

อิทธิพลของแผ่นไบบิดคู่ต่อการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อกลม

Effect of the twin twisted-tapes on heat transfer and friction factor in a round tube

เพชรพิสิฐ เอี่ยมสอาด, ขวัญชัย หนาแน่น, พรชัย นิเวศน์รังสรรค์, ศราวุธ รัตนวงษ์ และ สมิทธิ์ เอี่ยมสอาด*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร

หนองจอก กรุงเทพฯ 10530

โทร 0-2988-3655 โทรสาร 0-2988-3666 อีเมลล์ smith@mut.ac.th

Petpices Eiamsa-ard, Kwanchai Nanan, Pornchai Nivesrangsarn, Sarawut Rattanawong and Smith Eiamsa-ard*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering

Mahanakorn University of Technology, Bangkok 10530

Tel&Fax 0-2988-3655 Fax 0-2988-3666 E-mail: smith@mut.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนออิทธิพลของการสอดใส่แผ่นไบบิดคู่อันส่งผลต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและแฟกเตอร์ความเสียดทานในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการทดลองแผ่นไบบิดคู่ได้ถูกนำมาติดตั้งในท่อทดสอบสำหรับสร้างการไหลหมุนวนคู่ขนานเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน ท่อทดสอบใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (D) 47 มิลลิเมตร ยาว (L) 1,500 มิลลิเมตร และมีความหนาผนังท่อ (t) 1.5 มิลลิเมตร ในการทดลองอากาศอุณหภูมิห้องไหลผ่านท่อทดสอบที่มีการให้ความร้อนอย่างคงที่ตลอดบริเวณผิวท่อในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 4,000 และ 21,000 โดยได้ทำการสอดใส่แผ่นไบบิดคู่ในท่อที่อัตราส่วนระยะบิดสองขนาดคือ $y/w = 4.0$ และ 5.0 จากผลการทดลองพบว่าท่อที่ติดตั้งแผ่นไบบิดคู่จะส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานสูงมากกว่าท่อเปล่าที่สอดใส่และไม่สอดใส่แผ่นไบบิดเดี่ยว ทั้งนี้สหพันธ์ที่ได้จากการทดลองทั้งในรูปของตัวเลขนัสเซลส์และแฟกเตอร์ความเสียดทานสำหรับการทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ถูกนำเสนอบทความฉบับนี้

คำสำคัญ: การไหลหมุนวน: แผ่นไบบิดคู่: ความเสียดทาน: การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

Abstract

In this paper, the influence of twin twisted-tapes on the heat transfer rate and friction factor behaviors in a heat exchanger is investigated. In the experiments, the twin twisted-tapes were inserted in the test tube with a view to generate twin swirling flows. The copper test tube has a length of 1,500 mm (L), 47 mm in diameter (D) and 1.5 mm tube thickness (t). In the

experiments, the air was used as the working fluid and flow through a uniform heat flux tube in a range of Reynolds number between 4,000 and 21,000. The twin twisted-tapes were inserted in two twist ratios; $y/w = 4.0$ and 5.0 . From the experimental results, the tube with twin twisted-tapes creating twin strongly swirling flows which provide higher heat transfer rate and friction factor than that the plain tube with/without typical twisted tape. In addition, the proposed correlations from the present experimental data for prediction the Nusselt number and friction factor in a heat exchanger have also presented in this paper.

Keywords: Swirl flow: Twin twisted tapes: Flow friction: Heat transfer enhancement

1 บทนำ

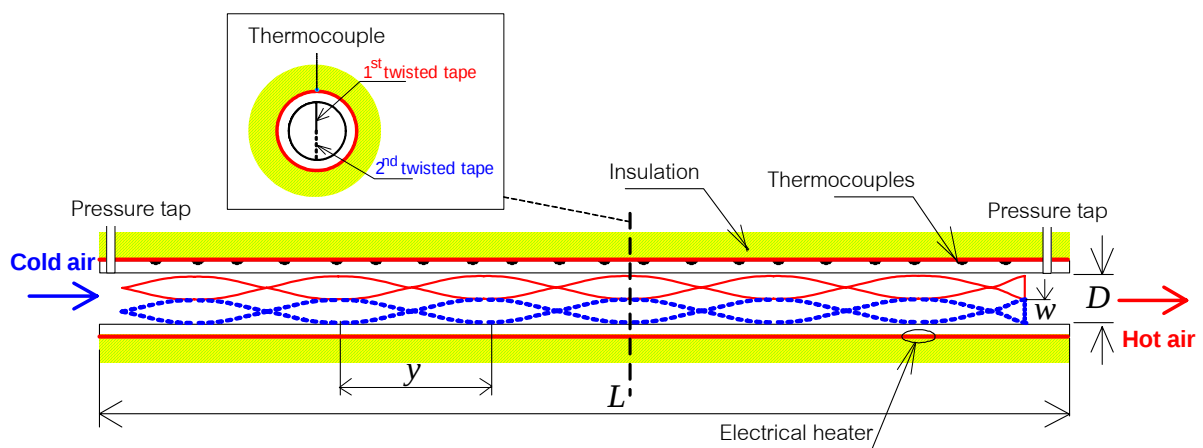
ทศวรรษที่ผ่านมาถึงปัจจุบันความต้องการที่จะลดการใช้พลังงานและเพิ่มประสิทธิภาพของการนำพลังงานไปใช้มีเพิ่มมากขึ้น โดยในกระบวนการผลิตของภาคอุตสาหกรรมมีอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานมากเช่น หม้อไอน้ำ เครื่องทำความเย็น และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่างๆ ดังนั้นจึงมีความต้องการที่จะทำการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในกระบวนการผลิต โดยวิธีการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนหรือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ซึ่งจุดมุ่งหมายของวิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเพื่อลดขนาดและต้นทุนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยทั่วไปวิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสามารถทำได้สองวิธีคือ วิธีแรกเป็นการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยวิธี active วิธีที่สองเป็นการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบ passive หนึ่งในวิธี passive คือ เทคนิคการสร้างการไหลแบบหมุนวน (swirl flow device) โดย

สามารถแบ่งออกได้เป็นสองกลุ่ม กลุ่มแรกเป็นการสร้างการไหลหมุนควงในช่วงต้นท่อ (decaying swirl flow) กลุ่มที่สองเป็นการสร้างการไหลแบบหมุนควงต่อเนื่อง (continuous swirl flow) บทความฉบับนี้มุ่งเน้นถึงการศึกษาคุณลักษณะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธี passive โดยการสร้างการไหลแบบหมุนควงอย่างต่อเนื่องตลอดแนวการไหลในท่อที่มีการติดตั้งแผ่นใบพัด โดยทำการศึกษาผลกระทบของการติดตั้งแผ่นใบพัดในท่อกลมต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน และความเสียดทานในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ปัจจุบันเทคนิคการสร้างการไหลหมุนควงในท่อโดยการสอดใส่แผ่นพัดเป็นที่นิยมมากในอุตสาหกรรมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกันเนื่องจากเป็นวิธีที่ไม่ต้องนำพลังงานจากภายนอกมากระตุ้นในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ขณะเดียวกันมีราคาที่ถูก การสร้างและติดตั้งง่าย การดูแลรักษาที่ประหยัด และที่สำคัญสามารถให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงขึ้นที่มีการสูญเสียความดันที่ต่ำ

ในปี 1996 Klaczak [1] ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการสอดใส่แผ่นพัดเฉพาะช่วงต้นท่อ ซึ่งทำให้เกิดการไหลหมุนควงช่วงสั้นๆ ที่บริเวณต้นท่อและค่อยๆ เสื่อมสลายไปตามความยาวท่อที่ไหลผ่าน ต่อมาในปี 1999 Al-Fahed และคณะ [2] ทำการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อผิวเรียบด้านในกับท่อที่ผิวในเป็นครีบบางๆ (micro-fin) และท่อผิวครีบบนที่มีการสอดใส่แผ่นพัดตลอดความยาวท่อทดสอบ อีกครั้งในปี 2000 Klaczak [3] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในท่อทองแดงที่จัดวางในแนวตั้งและมีการสอดใส่แผ่นพัดตลอดความยาวท่อทดสอบ ในปี 2002 Zimparov [4] ทำการศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อแบบ two single-start spirally corrugated จากนั้นในปี 2003 Ray and Date [5] ได้ทำการใช้

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในการทำนายพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการสอดใส่แผ่นพัด ในปี 2006 Eiamsa-ard และคณะ [6] ศึกษาเชิงทดลองคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่วมศูนย์ที่มีการสอดใส่แผ่นพัดแบบเว้นช่วง ในปีเดียวกัน Naphon [7] ได้ทำการศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่วมศูนย์ที่มีการสอดใส่แผ่นพัดที่ระยะบิดต่างๆ ปี 2006 Noothong และคณะ [8] ศึกษาผลกระทบของการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันสูญเสียในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่วมศูนย์ที่มีการสอดใส่แผ่นพัด ในปี 2007 Akhavan-Behabadi และคณะ [9] วิจัยท่อเปล่าที่มีการสอดใส่แผ่นพัดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R-134a ในปีเดียวกัน Chang และคณะ [10] ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการใส่แผ่นพัดแบบผิวปลายแตก (broken twisted tape) ทั้งนี้ Chang และคณะ [10] ยังพบว่าในช่วงการไหลราบเรียบจะมีผลให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดเมื่อเทียบกับการไหลในช่วงปั่นป่วน เร็วๆ นี้ Chang และคณะ [11] ได้ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีการใส่แผ่นพัดแบบผิวครีบบน โดยมีการติดครีบบนหรือแถบสี่เหลี่ยมในแนวขวางแนบไว้กับแผ่นพัด

ในงานวิจัยฉบับนี้ได้ทำการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการสอดใส่แผ่นพัดคู่เพื่อสร้างการไหลหมุนควงคู่ขนานตลอดความยาวท่อทดลองดังรูปที่ 1 แผ่นพัดคู่ทำจากอลูมิเนียมที่มีความหนา 1 มิลลิเมตร มีความกว้างของแผ่นพัด 23 มิลลิเมตร (w) แผ่นอลูมิเนียมบางถูกนำมาบิดที่ครึ่งรอบ (180 องศา) ที่ระยะบิด 92 และ 115 มิลลิเมตร (y) หรือที่อัตราส่วนระยะบิด $y/w = 4.0$ และ 5.0 ซึ่งมีความยาวทั้งสิ้น 1,500 มิลลิเมตร



รูปที่ 1 ท่อที่มีการสอดใส่แผ่นใบพัดคู่ขนาน

ทั้งนี้จากการสอดใส่แผ่นพัดคู่ที่ระยะบิดแคบลงจะส่งผลต่อทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนยิ่งเพิ่มสูงขึ้นเนื่องจากการเพิ่มความเร็วในการไหลในแนวเส้นสัมผัส การเพิ่มระยะทางการไหลในท่อเนื่องจากการไหลวนตามแนวเส้นสัมผัสซึ่งจะมีเส้นทางการไหลที่ยาวนานมากกว่าการไหลตามแนวแกน การหน่วงการไหลของไหลและการทำลายชั้นขีต

ผิวความร้อนบริเวณผนังท่อให้บางลงอีก ทั้งนี้ค่าความดันสูญเสียและค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานในท่อจะมีค่าเพิ่มขึ้นตาม ในงานวิจัยฉบับนี้ผลการทดสอบของท่อที่ทำการสอดใส่แผ่นใบพัดเดี่ยวได้ถูกนำมาเปรียบเทียบกับท่อที่ทำการสอดใส่แผ่นพัดคู่ซึ่งสร้างการไหลหมุนควงเดี่ยวและคู่ตามลำดับ

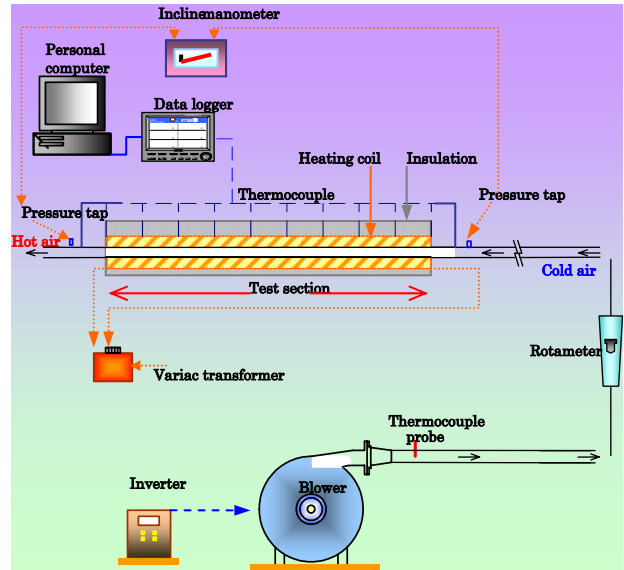
2 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

2.1 ชุดทดลอง

ชุดทดลองอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการสอดใส่แผ่นบิตคู่สำหรับสร้างการไหลหมุนวนในท่อกลมที่ให้ความร้อนคงตัว ประกอบด้วยอุปกรณ์พื้นฐานดังรูปที่ 2 อันประกอบด้วย (1) เครื่องกำเนิดลม (Blower) ขนาด 7.5 กิโลวัตต์ ทำหน้าที่เป็นแหล่งจ่ายลมป้อนให้กับชุดทดลอง (2) อินเวอร์เตอร์สามเฟสทำหน้าที่ควบคุมความเร็วรอบของเครื่องกำเนิดลม (3) โรตานิเตอร์ทำหน้าที่วัดค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศก่อนที่จะไหลเข้าท่อทดสอบ (4) ท่อทองแดงกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 47 มิลลิเมตร (D) และมีความยาวท่อทดสอบ 1500 มิลลิเมตร (5) เส้นลวดความร้อนขนาด 1 กิโลวัตต์พันรอบตลอดความยาวท่อซึ่งจะให้ฟลักซ์ความร้อนคงที่ตลอดความยาวของช่วงทดสอบ (6) ท่อทดสอบที่หุ้มฉนวนกันความร้อนแบบใยแก้วตลอดความยาวท่อเพื่อช่วยในการป้องกันไม่ให้อุณหภูมิความร้อนออกจากท่อทดสอบ (7) เทอร์โมคัปเปิลชนิดเค ใช้สำหรับวัดอุณหภูมิที่ทางเข้าทางออกของท่อทดสอบ 2 จุดและอุณหภูมิที่ผิวท่อทดสอบ 10 จุด โดยการฝังลงไปให้ท่อทดสอบที่ความลึก 0.5 มิลลิเมตร (8) ชุดเก็บข้อมูล (data logger) ทำหน้าที่รับสัญญาณจากหัววัดอุณหภูมิเพื่อเก็บบันทึกค่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งและเวลาต่างๆ (9) Variac transformer ใช้ในการป้อนกระแสไฟฟ้าให้กับขดลวดความร้อน และ (10) แผ่นไบบิตที่ทำจากแผ่นอลูมิเนียมหนา 1 มิลลิเมตร ความกว้างของแผ่นบิตมีขนาด 23 มิลลิเมตร (w) ในงานทดลองแผ่นอลูมิเนียมจะถูกนำมาบิด 1 รอบ (180) ที่ระยะบิตเท่ากับ 92 และ 115 มิลลิเมตร (y) หรือที่ $y/w = 4.0$ และ 5.0 และมีความยาวรวมเท่ากับ 1500 มิลลิเมตร และในการทดลองแผ่นบิตจะถูกนำมาสอดใส่ที่แกนกลางท่อตลอดความยาวท่อทดสอบ

2.2 วิธีการทดลอง

ทำการทดลองโดยติดตั้งแผ่นบิตตลอดความยาวท่อทดสอบ จากนั้นใช้อินเวอร์เตอร์เป็นตัวควบคุมเครื่องกำเนิดลมป้อนให้อากาศไหลผ่านชุดแลกเปลี่ยนความร้อน ทำการให้ความร้อนที่ผนังท่อทดสอบ โดยการปรับหม้อแปลงไฟฟ้า (variac transformer) เพื่อป้อนกระแสไฟฟ้าเข้าขดลวดความร้อนโดยใช้แรงดันไฟฟ้าที่ 80 V จากนั้นรอให้อุณหภูมิที่วัดได้จากที่ผนังท่อและอุณหภูมิที่ทางเข้าและออกเริ่มคงที่ซึ่งใช้เวลาประมาณ 20 ถึง 30 นาที จากนั้นเริ่มบันทึกค่าต่างๆ ได้แก่ ค่าอัตราการไหลโดยโรตานิเตอร์ ทำการบันทึกค่าความดันจากมานอมิเตอร์รูปตัวยู (แบบตรง/เอียง) บันทึกอุณหภูมิทางเข้าทางออกและอุณหภูมิที่ผิวท่อ 10 จุดจากอุปกรณ์เก็บข้อมูลอุณหภูมิ (data logger) จากนั้นทำการเปลี่ยนค่าอัตราการไหลซึ่งจะทดลองในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์สระหว่าง 4,000 ถึง 21,000 จากนั้นจึงทำการเปลี่ยนแผ่นบิตภายในชุดแลกเปลี่ยนความร้อน ทำซ้ำตามขั้นตอนเดิมตามลักษณะของแผ่นบิตต่างๆ แล้วนำผลที่ได้ไปทำการวิเคราะห์และสรุปผลการทดลอง ในการทดลองจะทำการสอดใส่แผ่นไบบิตสองแบบคือแผ่นไบบิตเดี่ยว และ แผ่นไบบิตคู่ โดยทำการทดลองที่ระยะบิต 2 ค่าคือ $y/w = 4.0$ และ 5.0



รูปที่ 2 ชุดอุปกรณ์ทดลองและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3 ทฤษฎีที่ใช้ในการวิเคราะห์

การพิจารณาการถ่ายเทความร้อนของอากาศในท่อกลมที่มีฉนวนหุ้มและให้ความร้อนคงที่ที่สามารถสมมุติให้การถ่ายเทความร้อนที่ของไหลได้รับจากผนังท่อ (Q_a) มีค่าเท่ากับการพาความร้อนภายในท่อทดสอบ (Q_c)

$$Q_a = Q_c \quad (1)$$

ซึ่งในการทดลองจะมีการสูญเสียความร้อนที่ผนังท่ออยู่ในช่วง 0.5 ถึง 1.0 เปอร์เซ็นต์

$$Q_a = \dot{m} C_{p,a} (T_o - T_i) = VI \quad (2)$$

$$Q_c = hA(\bar{T}_w - T_b) \quad (3)$$

โดยที่

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

และ

$$\bar{T}_w = \sum T_w / 10 \quad (5)$$

เมื่อ T_w คืออุณหภูมิที่ผิวของท่อซึ่งไม่คิดผลกระทบความต้านทานความร้อนที่ผิวท่อเนื่องจากผลของค่าการนำความร้อนของท่อทองแดงที่สูงและขนาดความหนาของท่อที่บาง โดยทำการวัดอุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวท่อจากทางเข้าจนถึงทางออกจำนวน 10 จุด ในการหาค่าตัวเลขนัสเซลท์จะต้องรู้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยก่อน (h) ซึ่งสามารถหาได้ดังนี้

$$\bar{h} = \dot{m} C_{p,a} (T_o - T_i) / A(\bar{T}_w - T_b) \quad (6)$$

$$Nu = hD/k \quad (7)$$

จากสมการที่ (7) สามารถที่จะหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยเฉลี่ยได้ (Nu) โดยหาได้จากสมการสมมูลความร้อน ในสมการที่ (2) และ (3) ซึ่งวิธีนี้มีความคลาดเคลื่อนอยู่ประมาณ 2 ถึง 3 เปอร์เซ็นต์ ในการทดลองค่าตัวเลขเรย์โนลด์สามารถหาได้จาก

$$Re = UD/\nu \quad (8)$$

ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทาน (f) หาได้จาก

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D}\right)\left(\rho \frac{U^2}{2}\right)} \quad (9)$$

4 ผลการทดลองและบทวิเคราะห์

ในงานวิจัยฉบับนี้ได้ทำการทดสอบและศึกษาการเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อน (Nu) และการเปลี่ยนแปลงแฟกเตอร์ความเสียดทาน (f) ที่เกิดขึ้นภายในท่อโดยมีการใส่แผ่นไบบิตคู่ตลอดความยาวท่อทดสอบที่มีการเปลี่ยนแปลงระยะบิตที่ $y/w = 4.0$ และ 5.0 โดยจะนำผลการทดลองที่ได้มาเทียบกับผลที่ได้จากการทดสอบการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานกับท่อที่มีการสอดใส่แผ่นไบบิตเดี่ยวที่ระยะบิตและเงื่อนไขการทดลองเดียวกัน

4.1 การตรวจสอบค่าการถ่ายเทความร้อนและแรงเสียดทานในท่อเปล่า

ในเบื้องต้นผลการทดลองในท่อเปล่าได้ถูกนำตรวจสอบทั้งค่าการถ่ายเทความร้อนและแฟกเตอร์ความเสียดทานกับงานในอดีต โดยนำผลการทดลองที่ได้ไปเปรียบเทียบกับสหพันธ์ที่มีความเชื่อถือได้ ซึ่งผลการถ่ายเทความร้อนหรือตัวเลขนัสเซลท์ได้ถูกนำไปเปรียบเทียบกับสหพันธ์ของ Dittus and Boelter ดังสมการที่ (10) จากผลการทดลองท่อเปล่าพบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนมีความคลาดเคลื่อนจากสหพันธ์ของ Dittus and Boelter ประมาณ 3 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งแนวโน้มของผลการทดลองกับสหพันธ์สอดคล้องกันดังรูปที่ 3 ขณะที่ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานได้นำไปเปรียบเทียบกับสหพันธ์ของ Blasius ดังสมการที่ (11) และจากผลการทดลองมีความคลาดเคลื่อนจากสหพันธ์ Blasius ประมาณ 15 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งมีแนวโน้มเดียวกันแต่มีค่าสูงกว่าสหพันธ์ Blasius ตลอดผลทดลองดังรูปที่ 4

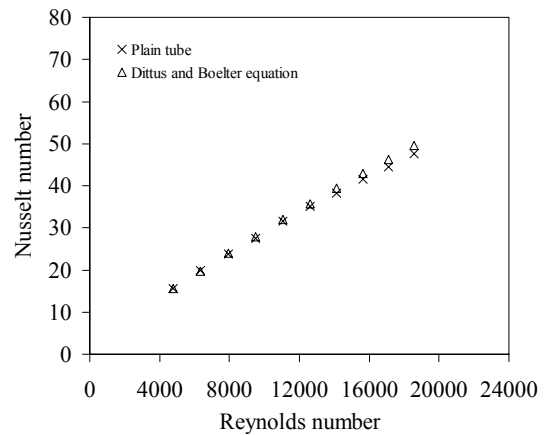
สหพันธ์ของ Dittus and Boelter

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (10)$$

สำหรับใช้ในช่วง $Re > 10,000$ และ $0.7 \leq Pr \leq 160$ โดยใช้ n เท่ากับ 0.4 สำหรับกรณีการให้ความร้อนกับของไหล

สหพันธ์ของ Blasius

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \text{ สำหรับในช่วง } Re \leq 20,000 \quad (11)$$

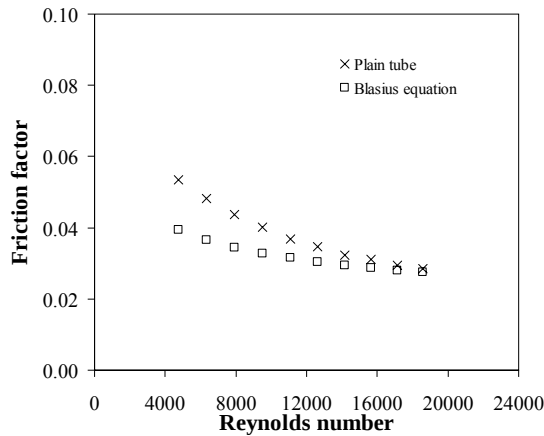


รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์ในท่อเปล่าเทียบกับสหพันธ์ในอดีต

4.2 ผลการสอดใส่แผ่นไบบิตเทียบท่อเปล่า

4.2.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu)

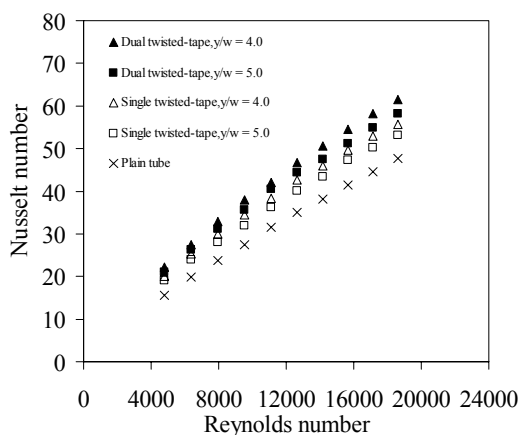
ในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาคูณลักษณะการถ่ายเทความร้อน (Nu) ภายในท่อทดสอบที่ติดตั้งชุดสร้างการไหลหมุนวนคู่ โดยความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์กรณีสอดใส่อุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนคู่ได้แสดงดังรูปที่ 5 ผลจากการทดลองเมื่อติดตั้งแผ่นไบบิตคู่ในท่อทดสอบทำให้ของไหลเกิดการไหลหมุนวนคู่ขนานผ่านแผ่นไบบิตบนและใบล่าง ก่อให้เกิดความปั่นป่วนสูง และการหน่วงการไหลในท่อที่ยาวนานขึ้น ส่งผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนในรูปของตัวเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นมากกว่ากรณีแผ่นไบบิตเดี่ยวและกรณีท่อเปล่า จากการทดลองพบว่าการสอดใส่แผ่นบิตที่ระยะบิตแคบกว่า $y/w = 4.0$ จะใช้เวลาในการไหลในท่อแล่งเปลี่ยนความร้อนยาวนานที่สุดซึ่งเกิดจากความถี่ในการหมุนวนหรือระยะทางการไหลตามร่องไบบิตที่มากกว่าระยะบิตที่กว้างกว่า $y/w = 5.0$ ทำให้เห็นได้ชัดว่าการถ่ายเทความร้อนในรูปของตัวเลขนัสเซลท์สูงสุดที่ระยะบิตที่แคบกว่า ผลจากการทดลองพบว่าการสอดใส่แผ่นบิตคู่จะเกิดการไหลหมุนวนผสมกันอยู่สองวงโดยวงแรกจะหมุนวนกระทบต่อพื้นผิวในท่อด้านบนและวงที่สองจะหมุนวนกระทบต่อพื้นผิวในท่อด้านล่างทำให้เกิดการไหลหมุนวนที่แรงและความเข้มข้นของความปั่นป่วนมากยิ่งขึ้นซึ่งทำให้ถ่ายเทความร้อนสูงกว่าการสอดใส่แผ่นไบบิตเดี่ยวถึง 10.2 เปอร์เซ็นต์ และ 9.9 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ และสูงกว่าท่อเปล่าเท่ากับ 34.7 เปอร์เซ็นต์ และ 27.6 เปอร์เซ็นต์ สำหรับระยะบิต $y/w = 4.0$ และ 5.0 ตามลำดับ



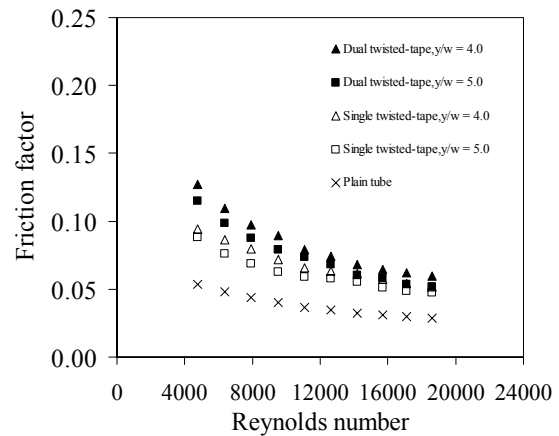
รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์ในท่อเปล่าเทียบกับสหพันธ์ในอดีต

4.2.2 ความเสียดทาน (f)

จากการทดลองการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนคู่เพื่อให้เกิดความปั่นป่วน ส่งผลให้แฟกเตอร์ความเสียดทานเพิ่มขึ้นจากกรณีท่อเปล่าที่ไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนดังรูปที่ 6 ซึ่งเป็นผลมาจากความดันไดนามิกของอากาศร่อนมีค่าลดลงเนื่องจากความหนืดของไหลบริเวณผนังท่อที่มีค่าสูงมาก และมีแรงกระทำที่เกิดจากการหมุนวนคู่และปั่นป่วน ยิ่งไปกว่านั้นความเสียดทานที่เพิ่มขึ้นมีความเป็นไปได้ที่เกิดจากผลของแรงดันกับแรงเฉื่อยในชั้นขีตผิว ผลจากการทดลองพบว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่ได้จากการทดลองแผ่นบิดคู่เมื่อเปรียบเทียบกับค่าจากการทดลองของแผ่นบิดเดี่ยวและผลการทดลองของท่อเปล่าที่ไม่มีการใส่แผ่นบิด เห็นได้ว่ากรณีใส่แผ่นบิดมีผลทำให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานสูงกว่าท่อเปล่า แผ่นบิดที่มีระยะบิดแคบกว่าจะมีผลทำให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานสูงกว่าแผ่นบิดที่มีระยะบิดที่กว้างกว่า โดยแผ่นบิดคู่มีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานสูงกว่าแผ่นบิดเดี่ยวเท่ากับ 20 เปอร์เซ็นต์ และ 19.7 เปอร์เซ็นต์ และสูงกว่าท่อเปล่าเท่ากับ 117.5 เปอร์เซ็นต์ และ 94.6 เปอร์เซ็นต์ สำหรับระยะบิดที่ $y/w = 4.0$ และ 5.0 ตามลำดับ



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์กรณีท่อที่มีการสอดใส่แผ่นบิดคู่



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างแฟกเตอร์ความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์กรณีท่อที่มีการสอดใส่แผ่นบิดคู่

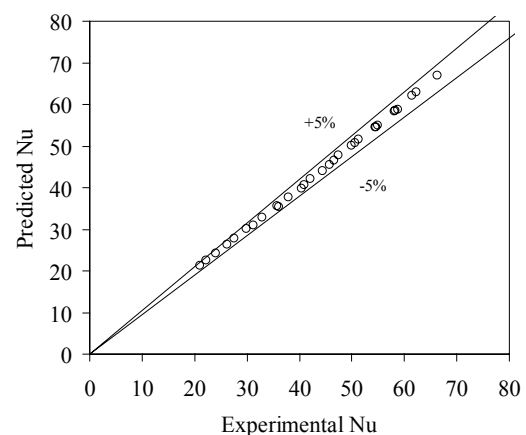
4.3 การทำนายการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานโดยสหพันธ์ของกรณีท่อที่มีการสอดใส่แผ่นบิดคู่

จากผลการทดสอบท่อที่มีการสอดใส่แผ่นบิดคู่สามารถนำข้อมูลมาสร้างสหพันธ์การถ่ายเทความร้อนได้ดังสมการที่ (12) โดยมีความผิดพลาดระหว่างค่าของสหพันธ์กับค่าของการทดลองอยู่ในช่วง ± 5 เปอร์เซ็นต์ดังรูปที่ 7 และสหพันธ์แฟกเตอร์ความเสียดทานดังสมการที่ (13) ซึ่งมีความผิดพลาดระหว่างค่าของสหพันธ์กับค่าของการทดลองอยู่ในช่วง ± 5 เปอร์เซ็นต์เช่นกัน ดังรูปที่ 8

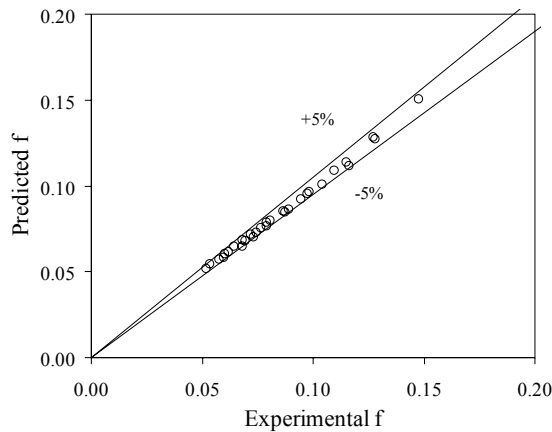
$$Nu = 0.067 Re^{(0.746)} (y/w)^{(0.26)} Pr^{(0.4)} \quad (12)$$

$$f = 36.95 Re^{(0.58)} (y/w)^{(0.54)} \quad (13)$$

จากสหพันธ์ทั้งสองสามารถนำไปใช้ในการทำนายการถ่ายเทความร้อนในรูปตัวเลขนัสเซลท์ (Nu) และแฟกเตอร์ความเสียดทาน (f) สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการให้ความร้อนคงตัวที่ผิว (UHF) และในท่อที่สอดใส่แผ่นบิดคู่ที่ระยะบิด $y/w = 4.0$ และ 5.0 ตามลำดับ สำหรับที่ตัวเลขเรย์โนลด์ (Re) ระหว่าง 4,000 และ 21,000 และตัวเลขพรันท์ (Pr) เท่ากับ 0.7



รูปที่ 7 การทำนายการถ่ายเทความร้อนโดยสหพันธ์ในกรณีท่อที่มีการสอดใส่แผ่นบิดคู่



รูปที่ 8 การทำนายความเสียดทานโดยสหพันธ์ในกรณีท่อที่มีการสอดใส่แผ่นบิดคู่

5 สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองพบว่า การติดตั้งแผ่นบิดคู่ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นได้ ซึ่งการติดตั้งแผ่นบิดคู่ภายในท่อจะทำให้รูปแบบการไหลของอากาศในท่อเป็นการไหลแบบหมุนวนคู่หรือหมุนวนสองวง ซึ่งส่งผลต่อ (1) การหน่วงการไหลในท่อที่ยาวนานขึ้นหรือเกิดการถ่ายเทความร้อนในท่อให้นานยิ่งขึ้น (2) การผสมหรือแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่บริเวณผนังท่อที่ถูกเหนี่ยวนำมาผสมผสานที่บริเวณแกนกลางท่อ และ (3) การทำลายชั้นขีดผิวความร้อนในท่อให้บางลง ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้นเมื่อเทียบกับกรณีที่ใช้แผ่นบิดหมุนวนคู่เดียวกับกรณีท่อเปล่า และในการเปรียบเทียบระยะบิดของแผ่นบิดคู่ที่ได้ทดสอบในระยะบิดต่างๆ ระยะบิดของแผ่นบิดคู่ที่มีระยะ $y/w = 4.0$ จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าระยะบิดที่กว้างกว่า $y/w = 5.0$ เนื่องจากเมื่อระยะบิดของแผ่นบิดแคบลงจะเป็นการเพิ่มให้เกิดความเข้มข้นในการหมุนวนมากขึ้นซึ่งส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนและแฟกเตอร์ความเสียดทานสูงกว่าบิดที่ระยะบิดกว้างกว่า

เอกสารอ้างอิง

- [1] Klaczak, A., 1996. Heat transfer and pressure drop in tubes with short turbulators, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, pp. 399-401.
- [2] Al-Fahed, S., Chamra, L.M. and Chakroun, W., 1999. Pressure drop and heat transfer comparison for both microfin tube and twisted-tape inserts in laminar flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 18, pp. 323-333.
- [3] Klaczak, A., 2000. Heat transfer by laminar flow in a vertical pipe with twisted-tape inserts, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 195-199.
- [4] Zimparov, V., 2002. Enhancement of heat transfer by a combination of a single-start spirally corrugated tubes with a

twisted tape, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 25, pp. 535-546.

- [5] Ray, S. and Date, A.W., 2003. Friction and heat transfer characteristics of flow through square duct with twisted tape insert, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 889-902.
- [6] Eiamsa-ard, S., Thianpong, C. and Promvonge, P., 2006. Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, pp. 1225-1233.
- [7] Naphon, P., 2006. Heat transfer and pressure drop in the horizontal double pipes with and without twisted tape insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, pp. 166-175.
- [8] Noothong, W., Eiamsa-ard, S. and Promvonge, P., 2006. Effect of twisted-tape inserts on heat transfer in a tube, *The 2nd Joint International Conference on "Sustainable Energy and Environment (SEE 2006)"*, Bangkok, Thailand.
- [9] Akhavan Behabadi, M.A., Kumar, R. and Rajabinajar, A. Augmentation of heat transfer by twisted tape inserts during condensation of R-134a inside a horizontal tube, *Heat Mass Transfer*, DOI 10.1007/s00231-007-0297-9.
- [10] Chang, S.W., Yang, T.L. and Liou, J.S. Heat transfer and pressure drop in tube with broken twisted tape insert, doi/10.1016/j.expthermflusci.2007.06.002.
- [11] Chang, S.W., Jan, Y.J. and Liou, J.S., 2007. Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with serrated twisted tape, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, pp. 506-518.

สัญลักษณ์

A	= พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน (m^2)
$C_{p,a}$	= ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ ($J/kg K$)
d	= เส้นผ่านศูนย์กลางทางออกของกรวย (m)
D	= เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)
f	= ความเสียดทาน
h	= สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ($W/m^2 K$)
I	= กระแสไฟฟ้า (A)
k	= สภาพการนำความร้อน ($W/m K$)
L	= ความยาวท่อทดสอบ (m)
$\dot{m}$	= อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
Nu	= ตัวเลขนัสเซลท์
P	= ความดันสถิต (Pa)
Q_a	= อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศ (W)
Q_c	= อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพา (W)

Re	= ตัวเลขเรย์โนลด์	U	= ความเร็วของไหล (m/s)
t	= ความหนาของแผ่นปิด (m)	V	= แรงดันไฟฟ้า (V)
T_b	= อุณหภูมิอากาศทดสอบเฉลี่ย ($^{\circ}\text{C}$)	w	= ความสูงของแผ่นปิด (m)
T_i	= อุณหภูมิที่ทางเข้า ($^{\circ}\text{C}$)	y	= ระยะบิดของแผ่นปิด (m)
T_o	= อุณหภูมิที่ทางออก ($^{\circ}\text{C}$)	ρ	= ความหนาแน่นของไหล (kg/m^3)
T_w	= อุณหภูมิที่ผิวท่อ ($^{\circ}\text{C}$)	ν	= ความหนืดจลน์ของไหล (m^2/s)
$\tilde{T}_w$	= อุณหภูมิที่ผิวท่อเฉลี่ย ($^{\circ}\text{C}$)	μ	= ความหนืดสัมบูรณ์ (Pa s)
