



การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีการไหลแบบปั่นป่วนผ่านแผ่นปีกสามเหลี่ยม

ภาณุวัฒน์ หุ่นพงษ์

สาขาเทคโนโลยีอุตสาหกรรม คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏเทพสตรี

สมพล สกุลหลง*

กลุ่มวิจัยระบบพลังงาน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ศรีราชา มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา

* ผู้นิพนธ์ประสานงาน โทรศัพท์ 08-4195-5912 อีเมล: sompol@eng.src.ku.ac.th DOI: 10.14416/j.kmutnb.2018.06.011

รับเมื่อ 24 เมษายน 2561 ตอรับเมื่อ 6 มิถุนายน 2561 เผยแพร่ออนไลน์ 26 มิถุนายน 2561

© 2018 King Mongkut's University of Technology North Bangkok. All Rights Reserved.

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนออิทธิพลของการใส่แผ่นปีกสามเหลี่ยมในท่อภายใต้สภาวะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ต่อพฤติกรรมทางความร้อนและการต้านทานการไหล ในการทดลองแผ่นปีกสามเหลี่ยมทำมุมปะทะ (β) 45° ถูกใส่ภายในท่อโดยมีสัดส่วนความสูงปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 3 ค่า ($b/D = 0.1, 0.15$ และ 0.2) และสัดส่วนระยะพิตซ์ปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 3 ค่า ($P/D = 1, 2$ และ 3) อากาศถูกใช้เป็นของไหลทดสอบซึ่งไหลผ่านท่อโดยแสดงในพจน์ของเลขเรย์โนลด์ในช่วง 4,200 ถึง 25,800 ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่า การใส่แผ่นปีกสามเหลี่ยมสามารถเพิ่มค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ถึง 4.06 เท่า เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ ขณะที่ตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นถึง 31.63 เท่า เมื่อสัดส่วนความสูงปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเพิ่มขึ้นส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น ขณะที่สัดส่วนระยะพิตซ์ปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเพิ่มขึ้นการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานจะมีค่าลดลง ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของการใส่แผ่นปีกสามเหลี่ยมภายในท่อมีค่าอยู่ในช่วง 1.16–1.51 โดยมีค่าสูงสุดในกรณี $b/D = 0.15$ และ $P/D = 1$ นอกจากนี้สัมพัทธ์ของเลขนัสเซลท์ (Nu) และตัวประกอบความเสียดทาน (f) ได้ถูกสร้างขึ้นเพื่อทำนายผลการทดลอง

คำสำคัญ: แผ่นปีกสามเหลี่ยม, การไหลหมุนควง, การถ่ายเทความร้อน, สมรรถนะเชิงความร้อน, การต้านทานการไหล

การอ้างอิงบทความ: ภาณุวัฒน์ หุ่นพงษ์ และ สมพล สกุลหลง, “การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีการไหลแบบปั่นป่วนผ่านแผ่นปีกสามเหลี่ยม,” วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, ปีที่ 28, ฉบับที่ 3, หน้า 557–566, ก.ค.-ก.ย. 2561.

Heat Transfer Enhancement in Turbulent Tube Flow Through Delta-winglet Tapes

Panuwat Hoonpong

Department of Industrial Technology, Faculty of Industrial Technology, Thepsatri Rajabhat University, Lop Buri, Thailand

Sompol Skullong*

Energy Systems Research Group, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering at Sriracha, Kasetsart University Sriracha Campus, Chon Buri, Thailand

* Corresponding Author, Tel. 08-4195-5912, E-mail: sompol@eng.src.ku.ac.th DOI: 10.14416/j.kmutnb.2018.06.011

Received 24 April 2018; Accepted 6 June 2018; Published online: 26 June 2018

© 2018 King Mongkut's University of Technology North Bangkok. All Rights Reserved.

Abstract

This article presents the influence of Delta-Winglet Tapes (DWT) placed in a uniform heat-fluxed tube on thermal and flow resistance characteristics. In the current experiment, the DWTs with inclination angle (β) of 45° are inserted into the tube with three winglet blockage ratios ($b/D = 0.1, 0.15$ and 0.2) and three relative winglet-pitches ($P/D = 1, 2$ and 3). Air as the test fluid flows through the tube for Reynolds number of about 4,200–25,800. The experimental results reveal that the DWT can considerably enhance the heat transfer rate up to 4.06 times above the smooth tube whereas the friction factor is up to 31.63 times. The increase in b/D leads to higher heat transfer and friction loss while the increment in P/D provides the reversing trend. The thermal enhancement factor of the DWT is in the range of 1.16–1.51 where its maximum regarded as the optimum point is at $b/D = 0.15$ and $P/D = 1$. Nusselt number (Nu) and friction factor (f) correlations for the DWT are also determined.

Keywords: Delta-winglet Tape, Vortex Generator, Heat Transfer, Thermal Performance, Flow Resistance

1. บทนำ

ปัจจุบันเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเข้ามา มีบทบาทอย่างมากในงานทางด้านวิศวกรรมรวมทั้งภาคอุตสาหกรรม เช่น อุตสาหกรรมพลังงาน โรงไฟฟ้า ปิโตรเลียม วิศวกรรมเคมี วิศวกรรมวัสดุ และอุตสาหกรรมโลหะ เป็นต้น โดยเฉพาะอย่างยิ่ง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในภาคอุตสาหกรรม เทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยทั่วไปแบ่งออกได้ 3 ประเภท [1] คือ 1) Active เป็นการใช้พลังงานภายนอกเข้ามาช่วยในการกระตุ้น เช่น การใช้อุปกรณ์ทางกลที่ทำให้เกิดการสั่นของของไหล การทำให้เกิดการสั่นของพื้นผิว 2) Passive เป็นการใช้พลังงานที่สร้างขึ้นเอง เช่น การเพิ่มพื้นผิว การทำให้ผิวขรุขระ เพิ่มอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนหรือหมุนควง 3) Compound เป็นการรวม Active และ Passive เข้าด้วยกัน เช่น การใช้อุปกรณ์ทางกลที่ทำให้เกิดการสั่นของของไหล พร้อมกับติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนหรือหมุนควง สำหรับวิธีที่นิยมนำมาใช้มากที่สุดคือ Passive เนื่องจากเป็นวิธีที่สะดวกและประหยัดค่าใช้จ่าย เทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบ Passive ที่ให้ประสิทธิภาพดีคือ การใส่อุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนหรือหมุนควงภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น ใบพัด [2] ลวดขัด [3] ครีป [4] ปีก [5] ซึ่งอุปกรณ์เหล่านี้สามารถสร้างการไหลที่ไปขัดขวางการพัฒนาชั้นขอบเขตความร้อน (Thermal Boundary Layer) ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Heat Transfer Coefficient) เพิ่มขึ้น

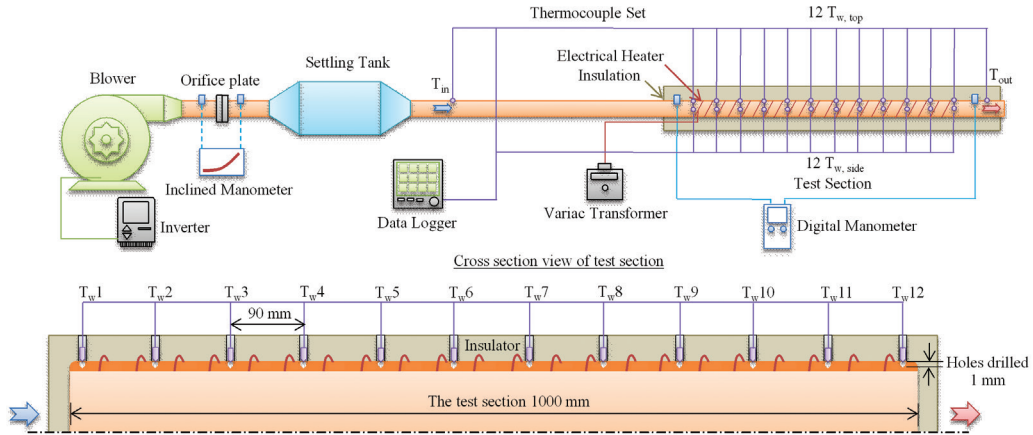
Bhuiya *et al.* [6] ทำการทดลองการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานด้วยการใส่ใบพัดพุนภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใบพัดพุนมีอัตราส่วนความพุน 4 ค่า ($R_p = 1.6, 4.5, 8.9$ และ 14.7%) การทดลองพบว่า การใส่ใบพัดพุนมีค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบ และมีค่าตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นด้วย Bhuiya *et al.* [7] ทำการทดลองการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลมโดยการใส่ใบพัดคู่ภายในท่อและพบว่า ที่ระยะการบิด 1.95 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.35 ต่อมา SAYSROY

และ Eiamsa-ard [8] ทำการจำลองเชิงตัวเลข (Numerical Simulation) เกี่ยวกับพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการใส่ใบพัดเจาะรู โดยพบว่ากรณีความกว้างของรูเจาะเท่ากับ 0.9 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดซึ่งมีค่าเท่ากับ 1.37 Skullong *et al.* [9] ศึกษาพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีเชิงทดลองและการจำลองเชิงตัวเลขด้วยการใส่ปีกสามเหลี่ยมที่มีมุมปะทะการไหลของของไหล 3 ค่า ($\alpha = 30^\circ, 45^\circ$ และ 60°) โดยพบว่า กรณีปีกที่มีมุมปะทะ 60° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหลสูงสุด ขณะที่กรณีปีกมุมปะทะ 30° ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด และยังพบว่า การใส่ปีกภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนยังส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าการใส่ลวดขัดและใบพัด

จากงานวิจัยที่ผ่านมาแสดงให้เห็นว่าการใส่อุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนหรือหมุนควงสามารถช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งสมรรถนะเชิงความร้อนให้แก่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้เป็นอย่างดี โดยเฉพาะปีกจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่สูงกว่าการใส่ลวดขัดและใบพัด เนื่องจากปีกสามารถสร้างพฤติกรรมการไหลของของไหลให้มีลักษณะการไหลแบบหมุนวน ซึ่งมีแกนการไหลที่แข็งแรงกว่าการไหลแบบหมุนวน โดยปีกสามารถสร้างได้ง่าย สะดวกในการติดตั้ง อีกทั้งยังบำรุงรักษาง่ายกว่าลวดขัดและใบพัดเป็นอย่างมาก แต่งานวิจัยเกี่ยวกับปีกยังมีการศึกษาเป็นจำนวนน้อยเมื่อเทียบกับลวดขัด และใบพัด ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์ในการพัฒนาอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนชนิดปีกสามเหลี่ยมเพื่อเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งสมรรถนะเชิงความร้อนให้แก่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะเป็ประโยชน์อย่างยิ่งในงานทางด้านวิศวกรรมรวมทั้งภาคอุตสาหกรรมที่ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2. การคำนวณ

การหาค่าการถ่ายเทความร้อนจะแสดงในพจน์ของเลขนัสเซลท์ (Nusselt number; Nu) ขณะที่ความเสียดทาน



รูปที่ 1 ไดอะแกรมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จะแสดงในพจน์ของค่าตัวประกอบความเสียดทาน (Friction Factor; f) และค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor; TEF) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแสดงได้ดังนี้

สมดุลความร้อนระหว่างความร้อนที่อากาศได้รับ (Q_{air}) และการพาความร้อน (Q_{conv}) แสดงได้ดังสมการต่อไปนี้

$$(Q_{air}) = (Q_{conv}) \quad (1)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (h) หาได้จาก

$$h = \frac{\dot{m}C_p(T_o - T_i)}{A(\bar{T}_w - T_b)} \quad (2)$$

เมื่อ $T_b = (T_o + T_i) / 2$

และ $\bar{T}_w = \sum T_w / 24$

โดยที่

A (m^2) คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน

C_p ($kJ/kg \cdot ^\circ C$) คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของไหล

\dot{m} (kg/s) คือ อัตราการไหลเชิงมวลของไหล

T_b ($^\circ C$) คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของไหล

T_i ($^\circ C$) คือ อุณหภูมิที่ทางเข้า

T_o ($^\circ C$) คือ อุณหภูมิที่ทางออก

\bar{T}_w ($^\circ C$) คือ อุณหภูมิผิวเฉลี่ยของท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ดังนั้นเลขนัสเซิลต์เฉลี่ย (Nu) สามารถหาได้จาก

$$Nu = hD/k \quad (3)$$

การไหลของของไหลทดสอบ (อากาศ) แสดงในเทอมของ

เลขเรย์โนลด์โดยสามารถเขียนได้เป็น

$$Re = UD/\nu \quad (4)$$

โดยที่

U (m/s) คือ ค่าความเร็วเฉลี่ยของของไหล

ν (m^2/s) คือ ค่าความหนืดเชิงจลน์ของของไหล

ค่าตัวประกอบความเสียดทาน (f) สามารถหาได้จาก

$$f = \frac{2}{(L/D)} \frac{\Delta P}{\rho U^2} \quad (5)$$

สมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor; TEF) คือ อัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนกรณีใส่แผ่นปีก (h) กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อผิวเรียบ (h_0) โดยคิดที่กำลังขับเดียวกัน (Same Pumping Power; PP) จากเอกสารอ้างอิง [4], [5] ซึ่งเขียนได้เป็น

$$TEF = \frac{h}{h_0} \Big|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \Big|_{pp} = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (6)$$

โดยที่

Nu_0 คือ ค่าเลขนัสเซลท์ของท่อผิวเรียบ

f_0 คือ ค่าตัวประกอบความเสียดทานของท่อผิวเรียบ

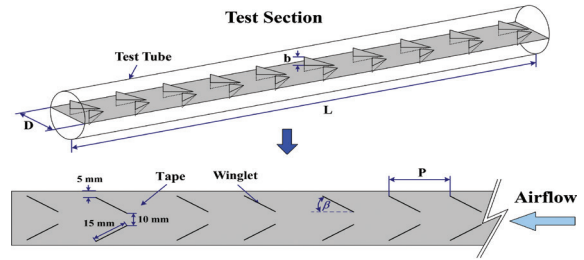
3. ชุดทดลองและระบบการทดลอง

3.1 ชุดทดลอง

รูปที่ 2 แสดงชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม ซึ่งประกอบด้วย พัดลมแรงดันสูง (High Pressure Blower) แผ่นออริฟิส (Orifice Plate) ช่องปรับสภาพการไหล (Calm Section) มานอมิเตอร์ชนิดเอียง (Inclined Manometer) ถังจัดระเบียบของไหล (Settling Tank) อินเวอร์เตอร์ (Inverter) ระบบจัดเก็บข้อมูล (Data Acquisition System) และเครื่องคอมพิวเตอร์

3.2 ระบบการทดลอง

พัดลมแรงดันสูงทำหน้าที่ขับเคลื่อนของไหลทำงาน (อากาศ) ผ่านแผ่นออริฟิสซึ่งเป็นตัววัดอัตราการไหลของอากาศก่อนเข้าส่วนทดสอบ จากนั้นจะผ่านมายังมานอมิเตอร์ชนิดเอียงที่เป็นตัววัดค่าผลต่างของความดันโดยการอ่านค่าจากความแตกต่างของระดับน้ำ แล้วเข้าสู่ถังจัดระเบียบที่ทำหน้าที่จัดระเบียบการไหลของอากาศและเข้าสู่ช่องปรับสภาพการไหลที่มีความยาวมากพอให้อากาศปรับสภาพการไหลให้มีลักษณะพัฒนาเต็มที่ (Fully Developed Flow) ก่อนเข้าสู่ส่วนทดสอบ ท่อทองแดงที่ใช้ในการทดสอบถูกพันด้วยขดลวดความร้อนโดยรอบและทำการจ่ายความร้อนให้แก่ท่อแบบสภาวะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant Heat-flux) ท่อทดสอบมีการหุ้มฉนวนกันความร้อนอย่างดีเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนออกสู่บรรยากาศภายนอก โดยมีเทอร์โมคัปเปิลชนิด T จำนวน 24 ตัว ติดตั้งบริเวณผิวท่อทดสอบที่ด้านบน 12 ตัว และด้านข้าง 12 ตัว เช่นเซอร์วัดอุณหภูมิชนิด RTD (Pt100) จำนวน 2 ตัว ถูกนำมาใช้ในการวัดค่าอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกของท่อทดสอบ จากนั้น



รูปที่ 2 ท่อทดสอบและอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงชนิดแผ่นตีปีกสามเหลี่ยม

จะส่งสัญญาณไปยังระบบจัดเก็บข้อมูลรุ่น FLUKE 2680A และประมวลผลมายังเครื่องคอมพิวเตอร์

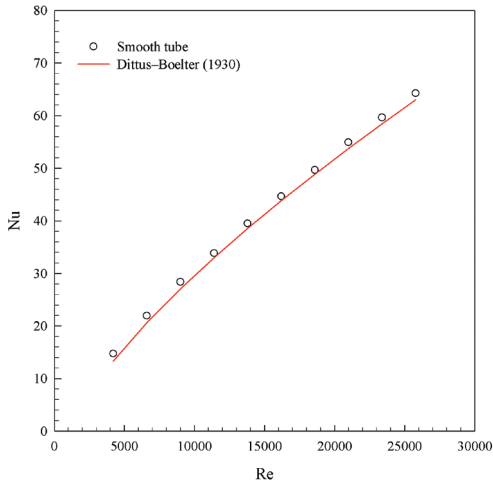
3.3 อุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงชนิดแผ่นตีปีกสามเหลี่ยม

ท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทรงกลมมีความยาวรวม 3,000 มิลลิเมตร ส่วนทดสอบยาว (L) 1,000 มิลลิเมตร และมีเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) 50 มิลลิเมตร ปีกสามเหลี่ยมถูกนำมาติดตั้งบนแผ่นอะลูมิเนียมขนาดความกว้าง 50 มิลลิเมตร และยาว 1,000 มิลลิเมตร ซึ่งจะเรียกว่า “แผ่นตีปีกสามเหลี่ยม” โดยปีกทำมุมปะทะ (β) 45° กับทิศทางการไหล ดังแสดงในรูปที่ 2 การทดลองทำการปรับเปลี่ยนค่าตัวแปรของปีกดังนี้ สัดส่วนความสูงปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (b/D) 3 ค่า คือ $b/D = 0.1, 0.15$ และ 0.2 สัดส่วนระยะพิชปีกตามแนวการไหลต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (P/D) 3 ค่า คือ $P/D = 1, 2$ และ 3 เพื่อสร้างการไหลหมุนควงตามแนวกระแสรไหลและหาค่าตัวแปรที่เหมาะสมสำหรับการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อน

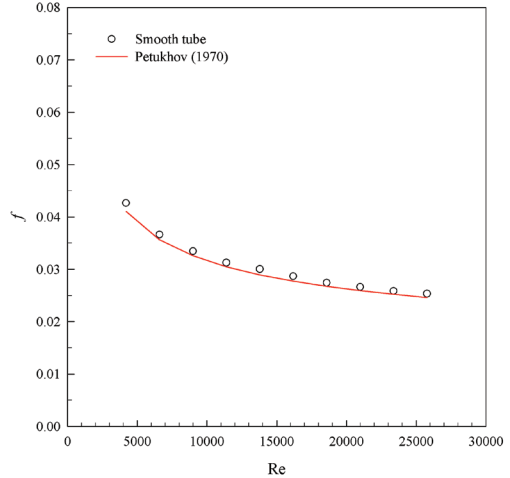
4. ผลการทดลอง

4.1 การทดสอบท่อผิวเรียบ

ก่อนทำการใส่แผ่นตีปีกสามเหลี่ยมภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้มีการทดสอบค่าเลขนัสเซลท์ (Nu) และตัวประกอบความเสียดทาน (f) ของท่อผิวเรียบเพื่อความต้องการของผลการทดลอง โดยผลการทดลองของท่อผิวเรียบจะถูกนำมาเปรียบเทียบกับสมการของ Dittus-Boelter สำหรับค่า Nu และสมการของ Petukhov สำหรับค่า f จาก



(ก)



(ข)

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

เอกสารอ้างอิง [10] กรณีการไหลแบบปั่นป่วนที่พัฒนาเต็มที่ภายในท่อ โดยสมการแสดงได้ดังนี้

สมการของ Dittus-Boelter

$$Nu = 0.23Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (7)$$

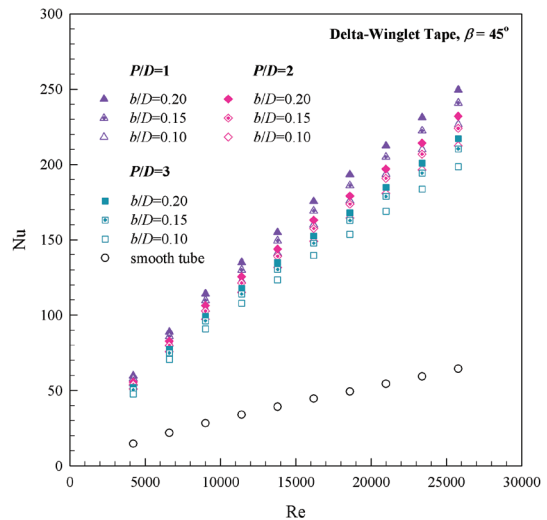
สมการของ Petukhov

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (8)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu และ f จากผลการทดลองเปรียบเทียบกับสมการของ Dittus-Boelter และ Petukhov [สมการที่ (7) และ (8)] กรณีท่อผิวเรียบแสดงดังรูปที่ 3 (ก) และ (ข) ตามลำดับ จากผลการทดลองเมื่อเปรียบเทียบกับสมการพบว่า มีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 6.5% และ 7.3% สำหรับค่า Nu และ f ตามลำดับ

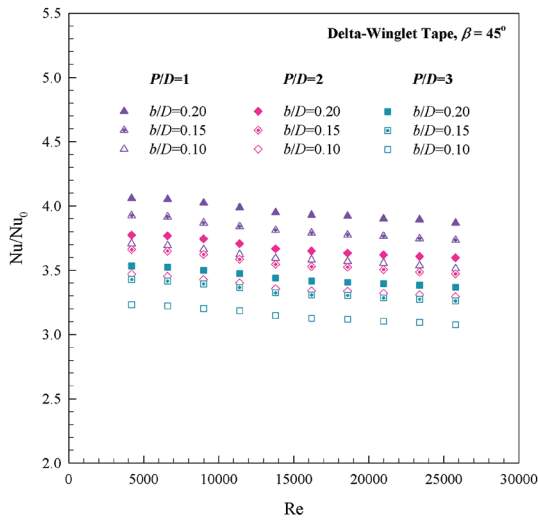
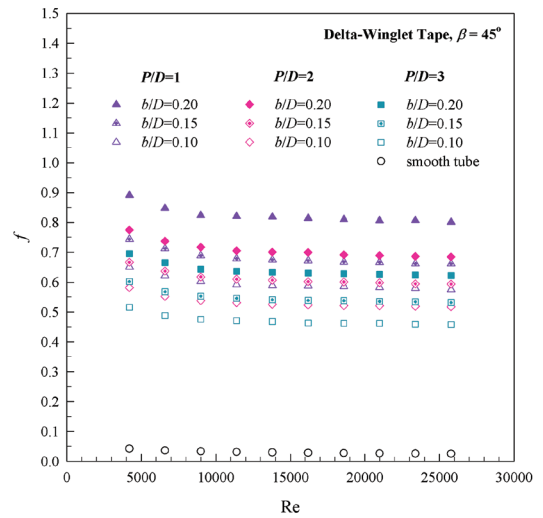
4.2 การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu กับ Re จากการทดลองพบว่า ค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของค่า Re การใส่แผ่นปีกสามเหลี่ยมภายในท่อเครื่อง



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu กับ Re

แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้เป็นอย่างดีเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ โดย Nu มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อสัดส่วนความสูงปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเพิ่มขึ้น ในทางกลับกันค่า Nu จะเพิ่มขึ้นตามการลดลงของค่าสัดส่วนระยะพิทช์ปีกตามแนวการไหลต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อโดยแผ่นปีกที่ $b/D=0.2$ และ $P/D=1$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดในกรณีทดสอบ เนื่องจากกรณีปีกที่มีค่าความสูงมาก


 รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 กับ Re

 รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า f กับ Re

และมีระยะพิตซ์น้อยหรือถึงจะมีระดับการไหลหมุนควงตามแนวกระแสการไหล (Longitudinal Vortex Generator) ที่แข็งแรงกว่ากรณีปีกที่มีค่าความสูงน้อยและระยะพิตซ์ค่ามากหรือห่าง ทำให้สามารถขัดขวางการพัฒนาชั้นขอบเขตความร้อน (Thermal Boundary Layer) บริเวณผิวท่อได้ดี ส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Coefficient; h) มีค่าเพิ่มสูงขึ้น

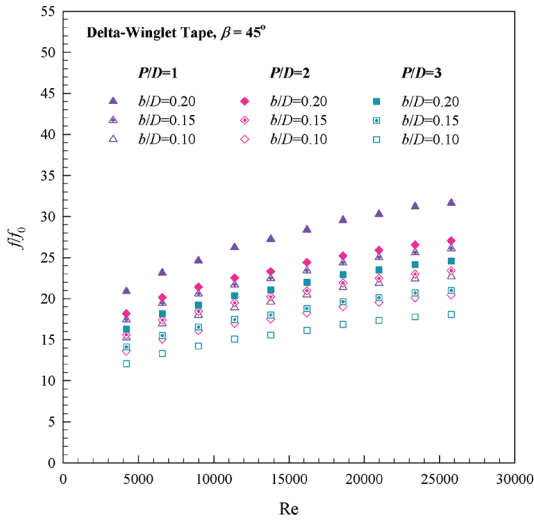
รูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลท์กรณีใส่แผ่นปีกสามเหลี่ยมภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อเลขนัสเซลท์ของท่อผิวเรียบ (Nu/Nu_0) กับ Re การทดลองแสดงให้เห็นว่า ค่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยตามการเพิ่มขึ้นของค่า Re ที่ระยะพิตซ์ $P/H=1, 2$ และ 3 กรณีแผ่นปีกที่ $b/D=0.2$ มีค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 3.87–4.06, 3.74–3.93 และ 3.51–3.71 ขณะที่ $b/D=0.15$ มีค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 3.60–3.78, 3.47–3.66 และ 3.29–3.47 และที่ $b/D=0.1$ มีค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 3.37–3.53, 3.26–3.43 และ 3.08–3.23 ตามลำดับ

4.3 ความเสียดทานเนื่องจากการไหล

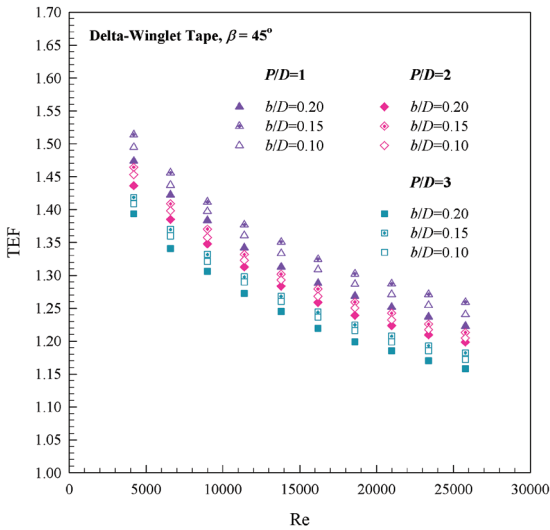
ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบความเสียดทาน (f) กับ Re แสดงดังรูปที่ 6 จากรูปแสดงให้เห็นว่าค่า f

มีแนวโน้มลดลงเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น การใส่แผ่นปีกสามเหลี่ยมภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ $b/D=0.2$ และ $P/H=1$ มีค่า f สูงสุดในกรณีทดสอบ เนื่องจากการใส่ปีกที่มีค่าความสูงมากและมีระยะพิตซ์ที่จะขัดขวางกระแสการไหลของของไหล ทำให้มีระดับความปั่นป่วนภายในท่อทดสอบสูง ส่งผลให้ค่าความดันตกคร่อม (Pressure drop; ΔP) เพิ่มขึ้นมากกว่ากรณีปีกที่มีค่าความสูงน้อยและมีระยะพิตซ์ห่าง โดยปีกสามเหลี่ยมที่ $b/D=0.2$ มีค่า f สูงกว่า $b/D=0.15$ เฉลี่ย 3% และมีค่าสูงกว่า $b/D=0.1$ เฉลี่ย 9%

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกรณีใส่แผ่นปีกสามเหลี่ยมภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อตัวประกอบความเสียดทานของท่อผิวเรียบ (fff_0) กับ Re แสดงดังรูปที่ 7 จากผลการทดลองพบว่า ค่า fff_0 มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของค่า Re ที่ระยะพิตซ์ $P/H=1, 2$ และ 3 กรณี $b/D=0.2$ มีค่า fff_0 อยู่ในช่วง 20.89–31.63, 17.44–26.11 และ 15.26–22.71 ขณะที่ $b/D=0.15$ มีค่า fff_0 อยู่ในช่วง 18.17–27.05, 15.62–23.44 และ 13.62–20.44 และที่ $b/D=0.1$ มีค่า fff_0 อยู่ในช่วง 16.31–24.57, 14.12–21.01 และ 12.09–18.09 ตามลำดับ



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า ff_0 กับ Re



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF กับ Re

4.4 สมรรถนะเชิงความร้อน

ความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) ซึ่งคิดที่ค่ากำลังขับเดียวกันของแหล่งจ่าย (พัดลมลมแรงดันสูง) จากสมการที่ (6) กับค่า Re แสดงดังรูปที่ 8 จากการทดลองพบว่า ค่า TEF มีแนวโน้มลดลงตามการเพิ่มขึ้นของค่า Re โดยกรณีการใส่แผ่นปีกสามเหลี่ยมภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยน

ความร้อนที่ $b/D=0.15$ และ $P/D=1$ มีค่า TEF สูงที่สุดในกรณีทดสอบเท่ากับ 1.51 โดยกรณี $b/D=0.15$ มีค่า TEF สูงกว่ากรณี $b/D=0.1$ และ $b/D=0.2$ เฉลี่ย 1.3% และ 2.6% ตามลำดับ ขณะที่กรณี $P/D=1$ มีค่า TEF สูงกว่ากรณี $P/D=2$ และ $P/D=3$ เฉลี่ย 2.9% และ 5.7% ตามลำดับ

เมื่อเปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีตพบว่า การใส่แผ่นปีกสามเหลี่ยมภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ $b/D=0.15$ และ $P/D=1$ ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่างานวิจัยในอดีตจากเอกสารอ้างอิง [2], [7] และ [8] ถึง 35.7%, 10% และ 14% ตามลำดับ

5. การสร้างสมการสหสัมพันธ์

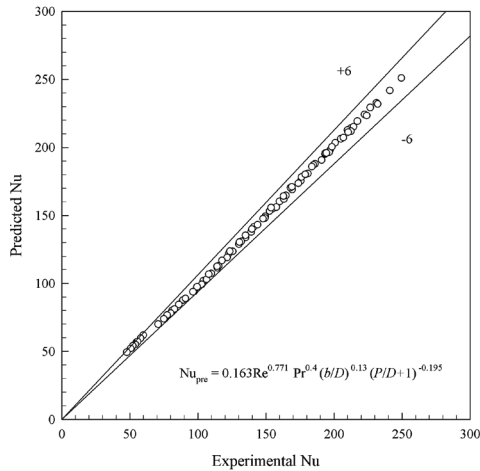
การสร้างสมการสหสัมพันธ์ของค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานเพื่อทำนายผล จะใช้วิธีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เรียกว่า “สมการรีเกรสชัน” จากเอกสารอ้างอิง [11], [12] โดยกรณีการถ่ายเทความร้อนจะแสดงในพจน์ของ Nu มีตัวแปรอิสระคือ เลขเรย์โนลด์ (Re), เลขพรานท์ (Pr), สัดส่วนความสูงปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (b/D) และ สัดส่วนระยะระยะปีกต่อความสูงท่อ (P/D) ขณะที่ความเสียดทานจะแสดงในพจน์ของ f โดยมีตัวแปรอิสระเช่นเดียวกับ Nu แต่ไม่ขึ้นกับค่า Pr

5.1 สมการสหสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อน

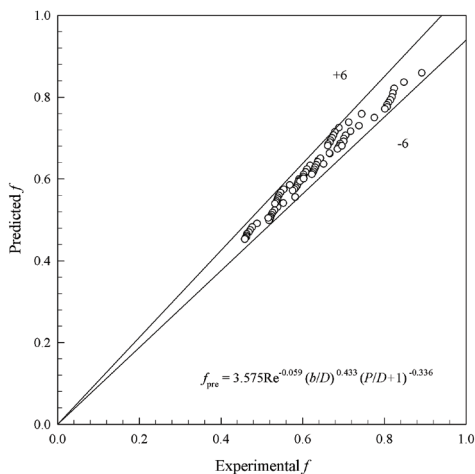
ความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re , Pr , b/D และ P/D สามารถหาความสัมพันธ์และเขียนให้อยู่ในรูปของสมการได้ดังนี้

$$Nu_{pre} = 1.63Re^{0.771} Pr^{0.4} (b/D)^{0.13} (P/D+1)^{-0.195} \quad (9)$$

รูปที่ 9 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์จากสมการสหสัมพันธ์ (Nu_{pre}) ที่ (9) กับเลขนัสเซลท์จากการทดลอง (Nu) กรณีใส่แผ่นปีกสามเหลี่ยมมุม 45°, $b/D=0.1, 0.15, 0.2$ และ $P/D=1, 2, 3$ ในช่วงค่า $Re = 4,200-25,800$ จากการทดลองเมื่อเปรียบเทียบกับสมการสหสัมพันธ์ พบว่ามีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 6\%$



รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu_{pre} กับ Nu



รูปที่ 10 ความสัมพันธ์ระหว่าง f_{pre} กับ f

5.2 สมการสหสัมพันธ์ของตัวประกอบความเสียดทาน

ความสัมพันธ์ของ f กับ Re , b/D และ P/D สามารถหาความสัมพันธ์และเขียนให้อยู่ในรูปของสมการได้ดังนี้

$$f_{pre} = 3.575Re^{-0.059} (b/D)^{0.433} (P/D+1)^{-0.336} \quad (10)$$

รูปที่ 10 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบความเสียดทานจากสมการสหสัมพันธ์ (f_{pre}) ที่ (10) กับตัวประกอบความเสียดทานจากการทดลอง (f) กรณีใส่แผ่นปีกสามเหลี่ยม

มุม 45° , $b/D=0.1, 0.15, 0.2$ และ $P/D=1, 2, 3$ ในช่วงค่า $Re = 4,200-25,800$ จากการทดลองเมื่อเปรียบเทียบกับสมการสหสัมพันธ์ พบว่ามีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง

6. สรุป

การศึกษาอิทธิพลของการใส่แผ่นปีกสามเหลี่ยมภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อพฤติกรรมทางความร้อนและการต้านทานการไหลในช่วงเลขเรย์โนลด์ 4,200 ถึง 25,800 สามารถสรุปได้ดังนี้

1. การใส่แผ่นปีกสามเหลี่ยมภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าท่อผิวเรียบถึง 74.7%

2. เมื่อ b/D มีค่าเพิ่มขึ้นส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นตาม ขณะที่เมื่อ P/D เพิ่มขึ้น ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานมีแนวโน้มลดลง โดยแผ่นปีกที่ $b/D=0.2$ และ $P/D=1$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานสูงสุดในกรณีทดสอบ

3. ค่า TEF สูงสุดของการทดสอบพบในกรณีการใส่แผ่นปีกที่ $b/D=0.15$ และ $P/D=1$ โดยมีค่าเท่ากับ 1.51

4. การเลือกใช้อุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงตามแนวแกนชนิดแผ่นปีกสามเหลี่ยมสำหรับกรณีศึกษาที่แบ่งได้เป็น 2 กรณีคือ 1) หากต้องการค่าการถ่ายเทความร้อนสูงควรเลือกใช้แผ่นปีกที่ $b/D=0.2$ และ $P/D=1$ เนื่องจากให้ค่า Nu สูงสุด และ 2) หากต้องการในแง่ของการประหยัดพลังงานควรเลือกใช้แผ่นปีกที่ $b/D=0.15$ และ $P/D=1$ เนื่องจากให้ค่า TEF สูงสุด

เอกสารอ้างอิง

- [1] S. Liu and M. Sakr, "A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 19, pp. 64–81, 2013.
- [2] P. Eiamsa-ard, N. Piriyaungroj, C. Thianpong, and S. Eiamsa-ard, "A case study on thermal

- performance assessment of a heat exchanger tube equipped with regularly-spaced twisted tapes as swirl generators,” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 3, pp. 86–102, 2014.
- [3] E. F. Akyürek, K. Gelis, B. Sahin, and E. Manay, “Experimental analysis for heat transfer of nanofluid with wire coil turbulators in a concentric tube heat exchanger,” *Results in Physics*, vol. 9, pp. 376–389, 2018.
- [4] K. Nanan, C. Thianpong, M. Pimsam, V. Chuwattanakul, and S. Eiamsa-ard, “Flow and thermal mechanisms in a heat exchanger tube inserted with twisted cross-baffle turbulators,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 114, pp. 130–147, 2017.
- [5] S. Skullong, P. Promvong, C. Thianpong, and N. Jayranaiwachira, “Thermal behaviors in a round tube equipped with quadruple perforated-delta-winglet pairs,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 115, pp. 229–243, 2017.
- [6] M. M. K. Bhuiya, M. S. U. Chowdhury, M. Saha, and M. T. Islam, “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*, vol. 46, pp. 49–57, 2013.
- [7] M. M. K. Bhuiya, A. S. M. Sayem, M. Islam, M. S. U. Chowdhury, and M. Shahabuddin, “Performance assessment in a heat exchanger tube fitted with double counter twisted tape inserts,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 25–33, 2014.
- [8] A. Sroysroy and S. Eiamsa-ard, “Periodically fully-developed heat and fluid flow behaviors in a turbulent tube flow with square-cut twisted tape inserts,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 112, pp. 895–910, 2017.
- [9] S. Skullong, P. Promvong, N. Jayranaiwachira, and C. Thianpong, “Experimental and numerical heat transfer investigation in a tubular heat exchanger with delta-wing tape inserts,” *Chemical Engineering and Processing*, vol. 109, pp. 164–177, 2016.
- [10] F. P. Incropera, P. D. Dewitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, “Foundations of Heat Transfer,” 6th ed., John-Wiley & Sons Inc., 2012.
- [11] A. Kumar, R. P. Saini, and J.S. Saini, “Development of correlations for Nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having multi vshaped with gap rib as artificial roughness,” *Renewable Energy*, vol. 58, pp. 151–163, 2013.
- [12] T. Alam, R. P. Saini, and J. S. Saini, “Effect of circularity of perforation holes in Vshaped blockages on heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct,” *Energy Conversion and Management*, vol. 86, pp. 952–963, 2014.