

การศึกษาเชิงทดลองพฤติกรรมความร้อนและการต้านทานการไหลของการไหลแบบปั่นป่วนผ่านท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการใส่ดิฟฟิวเซอร์ทรงกรวย

Experimental studies on thermal and flow resistance behaviors of turbulent flow through a heat exchanger tube with conical-diffuser inserts

ภาณุวัฒน์ หุ่นพงษ์¹, ธีรพัฒน์ ชมภูคำ², พงษ์เจต พรหมวงศ์³, สมพล สกุลหลง^{4*}

Panuwat Hoonpong¹, Teerapat Chompookham², Pongjet Promvong³, Sompol Skullong^{4*}

Received: 10 July 2019; Revised: 13 August 2019; Accepted: 10 September 2019

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้นำเสนอการตรวจสอบพฤติกรรมความร้อนและความเสียดทานการไหลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการพาความร้อนแบบบังคับกรณีการไหลแบบสถานะเดียวด้วยการใส่ดิฟฟิวเซอร์ทรงกรวย จุดประสงค์ของการติดตั้งดิฟฟิวเซอร์ทรงกรวยเพื่อสร้างการไหลหมุนวนซึ่งส่งผลต่อการเพิ่มระดับความปั่นป่วนของการไหลและนำไปสู่การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในท่อทดสอบ พฤติกรรมการไหลของอากาศและความร้อนสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนนำเสนอในพจน์เลขเรย์โนลด์ในช่วง 4190 ถึง 25,800 การจัดวางสัดส่วนระยะพิทช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อได้รับการตรวจสอบที่ PR = 1, 3, 5, 7 และ 9 ค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียพลังงานเนื่องจากแรงเสียดทานสำหรับการผลักดันอากาศไหลผ่านท่อทดสอบแสดงในพจน์ของเลขนัสเซลท์ (Nu) และตัวประกอบความเสียดทาน (f) ตามลำดับ ผลทดลองพบว่า การประยุกต์ใช้ดิฟฟิวเซอร์ทรงกรวยสามารถช่วยเพิ่มค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าท่อผิวเรียบ 247% ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของการใส่ดิฟฟิวเซอร์ทรงกรวยภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าอยู่ในช่วง 1.28–1.35 โดยให้ค่าสูงสุดที่ PR = 1 และ Re = 4190

คำสำคัญ: ดิฟฟิวเซอร์ทรงกรวย เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การไหลหมุนวน การต้านทานการไหล สมรรถนะเชิงความร้อน

Abstract

In this research, an experimental investigation of the thermal and flow friction characteristics of tubular heat exchanger (HE) for single-phase forced convective flow with conical-diffuser inserted in the inner tube was performed. The aim of using the conical-diffuser is to create vortex flows having a significant influence on the flow turbulence intensity

¹ อาจารย์, สาขาเทคโนโลยีเครื่องกล คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏเทพสตรี 321 ถนนนารายณ์มหาราช ตำบลทะเลชุบศร อำเภอเมือง จังหวัดลพบุรี 15000

² ผู้ช่วยศาสตราจารย์, หน่วยวิจัยท่อความร้อนและออกแบบเครื่องมือทางความร้อน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม 41/20 ตำบลขามเรียง อำเภอกันทรวิชัย จังหวัดมหาสารคาม 44150

³ รองศาสตราจารย์, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ซอยฉลองกรุง 1 ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

⁴ ผู้ช่วยศาสตราจารย์, กลุ่มวิจัยระบบพลังงาน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ศรีราชา มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา 199 หมู่ 6 ถนนสุขุมวิท ตำบลทุ่งสุขลา อำเภศรีราชา จังหวัดชลบุรี 20230

¹ Lecturer, Department of Mechanical Technology, Faculty of Industrial Technology, Thepsatri Rajabhat University, 321 Naraimaharat Road, Talaychubsorn, Lopburi 15000

² Asst. Prof., Heat Pipe and Thermal Tools Design Research Unit (HTDR), Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahasarakham University, Mahasarakham, Thailand

³ Assoc. Prof., Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

⁴ Asst. Prof., Energy Systems Research Group, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering at Sriracha, Kasetsart University Sriracha Campus, 199 M.6, Sukhumvit Rd., Sriracha, Chonburi 20230, Thailand

* Corresponding author; Sompol Skullong, E-mail address: sfengsps@src.ku.ac.th, sompol@eng.src.ku.ac.th

leading to higher heat transfer enhancement in the tested tube. The air flow and heat transfer characteristics are presented for turbulent flow, Reynolds numbers (Re) ranged from 4190 to 25,800. Three different pitch ratios (PR) of conical-diffuser arrangements in the test tube are introduced with PR = 1, 3, 5, 7 and 9 in each run. The heat transfer and energy loss due to friction for propelling air through the tube are presented in terms of Nusselt number (Nu) and friction factor (f), respectively. It was found that each application of the conical diffuser can help to increase considerably the heat transfer rate over that of the plain/smooth tube by about 247%. The thermal enhancement factor (TEF) of the conical-diffuser is in the range of 1.28–1.35 where its maximum, regarded as the optimum point, is at PR = 1 and $Re = 4190$.

Keywords: Conical-diffuser, Heat exchanger, Vortex flow, Flow resistance, Thermal performance

บทนำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่ใช้อย่างแพร่หลายในงานทางด้านวิศวกรรมและภาคอุตสาหกรรมทั่วไป การพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีความสำคัญและมีการพัฒนาอย่างต่อเนื่องเพื่อให้เกิดประโยชน์สูงสุดในการใช้งาน การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นที่นิยมในหมู่นักวิจัยจำนวนมาก ทั้งนี้เพื่อให้อุปกรณ์ดังกล่าวมีขนาดกะทัดรัดหรือลดขนาดลง โดยความร้อนที่ได้ยังคงมีปริมาณเช่นเดียวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนปกติ ปัจจุบัน ไบบิต Ponnada *et al.*¹, Abolarin *et al.*² และชดลวด Hong *et al.*^{3,4} ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้แก่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในภาคอุตสาหกรรมอย่างแพร่หลาย โดย Eiamsa-ard *et al.*⁵ ทำการทดลองโดยสอดใส่ไบบิตแบบเว้นระยะ ภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและเปรียบเทียบกับไบบิตเต็ม เพื่อเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อน Bhuiya *et al.*⁶ ศึกษาเชิงทดลองเพื่อเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อกลมโดยการติดตั้งไบบิตพรุณภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน จากการทดลองพบว่า การติดตั้งไบบิตพรุณให้ค่าการถ่ายเทความร้อนในพจน์ของเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) รวมทั้งสมรรถนะเชิงความร้อน (thermal performance factor) สูงกว่าท่อผิวเรียบ 34% และ 59% ตามลำดับ ต่อมา Bhuiya *et al.*⁷ ทำการทดลองโดยติดตั้งไบบิตคู่ภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พบว่า ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น 60–240% และ 91–286% เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ ในขณะที่สมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.34 Promvong⁸ ทำการทดลองเพื่อเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนด้วยการติดตั้งไบบิตร่วมกับชดลวดภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน จากผลการทดลองพบว่า การใช้ไบบิตร่วมกับชดลวดให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าการติดตั้งไบบิตหรือชดลวดเพียงอย่างเดียว ต่อมา Promvong⁹ ทำการเปรียบเทียบชดลวดหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัสและหน้าตัด

กลม โดยพบว่าชดลวดหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัสให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่ดีกว่า Keklikcioglu และ Ozceyhan¹⁰ ทำการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ชดลวดหน้าตัดสามเหลี่ยม พบว่า ชดลวดสามเหลี่ยมที่มีหน้าตัดขนาดใหญ่ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงแต่ก็ให้ค่าความเสียดทานสูงตามด้วย

ความพยายามในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากงานวิจัยที่ผ่านมา อุปกรณ์ เช่น ไบบิต และชดลวดสามารถสร้างการไหลแบบปั่นป่วนหรือการไหลหมุนวนภายในท่อซึ่งเกิดการขัดขวางการพัฒนาชั้นขอบเขตความร้อน (thermal boundary layer) บริเวณผนังท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ส่งผลให้ของไหลอุณหภูมิสูงบริเวณผนังท่อถ่ายเทมาผสมกับอุณหภูมิของไหลที่ต่ำกว่าภายในท่อได้เป็นอย่างดี ทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มสูงขึ้น อย่างไรก็ตาม อุปกรณ์ดังกล่าวใช้หลักการสร้างกระแสหมุนวนของของไหลและให้ค่าการถ่ายเทความร้อนไม่สูงมากนักทั้งยังขึ้นรูปและผลิตชิ้นงานค่อนข้างยาก ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีแนวคิดในการสร้างอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่กระจายการไหลให้แก่ของไหลซึ่งไหลเข้าท่อขนาดเล็กและกระจายออกหรือการไหลหมุนวน อุปกรณ์ดังกล่าวเรียกว่า ดิฟฟิวเซอร์ทรงกรวย ทั้งนี้เพื่อเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งสมรรถนะเชิงความร้อนให้แก่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งเป็นอีกหนึ่งแนวทางเลือกหนึ่งของอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อน

ทฤษฎีและการคำนวณ

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้เพื่อศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน การสูญเสียความดัน และสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม โดยใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบซึ่งแสดงในพจน์ของเลขเรย์โนลด์ และสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการได้ดังนี้

$$Re = UD / \nu \tag{1}$$

โดยที่ U และ ν เป็นความเร็วเฉลี่ยและความหนืดเชิงจลน์ของอากาศตามลำดับ

สมดุลความร้อนระหว่างความร้อนที่อากาศได้รับ (Q_{air}) และการพาความร้อน (Q_{conv})

$$Q_{air} = Q_{conv} \tag{2}$$

ดังนั้นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (h) หาได้จาก

$$h = \frac{\dot{m}C_p(T_o - T_i)}{A(\tilde{T}_s - T_b)} \tag{3}$$

เมื่อ $T_b = (T_o + T_i) / 2$ และ $\tilde{T}_s = \sum T_s / 16$

โดยที่

- A คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน (m^2)
- C_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ ($kJ/kg K$)
- T_o คือ อุณหภูมิทางออก (K)
- T_i คือ อุณหภูมิทางเข้า (K)
- \tilde{T}_s คือ อุณหภูมิผิวเฉลี่ยของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (K)
- \dot{m} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kg/s)

เลขนัสเซลท์เฉลี่ย (Nu) หาได้ดังนี้

$$Nu = hD / k \tag{4}$$

ตัวประกอบเสียดทาน (f) หาได้จาก

$$f = \frac{2}{(L/D)} \frac{\Delta P}{\rho U^2} \tag{5}$$

เมื่อ D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อทดสอบ ΔP คือ ค่าความดันตกคร่อมชุดทดสอบ L คือ ความยาวท่อทดสอบ และ ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล

การประเมินศักยภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงในพจน์ของสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor, TEF)¹⁻¹⁰ โดยสามารถแสดงได้ดังนี้

$$TEF = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \tag{6}$$

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ดิฟฟิวเซอร์ทรงกรวยติดตั้งภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดัง Figure 1 โดยทำมุมปะทะ (α) 30° กับทิศทางการไหล และมีสัดส่วนระยะพิตซ์ตามแนวกระแสการ

ไหลต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 5 ค่า ($P/D=PR=1, 3, 5, 7$ และ 9) ดิฟฟิวเซอร์ทรงกรวยถูกติดตั้งภายในท่อทดสอบที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (D) 50 mm ยาว (L) 1200 mm เพื่อศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน ความเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์ชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดัง Figure 2 โดยมีส่วนประกอบต่างๆ คือ blower หรือพัดลมซึ่งใช้เป็นแหล่งจ่ายอากาศ inverter เป็นตัวควบคุมความเร็วรอบของพัดลม orifice flow meter ใช้สำหรับวัดอัตราการไหลของอากาศ inclined manometer ใช้วัดค่าความดันตกคร่อม settling tank ทำหน้าที่จัดระเบียบการไหลของอากาศ test section หรือท่อทดสอบซึ่งมีการให้ความร้อนแก่ท่อด้วยขดลวดความร้อน โดยมีเทอร์โมคัปเปิลชนิด T (T-type thermocouple) จำนวน 16 ตัว ติดตั้งที่ผิวด้านนอกของท่อทดสอบเพื่อวัดอุณหภูมิผิว และมี AC power supply หรือ variac transformer เป็นแหล่งจ่ายความร้อนให้กับระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ขณะที่เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิชนิด RTD จำนวน 2 ตัว ใช้สำหรับวัดอุณหภูมิทางเข้าและทางออกท่อทดสอบ data acquisition system รุ่น FLUKE 2680A ถูกใช้เป็นตัวอ่านค่าอุณหภูมิผิวและอุณหภูมิทางเข้า-ออกท่อทดสอบ วิธีการทดลองเริ่มจากพัดลมจ่ายอากาศซึ่งเป็นของไหลทดสอบ โดยมี inverter เป็นตัวควบคุมความเร็วรอบ จากนั้นอากาศไหลผ่านแผ่น orifice flow meter ที่ใช้สำหรับวัดอัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าชุดทดสอบ โดยมี inclined manometer ติดตั้งไว้เพื่ออ่านค่าความแตกต่างของความดัน settling tank ทำหน้าที่ปรับสภาพการไหลของอากาศให้มีความเสถียรก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ calm section จะทำหน้าที่ปรับสภาพการไหลของอากาศให้มีลักษณะการไหลแบบพัฒนาเต็มที่ (fully developed flow) ก่อนเข้าสู่ส่วนทดสอบ ท่อทดสอบถูกให้ความร้อนด้วยขดลวดความร้อน (electrical wire) แบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ และทำการหุ้มฉนวนอย่างดีเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อน Fluke 2680A เป็นอุปกรณ์เก็บค่าอุณหภูมิที่เชื่อมต่อกับเทอร์โมคัปเปิลชนิด T ทั้งหมด 16 ตัว ซึ่งวัดค่าอุณหภูมิที่ผิว 16 ตำแหน่ง ขณะที่เทอร์โมคัปเปิลชนิด RTD ถูกนำมาใช้เพื่อวัดค่าอุณหภูมิทางเข้าและทางออกส่วนทดสอบ ในส่วนของการวัดค่าความดันตกคร่อมชุดทดสอบ digital manometer รุ่น Dwyer 475 mark III ถูกนำมาใช้ในการวัดค่า ข้อมูลการทดลองจะทำการบันทึกเมื่ออุณหภูมินิ่ง (steady-state)

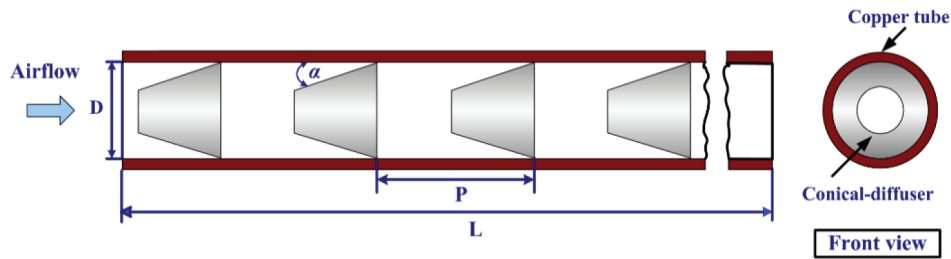


Figure 1 Conical diffuser

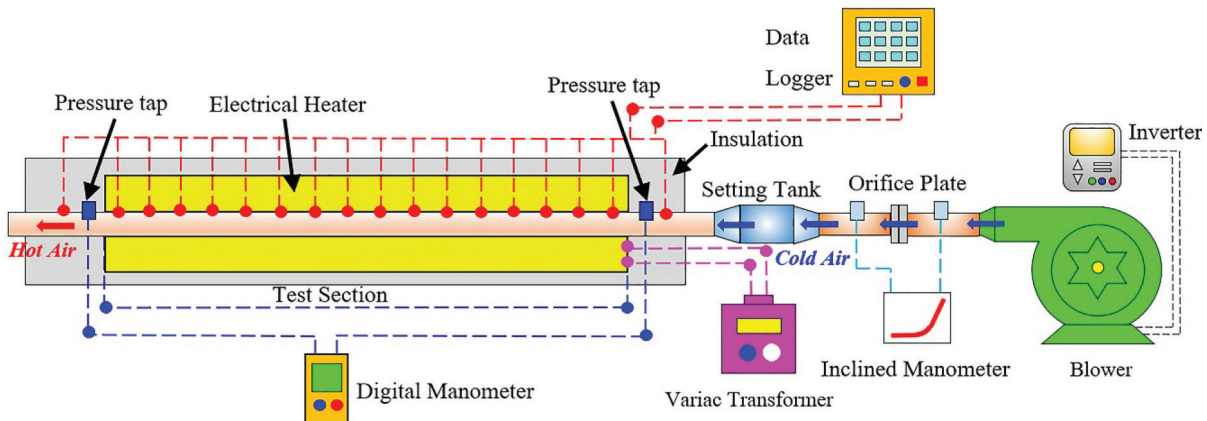


Figure 2 Schematic of the test facility HE

การตรวจสอบท่อผิวเรียบ

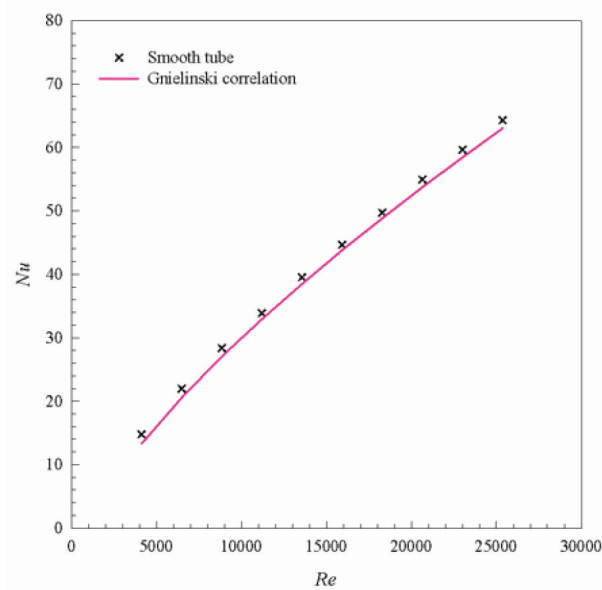
การถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อผิวเรียบแสดงในพจน์ของเลขนัสเซลท์ (Nu) และตัวประกอบเสียดทาน (f) ได้ถูกนำมาเปรียบเทียบกับ สหสัมพันธ์¹¹ เพื่อความถูกต้องและแม่นยำ โดยผลของ Nu จะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski ขณะที่ผลของ f จะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov โดยสมการแสดง ดังนี้

สหสัมพันธ์ของ Gnielinski

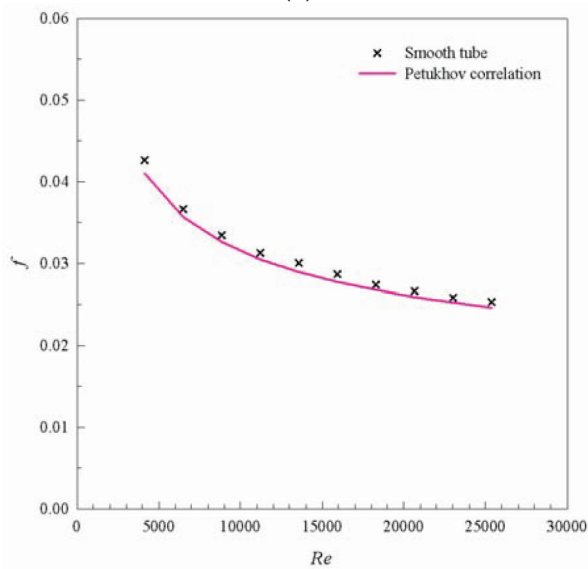
$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

สหสัมพันธ์ของ Petukhov

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (8)$$



(a)



(b)

Figure 3 Verification of (a) Nu and (b) f with Re for smooth tube.

Figure 3 แสดงการเปรียบเทียบค่า Nu และ f โดย Figure 3 (a) แสดงค่า Nu ของการทดลองเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski พบว่ามีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 7.5% ขณะที่ Figure 3 (b) แสดงค่า f ของการทดลองเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov พบว่ามีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 9.2% โดยความคลาดเคลื่อนทั้ง Nu และ f มีค่าน้อยกว่า 10%¹⁻¹⁰ ดังนั้นจึงเป็นที่ยืนยันถึงความน่าเชื่อถือของผลการทดลองและสามารถทดสอบดัดฟิวเซอร์ทรงกรวยได้

ผลการทดลองดัดฟิวเซอร์ทรงกรวย

การถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งดัดฟิวเซอร์ทรงกรวย แสดงดัง Figure 4, 5 และ 6 ตามลำดับ

Figure 4 แสดงความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h) กับเลขเรย์โนลด์ (Re) ผลการทดลองพบว่า การติดตั้งดัดฟิวเซอร์ทรงกรวยภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้ดี โดยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของค่าเลขเรย์โนลด์

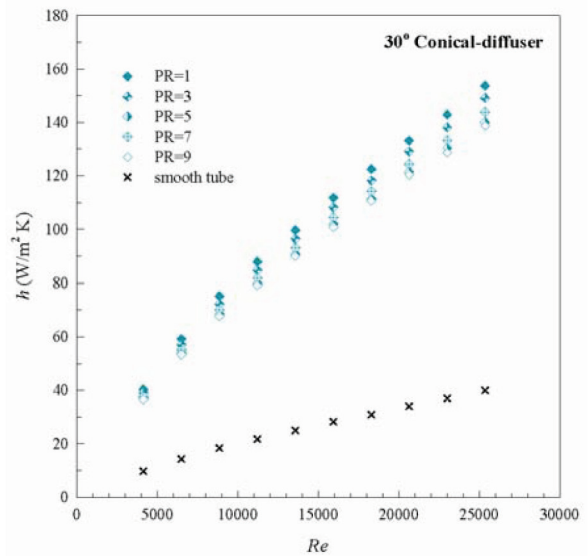


Figure 4 Variation of h with Re

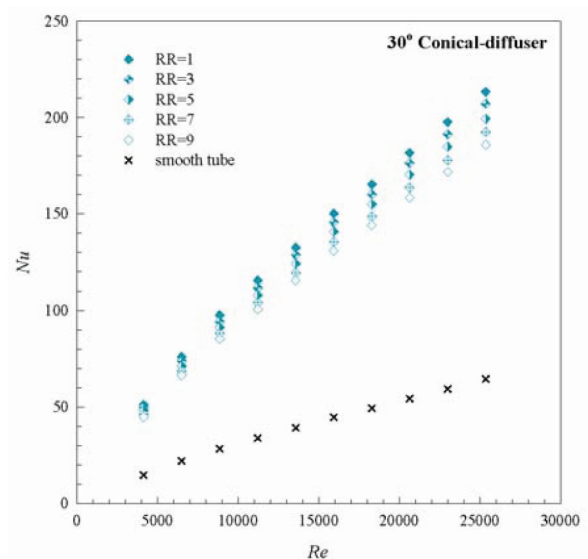


Figure 5 Variation of Nu with Re

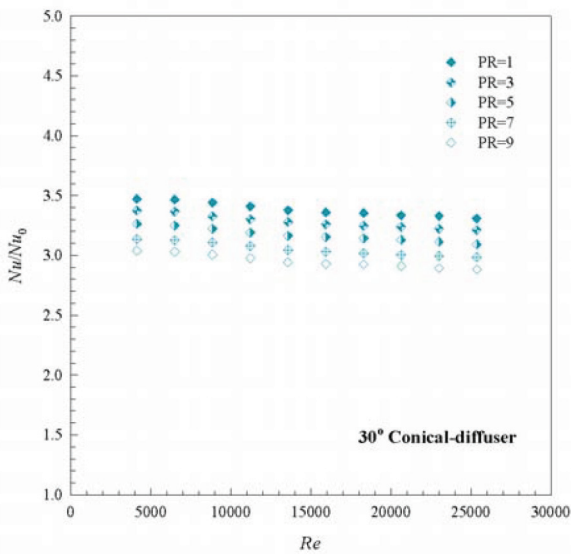


Figure 6 Variation of Nu/Nu_0 with Re

Figure 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนในพจน์ของเลขนัสเซิลท์ (Nu) ซึ่งเป็นตัวแปรไร้มิติ กับ Re จากการทดลองพบว่า การติดตั้งดัดฟิวเซอร์ทรงกรวยให้ค่า Nu สูงกว่าท่อผิวเรียบ 203–247% โดยเฉพาะกรณีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่มีระยะสั้นหรือถี่ เนื่องจากสามารถเหนี่ยวนำให้เกิดการกระจายของของไหลได้ดีกว่ากรณีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่มีระยะกว้างหรือห่าง ส่งผลให้สามารถลดชั้นขอบเขตความร้อนได้เป็นอย่างดีและเกิดการผสมผสานกันระหว่างของไหลได้อย่างรวดเร็ว (ของไหลอุณหภูมิต่ำบริเวณกลางท่อและของไหลอุณหภูมิสูงบริเวณผิวท่อ) โดยดัดฟิวเซอร์ทรงกรวยที่ $PR = 1$ มีค่า Nu มากกว่าดัดฟิวเซอร์ทรงกรวยที่ $PR = 3, 5, 7$ และ 9 ตามลำดับ

Figure 6 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์กรณีติดตั้งดัดฟิวเซอร์ทรงกรวยต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อผิวเรียบ (Nu/Nu_0) กับ Re จากการทดลองพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มลดลงเล็กน้อย โดยการติดตั้งดัดฟิวเซอร์ทรงกรวยมีค่า Nu/Nu_0 เฉลี่ยเท่ากับ 3.39, 3.28, 3.17, 3.05 และ 2.95 สำหรับ $PR = 1, 3, 5, 7$ และ 9 ตามลำดับ

อิทธิพลต่อความต้านทานการไหลของของไหล

การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการผลัดกันของไหลผ่านท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งดัดฟิวเซอร์ทรงกรวยแสดงในพจน์ของความดันตกคร่อม (Pressure drop,

DP) ตัวประกอบเสียดทาน (f) และอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานกรณีติดตั้งดัดฟิวเซอร์ทรงกรวยต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อผิวเรียบ (ff_0) ตามลำดับ

Figure 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง DP กับ Re จากผลการทดลองพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่า DP เพิ่มขึ้น การติดตั้งดัดฟิวเซอร์ทรงกรวยที่ $PR = 1$ มีค่าความดันตกคร่อมสูงกว่ากรณี $PR = 3, 5, 7$ และ 9 ตามลำดับ เนื่องจากการติดตั้งดัดฟิวเซอร์ทรงกรวยที่มีระยะสั้นหรือถี่จะมีพื้นที่และจำนวนมากกว่าการติดตั้งดัดฟิวเซอร์ทรงกรวยที่มีระยะห่าง ซึ่งส่งผลให้อากาศที่ไหลมาปะทะมีระดับการไหลและการกระจายตัวสูงกว่าตามไปด้วย

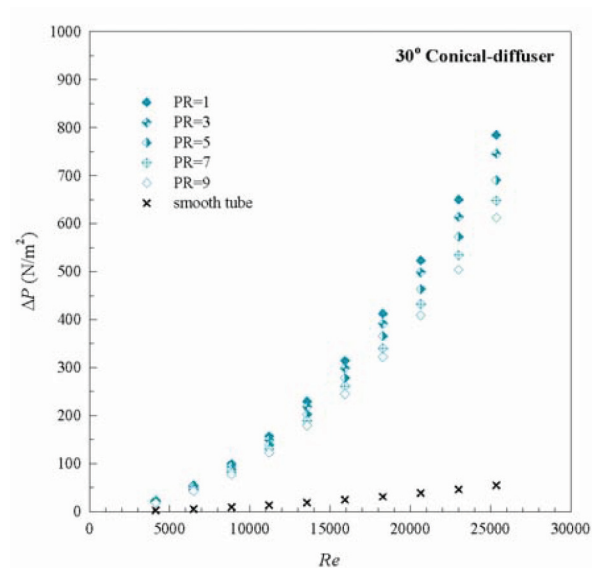


Figure 7 Variation of DP with Re

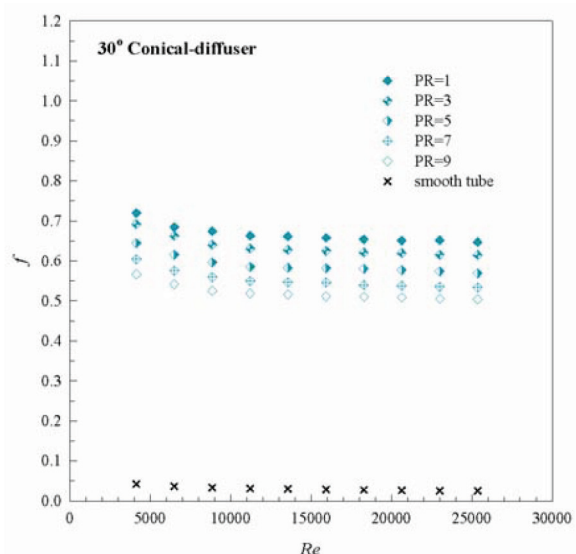


Figure 8 Variation of f with Re

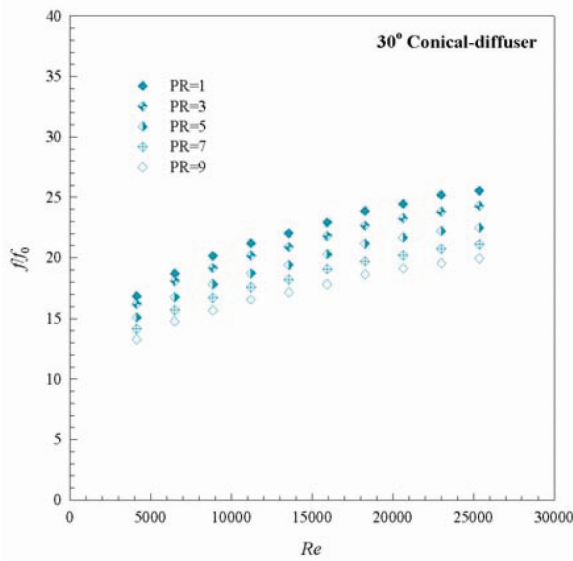


Figure 9 Variation of f/f_0 with Re

Figure 8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re จากรูปแสดงให้ เห็นว่าการติดตั้งดیفฟิวเซอร์ทรงกรวยภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้ค่า f เพิ่มขึ้นประมาณ 13.28–25.54 เท่า เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ

Figure 9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 กับ Re จากการทดลองพบว่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของค่า Re การติดตั้งดیفฟิวเซอร์ทรงกรวยที่ $PR = 1$ มีค่า f/f_0 สูงสุด ตามด้วยการติดตั้งดیفฟิวเซอร์ทรงกรวยที่ $PR = 3, 5, 7$ และ 9 ตามลำดับ โดย f/f_0 เฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 22.09, 21.04, 19.57, 18.32 และ 17.26 สำหรับ $PR = 1, 3, 5, 7$ และ 9 ตามลำดับ ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าการติดตั้งดیفฟิวเซอร์ทรงกรวยแม้จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงก็ตาม แต่สิ่งที่ตามมาคือ มีค่าความเสียดทานสูงด้วยเช่นกัน ดังนั้นเพื่อประเมินสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สมรรถนะเชิงความร้อนจึงเป็นตัวแปรที่สำคัญในการตัดสินใจ โดยจะนำค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานมาประเมินซึ่งใช้สมการที่ (6)

สมรรถนะเชิงความร้อน

จากผลการทดลองของการถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหลแสดงให้เห็นอย่างชัดเจนว่าการติดตั้งดیفฟิวเซอร์ทรงกรวยภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นได้ ขณะเดียวกันก็มีค่าความเสียดทานสูงขึ้นด้วย ดังนั้นจึงได้กำหนดตัวแปรที่ใช้ในการประเมินถึงสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งดیفฟิวเซอร์ทรงกรวย คือ ค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) ดังแสดงในสมการที่ 6

Figure 10 แสดงความสัมพันธ์ของ TEF กับ Re จากการทดลองพบว่า ค่า TEF มีแนวโน้มลดลงตามการเพิ่มขึ้นของค่า Re การติดตั้งดیفฟิวเซอร์ทรงกรวยที่ $PR = 1$ มีค่า TEF สูงสุดในกรณีทดสอบ โดยมีค่าเท่ากับ 1.35 ตามด้วย $PR = 3, 5, 7$ และ 9 ตามลำดับ การติดตั้งดیفฟิวเซอร์ทรงกรวยที่ $PR = 1$ มีค่า TEF สูงกว่า $PR = 3, 5, 7$ และ 9 เท่ากับ 1.6%, 2.9%, 4.5% และ 5.8% ตามลำดับ

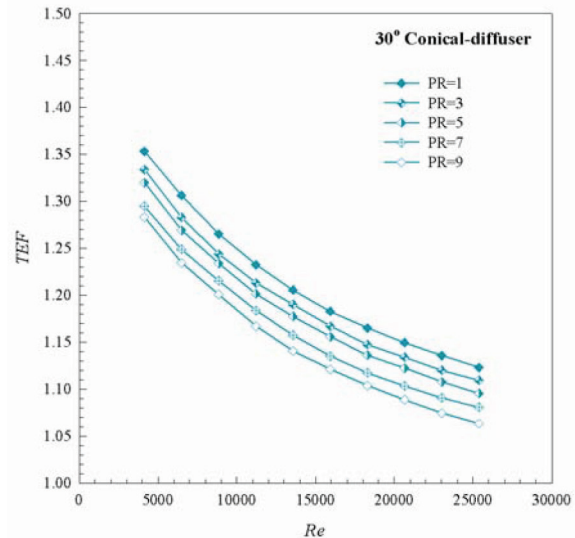


Figure 10 Variation of TEF with Re

สรุปผลการทดลอง

การศึกษาเชิงทดลองเพื่อเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งดیفฟิวเซอร์ทรงกรวยที่มีอากาศเป็นของไหลทดสอบในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน $Re = 4190-25,800$ สามารถสรุปได้ดังนี้

การติดตั้งดیفฟิวเซอร์ทรงกรวยสามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้สูงขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ โดยมีค่าสูงกว่าท่อผิวเรียบ 247%, 237%, 226%, 213% และ 203% สำหรับ $PR = 1, 3, 5, 7$ และ 9 ตามลำดับ

การประเมินสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในพจน์ของ TEF ชี้ให้เห็นว่าการติดตั้งดیفฟิวเซอร์ทรงกรวยที่ $PR = 1$ ให้ค่า TEF สูงสุด โดยมีค่าเท่ากับ 1.35 และมีค่ามากกว่า $PR = 3, 5, 7$ และ 9 เท่ากับ 1.6%, 2.9%, 4.5% และ 5.8% ตามลำดับ

การติดตั้งดیفฟิวเซอร์ทรงกรวยที่ $PR = 1$ นอกจากจะให้ค่า Nu สูงสุดในกรณีทดสอบแล้ว ยังให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดด้วย ดังนั้น ดیفฟิวเซอร์ทรงกรวยที่ $PR = 1$ จึงเป็นตัวเลือกที่ดีสำหรับกรณีทดสอบนี้

เอกสารอ้างอิง

1. Ponnada, S. Subrahmanyam, T. Naidu, S.V. A comparative study on the thermal performance of water in a circular tube with twisted tapes, perforated twisted tapes and perforated twisted tapes with alternate axis, *International Journal of Thermal Sciences* 2019;136:530–538.
2. Abolarin, S.M. Everts, M. Meyer, J.P. Heat transfer and pressure drop characteristics of alternating clockwise and counter clockwise twisted tape inserts in the transitional flow regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2019;133:203–217.
3. Hong, Y. Du, J. Wang, S. Huang, S.M. Ye, W.B. Heat transfer and fluid flow behaviors in a tube with modified wire coils, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2018;124:1347–1360.
4. Hong, Y. Du, J. Wang, S. Ye, W.B. Huang, S.M. Turbulent thermal-hydraulic and thermodynamic characteristics in a traverse corrugated tube fitted with twin and triple wire coils, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2019;130:483–495.
5. Eiamsa-ard, S. Thianpong, C. Promvong, P. Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2006;33:1225–1233.
6. Bhuiya, M.M.K. Chowdhury, M.S.U. Saha, M. Islam, M.T. Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2013;46:49–57.
7. Bhuiya, M.M.K. Sayem, A.S.M. Islam, M. Chowdhury, M.S.U. Shahabuddin, M. Performance assessment in a heat exchanger tube fitted with double counter twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2014;50:25–33.
8. Promvong, P. Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators, *Energy Conversion and Management* 2008;49:2949–2955.
9. Promvong, P. Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires, *Energy Conversion and Management* 2008;49:980–987.
10. Keklikcioglu, O. Ozceyhan, V. Entropy generation analysis for a circular tube with equilateral triangle cross sectioned coiled-wire inserts, *Energy* 2017;139:65–75.
11. Incropera, F.P. DeWitt, P.D. Bergman, T.L. Lavine, A.S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John-Wiley & Sons, 2006.