

# การศึกษาเชิงทดลองของลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อทรงกระบอกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งแผ่นปีกพรุน

ภาณุวัฒน์ หุ่นพงษ์<sup>1</sup> และ สมพล สกุลหลง<sup>2</sup>

<sup>1</sup> สาขาเทคโนโลยีอุตสาหกรรม คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏเทพสตรี

<sup>2</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ศรีราชา มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา

## บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งแผ่นปีกพรุนที่มีอากาศเป็นสารทดสอบไหลผ่านท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในสภาวะพลักซ์ความร้อนที่ผิวท่อทดสอบคงที่ ช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 4100 ถึง 25,500 โดยทำการทดสอบอิทธิพลของมุมปะทะปีก 4 ค่า คือ  $\alpha = 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ$  และ  $60^\circ$  ที่ระยะพิตช์ปีกค่าเดียว ( $P/D=3$ ) ผลของการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันแสดงในเทอมของเลขนัสเซลท์ ( $Nu$ ) และความเสียดทาน ( $f$ ) ผลการทดลองพบว่า ค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นเมื่อมุมปะทะปีกมากขึ้น แผ่นปีกพรุนที่  $\alpha = 60^\circ$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานสูงสุดในกรณีทดสอบ อย่างไรก็ตามค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดกลับพบที่ค่า  $Re = 4100$ , มุม ( $\alpha$ ) =  $30^\circ$  โดยมีค่าเท่ากับ 1.36

คำสำคัญ: แผ่นปีกพรุน, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, เลขนัสเซลท์, การไหลหมุนควง, สมรรถนะเชิงความร้อน

# Experimental investigation on heat transfer and fluid flow characteristics in a heat exchanger Cylindrical tube with perforated-wing-tape insert

Panuwat Hoonpong<sup>1</sup> and Sompol Skullong<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of Industrial Technology, Faculty of Industrial Technology, Thepsatri Rajabhat University.

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering at Sriracha, Kasetsart University Sriracha Campus.

## Abstract

An experimental work on heat transfer enhancement in a heat exchanger tube by insertion of perforated-wing-tape has been conducted. Air as the test fluid flowed through the test tube having a constant wall heat-flux with Reynolds number (Re) from 4100 to 25,500. The perforated-wing-tape parametric study includes four wing inclination angle ( $\alpha = 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ$  and  $60^\circ$ ) at a single wing pitch ratio ( $P/D=3$ ). The heat transfer and pressure loss are presented in terms of Nusselt number (Nu) and friction factor ( $f$ ), respectively. The experimental results show that the heat transfer and pressure loss for the perforated-wing-tape insert increase with the increment of inclination angle. The perforated-wing-tape with  $\alpha = 60^\circ$  yields the highest Nu and  $f$ . However, the maximum thermal enhancement factor (TEF) is about 1.36 for the perforated-wing-tape at Re = 4100,  $\alpha = 30^\circ$ .

**Keywords:** Perforated-wing-tape, Heat exchanger, Nusselt number, Vortex generator, Thermal performance

## 1. บทนำ

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการระบายความร้อนในอุปกรณ์ทางด้านความร้อน เช่น ใบกังหันก๊าซ (gas turbine blade) เครื่องปรับอากาศ (air condition) อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ (electronic devices) เตาเผา (combustor) เครื่องอบแห้ง (dryer) เครื่องอุ่นอากาศพลังแสงอาทิตย์ (solar air heater) และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchanger) เป็นสิ่งจำเป็นอย่างยิ่งต่อการเพิ่มประสิทธิภาพรวมถึงลดต้นทุนให้แก่อุปกรณ์ดังกล่าว เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในภาคอุตสาหกรรม ดังนั้นวิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้แก่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในปัจจุบันจึงมีหลายวิธี แต่วิธีที่ได้รับความนิยมมากที่สุดคือวิธี Passive [1] เนื่องจากเป็นวิธีที่สะดวกในหลายๆ กระบวนการ เช่นการผลิต การติดตั้ง การบำรุงรักษา รวมทั้งประหยัดต้นทุนและค่าใช้จ่าย โดยส่วนใหญ่การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีนี้มักนิยมติดตั้งใบบิด (twisted tape) และลวดขด (wire coil) ในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งสามารถช่วยเพิ่มระดับความปั่นป่วน (turbulators) ให้แก่ของไหลหรือสารทำงาน (working fluid) ภายในท่อได้เป็นอย่างดี และมีนักวิจัยจำนวนมากทำการศึกษารูปแบบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยใบบิดและลวดขด โดย Promvong [2] ศึกษาสมรรถนะทางความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยลวดขดสองชนิด คือ ลวดสี่เหลี่ยมขด และลวดกลมขดที่ระยะพิตช์ต่างกัน 2 ค่า (15 mm และ 20 mm) จากการทดลองพบว่า ลวดสี่เหลี่ยมขดที่ระยะพิตช์ 15 mm ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด ต่อมา Promvong [3] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยลวดขดผสมกับใบบิดโดยมีการปรับเปลี่ยนระยะพิตช์ลวดขด (coil spring pitch ratio, CR) และอัตราส่วนการบิดของใบบิด (twist ratio of twisted tape, Y) เพื่อเพิ่มระดับความปั่นป่วนให้แก่ของไหล (อากาศ) จากผลการศึกษาพบว่า การใช้ลวดขดผสมใบบิดที่ CR:Y=4:4 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด และให้ค่าสูงกว่ากรณีติดตั้งลวดขดหรือใบบิดเพียงอย่างเดียว

จากงานวิจัยข้างต้นแสดงให้เห็นว่าการใช้ใบบิดให้การถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าลวด

ขด ต่อมาได้มีการปรับปรุงใบบิดและพัฒนาตัวสร้างความปั่นป่วนชนิดอื่นๆ เช่น ครีบ และปีก เพื่อเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนให้แก่อุปกรณ์ โดย Eiamsa-ard et al. [4] ทำการทดลองเกี่ยวกับพฤติกรรมทางความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งใบบิดแบบต่างๆ คือ ใบบิดแบบธรรมดา ใบบิดสลับแกน ใบบิดตัดขอบเป็นปีก รูปทรงสามเหลี่ยม สี่เหลี่ยม และสี่เหลี่ยมคางหมู พบว่า ใบบิดตัดเป็นปีกรูปทรงสี่เหลี่ยมคางหมูให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่ากรณีอื่นๆ และสูงกว่าท่อผนังเรียบถึง 2.84 เท่า ต่อมา Eiamsa-ard [5] ทำการศึกษาพฤติกรรมทางความร้อนในช่วงการไหลปั่นป่วนของอากาศผ่านท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งใบบิดที่มีการเจาะเป็นรูรูปทรงสามเหลี่ยมและงัดขึ้น (ปีกสามเหลี่ยม) ที่บริเวณกึ่งกลางของใบบิด จากการทดลองพบว่า การติดตั้งใบบิดที่มีการเจาะเป็นปีกสามเหลี่ยมให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานสูงกว่าท่อผนังเรียบในช่วง 1.6–2.8 และ 4.4–8.4 เท่า ตามลำดับ Tamna et al. [6] ทำการทดลองการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการติดตั้งครีบบูตตัววินใบบิด โดยทำการปรับเปลี่ยนสัดส่วนความสูงครีบบูตต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 4 ค่า ( $B_R=0.07, 0.09, 0.14$  และ  $0.19$ ) ผลการทดลองพบว่า การติดตั้งครีบบูตตัววินใบบิดที่  $B_R=0.19$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ความเสียดทานและสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด โดยมีค่าอยู่ในช่วง 1.98–2.09, 4.36–4.47 และ 1.32–1.4 ตามลำดับ Skullong et al. [7] ศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนผ่านท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้แผ่นพรุนติดปีก จากการทดลองพบว่า แผ่นพรุนติดปีกที่  $B_R=0.3, P_R=0.5$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานสูงสุด โดยมีค่าเฉลี่ย 4.8 และ 35 เท่า เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในขณะที่สมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าสูงสุดเท่ากับ 1.71 ที่  $B_R=0.15, P_R=0.1$  และมีค่าสูงกว่า 11% เมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นทึบติดปีก

การศึกษาที่ผ่านมาชี้ให้เห็นว่าการใช้ปีกสามารถช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนรวมถึงสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีกว่าตัวสร้างความปั่นป่วนชนิดอื่น แต่ยังมีการศึกษาเกี่ยวกับค่าพารามิเตอร์อยู่ค่อนข้างน้อย ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะปีก ( $\alpha$ ) ที่มีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนและ

สมรรถนะเชิงความร้อนของท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วงระหว่าง 4100 ถึง 25,500

## 2. อุปกรณ์ชุดทดลองและวิธีดำเนินการ

แผ่นปีกพรุนและวิธีการติดตั้งในท่อเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแสดงดังรูปที่ 1 โดยแผ่นปีกรูปทรงสามเหลี่ยม (แผ่นปีกพรุน) ทำจากอะลูมิเนียมที่มีความยาว ( $l$ ) 1200 มิลลิเมตร หนา ( $t$ ) 0.5 มิลลิเมตร กว้าง ( $w$ ) 49.8 มิลลิเมตร ปีกมีความกว้าง 20 มิลลิเมตร ยาว 20 มิลลิเมตร รูเจาะมี ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง ( $d$ ) 5 มิลลิเมตร ระยะพิทช์ปีกต่อ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อคงที่ ( $P/D=3$ ) ทำมุมปะทะ ( $\alpha$ ) 4 ค่า คือ  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  ขณะที่ท่อทดสอบมีขนาดเส้น ผ่านศูนย์กลาง ( $D$ ) 50 มิลลิเมตร และถูกให้ความร้อนแบบ ฟลักซ์ความร้อนคงที่ (constant heat-fluxed) ด้วยขดลวด ไฟฟ้าตลอดความยาว ( $L$ ) 1200 มิลลิเมตร จากนั้นท่อ ทดสอบจะถูกหุ้มด้วยฉนวนอย่างดีเพื่อป้องกันความร้อน สูญเสียออกสู่บรรยากาศ

ชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดังรูปที่ 2 ซึ่งประกอบด้วยแหล่งกำเนิดกำลังงาน พัดลม(blower) มี หน้าที่จ่ายสารทำงาน (อากาศ) เข้าสู่ชุดทดสอบ โดยผ่านตัว วัดอัตราการไหล (orifice meter) และอ่านค่าจากเครื่องวัด ความดันตกคร่อมแบบระนาบเอียง(inclined manometer) จากนั้นไหลเข้าสู่ช่วงปรับสภาพการไหล (calm section) และการไหลจะเปลี่ยนเป็นการไหลแบบสมบูรณ์ก่อนเข้าสู่ ส่วนทดสอบตามลำดับ ข้อมูลอุณหภูมิผิว (เทอร์โมคัปเปิล ชนิด K จำนวน 24 ตัว) และข้อมูลอุณหภูมิที่ตำแหน่ง ทางออกและทางเข้าส่วนทดสอบ (เทอร์โมคัปเปิลชนิด RTD จำนวน 2 ตัว) จะถูกบันทึกลงคอมพิวเตอร์โดยมีเครื่อง บันทึกข้อมูล (data logger) เป็นอุปกรณ์ส่งข้อมูล ขณะที่ค่า ความดันตกคร่อมระหว่างทางเข้าและทางออกของส่วน ทดสอบจะใช้ digital manometer ในการวัด รายละเอียด ของเงื่อนไขในการทดสอบรวมถึงค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ ในงานวิจัยแสดงดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1 รายละเอียดของเงื่อนไขในการทดสอบและ ค่าพารามิเตอร์ที่ใช้ในงานวิจัย

Working fluid	Air
Reynolds number	4100 to 25,500
$\alpha$	$20^\circ$ , $30^\circ$ , $45^\circ$ , $60^\circ$
$d$	5 mm
$P/D$	3
Tape thickness	0.5 mm
Tape length	1200 mm
Wing thickness	0.5 mm
Wing length	20 mm

## 3. ทฤษฎีและการคำนวณ

การไหลของของไหลผ่านชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแสดงในเทอมของค่าตัวแปรไร้มิติ คือค่าเลขเรย์ โนลด์ (Re) สามารถหาได้จากสมการที่ (1)

$$Re = \bar{V}D/\nu \quad (1)$$

โดยที่  $\bar{V}$  และ  $\nu$  คือความเร็วเฉลี่ยและความหนืดเชิงจลน์ ของของไหลตามลำดับ

อัตราการถ่ายเทความร้อนกรณีการไหลของของไหล ภายในท่อสามารถคำนวณได้ดังนี้ ความร้อนที่อากาศได้รับ

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (2)$$

การพาความร้อนที่ผิว

$$\dot{Q}_{conv} = hA(\bar{T}_s - T_b) \quad (3)$$

สมดุลความร้อนกรณีการไหลภายในท่อ

$$\dot{Q}_{air} = \dot{Q}_{conv} \quad (4)$$

จะได้

$$\dot{Q}_{air} = \dot{Q}_{conv} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (5)$$

ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพา สามารถหาได้ดังสมการต่อไปนี้

$$h = \frac{\dot{Q}_{conv}}{A(\bar{T}_s - T_b)} \quad (6)$$

ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยหาได้จาก

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (7)$$

ค่าความเสียดทาน ( $f$ ) สามารถหาได้ดังสมการต่อไปนี้

$$f = \frac{2}{(L/D)} \frac{\Delta P}{\rho U^2} \quad (8)$$

และเพื่อประเมินสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน  
ค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement  
Factor,  $TEF$ ) สามารถหาได้ดังสมการที่ (8) [2-7]

$$TEF = (Nu / Nu_0) / (f / f_0)^{1/3} \quad (9)$$

โดยที่

$A$  คือ พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน ( $m^2$ )

$C_p$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ ( $J/kg \cdot ^\circ C$ )

$D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ ( $m$ )

$k$  คือ สภาพการนำความร้อน ( $W/m \cdot ^\circ C$ )

$m$  คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ ( $kg/s$ )

$\Delta P$  คือ ค่าความดันตกคร่อมชุดทดสอบ

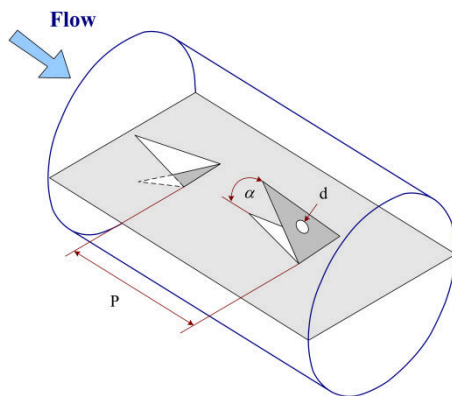
$T_b$  คือ อุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างทางเข้าและทางออกของส่วน  
ทดสอบ ( $^\circ C$ ) หาได้จาก  $T_b = (T_o + T_i) / 2$

$T_i$  คือ อุณหภูมิทางเข้า ( $^\circ C$ )

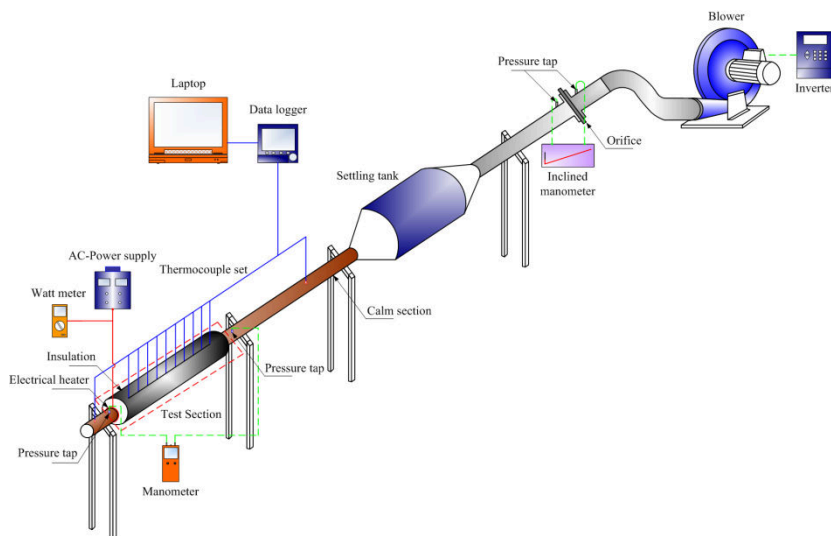
$T_o$  คือ อุณหภูมิทางออก ( $^\circ C$ )

$\tilde{T}_s$  คือ อุณหภูมิผิวเฉลี่ย ( $^\circ C$ ) หาได้จาก  $\tilde{T}_s = \sum T_s / 24$

$\rho$  คือ ความหนาแน่นของของไหล ( $kg/m^3$ )



รูปที่ 1 การติดตั้งแผ่นปีกพรุนในท่อทดสอบ



รูปที่ 2 ชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

#### 4. ผลการทดลอง

##### 4.1 การสอบเทียบผลการทดลอง

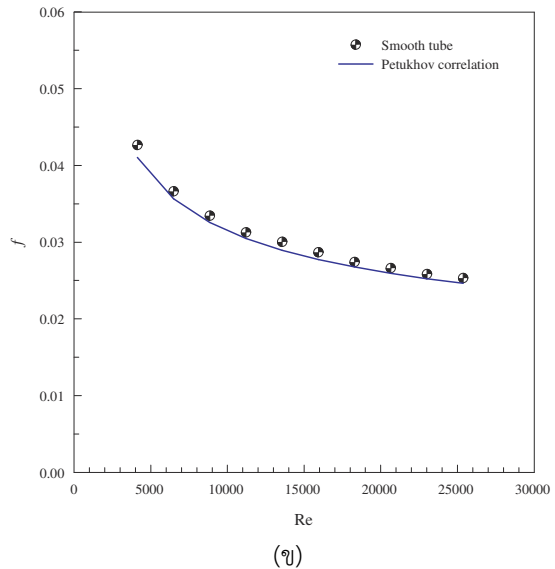
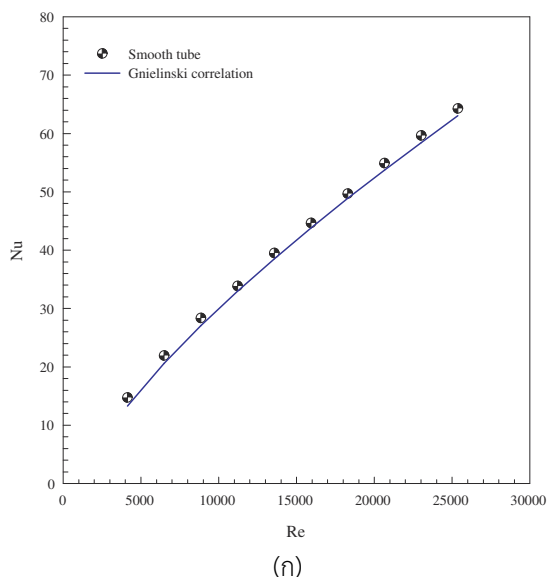
เพื่อความถูกต้องของผลการทดลองจึงได้มีการสอบเทียบท่อผนังเรียบกับสหสัมพันธ์ในอดีตดังแสดงในรูปที่ 3 ก และ ข โดยผลของการถ่ายเทความร้อนได้นำไปเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski (สมการที่ 9) ในขณะที่ผลของความเสียหายจะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov (สมการที่ 10) [8] ผลการทดลองเมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์พบว่ามีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 5% และ 6% สำหรับค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อม  $Nu$  และความเสียหายในท่อม  $f$  ตามลำดับ

สหสัมพันธ์ของ Gnielinski,

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (10)$$

สหสัมพันธ์ของ Petukhov,

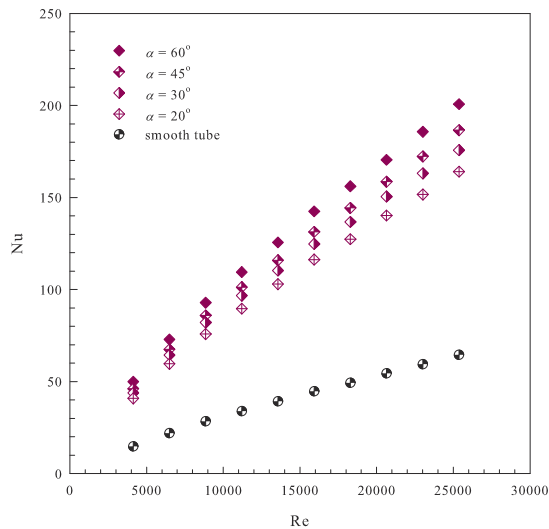
$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (11)$$



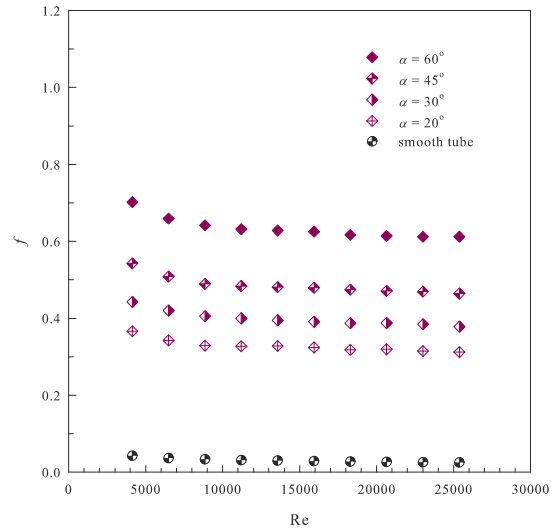
รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่าง (ก)  $Nu$  และ (ข)  $f$  กับ  $Re$  กรณีท่อผนังเรียบ

##### 4.2 การถ่ายเทความร้อน

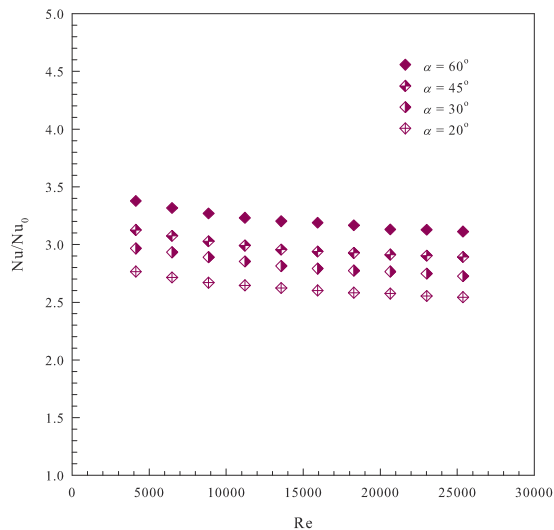
ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu$  กับ  $Re$  แสดงดังรูปที่ 4 จากการทดลองพบว่า การติดตั้งแผ่นปีกพรมมีค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อมของ  $Nu$  สูงกว่าท่อผนังเรียบทุกมุมปะทะ อันเป็นผลมาจากปีกสามารถช่วยสร้างระดับการไหลหมุนควงให้แก่ของไหลภายในส่วนทดสอบได้เป็นอย่างดี โดยที่มุมปะทะปีกค่ามาก ( $\alpha = 60^\circ$ ) จะมีระดับการไหลหมุนควงสูงสุด ตามด้วยมุมปะทะปีกค่าน้อย ( $\alpha = 45^\circ, 30^\circ$  และ  $20^\circ$ ) ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลท์กรณีติดตั้งปีกต่อเลขนัสเซลท์ของท่อผนังเรียบ ( $Nu/Nu_0$ ) กับ  $Re$  แสดงดังรูปที่ 5 จากรูปแสดงให้เห็นว่า  $Nu$  กรณีติดตั้งปีกมีค่าสูงกว่ากรณีผนังเรียบ ( $Nu_0$ ) อยู่ในช่วง 60.7–70.4% โดยการติดตั้งแผ่นปีกพรมมีค่า  $Nu/Nu_0$  เฉลี่ยเท่ากับ 3.21, 2.97, 2.83 และ 2.63 สำหรับ  $\alpha = 60^\circ, 45^\circ, 30^\circ$  และ  $20^\circ$  ตามลำดับ



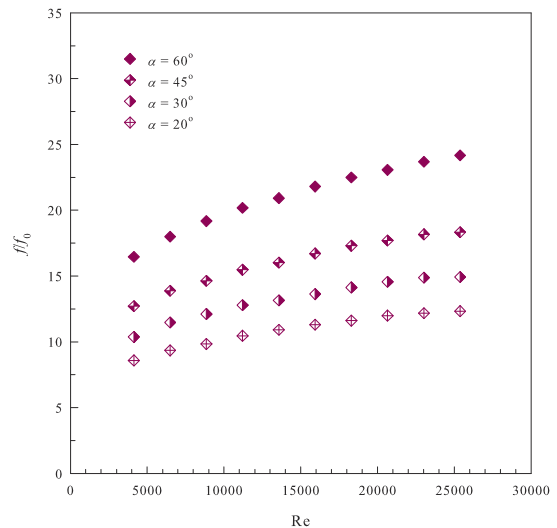
รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu<sub>0</sub> กับ Re



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f<sub>0</sub> กับ Re

#### 4.3 ความเสียดทาน

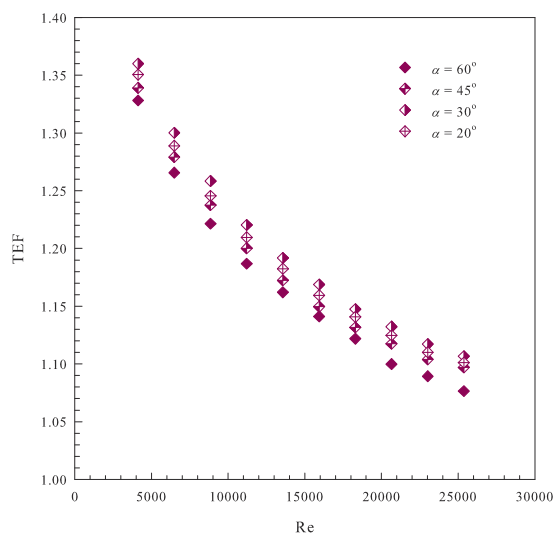
ผลของความเสียดทานกรณีติดตั้งแผ่นปีกพรุนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดังรูปที่ 6 และ 7 ตามลำดับ โดยรูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง  $f$  กับ  $Re$  จากการทดลองพบว่า การติดตั้งแผ่นปีกพรุนภายในท่อส่งผลให้เกิดการกีดขวางการไหลและทำให้ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นสูงกว่าท่อผนังเรียบประมาณ 8.6–24.2 เท่า โดยเฉพาะที่  $\alpha = 60^\circ$  มีค่า  $f$  สูงสุด ตามด้วย  $45^\circ$ ,  $30^\circ$  และ  $20^\circ$  ตามลำดับ เนื่องจากปีกเป็นตัวขัดขวางทิศทางการไหลของของไหลภายในท่อ ส่งผลให้ของไหลเกิดการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลจากแนวแกนกระจายเป็นแนวรัศมีเมื่อมาปะทะกับปีก

ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_0$  กับ  $Re$  แสดงดังรูปที่ 7 จากรูปแสดงให้เห็นว่าค่า  $f/f_0$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อค่า  $Re$  เพิ่มขึ้น โดยการติดตั้งปีกพรุนภายในท่อมีค่า  $f/f_0$  เฉลี่ยเท่ากับ 21.1, 16.1, 13.2 และ 10.9 สำหรับ  $\alpha = 60^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $30^\circ$  และ  $20^\circ$  ตามลำดับ

#### 4.4 สมรรถนะเชิงความร้อน

การประเมินสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นปีกพรุนจะถูกพิจารณาภายใต้เงื่อนไขกำลังขับของไหลเดียวกัน กล่าวคือพิจารณาจากอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อน ( $Nu/Nu_0$ ) เทียบกับอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของค่าความเสียดทาน ( $f/f_0$ ) ภายใต้

กำลังขับของไหลเดียวกัน ดังแสดงไว้แล้วในสมการที่ 8 และความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อน (*TEF*) กับ *Re* แสดงดังรูปที่ 8 จากการทดลองพบว่า การติดตั้งแผ่นปีกพรุนมีค่า *TEF* อยู่ในช่วง 1.11–1.36, 1.10–1.35, 1.09–1.34 และ 1.07–1.32 สำหรับ  $\alpha = 30^\circ, 20^\circ, 45^\circ$  และ  $60^\circ$  ตามลำดับ โดย  $\alpha = 30^\circ$  มีค่า *TEF* สูงสุดในกรณีทดสอบ และมีค่าสูงกว่า  $\alpha = 20^\circ, 45^\circ$  และ  $60^\circ$  เฉลี่ยประมาณ 1%, 1.6% และ 3% ตามลำดับ



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่าง *TEF* กับ *Re*

## 5. สรุปผลการทดลอง

การติดตั้งแผ่นปีกพรุนภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อผนังเรียบถึง 2.54–3.38 เท่า ในขณะที่มีค่าความเสียดทาน 8.6–24.2 เท่า โดยการติดตั้งแผ่นปีกพรุนที่มุมปะทะ  $60^\circ$  ให้ค่า *Nu* และ *f* สูงสุดตามด้วยมุมปะทะ  $45^\circ, 30^\circ$  และ  $20^\circ$  ตามลำดับ เมื่อพิจารณาในแง่ของสมรรถนะเชิงความร้อนค่า *TEF* สูงสุดในกรณีทดสอบพบที่  $\alpha = 30^\circ$  โดยมีค่าเท่ากับ 1.36 ที่ *Re* = 4100, ดังนั้นจากผลการทดลองจึงสรุปได้ว่าควรเลือกใช้แผ่นปีกพรุน ที่มุม ( $\alpha$ ) =  $30^\circ$  ในการติดตั้งเพื่อลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีอยู่ในปัจจุบัน

## 6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Liu, S., Sakr, M. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 19, 2013, pp. 64–81.
- [2] Promvong, P. Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires. *Energy Conversion and Management*, vol. 49, 2008, pp. 980–987.
- [3] Promvong, P. Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators. *Energy Conversion and Management*, vol. 49, 2008, pp. 2949–2955.
- [4] Wongcharee, K., Eiamsa-ard, S. Heat transfer enhancement by twisted tapes with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings. *Chemical Engineering and Processing*, vol. 50, 2011, pp. 211–219.
- [5] Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P., Thianpong, C. Thermohydraulic investigation of turbulent flow through a round tube equipped with twisted tapes consisting of centre wings and alternate-axes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 34, 2010, pp. 1151–1161.
- [6] Tamna, S., Kaewkohkiat, Y., Skullong, S., Promvong, P. Heat transfer enhancement in tubular heat exchanger with double V-ribbed twisted-tapes. *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 7, 2016, pp. 14–24.
- [7] Skullong, S., Promvong, P., Thianpong, C., Pimsarn, M. Heat transfer and turbulent flow friction in a round tube with staggered-winglet perforated-tapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 95, 2016, pp. 230–242.
- [8] Incropera, F.P., Witt, P.D., Bergman, T.L., Lavine, A.S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John-Wiley & Sons, 2006.