

แบบจำลองของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อติดครีบบที่ใช้ในระบบปรับอากาศ

สุพจน์ โคตรพันธ์*

Suphod Khotphan. (2006). Modeling of Finned-Tube Heat Exchanger Using in Air Conditioning System. Suranaree J. Sci. Technol. 13(1):20-28.*

Received: Jul 29, 2005; Revised: Dec 28, 2005; Accepted: Jan 5, 2006

Abstract

This paper proposes mathematical models of evaporator and condenser used in a domestic air conditioning system with wavy fin and the refrigerant R-134a is used as a working fluid. By using the simulation method, the 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 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 heat exchanges, heat transfer rate and parameters of prime importance to design heat exchanges for air conditioning system.

Keywords: Air conditioning, finned-tube heat exchange, three zone, R-134a

บทคัดย่อ

บทความนี้เสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน ในระบบปรับอากาศภายในบ้าน ที่ติดครีบบระบายความร้อนแบบครีบบหยัก (wavy fin) และใช้ R-134a เป็นสารทำความเย็นที่สามารถ ทำนายสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองชนิด โดยเฉพาะการควบแน่นของไอน้ำใน อากาศซึ่งมักจะเกิดขึ้นที่ผิวภายนอกของคอยล์เย็น อันต่างไปจากพื้นที่ผิวของคอยล์ร้อนที่เป็นผิวแห้ง ทั้งหมด แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นจะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนที่สารทำความเย็น เป็นของผสมและเป็นผิวแห้ง (DTP) ส่วนที่สารทำความเย็นเป็นของผสมและเป็นผิวเปียก (WTP) และ ส่วนที่สารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นไอร้อนยวดยิ่ง (SH) สำหรับคอยล์ร้อนจะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนที่สารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นไอร้อนยวดยิ่ง (DSH) ส่วนที่สารทำความเย็นควบแน่น (COND)

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยวงษ์ชวลิตกุล อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000

E-mail: suphod@vu.ac.th

* ผู้เขียนที่ให้การติดต่อ

วารสารเทคโนโลยีสุรนารี 13(1):20-28

และส่วนที่สารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นของเหลวเย็นยิ่งยวด (SC) โดยแต่ละส่วนดังกล่าวถูกนำมาเขียนเป็นโปรแกรมภาษา Visual Basic เพื่อหาค่าอุณหภูมิทางออกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อน และตัวแปรที่สำคัญที่นำไปช่วยในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนของระบบปรับอากาศที่เหมาะสม

บทนำ

ระบบปรับอากาศที่ใช้ภายในบ้านในปัจจุบันจะมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือ คอยล์เย็น และ คอยล์ร้อน ทำหน้าที่ให้ความเย็นและระบายความร้อน อุปกรณ์ดังกล่าวจึงมีความสำคัญในระบบการปรับอากาศเป็นอย่างยิ่ง และการพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนให้ดียิ่งขึ้น จะต้องเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และลดความต้านทานความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งทำได้หลายวิธี ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับข้อกำหนดและขีดความสามารถทางวิศวกรรมและข้อจำกัดทางการตลาด การเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและการลดความต้านทานความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จำเป็นต้องศึกษาพฤติกรรมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในระบบปรับอากาศ เพื่อที่จะได้นำไปปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ถูกต้องมากยิ่งขึ้น การวิเคราะห์สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งภายในและภายนอกท่อของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อนค่อนข้างจะยุ่งยาก เพราะจะต้องหาคุณสมบัติต่าง ๆ จากตารางและมีสมการที่ใช้ในการคำนวณมากมาย และยังต้องคำนึงถึงสถานะของสารทำความเย็นที่ไหลภายในท่อ อีกทั้งต้องศึกษาพฤติกรรมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน โดยเฉพาะ คอยล์เย็น นอกจากจะมีการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับอากาศแล้ว ยังมีการถ่ายเทมวลเนื่องจากการควบแน่นของไอน้ำในอากาศ ซึ่งทำให้ผิวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนบางส่วนเปียก จะเห็นได้ว่าความชื้นในอากาศจะมีอิทธิพลต่อการถ่ายเทความร้อนของคอยล์เย็น ซึ่งต่างจากผิวของคอยล์ร้อนที่พิจารณาการถ่ายเทความร้อนด้านอากาศเป็นผิวแห้ง เนื่องจากในปี ค.ศ. 2030

สารทำความเย็น R-11 และ R-22 ซึ่งเป็นสารทำความเย็นในระบบปรับอากาศที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบันจะถูกเลิกใช้เนื่องจากมีผลทำลายชั้นบรรยากาศของโลก และจะถูกแทนที่ด้วยสารทำความเย็น R-134a ที่มีความบริสุทธิ์สูงกว่าและมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นที่สูงกว่า จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้องของ Theerakulpisut and Pripem (1998) ได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็น และ Martins and Parise (1993) ได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์ร้อน เพื่อทำนายพฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสอง และ Webb (1990) ได้ทำการศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ ทั้งแบบท่อติดครีบบนเรียบ (plain fin) และแบบหยัก (wavy fin) เพื่อหาค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ และ Shah (1982) ได้ศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นในช่วงที่เป็นของผสม (Two-phase) และได้สร้างสมการไร้มิติสี่สมการเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นช่วงที่เกิดการเดือดภายในท่อ ซึ่งใช้ในกรณีของคอยล์เย็น และเมื่อไม่เกิดการเดือดภายในท่อก็จะใช้หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของคอยล์ร้อน และ Corberan and Melon (1998) ได้ศึกษาแบบจำลองท่อติดครีบบนของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อนในระบบปรับอากาศขนาดเล็กที่ใช้ R-134a เป็นสารทำความเย็น โดยเปลี่ยนอัตราการไหลของสารทำความเย็นระหว่าง 0.0097 ถึง 0.013 กิโลกรัมต่อวินาที และได้เปรียบเทียบกับผลการทดลองจริงพบว่ามีความคลาดเคลื่อน ± 5 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งงานวิจัยนี้ได้นำมาเป็นแนวทางในการเปรียบเทียบกับ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นทั้งคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน

ดังนั้นการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน เพื่อให้ได้สภาวะการออกแบบที่เหมาะสม โดยใช้ R-134a เป็นสารทำความเย็นและท่อติดครีบบแบบหยัก ซึ่งจะส่งผลทำให้การผลิตอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในระบบปรับอากาศมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น ซึ่งจะประโยชน์ในวงการอุตสาหกรรมการผลิตเครื่องปรับอากาศ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน

การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนใช้วิธีความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพกับจำนวนหน่วยถ่ายโอน (ϵ -Ntu) ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นกรณีที่อยู่ในสถานะเดี่ยว (single-phase) หาได้จากสมการของ Dittus and Boelter (1930) ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอากาศและสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของผสม หาได้จากสมการความสัมพันธ์ของ Webb (1990) และ Shah (1982) ตามลำดับ ประสิทธิภาพของครีบบ (η) แบบคลื่นหยักและท่อเรียงแถวแบบเยื้องหาได้จากสมการของ McQuiston and Parker (1977) และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน หาได้ดังนี้

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของผิวแห้ง (U_o) หาได้จากสมการ

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

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของผิวเปียก (U_w) หาได้จากสมการ

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

เมื่อ A คือ พื้นที่ b คือ ค่าตัวแปรความลาดชันของอากาศ และ h คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับตัวห้อย f, i, o, m, r, t, w คือ ครีบบ ภายใน ภายนอก ค่าเฉลี่ย สารทำความเย็น ท่อ และ เปียก ตามลำดับ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็น

สภาวะทางเข้าและทางออกส่วนต่าง ๆ ของอากาศและสารทำความเย็นแสดงดังรูปที่ 1 ซึ่งอุณหภูมิสารทำความเย็นอิมตัว (t_{rs}) สมมติให้มีค่าคงที่ตลอดช่วงสภาวะของผสม (TP) ส่วนอัตราส่วนความชื้นของอากาศ (W_a) จะมีค่าคงที่ในส่วน SH

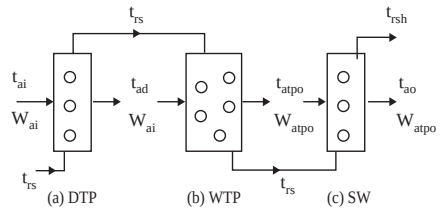


Figure 1. Cut-away views of cooling coil

การหาพื้นที่ช่วงที่สารทำความเย็นเป็นไอร้อนยวดยิ่ง (SH)

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

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

เมื่อกำหนดหาสัดส่วนของพื้นที่ในส่วนที่เป็นไอร้อนยิ่งยวด (f_{sh}) ก็สามารถหาสัดส่วนของพื้นที่ของคอยล์เย็นในส่วนที่สารทำความเย็นเป็นของผสม (f_{ip}) ได้ดังนี้

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

ในกรณีที่พื้นที่ผิวเปียกบางส่วน สัดส่วนของพื้นที่ จะหาได้จากสมการ

$$f_{tp} = f_{dtp} - f_{wtp} \quad (6)$$

การหาพื้นที่ช่วงที่สารทำความเย็นเป็นของผสม และเป็นผิวแห้ง (DTP)

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

อุณหภูมิอากาศ ณ ตำแหน่งที่เกิดการควบแน่น ของไอน้ำในอากาศ (t_{ad}) หาได้จากสมการ

$$t_{ad} = \frac{t_{dew} - \eta \left(1 - \frac{U_{dtp} A_c}{h_{tp} A_{ti}} \right) t_{rs}}{1 - \eta \left(1 - \frac{U_{dtp} A_c}{h_{tp} A_{ti}} \right)} \quad (8)$$

ถ้าอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศที่ทางเข้า (t_{db}) มีค่าน้อยกว่าหรือเท่ากับ t_{ad} ($t_{db} \leq t_{ad}$) แสดงว่า พื้นที่ผิวช่วง TP เป็นของผสมจะเป็นผิวเปียกทั้งหมด นอกนั้นพื้นที่ผิวของคอยล์เย็นช่วง TP จะเป็นผิวเปียกบางส่วน สำหรับค่าอุณหภูมิ ณ จุดน้ำค้าง ของอากาศ (t_{dew}) และความดันไอน้ำที่อุณหภูมิ จุดน้ำค้าง (p_w) หาได้จากสมการ

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

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

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากอากาศไปสู่สารทำความเย็นในส่วนนี้คือ

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

โดยที่ค่าเอนธาลปีของอากาศชื้นที่ทางเข้าและทางออก หาได้จาก

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

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

การหาพื้นที่สารทำความเย็นที่เป็นของผสมและเป็นผิวเปียก (WTP)

การหาพื้นที่ผิวเปียกของคอยล์เย็นสามารถหาจากสัดส่วนพื้นที่ผิวเปียก (f_{wtp}) จากสมการ

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

อัตราการถ่ายเทความร้อนพื้นที่ผิวเปียกที่มีอากาศชื้นไหลผ่าน สามารถเขียนอยู่ในรูปของความต่างศักย์เชิงเอนธาลปี ดังสมการ

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

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากอากาศไปสู่สารทำความเย็นสามารถเขียนได้ว่า

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

เปรียบเทียบสมการ (15) และ (16) สามารถเขียนได้ว่า

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

เนื่องจากอุณหภูมิของสารทำความเย็น ในช่วงที่สารทำความเย็นเป็นของผสมมีค่าคงที่ ดังนั้นค่าเอนธาลปีของอากาศในสภาวะอิ่มตัวที่อุณหภูมิ สารทำความเย็น (h_{asr}) ก็จะคงที่ด้วย และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมก็สามารถถือเป็นค่าคงที่ได้สำหรับส่วนที่คอยล์ไม่ยาวเกินไป ด้วยเหตุนี้สามารถอินทิเกรตสมการ (17) จะได้

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

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

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

อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศในช่วงนี้อาจจะเขียนอยู่ในรูปค่าเฉลี่ยของเอนทาลปี

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

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) สามารถหาเอนทาลปีของอากาศที่ออกจากช่วงพื้นที่ผิวเปียก (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) สามารถทำนายค่าเอนทาลปีของอากาศที่ทางออกของคอยล์เย็นในส่วนที่เป็นผิวเปียกได้หากทราบค่าเอนทาลปีของอากาศทางเข้า (h_{ad}) จากสมการ (13)

จากการศึกษาของ Therlaked (1970) เพื่อทำนายการเปลี่ยนเอนทาลปีของอากาศกับการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนความชื้นอากาศที่ไหลผ่านพื้นที่ผิวเปียกคอยล์เย็น 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 คืออัตราส่วนการแผ่ความร้อนต่อการแผ่มวล (ตัวเลขลิวอิส (Lewis number)) สามารถกำหนดเป็นค่าคงที่ได้ ในที่นี่ใช้ค่าเท่ากับ 0.95 สมการ (23) สามารถประมาณอัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของอากาศ (Δh_a) กับการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนความชื้น (ΔW_a) ได้ดังสมการ

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

อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่ทางออกของส่วน WTP หาได้จากสมการ

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

อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่ทางออกของคอยล์จะมีค่าเท่ากับ W_{atpo} เนื่องจากไม่มีการควบแน่นบนบริเวณคอยล์ที่มีสารทำความเย็นในสถานะเป็นไอร้อนยังการหาอุณหภูมิของอากาศที่ทางออกช่วง WTP

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

ค่า t_{atpo} ที่คำนวณได้จากสมการ (26) จะต้องนำไปเปรียบเทียบกับค่าที่ได้สมมติไว้เพื่อหาค่าจำนวนหน่วยถ่ายโอนและสัดส่วนพื้นที่ในช่วงไอร้อนยวดยิ่ง ถ้าหากไม่สอดคล้องกันภายในค่าขอบเขตที่กำหนดก็กำหนดค่า t_{atpo} ใหม่และนำไปคำนวณซ้ำจนกว่าจะได้ค่าที่ถูกต้องภายในขอบเขตที่กำหนด

อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากคอยล์เย็น สามารถคำนวณได้จาก

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

อัตราการถ่ายเทความร้อนช่วงไอร้อนยวดยิ่ง สามารถคำนวณได้จาก

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

เมื่อค่า DSH เป็นองศาไอร้อนยวดยิ่ง (degree superheat) ที่ต้องป้อนของแบบจำลอง

อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งหมดของคอยล์เย็นอาจแบ่งออกได้ดังนี้

กรณีที่พื้นที่ผิวช่วงสารทำความเย็นเป็นของผสมเป็นผิวแห้งทั้งหมด

$$q_c = q_{tp} + q_{sh} \quad (29)$$

กรณีที่พื้นที่ผิวช่วงสารทำความเย็นเป็นของผสมเป็นผิวแห้งบางส่วน

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

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

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์ร้อน

สภาวะทางเข้าและทางออกส่วนต่าง ๆ ของอากาศและสารทำความเย็นแสดงดังรูปที่ 2 ซึ่งอุณหภูมิสารทำความเย็นอิ่มตัว (t_{rs}) สมมติให้มีค่าคงที่ตลอดช่วงการควบแน่น (COND) ส่วนอัตราส่วนความชื้นของอากาศจะมีค่าคงที่ตลอดทั้งสามส่วน

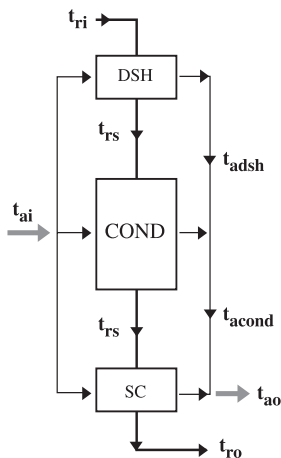


Figure 2. Cut-away views of condenser coil

การหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนช่วงไอร้อนยวดยิ่ง (DSH)

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

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

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

โดยที่

$C_{r,dsh}$ คือ อัตราความจุความร้อนของสารทำความเย็นช่วง DSH ($C_{r,dsh} = \dot{m}_r c_{pv}$)

C^* คือ อัตราความจุความร้อน ($C^* = C_{min}/C_{max}$)

อัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นสู่อากาศช่วงไอร้อนยวดยิ่ง

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

อุณหภูมิอากาศที่ออกจากช่วงไอร้อนยวดยิ่ง

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

การหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนช่วงควบแน่น (COND)

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

สัดส่วนของพื้นที่ของคอยล์ร้อนช่วงควบแน่น (f_{tp})

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

อัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น
สู่อากาศช่วงควบแน่น หาได้จากสมการ

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

โดยที่

h_f, h_g คือ ค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็นใน
สถานะอิ่มตัวเป็นของเหลวและเป็นไอ
อุณหภูมิอากาศที่ออกจากช่วงควบแน่น

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

การหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนช่วงของเหลวเย็น
ยิ่งยวด (SC)

หาสัดส่วนพื้นที่ในส่วนที่เป็นของเหลวเย็นยิ่งยวด
(f_{sc}) ได้จากสมการ

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

ในกรณีที่ $f_{dsh} + f_{tp} \geq 1$ แสดงว่าจะไม่มีพื้นที่ส่วน SC
เมื่อทราบค่า Ntu_{sc} สามารถหาประสิทธิภาพช่วง
ของเหลวเย็นยิ่งยวด ได้จากสมการ

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

อัตราการถ่ายเทความร้อนหาได้จากสมการ

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

โดยที่

$C_{r,sc}$ คือ อัตราความจุความร้อนของสารทำความ
เย็นช่วง SC ($C_{r,sc} = \dot{m}_r c_{pl}$)

อุณหภูมิอากาศที่ออกจากช่วงของเหลวเย็นยวดยิ่ง

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

อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจากช่วงของเหลว
เย็นยวดยิ่ง

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

อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมของคอยล์ร้อน
สามารถหาได้จาก

$$q_c = q_{dsh} + q_{tp} + q_{sc} \quad (45)$$

ผลลัพธ์จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน

ผลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นและ
คอยล์ร้อน ที่อัตราการไหลของสารทำความเย็นสูงขึ้น
พบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมของคอยล์
ทั้งสองสูงขึ้น สำหรับคอยล์เย็นที่ความเร็วต่ำด้าน
อากาศ พบว่าอุณหภูมิอากาศที่ทางออกลดลง
ส่วนประสิทธิภาพช่วงสารทำความเย็นอยู่ในสถานะ
เป็นของผสมและเป็นผิวเปียก (ϵ_{wtp}) สูงขึ้นและ
ลดลงเมื่อความเร็วอากาศสูงขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 3

ผลลัพธ์จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็น

ผลลัพธ์จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ
คอยล์เย็น เมื่อกำหนดค่าสภาวะทางเข้าของคอยล์
เย็นและอัตราการไหลของสารทำความเย็น และ
เปลี่ยนความเร็วอากาศเพิ่มขึ้นคือจาก 1.2 ถึง 2.0
เมตรต่อวินาที พบว่าค่าที่แปรตามการเพิ่มความเร็ว
อากาศประกอบด้วย f_{wtp} , $T_{a,out}$, q_c และ ϵ_{wtp}
ส่วนค่าที่แปรผกผันกับความเร็วอากาศประกอบด้วย
 f_{dtp} , f_{sh} , ϵ_{dtp} , ϵ_{sh} , η , η_w และ W_{out} สำหรับ
ความเร็วอากาศเดียวกัน เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของ
สารทำความเย็น ($\dot{m}_r$) คือจาก 0.015 ถึง 0.030
กิโลกรัมต่อวินาที พบว่าค่าที่ลดลงคือ f_{dtp}
และ f_{wtp} ส่วนค่าอื่น ๆ จะเพิ่มขึ้น และเป็น
ที่สังเกตได้ว่า ถ้าประสิทธิภาพช่วงสารทำความเย็นอยู่
ในสถานะเป็นของผสมและเป็นผิวเปียก (ϵ_{wtp}) มี
ค่ามากขึ้นเท่าใด ก็จะทำให้อุณหภูมิของอากาศ
ที่ทางออกของคอยล์เย็น ($T_{a,out}$) ลดต่ำลงเท่านั้น
ดังนั้นพอสรุปได้ว่า ตัวแปรสำคัญที่สามารถบ่ง
บอกความสามารถของคอยล์เย็นได้เป็นอย่างดีคือ
ประสิทธิภาพช่วงสารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็น
ของผสมและเป็นผิวเปียก (ϵ_{wtp}) สำหรับคอยล์ร้อน

ที่ความเร็วต่ำด้านอากาศ พบว่าอุณหภูมิอากาศที่ทางออกสูงขึ้น และประสิทธิภาพช่วงสารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นของผสม (E_{cond}) สูงขึ้นและลดลงเมื่อความเร็วอากาศสูงขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 4

ผลลัพธ์จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์ร้อน

ผลลัพธ์จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์ร้อนเมื่อกำหนดค่าสถานะทางเข้าของคอยล์ร้อนและอัตราการไหลของสารทำความเย็นค่าเดียวกันกับของคอยล์เย็น และเปลี่ยนความเร็วอากาศเพิ่มขึ้นคือจาก 1.2 ถึง 2.0 เมตรต่อวินาที พบว่าค่าที่แปรตามการเพิ่มความเร็วอากาศประกอบด้วย f_{sc} , E_{sc} และ q_c ส่วนค่าที่แปรผกผันกับความเร็วอากาศประกอบด้วย f_{dsh} , f_{cond} , E_{cond} , $T_{r,out}$, $T_{a,out}$ และ η ยกเว้น E_{dsh} จะคงที่ ทั้งนี้เกิดจากการเพิ่มกำหนดค่าสถานะที่เข้า และคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำความเย็นเอง สำหรับที่ความเร็วอากาศเดียวกัน เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของสารทำความเย็น ($\dot{m}_r$) คือจาก 0.015 ถึง 0.030 กิโลกรัมต่อวินาที พบว่า ค่าที่ลดลงคือ f_{sc} และ E_{sc} ส่วนค่าอื่น ๆ จะเพิ่มขึ้น ยกเว้นค่า E_{dsh} จะคงที่ และเป็นสิ่งที่สังเกตได้ว่า ถ้าประสิทธิภาพช่วงสารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นของผสม (E_{cond}) มีค่ามากขึ้นเท่าใดก็จะทำให้อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกของ

คอยล์ร้อน ($T_{a,out}$) เพิ่มขึ้น ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่า ตัวแปรสำคัญที่สามารถบ่งบอกความสามารถของคอยล์ร้อนได้เป็นอย่างดีคือ ประสิทธิภาพช่วงสารทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็นของผสม (E_{cond})

บทสรุปและวิจารณ์ผล

จากการทดสอบโปรแกรมของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อนพบว่า สามารถใช้งานได้ดี และตัวแปรสำคัญที่สามารถบ่งบอกความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อนคือค่า E_{wtp} และ E_{cond} ตามลำดับ กล่าวคือเมื่อค่าประสิทธิภาพดังกล่าวสูงขึ้นทำให้อัตราการการถ่ายเทความร้อนรวมของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อนสูงขึ้นด้วย

อย่างไรก็ตามแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อนที่สร้างขึ้นนี้จะสมมติให้ผิวด้านภายในท่อคงที่ อีกทั้งแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นยังต้องสมมติค่าองศาร้อนยวดยิ่ง (DSH) ของสารทำความเย็นที่ทางออกของคอยล์ ดังนั้นควรได้มีการเปรียบเทียบกับข้อมูลผลการทดลองจริง เพื่อให้เห็นว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นนั้นมีความถูกต้องมากน้อยเพียงใด

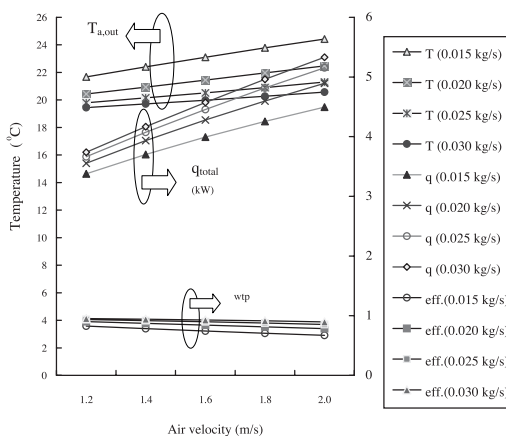


Figure 3. Relation between mass flow rate of refrigerant with air velocity for cooling coil

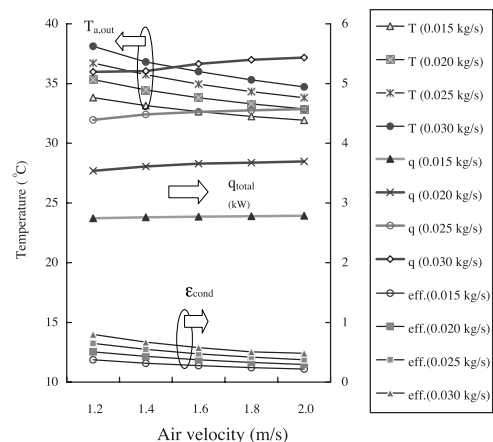


Figure 4. Relation between mass flow rate of refrigerant with air velocity for condenser

เอกสารอ้างอิง

- Dittus, F.W., and Boelter, L.M.K. (1930). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. University of California, Publications in Engineering, 2:443-461.
- McQuiston, F.C., and Parker, J.D. (c1977). Heating Ventilating and Air Conditioning. 4th ed. Wiley & Sons, NY, p. 547-613.
- Shah, M.M. (1982). Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. ASHRAE Transaction, 88(Pt1):185-196.
- Theerakulpisut, S., and Priprem, S. (1998). Modeling cooling coils. Int. Comm. heat mass transfer, 25(1):127-137.
- Threlkeld, J.L. (c1970). Thermal Environmental Engineering. 2nd ed. Prentice-Hall, Inc., p. 254-265.
- Webb, R.L. (1990). Air-side heat transfer correlation for flat and wavy plate fin-and-tube geometries. ASHRAE Transaction, 96(Pt1):445-449.