การเพิ่มสมรรถนะความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแผ่นกั้นรูปตัวยู

Thermal Performance Enhancement in a Tubular Heat Exchanger with U-Shaped Baffles

นรินทร์ กุลนภาดล[1], ภัทรพันธุ์ ทองยศ[2] และ พงษ์เจต พรหมวงศ์[2]*

[1]สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลยานยนต์ คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏราชนครินทร์
ถนนมรุพงษ์ อำเภอเมือง จังหวัดฉะเชิงเทรา 24000
[2] สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520
*ผู้ติดต่อ: E-mail: narin2006@gmail.com, โทรศัพท์: 0-3856-8192

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะความร้อน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อกลมที่ติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวยูวางเอียงทำมุม 45° ทำการทดลองภายใต้เงื่อนไขสภาวะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ โดยใช้อากาศเป็นของไหลทำงานในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนโดยเรย์โนลด์ มีค่าระหว่าง 5,300 ถึง 24,000 โดยทำการเปรียบเทียบผลของท่อกลมที่ติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวยู, ใบบิด, ขดลวดและท่อผนังเรียบ ทำการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการขวางกั้นการไหล (B_R = e/D = 0.15 และ 0.20), อัตราส่วนระยะพิตต์ (P_R = P/D = 1.0 และ 2.0) ต่อการถ่ายเทความร้อนที่แสดงในรูปแบบของเลขนัสเซิลท์ และการสูญเสียความดันในรูปของตัวประกอบความเสียดทาน จากผลการทดลองพบว่าการติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวยูที่ค่า B_R = 0.2 และ P_R = 1.0 ให้ Nu/Nu_0 และ f/f_0 สูงสุด คิดเป็น 10–19% และ 35–58% สูงกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นกั้นที่ค่า B_R และ P_R อื่นๆ ตามลำดับ, คิดเป็น 40–64% และ 34–84% เมื่อเปรียบเทียบกับขดลวดและใบบิด ตามลำดับ ในขณะที่การติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวยูที่ค่า B_R = 0.15 และ P_R = 2.0 ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดประมาณ 1.71

คำหลัก: การถ่ายเทความร้อน; แผ่นกั้นรูปตัวยู; สมรรถนะความร้อน; ตัวประกอบเสียดทาน; ท่อกลม

Abstract

This paper presents an experimental study on thermal performance in a heat exchanger tube with 45° U-shaped baffle inserts. The experiment was carried out in a uniform heat-fluxed tube by varying airflow rate to obtain Reynolds number from 5,300 to 24,000. By comparing the result with twisted-tape, wire coil and the smooth tube. Effects of baffle blockage ratios (B_R=e/D= 0.15, and 0.20) and pitch ratios (P_R=P/D=1.0 and 2.0) on heat transfer and pressure loss in the form of Nusselt number (Nu) and friction factor (f), respectively are examined. The results show that the tube with U-baffles at B_R=0.2 and P_R=1.0 giving the highest Nu/Nu_0 and f/f_0, are about 10–19% and 35–58% higher than the one at other B_R and P_R; and around 40–64% and 34–84% above the wire-coil and twisted-tape inserts, respectively. The U-baffle with B_R=0.1 and P_R=2.0 yields the maximum thermal enhancement factor of 1.71.

Keywords: Heat transfer; U-shaped baffles; Thermal performance; Friction factor; Circular tube

1.บทนำ

ในปัจจุบันกระบวนการทางอุตสาหกรรมมีการใช้พลังงานไปกับกระบวนการผลิตเป็นจำนวนมาก เช่น กระบวนการเผาไหม้, กระบวนการทำความเย็น กระบวนการแลกเปลี่ยนทางความร้อน เป็นต้น ดังนั้นสรุปได้ว่ากระบวนการส่วนใหญ่ต้องมีอุปกรณ์หรือวัสดุเพื่อการแลกเปลี่ยนความร้อน อุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับการแลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีบทบาทสำคัญที่จะช่วยให้กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพเพื่อเป็นการประหยัดพลังงานและต้นทุนการผลิต เพราะฉะนั้นการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนให้กับอุปกรณ์จะทำให้เป็นการประหยัดพลังงานและการลงทุนในกระบวนการผลิตได้ ดังนั้นในช่วงทศวรรษที่ผ่านมาได้มีความพยายามในการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีการแบบต่างๆ โดยเทคนิคในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งได้ 2 วิธีการ คือ วิธีการแบบ Active และ วิธีการแบบ Passive นักวิจัยจำนวนมากได้ทำการศึกษาถึงการใช้เทคนิคในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบ Passive ในรูปแบบพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนที่หลากหลายเช่นการใช้ใบบิด Eiamsa-ard และคณะ [1] ทำการศึกษาเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและความสูญเสียจากการสอดใบบิดเดียว ใบบิดคู่ที่มีอัตราส่วนการบิด 3 ค่า (y/W = 3.0, 4.0 และ 5.0) และใบบิดคู่แบบแยกตัวที่อัตราส่วนการเว้นระยะ 3 ค่า (S/D = 0.75, 1.5 และ 2.25) ภายใต้สภาวะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ในช่วงเลขเรย์โนลดส์ 4,000-19,000 Murugesan และคณะ [2] นำเสนอผลศึกษาผลกระทบของใบบิดที่มีการตัดขอบเว้าเข้าเป็นรูปตัววีที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนในท่อหน้าตัดกลมในช่วงเลขเรย์โนลดส์ 2,000–12,000 ที่อัตราส่วนการบิด (y) เป็น 2.0, 4.4 และ 6.0 โดยใช้ค่าอัตราส่วนความลึก (DR) และอัตราส่วนความกว้าง (WR) ของการตัดแตกต่างกันจำนวน 3 ค่า Promvonge [3] ได้รายงานถึงผลกระทบจากการใช้ลวดขดหน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสเป็นอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อภายใต้ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ และทำการเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้กับกรณีท่อที่ใช้ลวดขดหน้าตัดรูปวงกลม Gunes และคณะ [4] ศึกษาเชิงทดลองถึงการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียที่เกิดจากการสอดใส่ลวดขดที่มีหน้าตัดเป็นรูปสามเหลี่ยมด้านเท่าภายในท่อ ทำการปรับอัตราส่วนระยะพิตต์ (P/D) จำนวน 3 ค่า ที่อัตราส่วนความกว้างของด้านหน้าตัดลวดต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (a/D) เป็น 0.0714 และ 0.0892 โดยมีระยะห่างระหว่างลวดขดกับผิวท่อด้านในเท่า 1 มิลลิเมตร

นอกจากการใช้ใบบิดและขดลวดรูปแบบต่างๆซึ่งเป็นอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนสำหรับการไหลภายไหลท่อกลมที่ได้รับความนิยมแล้วยังมีงานวิจัยที่ศึกษาถึงอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนในรูปแบบอื่นๆ Yu Wang และคณะ [5] ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ท่อที่มีรอยบุ๋มเป็นรูปวงรี Tandiroglu [6] ใช้แผ่นกั้นครึ่งวงกลมจัดวางในลักษณะต่างๆเป็นตัวช่วยสำหรับการเพื่อการถ่ายเทความร้อน Bilen และคณะ [7] นำเสนอการใช้ท่อที่มีการเซาะร่องพื้นผิวด้านในรูปแบบต่างแทนการใช้ท่อผิวเรียบ

เมื่อทำการศึกษาควบคู่กับการใช้อุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนหน้าตัดอื่นๆ เช่นท่อหน้าตัดรูปทรงสี่เหลี่ยมจัตุรัส [8] และท่อหน้าตัดรูปทรงสี่เหลี่ยมผืนผ้า [9] พบว่าอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนที่ได้รับความนิยมและให้ผลลัพธ์ที่ดีนั้นคือการใช้ครีบ, ปีกและแผ่นกั้น โดยศึกษาถึงลักษณะรูปแบบต่างๆ ระยะการจัดวาง เป็นต้น แต่การศึกษาเชิงทดลองที่ใช้แผ่นกั้น สำหรับเป็นอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนภายในท่อหน้าตัดกลมยังมีอยู่ในปริมาณน้อย งานวิจัยฉบับนี้จึงได้นำแนวคิดการประยุกต์ติดตั้งแผ่นกั้นมาเป็นเป็นอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนของการไหลภายในท่อหน้าตัดกลม การศึกษานี้ได้ประยุกต์ใช้แผ่นกั้นรูปตัวยูวางเอียง ที่อัตราส่วนการขวางกั้นการไหล (B_R = e/D) เป็น 0.15 และ 0.20 และอัตราส่วนระยะพิตต์ (P_R = P/D) เป็น 1.0 และ 2.0 โดยทำการ

ปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศซึ่งแสดงในรูปแบบของเลขเรย์โนลด์ (Re) อยู่ในช่วงระหว่าง 5,300–24,000 ภายใต้เงื่อนไขของฟลักซ์ความร้อนที่ให้กับผนังของท่อทดลองคงที่ ในส่วนของผลการทดลองได้นำเสนอในรูปแบบของเลขนัสเซิลท์ (*Nu*) และตัวประกอบความเสียดทาน (*f*) สำหรับลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและลักษณะของความดันตกคร่อมตามลำดับ

2. วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

ทำการศึกษาทดลองเพื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3. ทฤษฎีและการวิเคราะห์ข้อมูล

งานวิจัยนี้หาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อหน้าตัดวงกลมในเทอมของเลขนัสเซิลท์โดยเลขเรย์โนลดส์ในเทอมของเส้นผ่านศูนย์กลาง (*D*) สามารถเขียนได้เป็น

$$\mathrm{Re} = UD/\nu \tag{1}$$

เมื่อ U และ ν เป็นความเร็วเฉลี่ยและความหนืดเชิงจลน์ของอากาศตามลำดับ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (h) หาค่าได้จากการวัดอุณหภูมิและความร้อนที่ป้อนเข้าระบบความร้อนที่ให้กับอากาศ (Q_{air}) และความแตกต่างของอุณหภูมิผนังกับอุณหภูมิอากาศ $(T_w - T_b)$, สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยหาได้จากข้อมูลทดลองดังสมการ

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

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(T_s - T_b)} \tag{3}$$

โดยที่

$$T_b = (T_o - T_i)/2 \tag{4}$$

และ

$$\tilde{T}_s = \sum T_s / 24 \tag{5}$$

เทอม A คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อนแบบการพาของผนังที่ถูกให้ความร้อนของท่อหน้าตัดกลม เมื่อ $\tilde{T}_s$ คือ อุณหภูมิผิวเฉลี่ยที่ได้จากอุณหภูมิผิวในแต่ละจุด (T_s) ตามแนวยาวของท่อหน้าตัดกลม, T_i , T_o คือ อุณหภูมิทางเข้าและทางออกตามลำดับ โดยเทอมของ $\dot{m}$ และ C_p คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศและค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, ตามลำดับ เลขนัสเซิลท์เฉลี่ย (Nu) เขียนได้เป็น

$$Nu = \frac{hD}{k} \tag{6}$$

ตัวประกอบเสียดทาน (f) หาค่าได้จาก

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

เมื่อ ΔP คือ ค่าความดันตกคร่อม และ ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล คุณสมบัติทางกายภาพของอากาศ ถูกกำหนดที่อุณหภูมิของไหลเฉลี่ย T_b จากสมการ (4)

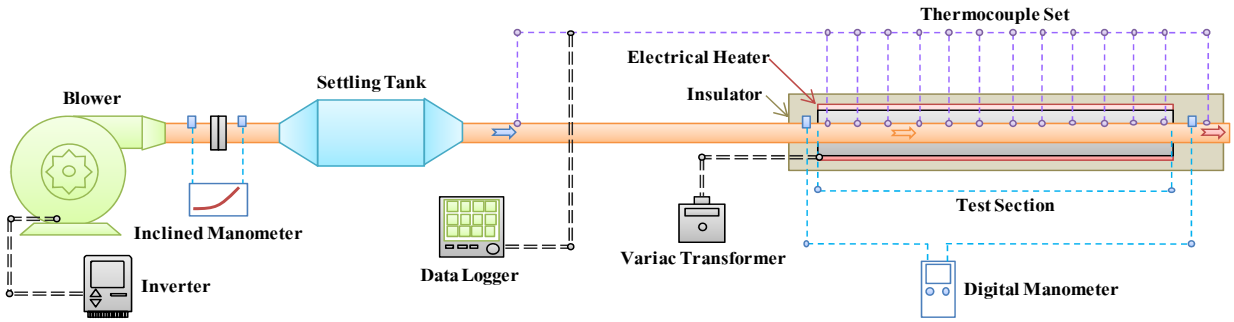
ค่าประสิทธิภาพหรือสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) คือ อัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของพื้นทดสอบ (h) เทียบกับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนพื้นผิวเรียบ (h_0) ที่กำลังขับเดียวกัน

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

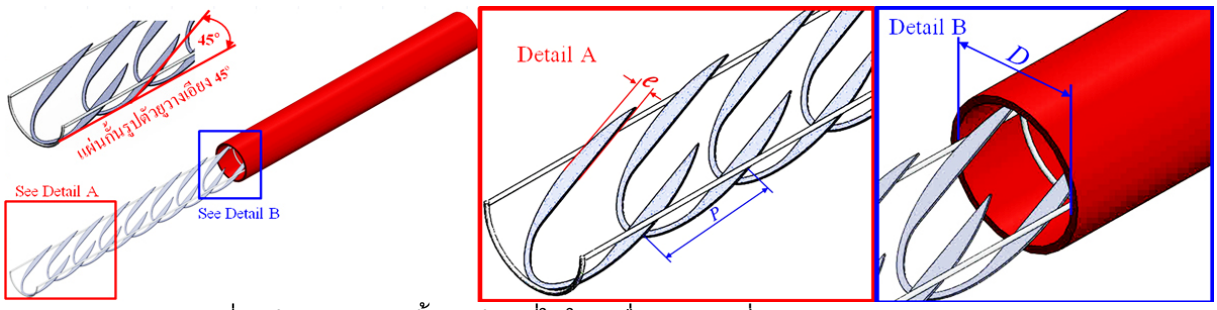
3. การติดตั้งอุปกรณ์และวิธีการทดลอง

รูปที่ 1 แสดงลักษณะการติดตั้งชุดอุปกรณ์ทดสอบ โดยใช้อากาศเป็นของไหลทำงานถูกจ่ายจากพัดลมความดันสูงขนาด 1.5 kW ความเร็วของพัดลมสามารถกระทำได้โดย การควบคุมผ่านอินเวอร์เตอร์ เพื่อให้ได้ปริมาณอัตราการไหลของอากาศที่ต้องการ อัตราการไหลของอากาศคำนวณได้จากการวัดค่าความดันตกคร่อมที่แผ่น Orifice โดยใช้ Inclined manometer เทอร์โมคลัปเปิ้ลชนิด K จำนวน 24 ตัว ถูกติดตั้งที่ผนังด้านบนและด้านข้างของช่วงท่อทดสอบอย่างละ 12 ตัว และเทอร์โมคลัปเปิ้ลอีก

จำนวน 2 ตัวใช้สำหรับวัดอุณหภูมิของอากาศขาเข้าและขาออกจากช่วงท่อทดสอบ โดยค่าอุณหภูมิทั้งหมดจะแสดงผลผ่านเครื่อง Data Logger ผนังด้านนอกของช่วงท่อทดสอบมีการติดตั้งฮีตเตอร์สำหรับให้ความร้อนภายใต้สภาวะเงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนคงที่ เครื่อง Digital differential pressure ถูกใช้สำหรับอ่านค่าความดันตกคร่อมที่วัดได้จากจุดวัดค่าความดันที่อยู่คร่อมช่วงท่อทดสอบ ทำการทดสอบการถ่ายเทความร้อนในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่าเลขเรย์โนลดส์ระหว่าง 5,300–24,000 รูปที่ 2 แสดงลักษณะของแผ่นกั้นรูปตัวยูที่ใช้สำหรับติดตั้งในท่อทดลองหน้าตัดวงกลมเพื่อสร้างความปั่นป่วน แผ่นกั้นรูปตัวยูนี้ทำจากแผ่นอะลูมิเนียมหนา 0.3 มิลลิเมตร มีอัตราส่วนระยะพิตต์ (P_R) ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นรูปตัวยู (P) ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (D) โดยที่ ($P_R = P/D$) เป็น 1.0 และ 2.0 และมีอัตราส่วนการขวางกั้นการไหล ($B_R = e/D$) เป็น 0.15 และ 0.2 ตามลำดับ



รูปที่ 1 ชุดอุปกรณ์ทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อกลม



รูปที่ 2 ลักษณะแผ่นกั้นรูปตัวยูที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อกลม

5. ผลการทดลองและการอภิปรายผล

5.1 การทดสอบท่อเปล่า

การนำเสนอผลการศึกษาทดลองของการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานภายในท่อเปล่าจะแสดงในเทอมเลขนัสเซิลท์ (Nu) และตัวประกอบความเสียดทาน (f) ตามลำดับ และเพื่อให้ได้ผลการทดลองที่ถูกต้องแม่นยำและน่าเชื่อถือจึงได้ทำการเปรียบเทียบผลการทดลองของเลขนัสเซลท์ของท่อผนังเรียบกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski และสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter ในขณะที่ค่าตัวประกอบความเสียดทานจะทำการเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov และสหสัมพันธ์ของ Blasius [10] โดยสหสัมพันธ์ทั้งหมดแสดงในสมการที่ 9-12

สหสัมพันธ์ของ Gnielinski

$$Nu = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}-1000)\mathrm{Pr}}{1+12.7(f/8)^{1/2}\left(\mathrm{Pr}^{2/3}-1\right)} \qquad (9)$$

สหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter

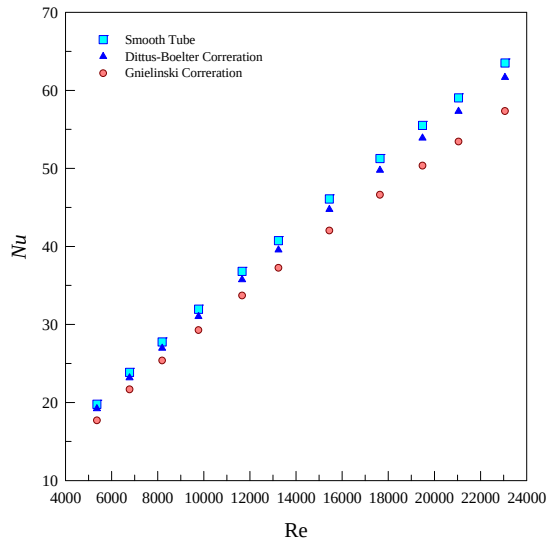
$$Nu = 0.023\mathrm{Re}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.4} \qquad (10)$$

สหสัมพันธ์ของ Petukhov

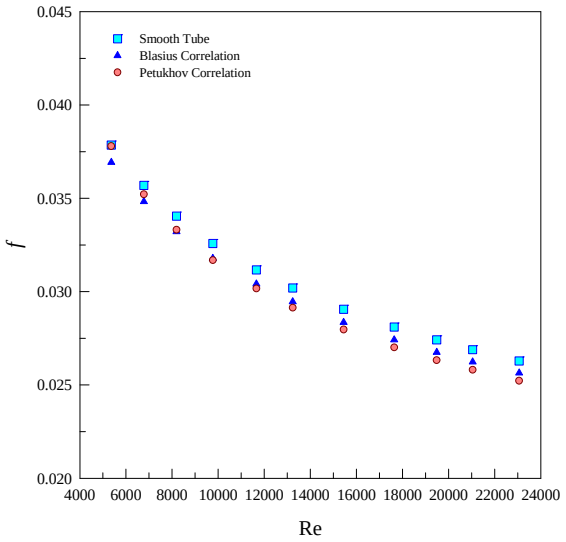
$$f = (0.79 \ln \mathrm{Re} - 1.64)^{-2} \qquad (11)$$

สหสัมพันธ์ของ Blasius

$$f = 0.316 \mathrm{Re}^{-0.25} \qquad (12)$$



(ก)



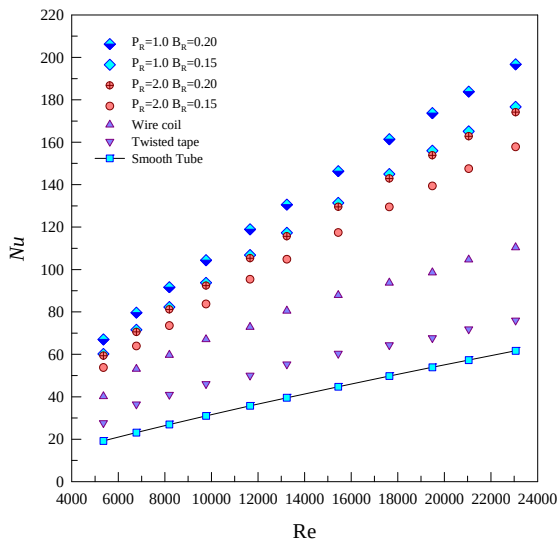
(ข)

รูปที่ 3 การทดสอบท่อเปล่า (ก) การถ่ายเทความร้อน (ข) ตัวประกอบความเสียดทาน

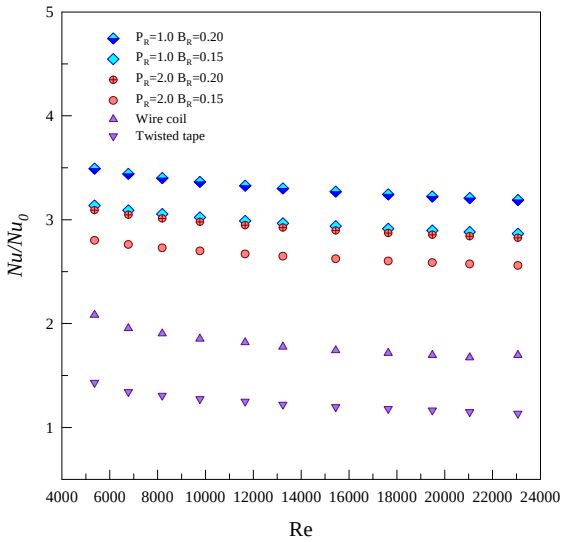
รูปที่ 3 แสดงการเปรียบเทียบ (ก) *Nu* และ (ข) *f* กับ Re ที่ได้จากการทดลองกับสมการที่ (9)-(12) พบว่าค่า *Nu* และ *f* ที่ได้จากชุดทดสอบจะมีค่ามากกว่าค่า จากสหสัมพันธ์ ให้ค่าความผิดพลาดไม่เกิน 3.8% และ 4.1% ตามลำดับ

5.2 การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 5ก และ ข ความสัมพันธ์ระหว่าง *Nu* และ Nu/Nu_0 กับ Re ตามลำดับ ในรูปที่ 5ก พบว่า *Nu* มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ Re และ B_R มีค่าเพิ่มขึ้นในขณะที่ *Nu* มีค่าลดลงเมื่อ P_R เพิ่มขึ้น ในรูปที่ 5ข พบว่าท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่าทุกกรณีและจะให้ค่า Nu/Nu_0 เท่ากับ 3.2–3.5, 2.9–3.1, 2.8–3.0 และ 2.6–2.8 เท่าที่ค่า P_R:B_R = 1.0:0.2, 1.0:0.15, 2.0:0.2 และ 2.0:0.5 ตามลำดับ ในส่วนของขดลวดและใบบิดจะให้ค่า Nu/Nu_0 เท่ากับ 1.7–2.1 และ 1.1–1.4 เท่า ตามลำดับ การติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวยูที่ค่า B_R = 0.2 และ P_R = 1.0 ให้ Nu/Nu_0 สูงสุด คิดเป็น 10–19% สูงกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นกั้นที่ค่า B_R และ P_R อื่นๆ คิดเป็น 40-64% เมื่อเปรียบเทียบกับขดลวดและใบบิด

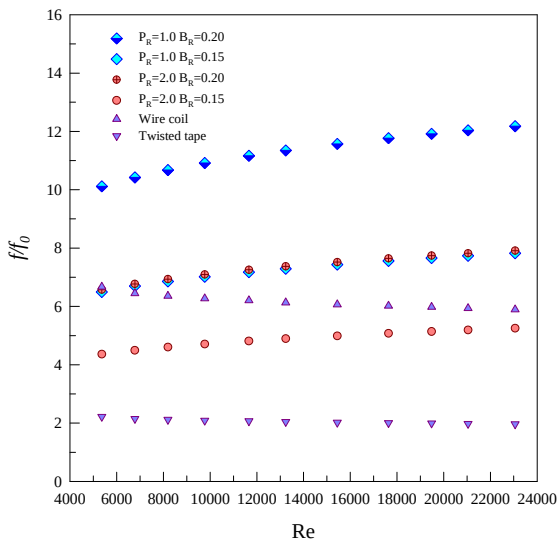


(ก)



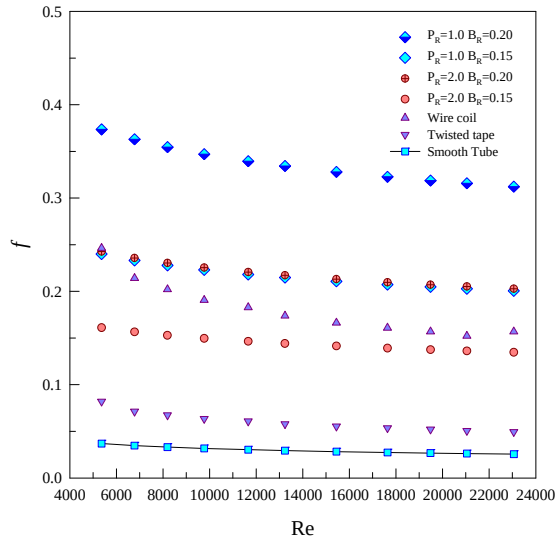
(ข)

รูปที่ 5 อิทธิพลของแผ่นกั้นต่อ (ก) เลขนัสเซิลท์และ (ข) อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์



(ข)

รูปที่ 6 อิทธิพลของแผ่นกั้นต่อ (ก) ตัวประกอบความเสียดทานและ (ข) อัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทาน



(ก)

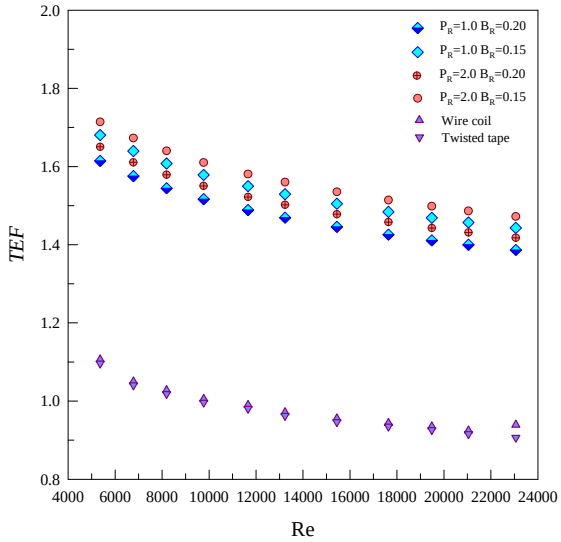
5.3 ตัวประกอบความเสียดทาน

รูปที่ 6ก และ ข ความสัมพันธ์ระหว่าง f และ f/f_0 กับ Re ตามลำดับ ในรูปที่ 6ก พบว่า f มีค่าลดลงเมื่อ Re และ P_R มีค่าเพิ่มขึ้น ในรูปที่ 6ข พบว่าท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นจะให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าท่อเปล่าทุกกรณีและจะให้ค่า f/f_0 เท่ากับ 10.1–12.2, 6.6–7.9, 6.5–7.8 และ 4.4–5.3 เท่า ที่ค่า P_R:B_R = 1.0:0.2, 2.0:0.2, 1.0:0.15 และ 2.0:0.5 ตามลำดับ ในส่วนของขดลวดและใบบิดจะให้ค่า f/f_0 เท่ากับ 5.9–6.6 และ 1.9–2.2 เท่า ตามลำดับ การติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวยูที่ค่า B_R = 0.2 และ P_R = 1.0 ให้ f/f_0 สูงสุด คิดเป็น 35–58% สูงกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นกั้นที่ค่า B_R และ P_R อื่นๆ คิดเป็น 34–84% เมื่อเปรียบเทียบกับขดลวดและใบบิด

5.4 ตัวประกอบสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเความร้อน

จาก รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง *TEF* กับ Re ของกรณีศึกษาทั้งหมด ค่า *TEF* นิยามโดยค่าอัตราส่วนของ *Nu* ต่อค่าอัตราส่วนของ *f* ที่ได้จากการทดลองที่กำลังขับเดียวกัน พบว่าแนวโน้มของ *TEF*

จะมีค่าลดลงเมื่อ Re เพิ่มขึ้น ค่า *TEF* กรณีติดตั้งแผ่นกั้นจะให้ค่าสูงกว่าขดลวดและใบบิดทุกกรณีศึกษา ค่าสูงสุดของ *TEF* จะเกิดขึ้นที่ค่า Re ต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 1.71, 1.68, 1.65 และ 1.61 ที่ค่า P_R/B_R = 2.0/0.15, 1.0/0.15, 2.0/0.2 และ 1.0/0.2 ตามลำดับ และมีค่าสูงกว่าขดลวดและใบบิด 32-36% และ 31-35% ตามลำดับ



รูปที่ 7 อิทธิพลของแผ่นกั้นต่อตัวประกอบสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเความร้อน

6.สรุปผลการทดลอง

จากการศึกษาถึงการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อกลมที่ติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวยู พบว่าการติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวยูทุกกรณี จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่สูงขึ้นกว่าการใช้ขดลวด, ใบบิดและท่อเปล่า ผลของการปรับเปลี่ยนค่า B_R และ P_R ของแผ่นกั้นรูปตัวยูมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงทั้ง *Nu* และ *f* เมื่อค่า P_R มากขึ้น ค่า *Nu* และค่า *f* จะลดลง แต่จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อค่า B_R สูงขึ้น ค่าตัวแปรที่เหมาะสมสำหรับการประยุกต์ใช้งานคือกรณีการติดตั้งแผ่นกั้นที่ค่า P_R = 2.0 B_R = 0.15 เพราะว่าให้ค่า *TEF* สูงที่สุดเท่ากับ 1.71 ดังนั้นผลการทดลองของงานวิจัยนี้จะสามารถช่วยในการพัฒนาประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ในมิติด้านการประหยัดพลังงานสำหรับอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มสูงขึ้น หรือในมิติด้านการประหยัดต้นทุนสำหรับการจัดสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเนื่องจากให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มมากขึ้น

8. เอกสารอ้างอิง

[1] Eiamsa-ard, S. Thianpong, C. Eiamsa-ard, P. and Promvonge, P. (2010). Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 39–46.

[2] Murugesan, P. Mayilsamy, K. Suresh S. and Srinivasan, P.S.S. (2011). Heat transfer and pressure drop characteristics in a circular tube fitted with and without V-cut twisted tape insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, pp. 329–334.

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

[4] Gunes, S. Ozceyhan, V. and Buyukalaca, O. (2010). Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 34, pp. 684–691.

[5] Yu Wang, Ya-Ling He, Yong-Gang Lei and Jie Zhang, (2010). Heat transfer and hydrodynamics analysis of a novel dimpled tube, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 34, pp. 1273–1281.

[6] Tandiroglu, A. (2006). Effect of flow geometry parameters on transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts,

International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 49, pp. 1559–1567.

[7] Bilen, K. Cetin, M. Gul H. and Balta, T. (2009). The investigation of groove geometry effect on heat transfer for internally grooved tubes, Applied Thermal Engineering, vol. 29, pp. 753–761.

[8] Suwannapan, S. Chompookham, T. Tamna, S. Skullong, S. Thianpong C. and Promvonge, P. (2012). Augmented Heat Transfer in Square Channel with 45° Inline Baffles, International Conference on Green and Sustainable Innovation, Chiang Mai, Thailand.

[9] Chokphoemphun, S. Chompookham, T. Skullong S. and Promvonge, P. (2012). Heat Transfer in Solar Air Heater Channel with Inline 45° Wavy-Ribs, International Conference on Green and Sustainable Innovation, Chiang Mai, Thailand.

[10] Incropera, F., Dewitt, P.D. (1996) Introduction to heat transfer, 3rd edition, John Wiley & Sons Inc.