

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบท่อร่วมศูนัยที่มีการติดตั้งชุดสร้างการไหลหมุนวนด้วยแผ่นบิด

Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in a Concentric Tube Heat Exchanger with Twisted-Tapes Swirl Generators

สมิทธิ์ เอี่ยมสอาด วรเมธ ทัดทอง วิชาญ คงเกียรติไพบุลย์ สมชาย ศรีพัฒนพิพัฒน์ วราคม เนินน้อย
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
ถนนเชื่อมสัมพันธ์ แขวงกระทุ่มราย เขตหนองจอก กรุงเทพฯ 10530
โทร 66(2) 988-3666 ต่อ 241 โทรสาร 66(2) 988-3666 ต่อ 241 E-mail: smith@mut.ac.th

พงษ์เจต พรหมวงศ์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520
โทร 66(2) 326-4197 โทรสาร 66(2) 326-4198 E-mail: kppongje@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

ในบทความฉบับนี้ได้ทำการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในท่อหน้าตัดกลมที่มีการสอดใส่แผ่นบิด พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนถูกปรับโดยค่า Reynolds number และความยาวระยะช่วงบิดของแผ่นบิด ในการทดลองอากาศร้อนจะไหลเข้าสู่ท่อในที่มีแผ่นบิดสอดอยู่ซึ่งท่อทำมาจากทองแดงมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 40 มิลลิเมตร ยาว 2000 มิลลิเมตร ขณะที่น้ำเย็นจะไหลสวนทางกันกับอากาศร้อนที่ท่อนอกซึ่งทำมาจากเหล็กชุบสังกะสีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 65 มิลลิเมตร อากาศร้อนที่ท่อจะถูกปรับให้มีการไหลหมุนวนตามแผ่นบิดที่สอดใส่และจะแปรเปลี่ยนตามขนาดความยาวระยะช่วงบิด จากผลการทดลองทำให้ทราบว่าความยาวระยะช่วงบิดแคบสุดคือ 250 มิลลิเมตร จะให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุดเมื่อเทียบกับความยาวระยะช่วงบิด 300 มิลลิเมตร และท่อเปล่าที่ได้จากการสมการของ Dittus and Boelter จากผลการทดลองเห็นได้ว่าแผ่นบิดช่วยทำให้เกิดการไหลหมุนวนอันมีผลกระทบทำให้ชั้นขีดผิวบางลง (boundary layer) และทำให้มีการหน่วงการไหลภายในท่อนานยิ่งขึ้น ผลกระทบนี้มีผลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่สูงมากขึ้น ซึ่งขนาดแผ่นบิดที่มีความยาวระยะช่วงบิดแคบสุดจะให้ผลการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อเปล่าประมาณ 58-68 เปอร์เซ็นต์ ขณะที่มีความดันตกคร่อมมากขึ้นถึง 168 เปอร์เซ็นต์ สำหรับแผ่นบิดที่มีความยาวระยะช่วงบิดเท่ากับ 300 มิลลิเมตร จะมีการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นถึง 30-35 เปอร์เซ็นต์ ขณะที่ความดันตกคร่อมเพิ่มสูงขึ้นถึง 102 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับท่อเปล่า

คำสำคัญ: การถ่ายเทความร้อน, การไหลหมุนวน, แผ่นบิด

Abstract

In this paper, the experimental study on turbulent flow behaviors and heat transfer in a circular pipe with twisted-tape inserts is presented. The flow characteristics are governed by Reynolds number and pitch length. In this study, the hot air enters the inner tube (copper tube with 40 mm diameter and 2000 mm length) which fitted with a twisted-tape and the cold water flows, in counter flow, through the annulus. The swirl flow in the tube is generated by twisted-tape of different pitch lengths. From the experimental results, the performance of these augmented tubes with short pitch length is found to give better heat transfer than the tube with long pitch length and the empty tube (Dittus and Boelter equation) but higher pressure drops. It can be seen that the swirl flows help decrease the boundary layer thickness of the hot air flow and increase residence time of hot air in the inner tube. These effects provide the heat transfer rates, which can be seen from the higher values of Nusselt numbers in comparison with the empty pipe.

Keywords; heat transfer, swirling flow, twisted-tape inserts

สัญลักษณ์

Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)	A	พื้นที่ถ่ายเทความร้อน (m^2)
\dot{m}	อัตราการไหลโดยมวล (kg/s)	D	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (m)
C_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ (kJ/kgK)	P_i	ความยาวระยะช่วงบิด (m)
T_i	อุณหภูมิทางเข้าของท่อใน (K)	L	ความยาวของแผ่นบิด (m)
T_o	อุณหภูมิทางออกของท่อใน (K)	Nu_m	Nusselt number เฉลี่ย
T_b	อุณหภูมิเฉลี่ย (K)	Pr	Prandtl number
T_w	อุณหภูมิที่ผนังท่อใน (K)	Re	Reynolds number
\bar{T}_w	อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผนังท่อใน (K)	ΔP	ความดันตกคร่อมของท่อใน (Pa)
h	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (W/m^2K)	V	ความเร็วตามแนวแกนเฉลี่ย (m/s)
k	ค่าการนำความร้อน (W/mK)	μ	ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล (Ns/m^2)
		ν	ความหนืดจลน์ของของไหล (m^2/s)

1. บทนำ

จากอดีตถึงปัจจุบันได้มีความพยายามหาทางลดขนาดและค่าใช้จ่ายในการสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรมแลกเปลี่ยนความร้อน ตัวแปรสำคัญในการลดขนาดและค่าใช้จ่ายของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทำได้โดยการทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น ซึ่งอยู่ในความสนใจของนักวิจัยจำนวนมาก โดยได้มีความพยายามในการใช้วิธีการแบบต่างๆ ในการช่วยเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนจากการพาความร้อนแบบบังคับในขณะเดียวกันก็สามารถที่จะลดขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งช่วยเพิ่มการประหยัดพลังงานได้ โดยทั่วไปจำแนกแนวทางการช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยกันสองวิธี วิธีแรกคือ วิธี Passive เป็นวิธีที่ไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอกมากระตุ้น อันได้แก่ การใช้พื้นผิวที่ได้รับการปรับสภาพแล้ว (treated surface) การใช้พื้นผิวหยาบ (rough surface) การเพิ่มพื้นผิว (extended surface) การติดตั้งอุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ การติดตั้งอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวน (swirl flow devices) การใช้เส้นลวดขด (wire coils) และ การเติมสารลงไปของเหลวและก๊าซ สำหรับวิธีที่สองเป็นแบบ Active ซึ่งต้องการแหล่งพลังงานจากภายนอก (external power source) อันได้แก่ การใช้อุปกรณ์ทางกล การทำให้เกิดการสั่นของพื้นผิว การทำให้เกิดการสั่นของของไหล การฉีดพ่นหรือการดูดของของไหล และ การฉีดกระแทบแบบเจ็ท [Bergles และคณะ, 1996]

สำหรับวิธี Passive ท่อที่ทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนเป็นอุปกรณ์ในทางปฏิบัติที่สำคัญเปรียบเสมือนกับ Submerged Burner ในห้องเผาไหม้และอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่างๆ โดยทั่วไปการไหลแบบหมุนวนในท่อสามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภท คือ การไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง (continuous swirl flow) และการไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้น (decaying swirl flow) ในการไหลแบบหมุนวนต่อเนื่องการเคลื่อนที่แบบหมุนวนจะเกิดขึ้นตลอดทั้งความยาวท่อ ในขณะที่การไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้นจะเกิดการหมุนวนขึ้นที่ทางส่วนเข้าของท่อและจะลดการหมุนวนหรือการเสื่อมสลายลงไปเรื่อยๆ ตามแนวของการไหล สำหรับการสอดใส่แผ่นบิด (twisted-tape) ขดลวดที่ถูกติดตั้งแทรกอยู่ภายในท่อ (wire

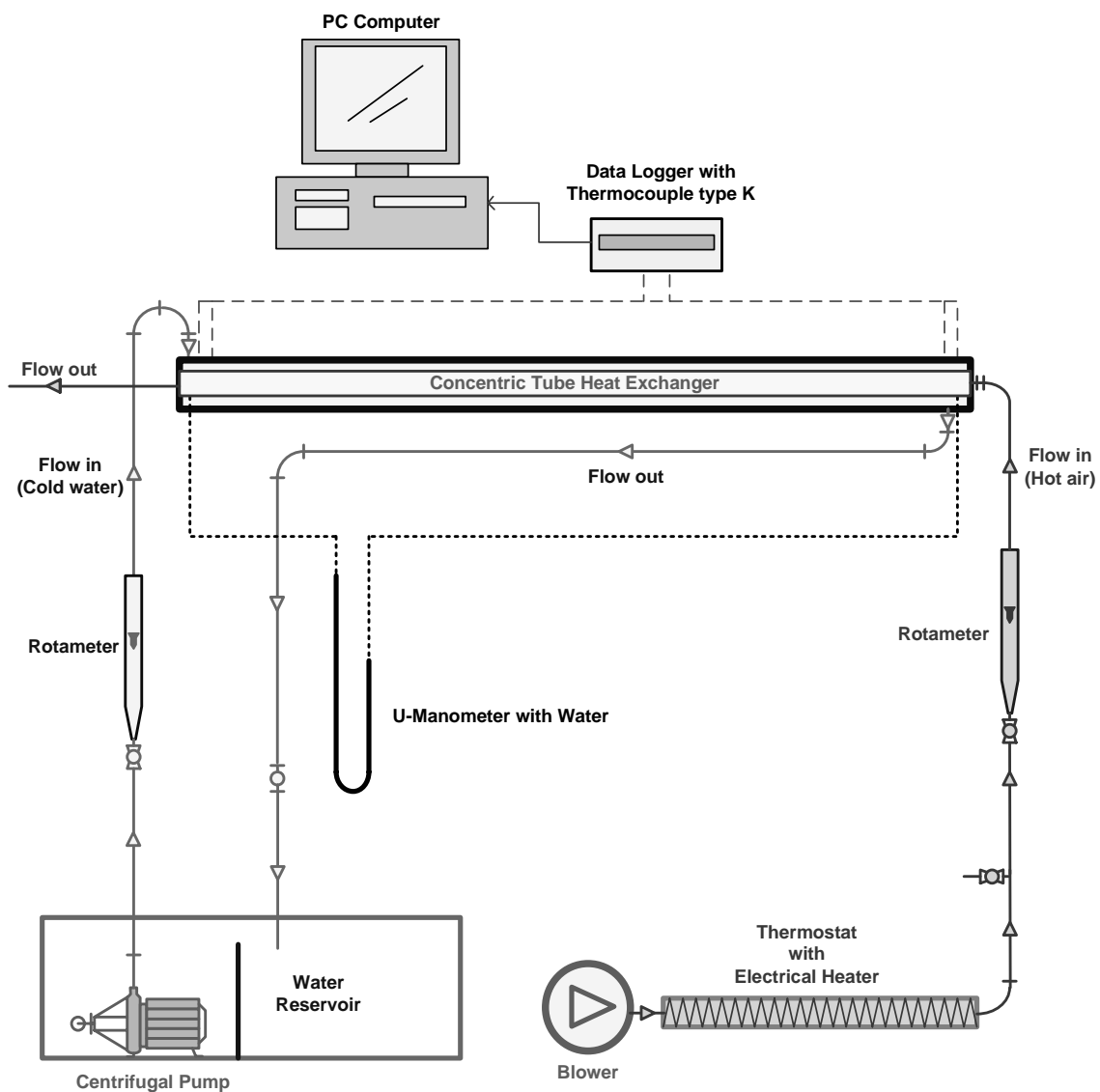
coil) และการติดตั้งใบ helical vanes หรือ การเจาะร่องเกลียว (helical grooves) ในผิวท่อในเป็นตัวทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง ในขณะที่อุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการหมุนวนที่ทางเข้าอย่าง เช่น ชูดขดหอย (snail) จะทำให้เกิดการหมุนวนภายในท่อเฉพาะช่วงเริ่มต้น [Durmus และคณะ, 2002] สำหรับการไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้นจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การเสียดทานลดลงตามระยะทางการไหลในขณะที่การไหลแบบหมุนวนต่อเนื่องค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์การเสียดทานจะมีค่าคงที่ [Gupta และ Lilley, 1984]

นับตั้งแต่ Kreith และ Margolis [1959] ได้นำเสนอหลักการที่ว่า การไหลแบบหมุนวนสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้กับท่อได้ และต่อมาก็มีการทดลองที่เกี่ยวกับคุณลักษณะความเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนในการไหลแบบหมุนวนเกิดขึ้นมากมาย [Guo และ Dhir (1989), Manglik และ Bergles (1993), Chang และ Dhir (1995), Yildiz และคณะ (1996, 1998)] ซึ่งกล่าวได้ว่าความเร็วของหมุนวนเป็นการเพิ่มความเร็วในการไหลของไหล ทำให้ชั้นขีดยึด (boundary layer) บางลง [Yajnak, 1973] และเพิ่มการกระเพื่อมของการไหลแบบปั่นป่วนทั้งแนวสัมผัสและแนวรัศมี [Kitoh, 1999] ซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้ความเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนภายในท่อเพิ่มขึ้น การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมสำหรับการไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้นได้ถูกทำการทดสอบโดย Yilmaz และคณะ [1999] การเคลื่อนที่แบบหมุนวนของอากาศถูกสร้างจากเครื่องกำเนิดการไหลแบบหมุนวนแบบ radial guide vane ใบพัดของเครื่องกำเนิดได้ถูกออกแบบให้สามารถปรับความแรงของการไหลหมุนวนขนาดต่างๆ ได้ ท่อที่ใช้ในการทดสอบได้รับความร้อนจากขดลวดไฟฟ้าที่พันอยู่รอบๆ ซึ่งมีการหุ้มฉนวนอย่างดีเพื่อทำให้เกิดสภาวะ constant heat flux จากการทดสอบพบว่าประสิทธิภาพของการไหลแบบหมุนวนที่มุมใบพัดสูงมากขึ้นจะเพิ่มความเร็วของการหมุนวนและจะสูงกว่าการไหลตามแนวแกนที่ค่า Reynolds numbers ต่ำ

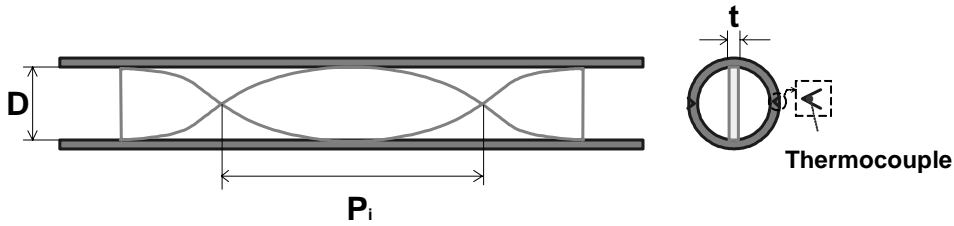
ในปัจจุบันเทคโนโลยีการสอดใส่แผ่นบิดได้ถูกนำมาใช้อย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมต่างๆ โดยเป็นวิธีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ ซึ่งในการพิจารณาการเพิ่มการถ่ายเทความ

ร้อนเราสามารถพิจารณาโดยการนำแผ่นนิวมิตมาสอดใส่ในขณะที่ค่าความดันตกคร่อมภายในท่อมีค่าสูงมากขึ้นตาม แต่เนื่องจากมีราคาต้นทุนต่ำและง่ายต่อการประกอบจึงเป็นที่นิยมใช้กันโดยทั่วไป ซึ่งสามารถนำมาใช้ในขบวนการเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดย่อมและสามารถปรับปรุงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (thermal performance) สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและเปลือกได้ จากงานวิจัยที่ผ่านมาได้แสดงให้เห็นว่าการใส่แผ่นนิวมิตสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อให้สูงขึ้นได้ โดยผลเฉลยทางการคำนวณการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในกรณีนี้ที่ผิวชั้นการไหลเป็นแบบ uniform heat flux ทั้งการไหลแบบราบเรียบและปั่นป่วนได้ถูกนำเสนอโดย Date (1974) และ Date and Saha (1990) ต่อมา Hong และ Bergles (1976), Marner และ Bergles (1978), Sukhatme และคณะ (1987) ได้ทำการทดลองผลกระทบของการใส่แผ่นนิวมิตต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมภายใต้เงื่อนไข uniform heat flux ใน

การไหลแบบราบเรียบ ในอีกทางด้านหนึ่ง Duplessis และ Kroger (1983), Monheit (1987), Maner และ Bergles (1989) ได้ทำการศึกษาทั้งเชิงการทดลองและการคำนวณเชิงตัวเลขสำหรับในกรณีนี้ที่อุณหภูมิที่ผิวท่อคงที่ภายใต้การไหลแบบราบเรียบ และในปี 1969 Lepina และ Bergles ได้ทำการพัฒนาสูตรความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งสามารถนำมาใช้ได้อย่างกว้างขวางในอุตสาหกรรมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเมื่อไม่นานมานี้ Bergles และคณะ (1991), Manqilik และ Bergles (ส่วนที่ 1 และ 2, 1993) ได้นำเสนองานวิจัยที่ผ่านมามากกว่า 30 บทความอย่างเข้มข้นกับผลการทดลองของเขาที่ได้ค้นพบโดยสามารถพัฒนาวิธีการและความสัมพันธ์ต่างๆ ไปที่ใช้กันอย่างแพร่หลายและสามารถนำมาใช้ในการออกแบบต่อการประมาณค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในการไหลทั้งแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน



รูปที่ 1 ชุดอุปกรณ์การทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่วมศูนย์



รูปที่ 2 แผ่นบิตที่สอดในท่ออากาศร้อนหรือท่อไอน้ำ

ในการทำให้ชั้นขีดผิวความร้อน (thermal boundary layer) บางลง ซึ่งทำโดยการใช้อุปกรณ์ที่ก่อการเกิดการไหลแบบหมุนวนซึ่งนำมาสู่วัตถุประสงค์ของงานวิจัยฉบับนี้ ในการศึกษาเพื่อหาผลของการหมุนต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ 2 ชั้นร่วมศูนย์ที่มีการสอดใส่แผ่นบิตตลอดความยาวท่อใน ซึ่งทำหน้าที่เป็นเครื่องกำเนิดการไหลแบบหมุนวน โดยจะมีการสอดใส่แผ่นบิตตลอดความยาวท่อในซึ่งส่งผลโดยตรงต่อบริเวณผิวท่อในซึ่งมีความต้านทานความร้อนสูง ในการใส่แผ่นบิตจะทำหน้าที่ผสมและก่อเกิดการหมุนวนของการไหล (ในกรณีนี้คืออากาศ) เพื่อทำการลดค่าความหนืดและทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น บทความวิจัยนี้ได้ทำการใช้ขนาดความยาวระยะช่วงบิตด้วยกันสองขนาด คือ 250 มิลลิเมตร และ 300 มิลลิเมตร โดยมีขนาดความกว้างของแผ่นบิตเท่ากับ 300 มิลลิเมตร และมียาวแผ่นบิตเท่ากับ 2000 (ตลอดความยาวท่อ)

2. ทฤษฎีในการวิเคราะห์

ในการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อและค่า Nusselt number เฉลี่ย สำหรับการสอดใส่แผ่นบิตสามารถหาได้ดังนี้ โดยค่าความร้อนที่ได้รับจากของไหลที่ค่า Reynolds number ใด ๆ คือ

$$Q = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (1)$$

$$Q = h_i A_i (\bar{T}_w - T_b) \quad (2)$$

เมื่อ

$$T_b = (T_o + T_i) / 2 \quad (3)$$

และ

$$\bar{T}_w = \sum T_w / 4 \quad (4)$$

เมื่อ T_w เป็นค่าอุณหภูมิที่ผิวของท่อใน (local wall temperature of the tube) โดย T_w จะทำการวัดที่ผิวของท่อใน และทำการวัดลึกลงไปทีผิว 0.5 มิลลิเมตร ซึ่งไม่คิดผลกระทบบความต้านทานความร้อนที่ผิวท่อซึ่งปกติจะมีความคลาดเคลื่อนประมาณ 2 เปอร์เซ็นต์ [Chakroun, 1993] โดยทำการวัดอุณหภูมิเฉลี่ยจากทางเข้าถึงทางออกด้วยกัน 4 จุด ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (average inside heat transfer coefficient) และ ค่า Nusselt number เฉลี่ย สามารถหาได้ดังนี้ [Date, 1996]

$$h_i = \dot{m}C_p(T_o - T_i) / A_i(\bar{T}_w - T_b) \quad (5)$$

$$Nu_m = h_i D / k \quad (6)$$

สำหรับของไหลที่อุณหภูมิสูงและอุณหภูมิต่ำ ค่า Reynolds number หาได้จาก

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (7)$$

3. การทดลองและวิธีการ

ชุดอุปกรณ์การทดลองได้ถูกแสดงดังรูปที่ 1 และ 2 ในการทดลองอากาศร้อนในสภาวะบรรยากาศไหลผ่านท่อในซึ่งทำมาจากทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อในเท่ากับ 40 มิลลิเมตร และมีความหนา 1.0 มิลลิเมตร ขณะที่น้ำเย็นจะไหลผ่านท่อในซึ่งทำจากเหล็กชุบสังกะสีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 65 มิลลิเมตร โดยท่อทั้งสองมีความยาว 2000 มิลลิเมตร สำหรับท่อในจะทำการหุ้มฉนวนไว้เพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนแก่ภายนอกให้น้อยที่สุดและทำการป้องกันการรั่วซึมของระบบ ในการทดลองการไหลแบบหมุนวนจะถูกสร้างโดยการสอดใส่แผ่นบิตตลอดความยาวท่อในด้วยกันสองขนาดความยาวระยะช่วงบิต คือ 250 มิลลิเมตร และ 300 มิลลิเมตร ตามลำดับ และมีขนาดความหนาของแผ่นบิตเท่ากับ 1.0 มิลลิเมตร ซึ่งทำมาจากเหล็กสแตนเลส น้ำเย็นจากปั๊มและอากาศร้อนจากพัดลมจะถูกวัดค่าอัตราการไหลโดยใช้โรตารีมิเตอร์และปรับค่าอัตราการไหลโดยใช้โกลบวาล์ว จากนั้นจะไหลเข้าสู่ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ 2 ชั้นร่วมศูนย์ ที่ทางเข้าและออกทั้งอากาศร้อนและน้ำเย็นจะถูกทำการตรวจวัดอุณหภูมิโดยเครื่องวัดอุณหภูมิแบบหลายจุดที่ต่อกับเทอร์โมคัพเพิลแบบ K และได้ทำการวัดอุณหภูมิที่ผิวของท่อในด้วยกันทั้งหมด 4 จุด (เพื่อนำไปใช้ในการหาค่า Nusselt number เฉลี่ย) ซึ่งอุณหภูมิทั้งหมดที่ทำการวัดจะถูกต่อเข้ากับชุดเก็บข้อมูล (data logger) ขณะที่ทางเข้าและออกของท่อในหรือท่ออากาศร้อนจะถูกทำการติดตั้งจุดวัดความดันสำหรับวัดความดันตกคร่อมโดยต่อเข้ากับมานอมิเตอร์ด้วย และใช้น้ำในการอ่านค่าผลต่างความสูงของน้ำอันเกิดจากแรงดันที่ทางเข้าและออก ในการทดลองได้ทำการติดตั้งบอลวาล์วจำนวน 2 ตัว เพื่อควบคุมทิศทางการไหลของน้ำเย็นเพื่อให้เป็นการไหลแบบสวนทางกัน ในการทดสอบแต่ละครั้งจะทำการบันทึกข้อมูลอุณหภูมิ อัตราการไหลและความดันตกคร่อมของอากาศร้อนที่ท่อชั้นในภายหลังจากที่ระบบเข้าสู่สภาวะสมดุล โดยทำการปรับค่า Reynolds numbers ของ

อากาศร้อนในช่วง 9500 ถึง 48000 ในระหว่างการทดลองจะทำการปรับอุณหภูมิของอากาศร้อนครั้งที่ 70 องศาเซลเซียส และปรับอุณหภูมิ น้ำเย็นไว้ที่ 25 องศาเซลเซียส โดยคุณสมบัติต่างๆ ของไหลและการหา ค่า Nusselt number จะถูกพิจารณาจากอุณหภูมิโดยเฉลี่ย

4. ผลการทดลองและการวิเคราะห์

วัตถุประสงค์ที่สำคัญที่สุดในการศึกษาครั้งนี้คือการเพิ่มค่าการถ่ายเท ความร้อนและความดันตกคร่อมโดยอาศัยหลักการของการไหลแบบ หมุนวน จากผลการทดลองของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน (counter-flow) ค่า Nusselt numbers จะเปลี่ยนแปลงตาม ค่า Reynolds numbers ซึ่งแสดงตามความยาวระยะช่วงบิตต่างๆ 2 ค่า โดยนำผลการทดลองที่ได้มาเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จาก ความสัมพันธ์ของ Dittus และ Boelter ซึ่งเป็นสมการสำหรับการไหลตามแกนแบบไม่หมุนวนในท่อเปล่า ซึ่งเขียนความสัมพันธ์ได้ว่า

$$Nu=0.023Re^{4/5}Pr^{1/3}$$

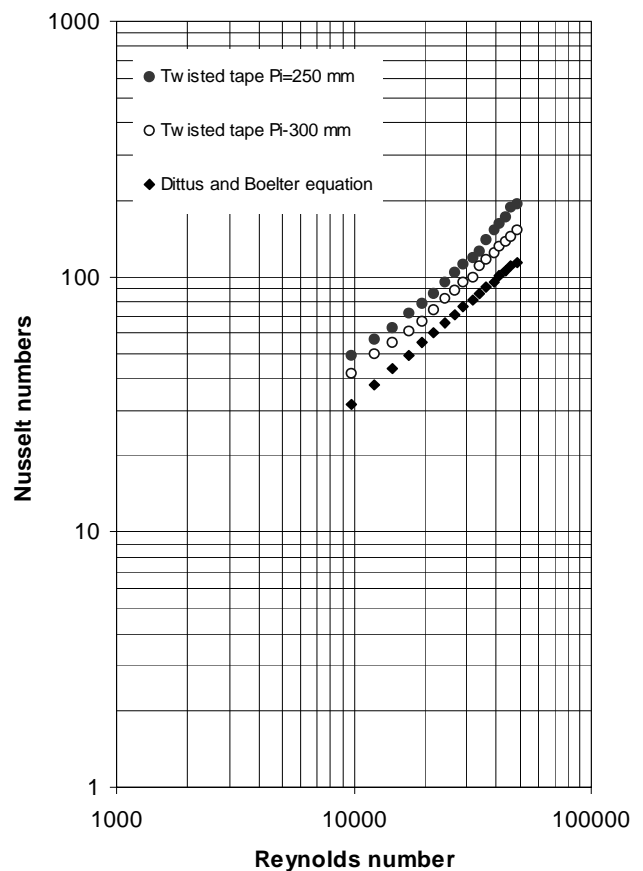
4.1 ถ่ายเทความร้อน

ในกรณีที่สอดใส่แผ่นบิต ค่า Nusselt numbers เฉลี่ยจะเพิ่มขึ้น ประมาณ 60 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับสมการของ Dittus-Boelter จาก ผลการทดลองในรูปที่ 3 จะเห็นได้ว่า Nusselt numbers เพิ่มขึ้นตาม ความยาวระยะช่วงบิตที่แคบลงโดยที่ความยาวระยะช่วงบิตสั้นสุดคือ 250 มิลลิเมตร จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นถึง 58 ถึง 68 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับสมการของ Dittus-Boelter ในช่วง Reynolds numbers จาก 9500 ถึง 48000 จากผลการทดลองการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นเป็นสาเหตุมาจากความแรงของการหมุนวนของอากาศ ร้อนตลอดความยาวท่อใน อันมีผลต่อความดันตามแนวรัศมีโดยจะ ส่งผลต่อการพัฒนาของชั้นซิดผิว (boundary layer) การเพิ่มอัตราการ ถ่ายเทความร้อนในการไหลแบบนี้เป็นการลดความหนาของชั้นซิดผิว (boundary layer) ซึ่งเป็นการเพิ่มความเร็วโดยรวมและหน่วงเวลาใน การไหลวนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน จากรูปจะเห็นได้ว่าผลของการ สอดใส่แผ่นบิตที่ทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนต่อการถ่ายเทความร้อน และค่า Nusselt number จะมีค่าน้อยลงที่ค่า Reynolds number ต่ำๆ และมีค่ามากขึ้นที่ Reynolds number สูงๆ ซึ่งปรากฏการณ์นี้สัมพันธ์ กับความเร็วของการหมุนวนของอากาศร้อนและผลจากการทำลายชั้น boundary layer ในเวลาที่สั้นลง โดยตลอดผลการทดลองจะเห็นได้ว่า ขนาดความยาวระยะช่วงบิต 250 มิลลิเมตร จะมีค่าการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าระยะช่วงบิตที่มีขนาด 300 มิลลิเมตร เนื่องจากแผ่นบิตที่มี ระยะช่วงบิตที่แคบกว่าจะก่อให้เกิดการไหลวนที่รุนแรงกว่าอันมีผลต่อ การเปลี่ยนแปลงชั้นซิดผิวและการเปลี่ยนแปลงการถ่ายเทความร้อนที่ สูงมากขึ้น

4.2 ความดันตกคร่อม

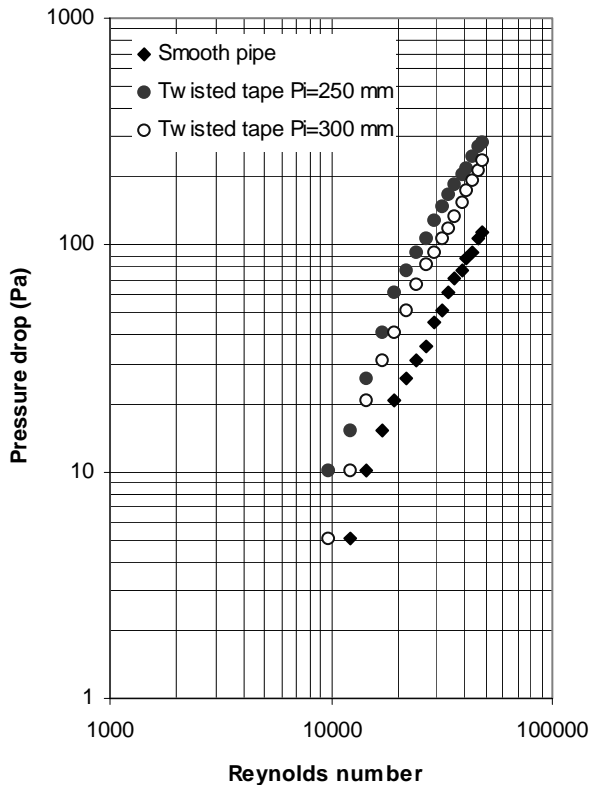
ความดันตกคร่อมที่แปรผันตามค่า Reynolds number ภายในท่อ อากาศร้อนที่มีความยาวระยะช่วงบิตด้วยกัน 2 ขนาด ได้ถูกนำเสนอตั้ง รูปที่ 4 โดยทำการเปรียบเทียบข้อมูลความดันตกคร่อมที่ได้จากการ

ไหลในท่อเปล่า จากผลการทดลองความดันตกคร่อมจะมีแนวโน้มที่ คล้ายกันทั้งการไหลตามแนวแกน (ท่อเปล่า) และการไหลแบบหมุนวน (ท่อที่ใส่แผ่นบิต) และจะมีค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นตามค่า Reynolds number ที่สูงขึ้น โดยจะเห็นได้ถึงความดันตกคร่อมของ ท่อที่มีการสอดใส่แผ่นบิตจะมีค่าสูงกว่าท่อเปล่า อันเป็นผลมาจาก ความดัน dynamic ของอากาศร้อนมีค่าลดลงเนื่องจากการสูญเสียความ หนืดของของไหลบริเวณผนังที่สูงขึ้นและมีแรงกระทำที่เกิดจากการ หมุนวน ยิ่งไปกว่านั้นความดันตกคร่อมที่เพิ่มขึ้นมีความเป็นไปได้ที่จะ เกิดจากผลของแรงดันกับแรงเฉื่อยในชั้นซิดผิว (boundary layer) โดย จะเห็นได้ว่าความดันตกคร่อมที่ท่อไม่มีค่าเพิ่มขึ้นตามค่า Reynolds number ที่เพิ่มขึ้น ซึ่งความดันตกคร่อมจะเพิ่มขึ้นถึง 168 เปอร์เซ็นต์ ที่ ระยะช่วงบิตเท่ากับ 250 มิลลิเมตร และเพิ่มขึ้นถึง 102 เปอร์เซ็นต์ ที่ ระยะช่วงบิต 300 มิลลิเมตร



รูปที่ 3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nusselt number และค่า Reynolds number ที่มีการสอดใส่แผ่นบิตเทียบกับท่อเปล่า

แม้ว่าอุปกรณ์ที่มีการสอดใส่แผ่นบิตจะทำให้เกิดการสูญเสีย พลังงานการไหลของของไหล แต่ค่าการสูญเสียที่เกิดขึ้นนี้จะมีค่าต่ำ โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ค่า Reynolds number ต่ำๆ อาจกล่าวได้ว่ามันมี การพัฒนาสมรรถนะในช่วงค่า Reynolds number และขนาดแผ่นบิต อันหนึ่ง และมีความเป็นไปได้ว่าการใช้อุปกรณ์ที่มีการสอดใส่แผ่นบิต รูปแบบต่างๆ ที่มีการติดตั้งที่ดีจะเป็นการลดความดันตกคร่อมและเพิ่ม ค่าการถ่ายเทความร้อนได้



รูปที่ 4 แสดงค่าความดันตกคร่อมและค่า Reynolds number ที่มีการสอดใส่แผ่นบิดเทียบกับท่อเปล่า

5. สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองที่มีการสอดใส่แผ่นบิดจะช่วยทำให้เกิดการไหลหมุนวนตลอดความยาวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (ท่อใน) และสามารถช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้เนื่องจากการไหลแบบหมุนวนจะทำให้ความหนาของชั้นขีดผิว (boundary layer) บางลง และช่วยหวนวงเวลาการไหลภายในท่อให้ยาวนานขึ้นขณะที่ความเร็วของการไหลมีค่าเพิ่มขึ้นตาม ซึ่งจากผลการทดสอบสามารถสรุปได้ดังนี้

- ค่า Nusselt number ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ 2 ชั้นร่วมศูนย์ในการไหลแบบสวนทางกันจะเพิ่มขึ้น 58 ถึง 68 เปอร์เซ็นต์ สำหรับแผ่นบิดที่มีขนาดความยาวระยะช่วงบิด 250 มิลลิเมตร ในขณะที่แผ่นบิดที่มีขนาดความยาวระยะช่วงบิด 300 มิลลิเมตร จะให้ค่า Nusselt number ต่ำกว่าประมาณ 40 เปอร์เซ็นต์ การปรับปรุงในอนาคตสามารถทำได้โดยการเพิ่มความแรงของการไหลวนจากระยะความยาวช่วงบิดที่แคบลงและค่า Reynolds number ที่เพิ่มสูงขึ้น
- เมื่อเปรียบเทียบระหว่างกรณีการติดตั้งแผ่นบิดที่ท่อในกับกรณีท่อเปล่า ค่า Nusselt number ที่เพิ่มขึ้นจะมีค่าน้อยกว่าค่าความดันตกคร่อมที่เพิ่มขึ้น ค่าเฉลี่ยของความดันตกคร่อมที่เพิ่มขึ้นมีค่าประมาณ 168 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีท่อเปล่า โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมที่เพิ่มขึ้นสำหรับการไหลหมุนวนเป็นผลมาจาก secondary flows ของของไหล หรือกล่าวได้ว่าการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมที่เพิ่มขึ้นเป็นสาเหตุ

ที่ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ซึ่งทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่ามากกว่ากรณีการไหลในท่อเปล่า

6. กิตติกรรมประกาศ

บทความนี้สำเร็จด้วยดีจากความช่วยเหลือของนาย ไมตรี กระทุม พิจิตร นาย วชิรวิทย์ สงสุวรรณ และ นาย กิตติศักดิ์ สุดดวง ในการช่วยติดตั้งชุด data logger สำหรับการเก็บผลค่าอุณหภูมิ

เอกสารอ้างอิง

- [1] A.E. Bergles, M.K. Jensen, B. Shome, "The literature on enhancement of convective heat and mass transfer", J. Enhanc. Heat Transfer, 1996, vol. 4, pp. 1-6.
- [2] A. Durmus, A. Durmus, M. Esen, "Investigation of heat transfer and pressure drop in a concentric heat exchanger with snail entrance", Applied Thermal Engineering, 2002, vol. 22, pp. 321-332.
- [3] A.K. Gupta, D.G. Lilley, N. Syred, Swirl Flows, Abacus Press, London, 1984.
- [4] F. Kreith, D. Margolis, "Heat transfer and friction in turbulent vortex flow", Apply. Sci. Res., 1959, vol. 8, pp. 457-473.
- [5] Z. Guo, V.K. Dhir, "Single-and two-phase heat transfer in tangential injection-induced swirl flow", Int. J. Heat Fluid Flow, 1989, vol. 10, pp. 203-210.
- [6] R.M. Manglik, A.E. Bergles, "Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part II-Transition and turbulent flows", ASME J. Heat Trans., 1993, vol. 115, pp. 890-896.
- [7] F. Chang, V.K. Dhir, "Mechanisms of heat transfer enhancement and slow decay of swirl in tubes using tangential injection", Int.J. Heat Fluid Flow, 1995, vol. 16, pp. 78-87.
- [8] C. Yildiz, Y. Bicer, D. Pehlivan, "Influence of fluid rotation on the heat transfer and pressure drop in double-pipe heat exchangers", Appl. Energy, 1996, vol. 54, pp. 49-56.
- [9] C. Yildiz, Y. Bicer, D. Pehlivan, "Effect of twisted strips on heat transfer and pressure drop in heat exchangers", Energy Convers. Mgmt., 1998, vol. 39, pp. 331-336.
- [10] K.S. Yajnik, M.V. Subbaiah, "Experiments on swirling turbulent flows: Part I-Similarity in swirling flows", J. Fluid Mech., 1973, vol. 60, pp. 665-687.
- [11] O. Kitoh, "Experimental study of turbulent swirling flow in a straight pipe", J. Fluid Mech., 1991, vol. 225, pp. 445-479.
- [12] M. Yilmaz, O. Comakli, S. Yapici, "Enhancement of heat transfer by turbulent decaying swirl flow", Energy Convers. Mgmt., 1999, vol. 40, pp. 1365-1376.

- [13] A.W. Date, "Prediction of fully developed flow in a tube containing a twisted tape", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1974, vol. 17, pp. 845-859.
- [14] 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, vol. 11, pp. 346-354.
- [15] 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, pp. 251-256.
- [16] 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", *Heat Transfer*, 1978, *Pro. Sixth Int. Heat Transfer Conference*, vol. 2, Hemisphere Publishing, Washington, D.C., pp. 583-588.
- [17] S.P. Sukhatme, U.N. Gaitonde, C.S. Shidore, R.S. kuncolienkar "Forced convection heat transfer to visous liquid 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, Bangalore, India, Part B, pp. 1-7.
- [18] W.J. Marner, A.E. Bergles, "Augmentation of highly viscous laminar heat transfer inside tubes in constant wall temperature", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 1989, pp. 252-267.
- [19] 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, vol. 91, pp. 434-442.
- [20] 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.
- [21] R.M. Manglik, A.E. Bergles, "Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes, Part I. Laminar flows", *ASME J. Heat Transfer*, 1993, vol. 115, no. 4, pp. 881-889.
- [22] W. Chakroun, W. Taylor, H.W. Steele, H.W. Coleman "Bias error reduction using ratios to baseline experiments-Heat transfer case study", *J. Thermophys. Heat Transfer*, vol. 7, pp. 754-756.
- [23] F.W. Dittus, L.M.K. Boelter, 1930, University of California at Berkley, *Publications on Engineering*, vol. 2, pp.443.
- [24] A. Sami, W. Chakroun, "Effect of tube clearance on heat transfer for fully developed turbulent flow in a horizontal isothermal tube", *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 1996, vol. 17, pp. 173-178.