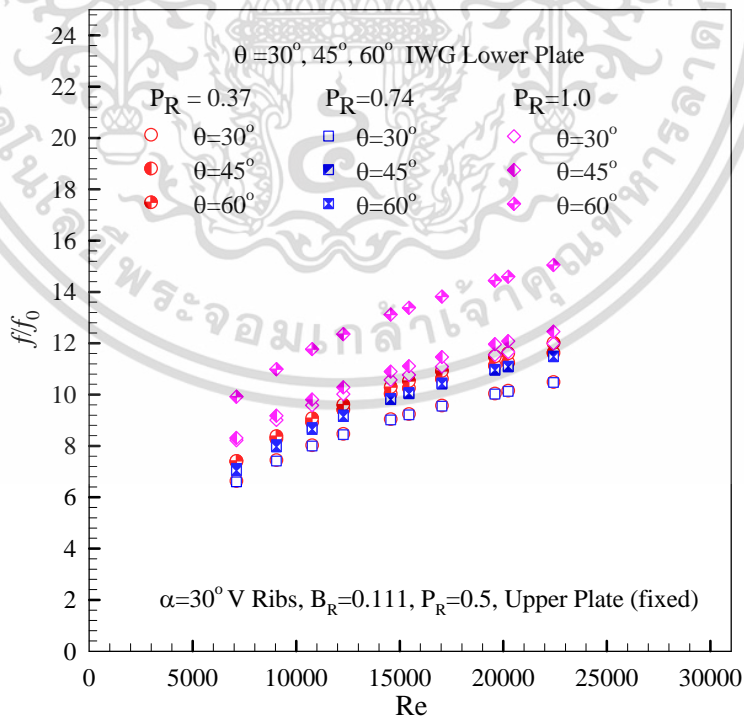
ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  แสดงในรูปที่ 7.6 ท่อขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่แผ่นกลางเป็นร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  กับทิศทางการไหล พบว่า เมื่อค่า  $Re$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $f$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อย โดยร่องคลื่นที่มี  $Pr=1.0$  มีค่า  $f$  มากที่สุด ตามด้วยครีที่มี  $Pr=0.74$ ,  $Pr=0.37$  และท่อผนังเรียบซึ่ง  $f$  มีค่าลดลงตามลำดับ และผนังร่องคลื่นที่มี  $Pr = 1$  ให้ค่า  $f$  สูงที่สุดสูงกว่าท่อผนังเรียบเท่ากับ 912-1396%, ลำตัวรองลงมาคือผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $45^\circ$ ,  $Pr = 1$ , ผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $60^\circ$   $Pr = 0.37$  และผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$   $Pr = 1$  ให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นสูงกว่าผนังท่อเรียบในช่วง 746-1138%, 660-1094%, และ 735-1091% ตามลำดับ และตามด้วยผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $45^\circ$ ,  $Pr=0.74$ ,  $0.37$  ผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $60^\circ$ ,  $Pr=0.74$ , ให้ค่า  $f$  กว่าท่อผนังเรียบมีค่าสูงกว่าในช่วง 654-1054%, 624-1038%, และ 618-1036%, และผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $Pr=0.74$  และ  $0.37$  ให้ค่า  $f$  ต่ำสุดเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบมีค่าสูงกว่าท่อผนังเรียบในช่วง 567-533%

รูปที่ 7.7 แสดงความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  พบว่า  $f/f_0$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ  $Re$  โดยเฉพาะที่ผนังร่องคลื่นที่  $Pr=1.0$  ให้ค่า  $f/f_0$  เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงสำหรับทุกกรณีอันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกรไหลของของไหลภายในท่อมาก ค่า  $f/f_0$  สูงสุดเกิดขึ้นที่ผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $60^\circ$ ,  $Pr=1.0$  สูงกว่าท่อผนังเรียบ 12.95 เท่า รองลงมาคือที่มุม  $45^\circ$  และ  $30^\circ$ ,  $Pr=1.0$  ให้ค่า  $f/f_0$  สูงกว่าท่อผนังเรียบ 10.75 และ 10.45 เท่า ขณะที่ผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $60^\circ$ ,  $Pr=0.37$  ให้ค่า  $f/f_0$  สูงกว่าท่อผนังเรียบ 10.13 เท่า ส่วนผนังร่องคลื่นที่ส่วนเหลือคือผนังร่องคลื่นวาง

เอียงทำมุม  $60^\circ$ ,  $P_R=0.74$  ผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $45^\circ$  และ  $30^\circ$ , ที่  $P_R=0.37$  และ  $0.74$  ให้ค่า  $f/f_0$  สูงกว่าท่อผนังเรียบ 9.89, 9.70, 8.91 และ 8.88 เท่า ตามลำดับ



รูปที่ 7.6 ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  กรณีผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ , และ  $60^\circ$  กับทิศทางการไหล



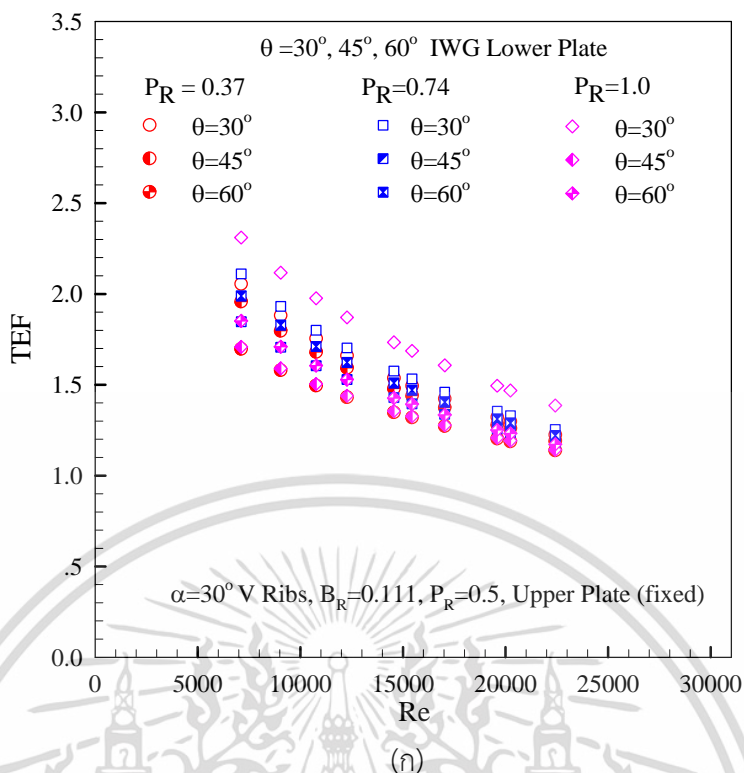
(ก)

รูปที่ 7.7 ความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  กรณีผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ , และ  $60^\circ$  กับ

ทิศทางการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF กับ Re กรณีผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ , และ  $60^\circ$  กับทิศทางการไหล

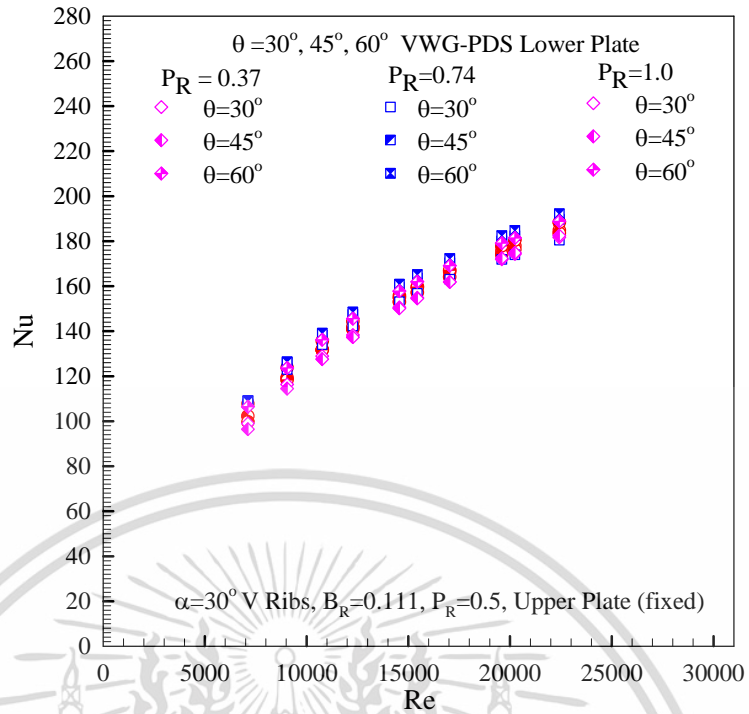
### 7.2.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 7.8 แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล  $Nu/Nu_0$  และ  $f/f_0$  ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re โดยที่ผนังร่องคลื่นเอียงทำมุม  $30^\circ$  ทุกค่าของ  $P_R$  ให้ค่า TEF สูงสุดเมื่อเทียบกับผนังร่องคลื่นมุมอื่นในรูปแบบเดียวกัน ผนังร่องคลื่นเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $P_R=1.0$  ให้ค่า TEF เฉลี่ยสูงสุดเป็น 1.76 ตามด้วยผนังร่องคลื่นวางเองมุมเดียวกันที่  $P_R=0.74$  และ  $P_R=0.37$  มีค่า TEF เฉลี่ยเป็น 1.61 และ 1.56 สำหรับผนังร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ที่  $P_R=0.37$ , 0.74, และ 1.0 ให้ค่า TEF เฉลี่ยเป็น 1.37, 1.45, 1.34 และ 1.50, 1.54 และ 1.45 ตามลำดับ โดยที่ค่าสูงสุดที่ ผนังร่องคลื่นเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $Re=7112$ ,  $P_R=1.0$  มีค่าเป็น 2.31 ตามด้วย  $P_R=0.74$  และ  $P_R=0.37$  ให้ค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 2.11 และ 2.05 สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่ Re ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่า การติดตั้งผนังร่องคลื่นเอียงทำมุม  $30^\circ$  ส่งผลให้ค่า TEF สูงกว่าและผนังร่องคลื่นเอียงทำมุม  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  มาประยุกต์ใช้ควรเลือกที่ค่า Re ต่ำสุด

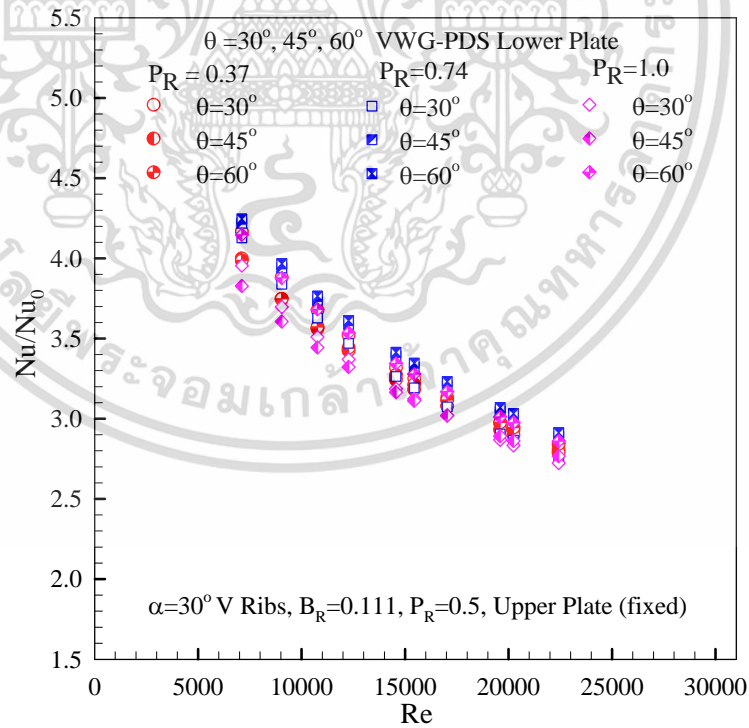
## 7.3 อิทธิพลของการใช้ร่องคลื่นตัววีทำมุม $30^\circ$ , $45^\circ$ , $60^\circ$ ซี่ตามกระแสการไหล และความกว้างฐานร่องคลื่น

### 7.3.1 การถ่ายเทความร้อน

ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่มีเงื่อนไขแบบพลักซ์ ความร้อนที่ผิวคงที่ แผ่นบนซึ่งเป็นชุดที่ไม่ได้ปรับค่าพารามิเตอร์ติดด้วยครีบทัววีรูปทรงสี่เหลี่ยมผืนผ้า มุมปะทะ  $30^\circ$  ซี่ตามกระแสการไหล สัดส่วนความสูงครีบทัววีต่อความสูงท่อ,  $B_R = 0.111$  อัตราส่วน ระยะพิทช์ครีบทัววีต่อความสูงท่อ (Pitch Ratio),  $P_R = 0.5$  ตามลำดับ ร่วมกับผนังท่อแผ่นล่างที่มีร่อง คลื่นรูปตัววี (V-shaped wavy groove, VWG) ทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ซี่ตามทิศทางการไหล (Pointing downstream, PDS) ต่อไปนี้รวมเรียกว่า  $30^\circ$  VWG-PDS,  $45^\circ$  VWG-PDS และ  $60^\circ$  VWG-PDS จำกัดอัตราส่วนความสูงของร่องคลื่นต่อความสูงของท่อ (Blockage Ratio,  $B_R$ ) เป็น 0.111 ทำการทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนระยะพิทช์ของร่องคลื่นต่อความสูงท่อขนาน สี่เหลี่ยมผืนผ้า (Pitch Ratio),  $P_R = 0.37, 0.74$  และ  $1.0$  ผลการถ่ายเทความร้อนแสดงอยู่ในพจน์ของ เลขนัสเซิลท์,  $Nu$  และอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์,  $Nu/Nu_0$  โดยค่า  $Nu$  ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการ ไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 7.9 การใช้ร่องคลื่นรูปตัววีทำมุม  $30^\circ$  VWG-PDS,  $45^\circ$  VWG-PDS และ  $60^\circ$  VWG-PDS ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมี แนวโน้มที่เหมือนกันเมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบ โดย  $Nu$  เพิ่มขึ้นตาม  $Re$  ร่องคลื่น  $45^\circ$  VWG-PDS ที่  $P_R = 0.74$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุดตามด้วย  $60^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 0.74$  และ  $30^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 0.74$  และ  $P_R = 0.37$  โดยที่ค่าการเพิ่ม  $Nu$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 184-321%, 189-320%, 171-316% และ 177-315% ตามลำดับ ส่วนร่องคลื่นที่ให้ค่า  $Nu$  รองลงมาคือ  $60^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 1.0$ ,  $45^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 0.37$ ,  $60^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 0.37$  และ  $30^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 1.0$  ให้ค่า  $Nu$  สูงกว่าท่อผิวเรียบอยู่ในช่วง 184-311%, 175-294%, 182-284% และ 172-282% ตามลำดับ และร่องคลื่น  $45^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 1.0$  ให้ค่า  $Nu$  ต่ำที่สุดในกลุ่มเดียวกันคือ  $Nu$  สูง กว่าท่อผิวเรียบในช่วง 174-272% เท่านั้น



รูปที่ 7.9 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45°, และ 60° ซี่ตามกระแสการไหล



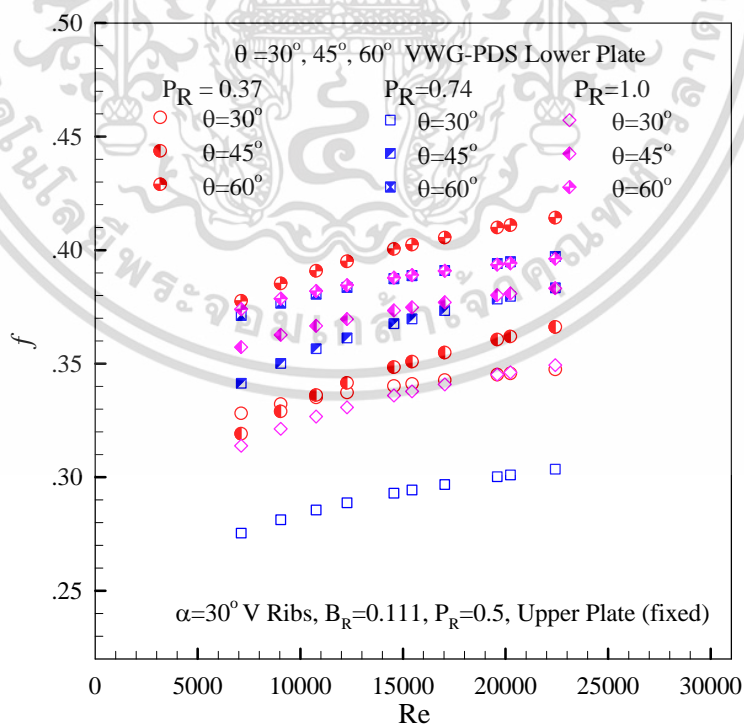
รูปที่ 7.10 ความสัมพันธ์ของ Nu/Nu<sub>0</sub> กับ Re กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45°, และ 60° ซี่ตามกระแสการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองท่อขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้า แผ่นล่างที่มีการติดตั้งร่องคลื่น  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  VWG-PDS ที่  $P_R=0.37$ ,  $0.74$  และ  $1$  ดังแสดงในรูปที่ 7.10 พบว่า  $60^\circ$  VWG-PDS ที่  $P_R=0.74$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยสูงที่สุดคือ 3.46 เท่า รองมาเป็น  $60^\circ$  VWG-PDS ที่  $P_R=1.0$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยเป็น 3.39 เท่า และร่องคลื่นมุม  $30^\circ$  VWG-PDS ที่  $P_R=0.74$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยเป็น 3.43 เท่า ตามด้วยร่องคลื่นมุม  $30^\circ$  VWG-PDS,  $60^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 0.37$  และ  $30^\circ$  VWG-PDS ที่  $P_R=0.74$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยเป็น 3.22, 3.21 และ 3.20 เท่า ตามลำดับ ส่วนร่องคลื่นมุม  $45^\circ$  VWG-PDS ที่  $P_R=0.37$ ,  $30^\circ$  และ  $45^\circ$  VWG-PDS  $P_R=1.0$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  ต่ำสุดประมาณ 3.28, 3.23 และ 3.20 ตามลำดับ

### 7.3.2 ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  แสดงในรูปที่ 7.11 ท่อขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่แผ่นล่างเป็นร่องคลื่น  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  VWG-PDS ซึ่งตามทิศทางการไหล พบว่า เมื่อค่า  $Re$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $f$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อย โดยร่องคลื่นที่มี  $P_R=1.0$  มีค่า  $f$  มากที่สุด ตามด้วยครีบบottom ที่มี  $P_R=0.74$ ,  $P_R=0.37$  และท่อผนังเรียบซึ่ง  $f$  มีค่าลดลงตามลำดับ และผนังร่องคลื่น  $60^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 0.37$  ให้ค่า  $f$  สูงที่สุดสูงกว่าท่อผนังเรียบเท่ากับ 943-1398%, ลำดับรองลงมาคือ  $60^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 0.74$ , และ  $60^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 1.0$  ให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นสูงกว่าท่อเรียบในช่วง 925-1336% และ 933-1333% ตามลำดับ และตามด้วย  $45^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 1.0$ ,  $0.74$  และ  $30^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 0.37$ , ให้ค่า  $f$  สูงกว่าท่อผนังเรียบในช่วง 887-1286%, 843-1286%, และ 806-1156%, ผนังร่องคลื่น  $45^\circ$  VWG-PDS,  $P_R=0.37$  และ  $30^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 1.0$  ให้ค่า  $f$  สูงกว่าท่อผนังเรียบในช่วง 781-1224% และ 767-1163%, ส่วน  $30^\circ$  VWG-PDS  $P_R = 0.74$  ให้ค่า  $f$  ต่ำสุดในกลุ่มเดียวกันมีค่าสูงกว่าท่อผนังเรียบในช่วง 661-997% เท่านั้น



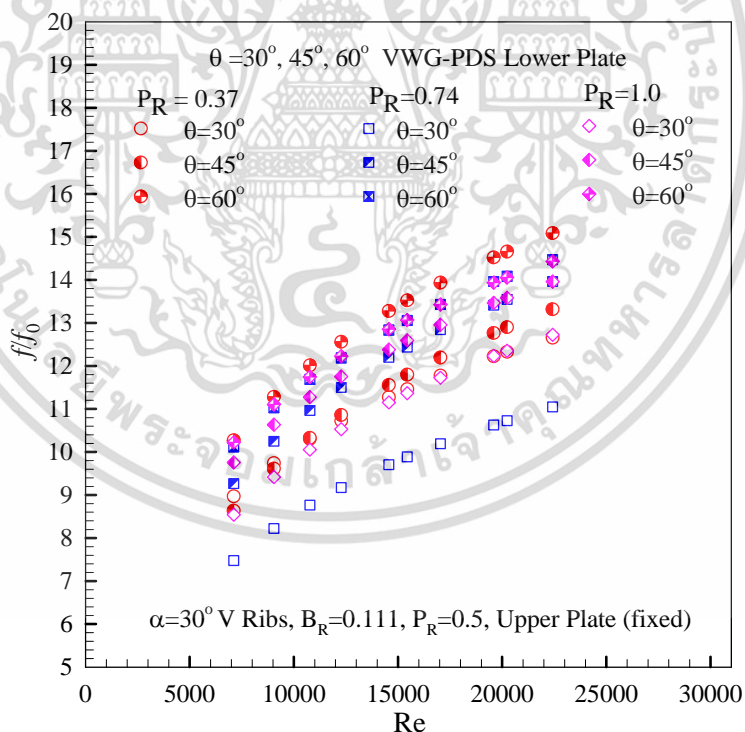
รูปที่ 7.11 ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  กรณีร่องคลื่นรูปตัววีทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ , และ  $60^\circ$  ซึ่งตามกระแสการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

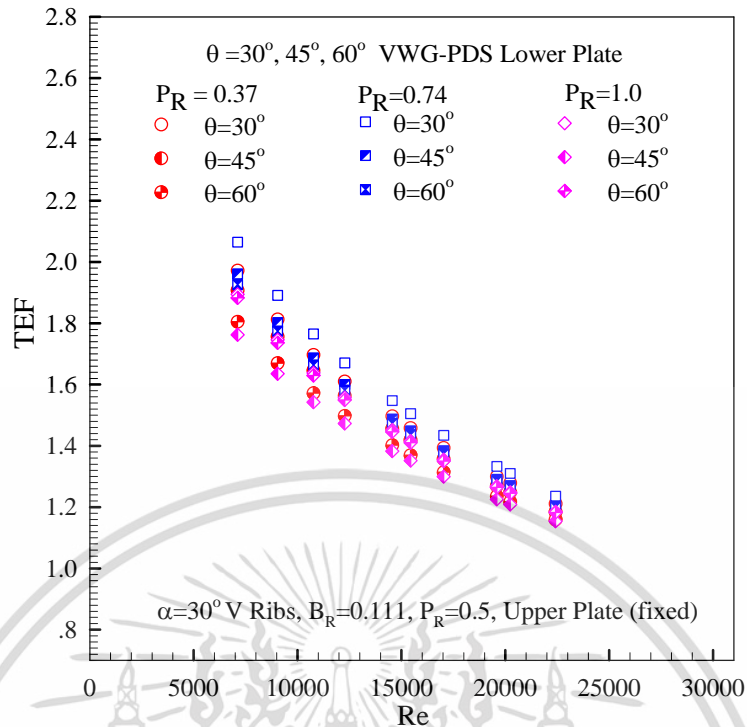
รูปที่ 7.12 แสดงความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  พบว่า  $f/f_0$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ  $Re$  จากผลการทดลองพบว่าค่า  $f/f_0$  เฉลี่ยสูงสุดเกิดขึ้นที่ผนังร่องคลื่น  $60^\circ$  VWG - PDS,  $P_R=0.37$  สูงกว่าท่อผนังเรียบ 13.11 เท่า รองลงมาคือที่  $P_R=1.0$  และ  $0.74$  ให้ค่า  $f/f_0$  เฉลี่ยสูงกว่าท่อผนังเรียบ 12.71 และ 12.69 เท่า ขณะที่  $45^\circ$  VWG - PDS,  $P_R=1.0$ ,  $0.74$  และ  $0.37$  ให้ค่า  $f/f_0$  เฉลี่ยสูงกว่าท่อผนังเรียบ 12.24, 12.04 และ 11.40 เท่าตามลำดับ สุดท้ายคือกลุ่ม  $30^\circ$  VWG - PDS,  $P_R=0.37$ ,  $0.74$  และ  $1.0$  ให้ค่า  $f/f_0$  เฉลี่ยต่ำสุดในกลุ่มเดียวกันคือสูงกว่าท่อผนังเรียบ 11.14, 9.58 และ 11.01 เท่า ตามลำดับ

### 7.3.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 7.13 แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ  $Re$  โดยเปรียบเทียบข้อมูล  $Nu/Nu_0$  และ  $f/f_0$  ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่  $Re$  ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ  $Re$  โดยที่  $30^\circ$  VWG - PDS ให้ค่า TEF เฉลี่ยสูงสุด ตามด้วย  $45^\circ$  VWG - PDS และ  $60^\circ$  VWG - PDS ตามลำดับ ที่  $30^\circ$  VWG - PDS,  $P_R=0.74$  ให้ค่า TEF เฉลี่ยสูงสุดเป็น 1.58 ขณะที่  $30^\circ$  VWG - PDS  $P_R=0.37$  ให้ค่า TEF เฉลี่ยเป็น 1.52 และ  $45^\circ$  VWG - PDS  $P_R=0.74$  ให้ค่า TEF เฉลี่ยเป็น 1.51 สำหรับ  $60^\circ$  VWG - PDS  $P_R=0.37$ ,  $45^\circ$  VWG - PDS  $P_R=0.37$ ,  $30^\circ$  VWG - PDS  $P_R=0.37$  และ  $60^\circ$  VWG - PDS  $P_R=1.0$  ให้ค่า TEF เฉลี่ยเป็น 1.49, 1.48, 1.47 และ 1.46 ตามลำดับ ขณะที่  $60^\circ$  VWG - PDS  $P_R=0.37$  และ  $45^\circ$  VWG - PDS  $P_R=1.0$  ให้ค่า TEF เฉลี่ยเป็น 1.42 และ 1.40 ตามลำดับต่ำสุดกลุ่มเดียวกัน สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่  $Re$  ค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบ



รูปที่ 7.12 ความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  กรณีร่องคลื่นรูปตัววีทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ , และ  $60^\circ$  ขึ้นตามกระแสการไหล



รูปที่ 7.13 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re กรณีร่องคลื่นรูปตัววีทำมุม 30°, 45°, และ 60° ซึ่งตามกระแสการไหล

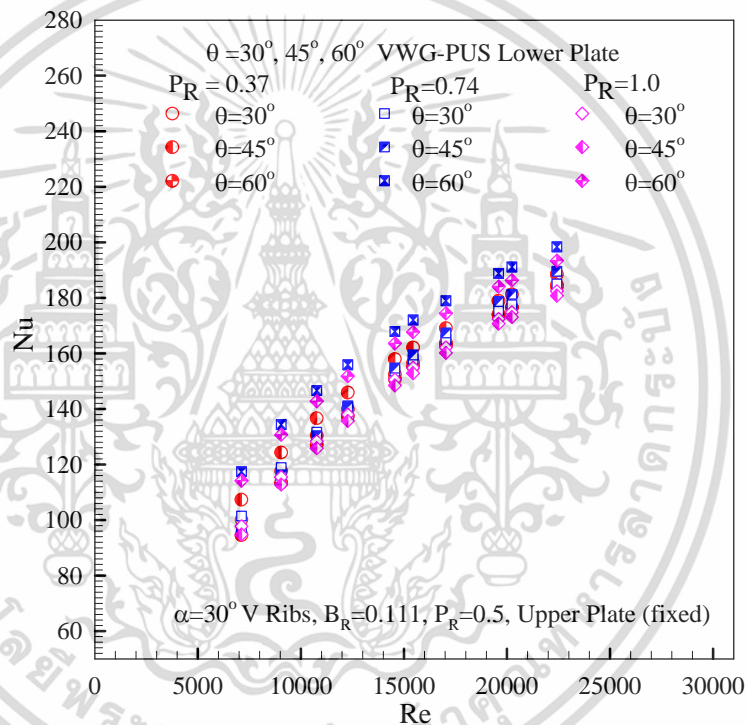
## 7.4 อิทธิพลของการใช้ร่องคลื่นตัววีทำมุม 30°, 45°, 60° ซึ่งทวนกระแสการไหล และความกว้างฐานร่องคลื่น

### 7.4.1 การถ่ายเทความร้อน

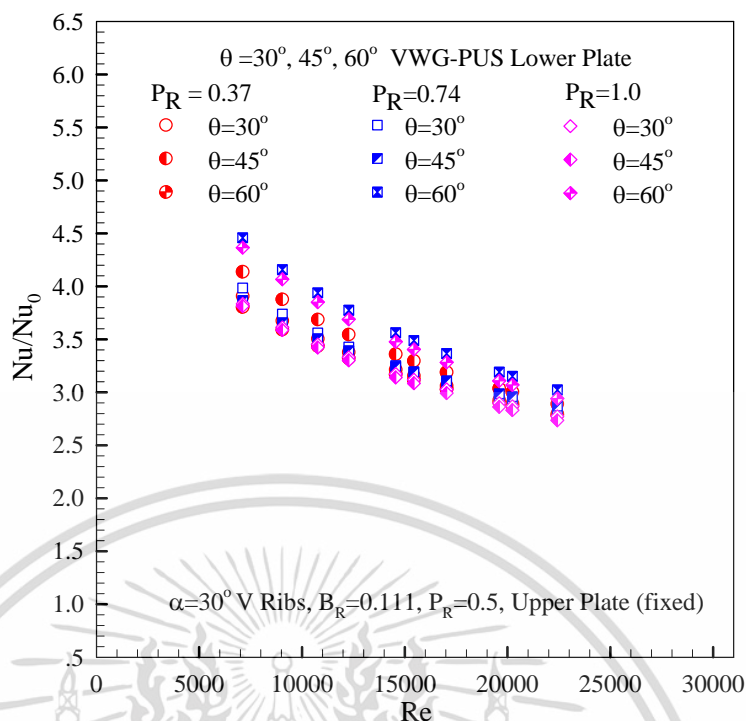
ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในท่อขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่มีเงื่อนไขแบบพลักซ์ ความร้อนที่ผิววงที่ แผ่นบนซึ่งเป็นชุดที่ไม่ได้ปรับค่าพารามิเตอร์ติดด้วยครีบทวีรูปทรงสี่เหลี่ยมผืนผ้า มุมปะทะ 30° ซึ่งตามกระแสการไหล สัดส่วนความสูงครีบทวีต่อความสูงท่อ,  $B_R = 0.111$  อัตราส่วน ระยะพิทช์ครีบทวีต่อความสูงท่อ (Pitch Ratio),  $P_R = 0.5$  ตามลำดับ ร่วมกับผนังท่อแผ่นล่างที่มีร่อง คลื่นรูปตัววี (V-shaped wavy groove, VWG) ทำมุม 30°, 45° และ 60° ซึ่งทวนทิศทางการไหล (Pointing upstream, PUS) ต่อไปนี้รวมเรียกว่า 30° VWG-PUS, 45° VWG-PUS และ 60° VWG-PUS จำกัดอัตราส่วนความสูงของร่องคลื่นต่อความสูงของท่อ (Blockage Ratio,  $B_R$ ) เป็น 0.111 ทำ การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนระยะพิทช์ของร่องคลื่นต่อความสูงท่อขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้า (Pitch Ratio),  $P_R = 0.37, 0.74$  และ 1.0 ผลการถ่ายเทความร้อนแสดงอยู่ในพจน์ของเลขนัสเซิลท์,  $Nu$  และอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์,  $Nu/Nu_0$  โดยค่า  $Nu$  ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วน แสดงในรูปที่ 7.14 การใช้ร่องคลื่น 30°, 45° และ 60° VWG-PUS ช่วยสร้างความปั่นป่วนและช่วย เพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มที่เหมือนกันเมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบ โดย  $Nu$  เพิ่มขึ้นตาม  $Re$  ร่องคลื่นตัววีทำมุม 60° VWG-PUS ที่  $P_R = 1.0$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุดตามด้วย  $P_R = 0.74$  และ 45° VWG-PUS  $P_R = 0.37$  โดยที่ ค่าการเพิ่ม  $Nu$  เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบอยู่ในช่วง 197-352%, 190-340% และ 183-314% ตามลำดับ ร่องคลื่นที่ให้ค่า  $Nu$  รองลงมาคือร่องคลื่น 30° VWG-PUS ให้ค่า  $Nu$  สูงกว่าท่อผิวเรียบอยู่ในช่วง 176-286% 177-291% และ 173-276 % ที่ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$P_R=0.37$ ,  $P_R=0.74$  และ  $P_R=0.37$  ตามลำดับ และร่องคลื่น  $45^\circ$  VWG-PUS  $P_R=0.74$ ,  $P_R=1.0$  และ  $60^\circ$  VWG-PUS  $P_R=1.0$  ให้ค่า  $Nu$  สูงกว่าท่อผิวเรียบในช่วง 184-273%, 171-265%, และ 177-264% ตามลำดับ

ผลการทดลองท่อขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้า แผ่นล่างที่มีร่องคลื่น  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  VWG-PUS ที่  $P_R=0.37$ ,  $0.74$  และ  $1$  แสดงในรูปที่ 7.15 พบว่า ร่องคลื่นมุม  $60^\circ$  VWG-PUS ที่  $P_R=0.74$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยสูงที่สุดคือ 3.61 เท่า รองมาเป็น  $60^\circ$  VWG-PUS  $P_R=1.0$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยเป็น 3.52 เท่า และ  $45^\circ$  VWG-PUS  $P_R=0.37$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยเป็น 3.40 เท่า ตามด้วยร่องคลื่น  $30^\circ$  VWG-PUS  $P_R=0.74$ ,  $0.37$  และ  $45^\circ$  VWG-PUS ที่  $P_R=0.74$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยเป็น 3.29, 3.28 และ 3.25 เท่า ตามลำดับ และร่องคลื่น  $30^\circ$  VWG-PUS  $P_R=1.0$ ,  $60^\circ$  VWG-PUS  $0.37$  และ  $45^\circ$  VWG-PUS  $P_R=1.0$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  ต่ำสุดประมาณ 3.21, 3.20 และ 3.18 ตามลำดับ



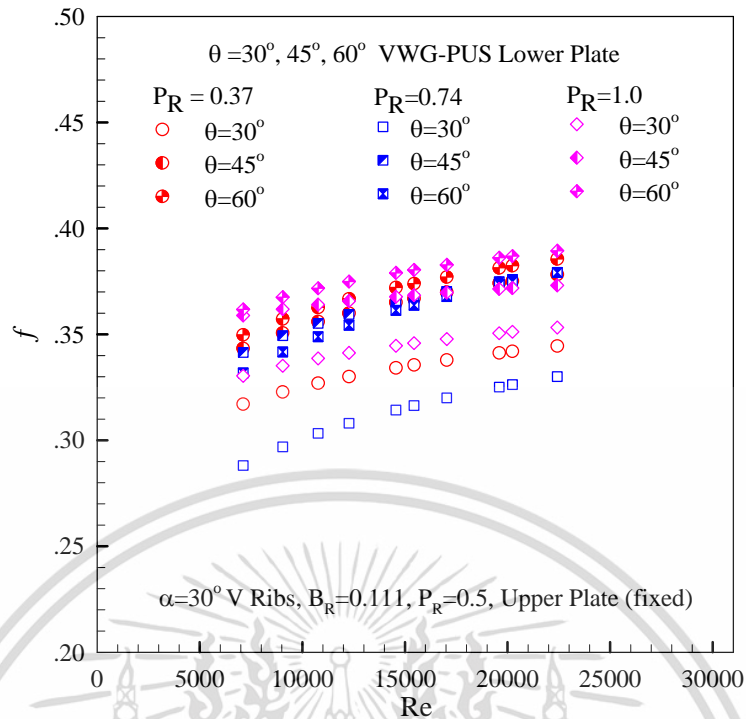
รูปที่ 7.14 ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ , และ  $60^\circ$  ขึ้นที่วนกระแสการไหล



รูปที่ 7.15 ความสัมพันธ์ของ  $Nu/Nu_0$  กับ  $Re$  กรณีร่องคลื่นตัววีทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ , และ  $60^\circ$  ที่ทวนกระแสการไหล

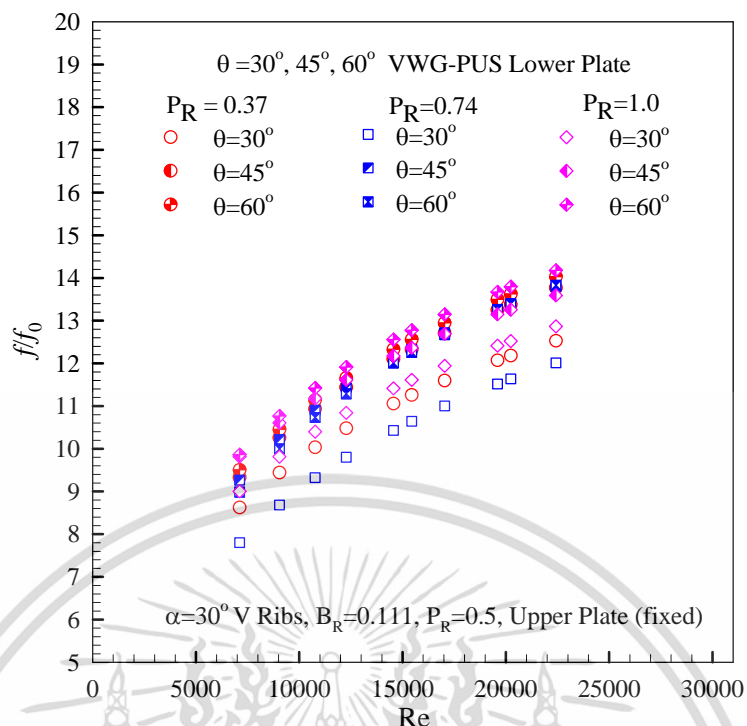
#### 7.4.2 ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  แสดงในรูปที่ 7.16 ท่อขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่แผ่นล่างเป็นร่องคลื่น  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  VWG-PUS พบว่า เมื่อค่า  $Re$  เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า  $f$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อย โดยร่องคลื่นที่มี  $Pr=1.0$  มีค่า  $f$  มากที่สุด ตามด้วยครีบที่มี  $Pr=0.74$ ,  $Pr=0.37$  และท่อผนังเรียบซึ่ง  $f$  มีค่าลดลงตามลำดับ และผนังร่องคลื่น  $60^\circ$  VWG-PUS  $Pr = 1$  ให้ค่า  $f$  สูงที่สุดสูงกว่าท่อผนังเรียบเท่ากับ 899-1308%, ลำดับรองลงมาเป็น  $45^\circ$  VWG-PUS,  $Pr = 1$ , และ  $60^\circ$  VWG-PUS  $Pr = 0.37$  ให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นสูงกว่าผนังท่อเรียบในช่วง 891-1249%, และ 866-1294% ตามลำดับ ตามด้วยร่องคลื่น  $45^\circ$  VWG-PUS,  $Pr=0.37$ ,  $0.74$  และ  $60^\circ$  VWG-PUS,,  $Pr=0.74$ , ให้ค่า  $f$  สูงกว่าท่อผนังเรียบในช่วง 848-1267%, 843-1272%, และ 816-1271%, ส่วนผนังร่องคลื่น  $30^\circ$  VWG-PUS,  $Pr=0.37$   $0.74$  และ  $1.0$  ให้ค่า  $f$  ต่ำสุดในกลุ่มเดียวกันเมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบมีค่าสูงกว่าท่อผนังเรียบในช่วง 812-1177%, 775-1145%, และ 696-1093% ตามลำดับ

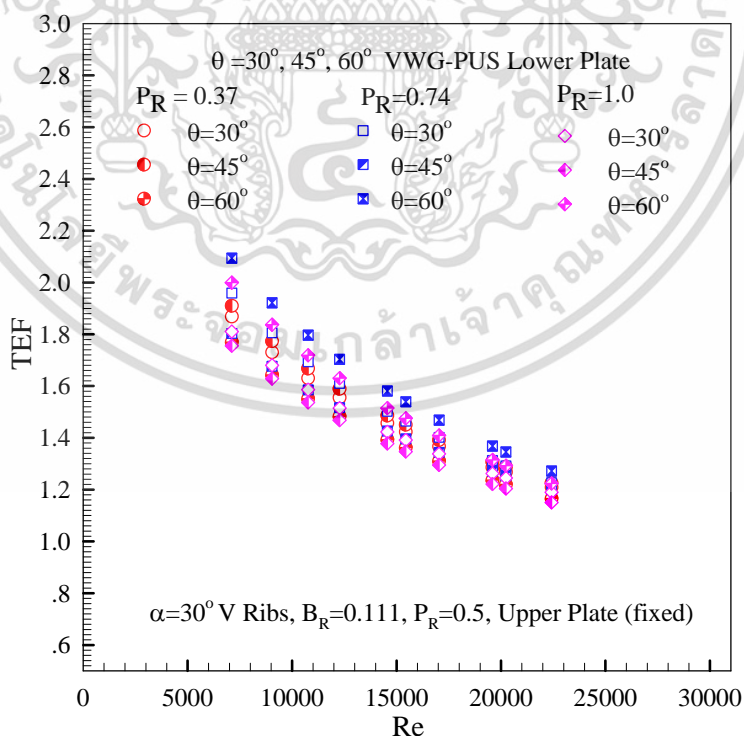


รูปที่ 7.16 ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  กรณีร่องคลื่นรูปตัววีทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ , และ  $60^\circ$  ซึ่งทวนกระแสการไหล

รูปที่ 7.17 แสดงความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  พบว่า  $f/f_0$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ  $Re$  โดยเฉพาะที่ผนังร่องคลื่น VWG-PUS  $Pr=1.0$  ให้ค่า  $f/f_0$  เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงสำหรับทุกกรณี อันเนื่องมาจากเกิดการบล็อกการไหลของของไหลภายในท่อมาก ค่า  $f/f_0$  สูงสุดเกิดขึ้นที่ผนังร่องคลื่น  $60^\circ$  VWG-PUS  $Pr=1.0$  สูงกว่าท่อผนังเรียบ 12.41 เท่า รองลงมาเป็น  $60^\circ$  VWG-PUS  $Pr=0.37$ , และ  $45^\circ$  VWG-PUS  $Pr=1.0$  ให้ค่า  $f/f_0$  สูงกว่าท่อผนังเรียบ 12.17 และ 12.04 เท่า ขณะที่ผนังร่องคลื่น  $45^\circ$  VWG-PUS  $Pr=0.37$  0.74 และ  $60^\circ$  VWG-PUS  $Pr=0.74$  ให้ค่า  $f/f_0$  สูงกว่าท่อผนังเรียบ 11.95, 11.94 และ 11.84 เท่า ส่วนผนังร่องคลื่น  $30^\circ$  VWG-PUS  $Pr=0.37$ , 0.74 และ 1.0 ให้ค่า  $f/f_0$  สูงกว่าท่อผนังเรียบ 11.28, 10.92 และ 10.28 เท่า ตามลำดับ



รูปที่ 7.17 ความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  กรณีร่องคลื่นรูปตัววีทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ , และ  $60^\circ$  ชีทวนกระแสการไหล



รูปที่ 7.18 ความสัมพันธ์ของ TEF กับ  $Re$  กรณีร่องคลื่นรูปตัววีทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ , และ  $60^\circ$  ชีทวนกระแสการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 7.4.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 7.18 แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re โดยเปรียบเทียบข้อมูล  $Nu/Nu_0$  และ  $f/f_0$  ที่กำลังขับเดียวกันพบว่า ค่า TEF แต่ละกรณีศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ Re ต่ำและลดลงตามการเพิ่มของ Re โดยที่  $60^\circ$  VWG - PUS  $P_R=0.74$  ให้ค่า TEF เฉลี่ยสูงสุดเป็น 1.61 เท่า รองลงมาเป็น ร่องคลื่น  $60^\circ$  VWG - PUS  $P_R=1.0$  และ  $30^\circ$  VWG - PUS  $P_R=0.74$  ให้ค่า TEF เฉลี่ยเป็น 1.54 และ 1.53 ตามลำดับ ขณะที่  $45^\circ$  VWG - PUS  $P_R=0.37$ ,  $30^\circ$  VWG - PUS  $P_R=0.37$  และ  $45^\circ$  VWG - PUS  $P_R=0.74$  ให้ค่า TEF เฉลี่ยเป็น 1.51, 1.48, และ 1.45 สำหรับผนังร่องคลื่น  $30^\circ$  VWG - PUS  $P_R=1.0$ ,  $60^\circ$  VWG - PUS  $P_R=0.37$  และ  $45^\circ$  VWG - PUS  $P_R=1.0$  ให้ค่า TEF เฉลี่ยเป็น 1.44, 1.41 และ 1.40 ตามลำดับต่ำสุดในกลุ่มเดียวกัน สำหรับค่า TEF สูงสุดอยู่ที่  $60^\circ$  VWG - PUS  $P_R=0.74$  อยู่ที่  $Re=7112$  ซึ่งเป็นค่าต่ำสุดของช่วงทดสอบโดยมีค่า TEF เป็น 2.09

ตารางที่ 7.1 ค่าเฉลี่ย  $Nu/Nu_0$ ,  $f/f_0$  และ TEF กรณีร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$   $45^\circ$  และ  $60^\circ$  กับทิศทางการไหล

กรณีที่	BR	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	$30^\circ$	0.37	3.20	8.91	1.56
2	$30^\circ$	0.74	3.28	8.89	1.61
3	$30^\circ$	1.0	<b>3.82</b>	10.45	<b>1.77</b>
4	$45^\circ$	0.37	2.91	9.89	1.45
5	$45^\circ$	0.74	3.03	9.70	1.37
6	$45^\circ$	1.0	3.00	10.75	1.45
7	$60^\circ$	0.37	3.21	10.13	1.37
8	$60^\circ$	0.74	3.22	9.65	1.51
9	$60^\circ$	1.0	3.36	<b>12.95</b>	<b>1.53</b>

ตารางที่ 7.2 ค่าเฉลี่ย  $Nu/Nu_0$ ,  $f/f_0$  และ TEF กรณีร่องคลื่นรูปตัววีทำมุม  $30^\circ$   $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ขึ้นตามทิศทางการไหล

กรณีที่	BR	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	$30^\circ$	0.37	3.37	11.14	1.52
2	$30^\circ$	0.74	3.31	9.58	<b>1.58</b>
3	$30^\circ$	1.0	3.23	11.01	1.48
4	$45^\circ$	0.37	3.28	11.40	1.48
5	$45^\circ$	0.74	<b>3.43</b>	12.04	1.51
6	$45^\circ$	1.0	3.20	12.24	1.40
7	$60^\circ$	0.37	3.31	13.11	1.42
8	$60^\circ$	0.74	3.46	12.69	1.50
9	$60^\circ$	1.0	3.39	<b>12.71</b>	1.47

ตารางที่ 7.3 ค่าเฉลี่ย  $Nu/Nu_0$ ,  $f/f_0$  และ TEF กรณีร่องคลื่นรูปตัววีทำมุม  $30^\circ$   $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ขึ้นทวนทิศทางการไหล

กรณี	BR	PR	$\overline{Nu/Nu_0}$	$\overline{f/f_0}$	$\overline{TEF}$
1	$30^\circ$	0.37	3.25	10.93	1.48
2	$30^\circ$	0.74	3.29	10.28	1.53
3	$30^\circ$	1.0	3.21	11.28	1.44
4	$45^\circ$	0.37	3.40	11.95	1.51
5	$45^\circ$	0.74	3.28	11.94	1.45
6	$45^\circ$	1.0	3.18	12.04	1.40
7	$60^\circ$	0.37	3.21	12.17	1.41
8	$60^\circ$	0.74	<b>3.61</b>	11.84	<b>1.61</b>
9	$60^\circ$	1.0	3.53	<b>12.41</b>	1.54

## 7.5 สรุป

ผลการทดลองในส่วนที่ 3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ครีบทวีรูปทรงสี่เหลี่ยมผืนผ้ามุมปะทะ  $30^\circ$  ขึ้นตามกระแสการไหล สัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงท่อ,  $B_R = 0.111$  อัตราส่วนระยะพิทช์ครีบท่อต่อความสูงท่อ (Pitch Ratio),  $P_R = 0.5$  ตามลำดับ ร่วมกับผนังท่อแผ่นล่างที่มีร่องคลื่นรูปแบบต่างๆและการจัดวาง เพื่อศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ทิศทางการติดตั้ง, และระยะพิทช์ครีบท่อ พบว่า การติดตั้งครีบทวีร่วมกับผนังท่อแผ่นล่างที่มีร่องคลื่นรูปแบบต่างๆส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันที่เกิดขึ้นในส่วนทดสอบ โดยมุมปะทะและระยะพิทช์เพิ่มมากขึ้นจะให้ค่า  $Nu$  และ  $f$  เพิ่มมากขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบโดยเฉพาะที่ระยะพิทช์ถี่ ให้ค่า  $Nu$  และ  $f$  เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูง แนวโน้มของ  $Nu$  จะเพิ่มขึ้นและ  $f$  จะลดลงเล็กน้อยตามการเพิ่มขึ้นของ  $Re$  โดยครีบทวี ร่วมกับร่องคลื่นวางเอียง ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและ TEF สูงกว่าครีบทวี ร่วมกับร่องคลื่นตัววีแบบ ขึ้นตาม และ ขึ้นทวนทิศทางการไหลทุกมุมปะทะ ซึ่งครีบทวีร่วมกับร่องคลื่นวางเอียงทำมุม  $30^\circ$  ให้ค่า TEF สูงกว่ามุม  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  เนื่องจากมีการสูญเสียความดันที่น้อยกว่ามุม  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  ดังนั้นการเลือกใช้ครีบทวีที่เหมาะสมคือควรเลือกใช้แบบ ครีบทวี ร่วมกับร่องคลื่นวางเอียงที่  $\theta = 30^\circ$ ,  $P_R = 1$ ,  $B_R = 0.111$  และที่ค่า  $Re$  ต่ำซึ่งให้ค่า TEF สูงสุดในกรณีทดสอบ ทำให้ช่วยลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ

## บทที่ 8

# สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

### 8.1 สรุปผลการทดลอง

ในงานวิจัยนี้ เป็นการศึกษาเชิงทดลองเพื่อเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าด้วยการติดตั้งครีบทัววีที่ผนังท่อด้านบนและร่องคลื่นที่ผนังด้านล่าง สามารถสรุปได้ดังปรากฏรายละเอียดด้านล่างและตารางที่ 8.1 ต่อไปนี้

#### 8.1.1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยติดตั้งครีบทัววีที่ผนังด้านบนและร่องคลื่นเอียง $60^\circ$ ที่ผนังด้านล่างท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า

##### 8.1.1.1 ครีบทัววีมุมปะทะ $30^\circ$ เจาะรูที่ $DR = d/e = 0.25, 0.42,$ และ $0.58$

การศึกษาอิทธิพลของครีบทัววีที่มีมุม  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.4$   $P_R = 1.5$  เจาะรูกลางแผ่น ครีบทัววีมี 4 รูปทรงพบว่า การติดตั้งครีบทัววีที่มีมุม  $30^\circ$  ในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าส่งผลให้ค่า  $Nu$  และ  $TEF$  สูงขึ้นกว่าท่อผนังเรียบ โดยการใช้ครีบทัววีที่มีเจาะรู  $D_R=0.25$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุด และให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน ส่งผลให้ครีบทัววีแบบ TWVG ที่มีมุม  $30^\circ$   $D_R=0.42$  มีค่า  $TEF$  เฉลี่ยสูงสุด

##### 8.1.1.2 การเปรียบเทียบครีบทัววีมุมปะทะ $30^\circ$ เจาะรูและไม่เจาะรู

การศึกษาเปรียบเทียบอิทธิพลของครีบทัววีที่มีมุม  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.4$ ,  $P_R = 1.5$  เจาะรูและไม่เจาะรู พบว่าครีบทัววีที่เจาะรู ให้ค่า  $Nu$  และ  $TEF$  ต่ำกว่าครีบทัววีที่ไม่เจาะรู โดยการใช้ครีบทัววีไม่เจาะรู ให้ค่า  $f$  ลดต่ำกว่าครีบทัววีไม่เจาะรู ส่งผลให้ครีบทัววีที่มีมุม  $45^\circ$  ที่เจาะรูมีค่า  $TEF$  สูงกว่าแบบไม่เจาะรู

#### 8.1.2 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยติดตั้งครีบทัววีที่ผนังด้านบนและร่องคลื่นเอียง $60^\circ$ ที่ผนังด้านล่างท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า

##### 8.1.2.1 ครีบทัววีมุมปะทะ $45^\circ$ ขึ้นตามทิศทางการไหล

การศึกษาอิทธิพลของครีบทัววีที่มีมุม  $45^\circ$ ,  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$ ,  $P_R = 0.5, 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  พบว่า การติดตั้งครีบทัววีที่มีมุม  $45^\circ$  ร่วมกับร่องคลื่นเอียงในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าส่งผลให้ค่า  $Nu$  และ  $TEF$  สูงขึ้นกว่าท่อผนังเรียบ โดยการใช้ครีบทัววีที่มีมุม  $45^\circ$ ,  $B_R = 0.222$ ,  $P_R=0.5$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุด และให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นค่อนข้างสูงเช่นกัน ส่งผลให้ครีบทัววีที่มีมุม  $45^\circ$  ที่  $B_R = 0.111$ ,  $P_R = 0.5$  มีค่า  $TEF$  สูงสุดในชุดครีบทัววีเดียวกัน

##### 8.1.2.2 ครีบทัววีมุมปะทะ $30^\circ$ ขึ้นตามทิศทางการไหล

การศึกษาอิทธิพลของครีบทัววีที่มีมุม  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.111, 0.167$  และ  $0.222$ ,  $P_R = 0.5, 1.0, 1.5$  และ  $2.0$  พบว่า การติดตั้งครีบทัววีที่มีมุม  $30^\circ$  ร่วมกับร่องคลื่นเอียงในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าส่งผลให้ค่า  $Nu$  และ  $TEF$  สูงขึ้นกว่าท่อผนังเรียบ โดยการใช้ครีบทัววีที่มีมุม  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.222$ ,  $P_R=0.5$  ให้ค่า  $Nu$  และให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นสูงสุด ส่งผลให้ครีบทัววีที่มีมุม  $30^\circ$  ที่  $B_R = 0.111$ ,  $P_R = 0.5$  มีค่า  $TEF$  สูงสุด ดังปรากฏในตารางที่ 8.1

### 8.1.2.2 ครีบตัววีมุมปะทะ $20^\circ$ ซ้ำตามทิศทางการไหล

การศึกษาอิทธิพลของครีบตัววีที่มีมุม  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.111$ ,  $0.167$  และ  $0.222$ ,  $P_R = 0.5$ ,  $1.0$ ,  $1.5$  และ  $2.0$  พบว่า การติดตั้งครีบตัววีที่มีมุม  $30^\circ$  ร่วมกับร่องคลื่นเอียงในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าส่งผลให้ค่า Nu และ TEF สูงขึ้นกว่าท่อผนังเรียบ โดยการใช้ครีบตัววีที่มีมุม  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.222$ ,  $P_R=0.5$  ให้ค่า Nu และให้ค่า f เพิ่มขึ้นสูงสุด ส่งผลให้ครีบครีบตัววีที่มีมุม  $20^\circ$  ที่  $B_R = 0.222$ ,  $P_R = 0.5$  มีค่า TEF สูงสุดในชุดครีบเดียวกัน

### 8.1.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ร่องคลื่นรูปทรงต่างๆร่วมกับครีบตัววี

#### 8.1.3.1 ร่องคลื่นวางเอียงมุมปะทะ $30^\circ$ , $45^\circ$ และ $60^\circ$ ร่วมกับครีบตัววี

การศึกษาอิทธิพลของร่องคลื่นวางเอียงมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ร่วมกับครีบตัววีที่มีมุม  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.111$ ,  $P_R = 0.5$  พบว่า การติดตั้งครีบตัววีที่มีมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ร่วมกับร่องคลื่นเอียงในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าส่งผลให้ค่า Nu และ TEF สูงขึ้นกว่าท่อผนังเรียบ โดยการร่องคลื่นเอียงมุม  $30^\circ$ ,  $P_R=1.0$  ให้ค่า Nu และให้ค่า f เพิ่มขึ้นไม่สูง ส่งผลให้ร่องคลื่นเอียงมุม  $30^\circ$ ,  $P_R=1.0$  มีค่า TEF สูงสุด

#### 8.1.3.2 ร่องคลื่นตัววีซ้ำตามมุมปะทะ $30^\circ$ , $45^\circ$ และ $60^\circ$ ร่วมกับครีบตัววี

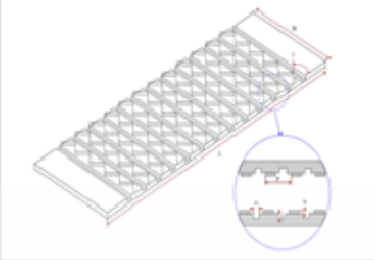
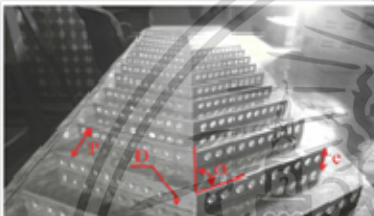
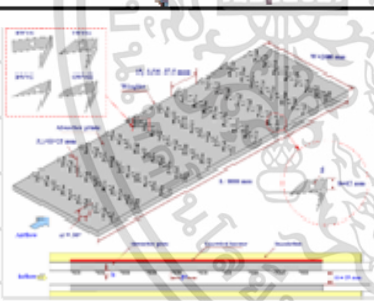
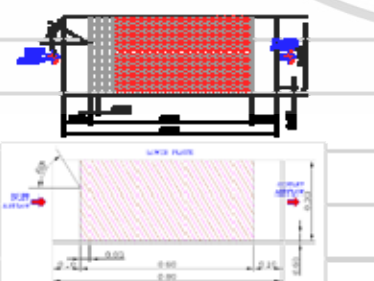
การศึกษาอิทธิพลของร่องคลื่นตัววีซ้ำตามมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ร่วมกับครีบตัววีที่มีมุม  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.111$ ,  $P_R = 0.5$  พบว่า การติดตั้งครีบตัววีที่มีมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ร่วมกับร่องคลื่นเอียงในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าส่งผลให้ค่า Nu และ TEF สูงขึ้นกว่าท่อผนังเรียบ โดยการร่องคลื่นตัววีซ้ำตามมุม  $45^\circ$ ,  $P_R=0.74$  ให้ค่า Nu ขณะที่ร่องคลื่นตัววีซ้ำตามมุม  $60^\circ$ ,  $P_R=1.0$  ให้ค่า f เพิ่มขึ้นสูงสุด ร่องคลื่นตัววีซ้ำตามมุม  $30^\circ$ ,  $P_R=1.0$  มีค่า TEF สูงสุด

#### 8.1.3.3 ร่องคลื่นตัววีซ้ำทวนมุมปะทะ $30^\circ$ , $45^\circ$ และ $60^\circ$ ร่วมกับครีบตัววี

การศึกษาอิทธิพลของร่องคลื่นตัววีซ้ำทวนมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ร่วมกับครีบตัววีที่มีมุม  $30^\circ$ ,  $B_R = 0.111$ ,  $P_R = 0.5$  พบว่า การติดตั้งครีบตัววีที่มีมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ร่วมกับร่องคลื่นเอียงในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าส่งผลให้ค่า Nu และ TEF สูงขึ้นกว่าท่อผนังเรียบ โดยการร่องคลื่นตัววีซ้ำทวนมุม  $60^\circ$ ,  $P_R=0.74$  ให้ค่า Nu ขณะที่ร่องคลื่นตัววีซ้ำทวนมุม  $60^\circ$ ,  $P_R=1.0$  ให้ค่า f เพิ่มขึ้นสูงสุด ร่องคลื่นตัววีซ้ำทวนมุม  $60^\circ$ ,  $P_R=1.0$  มีค่า TEF สูงสุด

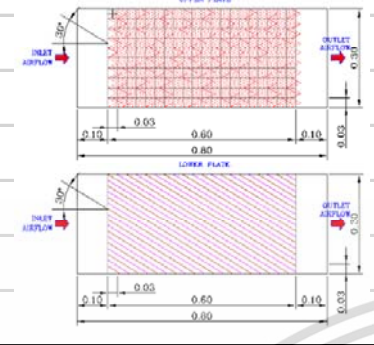
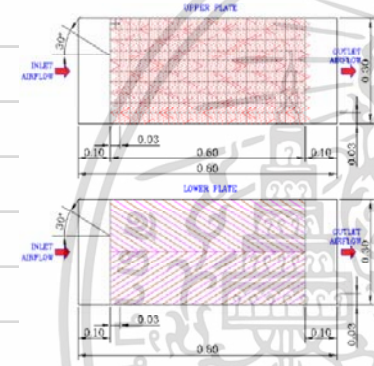
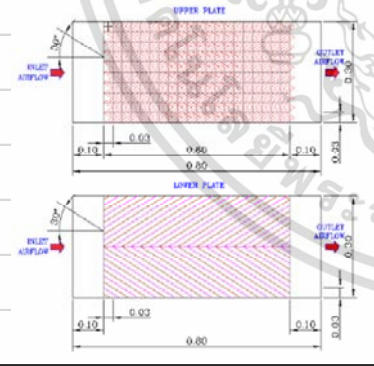


ตารางที่ 8.1 ตารางเปรียบเทียบผลระหว่างงานวิจัยที่ผ่านมาในอดีตกับงานวิจัยนี้ (ต่อ)

รูปทรงกรัง	เงื่อนไขและผลการทดลอง		
ตัวตั้งขวางเป็นปริมกรังสี่เหลี่ยม	องค์ประกอบของ: ๑๓๓๗		
	Re	5000-25,000	
	กรังหน้า: PR ที่แตกต่างกันมีอัตราส่วนความสูงหน้าผิว: ๑:๑:๑		
	หน้ากับร่องความยาว: ๑:๑:๑		
	TEF สูงสุด : 1.64 , ที่ Re = 5000		
	Nu/Nu0	fD <sub>s</sub>	TEF
4.40-7.67	1.4-1.35	1.1-1.8	
กรังตัวตั้งขวางรูปกรังสี่เหลี่ยม	องค์ประกอบของ: ๑๓๓๗		
	Re	2000-20,000	
	กรังตัวตั้งขวางรูปกรัง ความสูงหน้าผิวสี่เหลี่ยม 0.4-1.0		
	และสี่เหลี่ยม 1.5		
	TEF สูงสุด : - , ที่ Re = -		
	Nu/Nu0	fD <sub>s</sub>	TEF
4.40-7.67	1.4-1.35	1.1-1.8	
กรังตัวตั้งขวางรูปกรังสี่เหลี่ยม	องค์ประกอบของ: ๑๓๓๗		
	Re	7000-24,000	
	กรังตัวตั้งขวางรูปกรัง ความสูงหน้าผิวสี่เหลี่ยม 0.4		
	และสี่เหลี่ยม 4-1.2 C <sub>d</sub> =2/e=0.25, 0.42 และ 0.58		
	TEF สูงสุด : 2.00 , ที่ Re = 7000, T/WG		
	Nu/Nu0	fD <sub>s</sub>	TEF
4.66-6.41	3.47-80.99	1.36-1.73	
กรังตัวตั้งขวางรูปกรังสี่เหลี่ยม	องค์ประกอบของ: ๑๓๓๗		
	Re	7000-24,000	
	กรังตัวตั้ง 45°, 30° และ 20° B <sub>2</sub> =0.111, 0.167 และ 0.222		
	P <sub>2</sub> = 0.5, 1.0, 1.5 และ 2.0 กรังด้านบน-ร่องด้านล่าง		
	TEF สูงสุด : 2.04 , ที่ Re = 7000 B <sub>2</sub> =0.111, P <sub>2</sub> =0.5		
	Nu/Nu0	fD <sub>s</sub>	TEF
2.27-4.61	9.34-25.91	1.20-1.63	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 8.1 ตารางเปรียบเทียบผลระหว่างงานวิจัยที่ผ่านมาในอดีตกับงานวิจัยนี้ (ต่อ)

รูปทรงครีป	เงื่อนไขและผลการทดลอง		
ครีปตัววีกับร่องสามเหลี่ยม	ของไหลทดสอบ: อากาศ		
	Re	7000-24,000	
	ครีปตัววีมุม $30^\circ$ , $B_r=0.111$ , $P_r=0.5$ ที่แผ่นบน		
	ร่องสามเหลี่ยมวางเอียงทำมุม $60^\circ$ , $45^\circ$ และ $30^\circ$		
	$P_r = 0.37, 0.74$ และ $1.0$ ที่แผ่นล่าง		
	TEF สูงสุด :		
Nu/Nu0	$f/f_0$	TEF	
2.91-3.82	8.88-12.95	1.36-1.76	
ครีปตัววีกับร่องสามเหลี่ยม	ของไหลทดสอบ: อากาศ		
	Re	7000-24,000	
	ครีปตัววีมุม $30^\circ$ , $B_r=0.111$ , $P_r=0.5$ ที่แผ่นบน		
	ร่องสามเหลี่ยมตัววีทำมุม $60^\circ$ , $45^\circ$ และ $30^\circ$ ชี้ตามการไหล		
	$PR = 0.37, 0.74$ และ $1.0$ ที่แผ่นล่าง		
	TEF สูงสุด :		
Nu/Nu0	$f/f_0$	TEF	
3.18-3.61	10.28-12.41	1.40-1.61	
ครีปตัววีกับร่องสามเหลี่ยม	ของไหลทดสอบ: อากาศ		
	Re	7000-24,000	
	ครีปตัววีมุม $30^\circ$ , $B_r=0.111$ , $P_r=0.5$ ที่แผ่นบน		
	ร่องสามเหลี่ยมตัววีทำมุม $60^\circ$ , $45^\circ$ และ $30^\circ$ ชี้ทวนการไหล		
	$PR = 0.37, 0.74$ และ $1.0$ ที่แผ่นล่าง		
	TEF สูงสุด :		
Nu/Nu0	$f/f_0$	TEF	
3.20-3.46	9.58-12.71	1.40-1.57	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 8.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าด้วยครีบทัววิลักษณะต่าง ๆ เป็นงานวิจัยซึ่งได้ทำการศึกษาอิทธิพลของครีบทัวในส่วนของรูปแบบ รูปทรง อัตราส่วนความสูงครีบทัวต่อความสูงท่อ อัตราส่วนระยะพิทช์ครีบทัวต่อความสูงท่อ การติดตั้งและการจัดวาง อิทธิพลของมุมปะทะครีบทัวและทิศทางการติดตั้ง โดยการศึกษาและพัฒนาต่อไป ควรจะศึกษาถึงตัวแปรอื่น ๆ ร่วมกับร่องหน้าตัดรูปสามเหลี่ยมที่ตัดวางเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  กับทิศทางการไหล ร่องคลื่นสามเหลี่ยมรูปตัววีทำมุม  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ซึ่ตามและชี้ทวนทิศทางการไหลที่ผ่านมาและเมื่อนำไปเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเครื่องอุณหอากาศพลังงานแสงอาทิตย์หรือในช่องขนานรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าด้วยการติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วนรูปแบบต่างๆพบว่า ผลการทดลองในงานวิจัยนี้สามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้สูงขึ้น แต่ก็ทำให้ค่าความดันตกคร่อมสูงขึ้นเนื่องจากค่าความสูญเสียจากความเสียดทานสูงขึ้นเช่นกัน และให้ค่าสมรรถนะเพิ่มสูงขึ้นเช่นกัน เพื่อให้การดำเนินงานวิจัยที่เกี่ยวข้องหรือสอดคล้องกับงานนี้สามารถพัฒนาต่อไปเพื่อให้ได้สมรรถนะเชิงความร้อนที่ดีขึ้น จึงใคร่ขอเสนอแนะเพิ่มเติมสำหรับการทำกาวิจัยในชุดทดสอบแบบช่องขนานรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าหรือเครื่องอุณหอากาศพลังงานแสงอาทิตย์ดังต่อไปนี้

1. ศึกษาอิทธิพลของรูปแบบของร่องที่ผนังท่อด้านล่างเพิ่มเติมขึ้นจากงานวิจัยนี้ เช่น จดทำร่องรูปตัวดับเบิ้ลยูทำมุมระหว่าง  $15^\circ$  ถึง  $75^\circ$  ซึ่ตามและชี้ทวนกระการไหลร่วมกับครีบบางรูปตัววีหลายชุดทำมุมระหว่าง  $15^\circ$  ถึง  $75^\circ$  เพื่อศึกษาว่าให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าที่ผ่านมาหรือไม่เพื่อพัฒนารูปแบบของการใช้พลังงานให้คุ้มค่า
2. ศึกษาอิทธิพลของการใช้ครีบบางรูปทรงอื่น ๆ เช่น รูปคลื่นไซน์ รูปครึ่งวงรี รูปครึ่งวงกลม รูปตัวยู, และ ครีบบางเอียงทำมุมระหว่าง  $15^\circ$  ถึง  $75^\circ$  เป็นต้น ร่วมกับร่องคลื่นรูปแบบต่างๆและทำมุมต่างๆเช่นเดียวกัน
3. ศึกษาอิทธิพลอัตราส่วนความสูงของร่องคลื่นต่อความสูงของช่องขนาน และอัตราส่วนระยะพิทช์ของร่องคลื่นต่อความสูงช่องขนาน
4. นำค่าที่ได้จากการศึกษาไปพัฒนาเพื่อออกแบบและสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ให้สมรรถนะเชิงความร้อนที่สูงขึ้นและมีขนาดกะทัดรัดทำให้ประหยัดพื้นที่ในการติดตั้งได้

## 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.

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

- [25] Bopche, S.B. and Tandale, M.S. 2009. “Experimental investigations on heat transfer and friction characteristics of turbulator roughened solar air heater duct.” **Int. J. Heat Mass Transfer**. 52: 2834–2848.
- [26] Chompookham, T., Thianpong, C., Kwankaomeng, S. and Promvongse, P. 2010. “Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators.” **Int. Comm. Heat Mass Transfer**. 37: 163-169.
- [27] Promvongse, P. 2010. “Heat transfer and pressure drop in a channel with multiple 60° V-baffles.” **Int. Comm. Heat Mass Transfer**. 37: 835-840.
- [28] Lanjewar, A., Bhagoria, J.L. and Sarviya, R.M. 2011. “Heat Transfer and friction in solar air heater duct with W-shaped rib roughness on absorber plate.” **Energy**. 36: 4531-4541.
- [29] Sriromreun, P., Thianpong, C. and Promvongse P. 2012. “Experimental and numerical study on heat transfer enhancement in a channel with Z-shaped baffles.” **Int. Comm. Heat Mass Transfer**. 39: 945-952.
- [30] Prasad, B.N. 2013 “Thermal performance of artificially roughened solar air heaters.” **Solar Energy**. 91: 59-67.
- [31] Tamna, S., Skullong S., Thianpong, C. and Promvongse P. 2014. “Heat transfer behaviors in a solar air heater channel with multiple V-baffle vortex generators.” **Solar Energy**. 110: 720-735
- [32] Skullong S., Kwankaomeng, S., Thianpong, C. and Promvongse P. 2014. “Thermal performance of turbulent flow in solar air heater channel with rib-groove turbulators.” **Int. Comm. Heat Mass Transfer**. 50: 34-43.
- [33] Alam, T., Saini, R.P. and Saini, J.S. 2014 “Effect of circularity of perforation holes in V-shaped blockages on heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct.” **Energy Conversion and Management**. 86: 952-963.
- [34] Skullong S., Thianpong, C. and Promvongse P. 2015. “Effects of rib size and arrangement on forced convective heat transfer in a solar air heater channel.” **Heat Mass Transfer**. 51: 1475–1485.
- [35] วิฑูรย์ ชิงถ่วงทอง. 2551. “การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมโดยใช้ตัวสร้างความปั่นป่วนเป็น Coiled-wire และใบบิด.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [36] สมพล สกกุลหลง. 2551. “การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนานโดยใช้ครีบริบรูปตัววี.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

- [37] ชานนท์ มะลิกุล. 2551. “การถ่ายเทความร้อนแบบปั่นป่วนภายในช่องแผ่นขนานที่มีครีบริบ-ร่อง.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [38] Sripattanapipat, S. and Promvongse, P. 2009. “Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles.” *Int. Comm. Heat Mass Transfer*. 36: 32–38.
- [39] วิษณุ อำไพจิตร. 2552. “การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีบริบหัก.” วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบัน เทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [40] 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.
- [41] สมบัติ ทำนา. 2552. “การวิเคราะห์เชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนแบบลามินาร์ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้แผ่นกั้นวางเอียง.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร ลาดกระบัง.
- [42] จิตรกร กนกนัยการ. 2553. “การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยน แบบช่องแผ่นขนานที่มีการติดตั้งครีบริบสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้ารูปตัววี.” วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบัน เทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [43] ไพฑูล สุขเดียม. 2553. “การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้ครีบริบรูปตัวยู.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [44] 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.
- [45] ธีรพัฒน์ ชมภูคำ. 2554. “การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องขนานมีครีบริบด้วยตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาว.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [46] พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2542. **การถ่ายเทความร้อน**. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. หน้า 167-252.
- [47] Ozisik, M.N. 1985. **Heat Transfer: A Basic Approach**. McGraw-Hill, New York, 281–338.
- [48] Holman, J.P. 1990. **Heat Transfer**. McGraw-Hill, New York, 217–321.
- [49] Munson, B.R., Young, D.F. and Okiishi, T. H. 1990. **Fundamentals of Fluid Mechanics**. John Wiley & Sons, New York, 465–547.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [50] Webb, R. L. 1992. **Principles of Enhanced Heat Transfer**, John-Wiley & Sons, New York, USA, 166–194.
- [51] Incropera, Frank, P. and David, P.D. 1996. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. John Wiley & Sons, New York, 419–461.
- [52] Cengel, Y.A. 1998. **Heat Transfer: A Practical Approach**. McGraw-Hill, New York, 349–394.
- [53] Fox, R.W. and Alan, T.M. 1998. **Introduction to Fluid Mechanics**. Wiley, New York, 332-395.
- [54] Incropera, F., Dewitt, P.D. **Introduction to heat transfer**. 5<sup>th</sup> edition John Wiley & Sons Inc, 2006.
- [55] ANSI/ASME, **Measurement uncertainty**, PTC 19, 1–1985. Part I, 1986.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ

T (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kJ/kg K)	$\mu \times 10^7$ (N s/ m <sup>3</sup> )	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \times 10^6$ (W/m K)	$\alpha \times 10^6$ (m <sup>2</sup> /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

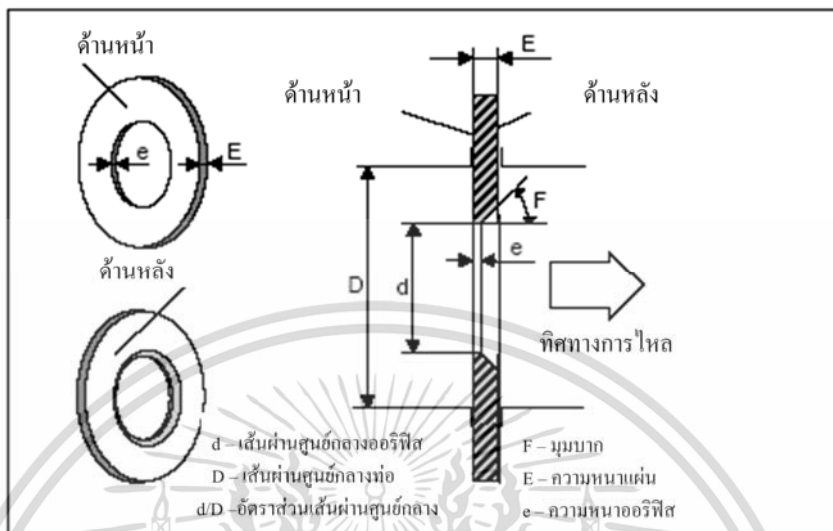


ภาคผนวก ข.

ออริฟิส

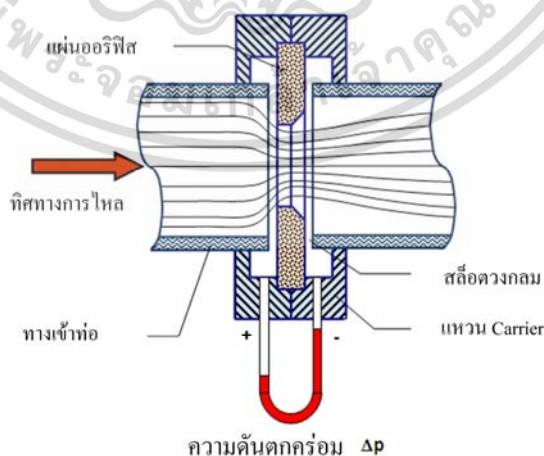
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

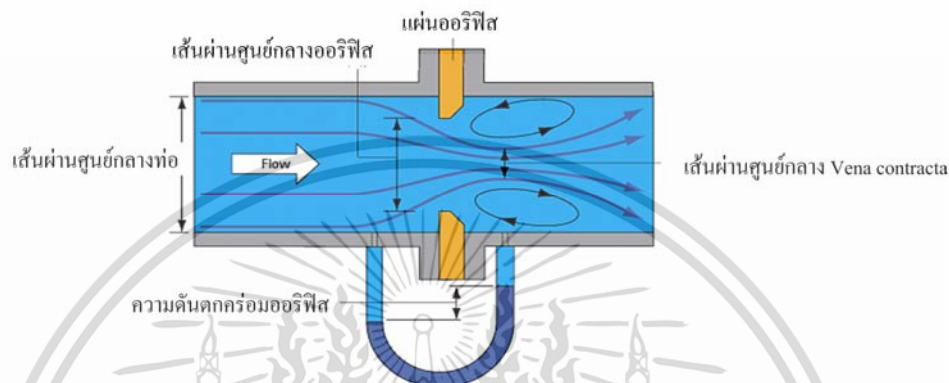
แผ่นออริฟิสเป็นแผ่นบางๆ ที่ถูกจับยึดระหว่างขอบของท่อ เนื่องจากมีรูปทรงเรขาคณิตอย่างง่าย ๆ ดังนั้นจึงมีราคาถูก และง่ายในการติดตั้ง หรือการย้ายตำแหน่ง แต่อย่างไรก็ตามขอบของแผ่นอาจจะมีการสึกกร่อนได้ อันเนื่องจากการชนของอนุภาคเล็ก ๆ ที่กระจายอยู่ในของไหล ข้อเสียอีกประการ คือ เนื่องจากไม่สามารถควบคุมการขยายของด้านล่างของกระแส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



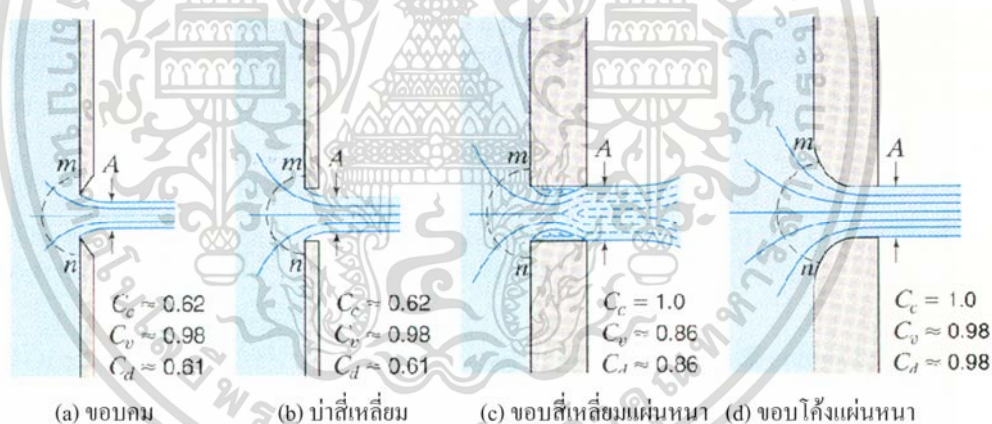
รูปที่ ข-2 โครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการวัดอัตราการไหลของของไหลภายในท่อ และจัดได้ว่าออริฟิสเป็นเครื่องมือวัดที่เกิด ขวางการไหลของพื้นที่หน้าตัด ให้ของไหลไหลผ่านออริฟิสมีขนาดน้อยกว่าพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดัง แสดงในรูปที่ ข-3 ดังนั้นเมื่อนำออริฟิสไปติดตั้งกับท่อ ซึ่งมีของไหลไหลผ่านจะทำให้เกิดความดันตก คร่อมออริฟิส ซึ่งความดันตกคร่อมนี้จะแปรเปลี่ยนไปตามอัตราการไหล กล่าวคือ ถ้าอัตราการไหลมี ค่าสูง ความดันตกคร่อมออริฟิสก็จะมีค่าสูง และถ้าอัตราการไหลมีค่าต่ำ ความดันตกคร่อมออริฟิสก็ จะมีค่าต่ำ โดยทั่วไปออริฟิสจะถูกนำไปใช้ในการหาอัตราการไหลที่สภาวะ Steady state เท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้วัดอัตราการไหลที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา (Dynamic Response)



รูปที่ ข-3 การไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice)



รูปที่ ข-4 ออริฟิสแบบต่าง ๆ [39]

ในบรรดาเครื่องมือวัดอัตราการไหลทั้งหลาย ออริฟิสถือว่าเป็นเครื่องมือที่มีผู้นำไปใช้อย่าง กว้างขวางมากที่สุด ดังนั้นการทดลองชุดนี้จึงได้มีการนำเอาการวัดอัตราการไหลแบบออริฟิสมาใช้อยู่ ออริฟิสมาตรฐานที่มีขอบคม ดังแสดงในรูปที่ ข-4 (a) หรือเป็นรูปสี่เหลี่ยมดังรูปที่ ข-4 (b) นั้นจะสัมพันธ์ ลำน้ำที่ไหลผ่านในลักษณะที่เป็นการสัมพันธ์แบบเส้น ส่วนออริฟิสดังรูปที่ ข-4 (c) และ ข-4 (d) นั้นไม่ ใช้เป็นออริฟิสมาตรฐาน ทั้งนี้เพราะลำน้ำที่ไหลผ่านรูออริฟิสนั้น ถูกกระทบจากความหนาของแผ่น วัสดุ กับความหยาบของผิว และรัศมีของความโค้ง ดังนั้นจึงต้องมีการสอบเทียบเพื่อความถูกต้อง

ข้อดีของออริฟิส คือ มีราคาต่ำกว่าเครื่องมือวัดชนิดอื่น ๆ ที่อาศัยหลักการวัดเดียวกัน และ สะดวกในการสร้างเพราะมีรูปร่างที่ไม่ซับซ้อน รวมทั้งมีข้อมูลของการทำวิจัยเกี่ยวกับพฤติกรรมใน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวัดของไหล ที่มีเงื่อนไขแตกต่างกันอย่างมากมาย ของไหลเมื่อไหลผ่าน square-edged orifice ซึ่ง เป็นออร์ฟิสที่นำมาใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ จะมีทิศทางการไหลเป็นไปดังรูป สมมุติว่าของไหลก่อนเข้า ปะทะกับออร์ฟิส มีความเร็วคงที่ตลอดหน้าตัดของท่อ (หน้าตัดวงกลม) เท่ากับ  $V_1$  เมตรต่อวินาที ของ ไหลที่บริเวณด้านหลังของออร์ฟิส จะมีลักษณะเป็นลำของไหล ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางของลำของไหล ลดลงเรื่อย ๆ จนกระทั่งมีค่าเท่ากับ  $D/2$  เมตร ณ บริเวณจุดวัดความดันที่ 2 ซึ่งถือได้ว่าเป็นจุดที่มี พื้นที่หน้าตัดของการไหลน้อยที่สุด (Vena Contracta) ของ Jet ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Jet จะมีขนาดเพิ่มขึ้นเมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านจุดที่ 2 ไปแล้ว จุดที่ 2 หรือเรียกว่าจุด Vena Contracta ถือได้ว่าเป็นจุดที่ของไหลที่มีความเร็วเฉลี่ยสูงสุด หรือมีความดันสถิตย์ต่ำสุด (จากสมการ ของ Bernoulli)

สมมติฐานเบื้องต้นสำหรับการวัดอัตราการไหลด้วยออร์ฟิสในการทดลองนี้ คือ ของไหลที่อยู่ ภายในท่อไม่สามารถอัดตัวได้ ความเร็วของของไหลมีค่าคงที่ตลอดหน้าตัด (โดยไม่คิดบริเวณที่ เรียกว่า บริเวณกระแสไหลวน) ของไหลไม่มีความหนืด และการไหลเกิดขึ้นแบบ Steady flow (อัตราการไหลมีค่าคงที่เมื่อเทียบกับเวลา)

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

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

- เมื่อ
- $C_d$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การจ่าย (Discharge coefficient)
  - $A_o$  คือ พื้นที่หน้าตัดรูออร์ฟิส ( $m^2$ )
  - $P$  คือ ความดันสถิตย์ของของไหล ( $N/m^2$ )
  - $\rho$  คือ น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight,  $N/m^3$ )
  - $d_o$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางรูออร์ฟิส
  - $D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์ในวารสารนานาชาติ

1. Promvong, P., Khanoknaiyakarn, C., Kwankaomeng, S., Thiangpong, C. 2011. “Thermal Behavior in Solar Air Heater Channel Fitted with Combined Rib and Delta-winglet.” **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 38 : 749-756.

### ผลงานวิจัยนำเสนอในที่ประชุมวิชาการนานาชาติ

1. Khanoknaiyakarn, C., Jayranaiwachira, N., and Promvong, P. 2011. “Heat Transfer Behavior in a Solar Air Heater Channel with V-Shaped Ribs.” **The Second TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME2011)**, 19-21 October, 2011, Sheraton Krabi Beach Resort, Krabi, Thailand.
2. Khanoknaiyakarn, C., Kwankaomeng, S. and Promvong, P. 2011. “Thermal Performance Enhancement in Solar Air Heater Channel with Periodically V-shaped Baffles” **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.



Volume 38 Number 1

July 2011

ISSN 0735-1933

# International Communications in HEAT and MASS TRANSFER

*Editor-in-Chief*  
W.J. MINKOWYCZ

*Editors*  
A.R. BALAKRISHNAN, P. CHENG, R. GREIF, C.P. GRIGOROPOULOS, E. HAHNE,  
A.I. LEONTIEV, O.G. MARTYNIENKO, J.W. ROSE, J. TAINÉ, H. YOSHIDA

Available online at [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)

SciVerse ScienceDirect

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Contents lists available at ScienceDirect

## International Communications in Heat and Mass Transfer

journal homepage: [www.elsevier.com/locate/ichmt](http://www.elsevier.com/locate/ichmt)

## Thermal behavior in solar air heater channel fitted with combined rib and delta-winglet<sup>☆</sup>

P. Promvonge<sup>\*</sup>, C. Khanoknaiyakarn, S. Kwankaomeng, C. Thianpong

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

## ARTICLE INFO

Available online 21 March 2011

## Keywords:

Heat transfer  
Rib  
Turbulent flow  
Solar air heater  
Vortex generator  
Delta winglet

## ABSTRACT

Effects of combined ribs and delta-winglet type vortex generators (DWs) on forced convection heat transfer and friction loss behaviors for turbulent airflow through a solar air heater channel are experimentally investigated in the present work. Measurements are carried out in the rectangular channel of aspect ratio,  $AR = 10$  and height,  $H = 30$  mm. The flow rate is presented in the form of Reynolds numbers based on the inlet hydraulic diameter of the channel ranging from 5000 to 22,000. The cross-section shape of the rib placed on the absorber plate to create a reverse-flow is an isosceles triangle with a single rib height,  $e/H = 0.2$  and rib pitch,  $P_r/H = 1.33$ . Ten pairs of the DW with its height,  $b/H = 0.4$ ; transverse pitch,  $P_t/H = 1$  and three attack angles ( $\alpha$ ) of  $60^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $30^\circ$  are introduced and mounted on the lower plate entrance of the tested channel to generate longitudinal vortex flows. The experimental results show that the Nusselt number and friction factor values for combined rib and DW are found to be much higher than those for the rib/DW alone. The larger attack angle of the DW leads to higher heat transfer and friction loss than the lower one. In common with the rib, the DW pointing upstream (PU-DW) is found to give higher heat transfer rate and friction loss than the DW pointing downstream (PD-DW) at a similar operating condition. In comparison, the largest attack angle ( $\alpha = 60^\circ$ ) of the PU-DW yields the highest increase in both the Nusselt number and friction factor while the lowest attack angle of the PD-DW provides the best thermal performance.

© 2011 Elsevier Ltd. All rights reserved.

### 1. Introduction

One of the commonly used passive heat transfer enhancement techniques in single-phase internal flows in channel solar air heaters is the use of ribs placing periodically in the absorber plate. For decades, ribs [1] have been used in thermal systems due to their high thermal loads and decreased dimensions. The use of ribs completely makes the change of the flow field and thus the distribution of the local heat transfer coefficient. Periodically mounted ribs in the absorber plate of solar air heater channels can help to interrupt hydrodynamic and thermal boundary layers leading to an increase in heat transfer rate. Several studies have been carried out to investigate the effect of rib geometry and arrangements on heat transfer and friction loss for roughened surfaces of heat exchanger channels or solar air heaters. Saidi and Sunden [2] and Tatsumi et al. [3] investigated numerically the turbulent flow and heat transfer behaviors in square ducts with ribs on two opposite walls and discrete angled ribs on one wall, respectively. They found that noticeable heat transfer enhancement is obtained downstream of the ribs due to strong secondary flow motion. Sahu and Bhagoria [4] examined broken transverse ribs in solar air heaters, reported that the

roughened absorber plate yields the heat transfer rate at 1.25–1.4 times over the smooth rectangular duct and the maximum thermal efficiency is in the range of 51–83.5%. Mittal et al. [5] studied and compared the absorber plate with six different types of roughness elements. Their results showed that the channel with inclined ribs including V-shaped ribs performs better heat transfer rate than others. An experiment of Aharwal et al. [6] was conducted to study heat transfer behaviors of a solar air heater channel with inclined square split-rib with a gap on one wall and the results showed that the gap in the inclined rib enhances the heat transfer of the channel. The increase in Nu and friction factor was, respectively, in a range of 1.5–2.6 times and 2.3–2.9 times the smooth channel. The maximum Nusselt number and friction factor values were found for the gap at relative gap position of 0.25 and width of 1.0. Effects of transverse or porous ribs on thermal characteristics in rectangular channels were numerically studied by Yang and Hwang [7] and Luo et al. [8].

Varun et al. [9] investigated heat transfer and friction characteristics by using inclined/transverse ribs on the absorber plate of a solar air heater and reported that the best performance is at relative roughness pitch of 8. Momin et al. [10] experimentally studied on thermal characteristics of a solar air heater channel fitted with V-shaped ribs for  $e/D = 0.02$ – $0.034$  and the angle of attack ( $\alpha$ ) =  $30^\circ$ – $90^\circ$  for a fixed  $P/e = 10$ . They found that at  $\alpha = 60^\circ$ , the highest Nusselt number and friction factor values obtained by the ribs are, respectively, 2.30 and 2.83 times the smooth channel. Promvonge and

<sup>☆</sup> Communicated by W.J. Minkowycz.

<sup>\*</sup> Corresponding author.

E-mail address: [kppongje@kmit.ac.th](mailto:kppongje@kmit.ac.th) (P. Promvonge).

Nomenclature	
$A$	convection heat transfer area of channel, $m^2$
$AR$	aspect ratio of channel ( $W/H$ )
$b$	winglet height, $m$
$C_p$	specific heat of air, $J/kg\ K$
$D$	hydraulic diameter, $m$
$e$	rib height, $m$
$f$	friction factor
$H$	channel height, $m$
$h$	average heat transfer coefficient, $W/m^2\ K$
$I$	current, $A$
$k$	thermal conductivity of air, $W/m\cdot K$
$L$	length of tested channel, $m$
$\dot{m}$	air mass flow rate, $kg/s$
$Nu$	Nusselt number ( $hD/k$ )
$P_l$	longitudinal pitch of rib, $m$
$P_t$	transverse pitch of delta winglet, $m$
$\Delta P$	pressure drop, $Pa$
$Pr$	Prandtl number
$Re$	Reynolds number ( $UD/\nu$ )
$Q$	heat transfer, $W$
$T$	temperature, $K$
$t$	thickness of rib, $m$
$U$	mean velocity, $m/s$
$V$	voltage, $volt$
$\dot{V}$	volumetric flow rate, $m^3/s$
$W$	width of channel
DW	delta winglet type vortex generator
PD-DW	delta winglet pointing downstream
PU-DW	delta winglet pointing upstream
Greek letters	
$\alpha$	attack angle of DW, degree
$\rho$	density of air, $kg/m^3$
$\eta$	thermal enhancement factor
$\nu$	kinematic viscosity, $m^2/s$
Subscripts	
$a$	augmented
$b$	bulk
$0$	smooth channel
conv	convection
$i$	inlet
$o$	out
$pp$	pumping power
$s$	channel surface

Thianpong [11] studied experimentally the thermal performance of wedge ribs pointing upstream and downstream, triangular and rectangular ribs in an  $AR=15$  heater channel and found that the inline wedge rib pointing downstream performed the highest heat transfer but the best thermal performance is at the staggered triangular rib. Thianpong et al. [12] investigated the thermal behaviors of isosceles triangular ribs on the  $AR=10$  channel walls. Extensive literature reviews over hundred references on various rib turbulators used for solar air heaters were reported by Varun et al. [13] and Han et al. [14].

In general, the swirl/vortex flow generator is used in augmentative heat transfer in several engineering applications to enhance the rate of the heat and mass transfer equipment such as heat exchanger [15], vortex combustor, drying process, etc. There are several methods of

generation of decaying swirl/vortex flow in the duct/channel. The tangential flow injection/propeller/coil wire/twisted tape to induce a swirling fluid motion along the tube [16–20] is a popular technique for round tubes. For channels, the wings/winglets classified as delta, triangular and rectangular wing/winglet types [21–23] are introduced to generate vortex flows. The winglets are designed to create longitudinal vortices that help to increase turbulence levels resulting in improved heat transfer performance, albeit with a minimal pressure drop penalty.

For using combined/compound turbulators, Promvong and Eiamsa-ard [24] experimentally investigated the effect of various nozzles together with a snail type swirl generator on heat transfer and friction characteristics in a uniform heat flux tube and found that the heat transfer increases considerably for using both enhancement devices and is about 20–50% higher than using a single enhancement device. Influence of combined conical ring and twisted tape inserts in a round tube on thermal behaviors was reported in Ref. [25]. In addition, Promvong [26] also studied the thermal behaviors of using coiled wire in common with twisted tape swirl generator for generating vortex flows and reported that the compound turbulators provide higher thermal performance than the single turbulator. However, the use of combined nozzle/coil turbulators and snail type swirl generators as mentioned earlier was faced up to a substantial increase in the pressure drop. The effect of the two winglet pairs together with the inline/staggered triangular ribs on thermal characteristics in a channel heat exchanger was examined by Promvong et al. [27] and to obtain higher thermal performance, the staggered rib and the winglet with lower angle of attack were suggested. Chompookham et al. [28] also studied the influence of combined two winglet pairs and inline/staggered wedge ribs on heat transfer rate in an  $AR=10$  channel and found that the staggered wedge rib pointing downstream provides better thermal performance.

The literature review cited above indicates that both enhancement devices, the rib turbulator and the vortex generator, are among the most effective and practical methods for augmenting heat transfer in channels. In channel solar air heater systems, the investigation on using the isosceles triangular rib mounted only on the absorber plate in conjunction with the delta-winglet type vortex generator (DW) has rarely been reported. Thus, the main aim of the present work is to investigate the heat transfer and flow friction characteristics in a channel solar air heater equipped with combined rib and DW turbulators. The ribs are placed only on the absorber plate with a single rib height,  $e/H=0.20$  and rib pitch,  $P_l/H=1.33$ . The use of multiple DWs (ten pairs) fitted at the entrance of the tested channel is expected to create multiple longitudinal vortex flows in order to prolong the residence time of the flow and to wash up the reverse flow trapped behind the ribs leading to higher heat transfer rate in the channel. The present results are also compared with the results from the single use of the DWs or the ribs alone. Experimental results using air as the test fluid from the rib and the DW with three angles of attack ( $\alpha=60^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $30^\circ$ ) and two arrangements of the DW; pointing upstream (PU) and pointing downstream (PD) are presented in turbulent channel flows in a range of Reynolds number from 5000 to 22,000.

## 2. Experimental setup

A schematic diagram of the experimental apparatus is presented in Fig. 1 while the details of the triangular ribs mounted on the upper wall or the absorber plate and the DW geometry are depicted in Figs. 2 and 3, respectively. 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 rectangular duct including a calm section and a test section was employed following the settling tank. In Fig. 2, the channel configuration is characterized by the channel height,  $H$  and the longitudinal pitch of rib,  $P_l$ , the respective

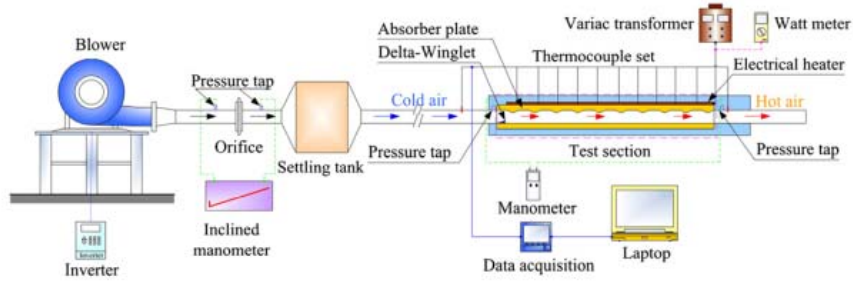


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

values of which are 30 mm and 40 mm. The overall length of the channel is 2000 mm which included 10 pitches of the test section with the channel width,  $W$ , of 300 mm. The ribbed absorber plate was fabricated from a 12 mm thick aluminum plate, 300 mm wide and 440 mm long ( $L$ ). The rib dimensions are 4 mm high ( $e$ ) and 20 mm thick ( $t$ ). The form of the ribbed plate was accomplished by means of wire-EDM machining. For all cases of test runs, ten pairs of the DW with height,  $b/H = 0.4$  and transverse pitch,  $P_t = H = 30$  mm fabricated from a 0.30 mm thick aluminum strip are mounted on the tested channel entrance by using hot glue with three attack angles ( $\alpha$ ) of 60°, 45° and 30°, as can be seen in Fig. 2. In this experiment, a combination of the two phenomena, (1) the re-circulating/reverse flow induced by the ribs and (2) the vortex flows created by the DWs, is supposed to be effective in the vicinity of the absorber plate. In addition, both turbulators are expected to provide better mixing of the fluid between the core and the heated wall surface, thereby enhancing the heat transfer rate.

In Fig. 1, the AC power supply was the source of power for the plate-type heater, used for heating the upper plate of the test section only to maintain a uniform heat-flux on the absorber plate. Wood bars, which have a much lower thermal conductivity than the metallic wall, were placed on the inlet and exit ends of the absorber plate to serve as a thermal barrier at the inlet and exit of the test section. 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. The pressure drop across the orifice was measured using inclined manometer for controlling the airflow rate. In order to measure temperature distributions on the absorber plate, ten thermocouples were fitted to the plate wall. The thermocouples were attached in holes drilled from the rear face and centered of the wall with the respective junctions positioned within

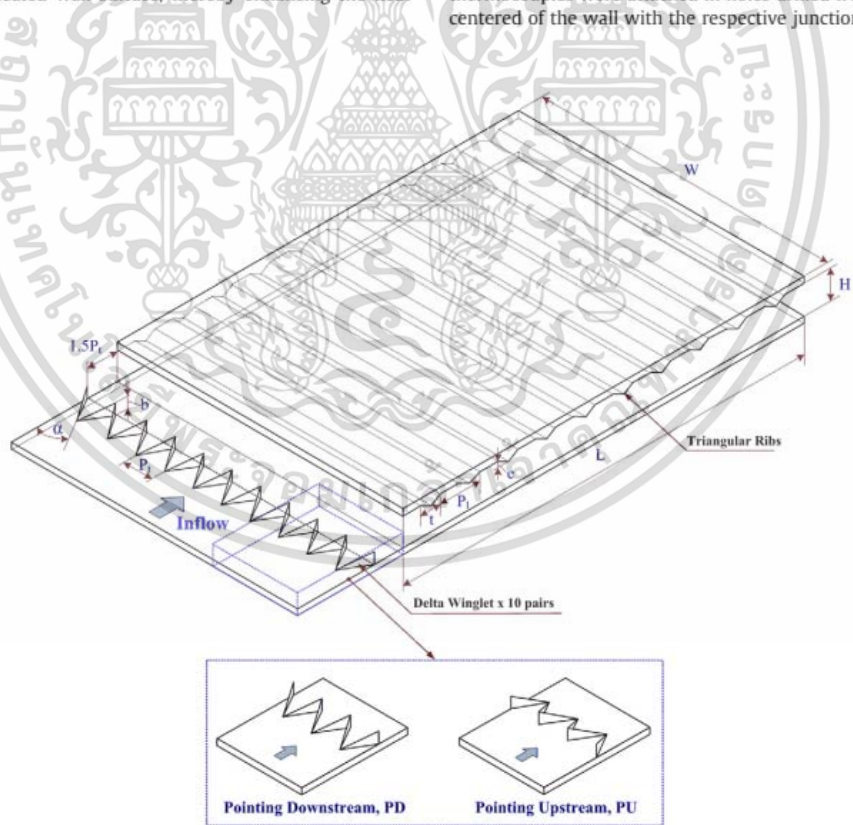


Fig. 2. Test section with PD-DW and PU-DW arrangements.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

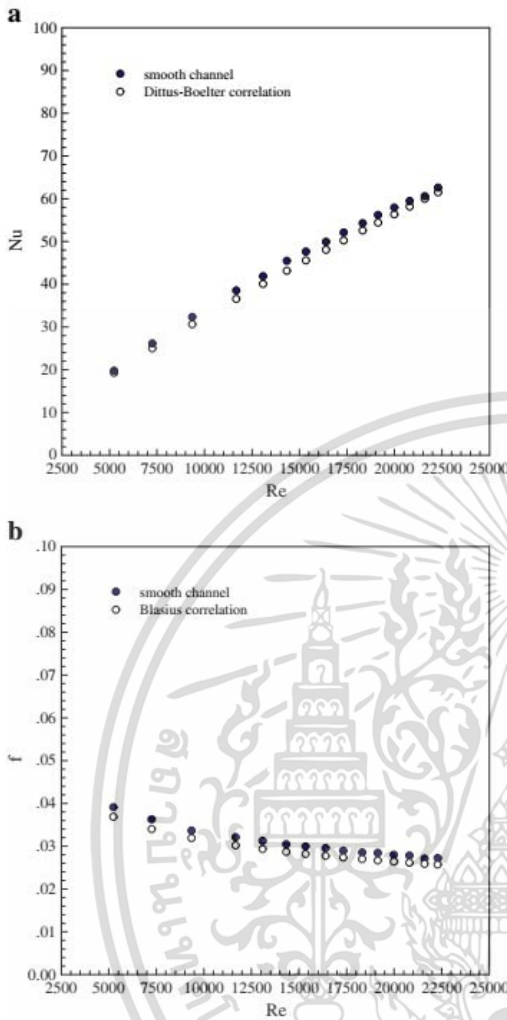


Fig. 3. Verification of (a) Nusselt number and (b) friction factor for smooth channel.

2 mm of the inside wall and axial separation was 40 mm apart. To measure the inlet and outlet bulk temperatures, two and four thermocouples were positioned upstream and downstream of the test duct entry and exit, respectively. All thermocouples were type K, 1.6 mm diameter wire. The thermocouple voltage outputs were fed into a data acquisition system and then recorded via a personal computer.

Two static pressure taps were located at the top of the principal channel wall to measure axial pressure drops across the test section including the vortex generator, used to evaluate average friction factor. These were located at the center line of the channel. One of these taps is 30 mm upstream of the leading edge of the channel and the other is 30 mm upstream of the trailing edge. The pressure drop was measured by a digital differential pressure and a data logger connected to the 3 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. [29]. The maximum uncertainties of non-dimensional parameters were  $\pm 5\%$  for Reynolds number,  $\pm 8\%$

for Nusselt number and  $\pm 10\%$  for friction. The uncertainty in the axial velocity measurement was estimated to be less than  $\pm 5\%$ , and pressure has a corresponding estimated uncertainty of  $\pm 5\%$ , whereas the uncertainty in temperature measurement at the channel wall was about  $\pm 0.5\%$ .

### 3. Data reduction

The Nusselt number ( $Nu$ ) and the friction factor ( $f$ ) in a ribbed channel fitted with the DWs are calculated in the present work. The independent parameters are the Reynolds number, the DW direction and the attack angle. The Reynolds number based on the channel hydraulic diameter ( $D$ ) is given by

$$Re = UD / \nu. \quad (1)$$

The average heat transfer coefficients are computed from the measured temperatures and heat inputs and will be evaluated from the experimental data via the following equations:

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) = VI \quad (2)$$

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(\bar{T}_s - T_b)} \quad (3)$$

in which,

$$T_b = (T_o + T_i) / 2 \quad (4)$$

and

$$\bar{T}_s = \sum T_s / 10. \quad (5)$$

The term  $A$  is the convective heat transfer area of the heated upper wall whereas  $\bar{T}_s$  is the average surface temperature obtained from local surface measured temperatures along the axial length of the heated channel. Then, average Nusselt number is written as:

$$Nu = \frac{hD}{k}. \quad (6)$$

The friction factor is calculated by:

$$f = \frac{(\Delta P / L)D}{(1/2)\rho U^2} \quad (7)$$

where  $\Delta P$  is a pressure drop across the test section and  $U$  is mean air velocity in the channel. All of thermo-physical properties of the air are determined at the overall bulk air temperature from Eq. (4).

The thermal enhancement factor,  $\eta$ , defined as the ratio of  $h$  of an augmented surface to that of a smooth surface,  $h_0$ , at a constant pumping power:

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

## 4. Results and discussion

### 4.1. Verification of smooth channel

The present results on heat transfer and friction characteristics in a smooth wall channel are first validated in terms of Nusselt number ( $Nu$ ) and friction factor ( $f$ ). The  $Nu$  and  $f$  obtained from the present smooth channel are, respectively, compared with the correlations of Dittus-Boelter and Blasius found in the open literature [30] for turbulent flow in ducts.

Correlation of Dittus–Boelter,

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \text{ for heating.} \quad (9)$$

Correlation of Blasius,

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \text{ for } 3000 \leq Re \leq 20,000. \quad (10)$$

Fig. 3a and b shows, respectively, the comparison of  $Nu$  and  $f$  obtained from the present work with those from correlations of Eqs. (9) and (10). In the figure, the present results agree well within  $\pm 8\%$  for both  $Nu$ -correlation of Dittus–Boelter and  $f$ -correlation of Blasius.

4.2. Effect of combined rib and delta winglet

The present results on thermal characteristics in a uniform heat flux absorber plate equipped with the  $e/H=0.2$  rib of isosceles triangular cross-section and the DW are presented in Fig. 4. In the figure, the use of combined rib and DW provides considerable heat

transfer enhancements in comparison with the smooth channel and the  $Nu$  values for using both turbulators increase with the rise of  $Re$ . This is because the ribs interrupt the development of the boundary layer of the fluid flow and create the reverse/re-circulating flow behind ribs while the DW pairs generate the longitudinal vortex flows that assist to wash up the reverse flow trapped behind ribs into the core flow. A close inspection reveals that the use of the combined rib and DW leads to considerably higher heat transfer than that of the rib alone. The rib along with the DW of higher  $\alpha$  value also provides higher heat transfer than that of lower  $\alpha$  value, as can be seen in Fig. 5a. For the rib combined with the PU-DW, the increase in  $Nu$  value is about 255% over the smooth channel. In addition, the PD-DW and PU-DW arrangements show a slight difference in heat transfer rate for the combined ribs and DWs. The use of the rib and the DW provides a higher heat transfer rate than that of the rib alone at some 50% whereas the PU-DW with the ribs gives 2–3% higher heat transfer than the PD-DW with the ribs. This indicates the merit of using compound turbulators to promote each other the heat transfer enhancement in the channel.

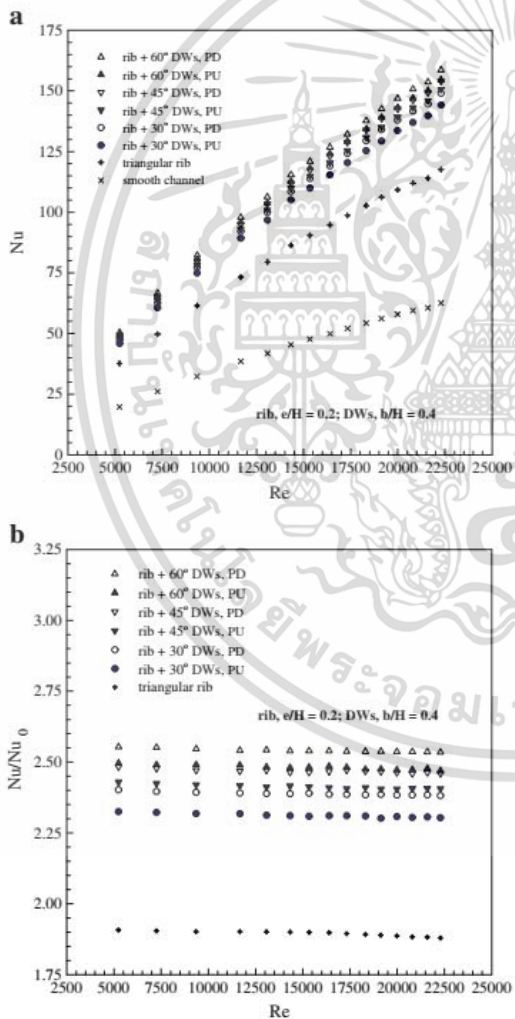


Fig. 4. Variation of (a) Nusselt number and (b) Nusselt number ratio with Reynolds number for various turbulators.

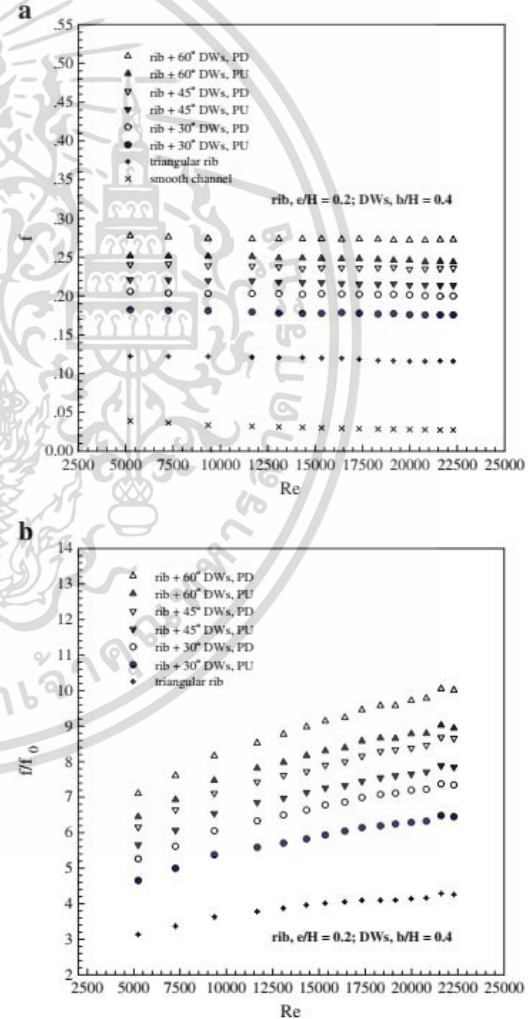


Fig. 5. Variation of (a) friction factor and (b) friction factor ratio with Reynolds number for various turbulators.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The Nusselt number ratio,  $Nu/Nu_0$ , defined as a ratio of augmented  $Nu$  to  $Nu$  of smooth channel plotted against the  $Re$  value is displayed in Fig. 4b. In the figure, the  $Nu/Nu_0$  tends to decrease slightly with the rise of  $Re$  for using the combined turbulators. The average  $Nu/Nu_0$  values for the combined rib and DWs with  $\alpha = 60^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $30^\circ$  are, respectively, around 2.54, 2.46 and 2.38 for the PU-DW and 2.48, 2.41 and 2.31 for the PD-DW.

The effect of using the rib and the DWs on the isothermal pressure drop across the tested channel is presented in Fig. 5. The variation of the pressure drop is shown in terms of  $f$  with  $Re$ . In the figure, it is apparent that the use of the combined ribs and DWs leads to a considerable increase in  $f$  over that of the rib alone or the smooth channel. The increase in  $f$  value for the combined turbulators is much higher than that for the smooth channel and is also higher than that in  $Nu$ , however. Unlike  $Nu$ , the PU-DW gives much higher  $f$  than the PD-DW. As expected, the  $f$  obtained from the combined rib and DWs is significantly higher than that from the rib alone, especially for the higher attack angle and the PU-DW arrangement. The increase in  $f$  of the combined ribs and DWs is in a range of 4.65 to 10.05 times over the smooth channel, depending on the attack angle, the DW arrangement and  $Re$  values. The  $f$  of the combined ribs and DWs is found to be higher than that of the rib alone around 122–134%.

Fig. 5b presents the variation of the friction factor ratio,  $f/f_0$ , with the  $Re$  value. It is observed that the  $f/f_0$  tends to increase with raising the  $Re$ . The PU-DW and the higher attack angle provide a considerable increase in the  $f/f_0$  than the PD-DW and the lower attack angle under the same operating condition. The mean  $f/f_0$  values for using the rib and the DWs with  $\alpha = 60^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $30^\circ$  are, respectively, about 9.04, 7.83 and 6.68 for the PU-DW and around 8.19, 7.16 and 5.88 for the PD-DW in the range of  $Re$  studied. This implies that the use of lower angle of attack and the PD-DW can help to reduce considerably the pressure loss.

#### 4.3. Effect of rib

Comparisons of the heat transfer and friction loss in the channel fitted with the rib alone are also depicted in Figs. 4 and 5, respectively. It is visible in Fig. 5 that the rib provides higher heat transfer rate than the smooth channel for all  $Re$  values due to the higher flow blockage ( $e/H = 0.2$ ) creating the stronger reverse/re-circulation flow from the rib. The heat transfer rate obtained from the ribs is around 90% over the smooth channel. In addition, the triangular rib gives almost uniform values of  $Nu/Nu_0$  for all  $Re$  values as seen in Fig. 4b.

The variation of the isothermal  $f$  value with  $Re$  is also depicted in Fig. 5. In Fig. 5a, the  $f$  value for the rib alone is found to be much larger than the smooth channel and tends to be nearly uniform with the increase of  $Re$ . The average increase in friction losses is about 3.9 times the smooth channel as shown in Fig. 5b.

#### 4.4. Effect of delta winglet and its orientation

Fig. 6a and b presents the comparison of  $Nu$  and  $Nu/Nu_0$  values in the channel fitted with only the DW of three different attack angles ( $\alpha = 60^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $30^\circ$ ) for PU-DW and PD-DW arrangements. It is visible in Fig. 6a that the  $Nu$  value for the DWs alone increases with the rise of  $Re$  and the DW with the larger attack angle value provides higher heat transfer rate than that with the lower one. This can be attributed to the higher flow blockage of the DW with the larger attack angle by considering the projected area of the DW in the flow direction. The channel fitted with the PU-DW provides higher heat transfer rate than that with the PD-DW for all  $Re$  values. The heat transfer rates obtained from using the DWs alone with  $\alpha = 60^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $30^\circ$ , are, respectively, around 63%, 59% and 56% above the smooth channel for the PU-DW and about 61%, 57% and 54% for the PD-DW as seen in Fig. 6b. In addition, the use of the DWs results in a slight decrease of the  $Nu/Nu_0$  for increasing  $Re$  value.

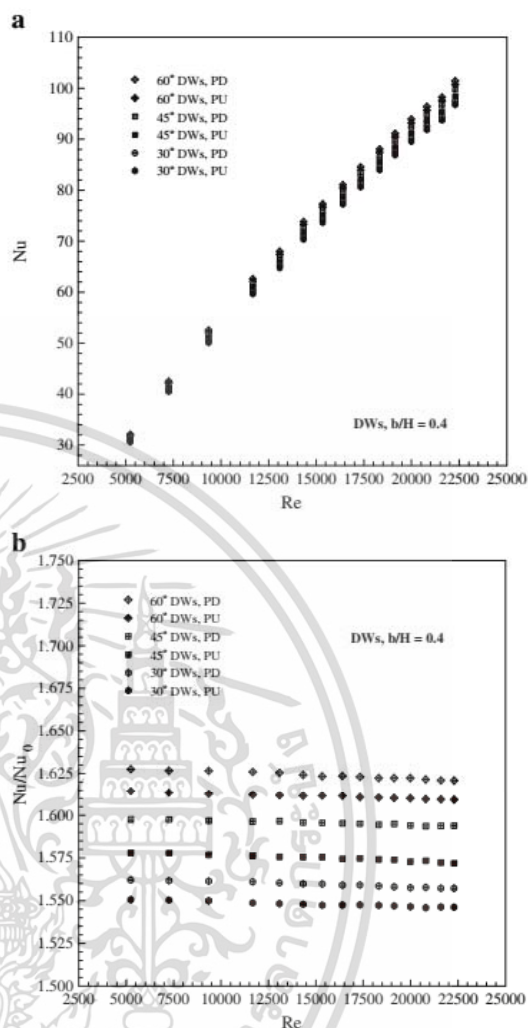


Fig. 6. Variation of (a) Nusselt number and (b) Nusselt number ratio with Reynolds number for various DW attack angles.

Fig. 7a and b shows the variation of isothermal  $f$  and  $f/f_0$  values with  $Re$  at three different attack angles of the DW for two DW arrangements, respectively. In Fig. 7a, the  $f$  value for the larger attack angle of the DW is found to be considerably higher than that for the lower one and tends to reduce slightly with the increase in  $Re$ . The rise in  $f$  for the DW is much higher than the smooth channel, especially for the case of  $\alpha = 60^\circ$ . The  $f$  value for the PU-DW is found to be considerably higher than that for the PD-DW and tends to be nearly uniform with the increase of  $Re$ . The average increases in the  $f$  for the DWs with  $\alpha = 60^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $30^\circ$  are, respectively, about 3.5, 3.2 and 2.8 times the smooth channel for the PU-DW and about 3.3, 3.0 and 2.6 times for the PD-DW as can be seen in Fig. 7b. This means that the presence of the PD-DW with the lower attack angle ( $\alpha = 30^\circ$ ) leads to a similar increase rate in  $Nu$  and  $f$  values in the tested channel.

#### 4.5. Performance evaluation

The variation of the thermal enhancement factor with  $Re$  values for all turbulators is depicted in Fig. 8. For all, the data obtained by

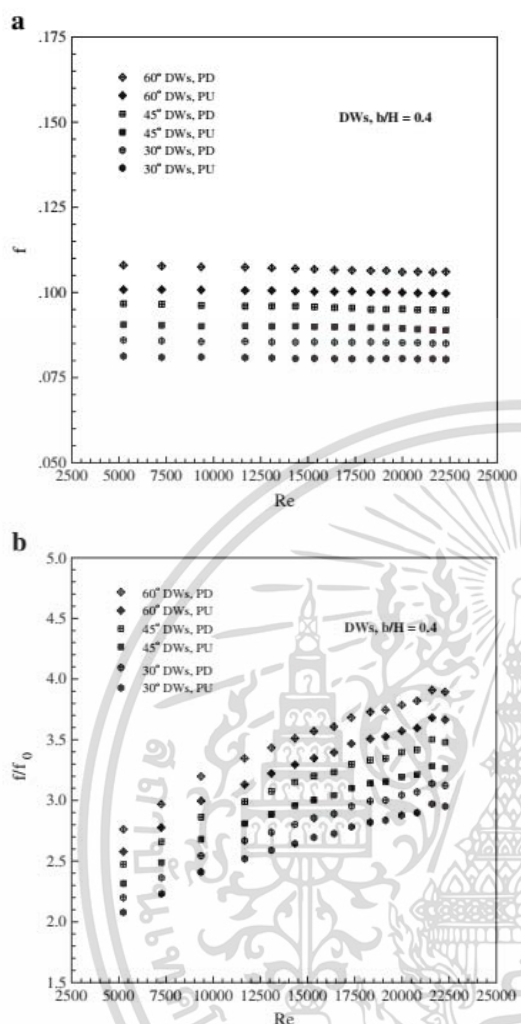


Fig. 7. Variation of (a) friction factor and (b) friction factor ratio with Reynolds number for various DW attack angles.

measured  $Nu$  and  $f$  values are compared with the smooth channel data at an equal pumping power. It is visible in the figure that the enhancement factors for the combined turbulators generally are found to be above unity and much higher than those for employing a single turbulator. This indicates that the use of the rib in common with the DW leads to the advantage over that of a single enhancement device. The enhancement factor tends to decrease with the rise of  $Re$  values for all turbulators used. It is worth noting that along with the rib, the enhancement factor of the PD-DW is higher than that of the PU-DW. Among all turbulators used, the enhancement factor of the 30° PD-DW together with the rib is found to be the best and is about 1.39 at the lowest  $Re$  employed while that of the 30° PU-DW along with the rib is slightly lower and around 1.36.

## 5. Conclusion

An experimental study has been conducted to investigate airflow friction and heat transfer characteristics in a solar air heater channel fitted with the combined triangular rib and the DW turbulators for the

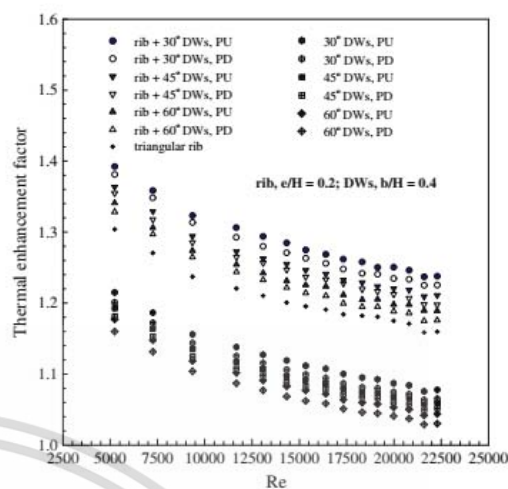


Fig. 8. Variation of thermal enhancement factor with Reynolds number for various turbulators.

turbulent regime,  $Re = 5000$  to  $22,000$ . The experimental result reveal that the combined rib and the DW provides considerable heat transfer augmentations,  $Nu/Nu_0 = 2.3$ – $2.6$  and also causes a moderate pressure drop increase,  $f/f_0 = 4.7$ – $10.1$ , depending on the attack angle and  $Re$  values. The  $Nu$  augmentation tends to decrease slightly with the rise in  $Re$ . The use of combined rib and PD-DW at lower angle of attack provides higher heat transfer of about 40–65% and better thermal performance than the rib/the DW alone, leading to more compact heat exchanger. The best operating regime for using these compound turbulators is found at the PD-DW arrangement, lower attack angle and/or  $Re$  values.

## Acknowledgement

The funding of this work from the Energy Policy and Planning Office (EPPPO), Ministry of Energy, Thailand is gratefully acknowledged.

## References

- [1] P. Promvong, C. Thianpong, Thermal performance assessment of turbulent channel flow over different shaped ribs, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35 (10) (2008) 1327–1334.
- [2] A. Saidi, B. Sunden, Numerical simulation of turbulent convection heat transfer in square ribbed ducts, *Numerical Heat Transfer Part A Applications* 38 (1) (2000) 67–88.
- [3] K. Tatsumi, H. Iwai, K. Inaoka, K. Suzuki, Numerical analysis for heat transfer characteristics of an oblique discrete rib mounted in a square duct, *Numerical Heat Transfer Part A Applications* 53 (11) (2008) 1156–1175.
- [4] M.M. Sahu, J.L. Bhagoria, Augmentation of heat transfer coefficient by using 90° broken transverse ribs on absorber plate of solar air heater, *Renewable Energy* 30 (13) (2005) 2057–2063.
- [5] M.K. Mittal, Varun, R.P. Saini, S.K. Singal, Effective efficiency of solar air heaters having different types of roughness elements on absorber plate, *Energy* 32 (2007) 739–745.
- [6] K.R. Aharwal, B.K. Gandhi, J.S. Saini, Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater, *Renewable Energy* 33 (2008) 585–596.
- [7] Y.T. Yang, C.W. Hwang, Numerical calculations of heat transfer and friction characteristics in rectangular ducts with slit and solid ribs mounted on one wall, *Numerical Heat Transfer Part A Applications* 45 (4) (2004) 363–375.
- [8] D.D. Luo, C.W. Chan, W.O. Wong, Flow and forced-convection characteristics of turbulent flow through parallel plates with periodic transverse ribs, *Numerical Heat Transfer Part A Applications* 48 (1) (2005) 43–58.
- [9] Varun, R.P. Saini, S.K. Singal, Investigation of thermal performance of solar air heater having roughness elements as a combination of inclined and transverse ribs on the absorber plate, *Renewable Energy* 33 (6) (2008) 1398–1405.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [10] A.M.E. Momin, J.S. Saini, S.C. Solanki, Heat transfer and friction in solar air heater duct with V-shaped rib roughness on absorber plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002) 3383–3396.
- [11] P. Promvong, C. Thianpong, Thermal performance assessment of turbulent channel flow over different shape ribs, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35 (10) (2008) 1327–1334.
- [12] C. Thianpong, T. Chompookham, S. Skullong, P. Promvong, Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36 (2009) 712–717.
- [13] Varun, R.P. Saini, S.K. Singal, A review on roughness geometry used in solar air heaters, *Solar Energy* 81 (2007) 1340–1350.
- [14] V.S. Hans, R.P. Saini, J.S. Saini, Performance of artificially roughened solar air heaters—A review, *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 13 (8) (2009) 1854–1869.
- [15] Y.Y. Chen, K.W. Song, L.B. Wang, D.L. Sun, Comparisons of local experimental results with numerical results of heat transfer enhancement of a flat tube bank fin with vortex generators, *Numerical Heat Transfer Part A Applications* 55 (2) (2009) 144–162.
- [16] V.K. Dhir, F. Chang, Heat transfer enhancement using tangential injection, *ASHRAE Transactions* 98 (1992), (BA-92-4-1).
- [17] S. Eiamsa-ard, S. Rattanawong, P. Promvong, Turbulent convection in round tube equipped with propeller type swirl generators, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36 (2009) 357–364.
- [18] P. Promvong, Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires, *Energy Conversion and Management* 49 (5) (2008) 980–987.
- [19] S. Eiamsa-ard, P. Promvong, Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1673–1682.
- [20] S. Eiamsa-ard, P. Promvong, Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tape inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (7–8) (2010) 1364–1372.
- [21] M.C. Gentry, A.M. Jacobi, Heat transfer enhancement by delta-wing vortex generators on a flat plate: vortex interactions with the boundary layer, *Experimental Thermal and Fluid Science* 14 (1997) 231–242.
- [22] G. Biswas, K. Torii, D. Fujii, K. Nishino, Numerical and experimental determination of flow structure and heat transfer effects of longitudinal vortices in a channel flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 39 (1996) 3441–3451.
- [23] M.C. Gentry, A.M. Jacobi, Heat transfer enhancement by delta-wing-generated tip vortices in flat-plate and developing channel flows, *ASME Journal of Heat Transfer* 124 (2002) 1158–1168.
- [24] P. Promvong, S. Eiamsa-ard, Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator, *Energy Conversion and Management* 47 (2006) 2867–2882.
- [25] P. Promvong, S. Eiamsa-ard, Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 34 (2007) 849–859.
- [26] P. Promvong, Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators, *Energy Conversion and Management* 49 (2008) 2949–2955.
- [27] P. Promvong, T. Chompookham, S. Kwankaomeng, C. Thianpong, Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators, *Energy Conversion and Management* 51 (2010) 1242–1249.
- [28] T. Chompookham, C. Thianpong, S. Kwankaomeng, P. Promvong, Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37 (2010) 163–169.
- [29] ANSI/ASME, Measurement uncertainty, PTC 19, 1–1985. Part 1, 1986.
- [30] F. Incropera, P.D. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th edition, John Wiley & Sons Inc, 2007.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**BOOK OF ABSTRACTS**



The 2<sup>nd</sup> TSME

International Conference  
on Mechanical Engineering  
(TSME-ICoME 2011)

Sheraton Krabi Beach Resort, Krabi, Thailand

October 19-21, 2011

Organizer :



The Thai Society of Mechanical Engineers

Co-sponsored by :







เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## Heat Transfer Behavior in a Solar Air Heater Channel with V-Shaped Ribs

Chitakorn Khanoknaiyakam Nuthvipa Jayranaiwachira and Pongjet Promvonge\*

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

\* Corresponding Author: E-mail: [kppongje@kmitl.ac.th](mailto:kppongje@kmitl.ac.th),

Tel.: +662-3298350-1; fax: +662-3298352

### Abstract

The research work presents the study of heat transfer enhancement in a solar air heater channel fitted with V-Shaped ribs. The experiments are carried out by varying airflow rate for Reynolds number ranging from 5000 to 25,000 in the test section with a constant surface heat flux on the upper plate of the channel which is similar to a solar air heater channel or solar collector. The V-shaped ribs with a transverse pitch value equal to two time of channel height and with the attack angle of  $30^\circ$  are mounted on the upper plate only. The effects of five rib to channel height ratios ( $e/H$ ) of 0.05, 0.1, 0.15, 0.2 and 0.25 on heat transfer in terms of Nusselt number and friction loss in the form of friction factor are experimentally investigated. The experimental result shows that the V-Shaped rib with the  $e/H = 0.25$  provides higher heat transfer and friction factor values than others. The mean Nusselt number values are found to be about 5.35, 4.75, 4.41, 3.72 and 2.74 times over the smooth channel while the mean friction factor values are around 22.58, 14.48, 9.98, 4.88 and 2.35 times for using the ribs with  $e/H = 0.25, 0.2, 0.15, 0.1$  and  $0.05$ , respectively.

**Keywords:** V-Shaped rib, Nusselt number, friction factor, solar air heater.

### 1. Introduction

The need for high-performance thermal systems in many engineering applications has stimulated considerable interest in finding various methods to improve heat transfer in the system. The conventional heat exchangers are generally improved by means of various augmentation techniques with emphasis on many types of surface enhancements. Augmented surfaces can create one or more

combinations of the following conditions that are favorable for the increase in heat transfer rate with an undesirable rise of friction: (1) interruption of boundary layer development and increasing turbulence intensity; (2) increase in heat transfer area; and (3) generating of vortex and/or secondary flows. In the cooling channel or channel heat exchanger design, rib, fin, wing turbulators are often employed in order to increase the convective heat transfer rate



leading to the compact heat exchanger and increasing the efficiency. The use of wing turbulators completely results in the change of the flow field and hence the variation of the local convective heat transfer coefficient. Winglets have been successfully used for enhancement of heat transfer of modern thermal systems because they can generate longitudinal vortex flow and help to destabilize the main flow with less penalty of pressure loss.

Many investigations have been carried out to study the effect of these parameters of turbulators on heat transfer and friction factor for roughened surface. Han et al. [1] 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  $P/e = 10$  and  $e/H = 0.0625$ . They reported that the angled ribs and 'V' ribs yield higher heat transfer enhancement than the continuous ribs. The heat transfer augmentations and the friction factor were highest for the  $60^\circ$  orientation amongst the angled ribs. Han et al. [2] also investigated the influence of the surface heat flux ratio on the heat transfer in a square ribbed channel with  $e/H=0.0625$  and  $P/e=10$ , by heating either only one of the ribbed walls or both of them, or all four channel walls. They reported that the former two conditions resulted in an increase in the heat transfer with respect to the latter one and the average Nusselt number tends to decrease for increasing Reynolds numbers and the thermal boundary condition becomes less relevant at higher Reynolds number. Taslim et al. [3] 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  $45^\circ$ . Experimental data showed a significant increase in average Nusselt number for the increase of the  $e/H$  ratio. Chandra et al. [4] 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. Sripattanapit and Promvong [5] conducted a numerical study of laminar periodic flow and thermal behaviors in a two dimensional channel fitted with staggered diamond-shaped baffles and reported that the diamond baffle with half apex angle of  $5-10^\circ$  provided slightly better thermal performance than the flat baffle. 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. [6]

Thus, the main aim of this work is to extend the experimental data available on various blockage ratio ( $e/H=0.05$ ,  $0.10$ ,  $0.15$ ,  $0.20$  and  $0.25$ ) with similar pitch ratio of ( $PR=2$ ) and with the attack angle of  $30^\circ$ , placed on upper plate only are presented in turbulent channel flows in a range of Reynolds number from 5000-25,000



## 2. Experimental setup

A schematic diagram of the experimental apparatus is presented in Fig. 1 while the details 30° V-shaped rib arrays on the rectangular channel used in the heat transfer experiments are 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 rectangular channel including a calm section and a test section was employed following the settling tank. In test section, the rectangular channel configuration is characterized by the channel height,  $H$  is 30 mm and transverse pitch value equal to three times of channel height (pitch ratio,  $PR=3$ ) and with the attack angle of 30°. The overall length of the channel is 2000 mm of the test section with the channel width,  $W$ , of 300 mm. Each of the rib walls was fabricated from 6 mm thick aluminum plates, 300 mm wide and 400 mm long ( $L$ ). The rib dimensions are 1.5, 3, 4.5, 6 and 7.5 mm high ( $e$ ) and 0.3 mm thick ( $t$ ).

The AC power supply was the source of power for the plate-type heater, used for heating the upper-plate of the test section only to maintain uniform surface heat flux. A conducting compound was applied to the heater and the principal upper wall in order to reduce contact resistance. Special wood bars, which have a much lower thermal conductivity than the metallic wall, were placed on the inlet and exit ends of the upper and lower walls to serve as a

thermal barrier at the inlet and exit of the test section.

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 wall, twelve thermocouples were fitted to the wall. 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 40 mm apart. To measure the inlet bulk temperature, two thermocouples were positioned upstream of duct inlet. All thermocouples were  $K$  type, 1.5 mm diameter wire. The thermocouple voltage outputs were fed into a data acquisition system (Fluke 2650B) and then recorded via a personal computer.

Two static pressure taps were located at the top of the principal channel 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 120 mm downstream from the leading edge of the channel and the other is 50 mm upstream from the trailing edge. The pressure drop was measured by a digital



differential pressure (Testo 1445) 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  $\pm 5\%$  for Reynolds number,  $\pm 8\%$  for Nusselt number and  $\pm 10\%$  for friction. The uncertainty in the axial velocity measurement was estimated to be less than  $\pm 7\%$ , and pressure has a corresponding estimated uncertainty of  $\pm 5\%$ , whereas the uncertainty in temperature measurement at the channel wall was about  $\pm 0.5\%$ .

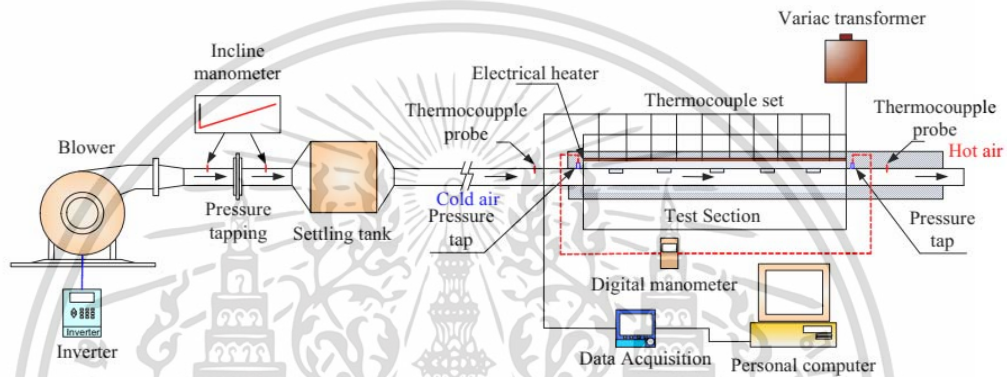


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

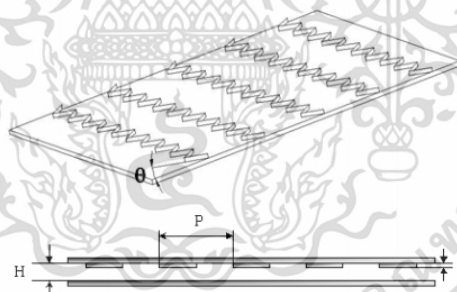


Fig. 2 Test section with wavy rib arrangement

### 3. Data reduction

The goal of this study 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  $\nu$  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:

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m} C_p (T_o - T_i) = VI, \quad (2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



$$h = \frac{Q_{conv}}{A(\tilde{T}_s - T_b)}, \quad (3)$$

in which,

$$T_b = (T_o + T_i)/2, \quad (4)$$

and

$$\tilde{T}_s = \sum T_s / 10. \quad (5)$$

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,  $T_s$ , 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  $\Delta P$  is a pressure drop across the test section and  $\rho$  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:

$$\begin{aligned} (f Re^3)_0 &= (f Re^3), \\ Re_0 &= Re(f/f_0)^{1/3}. \end{aligned} \quad (9)$$

The thermal enhancement factor,  $\eta$ , defined as the ratio of heat transfer coefficient of an augmented surface,  $h$  to that of the smooth surface,  $h_0$ , at the same pumping power:

$$\eta = \frac{h}{h_0} \Big|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \Big|_{pp} = \left( \frac{Nu}{Nu_0} \right) \left( \frac{f}{f_0} \right)^{-1/3}. \quad (10)$$

## 4. Result 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 Dittus-Boelter and Blasius found in the open literature [10] for turbulent flow in ducts.

Correlation of Dittus-Boelter,

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \text{ for heating.} \quad (11)$$

Correlation of Blasius,

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \text{ for } 3000 \leq Re \leq 20,000. \quad (12)$$

Fig. 3a and 3b shows, respectively, a comparison of Nusselt number and friction factor obtained from the present work with those from correlations of Eqs. (11) and (12). In the figures, the present results agree very well within  $\pm 3\%$  for Nusselt number and friction factor correlations

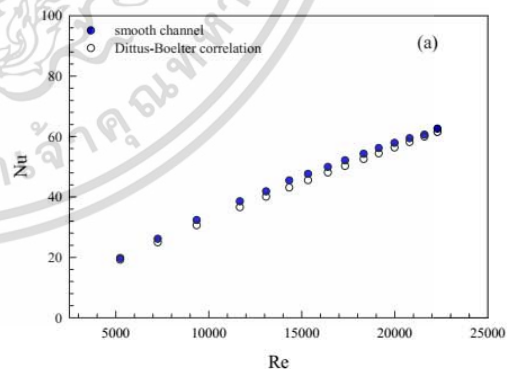


Fig. 3 (a) Verification of Nusselt number for smooth channel.

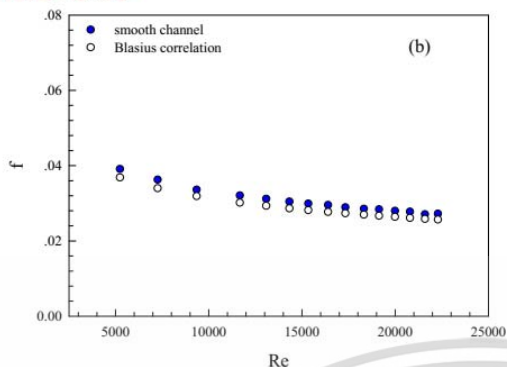


Fig. 3 (b) Verification of friction factor for smooth channel.

#### 4.2 Effect of rib height

The present experimental results on heat and flow friction characteristics in a uniform heat flux channel with rectangular v-shaped rib, placed on upper plate only are presented in the form of Nusselt number and friction factor. The Nusselt numbers obtained under turbulent flow conditions for all case are presented in Fig. 4. In the figure, the rectangular v-shaped 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 rectangular v-shaped 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 the  $30^\circ$  rectangular v-shaped rib with pitch ratio of 2 ( $PR=2$ ) and rib to channel height ratios ( $e/H$ ) of 0.25 provides the highest value of Nusselt number while the  $e/H = 0.2$  is found to perform better than  $e/H = 0.15$ , 0.10 and 0.05 for all types of rib. This caused by  $e/H = 0.25$  interrupting the flow and diverting its direction

thus promoting high levels of mixing over others. A close examination reveals that the rib to channel height ratios of 0.25 produces the highest heat transfer coefficient than other blockage ratio of rectangular v-shaped rib.

The effect of using the rib turbulators on the isothermal pressure drop across the tested channel is presented in Fig. 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 ratios ( $e/H$ ) of 0.25 is considerably higher than those of 0.2, 0.15 and 0.1. For the rib of  $e/H = 0.25$ , the increase in friction factor is in the range of 156-960% over the  $e/H = 0.2$ , 0.15, 0.10, and 0.05 respectively. 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.

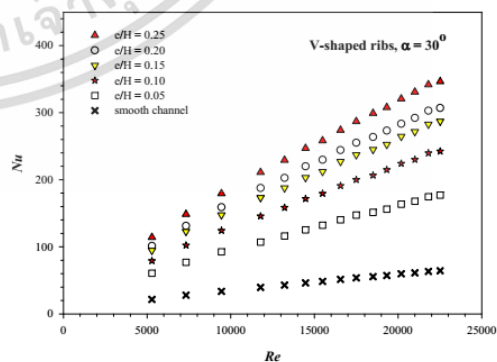


Fig. 4 Variation of Nusselt number with Reynolds number for various rib heights.

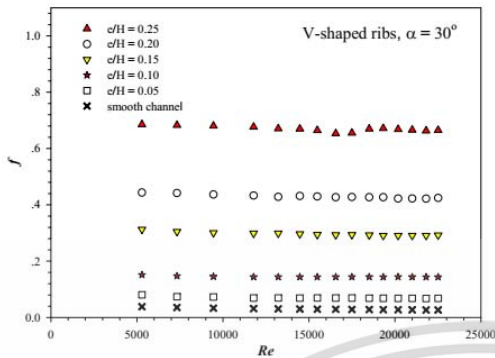


Fig. 5 Variation of friction factor with Reynolds number for various rib heights.

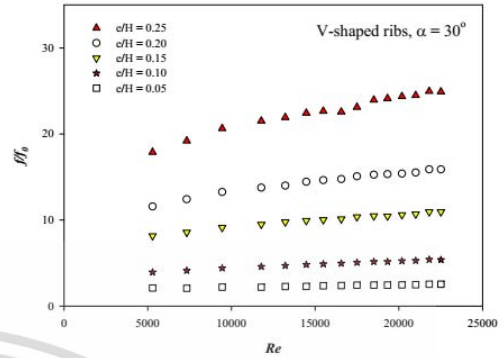


Fig. 7 Variation of friction factor ratio,  $f/f_0$  with Reynolds Number.

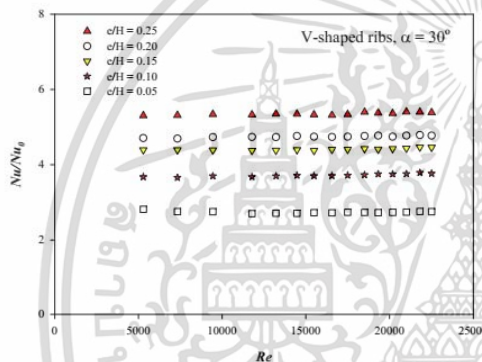


Fig. 6 Variation of  $Nu/Nu_0$  with Reynolds number.

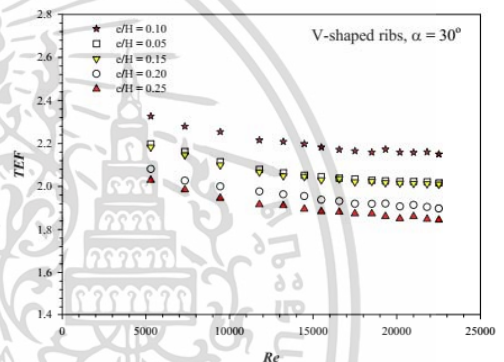


Fig. 8 Variation of thermal enhancement factor with Reynolds number.

#### 4.3 Performance evaluation

The Nusselt number ratio,  $Nu_a/Nu_0$ , 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 be nearly uniform with the rise of Reynolds number from 5000 to 25,000 for all cases of  $e/H$  of 0.25, 0.20, 0.15, 0.10, and 0.05. The mean Nusselt number ratio values are found to be about 5.35, 4.75, 4.41, 3.72 and 2.74 times over the smooth channel for using the  $30^\circ$  wavy ribs with  $e/H = 0.25, 0.20, 0.15, 0.10$  and  $0.05$ , respectively.

The variation of isothermal friction factor ratio value with Reynolds number for five heights of v-shaped ribs case is also depicted in Figure 7. In the figure, the friction factor value is found to be increased with increasing the Reynolds number and the blockage ratio. The mean friction factor values are around 22.58, 14.48, 9.98, 4.88 and 2.35 fold for using the inclined ribs with  $e/H = 0.25, 0.20, 0.15, 0.10$  and  $0.05$ , respectively. This result indicates that the use of low blockage ratio can help to reduce the pressure loss considerably.

Figure 8. shows the variation of the thermal enhancement factor(TEF) 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 0.10 shows the highest value of mean the thermal enhancement factor. The mean thermal enhancement factor values are around 1.90, 1.95, 2.05, 2.20, and 2.06 times for using the inclined ribs with  $e/H = 0.25$ , 0.20, 0.15, 0.10 and 0.05, respectively. The results are for Reynolds number of 5000-25,000 for the inclined rib  $30^\circ$ , the maximum thermal enhancement factor is found at  $e/H = 0.10$ . This can be attributed to considerably lower friction loss.

### 5. Conclusions

Experimental study has been carried out to investigate airflow friction and heat transfer characteristics in a high aspect ratio channel ( $AR=10$ ) fitted with different blockage ratio turbulators for the turbulent regime. Reynolds number of 5000-25,000. The use of the ribs with  $e/H = 0.25$  causes a very high pressure drop increase and also provides considerable heat transfer augmentations,  $Nu/Nu_0 = 4.98$ . 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  $e/H = 0.10$  provides the higher thermal enhancement factor due to lower friction loss.

### 6. Acknowledgement

The author would like to acknowledge with appreciation, the Energy Policy and Planning Office, Ministry of Energy, Royal Thai Government for the financial support of this research.

### 7. References

- [1] 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, Journal of Heat Transfer*, vol.113 pp. 590–596.
- [2] Han, J.C., Zhang, Y.M. and Lee, C.P. (1992). Influence of surface heat flux ratio on heat transfer augmentation in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs, *ASME, Journal of Turbomachinery*, vol.114 pp. 872–880.
- [3] 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, Journal of Turbomachinery*, vol.118 pp. 20–28
- [4] 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. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.46 pp. 481–495.
- [5] Sripattanapipat, S. and Promvonge, P. (2009). Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol.36 pp. 32–38.
- [6] Varun, Saini, R.P., Singal, S.K. (2007). A review on roughness geometry used in solar air heaters, *Solar Energy* 81: 1340–1350.
- [7] ANSI/ASME, (1986). Measurement uncertainty, PTC 19, 1–1985. Part I.
- [8] Incropera, F., Dewitt, P.D. (2006). Introduction to heat transfer, 5th edition, John Wiley & Sons Inc.



*In Celebration of the Auspicious Occasion of His Majesty the King's  
7<sup>th</sup> Cycle Birthday Anniversary, 5<sup>th</sup> December 2011*

## 2011 International Conference & Utility Exhibition on Power and Energy Systems: Issues and Prospects for Asia (ICUE)

**ICUE  
2011**

28-30 September 2011

AMARI ORCHID PATTAYA HOTEL, Pattaya City, Thailand

**ASIAN INSTITUTE OF TECHNOLOGY**  
(Empowering Asia through post-graduate education)

**PROVINCIAL ELECTRICITY AUTHORITY**  
(Thailand's biggest power distributor)

**2ND AIT-PEA COLLABORATION**



**CONFERENCE  
PROCEEDINGS**



**Electronic ISBN: 978-1-4673-6008-1  
IEEE Catalog Number: CFP1196K-ART**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# Thermal Performance Enhancement in Solar Air Heater Channel with Periodically V-shaped Baffles

C. Khanoknaiyakarn, S. Kwankaomeng and P. Promvonge\*

**Abstract**—The research paper presents a study on thermal performance enhancement in a rectangular channel heat exchanger mounted with periodically V-shaped baffles. The channel has an aspect ratio (width to height ratio),  $AR=10$  and height,  $H=30$  mm while baffle characteristics are the baffle to channel height ratio,  $e/H=0.2, 0.3$  and  $0.4$ ; the baffle pitch to channel height ratio,  $PR=P/H=2$  and  $2.67$ ; the attack angle ( $\alpha$ ) of  $30^\circ$  relative to the flow direction. The experiment has been conducted by varying air flow velocity in order to adjust Reynolds number range from  $5000$  to  $25,000$ . The upper wall of the channel is uniformly heated as a constant heat flux while the rests are covered with thermal insulations to reduce heat loss to surroundings. The effects of the baffles on Nusselt number and friction factor have been examined. The overall performance of tested baffled channel is evaluated to obtain the degree of heat transfer enhancement and friction factor induced by baffles with respect to the smooth channel under similar flow conditions.

**Index Terms**—turbulator, solar air heater, V-shaped baffle, thermal performance, friction factor, periodic,

## I. INTRODUCTION

SOLAR air heaters are widely used as thermal collection equipment. The thermal performance of a conventional solar air heater is poor because of the low convective heat transfer coefficient between heat transfer surface and air. It can be improved by either increasing the heat transfer surface area using extended and corrugated surfaces without enhancing heat transfer coefficient or using the turbulence promoters in the form of artificial roughness on the heat transfer surface with enhancing heat transfer coefficient. Several engineering techniques have been advised for enhancing the rate of convective heat transfer from the heat transfer surface. The uses of turbulators such as rib, fin, groove, and baffle are often employed in order to increase the convective heat transfer rate and increasing the efficiency. Periodic flow interruption generated by rib arrays and baffle mounted on the heat transfer surfaces is an extensively used means for enhancement of heat transfer.

The uses of baffles increase not only heat transfer rate, both for the increased turbulence degree and for the

effects cause by reattachment, but also substantial the

pressure loss. The effects of the geometric parameters such as the duct aspect ratio, duct blockage ratio (or rib height), rib angle-of-attack, rib shape, and relative arrangement of the ribs (in-line, staggered, criss-cross, etc.) affect pronouncedly on both local and overall heat transfer coefficients by enhancing turbulence and/or adding heat transfer surface area. Some of these effects have been carried out by different investigators.

Several investigations have been carried out to study the effect of pertinent parameters of turbulators on heat transfer and friction factor for roughened surface. Han et al. [1] 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  $P/e=10$  and  $e/H=0.0625$ . They reported that the angled ribs and 'V' ribs yield higher heat transfer enhancement than the continuous ribs. The heat transfer augmentations and the friction factor were highest for the  $60^\circ$  orientation amongst the angled ribs. Han et al. [2] also investigated the influence of the surface heat flux ratio on the heat transfer in a ribbed square channel with  $e/H=0.063$  and  $P/e=10$ , by heating either only one of the ribbed walls or both of them, or all four channel walls. They reported that the former two conditions resulted in an increase in the heat transfer with respect to the latter one and the average Nusselt number tends to decrease for increasing Reynolds numbers and the thermal boundary condition becomes less relevant at higher Reynolds number. Wright et al. [3] investigated the heat transfer distributions and frictional losses in rotating ribbed channels with an aspect ratio of 4:1. Angled, discrete angled, V-shaped, and discrete V-shaped ribs were investigated, as well as the newly proposed W-shaped and discrete W-shaped ribs. In all cases, the ribs were placed on both the leading and trailing surfaces of the channel, and they were oriented  $45$  deg to the mainstream flow. The rib height-to-hydraulic diameter ratio  $e/H$  was  $0.078$ , and the rib pitch-to-height ratio  $P/e$  was  $10$ . The channel orientation with respect to the direction of rotation was  $135$  deg. The range of flow parameters included Reynolds number ( $Re=10,000-40,000$ ). It was determined that the W-shaped and discrete W-shaped ribs had the superior heat transfer performance in both non-rotating and rotating channels. The angled rib configuration resulted in the worst performance of the six configurations of the present study.

C. Khanoknaiyakarn, M. Pimsarn 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](mailto:kppongje@kmitl.ac.th))

For a system with only one roughened wall and three smooth walls, several investigations [4-8] have been carried out on rib roughened absorber plates of solar air heaters. Correlations for heat transfer coefficient and friction factor have been developed for such a system. However, the increase in heat transfer is accompanied by an increase in the resistance of fluid flow. Promvong and Thianpong [9] 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. Promvong et al. [10] studied the numerical computations for three dimensional laminar periodic channel flows over a  $45^\circ$  inclined baffle mounted only on the lower square-channel wall and found that the  $45^\circ$  baffle with  $BR=0.4$ , the enhancement of heat transfer is about 2–3 folds higher than that for the  $90^\circ$  baffle while the friction loss is some 10–25% lower. An extensive literature review

over hundred references on various rib turbulators was reported by Varun et al. [11].

The main aim of this experimental study is to examine the heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with triangular geometric ribs fitted on the lower plate and heated at the upper plate of the channel. The experimental data is available on various blockage ratio ( $e/H=0.20, 0.30, \text{ and } 0.40$ ) with two pitch ratio ( $PR=2, \text{ and } 2.67$ ) and the attack angle of  $30^\circ$ . Experimental results using air as the test fluid are presented in turbulent channel flows in a range of Reynolds number from 5000 to 25,000.

## II. EXPERIMENTAL SETUP

A schematic diagram of the experimental apparatus is presented in Fig.1 while the details periodic V-shaped baffle arrays on the rectangular channel used in the heat transfer experiments are depicted in Fig. 2.

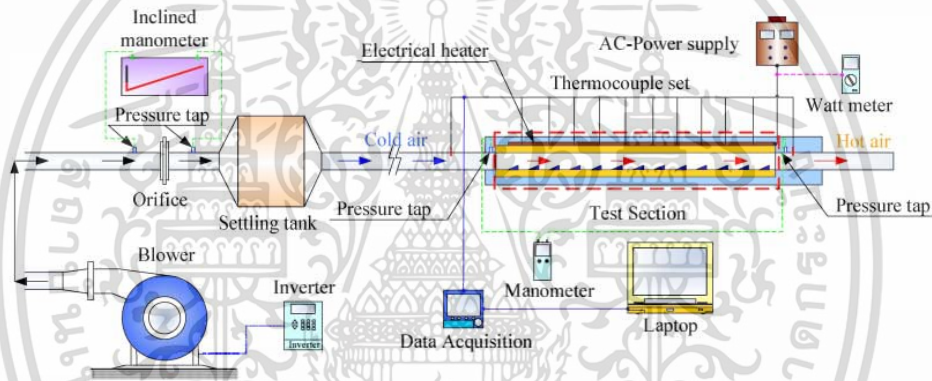


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

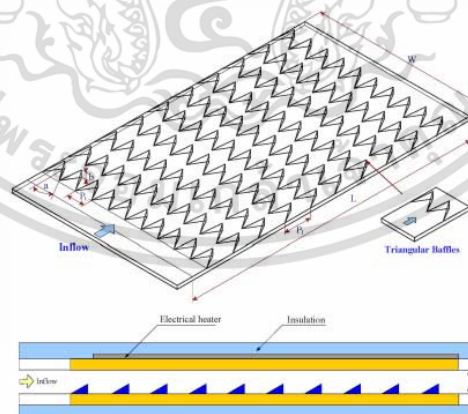


Fig. 2. Test section with wavy rib arrangements.

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 rectangular channel including a calm section and a test section was employed following the settling tank. The rectangular channel configuration was characterized by the channel height,  $H$  is 30 mm and pitch ratio,  $PR=2$  and  $2.67$  and with the attack angle of  $30^\circ$ . The overall length of the channel was 2000 mm. with the channel width,  $W$ , of 300 mm. Each of the channel walls was fabricated from 6 mm thick aluminum plate, 300 mm wide and 400 mm long (L). The V-shaped baffle dimensions were 6, 9, and 12 mm. high ( $e$ ) and 0.3 mm thick ( $t$ ).

The AC power supply was used as the source of power for the plate-type heater, used for heating the upper side plate 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 system 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 plate, twelve thermocouples were fitted to the wall. 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 60 mm apart. To measure the inlet bulk temperature, two thermocouples were positioned upstream of 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 duct 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 120 mm downstream from the leading edge of the channel and the other is 50 mm upstream from the trailing edge. The pressure drop was measured by a digital differential pressure and a data logger (Testo 1445-Testo 350XL) connected to the 2 mm diameter taps and recorded via a personal computer.

To quantify the uncertainty of measurements the reduced data obtained experimentally were determined. The uncertainty in the data calculation was based on Ref. [12]. The maximum uncertainties of non-dimensional parameters were  $\pm 5\%$  for Reynolds number,  $\pm 8\%$  for Nusselt number and  $\pm 10\%$  for friction. The uncertainty in the axial velocity measurement was estimated to be less than  $\pm 7\%$ , and pressure has a corresponding estimated uncertainty of  $\pm 5\%$ , whereas the uncertainty in temperature measurement at the channel wall was about  $\pm 0.5\%$ .

### 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  $\nu$  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:

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m} C_p (T_o - T_i) = VI \quad (2)$$

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(\tilde{T}_s - T_b)} \quad (3)$$

in which,

$$T_b = (T_o + T_i) / 2 \quad (4)$$

and

$$\tilde{T}_s = \sum T_s / 10 \quad (5)$$

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,  $T_s$ , 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  $\Delta P$  is a pressure drop across the test section and  $\rho$  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:

$$\begin{aligned} (f Re^3)_0 &= (f Re^3) \\ Re_0 &= Re(f/f_0)^{1/3} \end{aligned} \quad (9)$$

The thermal enhancement factor,  $\eta$ , 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:

$$\eta = \frac{h}{h_0} \Big|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \Big|_{pp} = \left( \frac{Nu}{Nu_0} \right) \left( \frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (10)$$

### IV. RESULTS AND DISCUSSION

In the present work, experimental measurements of both heat transfer and pressure loss in channels with periodical

triangular V-shaped baffle are presented. Measurements were conducted in a channel of aspect ratio,  $AR=10$  for 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 Dittus-Boelter and Blasius found in the open literature [13] for turbulent flow in ducts.

Correlation of Dittus-Boelter,

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \text{ for heating.} \quad (11)$$

Correlation of Blasius,

$$f = 0.316Re^{-0.25} \text{ for } 3000 \leq Re \leq 20,000$$

Fig. 3a and 3b show, 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 well within  $\pm 6\%$  for both friction factor and Nusselt number correlations.

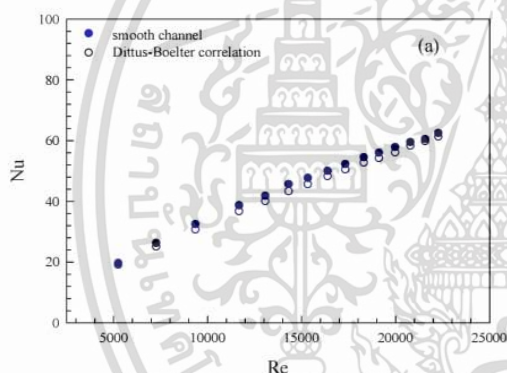


Fig. 3. (a) Verification of Nusselt number for smooth channel.

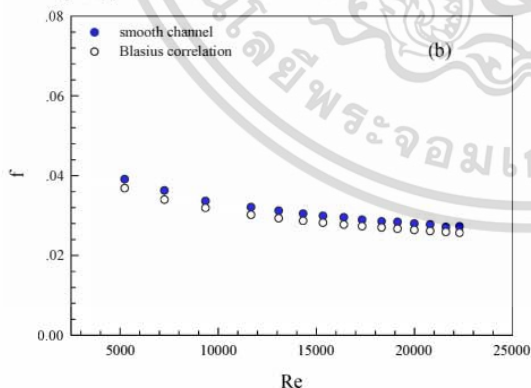


Fig. 3. (b) Verification of friction factor for smooth channel.

#### B. Effect of Baffle Height Ratio, $e/H$

The experimental results on heat transfer and friction characteristics in a uniform heat flux channel with wavy baffles, placed on upper plate only are presented in the form of Nusselt number and friction factor. The Nusselt numbers obtained under turbulent flow conditions for all case are presented in Fig.4. In the figure, the wavy baffle turbulators gives considerable heat transfer enhancements with a similar trend in comparison with the smooth channel and the Nusselt number increases with the increasing of Reynolds number. This is because the periodic V-shaped baffle turbulators interrupt the development of the boundary layer thickness of the fluid flow and increase the turbulence degree of flow. It is worth nothing that the heat transfer coefficient for  $30^\circ$  attack angle with  $PR=2$  and triangular V-shaped baffle height to channel height ratios ( $e/H$ ) of 0.4 provides the highest value of Nusselt number while the  $e/H=0.4$  and  $PR=2.67$  is found to perform better than 0.3,  $PR=2$  and 2.67, and 0.2  $PR=2$  and 2.67. This caused by  $e/H=0.4$   $PR=2$  interrupting the flow and diverting its direction thus promoting high levels of mixing over others. A close examination reveals that the triangular V-ribs height to channel height ratios of 0.4 produces the highest heat transfer coefficient than other triangular V-shaped baffles.

The effect of using the triangular V-ribs turbulators on the isothermal pressure drop across the tested channel is presented in Fig.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 triangular V-ribs 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 triangular V-ribs to channel height ratios ( $e/H$ ) of 0.4,  $PR=2$  is considerably higher than those of 0.4  $PR=2.67$ , 0.3  $PR=2$  and 2.67, 0.2  $PR=2$  and 2.67. For the triangular V-ribs of  $e/H=0.4$   $PR=3$ , the increase in friction factor is in the range of 130-330% over the  $e/H=0.4$   $PR=2.67$ , 0.3  $PR=2$ , and 2.67, 0.2  $PR=2$  and 2.67. 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 triangular V-shaped baffles.

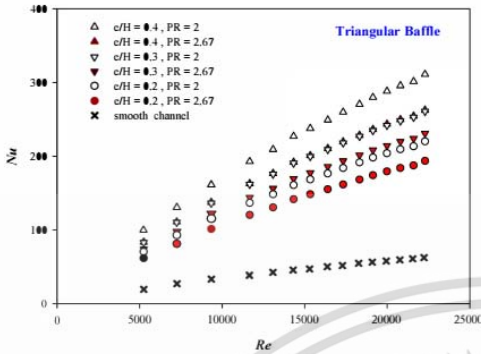


Fig. 4. Variation of Nusselt number with Reynolds number.

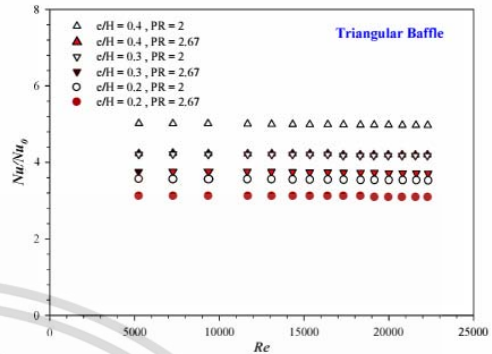


Fig. 6. Variation of  $Nu/Nu_0$  with Reynolds number.

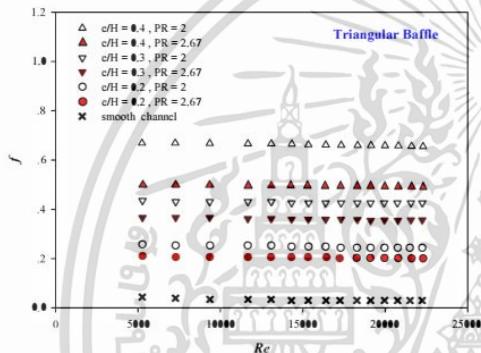


Fig. 5. Variation of friction factor with Reynolds number.

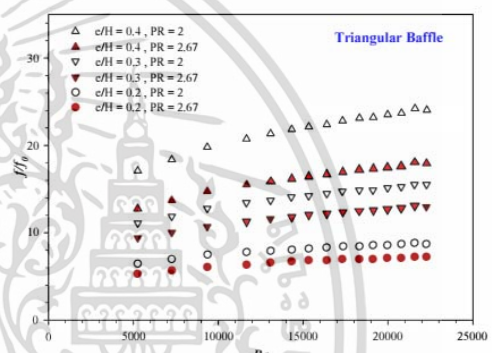


Fig. 7. Variation of  $f/f_0$  with Reynolds number.

The Nusselt number ratio,  $Nu_n/Nu_0$ , 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 uniform with the rise of Reynolds number from 5000 to 25,000 for all cases of  $e/H$  of 0.4, 0.3, 0.2, and  $PR = 2$  and 2.67. The mean Nusselt number ratio values are found to be about 4.99, 4.18, and 3.53 times over the smooth channel for using the  $30^\circ$  triangular V-ribs with  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  and  $PR = 2$  and about 4.22, 3.72, and 3.11 times over the smooth channel for using the  $30^\circ$  triangular V-ribs with  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  and  $PR = 2.67$  respectively.

The variation of isothermal friction factor ratio value with Reynolds number for five heights of triangular V-ribs case is also depicted in Fig.7. In the figure, the friction factor value is found to be increased with increasing the Reynolds number and the blockage ratio. The mean friction factor ratio values are around 21.90, 14.11, and 8.10 fold for using the triangular V-shaped baffles with  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$ , and  $PR = 2$ , and around 16.33, 11.85 and 6.65 fold for using the triangular V-shaped baffles with  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$ , and  $PR = 2.67$  respectively. This result indicates that the use of low blockage ratio can help to reduce the pressure loss considerably.

C. Performance Evaluation

Fig.8 shows the variation of the thermal enhancement factor ( $TEF$ ) 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  $PR=2$  shows the highest value of mean the thermal enhancement factor. The mean thermal enhancement factor values are around 1.79, 1.76, and 1.74 times for using the periodic V-shaped baffles with  $e/H=0.4, 0.2$ , and 0.3,  $PR=2$  and around 1.665, 1.656 and 1.636 times for using the periodic V-shaped baffles with  $e/H=0.4, 0.2$ , and 0.3,  $PR=2.67$ , respectively. The results are for Reynolds number of 5000-25,000 for the periodic V-shaped baffles  $30^\circ$ , the maximum thermal enhancement factor is found at  $e/H=0.40, PR=2$ . This can be attributed to considerably that  $e/H=0.4, 0.3$ , and 0.2,  $PR=2$  performed higher thermal enhancement factor than the  $e/H=0.4, 0.3$ , and 0.2,  $PR=2.67$  at all ranges of Reynolds number.

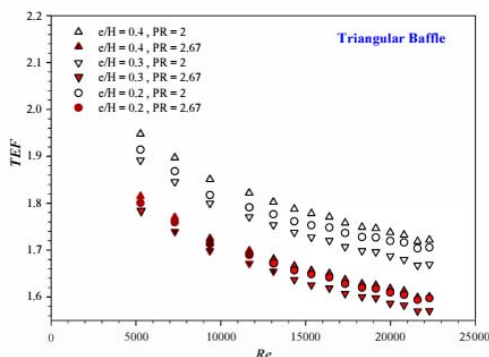


Fig. 8. Variation of thermal enhancement factor with Reynolds number.

### V. CONCLUSION

Experimental study has been carried out to investigate airflow friction and heat transfer characteristics in a high aspect ratio channel ( $AR=10$ ) fitted with different blockage ratio turbulators for the turbulent regime, Reynolds number of 5000-25,000. The use of the periodic V-shaped baffles with  $e/H=0.4$ ,  $PR=2$  causes a very high pressure drop increase and also provides considerable heat transfer augmentations,  $Nu/Nu_0=4.99$ . Nusselt number augmentation tends to increase with the rise of Reynolds number. In comparison, the use of baffle leads to the higher heat transfer rate and the  $e/H=0.40$   $PR=2$  provides the higher thermal enhancement factor and higher friction loss but the others provide the lower thermal enhancement factor although provide lower friction factor.

### VI. ACKNOWLEDGEMENT

The authors would like to acknowledge with appreciation, the Energy Policy and Planning Office, Ministry of Energy, Royal Thai Government for the financial support of this research.

### VII. REFERENCES

- [1] J.C. Han, Y.M. Zhang, C.P. Lee. 1991. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed and V-shaped angled ribs, *ASME, Journal of Heat Transfer*, vol. 113 pp. 590-596.
- [2] C. Han, Y.M. Zhang, C.P. Lee. 1992. Influence of surface heat flux ratio on heat transfer augmentation in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs, *ASME, Journal of Turbomachinery*, vol. 114 pp. 872-880.
- [3] L.M. Wright, W.L. Fu, J.C. Han. 2004. Thermal performance of angled, V-shaped rib, and W-shaped rib turbulators in rotation rectangular cooling channels ( $AR=4:1$ ), *ASME, Journal of Turbomachinery*, vol. 126 pp. 604-614.
- [4] K. Prasad, S.C. Mullick. 1983. Heat transfer characteristics of a solar air heater used for drying purposes, *Applied Energy*, vol. 13 pp. 83-93.
- [5] D. Gupta, S.C. Solanki, J.S. Saini. 1997. Thermo-hydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates, *Solar Energy*, vol. 61 pp. 33-42.
- [6] J.L. Bhagoria, J.S. Saini, S.C. Solanki. 2002. Heat Transfer coefficient and friction factor correlation for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate, *Renewable Energy*, vol. 25 pp. 341-369.
- [7] R. Karwa. 2003. Experimental 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. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 30 pp. 241-250.
- [8] J.L. Bhagoria, M.M.Sahu. 2005. Augmentation of heat transfer coefficient by using 90° broken transverse ribs on absorber plate of solar air heater, *Renewable Energy*, vol. 25 pp. 2057-2073.
- [9] P. Promvong, C. Thianpong. 2008. Thermal performance assessment of turbulent channel flow over different shaped ribs, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 35 pp. 1327-1334.
- [10] P. Promvong, 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.
- [11] 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.
- [12] ANSI/ASME, Measurement uncertainty, PTC 19, 1-1985. Part I, 1986.
- [13] F. Incropera, P.D. Dewitt. Introduction to heat transfer, 3rd edition, John Wiley & Sons Inc; 1996.

## ประวัติผู้เขียน



ชื่อ-นามสกุล นายจิตกร กนกนัยการ  
 วัน เดือน ปีเกิด 21 พฤษภาคม 2504  
 ประวัติการศึกษา 2526 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล  
 สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า วิทยาเขตธนบุรี  
 2552 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล  
 สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ประสบการณ์วิจัย/สาขาที่ชำนาญ: Applied Heat Transfer, HVAC System

### หัวข้อปริญญาโท (ป.ตรี)

ชื่อเรื่องไทย : การอบแห้งด้วยเครื่องสูบลมความร้อน

ชื่ออังกฤษ : Heat Pump dryer

อาจารย์ที่ปรึกษา : ผศ. จำรูญ ตันติพิศาลกุล

### หัวข้อวิทยานิพนธ์ (ป.โท)

ชื่อไทย : การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบช่องขนานที่มีการติดตั้งครีบบสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้ารูปตัววี

ชื่ออังกฤษ : Experimental Investigation of Heat Transfer in Rectangular Channel Heat Exchanger with V-shaped Triangular and Rectangular Ribs

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ : รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

### ผลงานวิจัยที่ได้รับการเผยแพร่

การเผยแพร่ผลงานวิจัยระหว่างศึกษาปริญญาเอก

### การตีพิมพ์ผลงานวิจัย

- Promvongse, P., Khanoknaiyakarn, S., Kwankaomeng, S., Thiangpong, C. 2011. "Thermal behavior in solar air heater channel fitted with combined rib and delta-winglet." *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 38 (2011) 749-756. impact factor = 1.43 (ที่มา: Journal Citation Reports, 2011)

### การเสนอผลงานวิจัยในที่ประชุม

- Khanoknaiyakarn, C., Jansangasuk D., and Promvongse P., 2010. "Experimental Study on Heat transfer and Pressure Drop in channel with Triangular V-ribs." *PEA-AIT International Conference on Energy and Sustainable Development: Issues and Strategies (ESD2010)*, 2-4 June, 2010, the Empress Hotel Chiang Mai, Chiang Mai, Thailand.

2. Khanoknaiyakarn, C., Jayranaiwachira, N., and Promvongse, P. 2011. "Heat Transfer Behavior in Solar Air Heater Channel with V-Shaped Ribs." **The Second TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME2011)**, 19-21 October, 2011, Sheraton Krabi Beach Resort, Krabi, Thailand.
3. Khanoknaiyakarn, C., Kwankaomeng, S., and Promvongse, P. 2011 "Thermal Performance Enhancement in Solar Air Heater Channel with Periodically V-Shaped Baffles." **International Conference & Utility Exhibition on Power and Energy Systems: Issues and Prospects for Asia (ICUE 2011)**, 28-30 September, 2011, AMARI ORCHID PATTAYA HOTEL, Pattaya City, Thailand.
4. Khanoknaiyakarn, C., Noothong, W., Kwankaomeng, S., and Promvongse, P. 2012. "Effect of Wavy Ribs on Thermal Performance in Solar Air Heater Channel." **The 3<sup>rd</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME2012)**, 19-21 October, 2012, Dusit Resort, Chiang Rai, Thailand.
5. Khanoknaiyakarn, C., Skullong, S., Promvongse, P. and Limkul, T., 2013. "Experimental Study on Heater Transfer and Friction Characteristics in Channel with Wavy Baffles." **The 4<sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME2011)**, 19-21 October, 2011, Sheraton Krabi Beach Resort, Krabi, Thailand.
6. จิตกร กนกนัยการ, สมิทธ์ เอี่ยมสะอาด, สมพล สกกุลหลง พงษ์เจต พรหมวงศ์ และ ดำริห์ จันท์แสงสุก. 2551. "อิทธิพลของแผ่นกั้นรูปทรงสามเหลี่ยมต่อคุณลักษณะเชิงความร้อนในช่องขนาน" **การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 9 (E-Nett2013)** 8-10 พฤษภาคม 2556 จังหวัดนครนายก

#### การเผยแพร่ผลงานวิจัยระหว่างศึกษาปริญญาโท

#### การเสนอผลงานวิจัยในที่ประชุม

1. จิตกร กนกนัยการ, ขนาธิป ชัยดิolkพัฒน์กุล, ชินรัชช์ เรียรพงษ์ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2551. "การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนานโดยใช้ครีบบสามเหลี่ยม." **การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23 (ME-NETT22)**, 15-17 ตุลาคม 2551, มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต, กรุงเทพฯ
2. Khanoknaiyakarn, C., Chaidilokpattanakul, P., and Promvongse, P. 2009. "Experimental Investigation of Heat Transfer in Rectangular Channel Heat Exchanger with Vertical V-ribbed Strip Inserts." **The 2<sup>nd</sup> International Conference on Green and Sustainable Innovation. (ICGSI 2009)**, 2<sup>nd</sup> - 4<sup>th</sup> December, 2009, Le Meridien Chiang Rai Resort, Chiang Rai, Thailand.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. Khanoknaiyakarn, C., Campanyim, K., and Promvongse, P. 2010. "Heat Transfer Enhancement in a Rectangular Channel with 30° Wavy Baffles." **The 3<sup>rd</sup> Technology and Innovation for Sustainable Development International Conference. (ICGSI 2009)**, 4 – 6 March, 2010, Nong Khai, Thailand.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้