การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมโดยการสอดใส่ Nozzle

Enhancement of heat transfer in a circular tube with nozzle inserts

ปรัชญา สำรวยสินธุ์[1*] อาวุธ ลภิรัตนากูล[1] และ พงษ์เจต พรหมวงศ์[2]
[1] ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร หนองจอก กรุงเทพฯ 10530
โทร 0-2988-3666 ต่อ 241 โทรสาร 0-2988-3666 ต่อ 241 *อีเมล์ artmodify@hotmail.com
[2] ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520โทร 0-2326-4197 โทรสาร 0-2326-4197

Prachya somravysin[1*] Arwut Lapirattakul[1] and Pongjet Promvonge[2]
[1] Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakron university of Technology, Bangkok, 10530, Thailand
Tel: 0-2988-3666 ext 241, Fax: 0-2988-3666 ext 241,
[2] Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mongkut's Institute of Technology Lardkrabang, Lardkrabang, Bangkok 10520, ThailandTel: 0-2326-4197, Fax: 0-2326-4197

บทคัดย่อ

งานวิจัยฉบับนี้ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นที่มีการไหลสวนทางกัน การถ่ายเทความร้อนเป็นสิ่งสำคัญในสายงานการวิจัยทางด้านวิศวกรรม เนื่องจากเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยเทคนิคการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นที่เหมาะสม ผลที่ได้สามารถพิจารณาได้ว่าเป็นเทคนิคที่ดีและประหยัดต้นทุนในการผลิต ผลจากการถ่ายเทความร้อนและแฟกเตอร์ความเสียดทานที่ได้ในการทดลองสำหรับท่อผิวท่อเปล่าค่าตัวเลขเรย์โนลด์ 4,000 – 50,000 ในการทดสอบการไหลปั่นป่วนจะมีผลกระทบต่อชั้นชิดผิวที่บางลง เพิ่มพื้นที่สัมผัสของไหลที่ผิวท่อ และหน่วงการไหลของไหลภายในท่อให้ยาวนานยิ่งขึ้น ผลกระทบนี้มีผลต่อการเพิ่มการถ่ายเท่ความร้อนที่สูงขึ้นมากขึ้น ในขณะเดียวกันก็มีความเสียดทานที่เกิดขึ้นในท่อมากขึ้น จากผลการทดลองท่อที่มีการติดตั้ง nozzle สร้าง turbulent จะให้ผลการถ่ายเท่ความร้อนสูง กว่าท่อเปล่า 100-200 เปอร์เซ็นต์ และยังเห็นได้ว่าค่าถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มสูงขึ้นตามตัวเลขเรย์โนลด์

Abstract

Experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics in a double pipe heat exchanger fitted with full length nozzle heat transfer enhancement is an important of engineering research since increases in the effectiveness of the heat exchanger through suitable heat transfer augmentation techniques can result in considerable technical advantages and saving of cost. Heat transfer and friction factor result have been obtained experimentally for plain tube Reynolds number 4,000 – 50,000. There is a significant increase in Nusselt number for the heat exchanger with a turbulent entrance because the contact of the fluid with the tube wall is better than for the plain tube in the other hand, a turbulent also cause an important increase in friction. The heat transfer results showed that the Nusselt number is a function of Reynolds number and the turbulent was found to improve the rate of heat transfer by 200-300 per-cents over the plain tube.

ปัจจุบันการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้มีความพยายามในการลดขนาดและค่าใช้จ่ายในการสร้างอุปกรณ์ขณะที่ยังคงให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ยังคงสูง ซึ่งตัวแปรสำคัญในการลดขนาดและค่าใช้จ่ายของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถทำได้โดยการทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น ซึ่งอยู่ในความสนใจของนักวิจัยจำนวนมาก โดยได้มีความพยายามในการใช้วิธีการแบบต่างๆ ในการช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนจากการพาความร้อนแบบบังคับ ในขณะเดียวกันสามารถลดขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งช่วยทำให้เพิ่มการประหยัดพลังงานได้ โดยทั่วไปจำแนกแนวทางการช่วยการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนออกเป็นสองวิธี วิธีแรกคือ แบบ Passive method ซึ่งเป็นวิธีที่ไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอกมากระตุ้น อันได้แก่ การใช้พื้นผิวที่ได้รับการปรับสภาพแล้ว (treated surface) การใช้พื้นผิวหยาบ (rough surface) การเพิ่มพื้นผิว (extended surface) การติดตั้งอุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ การติดตั้งอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวน (swirl flow devices) การใช้ท่อขด (wire coils) และการเติมสารลงไปในของเหลวและก๊าซ สำหรับวิธีที่สองเป็นแบบ Active method ซึ่งต้องการแหล่งพลังงานจากภายนอก (external power source) ได้แก่ การใช้อุปกรณ์ทางกล การทำให้เกิดการสั่นของพื้นผิว การทำให้เกิดการสั่นของของไหล การฉีดกระทบหรือการดูดของของไหล และ การฉีดกระทบแบบเจ็ท

จากงานในอดีตอุปกรณ์สร้างการไหลปันป่วนหรือสร้างการไหลหมุนวนได้ถูกนำมาใช้อย่างแพร่หลายในการประยุกต์การถ่ายเท่ความร้อนทางวิศวกรรม ซึ่งการไหลหมุนวนหรือการไหลปั่นป่วนจะก่อให้เกิดการทำลายชั้นชิดผิวให้บางลง การเพิ่มการผสมกันระหว่างการไหลบริเวณผนังท่อกับการไหลกลางท่อ และ เป็นการหน่วงการการไหลในท่อให้ยาวนานยิ่งขึ้น สำหรับอุปกรณ์การสร้างการไหลได้ถูกนำมาใช้ในทางวิศวกรรมหลายด้าน อย่างเช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, เตาเผา, กังหันแก๊ส และ อุปกรณ์อิเลคทรอนิกส์ จากอดีตถึงปัจจุบันได้นำชุดสร้างการไหลปั่นป่วนมาใช้อย่างต่อเนื่อง อย่างเช่น Yakut และคณะ [1] ได้ทำการศึกษาเชิงทดลองโดยนำชุดสร้างความปั่นป่วนแบบฉีดทรงกรวย ติดตั้งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้อย่างดีขณะที่ความเสียดทานก็สูงมากขึ้นตาม ต่อมา Yakut และ Sahim [2] ได้ศึกษาผลการติดตั้งชุดสร้างความปั่นป่วนแบบทรงกรวยอันมีผลต่อการถ่ายเท่ความร้อนและการศึกษาช่วงการเกิดการไหลที่มีการหน่วงอันเนื่องมาจากการสั่นของการไหล ต่อมา Dermus [3] ได้นำชุดสร้างความปั่นป่วนแบบฉีดกรวยที่มีการเจาะรูแบบต่างๆ เพื่อศึกษาผลต่อการถ่ายเท่ความร้อนและแรงเสียดทาน จากนั้น Ayhan และคณะ [4] ได้ทำการศึกษาทำเชิงการคำนวณและการทดลองกับท่อกลมที่มีการติดตั้งชุดหัวฉีดกรวยที่นำมาเรียงกัน Eiamsa-ard และ Promvonge [5] ได้ทำการใช้อุปกรณ์ดังกล่าวสร้างความปั่นป่วนแบบหัวฉีดที่มีการปรับระยะห่างที่ D = 0 mm, 1D=40 mm, 2D=60 mm และ 3D=80 mmจากผลการทดลองพบว่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นขณะที่ระยะห่างต่ำสุด (ที่ D = 0 mm) และจะให้ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุดในกรณี pumping work เดียวกัน Promvonge และ Eiamsa-ard [6] ได้ทำการใช้ชุดการไหลปั่นป่วนหรือไหลย้อนแบบหัวฉีดผสมเข้ารวมกับชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทางเข้า ซึ่งได้ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานสูงกว่ากรณีไม่ผสมแต่ค่าสัมประสิทธิการถ่านเทความร้อนในกรณี pumping work กับต่ำกว่า

ในบทความนี้ได้ทำการศึกษาการถ่ายเท่ความร้อนแบบท่อสองชั้นโดยลักษณะการไหลแบบสวนทางกันได้มีการสอดใส่ Nozzle สร้างความปั้นป่วน ซึ่งมีเส้นผ่านศูนย์กลางรูทางเข้าขนาด (D) 8 mm และ (D)ทางออก 14 mm มีระยะห่าง(D)=0 mm,(1D)=40 mm,(2D)=60 mm,(3D)=80 mm ในการทดสอบจะใช้ของไหลเป็นน้ำและทดลองในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ (Re) ระหว่าง 4,000 ถึง 50,000

2. ทฤษฎีในการวิเคราะห์

ในการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเท่าความร้อนภายใยท่อและค่าอัตราการถ่ายเท่ความร้อนหรือตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมามารถหาได้ดังนี้โดยค่าความร้อนที่ได้รับจากของไหลที่ตัวเลขเรย์โนลด์ ใดๆคือ

$$Q_H = \dot{m}_H C_{PH}(T_{Hi} - T_{Ho}) \quad (1)$$

$$Q_C = \dot{m}_c C_{Pc}(T_{oi} - T_o) \quad (2)$$

TLMLD (3)

$$\Delta T_{mi} = \frac{(T_{Hi} - T_{Ci}) - (T_{Ho} - T_{Co})}{lh\left[\frac{T_{Hi} - T_{Ci}}{T_{Ho} - T_{Co}}\right]}$$

$$U_o = \frac{Q_{ave}}{A_o \Delta T_{\dot{m}}} \quad (4)$$

(5)

(6)

(7)

(9)

(8)

รูปที่ 1 ชุดการทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อกลมที่มีการสอดใส่ Nozzle

รูปที่ 2 ชุดท่อทดสอบที่มีการสอดใส่ Nozzle

3.ชุดทดลองและวิธีการทดของ

ชุดอุปกรณ์การทดลองได้ถูกแสดงดังรูปที่ 1 และ 2 ในการทดลองน้ำร้อนไหลผ่านท่อชั้นในซึ่งทำมาจากท่อทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อในเท่ากับ 0.0194 เมตรและมีความหนา 2 มิลิเมตร ขณะที่น้ำเย็นไหลผ่านท่อด้านนอกซึ่งทำจากท่อ PVC ขนาด 0.04 มิลิเมตร สำหรับท่อนอกจะทำการหุ้มฉนวนไว้เพื่อให้การสูญเสียความร้อนแก่ภายนอกน้อยที่สุดและทำการป้องกันการรั่วซึมของระบบ ในการทดลองการไหลแบบปั่นป่วนจะถูกสร้างโดยการสอดใส่วงแหนวตลอดความยาวท่อทดสอบที่มีการเว้นระยะช่วงวงแหวน คือ D =0,1D=40,2D=60,3D=80,ตามลำดับ และมีขนาดความหนาของ Nozzle เท่ากับ 1.0 มิลลิเมตร ซึ่งทำจากเหล็กสแตนเลส โดยได้ใช้โรตามิเตอร์วัดอัตราการไหลของน้ำเย็นจากปั๊มน้ำและน้ำร้อนปรับค่าอัตราการไหลโดยใช้โรตามิเตอร์ จากนั้นน้ำเย็นและน้ำร้อนจะไหลเข้าสู่ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ 2 ชั้นร่วมศูนย์ อุณหภูมิของอุณหภูมิของน้ำร้อนและน้ำเย็นที่ทางเข้าและวัดด้วยเทอร์โมคัพเพิ้ลทั้งหมดและถูกบันทึกโดยเครื่องบันทึกอุณหภูมิแบบหลายจุด ขณะที่ทางเข้าและทางออกของท่อน้ำร้อนจะถูกทำการติดตั้งจุดวัดความดันสำหรับวัดความดันตกคร่อมโดยต่อเข้ากับมานอมิเตอร์ตัวยูและใช้น้ำในการอ่านค่าผลต่างความสูงของระดับน้ำอันเกิดจากแรงดันที่ทางเข้าและทางออก ในการทดลองได้ทำการติดตั้งบอลวาล์วจำนวน 2 ตัว เพื่อควมคุมทิศทางการไหลแบบสวนทางกัน ในการทดสอบแต่ละครั้งจะทำการบันทึก ข้อมลูอุณหภูมิ อัตราการไหลและความดันตกคร่อมของน้ำร้อนที่ท่อชั้นในภายหลังจากที่ระบบเข้าสู้สภาวะ สมดุลโดยทำการปรับค่าเรย์โนล์ของน้ำร้อนในช่วง 4,000 ถึง 50,000 ในระหว่างการทดลองจะทำการปรับอุณหภูมิของน้ำร้อนคงที่ 70 องศาเซลเซียส และปรับค่าอุณหภูมิน้ำเย็นไว้ที่ 30 องศาเซลเซียส โดยคุณสมบัติต่างๆ ของไหลและการหาค่าตัวเลขนัสเซลท์จะถูกพิจารณาจากอุหภูมิเฉลี่ย

4.ผลการทดสอบและการวิเคราะห์

วัตถุประสงค์ที่สำคัญที่สุดในการศึกษานี้คือการเพิ่มการถ่ายเท่ความร้อนที่เพิ่มโดยอาศัยหลักการปั่นป่วน ซึ่งกรณีนี้ถูกเปรียบเทียบกรณีท่อเปล่าและความสันพันธ์ Dittus and Boeter ซึ่งเป็นสมการสำหรับการไหลตามแนวแนวแกนหรือท่อเปล่าดังแสดงในรูป ที่ 3 ผลการทดลองไป

ความคลาดเคลื่อนอยู่ประมาณ 5 ถึง10 เปอร์เซ็นต์ และความสัมพันธ์ระหว่างเป็นตัวเลขความเสียดทานและตัวเลขเรย์โนลด์ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการสอดใส่ Nozzle จากรูปที่ 4 ผลการเทียบกับสหพันธ์ ที่มีความเชื่อถือได้ การถ่ายเท่ความร้อนหรือตัวเลขนัสเซลท์ของท่อเปล่ามีความใกล้เคียงกับสัมพันธ์ Dittus and Boeterโดยมีค่า

ทดลองไปเทียบกับสหพันธ์ ที่มีความเชื่อถือได้ การถ่ายเท่ความร้อนหรือตัวเลของท่อเปล่ามีความใกล้

เคียงกับสัมพันธ์ Blasiue 2 เปอร์เซ็นต์

รูปที่ 3 เปรียบเทียบกรณีท่อเปล่าและความสันพันธ์ Dittus and Boeter

รูปที่ 4 เปรียบเทียบกรณีท่อเปล่าและความสันพันธ์ Blasiue

4.1 การเปรียบเทียบกับกรณีที่มีการสอดใส่ Nozzle กับท่อเปล่า

4.1.1 การถ่ายเท่ความร้อน (Nu)

ในงานวิวัยฉบับนี้ได้ทำการศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเท่ความร้อนและแรงเสียดทานภายในท่อชุดทดสอบที่ติดตั้งชุดการสร้างการไหลให้ปั่นป่วนโดยอาศัยหลักการ การสร้างความปั่นป่วนนี้ช่วยในการเพิ่มการถ่ายเท่ความร้อน ผลจากการทดลองเมื่อเพิ่มอุปกรณ์การสร้างความปั่นและหน่วงการ ไหลโดยการสอดใส่ Nozzle พบว่าการสอดใส่ Nozzle ที่มีระยะที่ D= 0 mm หน่วงการไหลและปั่นป่วนมากจึงทำให้ค่าการถ่ายเท่ความร้อนมากกว่าที่มีการสอดใส่ Nozzle ที่มีระยะ 1D=40 mm, 2D=40 mm และ 3D = 80 mm และ1D=40 mm มีค่าการถ่ายเท่ความร้อนมากกว่าท่อเปล่า 130 เปอร์เซ็นท์ , 2D=40 mm มีค่าการถ่ายเท่ความร้อนมากกว่าท่อเปล่า 122 เปอร์เซ็นท์ และ 3D = 80 mm มีค่าการถ่ายเท่ความร้อนมากกว่าท่อเปล่า 116 เปอร์เซ็นท์ ตามลำดับส่วนการสอดใส่ Nozzle ที่มีระยะที่ D= 0 mm มีค่าการถ่ายเท่ความร้อนมากที่สุดซึ่งมีค่าการถ่ายเท่ความร้อนกว่าท่อเปล่า 137 เปอร์เซ็นท์

รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซล์และตัวเลขเรย์โนลยด์สำหรับการติดตั้ง Nozzle

4.1.2 ความเสียดทาน (f)

จากรูปที่ 6 ผลของการสอดใส่ Nozzle พบว่าการสอดใส่ Nozzle ที่มีระยะที่ D= 0 mm หน่วงการไหลและปั่นป่วนมากจึงทำให้ค่าความเสียดทานมาก กว่าที่มีการสอดใส่ Nozzle ที่มีระยะ 1D=40 mm , 2D=60 mm และ 3D= 80 mm ซึ่งเป็นผลมาจากความดันไฮดรอลิกส์ของน้ำร้อนมีค่าความเหนืดของของไหลที่บริเวณผนังท่อมีค่าที่สูง จึงทำให้ค่าความเสียดทานของการสอดใส่ใส่ Nozzle ที่มีระยะที่ D= 0 mm มากกว่าความเสียดทานของท่อเปล่า 124 เปอร์เซ็นท์ ที่ 1D= 40 mm มากกว่าความเสียดทานของท่อเปล่า 120 เปอร์เซ็นท์ ที่ 2D= 60 mm มากกว่าความเสียดทานของท่อเปล่า 116 เปอร์เซ็นท์ และที่ 3D= 80 mm มากกว่าความเสียดทานของท่อเปล่า 114 เปอร์เซ็นท์

รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์สำหรับการติดตั้ง Nozzle

รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซล์จากผลการทดลองเทียบกับสหพันธ์

รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างความเสียดทานจากทดลองเทียบสหพันธ์

สำหรับกรณีท่อทดสอบที่มีการเว้นช่องว่างระยะห่าง (ตามรูปที่ 2) ที่ช่องว่างระยะห่าง 1 เท่า ของระยะห่าง, 2 เท่าของระยะห่าง และ 3 เท่าของระยะห่าง ได้ถูกแสดงผลการทดลองในรูปที่ 7 และ 8 ตามลำดับ ทั้งค่าตัวเลขนัสเซลส์และความเสียดทาน จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าท่อที่มีการเพิ่มระยะช่องว่างจะมีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานที่ต่ำลง อันมีผลมาจากช่วงช่องว่างที่ทำให้การไหลหมุนวนลดความแรงลงไปขณะที่ค่าการถ่ายเทความร้อนยังคงสูงอยู่และเป็นที่น่าสนใจตรงที่ค่าการถ่ายเทความร้อนหรือตัวเลขนัสเซลส์ในกรณีที่ระยะห่าง = 0 และเว้นช่วงว่างระยะ 1 เท่า จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าระยะห่างที่ยาวกว่า 3D = 80 mm แต่ก็ให้ความเสียดทานที่ต่ำกว่าด้วยกัน ประมาณ 3 ถึง 6 เปอร์เซนต์ ทั้งค่าตัวเลขนัสเซลส์ที่เพิ่มและความเสียดทานที่ลดลงจากผลการทดลองทั้งค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานสามารถนำมาเขียนในรูปของความสัมพันธ์ได้ตามรูปที่ 7 และ 8 โดยสหพันธ์ทั้งคู่จะมีค่าความเบี่ยงเบนเท่ากับ ±10 เปอร์เซนต์ สำหรับสหพันธ์ตัวเลขนัสเซลส์ และ ±10 เปอร์เซนต์ สำหรับสหพันธ์ความเสียดทาน โดยสหพันธ์การถ่ายเทความร้อนจะเขียนในรูปตัวเลขนัสเซลส์ที่มีตัวแปรดังนี้คือ ตัวเลขเรย์โนลด์ ตัวเลขพรานท์และระยะห่างของช่องว่าง ขณะที่ความเสียดทานจะเขียนในรูปความสัมพันธ์ของตัวเลขเรย์โนลด์ และระยะห่างของช่องว่าง

5. สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองที่มีการสอดใส่ Nozzle จะช่วยทำให้การไหลปั่นป่วนตลอดความยาวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (ท่อใน) และสามารถช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้เนื่องจากการไหลแบบปั่นป่วนจะทำให้ความหนาของชั้นชิดผิวบางลง และช่วยหน่วงเวลาการไหลภายในท่อให้ยาวนานขึ้นขณะที่ความเร็วของการไหลมีค่าเพิ่มขึ้นตามหรือกล่าวได้ว่าการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมที่เพิ่มขึ้นเป็นสาเหตุที่ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ซึ่งทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทคววามร้อนมีค่ามากกว่ากรณีการไหลในท่อเปล่า โดยค่าตัวเลขนัสเซลส์จะมีค่าน้อยลงที่ค่าตัวเลยเรย์โนลด์ต่ำๆ

และมีค่ามากขึ้นที่ตัวเลขเรย์โนลด์สูงๆ ตามความแรงของไหลวนภายในท่อ ซึ่งค่าตัวเลขนัสเซลส์จะเพิ่มขึ้น ±10 เปอร์เซนต์ สำหรับระยะห่าง 2D= 60 mmในขณะที่ระยะห่าง 3D= 80 mm จะให้ค่าตัวเลขนัสเซลส์ต่ำกว่าประมาณ 20 ถึง 40 เปอร์เซนต์ นอกจากนี้ในบทความยังได้เสนอสหพันธ์ใหม่สำหรับการทำนายการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานอันมีผลมาจากการใส่แผ่นบิดทั้งสองขนาด ซึ่งมีความผิดพลาดไม่เกิน ±10 เปอร์เซนต์ สำหรับค่าตัวเลขนัสเซลส์ และ ±10 เปอร์เซนต์ สำหรับค่าความเสียดทาน

เอกสารอ้างอิง

[1] K. Yakut, B. Sahin, S. Canbazoglu, 2004, Performance and flow-induced vibration characteristics for conical-ring turbulators, Applied Energy, 79: 65-76.

[2] K. Yakut, B. Sahin, 2004, Flow-induced vibration analysis of conical-rings used of heat transfer enhancement in heat exchanger, Applied Energy, 78: 273-288.

[3] A. Durmus, 2004, Heat transfer and exergy loss in cut out conical turbulators, Energy Conversion and Management, 45: 785-796.

[4] T. Ayhan, Y. Azak, C. Demirtas, B. Ayhan, 1999, Numerical and experimental investigation of enhancement of turbulent flow heat transfer in tubes by means of truncated hollow cone inserts, Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Kluwer Academic Publishers, pp. 347-356.

[5] S. Eiamsa-ard, P. Promvonge, 2006, Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in a circular tube fitted with V-nozzle turbulators, International Communication Heat and Mass Transfer, 33: 591-600.

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

[7] A.W. Date, Prediction of fully developed flow in a tube containing a twisted tape, Int. J. Heat Mass Transfer, 1974;17;845-859.

[8] A. W. Date, S. K. Saha, Numerical prediction of laminar flow and heat transfer in a tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements, Int. J. Heat Fluid Flow, 1990;11;346-354.

[9] S.W. Hong, A.E. Bergles, Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of twisted-tape inserts, Int. J. Heat Transfer, 1976;251-256.

[10] W.J. Marner, A.E. Bergles, Augmentation of tube side laminar flow heat transfer by means of twisted-tape inserts, static mixer inserts, and internally finned tubes, Pro. Sixth Int, Heat Transfer Conference, Washington D.C., 1978;583-588.

[11] S.P. Sukhatme, U.N. Gaitonde, C.S. Shidore, R.S. kuncolienkar, Forced convection heat transfer to visous liqiuid in laminar flow in a tube with a twisted tape, 1987, Pro. Ninth Natl. Heat Mass Transfer Conf. (Paper no. HMT 7-87) Indian Institute of Science, India, Part B, 1-7.

[12] W.J. Marner, A.E. Bergles, Augmentation of highly viscous laminar heat transfer inside tubes in constant wall temperature, Exp. Therm. Fluid Sci., 1989;252-267.

[13] R.F. Lepina, A.E. Bergles, Heat transfer and pressure drop in tape-generated swirl flow of single-phase water, ASME J. Heat Transfer, 1969;91;434-442.

[14] A.E. Bergles, M.K. Jensen, E.F.C. Somerscales, R.M. Manglik, Literature review of heat transfer enhancement technology for heat exchangers in gas-fired applications, GRI Topical Technical Report, GRI 910146, 1991.