การถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียของน้ำภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแทรกวัสดุพรุนทองแดง

Heat Transfer and pressure drop of water inside heat exchanger inserted with copper foam

ทแกล้ว เยี่ยมสวัสดิ์[1] สุเมธ จันทร์ละออ[1] ประพันธ์ สิทธิบุตร[1] กิตติชัย แซ่หว่าง[1] อาทิตย์ ภู่ทองเกษ[1] กิตติ นิลผึ้ง[2*]

[1] สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์ 19/1 ถนนเพชรเกษม เขตหนองแขม กรุงเทพฯ 10160

[2] ศูนย์วิจัยเทคโนโลยีการเผาไหม้และพลังงานทางเลือก ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องต้นกำลัง วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ 1518 ถนนประชาราษฎร์ 1 แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพมหานคร 10800

*ติดต่อ: nilpueng@yahoo.com, 02- 555-2000

บทคัดย่อ

บทความนี้ได้ศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียของน้ำที่ไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแทรกวัสดุพรุนทองแดง ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ใช้ในการทดลองเป็นท่อสแตนเลส 1 1/4 นิ้ว โดยถูกจัดวางอยู่ในแนวนอน วัสดุพรุนทองแดงที่มีความพรุน 0.933 ได้ถูกใช้ในการทดลองนี้ อุณหภูมิของน้ำเย็นเท่ากับ 20 ^{o}C อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 2-6 LPM ท่อถูกพันรอบด้วยตัวทำความร้อนและควบคุมฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 12.8 kW/m^2 – 19.2 kW/m^2 ผลการทดลองพบว่าการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำมีผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและความดันสูญเสียมีค่าเพิ่มขึ้น ฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้นส่งผลให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นแต่มีผลกระทบต่อค่าความดันสูญเสียน้อยมาก ตัวเลขนัสเซิลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบแทรกด้วยลวดทองแดงมีค่าสูงกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ 1.7 -3.8 เท่า

คำหลัก: เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ; สัมประสิทธิ์การพาความร้อน; การเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อน

Abstract

This paper studied the heat transfer and the pressure drop of water inside the heat exchangers inserted with copper foam. The square stainless tube which was arranged in horizontal was 1 1/4 inch. The copper foam with porosity of 0.933 was used in this study. Cold water flow inside the tube with temperature of 20 ^{o}C and volume flow rate between 2-6 LPM. Stainless tube was wrapped around by heater and controlled at heat flux between 12.8 kW/m^2 – 19.2 kW/m^2. The results showed that increasing the water flow rate resulted in an enhancement of heat transfer coefficient and pressure drop. The increase of heat flux led to an enhancement of heat transfer coefficient but it showed slight effect on the pressure drop. Nusselt number of smooth tube inserted with copper foam was higher than that from smooth tube heat exchangers about 1.7 -3.8 times.

Keywords: Tube heat exchangers; Heat transfer coefficient; Heat transfer enhancement

1. บทนำ

เนื่องจากการใช้พลังงานที่เพิ่มขึ้นในกระบวนการผลิตของภาคอุตสาหกรรม จึงมีความต้องการค้นหาเทคโนโลยีทางด้านวิศวกรรมใหม่ๆเพื่อแก้ปัญหาดังกล่าว โดยมุ่งเน้นไปที่การปรับปรุงประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์ให้เหมาะสม การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพสูงมีแนวทางคือการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน ในขณะที่ใช้พลังงานในการขับเคลื่อนของไหลที่ต่ำ ซึ่งที่ผ่านมาได้มีการพัฒนาเทคนิคและวิธีการต่างๆเช่นการทำให้พื้นผิวหยาบ การเพิ่มพื้นผิว การถ่ายเทความร้อน การสั่นสะเทือนพื้นผิว การสั่นสะเทือนของไหล อย่างไรก็ตามเมื่อไม่นานนี้ได้มีการใช้วัสดุที่มีความพรุนแทรกเข้าไปในช่องทางการไหลเช่นการแทรกลวดตาข่าย (wire mesh packing) หรือการใช้วัสดุพรุนโลหะ (metal pore) โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสกับของไหล ในอดีตที่ผ่านมาได้งานวิจัยที่

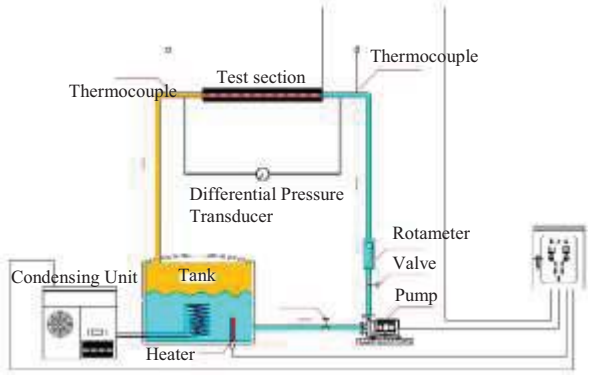
เกี่ยวข้องกับการไหลผ่านวัสดุพรุนอยู่บ้าง Dyga and Płaczek [1] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในการไหลของอากาศและน้ำผ่านช่องทางการไหลที่มีและไม่มีแทรกด้วยลวดตาข่าย เขาได้กล่าวว่าการแทรกด้วยลวดตาข่ายสามารถเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่อุณหภูมิของผิวให้ความร้อนต่ำ พลังที่ได้รับจากการการใช้บรรจุลวดตาข่ายเพิ่มขึ้น 40% Gaikwad and Mali [2] ศึกษาสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน (double pipe heat exchanger) โดยท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นท่อเรียบและท่อที่แทรกด้วยลวดบิด ลวดบิดถูกประดิษฐ์โดยใช้ลวดทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.2 mm ม้วนรอบแกนเหล็ก ทำการทดสอบภายใต้สภาวะการไหลราบเรียบ โดยสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 9 – 11 % เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบ Chumpia and Hooman [3] ทดสอบการถ่ายโอนความร้อน ประสิทธิภาพการทำงานและความดันลดลงของอากาศไหลผ่านวัสดุพรุนอลูมิเนียม เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทดสอบติดตั้งอยู่ในแนวนอนภายในอุโมงค์ลมที่ความเร็วอากาศระหว่าง 0.5 - 5 m/ s เขาพบว่าการเพิ่มความหนาของวัสดุพรุนสามารถเพิ่มถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้น Mancin et al. [4]นำเสนอค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในระหว่างการไหลของอากาศผ่านวัสดุพรุนอลูมิเนียม ทำการทดสอบที่ฟลักซ์ความร้อนที่ 25.0, 32.5 และ 40.0 kW/m^2 ผลการทดลองของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนถูกเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่าข้อมูลการทดลองทั้งหมดให้ค่าเบี่ยงเบน 17.7% Mancin et al. [5] ศึกษาการถ่ายเทความร้อน และความดันที่ลดลงในระหว่างการไหลของอากาศผ่านวัสดุพรุนทองแดง ความพรุนของวัสดุมีค่าระหว่าง 0.905- 0.934 อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ใช้อยู่ในช่วงระหว่าง 0.006 - 0.012 kg/s ผลการทดลองพบว่าวัสดุพรุน Cu-10-9.5 เหมาะสำหรับการระบายความร้อนในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ Sertkaya et al.[6] ได้ทดสอบการถ่ายเทความร้อนของวัสดุพรุนทองแดง และอลูมิเนียม ขนาดของวัสดุพรุนคือ 200 x 200x 100 mm โดยศึกษาและเปรียบเทียบประสิทธิภาพและความดันสูญเสียเทียบกับความเร็ว ผลการทดลองพบว่าวัสดุพรุนอลูมิเนียมถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าวัสดุพรุนทองแดง Targui and Kahalerras [7] ศึกษาเชิงตัวเลขของการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนท่อซ้อน เขาได้ศึกษาผลกระทบของตัวแปรหลายต่างๆเช่น ตัวเลขดาร์ซี ความหนา และความพรุน เพื่อหาคุณสมบัติและสภาวะที่เหมาะสมที่สุดของรูพรุน ผลการทดลองพบว่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงสุดในรูปแบบ B กล่าวคือมีระยะห่างน้อย ความหนามีค่าสูง

การทบทวนงานวิจัยในอดีตที่ผ่านมาพบว่าการศึกษาเกี่ยวกับการใช้วัสดุที่มีความพรุนแทรกในช่องทางการไหลสามารถแบ่งออกเป็น 2 กลุ่มหลักคือการแทรกลวดตาข่าย และการใช้วัสดุพรุนโลหะ อย่างไรก็ตามพบว่าการศึกษาการใช้วัสดุพรุนโลหะเป็นงานที่กำลังได้รับความสนใจ แต่ยังมีน้อยและขาดความรู้ความเข้าใจที่ชัดเจน ในการศึกษานี้จึงศึกษาพฤติกรรมการไหลของน้ำที่ไหลผ่านวัสดุพรุนโลหะ โดยศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลฟลักซ์ความร้อนที่มีต่อสมรรถนะเชิงความร้อนและเปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้กับท่อเรียบ

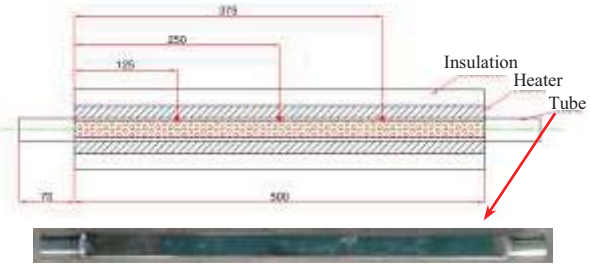
2. อุปกรณ์การทดลอง

การทดสอบการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียของน้ำภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่แทรกด้วยวัสดุพรุน ทำได้โดยการสร้างชุดอุปกรณ์ทดลองดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งประกอบด้วยถังพักน้ำ (water tank) ขนาด 40 ลิตร ซึ่งภายในมีการติดตั้งคอยล์เย็นขนาด 3.5 kW และตัวทำความร้อนขนาด 1500 W เพื่อทำหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิของน้ำให้คงที่ ก่อนน้ำถูกไหลเวียนจากถังพักโดยใช้ปั๊มแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางขนาด 1/2 HP ผ่านวาล์วและโรตามิเตอร์ (2 – 20 LPM) เพื่อปรับอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำให้ได้ตามที่กำหนดและจ่ายส่งไปยังท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อรับความร้อนก่อนไหลกลับมายังถังพักอีกครั้ง เมื่อพิจารณาท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้เป็นท่อสแตนเลสสี่เหลี่ยมขนาด 32x32 mm ยาว 0.5 m ความหนา 1.5 mm (รูปที่ 2) ภายในท่อแทรกด้วยวัสดุพรุนทองแดงที่มีความพรุน (porosity) เท่ากับ 0.933 และมีจำนวนช่องว่างต่อระยะหนึ่งนิ้ว (pore per inch, PPI) เท่ากับ 30 โดยท่อได้รับความร้อนจากตัวทำความร้อนแบบแผ่น 2,000 W ซึ่งสามารถปรับอัตราการถ่ายเทความร้อนได้โดยใช้ชุดปรับแรงดันไฟฟ้า (variac transformer) ด้านนอกชุดทดสอบหุ้มด้วยฉนวนกันความร้อนเพื่อลดการสูญเสียความร้อน ในการทดสอบได้เก็บบันทึกค่าอุณหภูมิโดยใช้เทอร์โมคับเปิล (T-type thermocouple) ความดันสูญเสียของน้ำเมื่อไหลผ่านท่อทดสอบวัดค่าโดยเครื่องวัดความแตกต่างความดัน

(Differential pressure transducer) ผลการทดลองจะถูกเก็บบันทึกเมื่ออยู่ในสภาวะคงตัว (Steady state condition)



รูปที่ 1 ชุดอุปกรณ์การทดลอง



รูปที่ 2 แผนภาพและภาพถ่ายของชุดทดสอบ

2.1 การวิเคราะห์ข้อมูล

ผลการทดลองที่ได้ถูกเก็บบันทึกกล่าวคืออัตราการไหลของน้ำ กำลังงานไฟฟ้า อุณหภูมิและความดันสูญเสียได้ถูกนำไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) ตัวเลขนัสเซิล (Nu) และตัวประกอบความ เสียดทาน (f) ตามสมการดังนี้

- อัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้ำได้รับ (Q)

$$Q = \dot{m}cp(T_{water,in} - T_{water,out}) \quad (1)$$

เมื่อ $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

cp คือ ความร้อนจำเพาะของน้ำ (J/kg K)

$T_{water,\ in}$ คือ อุณหภูมิของน้ำด้านทางเข้า (°C)

$T_{water,\ out}$ คือ อุณหภูมิของน้ำด้านทางออก (°C)

- สัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$$h = Q / A(T_{wall,avg} - T_{water,avg}) \quad (2)$$

เมื่อ A คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน (m^2)

$T_{wall,\ avg}$ คือ อุณหภูมิผนังท่อเฉลี่ย (°C)

$T_{water,\ avg}$ คือ อุณหภูมิของน้ำเฉลี่ย (°C)

- ตัวเลขนัสเซิล (Nu)

$$Nu = hD_H / k \quad (3)$$

เมื่อ D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์ของท่อ (m)

k คือ ค่าการนำความร้อนของของไหล(W/m °C)

- ตัวประกอบความเสียดทาน (*f*)

$$f = \frac{\Delta P}{(L/D)\rho V^2/2} \quad (4)$$

เมื่อ L คือ ความยาวของท่อ (m)

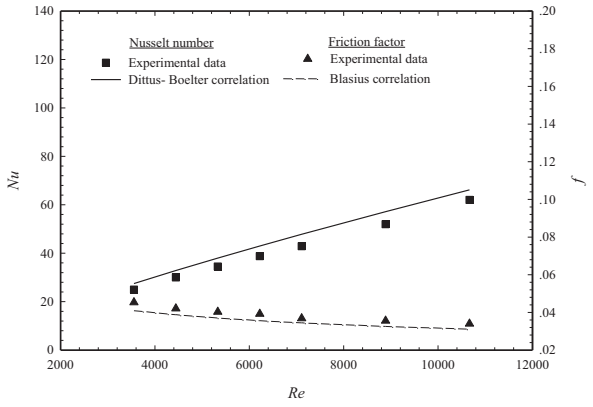
V คือ ความเร็วของของไหล (m/s)

ΔP คือ ความดันที่ลดลง (Pa)

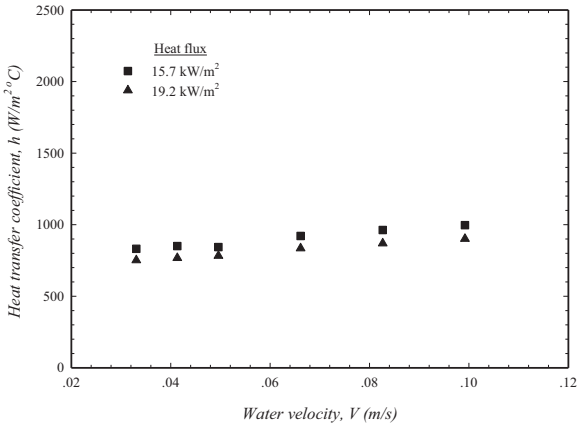
ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)

3. ผลการทดลอง

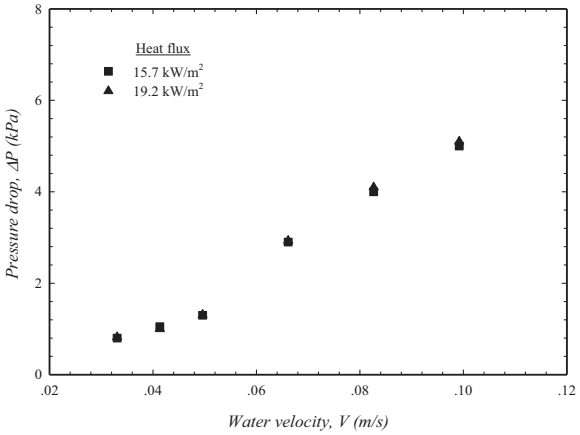
ในการศึกษานี้ได้ทำการตรวจสอบความถูกต้องของข้อมูลการทดลองสำหรับการไหลของน้ำภายในท่อเรียบโดยการเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียกับค่าที่คำนวณได้จากสหสัมพันธ์ดังแสดงในรูปที่ 3 ผลการทดลองเป็นไปตามที่คาดหมายกล่าวคือเมื่อตัวเลขเรย์โนล์ด (Re) เพิ่มสูงขึ้นจะส่งผลให้ตัวเลขนัสเซิล (Nu) มีค่าเพิ่มสูงขึ้น ในทางตรงกันข้ามกันพบว่ามีผลให้ตัวประกอบความเสียดทาน (f) มีค่าลดลง ในการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซิลจากสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และตัวประกอบความเสียดทานด้วยสหสัมพันธ์ของ Blasius พบว่าข้อมูลการทดลองสอดคล้องกับผลการคำนวณดี โดยมีค่าความผิดพลาดสัมบูรณ์เฉลี่ย (Mean Absolut Deviation, MAD) เท่ากับ 8.42% และ 8.72% สำหรับตัวเลขนัสเซิลและตัวประกอบความเสียดทานตามลำดับ การเปรียบเทียบผลการทดลองกับสหสัมพันธ์แสดงให้เห็นว่าผลการทดลองนี้มีความน่าเชื่อถือได้



รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซิลและตัวประกอบความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนล์ดของท่อเรียบ



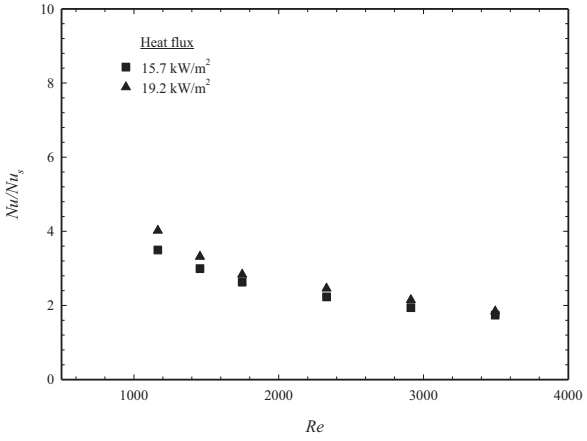
รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและความเร็วของน้ำที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกัน



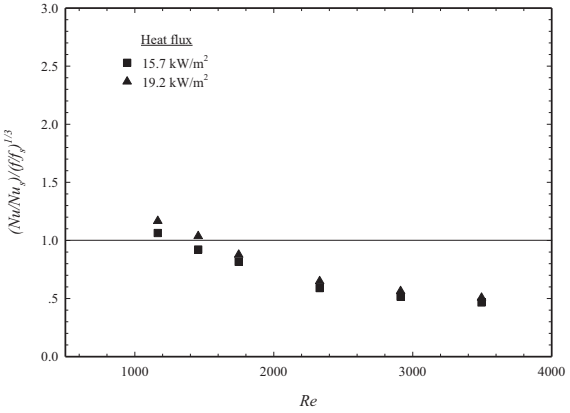
รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูญเสียและความเร็วของน้ำที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกัน

ผลกระทบของความเร็วของน้ำและฟลักซ์ความร้อนที่มีต่อสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและความดันสูญเสียแสดงในรูปที่ 4 และ5 ซึ่งพบว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อแทรกด้วยวัสดุพรุนทองแดงมีค่าสูงขึ้นเมื่อความเร็วของน้ำและฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาค่าความดันสูญเสียพบว่าการเพิ่มความเร็วส่งผลให้ความดันสูญเสียมีค่าเพิ่มสูงขึ้น โดยความชันของข้อมูลที่ช่วงความเร็วระหว่าง 0.06-0.10 m/s มีค่าสูงกว่าที่ช่วงความเร็ว 0.03-0.06 m/s ซึ่งอาจอธิบายได้ว่าการไหลของน้ำในช่วงความเร็ว 0.06-0.10 m/s มีความปั่นป่วนสูง จึงส่งผลให้ความดันสูญเสียเพิ่มขึ้นอย่างมาก อย่างไรก็ตามพบว่าการเปลี่ยนแปลง ฟลักซ์ความร้อนมีผลกระทบต่อความดันสูญเสียน้อยมาก

ในรูปที่ 6 แสดงการเปรียบเทียบพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของน้ำภายในท่อแทรกด้วยวัสดุพรุนทองแดงกับท่อเรียบที่ฟลักซ์ความร้อน 15.7 kW/m^2 และ 19.2 kW/m^2 พบว่าอัตราส่วนของตัวเลขนัสเซิลของท่อแทรกวัสดุพรุนทองแดงต่อท่อเรียบ มีค่าลดลงเมื่อตัวเลขเรย์โนล์ด โดยพบว่าอัตราส่วนของตัวเลขนัสเซิลของท่อแทรกด้วยวัสดุพรุนทองแดงต่อท่อเรียบมีค่าระหว่าง 1.7-3.8 และ 1.8 -4.1 สำหรับฟลักซ์ความร้อน 15.7 kW/m^2 และ 19.2 kW/m^2 ตามลำดับ เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสำหรับท่อที่แทรกด้วยวัสดุพรุนทองแดงต่อท่อเรียบ ภายใต้สภาวะที่กำลังงานของปั๊มเดียวกัน [8] โดยใช้ตัวแปรไร้มิติของอัตราส่วนของตัวเลขนัสเซิลต่อตัวประกอบความเสียดทาน (Nu/Nu_s) / $(f/f_s)^{1/3}$ หรือตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน (Thermal Performance Factor, TPF) ดังแสดงในรูปที่ 7 พบว่าที่ตัวเลขเรย์โนล์ดมีค่าน้อยกว่า1500 ตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนของท่อแทรกด้วยวัสดุพรุนทองแดงมีค่ามากกว่า 1 แต่พบว่าจะมีค่าต่ำกว่า 1 เมื่อเพิ่มตัวเลขเรย์โนล์ดมีค่าสูงกว่า 1500 ซึ่งแสดงให้ทราบว่าที่กำลังงานของปั๊มค่าเดียวกันการถ่ายเทความร้อนของท่อแทรกด้วยวัสดุพรุนทองแดงมีค่าสูงกว่าท่อเรียบ เมื่อ Re<1500 แต่ท่อแทรกด้วยวัสดุพรุนทองแดงถ่ายเทความร้อนได้ต่ำกว่าท่อเรียบเมื่อเพิ่มตัวเลขเรย์โนล์ดมีค่าสูงกว่า 1500 นอกจากนั้นยังพบว่าการเพิ่มสำหรับฟลักซ์ความร้อนจาก 15.7 kW/m^2 เป็น 19.2 kW/m^2 มีผลให้ตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 12.06 %



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวเลขนัสเซิลกับตัวเลขเรย์โนล์ดที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกัน



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของตัวเลขนัสเซิลและตัวประกอบความเสียดทาน

4. สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลฟลักซ์ความร้อนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียภายในท่อแทรกด้วยวัสดุพรุนทองแดง และเปรียบเทียบผลการทดลองระหว่างท่อแทรกด้วยวัสดุพรุนทองแดงกับท่อเรียบ ผลการทดลองสำหรับท่อเรียบได้ถูกเปรียบเทียบค่าสหสัมพันธ์ ซึ่งพบว่าผลการทดลองนี้มีความน่าเชื่อถือ ในการทดลองกรณีของท่อแทรกด้วยวัสดุพรุนทองแดงพบว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและความดันสูญเสียมีค่าสูงขึ้นเมื่อความเร็วของน้ำ และฟลักซ์ความร้อนที่เพิ่มขึ้นทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้นแต่จะมีผลกระทบต่อความดันสูญเสียน้อยมาก การเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่าตัวเลขนัสเซิลของท่อเรียบแทรกด้วยวัสดุพรุนทองแดงมีค่าสูงกว่าท่อเรียบ 1.7 -3.8 เท่า โดยการถ่ายเทความร้อนของท่อแทรกด้วยวัสดุพรุนทองแดงมีค่าสูงกว่าท่อเรียบที่ตัวเลขเรย์โนล์ดมีค่าต่ำ

5. กิตติกรรมประกาศ

ทีมวิจัยขอขอบคุณกองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน (แผนเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงาน)” สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน ภายใต้โครงการสนับสนุนทุนวิจัยแก่นักศึกษาระดับปริญญาตรี ประจำปี 2558 ที่ได้มอบงบประมาณสนับสนุนการทำวิจัยในครั้งนี้

6. เอกสารอ้างอิง

[1] Dyga R., Płaczek M., (2010), Efficiency of heat transfer in heat exchangers with wire mesh packing, International Journal of Heat and Mass Transfer,vol 53,pp. 5499-5508.

[2] Gaikwad D., Mali K., (2014), Heat Transfer Enhancement for Double Pipe Heat Exchanger Using Twisted Wire Brush Inserts, International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, Vol. 3, pp.14741 – 14748.

[3] Chumpia A., Hooman K., (2014), Performance evaluation of single tubular aluminium foam heat exchangers, Applied Thermal Engineering, vol. 66, pp. 266-273.

[4] Mancin S., Zilio C., Cavallini A, Rossetto L., (2010), Heat transfer during air flow in aluminum foams, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 53, pp. 4976-4984.

[5] Mancin S., Zilio C., Diani A., Rossetto L., (2012), Experimental air heat transfer and pressure drop through copper foams, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 36, pp. 224-232.

[6] Sertkaya A.A., Altınısık K., Dincer K., (2012), Experimental investigation of thermal performance of aluminum finned heat exchangers and open-cell aluminum foam heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science., vol. 36, pp. 86-92.

[7] Targui N., Kahalerras H., (2008), Analysis of fluid flow and heat transfer in a double pipe heat exchanger with porous structures, Energy Conversion and Management, vol. 49, pp. 3217-3229.

[8] Bergles A. E., Blumenkrantz A. R., Taborek J., (1974), Performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces, in Proceedings of the 5th International Heat Transfer Conference, vol. 2, pp. 239–243.