การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่ติดตั้งแหวนวงรีเอียง

Heat Transfer Enhancement in a Circular Tube Fitted with Inclined Elliptical Rings

ภัทรพันธุ์ ทองยศ[1], นรินทร์ กุลนภาดล[2*] และ พงษ์เจต พรหมวงศ์[1]

[1]สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520
[2]สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลยานยนต์ คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏราชนครินทร์
ถนนมรุพงษ์ อำเภอเมือง จังหวัดฉะเชิงเทรา 24000
*ติดต่อ: kppongje@kmitl.ac.th, เบอร์โทรศัพท์ 02-3298351, เบอร์โทรสาร 02-3298352

บทคัดย่อ

บทความนี้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานในท่อกลมที่ติดตั้งแหวนวงรีเอียงในท่อกลมภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ โดยจัดวางแหวนวงรีเอียง ที่มีอัตราส่วนการต้าน (e/D, BR) เท่ากับ 0.2 วางเอียงทำมุมปะทะ (α) = 45° ที่อัตราส่วนระยะห่างของแหวนต่อขนาดท่อ (P/D,PR) เท่ากับ 0.5, 0.1, 0.15 และ 0.2 ติดตั้งภายในท่อทดสอบ ในการทดสอบใช้ความเร็วของอากาศที่แสดงโดยเลขเรย์โนลด์ (Re) ในช่วง 5,000 – 25,000 และได้ศึกษาผลของแหวนวงรีเอียงต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อ ในรูปของเลขนัสเซิลท์ (Nu) และการสูญเสียความดันในรูปของตัวประกอบเสียดทาน (f) ตามลำดับ และนำไปเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ จากการศึกษาพบว่าการติดแหวนวงรีเอียงจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มสูงขึ้น และพบว่าเมื่ออัตราส่วนระยะพิตช์ลดลงมีผลให้มีการเพิ่มเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทาน โดยท่อที่ติดตั้งแหวนวงรีเอียงที่ค่าอัตราส่วนระยะพิตช์ (PR) เท่ากับ 0.5 ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด

คำหลัก: แหวนวงรีเอียง, การถ่ายเทความร้อน, ตัวประกอบเสียดทาน, สมรรถนะความร้อน

Abstract

The paper present the study of heat transfer and friction loss behaviors through a constant heat-fluxed tube fitted with inclined elliptical rings. Measurements are carried out for the tube of blockage ratio *(e/D, BR)* = 0.2 attack angle *(α)* = 45° and pitch ratio *(P/D, BR)* = 0.5, 0.1, 0.15 and 0.2. The flow rate is in terms of Reynolds numbers *(Re)* in the range of 5,000 – 25,000. Effects of inclined baffle on heat transfer and pressure loss in tube are studied and their results of the inclined elliptical rings of 45° attack angle are also compared with smooth tube. The decrease of the pitch ratio, PR leads to an increase in the Nusselt number and friction factor. The results reveal that the PR = 0.5 provide the highest the thermal enhancement factor.

Keywords: inclined rings, heat transfer, friction factor, thermal enhancement factor

1. บทนำ

ในปัจจุบันการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้มีการพัฒนาเพื่อต้องการลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและต้นทุนในการผลิตในขณะที่อัตราการถ่ายเทความร้อนยังสูงอยู่ ซึ่งตัวแปรสำคัญในการลดขนาดและค่าใช้จ่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นในขณะที่สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีค่าลดลง วิธีการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยวิธีทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนหรือการสร้างความปั่นป่วนของของไหลเป็นเทคนิคแบบหนึ่งที่ใช้ในการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนซึ่งในทางปฏิบัติสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นได้ สำหรับเทคนิคที่ใช้ในงานวิจัยนี้อาศัยหลักการเปลี่ยนรูปแบบการไหลจากชิ้นงานทดสอบส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นเนื่องจากมีการขัดขวางการไหลก่อให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนและเกิดการไหลแยกตัวจากแหวนวงรีเอียงแล้วตกกระทบพื้นผิวร้อนไปทำลายชั้นความหนาของของไหลส่งผลให้ค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นในบริเวณที่มีการตกกระทบนั้น ซึ่งที่ผ่านมาได้มีผู้ที่ศึกษาในเรื่องที่เกี่ยวข้องดังนี้

Han และคณะ [1] ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีบ มุมครีบ และอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูง มีผลต่อตัวประกอบเสียดทาน และการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีครีบถูกติดบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้ามกับการให้ความร้อน ที่ค่าเลขเรย์โนลด์, Re = 3,000-30,000 พบว่าการจัดครีบแบบสมมาตรมีผลเหมือนกับการจัดครีบแนวเยื้องกัน และรูปร่างของครีบมีผลอย่างมากต่อตัวประกอบเสียดทาน และมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนไม่มากนัก จากผลการทดลองพบว่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเมื่อครีบมีมุม 45°

Wojtkowiak and Hyun [2] จำลองการถ่ายเทความร้อน ในช่วงการไหลแบบราบเรียบในท่อโดยใส่แผ่นจานตามแนวแกน (coaxial-disk)ซึ่งสามารถหมุนได้เข้าไปในท่อ โดยปรับขนาดของแผ่นจาน ตามอัตราส่วนรัศมีของแผ่นจานต่อรัศมีท่อเป็น 0.9, 0.95 และ 0.99 ซึ่งแผ่นจานนี้จะพิจารณาให้สามารถมีการหมุนได้เป็นเลขเรย์โนลด์การหมุน คือ 0, 250, 500 และ 1,000 ซึ่งพบว่า ความเร็วในการหมุนของแผ่นจานจะมีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน นั่นคือยิ่งความเร็วมาขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนก็จะมากขึ้นด้วย และในทุกกรณีจะทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนจะทำให้มีการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น แต่แผ่นจานที่มีขนาดใหญ่จะทำให้เกิดการสูญเสียความดันมากกว่า

Zimparov [3] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อม สำหรับท่อผิวลูกฟูก (spirally corrugated tubes) โดยได้ใส่ใบบิดที่มีระยะพิตช์ต่างๆ คือ H/D_i = 15.3, 12.2, 7.7, 5.8 และ 4.7 ในช่วงเลขเรย์โนลด์ 3,000 – 60,000 จากการทดลองพบว่าในทุกกรณีจะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่ากรณีท่อผิวเรียบ ความดันตกคร่อมมากขึ้นเมื่อระยะพิตช์ลดลง และจากการวิเคราะห์ประสิทธิภาพพบว่าสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนหรือลดพื้นที่การถ่ายเทความร้อน ถึง 30%

Promvonge and Eiamsa-ard [4] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการใส่ตัวสร้างความปั่นป่วนแบบแหวนกรวย(conical-ring) ในการทดลองได้แบ่งเป็น 2 แบบคือ ใช้ตัวสร้างความปั่นป่วนแบบแหวนกรวยที่จัดวางแบบลู่ออก (D-nozzle arrangement) และแบบแหวนกรวยที่จัดวางแบบลู่เข้า (C-nozzle arrangement) นำมาใส่ในท่อทดลอง ซึ่งการทดสอบจะอยู่ในช่วงเลขเรย์โนลด์ 8,000 ถึง 18,000 วางแหวนกรวยที่มีอัตราส่วนระยะพิตช์ต่างๆ กัน คือ 2, 4 และ 7 พบว่าเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นจะเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ แหวนกรวยแบบลู่ออกจะสร้างความปั่นป่วนได้มากกว่าแหวนกรวยแบบลู่เข้าเป็นผลให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า ในขณะเดียวกันก็เป็นผลให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าเช่นกัน แต่ทั้งสองแบบก็ยังให้การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าท่อผิวเรียบ ในช่วง 236 –

344% ขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์และการจัดวางตัวสร้างความปั่นป่วน

Kongkaitpaiboon และคณะ [5] ทดลองเพื่อหาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน กรณีที่มีการใส่แหวนในท่อกลม โดยแหวนวางทำมุม 90° กับทิศทางการไหล ใช้อัตราส่วนระหว่างขนาดของแหวนด้านในต่อขนาดของแหวนนอก (d/D) 0.5, 0.6 และ 0.7 ในช่วงการไหลของอากาศ เลขเรย์โนล์ด 4,000 – 20,000 พบว่า สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ 1.6 ถึง 2.9 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ แต่ความดันสูญเสียก็เพิ่มขึ้นเช่นกัน โดยมีค่าอยู่ในช่วง 8.5 ถึง 48 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ โดยให้ค่าสัมประสิทธิ์การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุด 1.07

จากการศึกษาข้างต้นพบว่าการใช้อุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้ งานวิจัยนี้ได้นำข้อมูลข้างต้นมาประยุกต์ใช้ในการศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อน และค่าตัวประกอบเสียดทานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลมที่ใส่แหวนวงรีเอียง เพื่อให้เกิดการสร้างความปั่นป่วนให้กับของไหลและมุมที่เอียงยังสามารถลดความเสียดทานจากกรณีที่วางในแนวตั้งฉากได้ โดยมีขอบเขตการศึกษาในช่วงเลขเรย์โนลด์ 5,000 – 25,000 สำหรับนำไปพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะสูงขึ้น

2. สมมุติฐานและทฤษฎี

สำหรับการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจะแสดงในรูปของเลขนัสเซิลท์ (Nusselt Number) และการสูญเสียความดันของอากาศ ในแสดงในรูปของตัวประกอบเสียดทาน (Friction Factor) ที่ความเร็วของอากาศที่ค่าต่างๆ ในรูปของเลขเรย์โนลด์ ทฤษฎีที่ใช้ในการคำนวณดังนี้

เลขเรย์โนลด์ (Raynolds number ,Re) ในรูปของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อกลม (D) หาได้จากสมการดังนี้

$$Re = \frac{\overline{V}D}{\nu} \quad (1)$$

เมื่อ $\overline{V}$ และ ν คือความเร็วเฉลี่ยและความหนืดจลน์ของอากาศ ตามลำดับ

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (h) หาได้จากการวัดอุณหภูมิและการให้ความร้อนกับอากาศในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Q_{air}) และความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผนังกับอุณหภูมิอากาศ (T_s - T_b) โดยจากข้อมูลการทดลองสามารถเขียนสมการสมดุลพลังงาน กรณีฟลักซ์ความร้อนคงที่ ได้ดังนี้

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m}C_p\left(T_i - T_o\right) = hA_s\left(\overline{T}_s - T_b\right) \quad (2)$$

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(\overline{T}_s - T_b)} \quad (3)$$

$$T_b = \left(T_o + T_i\right)/2 \quad (4)$$

$$\overline{T}_s = \Sigma T_s / 20 \quad (5)$$

เมื่อ Q_{conv} คือ ความร้อนจากการนำความร้อน

A คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อนแบบการพา

$\overline{T}_s$ คือ อุณหภูมิผิวเฉลี่ย

T_s คือ อุณหภูมิผิวแต่ละจุดตามแนวยาว

T_i, T_o คือ อุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าและทางออก

T_b คือ อุณหภูมิบัลค์ของอากาศ

$\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ

C_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ

สำหรับการถ่ายเทความร้อนจะแสดงในรูปของตัวแปรไร้มิติคือเลขนัสเซิลท์ ซึ่งแสดงโดยสมการดังนี้

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (6)$$

การสูญเสียความดันเนื่องจากการไหลของอากาศผ่านท่อแสดงในรูปของตัวแปรไร้มิติคือตัวประกอบเสียดทาน หาได้จากสมการดังนี้

$$f = \frac{2}{(L/D)}\frac{\Delta P}{\rho \overline{V}^2} \qquad (7)$$

เมื่อ ΔP คือ ความดันตกคร่อม

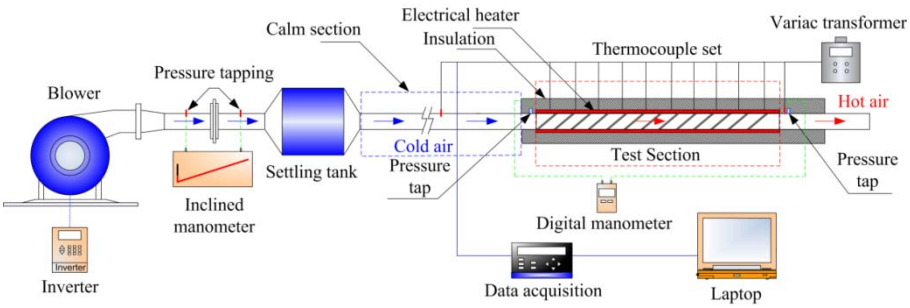
ตัวประกอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Thermal Enhancement Factor, TEF) เป็นอัตราส่วนระหว่างสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของพื้นผิวทดสอบ (h) กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนพื้นผิวเรียบ(h_0) ที่กำลังขับเดียวกัน สามารถหาได้จากข้อเสนอแนะของ Webb [6]

$$TEF = \left.\frac{h}{h_0}\right|_{pp} = \left.\frac{Nu}{Nu_0}\right|_{pp} = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)\left(\frac{f}{f_0}\right)^{-1/3} \qquad (8)$$

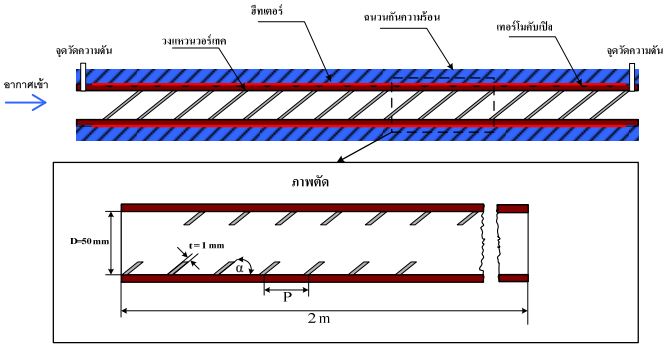
3. อุปกรณ์ทดลอง

อุปกรณ์สำหรับการทดสอบการเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนประกอบด้วยอุปกรณ์ต่างๆ ดังรูปที่ 1 โดยใช้ท่อทดสอบเป็นท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (D_i) = 50 มิลลิเมตร หนา (t) = 1 มิลลิเมตร ยาว (L) = 4,000 มิลลิเมตร และในช่วงการทดสอบความยาว 2,000 มิลลิเมตร ทำการติดตั้งขดลวดทำความร้อน (Heater) ขนาด 3,000 วัตต์ ไว้ที่ผิวท่อทดสอบพร้อมทั้งมีการหุ้มฉนวนกันความร้อนถ่ายเทออกสู่บรรยากาศ ทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิผิวท่อโดยใช้หัววัดแบบเทอร์โมคัปเปิลชนิด K จำนวน 20 จุดตลอดความยาวท่อทดสอบ โดยตำแหน่งการติดตั้งมีระยะห่าง 10 เซนติเมตร รวมทั้งติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิแบบ RTD Pt 100 เพื่อวัดอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้า-ออกของท่อทดสอบจำนวน 2 จุดวัด บันทึกข้อมูลอุณหภูมิในคอมพิวเตอร์ พร้อมทั้งติดตั้งชุดวัดความดันลด (Pressure drop) ระหว่างช่วงทดสอบ

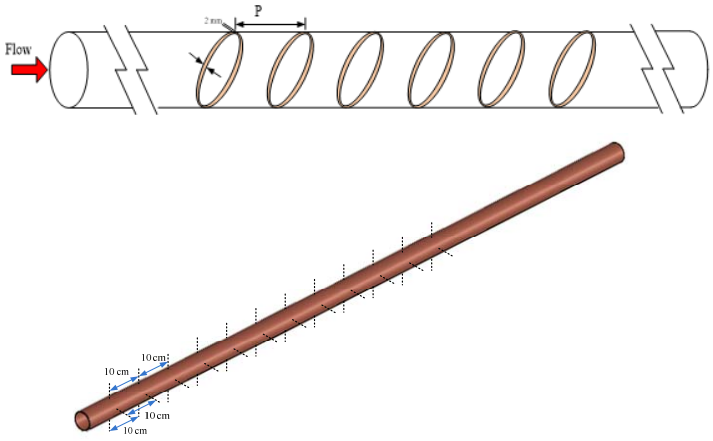
ชิ้นงานที่ใส่ในท่อทดสอบทำจากแผ่นอะครีลิกหนา 1 มิลลิเมตร ลักษณะเป็นวงแหวนวงรี วางทำมุมปะทะกับทิศทางการไหลของอากาศที่เข้ามา 45° โดยวงแหวนที่ค่าอัตราส่วนการต้านหรืออัตราส่วนระหว่างความสูงวงแหวนกับขนาดท่อ (Blockage ratio, BR) เท่ากับ 0.2 และมีค่าอัตราส่วนระยะพิตต่อขนาดท่อ (Pitch ratio, PR) = 0.5, 1.0, 1.5 และ 2.0 ตามลำดับ ดังรูปที่ 2 และ 3



รูปที่ 1 ชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 2 การติดตั้งแหวนวงรีเอียงในท่อทดสอบ



รูปที่ 3 การติดตั้งแหวนวงรีเอียงในท่อทดสอบและตำแหน่งการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล

5. ผลและวิจารณ์ผลการทดลอง

5.1 การทวนสอบท่อผิวเรียบ

การทดสอบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน จะแสดงในรูปของตัวแปรไร้มิติ คือ เลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทาน ตามลำดับซึ่งการทวนสอบชุดทดลองสำหรับท่อผิวเรียบนั้นมีการทดสอบและเปรียบเทียบ โดยเลขนัสเซิลท์เปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski และตัวประกอบเสียดทานเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน [7]

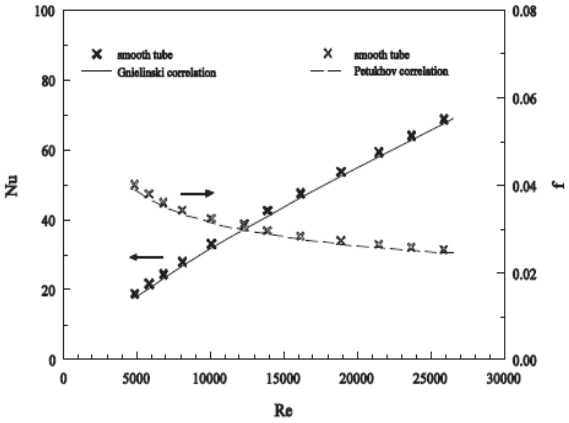
สหสัมพันธ์ของ Gnielinski,

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}\left(Pr^{2/3}-1\right)} \qquad (9)$$

สหสัมพันธ์ของ Petukhov,

$$f = \left(0.790\ln Re - 1.64\right)^{-2} \qquad (10)$$

จากการทดลองท่อผิวเรียบเพื่อเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ดังกล่าว แสดงในรูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์ ในช่วง 5,000 – 25,000 กับเลขนัสเซิลท์ จากการทดสอบพบว่าเลขนัสเซิลท์ของท่อทดสอบมีค่าใกล้เคียงกับสหสัมพันธ์จากสมการที่ (9) มีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย ±5% และความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์ กับตัวประกอบเสียดทาน (f) พบว่าตัวประกอบเสียดทานท่อทดสอบมีค่าใกล้เคียงกับสหสัมพันธ์จากสมการที่ (10) มีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยในช่วง ±6%

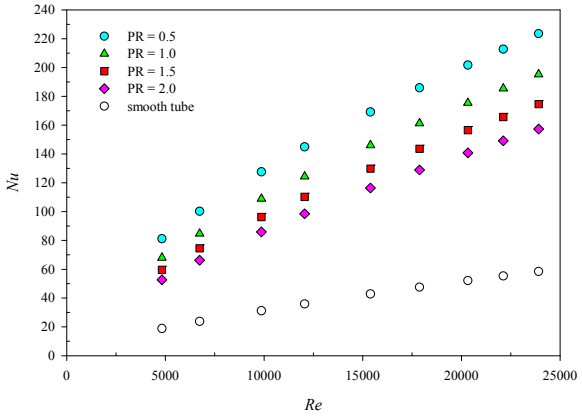


รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์กับเลขนัสเซิลท์และเลขเรย์โนลด์กับตัวประกอบเสียดในกรณีท่อผิวเรียบ

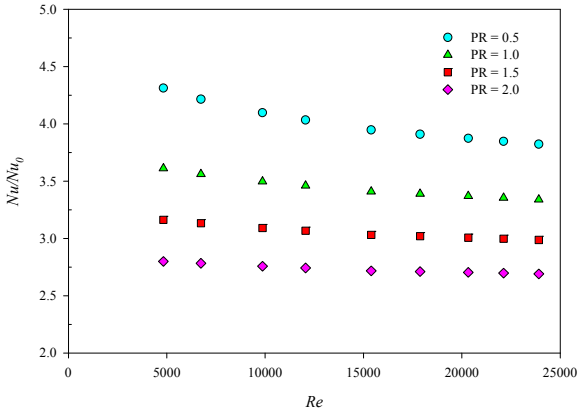
5.2 การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์ กับเลขนัสเซิลท์ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใส่แหวนวงรีเอียง จากการทดลองพบว่าการใส่

แหวนวงรีเอียงมุมปะทะเท่ากับ 45° อัตราส่วนการต้าน (BR) 2.0 อัตราส่วนระยะพิตช์ เท่ากับ 0.5, 1.0, 1.5 และ 2.0 ทุกกรณีสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ โดยเลขนัสเซิลท์มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น โดยกรณีที่อัตราส่วนระยะพิตช์น้อยจะให้ค่าเลขขนัสเซิลท์ที่สูงกว่าอัตราส่วนระยะพิตช์น้อย เนื่องจากมีจำนวนวงแหวนที่มากกว่าทำให้การรบกวนชั้นชิดผิวความร้อนทำได้อย่างต่อเนื่องเป็นผลให้มีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้มากกว่า โดยกรณีที่ PR = 0.5 สามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้สูงถึง 4.3 เท่าเมื่อเทียบกับกรณีท่อผิวเรียบที่ค่าเลขเรย์โนลด์ประมาณ 5,000 แสดงในรูปที่ 5



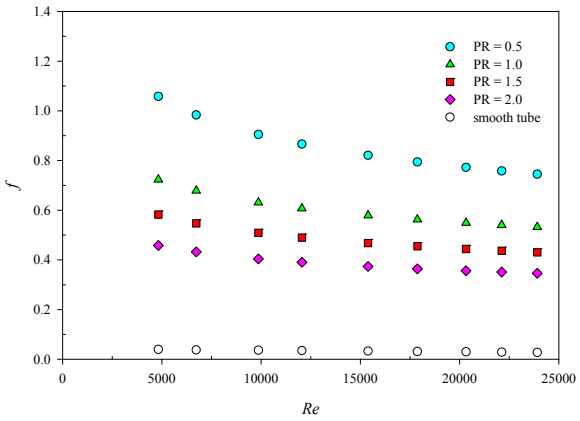
รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์กับเลขนัสเซิลท์



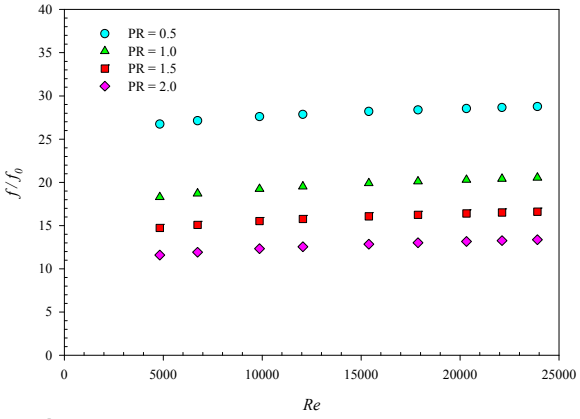
รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์กับอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์

5.3 การสูญเสียความดัน

รูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์ และตัวประกอบเสียดทาน พบว่าแนวโน้มตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น โดยที่ค่าอัตราส่วนระยะพิตช์น้อย คือที่ PR = 0.5 จะมีตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด และจะลดลงเมื่ออัตราส่วนระยะพิตช์เพิ่มขึ้น เนื่องจากที่ระยะพิตช์น้อยจะมีจำนวนวงแหวนมากทำให้มีการต้านการไหลมากเช่นกัน โดยให้ค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานมากถึง 28 เท่า เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ ในกรณีที่เลขเรย์โนลด์ที่มีค่ามากแสดงดังรูปที่ 7



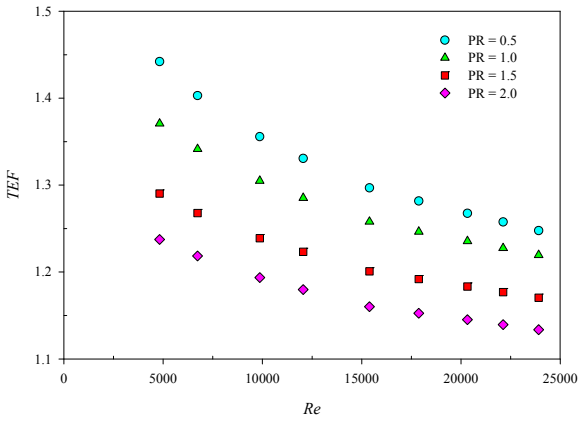
รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์กับตัวประกอบเสียดทาน



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์กับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน

5.4 ตัวประกอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์ กับตัวประกอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน พบว่าเมื่อใส่แหวนวงรีเอียงภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะสามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นแต่จะส่งผลให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นสูงตามค่าการถ่ายเทความร้อน โดยเมื่อนำมาวิเคราะห์กรณีศึกษาที่พลังงานของปั๊มเท่ากับท่อผิวเรียบที่ค่าการไหลเดียวกัน พบว่าแหวนวงรีเอียงที่มี BR = 0.2 ค่าตัวประกอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น โดยที่อัตราส่วนระยะพิตช์, PR=0.5 จะมีค่าตัวประกอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด 1.44 เมื่อเทียบกับกรณีที่เป็นท่อผิวเรียบ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่ำ ทั้งนี้เนื่องจากที่อัตราส่วนระยะพิตช์น้อยจะสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้มากกว่าการเพิ่มของตัวประกอบเสียดทานตามนิยามของตัวประกอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่แสดงถึงข้อได้เปรียบของติดตั้งแหวนวงรีนี้กับกรณีที่เป็นท่อเปล่า



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์กับตัวประกอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

6. สรุปผลการทดลอง

จากการศึกษาวิจัยพบว่าการใส่แหวนวงรีเอียงเข้าไปในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นได้ ซึ่งแหวนวงรีเอียงในช่วยให้เกิดการไหลแบบวอร์เทคแนวยาว (longitudinal vortex) ด้านหลังของวงแหวน ซึ่งจะเป็นการรบกวนชั้นขอบผิวความร้อนของการไหลส่งผลให้เลขนัสเซิลล์มีค่าสูงขึ้นโดยแหวนวงรีเอียงที่มีมุมปะทะ,α = 45° และมีอัตราส่วนการต้าน, BR = 0.2 ที่ระยะพิตช์น้อยจะเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้สูงขึ้นมากประมาณ 4.3 เท่าเมื่อเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ แต่จะส่งผลให้มีตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน และเมื่อพิจารณาประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนโดยพิจารณาในรูปของตัวประกอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน พบว่าแหวนวงรีเอียงสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ในช่วงเลขเรย์โนลด์ต่ำ ซึ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้

7. เอกสารอ้างอิง

[1] Han, J.C. Glicksman, L.R. and Rohsenow, W.M. (1978). An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces. Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 21, pp. 1143-1156.

[2] Wojtkowiak, J. and Hyun, J.M. (2000). Flow and heat transfer in pipe containing a coaxially-rotating disk. Fluid Dynamics Research, vol.26, pp. 377-391.

[3] Zimparov, V. (2001). Enhancement of heat transfer by a combination of three-start spirally corrugated tubes with a twisted tape. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.44, pp. 551-574.

[4] Promvonge, P. Eiamsa-ard, S. (2006). Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator, Energy Conversion and Management, vol. 47, pp. 2867-2882.

[5] Kongkaitpaiboon, V. Nanan, K. and Eiamsa-ard, S. (2010). Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in round tube fitted with circular-ring turbulators. Int. Comm. Heat Mass Transfer, vol. 37, pp. 568-574.

[6] Webb, R.L. (1994). Principles of Enhanced Heat Transfer. John Wiley & Sons, New York.

[7] Incropera, F. Dewitt, P.D. (1996). Introduction to Heat Transfer, 3rd edition, John Wiley & Sons Inc.