

## สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมของการใส่แผ่นบิดผิวคลื่นและตรง กลางสอดใส่ลวดทองแดง

### Heat Transfer Performance in Circular Tube of Wavy Twisted Tape and the Middle of Copper Wire

อุทัย ผ่องรัศมี<sup>1\*</sup> อนุชา สายสร้อย<sup>1</sup> จักรกฤษณ์ ชันทอง<sup>1</sup> ปิยะกิตต์ จันทะโคต<sup>1</sup> และภาสกร ผ่องรัศมี<sup>2</sup>

Uthai Phongrasamee<sup>1\*</sup>, Anucha Saysroy<sup>1</sup>, Jakkrit Khanthong<sup>1</sup> Piyakit Juntakoat<sup>1</sup> and Passakron Phongrasamee<sup>2</sup>

<sup>1</sup>คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี

<sup>2</sup>คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยโมนาช รัฐเมลเบิร์น ประเทศออสเตรเลีย

Faculty of Engineering and Industrial Technology, Phetchaburi Rajabhat University

Faculty of Engineering Monash University, Melbourne Australia

\*Corresponding author; E-mail: Uthai\_mt@hotmail.com

Received: 09 June 2020 /Revised: 20 August 2020 /Accepted: 11 February 2021

#### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนโดยการใส่แผ่นบิดผิวเรียบ บิดคลื่น และบิดคลื่น  
กึ่งกลางสอดใส่ลวดทองแดง โดยใส่แผ่นบิดมีอัตราส่วนการบิด ( $y/w$ ) เท่ากับ 5, 6 และ 7 ลักษณะการไหลแบบ  
ปั่นป่วน ช่วงเลขเรย์โนลด์ 4,000-8,000 ภายใต้เงื่อนไขพลั๊กความร้อนคงที่ ผลการทดสอบพบว่า แผ่นบิดผิวคลื่น  
กึ่งกลางสอดใส่ลวดทองแดงให้ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุด เท่ากับ 1.03 ที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 5  
ที่เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 4,000 และค่าการถ่ายเทความร้อนของแผ่นบิดผิวคลื่นดีกว่าแผ่นบิดผิวเรียบเท่ากับ  
6 เปอร์เซ็นต์ จากลักษณะพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มขึ้น และการไหลแบบหมุนควง ซึ่งไปทำลายชั้น  
ผิวความร้อนบริเวณผนังท่อให้บางลง จึงช่วยให้การแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น

**คำสำคัญ:** แผ่นบิดผิวคลื่น ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน อัตราส่วนการบิด

#### Abstract

This paper reports the study of heat transfer performance in a circular tube by using smooth  
surface twisted tape, wavy twisted tape and wavy twisted tape with copper wire inserts. The  
investigations were conducted using the twisted tape with a constant twist ratio ( $y/w$ ) of 5, 6 and 7, the  
turbulent flow and Reynolds number ranging from 4,000 to 8,000 under uniform heat flux condition. The

experimental results showed that the maximum heat transfer performance was 1.03 of wavy surface twisted tape with a twist ratio of 5 and the Reynolds number of 4,000. The heat transfer coefficient (Nu) of surface wavy twisted tape was about 6% more than twisted tape due to the increased surface area of the heat exchanger and the swirling flow and increasing the turbulence intensity or by limiting the growth of fluid boundary layers at the surface of the heat pipe wall surface and also increase the heat transfer performance.

**Keywords:** Wavy twisted tape, Heat transfer efficiency, Twist ratio

## บทนำ

พลังงานเป็นปัจจัยสำคัญของประเทศไทยในทุก ๆ ด้าน เช่น ด้านเศรษฐกิจ สังคม และวัฒนธรรม ล้วนแล้วแต่มีส่วนเชื่อมโยงกับพลังงานแทบทั้งสิ้น ไม่ว่าจะเป็นการดำรงชีวิตประจำวัน การประกอบอาชีพ การขนส่ง การผลิตวัตถุดิบ และต้นทุนในกระบวนการผลิต โดยเฉพาะอย่างยิ่งในภาคอุตสาหกรรม จึงทำให้ทั่วโลกต่างตระหนักถึงความสำคัญของการประหยัดพลังงาน โดยใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด และลดปริมาณการใช้ในส่วนที่ไม่จำเป็นลง “อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน” (Heat exchanger) นับว่าเป็นอุปกรณ์ทางวิศวกรรมที่สำคัญ และมีการประยุกต์ใช้งานกันอย่างแพร่หลายในงานภาคอุตสาหกรรมต่าง ๆ การพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพสูงสุดในการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน ซึ่งจะทำให้สามารถลดพลังงานให้แก่ระบบได้ ช่วยให้การประหยัดพลังงานและลดต้นทุนในกระบวนการผลิตลง

ในอดีตที่ผ่านมาได้มีการศึกษาและวิจัยเพื่อพัฒนาเทคโนโลยีของอุปกรณ์และเปลี่ยนความร้อน เพื่อให้ได้สมรรถนะที่สูงขึ้น โดยการเพิ่มอัตรา

ถ่ายเทความร้อน หรือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยทั่วไปสามารถแบ่งเทคนิคที่ใช้ในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ 3 แบบ ได้แก่ เทคนิคแบบแอคทีฟ (Active techniques) เป็นการนำเอาพลังงานภายนอกเข้ามาช่วยในการถ่ายเทความร้อน เทคนิคแบบพาสซีฟ (Passive techniques) เป็นการปรับปรุงพื้นผิวเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยไม่ต้องใช้พลังงานจากภายนอก และเทคนิคแบบผสม (Compound techniques) เป็นการผสมผสานการออกแบบระหว่างแบบแอคทีฟและแบบพาสซีฟ [1] นอกจากนี้ยังมีงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอีกจำนวนมาก เพื่อพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น เช่น Wongcharee and Eiamsa-ard [2] ได้ศึกษาเชิงทดลอง โดยติดตั้งแผ่นไบบิตแบบสลับนแกน (TA) ทดสอบในช่วงเรย์โนลด์ตั้งแต่ว่า 830-1,990 ที่สัดส่วนการบิด  $y/w$  เท่ากับ 3, 4 และ 5 พบว่า แผ่นไบบิตแบบสลับนแกนที่สัดส่วนการบิด ( $y/w$ ) เท่ากับ 3 ให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานสูงสุด Wongcharee and Eiamsa-ard [3] ได้ศึกษาเชิงทดลองการถ่ายเทความร้อนการสูญเสียความดัน และตัวประกอบสมรรถนะทาง

ความร้อนโดยใช้แผ่นบิดแบบตัดขอบ ซึ่งสมรรถนะทางความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนลึกและการลดลงของอัตราส่วนความกว้าง Eiamsa-ard and Promvong [4] ได้ศึกษาโดยการติดตั้งแผ่นบิดแบบขอบฟันใบเลื่อย (STT) ทดสอบในช่วงเลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 4,000- 20,000 ในตัวแปรอัตราการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียความดันพบว่า การใช้แผ่นบิดใบพัดแบบขอบฟันเลื่อย ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนตัวประกอบความเสียดทานและสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่าแผ่นใบพัดทั่วไป (TT) เลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของอัตราส่วนลึกและการลดลงของอัตราส่วนความกว้าง และ Dalawade and Dange [5] ได้ติดตั้งแผ่นใบบิดหยักเพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน ผลการศึกษาพบว่า ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่มีแผ่นบิดหยักเพิ่มขึ้น 17-40% ที่สัดส่วนการบิด 8.33 และ 24-45% ที่สัดส่วน

การบิด 10.42 และให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทานและสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่าใบพัดแบบทั่วไป

จากการศึกษาทฤษฎีและวรรณกรรมการวิจัยที่ผ่านมา พบว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่จะมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้สูงนั้น ต้องใช้เทคนิคแบบพาสซีฟเป็นส่วนใหญ่ เพราะไม่ต้องใช้พลังงานจากภายนอกเข้ามาช่วยสำหรับการถ่ายเทความร้อน แต่จะต้องเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวหรือการใส่แผ่นบิดภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น สำหรับงานวิจัยนี้ จะศึกษาเชิงทดลองเพื่อศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลม โดยใส่แผ่นบิดผิวเรียบ ผิวคลื่น และผิวคลื่นตรงกลางสอดใส่หลอดทองแดง เพื่อศึกษาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน และปัจจัยที่เป็นผลกระทบต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน โดยได้กำหนดสัดส่วนการบิด (y/w) ที่ 5, 6 และ 7 (Figure 1)

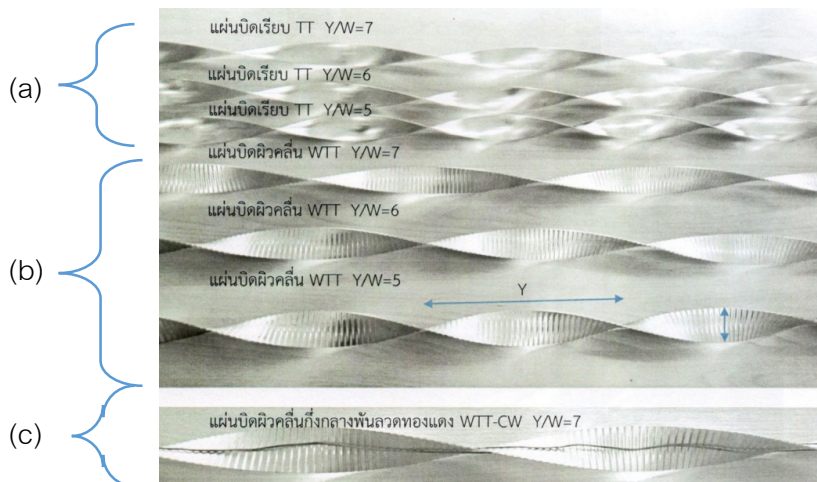


Figure 1. The type different of twisted tape (a) smooth surface twisted tape, (b) wavy twisted tape and (c) wavy twisted tape with copper wire inserts

## วิธีดำเนินการวิจัย

ในการดำเนินการวิจัย ได้ทำการศึกษาทฤษฎี การถ่ายเทความร้อนและวรรณกรรมเกี่ยวกับ งานวิจัยทั้งภายในและต่างประเทศ เกี่ยวกับการเพิ่ม

การถ่ายเทความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน จนนำมาสู่การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อน (Figure 2)

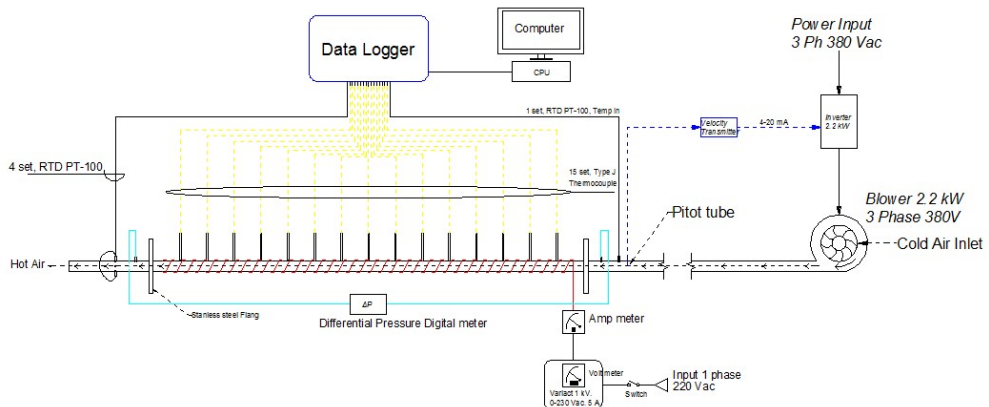


Figure 2. Heat exchanger experiment equipment

1) ขั้นตอนการออกแบบและสร้างชุดทดลอง ชุดทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อน ใช้ ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 38.1 mm (1.5 in) หนา 1.5 mm และยาว 1,500 mm และส่วน ท่อใช้ทดสอบความยาว 3,100 mm ให้ความร้อนที่ ผิวท่อทองแดงด้วยปริมาณความร้อนคงที่ จำนวน 65 W พร้อมติดตั้งอุปกรณ์การวัดอุณหภูมิของผิวท่อ ( $T_w$ ) โดยใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด เจ (Thermocouple type J) ที่ผิวท่อโดยเจาะรูที่ผิวท่อลึก 0.5 mm จำนวน 15 จุด โดยแต่ละจุดห่างกัน 10 mm เท่ากัน แล้วสวมทับด้วยท่อ PP-R ทำจากพลาสติกขนาด เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 41 mm และหนา 11 mm ด้วยวิธีการให้ความร้อน ทำให้ท่อทองแดงและข้อต่อ สามารถเชื่อมประสานกันเป็นเนื้อเดียว และหุ้มด้วย ฉนวนใยหิน ชนิดท่อที่ผลิตจากเส้นใยธรรมชาติที่ไม่มี สารประกอบของแอสเบสตอส (Asbestos) ความ

หนาของฉนวนเท่ากับ 50.8 mm ขนาดเส้นผ่าน ศูนย์กลางภายใน 50.8 mm วัดอุณหภูมิที่ทางเข้า ( $T_{in}$ ) 1 จุด และอุณหภูมิทางออก ( $T_{out}$ ) 4 จุด ด้วย อาร์ทีดี-พีที 100 (RTD-PT100) ซึ่งมีค่าความแม่นยำ อยู่ที่เทคนิคตำแหน่งที่ 3 เก็บข้อมูลด้วยอุปกรณ์เก็บ ข้อมูล (Data logger) แล้วส่งข้อมูลไปยังเครื่อง คอมพิวเตอร์ ของไหลที่ใช้ในการทดลองคือ อากาศ ถูกส่งจ่ายเข้าในท่อด้วยพัดลมโบลเวอร์ (Blower) ปรับความเร็วของอากาศร้อนด้วยอินเวอร์เตอร์ (Inverter) วัดความเร็วหรืออัตราการไหลของอากาศ โดยใช้อุปกรณ์การวัดความเร็วและอัตราการไหล KIMO CTV210 มีความแม่นยำ 0.01 และวัดความดันตกคร่อม ( $\Delta P$ ) ด้วยอุปกรณ์วัดความดันแบบ ดิจิตอล รุ่น Dwyer DM-2000 มีค่าความแม่นยำอยู่ที่ เทคนิคตำแหน่งที่ 1 ดังชุดทดสอบจริง (Figure 3)

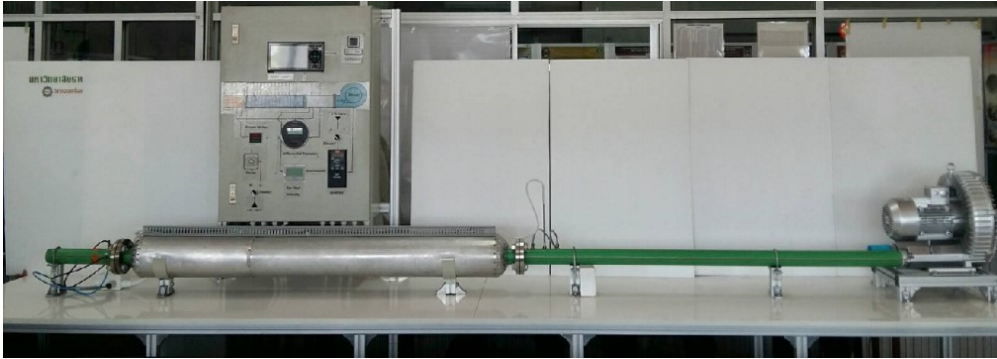


Figure 3. Practice testing equipment

ส่วนแผ่นบิตทำมาจากอลูมิเนียมหนา (t) 2 mm กว้าง 38 mm ทำการบิตด้วยเครื่องบิตให้ได้ อัตราส่วนการบิต (y/w) 5.0, 6.0 และ 7.0 ยาว 1,600 mm ส่วนการทำแผ่นบิตผิวคลื่อนนั้น จะทำ แผ่นอลูมิเนียมขึ้นรูปโดยเครื่องขึ้นรูปแผ่นวัสดุลอน

และสอดใส่หลอดทองแดงที่จุดกลางแผ่นบิตผิวคลื่อน ดัง Figure 1 (a, b and c)

2) ข้อมูลชุดทดสอบและเงื่อนไขการทดลอง การทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน ของท่อสอดใส่แผ่นบิตกรณีต่าง ๆ ซึ่งมีรายละเอียด ของชุดทดสอบและเงื่อนไขขอบเขต (Table 1)

Table 1. Test set and test scope condition

Equipment	Detail
Copper tube	D = 38.1 mm
Aluminum sheets	W = 38 mm, t = 2 mm, y = 190, 228 and 266 mm y/w = 5, 6 and 7
Blower	Blow air into the test tube
RTD-PT100 sensor	Measure the inlet and outlet temperatures
Thermocouple sensor	Measure the temperature of surface tube 15 points
KIMO CTV210	Measure velocity and flow rate
Dwyer DM-2000	Measure the pressure drop

3) การวิเคราะห์ผลการทดลอง  
ในการวิเคราะห์ผลการทดลองนี้ ซึ่งทำการวิเคราะห์ผลของการไหลและการถ่ายเทความร้อนในรูปแบบของตัวแปรต่าง ๆ โดยการถ่ายเทความร้อน

สามารถวิเคราะห์ได้จากเลขนัสเซลท์ (Nusselt Number, Nu) การสูญเสียจากการไหลวิเคราะห์จากตัวประกอบตัวเสียดทาน (Friction Factor, f) และสมรรถนะของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใส่แผ่นบิต

ชนิดต่าง ๆ พิจารณาจากค่าตัวประกอบสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Thermal Enhancement Factor, TEF) ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่เลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number, Re) ระหว่าง 4,000 - 8,000 โดยที่เลขเรย์โนลด์ขึ้นอยู่กับความเร็วของอากาศ ซึ่งสามารถหาได้จากสมการ

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (1)$$

เลขนัสเซลท์ (Nu) สามารถหาได้จากสมการ

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (2)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) สามารถหาได้จากสมการ

$$h = \frac{\dot{Q}}{A(T_w - T_b)} \quad (3)$$

ตัวประกอบความเสียดทาน (f) ได้จากการวัดค่าความดันตกคร่อม ( $\Delta P$ ) ระหว่างทางเข้ากับทางออกของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน และคำนวณจากสมการ

$$f = \frac{2D\Delta P}{\rho L U^2} \quad (4)$$

ตัวประกอบสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) หาได้จาก

$$TEF = \frac{Nu_T / Nu_P}{(f_T / f_P)^{1/3}} \quad (5)$$

### ผลการวิจัยและวิจารณ์ผล

#### 1. การตรวจสอบอุปกรณ์การทดลอง

ในการตรวจสอบชุดทดลองนั้น ใช้การตรวจสอบกรณีของท่อเปล่า โดยนำผลการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานในท่อผิว

เรียบ ในรูปของตัวแปรเลขนัสเซลท์ และตัวประกอบความเสียดทานเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่ได้กับสมการสหสัมพันธ์ในอดีตที่น่าเชื่อถือได้ โดยผลของการถ่ายเทความร้อนจากการทดลองนำมาเปรียบเทียบกับค่าที่คำนวณจากสมการสหสัมพันธ์ของ Gneilinski [6] ดังสมการที่ (6) และ Dittus and Boelter [7] ดังสมการที่ (7) ส่วนตัวประกอบความเสียดทานเปรียบเทียบกับสมการสหสัมพันธ์ของ Blassius [8] ดังสมการที่ (8) และ Petukhov [9] ดังสมการที่ 9 เพื่อเป็นการตรวจสอบความน่าเชื่อถือของอุปกรณ์การทดลอง

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1,000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

$$\text{เมื่อ } f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (7)$$

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (8)$$

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (9)$$

ซึ่งผลการเปรียบเทียบแสดงใน Figure 4

จากการเปรียบเทียบ พบว่า ค่าการถ่ายเทความร้อนหรือเลขนัสเซลท์จากการทดลองมีค่าน้อยกว่าค่าของ Gneilinski [6] โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 9.3% และ Dittus and Boelter [7] มีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 9.3% ส่วนค่าตัวประกอบความเสียดทานมีค่าลดลง เมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น และค่าตัวประกอบความเสียดทานจากการทดลองมีค่าน้อยกว่า Blassius [8] โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.8% และ Petukhov [9] มีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.8%

2. ผลการทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับกรณีท่อเปล่าและกรณีใส่แผ่นบิดชนิดต่างๆ โดยกำหนดสัดส่วนการบิดที่ 5, 6 และ 7 มีช่วงเลข

เรย์โนลด์ ที่ 4,000-8,000 ได้แก่แผ่นบิดผิวเรียบ แผ่น บิดผิวคลื่น และแผ่นบิดผิวคลื่นกึ่งกลางสอดใส่ ลวดทองแดง ซึ่งมีรายละเอียด ดังนี้

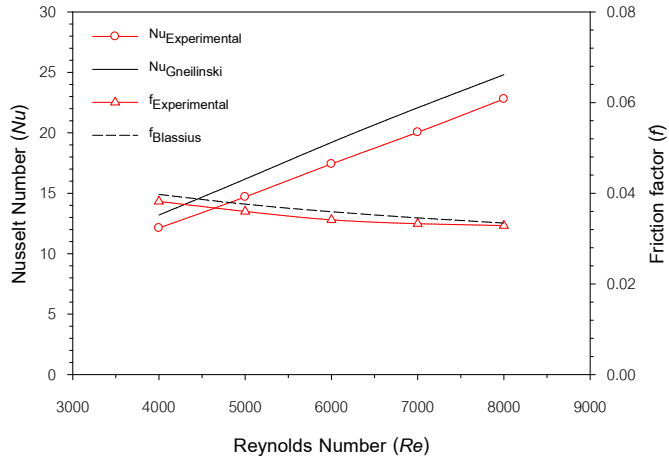


Figure 4. Compare the results of the experimental pipe and the former correlation equation

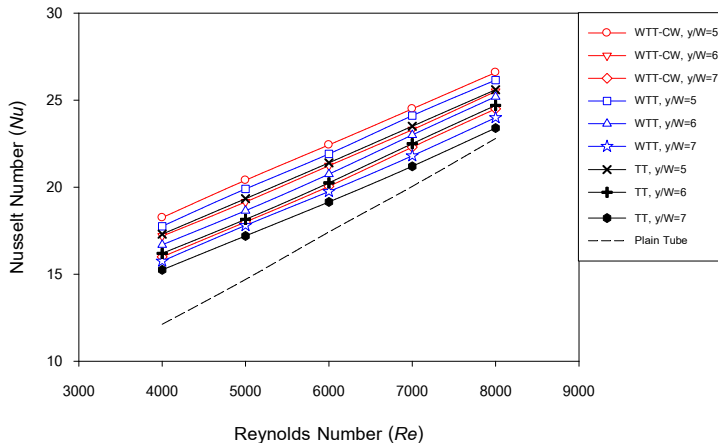


Figure 5. Relationship between Reynold number, Re and Nusselt number (Nu)

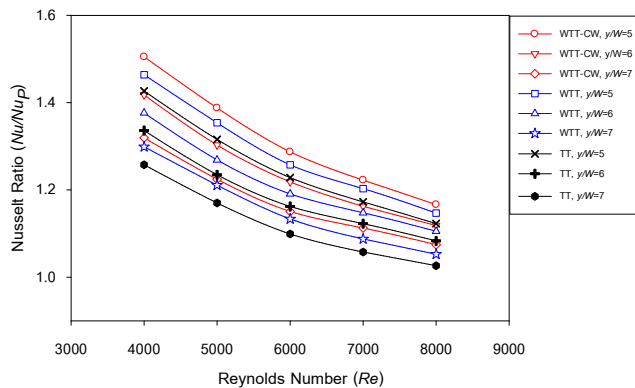


Figure 6. Relationship between Reynold number, Re and Nusselt number ratio,  $Nu/Nu_p$

2.1 ผลการทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีท่อเปล่า (Plain type, PT), กรณีสอดใส่แผ่นบิดผิวเรียบ (Smooth surface twisted type, TT) กรณีสอดใส่แผ่นบิดผิวคลื่น (Wavy twisted type, WTT) และกรณีสอดใส่แผ่นบิดผิวคลื่นกึ่งกลางสอดใส่หลอดทองแดง (Wavy twisted type, WTT-CW) ดังแสดงใน Figure 5

จาก Figure 5 - 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขเรย์โนลด์กับตัวเลขนัสเซลท์ของท่อเปล่า, กรณีในแผ่นบิดผิวเรียบ, แผ่นบิดผิวคลื่น และแผ่นบิดผิวคลื่นกึ่งกลางสอดใส่หลอดทองแดง ผลการทดลอง พบว่า ผลการถ่ายเทความร้อนซึ่งแสดงด้วยค่าเลขนัสเซลท์ (Nu) นั้น มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ (Re) เพิ่มขึ้น เนื่องจากความเร็วของอากาศภายในท่อสูงขึ้น ทำให้เกิดการพาความร้อนได้มากขึ้น ส่งผลให้ชั้นขอบเขตทางความร้อนบริเวณใกล้ผนังบางลง เมื่อมีการสอดใส่แผ่นบิดผิวเรียบเข้าไปในท่อทำให้เกิดการไหลแบบหมุนควง (Swirling flow) ของไหลบริเวณผนังท่อเกิดความเร็วสูงขึ้นยิ่งทำให้ขอบเขตบางลงอีก ขณะที่แผ่นบิดผิวคลื่นนั้น

นอกจากจะทำให้เกิดการหมุนควงยังทำให้เกิดความปั่นป่วนของอากาศภายในท่อเพิ่มขึ้น ซึ่งจะทำให้เกิดการพาความร้อนสูงขึ้น ส่วนแผ่นบิดผิวคลื่นกึ่งกลางสอดใส่หลอดทองแดงนั้นก็จะเพิ่มตามความปั่นป่วนซึ่งเกิดจากการไหลของไหลหมุนควงเพิ่มขึ้น ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น ดังแสดงใน Figure 5 โดยเฉพาะแผ่นบิดผิวคลื่นกึ่งกลางสอดใส่หลอดทองแดง มีค่าเลขนัสเซลท์สูงกว่าแผ่นบิดผิวเรียบและท่อเปล่า โดยเฉพาะเลขเรย์โนลด์ 4,000 ที่สัดส่วนการบิดเท่ากับ 5 ที่ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูง เมื่อเทียบกับท่อเปล่าร้อยละ 0.55, 0.52 และ 0.50 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาสัดส่วนค่าเลขนัสเซลท์ ( $Nu/Nu_p$ ) กับช่วงเลขเรย์โนลด์ (Re) พบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อทองแดง ที่ภายในใส่แผ่นบิดทั้ง 3 กรณี ดังแสดงใน Figure 6 ในช่วงเลขเรย์โนลด์ 4,000-8,000 มีค่าอัตราส่วนการถ่ายเทความร้อนในตัวเลขนัสเซลท์ ( $Nu/Nu_p$ ) อยู่ระหว่าง 1.12-1.58 โดยค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลท์แผ่นบิดผิวคลื่นกึ่งกลางสอดใส่หลอดทองแดงมีค่าสูงสุดอยู่ระหว่าง 1.18-1.56



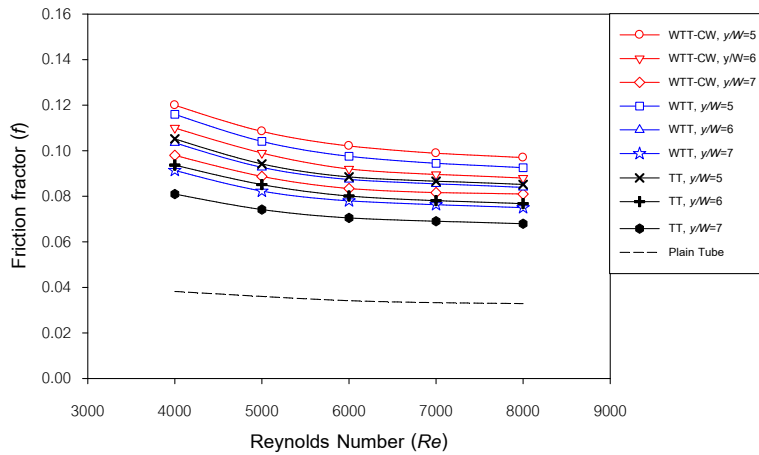


Figure 7. Relationship between Reynold number, Re and Friction factor, f

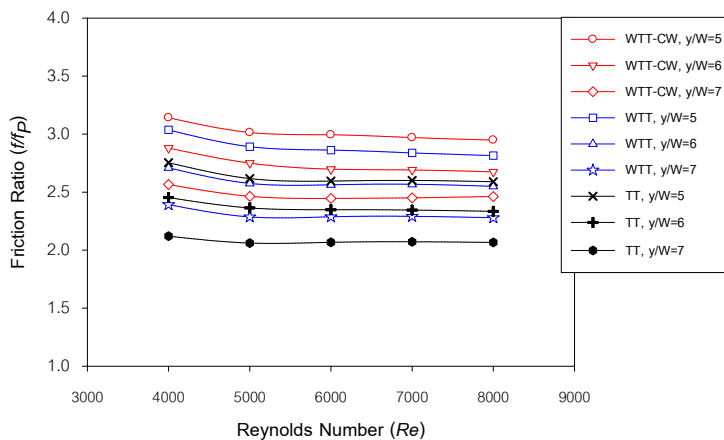


Figure 8. Relationship between Reynold number, Re and Friction factor ratio, (f/f<sub>p</sub>)

จาก Figure 7-8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขเรย์โนลด์กับตัวประกอบความเสียดทานของท่อเปล่าที่ใส่แผ่นบิดผิวเรียบใส่แผ่นบิดผิวคลื่น และแผ่นบิดผิวคลื่นกึ่งกลางสอดใส่หลอดทองแดง ดัง Figure 7. ผลจากการทดลอง พบว่า ค่าตัวประกอบความเสียดทานที่มีค่าสูง คือ แผ่นบิดผิวคลื่นกึ่งกลางสอดใส่หลอดทองแดง รองลงมาแผ่นบิดผิวคลื่น และ แผ่นบิดผิวเรียบโดยเฉพาะสัดส่วนการบิด

เท่ากับ 5 ช่วงเลขเรย์โนลด์ 4,000 ซึ่งเมื่อคิดเทียบกับท่อเปล่า เฉลี่ยร้อยละ 2.56, 1.81 และ 0.23 ตามลำดับ ส่วนสัดส่วนของตัวประกอบความเสียดทาน (f/f<sub>p</sub>) ของท่อ กรณีสอดใส่แผ่นบิดกรณีต่าง ๆ กับท่อเปล่า ดังแสดงใน Figure 8 ซึ่งมีค่าอยู่ระหว่าง 1.08-3.20 โดยมีค่าสัดส่วนของแผ่นบิดผิวคลื่นกึ่งกลางสอดใส่หลอดทองแดงมีค่าสูงสุด

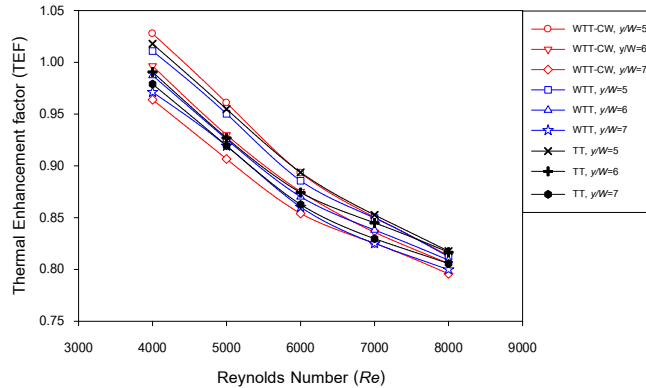


Figure 9. Relationship between Reynold number, (Re) and Thermal Enhancement factor, (TEF)

จาก Figure 9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขเรย์โนลด์ Re กับตัวประกอบสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน, TEF ซึ่งเป็นสัดส่วนระหว่างการถ่ายเทความร้อนสูญเสียจากการไหลที่กำลังงานของพัดลมเดียวกัน พบว่า ค่าตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้น จะทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเททางความร้อนลดลง เมื่อเลขเรย์โนลด์สูงขึ้น และเมื่อเปรียบเทียบแผ่นบิดแบบต่าง ๆ พบว่า แผ่นบิดผิวคลื่นกึ่งกลางสอดใส่หลอดทองแดงมีค่าสูงสุด รองลงมาแผ่นบิดผิวคลื่น และแผ่นบิดผิวเรียบตามลำดับ โดยแผ่นบิดผิวคลื่นกึ่งกลางสอดใส่หลอดทองแดงมีตัวประกอบสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนความร้อนสูงสุดที่ 1.03 ที่เลขเรย์โนลด์ 4,000

### สรุปผลการวิจัย

การทดสอบท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขอบเขตการใส่แผ่นบิดผิวเรียบ, แผ่นบิดผิวคลื่น และแผ่นบิดผิวคลื่นกึ่งกลางสอดใส่หลอดทองแดง ที่สัดส่วนการบิด (y/w) เท่ากับ 5, 6 และ 7 ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนตัวเลขเรย์โนลด์ ช่วง 4,000-8,000 โดยทำการ

ทดลองเปรียบเทียบกับท่อเปล่า (PT) ผลการทดสอบพบว่า แผ่นบิดผิวคลื่นกึ่งกลางสอดใส่หลอดทองแดง อัตราการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าท่อทองแดงที่สอดใส่แผ่นบิดกรณีอื่น ๆ และท่อเปล่า ซึ่งข้อค้นพบจากการวิจัยในครั้งนี้ คือ ชุดทดสอบแลกเปลี่ยนความร้อนชุดนี้เหมาะสำหรับสัดส่วนการบิด (y/w) เท่ากับ 5 และช่วงเลขเรย์โนลด์ที่ 4,000 จะให้ตัวประกอบสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุด เท่ากับ 1.03

### ข้อเสนอแนะ

1. ควรศึกษาสัดส่วนการบิด (y/w) มีขนาดเท่ากับ 4, 3 และ 2
2. ควรพัฒนารูปแบบคลื่นแผ่นบิดในรูปแบบต่างๆ เพื่อเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น
3. ควรมีเครื่องมือวัดสัดส่วนการบิด y/w ที่ชัดเจน
4. เครื่องมือวัดความดันตกคร่อม ควรใช้แบบดิจิตอลที่มีทศนิยม 4 หลักขึ้นไป
5. การควบคุมอุณหภูมิห้องทดสอบจะต้องมีอุณหภูมิคงที่



## กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี ที่ได้สนับสนุนสถานที่ สำหรับการสร้างชุดทดลอง และครุภัณฑ์เครื่องมือต่าง ๆ ตลอดจนนักศึกษาสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ชั้นปี 4 (ภาคเสาร์-อาทิตย์) ที่ได้ช่วยสร้างชุดทดลองจนประสบความสำเร็จ จนทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จตามเป้าหมายทุกประการ

## คำอธิบายสัญลักษณ์

$\dot{q}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ ( $W/m^2$ )
$Nu$	ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (-)
$h$	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ( $W/m^2K$ )
$D$	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)
$A$	พื้นที่ผิวภายในท่อที่สัมผัสกับของไหล ( $m^2$ )
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวล ( $kg/s$ )
$C_p$	ค่าการจุความร้อนของของไหล ( $J/kgK$ )
$T_b$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล ( $^{\circ}C$ )
$T_o$	อุณหภูมิทางออกของของไหล ( $^{\circ}C$ )
$T_i$	อุณหภูมิทางเข้าของของไหล ( $^{\circ}C$ )
$T_w$	อุณหภูมิเฉลี่ยต่อผิวท่อ ( $^{\circ}C$ )
$n$	จำนวนจุดที่วัดอุณหภูมิ (-)
$f$	ค่าความเสียดทาน (-)
$\Delta P$	ค่าความดันตกคร่อม (Pa)
$L$	ค่าความยาวท่อ (m)
Re	เลขเรย์โนลด์ (-)
$\rho$	ค่าความหนาแน่น ( $kg/m^3$ )
$d$	ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)
$\mu$	ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ( $N s/m^2$ )
$k$	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ( $W/mK$ )

$U$	ค่าความเร็วของของไหล (m/s)
$Nu_t$	ค่าเลขนัสเซลท์จากการทดลองแบบใส่แผ่นบิด (-)
$Nu_p$	ค่าเลขนัสเซลท์จากการทดลองแบบท่อเปล่า (-)
$f_t$	ค่าตัวประกอบความเสียดทานจากการทดลองแบบใส่แผ่นบิด (-)
$f_p$	ค่าตัวประกอบความเสียดทานจากการทดลองแบบท่อเปล่า (-)

## เอกสารอ้างอิง

- 1 Naga Sarada, S., Sita Rama Raju, A.V., Kalyani Radha, K. and Shyam Sunder, L. 2010. Enhancement of heat transfer using varying width twisted tape inserts. *International Journal of Engineering, Science and Technology*. 2(6): 107-118
- 2 Wongcharee, K. and Eiamsa-ard, S. 2011. Heat transfer enhancement by twisted tapes with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wing. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. 50(2): 211-219
- 3 Wongcharee, K. and Eiamsa-ard, S. 2011. Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through the round tubes inserted with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tapes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 38 (3): 348-352



- 4 Eiamsa-ard, S. and Promvonge, P. 2005. Enhancement of heat transfer in a tube with regularly-spaced helical tape swirl generators. *Solar Energy*. 78(4): 483-494
- 5 Bhuiya, M.M.K., Chowdhury, M.S.U., Saha, M. and Islam, M.T. 2013. Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 46: 49-57
- 6 Gnielins, V. 1976. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering*. 16: 359-368.
- 7 Dittus, F.W., and Boelter, L.M.K. 1930. Heat Transfer in Automobile radiators of the Tubular Type. *University of California Public Engineering*. 2(13): 443-461.
- 8 Blasius, H.Z. 1908. Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Physik (English: Journal of Applied Mathematics and Physics) 56: 1-37. English translation in NACA Technical Memo 1256.
- 9 Petukhov, B. S. (1970). Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. *Advances in Heat Transfer*. 6: 503-564. Edited by J. P. Hartnett and T. F. Irvine, Academic Press, (New York 1970).