

อิทธิพลของจำนวนแถวท่อของหม้อน้ำรถยนต์ ต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน*

อดิพงษ์ นันทพันธุ์¹⁾ สรรพวรรธ วิทยาศัย²⁾ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์²⁾

¹⁾ กองศูนย์ฝึกอบรมแม่เมาะ บริษัท กฟผ. จำกัด (มหาชน)

²⁾ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

Email : atipoang.n@egat.co.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาผลของจำนวนแถวท่อของหม้อน้ำรถยนต์ที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน โดยหม้อน้ำรถยนต์ที่ทดสอบมีจำนวนแถวท่อเท่ากับ 2, 3 และ 4 แถว ในการทดสอบจะติดตั้งหม้อน้ำรถยนต์ในอุโมงค์ลมและทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนที่ไหลภายในท่อ กับอากาศเย็นที่ไหลผ่านพื้นผิวภายนอกของกลุ่มท่อ จากการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันอากาศตกคร่อมหม้อน้ำรถยนต์เพิ่มขึ้นตามจำนวนแถวท่อ และนอกจากนี้ยังทำการพัฒนาแบบจำลองเพื่อใช้ทำนายคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหลของอากาศ ซึ่งโมเดลที่พัฒนาขึ้นสอดคล้องกับผลการทดลองเป็นอย่างดี

คำสำคัญ : เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, การทดสอบสมรรถนะ, หม้อน้ำรถยนต์

*
รับต้นฉบับเมื่อวันที่ 15 สิงหาคม 2548 และได้รับบทความฉบับแก้ไขเมื่อวันที่ 30 กันยายน 2548

Effect of Row Numbers of Automobile Radiator on Heat Transfer Performance *

Atipoang Nuntaphan ¹⁾ Sanparwat Vithayasai ²⁾ Tanongkiat Kiatsirirot ²⁾

¹⁾ Mae Moh Training Center, EGAT Public Company Limited

²⁾ Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University

Email : atipoang.n@egat.co.th

ABSTRACT

This research work studies the effect of the number of tube rows on heat transfer performance of the automobile radiator. The numbers of tube row of the specimens are 2, 3 and 4 rows. Each of heat exchanger is setting in a wind tunnel and exchanges heat between hot water flowing in the tube-side and cold air flowing across the tube bank. From the experiment, it is found that the heat transfer coefficient and the air stream pressure drop of the heat exchanger increases with the increase of tube row. Moreover, the models for evaluating the heat transfer and the frictional characteristic are developed and the results agree well with the experimental data.

Keywords : Heat exchanger, Performance testing, Automobile radiator

*

Original manuscript submitted: August 15, 2005 and Final manuscript received: September 30, 2005

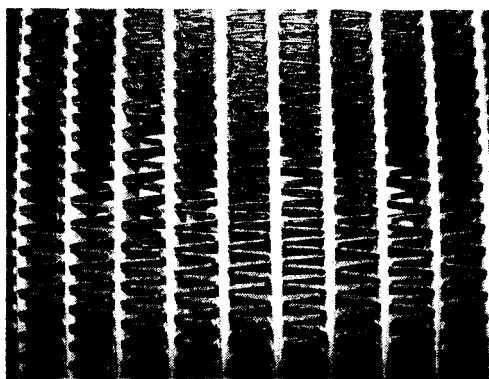
บทนำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เป็นอุปกรณ์สำคัญในกระบวนการดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ (Waste Heat Recovery Process) ซึ่งปัจจุบันได้มีการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลายรูปแบบ เพื่อตอบสนองความต้องการใช้งาน อาทิเช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน (Heat Pipe Heat Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ (Tubular Heat Exchanger) เป็นต้น

หม้อน้ำรถยนต์ (Automobile Radiator) เป็นอุปกรณ์อีกประเภทหนึ่งที่กำลังได้รับความนิยมนำมาดัดแปลงเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับกระบวนการดึงความร้อนหรือความเย็นทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ ทั้งนี้เนื่องจากมีราคาถูกกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทอื่นๆ ตลอดจนมีสมรรถนะที่สูง ลักษณะของหม้อน้ำรถยนต์จะเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง (Cross Flow Heat Exchanger) โดยปกติแล้วจะมีหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนกับของเหลวที่ไหลในท่อซึ่งมีลักษณะแบน (Flat Tube) กับอากาศที่ไหลผ่านพื้นผิวภายนอกท่อ

เพื่อเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน หม้อน้ำรถยนต์จึงมีการติดตั้งระบายความร้อนซึ่งลักษณะของครีบท่อหม้อน้ำรถยนต์เป็นแบบครีบท่อ (Louver Fin) แสดงดังรูปที่ 1

การประยุกต์ใช้หม้อน้ำรถยนต์ในกระบวนการดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ ผู้ออกแบบจำเป็นต้องทราบถึงสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์ โดยเฉพาะอย่างยิ่งค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวของหม้อน้ำรถยนต์ รวมทั้งค่าความดันอากาศตกคร่อมที่เกิดขึ้น ซึ่งในกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งแบบครีบท่อนั้น ได้มีนักวิจัยหลายท่านได้พัฒนาแบบจำลองเพื่อใช้ในการคำนวณขึ้น อาทิ Davenport (1983), Tanaka et al (1984), Achaichia and Cowell (1988), Webb and Jung (1992) และ Rugh et al (1992) ซึ่งแบบจำลองที่พัฒนาขึ้นเหมาะสมสำหรับช่วงทำงานต่างๆ กัน รวมทั้งลักษณะทางกายภาพของหม้อน้ำแบบต่างๆ อย่างไรก็ตาม Chang and Wang (1997) ได้นำข้อมูลการทดสอบสมรรถนะของนักวิจัยต่างๆ ข้างต้นมาพัฒนาแบบจำลองมาตรฐานเพื่อใช้คำนวณสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าว อย่างไรก็ตามข้อมูลที่นำมาพัฒนาแบบจำลองนั้น ส่วนใหญ่จะเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีจำนวนแถวท่อเท่ากับ 1 แถว และในกรณีของหม้อน้ำรถยนต์ซึ่งประกอบด้วยแถวท่อจำนวนหลายๆ แถว ยังไม่มีข้อมูลด้านสมรรถนะที่ชัดเจนนัก ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะการศึกษาอิทธิพลของจำนวนแถวท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทดังกล่าวที่มีต่อสมรรถนะของระบบ ซึ่งข้อมูลที่ได้รับจะเป็นประโยชน์ต่อการประยุกต์ใช้หม้อน้ำรถยนต์ต่อไป



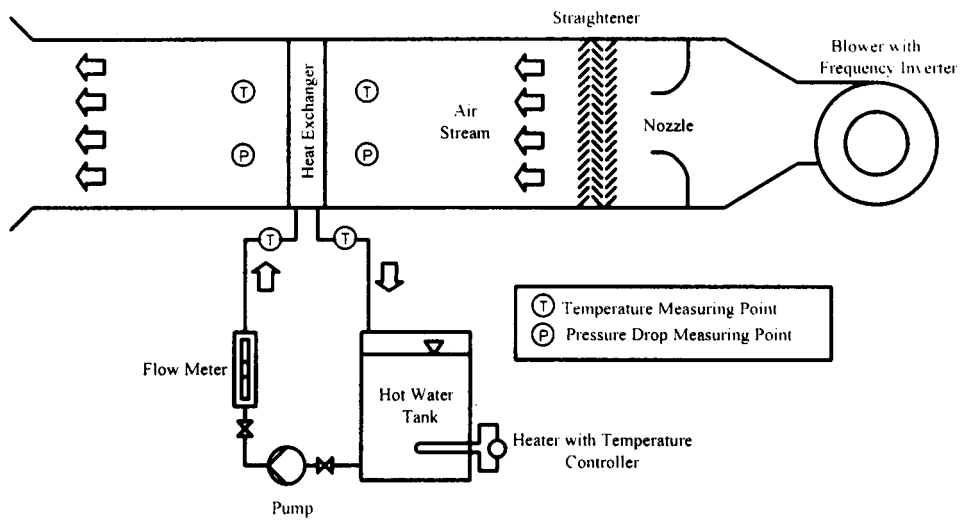
รูปที่ 1 ลักษณะของท่อและครีบของหม้อน้ำรถยนต์

อุปกรณ์และวิธีการทดสอบ

การทดสอบสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์ จะดำเนินการตามมาตรฐาน ANSI/ARI (1981), ANSI/ASHRAE (1986, 1987, 1989) เป็นหลัก โดยหม้อน้ำรถยนต์จะถูกนำมาติดตั้งในอุโมงค์ลม ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนกับอากาศเย็น เพื่อเป็นการหลีกเลี่ยงภาวะการควบแน่นของไอน้ำในอากาศบนพื้นผิวของหม้อน้ำรถยนต์ ลักษณะของอุปกรณ์การทดสอบแสดงดังรูปที่ 2 ซึ่งประกอบด้วยอุโมงค์ลมขนาดพื้นที่หน้าตัด 0.5×0.5 m ยาวประมาณ 7 m อากาศในอุโมงค์ลมจะถูกขับเคลื่อนโดยพัดลมขนาด 1 hp ไหลผ่าน Nozzle เพื่อวัดความเร็วของอากาศ และ Straightener ซึ่งทำหน้าที่ปรับระดับความเร็วของอากาศให้สม่ำเสมอ อากาศจะไหลผ่านหม้อน้ำรถยนต์ เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำร้อนที่ไหลอยู่ด้านในท่อ ทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้น โดยในการทดสอบจะทำการวัดอุณหภูมิของอากาศและน้ำด้านเข้าและออกจากหม้อน้ำรถยนต์ รวมทั้งค่าความดันอากาศตกร่อมหม้อน้ำรถยนต์ และอัตราการไหลของน้ำร้อน ซึ่งค่าเหล่านี้จะนำมาคำนวณสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์

อนึ่งน้ำร้อนที่ป้อนเข้าสู่หม้อน้ำรถยนต์จะผลิตโดย ชุดถังน้ำร้อน (Hot Water Tank) และไหลเข้าสู่หม้อน้ำรถยนต์โดยใช้ปั๊มน้ำร้อนขนาด 1 hp โดยอัตราการไหลของน้ำร้อนวัดค่าโดยอุปกรณ์วัดอัตราการไหล (Flow Meter)

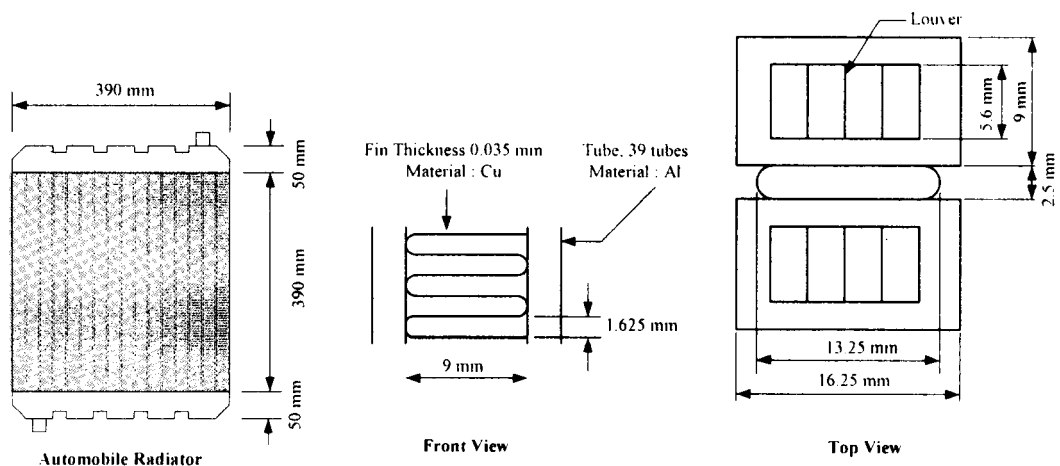
สภาวะที่ใช้ทดสอบแสดงดังตารางที่ 1 และ ลักษณะและขนาดของหม้อน้ำรถยนต์ที่ศึกษาแสดงดังรูปที่ 3



รูปที่ 2 ชุดทดสอบสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์

รายการ	ปริมาณ
จำนวนชั้นของหม้อน้ำรถยนต์	2,3,4
อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ	0.1-0.7 kg/s
อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ	10-20 kg/s
อุณหภูมิอากาศด้านเข้าหม้อน้ำรถยนต์	25 °C
อุณหภูมิน้ำร้อนด้านเข้าหม้อน้ำรถยนต์	60 °C

ตารางที่ 1 สภาวะที่ใช้ทดสอบสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์



รูปที่ 3 ขนาดของหม้อน้ำรถยนต์ที่ทดสอบ (Front-Top Views แสดงเฉพาะ 1 แถวท่อเท่านั้น)

การคำนวณสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์

เนื่องจากงานวิจัยนี้จะศึกษาความสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวหม้อน้ำรถยนต์ ซึ่งมีจำนวนแถวท่อแตกต่างกัน ซึ่งการหาค่าดังกล่าวมีวิธีการดังต่อไปนี้

กรณีที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำร้อนและอากาศในงานวิจัยนี้ สามารถคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ดังสมการต่อไปนี้

$$Q = \dot{m}_w C p_w (T_{wi} - T_{wo}) \quad (1)$$

$$Q = \dot{m}_a C p_a (T_{ai} - T_{ao}) \quad (2)$$

โดยที่

Q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)

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

Cp คือ ความจุความร้อนจำเพาะ (J/kgK)

T คือ อุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$)

subscript

a คือ อากาศ

w คือ น้ำ

i คือ ด้านเข้า

o คือ ด้านออก

ดัชนีที่ใช้บ่งบอกสมรรถนะที่นิยมใช้ในปัจจุบันคือค่าประสิทธิผล (Effectiveness: ε) ซึ่งสามารถคำนวณได้จาก

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (3)$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{(\dot{m}Cp)_{min} \Delta T_{max}} \quad (4)$$

โดยที่

Q_{max} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (W)

$(\dot{m}Cp)_{min}$ คือ ผลคูณของอัตราการไหลเชิงมวลและความจุความร้อนจำเพาะที่น้อยที่สุด (W/K)

ΔT_{max} คือ ผลต่างของอุณหภูมิอากาศและน้ำที่มากที่สุด ($^{\circ}\text{C}$)

การคำนวณค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นิยมใช้ความสัมพันธ์ของ $\varepsilon - NTU$ จำนวน ซึ่งในกรณีของงานวิจัยนี้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจัดอยู่ในประเภทไหลตามขวาง โดยน้ำร้อนจะไหลเข้าทุกๆ ท่อในคราวเดียวกัน แลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศซึ่งไหลด้านนอกท่อ โดยกำหนดให้ค่า $(\dot{m}Cp)_{min}$ อยู่ด้านอากาศ จะสามารถแสดงความสัมพันธ์ของ $\varepsilon - NTU$ ในรูปของ

$$\varepsilon = \frac{1}{C^*} \left\{ 1 - e^{-C^* (1 - e^{-NTU})} \right\} \quad (5)$$

$$C^* = \frac{\dot{m}_a C p_a}{\dot{m}_w C p_w} \quad (6)$$

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}_a C p_a} \quad (7)$$

โดยที่

NTU คือ จำนวนหน่วยถ่ายเท (Number of Transfer Unit)

UA คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมพื้นที่ (W/K)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำการศึกษ
สามารถคำนวณได้จาก

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta}{k_t A_b} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \quad (8)$$

โดยที่

A_i คือ พื้นที่ผิวด้านในท่อ (m^2)

A_b คือ พื้นที่ผิวด้านนอกของท่อเปลือก (m^2)

A_o คือ พื้นที่ผิวรวมด้านนอกของท่อ (m^2)

h_i คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ (W/m^2K)

h_o คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวด้านนอก
(W/m^2K)

k_t คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อ (W/mK)

δ คือ ความหนาของท่อ (m)

η_o คือ ประสิทธิภาพของพื้นผิว (Surface Efficiency)

เนื่องจากงานวิจัยนี้จะรักษาค่า Reynolds Number ของการไหลในท่อแต่ละท่อของหม้อน้ำ
รถยนต์ให้คงที่โดยมีค่าประมาณ 850 ซึ่งจากค่า Reynolds Number ดังกล่าวจะอยู่ในช่วงของการไหล
แบบราบเรียบ (Laminar Flow) ซึ่งมีค่าเฉลี่ยของ Nusselt Number เท่ากับ 4.32 (Incropera and
DeWitt, 1990) ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการไหลภายในท่อคำนวณได้จาก

$$h_i = \frac{Nuk_w}{D_h} \quad (9)$$

โดยที่

D_h คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อ (m)

k_w คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของน้ำ (W/mK)

จากสมการ (8) ค่า η_o นิยามว่าเป็น อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริงของครีปและท่อต่ออัตรา
การถ่ายเทความร้อนของครีปและท่อในกรณีที่อุณหภูมิของครีปและท่อมีค่าเท่ากันค่า η_o คำนวณได้จาก

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (10)$$

$$A_o = A_f + A_b \quad (11)$$

โดยที่

A_f คือ พื้นที่ผิวของครีบ (m^2)

η คือ ประสิทธิภาพของครีบ

ค่าประสิทธิภาพของครีบ สามารถคำนวณได้จากสมการของ Schmidt (1949) ดังนี้

$$\eta = \frac{\tanh(ml_f)}{ml_f} \quad (12)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f f_l}} \quad (13)$$

โดยที่

k_f คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีบ (W/mK)

f_l คือ ความหนาของครีบ (m)

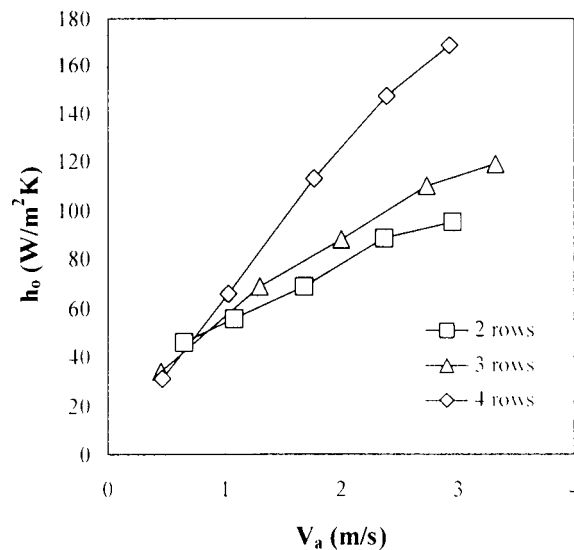
l_f คือ ความยาวของครีบที่อยู่ระหว่างท่อ (m)

จากชุดสมการที่กล่าวมาข้างต้น ทำให้สามารถคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวภายนอกของท่อ (h_o) ได้

ผลการทดลองและการวิเคราะห์

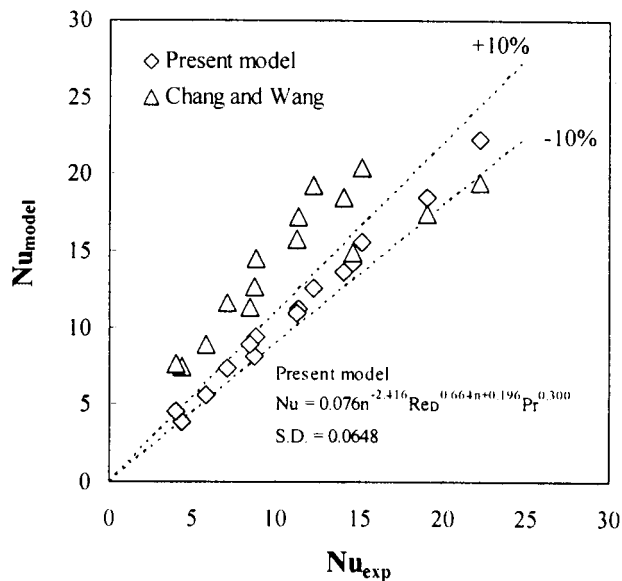
ผลการทดสอบสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์แสดงดังรูปที่ 4 ซึ่งแสดงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างอากาศและพื้นผิวด้านนอกหม้อน้ำรถยนต์ที่ความเร็วของอากาศต่างๆ โดยหม้อน้ำรถยนต์มีจำนวนแถวท่อเท่ากับ 2, 3 และ 4 แถว

จากรูปที่ 4 พบว่าเมื่อค่าความเร็วอากาศเพิ่มสูงขึ้น จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มสูงขึ้นด้วย โดยเฉพาะอย่างยิ่งหม้อน้ำรถยนต์ที่มีจำนวนแถวท่อเท่ากับ 4 แถว ปรากฏการณ์ดังกล่าวสามารถอธิบายได้ กล่าวคือการเพิ่มขึ้นของความเร็วอากาศจะส่งผลให้อากาศที่ไหลผ่านกลุ่มท่อเกิดการปั่นป่วนมากขึ้น ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของพื้นผิวของหม้อน้ำรถยนต์มากขึ้น



รูปที่ 4 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวหม้อน้ำรถยนต์

จากผลการทดลองรูปที่ 4 พบว่าที่ความเร็วของอากาศต่ำกว่า 1 m/s ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์จะมีค่าใกล้เคียงกัน แต่อย่างไรก็ตามเมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มสูงขึ้นจะพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะเพิ่มสูงขึ้นตามจำนวนแถวท่อ ปรากฏการณ์ดังกล่าวเกิดขึ้นเนื่องจากการไหลของอากาศผ่านท่อครีบบนแบบเกร็ด อากาศจะไหลไปใน 2 ช่องทางกล่าวคือ การไหลไปตามช่องว่างระหว่างครีบบน และการไหลผ่านช่องเกร็ด ในกรณีของจำนวนแถวท่อน้อย อากาศส่วนใหญ่จะไหลผ่านช่องว่างระหว่างครีบบน ทั้งนี้เนื่องจากช่องทางดังกล่าวมีความต้านทานการไหลของอากาศต่ำกว่า (ระยะทางสั้นกว่า) แต่ในกรณีของจำนวนแถวท่อน้อย การไหลของอากาศผ่านช่องว่างระหว่างครีบบน มีความต้านทานการไหลของอากาศมากขึ้นเนื่องจากความยาวที่เพิ่มขึ้นของช่องทางดังกล่าว ทำให้อากาศไหลผ่านช่องเกร็ดมากขึ้น ซึ่งการไหลของอากาศผ่านช่องเกร็ดจะส่งผลให้การไหลของอากาศปั่นป่วนมากขึ้น ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจึงเพิ่มสูงขึ้น



รูปที่ 5 การเปรียบเทียบค่า Nusselt Number จากผลการทดลองและแบบจำลอง

ในงานวิจัยนี้ยังได้พัฒนาแบบจำลองเพื่อใช้ทำนายค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิว โดยอยู่ในรูปสมการดังนี้

$$Nu = 0.076n^{-2.416} Re_D^{0.664n+0.196} Pr^{0.300} \quad (14)$$

$$n = 0.25n_r \quad (15)$$

โดยที่

n_r = จำนวนแถวท่อ

Re_D = Reynolds Number คำนวณจาก Hydraulic Diameter ของท่อ

Pr = Prandtl Number

แบบจำลองที่พัฒนาขึ้นมีค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานเท่ากับ 0.0648 การเปรียบเทียบค่า Nusselt Number จากผลการทดลองและแบบจำลอง แสดงดังรูปที่ 5

จากแบบจำลองที่พัฒนาขึ้น ยังได้ทำการเปรียบเทียบกับแบบจำลองของ Chang and Wang (1997) ดังต่อไปนี้

$$j = 0.425 Re_{LP}^{-0.496} \quad (16)$$

$$j = \frac{h_o Pr^{2/3}}{\rho_a C p_a V_{max}} \quad (17)$$

โดยที่

j คือ Colburn Factor

Re_{LP} คือ Reynolds Number คำนวณจากค่า Louver Pitch

V_{max} คือ ความเร็วสูงสุดของอากาศที่ผ่านกลุ่มท่อ (m/s)

จากรูปที่ 5 พบว่าแบบจำลองของ Chang and Wang (1997) ให้ผลการทำนายค่า Nusselt Number สูงกว่าประมาณ 20% ทั้งนี้เนื่องมาจากแบบจำลองดังกล่าวเป็นเพียงการประมาณค่าอย่างง่ายเท่านั้น ดังจะเห็นได้จากสมการ 16 ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนขึ้นอยู่กับค่า Reynolds Number เพียงอย่างเดียว แต่ในความเป็นจริงแล้วค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนยังขึ้นอยู่กับพารามิเตอร์อื่นๆ ด้วยเช่น จำนวนแถวท่อ และลักษณะทางกายภาพของท่อและครีปเป็นต้น ดังนั้นจึงทำให้สมการดังกล่าวให้ผลการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนไม่ค่อยแม่นยำนัก อย่างไรก็ตาม Chang and Wang (1997) ได้รายงานไว้ว่า ผลการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยใช้สมการ 16 มีความแตกต่างจากค่าที่คำนวณได้จากผลการทดลองประมาณ $\pm 25\%$

ในกรณีของค่าความดันอากาศตกคร่อมหม้อน้ำรถยนต์ จะแสดงดังรูปที่ 6 ซึ่งความดันอากาศตกคร่อมจะเพิ่มสูงขึ้นตามจำนวนแถวท่อ และความเร็วของอากาศ ซึ่งเป็นปรากฏการณ์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยทั่วไป

งานวิจัยนี้ได้พัฒนาแบบจำลองเพื่อใช้ทำนายความดันอากาศตกคร่อมในรูปของ Friction Factor ดังต่อไปนี้

$$f = 1.751n^{-1.037} Re_{f1}^{0.165n-0.671} \quad (18)$$

$$f = \frac{A_{min}}{A_o} \frac{\rho_i}{\rho_m} \left(\frac{2\rho_i P}{G_c^2} - \left(1 + \sigma^2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right) \right) \quad (19)$$

$$n = 0.25n_r \quad (20)$$

โดยที่

f คือ Friction Factor

A_{min} คือ พื้นที่การไหลที่น้อยที่สุด (Minimum Flow Area) (m^2)

ρ_i คือ ความหนาแน่นของอากาศด้านเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kg/m^3)

ρ_o คือ ความหนาแน่นของอากาศด้านออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kg/m^3)

ρ_m คือ ความหนาแน่นของอากาศเฉลี่ยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kg/m^3)

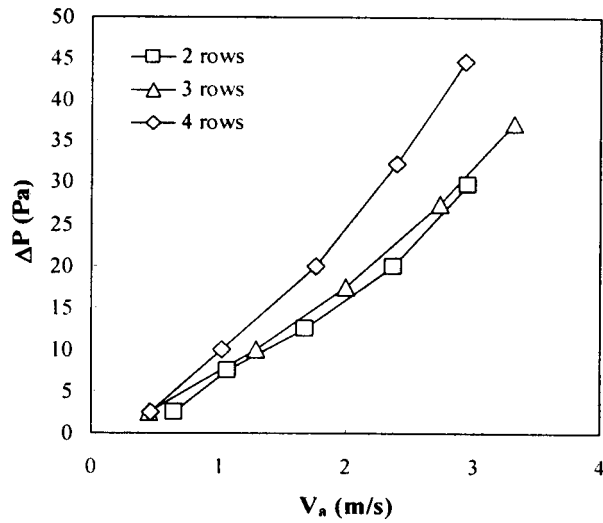
P คือ ความดันอากาศตกคร่อม (Pa)

G_c คือ อัตราการไหลเชิงมวลต่อพื้นที่การไหลที่น้อยที่สุด

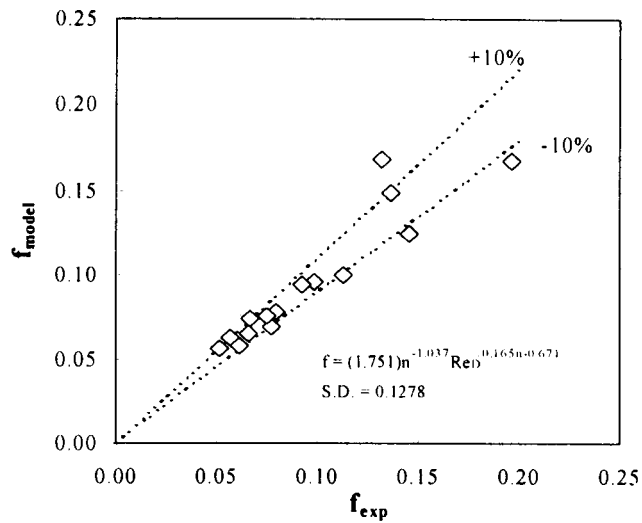
(Mass Flux Base on Minimum Flow Area) (kg/m^2s)

σ คือ อัตราส่วนระหว่างพื้นที่การไหลที่น้อยที่สุด ต่อ พื้นที่หน้าตัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

อนึ่งแบบจำลองที่พัฒนาขึ้นมีค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานเท่ากับ 0.1278



รูปที่ 6 ความดันอากาศตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 7 การเปรียบเทียบค่า Friction Factor จากผลการทดลองและแบบจำลอง

สรุปผลการวิจัย

จากการทดสอบสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์สามารถสรุปได้กล่าวคือ การเพิ่มจำนวนแถวท่อของหม้อน้ำรถยนต์ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศกับพื้นผิวเพิ่มขึ้น เนื่องมาจากอิทธิพลของการไหลของอากาศผ่านช่องเกร็ด และจำนวนแถวท่อที่เพิ่มขึ้น จะทำให้ความดันอากาศตกคร่อมหม้อน้ำรถยนต์เพิ่มสูงขึ้นไปด้วย

แบบจำลองที่พัฒนาขึ้นเพื่อใช้ทำนายค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศกับพื้นผิวท่อ และค่าความดันอากาศตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถนำมาใช้ทำนายผลการทดลองได้ โดยมีส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของข้อมูลการทดลองเมื่อเทียบกับแบบจำลองเท่ากับ 0.0648 และ 0.1278 ตามลำดับ

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยที่ให้ทุนสนับสนุนการวิจัยครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

- Achaichia T., Cowell A. 1988. "Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plated fin surface." **Experimental Thermal and Fluid Science**. 1: 147-157.
- ANSI/ARI 410-81. 1981. **Standard for Forced Circulation Air-cooling and Air-heating Coils**. American National Standard.
- ANSI/ASHRAE 41.1-1986. 1986. **Standard Method for Temperature Measurement**. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers Inc.: USA.
- ANSI/ASHRAE 41.2-1987. 1987. **Standard Method for Laboratory Air-flow Measurement**. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers Inc.: USA.
- ANSI/ASHRAE 41.3-1989. 1989. **Standard Method for Pressure Measurement**. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers Inc.: USA.
- Chang Y. J., Wang C. C. 1997. "A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry." **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 40: 533-544.
- Davenport C. J. 1983. "Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin." **AIChE Symposium** 79: 19-27.
- Incropera F. P., DeWitt D. P. 1990. **Fundamental of heat and mass transfer**. John Wiley & Sons Inc.: Singapore.
- Rugh J. P., Pearson J. T., Ramadhyani S. 1992. "A study of a very compact heat exchanger used for passenger compartment heating in automobiles." **Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries**. ASME-HTD. 201: 15-24: New York.
- Schmidt Th.E. 1949. "Heat Transfer Calculation for Extended Surfaces." **Refrigeration Engineering**. 351-357.
- Tanaka T., Itoh M., Kudoh M., Tomita A. 1984. "Improvement of compact heat exchangers with inclined louvered fins." **Bull. JSME**. 27: 219-226.
- Webb R. L., Jung S. H. 1992. "Air-side performance of enhanced brazed aluminum heat exchangers." **ASHRAE Transaction**. 98: 391-401.