

## การวิเคราะห์เอ็กซีเชอียและการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการสอดใส่แผ่นไบบิต

### Exergy analysis and heat transfer in a circular tube with twisted tape inserts

สมบัติ ทำนา\* มิ่ง โลกิจแสงทอง พงษ์เจต พรหมวงศ์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

โทร 0-2326-4197 โทรสาร 0-2326-4198 \*อีเมลล์ sombat\_tam@hotmail.com

Sombat Tamna\*, Ming Lokitsangtong, Pongjet Promvongse

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang,

Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

Tel: 0-2326-4197, Fax: 0-2326-4198, \*E-mail: sombat\_tam@hotmail.com

#### บทคัดย่อ

ในการศึกษานี้ได้มีการวิเคราะห์เอ็กซีเชอียจากผลการทดลองหา ค่าการถ่ายเทความร้อนและการหาค่าตัวแปรตัวประกอบความเสียดทานในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นสอดใส่แผ่นไบบิต ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกของท่อตัวในเท่ากับ 25.8 มิลลิเมตร และ 50.6 มิลลิเมตร ตามลำดับ โดยใช้ น้ำเย็นและน้ำร้อนเป็น ของไหลทำงาน ซึ่งน้ำร้อนจะอยู่ในท่อกลมด้านใน ส่วนน้ำเย็นจะอยู่ รอบๆท่อน้ำร้อนและอยู่ในท่อตัวนอก แผ่นไบบิตทำจากแผ่นสเตนเลส มีความหนา 1 มิลลิเมตร และยาว 1500 มิลลิเมตร ได้มีการสอดใส่แผ่น ไบบิตในท่อทดสอบ ซึ่งแผ่นไบบิตมีอัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วงบิต ที่แตกต่างกัน ( $S=0.0$ ,  $S=1.0$ ,  $S=2.0$  และ  $S=3.0$ ) ผลที่ได้จากการสอด ใส่แผ่นไบบิตภายในท่อจะถูกเปรียบเทียบกับท่อที่ไม่ใส่แผ่นไบบิต (ท่อเปล่า) เป็นผลแสดงว่าการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วง บิต( $S$ )ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบ ความเสียดทานดีขึ้น

#### Abstract

In this study, the effect on heat transfer rate, friction factor and exergy loss analysis in a double pipe heat exchanger fitted with regularly spaced twisted tape elements, were experimentally studied. The inner and outer diameters of the inner tube are 50.6 and 25.8 mm, respectively and cold and hot water were used as working fluids in shell and tube sides, respectively. The twisted tapes were made of the stainless steel strip with thickness of 1 mm and the length of 1500 mm. and The tape were inserted in the test tube with various free space ratios ( $S=0.0$ ,  $S=1.0$ ,  $2.0$ ,

and  $3.0$ ). The results, obtained from the tube with twisted tape insert, were compared with those without twisted tape. The results show that the insertion of the tape with different free space ratios would improve both the heat transfer coefficient and friction factor over the smooth channel.

#### 1. บทนำ

ในปัจจุบันเทคโนโลยีการสอดใส่แผ่นไบบิตได้ถูกนำมาใช้อย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมต่าง ๆ โดยวิธีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ ซึ่งในการพิจารณาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เราสามารถพิจารณาโดยการนำแผ่นไบบิตมาสอดใส่ในขณะที่ยังค่าความดันตกคร่อมภายในท่อมีค่าสูงมากขึ้นตาม แต่เนื่องจากมีราคาต้นทุนต่ำ และง่ายต่อการประกอบจึงเป็นที่นิยมใช้กันโดยทั่วไป ซึ่งสามารถนำมาใช้ในขบวนการเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดย่อมและสามารถปรับปรุงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (thermal performance) สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและเปลือกได้ จากงานวิจัยที่ผ่านมาได้แสดงให้เห็นว่าการใส่แผ่นไบบิตสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในกรณีที่มีการไหลเป็นแบบ uniform heat flux ทั้งการไหลแบบราบเรียบและปั่นป่วนได้ถูกนำเสนอโดย Date [1], และ Date and Gaitonde [2] ต่อมา Saha and Gaitonde [3], Manglik and Bergles [4], Hong and Bergles [5], Saha et al. [6] ได้ทำการทดลองผลกระทบของการใส่แผ่นไบบิตต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมภายใต้เงื่อนไข uniform heat flux ในการไหลแบบราบเรียบ ในอีกด้านหนึ่ง Lepina and Bergles [7], Manglik and Bergles [8], Marner et al. [9] ได้

ทำการศึกษาทั้งเชิงการทดลองและการคำนวณเชิงตัวเลขสำหรับในกรณีที่อุณหภูมิที่ผิวท่อคงที่ภายใต้การไหลแบบราบเรียบ และในปี 1969 Lepina และ Bergles [6] ได้ทำการพัฒนาสูตรความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งสามารถนำมาใช้ได้อย่างกว้างขวางในอุตสาหกรรมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเมื่อไม่นานมานี้ Naphon [10] และ Eiamsa-ard et al. [11] ได้นำเสนอผลการทดลอง โดยสามารถพัฒนาวิธีการและความสัมพันธ์ทั่ว ๆ ไปที่ใช้กันอย่างแพร่หลายและสามารถนำมาใช้ในการออกแบบต่อการประมาณค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในการไหลแบบปั่นป่วน

ในการทำให้ชั้นขีดผิวความร้อน (thermal boundary layer) บางลง ซึ่งทำโดยการใช้อุปกรณ์ที่ก่อการเกิดการไหลแบบหมุนวนซึ่งนำมาสู่วัตถุประสงค์ของงานวิจัยฉบับนี้ ในการศึกษาเพื่อหาผลของการหมุนต่อการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ 2 ชั้นร่วมศูนย์ที่มีการสอดใส่แผ่นใบปิดตลอดความยาวท่อในซึ่งทำหน้าที่เป็นเครื่องกำเนิดการไหลแบบหมุนวน โดยจะมีการสอดใส่แผ่นใบปิดตลอดความยาวท่อในซึ่งส่งผลโดยตรงต่อบริเวณผิวท่อในซึ่งมีความต้านทานความร้อนสูง ในการใส่แผ่นใบปิดจะทำหน้าที่ผสมและก่อเกิดการหมุนวนของการไหล (ในกรณีนี้คือน้ำ) เพื่อทำการลดค่าความหนืดและทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น

## 2. ทฤษฎีและการวิเคราะห์

### 2.1 การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานพิจารณาโดยคิดที่ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ ความร้อนที่ถูกถ่ายให้กับน้ำเย็น  $\dot{Q}_{w,c}$  สามารถเขียนได้เป็น

$$\dot{Q}_{w,c} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \quad (1)$$

เมื่อ  $\dot{m}_c$  คือ อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็น

$C_{pc}$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ

$T_{ci}, T_{co}$  คือ อุณหภูมิของน้ำเย็นเข้าและน้ำเย็นออก ตามลำดับ

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากน้ำร้อน,  $\dot{Q}_{w,h}$  ในท่อกำหนดโดย

$$\dot{Q}_{w,h} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (2)$$

เมื่อ  $\dot{m}_h$  คือ อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำร้อน

$C_{ph}$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ

$T_{hi}, T_{ho}$  คือ อุณหภูมิของน้ำร้อนเข้าและน้ำร้อนออก ตามลำดับ

อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย,  $\dot{Q}_{ave}$

$$\dot{Q}_{ave} = \frac{\dot{Q}_{w,c} + \dot{Q}_{w,h}}{2} \quad (3)$$

สำหรับของไหลที่ไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน,  $h_i$  คำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_{ave} = UA_i \Delta T_{LMTD} \quad (4)$$

$$\text{เมื่อ } A_i = \pi D_i L$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทางเข้า,  $h_i$  คำนวณโดยไม่คิดความต้านทานความร้อนในท่อทองแดงจะได้

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (5)$$

เมื่อ  $h_o$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทางออก คำนวณจากสมการของ Dittus และ Boelter (1936)

$$Nu_o = \frac{h_o D_h}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (6)$$

ค่าสภาพการนำความร้อน ( $k$ ) ของของไหลคำนวณได้จากคุณสมบัติของของไหลไหลที่อุณหภูมิเฉลี่ย ตัวเลขเรย์โนลด์ที่อัตราการไหลต่าง ๆ ที่ทางเข้าของส่วนที่ทดสอบ

$$Re = \frac{\rho V D_i}{\mu} \quad (7)$$

เมื่อ  $\mu$  คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ( $Ns/m^2$ )

ค่าตัวประกอบความเสียดทานสามารถหาได้ดังนี้

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D_i}\right) \left(\rho \frac{V^2}{2}\right)} \quad (8)$$

เมื่อ  $V$  คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหล

ประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกกำหนดโดยค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดสามารถหาได้จากสมการ

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (9)$$

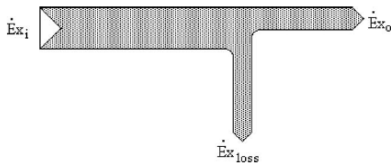
ตัวเลขการถ่ายเทความร้อน(The number of heat transfer units: NTU) หาจากสมการ

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (10)$$

### 2.2 การวิเคราะห์เอ็กซ์เซอจี (Exergy Analysis)

เอ็กซ์เซอจี คือ งานที่มากที่สุดที่เกิดขึ้นได้ภายใต้กระบวนการย้อนกลับได้ซึ่งมีความสมดุลกับสภาวะแวดล้อม โดยอ้างอิงสภาวะสิ่งแวดล้อมเพื่อใช้ในการหาเอ็กซ์เซอจี อุณหภูมิที่ใช้อ้างอิงในงานวิจัยชิ้นนี้อยู่ที่ประมาณ 25 - 30° C (ambient temperature)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูญเสียอยู่ 2 แบบ ความแตกต่างของอุณหภูมิและความแตกต่างของความดันในท่อเนื่องจากความเสียดทานภายในท่อ ความสูญเสียจะบ่งบอกถึงปริมาณของการไม่สามารถย้อนกลับได้ และมีหลายวิธีที่สามารถทำให้การสูญเสียนี้น้อยที่สุดได้ แต่อย่างไรก็ตามในงานวิจัยนี้ การวิเคราะห์ค่า Exergy ไม่คิดค่าความเสียดทาน (หรือการลดลงของความดัน) กระบวนการย้อนกลับไม่ได้ จะคิดเฉพาะค่าการถ่ายเทความร้อนของกระบวนการย้อนกลับไม่ได้



รูปที่ 3 แสดงแผนผังค่า Exergy ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ค่าเอ็กส์เซอจีที่สูญเสีย(exergy loss) ของระบบเปิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าไม่คิดค่าความร้อนสูญเสีย เมื่อของไหลร้อนและเย็นค่าความจุความร้อนของของไหลร้อนน้อยที่สุด ค่า exergy ที่สูญเสียจะเท่ากับ

$$\dot{Ex}_{loss} = T_e \left[ C_{min} \ln(T_{ho}/T_{hi}) + C_{max} \ln(T_{co}/T_{ci}) \right] \quad (11)$$

เมื่อ  $T_r = T_{hi}/T_{ci}$

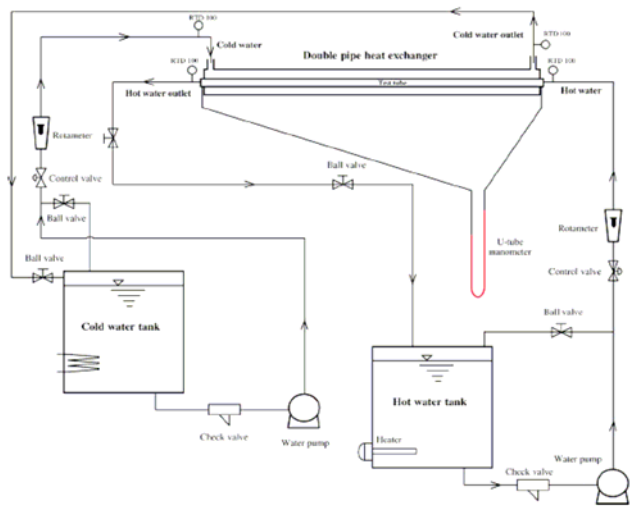
สมการหาค่าสูญเสียของเอ็กส์เซอจี จะหาได้จาก

$$\begin{aligned} \dot{Ex}_{loss} = T_e & \left[ C_{min} \ln \left[ 1 - \varepsilon \left( 1 - \frac{1}{T_r} \right) \right] \right. \\ & \left. + C_{max} \ln [1 + \varepsilon C_r (T_r - 1)] \right] \end{aligned} \quad (12)$$

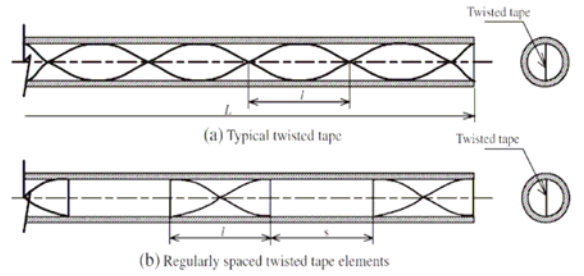
สมการ (12) ทารด้วย  $(T_e C_{min})$  ค่า dimensionless exergy loss จะได้

$$\begin{aligned} e &= \frac{\dot{Ex}_{loss}}{T_e C_{min}} \\ e &= \ln \left[ 1 - \varepsilon \left( 1 - \frac{1}{T_r} \right) \right] + \frac{1}{C_r} \ln [1 + \varepsilon C_r (T_r - 1)] \end{aligned} \quad (13)$$

### 3. ชุดทดลองและวิธีการทดลอง



รูปที่ 1 ชุดทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อ



รูปที่ 2 การสอดใส่แผ่นใบปิดภายในท่อทดสอบ

ชุดอุปกรณ์การทดลองได้ถูกแสดงดังรูปที่ 1 นำมาทดลองในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ 2 ชั้น โดยใช้น้ำเป็นของไหลทำงานผ่านท่อชั้นในซึ่งทำมาจากทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อเท่ากับ 25.8 มิลลิเมตรและมีความหนา 1 มิลลิเมตร ขณะที่น้ำเย็นจะไหลผ่านท่อนอกซึ่งทำจากเหล็กชุบสังกะสีที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในเท่ากับ 50.6 มิลลิเมตรโดยท่อทั้งสองมีความยาว 1500 มิลลิเมตรสำหรับท่อตัวนอกจะทำการหุ้มฉนวนไว้เพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนแก่ภายนอกให้น้อยที่สุดและทำการป้องกันการรั่วซึมของระบบโดยใช้อัตราการไหลคงที่ 1.3 kg/s ความดันตกคร่อมที่จุดทดสอบวัดโดยใช้மானิเตอร์ตัววัด ใช้โรตาริเตอร์สองตัวติดตั้งเพื่อวัดค่าอัตราการไหลโดยใช้คอนโทรลวาล์วในการปรับค่าอัตราการไหล อุณหภูมิในถึงน้ำถูกควบคุมให้คงที่ที่ประมาณ 30 °C แผ่นใบปิดทำจากเหล็กสแตนเลสมีความหนา 1.0 มิลลิเมตร( $\delta$ ) กว้าง 24.8 มิลลิเมตร ในการทดลองการไหลแบบหมุนวนจะถูกสร้างโดยการสอดใส่แผ่นใบปิดที่มีอัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วงบิดตั้งแต่  $S = 0.0$  (แผ่นใบปิดตลอดความยาว), 1.0, 2.0 และ 3.0 ที่ทางเข้าและออกทั้งน้ำร้อนและน้ำเย็นจะถูกทำการตรวจวัดอุณหภูมิโดยเครื่องวัดอุณหภูมิที่ผิวนอกของท่อตัวในที่ทางเข้าและทางออก (เพื่อนำไปใช้ในการหาค่าตัวเลขนัสเซลล์เฉลี่ย) ซึ่งอุณหภูมิทั้งหมดที่ทำการวัดจะถูกต่อเข้ากับชุดเก็บข้อมูล (data logger) ขณะที่ทางเข้าและทางออกของท่อตัวในหรือท่อน้ำร้อนจะถูกทำการติดตั้งจุดวัดความดันสำหรับวัดความดันตกคร่อมโดยต่อเข้ากับமானิเตอร์ตัววัด ในการทดลองได้ทำการติดตั้งบอลวาล์วจำนวน 2 ตัวเพื่อควบคุมทิศทางการไหลของน้ำเย็นเพื่อให้เกิดการไหลแบบสวนทางกัน ในการทดสอบแต่ละครั้งจะทำการบันทึกข้อมูลอุณหภูมิ อัตราการไหลและความดันตกคร่อมของน้ำร้อนที่ท่อชั้นในภายหลังจากที่ระบบเข้าสู่สภาวะสมดุล โดยทำการปรับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของน้ำร้อนในช่วง 3000 ถึง 20000 โดยคุณสมบัติต่างๆ ของของไหลและการหาค่าตัวเลขนัสเซลล์จะถูกพิจารณาจากอุณหภูมิโดยเฉลี่ย

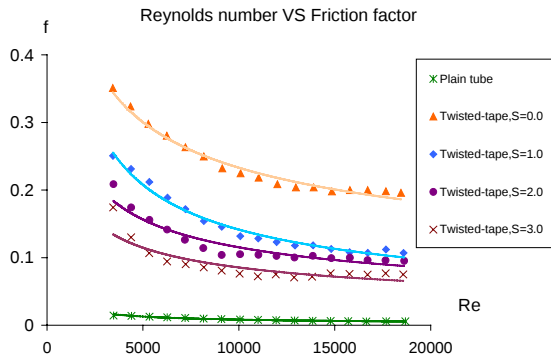
### 4. ผลลัพธ์และวิจารณ์ผล

ผลการทดลองวิเคราะห์ความสัมพันธ์ของค่าต่างๆ ได้ดังนี้

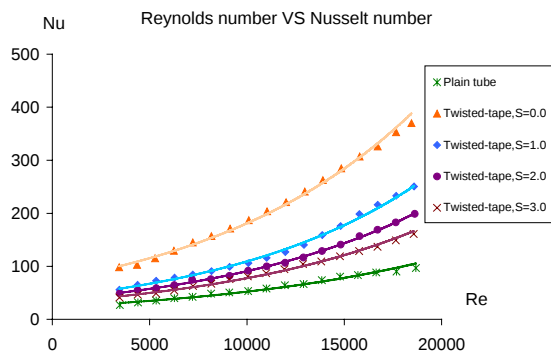
ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขเรย์โนลด์และค่าตัวประกอบความเสียดทาน แสดงในรูปที่ 4 ซึ่งพบว่าเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์ เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานมีแนวโน้มลดลง ซึ่งท่อเปล่า (Plain-tube) มีค่าตัวประกอบความเสียดทานน้อยที่สุด และใบปิดที่มีอัตราส่วนระยะ

ช่องว่างเว้นช่วงบิด 0.0 (Twisted-tape,  $S=0.0$ ) มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด

ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขเรย์โนลด์และตัวเลขนัสเซลส์แสดงในรูปที่ 5 ซึ่งพบว่าเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวเลขนัสเซลส์เพิ่มขึ้นด้วย ซึ่งกรณีแผ่นบิดตลอดความยาว (Twisted-tape,  $S=0.0$ ) จะให้ค่าตัวเลขนัสเซลส์สูงสุดและท่อเปล่า (Plain-tube) จะให้ค่าตัวเลขนัสเซลส์ต่ำสุด



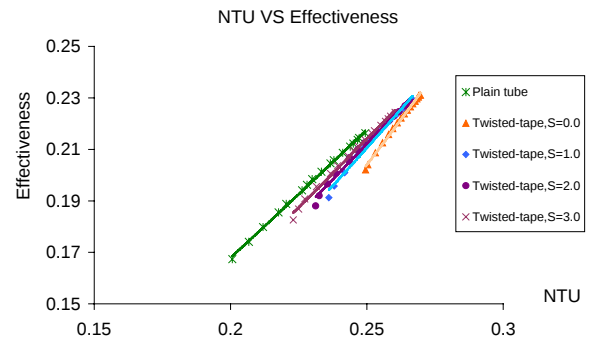
รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขเรย์โนลด์ และ Friction factor



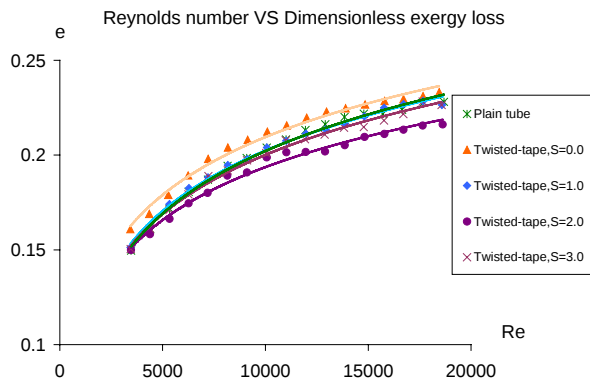
รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขเรย์โนลด์และตัวเลขนัสเซลส์

จากกราฟรูปที่ 6 จะแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง NTU กับ Effectiveness ซึ่งพบว่าเมื่อค่า NTU เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัว Effectiveness เพิ่มขึ้น กรณีท่อใส่แผ่นบิดตลอดความยาว (Twisted-tape,  $S=0.0$ ) จะให้ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุด และท่อเปล่าจะให้ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด

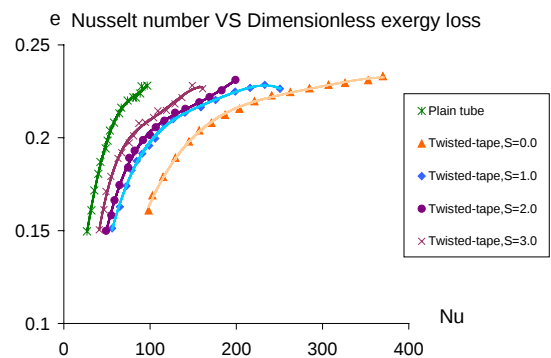
ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขเรย์โนลด์ และ Exergy loss แสดงในรูปที่ 7 ซึ่งพบว่าเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นจะทำให้ Exergy loss เพิ่มขึ้นด้วย กรณีแผ่นบิดที่มีอัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วงบิด 0.0 (Twisted-tape,  $S=0.0$ ) จะเกิดการสูญเสียเอ็กซ์เซอียมากที่สุดและกรณีใบบิดที่มีอัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วงบิด 2.0 (Twisted-tape,  $S=2.0$ ) มีการสูญเสียเอ็กซ์เซอียน้อยสุด



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่าง NTU กับ Effectiveness

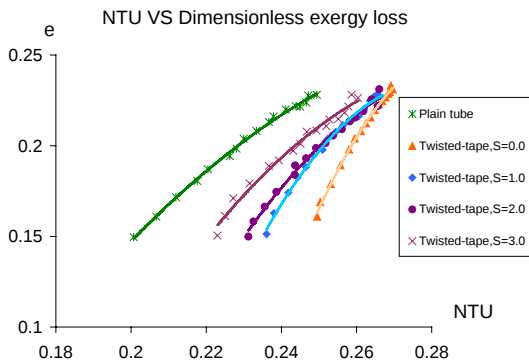


รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์กับ Exergy loss



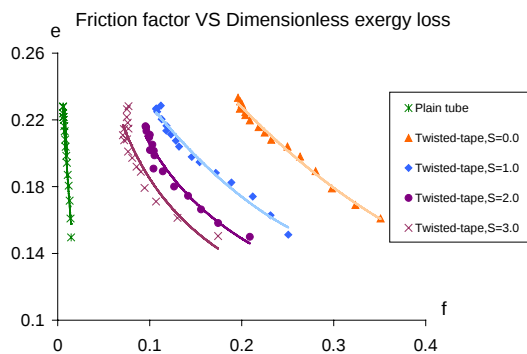
รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซลท์ และค่า Exergy loss

ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซลท์ และ Exergy loss แสดงในรูปที่ 8 ซึ่งพบว่าเมื่อค่าตัวเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Exergy loss เพิ่มขึ้นด้วย กรณีแผ่นบิดที่มีอัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วงบิด 0.0 (Twisted-tape,  $S=0.0$ ) จะเกิดการสูญเสียเอ็กซ์เซอียมากที่สุดและ กรณีใบบิดที่มีอัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วงบิด 2.0 (Twisted-tape,  $S=2.0$ ) มีการสูญเสียเอ็กซ์เซอียน้อยสุด



รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่าง NTU และ Exergy loss

ความสัมพันธ์ระหว่าง NTU และ Exergy loss แสดงในรูปที่ 9 ซึ่งพบว่าเมื่อค่า NTU เพิ่มขึ้นจะให้ค่าการสูญเสียเอ็กซ์เซอียเพิ่มขึ้นด้วย กรณีแผ่นบิดที่มีอัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วงบิด 0.0 (Twisted-tape,  $S=0.0$ ) จะเกิดการสูญเสียเอ็กซ์เซอียมากที่สุด และกรณีไปบิดที่มีอัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วงบิด 2.0 (Twisted-tape,  $S=2.0$ ) มีการสูญเสียเอ็กซ์เซอียน้อยสุด



รูปที่ 10 ความสัมพันธ์ระหว่าง Friction factor และ Exergy loss

ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบความเสียดทานและ Exergy loss แสดงในรูปที่ 10 ซึ่งพบว่าเมื่อค่าตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นจะให้ค่าการสูญเสียเอ็กซ์เซอียน้อยลง กรณีแผ่นบิดที่มีอัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วงบิด 0.0 (Twisted-tape,  $S=0.0$ ) จะเกิดการสูญเสียเอ็กซ์เซอียมากที่สุด และกรณีไปบิดที่มีอัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วงบิด 2.0 (Twisted-tape,  $S=2.0$ ) มีการสูญเสียเอ็กซ์เซอียน้อยสุด

## 5. สรุปผลการวิเคราะห์

ผลจากการทดลองในการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการสอดใส่แผ่นบิดที่มีอัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วงบิดที่แตกต่างกัน ( $S=0.0$ ,  $S=1.0$ ,  $S=2.0$  และ  $S=3.0$ ) ผลที่ได้จากการสอดใส่แผ่นบิดภายในท่อเมื่อเปรียบเทียบกับท่อที่ไม่ใส่แผ่นบิด (ท่อเปล่า) แสดงว่าการสอดใส่แผ่นบิดที่มีอัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วงบิด ( $S$ ) ต่างๆ ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบความเสียดทานดีขึ้น

## 6. สัญลักษณ์

|                   |                                                    |
|-------------------|----------------------------------------------------|
| $A$               | พื้นที่ถ่ายเทความร้อน, $m^2$                       |
| $C_p$             | ค่าความจุความร้อนจำเพาะ, $J/kg\ K$                 |
| $C_{max}$         | ค่าความจุความร้อนสูงสุด, $W/K$                     |
| $C_{min}$         | ค่าความจุความร้อนต่ำสุด, $W/K$                     |
| $C_r$             | อัตราส่วนค่าความจุความร้อน                         |
| $D$               | เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ, $m$                          |
| $e$               | การสูญเสียเอ็กซ์เซอียไร้มิติ                       |
| $\dot{E}x_{loss}$ | การสูญเสียเอ็กซ์เซอีย, $W$                         |
| $f$               | ตัวประกอบความเสียดทาน                              |
| $h$               | ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, $W/m^2 K$        |
| $k$               | ค่าการนำความร้อน, $W/m\ K$                         |
| $l$               | ระยะช่วงบิด, $m$                                   |
| $L$               | ความยาวท่อ, $m$                                    |
| $\dot{m}$         | อัตราการไหลเชิงมวล, $kg/s$                         |
| $NTU$             | ตัวเลขการถ่ายเทความร้อน                            |
| $Nu$              | ตัวเลขนัสเซลท์                                     |
| $Pr$              | ตัวเลขพรันท                                        |
| $\Delta P$        | ความดันตกคร่อมของท่อใน, $Pa$                       |
| $\dot{Q}$         | อัตราการถ่ายเทความร้อน, $W$                        |
| $Re$              | ตัวเลขเรย์โนลด์                                    |
| $s$               | ระยะช่องว่างเว้นช่วงบิด, $m$                       |
| $S$               | อัตราส่วนระยะช่องว่างเว้นช่วงบิด ( $s/D$ )         |
| $T$               | อุณหภูมิ, $^{\circ}C$                              |
| $T_e$             | อุณหภูมิที่สภาวะสิ่งแวดล้อม, $^{\circ}C$           |
| $T_r$             | อัตราส่วนอุณหภูมิ, $^{\circ}C$                     |
| $\Delta T_{LMTD}$ | ความต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม, $^{\circ}C$ |
| $U$               | สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด, $W/m^2 K$    |
| $V$               | ความเร็วตามแนวแกนเฉลี่ย, $m/s$                     |
| $W$               | ความกว้างของแผ่นบิด, $m/s$                         |
| $y$               | อัตราส่วนระยะบิด ( $l/D$ )                         |
| $\varepsilon$     | ประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน               |
| $\delta$          | ความหนาของแผ่นบิด, $m$                             |
| $\rho$            | ความหนาแน่น, $kg/m^3$                              |
| $V$               | ความหนืดจลน์ของของไหล, $m^2/s$                     |
| สัญลักษณ์ตัวห้อย  |                                                    |
| ave               | เฉลี่ย                                             |
| c                 | เย็น                                               |
| e                 | สภาวะสิ่งแวดล้อม                                   |
| h                 | ร้อน                                               |
| i                 | ด้านใน                                             |
| in                | ทางเข้า                                            |
| loss              | การสูญเสีย                                         |
| m                 | อุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม                         |
| o                 | ด้านนอก                                            |
| out               | ทางออก                                             |

w            น้ำ  
max        สูงสุด  
min        น้อยสุด

## 7.เอกสารอ้างอิง

- [1]. A.W. Date, Solution of Navier–Stokes equations on non-staggered grid. *Int. J. Heat Mass Transfer* 36 (1993), pp. 1913–1922.
- [2]. A.W. Date, U.N. Gaitonde, Development of correlations for predicting characteristics of laminar flow in a tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 3 (1990) 373–382.
- [3]. S.K. Saha, U.N. Gaitonde, A.W. Date, Heat transfer and pressure drop characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2 (1989) 310–322.
- [4]. R.M. Manglik and A.E. Bergles, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part I—laminar flows. *ASME J. Heat Transfer* 115 (1993), pp. 881–889.
- [5]. S.W. Hong and A.E. Bergles, Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of twisted tape inserts, *ASME J. Heat Transfer* 98 (1976), pp. 251–256.
- [6]. S.K. Saha, A. Dutta and S.K. Dhal, Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements, *Int. J. Heat Mass Transfer* 44 (2001), pp. 4211–4223.
- [7]. R.F. Lopina and A.E. Bergles, Heat transfer and pressure drop in tape generated swirl flow of single-phase water. *Journal of Heat Transfer* 91 (1969), pp. 434–442.
- [8]. R.M. Manglik and 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 Transfer* 115 (1993), pp. 890–896.
- [9]. W.J. Marner, A.E. Bergles and J.M. Chenoweth, On the presentation of performance data for enhanced tubes used in shell-and-tube heat exchangers, *ASME J. Heat Transfer* 105 (1983), pp. 358–365.
- [10]. P. Naphon, Heat transfer and pressure drop in the horizontal double pipes with and without twisted tape insert, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 33 (2006) 166–175.
- [11]. S. Eiamsa-ard, C. Thianpong and P. Promvonge, 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* 33 (2006) 1225–1233.