

การจำลองเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนแบบลามินาร์ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิต

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

กิตติราช สัจจริยทรัพย์, พัทธ์ชัย พร้อมไธสง, กิตติชัย คำพันธ์ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์*

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เขตลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

บทคัดย่อ

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

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

การเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นอย่างยิ่งในการประยุกต์ใช้ในในอุปกรณ์ด้านอุตสาหกรรมต่าง ๆ ดังนั้นจึงได้มีการนำเทคนิควิธีต่าง ๆ เพื่อเป็นการเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนและเพิ่มสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ตัวอย่างเทคนิคที่ใช้กันอย่างแพร่หลาย คือ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยอาศัยการติดตั้งตัวสร้างการไหลแบบปั่นป่วนที่เรียกว่า turbulators เช่น ครีป (ribs) [1], แผ่นขรุขระหรือผิวท่ที่มีการเจาะร่อง (grooves/dimples) [2], ปีก (winglets) [3] และแผ่นกั้น (baffles) [4] โดยตัวสร้างการไหลปั่นป่วนนี้ถูกนำมาใช้เพื่อเป็นการก่อการไหล

ทำให้เกิดการหมุนวนของการไหลแนวยาวและเพิ่มการผสมให้ดียิ่งขึ้น ซึ่งวิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนนี้ได้มีการนำมาประยุกต์ใช้ทางด้านวิศวกรรมในสายงานต่าง ๆ เช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดกะทัดรัด เครื่องทำอากาศเย็นจากแผงรับแสงอาทิตย์ และแผงระบายความร้อนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์

เนื่องจากระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นระบบที่สำคัญสำหรับโรงงานอุตสาหกรรมต่าง ๆ ดังนั้นจึงได้มีความสนใจในการศึกษาในส่วนของการเพิ่มการแลกเปลี่ยนความร้อนและพฤติกรรมของการไหลรวมถึงค่าความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นโดยมีการศึกษาทั้งในส่วนของการใช้การทดลองและในส่วนของการศึกษาโดยใช้วิธีเชิงตัวเลข

*ผู้ติดต่อ: E-Mail: kppongje@kmitl.ac.th, เบอร์โทรศัพท์: (662) 329-8350-1, โทรสาร: (662) 329-8352

หรือการใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อเป็นการศึกษาถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้น Han และคณะ [5,6] ทำการศึกษาโดยใช้การทดลองเพื่อดูค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการเพิ่มครีบทามุมที่ผนังทั้งสองด้านของท่อ โดยมีค่า $L/b = 10$ และ $b/D = 0.0625$ จากการศึกษาสรุปได้ว่า ครีบทามุมและครีบริบตัวทำให้เกิดการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน Murata และ Mochizuki [7] ทำการศึกษาโดยใช้วิธีเชิงตัวเลขแบบ large eddy simulation (LES) ของค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อเหลี่ยมที่มีการเพิ่มครีบริบ โดยมีค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ดังนี้ $b/D = 0.1$, $L/b = 10$ และ 60° จากผลการศึกษาสรุปได้ว่า การเพิ่มครีบริบในลักษณะดังกล่าวทำให้เกิดการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อน

ได้มีการทำการศึกษาและรวบรวมเกี่ยวกับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยผิวการถ่ายเทความร้อนแบบเป็นคาบที่มีการเพิ่มครีบริบในท่อที่มีการให้ความร้อนที่ผิวด้านบนเพียงด้านเดียว โดยมีการศึกษาทั้งในส่วนของการใช้วิธีคำนวณเชิงตัวเลขและการศึกษาโดยทำการทดลองจริง ซึ่งการรวบรวมข้อมูลดังกล่าวได้มีการนำเสนอโดย Hans และ คณะ [8] และ Varun และคณะ [9] ได้มีการศึกษาการไหลแบบเป็นคาบสำหรับการไหลที่มีการพัฒนาเต็มที่โดยใช้วิธีคำนวณเชิงตัวเลขในส่วนของการศึกษาพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อทั้งการไหลแบบลามินาร์และการไหลแบบปั่นป่วนโดย Patankar และคณะ [10] Berner et al. [11] ทำการศึกษาพฤติกรรมการไหลแบบลามินาร์ในช่องขนานที่มีการติดตั้งแผ่นกันทามุม 90° องศาทั้งด้านบนและด้านล่างของท่อ โดยมีการจัดวางแบบเอียง พบว่าการไหลที่ค่า Re น้อยกว่า 600 จะไม่ทำให้เกิด vortex shedding Webb และ Ramadhyani [12] ได้นำเอาหลักของการไหลแบบเป็นคาบของการไหลที่พัฒนาเต็มที่ซึ่งได้มีการศึกษาไว้จากอ้างอิงที่ [10] ทำการศึกษาโดยใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขของการไหลและค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อผิวเรียบและท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกันที่มีการวางแบบเอียง Kellar and Patankar [13] ศึกษาวิจัย

ลักษณะค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อขนานที่มีการติดตั้งแผ่นกัน ในลักษณะการจัดวางแบบเอียงและพบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะเพิ่มขึ้นเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของความสูงของแผ่นกัน รวมถึงการลดลงของระยะห่างระหว่างแผ่นกัน

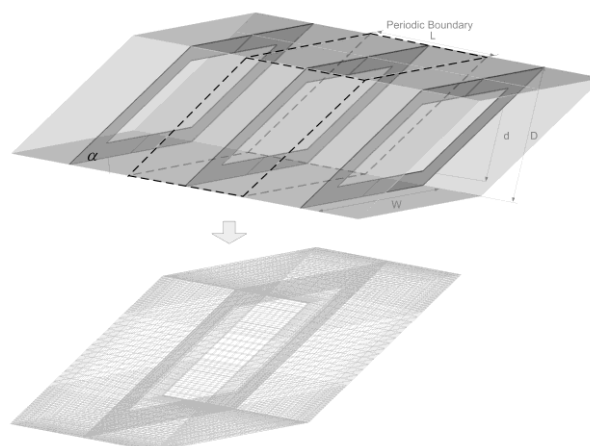
การศึกษาโดยใช้แบบวิธีการคำนวณเชิงตัวเลขแบบสามมิติของการไหลแบบเป็นคาบที่มีการพัฒนาการไหลเต็มที่สำหรับการพาความร้อนแบบบังคับของการไหลแบบลามินาร์ มีการให้ความร้อนแบบพลักซ์ความร้อนคงที่ที่ด้านบนและด้านล่างของผนังได้ถูกศึกษาโดย Lopez และคณะ [14] Guo และ Anand [15] ศึกษาและวิจัยค่าการถ่ายเทความร้อนแบบสามมิติในท่อขนานที่มีการติดตั้งครีบริบที่ทางเข้า

จากงานวิจัยที่ผ่านมา ได้มีการศึกษาถึงพฤติกรรมการไหลและค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อลักษณะต่าง ๆ โดยการเพิ่มครีบริบและแผ่นกัน แผ่นออริฟิตแบบบางที่มีลักษณะคล้ายกับแผ่นกัน โดยมีการติดตั้งแบบทามุมยังไม่ได้มีรายงานในการศึกษาวิจัย ดังนั้น ในงานวิจัยนี้จึงได้นำเสนอการคำนวณเชิงตัวเลขสำหรับการไหลแบบลามินาร์ 3 มิติ โดยพิจารณาลักษณะการไหลเป็นคาบ ในท่อจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตวางเอียงที่ผนังด้านในท่อ โดยศึกษาถึงผลของสัดส่วนการ DR ของแผ่นออริฟิตที่มุมปะทะ $\alpha = 30^\circ$ ที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ลักษณะการไหลและค่าความเสียดทาน

2. โครงร่างการไหลและพื้นฐานทางคณิตศาสตร์

2.1 รูปทรงของท่อที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิต

ระบบที่ให้ความสนใจเป็นท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสติดตั้งแผ่นออริฟิตทามุม ซึ่งแผ่นออริฟิต มีอัตราส่วนระหว่างระยะห่างระหว่างแผ่นต่อความสูงของท่อ (P/H) หรือระยะพิชของมีค่าคงที่เท่ากับ 1.5H วางเอียงทามุมปะทะ, $\alpha = 30^\circ$ และมีอัตราส่วนช่องเปิดต่อความสูงของท่อ (d/D) ในช่วง 0.5-0.8 ความสูงของท่อหน้าตัดจัตุรัสที่ใช้ในการจำลองนี้มีค่า $H = 0.05$ m และสมมติท่อยาวมาก ดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งพิจารณาการไหลเป็นแบบ periodic



รูปที่ 1 รูปทรงของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตและโดเมนที่ใช้ในการคำนวณโดยคิดการไหลแบบ periodic ที่มีการสร้างตาข่ายสี่เหลี่ยมแบบไม่สม่ำเสมอ

2.2 พื้นฐานทางคณิตศาสตร์

การพัฒนาแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยมีสมมติฐานดังต่อไปนี้

- การไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบคงตัว 3 มิติ
- การไหลเป็นแบบลามินาร์และเป็นแบบอัดตัวไม่ได้
- คุณสมบัติของของไหลคงที่
- ไม่คำนึงแรงวัตถุและการสูญเสียเนื่องจากความหนืด
- ไม่คำนึงการแผ่รังสีความร้อน

จากสมมติฐานข้างต้น สำหรับการไหลในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส สมการควบคุมประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่อง 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 โดยแบบแผนวิธีผลต่างกริดควอดราติก(Quadratic upstream interpolation for convective kinetics differencing scheme, QUICK) แล้วทำการคำนวณหาผลเฉลยตามระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง [16] โดยแผนผังวิธีแบบ SIMPLE (Semi-implicit method for pressure-linked equations) ในการหาคำตอบจะพิจารณาถึงความแตกต่างของค่าการแปรเปลี่ยนน้อยกว่า 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

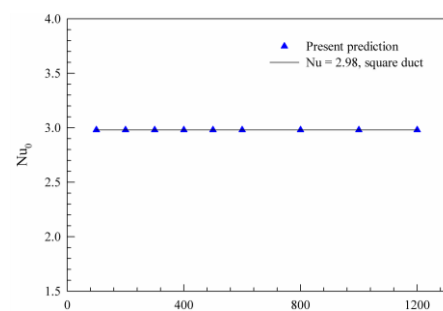
สำหรับการไหลในท่อจัตุรัสนี้ โดเมนที่ใช้ในการคำนวณหาผลเฉลยเป็นเอลิเมนต์รูปทรงสี่เหลี่ยมและแบ่งกริดแบบไม่สม่ำเสมอ (Non-uniform grid) การหาผลกระทบของกริดที่มีผลต่อคำตอบ ได้ทำการเปรียบเทียบผลเฉลยโดยใช้จำนวนของกริดที่แตกต่างกัน คือ ที่ 80,000 และ 160,000 พบว่าเมื่อขนาดเพิ่มขึ้นเป็น 160,000 ค่าเลขนัสเซลท์เปลี่ยนแปลงน้อยกว่า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

2.3 เงื่อนไขขอบ

พิจารณาทางเข้าและทางออกเป็นแบบ periodic translation สมมติอากาศที่ 300 K และมีค่าเลขพราวนด์ 0.7 ไหลเข้าด้วยอัตราความเร็วคงที่ รูปร่างความเร็วทางเข้าและทางออกเหมือนกัน สมมติคุณสมบัติทางกายภาพของอากาศมีค่าคงที่ โดยอ้างอิงที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้า เงื่อนไขขอบเขตไม่มีการลื่นไถลที่ผนัง (no-slip conditions) หรือความเร็วที่ผนังมีค่าเท่ากับศูนย์ เป็นผนังที่อยู่กับที่ (stationary wall) กำหนดให้ที่ผนังทุกด้านของท่อจัตุรัสมีอุณหภูมิผิวคงที่ 310 K และสมมติให้แผ่นออริฟิตเป็นแผ่นกั้นความร้อนไม่สามารถผ่านได้

3. ผลการทดลองและวิจารณ์ผล

3.1 การพิสูจน์ความถูกต้องของท่อจัตุรัสผิวเรียบ



(a)

(b)

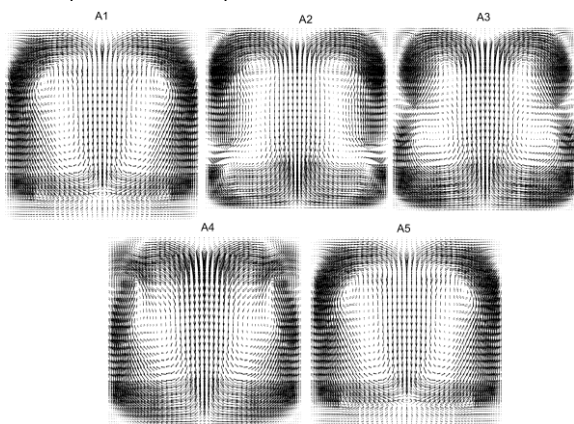
รูปที่ 2 การตรวจสอบความถูกต้องของ (a) เลขนัสเซลท์ (b) ตัวประกอบเสียดทานของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ

ในการพิสูจน์ความถูกต้องของการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานในท่อจัตุรัสผิวเรียบที่ไม่มีการเพิ่มการติดตั้งแผ่นออ

วิธีคิด โดยทำการเปรียบเทียบระหว่างค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลขและผลเฉลยแม่นยำตรงภายใต้เงื่อนไขเดียวกันนี้ ซึ่งค่าผลเฉลยแม่นยำตรงนี้สามารถศึกษาได้จากอ้างอิง [17] โดยพบว่าค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลขจะมีความคลาดเคลื่อนจากผลเฉลยแม่นยำตรงประมาณ 0.5% ทั้งในส่วนของการคำนวณค่าเลขนัสเซลท์และค่าตัวประกอบเสียดทาน ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้โดยวิธีเชิงตัวเลขทั้งที่มีความสอดคล้องกันกับผลเฉลยแม่นยำตรงอย่างดีและมีความน่าเชื่อถือได้

3.2 โครงสร้างการไหล

โครงสร้างของการไหลในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่ติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุมปะทะ 30° ที่ค่าสัดส่วน d/D , $DR = 0.7$ และ $Re = 800$ จากรูปที่ 3 แสดงเวกเตอร์ของการไหลผ่านแผ่นออริฟิต พบว่าการเพิ่มแผ่นออริฟิตทำให้เกิดการหมุนวนและการกระแทกที่ผนังท่อของกระแสการไหล เมื่ออากาศไหลผ่านแผ่นออริฟิตจะเกิดการหมุนวนที่ด้านหลังของแผ่นออริฟิตและเกิดการกระแทกของกระแสการไหลที่บริเวณผนังทั้งสี่ด้านของท่อ โดยเฉพาะบริเวณด้านหลังของแผ่นออริฟิตที่จะมีการเหนี่ยวนำให้เกิดการกระแทกของกระแสซึ่งส่วนนี้เป็นส่วนสำคัญที่ทำให้เกิดการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยแกนการไหลจะมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งแตกต่างกันออกไปดังรูป ซึ่งแกนการไหลจะมีตำแหน่งที่เปลี่ยนแปลงตาม หน้าตัด A1 ถึง A5 จากหน้าตัดดังกล่าวจะสังเกตเห็นทั้งในส่วนของการไหลของกระแสหลัก และกระแสน้อยที่หมุนวนในส่วนของมุมของท่อ



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

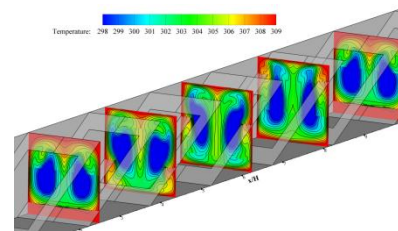
3.3 การถ่ายเทความร้อน

จากรูปที่ 4 แสดงคอนทัวร์หรือการกระจายของสนามอุณหภูมิสำหรับแผ่นออริฟิตวางเอียงที่ค่า $Re = 800$ และ $DR = 0.7$ ซึ่งพบว่าบริเวณชั้นขีดผิวความร้อนที่จะบางกว่ากรณีท่อผิวเรียบซึ่งแสดงให้เห็นว่าการติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุมจะทำให้เกิดการก่อวนบริเวณชั้นขีดผิว ซึ่งส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและผนังมีอัตราที่สูงขึ้น จากรูปแสดงให้เห็นได้ว่าบริเวณผนังด้านข้างทั้งสองด้านจะมีชั้นขีดผิวความร้อนที่บางมากกว่าผนังด้านบนและล่าง ซึ่งกรณีการเพิ่มแผ่นออริฟิต $DR = 0.5$ ให้การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณผนังสูงกว่า

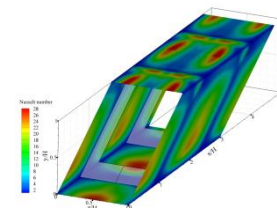
กรณีอื่น ๆ ในทุกกรณีที่ทดสอบ เนื่องจากกรณีนี้จะทำให้เกิดกระแสการไหลที่มีการกระแทกสูงที่สุด

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

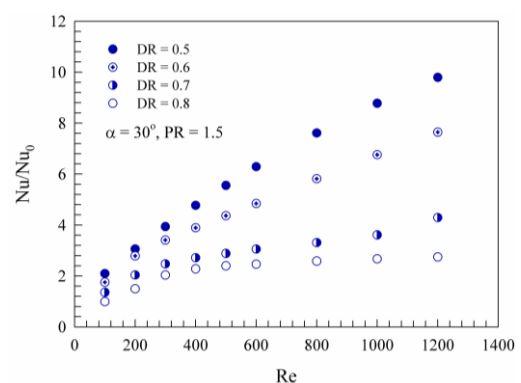
รูปที่ 6 แสดงการแปรเปลี่ยนค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ส ของแผ่นออริฟิตวางเอียงทำมุมปะทะ 30° ที่ค่า DR ต่าง ๆ จากกราฟ พบว่าเมื่อค่า DR ลดลง ทำให้ค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มมากขึ้น โดย $DR = 0.5$ จะให้ค่าเลขนัสเซลท์มากที่สุด โดยมีค่าเลขนัสเซลท์เท่ากับ 10 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ โดยในการใช้แผ่นออริฟิตที่มีค่า $DR = 0.5-0.8$ จะให้ค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนอยู่ในช่วง 1-10 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ



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



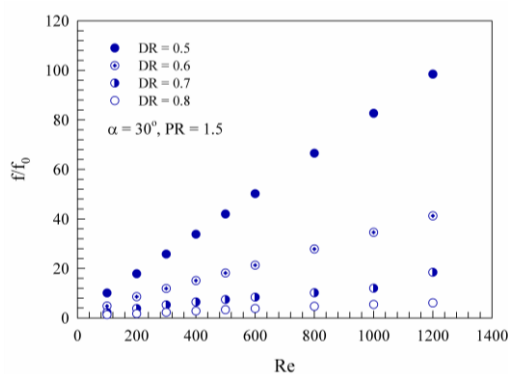
รูปที่ 5 ภาพตัดคอนทัวร์เลขนัสเซลท์ ของท่อจัตุรัสที่ติดตั้งแผ่นออริฟิต สำหรับ $Re = 800$ และ $DR = 0.7$



รูปที่ 6 การแปรเปลี่ยนของค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์สของแผ่นออริฟิตวางเอียงทำมุมปะทะ 30° ที่ค่า DR ต่าง ๆ

3.4 การสูญเสียความดัน

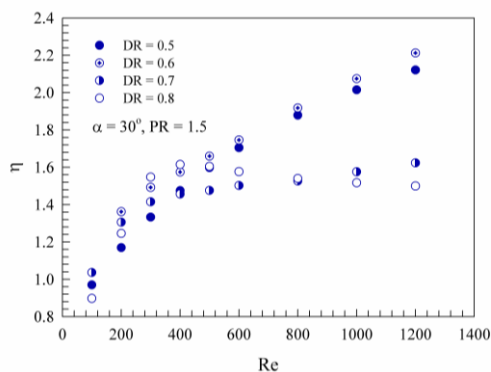
รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์กับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานระหว่างท่อจัดเรียงแผ่นออริฟิตต่อท่อจัดเรียงผิวเรียบ, (f/f_0) ที่ค่า DR ต่าง ๆ ซึ่งเมื่อพิจารณาช่วงเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 100 ถึง 1200 พบว่าค่าเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้นมีผลทำให้อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นตาม และเมื่อทำการเพิ่มค่า DR ทำให้ค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานมีค่าลดลง กรณีแผ่นออริฟิตวางเอียงทำมุมปะทะ 30° ที่ $DR = 0.5$ มีอัตราการเพิ่มค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานสูงที่สุด โดยให้ค่าเป็น 100 เท่าของท่อผิวเรียบ จากกราฟสรุปได้ว่าการติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุม 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 ของท่อจัดเรียงแผ่นออริฟิตทำมุม 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 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ และให้ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนอยู่ในช่วง 0.9-2.2

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

5. เอกสารอ้างอิง

- [1] Promvong, P., Thianpong, C., 2008. Thermal performance assessment of turbulent channel flow over different shape ribs. Int. Commun. Heat Mass Transfer, Vol. 35, No.10, pp. 1327-1334.
- [2] Ridouane, E.H., 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, No.2,
- [3] Chompookham, T., Thianpong, C., Kwankaomeng, S., Promvong, P., 2010. Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators. Int. Commun. Heat Mass Transfer, Vol. 37, No. 2, pp. 163-169.
- [4] Sripattanapipat, S., Promvong, P., 2009. Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles. Int. Commun. Heat Mass Transfer, Vol. 36, No. 1, pp. 32-38.
- [5] Han, J.C., Zhang, Y.M., Lee, C.P., 1991. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed and V-shaped angled ribs. ASME J. Heat Transfer, Vol. 113, pp. 590-596.
- [6] Han, J.C., Zhang, Y.M., 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, pp. 872-880.
- [7] Murata, A., 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, pp. 1127-1141.
- [8] Hans, V.S., Saini, R.P., Saini, J.S., 2009. Performance of artificially roughened solar air heaters-A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 13, pp. 1854-1869.
- [9] Varun, Saini, R.P., Singal, S.K., 2007. A review on roughness geometry used in solar air heaters. Solar Energy, Vol. 81, pp. 1340-1350.
- [10] Patankar, S.V., Liu, C.H., 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, pp. 180-186.
- [11] Berner, C., Durst, F., McEligot, D.M., 1984. Flow around baffles. Trans. ASME J. Heat Transfer, Vol. 106, pp. 743-749.
- [12] Webb, B.W., Ramadhyani, S., 1985. Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, pp. 1679-1687.
- [13] Kelkar, K.M., 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, pp. 25-30.
- [14] Lopez, J.R., Anand, N.K., Fletcher, L.S., 1996. Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, Vol. 30, pp. 189-205.
- [15] Guo, Z., 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, No. 1, pp. 21-35.
- [16] Patankar, S.V., 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. McGraw-Hill, New York.
- [17] Incropera, F., Dewitt, P.D., 1996. Introduction to heat transfer. 3rd edition John Wiley & Sons Inc.