

แบบจำลองของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อติดครีปที่ใช้ในระบบปรับอากาศ Modeling of Finned-Tube Heat Exchanger Using in Air Conditioning System

สุพจน์ ศิริเสนาพันธ์ และ วชิรินทร์ ดงบัง

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา อ.เมือง จ.ชลบุรี 20131

โทร 038-745900 โทรสาร 038-745806 อีเมลล์ supod@buu.ac.th

Supoj Sirisenapan and Watcharin Dongbang

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Burapha University

Chonburi 20131, Thailand, Tel: 038-745900, Fax: 038-745806, E-mail: supod@buu.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้ขอเสนอ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน ในระบบปรับอากาศภายในบ้านที่ติดครีประบายความร้อนแบบครีปหยัก (wavy fin) และใช้ R-134a เป็นสารทำความเย็นที่สามารถทำนายสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองชนิด โดยเฉพาะการควบแน่นของไอน้ำในอากาศซึ่งมักจะเกิดขึ้นที่ผิวภายนอกของคอยล์เย็น อันต่างไปจากพื้นที่ผิวของคอยล์ร้อนที่เป็นผิวแห้งทั้งหมด แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นจะแบ่งพื้นที่ออกเป็นสามส่วนที่สารทำความเย็นเป็นของผสมและเป็นผิวแห้ง (DTP) ส่วนที่สารทำความเย็นเป็นของผสมและเป็นผิวเปียก (WTP) และส่วนที่สารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นไอร้อนยวดยิ่ง (SH) สำหรับคอยล์ร้อนจะแบ่งออกเป็นสามส่วนที่สารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นไอร้อนยวดยิ่ง (DSH) ส่วนการควบแน่น (COND) และส่วนที่สารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นของเหลวเย็นยิ่งยวด (SC) โดยแต่ละส่วนดังกล่าวถูกนำมาเขียนเป็นโปรแกรมภาษา Visual Basic เพื่อหาค่าอุณหภูมิทางออกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อน และตัวแปรที่สำคัญที่นำไปช่วยในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนของระบบปรับอากาศที่เหมาะสม จากผลของแบบจำลอง เมื่อเปลี่ยนอัตราการไหลของสารทำความเย็นระหว่าง 0.015 ถึง 0.030 kg/s และเปลี่ยนความเร็วอากาศระหว่าง 1.2 ถึง 2.0 m/s พบว่าพื้นที่ช่วง WTP ที่มีสัดส่วน 51 เปอร์เซ็นต์สำหรับคอยล์เย็น และ TP ที่สัดส่วนพื้นที่ 86 เปอร์เซ็นต์สำหรับคอยล์ร้อน เป็นตัวแปรที่สำคัญที่บ่งบอกถึงประสิทธิภาพของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อนตามลำดับ

Abstract

This paper proposes mathematical model of evaporator and condenser used in domestic air conditioning system with wavy fin and use refrigerant R-134a as working fluid by using the

simulation method. The simulation model for the evaporator with condensation of the water vapor on the outer surface is divided into three parts, dry two-phase (DTP), wet two-phase (WTP) and superheated (SH). The simulation model for the condenser with dry surface is also divided into three parts, de-superheating (DSH), condensing (COND) and sub-cooling (SC). Hence each section must be modeled separately and coded into a computer visual basic program for evaluating the exit temperature of device exchanges, heat transfer rate and parameters of prime importance to design device heat exchanges for air condition system. From result math modeling when varies mass flowrate between 0.015 to 0.030 kg/s and varies air velocity between 1.2 to 2.0 m/s, area zone WTP at 51 percents for evaporator and area zone TP at 86 percents for condenser are important parameter for predict efficiency for evaporator and condenser respectively.

Keyword: Modeling heat exchanger, Two-phase, Wavy fin, R134a

1. บทนำ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในระบบปรับอากาศที่ใช้ภายในบ้านในปัจจุบันได้แก่คอยล์เย็นและคอยล์ร้อน ซึ่งทำหน้าที่ให้ความเย็นและระบายความร้อนตามลำดับ อุปกรณ์ดังกล่าวจึงมีความสำคัญในระบบการปรับอากาศเป็นอย่างยิ่ง และการพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนให้ดียิ่งขึ้น จะต้องเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และลดความต้านทานความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งทำได้หลายวิธี ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับข้อกำหนดและขีดความสามารถทางวิศวกรรมและข้อจำกัดทางการ

ตลาด การเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และการลดความต้านทานความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จำเป็นต้องศึกษาพฤติกรรมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในระบบปรับอากาศ เพื่อที่จะได้นำไปปรับปรุงอุปกรณ์ให้มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้น

จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้องของ S. Theerakulpisut และ S. Priprem [1] ได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็น และ M. L. Martins Costa และ J. A. R. Parise [2] ได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์ร้อน เพื่อทำนายพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสอง และ R.L.Webb [3] ได้ทำการศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ ทั้งแบบท่อติดครีบบนเรียบ (Plain fin) และแบบหยัก (Wavy fin) เพื่อหาค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ McQuiston และ Parker [4] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนภายนอกอีกทั้งได้หาประสิทธิภาพของครีบบนหยักและการเรียงแถวท่อแบบเอียง และ M.M.Shah [5] ได้ศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นในช่วงที่เป็นของผสม (Two-phase) และได้สร้างสมการไว้มีติสสมการ เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นช่วงที่เกิดการเดือดภายในท่อ ซึ่งใช้ในกรณีของเป็นคอยล์เย็น และเมื่อไม่เกิดการเดือดภายในท่อก็จะใช้หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของคอยล์ร้อน และ J.M.Corbereran และ M.G.Melon [6] ได้ศึกษาแบบจำลองท่อติดครีบบนของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อนในระบบปรับอากาศขนาดเล็กที่ใช้ R134a เป็นสารทำความเย็น โดยเปลี่ยนอัตราการไหลของสารทำความเย็นระหว่าง 0.0097 kg/s ถึง 0.013 kg/s ใช้กับคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน และได้เปรียบเทียบกับผลการทดลองจริงพบว่ามีความคลาดเคลื่อน $\pm 5\%$ ซึ่งงานวิจัยนี้ได้นำมาเป็นแนวทางในการเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นทั้งคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน

ดังนั้นการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน โดยใช้วิธี Ntu- ϵ วิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้ได้สภาวะการออกแบบที่เหมาะสม และใช้ R-134a เป็นสารทำความเย็นโดยที่คุณสมบัติของสารทำความเย็นจะหาได้จากสมการสภาวะ [7, 8] และท่อติดครีบบนหยัก ซึ่งจะส่งผลทำให้การผลิตอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในระบบปรับอากาศมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น ซึ่งจะประโยชน์ในวงการอุตสาหกรรมการผลิตเครื่องปรับอากาศ

2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

2.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็น

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของผิวแห้ง (U_o) หาได้จากสมการ

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_{ii}} + \frac{1-\eta}{h_o (A_{io}/A_f + \eta)} + \frac{1}{h_o}} \quad (1)$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของผิวเปียก (U_w) หาได้จากสมการ

$$U_w = \frac{1}{\frac{b_r A_o}{h_i A_{ii}} + \frac{b_{w,m} (1-\eta_w)}{h_w (A_{io}/A_f + \eta_w)} + \frac{b_{w,m}}{h_w}} \quad (2)$$

โดยที่ A คือพื้นที่ b คือค่าตัวแปรความลาดชันของอากาศ h คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและ η คือประสิทธิภาพของครีบบน ท่อห้อย f, i, o, m, r, t และ w หมายถึงครีบบน ภายใน ภายนอก ค่าเฉลี่ยสารทำความเย็น ท่อและเปียก

2.1.1 การหาพื้นที่ช่วงที่สารทำความเย็นเป็นไอร้อนยวดยิ่ง

$$\frac{C_r (t_{rsh} - t_{rs})}{C_{min} (t_{atpo} - t_{rs})} = 1 - \exp \left[\frac{Ntu_{sh}^{0.22}}{C^*} \{ \exp(-C^* Ntu_{sh}^{0.78}) - 1 \} \right] \quad (3)$$

$$f_{sh} = \frac{Ntu_{sh} C_{min}}{U_e A_e} \quad (4)$$

เมื่อคำนวณหาสัดส่วนของพื้นที่ในส่วนที่เป็นไอร้อนยวดยิ่งได้แล้ว ก็สามารถหาสัดส่วนของพื้นที่ของคอยล์เย็นในส่วนที่สารทำความเย็นเป็นของผสม ได้ดังนี้

$$f_{ip} = 1 - f_{sh} \quad (5)$$

ในกรณีที่พื้นที่ผิวเปียกบางส่วน สัดส่วนของพื้นที่จะหาได้จากสมการ

$$f_{ip} = f_{dip} + f_{wip} \quad (6)$$

2.1.2 การหาพื้นที่ช่วงที่สารทำความเย็นเป็นของผสมและเป็นผิวแห้ง

$$f_{dip} = \frac{C_a}{U_{dp} A_e} \ln \left[\frac{t_{ai} - t_{rs}}{t_{ad} - t_{rs}} \right] \quad (7)$$

อุณหภูมิอากาศ ณ ตำแหน่งที่เกิดการควบแน่นของไอน้ำในอากาศ (t_{ad}) หาได้จากสมการ

$$t_{ad} = \frac{t_{dew} - \eta \left(1 - \frac{U_{dp} A_e}{h_p A_{ii}} \right) t_{rs}}{1 - \eta \left(1 - \frac{U_{dp} A_e}{h_p A_{ii}} \right)} \quad (8)$$

ถ้าอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศที่ทางเข้า (t_{db}) มีค่าน้อยกว่าหรือเท่ากับ t_{ad} ($t_{db} \leq t_{ad}$) แสดงว่าพื้นที่ผิวช่วง TP เป็นของผสมจะเป็นผิวเปียกทั้งหมด นอกนั้นพื้นที่ผิวของคอยล์เย็นช่วง TP จะเป็นผิวเปียกบางส่วน

$$\rho_w = \frac{p_{atm} W_{ai}}{0.62198 + W_{ai}} \quad (9)$$

$$t_{dew} = 6.54 + 14.526 \ln(p_w) + 0.7389 \ln(p_w^2) + 0.09486 \ln(p_w^3) + 0.4569(p_w^{0.1984}) \quad (10)$$

โดยที่ t_{dew} คือ อุณหภูมิ ณ จุดน้ำค้างของอากาศ

ρ_w คือ ความดันไอน้ำที่อุณหภูมิจุดน้ำค้าง

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากอากาศไปสู่สารทำความเย็น ในส่วนนี้คือ

$$q_{dtp} = \dot{m}_a (h_{ai} - h_{ad}) \quad (11)$$

โดยที่ ค่าเอนทัลปีของอากาศชั้นที่ทางเข้าและทางออก หาได้จาก

$$h_{ai} = 1.006 t_{db} + W_{ai} (2501 + 1.805 t_{db}) \quad (12)$$

$$h_{ad} = 1.006 t_{ad} + W_{ai} (2501 + 1.805 t_{ad}) \quad (13)$$

2.1.3 การหาพื้นที่สารทำความเย็นที่เป็นของผสมและเป็นผิวเปียก
การหาพื้นที่ผิวเปียกของคอยล์เย็นสามารถหาจากสัดส่วนพื้นที่ผิวเปียกในสมการ ดังนี้

$$f_{wtp} = 1 - f_{sh} - f_{dtp} \quad (14)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนพื้นที่ผิวเปียกที่มีอากาศชั้นไหลผ่าน สามารถเขียนอยู่ในรูปของความต่างศักย์เชิงเอนทัลปี ดังสมการ

$$dq = U_w (h_{aw} - h_{asr}) dA_w \quad (15)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากอากาศไปสู่สารทำความเย็นสามารถเขียนได้ว่า

$$dq = -\dot{m}_a dh_a \quad (16)$$

เปรียบเทียบกับสมการ (15) และ (16) สามารถเขียนได้ว่า

$$\frac{dh_a}{h_a - h_{asr}} = \frac{-U_w dA_w}{\dot{m}_a} \quad (17)$$

เนื่องจากอุณหภูมิของสารทำความเย็น ในช่วงที่สารทำความเย็นเป็นของผสมมีค่าคงที่ ดังนั้นค่าเอนทัลปีของอากาศในสภาวะอิ่มตัวที่อุณหภูมิสารทำความเย็น (h_{asr}) ก็คงที่ด้วย และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ก็สามารถถือเป็นค่าคงที่ได้ สำหรับส่วนที่คอยล์ไม่ยาวเกินไป ด้วยเหตุนี้สามารถอินทิเกรตสมการ (17) จะได้

$$\ln \left[\frac{h_{atpo} - h_{asr}}{h_{ad} - h_{asr}} \right] = \frac{-U_w A_w}{\dot{m}_a} \quad (18)$$

จากสมการอุณหภูมิโดยเฉลี่ยสมการ (18) ทั้งสองข้างด้วย ($h_{ad} - h_{atpo}$) จะได้

$$q = \dot{m}_a (h_{ad} - h_{atpo}) = \frac{U_w A_w (h_{ad} - h_{atpo})}{\ln \left[\frac{h_{ad} - h_{asr}}{h_{atpo} - h_{asr}} \right]} \quad (19)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศในช่วงนี้อาจจะเขียนอยู่ในรูปค่าเฉลี่ยของเอนทัลปี

$$q_{wtp} = U_w A_w \Delta h_{am} \quad (20)$$

เมื่อเปรียบเทียบกับสมการ (18) และ (19) จะพบว่า

$$\Delta h_{am} = \frac{h_{ad} - h_{atpo}}{\ln \left[\frac{h_{ad} - h_{asr}}{h_{atpo} - h_{asr}} \right]} \quad (21)$$

จากสมการ (18) สามารถหาเอนทัลปีของอากาศที่ออกจากช่วงพื้นที่ผิวเปียก (h_{atpo}) ดังนี้

$$h_{atpo} = h_{asr} + (h_{ad} - h_{asr}) \exp \left[\frac{-U_w A_w}{\dot{m}_a} \right] \quad (22)$$

สมการ (22) สามารถหาค่าเอนทัลปีของอากาศที่ทางออกของคอยล์เย็นในส่วนที่เป็นผิวเปียกได้หากทราบค่าเอนทัลปีของอากาศ ณ ทางเข้า (h_{ad}) จากสมการ (13) จากการศึกษาของ Therlkeld [9] เพื่อทำนายการเปลี่ยนเอนทัลปีของอากาศกับการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนความชื้นอากาศที่ไหลผ่านพื้นที่ผิวเปียกของคอยล์เย็น ซึ่งเป็นกระบวนการทำความเย็นและลดความชื้น

$$\frac{dh_a}{dW_a} = Le \left(\frac{h_{ai} - h_{as,wm}}{W_{ai} - W_{sw}} \right) + (h_{ag} - 2501 Le) \quad (23)$$

เมื่อ Le คืออัตราส่วนการแผ่ความร้อนต่อการแผ่มวลหรือตัวเลขลิวอิส (Lewis number) สามารถกำหนดเป็นค่าคงที่ได้ ในที่นี้ใช้ค่าเท่ากับ 0.95 สมการ (23) และสามารถประมาณอัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทัลปีของอากาศ (Δh_a) กับการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนความชื้น (ΔW_a) ได้ดังสมการ

$$\frac{\Delta h_a}{\Delta W_a} = \frac{h_{ad} - h_{atpo}}{W_{ai} - W_{atpo}} = \frac{dh_a}{dW_a} \quad (24)$$

หาอัตราส่วนความชื้นของอากาศที่ทางออกของส่วน WTP จากสมการ

$$W_{atpo} = W_{ai} - (h_{ad} - h_{ai}) \left(\frac{dW_a}{dh_a} \right) \quad (25)$$

การหาอุณหภูมิของอากาศที่ทางออกช่วง WTP

$$t_{atpo} = \frac{h_{atpo} - 2501 W_{atpo}}{1.006 + 1.805 W_{atpo}} \quad (26)$$

ค่า t_{atpo} ที่คำนวณได้จากสมการ (26) จะต้องนำไปเปรียบเทียบกับค่าที่ได้สมมติไว้เพื่อหาค่าจำนวนหน่วยถ่ายโอนและสัดส่วนพื้นที่ในช่วงไอร่อนยวดยิ่ง ถ้าหากไม่สอดคล้องกันภายในค่าขอบเขตที่กำหนดก็กำหนดค่า t_{atpo} ใหม่และนำไปคำนวณซ้ำ จนกว่าจะได้ค่าที่ถูกต้องภายในขอบเขตที่กำหนด

อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากคอยล์เย็น สามารถคำนวณได้จาก

$$t_{ao} = t_{atpo} - \left(\frac{q_{sh}}{C_a} \right) \quad (27)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนช่วงไอร่อนยวดยิ่ง สามารถคำนวณได้จาก

$$q_{sh} = C_r (DSH) \quad (28)$$

เมื่อค่า DSH เป็นองศาไอร่อนยวดยิ่ง (degree superheat) ที่ต้องป้อนของแบบจำลอง

อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งหมดของคอยล์เย็น อาจแบ่งออกได้ดังนี้

กรณีที่พื้นที่ผิวช่วงสารทำความเย็นเป็นของผสมเป็นผิวแห้ง

$$q_e = q_{ip} + q_{sh} \quad (29)$$

กรณีที่พื้นที่ผิวช่วงสารทำความเย็นเป็นของผสมเป็นผิวแห้ง

บางส่วน

$$q_e = q_{dtp} + q_{wtp} + q_{sh} \quad (30)$$

หรือ

$$q_e = \dot{m}_a (h_{ai} - h_{atpo}) + q_{sh} \quad (31)$$

2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์ร้อน

2.2.1 การหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนช่วงไอร้อนยวดยิ่ง

หาจำนวนหน่วยถ่ายโอนช่วงไอร้อนยวดยิ่ง (Ntu_{dsh}) และหาสัดส่วนของพื้นที่ของคอยล์ร้อนส่วนเป็นไอร้อนยวดยิ่ง (f_{dsh}) จากสมการ

$$\frac{C_{r,dsh}(t_{ri} - t_{rs})}{C_{min}(t_{ri} - t_{ai})} = 1 - \exp\left[\frac{Ntu_{dsh}^{0.22}}{C^*} \left\{ \exp(-C^* Ntu_{dsh}^{0.78}) - 1 \right\}\right] \quad (32)$$

โดยที่ $C_{r,dsh}$ คืออัตราความจุความร้อนของสารทำความเย็นช่วง DSH ($C_{r,dsh} = \dot{m}_r c_{pv}$) และ C^* คืออัตราความจุความร้อน ($C^* = C_{min}/C_{max}$)

$$f_{dsh} = \frac{Ntu_{dsh} C_{min}}{U_{dsh} A_{total}} \quad (33)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นสู่อากาศช่วง DSH

$$q_{dsh} = C_{r,dsh} (t_{ri} - t_{rs}) \quad (34)$$

อุณหภูมิอากาศที่ออกจากช่วง DSH

$$t_{ado} = t_{ai} + \left(\frac{q_{dsh}}{C_a} \right) \quad (35)$$

2.2.2 การหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนช่วงควบแน่น

$$\varepsilon_{cond} = \frac{(t_{acond} - t_{adsh})}{(t_{rs} - t_{adsh})} \quad (36)$$

สัดส่วนของพื้นที่ของคอยล์ร้อนช่วง COND (f_{ip})

$$f_{ip} = \frac{C_a}{U_{ip} A_{total}} \ln \left[\frac{t_{rs} - t_{ado}}{t_{rs} - t_{atpo}} \right] \quad (37)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นสู่อากาศช่วง COND หาได้จากสมการ

$$q_{ip} = \dot{m}_r (h_g - h_f) \quad (38)$$

อุณหภูมิอากาศที่ออกจากช่วง COND

$$t_{atpo} = t_{ado} + \left(\frac{q_{ip}}{C_a} \right) \quad (39)$$

2.2.3 การหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนช่วงของเหลวเย็นยิ่งยวด

หาสัดส่วนพื้นที่ในช่วง SC (f_{sc}) ได้จากสมการ

$$f_{sc} = 1 - (f_{dsh} + f_{ip}) \quad (40)$$

ในกรณีที่ $f_{dsh} + f_{ip} \geq 1$ แสดงว่าจะไม่มีพื้นที่ส่วน SC

เมื่อทราบค่า Ntu_{sc} สามารถหาประสิทธิภาพช่วงของเหลวเย็นยิ่งยวด ได้จากสมการ

$$\varepsilon_{sc} = 1 - \exp\left[\frac{Ntu_{sc}^{0.22}}{C^*} \left\{ \exp(-C^* Ntu_{sc}^{0.78}) - 1 \right\}\right] \quad (41)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนช่วงนี้ได้จากสมการ

$$q_{sc} = C_{r,sc} (t_{rs} - t_{ro}) \quad (42)$$

โดยที่ $C_{r,sc}$ คืออัตราความจุความร้อนของสารทำความเย็นช่วง SC ($C_{r,sc} = \dot{m}_r c_{pl}$)

อุณหภูมิอากาศที่ออกจากช่วง SC

$$t_{aco} = t_{atpo} + \left(\frac{q_{sc}}{C_a} \right) \quad (43)$$

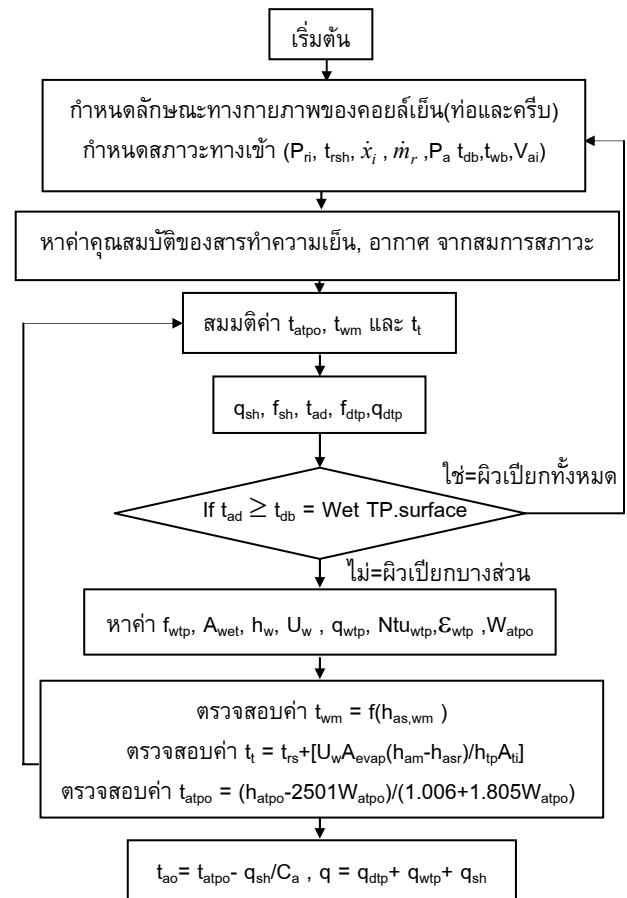
อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจากช่วง SC

$$t_{ro} = t_{rs} - \frac{\varepsilon_{sc} C_{min} (t_{rs} - t_{atpo})}{C_{r,sc}} \quad (44)$$

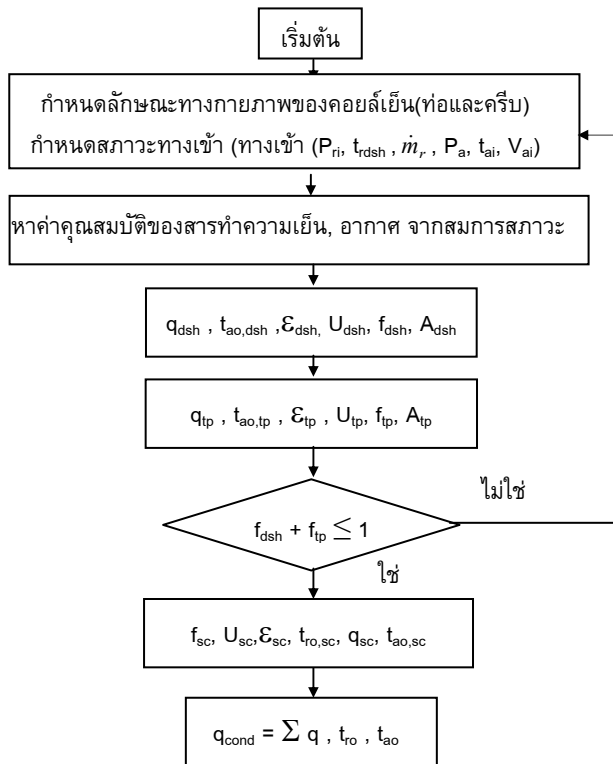
อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมของคอยล์ร้อน สามารถหาได้จาก

$$q_{cond} = q_{dsh} + q_{ip} + q_{sc} \quad (45)$$

3. แผนผังแบบจำลองของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน

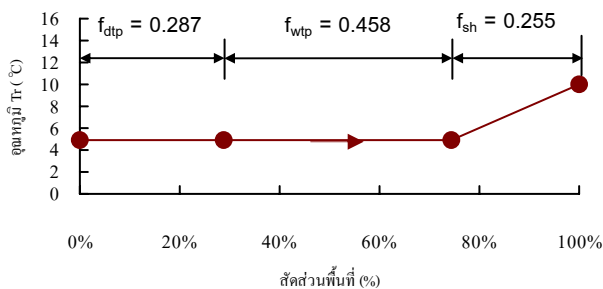


รูปที่ 1 แผนผังของแบบจำลองของคอยล์เย็น

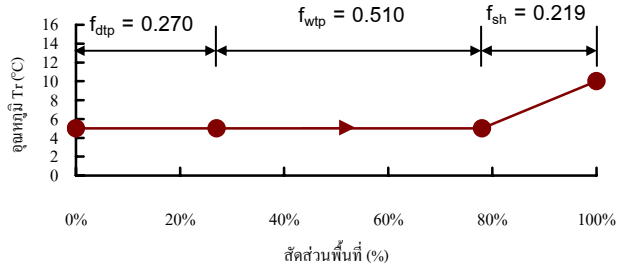


รูปที่ 2 แผนผังของแบบจำลองของคอยล์ร้อน

3.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับสัดส่วนพื้นที่ของคอยล์เย็น

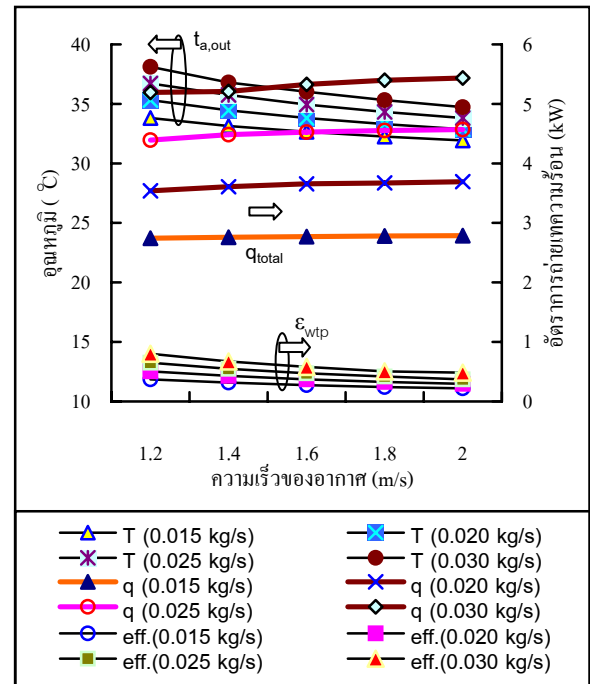


รูปที่ 3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของคอยล์เย็นระหว่าง T_r กับ f_j ที่อัตราการไหล 0.015 kg/s และความเร็วกาศ 1.2 m/s



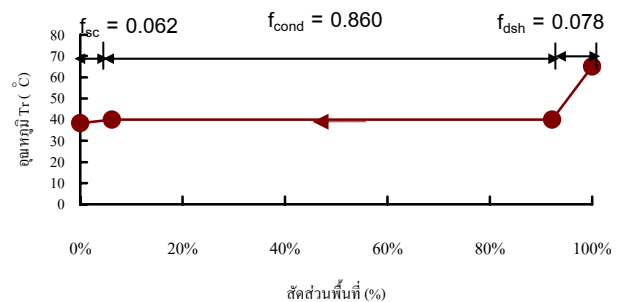
รูปที่ 4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของคอยล์เย็นระหว่าง T_r กับ f_j ที่อัตราการไหล 0.015 kg/s และความเร็วกาศ 2.0 m/s

3.2 ผลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็น

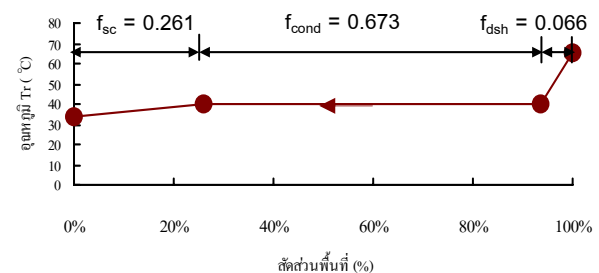


รูปที่ 3 กราฟความสัมพันธ์ของคอยล์เย็นที่แปรเปลี่ยนตามอัตราการไหลของสารทำความเย็น ($\dot{m}_r$) และความเร็วกาศ (v_a)

3.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับสัดส่วนพื้นที่ของคอยล์ร้อน

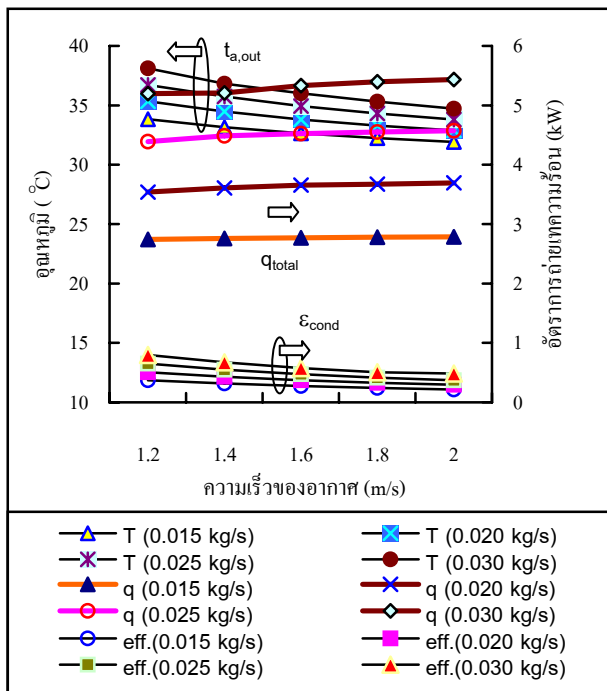


รูปที่ 5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของคอยล์ร้อนระหว่าง T_r กับ f_j ที่อัตราการไหล 0.025 kg/s และ ความเร็วกาศ 1.2 m/s



รูปที่ 6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของคอยล์ร้อนระหว่าง T_r กับ f_j ที่อัตราการไหล 0.025 kg/s และ ความเร็วกาศ 2.0 m/s

3.4 ผลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์ร้อน



รูปที่ 7 กราฟความสัมพันธ์ของคอยล์เย็นที่แปรเปลี่ยนตามอัตราการไหลของสารทำความเย็น ($\dot{m}_r$) และความเร็วอากาศ (v_a)

4. สรุปผลตามแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน

ผลจากโปรแกรมตามแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็น เมื่อกำหนดค่าสภาวะทางเข้าของคอยล์เย็น และอัตราการไหลของสารทำความเย็นเดียวกัน และเปลี่ยนความเร็วอากาศเพิ่มขึ้นคือ จาก 1.2 m/s ถึง 2.0 m/s พบว่าค่าที่แปรตามการเพิ่มความเร็วอากาศประกอบด้วย f_{wtp} , $t_{a,out}$, q_e และ ϵ_{wtp} ส่วนค่าที่แปรผกผันกับความเร็วอากาศประกอบด้วย f_{dtp} , f_{sh} , ϵ_{dtp} , ϵ_{sh} , η , η_w และ W_{out} สำหรับความเร็วอากาศเดียวกัน เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของสารทำความเย็น ($\dot{m}_r$) คือจาก 0.015 ถึง 0.030 kg/s พบว่าค่าที่ลดลงคือ f_{dtp} และ f_{wtp} ส่วนค่าอื่น ๆ จะเพิ่มขึ้น และเป็นสิ่งที่สังเกตได้ว่า ถ้าประสิทธิภาพช่วงสารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นของผสมและเป็นผิวเปียก (ϵ_{wtp}) มีค่ามากขึ้นเท่าใด ก็จะทำให้อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกของคอยล์เย็น ($t_{a,out}$) ลดต่ำลงเท่านั้น ดังนั้นพอสรุปได้ว่า ตัวแปรสำคัญที่สามารถบ่งบอกความสามารถของคอยล์เย็นได้เป็นอย่างดีคือ ประสิทธิภาพช่วงสารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นของผสมและเป็นผิวเปียก (ϵ_{wtp})

จากโปรแกรมตามแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์ร้อน เมื่อกำหนดค่าสภาวะทางเข้าของคอยล์ร้อน และอัตราการไหลของสารทำความเย็นเดียวกัน เมื่อเปลี่ยนความเร็วอากาศเพิ่มขึ้นคือจาก 1.2 ถึง 2.0 m/s พบว่าค่าที่แปรตามการเพิ่มความเร็วอากาศประกอบด้วย f_{sc} , ϵ_{sc} และ q_c ส่วนค่าที่แปรผกผันกับความเร็วอากาศประกอบด้วย f_{dsh} , f_{cond} , ϵ_{cond} , $t_{r,out}$, $t_{a,out}$ และ η ยกเว้น ϵ_{dsh} จะคงที่ ทั้งนี้เกิดจากการกำหนดสภาวะที่เข้า และคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำ

ความเย็นเอง สำหรับที่ความเร็วอากาศเดียวกัน เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของสารทำความเย็น ($\dot{m}_r$) คือจาก 0.015 kg/s ถึง 0.030 kg/s พบว่าค่าที่ค่าที่ลดลงคือ f_{sc} และ ϵ_{sc} ส่วนค่าอื่น ๆ จะเพิ่มขึ้น ยกเว้นค่า ϵ_{dsh} จะคงที่ และเป็นสิ่งที่สังเกตได้ว่า ถ้าประสิทธิภาพช่วงสารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นของผสม (ϵ_{cond}) มีค่ามากขึ้นเท่าใด ก็จะทำให้อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกของคอยล์ร้อน ($t_{a,out}$) เพิ่มขึ้น ดังนั้นสรุปได้ว่า ตัวแปรสำคัญที่สามารถบ่งบอกความสามารถของคอยล์ร้อนได้เป็นอย่างดีคือ ประสิทธิภาพช่วงสารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นของผสม (ϵ_{cond})

ผลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อนได้รวบรวมไว้ดังรูปที่ 3 และรูปที่ 7 ตัวแปรสำคัญที่สามารถบ่งบอกความสามารถของคอยล์คือ พื้นที่ช่วงสารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นของผสม (TP) 86 เปอร์เซ็นต์สำหรับคอยล์ร้อน ในส่วนของคอยล์เย็นจะเป็นส่วนที่เป็นพื้นที่ผิวเปียก (WTP) 51 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และอัตราการการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด

เอกสารอ้างอิง

- [1] S. Theerakulpisut and S. Pripem. Modeling Cooling Coils. Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol.25, No.1 (1998), pp.127-137.
- [2] M. L. Martins Costa and J. A. R. Parise. A Three-Zone Simulation Model for Air-Cooled Condensers. Heat Recovery Systems & CHP, Vol.13, No.2 (1993), pp. 97-113.
- [3] R. L. Webb. Air-Side Heat Transfer Correlation for Flat and Wavy Plate Fin and Tube Geometries. ASHRAE Transaction, Vol.96, Pt1 (1990), pp. 445-449.
- [4] F. C. McQuiston and J. D. Parker. Heating ventilating and air conditioning. 4th ed. New York : Wiley & Sons, c1977.
- [5] M. M. Shah. Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study. ASHRAE Transaction, V.88, Pt1 (1982), pp. 185-196.
- [6] J. M. Corberan and M. G. Melon. Modelling of plate finned tube evaporators and condensers working with R134a. International Journal of Refrigeration, Vol.21, No.4 (1998), pp. 273-284.
- [7] S. Kabelac. A simple set of equation of state for process calculations and its application to R134a and R152a. International Journal of Refrigeration, Vol.14, July (1991), pp. 217-222.
- [8] Mao-Gang He, Zhi-Gang Liu and Jian-Min Yin. New equation of state for transport property calculation for the thermal conductivity and the viscosity of halogenated hydrocarbon refrigerants. Fluid Phase Equilibria, 201 (2002), pp. 309-320.
- [9] J. L. Threlkeld. Thermal Environmental Engineering. 2d ed. Prentice-Hall, c1970.