



Proceedings

The 31st Conference

of Mechanical Engineering Network of Thailand

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 31

ระหว่างวันที่ 4 - 7 กรกฎาคม 2560

ณ โรงแรมภูเขางาม รีสอร์ท จ.นครนายก



ETM-09.....	1141
การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบผลิตแก๊สไฮโดรเจนที่ให้พลังงานด้วยระบบ PV/T บุญญฤทธิ์ ประสาทแก้ว ^{1*} มานพ แยมแพง ¹ และ อิศกฤตา โลหพรหม ²	
ETM-10.....	1148
อิทธิพลของห้องอากาศที่มีขนาดแตกต่างกันต่อประสิทธิภาพของเครื่องตะบันน้ำ ชิตพล คงศิลา ^{1*}	
ETM-11.....	1155
การเพิ่มค่า COP ของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยใช้การระบายความร้อนด้วยอากาศ ร่วมกับการระเหยของน้ำ กรณีศึกษาตัวกลางจาก ไบโอบบ เยื่อกระดาษ และแผงรังผึ้ง ยุทธชัย เกียวสนเทียะ ¹	
ETM12.....	
ETM-13.....	1161
การถ่ายเทความร้อนและความเสียหายในท่ออุณหอากาศพลังแสงอาทิตย์ด้วยการติดตั้งปีกโค้ง บนแผ่นดูดซับความร้อน ไชติวุฒิ ประสพสุข ¹ , วิฑูรย์ ชิงถ้วยทอง ¹ , พงษ์เจต พรหมวงศ์ ² , สุรชาติพิย วิทยปียานนท์ ³ และ สมพล สกุลหลง ^{3*}	
ETM-14.....	1169
อิทธิพลของแผ่นกันวางเอียงต่อสมรรถนะเชิงความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส นรินทร์ กลุณภาดล ¹ , สุริยา โชคเพิ่มพูน ² , พงษ์เจต พรหมวงศ์ ³ , พิทักษ์ พร้อมไธสง ⁴ , ประทาน ศรีชัย ⁵ และ สมพล สกุลหลง ^{6*}	
ETM-15.....	1178
พฤติกรรมความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งแผ่นปีกสี่เหลี่ยม ภาณุวัฒน์ หุ่นพงษ์ ¹ , สุภัทรชัย สุวรรณพันธ์ ² ,ธีรพัฒน์ ชมภูคำ ³ , พงษ์เจต พรหมวงศ์ ⁴ , และ สมพล สกุลหลง ^{5*}	
ETM-16.....	1187
เครื่องอบแห้งลำไยเฉพาะเนื้อโดยใช้ไอน้ำร้อนยวดยิ่งที่ความดันต่ำ อารีย์ อัจฉริยวิริยะ ^{1, 2} , กอดขวัญ นามสงวน ^{1, 2*} และ ศิวัะ อัจฉริยวิริยะ ^{1, 2}	
ETM-17.....	1194
แนวทางการปรับปรุงเพื่อเพิ่มสมรรถนะของเครื่องอบแห้งลำไยเฉพาะเนื้อโดยใช้พลังงานชีวมวล ศิวัะ อัจฉริยวิริยะ ¹ , จตุรพักร์ ปณณวลี ¹ และ อารีย์ อัจฉริยวิริยะ ^{1*}	
ETM-18.....	1201
การศึกษาการพาความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการใส่วงแหวน 5 เหลี่ยม นรินทร์ กลุณภาดล ¹ , พงษ์เจต พรหมวงศ์ ² และ วิฑูรย์ ชิงถ้วยทอง ^{3*}	
ETM-19.....	1211
การเพิ่มประสิทธิภาพของแผงโซลาร์เซลล์โดยรูปแบบการวางแผงพาราโบลา อภิชน มุ่งชู ^{1*} , สถิตพงศ์ เสงี่ยมศักดิ์ ¹ , สุพัตรา บุไธสง ¹	



พฤติกรรมความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งแผ่นปีกสี่เหลี่ยม

Thermal characteristics in round tube fitted with rectangular-winglet tape

ภาณุวัฒน์ หุ่นพงษ์¹, สุภัทรชัย สุวรรณพันธุ์², อีร์ฟานน์ ชมภูคำ³, พงษ์เจต พรหมวงศ์⁴, และ สมพล สุกุลหลง^{5*}

¹ สาขาเทคโนโลยีเครื่องกล คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏเทพสตรี

321 ถนนนารายณ์มหาราช ตำบลทะเลชุบศร อำเภอเมือง จังหวัดลพบุรี 15000

² สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี วิทยาเขตขอนแก่น

150 หมู่ 6 ถ.ศรีจันทร์ ต.ในเมือง อ.เมืองขอนแก่น จ.ขอนแก่น 40000

³ ห้องวิจัยท่อความร้อนและออกแบบเครื่องมือทางความร้อน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม

41/20 ตำบลขามเรียง อำเภอกันทรวิชัย จังหวัดมหาสารคาม 44150

⁴ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ซอยฉลองกรุง 1 ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

⁵ กลุ่มวิจัยระบบพลังงาน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ศรีราชา มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา

199 หมู่ 6 ถนนสุขุมวิท ตำบลทุ่งสุขลา อำเภศรีราชา จังหวัดชลบุรี 20230

*ติดต่อ: E-mail: sfengsps@src.ku.ac.th, sompol@eng.src.ku.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการศึกษาผลกระทบของการติดตั้งแผ่นปีกสี่เหลี่ยมผืนผ้าต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสภาวะพลาซมาความร้อนคงที่ การทดสอบทำการปรับเปลี่ยนมุมปะทะปีก 4 ค่า ($\alpha = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ and 90°) โดยมีสัดส่วนความสูงปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (BR=0.3) และสัดส่วนระยะพิชปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (PR=2) คงที่ จุดประสงค์ของการติดตั้งแผ่นปีกเพื่อช่วยสร้างการไหลหมุนควงตามแนวแกนของท่อซึ่งส่งผลให้เกิดความปั่นป่วนที่นำไปสู่การเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อน การทดลองดำเนินการโดยใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วนที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส 4200 ถึง 25,900 การทดลองมีการเปรียบเทียบระหว่างท่อที่มีการติดตั้งแผ่นปีกและท่อเปล่าผิวเรียบ ผลการทดลองพบว่า การติดตั้งแผ่นปีกสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ถึง 3.68 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ ขณะที่ตัวประกอบเสียดทานมีค่าสูงถึง 27.49 เท่า แผ่นปีกที่ $\alpha = 60^\circ$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนในเทอมของเลขนัสเซลท์และความเสียดทานในเทอมของตัวประกอบเสียดทานสูงสุดแต่แผ่นปีกที่ $\alpha = 30^\circ$ ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.5 ที่ค่าเลขเรย์โนลด์สต่ำสุด

คำหลัก: การถ่ายเทความร้อน, ปีกสี่เหลี่ยม, การไหลหมุนควง, ความเสียดทาน, สมรรถนะเชิงความร้อน

Abstract

The article presents an investigation of the effect of rectangular-winglet tape (RWT) insert on heat transfer and pressure loss behaviors in a constant heat fluxed tube. The effect of pertinent RWT parameters such as four winglet attack angle ($\alpha = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ and 90°) at a single relative winglet height (BR=0.3) and relative winglet pitch (PR=3) on thermal characteristics is examined. The aim at using the RWT inserted is to create longitudinal vortex flow in the tube to help increase the turbulence intensity leading to higher heat transfer enhancement. The measurements have been



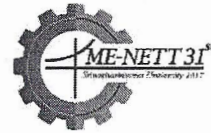
conducted for the airflow rate based on Reynolds numbers (Re) in the turbulent regime from 4200 to 25,900. The experiments using the plain tube and the tubes with RWTs were also carried out for assessment. The experimental results reveal that the RWT can considerably enhance the heat transfer rate up to 3.68 times above the plain tube whereas the friction factor is up to 27.49 times. The RWT with $\alpha = 60^\circ$ yields the maximum Nusselt number (Nu) and friction factor (f) but the one with $\alpha = 30^\circ$ provides the highest thermal performance of about 1.5 at lower Re.

Keywords: Heat transfer, Rectangular winglet, Vortex generator, Friction loss, Thermal performance.

1. บทนำ

พลังงานเป็นปัจจัยขับเคลื่อนที่สำคัญในโลกปัจจุบันและมีบทบาทสำคัญในการเจริญเติบโตทางด้านเศรษฐกิจและการพัฒนาอุตสาหกรรม การเพิ่มขึ้นของประชากรและความต้องการทางด้านพลังงานมีมากขึ้นทุกปีทำให้นักวิจัยตระหนักถึงปริมาณพลังงานที่ลดลงอย่างต่อเนื่อง เพื่อลดการใช้ทรัพยากรพลังงาน นักวิจัยจำนวนมากจึงมีแนวคิดในการเพิ่มประสิทธิภาพให้แก่อุปกรณ์ที่มีอยู่เดิมเพื่อประหยัดพลังงาน ลดขนาด รวมทั้งลดต้นทุนในการผลิตอุปกรณ์ทางด้านพลังงาน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่ใช้พลังงานความร้อนและเป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในงานทางด้านวิศวกรรม การเพิ่มสมรรถนะให้แก่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นอย่างยิ่งโดยส่วนใหญ่อุปกรณ์สร้างการไหลปั่นป่วน (Turbulator device) เช่น ลวดขด (Wire coil) และใบบิด (Twisted tape) ได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Convective heat transfer coefficient) ให้แก่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดย Promvong [1] ทำการทดลองเพื่อเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยติดตั้งลวดขดหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัสเปรียบเทียบกับลวดขดหน้าตัดกลมในช่วงการไหลปั่นป่วน ($Re=5000-25,000$) การทดลองแสดงให้เห็นว่าลวดขดหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัสให้ค่าสมรรถนะสูงสุดโดยมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 1.18 ขณะที่ลวดขดหน้าตัดกลมมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 1.1 ต่อมา Promvong [2] ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนให้แก่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อกลมด้วยวิธีการทดลองที่มี

อากาศเป็นของไหลทดสอบ ใบบิดและลวดขดถูกใส่ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ผลการทดลองพบว่า การใช้ลวดขดร่วมกับใบบิดให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าการใช้ใบบิดหรือลวดขดเพียงอย่างเดียวอย่างใดอย่างหนึ่ง Eiamsa-ard et al. [3] ทำการเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมด้วยการติดตั้งใบบิดแบบเว้นช่วงเทียบกับใบบิดยาวและสร้างสหสัมพันธ์ของค่าการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งค่าตัวประกอบเสียดทาน ผลการทดลองพบว่า ใบบิดยาวให้ค่าการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าการติดตั้งใบบิดแบบเว้นช่วง สหสัมพันธ์ของค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานมีความคลาดเคลื่อน $\pm 15\%$ ต่อมา Eiamsa-ard et al. [4] ศึกษาการพาความร้อนในท่อกลมด้วยการติดตั้งใบบิดระยะสั้น (short-length twisted tape) โดยมีอัตราส่วนระยะห่าง 3 ค่า ($LR=0.29, 0.43$ และ 0.57) และเปรียบเทียบกับใบบิดยาว จากการทดลองพบว่า ใบบิดที่ระยะ $0.29, 0.43$ และ 0.57 มีค่าการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าใบบิดยาว 14%, 9.5% และ 6.7% ขณะที่ตัวประกอบเสียดทานมีค่าต่ำกว่าใบบิดยาว 21%, 15.3% และ 10.5% ตามลำดับ Bhuiya et al. [5] ศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานการไหลของท่อกลมที่มีการติดตั้งใบบิดพรุณโดยมีอัตราส่วนความพรุณ 4 ค่า ($R_p=1.6, 4.5, 8.9$ และ 14.7%) จากการทดลองพบว่า การติดตั้งใบบิดพรุณให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความ



ร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบในช่วง 110–340, 110–360 และ 28–59% ตามลำดับ

จากงานวิจัยที่ผ่านมาข้างต้นแสดงให้เห็นว่า อุปกรณ์เหล่านั้นสามารถเพิ่มค่าสมรรถนะให้แก่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ในระดับหนึ่ง ต่อมาจึงได้มีการพัฒนาอุปกรณ์ดังกล่าวโดยมีจุดประสงค์เพื่อสร้างระดับการไหลให้แข็งแรงยิ่งขึ้นกว่าเดิม ซึ่งเรียกว่าการไหลหมุนวน (Vortex generator, VG) โดยอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนที่นิยมใช้ คือ ปีก (Winglet) ซึ่ง Xu et al. [6] ทำการจำลองเชิงตัวเลข (Numerical simulation) ของผลกระทบจากการติดตั้งปีกที่มีต่อค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ผลการจำลองพบว่า การติดตั้งปีกให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสูงการต่อผนังเรียบอย่างมาก ส่วนค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าสูงสุดที่กรณีติดตั้งปีกมุมปะทะ (α) 30° สัดส่วนความสูงปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (β) เท่ากับ 0.1 ต่อมา Skullong et al. [7] ศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับพฤติกรรมความร้อนและความต้านทานการไหลภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนชนิดแผ่นปีกพรุนวางเยื้อง ผลการทดลองพบว่า การติดตั้งอุปกรณ์ดังกล่าวให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน รวมทั้งสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบอย่างมาก Skullong et al. [8] ทำการศึกษาเชิงทดลองและวิเคราะห์หัตถวิธเชิงตัวเลขของการติดตั้งแผ่นปีกภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยพบว่าผลการทดลองและผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลขมีค่าใกล้เคียงกันและมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน การติดตั้งแผ่นปีกที่มีมุมปะทะ 30° และสัดส่วนระยะพิทช์ปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (PR) เท่ากับ 1 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดโดยมีค่าเท่ากับ 1.49 และมีค่าสูงกว่าอุปกรณ์สร้างการไหลปั่นป่วนชนิดบิดและลวดขดอย่างมาก

จากงานวิจัยที่ผ่านมาแสดงให้เห็นว่าการใช้ อุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนตามแนวแกนชนิดปีกสามารถช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนได้เป็นอย่างดี แต่ยังมีกรณีวิจัยอยู่

อย่างจำกัดและมีจำนวนน้อยเมื่อเทียบกับอุปกรณ์สร้างการไหลปั่นป่วน ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีแนวคิดในการพัฒนาอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนตามแนวแกนชนิดปีกเพื่อเพิ่มสมรรถนะให้แก่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อกลม โดยทำการติดตั้งแผ่นปีกรูปทรงสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีมุมปะทะปีก 4 ค่า ($\alpha = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ และ 90°) สัดส่วนความสูงปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ($b/D=BR$) และสัดส่วนระยะพิทช์ปีก ($P/D=PR$) ค่าเดียวคือ 0.3 และ 3 ตามลำดับ

2. ทฤษฎีในการวิเคราะห์

การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อน สัมประสิทธิ์การพาความร้อน เลขนัสเซลต์เฉลี่ย ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม แสดงดังสมการต่อไปนี้

$$Q_{air} = Q_{conv} \quad (1)$$

$$Q_{air} = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad (2)$$

ค่าการพาความร้อนที่ผิวสามารถเขียนได้ดังนี้

$$Q_{conv} = hA(\bar{T}_s - T_b) \quad (3)$$

เมื่อ

$$T_b = (T_o + T_i) / 2 \quad (4)$$

และ

$$\bar{T}_s = \sum T_s / 24 \quad (5)$$

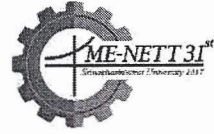
เมื่อ T_s คือ อุณหภูมิผิวท่อทดสอบแต่ละจุดตามแนวยาว ซึ่งไม่คิดความต้านทานความร้อนของท่อ โดยวัดอุณหภูมิที่ผนังท่อทดสอบจากทางเข้าถึงทางออกทั้ง 4 ด้านของท่อด้วยกัน 24 จุด ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสามารถหาได้ดังต่อไปนี้

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m} C_p (T_o - T_i) = IV \quad (6)$$

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(\bar{T}_s - T_b)} \quad (7)$$

และค่าเลขนัสเซลต์เฉลี่ยสามารถหาได้ดังนี้

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (8)$$



โดยที่

- A คือ พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน (m^2)
 C_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ ($J/kg \cdot K$)
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (m)
 I คือ กระแสไฟฟ้า (A)
 k คือ สภาพการนำความร้อน ($W/m \cdot K$)
 $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kg/s)
 $\tilde{T}_s$ คือ อุณหภูมิผิวเฉลี่ย ($^{\circ}C$)
 T_i คือ อุณหภูมิทางเข้า ($^{\circ}C$)
 T_o คือ อุณหภูมิทางออก ($^{\circ}C$)
 V คือ ค่าความต่างศักย์ (voltage)

ค่าเลขเรย์โนลด์ (Re) สำหรับการไหลของของไหลในท่อทดสอบ สามารถหาได้ดังนี้

$$Re = UD/\nu \quad (9)$$

เมื่อ U และ ν เป็นความเร็วเฉลี่ยและความหนืดเชิงจลน์ของอากาศ ตามลำดับ

และค่าตัวประกอบเสียดทาน (f) สามารถหาได้ดังนี้

$$f = \frac{2}{(L/D)} \frac{\Delta P}{\rho U^2} \quad (10)$$

เมื่อ ΔP คือ ค่าความดันตกคร่อมชุดทดสอบ L คือ ความยาวท่อทดสอบ และ ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล คุณสมบัติทางกายภาพของอากาศ ถูกกำหนดที่อุณหภูมิของไหลเฉลี่ย (T_b) จากสมการ (4)

สมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor, TEF) จากเอกสารอ้างอิง [1-8, 10, 11]

$$TEF = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) / \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (11)$$

3. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

3.1 อุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนชนิดปิก

แผ่นปิกที่ใช้สำหรับทดสอบและท่อทดสอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดังรูปที่ 1 จากรูปท่อทดสอบมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) 50 มิลลิเมตร ยาว

(L) 1200 มิลลิเมตร การทำชิ้นงาน (ปิก) ทำโดยใช้แผ่นอะลูมิเนียมที่มีความหนา (t) 0.5 มิลลิเมตร จากนั้นทำการเจาะเป็นรูสี่เหลี่ยมผืนผ้าแล้ววัดขึ้นเป็นคู่ โดยปิกมีความสูง (b) 15 มิลลิเมตร เทียบเท่ากับสัดส่วนความสูงปิกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ($b/D=BR=0.3$) ระยะพิตช์ (P) 150 มิลลิเมตร เทียบเท่ากับสัดส่วนระยะพิตช์ปิกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ($P/D=PR=3$) และมีมุมปะทะ 4 ค่า ($\alpha = 30^{\circ}, 45^{\circ}, 60^{\circ}$ และ 90°)

3.2 การติดตั้งชุดทดลองและวิธีการทดลอง

การติดตั้งชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดังรูปที่ 2 จากรูปชุดทดลองประกอบด้วยพัดลมแรงดันสูง (High pressure blower) ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ เป็นแหล่งกำเนิดของไหลทดสอบ (อากาศ) โดยมี inverter เป็นตัวควบคุมความเร็วรอบของพัดลม ทำให้สามารถควบคุมอัตราการไหลของอากาศที่เข้าสู่ส่วนทดสอบได้ จากนั้นอากาศไหลผ่านมายังแผ่น orifice meter ซึ่งใช้เป็นตัววัดอัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าชุดทดสอบโดยมี inclined manometer เป็นตัววัดค่าความแตกต่างของระดับน้ำเพื่อนำไปคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ จากนั้นอากาศไหลผ่าน settling tank และ calm section ซึ่งทำหน้าที่ปรับสภาพการไหลของอากาศให้มีลักษณะการไหลแบบพัฒนาเต็มที่ (fully developed flow) ก่อนเข้าสู่ส่วนทดสอบ (test section) โดยท่อทดสอบถูกทำให้ร้อนด้วยขดลวดไฟฟ้า (electrical wire) ขนาด 2000 W และทำการควบคุมประสิทธิภาพความร้อนของขดลวดไฟฟ้า ให้คงที่ ส่วนทดสอบถูกหุ้มฉนวนอย่างดีเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนออกสู่บรรยากาศภายนอก เทอร์โมคัปเปิลชนิด K จำนวน 24 ตัว ถูกนำมาติดตั้งที่ผิวท่อทดสอบเพื่อใช้วัดค่าอุณหภูมิที่ผิว 24 ตำแหน่ง ขณะที่อุณหภูมิทางเข้าและทางออกจะใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด RTD (PT100) ในการวัดค่า โดยใช้เทอร์โมคัปเปิลทั้งหมดถูกต่อกับเครื่องบันทึกข้อมูล (data logger) และคอมพิวเตอร์จะทำหน้าที่บันทึกข้อมูลที่ได้จาก data logger ในส่วนของการวัดค่าความดันตกคร่อม

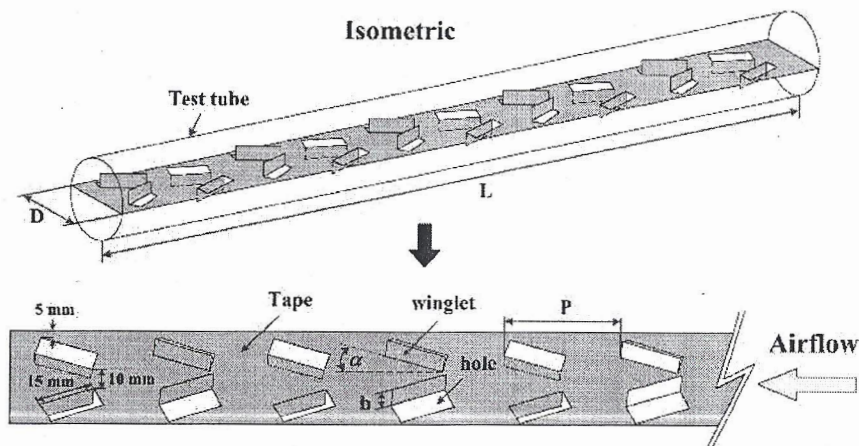


ระหว่างตำแหน่งทางเข้าและทางออกของส่วนทดสอบจะ
ใช้மானอมิเตอร์แบบดิจิตอล (digital manometer) เป็น
ตัววัดค่า พารามิเตอร์ต่างๆ และเงื่อนไขที่ใช้ในการ
ทดสอบถูกสรุปไว้ในตารางที่ 1

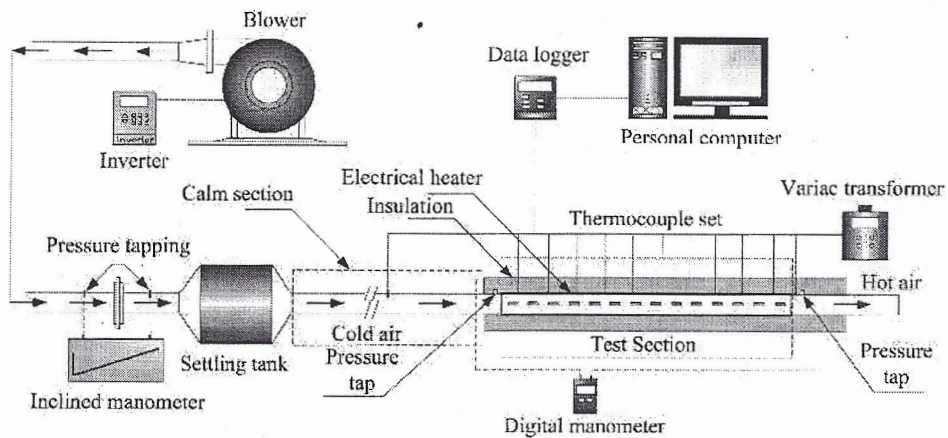
ตารางที่ 1 รายละเอียดของพารามิเตอร์และเงื่อนไขที่ใช้
ในการทดสอบ

Reynolds number	4200 to 25,900
α	30°, 45°, 60°, 90°
BR	0.3
PR	3
Tape thickness	0.5 mm
Tape length	1200 mm

Working fluid Air



รูปที่ 1 รายละเอียดของแผ่นปีกทดสอบ



รูปที่ 2 การติดตั้งอุปกรณ์

4. ผลการทดลอง

4.1 การทวนสอบท่อเปล่าผิวเรียบ

การนำเสนอผลการศึกษาเชิงทดลองของการ
ถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานภายในท่อ



แลกเปลี่ยนความร้อนผิวเรียบแสดงในเทอมของ เลขนัสเซลท์ (Nu) และตัวประกอบเสียดทาน (f) ตามลำดับ เพื่อความถูกต้องของชุดทดลองจึงทำการทวน สอบท่อเปล่าผิวเรียบและนำผลที่ได้เปรียบเทียบกับ สหสัมพันธ์ในอดีต โดยผลของค่า Nu จากการทดลองถูก นำมาเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski ในขณะที่ ค่า f ทำการเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov จากเอกสารอ้างอิง [9] โดยสหสัมพันธ์ทั้งหมดแสดงใน สมการที่ (12) และ (13) ตามลำดับ

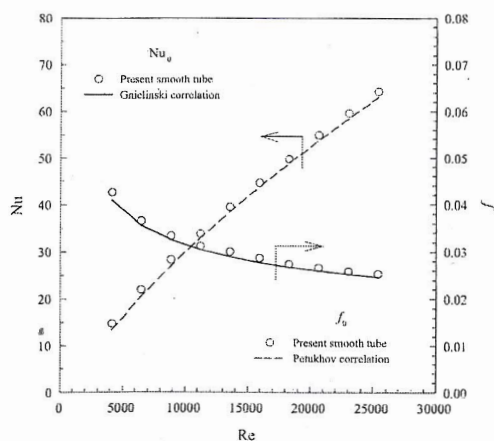
สหสัมพันธ์ของ Gnielinski,

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (12)$$

สหสัมพันธ์ของ Petukhov,

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (13)$$

การเปรียบเทียบค่า Nu และ f ที่ได้จากการ ทดลองกับสหสัมพันธ์จากสมการที่ (12) และ (13) ถูก แสดงในรูปที่ 3 จากรูปจะเห็นได้ว่าค่า Nu ที่ได้จากการ ทดลองมีค่ามากกว่า Nu จากสหสัมพันธ์เล็กน้อย โดยมีค่า คลาดเคลื่อนเฉลี่ย 6% ขณะที่ค่า f จากผลการทดลองมี ค่ามากกว่า f ที่ได้จากสหสัมพันธ์เล็กน้อยเช่นกัน โดยมีค่า ความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 7%

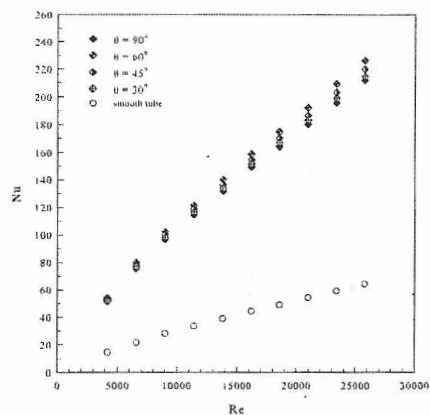


รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ f กับ Re กรณีท่อเปล่าผิวเรียบ

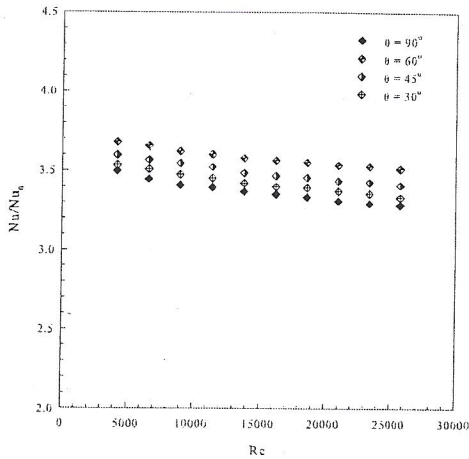
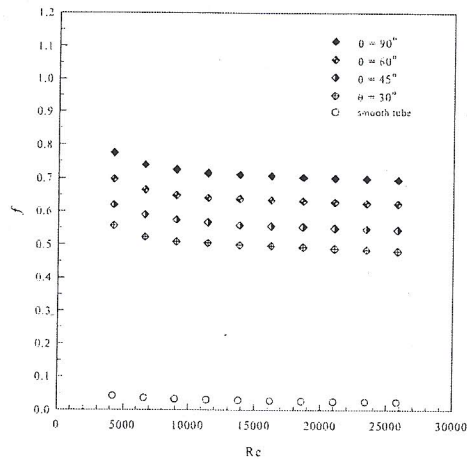
4.2 การถ่ายเทความร้อน

ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re แสดงดังรูปที่ 4 จากการทดลองพบว่า การติดตั้งแผ่นปีกรูปทรงสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่า Nu สูงกว่าท่อเปล่าผิวเรียบทุกมุมปะทะ โดยแผ่นปีกที่มีมุมปะทะ 60° ให้ค่า Nu สูงสุด เนื่องจากมีระดับการหมุนควงของของไหลภายในท่อสูง ส่งผลให้เกิดการขัดขวางการพัฒนาลชั้นขอบเขตความร้อน (thermal boundary layer) ทำให้ของไหลทำงานสามารถเพิ่มการแลกเปลี่ยนความร้อนจากบริเวณผิวท่อ ร้อนได้มากขึ้น ขณะที่แผ่นปีกมุมปะทะ 90° ของไหลจะ ไหลข้ามผ่านและหมุนวนบริเวณด้านหลังปีกเท่านั้น ซึ่งผล การทดลองนี้สอดคล้องกับเอกสารอ้างอิง [10,11] การ ติดตั้งแผ่นปีกให้ค่า Nu สูงกว่ากรณีท่อเปล่าผิวเรียบอยู่ ในช่วง 69-73% โดยกรณี $\alpha = 60^\circ$ ให้ค่า Nu สูงกว่า $\alpha = 45^\circ, 30^\circ$ และ 90° ตามลำดับ

รูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วน เลขนัสเซลท์กรณีทดสอบต่อเลขนัสเซลท์ของท่อผนังเรียบ (Nu/Nu_0) กับ Re จากการทดลองพบว่าค่า Nu/Nu_0 มี แนวโน้มลดลงเล็กน้อยเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของค่า Re โดย การติดตั้งแผ่นปีกให้ค่า Nu/Nu_0 เฉลี่ยเท่ากับ 3.58, 3.49, 3.43 และ 3.37 สำหรับกรณี $\alpha = 60^\circ, 45^\circ, 30^\circ$ และ 90° ตามลำดับ การติดตั้งแผ่นปีก $\alpha = 60^\circ$ มีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่า $\alpha = 45^\circ, 30^\circ$ และ 90° ในช่วง 2.2-2.9%, 4.0-5.1% และ 5.0-6.5% ตามลำดับ



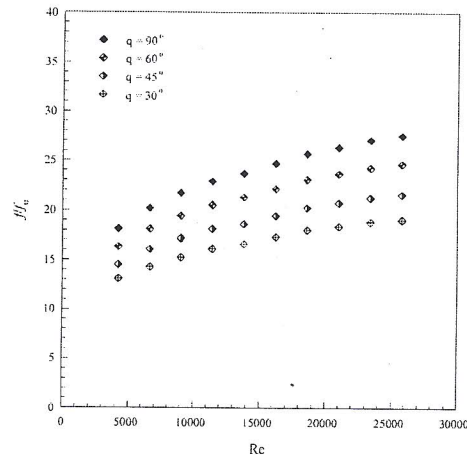
รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re

รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 กับ Re รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re

4.3 ตัวประกอบเสียดทาน

การสูญเสียพลังงานเนื่องจากความเสียดทานสำหรับการไหลของอากาศผ่านท่อที่ติดตั้งแผ่นปีกแสดงในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน (f) และอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานกรณีทดสอบต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อเปล่าผนังเรียบ (f/f_0)

ความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re แสดงดังรูปที่ 6 จากรูปแสดงให้เห็นถึงความเสียดทานที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากการติดตั้งแผ่นปีก โดยแผ่นปีกที่ $\alpha = 90^\circ$ มีค่า f สูงสุดตามด้วย $\alpha = 60^\circ$, 45° และ 30° ตามลำดับ เนื่องจากกรณีมุมปะทะค่าสูง ($\alpha = 90^\circ$) ปีกจะไปขวางกั้นการไหลของของไหลส่งผลให้เกิดความเสียดทานสูงขึ้น ซึ่งผลการทดลองนี้สอดคล้องกับกลไกการไหลของเอกสารอ้างอิง [10,11] การติดตั้งแผ่นปีกส่งผลให้ค่า f เพิ่มขึ้น 92.4–96.4% เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ

รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 กับ Re

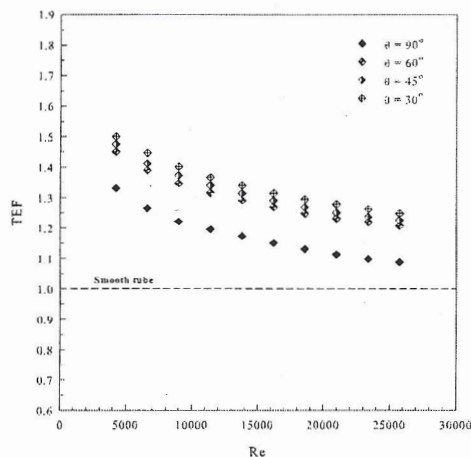
รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 กับ Re จากการทดลองพบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นตาม โดย f/f_0 มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 23.8, 21.4, 18.8 และ 16.7 สำหรับกรณีการติดตั้งแผ่นปีกที่ $\alpha = 90^\circ$, 60° , 45° และ 30° ตามลำดับ

4.4 สมรรถนะเชิงความร้อน

เพื่อประเมินสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพารามิเตอร์ที่รู้จักในรูปสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor, TEF) ถูกนำมาใช้ในการประเมินผลดังแสดงในสมการที่ (11)



รูปที่ 8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง TEF กับ Re ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณจากค่า Nu และ f โดยคิดที่ค่ากำลังขับเดียวกัน จากผลการทดลองพบว่า แนวโน้มของค่า TEF ลดลงเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น การติดตั้งแผ่นปีกมีค่า TEF อยู่ในช่วง 1.09–1.33, 1.21–1.45, 1.23–1.47 และ 1.25–1.50 สำหรับ $\alpha = 90^\circ, 60^\circ, 45^\circ$ และ 30° ตามลำดับ กรณีแผ่นปีกที่ $\alpha = 30^\circ$ มีค่า TEF สูงสุด ตามด้วย $\alpha = 45^\circ, 60^\circ$ และ 90° ตามลำดับ เนื่องจากกรณี $\alpha = 30^\circ$ มีผลกระทบจากความต้านทานการไหลค่อนข้างต่ำ โดย TEF มีค่าสูงสุดเท่ากับ 1.5 ที่ $\alpha = 30^\circ$ และ $Re = 4200$



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF กับ Re

5. สรุปผลการทดลอง

การศึกษานี้มีวัตถุประสงค์ของการติดตั้งแผ่นปีกที่มีมุมปะทะต่างๆ ต่อสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อกลมในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่มีค่า $Re = 4200-25,900$ สามารถสรุปได้ดังนี้

➢ การติดตั้งแผ่นปีกภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 69–73%

➢ สำหรับกรณีทดสอบนี้ แผ่นปีกที่ $\alpha = 30^\circ$ มีค่า TEF สูงสุด โดยมีค่าเท่ากับ 1.5 เนื่องจากมีผลกระทบจากความเสียดทานการไหลในท่อนของ f ต่ำกว่าการ

ติดตั้งแผ่นปีกที่มีมุมปะทะอื่นๆ กรณีแผ่นปีกที่ $\alpha = 30^\circ$ ให้ค่า TEF สูงกว่า $\alpha = 45^\circ, 60^\circ$ และ 90° เท่ากับ 2%, 3.6% และ 12.5% ตามลำดับ

➢ การเลือกใช้อุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงตามแนวแกนชนิดแผ่นปีกแบ่งได้เป็น 2 กรณีคือ (1) หากต้องการได้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงควรเลือกใช้ $\alpha = 60^\circ$ เนื่องจากให้ค่า Nu สูงสุด (2) หากต้องการในแง่ของการประหยัดพลังงานควรเลือกใช้ $\alpha = 30^\circ$ เนื่องจากให้ค่า TEF สูงสุด

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Promvong, P. (2008). Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires, Energy Conversion and Management, vol. 49, pp. 980–987.
- [2] Promvong, P. (2008). Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators, Energy Conversion and Management, vol. 49, pp. 2949–2955.
- [3] Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Promvong, P. (2006). 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, vol. 33, pp. 1225–1233.
- [4] Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Promvong, P. (2009). Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 36, pp. 365–371.
- [5] Bhuiya, M.M.K., Chowdhury, M.S.U., Saha, M., Islam, M.T. (2013). 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, vol. 46, pp. 49–57.

[6] Xu, Y., Islam, M.D., Kharoua, N. (2017). Numerical study of winglets vortex generator effects on thermal performance in a circular pipe, International Journal of Thermal Sciences, vol. 112, pp. 304–317.

[7] Skullong, S., Promvong, P., Thianpong, C., Pimsarn, M. (2016). Heat transfer and turbulent flow friction in a round tube with staggered-winglet perforated-tapes, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 95, pp. 230–242.

[8] Skullong, S., Promvong, P., Jayranaiwachira, N., Thianpong, C. (2016). Experimental and numerical heat transfer investigation in a tubular heat exchanger with delta-wing tape inserts, Chemical Engineering and Processing, vol. 109, pp. 164–177.

[9] Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., Dewitt, P.D. (2011). Fundamentals of Heat and Mass Transfer, seventh edition, John Wiley & Sons Inc.

[10] Promvong, P., Sripattanapipat, S., Tamna, S., Kwankaomeng, S., Thianpong, C. (2010). Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 37, pp. 170–177.

[11] Promvong, P., Sripattanapipat, S., Kwankaomeng, S. (2010). Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls, International Journal of Thermal Sciences, vol. 49, pp. 963–975.