

วิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบใน สภาวะลดความชื้น

Actual Dry Bulb Temperature Method for Fin-and-Tube Heat Exchangers under Dehumidifying Conditions

ธัญพัฒน์ ธุระท่า, ณัฐพล เงินเจือ, ธนวันต์ กังวลกิจ, และวรเชษฐ์ ภิรมย์ภักดี*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา ตำบลแสนสุข อำเภอเมือง จังหวัดชลบุรี 20131

*ติดต่อ: worapiro@gmail.com, 0818048996

บทคัดย่อ

ในงานวิจัย ได้นำเสนอวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงซึ่งเป็นวิธีใหม่ สำหรับคำนวณสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบที่อยู่ในสภาวะลดความชื้น โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับวิธีใหม่นี้จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริง ซึ่งทำให้ง่ายต่อการคำนวณและการใช้งานจริง นอกจากนี้ สมการสำหรับคำนวณประสิทธิภาพของครีบบางส่วนซึ่งอยู่บนพื้นฐานของวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงก็ได้ถูกนำเสนอไว้ในงานวิจัยนี้ด้วย โดยวิธีที่นำเสนอนี้ สามารถใช้ในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบที่อยู่ในสภาวะผิวเปียกทั้งหมดและสภาวะผิวเปียกบางส่วนได้ จากผลลัพธ์จะพบว่า ประสิทธิภาพของครีบและอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงจะมีค่าใกล้เคียงกับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากวิธีศักยภาพเอนทัลปีที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน

คำหลัก: เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ, วิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริง, สภาวะลดความชื้น

Abstract

This study proposes a method named actual dry bulb temperature for predicting heat transfer performance of fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions. The heat transfer rate obtained by the new method is based on the actually dry bulb temperature. This makes simplify for the application of refrigeration and air-condition. Additionally, the new equations for partially wet fin efficiency that are appropriated for actual dry bulb temperature method are also presented. The proposed methods can be applied to fin-and-tube heat exchangers in fully wet and partially wet conditions. From the results, it can be found that the fin efficiency and heat transfer characteristics obtained by the new method are nearly the same as those obtained by the enthalpy potential.

Keywords: Actual dry bulb temperature method, Dehumidifying condition, Fin-and-tube heat exchanger

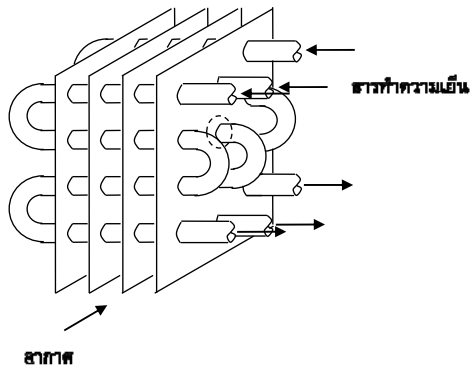
1. บทนำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบซึ่งมีลักษณะดังรูปที่ 1 เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในบ้านเรือนและอุตสาหกรรมทำความเย็นหรืออุตสาหกรรมการปรับอากาศ โดย

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบอาจอยู่ในสภาวะแห้งหรือสภาวะเปียกก็ได้ ทั้งนี้ ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิที่ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนว่าสูงหรือต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้าง โดยถ้าอุณหภูมิที่ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบต่ำกว่า

TSF-39

อุณหภูมิจุดน้ำค้างแล้ว ให้นำในอากาศจะควบแน่นมาเกาะที่ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้มีการถ่ายเทความร้อนทั้งความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงจากอากาศไปยังสารทำความเย็นที่ไหลอยู่ในท่อ



รูปที่ 1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดคียบ

ในอดีตจนถึงปัจจุบัน ได้มีนักวิจัยหลายคน ที่สร้างและพัฒนาสมการทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดคียบ ในปี ค.ศ. 1970 Threlkeld [1] ได้นำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยอยู่บนพื้นฐานของศักย์เอนทัลปี จากนั้น นักวิจัยหลายคน ได้ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Threlkeld [1] ในการศึกษาปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดคียบในสภาวะลดความชื้น ในปี ค.ศ. 2005 – 2008 Pirompugd et al. [2-7] ได้สร้าง พัฒนา และนำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่มีชื่อว่า “Tube-by-tube method” หรือ “TTM” [2,3], “Fully wet and fully tiny circular fin method” หรือ “WDFM” [4,5] และ “Finite circular fin method” หรือ “FCFM” [6,7] โดยอาศัยวิธีศักย์เอนทัลปีเป็นพื้นฐาน โดย FCFM เป็นแบบจำลองที่มีความแม่นยำมากที่สุดในปัจจุบัน

ในปี ค.ศ. 2003 Wang et al. [8] ได้นำเสนอวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูล (Equivalent dry bulb temperature method) สำหรับทำนายสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดคียบ โดยวิธีของ Wang et al. [8] จะอาศัยการเปลี่ยนค่าเอนทัลปีให้เป็นอุณหภูมิกระเปาะแห้ง โดยเส้นเอนทัลปีคงที่ลากตัดกับเส้นความชื้นสัมบูรณ์คงที่ในแผนภาพไซโครเมตริก ในปี 2015 ผู้วิจัยในบทความนี้ หรือ Pirompugd et al. [9] ได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ คือ FCFM บนพื้นฐานของวิธี

อุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูล พร้อมทั้งนำเสนอสมการสหสัมพันธ์เพื่อใช้ทำนายสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและสัมประสิทธิ์การพามวลด้านอากาศอีกด้วย

อย่างไรก็ตาม แม้ว่าวิธีศักย์เอนทัลปีจะได้รับความนิยมมากที่สุด รวมถึงวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูลก็เริ่มถูกใช้งานในวงจำกัด แต่ทั้งสองวิธีก็มีความซับซ้อนและยุ่งยากต่อการใช้งาน โดยเฉพาะอย่างยิ่ง วิธี FCFM ที่ให้ผลลัพธ์ที่มีความแม่นยำสูง ก็ยิ่งยากต่อการใช้งานมากยิ่งขึ้น ดังนั้น ในปี 2015 Pirompugd et al. [9] ได้นำเสนอวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริง (Actual dry bulb temperature method) สำหรับเป็นพื้นฐานในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวเปียกทุกชนิด โดยวิธีของ Pirompugd et al. [9] จะสร้างสมการการถ่ายเทมวลให้อยู่ในรูปของฟังก์ชันของอุณหภูมิกระเปาะแห้ง แล้วจึงนำไปแทนในสมการการถ่ายเทความร้อนแฝง สุดท้ายแล้ว จึงได้สมการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวเปียกที่อยู่ในรูปของฟังก์ชันของอุณหภูมินั้นเอง นอกจากนี้ Pirompugd et al. [9] ยังได้พัฒนาวิธี FCFM โดยอาศัยพื้นฐานของวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงอีกด้วย

อย่างไรก็ตาม ในงานวิจัยของ Pirompugd et al. [9] ได้กล่าวถึงการใช้วิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงที่อยู่บนพื้นฐานของก่อนความร้อนไว้ด้วย แต่ไม่ได้ให้รายละเอียดไว้อย่างชัดเจน ดังนั้น ในงานวิจัยนี้ จะนำเสนอวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงซึ่งอยู่บนพื้นฐานของก่อนความร้อน

โดยวิธีดังกล่าวนี้ แม้ว่าจะมีความแม่นยำน้อยกว่าวิธี FCFM แต่ก็เป็วิธีที่ง่ายต่อการใช้งานจริงมากที่สุด อีกทั้งยังให้ความถูกต้องแม่นยำเท่ากับวิธีที่นิยมใช้ในปัจจุบัน ซึ่งก็คือ วิธีศักย์เอนทัลปีที่อยู่บนพื้นฐานของก่อนความร้อน นั้น

2. วัตถุประสงค์

2.1 เพื่อนำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่อยู่บนพื้นฐานของวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดคียบในสภาวะลดความชื้น

TSF-39

2.2 เพื่อนำเสนอวิธีการใช้งานวิธีอุณหภูมิกระเปาะ
แห้งที่แท้จริงที่อยู่บนพื้นฐานของก่อนความร้อน

3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อากาศและสารทำความเย็นในท่อได้รับ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 1 และ 2 ตามลำดับ ดังนี้

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a (i_{a,in} - i_{a,out}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r C_{p,r} (T_{r,out} - T_{r,in}) \quad (2)$$

สำหรับวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริง (Actual dry bulb temperature method) จะอาศัยพื้นฐานทฤษฎีจากงานวิจัยของ McQuiston [10, 11] ซึ่งได้นำเสนอความสัมพันธ์ระหว่าง ผลต่างของความชื้นสัมบูรณ์และอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงระหว่างอากาศและผิวเปียก ดังนี้

$$W - W_{a,m} = \xi (T - T_{a,m}) \quad (3)$$

ซึ่งเมื่อแทนลงในสมการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับผิวเปียก จะได้

$$\dot{Q}_{ideal} = h_{c,o} A_o (T_{a,m} - T_{p,o,m}) + h_{d,o} A_o (W_{a,m} - W_{s,p,o,m}) i_{fg} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{ideal} = h_{c,o} (1 + \xi \frac{i_{fg}}{C_{p,a}}) A_o (T_{a,m} - T_{p,o,m}) \quad (5)$$

สมการที่ 5 จะสามารถถูกใช้ในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนจากอากาศไปยังพื้นผิวเปียกใดๆ

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบก การถ่ายเทความร้อนจากอากาศไปยังผิวท่อ จะสามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_{actual} = h_{c,o} (1 + \xi \frac{i_{fg}}{C_{p,a}}) (A_{p,o} + \eta_f A_f) (T_{a,m} - T_{p,o,m}) \quad (6)$$

เมื่อรวมความหนาของฟิล์มน้ำที่เกาะตามผิวครีบก
จะได้ดังสมการที่ 7 ดังนี้

$$\dot{Q}_{actual} = \frac{(A_{p,o} + \eta_f A_f) (T_{a,m} - T_{p,o,m})}{\frac{1}{h_{c,o} (1 + \xi \frac{i_{fg}}{C_{p,a}})} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{actual} = h_{o,DT} (A_{p,o} + \eta_f A_f) (T_{a,m} - T_{p,o,m}) \quad (8)$$

ซึ่งจากงานวิจัยของ Myer [12] ได้นำเสนอให้ค่าความหนาของฟิล์มน้ำมีค่าเท่ากับ 0.005 นิ้ว

จากสมการที่ 8 เมื่อรวมเข้ากับสมการการถ่ายเทความร้อนโดยการนำจากผิวท่อด้านนอกไปยังผิวท่อด้านใน และการพาความร้อนจากผิวท่อด้านในไปยังสารทำความเย็น จะได้

$$\dot{Q}_{total} = U_o A_o \Delta T_m F \quad (9)$$

เมื่อ ΔT_m คือ ความแตกต่างเฉลี่ยเชิงลอการิทึมระหว่างอุณหภูมิอากาศและอุณหภูมิของสารทำความเย็นสำหรับการไหลแบบสวนกัน และ F คือ ตัวประกอบแก้ไขสำหรับการไหลแบบตัดขวางกันซึ่งสามารถสืบค้นได้จาก Threlkeld [1]

สำหรับ U_o คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมซึ่งสามารถหาได้จากสมการที่ 10 ดังนี้

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_r A_{p,i}} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k_p L_p} + \frac{1}{h_{o,DT} (A_{p,o} + A_f \eta_f)} \quad (10)$$

โดย

$$h_{o,DT} = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,o} (1 + \xi \frac{i_{fg}}{C_{p,a}})} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (11)$$

$$\xi = \frac{W_{s,p,o,m} - W_{a,m}}{T_{p,o,m} - T_{a,m}} \quad (12)$$

TSF-39

h_r คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากผิวท่อไปยังสารทำความเย็น โดยสามารถคำนวณได้จากสมการของ Gnielinski [13] ดังนี้

$$h_r = \frac{(f_r/2)(\text{Re}_{D_i} - 1000) \text{Pr}_r}{1.07 + 12.7\sqrt{f_r/2}(\text{Pr}_r^{2/3} - 1)} \cdot \frac{k_r}{D_i} \quad (13)$$

เมื่อ f_r คือ ตัวประกอบความเสียดทาน สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 14 ดังนี้

$$f_r = \frac{1}{(1.58 \ln \text{Re}_{D_i} - 3.28)^2} \quad (14)$$

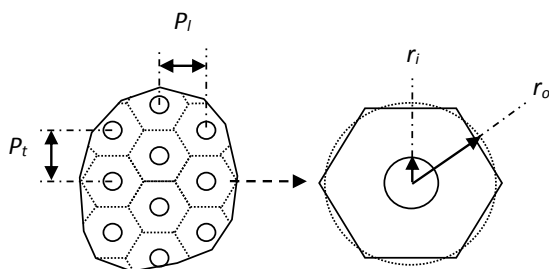
ประสิทธิภาพของครีบบีบเปือกซึ่งอยู่บนพื้นฐานของวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริง สามารถคำนวณได้จากสมการของ Pirompugd et al. [9] ดังนี้

$$\eta_{f, \text{part}, i} = \frac{2r_i}{M_T(r_o^2 - r_i^2)} \left[\frac{\frac{M_m \theta_{dp}}{M_T \theta_i} [K_0(M_T r_i) I_1(M_T r_i) + I_0(M_T r_i) K_1(M_T r_i)] \times [I_1(M_m r^*) K_1(M_m r_o) - I_1(M_m r_o) K_1(M_m r^*)]}{[I_0(M_T r_i) K_1(M_T r^*) + I_1(M_T r^*) K_0(M_T r_i)] \times [I_0(M_m r^*) K_1(M_m r_o) + I_1(M_m r_o) K_0(M_m r^*)]} \right] + \frac{2r_i}{M_m(r_o^2 - r_i^2)} \left[\frac{[I_1(M_T r^*) K_1(M_T r_i) - I_1(M_T r_i) K_1(M_T r^*)] \times [I_0(M_m r^*) K_1(M_m r_o) + I_1(M_m r_o) K_0(M_m r^*)]}{[I_0(M_T r_i) K_1(M_T r^*) + I_1(M_T r^*) K_0(M_T r_i)] \times [I_0(M_m r^*) K_1(M_m r_o) + I_1(M_m r_o) K_0(M_m r^*)]} \right] \quad (15)$$

โดย $M_m = \sqrt{\frac{2h}{kt}} \quad (16)$

$$M_T = \sqrt{\frac{2h}{kt} \left(1 + \zeta \frac{ifg}{C_{p,a}} \right)} \quad (17)$$

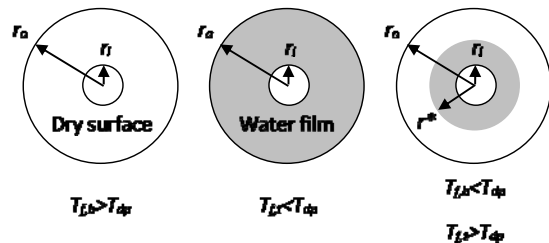
สมการที่ 15 เป็นสมการที่ใช้สำหรับคำนวณประสิทธิภาพของครีบบางกลมที่อยู่ในสภาวะผิวเปียกบางส่วน สภาวะผิวเปียกทั้งหมด และสภาวะผิวแห้งทั้งหมด โดยสามารถประยุกต์ใช้กับครีบบางได้โดยอาศัยการพิจารณาพื้นที่สัมผัส ดังแสดงในรูปที่ 2



รูปที่ 2 วิธีพื้นที่วงกลมสัมผัส

โดย

$$r_o = \sqrt{\frac{P_t P_l}{\pi}} \quad (18)$$



รูปที่ 3 ครีบบางกลมที่อยู่ในสภาวะต่างๆ

สำหรับสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนโดยการพาระหว่างอากาศกับผิวด้านนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบาง สามารถใช้สมการที่ได้จากงานวิจัยในอดีตซึ่งอยู่บนพื้นฐานของศักย์เอนทัลปี โดย Pirompugd et al. [9] ได้แสดงให้เห็นว่า สำหรับพื้นฐานการคำนวณของก่อนความร้อนแล้ว สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านอากาศที่ได้จากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงมีค่าใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากวิธีเอนทัลปีเป็นอย่างมาก

TSF-39

Wang et al [14] ได้นำเสนอสมการของตัวประกอบ j ซึ่งได้มาจากข้อมูลการทดลองในช่วง $300 < Re_{DC} < 5500$ ดังนี้

$$j_4 = 0.29773 Re_{DC}^{-0.364} \varepsilon^{-0.168} \quad (19)$$

$$j_N = 0.4 Re_{DC}^{-0.468+0.04076 N} \varepsilon^{0.159} N^{-1.261} \quad (20)$$

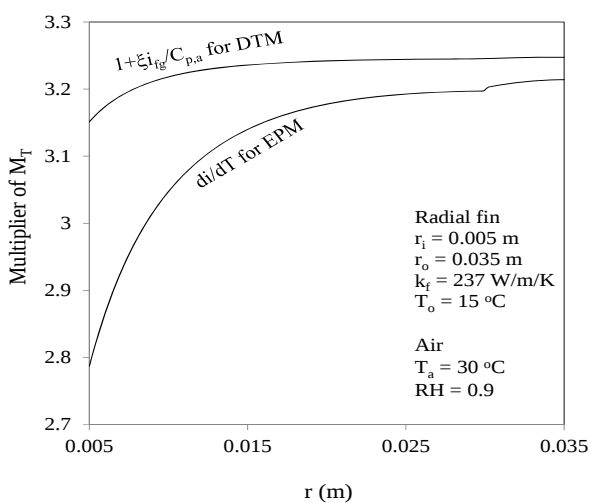
เมื่อ j_4 คือ ค่าตัวประกอบ j เมื่อมีจำนวนชุดท่อ 4 แถว
 j_N คือ ค่าตัวประกอบ j เมื่อมีจำนวนชุดท่ออื่นๆ
 N คือ จำนวนแถวของท่อ

และ

$$\varepsilon = \frac{A_o}{A_{p,o}} \quad (21)$$

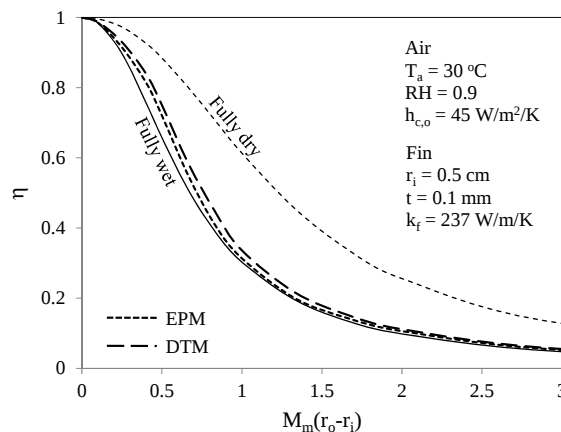
4. ผลลัพธ์และการวิเคราะห์

จากรูปที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบตัวคูณของ M_T ที่แตกต่างกัน ระหว่าง ตัวคูณจากวิธีศักยภาพเอนทัลปี และ ตัวคูณจากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงซึ่งเป็นไปตามสมการที่ 12 และ 17 โดยสมมติฐานประการหนึ่งของตัวคูณทั้งสองนี้ ก็คือ ตัวคูณจะมีค่าคงที่ตลอดความยาวครีบ



รูปที่ 4 การเปรียบเทียบตัวคูณสำหรับ M_T

จากรูป จะพบว่า ตัวคูณสำหรับวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริง (Dry bulb temperature method, DTM) จะให้ค่าคงที่ตามสมมติฐานมากกว่าตัวคูณสำหรับวิธีศักยภาพเอนทัลปี (Enthalpy potential method, EPM)



รูปที่ 5 ประสิทธิภาพของครีบบีบ

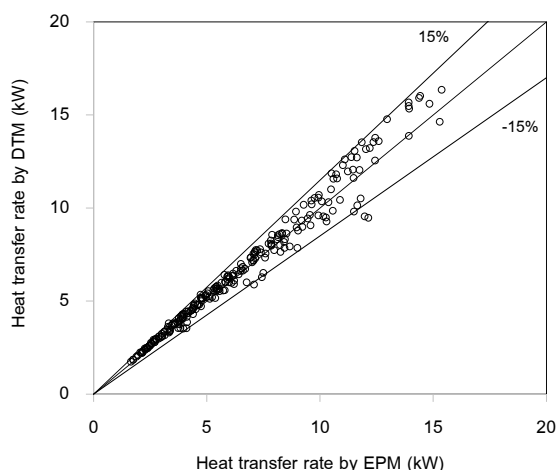
นอกจากนี้ สำหรับวิธีศักยภาพเอนทัลปีที่อยู่บนพื้นฐานของกอนความร้อนแล้ว จะปรากฏตัวคูณอยู่ในสมการสัมประสิทธิ์การพาและการนำความร้อนด้านท่ออีกด้วย โดยตัวคูณเหล่านี้ มีสมมติฐานที่สำคัญ คือ ตัวคูณจะมีค่าคงที่ตามทิศทางการไหลของสารทำความเย็น ซึ่งในความเป็นจริงแล้ว ตัวคูณเหล่านี้จะมีค่าแปรเปลี่ยนตามอุณหภูมิของสารทำความเย็นและท่อที่เปลี่ยนไปตามการไหล

อย่างไรก็ตาม Pirompugd et al. [6, 7, 9] ได้พัฒนาวิธี FCFM เพื่อให้สมมติต่างๆ เข้าใกล้ความเป็นจริงมากยิ่งขึ้น แต่ขั้นตอนในการคำนวณตามวิธี FCFM นั้นมีความซับซ้อนเป็นอย่างยิ่ง

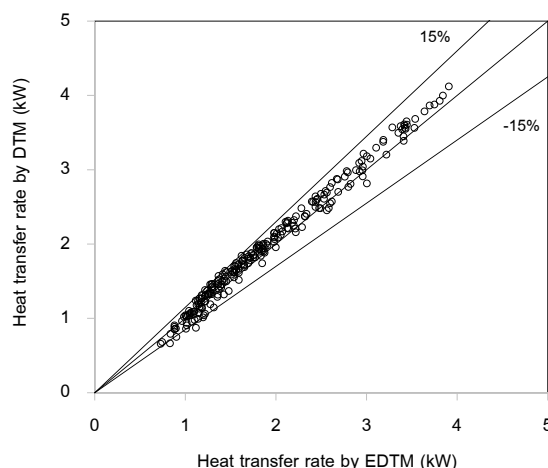
รูปที่ 5 แสดงประสิทธิภาพของครีบบีบบางส่วน ครีบบีบทั้งหมด และครีบบีบทั้งหมด ที่ได้จากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริง (DTM) ตามสมการที่ 15 เทียบกับประสิทธิภาพของครีบบีบที่ได้จากวิธีศักยภาพเอนทัลปี (EPM) โดยจะพบว่า ประสิทธิภาพที่ได้จากทั้งสองวิธีมีความใกล้เคียงกันอย่างมาก โดยประสิทธิภาพที่ได้จากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงจะสูงกว่าที่ได้จากวิธีศักยภาพเอนทัลปีอยู่เล็กน้อย

TSF-39

สำหรับการคำนวณตามหลักการก่อนความร้อนนั้น จะใช้ประสิทธิภาพของครีปเพียงค่าเดียว ซึ่งคำนวณจาก อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกที่ผิวท่อด้านนอกและอุณหภูมิเฉลี่ย เชิงล็อกของอากาศ โดยมีสมมติฐานที่สำคัญ คือ ประสิทธิภาพของครีปทุกตำแหน่งจะต้องมีค่าเท่ากัน ซึ่งในความเป็นจริงแล้ว ประสิทธิภาพของครีปแต่ละตำแหน่งจะ แตกต่างกันมาก และอาจมีสภาวะแตกต่างกัน เช่น บางตำแหน่งอาจมีสภาวะเปียก บางตำแหน่งอาจมีสภาวะ แห้ง ซึ่งความแตกต่างเหล่านี้ จะก่อให้เกิดความผิดพลาด ในการคำนวณ อย่างไรก็ตาม แม้ว่าการคำนวณตาม หลักการก่อนความร้อนจะมีความคลาดเคลื่อนจาก สมมติฐานอยู่พอสมควร แต่ก็ง่ายต่อการใช้งาน โดยหากผู้ คำนวณต้องการความแม่นยำ ก็ควรใช้วิธี FCFM [6, 7, 9]



รูปที่ 6 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จาก 2 วิธี



รูปที่ 6 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเท ความร้อนที่ได้จาก 2 วิธี โดยการสมมติขนาดของ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีขนาดมาตรฐานตามที่ถูก ใช้งานอยู่ในปัจจุบัน โดยจากรูป จะเห็นได้ว่า 98% ของ ข้อมูลที่ได้จากการคำนวณนั้น แสดงให้เห็นว่า อัตราการ ถ่ายเทความร้อนที่ได้จากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่ แท้จริงจะมีความคลาดเคลื่อนไปจากอัตราการถ่ายเท ความร้อนที่ได้จากวิธีศัณยเอนทัลปีไม่เกิน 15%

รูปที่ 7 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเท ความร้อนที่ได้จากวิธีที่นำเสนอขึ้นมาในงานวิจัยนี้ กับวิธี อุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูล โดยจากรูป จะเห็นได้ว่า 96% ของข้อมูลที่ได้จากการคำนวณนั้น แสดงให้เห็นว่า อัตรา การถ่ายเทความร้อนที่ได้จากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่ แท้จริงจะมีความคลาดเคลื่อนไปจากอัตราการถ่ายเท ความร้อนที่ได้จากวิธีศัณยเอนทัลปีไม่เกิน 15%

อย่างไรก็ตาม การเปรียบเทียบดังกล่าวนี้ ไม่ได้ แสดงให้เห็นว่า วิธีใดให้ค่าที่ถูกต้องมากกว่ากัน แต่เป็น การยืนยันว่า การคำนวณที่ได้จากวิธีอุณหภูมิกระเปาะ แห้งที่แท้จริงจะให้ค่าที่ใกล้เคียงกับวิธีศัณยเอนทัลปีที่นิยม ใช้อยู่ในปัจจุบัน

5. สรุป

ในงานวิจัยนี้ ได้นำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ สำหรับคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีปที่อยู่ในสภาวะ ลดความชื้น โดยแบบจำลองดังกล่าวอาศัยวิธีอุณหภูมิ กระเปาะแห้งที่แท้จริง และอยู่บนพื้นฐานของก่อน ความร้อน

5.1 สมการสำหรับคำนวณประสิทธิภาพของ ครีปเปียกบางส่วน ครีปเปียกทั้งหมด และครีปแห้งทั้งหมด โดยวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงได้ถูกนำเสนอไว้ใน แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ดังกล่าว

5.2 ตัวคูณสำหรับ M_r ซึ่งเป็นตัวแปรที่สำคัญ ด้รับ การยืนยันว่า ให้ค่าที่ใกล้เคียงกับสมมติฐาน คือ มีค่าคงที่ มากกว่าตัวคูณจากวิธีศัณยเอนทัลปีที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน

5.3 สมประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ สามารถสืบค้นได้จากงานวิจัยในอดีต โดยสามารถใช้ สมการที่ได้จากวิธีศัณยเอนทัลปีได้ทันที อย่างไรก็ตาม ในบทความนี้ ได้นำเสนอไว้บางส่วนอีกด้วย

5.4 ความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณอัตราการ ถ่ายเทความร้อนจากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงและ จากวิธีศัณยเอนทัลปี 98% ของข้อมูล มีค่าไม่เกิน 15%

TSF-39

5.4 ความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนจากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริงและจากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูล 96% ของข้อมูล มีค่าไม่เกิน 15%

6. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา ที่ได้ให้ทุนสนับสนุนงานวิจัยนี้จนสามารถพัฒนาแบบจำลองขึ้นมาได้

7. รายการสัญลักษณ์

A_f	พื้นที่ผิวของครีป, m^2
$A_{p,i}$	พื้นที่ผิวด้านในของท่อ, m^2
$A_{p,o}$	พื้นที่ผิวด้านนอกของท่อ, m^2
A_o	พื้นที่ผิวด้านนอกทั้งหมด ซึ่งเป็นผลรวมระหว่าง A_f and $A_{p,o}$, m^2
$C_{p,a}$	ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
$C_{p,r}$	ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
D_c	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของท่อ คัดที่พื้นผิวด้านนอกสุดซึ่งรวมปลอกด้วย, m
D_i	เส้นผ่านศูนย์กลางด้านในของท่อ, m
D_o	เส้นผ่านศูนย์กลางด้านนอกของท่อ, m
F	ตัวประกอบแก้ไข
F_p	พิตช์ของครีป, m
$h_{c,o}$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกระหว่างอากาศและพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
h_r	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
I_0	modified Bessel function solution of the first kind, order 0.
I_1	modified Bessel function solution of the first kind, order 1.
$i_{a,in}$	เอนทัลปีของอากาศชื้นที่ทางเข้า, $J\ kg^{-1}$
$i_{a,out}$	เอนทัลปีของอากาศชื้นที่ทางออก, $J\ kg^{-1}$
i_{fg}	เอนทัลปีของการกลายเป็นไอ, $J\ kg^{-1}$
j_h	Colburn heat transfer group or Chilton-Colburn j-factor for the heat transfer

K_0	modified Bessel function solution of the second kind, order 0
K_1	modified Bessel function solution of the second kind, order 1
k_f	ค่าการนำความร้อนของครีป, $W\ m^{-1}\ K^{-1}$
k_p	ค่าการนำความร้อนของท่อ, $W\ m^{-1}\ K^{-1}$
k_w	ค่าการนำความร้อนของฟิล์มน้ำ, $W\ m^{-1}\ K^{-1}$
L_p	ความยาวท่อ, m
$\dot{m}_a$	อัตราการไหลโดยมวลของอากาศแห้ง, $kg\ s^{-1}$
$\dot{m}_r$	อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็นในท่อ, $kg\ s^{-1}$
P_i	พิตช์ของท่อตามแนวยาว, m
P_t	พิตช์ของท่อตามแนวขวาง, m
$\dot{Q}_a$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศชื้น, W
$\dot{Q}_r$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นในท่อ, W
Re_{Dc}	ตัวเลขเรย์โนลด์ คัดที่ D_c
r_i	รัศมีด้านในของครีป, m
r_o	รัศมีด้านนอกของครีป, m
r^*	รัศมีของพื้นผิวเปียก, m
$T_{a,m}$	อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกของอากาศสำหรับการไหลแบบสวนทาง, K
T_{dp}	อุณหภูมิจุดน้ำค้าง, K
$T_{f,m}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของครีป, K
$T_{p,o,m}$	อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกของผิวท่อด้านนอกสำหรับการไหลแบบสวนทาง, K
$T_{r,in}$	อุณหภูมิของสารทำความเย็นทางเข้า, K
$T_{r,out}$	อุณหภูมิของสารทำความเย็นทางออก, K
$T_{w,f,m}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของฟิล์มน้ำ, K
t	ความหนาของครีป, m
U_o	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, $kg\ m^{-2}\ s^{-1}$
$W_{a,m}$	อัตราส่วนความชื้นสัมบูรณ์เฉลี่ยของอากาศ
$W_{s,p,o,m}$	อัตราส่วนความชื้นสัมบูรณ์เฉลี่ยของอากาศอิมิตที่ผิวท่อด้านนอก

TSF-39

y_w	thickness of the water film, m
$\eta_{f,part}$	ประสิทธิภาพของครีบบีบเปียบางส่วน
ξ	อัตราส่วนของความแตกต่างของความชื้น สัมบูรณ์ต่อความแตกต่างของอุณหภูมิ
ΔT_m	ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม สำหรับการไหลสวนทาง, K

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] Threlkeld, J.L., 1970, Thermal environmental engineering, Prentice-Hall, Inc., New-York, NY.
- [2] Pirompugd, W., Wongwises, S., and Wang, C.C., 2005, A tube-by-tube reduction method for simultaneous heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying conditions, Heat and Mass Transfer 41(8), pp. 756–765.
- [3] Pirompugd, W., Wongwises, S., and Wang, C.C., 2006, Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer 49(1-2), pp. 132-143.
- [4] Pirompugd, W., Wang, C.C., and Wongwises, S., 2007, A fully wet and fully dry tiny circular fin method for heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions, Journal of Heat Transfer 129(9), pp. 1256-1267.
- [5] Pirompugd, W., Wang, C.C., and Wongwises, S., 2007, Heat and mass transfer characteristics for finned tube heat exchangers with humidification, Journal of Thermophysics and Heat Transfer 21(2), pp. 361-371.
- [6] Pirompugd, W., Wang, C.C., and Wongwises, S., 2007, Finite circular fin method for heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50(3-4), pp. 552-565.
- [7] Pirompugd, W., Wang, C.C., and Wongwises, S., 2008, Finite circular fin method for wavy fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51(15-16), pp. 4002-4017.
- [8] Wang, J., and Hihara, E., 2003, Prediction of air coil performance under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalent dry-bulb temperature method, International Journal of Refrigeration 26, pp. 293-301.
- [9] Pirompugd, W., Wongwises, S., 2015, The new mathematical models for plain fin-and-tube heat exchangers with dehumidifying, Journal of Heat Transfer 137(3), 11 pages.
- [10] McQuiston, F.C., 1975, "Fin efficiency with combined heat and mass transfer," ASHRAE Transactions 81(1), pp. 350-355.
- [11] McQuiston, F.C., 1994, J.D. Parker, Heating Ventilating and Air Conditioning, 4th Edition, John Wiley & Sons, New York, NY.
- [12] Myers, R.J., 1967, The effect of dehumidification on the air-side heat transfer coefficient for a finned-tube coil, Master Thesis, University of Minnesota, Minneapolis.
- [13] Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, International Chemical Engineering 16, pp. 359-368.
- [14] Wang, C.C., Hsieh, Y., Lin, Y., 1997, Performance of Plate Finned Tube Heat Exchangers Under Dehumidifying Conditions, Journal of Heat Transfer 119, pp. 109-117