

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 24
20-22 ตุลาคม 2553 จังหวัดอุบลราชธานี

การจำลองเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนแบบลามินาร์ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิต

Numerical Simulation of Laminar Heat Transfer in a Square Duct fitted with Orifices

กิตติราช สัจจริยทรัพย์, พัทธพงศ์ พร้อมไธสง, กิติธัญ คำพันธ์ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เขตลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520
* ติดต่อ: โทรศัพท์: (662) 329-8350-1, โทรสาร: (662) 329-8352,
E-mail: kpongje@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

การวิเคราะห์เชิงตัวเลขแบบสามมิติของการถ่ายเทความร้อนในช่วงการไหลแบบลามินาร์ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุม กำหนดให้ผิวท่อดำเนินการแบบอุณหภูมิที่ผิวคงที่ โดยได้มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตให้มีลักษณะการจัดวางเอียงทำมุมปะทะที่ $\alpha = 30^\circ$ โดยมีค่าอัตราส่วนระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางของออริฟิตต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (diameter ratio (d/D), DR) เท่ากับ 0.5-0.8 และอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นออริฟิตต่อความสูงของท่อ (Pitch ratio, PR) เท่ากับ 1.5 การคำนวณใช้วิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมและเลือกลำดับวิธีหาผลเฉลยแบบ SIMPLE ซึ่งการจำลองนี้ได้นำเสนอคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหลสำหรับเลขเรย์โนลด์บนพื้นฐานเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ช่วงจาก $Re = 100$ ถึง 1200 และได้ศึกษาผลของแผ่นออริฟิตต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ผลลัพธ์ที่ได้จากท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตถูกนำไปเปรียบเทียบกับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ โดยค่าการถ่ายเทความร้อนโดยแสดงในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) และการสูญเสียความดันโดยแสดงในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน (friction factor) พบว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ และการลดลงของ DR ทำให้ค่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น โดยค่า $DR=0.5$ จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันสูญเสียมากที่สุด

คำหลัก: ท่อจัตุรัส, แผ่นออริฟิต, การถ่ายเทความร้อน, ความเสียดทาน

Abstract

Laminar periodic flow and heat transfer in a three dimensional square channel with isothermal walls and with $\alpha = 30^\circ$ orifice baffle; (diameter ratio (d/D), DR) in range from 0.5 to 0.8 and (Pitch ratio, PR) of 1.5 is investigated numerically. The computations based on the finite volume method, and the SIMPLE algorithm has been implemented. The fluid flow and heat transfer characteristics are presented for Reynolds numbers based on the hydraulic diameter of the square channel ranging from 100 to 1200.

Effects of orifice baffle on heat transfer and pressure loss in the square channel are studied. It is found that the orifice baffle performs better than the smooth square channel for all Reynolds number values. The decrease of the DR leads to an increase in the Nusselt number and friction factor. The computational results reveal that the DR of 0.5 provided the highest on both heat transfer and friction factor.

Keywords: square channel, orifice baffle, heat exchanger, friction

1. บทนำ

การเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นสิ่งที่ยังเป็นที่ยิ่งในการประยุกต์ใช้ในอุปกรณ์ด้านอุตสาหกรรมต่าง ๆ ดังนั้นจึงได้มีการนำเทคนิควิธีต่าง ๆ เพื่อเป็นการเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนและเพิ่มสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ตัวอย่างเทคนิคที่ใช้กันอย่างแพร่หลาย คือ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยอาศัยการติดตั้งตัวสร้างการไหลแบบปั่นป่วนที่เรียกว่า turbulators เช่น ครีบ (ribs) [1], แผ่นขรุขระหรือผิวทอที่มีการเจาะร่อง (grooves/dimples) [2], ปีก (winglets) [3] และแผ่นกั้น (baffles) [4] โดยตัวสร้างการไหลปั่นป่วนนี้ถูกนำมาใช้เพื่อเป็นการก่อกวนการไหลทำให้เกิดการหมุนวนของการไหลแนวยาวและเพิ่มการผสมให้ดียิ่งขึ้น ซึ่งวิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนนี้ได้มีการนำมาประยุกต์ใช้ทางด้านวิศวกรรมในสายงานต่าง ๆ เช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดกะทัดรัด เครื่องทำอากาศเย็นจากแผงรับแสงอาทิตย์ และแผงระบายความร้อนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์

เนื่องจากระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นระบบที่สำคัญสำหรับโรงงานอุตสาหกรรมต่าง ๆ ดังนั้นจึงได้มีความสนใจในการศึกษาในส่วนของ การเพิ่มการแลกเปลี่ยนความร้อนและพฤติกรรม การไหล รวมถึงค่าความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นโดยมีการศึกษาทั้งในส่วนของการใช้การทดลองและในส่วนของการศึกษาโดยใช้วิธีเชิงตัวเลขหรือการใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อเป็นการศึกษาถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้น Han และคณะ [5,6] ทำการศึกษาโดยใช้การทดลองเพื่อดูค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการเพิ่มครีบทำมุมที่ผนังทั้งสองด้านของท่อ โดยมีค่า $L/b = 10$ และ $b/D = 0.0625$ จากการศึกษา

สรุปได้ว่า ครีบทำมุมและครีบบรูปตัววีทำให้เกิดการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน Murata และ Mochizuki [7] ทำการศึกษาโดยใช้วิธีเชิงตัวเลขแบบ large eddy simulation (LES) ของค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อเหลี่ยมที่มีการเพิ่มครีบ โดยมีค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ดังนี้ $b/D = 0.1$, $L/b = 10$ และ 60° จากผลการศึกษาสรุปได้ว่า การเพิ่มครีบในลักษณะดังกล่าวทำให้เกิดการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อน

ได้มีการทำการศึกษาและรวบรวมเกี่ยวกับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยมีการถ่ายเทความร้อนแบบเป็นคาบที่มีการเพิ่มครีบในท่อที่มีการให้ความร้อนที่ผิวด้านบนเพียงด้านเดียว โดยมีการศึกษาทั้งในส่วนของการใช้วิธีคำนวณเชิงตัวเลขและการศึกษาโดยทำการทดลองจริง ซึ่งการรวบรวมข้อมูลดังกล่าวได้มีการนำเสนอโดย Hans และ คณะ [8] และ Varun และคณะ [9] ได้มีการศึกษาการไหลแบบเป็นคาบสำหรับการไหลที่มีการพัฒนาเต็มที่โดยใช้วิธีคำนวณเชิงตัวเลขในส่วนของการพฤติกรรม การไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อทั้งการไหลแบบลามินาร์และการไหลแบบปั่นป่วนโดย Patankar และคณะ [10] Berner et al. [11] ทำการศึกษาพฤติกรรม การไหลแบบลามินาร์ในช่วงขนานที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นทำมุม 90° องศาทั้งด้านบนและด้านล่างของท่อ โดยมีการจัดวางแบบเยื้อง พบว่าการไหลที่ค่า Re น้อยกว่า 600 จะไม่ทำให้เกิด vortex shedding Webb และ Ramadhyani [12] ได้นำเอาหลักของการไหลแบบเป็นคาบของการไหลที่พัฒนาเต็มที่ซึ่งได้มีการศึกษาไว้จากอ้างอิงที่ [10] ทำการศึกษาโดยใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขของการไหลและค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อผิวเรียบและท่อ

ที่มีการติดตั้งแผ่นกันที่มีการวางแบบเอียง Kellar and Patankar [13] ศึกษาวิจัยลักษณะค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อขนานที่มีการติดตั้งแผ่นกันในลักษณะการจัดวางแบบเอียงและพบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะเพิ่มขึ้นเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของความสูงของแผ่นกัน รวมถึงการลดลงของระยะห่างระหว่างแผ่นกัน

การศึกษาโดยใช้แบบวิธีการคำนวณเชิงตัวเลขแบบสามมิติของการไหลแบบเป็นคาบที่มีการพัฒนาการไหลเต็มสำหรับการพาความร้อนแบบบังคับของการไหลแบบลามินาร์ มีการให้ความร้อนแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ที่ด้านบนและด้านล่างของผนังได้ถูกศึกษาโดย Lopez และคณะ [14] Guo และ Anand [15] ศึกษาและวิจัยค่าการถ่ายเทความร้อนแบบสามมิติในท่อขนานที่มีการติดตั้งครีบริบที่ทางเข้า

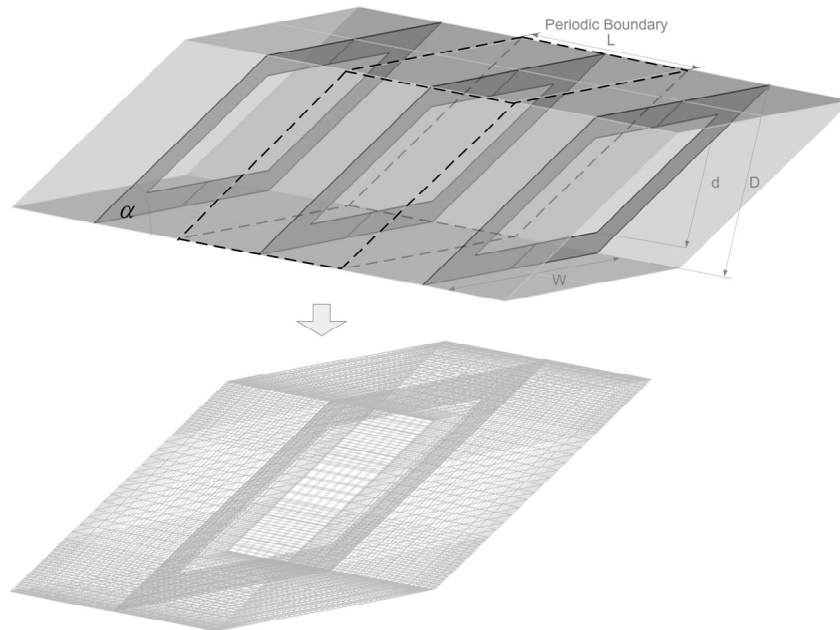
จากงานวิจัยที่ผ่านมา ได้มีการศึกษาถึงพฤติกรรมของการไหลและค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อลักษณะต่าง ๆ โดยการเพิ่มครีบริบและแผ่นกัน แผ่นออริฟิตแบบบางที่มีลักษณะคล้ายกับแผ่นกันโดยมีการติดตั้งแบบทำมุมยังไม่ได้มีรายงานในการศึกษาวิจัย

ดังนั้น ในงานวิจัยนี้จึงได้นำเสนอการคำนวณเชิงตัวเลขสำหรับการไหลแบบลามินาร์ 3 มิติ โดยพิจารณาลักษณะการไหลเป็นคาบ ในท่อจตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตวางเอียงที่ผนังด้านในท่อ โดยศึกษาถึงผลของสัดส่วนการ DR ของแผ่นออริฟิตที่มุมปะทะ $\alpha = 30^\circ$ ที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ลักษณะการไหลและค่าความเสียดทาน

2. โครงร่างการไหลและพื้นฐานทางคณิตศาสตร์

2.1 รูปทรงของท่อที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิต

ระบบที่ให้ความสนใจเป็นท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุม ซึ่งแผ่นออริฟิต มีอัตราส่วนระหว่างระยะห่างระหว่างแผ่นต่อความสูงของท่อ (P/H) หรือระยะพิตช์ของมีค่าคงที่เท่ากับ 1.5H วางเอียงทำมุมปะทะ, $\alpha = 30^\circ$ และมีอัตราส่วนช่องเปิดต่อความสูงของท่อ (d/D) ในช่วง 0.5-0.8 ความสูงของท่อนำตัดจตุรัสที่ใช้ในการจำลองนี้มีค่า $H = 0.05 \text{ m}$ และสมมติท่อยาวมาก ดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งพิจารณาการไหลเป็นแบบ periodic



รูปที่ 1 รูปทรงของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตและโดเมนที่ใช้ในการคำนวณโดยคิดการไหลแบบ periodic ที่มีการสร้างตาข่ายสี่เหลี่ยมแบบไม่สม่ำเสมอ

2.2 พื้นฐานทางคณิตศาสตร์

การพัฒนาแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยมีสมมติฐานดังต่อไปนี้

- การไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบคงตัว 3 มิติ
- การไหลเป็นแบบลามินาร์และเป็นแบบอัดตัวไม่ได้
- คุณสมบัติของของไหลคงที่
- ไม่คำนึงแรงโน้มถ่วงและการสูญเสียเนื่องจากความหนืด
- ไม่คำนึงการแผ่รังสีความร้อน

จากสมมติฐานข้างต้น สำหรับการไหลในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสสมการควบคุมประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่อง สมการนาเวียร์-สโตก และสมการพลังงาน สามารถเขียนในรูปเทนเซอร์ในระบบพิกัดคาร์ทีเซียนดังนี้

สมการความต่อเนื่อง:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

สมการโมเมนตัม:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

สมการพลังงาน:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

เมื่อ Γ คือ การแพร่ทางความร้อน กำหนดโดย

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad (4)$$

สมการควบคุมทั้งหมดจะถูก discretize โดยแบบแผนวิธีผลต่างครอตราดิก(Quadratic upstream interpolation for convective kinetics differencing scheme, QUICK) แล้วทำการคำนวณหาผลเฉลยตามระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง [16] โดยแผนผังวิธีแบบ SIMPLE (Semi-implicit method for pressure-linked equations) ในการลู่เข้าหาคำตอบจะพิจารณาที่ความ

แตกต่างของค่าการแปรเปลี่ยนน้อยกว่า 10^{-5} ของทุกตัวแปร

ในงานวิจัยนี้มีตัวแปรที่ให้ความสนใจอยู่ 4 ตัวแปร คือ เลขเรย์โนลด์ ตัวประกอบเสียดทาน เลขนัสเซลท์ และ สมรรถนะเชิงความร้อน ซึ่งค่าเลขเรย์โนลด์นิยามโดย

$$Re = \rho \bar{u} D_h / \mu \quad (5)$$

ตัวประกอบเสียดทาน, f คำนวณได้จากความดันตกคร่อม, Δp ตลอดช่วงความยาว periodic ของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส, L

$$f = \frac{(\Delta p / L) D_h}{(1/2) \rho \bar{u}^2} \quad (6)$$

การถ่ายเทความร้อนคำนวณหาจากค่าเลขนัสเซลท์เฉพาะที่ ซึ่งสามารถเขียนได้เป็น

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \quad (7)$$

ค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยสามารถคำนวณได้จาก

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x dA \quad (8)$$

สมรรถนะเชิงความร้อน, η

$$\eta = (Nu / Nu_0) / (f / f_0)^{1/3} \quad (9)$$

เมื่อ Nu_0 และ f_0 คือ เลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานของท่อผิวเรียบ ตามลำดับ

สำหรับการไหลในท่อจัตุรัสนี้ โดเมนที่ใช้ในการคำนวณหาผลเฉลยเป็นเอลิเมนต์รูปทรงสี่เหลี่ยมและแบ่งกริดแบบไม่สม่ำเสมอ (Non-uniform grid) การหาผลกระทบของกริดที่มีผลต่อคำตอบ ได้ทำการเปรียบเทียบผลเฉลยโดยใช้จำนวนของกริดที่แตกต่างกัน คือ ที่ 80,000 และ 160,000 พบว่าเมื่อขนาดเพิ่มขึ้นเป็น 160,000 ค่าเลขนัสเซลท์เปลี่ยนแปลงน้อยกว่า 1.5% ดังนั้นจึงเลือกจำนวนกริดเท่ากับ 80,000 ไปใช้ในการศึกษาอิทธิพลของค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ต่อไป

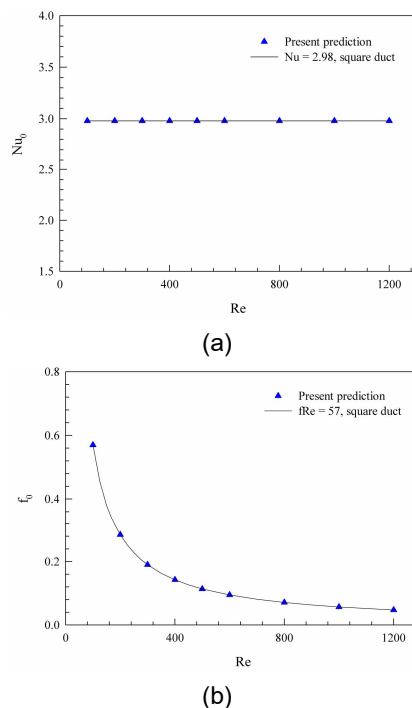
2.3 เงื่อนไขขอบ

พิจารณาทางเข้าและทางออกเป็นแบบ periodic translation สมมติอากาศที่ 300 K และมีค่าเลขพรานด์ 0.7 ไหลเข้าด้วยอัตราการไหลเชิงมวลคงที่ รูปร่างความเร็วทางเข้าและทางออกเหมือนกัน สมมติ

คุณสมบัติทางกายภาพของอากาศมีค่าคงที่ โดยอ้างอิงที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้า เงื่อนไขขอบเขตไม่มีการลื่นไถลที่ผนัง (no-slip conditions) หรือความเร็วที่ผนังมีค่าเท่ากับศูนย์ เป็นผนังที่อยู่กับที่ (stationary wall) กำหนดให้ที่ผนังทุกด้านของท่อจัดรัศมีอุณหภูมิผิวคงที่ 310 K และสมมติให้แผ่นออริฟิตเป็นแผ่นกั้นความร้อนไม่สามารถผ่านได้

3. ผลการทดลองและวิจารณ์ผล

3.1 การพิสูจน์ความถูกต้องของท่อจัดรัศมีเรียบ



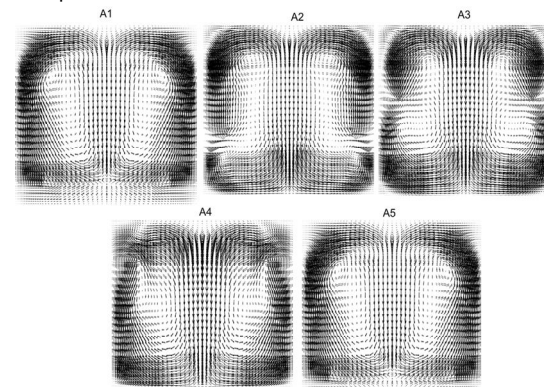
รูปที่ 2 การตรวจสอบความถูกต้องของ (a) เลขนัสเซลท์ (b) ตัวประกอบเสียดทานของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสเรียบ

ในการพิสูจน์ความถูกต้องของการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานในท่อจัดรัศมีเรียบที่ไม่มีการเพิ่มการติดตั้งแผ่นออริฟิต โดยทำการเปรียบเทียบระหว่างค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลขและผลเฉลยแม่นยำตรงภายใต้เงื่อนไขเดียวกันนี้ ซึ่งค่าผลเฉลยแม่นยำนี้สามารถศึกษาได้จากอ้างอิง [17] โดยพบว่าค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลขจะมีความคลาดเคลื่อนจากผลเฉลยแม่นยำประมาณ 0.5% ทั้งในส่วนของค่าเลขนัสเซลท์และค่าตัวประกอบเสียดทาน ซึ่งผลลัพธ์ที่

ได้โดยวิธีเชิงตัวเลขทั้งมีความสอดคล้องกันกับผลเฉลยแม่นยำตรงอย่างดีและมีความน่าเชื่อถือได้

3.2 โครงสร้างการไหล

โครงสร้างของการไหลในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่ติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุมปะทะ 30° ที่ค่าสัดส่วน d/D , $DR = 0.7$ และ $Re = 800$ จากรูปที่ 3 แสดงเวกเตอร์ของการไหลผ่านแผ่นออริฟิต พบว่าการเพิ่มแผ่นออริฟิตทำให้เกิดการหมุนวนและการกระแทกที่ผนังท่อของกระแสการไหล เมื่ออากาศไหลผ่านแผ่นออริฟิต จะเกิดการหมุนวนที่ด้านหลังของแผ่นออริฟิตและเกิดการกระแทกของกระแสการไหลที่บริเวณผนังทั้งสี่ด้านของท่อ โดยเฉพาะบริเวณด้านหลังของแผ่นออริฟิตที่จะมีการเหนียวน้ำทำให้เกิดการกระแทกของกระแสซึ่งส่วนนี้เป็นส่วนสำคัญที่ทำให้เกิดการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยแกนการไหลจะมีการเปลี่ยนตำแหน่งแตกต่างกันออกไปดังรูป ซึ่งแกนการไหลจะมีตำแหน่งที่เปลี่ยนแปลงตาม หน้าตัด A1 ถึง A5 จากหน้าตัดดังกล่าวจะสังเกตเห็นทั้งในส่วนของแกนการไหลของกระแสหลัก และกระแสน้อยที่หมุนวนในส่วนของมุมของท่อ



รูปที่ 3 เวกเตอร์สำหรับการไหลในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่ $Re = 800$ และ $DR = 0.7$

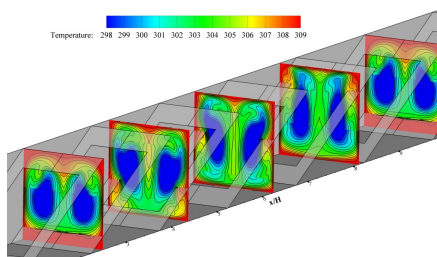
3.3 การถ่ายเทความร้อน

จากรูปที่ 4 แสดงคอนทัวร์หรือการกระจายของสนามอุณหภูมิสำหรับแผ่นออริฟิตวางเอียงที่ค่า $Re = 800$ และ $DR = 0.7$ ซึ่งพบว่าบริเวณชั้นขีดผิวความร้อนที่จะบางกว่ากรณีท่อผิวเรียบซึ่งแสดงให้เห็นว่าการติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุมจะทำให้เกิดการก่อกวน

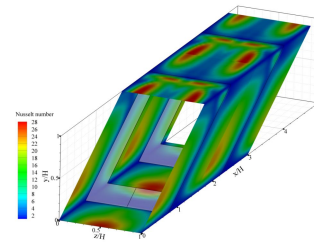
บริเวณชั้นขีดผิว ซึ่งส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและผนังมีอัตราที่สูงขึ้น จากรูปแสดงให้เห็นได้ว่าบริเวณผนังด้านข้างทั้งสองด้านจะมีชั้นขีดผิวความร้อนที่บางมากกว่าผนังด้านบนและล่าง ซึ่งกรณีการเพิ่มแผ่นออร์ฟิต $DR = 0.5$ ให้การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณผนังสูงกว่ากรณีอื่น ๆ ในทุกกรณีทดสอบ เนื่องจากกรณีนี้จะทำให้เกิดกระแสการไหลที่มีการกระแทกสูงที่สุด

รูปที่ 5 แสดงคอนทัวร์หรือการกระจายตัวของเลขนัสเซลล์สำหรับแผ่นออร์ฟิตวางเอียงที่ค่า $Re = 800$ และ $DR = 0.7$ พบว่าการกระแทกที่ผนังทั้งสี่ด้านของท่อทำให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น โดยส่วนที่มีการแสดงคอนทัวร์สีแดงจะเป็นส่วนที่มีการเกิดการกระแทกของกระแสการไหลมากที่สุดซึ่งจะเกิดที่บริเวณด้านบนและด้านล่างของท่อ

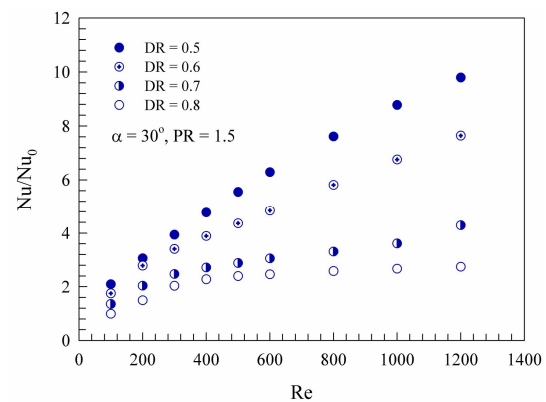
รูปที่ 6 แสดงการแปรเปลี่ยนค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ ของแผ่นออร์ฟิตวางเอียงทำมุมปะทะ 30° ที่ค่า DR ต่าง ๆ จากกราฟพบว่าเมื่อค่า DR ลดลง ทำให้ค่าเลขนัสเซลล์เพิ่มมากขึ้น โดย $DR = 0.5$ จะให้ค่าเลขนัสเซลล์มากที่สุด โดยมีค่าเลขนัสเซลล์เท่ากับ 10 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ โดยในการใช้แผ่นออร์ฟิตที่มีค่า $DR = 0.5-0.8$ จะให้ค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนอยู่ในช่วง 1-10 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ



รูปที่ 4 ภาพตัดคอนทัวร์อุณหภูมิบนระนาบขวางการไหล ในตำแหน่งต่าง ๆ ของท่อจตุรัสที่ติดตั้งแผ่นออร์ฟิต สำหรับ $Re = 800$ และ $DR = 0.7$



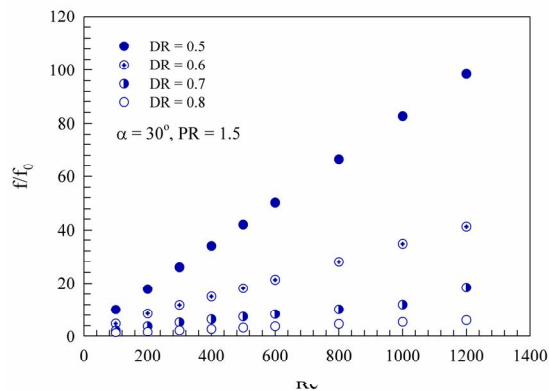
รูปที่ 5 ภาพตัดคอนทัวร์เลขนัสเซลล์ ของท่อจตุรัสที่ติดตั้งแผ่นออร์ฟิต สำหรับ $Re = 800$ และ $DR=0.7$



รูปที่ 6 การแปรเปลี่ยนของค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ของแผ่นออร์ฟิตวางเอียงทำมุมปะทะ 30° ที่ค่า DR ต่าง ๆ

3.4 การสูญเสียความดัน

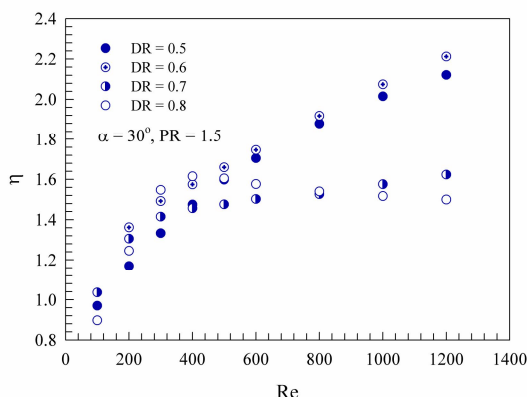
รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์กับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานระหว่างท่อจตุรัสติดแผ่นออร์ฟิตต่อท่อจตุรัสผิวเรียบ, (f/f_0) ที่ค่า DR ต่าง ๆ ซึ่งเมื่อพิจารณาช่วงเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 100 ถึง 1200 พบว่าค่าเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้นมีผลทำให้อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นตาม และเมื่อทำการเพิ่มค่า DR ทำให้ค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานมีค่าลดลง กรณีแผ่นออร์ฟิตวางเอียงทำมุมปะทะ 30° ที่ $DR = 0.5$ มีอัตราการเพิ่มค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานสูงที่สุด โดยให้ค่าเป็น 100 เท่าของท่อผิวเรียบ จากกราฟสรุปได้ว่าการติดตั้งแผ่นออร์ฟิตทำมุม โดยมีค่า $DR = 0.5-0.8$ จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานอยู่ในช่วง 1-100 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ



รูปที่ 7 การแปรเปลี่ยนของค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานของแผ่นออริฟิตวางเอียงทำมุมปะทะ 30° ที่ค่า DR ต่าง ๆ

3.5 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 8 แสดงความแปรเปลี่ยนค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่าง ๆ ของท่อจตุรัสติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุม โดยมีค่า $DR = 0.5-0.8$ พบว่าค่าเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มสูงขึ้นมีผลต่อการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะเชิงความร้อนในช่วงเลขเรย์โนลด์ที่พิจารณา โดยค่า $DR = 0.6$ จะให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่สูงที่สุดที่ทำการพิจารณา โดยมีค่าเท่ากับ 2.2 ที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 1200 ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่ได้จากการติดตั้งแผ่นออริฟิตที่มี $DR = 0.5-0.8$ จะมีค่าอยู่ในช่วง 0.9-2.2



รูปที่ 8 การแปรเปลี่ยน η ของแผ่นออริฟิตวางเอียงทำมุมปะทะ 30° ที่ค่า DR ต่าง ๆ

4. สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองข้างต้นสามารถสรุปได้ว่า ท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสมีการติดตั้งแผ่นออริฟิตเอียงทำมุมปะทะ 30° โดยมีค่า $DR = 0.5-0.8$ จะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน 1 เท่า ถึง 10 เท่า, มีความเสียดทานเพิ่มขึ้น 1 ถึง 100 เท่า เมื่อเปรียบเทียบกับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบและให้ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนอยู่ในช่วง 0.9-2.2

สำหรับท่อจตุรัสที่ติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุม พบว่าค่า $DR = 0.5$ จะให้ค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานสูงที่สุด ส่วนค่า $DR = 0.6$ จะให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 1200 ซึ่งเป็นเลขเรย์โนลด์ที่สูงที่สุดที่ทำการพิจารณา

5. เอกสารอ้างอิง

- [1] Promvong. P. and Thianpong C. (2008). Thermal performance assessment of turbulent channel flow over different shape ribs, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol.35(10) (2008), pp.1327-1334.
- [2] Ridouane. E.H. and Campo. A. (2008). Heat transfer enhancement of air flowing across grooved channels: joint effects of channel height and groove depth, *ASME J. Heat Transfer*, vol.130(2) (2008), 021901.
- [3] Chompookham. T., Thianpong. C., Kwankaomeng. S. and Promvong. P. (2010). Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol.37(2) (2010), pp.163-169.
- [4] Sripattanapipat. S. and Promvong. P. (2009). Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol.36(1) (2009), pp.32-38.

- [5] Han. J.C., Zhang. Y.M. and Lee. C.P. (1991). Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed and V-shaped angled ribs, *ASME J. Heat Transfer*, vol.113 (1991), pp.590–596.
- [6] Han. J.C., Zhang. Y.M. and Lee. C.P. (1992). Influence of surface heat flux ratio on heat transfer augmentation in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs, *ASME J. Turbomachinery*, vol.114 (1992), pp.872–880.
- [7] Murata. A. and Mochizuki S. (2001). Comparison between laminar and turbulent heat transfer in a stationary square duct with transverse or angled rib turbulators, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol.44 (2001), pp.1127–1141.
- [8] Hans. V.S., Saini. R.P. and Saini. J.S. (2009). Performance of artificially roughened solar air heaters—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol.13 (2009), pp.1854–1869.
- [9] Varun, Saini. R.P. and Singal. S.K. (2007). A review on roughness geometry used in solar air heaters, *Solar Energy*, vol.81 (2007), pp.1340–1350.
- [10] Patankar. S.V., Liu. C.H., and Sparrow. E.M. (1977). Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area, *ASME J. Heat Transfer*, vol.99 (1977), pp.180–186.
- [11] Berner. C., Durst. F. and McEligot. D.M. (1984). Flow around baffles, *Trans. ASME J. Heat Transfer*, vol.106 (1984), pp.743–749.
- [12] Webb. B.W. and Ramadhyani. S. (1985). Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol.28 (1985), pp.1679–1687.
- [13] Kelkar. K.M. and Patankar. S.V. (1987). Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins, *ASME J. Heat Transfer*, vol.109 (1987), pp.25–30.
- [14] Lopez. J.R., Anand. N.K., and Fletcher. L.S. (1996). Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol.30 (1996), pp.189–205.
- [15] Guo. Z. and Anand. N.K. (1997). Three-dimensional heat transfer in a channel with a baffle in the entrance region, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol.31(1) (1997), pp.21–35.
- [16] Patankar. S.V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York.
- [17] Incropera. F. and Dewitt. P.D. (1996). *Introduction to heat transfer*, 3rd edition John Wiley & Sons Inc.