

บททวนการถ่ายเทความร้อนช่วงการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม ด้วยแผ่นใบบิด

สุทิน พลบูรณ์*

บทคัดย่อ

การไหลแบบปั่นป่วนถูกนำไปประยุกต์ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยอาศัยเทคนิคแบบพาสซีฟ (Passive technique) ซึ่งเป็นเทคนิคที่ใช้การปรับปรุงพื้นผิวหรือโครงสร้างของช่องทางการไหลด้วยการสอดใส่หรือเพิ่มเติมอุปกรณ์ ตัวอย่างเช่น การสอดใส่อุปกรณ์พิเศษ อุปกรณ์ทำให้การไหลหมุนวน (Swirl flow) และ การทำให้พื้นผิวมีความขรุขระ แผ่นใบบิด (Twisted Tape) เป็นอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการไหลหมุนวนที่ถูกนำมาใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากที่สุด เนื่องจากสามารถเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้ดีและมีราคาถูก บทความนี้ได้รวบรวมงานวิจัยที่นำแผ่นใบบิดมาประยุกต์ใช้งาน โดยพิจารณาในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่มีเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 3,000 ถึง 22,000 โดยนำเสนอถึงอัตราการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน จากการรวบรวมพบว่าการสอดใส่แผ่นใบบิดสลับแกนแบบปีกสามเหลี่ยมสี่เหลี่ยมผืนผ้าและสี่เหลี่ยมคางหมูให้สมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.42 และ การสอดใส่แผ่นใบบิดแบบตัดพื้นเหลี่ยมให้สมรรถนะทางความร้อนต่ำสุดเท่ากับ 1.17

คำสำคัญ : แผ่นใบบิด, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, การไหลแบบปั่นป่วน, การไหลหมุนวน

A Review of Turbulent Flow Heat Transfer in a Circular Tube with Twisted Tape

Suthin Pholboorn*

Abstract

Turbulent flow was applied in heat exchanger for increasing of heat transfer by using passive technique which generally used surface or geometrical modifications to the flow channel by inserts or additional devices. For example, inserting extra device, swirl generating device and rough surface device. Twisted tape is the device to create the swirl flow to use in heat exchanger because of increasing of heat transfer enhancement and cheap of equipment. This paper collected literatures which applied the twisted tape to provide by turbulent flow for the Reynolds number range of 3,000 to 22,000. This paper presented heat transfer rate, friction factor and thermal performance factor. The result from the literature review found that the maximum thermal performance is 1.42 of twisted tape with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings and the minimum thermal performance is 1.17 of serrated twisted tape.

Keywords : Twisted tape, Heat exchanger, Turbulent flow, Swirl flow

Department of Mechanical Technology, Faculty of Technology, Udon Thani Rajabhat University

* Corresponding author, E-mail: suthin_27@hotmail.com Received 27 October 2015, Accepted 29 March 2016

1. บทนำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกนำมาใช้ในหลายอุตสาหกรรมไม่ว่าจะเป็น โรงจักรต้นกำลัง อุตสาหกรรมปรับอากาศและการทำความเย็น อุตสาหกรรมรถยนต์ เตาปฏิกรณ์เคมี หรือ อุตสาหกรรมอิเล็กทรอนิกส์ เป็นต้น การลดต้นทุนการผลิตของอุตสาหกรรมเหล่านี้สามารถทำได้โดยลดการใช้พลังงานด้วยการลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพในการทำงานมากขึ้น มีการซ่อมบำรุงรักษาน้อย อุปกรณ์ประกอบราคาถูกและง่ายต่อการขึ้นรูป ด้วยเหตุนี้ จึงได้มีการค้นคว้าวิจัยเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพให้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิธีที่นิยมใช้คือการใช้เทคนิคแบบพาสซีฟ (Passive technique) ซึ่งเป็นวิธีที่ไม่ต้องนำพลังงานจากภายนอกมาใช้ แต่ทำได้โดยการปรับปรุงพื้นผิวหรือโครงสร้างประกอบด้วย การทำให้พื้นผิวมีความขรุขระ [1-3] ผิวท่อเป็นเกลียว [4-6] และ อุปกรณ์ทำให้เกิดการไหลหมุนควง [7-8] แผ่นใบบิด (Twisted Tape, TT) เป็นอุปกรณ์ที่นิยมนำมาใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อน อันเนื่องมาจากราคาถูกและง่ายต่อการประกอบ โดยแผ่นใบบิดเหมาะสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) [9] ซึ่งจะส่งผลให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนด้วยการสอดใส่แผ่นใบบิดเพิ่มมากขึ้นเนื่องจากความเร็วของไหลเพิ่มขึ้นที่บริเวณสัมผัสกับผิวท่อจึงทำให้มีการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น ในขณะที่การใช้อุปกรณ์ที่ทำให้ผิวมีความขรุขระและผิวท่อเป็นเกลียวก็ช่วยให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นได้แต่มีข้อเสียที่การสร้างและการประกอบจะมีความยากมากกว่าการใช้แผ่นใบบิด ด้วยเหตุผลนี้

จึงนิยมใช้แผ่นใบบิดมากกว่าเพราะสร้างและประกอบง่าย ดังนั้น บทความนี้ได้รวบรวมงานวิจัยที่มีการประยุกต์ใช้งานแผ่นใบบิดและการปรับปรุงในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะทางความร้อนสำหรับประยุกต์ให้เหมาะสมกับการใช้งาน

2. การถ่ายเทความร้อนด้วยแผ่นใบบิด

แผ่นใบบิดทำมาจากแผ่นอะลูมิเนียมหรือโลหะโดยการบิดไปตามขนาดที่ต้องการ ซึ่งแผ่นใบบิดมีความนิยมนำมาใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากง่ายต่อการขึ้นรูปและราคาถูก เมื่อสอดใส่แผ่นใบบิดเข้าไปในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) และการไหลหมุนควง (Swirl flow) หรือ การไหลอันดับสอง (Secondary flow) [9-10] ของไหลบริเวณใกล้กับผนังท่อมีความเร็วเพิ่มขึ้นส่งผลให้ความหนาขอบชั้นขีดของของไหลมีขนาดเล็กลงจึงเป็นผลให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น จึงทำให้มีการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น อย่างไรก็ตาม การสอดใส่แผ่นใบบิดถึงแม้จะทำให้มีการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้นแต่ก็ส่งผลให้เกิดความดันสูญเสีย (Pressure loss) ตามมาด้วย [10] ดังนั้น ในการออกแบบจึงต้องเลือกใช้รูปแบบแผ่นใบบิดให้มีความเหมาะสมที่สุด นั่นคือ มีการถ่ายเทความร้อนได้ดีแต่สูญเสียความดันน้อย

3. รูปแบบแผ่นใบบิดที่ประยุกต์ใช้งาน

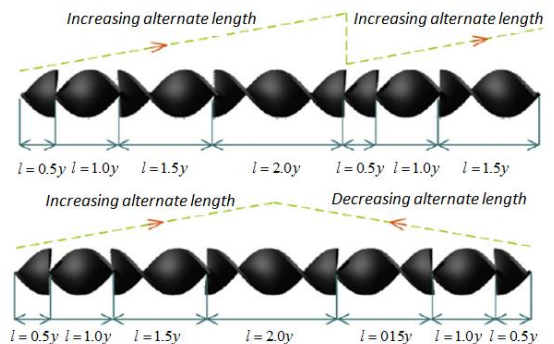
แผ่นใบบิด (Twisted Tape, TT) นิยมนำมาใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนทำให้เครื่องแลกเปลี่ยน

ความร้อนมีขนาดเล็กลง สามารถลดต้นทุนการผลิต จึงได้มีความพยายามค้นคว้าวิจัยในการใช้แผ่นใบบีดใน รูปแบบที่แตกต่างกันเพื่อเลือกใช้รูปแบบของแผ่นใบบีด ให้เหมาะสม บทความนี้จึงได้รวบรวมงานวิจัยที่มีการ ประยุกต์ใช้แผ่นใบบีดที่มีการปรับปรุงในรูปแบบที่ แตกต่างกัน โดยพิจารณาช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่มี เลขเรย์โนลด์ (Re) อยู่ระหว่าง 3,000 ถึง 22,000 สามารถ แบ่งการพิจารณาออกเป็น 5 กลุ่ม ดังนี้

3.1 แผ่นใบบีดแบบสลับแกน

Eiamsa-ard และคณะ [12] ได้ทดลองการเพิ่ม สมรรถนะทางความร้อนในท่อกลมด้วยการสอดใส่แผ่น ใบบีดที่มีการสลับแกนด้วยอัตราส่วนความยาวช่วงสลับ แกนต่อความยาวช่วงการบีด ($l/y=0.5, 1.0, 1.5$ และ 2.0) โดยแผ่นใบบีดที่ใช้มี 2 แบบ คือ แบบความยาวช่วงสลับ แกนเท่ากันและไม่เท่ากัน (TAs และ N-TAs), ตามลำดับ อัตราส่วนการบีด ($y/W=3, 4$ และ 5) ดังรูปที่ 1 เลขเรย์- โนลด์อยู่ในช่วง 5,000 ถึง 21,500 พบว่าเลขนัสเซลท์ และตัวประกอบเสียดทานของแผ่นใบบีดแบบ TAs และ N-TAs มีค่ามากกว่าแผ่นใบบีดแบบ TT และ เลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้ม เพิ่มขึ้นเมื่อลดความยาวช่วงสลับแกน (l) เลขนัสเซลท์ ของแผ่นใบบีดแบบ TAs ที่มี $l/y=0.5, 1.0, 1.5$ และ 2.0 มีค่ามากกว่าแผ่นใบบีดแบบ TT อยู่เท่ากับ 52, 47, 43 และ 37 % ตามลำดับ และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น เป็น 47, 38, 27 และ 15 % ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับ แผ่นใบบีดแบบ TT อัตราการถ่ายเทความร้อนและความ เสียดทานของแผ่นใบบีดแบบ N-TAs มีค่าน้อยกว่าแผ่น ใบบีดแบบ TAs ที่อัตราส่วน $l/y = 0.5$ และ 1.0 แต่เมื่อ อัตราส่วน $l/y = 1.5$ และ 2.0 มีแนวโน้มตรงกันข้าม และ

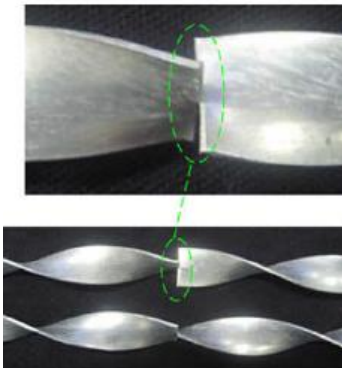
ยังพบอีกว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดและตัว ประกอบสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเกิดขึ้นกับแผ่น ใบบีดแบบ TAs ที่ $l/y=0.5$



รูปที่ 1 แผ่นใบบีดแบบ N-TAs ของ Eiamsa-ard และ คณะ [12]

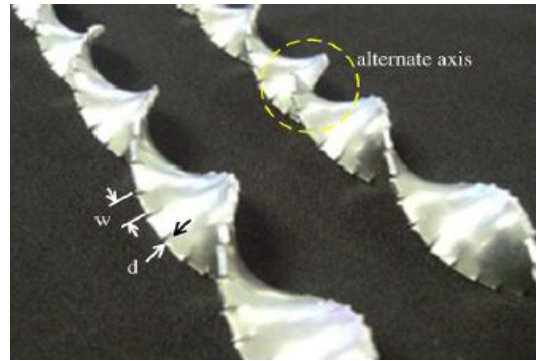
Eiamsa-ard และ Promvong [13] ได้ศึกษาเชิง ทดลองการถ่ายเทความร้อนช่วงการไหลแบบปั่นป่วน และคุณลักษณะแรงเสียดทานของการไหลในท่อกลม ด้วยการสอดใส่แผ่นใบบีด 2 แบบ คือ แผ่นใบบีดแบบ ทัวไป (TT) และ แผ่นใบบีดแบบบีดตามเข็มและทวน เข็มนาฬิกา (แผ่นใบบีดแบบ C-CC) อัตราส่วนการบีด $y/w=3, 4$ และ 5 และมุมการบีด $\theta = 30, 60$ และ 90° ดังรูปที่ 2 เลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง 3,000 – 27,000 ภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนคงที่ พบว่าแผ่นใบบีด แบบ C-CC ให้อัตราการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบ เสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน มากกว่าแผ่นใบบีดแบบ TT ภายใต้การทำงานเดียวกัน อัตราการถ่ายเทความร้อนของแผ่นใบบีดแบบ C-CC จะ เพิ่มขึ้นเมื่อลดอัตราส่วนการบีดและเพิ่มมุมการบีด เลขนัสเซลท์ของแผ่นใบบีดแบบ C-CC มีค่ามากกว่า แผ่นใบบีดแบบ TT และท่อผิวเรียบอยู่ระหว่าง 12.8-

41.9 % และ 27.3-90.5 %, ตามลำดับ ตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดของแผ่นไบบิตแบบ C-CC ที่มุมการบิด $\theta = 90^\circ$ เมื่ออัตราส่วน $y/w=3, 4$ และ 5 มีค่าเท่ากับ 1.4, 1.34 และ 1.3, ตามลำดับ



รูปที่ 2 แผ่นไบบิตแบบ C-CC ของ Eiamsa-ard และ Promvong [13]

Seemawute และ Eiamsa-ard [14] ได้ศึกษาเชิงทดลองการไหลและสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนคงที่ด้วยการสอดใส่แผ่นไบบิตแบบตัดรอบนอกพร้อมสลักแกน (PT-A) อัตราส่วนการบิด $y/W=3.0$ ความกว้างของรอยตัด $w=2$ mm อัตราส่วนความกว้างของรอยตัด $w/W = 0.11, 0.22$ และ 0.33 อัตราส่วนความลึกของรอยตัดคงที่ $d/W = 0.11$ ($d = 2$ mm) ทั้งนี้ได้ทดลองเปรียบเทียบกับแผ่นไบบิตแบบตัดรอบนอก (PT) และ แผ่นไบบิตทั่วไป (TT) ดังรูปที่ 3 เลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 5,000 ถึง 20,000 พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของแผ่นไบบิตแบบ PT-A, PT และ TT มีค่าเป็น 184, 102 และ 57 % ของท่อผิวเรียบ สมรรถนะทางความร้อนสูงสุดของแผ่นไบบิตแบบ PT-A, PT และ TT มีค่าเท่ากับ 1.25, 1.11 และ 1.02 ตามลำดับ



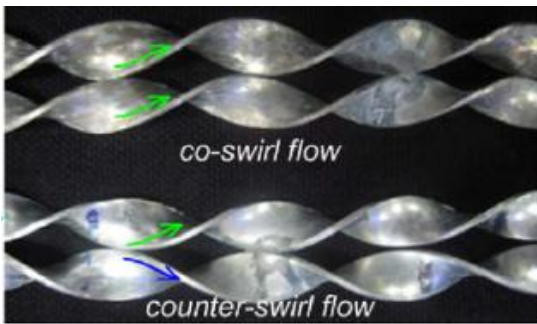
รูปที่ 3 แผ่นไบบิตแบบ PT-A ของ Seemawute และ Eiamsa-ard [14]

การสอดใส่แผ่นไบบิตแบบสลักแกนให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.4 เมื่อมีการสอดใส่แผ่นไบบิตแบบบิดตามเข็มนาฬิกาและทวนเข็มนาฬิกาเนื่องจากมีความดันตกคร่อมน้อยกว่าการสอดใส่แผ่นไบบิตแบบความยาวช่วงสลักแกนเท่ากันและไม่เท่ากัน และแผ่นไบบิตแบบตัดรอบนอกพร้อมสลักแกน

3.2 แผ่นไบบิตแบบหลายแผ่น

Eiamsa-ard และ คณะ [15] ได้ทดลองอัตราการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และ ตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน ในท่อกลมด้วยการสอดใส่แผ่นไบบิตแบบคู่ไหลวนทิศทางเดียวกันและสวนทางกัน (CoTs) และ (CTs) ตามลำดับ อัตราส่วนการบิด $y/w=2.5, 3.0, 3.5$ และ 4.0 ดังรูปที่ 4 โดยทดลองเปรียบเทียบกับแผ่นไบบิตแผ่นเดี่ยว (ST) เลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง 3,700 ถึง 21,000 พบว่าเลขนัสเซลต์ ตัวประกอบเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนการบิดลดลง อัตราการถ่ายเทความร้อนของแผ่นไบบิตแบบ CTs มีค่าเป็น 12.5-44.5 % และ 17.8-50 % ของแผ่นไบบิตแบบ CoTs

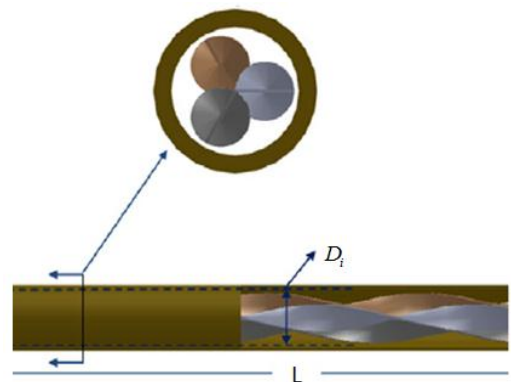
และ ST, ตามลำดับ ตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดของแผ่นใบบิดแบบ CTs ที่มีอัตราส่วนการบิด $y/w = 2.5, 3.0, 3.5$ และ 4.0 มีค่าเป็น $1.39, 1.24, 1.12$ และ 1.03 ตามลำดับ ในขณะที่แผ่นใบบิดแบบ CoTs ที่มีอัตราส่วนการบิดเดียวกันให้สมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเป็น $1.1, 1.03, 0.97$ และ 0.92 ตามลำดับ



รูปที่ 4 แผ่นใบบิดแบบ CoTs และ CTs ของ Eiamsa-ard และ คณะ [15]

Bhuiya และ คณะ [16] ได้ศึกษาเชิงทดลองถึงการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทานและสมรรถนะทางความร้อนในท่อกลมด้วยการสอดใส่แผ่นใบบิด 3 แผ่น (Triple) ที่มีอัตราส่วนการบิด 4 ค่า คือ $y/P/W_d = 1.92, 2.88, 4.81$ และ 6.79 เลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง $7,200$ ถึง $50,200$ ภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนที่ผิววงที่ รายละเอียดดังรูปที่ 5 โดยพบว่าเลขนัสเซิลต์ ตัวประกอบเสียดทานและสมรรถนะทางความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนการบิดลดลง เลขนัสเซิลต์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นเป็น 3.85 และ 4.2 เท่าของท่อผิวเรียบ, ตามลำดับ และสมรรถนะทางความร้อนมีค่าสูงสุดถึง 1.44 สำหรับการสอดใส่แผ่นใบบิด 3 แผ่น

การสอดใส่แผ่นใบบิดแบบหลายแผ่นให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.39 เมื่อมีการสอดใส่แผ่นใบบิดแบบคู่ไหลวนทิศทางเดียวกันและสวนทางกัน (CoTs) และ (CTs) เนื่องจากตัวเลขนัสเซิลต์และความดันตกคร่อมมากกว่าแผ่นใบบิดแบบสามแผ่นทำให้มีการถ่ายเทความร้อนได้มากจึงส่งผลให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้ดี

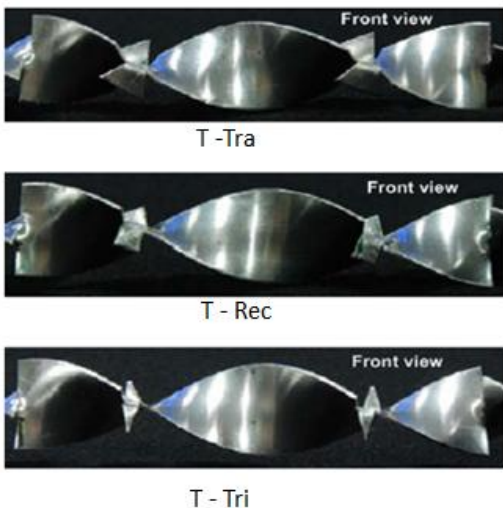


รูปที่ 5 แผ่นใบบิดแบบ 3 แผ่น ของ Bhuiya และ คณะ [16]

3.3 แผ่นใบบิดแบบมีครีบ

Wongcharee และ Eiamsa-ard [17] ได้ทดลองการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทานและสมรรถนะทางความร้อนในท่อกลมด้วยการสอดใส่แผ่นใบบิดสลักแกนแบบปีกสามเหลี่ยม (T-Tri) สี่เหลี่ยมผืนผ้า (T-Rec) และสี่เหลี่ยมคางหมู (T-Tra) ที่มีอัตราส่วนความยาวปีก ($d/W = 0.1, 0.2$ และ 0.3) และอัตราส่วนการบิดคงที่ ($y/W = 4.0$) การสลักแกนด้วยการบิดทำมุม 60° กับระนาบระดับ ดังรูปที่ 6 เลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง

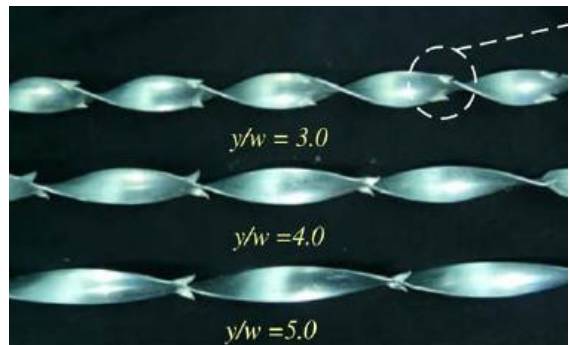
5,500 ถึง 20,200 พบว่าแผ่นใบบีดแบบ T-Tra ให้ เลขนัสเซลท์ ตัวประกอบเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนสูงสุด ตามด้วยแผ่นใบบีดแบบ T-Rec และ T-Tri สำหรับเลขเรย์โนลด์ค่าเดียวกันพบว่า เลขนัสเซลท์ ตัวประกอบเสียดทานและสมรรถนะทางความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราส่วนความยาวปีก ตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.42 สำหรับแผ่นใบบีดแบบ T-Tra ที่อัตราส่วนความยาวปีก ($d/W=0.3$) เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 5,500 ขณะที่อัตราการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 2.84 และ 8.02 เท่าของท่อผิวเรียบ



รูปที่ 6 แผ่นใบบีดแบบ T-Tra, T-Rec, T-Tri ของ Wongcharee และ Eiamsa-ard [17]

Eiamsa-ard และ คณะ [18] ได้ศึกษาเชิงทดลองการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนในท่อกลมด้วยการสอดใส่แผ่นใบบีดแบบปีกโดยใช้น้ำเป็นของไหลทำงาน แผ่นใบบีดแบบปีกที่ใช้ทดลองมี 2 ชนิด คือ ปีกแบบตรง (S-DWT)

และ ปีกแบบเอียง (O-DWT) อัตราส่วนการบีด $y/w=3, 4$ และ 5 อัตราส่วนความลึกของปีก ($DR=d/w=0.11, 0.21$ และ 0.32) ดังรูปที่ 7 เลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 3,000 ถึง 27,000 พบว่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานของแผ่นใบบีดแบบปีกมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเมื่อลดอัตราส่วนการบีดและเพิ่มอัตราส่วนความลึก แผ่นใบบีดแบบ O-DWT ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นใบบีดแบบ S-DWT เลขนัสเซลท์ ตัวประกอบเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนของท่อที่สอดใส่แผ่นใบบีดแบบ O-DWT มีค่าเท่ากับ 1.04-1.64, 1.09-1.95 และ 1.05-1.13 เท่าของท่อที่สอดใส่แผ่นใบบีดแบบทั่วไป (TT)

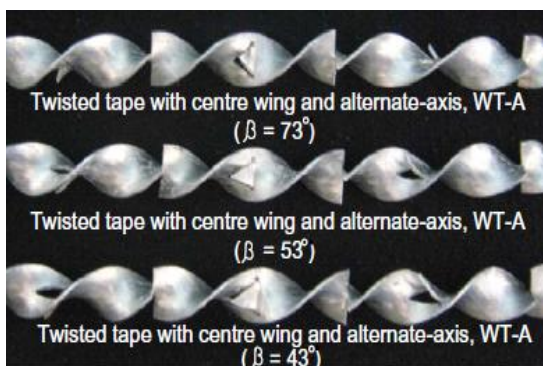


รูปที่ 7 แผ่นใบบีดแบบ O-DWT ของ Eiamsa-ard และ คณะ [18]

Eiamsa-ard และ คณะ [19] ได้ศึกษาคุณสมบัติทางความร้อนในท่อกลมด้วยการสอดใส่แผ่นใบบีดแบบมีปีกตรงกลางและสลับแกน (WT-A) โดยทำการทดลองเปรียบเทียบกับแผ่นใบบีดแบบมีปีก (WT) แผ่นใบบีดแบบสลับแกน (T-A) และ แผ่นใบบีดทั่วไป (TT) อัตราส่วนการบีดคงที่ $y/W=3.0$ แผ่นใบบีดแบบปีกมีมุมปะทะสามค่าคือ $\beta = 43, 53$ และ 73° ดังรูปที่ 8 เลขเรย์-

โนลต์อยู่ในช่วง 5,200 ถึง 22,000 พบว่าแผ่นใบบิดแบบ WT-A ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมากกว่าแผ่นใบบิดแบบ WT, T-A และท่อผิวเรียบ ทั้งนี้ยังพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มมุมปะทะแผ่นใบบิดแบบ WT-A ที่ $\beta = 73^\circ$ ให้สมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.4 เลขนัสเซิลต์ ตัวประกอบเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนของแผ่นใบบิดแบบ WT-A ที่ $\beta = 73^\circ$ มีค่าเป็น 17.7, 30.6 และ 7.8 % มากกว่าแผ่นใบบิดแบบ WT และ 20.8, 53 และ 4.9 % มากกว่าแผ่นใบบิดแบบ T-A และ 62, 123 และ 24 % มากกว่าแผ่นใบบิดแบบ TT ตามลำดับ

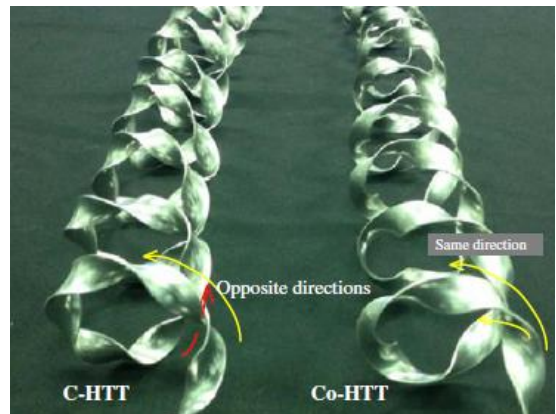
การสอดใส่แผ่นใบบิดแบบมีครีบบั้ให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.42 เมื่อมีการสอดใส่แผ่นใบบิดสลับแกนแบบปีกสามเหลี่ยม (T-Tri) สี่เหลี่ยมผืนผ้า (T-Rec) และสี่เหลี่ยมคางหมู (T-Tra) เนื่องจากตัวเลขนัสเซิลต์มากจึงส่งผลให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากกว่าแผ่นใบบิดแบบมีปีกตรงและเอียง และแผ่นใบบิดแบบปีกตรงกลางและสลับแกน



รูปที่ 8 แผ่นใบบิดแบบ WT-A ของ Eiamsa-ard และคณะ [19]

3.4 แผ่นใบบิดแบบเกลียว

Nanan และ คณะ [20] ได้ศึกษาเชิงทดลองสมรรถนะทางความร้อนด้วยการสอดใส่แผ่นใบบิดแบบเกลียว Co-HTT และ C-HTT อัตราส่วนความยาวพิตช์ (p/D) อยู่ระหว่าง 1.0 และ 2.0 อัตราส่วนความกว้าง (w/D) และอัตราส่วนการบิด (y/w)เท่ากับ 0.2 และ 3.0 ตามลำดับ ดังรูปที่ 9 เลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง 6,000 และ 20,000 ภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนคงที่ พบว่าเลขนัสเซิลต์และตัวประกอบเสียดทานของแผ่นใบบิดแบบ Co-HTT มีค่าน้อยกว่าแผ่นใบบิดแบบ C-HTT แต่ตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนจะมีค่าสูงกว่า แผ่นใบบิดแบบ Co-HTT ที่อัตราส่วนความยาวพิตช์ (p/D=2.0) เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 6,000 ให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.29



รูปที่ 9 แผ่นใบบิดแบบ C-HTT, Co-HTT ของ Nanan และคณะ [20]

Eiamsa-ard และ คณะ [21] ได้ทดลองสมรรถนะทางความร้อนในท่อกลมด้วยการสอดใส่แผ่นใบบิดแบบเกลียว (HTT) ที่อัตราส่วนการบิด (y/W=2, 2.5 และ 3) อัตราส่วนระยะพิตช์ (p/D=1, 1.5 และ 2) ดังรูปที่ 10

เลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 6,000 ถึง 20,000 ทั้งนี้ได้ทดลองเปรียบเทียบกับแผ่นเกลียว (CHT) พบว่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานของแผ่นใบบิดแบบ HTT มีค่าน้อยกว่าแผ่นใบบิด CHT แต่ให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนการบิดและอัตราส่วนระยะพิชลดลง แต่สมรรถนะทางความร้อนมีแนวโน้มตรงกันข้าม ตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดของแผ่นใบบิด HTT มีค่าเท่ากับ 1.29 เมื่ออัตราส่วนการบิด $y/W=3$ และ อัตราส่วนระยะพิช $p/D=2$ เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 6,000

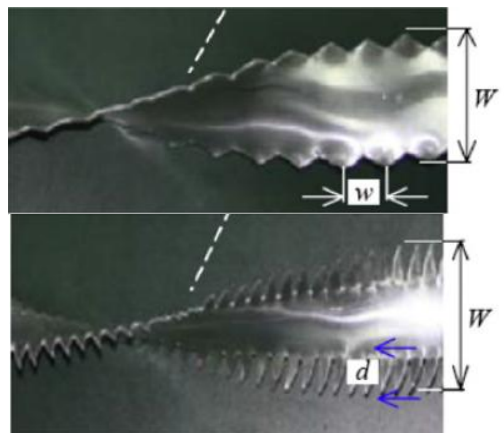


รูปที่ 10 แผ่นใบบิดแบบ HTT ของ Eiamsa-ard และคณะ [21]

การสอดใส่แผ่นใบบิดแบบเกลียวให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.29 เมื่อมีการสอดใส่แผ่นใบบิดแบบเกลียว Co-HTT และ C-HTT เนื่องจากให้ค่าตัวเลขนัสเซลท์มากกว่าแผ่นใบบิดแบบเกลียว จึงส่งผลให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้ดี

3.5 แผ่นใบบิดแบบเจาะและตัดบางส่วน

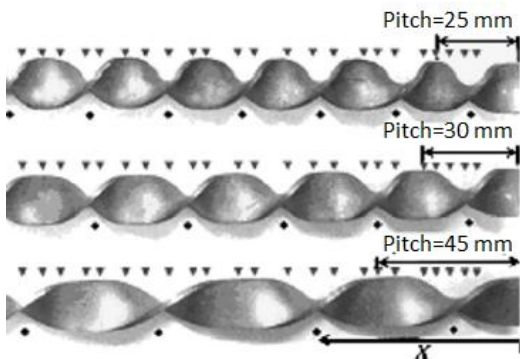
Eiamsa-ard และ Promvong [22] ได้ทดลองการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อกลมด้วยการสอดใส่แผ่นใบบิดแบบตัดฟันเลื่อย (STT) ด้วยอัตราส่วนความกว้าง ($w/W=0.1, 0.2$ และ 0.3) และอัตราส่วนความลึก ($d/W=0.1, 0.2$ และ 0.3) อัตราส่วนการบิดคงที่ $y/W=4.0$ ดังรูปที่ 11 เลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 4,000 ถึง 20,000 พบว่าเลขนัสเซลท์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนความลึกเพิ่มแต่อัตราส่วนความกว้างลดลง อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเป็น 72.2 % และ 27 % เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบและสอดใส่แผ่นใบบิด TT, ตามลำดับ สมรรถนะทางความร้อนของแผ่นใบบิด STT มีแนวโน้มมากกว่าแผ่นใบบิด TT และท่อผิวเรียบ



รูปที่ 11 แผ่นใบบิดแบบตัดฟันเลื่อยของ Eiamsa-ard และ Promvong [22]

Chang และ คณะ [23] ได้ทดลองการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อกลมด้วยการสอดใส่แผ่นใบบิดแบบตัดฟันเลื่อยทั้งสองด้านที่มีอัตราส่วน

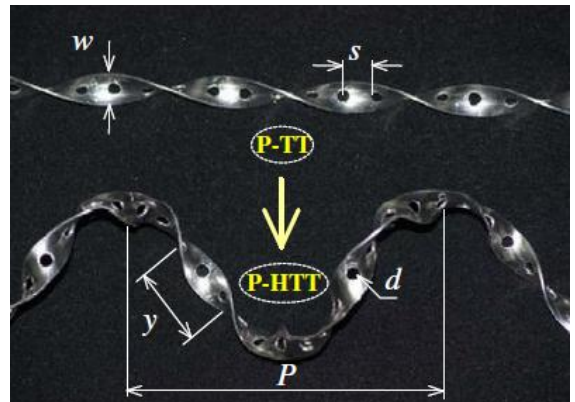
การบิดเท่ากับ 1.56, 1.88 และ 2.81 ดังรูปที่ 12 มุมปะทะ $\alpha = 90^\circ$ อัตราส่วนความสูงฟันเลื่อย (e) ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (d), $e/d=0.1$ เมื่อความสูงฟันเลื่อย $e = 1.5 \text{ mm}$ เลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 5,000 ถึง 25,000 พบว่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนการบิดลดลง อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อที่สอดใส่แผ่นไบบิดแบบตัดฟันเลื่อยเพิ่มขึ้น 250- 480 % ของท่อผิวเรียบ และเพิ่มขึ้นเป็น 1.25- 1.67 เท่าของท่อที่สอดใส่แผ่นไบบิดแบบทั่วไป (TT) ตัวประกอบเสียดทานสำหรับท่อที่สอดใส่แผ่นไบบิด TT และ แบบตัดฟันเลื่อยมีแนวโน้มลดลงและเพิ่มขึ้นตามลำดับ เมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น



รูปที่ 12 แผ่นไบบิดแบบตัดฟันเลื่อยของ Change และ คณะ [23]

Nanan และ คณะ [24]) ได้ทดลองการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทานและสมรรถนะทางความร้อนในท่อกลมด้วยการสอดใส่แผ่นไบบิดแบบเกลียวเจาะรูและมีปีกขนาน (PTT) อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางรูเจาะ (d/W=0.11, 0.33 และ 0.55) และ อัตราส่วนความลึกของปีก (w/W=0.11, 0.33 และ 0.55) อัตราส่วนการบิดลงที่ $y/W=3.0$ ดังรูปที่ 14 เลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 5,500 ถึง 20,500 พบว่าท่อที่สอดใส่แผ่นไบบิดแบบ PTT และ TT ให้สมรรถนะทางความร้อน 208% และ

และอัตราส่วนการบิดลงที่เท่ากับ $P/D=2$ และ $y/w=3$ ตามลำดับ ดังรูปที่ 13 เลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 6,000 ถึง 20,000 พบว่าการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนของแผ่นไบบิดแบบ P-HTT มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อลดอัตราส่วน d/w และเพิ่มอัตราส่วน s/w สมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.28 สำหรับแผ่นไบบิดแบบ P-HTT ที่อัตราส่วน $d/w=0.2$ และอัตราส่วน $s/w=2.0$ เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 6,000

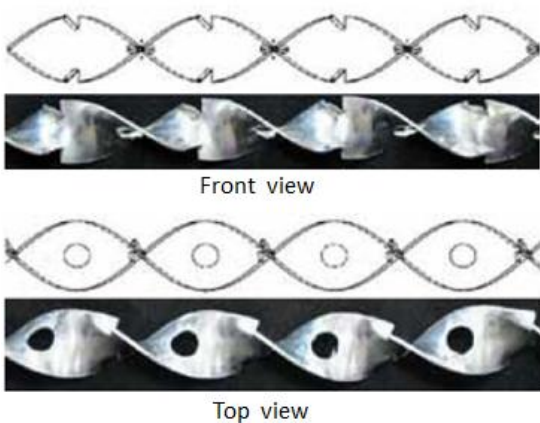


รูปที่ 13 แผ่นไบบิดแบบ P-TT , P-HTT ของ Nanan และ คณะ [24]

Thianpong และ คณะ [25] ได้ทดลองเชิงศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกของการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมด้วยการสอดใส่แผ่นไบบิดแบบเจาะรูและมีปีกขนาน (PTT) อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางรูเจาะ (d/W=0.11, 0.33 และ 0.55) และ อัตราส่วนความลึกของปีก (w/W=0.11, 0.33 และ 0.55) อัตราส่วนการบิดลงที่ $y/W=3.0$ ดังรูปที่ 14 เลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 5,500 ถึง 20,500 พบว่าท่อที่สอดใส่แผ่นไบบิดแบบ PTT และ TT ให้สมรรถนะทางความร้อน 208% และ

190% เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ ตามลำดับสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.32 เมื่อแผ่นใบบิดแบบ PTT มีอัตราส่วน $w/W=0.33$ และอัตราส่วน $d/W=0.11$ เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 5,500

การสอดใส่แผ่นใบบิดแบบเจาะและตัดบางส่วนให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.32 เมื่อมีการสอดใส่แผ่นใบบิดแบบเจาะรูและมีปีกขนาน (PTT) เนื่องจากให้ค่าตัวเลขนัสเซิลท์มากกว่าแผ่นใบบิดแบบตัดพื้นเลื่อยและแบบเกลียวเจาะรู จึงให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมาก



รูปที่ 14 แผ่นใบบิดแบบ PTT ของ Thianpong และคณะ [25]

ตารางที่ 1 คุณสมบัติทางความร้อนของแผ่นใบบิดแต่ละรูปแบบ

ผู้วิจัย	รูปแบบ TT	Re	Nu/Nu_0	f/f_0	η
Eiamsa-ard และคณะ[12]	สลักแกนเท่าและไม่เท่ากัน	5,000 – 21,500	2.9 – 1.7	10.0 – 5.0	1.38 – 1.05
Eiamsa-ard และ Promvonge [13]	บิดตามเข็มนาฬิกาและทวนเข็มนาฬิกา	3,000 – 27,000	2.83 – 1.62	8.4 – 4.4	1.4 – 1.1

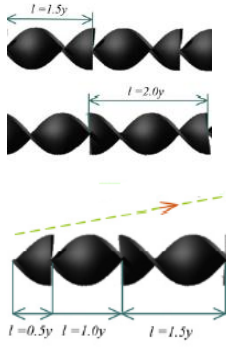
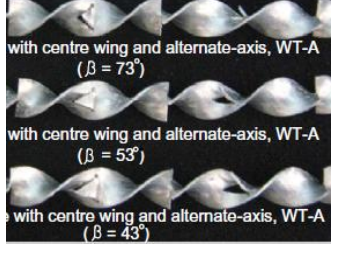

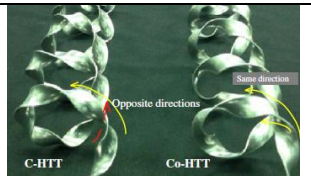
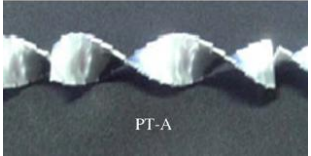

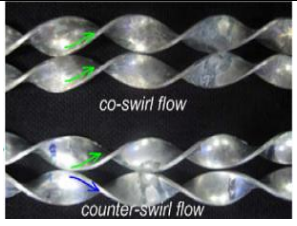
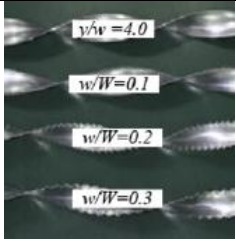
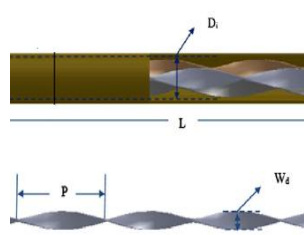
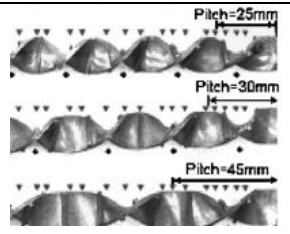
จากตารางที่ 1 ได้แสดงคุณสมบัติทางความร้อนของแต่ละงานวิจัยโดยพิจารณาถึงแผ่นใบบิดแต่ละรูปแบบที่แตกต่างกัน เลขเรย์โนลด์ช่วงการใช้งาน อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ที่มีการปรับปรุงแผ่นใบบิดต่อแผ่นใบบิดเรียบ อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานที่มีการลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น โดยงานวิจัยที่ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.42 ใช้แผ่นใบบิดสลักแกนแบบปีกสามเหลี่ยม (T-Tri) สลักเหลี่ยมผืนผ้า (T-Rec) และสลักเหลี่ยมคางหมู (T-Tra) ของ Wongcharee และ Eiamsa-ard (17) และงานวิจัยที่ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนต่ำที่สุดเท่ากับ 1.17 ใช้แผ่นใบบิดตัดแบบพื้นเลื่อย (STT) ของ Eiamsa-ard และ Promvonge (22)

ตารางที่ 2 แสดงถึงสัญลักษณ์และรูปร่างของแผ่นใบบิดแต่ละรูปแบบที่ใช้ในแต่ละงานวิจัยเพื่อเปรียบเทียบรูปร่างของแผ่นใบบิดแต่ละรูปแบบ

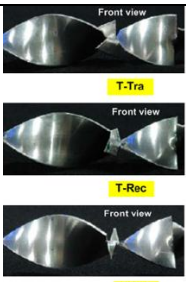
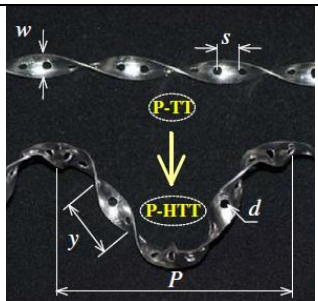
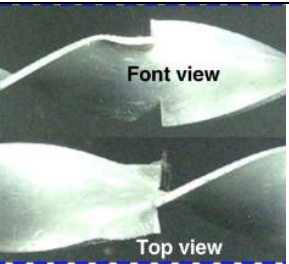

ตารางที่ 1 คุณสมบัติทางความร้อนของแผ่นไบบิตแต่ละรูปแบบ (ต่อ)

ผู้วิจัย	รูปแบบ TT	Re	Nu/Nu_0	f/f_0	η
Seemawute และ Eiamsa-ard [14]	ตัดรอบนอก สลับนแกน	5,000 – 20,000	2.8 – 1.7	10 – 9.4	1.25 – 0.92
Eiamsa-ard และ คณะ [15]	คู่ไหลวนทิสทาง เดียวกันและ สวนทางกัน	3,700 – 21,000	3.2 – 2.2	7.6 – 5.0	1.39 – 1.35
Bhuiya และ คณะ [16]	สามแผ่น	7,200 – 50,200	2.35 – 3.80	2.60 – 4.20	1.2 – 1.44
Wongcharee และ Eiamsa-ard [17]	แบบปีกสามเหลี่ยม, สี่เหลี่ยมผืนผ้า, สี่เหลี่ยมคางหมู	5,500 – 20,000	2.85 – 1.90	8.0 – 5.3	1.42 – 1.1
Eiamsa-ard และ คณะ [18]	ปีกตรง, ปีกเอียง	3,000 – 27,000	2.5 – 1.6	7.2 – 4.1	1.24 – 1.14
Eiamsa-ard และ คณะ [19]	ปีกตรงกลางและ สลับนแกน	5,200 – 22,000	2.8 – 2.1	8.4 – 7.5	1.4 – 1.05
Nanan และ คณะ [20]	ปีกแบบเกลียวตาม และทวนเข็มนาฬิกา	6,000 – 20,000	2.05 – 1.8	5 -4	1.29 - 1.08
Eiamsa-ard และ คณะ [21]	แบบเกลียว	6,000 – 20,000	2.06 – 1.75	5 -4	1.29 – 1.06
Eiamsa-ard และ Promvong [22]	แบบตัดฟันเลื่อย	4,000 – 20,000	1.7 – 1.3	2.8 – 2.3	1.17 – 0.97
Chang และ คณะ [23]	แบบตัดฟันเลื่อย	5,000 – 25,000	1.38 – 1.57	48 – 80	1.31 – 0.85
Nanan และ คณะ [24]	แบบเกลียวเจาะรู	6,000 – 20,000	2.01 – 1.71	3.88 – 4.2	1.28 – 1.07
Thianpong และ คณะ [25]	แบบเจาะรูและปีก ขนาน	5,500 – 20,000	2.9 – 2.25	10.6 – 11.7	1.32 – 0.91

ตารางที่ 2 สัญลักษณ์และรูปร่างของแผ่นใบบิดแต่ละรูปแบบ

ผู้วิจัย	รูปแบบ TT	รูปร่าง TT	ผู้วิจัย	รูปแบบ TT	รูปร่าง TT
Eiamsa-ard และคณะ [12]	TAs และ N-TAs		Eiamsa-ard และ คณะ [19]	WT-A	
Eiamsa-ard และ Promvonge [13]	C-CC		Nanan และ คณะ [20]	Co-HTT และ C-HTT	
Seemawute และ Eiamsa-ard [14]	PT-A		Eiamsa-ard และคณะ [21]	HTT	
Eiamsa-ard และ คณะ [15]	CoTs และ CTs		Eiamsa-ard และ Promvonge [22]	STT	
Bhuiya และ คณะ [16]	Triple		Chang และ คณะ [23]	STT	

ตารางที่ 2 สัญลักษณ์และรูปร่างของแผ่นไบบิดแต่ละรูปแบบ (ต่อ)

ผู้วิจัย	รูปแบบ TT	รูปร่าง TT	ผู้วิจัย	รูปแบบ TT	รูปร่าง TT
Wongcharee และ Eiamsa-ard [17]	T-Tra, T-Rec, และ T-Tri,		Nanan และ คณะ [24]	P-HTT	
Eiamsa-ard และ คณะ [18]	S-DWT และ O-DWT		Thianpong และ คณะ [25]	PTT	

4. สรุปผล

การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการใช้วิธีแบบพาสซีฟโดยการใส่แผ่นไบบิด (Twisted Tape, TT) มีความนิยมใช้งานมากเนื่องจากสามารถเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น มีราคาถูก ง่ายต่อการถอดประกอบ บทความนี้จึงได้รวบรวมงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการใช้แผ่นไบบิดและการปรับปรุงแผ่นไบบิดในลักษณะที่แตกต่างกัน โดยพิจารณาช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่มีเลขเรย์โนลด์คืออยู่ในช่วง 3,000 ถึง 22,000 โดยสามารถสรุปประเด็นที่น่าสนใจได้ดังนี้

1) สมรรถนะทางความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเลขเรย์โนลด์มีแนวโน้มลดลง

2) การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น

3) การสอดใส่แผ่นไบบิดแบบ T-Tra, T-Rec, T-Tri ให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.42 ที่เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 5,500

4) การสอดใส่แผ่นไบบิดแบบ STT ให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนต่ำสุดเท่ากับ 1.17 เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 4,000

5) การสอดใส่แผ่นไบบิดแบบ PTT ให้ค่าความดันสูญเสียมากที่สุดที่เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 5,500

6) การสอดใส่แผ่นไบบิดแบบ STT ให้ค่าความดันสูญเสียต่ำที่สุดที่เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 4,000

5. เอกสารอ้างอิง

- [1] A.A.R. Darzzi, M. Farhadi and K. Sedighi, “Experimental investigation of convective heat transfer and friction factor of Al_2O_3 /water nanofluid in helically corrugated tube”, *Experimental Thermal and Fluid Science* 57, 2014, pp. 188-199.
- [2] A.A.R. Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, S. Aallahyari and M.A. Delavar, “Turbulent heat transfer of Al_2O_3 – water nanofluid inside helically corrugated tubes : Numerical study”, *International Communication in Heat and Mass Transfer* 41, 2013, pp. 68-75.
- [3] A.A.R. Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, R. Shafaghat and K. Zabih, “Experimental investigation of turbulent heat transfer and flow characteristics of SiO_2 /water nanofluid within helically corrugated tubes”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39, 2012, pp. 1425-1434.
- [4] F. Bozzoli, L. Cattani, S. Rainieri, F.S.V. Bazan and L.S. Borges, “Estimation of the local heat – transfer coefficient in the laminar flow regime in coiled tubes by the Tikhonov regularisation method”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 72, 2014, pp. 352-361.
- [5] S. Rainieri, F. Bozzoli, L. Cattani and G. Pagliarini, “Compound convective heat transfer enhancement in helically coiled wall corrugated tubes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 59, 2013, pp. 353-362.
- [6] S. Rainieri, F. Bozzoli and G. Pagliarini, “Experimental investigation on the convective heat transfer in straight and coiled corrugated tubes for highly viscous fluids : Preliminary results”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55, 2012, pp. 498-504.
- [7] J. Herpe, D. Bougeard, S. Russeil and M. Stanciu, “Numerical investigation of local entropy production rate of a finned oval tube with vortex generators”, *International Journal of Thermal Sciences* 48, 2009, pp. 922-935.
- [8] G. Zhou and Z. Feng, “Experimental investigation of heat transfer enhancement by plane and curved winglet type vortex generators with punched holes”, *International Journal of Thermal Sciences* 78, 2014, pp. 26-35.
- [9] A. Hasanpour, M. Farhadi and K. Sedighi, “A review study on twisted tape inserts on turbulent flow heat exchangers : The overall enhancement ratio criteria”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 55, 2014, pp. 53-62.
- [10] S. Liu and M. Sakr, “A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 19, 2013, pp. 64-81.

- [11] C. Prajapati, P. Patel, J. Patel and U. Pater, “A review on heat transfer enhancement using twisted tape”, *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies* 2, 2012, pp. 162-164.
- [12] S. Eiamsa-ard, P. Somkleang, C. Nuntadusit and C. Thianpong, “Heat transfer enhancement in tube by inserting uniform/non-uniform twisted tape with alternate axes: Effect of rotated-axis length”, *Applied Thermal Engineering* 54, 2013, pp. 289-309.
- [13] S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, “Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted tape inserts”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53, 2010, pp. 1364-1372.
- [14] P. Seemawute and S. Eiamsa-ard, “Thermohydraulics of turbulent flow through a round tube by a peripherally-cut twisted tape with an alternate axis”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37, 2010, pp. 652-659.
- [15] S. Eiamsa-ard, C. Thainpong and P. Eiamsa-ard, “Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes”, *Experimental Thermal and Fluid Science* 34, 2010, pp. 53-62.
- [16] M.M.K. Bhuiya, M.S.U. Chowdhury, M. Shahabuddin, M. Saha and L.A. Memon, “Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with triple twisted tape inserts”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 48, 2013, pp. 124-132.
- [17] K. Wongcharee and S. Eiamsa-ard, “Heat transfer enhancement by twisted tapes with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings”, *Chemical Engineering and Processing : Process Intensification* 50, 2011, pp. 211-219.
- [18] S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, P. Eiamsa-ard and C. Thianpong, “Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts”, *Applied Thermal Engineering* 30, 2010, pp. 310-318.
- [19] S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, P. Eiamsa-ard and C. Thianpong, “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* 34, 2010, pp. 1151-1161.
- [20] K. Nanan, K. Yongsiri, K. Wongcharee, C. Thianpong and S. Eiamsa-ard, “Heat transfer enhancement by helically twisted tapes inducing co- and counter –swirl flows”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 46, 2013, pp. 67-73.

- [21] S. Eiamsa-ard, K. Yongsiri, K. Nanan and C. Thianpong, “Heat transfer augmentation by helically twisted tapes as swirl and turbulent promoters”, *Chemical Engineering and Processing : Process Intensification* 60, 2012, pp. 42-48.
- [22] S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, “Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape”, *Applied Thermal Engineering* 30, 2010, pp. 1673-1682.
- [23] S.W. Chang, Y.J. Jan and J.S. Liou, “Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with serrated twisted tape”, *International Journal of Thermal Sciences* 46, 2007, pp. 506-518.
- [24] K. Nanan, C. Thianpong, P. Promvonge and S. Eiamsa-ard, “Investigation of heat transfer enhancement by perforated helical twisted-tapes”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 52, 2014, pp. 106-112.
- [25] C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, P. Promvonge and S. Eiamsa-ard, “Effect of perforated twisted tapes with parallel wings on heat transfer enhancement in a heat exchanger tube”, *Energy Procedia* 14, 2012, pp. 1117-1123.