

การเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบท่อกลมที่ติดตั้งแผ่นปีกสามเหลี่ยมกับแผ่นปีกสามเหลี่ยมพรุน

Comparison of Heat Transfer and Pressure loss between Circular Tube Heat Exchanger Installed the Delta-Winglet Tapes and Perforated Delta-Winglet Tapes

นิวัฒน์ เกตุชาติ^{1, 2*} นพรัตน์ อมัตติรัตน์² บัณฑิต กฤตาคม^{1, 3}

¹ห้องปฏิบัติการวิจัยการพัฒนาในเทคโนโลยีของวัสดุพรุน (DiTo-Lab)

²สาขาวิศวกรรมพลังงานและการปรับอากาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน นครราชสีมา 30000

³สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน

นครราชสีมา 30000

Niwat Ketchat^{1, 2*} Nopparat Amattirat² Bundit Krittacom^{1, 3}

¹Development in Technology of Porous Materials Research Laboratory (DiTo-Lab)

²Department of Energy and Air Conditioning Engineering, Faculty of Engineering and Technology,
Rajamangala University of Technology Isan, Nakhonratchasima, 30000

³Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Technology,
Rajamangala University of Technology Isan, Nakhonratchasima, 30000

*Corresponding author Email: Niwat.ke@rmu.ac.th

(Received: October 18, 2022; Revised: January 25, 2023 ; Accepted: March 16, 2023)

บทคัดย่อ

การเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลมที่ทำการติดตั้งแผ่นปีกสามเหลี่ยม (DWT) กับแผ่นปีกสามเหลี่ยมพรุน (P-DWT) ที่มีมุมปะทะปีก (α) เท่ากับ 45° สัดส่วนความสูงปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (B_R) มี 2 ค่าคือ 0.20 และ 0.30 และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (P_R) มี 3 ค่า คือ 1, 2 และ 3 การศึกษากระทำภายใต้สภาวะพลาจความร้อนที่ผิวท่อคงที่ อากาศถูกใช้เป็นของไหลทดสอบซึ่งไหลผ่านท่อแสดงในพจน์ของเลขเรย์โนลด์ (Re) ในช่วง 4,300-24,000 การถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันแสดงในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nu) และตัวประกอบความเสียดทาน (f) จากการทดลองพบว่าค่า Nu และ f มีค่าสูงขึ้นตาม B_R เพิ่มมากขึ้น และ P_R มีค่าลดลง ในขณะเดียวกันเมื่อทำการเปรียบเทียบค่า Nu และ f ระหว่างปีกแบบ DWT กับปีกแบบ P-DWT พบว่าปีกแบบ DWT จะให้ค่า Nu สูงกว่า ปีกแบบ P-DWT เนื่องจากผลของรูเจาะในปีกแบบ P-DWT แม้จะทำให้ความรุนแรงในการไหลของของไหลลดลงเล็กน้อย แต่ก็สามารถส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าลดลง ในทางตรงกันข้ามปีกแบบ P-DWT สามารถลด f ได้ดีกว่าปีก DWT ส่งผลให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) ของการทดสอบในกรณีใส่ปีก P-DWT จะมีค่าสูงกว่าปีก DWT โดยมีค่าอยู่ในช่วง 0.69-1.12 และ มีค่าสูงสุดในกรณี $B_R = 0.30$ และ $P_R = 1$

คำสำคัญ: เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แผ่นปีกสามเหลี่ยม การถ่ายเทความร้อน การสูญเสียความดัน

ABSTRACT

The heat transfers and pressure loss between the circular tube heat exchanger installed Delta-Winglet Tape (DWT) and the Perforated Delta-Winglet Tape (P-DWT) were compared. The winglet inclination angle (α) was kept at 45° . Two winglet blockage ratios (B_R) of 0.20 and 0.30 were examined. Three relative winglet pitches (P_R : 1, 2, and 3) were conducted. The experiment was conducted in the tube heat exchanger having a uniform heat flux wall. Air was used as the working fluid flowing through the tube for a Reynolds number of about 4,300 – 24,000. The heat transfer and pressure loss were presented in terms of Nusselt number (Nu) and friction factor (f), respectively. From the experiment, it was found that the Nu and f were increased as increasing B_R and decreasing P_R . For comparison of the DWT and P-DWT, the DWT wing gave a higher Nu value than the P-DWT due to the effect of bores on the P-DWT. Although the intensity of the fluid flow passing the P-DWT was slightly reduced, a decreased heat transfer was obtained. In contrast, the f value of the P-DWT can be reduced better than the DWT resulting in the thermal enhancement factor (TEF) of the P-DWTs gave higher than the DWT. The TEF of the P-DWT was in the range of 0.69-1.12 and the maximum TEF regarded as the optimum point was achieved at $B_R = 0.30$ and $P_R = 0.10$.

Keyword: Heat Exchanger, Delta-Winglet Tape, Heat Transfer, Pressure Loss.

1. บทนำ

ในงานทางวิศวกรรมหลายประเภทต้องอาศัยกระบวนการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิต่างกัน เช่น การระบายความร้อนของหม้อน้ำในรถยนต์ การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างคอยล์เย็นกับอากาศ การแปรรูปอุตสาหกรรมอาหารและเครื่องดื่ม เป็นต้น การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลเหล่านี้ล้วนใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ด้วยเหตุนี้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงถูกพัฒนาให้มีสมรรถนะในการแลกเปลี่ยนความร้อนให้สูงขึ้นเรื่อย ๆ ซึ่งเทคนิคการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนโดยทั่วไปแบ่งออกได้ 3 ประเภท [1], [2] คือ 1) Active เป็นการที่ใช้พลังงานภายนอกเข้ามาช่วยในการกระตุ้น เช่น การใช้พลังงานกลที่ทำให้เกิดการสั่นของของไหล หรือการทำให้เกิดการสั่นที่ผิว 2) Passive เป็นการที่ใช้พลังงานที่สร้างขึ้นเอง เช่น การเพิ่มพื้นที่ผิว การทำให้ผิวขรุขระ เพิ่มอุปกรณ์สร้างการไหลแบบหมุนวนหรือหมุนควง

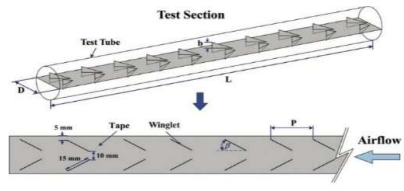
3) Compound เป็นการรวม Active กับ Passive เข้าด้วยกัน เช่น การใช้พลังงานกลที่ทำให้เกิดการสั่นของของไหลพร้อมกับการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลแบบหมุนวนหรือหมุนควง แต่วิธีที่ได้รับความนิยมอย่างมากคือ Passive เนื่องจากสะดวกและประหยัดค่าใช้จ่าย รวมถึงประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนที่สูง โดยเฉพาะการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลแบบหมุนวนหรือหมุนควง ซึ่งอุปกรณ์เหล่านี้สามารถเพิ่มระดับความปั่นป่วนให้แก่ของไหลและสารทำงานภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ จึงมีนักวิจัยจำนวนมากได้ทำการศึกษาเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากอุปกรณ์ต่าง ๆ ได้แก่ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแผ่นบิด (Twist Tape) [3]-[9] พบว่าสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบแต่การสูญเสียความดันก็เพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย ต่อมาได้มีการนำเสนอการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย

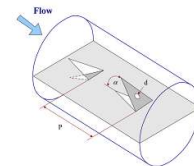
การใส่วงแหวน (Ring) [10]-[14] พบว่าการใส่วงแหวนแบบต่าง ๆ จะส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างชัดเจน เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ นอกจากนี้ยังมีการนำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการติดตั้งแผ่นปีกและครีบบนท่อต่าง ๆ เช่น การถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่ติดตั้งแผ่นปีกสามเหลี่ยมเจาะรู (Punched Delta-Winglet) [15]-[19] แผ่นปีกสามเหลี่ยม (Delta-Winglet) [20]-[22] แผ่นปีกรูปตัววี (V-Shaped Winglet) [23]-[26] แผ่นกั้นรูปตัววี (V-Blockages) [27]-[33] ซึ่งพบว่าการใส่อุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนเหล่านี้สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าท่อผิวเรียบอย่างมาก แต่อย่างไรก็ตามค่าการสูญเสียความดันก็จะเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วยเช่นกัน โดยลักษณะครีบบนท่อและแผ่นปีกในงานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่ได้นำเสนอข้างต้นสามารถแสดงดังตารางที่ 1

จากงานวิจัยที่ผ่านมาชี้ให้เห็นว่าการใส่แผ่นปีกและครีบบนท่อสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้เป็นอย่างดีเมื่อเทียบกับอุปกรณ์สร้างการไหลแบบหมุนวนหรือหมุนควงชนิดอื่น ๆ (แผ่นใบพัด และวงแหวน) นอกจากนี้

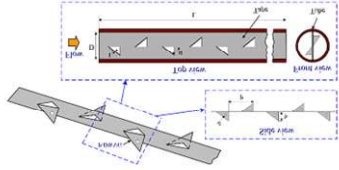
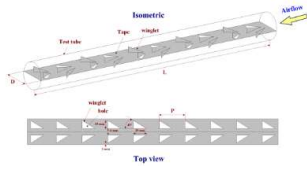
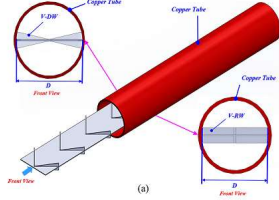
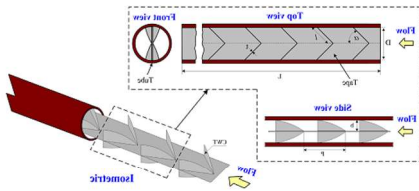
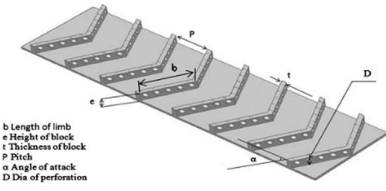
ยังพบว่าการเจาะรู รวมทั้งการเพิ่มช่องว่างระหว่างแผ่นปีกหรือครีบนั้นยังสามารถลดความดันตกคร่อมหรือการสูญเสียความดันที่เกิดจากการไหลปะทะกับแผ่นปีกหรือครีบบนท่อโดยตรง [25], [31]-[33] ส่งผลให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มสูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตามงานวิจัยที่กล่าวมาข้างต้นยังมีข้อมูลดังกล่าวค่อนข้างน้อยโดยเฉพาะการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันระหว่างกรณีติดตั้งแผ่นปีกทั่วไปกับแผ่นปีกพรุน ซึ่งเป็นสิ่งสำคัญอย่างยิ่งก่อนการนำไปใช้งานจริง เพื่อให้มั่นใจในสมรรถนะของระบบและเป็นข้อมูลเบื้องต้นในการตัดสินใจเลือกนำไปใช้งาน ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์ที่จะทำการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันระหว่างกรณีติดตั้งแผ่นปีกสามเหลี่ยม (Delta-Winglet Tape; DWT) กับแผ่นปีกสามเหลี่ยมพรุน (Perforated Delta-Winglet Tape; P-DWT) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม นอกจากนี้ผลที่ได้จากการทดสอบยังสามารถนำไปเป็นข้อมูลในการพัฒนาให้ดียิ่งขึ้น ซึ่งจะทำให้ผู้ใช้ได้รับประโยชน์สูงสุดจากการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ตารางที่ 1 ตารางลักษณะการจัดวางครีบบนท่อและแผ่นปีก

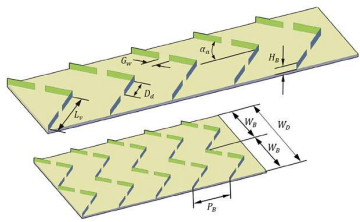
นักวิจัย	พารามิเตอร์	ผลที่ได้	ลักษณะรูปทรง
P. Hoonpong และ S. Skullong [2]	Re = 4,200-25,800 B _R = 0.1, 0.15, 0.2 P _R = 1, 2, 3 $\alpha = 45^\circ$	Nu/Nu ₀ = 4.06 f/f ₀ = 31.63 TEF = 1.51	
P. Hoonpong และ S. Skullong [15]	Re = 4,100-25,500 d = 5 มม. $\alpha = 20^\circ-60^\circ$ P/D = 3	Nu/Nu ₀ = 2.54-3.38 f/f ₀ = 8.6-24.2 TEF = 1.36	



ตารางที่ 1 ตารางลักษณะการจัดวางครีบลูกและแผ่นปีก (ต่อ)

นักวิจัย	พารามิเตอร์	ผลที่ได้	ลักษณะรูปทรง
C. Khanoknaiyakarn และคณะ [16]	$Re = 4,150-$ $25,500$ $B_R = 0.1, 0.15,$ 0.20 $P_R = 2, 3$ $\alpha = 45^\circ$	$Nu/Nu_0 = 3.1-$ 4.01 $f/f_0 = 11.44-$ 34.23 $TEF = 1.39-1.48$	
N. Koolnapadol และคณะ [21]	$Re = 4,100-$ $25,400$ $P_R = 0.5, 1.0, 1.5,$ $2.0, 2.5$ $\alpha = 45^\circ$	$Nu/Nu_0 = 2.98-$ 4.30 $f/f_0 = 10.01-$ 36.34 $TEF = 1.22-$ 1.55	
P. Promvongse และคณะ [23]	$Re = 4,200-$ $25,800$ $B_R = 0.1, 0.15,$ 0.20 $P_R = 0.5, 1.0,$ $1.5, 2.0$	$Nu/Nu_0 = 4.58-$ 5.09 $f/f_0 = 47.93$ $TEF = 1.82 - 2.0$	
S. Skullong และคณะ [25]	$Re = 4,200-$ $25,800$ $R_p=0.5-1.5$ $R_B=0.2$ $\theta = 10^\circ-90^\circ$	$Nu/Nu_0 = 3.16-$ 4.27 $f/f_0 = 4.21-$ 13.48 $TEF = 2.48$	
T. Alam และคณะ [31]	$Re = 2,000-$ $20,000$ $e/H = 0.5-1.0$ $P/e = 4-12$ $\beta = 5-25\%$ $\chi = 30-75^\circ$	$Nu/Nu_0 = 4.16-$ 7.78 $f/f_0 = 7.00-$ 12.00	

ตารางที่ 1 ตารางลักษณะการจัดวางครีบและแผ่นปีก (ต่อ)

นักวิจัย	พารามิเตอร์	ผลที่ได้	ลักษณะรูปทรง
A. Kumar และคณะ [32]	$Re = 3,000-$ $80,000$ $H_B/H_D = 0.25-$ 1.0 $P_B/H_B = 8-12$ $D_d/L_v = 0.27-$ 0.77 $G_w/H_B = 0.50-$ 1.5 $\alpha_a = 30^\circ-70^\circ$ $W_D=W_B 1.0-6.0$	$Nu/Nu_0 = 6.25-$ 7.96 $f/f_0 = 13.04-$ 14.44	

2. รายการสัญลักษณ์

A	พื้นที่การถ่ายเทความร้อน [m ²]
b	ความสูงปีก [m]
B _R	อัตราส่วนความสูงของปีก [-]
C _p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
D	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ [m]
f	ค่าตัวประกอบความเสียดทาน [-]
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน [W m ⁻² K ⁻¹]
k	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน [W m ⁻¹ K ⁻¹]
L	ความยาวท่อช่วงทดสอบ [m]
m	อัตราการไหลเชิงมวลของของไหล [kg s ⁻¹]
Nu	เลขนัสเซลต์ [-]
ΔP	ความดันตกคร่อมบริเวณท่อทดสอบ [kPa]
p	ระยะพิตช์ [m]
P _R	อัตราส่วนระยะพิตช์ [-]
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน [W]
Re	เลขเรย์โนลด์ [-]
TEF	ค่าตัวประกอบประสิทธิภาพเชิงความร้อน [-]
T	อุณหภูมิ [°C]
T̄	อุณหภูมิเฉลี่ย [°C]
U	ความเร็วเฉลี่ย [m s ⁻¹]

คำย่อ

DWT	แผ่นปีกสามเหลี่ยม
P-DWT	แผ่นปีกสามเหลี่ยมพรุน
TEF	ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน [-]

สัญลักษณ์กรีก

α	มุมปะทะปีก [°]
ρ	ความหนาแน่นของของไหล [kg m ⁻³]
v	ความหนืดเชิงกลของอากาศ [m ² s ⁻¹]

ตัวกำกับล่าง

air	อากาศ
b	ของไหลเฉื่อย
conv	การพาความร้อน
i	ทางเข้า
o	ทางออก
w	ผิวท่อ
0	ท่อผิวเรียบ

3. การคำนวณ

การไหลของของไหลทดสอบ (อากาศ) ผ่านชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แสดงในเทอมของ

เลขเรย์โนลด์ (Reynold Number, Re) สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการที่ (1)

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (1)$$

สมดุลความร้อนระหว่างความร้อนที่อากาศได้รับ (Q_{air}) และความร้อนจากการพาความร้อน (Q_{conv}) แสดงดังสมการที่ (2)

$$Q_{air} = Q_{conv}; \dot{m}C_p(T_o - T_i) = hA(\bar{T}_w - T_b) \quad (2)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Convection heat transfer coefficient, h) สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการที่ (3)

$$h = \frac{\dot{m}C_p(T_o - T_i)}{A(\bar{T}_w - T_b)} \quad (3)$$

โดยที่ $T_b = (T_o + T_i) / 2$ และ $\bar{T}_w = \sum T_w / 12$

การถ่ายเทความร้อนที่นำเสนอในงานวิจัยนี้เกิดจากกระบวนการพาความร้อนที่ใช้อากาศเป็นของไหลใช้ความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนที่ได้ รับโดยของไหลทำงานกับปริมาณการพาความร้อนที่เกิดขึ้นในการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และทำการนำเสนอค่าการถ่ายเทความร้อนที่ คำนวณได้ในรูปตัวแปรไร้มิติเลขนัสเซลท์ (Nusselt Number, Nu) ซึ่งเป็นอัตราส่วนการพาความร้อนต่อการนำความร้อนภายในท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใด ๆ แสดงดังสมการที่ (4)

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (4)$$

ค่าตัวประกอบความเสียดทานเป็นตัวแปรไร้มิติของความดันตกคร่อมสำหรับการไหลภายในท่อที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาวใด ๆ ดังแสดงสมการที่ (5)

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

การประเมินสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะแสดงในเทอมของตัวประกอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Thermal Enhancement Factor, TEF) จากเอกสารอ้างอิง [2], [23], [25] โดยนิยามจากอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของพื้นผิวทดสอบ (h) กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของพื้นผิวเรียบ (h_0) ซึ่งพิจารณาที่กำลังขับเดียวกัน ดังแสดงสมการที่ (6)

$$TEF = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (6)$$

เพื่อความถูกต้องแม่นยำและน่าเชื่อถือของการทดสอบ จึงได้ทำการทดสอบท่อเปล่าผนังเรียบเพื่อหาค่าการถ่ายเทความร้อนที่แสดงในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nu) การสูญเสียความดันที่แสดงในเทอมของตัวประกอบความเสียดทาน (f) เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับสมการสหสัมพันธ์ในอดีต จากเอกสารอ้างอิง [2], [23], [25] โดยผลของ Nu ที่ได้จากการทดลองจะนำไปเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter ดังแสดงในสมการที่ (7) ในขณะที่ผลของ f จะนำไปเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov ดังแสดงในสมการที่ (8)

สหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (7)$$

สหสัมพันธ์ของ Petukhov

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

4. ชุดทดลองและวิธีการทดลอง

4.1 ชุดทดลอง

อุปกรณ์ชุดทดสอบท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลมจะแสดงดังรูปที่ 1 ซึ่งมีส่วนประกอบที่สำคัญดังนี้ พัดลมแรงดันสูง (High Pressure Blower) โรตاميเตอร์ (Rotameter) อุปกรณ์จัดระเบียบการไหล (Flow Straightener) ชุดปรับสภาพการไหลของอากาศให้มีลักษณะการไหลแบบพัฒนาเต็มที่ (Fully Developed Flow) ชุดทดสอบ (Test Section) ชิ้นงานทดสอบโดยจะติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล ชนิด K (K-Type Thermocouple) มานอมิเตอร์แบบดิจิทัล (Digital Manometer) หม้อแปลงแรงดันไฟฟ้า (Variac Transformer) เครื่องบันทึกข้อมูลอุณหภูมิ (Data Logger)

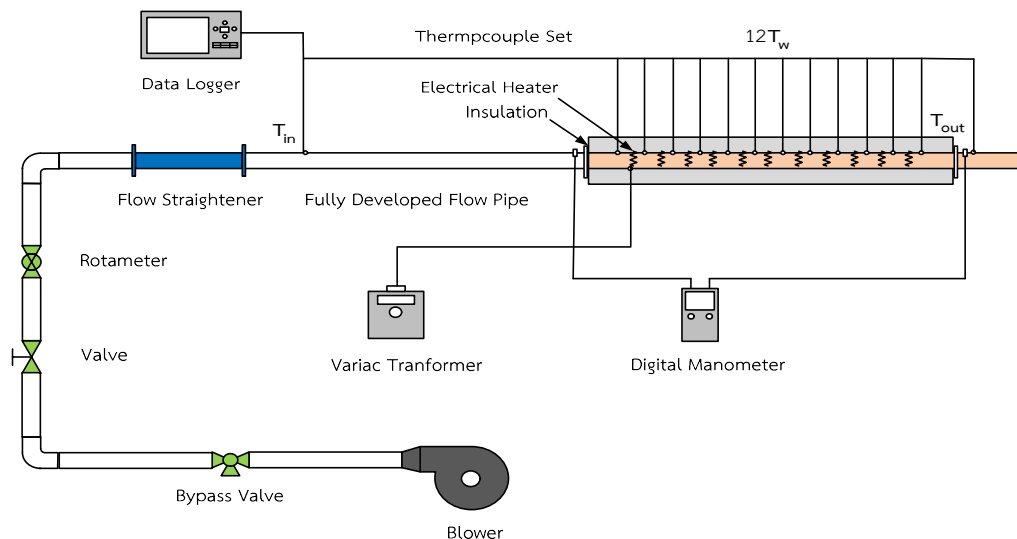
4.2 แผ่นปีกสามเหลี่ยม

แผ่นปีกสามเหลี่ยมพรมจะติดตั้งในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนดังแสดงในรูปที่ 2 โดยแผ่นปีกสามเหลี่ยม (Delta-Winglet Tapes ; DWT) กับแผ่นปีกสามเหลี่ยมพรม (Perforated Delta-Winglet Tapes ; P-DWT) ที่ทำการศึกษามีเงื่อนไขในการทดลองสามารถสรุปได้ดัง

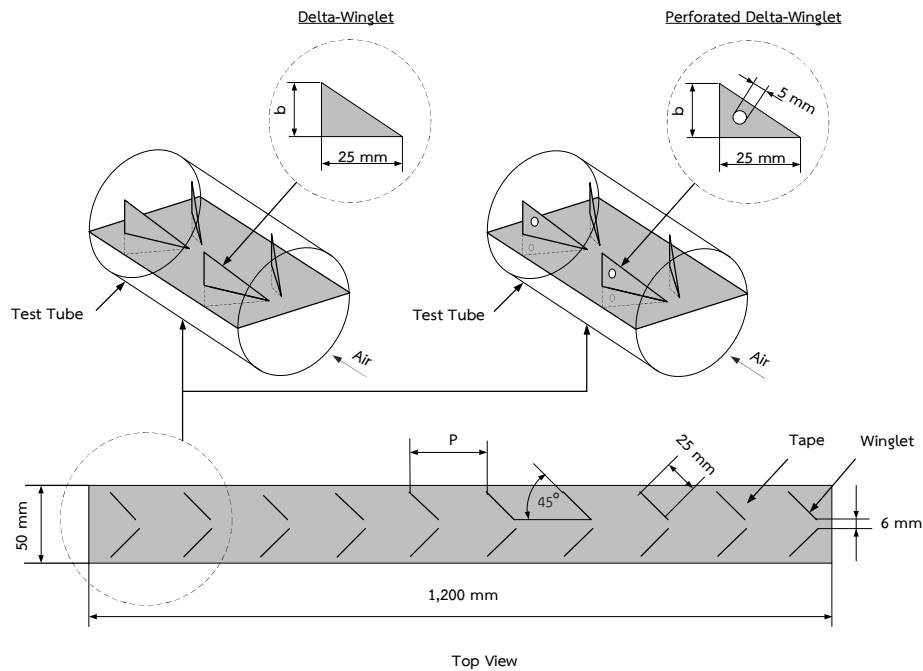
ตารางที่ 2 ซึ่งท่อทดสอบถูกทำให้ร้อนแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ (Constant heat fluxed) ด้วยขดลวดไฟฟ้าตลอดความยาวของท่อทดสอบ และทำการหุ้มฉนวนเพื่อป้องกันความร้อนสูญเสียออกสู่บรรยากาศ

ตารางที่ 2 เงื่อนไขการทดลองและแผ่นปีกสามเหลี่ยม

พารามิเตอร์	เงื่อนไขการทดลอง
ประเภทแผ่นปีก	DWT และ P-DWT
อากาศไหลผ่านชุดทดสอบแสดงในเทอมของเลขเรย์โนลด์ (Re)	4,300-24,000
มุมปะทะปีก (α) [2]	45°
ความหนาแผ่นปีก [2]	0.5 mm.
รูเจาะมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (d) [15]	5 mm.
สัดส่วนความสูงของปีก (B_p)	0.20, 0.30
สัดส่วนระยะพิตช์ (P_p)	1, 2, 3
ขนาดแผ่นบาง กว้าง x ยาว x หนา	50.8 x 1,200 x 0.5 mm ³ .
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อทดสอบ (D) [2]	50 mm.
ความยาวของท่อทดสอบ (L) [2]	1,200 mm.



รูปที่ 1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม



รูปที่ 2 แผ่นปีกสามเหลี่ยม

4.3 วิธีการทดลอง

จากส่วนประกอบทั้งหมดของชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม จะมีหลักการทำงานดังนี้ พัดลมแรงดันสูงทำหน้าที่ขับเคลื่อนของไหล (อากาศ) ผ่านโรตاميเตอร์ (Rotameter) ซึ่งเป็นตัววัดอัตราการไหลของอากาศก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ จากนั้นจะเข้าสู่อุปกรณ์จัดระเบียบการไหล (Flow Straightener) ทำหน้าที่จัดระเบียบการไหลของอากาศและเข้าสู่ช่วงปรับสภาพการไหลที่มีความยาวมากพอให้อากาศปรับสภาพการไหลให้มีลักษณะพัฒนาเต็มท่อ (Fully Developed Flow) ก่อนเข้าสู่ส่วนทดสอบ ท่อทองแดงที่ใช้ในการทดสอบถูกติดตั้งด้วยขดลวดความร้อนแบบฮีตเตอร์รัดท่อ (Band Heater) และทำการจ่ายความร้อนให้แก่ท่อทดสอบแบบสภาวะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant Heat Flux) และท่อทองแดงจะถูกหุ้มฉนวนอย่างดี เพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนสู่บรรยากาศ โดยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K (K-Type Thermocouple) จำนวน 14 ตัว จะถูกติดตั้งที่ผิวท่อด้านบน 12 ตัว และวัดอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกของท่อทดสอบอีก 2 ตัว จากนั้นจะส่งสัญญาณไปยังระบบเก็บข้อมูลรุ่น HIOLKI LR8431-20 นอกจากนั้นค่า

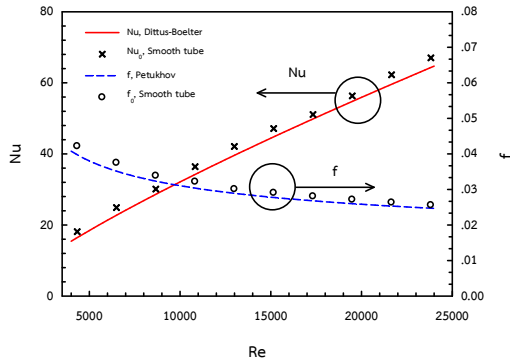
ความดันตกคร่อม (Pressure Drop) จะถูกวัดที่ทางเข้าและทางออกชุดทดสอบ ด้วยดิจิทัลดามอนิเตอร์ รุ่น Testo 510

5. ผลการทดลอง

5.1 การทดสอบท่อผิวเรียบ

ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re จากผลการทดสอบท่อผิวเรียบ ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบระหว่างค่า Nu จากผลการทดลองกับสมการสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และค่า f จากผลการทดลองกับสมการสหสัมพันธ์ของ Petukhov สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 3 จากรูปแสดงให้เห็นว่าค่า Nu จากการทดลองจะมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันและยังมีค่าใกล้เคียงกับการคำนวณจากสมการสหสัมพันธ์ ซึ่งพบว่า Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ Nu มีค่าเพิ่มขึ้นสำหรับค่าตัวประกอบความเสียดทาน (f) จากการทดลองพบว่าค่า f จากการทดลองจะมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันกับสมการสหสัมพันธ์และยังมีค่าใกล้เคียงกัน โดยที่ Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า f ลดลง ดังนั้นจากการตรวจสอบค่า Nu และ f แสดงให้เห็นว่าอุปกรณ์การ

ทดลองในงานวิจัยนี้มีความน่าเชื่อถือและเหมาะสมที่จะนำไปใช้ในการทดลองต่อไป



รูปที่ 3 การทดสอบท่อผิวเรียบ

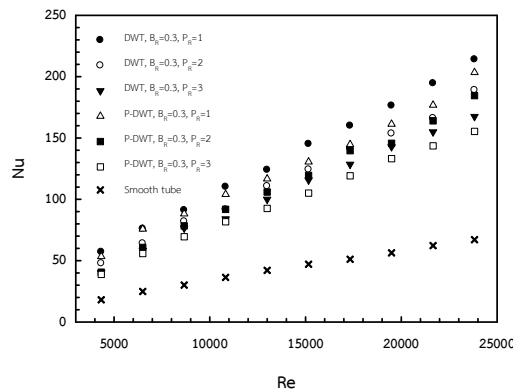
5.1 อิทธิพลของ P_R ต่อการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนในทอมของ Nu กับความเร็วของของไหล (อากาศ) ในทอมของ Re จากการทดลองพบว่าค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Re เพิ่มขึ้น ซึ่งผลการทดลองที่แผ่นปีกสามเหลี่ยมทุกกรณีจะมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน เมื่อค่า Re ที่เพิ่มขึ้นจะทำให้เกิดกระแสการไหลแบบปั่นป่วนหรือหมุนวน ซึ่งจะไปรบกวนการพัฒนาชั้นขอบเขตความร้อนที่ผิวท่อทดสอบจึงทำให้ถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้น โดยการทดลองจะดำเนินการด้วยการสอดใส่ตัวสร้างความปั่นป่วนแบบแผ่นปีกสามเหลี่ยม (Delta-Winglet Tapes; DWT) กับแผ่นปีกสามเหลี่ยมพ่น (Perforated Delta-Winglet Tapes; P-DWT) ที่สภาวะการทดลอง $B_R = 0.3$ จากการทดลองพบว่าการติดตั้ง DWT กับ P-DWT ภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเพิ่ม Nu ได้อย่างดีเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ นอกจากนี้ยังพบว่าถ้าพิจารณาที่ Re คงที่ใด ๆ ทุกค่า Re จะมีแนวโน้มที่เพิ่มไปในทิศทางเดียวกัน คือ ค่า P_R มีค่าลดลง ทำให้ค่า Nu มีค่าเพิ่มสูงขึ้น โดย $P_R = 1$ ให้ค่า Nu สูงสุดในกรณีทดสอบ ซึ่งมีความสอดคล้องกับงานวิจัยที่

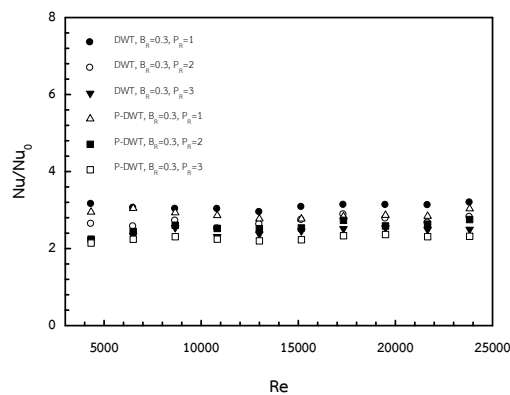
ผ่านมา (เอกสารอ้างอิง [2], [23]) ที่ได้อธิบายไว้ว่าปีกที่มีระยะพิตช์น้อยหรือถี่จะมีระดับการไหลหมุนควงตามแนวกระแสการไหล (Longitudinal Vortex Generator) ที่แข็งแกร่งกว่ากรณีระยะพิตช์ค่ามากหรือห่าง ทำให้สามารถขัดขวางการพัฒนาชั้นขอบเขตความร้อน (Thermal Boundary Layer) บริเวณผิวท่อได้ดียิ่งขึ้นให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Coefficient ; h) มีค่าเพิ่มสูงขึ้น ในขณะที่เดียวกันเมื่อทำการเปรียบเทียบค่า Nu ระหว่างปีกแบบ DWT กับปีกแบบ P-DWT ที่ Re และ P_R คงที่ใด ๆ พบว่าปีกแบบ DWT จะให้ค่า Nu สูงกว่า ปีกแบบ P-DWT เล็กน้อย เนื่องจากผลของรูเจาะในปีกแบบ P-DWT จะทำให้ความรุนแรงในการไหลของของไหลลดลงเล็กน้อย ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าลดลง โดยงานวิจัยนี้ได้ทำการเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 กับ Re จากรูปที่ 5 พบว่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยตามการเพิ่มขึ้นของค่า Re ของปีกทั้งสองแบบ (DWT & P-DWT) นอกจากนี้เมื่อทำการเปรียบเทียบค่า Nu/Nu_0 ระหว่างปีก DWT กับปีก P-DWT ที่ค่า Re คงที่ พบว่าค่า Nu/Nu_0 ของปีก DWT มีค่าสูงกว่าปีก P-DWT โดยที่ระยะพิตช์ $P_R = 1, 2$ และ 3 พบว่าปีก DWT มีค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 3.15-3.19, 2.64-2.82 และ 2.22-2.50 ตามลำดับ และปีก P-DWT มีค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 2.95-3.03, 2.24-2.75 และ 2.14-2.32 ตามลำดับ

5.2 อิทธิพลของ B_R ต่อการถ่ายเทความร้อน

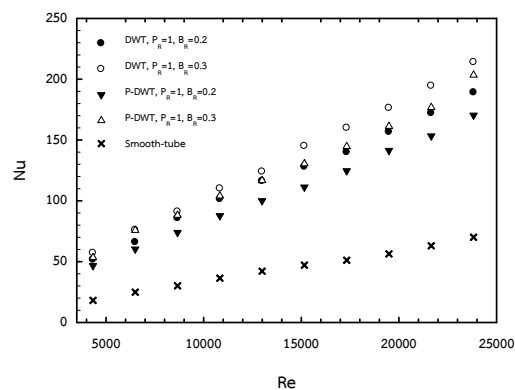
รูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu กับ Re ที่สภาวะการทดลอง $P_R = 1$ จากการทดลองพบว่าค่า Nu มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม Re เพิ่มขึ้น ซึ่งผลการทดลองทุกกรณีจะมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน นอกจากนี้ยังพบว่าถ้าพิจารณาที่ Re คงที่ใด ๆ โดย Nu มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อสัดส่วนความสูงของปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (B_R) เพิ่มขึ้น $B_R = 0.30$ ให้ค่า Nu สูงสุดในกรณีทดสอบ เนื่องจากการมีปีกที่มีค่าความสูงมากจะมีระดับการไหล



รูปที่ 4 อิทธิพลของ P_R ต่อ Nu



รูปที่ 5 อิทธิพลของ P_R ต่อ Nu/Nu_0



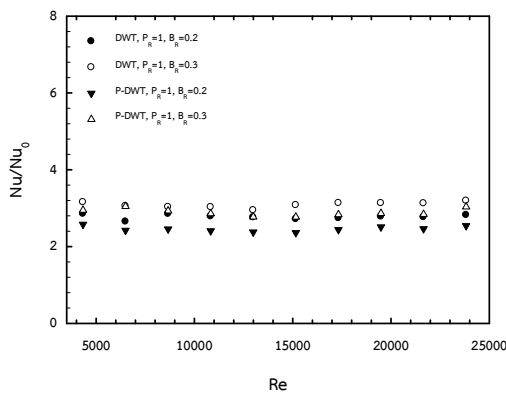
รูปที่ 6 อิทธิพลของ B_R ต่อ Nu

หมุนควงตามแนวกระแสดังกล่าวที่คล้ายกับกรณี
ระยะพิตซ์ต่ำ ๆ โดยปรากฏการณ์ดังกล่าวได้ถูกอธิบายไว้
ในรูปที่ 4 แล้วจึงไม่ขอกล่าวซ้ำอีก ในขณะเดียวกันเมื่อทำ
การเปรียบเทียบค่า Nu ระหว่างปีกแบบ DWT กับปีก
แบบ P-DWT ที่ Re และ B_R คงที่ใด ๆ พบว่าปีกแบบ
DWT จะให้ค่า Nu สูงกว่า ปีกแบบ P-DWT เนื่องจากผล
ของรูเจาะในปีกแบบ P-DWT โดยงานวิจัยนี้ได้ทำการ
เปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 กับ Re จาก
รูปที่ 7 พบว่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มเปลี่ยนแปลงเล็กน้อย
ตามการเพิ่มขึ้นของค่า Re ของปีกทั้งสองแบบ (DWT &
P-DWT) และเปรียบเทียบค่า Nu/Nu_0 ที่ค่า Re คงที่
พบว่าค่า Nu/Nu_0 ของปีก DWT มีค่าสูงกว่าปีก P-DWT
โดยปีก DWT ที่ $B_R = 0.30$ มีค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 3.15-
3.19 และ $B_R = 0.20$ มีค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 2.82-2.85
ขณะที่ปีก P-DWT ที่ $B_R = 0.30$ มีค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง
2.95-3.03 และ $B_R = 0.20$ มีค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 2.54-
2.58

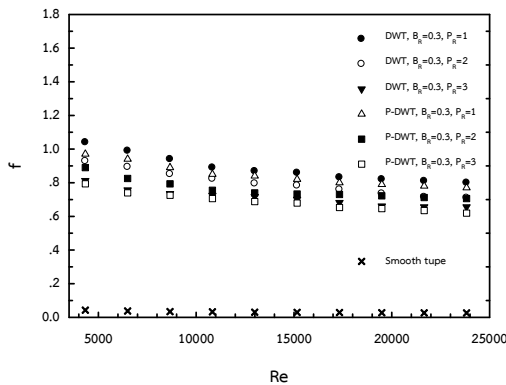
5.3 อิทธิพลของ P_R ต่อความเสียดทานเนื่องจากการไหล

ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบความเสียดทาน
เป็นตัวแปรไร้มิติของความดันตกคร่อม (f) กับ Re แสดง
ดังรูปที่ 8 พบว่าค่า f มีแนวโน้มลดลงเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น
ซึ่งผลการทดลองที่แผ่นปีกสามเหลี่ยมทุกกรณีจะมี
แนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน นอกจากนี้ยังพบว่าถ้า
พิจารณาที่ Re คงที่ใด ๆ โดยการใส่ปีก DWT ภายในท่อ
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ $P_R = 1$ มีค่า f สูงสุดในกรณี
ทดสอบ เนื่องจากการใส่แผ่นปีกที่มีระยะพิตซ์ที่ถี่ชิดขวาง
กระแสดังกล่าวของไหล ทำให้มีระดับความปั่นป่วน
ภายในท่อทดสอบสูง ส่งผลให้ค่าความดันตกคร่อม (ΔP)
เพิ่มขึ้นมากกว่ากรณีปีกที่มีระยะพิตซ์ห่าง ในขณะเดียวกัน
เมื่อทำการเปรียบเทียบค่า f ระหว่างปีก DWT กับปีก P-
DWT ที่ Re และ P_R คงที่ใด ๆ พบว่าปีกแบบ P-DWT จะ
ให้ค่า f ต่ำกว่า ปีกแบบ DWT เนื่องจากการเจาะรูในปีก
P-DWT สามารถลด ΔP ได้ดีกว่าปีก DWT ซึ่งมีแนวโน้ม
ไปในทิศทางเช่นเดียวกันกับงานวิจัยที่ผ่านมา

(เอกสารอ้างอิง [25]) โดยงานวิจัยได้ทำการเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 กับ Re กรณีใส่ปีก DWT กับปีก P-DWT ภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แสดงดังรูปที่ 9 พบว่า ค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นตาม Re ที่เพิ่มขึ้น ซึ่งผลการทดลองทุกกรณีจะมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน นอกจากนี้เมื่อทำการเปรียบเทียบค่า f/f_0 ระหว่างปีก DWT กับปีก P-DWT ที่ค่า Re คงที่ พบว่าค่า f/f_0 ของปีก P-DWT มีค่าต่ำกว่าปีก DWT โดยที่ระยะพิทช์ $P_R = 1, 2$ และ 3 พบว่าปีก P-DWT มีค่า f/f_0 อยู่ในช่วง 22.93-30.10, 21.10-27.60 และ 18.80-24.20 ตามลำดับ และปีก DWT มีค่า f/f_0 อยู่ในช่วง 24.95-31.50, 22.02 - 27.75 และ 19.27-25.65 ตามลำดับ



รูปที่ 7 อิทธิพลของ B_R ต่อ Nu/Nu_0



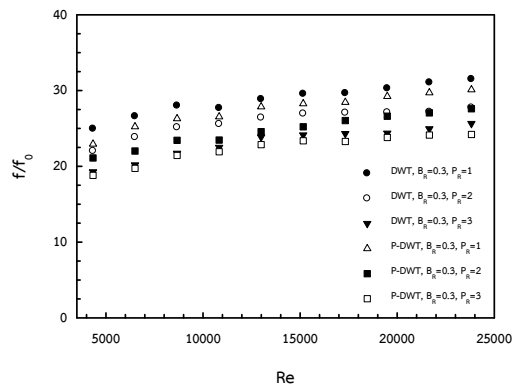
รูปที่ 8 อิทธิพลของ P_R ต่อ f

5.4 อิทธิพลของ B_R ต่อความเสียดทานเนื่องจากท่อไหล

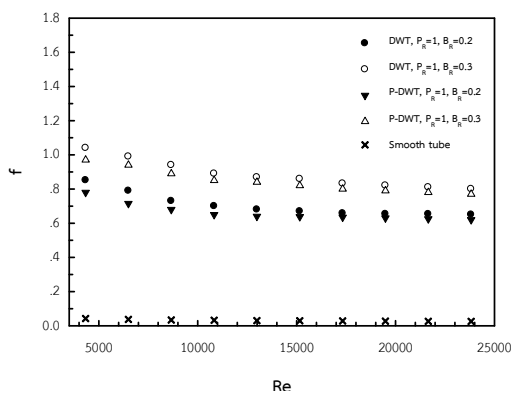
ความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re แสดงดังรูปที่ 10 พบว่าค่า f มีแนวโน้มลดลงเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ซึ่งผลการทดลองที่แผ่นปีกสามเหลี่ยมทุกกรณีจะมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน นอกจากนี้ยังถ้าพิจารณาที่ Re คงที่ใด ๆ พบว่าการใส่แผ่นปีกทั้งสองกรณี (DWT & P-DWT) ภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ $B_R = 0.30$ มีค่า f สูงสุดในกรณีทดสอบ เนื่องจากการใส่แผ่นปีกที่มีค่าความสูงมากจะขัดขวางกระแสการไหลของของไหล ส่งผลให้ค่าความดันตกคร่อม (ΔP) เพิ่มขึ้นมากกว่ากรณีปีกที่มีค่าความสูงน้อย ในขณะเดียวกันเมื่อทำการเปรียบเทียบค่า f ระหว่างปีก DWT กับปีก P-DWT ที่ Re และ B_R คงที่ใด ๆ พบว่าปีกแบบ P-DWT จะให้ค่า f ต่ำกว่า ปีกแบบ DWT เนื่องจากผลของการเจาะรูในปีก P-DWT สามารถลด ΔP ได้ดีกว่าปีก DWT เช่นเดียวกับงานวิจัยที่ผ่านมา (เอกสารอ้างอิง [25]) โดยงานวิจัยได้ทำการเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 กับ Re จากรูปที่ 11 พบว่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นตามค่า Re ทุกกรณี นอกจากนี้เมื่อทำการเปรียบเทียบค่า f/f_0 ระหว่างปีก DWT กับปีก P-DWT ที่ค่า Re คงที่ พบว่าปีก P-DWT สามารถลดค่า f/f_0 ได้ดีกว่าปีก DWT โดยปีก P-DWT ที่ $B_R = 0.30$ มีค่า f/f_0 อยู่ในช่วง 22.93-30.10 และ $B_R = 0.20$ มีค่า f/f_0 อยู่ในช่วง 18.35-26.00 ขณะที่ปีก DWT ที่ $B_R = 0.30$ มีค่า f/f_0 อยู่ในช่วง 24.95-31.50 และ $B_R = 0.20$ มีค่า f/f_0 อยู่ในช่วง 20.18-26.10

5.5 อิทธิพลของ P_R และ B_R ต่อ TEF

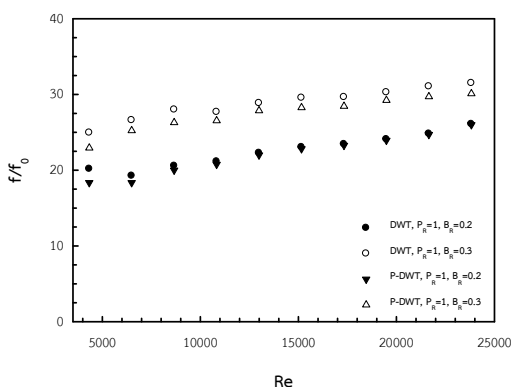
ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor, TEF) ซึ่งพิจารณาที่ค่ากำลังขับเดียวกันของแหล่งจ่าย (พัดลมแรงดันสูง) กับค่า Re แสดงดังรูปที่ 12 พบว่าค่า TEF มีแนวโน้มเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยตามการเพิ่มขึ้นของค่า Re ในขณะเดียวกันงานวิจัยนี้ได้ทำการเปรียบเทียบค่าความสัมพันธ์ระหว่าง TEF ที่ค่า P_R ใด ๆ ระหว่างปีก DWT กับปีก P-DWT ที่ค่า Re คงที่ พบว่าปีก P-DWT จะ



รูปที่ 9 อิทธิพลของ P_R ต่อ f/f_0

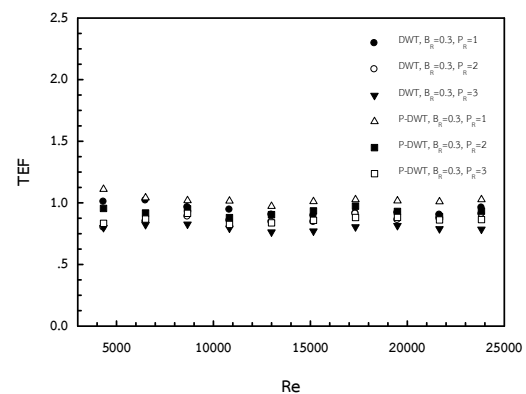


รูปที่ 10 อิทธิพลของ B_R ต่อ f

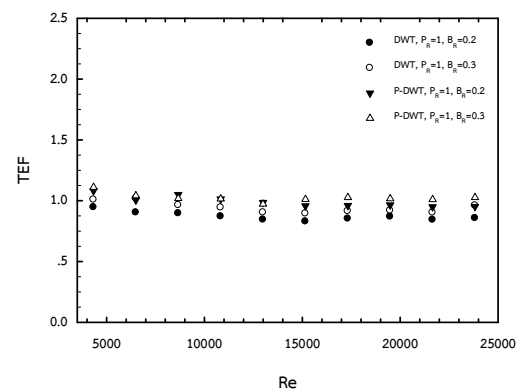


รูปที่ 11 อิทธิพลของ B_R ต่อ f/f_0

มีค่า TEF สูงกว่าค่าที่ปิก DWT นอกจากนี้ถ้าพิจารณาอิทธิพลของ B_R ต่อ TEF แสดงดังรูปที่ 13 โดยทำการเปรียบเทียบค่าความสัมพันธ์ระหว่าง TEF ที่ค่า B_R ใด ๆ ระหว่างปิก DWT กับปิก P-DWT ที่ค่า Re คงที่ พบว่าปิก P-DWT จะมีค่า TEF สูงกว่าค่าที่ปิก DWT โดยกรณีติดตั้งปิก P-DWT ภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ $P_R=1$ และ $B_R=0.3$ มีค่า TEF สูงสุดในกรณีทดสอบเท่ากับ 1.12 ซึ่งสามารถอธิบายได้ด้วยค่า f/f_0 ที่น้อยกว่าทำให้ปิก P-DWT มีค่า TEF สูงกว่าปิก DWT



รูปที่ 12 อิทธิพลของ P_R ต่อ TEF



รูปที่ 13 อิทธิพลของ B_R ต่อ TEF

6. สรุป

การถ่ายเทความร้อน (Nu) มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น และตัวประกอบความเสียดทาน (f) มีแนวโน้มลดลงตามกับความเร็วของของไหล (Re) ที่มีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งผลการทดลองที่แผ่นปีกสามเหลี่ยมทุกกรณีจะมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน โดยค่า Re ที่เพิ่มขึ้นจะทำให้เกิดกระแสการไหลแบบปั่นป่วนหรือหมุนวน ซึ่งจะไปรบกวนการพัฒนาชั้นขอบเขตความร้อนที่ผิวท่อทดสอบจึงทำให้ถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้น การติดตั้ง DWT กับ P-DWT ภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเพิ่ม Nu ได้อย่างดีเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ (Nu/Nu_0) แต่ในทางตรงกันข้ามก็จะส่งผลให้ f มีค่าเพิ่มขึ้นเช่นกัน นอกจากนี้ถ้าพิจารณาที่ Re คงที่ใด ๆ พบว่าเมื่อ B_R มีค่าเพิ่มขึ้นส่งผลให้ Nu และ f มีค่าเพิ่มขึ้นตาม ขณะที่ P_R เพิ่มขึ้น ค่า Nu และ f มีแนวโน้มลดลง ในขณะเดียวกันเมื่อทำการเปรียบเทียบค่า Nu, Nu/Nu_0 , f และ f/f_0 ระหว่างปีกแบบ DWT กับปีกแบบ P-DWT ที่ Re และ P_R คงที่ใด ๆ พบว่าปีกแบบ DWT จะให้ค่า Nu และ Nu/Nu_0 สูงกว่า ปีกแบบ P-DWT เนื่องจากผลของรูเจาะในปีกแบบ P-DWT จะทำให้ความรุนแรงในการไหลของของไหลลดลงเล็กน้อย ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าลดลง แต่ในทางตรงกันข้ามปีกแบบ P-DWT สามารถลด f และ f/f_0 ได้ดีกว่าปีก DWT โดยค่า TEF กรณีใส่ปีก P-DWT ที่ $P_R = 1$ และ $B_R = 0.3$ ให้ค่าสูงสุดของการทดสอบ

7. กิตติกรรมประกาศ

โครงการวิจัยได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน ตามสัญญาเลขที่ NKR2565INC001 และขอบคุณสาขาวิศวกรรมพลังงานและการปรับอากาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน นครราชสีมา ที่เอื้อเฟื้อสถานที่และอุปกรณ์การทดลองในการทำวิจัยในครั้งนี้

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] S. Liu and M. Sakr, "A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 19, pp. 64–81, 2013.
- [2] P. Hoonpong and S. Skullong, "Heat transfer enhancement in turbulent tube flow through delta-winglet tapes," *The Journal of KMUTNB*, vol. 28, no. 3, pp. 557–566, 2018.
- [3] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, P. Promvonge, "Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert", *Int. Commun. Heat. Mass. Transf.*, vol. 36, pp. 365–371, 2009.
- [4] H. Bas, V. Ozceyhan, "Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 41, pp. 51–58, 2012.
- [5] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Promvonge, "Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements," *Int. Commun. Heat. Mass. Transf.* vol. 33, pp. 1225–1233, 2006.
- [6] M. M. K. Bhuiya, M. S. U. Chowdhury, M. Saha and M. T. Islam, "Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts," *Int. Commun. Heat. Mass. Transf.*, vol. 46, pp. 49–57, 2013.
- [7] T. Chompookham, "Thermal Enhancement Technique in Circular Duct with Twisted Tape," *UBU Engineering Journal.*, vol. 2, pp. 85–100, 2013.

- [8] A. Sroysroy, U. Phongrasamee, C. Chooppava and J. Kuntong, "Heat transfer enhancement in a circular tube inserted with wavy twisted," *KKU Science Journal*, vol. 48, no. 3, pp. 440-449, 2020.
- [9] P. Promvonge and S. Skullong, "Heat transfer in a tube with combined V-winglet and twin counter-twisted tape," *Case Stud. in Therm. Eng.*, vol. 26, pp. 1-10, 2021.
- [10] C. Thianpong, K. Yongsiri, K. Nanan and S. Eiamsa-ard, "Thermal performance evaluation of heat exchangers fitted with twisted ring turbulators," *Int. Commun. Heat. Mass Transf.*, vol. 39, pp. 861-868, 2012.
- [11] W. Chingtuaythong and S. Chokphoemphun, "Thermal performance augmentation in heat exchanger tube with oval-pentagon ring," *J. Res. Appl. Mech. Eng.*, vol. 6, no. 1, pp. 50-62, 2018.
- [12] W. Chingtuaythong, S. Chokphoemphun, S. Thongdaeng, A. Donmuan and B. Lamlerd., "Study on Turbulent Air Flow and Heat Transfer Characteristics of a Tube Inserted the Diamond-diamond Rings Turbulator," *Journal of Industrial Technology*, vol. 13, no. 2, pp. 161-168., 2018.
- [13] P. Promvonge and S. Skullong, "Thermal characterization in circular tube inserted with diamond-shaped rings," *J. Res. Appl. Mech. Eng.*, vol. 7, no. 1, pp. 1-10, 2019.
- [14] P. Hoonpong, P. Promvonge and S. Skullong, "Experimental study of thermal performance in the tubular heat exchanger using inclined perforated vertex rings," *J. Res. Appl. Mech. Eng.*, vol.,8, no. 2, pp. 148-157, 2020.
- [15] P. Hoonpong and S. Skullong. "Experimental investigation on heat transfer and fluid flow characteristics in a heat exchanger Cylindrical tube with perforated-wing-tape insert," *Journal of Industrial Technology*, vol. 11, no.1, pp. 29-37. 2016.
- [16] Lei, Y., Zheng, F., Song, C. and Lyu, Y, "Improving the thermal hydraulic performance of a circular tube by using punched delta-winglet vortex generators," *Int. J. Heat Mass Tran.*, vol. 111, pp. 299-311. 2017.
- [17] C. Khanoknaiyakarn, P. Promvonge, C. Thianpong and S. Skullong. "Performance improvement in a tubular heat exchanger by punched delta-winglet vortex generators," in *8th TSME-International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME 2017)*, Bangkok, 12-15 December 2017.
- [18] A.T. Wijayanta, T. Istanto, K. Kariya, and A. Miyara, "Heat transfer enhancement of internal flow by inserting punched delta winglet vortex generators with various attack angles," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 87, pp. 141-148, 2017.

- [19] A.T. Wijayanta, I. Yaningsih, W.E. Juwana, M. Aziz, T. Miyazaki, "Effect of wing-pitch ratio of double-sided delta-wing tape insert on the improvement of convective heat transfer," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 151, 106261, 2020.
- [20] S. Skullong, P. Promvonge, N. Jayranaiwachira and C. Thianpong, "Experimental and numerical heat transfer investigation in a tubular heat exchanger with delta-wing tape inserts," *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, vol. 109, pp. 164-177, 2016.
- [21] N. Koolnapadol, S. Sripattanapipat and S. Skullong, "Effect of pitch spacing of delta-winglet on thermal characteristics in a heat exchanger tube," *J. Res. Appl. Mech. Eng.*, vol. 4, no. 2, pp.166-174, 2016.
- [22] S. Skullong, P. Promvonge, C. Thianpong and N. Jayranaiwachira, "Thermal behaviors in a round tube equipped with quadruple perforated-delta-winglet pairs," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 115, pp. 229-243, 2017.
- [23] P. Promvonge and S. Skullong, "Thermo-hydraulic performance in heat exchanger tube with V-shaped winglet vortex generator," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 164, 114424, 2020.
- [24] P. Promvonge, P. Promthaisong and S. Skullong, "Thermal performance augmentation in round tube with louvered V-winglet vortex generator," *Int. J. Heat Mass Tran.*, vol. 182, 121913, 2022.
- [25] S. Skullong, P. Promvonge, C. Thianpong, N. Jayranaiwachira and M. Pimsarn, "Thermal performance of heat exchanger tube inserted with curved winglet tapes," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 129, pp. 1197-1211, 2018.
- [26] P. Promvonge, P. Promthaisong and S. Skullong, "Experimental and numerical heat transfer study of turbulent tube flow through discrete V-winglets," *Int. J. Heat Mass Tran.*, vol. 151, 119351, 2020.
- [27] C.W. Leung, S. Chen, T.T. Wong and S.D. Probert, "Forced convection and pressure drop in a horizontal triangular-sectional duct with V-grooved (i.e. orthogonal to the mean flow) inner surfaces," *Appl. Energy*, vol. 66, pp. 199-211, 2000.
- [28] S. Singh, S. Chander and J.S. Saini, "Investigations on thermo-hydraulic performance due to flow-attack-angle in V-down rib with gap in a rectangular duct of solar air heater," *Appl Energy*, vol. 97, pp. 907-912, 2012.
- [29] P. Promvonge and S. Skullong, "Heat transfer in solar receiver heat exchanger with combined punched-V-ribs and chamfer-V-grooves," *Int. J. Heat Mass Tran.*, vol. 143, 118486, 2019.
- [30] A. Alam, R.P. Saini, J.S. Saini, "Experimental investigation on heat transfer enhancement due to V-shaped perforated blocks in a rectangular duct of solar air heater," *Energy Convers. Manag.*, vol. 81, pp. 374-383, 2014.

- [31] A. Alam, R.P. Saini, J.S. Saini, “Effect of circularity of perforation holes in V-shaped blockages on heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 86, pp. 952-963, 2014.
- [32] A. Kumar, R. Chauhan, R. Kumar, T. Singh, M. Sethi and A. Sharma “Developing heat transfer and pressure loss in an air passage with multi discrete V-blockages,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 84, pp. 266-278, 2017.
- [33] R. Kumar, M. Sethi, R. Chauhan, and A. Kumar, “Experimental study of enhancement of heat transfer and pressure drop in a solar air channel with discretized broken V-pattern baffle,” *Renew. Energy*, vol. 101, pp. 856-872, 2017.