

การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานในท่อผิวปล้อง Heat Transfer and Friction Factor in Corrugated Tube

เก่งกล้า กุณรักษ์

สาขาวิชาเทคโนโลยียานยนต์ คณะเทคโนโลยี วิทยาลัยเทคโนโลยีสยาม กรุงเทพฯ 10600

Email: kengkla.k@hotmail.com

วิชาญ คงเกียรติไพบุลย์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร หนองจอก กรุงเทพฯ 10530

Email: vichan@hotmail.com

และ ขวัญชัย หนาแน่น

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี อ.เมือง จ.เพชรบุรี 76000

Email: kwanchai.nan@mail.pbru.ac.th

Manuscript received November 12, 2017,

Revised December 16, 2017.

บทคัดย่อ

บทความฉบับนี้ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิชของท่อผิวปล้องส่งผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและคุณลักษณะตัวประกอบความเสียดทาน ท่อทดลองมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (D) 18 มิลลิเมตร ความสูงปล้อง (e) 1.0 มิลลิเมตร และระยะพิชต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อต่างกัน 3 แบบ (p/D) เท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0 ตามลำดับ ทดสอบในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นโดยใช้อากาศเป็นของไหลทดลองที่เลขเรย์โนลด์สอยู่ในช่วง 20,000 ถึง 34,000 จากผลการทดลองพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อผิวปล้องสูงกว่าท่อผิวเรียบ การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามการลดลงของระยะพิชต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (p/D) และตามการเพิ่มขึ้นของเลขเรย์โนลด์ส ในส่วนของตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นตามการลดลงของระยะพิชต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเช่นกัน ท่อผิวปล้องที่มีระยะพิชต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ $p/D = 1.0$ ให้อัตราการถ่ายเทความร้อน (Nu) และตัวประกอบความเสียดทาน (f) สูงกว่าท่อผิวเรียบถึง 39.8% และ 2.9 เท่า

คำสำคัญ: การถ่ายเทความร้อน, ความเสียดทาน, ท่อผิวปล้อง

ABSTRACT

This paper studied the influence of ribbed pitch ratio of a corrugated tube on the heat transfer rate and friction factor characteristics. In the experiments, the

test tube having a diameter (D) of 18 mm, rib height (e) of 1.0 mm and three different ribbed pitch to diameter ratios (p/D) of 1.0, 1.5 and 2.0, respectively. Double pipe heat exchanger was used for test section by using cold air as the testing fluid at Reynolds numbers (Re) between 20,000 and 34,000. From the experimental results, It can be observed that the heat transfer rate of the corrugated tube perform higher than those the smooth tube. Heat transfer increased with decreasing ribbed pitch to diameter ratio (p/D) and increasing Reynolds numbers. As friction factor increased with decreasing ribbed pitch to diameter. A corrugated tube with ribbed pitch to diameter of $p/D = 1.0$ give higher heat transfer rate (Nu) and friction factor (f) than that the smooth tube up to 39.8% and 2.9 time.

Keywords: heat transfer, friction factor, corrugated tube

1. บทนำ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความจำเป็นอย่างมากในอุตสาหกรรม เช่น เครื่องระบายความร้อนเครื่องจักรสำหรับการผลิตชิ้นส่วนยานยนต์ และเครื่องอุ่นน้ำสำหรับกระบวนการผลิต การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นสิ่งสำคัญอย่างยิ่งเพื่อให้เหมาะสมกับการใช้งานในอุตสาหกรรมต่างๆ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งออกได้หลายชนิด และมีคุณสมบัติที่แตกต่างกันออกไป ในปัจจุบันจึงมีนักวิจัยทำการศึกษาแนวทางการพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คำนึงถึงความคุ้มค่า และ

ประสิทธิภาพในการทำงาน ในอดีตที่ผ่านมาได้มีการคิดค้นวิธีเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อน 2 แบบ Active Method และ Passive Method วิธีที่น่าสนใจคือ แบบ Passive Method ซึ่งเป็นวิธีที่ง่ายต่อการออกแบบ เช่น การปรับปรุงผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีลักษณะต่างๆ เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อน [1-10] ซึ่งมีการวิจัยที่ผ่านมามีดังนี้

Zimparov [11], [12] ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของท่อผิวปล้องเป็นเกลียวร่วมกับการติดตั้งแผ่นบิตในท่อส่งผลต่อตัวประกอบความเสียหาย ได้ทำการทดลองในช่วงการไหลปั่นป่วน พบว่าท่อผิวปล้องเป็นเกลียวร่วมกับแผ่นบิตทำให้เกิดการไหลตามแกนเปลี่ยนเป็นการไหลแบบหมุนวนทำให้เกิดความดันตกคร่อมเพิ่มมากขึ้น อิทธิพลที่เกิดจากระยะพิทช์ของท่อผิวปล้องเป็นเกลียวพบว่าตัวประกอบความเสียหายสูงกว่าท่อผิวเรียบ และเพิ่มสูงขึ้นตามการลดลงของระยะพิทช์ อิทธิพลของความสูงปล้องพบว่าตัวประกอบความเสียหายเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มความสูงปล้อง อิทธิพลของท่อผิวปล้องเป็นเกลียวร่วมกับการติดตั้งแผ่นบิตในท่อส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน พบว่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามการลดลงของระยะพิทช์และตามการเพิ่มขึ้นของความสูงปล้อง การถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ระยะพิทช์ของปล้องน้อยที่สุด Chen และคณะ [13] ได้ศึกษาเชิงทดลองการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อผิวปล้อง ทำการทดลองที่อัตราส่วนระยะพิทช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 0.31, 0.57 และ 1 พบว่าการถ่ายเทความร้อนของท่อผิวปล้องให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ ท่อที่มีอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 0.57 ให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุด และสูงกว่าท่อที่มีอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 0.31 และ 1 ตามลำดับ ในส่วนของตัวประกอบความเสียหายของท่อผิวปล้องสูงกว่าท่อผิวเรียบ และสูงขึ้นตามการลดลงของระยะพิทช์ Jianfeng และคณะ [14] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ท่อผิวปล้องที่มีอัตราส่วนความสูงปล้องต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ($e/D = 0.038, 0.046$ และ 0.092) พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของเลขเรย์โนลด์ส ท่อทดลอง $e/D = 0.092$ ให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุด และสูงกว่าท่อทดลอง $e/D = 0.046$ และ 0.038 และท่อผิวเรียบตามลำดับ Huang และคณะ [15] ได้ศึกษาผลกระทบของพารามิเตอร์ท่อผิวปล้องส่งผลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน การทดลองครั้งนี้ใช้ท่อผิวปล้องที่มีอัตราส่วนความสูงปล้องต่อเส้นผ่าน

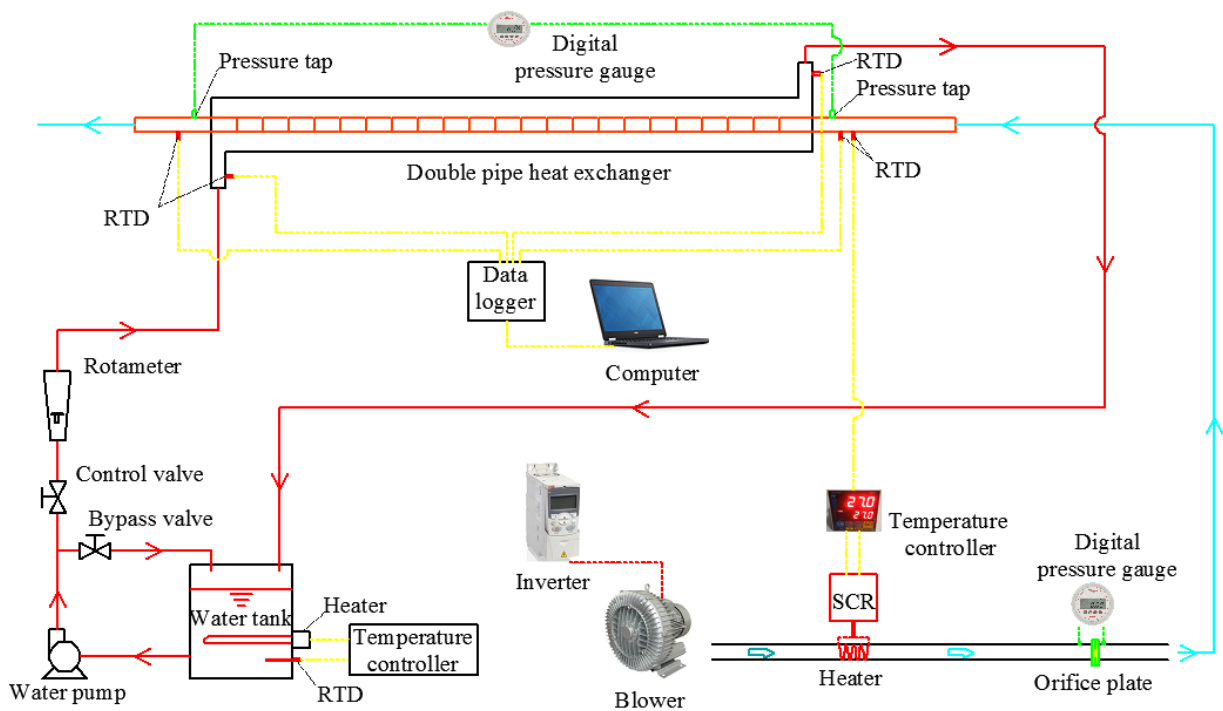
ศูนย์กลางท่อ (e/D) 0.025 ถึง 0.069 และ ท่อผิวปล้องที่มีอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (p/D) 0.29 ถึง 5.8 ทำการทดลองที่เลขเรย์โนลด์สอยู่ในช่วง 3601 ถึง 26,025 พบว่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหายเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนความสูงปล้องต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (e/D) และตามการลดลงของอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (p/D)

งานวิจัยในอดีตที่ผ่านมาพบวาระยะพิทช์และความสูงปล้องในท่อกลมมีอิทธิพลต่อการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหาย ดังนั้นในงานวิจัยครั้งนี้จึงทำการการศึกษาอิทธิพลของระยะพิทช์ของปล้องภายในท่อกลมส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหาย ผิวปล้องภายในท่อจะทำลายชั้นการไหลของของไหลบริเวณผิวท่อทำให้เกิดการไหลปั่นป่วนเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนบริเวณผนังท่อที่ดียิ่งขึ้น การทดลองมีท่อ 3 แบบ ท่อที่มีระยะพิทช์ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ $p/D = 1, 1.5$ และ 2 นำผลการทดลองมาเทียบกับท่อผิวเรียบ

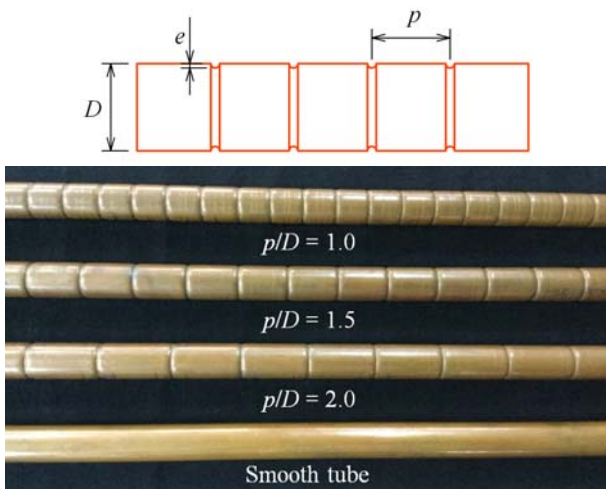
2. ชุดอุปกรณ์และวิธีการทดลอง

2.1 ชุดอุปกรณ์การทดลอง

ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะผิวปล้อง ได้ทำการทดลองในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นดังแสดงในรูปที่ 1 ประกอบด้วย โบลเวอร์ที่ทำหน้าที่ส่งจ่ายอากาศไปยังชุดทดลองซึ่งสามารถปรับอัตราการไหลของอากาศด้วยการปรับความเร็วรอบโดยอินเวอร์เตอร์ เพื่อความถูกต้องและแม่นยำของข้อมูลการทดลองในครั้งนี้ได้มีการติดตั้งชุดควบคุมอุณหภูมิอากาศที่ทางเข้าให้คงที่ เครื่องควบคุมอุณหภูมิเชื่อมต่อกับ RTD ที่ทางเข้าและควบคุมการทำงานของฮีตเตอร์ร่วมกับ SCR (Silicon-Controlled Rectifier) เพื่อให้อุณหภูมิอากาศที่ทางเข้า ($T_{c,in}$) คงที่ 27°C และวัดอัตราการไหลอากาศด้วยออร์ฟิสมิเตอร์ร่วมกับดิจิตอลเพรสเชอร์เกจสำหรับวัดความดันตกคร่อมเพื่อคำนวณหาอัตราการไหล ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นที่มีการไหลสวนทางกัน ใช้อากาศเป็นของไหลที่ท่อด้านในมีเลขเรย์โนลด์สอยู่ช่วงระหว่าง 20,000 ถึง 34,000 ท่อด้านในมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) 18 มิลลิเมตร ความหนา 0.5 มิลลิเมตร



รูปที่ 1 อุปกรณ์การทดลอง

รูปที่ 2 ท่อผิวปล้องที่มีระยะพิชต์ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (p/D) เท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0

ท่อด้านนอก (ท่อวงแหวน) มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 41 มิลลิเมตร ซึ่งมีความยาวช่วงทดสอบ (L) 1,200 มิลลิเมตร ชุดทดลองได้มีการหุ้มฉนวนที่ชุดทดลองเป็นอย่างดี ถังน้ำร้อนได้มีการติดตั้งฮีตเตอร์ต้มน้ำซึ่งถูกควบคุมอุณหภูมิให้คงที่ $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($T_{h,in} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$) ตลอดการทดลองด้วยเครื่องควบคุมอุณหภูมิเชื่อมต่อกับ RTD ที่วัดอุณหภูมินี้ภายในถัง น้ำร้อนถูกส่งจ่ายไปยังชุดทดลองด้วยปั๊มและวัดอัตราการไหลด้วยโรตاميเตอร์ซึ่งปรับไว้คงที่ 5 ลิตรต่อนาที ด้วยวาล์วปรับ

อัตราการไหล การทดลองได้มีการวัดความดันตกคร่อม (ΔP) ระหว่างทางเข้าและทางออกของท่อทดลองด้วยดิจิตอลเพรสเชอร์เกจเพื่อนำข้อมูลที่ได้ไปคำนวณหาตัวประกอบความเสียดทาน (f) และวัดอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกทั้งทางด้านของไหลเย็นและของไหลร้อนด้วย RTD ที่เชื่อมต่อกับเครื่องบันทึกอุณหภูมิส่งข้อมูลผ่านไปยังคอมพิวเตอร์ นำข้อมูลที่ได้ไปคำนวณหาเลขนัสเซลท์ (Nu) การทดลองมีท่อผิวปล้อง 3 ลักษณะ คือท่อผิวปล้องที่มีระยะพิชต์ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (p/D) เท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0 ได้แสดงในรูปที่ 2 นำผลการทดลองที่ได้มาเทียบการถ่ายความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานกับท่อผิวเรียบ

2.2 วิธีการทดลอง

ในการทดลองครั้งนี้ได้ทำการทดสอบในชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น มีขั้นตอนการทดลองดังนี้ เริ่มจากตรวจเช็คความพร้อมของอุปกรณ์การทดลองทั้งหมด เปิดปั๊มน้ำร้อนและเครื่องควบคุมอุณหภูมิน้ำแล้วตั้งค่าไว้ที่ $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ปรับอัตราการไหลน้ำร้อนคงที่ 5 ลิตรต่อนาที จากนั้นเปิดโบลเวอร์และเครื่องควบคุมอุณหภูมิอากาศแล้วตั้งค่าไว้ที่ $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ รอจนกว่าอุณหภูมิทั้งทางด้านอากาศเย็นและด้านน้ำร้อนคงที่ตามค่าที่ตั้งไว้ และปรับอัตราการไหลอากาศตามที่ได้อ่านจากเลขเรย์โนลด์ส์ (Re) น้อยที่สุดคือ 20,000 รอจนกว่าการแลกเปลี่ยนความร้อนจะเข้าสู่สภาวะ

สมดุลงานที่ค่าอุณหภูมิที่ชุดทดลองทั้ง 4 ตำแหน่ง ด้วย Data Logger ที่เชื่อมต่อกับคอมพิวเตอร์ และบันทึกความดันตกคร่อมระหว่างทางเข้าและออกของชุดทดลองที่วัดค่าด้วยดิจิตอลเพรสเซอร์เกจ และ ปรับอัตราการไหลอากาศ ตามที่ได้คำนวณจากเลขเรย์โนลด์ส์ (Re) เพิ่มขึ้นครั้งละ 2000 จนถึงเลขเรย์โนลด์ส์สูงสุด 34,000

3. ทฤษฎีที่ใช้ในการวิเคราะห์

อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยระหว่างของไหลร้อนกับของไหลเย็นสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 1

$$Q_{ave} = \frac{(Q_h + Q_c)}{2} \quad (1)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของของไหลร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของของไหลเย็นสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (3)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นด้วยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก สามารถพิจารณาได้ดังสมการที่ 4

$$Q_{ave} = UA \Delta T_{LMTD} \quad (4)$$

หาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในจากสมการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมดังสมการที่ 5

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (5)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกจากสหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนของ Dittus และ Boelter ดังสมการที่ 6

$$\frac{h_o D_{h,o}}{k} = 0.023 Re_o^{4/5} Pr_o^{0.3} \quad (6)$$

การถ่ายเทความร้อนในเทอมของเลขนัสเซลท์ที่ท่อด้านในสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 7

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

เลขเรย์โนลด์ส์พิจารณาที่ความเร็วเฉลี่ยของการไหลสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 8

$$Re = \frac{\rho V D_i}{\mu} \quad (8)$$

ตัวประกอบความเสียดทานที่เกิดจากการไหลภายในท่อสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 9

$$f = \frac{2 D_i \Delta P}{\rho L V^2} \quad (9)$$

4. ผลการทดลองและการวิเคราะห์

4.1 การสอบเทียบอุปกรณ์การทดลอง

ในการทดลองได้มีการสอบเทียบอุปกรณ์การทดลองโดยนำผลที่ได้จากการทดลองท่อผิวเรียบมาเทียบกับสหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนของ Dittus และ Boelter (สมการที่ 10) ซึ่งเป็นที่นิยมของนักวิจัยส่วนใหญ่และมีความน่าเชื่อถือมากที่สุด ได้แสดงในรูปที่ 3 จากการทดลองพบว่าถ่ายเทความร้อนในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nu) มีแนวโน้มใกล้เคียงกับกับสหสัมพันธ์ในอดีตซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยประมาณ 6.4 เปอร์เซ็นต์

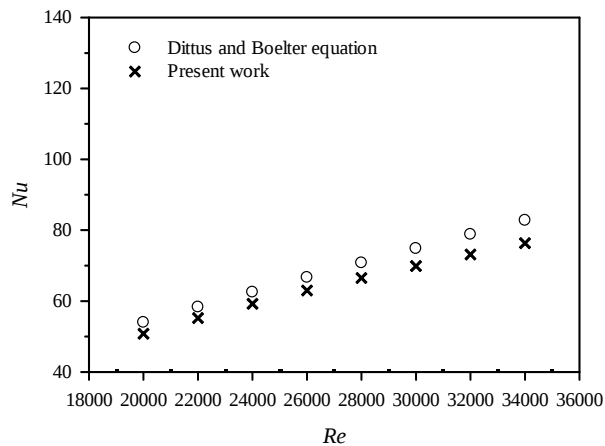
สหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนของ Dittus และ Boelter [16]

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.4} \quad (10)$$

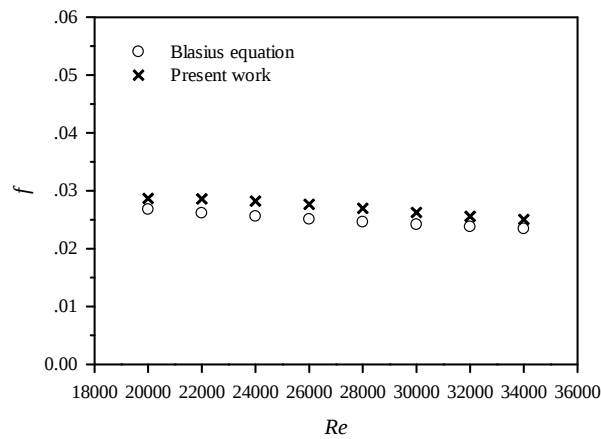
นำผลการทดลองตัวประกอบความเสียดทาน (f) มาเทียบกับสหสัมพันธ์ที่น่าเชื่อถือในอดีต ในการทดลองครั้งนี้ได้เทียบกับสหสัมพันธ์ตัวประกอบความเสียดทานของ Blasius (สมการที่ 11) ได้แสดงผลการทดลองในรูปที่ 4 จากข้อมูลพบว่ามีความสอดคล้องกันมาก ตัวประกอบความเสียดทานมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยประมาณ 8.1 เปอร์เซ็นต์

สหสัมพันธ์ตัวประกอบความเสียดทานของ Blasius [16]

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (11)$$



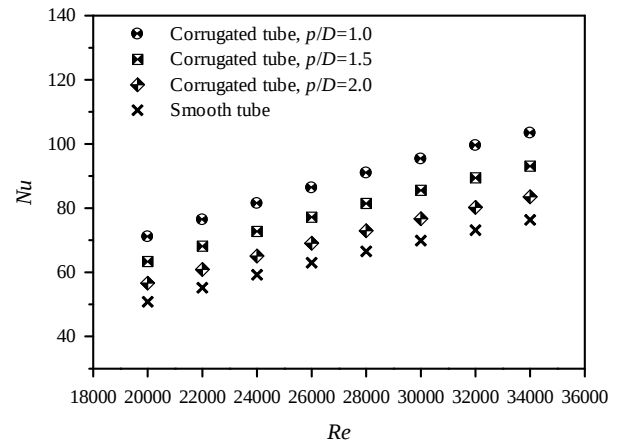
รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์สกรณีท่อผิวเรียบ



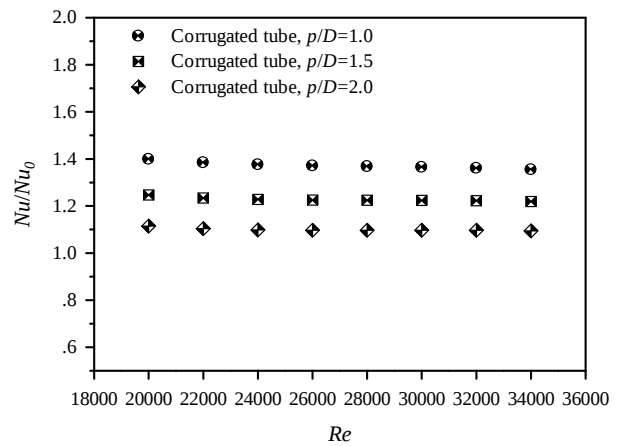
รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์สกรณีท่อผิวเรียบ

4.2 การถ่ายเทความร้อน

การศึกษาอิทธิพลของระยะพิตช์ของท่อผิวปล้องส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nu) ได้ทำการศึกษาทดลองโดยใช้อากาศเป็นของไหลทดลองในช่วงเลขเรย์โนลด์ส (Re) ระหว่าง 20,000 ถึง 34,000 ได้ถูกแสดงในรูปที่ 5 (Nu & Re) จากผลการทดลองพบว่าท่อเพิ่มสมรรถนะที่มีลักษณะผิวปล้องให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ การถ่ายเทความร้อนของท่อผิวปล้องเพิ่มขึ้นตามการลดลงของระยะพิตช์ ซึ่งอาจเกิดจากของไหลภายในท่อปะทะผิวปล้องที่ยื่นออกมาทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนและเกิดผสมกันส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลบริเวณใกล้ผนังท่อ และเกิดการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลกับผิวท่อได้ดียิ่งขึ้น ทั้งท่อผิวปล้องและท่อผิวเรียบให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของเลขเรย์โนลด์ส



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ส



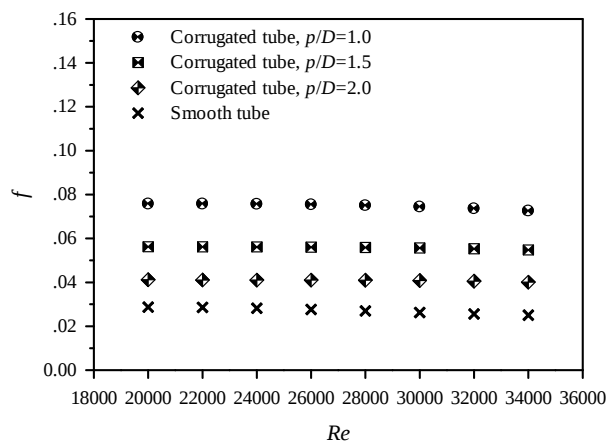
รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ต่อเลขนัสเซลท์ของท่อผิวเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส

จากการเทียบผลเลขนัสเซลท์ของท่อเพิ่มสมรรถนะผิวปล้อง (Nu) เทียบกับท่อผิวเรียบ (Nu_0) ที่เลขเรย์โนลด์ส (Re) เดียวกัน ได้ถูกแสดงในรูปที่ 6 (Nu/Nu_0 & Re) พบว่าท่อผิวปล้องที่มีระยะพิตช์ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ $p/D = 1.0$ ให้การถ่ายเทความร้อนในเทอมเลขนัสเซลท์ (Nu) สูงที่สุด สูงกว่าท่อผิวปล้องที่มีระยะพิตช์ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 1.5 และ 2 ประมาณ 11.1% ถึง 12.2% และ 23.7% ถึง 25.5% ตามลำดับ และสูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 35.4% ถึง 39.8% ท่อผิวปล้องที่มีระยะพิตช์ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ $p/D = 1.5$ และ 2 ให้การถ่ายเทความร้อนในเทอมเลขนัสเซลท์ (Nu) สูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 21.9% ถึง 24.7% และ 9.4% ถึง 11.5% ตามลำดับ

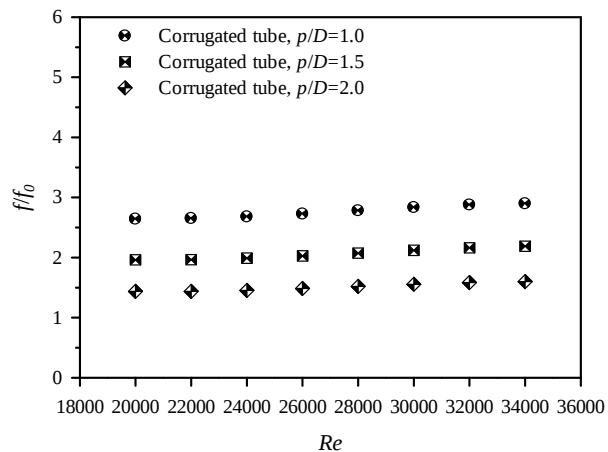
4.3 ตัวประกอบความเสียดทาน

การศึกษาอิทธิพลของระยะพิตช์ภายในท่อทดลองส่งผลต่อตัวประกอบความเสียดทาน (f) ได้ถูกนำเสนอในรูปที่ 7 (f & Re) จาก

การทดลองพบว่าท่อผิวปล้องทุกกรณีให้ตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าท่อผิวเรียบ ตัวประกอบความเสียดทานของท่อผิวปล้องเพิ่มขึ้นตามการลดลงของระยะพิตช์ ท่อผิวปล้อง $p/D = 1.0$ ให้ตัวประกอบความเสียดทานสูงสุด และสูงกว่าท่อผิวปล้อง $p/D = 1.5$ และ 2.0 และสูงกว่าท่อผิวเรียบ ตามลำดับ ทั้งนี้อาจเกิดจากปล้องที่ยื่นออกมาจากผิวท่อขวางทางการไหลของของไหลบริเวณผิวท่อ และผลของการปะทะทำให้ของไหลเปลี่ยนทิศทางการไหลจากไหลตามแนวแกนเป็นการไหลไม่มีทิศทางที่แน่นอนส่งผลให้ตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มสูงกว่าท่อผิวเรียบ และจากการทดลองพบว่าตัวประกอบความเสียดทานทุกกรณีให้ตัวประกอบความเสียดทานลดลงตามการเพิ่มขึ้นของเลขเรย์โนลด์ส์



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อส่วนตัวประกอบความเสียดทานของท่อผิวเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์

จากการเทียบผลตัวประกอบความเสียดทานของท่อเพิ่มสมรรถนะผิวปล้อง (f) เทียบกับท่อผิวเรียบ (f_0) ที่เลขเรย์โนลด์ส์ (Re) เดียวกันได้ถูกแสดงในรูปที่ 8 (f/f_0 & Re) แสดงให้เห็นว่าท่อ

ผิวปล้องทุกกรณีให้ตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าท่อผิวเรียบ ท่อผิวปล้องที่มีระยะพิตช์ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ $p/D = 1.0$ ให้ตัวประกอบความเสียดทานสูงสุด และสูงกว่าท่อผิวปล้องที่มีระยะพิตช์ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ $p/D = 1.5$ และ 2 และสูงกว่าท่อผิวเรียบเฉลี่ยประมาณ 1.34, 1.83 และ 2.76 เท่า ตามลำดับ และท่อผิวปล้องที่มีระยะพิตช์ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ $p/D = 1.5$ และ 2 ให้ตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าท่อผิวเรียบเฉลี่ยประมาณ 2.06 และ 1.51 เท่า ตามลำดับ

5. สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาดิถีพลของระยะพิตช์ของท่อผิวปล้องส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทาน แต่ท่อที่มีระยะพิตช์ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (p/D) เท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0 ตามลำดับ ซึ่งจากผลการทดลองสามารถสรุปได้ว่า

1. การติดตั้งท่อผิวปล้องแทนที่ท่อผิวเรียบในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นช่วยให้เพิ่มการถ่ายเทความร้อน อาจเกิดจากของไหลปะทะกับผิวที่ยื่นออกมาทำให้เกิดการไหลปั่นป่วนเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไหลได้ดียิ่งขึ้น การทดลองพบว่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามการลดลงของระยะพิตช์ ท่อที่มี (p/D) เท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0 ให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบเฉลี่ยประมาณ 37.2%, 22.8% และ 10.0% ตามลำดับ

2. ตัวประกอบความเสียดทานของท่อผิวปล้องสูงกว่าท่อผิวเรียบ ทั้งนี้อาจเกิดจากการขวางทางการไหลของของไหลภายในท่อ ทำให้ตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นตามลดระยะพิตช์ ท่อที่มี (p/D) เท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0 ให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบเฉลี่ยประมาณ 2.76, 2.06 และ 1.51 เท่า ตามลำดับ

รายการสัญลักษณ์

- A พื้นที่ผิวสำหรับถ่ายเทความร้อน (m^2)
- c_p ความจุความร้อนจำเพาะ ($J/kg \ K$)
- D ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)
- e ความสูงปล้อง (m)
- h สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($W/m^2 \ K$)
- k การนำความร้อน ($W/m \ K$)
- L ความยาวช่วงทดสอบ (m)
- $\dot{m}$ อัตราการไหลโดยมวล (kg/s)
- Nu เลขนัสเซลท์ (-)
- p ระยะพิตช์ (m)
- Pr เลขพรันด์เทิล (-)
- ΔP ความดันตกคร่อม (N/m^2)
- Q อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)

Re เลขเรย์โนลด์ส์ (-)
 T อุณหภูมิของของไหล ($^{\circ}C$)
 U สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($W/m^2 K$)
 V ความเร็วเฉลี่ยของการไหล (m/s)
 สัญลักษณ์กรีก
 ρ ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)
 μ คือความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ($N s/m^2$)
 f ตัวประกอบความเสียดทาน
 สัญลักษณ์ตัวห้อย
 0 ท่อเปล่า
 ave ค่าเฉลี่ย
 c ของไหลเย็น
 h ของไหลร้อน
 i ด้านใน
 in ด้านทางเข้า
 o ด้านนอก
 out ด้านทางออก

เอกสารอ้างอิง

- [1] M. Li, T.S. Khan, E. Al Hajri, Z.H. Ayub, "Geometric optimization for thermal-hydraulic performance of dimpled enhanced tubes for single phase flow", Applied Thermal Engineering, Vol. 103, pp. 639–650, 2016.
- [2] I.P. Nascimento, E.C. Garcia, Heat transfer performance enhancement in compact heat exchangers by using shallow square dimples in flat tubes, Applied Thermal Engineering, Vol. 96, pp. 659–670, 2016.
- [3] J. Chen, H. Müller-Steinhagen, G.G. Duffy, "Heat transfer enhancement in dimpled tubes", Applied Thermal Engineering, Vol. 21 pp. 535–547, 2001.
- [4] Y. Wang, Y.-L. He, Y.-G. Lei, J. Zhang, "Heat transfer and hydrodynamics analysis of a novel dimpled tube", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 34, pp. 1273–1281, 2010.
- [5] S. Yang, L. Zhang, H. Xu, "Experimental study on convective heat transfer and flow resistance characteristics of water flow in twisted elliptical tubes", Applied Thermal Engineering, Vol. 31, pp. 2981–2991, 2011.
- [6] L. Zhang, S. Yang, H. Xu, "Experimental study on condensation heat transfer characteristics of steam on horizontal twisted elliptical tubes", Applied Energy Vol. 97, pp. 881–887, 2012.
- [7] X.H. Tan, D.S. Zhu, G.Y. Zhou, L.D. Zeng, "Experimental and numerical study of convective heat transfer and fluid flow in twisted oval tubes", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 55, pp. 4701–4710, 2012.
- [8] X. Tang, X. Dai, D. Zhu, "Experimental and numerical investigation of convective heat transfer and fluid flow in twisted spiral tube", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 90, pp. 523–541, 2015.
- [9] H.J. Park, D.H. Lee, S.W. Ahn, "Study of local heat transfer in a spirally fluted tube", International Journal Thermal Science, Vol. 64, pp. 257–263, 2012.
- [10] Z.G. Zhang, X. Tao, X.M. Fang, "Experimental study on heat transfer enhancement of a helically baffled heat exchanger combined with three-dimensional finned tubes", Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 2293–2300, 2004.
- [11] V. Zimparov, "Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 1: friction factors", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 589–599, 2004.
- [12] V. Zimparov, "Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 2: heat transfer coefficients", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 385–393, 2004.
- [13] C. Chen, Y. T. Wu, S. T. Wang and C. F. Ma, "Experimental investigation on enhanced heat transfer in transversally corrugated tube with molten salt", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 47, pp. 108–116, 2013.
- [14] L. Jianfeng, S. Xiangyang, D. Jing, P. Qiang and W. Yuliang, "Convective heat transfer of high temperature molten salt in transversely grooved tube", Applied Thermal Engineering, Vol. 61 pp. 157–162, 2013.
- [15] W. C. Huang, C. A. Chen, C. Chen and Y. J. San, "Effects of characteristic parameters on heat transfer enhancement of repeated ring-type ribs in circular tubes", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 68, pp. 371–380, 2015.
- [16] F. Incropera and P.D. Dewitt, Introduction to Heat Transfer, 3rd ed., John Wiley & Sons Inc., 1996.



เก่งกล้า กุณรักษ์ สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์ ระดับปริญญาโท สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ปัจจุบันดำรงตำแหน่งอาจารย์ประจำสาขาเทคโนโลยียานยนต์ คณะเทคโนโลยี วิทยาลัยเทคโนโลยีสยาม



ผศ.ดร.วิชาญ คงเกียรติพิบูลย์ สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีสาขาวิศวกรรมเครื่องกลจากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ปริญญาโททางด้านวิศวกรรมอุตสาหการจาก California state university at Northridge ปริญญาโททางด้านบริหารธุรกิจจากจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย และปริญญาเอกวิศวกรรมเครื่องกลจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ปัจจุบันเป็นอาจารย์ประจำที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ตั้งแต่ปี พ.ศ. 2537 มีความสนใจในงานวิจัยด้านการผลิตที่ใช้เทคโนโลยีขั้นสูง การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน



ผศ.ดร.ขวัญชัย หนาแน่น สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี โท เอก สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ปัจจุบันดำรงตำแหน่งอาจารย์ประจำสาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี