

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

Mathematical Model of Cooling Coil for Split-Type Air Conditioner

วิชญ์ แก้วดวงสี¹, ปุริมพัฒน์ สุจันงค์โตกุล^{2*}, สมนึก อีระกุลพิศุทธิ์³ จิตติน ตริพุทธิรัตน์⁴ และ รตินันท์ เหลือมพล⁵

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น อำเภอเมือง
จังหวัดขอนแก่น 40002

* ติดต่อ: โทรศัพท์: 043 202 845, โทรสาร 043 202 849

E-mail: babyboon_83@hotmail.com¹, mansuj@kku.ac.th², somthe@kku.ac.th³,
jittri@kku.ac.th⁴, luampon_r@hotmail.com⁵

บทคัดย่อ

การศึกษานี้ได้ทำการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเพื่อทำนายพารามิเตอร์ของอากาศที่บริเวณทางออก โดยทำการศึกษาเกี่ยวกับสมดุลพลังงานของการถ่ายเทความร้อนและการถ่ายเทมวลระหว่างสารทำความเย็นและอากาศที่ไหลผ่านบริเวณคอยล์เย็นมาเขียนเป็นความสัมพันธ์เพื่อที่ทำนายค่าสมบัติต่างๆที่สำคัญเช่นอุณหภูมิของอากาศและความชื้นของอากาศซึ่งที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพของคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน อันได้แก่อุณหภูมิและความชื้นของอากาศ ซึ่งจะสามารถนำไปช่วยในการออกแบบคอยล์เย็นได้อย่างมีประสิทธิภาพ จากการเปรียบเทียบระหว่างข้อมูลจากผลการทดลองและค่าทำนายของความสัมพันธ์พบว่ามีความคลาดเคลื่อนของอุณหภูมิของอากาศที่ทางออกคอยล์เย็นจะมีค่าประมาณ 11.5% และมีค่าความคลาดเคลื่อนของความชื้นจำเพาะของอากาศที่ทางออกคอยล์เย็นจะมีค่าประมาณ 7.5%

คำสำคัญ: แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ / การถ่ายเทความร้อน / การถ่ายเทมวล / คอยล์เย็น

Abstract

This paper presents the study of mathematical model for cooling coil in split-type air conditioner to predict the properties of air passing through the evaporator. The mathematical model focused on the energy balance and mass balance of refrigerant and air flow in order to predict crucial parameters affecting the performance of cooling coils in split-type air conditioner such as temperature and humidity. This is useful in design of cooling coils more efficiently. The results of a prediction were compared with the experimental results to validate the accuracy of a model. It was found that the deviation for exit air temperature is within 11.5% and for exit air humidity is within 7.5%.

Keywords: Mathematical model/Heat and Mass transfer/Cooling coil

1. บทนำ

คอยล์เย็น (cooling coil) เป็นส่วนประกอบที่สำคัญของเครื่องปรับอากาศทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อน กระบวนการปรับอากาศเป็นการควบคุมสถานะของอากาศให้เหมาะสมกับสภาพต่างๆ ในส่วนของการทำความเย็นเพื่อให้ได้อุณหภูมิตามที่กำหนด ระบบการทำความเย็นส่วนใหญ่มักมีคอยล์เย็น เป็นอุปกรณ์ในการลดอุณหภูมิของอากาศ เป็นการไหลของอากาศผ่านคอยล์เย็น และคอยล์เย็นจะทำหน้าที่รับความร้อนของอากาศ ทำให้อุณหภูมิอากาศลดลง

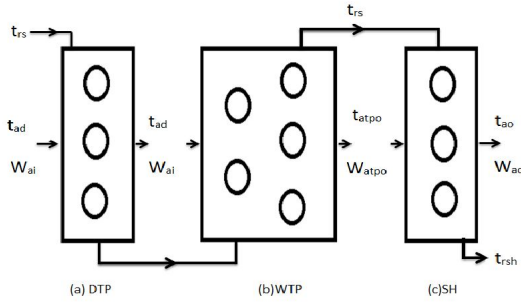
ดังนั้นการศึกษาเพื่อที่พัฒนาในการออกแบบชุดทำความเย็นเราควรศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็นเพื่อที่จะสามารถเข้าใจพฤติกรรมและใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานในการออกแบบที่เหมาะสม

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

การศึกษานี้จะทำการศึกษาพารามิเตอร์ของอากาศที่ทางออกคอยล์เย็น โดยจะให้คอยล์เย็นเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และลดความชื้น โดยจะใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

2.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็น

การหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จะใช้วิธี ϵ -NTU ซึ่งถูกนำมาใช้ทดสอบแล้วว่าให้ค่าที่ผิดพลาดน้อย [1] [2] และ [3] พิจารณาการถ่ายเทความร้อนในคอยล์เย็น โดยแบ่งเป็น 2 ส่วน คือ superheating zone และ two-phase zone โดยส่วนที่เป็น two-phase zone สามารถแบ่งพื้นที่ผิวของคอยล์ได้เป็น dry two-phase surface และ wet two-phase surface



รูปที่ 1 การเปลี่ยนแปลงสถานะของน้ำยาทำความเย็นในคอยล์

รูปที่ 1(a) และ (b) แสดงถึงส่วนของคอยล์เย็นด้านน้ำยาทำความเย็นที่ภายในท่อนั้นน้ำยามีลักษณะเป็นของผสม Two-phase และผิวภายนอกด้านอากาศไหลผ่านมีลักษณะเป็นผิวแห้งและผิวเปียกตามลำดับ

2.1.1 Superheated Zone (SH)

ในรูปที่ 1(c) นั้น น้ำยาทำความเย็นในท่อได้รับความร้อนจากภายนอกจนสถานะกลายเป็น superheated vapor โดยค่าสัมประสิทธิ์รวมของการแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถหาได้จากสมการที่ (4) ดังนี้

$$\epsilon_{sh} = \frac{C_r(t_{rsh} - t_{rs})}{C_{min}(t_{atpo} - t_{rs})} \quad (1)$$

$$\frac{C_r(t_{rsh} - t_{rs})}{C_{min}(t_{atpo} - t_{rs})} = 1 - \exp\left[\frac{NTU_{sh}^{0.22}}{\dot{c}} \left(\exp(-CNTU_{sh}^{0.78}) - 1\right)\right] \quad (2)$$

$$NTU_{sh} = \frac{U_{sh} A_{sh}}{C_{min}} = \frac{U_{sh} f_{sh} A_e}{C_{min}} \quad (3)$$

$$U_{sh} = \frac{1}{\frac{A_e}{A_{ti} h_i} + \frac{1}{h_o((A_{to}/A_f) + \phi)} + \frac{1}{h_o}} \quad (4)$$

ค่า ϕ คือ fin efficiency หาค่าได้ตามที่เสนอไว้ใน [1] ค่า h_i เป็นค่า refrigerant-side heat transfer

coefficient และค่า h_o เป็นค่า air-side heat transfer coefficient ตามลำดับโดยที่

$$q_{sh} = C_r(t_{rei} - t_{rs}) \quad (5)$$

$$t_{atpo} = t_{aeo} + q_{sh} / C_a \quad (6)$$

2.1.2 Two-phase Zone (TP)

สำหรับในกรณีที่น้ำยาทำความเย็นมีลักษณะเป็น two-phase นั้นความสัมพันธ์ที่จำเป็นต่อการคำนวณมีดังต่อไปนี้

1. Dry two-phase surface (DTP)

ส่วนนี้พิจารณาการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นที่เป็นของผสมกับอากาศที่ผ่านคอยล์เย็น

$$q_{tp} = \dot{m}_r (h_{rsv} - h_{rtpi}) \quad (7)$$

$$t_{atpo} = t_{aei} - \frac{q_{tp}}{C_a} \quad (8)$$

$$f_{dtp} = \frac{C_a}{U_e A_e} \ln\left(\frac{t_{atpi} - t_{rs}}{t_{ad} - t_{rs}}\right) \quad (9)$$

$$A_{dtp} = A_e f_{dtp} \quad (10)$$

โดยที่ค่า U_e สามารถหาได้เหมือนกับกรณีของ U_{sh}

ในกรณีผิวคอยล์เย็นไม่เกิดการ dehumidification ค่าความร้อนในการถ่ายเททั้งหมดจะมีค่าดังสมการที่ (11) ดังนี้

$$q_e = q_{tp} + q_{sh} \quad (11)$$

2. Wet two-phase surface (WTP)

กำหนดให้สารทำความเย็นในคอยล์ลดความชื้นไม่มีการเปลี่ยนแปลง ดังนั้น dehumidification จะเกิดขึ้น เมื่อ t_{atpo} มากกว่าค่า t_{ad} โดยหาจากสมการที่ (12) ซึ่งเป็นสมการความสัมพันธ์ที่ถูกพัฒนาโดย Threlkeld [4]

$$t_{ad} = \frac{t_{dew} - \phi \left(\frac{1 - U_e A_e}{h_i A_{ti}} \right) t_{rs}}{1 - \phi \left(\frac{1 - U_e A_e}{h_i - A_{ti}} \right)} \quad (12)$$

โดยที่ค่า t_d คืออุณหภูมิของจุดน้ำค้างของอากาศที่ผ่านเข้าคอยล์ลดความชื้น สมการที่ใช้ในการหาค่าสัดส่วนได้แก่

$$f_{sh} = \frac{NTU_{sh} C_{min}}{U_e A_e} \quad (13)$$

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

สำหรับการหาพื้นที่ผิวเปียกของคอยล์เย็นสามารถหาจากสัดส่วนพื้นที่ผิวเปียกในสมการที่ (15) และ (16) ดังนี้

$$f_{wtp} = 1 - f_{sh} - f_{dtp} \quad (15)$$

$$A_w = A_e f_{wtp} \quad (16)$$

การวิเคราะห์ผิวเปียกที่มีอากาศชื้นไหลผ่านอัตราการถ่ายเทความร้อนพื้นที่ผิวดังกล่าวสามารถเขียนอยู่ในรูปของความต่างศักย์เชิงเอนทัลปี ดังสมการ (17) ดังนี้

$$dq = U_w (h_{aw} - h_{asr}) dA_w \quad (17)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของผิวเปียก U_w หาได้จากสมการที่ (18) ดังนี้

$$U_w = \frac{1}{\frac{b_r A_e}{A_{ti} h_i} + \frac{b_{w,m} (1 - \phi)}{h_w \left(\left(\frac{A_{to}}{A_f} \right) + \phi_w \right)} + \frac{b_{w,m}}{h_w}} \quad (18)$$

ค่าประสิทธิภาพของครีบบีบแบบผิวเปียก ในส่วนของค่า b_r และ h_w ได้ให้นิยามดังสมการที่ (19) และสมการที่ (20) ดังนี้

$$b_r = \frac{h_{ast} - h_{asr}}{t_t - t_{rs}} \quad (19)$$

$$h_w = \frac{1}{\frac{c_{pa}}{b_{wm} h_{ow}} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (20)$$

การหาค่าเอนทัลปี h_{ast} และ h_{asr} คือเอนทัลปีอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิของสารทำความเย็นและอุณหภูมิผิวของท่อตามลำดับใช้สมการของ [5] ให้ใช้อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวท่อ t_t และอุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำเย็น t_{rs} แทนค่าอุณหภูมิอิ่มตัวของอากาศ t_{as} ตามลำดับ

$$h_{as} = 9.3839 + 1.71137t_{as} + 0.0222t_{as}^2 + 0.000063t_{as}^3 \quad (21)$$

เมื่อเกิด dehumification ในคอยล์ลดความชื้นจะใช้หลักการของ Threlkeld [4] สำหรับการเปลี่ยนแปลงเอนทัลปีของอากาศชื้นจะมีสมการคือ

$$\frac{dh_a}{dw} = Le \left(\frac{h_{ai} - h_{aswm}}{w_{ai} - w_{swm}} \right) + (h_{ag} - 2501Le) \quad (22)$$

เมื่อตัวเลขลิวอิส Le (Lewis number) คืออัตราส่วนการแผ่ความร้อนต่อการแผ่มวลและสามารถกำหนดเป็นค่าคงที่ได้ ในที่นี้ใช้ค่าเท่ากับ 0.95 [6] และสมการสามารถประมาณอัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทัลปีของอากาศ Δh_a ต่อการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนความชื้น Δw_a ได้ดังสมการที่ (23) ดังนี้

$$\frac{\Delta h_a}{\Delta w_a} = \frac{h_{ad} - h_{atpo}}{w_{ai} - w_{atpo}} = \frac{dh_a}{dw_a} \quad (23)$$

$$w_{atpo} = w_{ai} - (h_{ad} - h_{ai}) \left(\frac{dw_a}{dh_a} \right) \quad (24)$$

อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่ทางออกของคอยล์จะมีค่าเท่ากับ w_{atpo} เนื่องจากไม่มีการควบแน่นบนบริเวณคอยล์ที่มีสารทำความเย็นในสถานะเป็นไอร้อนยิ่งยวดและหาอุณหภูมิของอากาศที่ทางออกช่วงที่สารทำความเย็นเป็นของผสมและมีผิวเปียก ได้จากสมการที่ (25) ดังนี้

$$t_{atpo} = \left(\frac{h_{atpo} - 2501w_{atpo}}{1.006 + 1.805w_{atpo}} \right) \quad (25)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของคอยล์ลดความชื้นหาได้จากสมการที่ (26) ดังนี้

$$q_{tp} = \dot{m}_{ae} (h_{aei} - h_{atpo}) \quad (26)$$

ค่า t_{atpo} ที่คำนวณได้จากสมการ จะต้องนำไปเปรียบเทียบกับค่าที่ได้สมมติไว้เพื่อหาค่าจำนวนหน่วยถ่ายโอนและสัดส่วนพื้นที่ในช่วงไอรอนยิ่งยวด ถ้าหากไม่สอดคล้องกันภายในค่าขอบเขตที่กำหนด ก็กำหนดค่า t_{atpo} ใหม่และนำไปคำนวณซ้ำ จนกว่าจะได้ค่าที่ถูกต้องภายในขอบเขตที่กำหนด

อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากคอยล์เย็นสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (27) ดังนี้

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

2.3 คุณสมบัติของสารทำความเย็น (Refrigerant Properties)

สารทำความเย็นในระบบปรับอากาศและคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ใช้สมการตาม A.C. Cleland. [7] ที่และคุณสมบัติทางกายภาพใช้ความสัมพันธ์ของ [8]

การเปรียบเทียบข้อมูลข้อมูลจากการทดลองของ Theekulpisut S. [1] ข้อมูลที่ได้จากแบบจำลองซึ่งจะนำเสนอความคลาดเคลื่อนด้วย root mean square error (RMS) ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังสมการ (28)

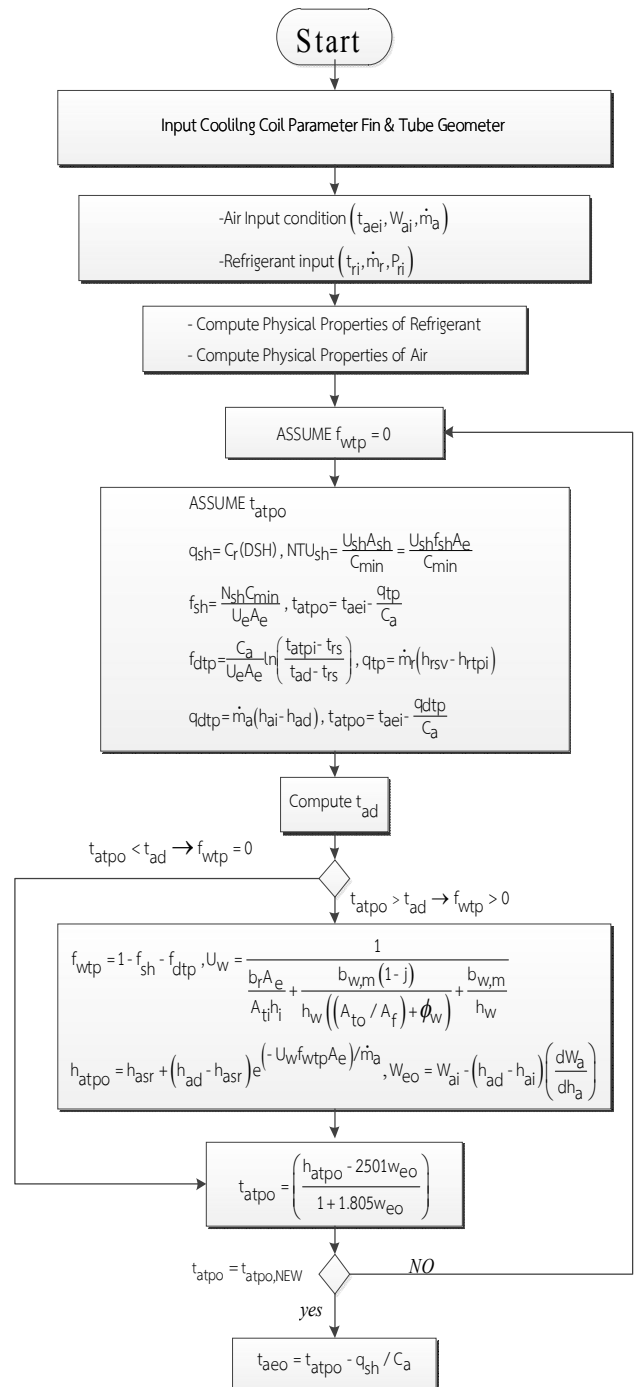
$$RMS \text{ error} = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{X_p - X_m}{X_m} \right)^2 \right]^{1/2} \times 100\% \quad (28)$$

โดยที่ค่า x คือตัวแปรที่ถูกวิเคราะห์ความคลาดเคลื่อน

3. ผังการคำนวณเพื่อหาค่าอุณหภูมิและความชื้น

รูปที่ 2 แสดงถึงผังการคำนวณเพื่อหาค่าอุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่ทางออกของคอยล์เย็น การคำนวณตามแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์เย็น เมื่อกำหนดลักษณะทางกายภาพของคอยล์เย็น (ท่อและครีป) และกำหนดสภาวะที่ทางเข้าของน้ำยาทำความเย็นและอากาศ จากนั้นหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนช่วงที่น้ำยาทำความเย็นอยู่ในสถานะเป็น SH โดยสมมติอุณหภูมิของอากาศที่ออกจากส่วนที่น้ำยาทำความเย็นเป็นของผสม t_{atpo} เพื่อหาค่า NTU_{sh} และค่า

t_{atpo} ที่สมมติขึ้นจะต้องนำมาตรวจสอบภายหลัง จึงหาพื้นที่ที่น้ำยาทำความเย็นเป็นของผสม ในส่วนนี้แบ่งเป็น DTP และ WTP ต้องตรวจสอบว่าพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนในช่วง TP จะเป็น WTP หรือไม่ โดยการเปรียบเทียบอุณหภูมิอากาศ ณ ตำแหน่งที่เกิดการควบแน่นของไอน้ำในอากาศ t_{ad} ที่ผิวคอยล์เย็น การเกิดพื้นที่สารทำความเย็นที่เป็นของผสมและเป็นผิวเปียก จะเกิดขึ้น เมื่อ t_{atpo} มากกว่าค่า t_{ad}



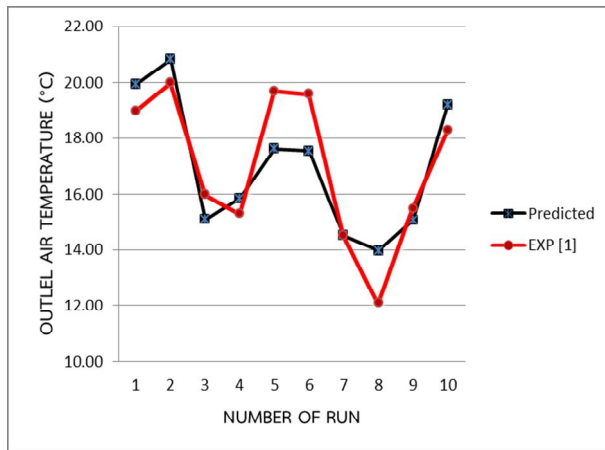
รูปที่ 2 ผังการคำนวณเพื่อหาค่าอุณหภูมิและความชื้นของอากาศ

4. การทดลอง

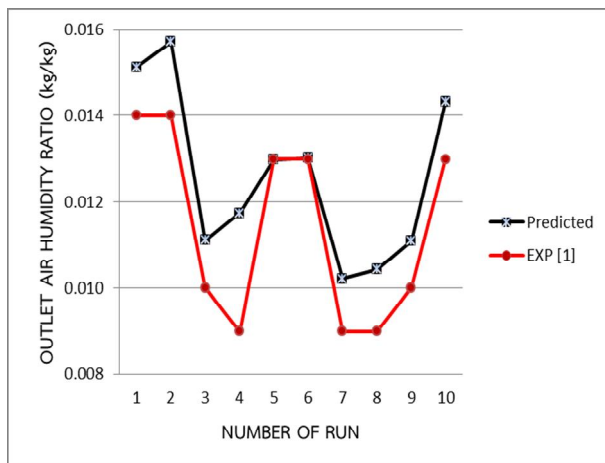
จากการที่ได้ทำการทดสอบการคำนวณของโปรแกรมตาม flow chat ในรูปที่ 2 โดยได้ใช้ข้อมูลจากการทดลองของ Theepakulpisut S. [1]

ตารางที่ 1 ข้อมูลจากการทดลองเปรียบเทียบกับแบบจำลองปัจจุบัน

run	MR	Pe	MAE	WIE	TAIE	WOE		TAOE	
						EXP	MOD	EXP	MOD
	kg/s	kPa	kg/s	kg/kg	°C	kg/kg	kg/kg	°C	°C
1	0.026	433	0.135	0.019	28.5	0.014	0.015	19	19.93
2	0.026	452	0.135	0.02	29.5	0.014	0.016	20	20.82
3	0.024	378	0.135	0.013	27.7	0.01	0.011	16	15.09
4	0.023	369	0.135	0.014	24.4	0.009	0.012	15.3	15.87
5	0.022	430	0.135	0.016	29.3	0.013	0.013	19.7	17.62
6	0.022	430	0.135	0.016	31.7	0.013	0.013	19.6	17.54
7	0.019	375	0.115	0.012	26.6	0.009	0.010	14.5	14.50
8	0.018	348	0.115	0.012	20.7	0.009	0.010	12.1	13.97
9	0.02	388	0.132	0.013	26.3	0.01	0.011	15.5	15.06
10	0.025	423	0.135	0.018	27.3	0.013	0.014	18.3	19.20
(RMS)error						7.57		11.5	



รูปที่ 3 การเปรียบเทียบอุณหภูมิที่ทางออกคอยล์เย็น



รูปที่ 4 การเปรียบเทียบความชื้นจำเพาะที่ทางออกคอยล์เย็น

ตารางที่ 2 หาค่า Root mean square error (RMS)

run	WOE	WOE	TAOE	TAOE
	EXP	MOD	EXP	MOD
	kg/kg	kg/kg	°C	°C
1	0.014	0.015	19	19.93
2	0.014	0.016	20	20.82
3	0.01	0.011	16	15.09
4	0.009	0.012	15.3	15.87
5	0.013	0.013	19.7	17.62
6	0.013	0.013	19.6	17.54
7	0.009	0.010	14.5	14.50
8	0.009	0.010	12.1	13.97
9	0.01	0.011	15.5	15.06
10	0.013	0.014	18.3	19.20
(RMS)error	7.57		11.5	

ตารางที่ 3 สัดส่วนเชิงพื้นที่ของลักษณะผิวของคอยล์เย็น

RUN	f _{sh}	f _{tp}	f _{dtp}	f _{wtp}
1	0.1730	0.8271	0.0103	0.8168
2	0.1542	0.8458	0.0000	0.8458
3	0.2217	0.7784	0.2194	0.5590
4	0.2135	0.7865	0.1735	0.6130
5	0.1814	0.8186	0.0991	0.7195
6	0.1913	0.8087	0.1003	0.7084
7	0.1684	0.8316	0.2498	0.5818
8	0.2539	0.7461	0.2500	0.4961
9	0.2220	0.7780	0.2173	0.5607
10	0.1656	0.8344	0.0270	0.8074

5. สรุปผลการทดลอง

จากการศึกษาโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบมาประมวลผลโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์และใช้ชุดข้อมูลนำเข้าเดียวกันจากค่าการทดลองจริงของ Theepakulpisut S. [1] เพื่อทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองพบว่ามีความใกล้เคียงกันแต่ค่าอุณหภูมิที่ทางออกของคอยล์เย็นยังมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 11.5% ดังแสดงในรูปที่ 3 และตารางที่ 2 สำหรับค่าความชื้นจำเพาะที่ทางออกของคอยล์เย็นมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 7.5% ดังแสดงในรูปที่ 4 และตารางที่ 2 ทั้งนี้ยังแสดงให้เห็นว่าค่าที่ได้จาก

แบบจำลองกับการทดลองจริงยังคงมีความคลาดเคลื่อนซึ่งสาเหตุของความคลาดเคลื่อนดังกล่าวอาจเกิดจากการคำนวณหาค่า f_{wtp} ไม่แม่นยำทำให้ส่งผลมาถึงค่า u_w และทำให้เกิดการคำนวณค่า h_{atpo} ไม่แม่นยำทำให้ส่งผลมาถึงอุณหภูมิและความชื้นจำเพาะที่ทางออกของคอยล์เย็นทำให้มีความคลาดเคลื่อน ในอนาคตจะมีการนำผลการทดลองอื่นเพื่อเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากแบบจำลองนี้ และนำมาพัฒนาแบบจำลองเพื่อให้สามารถนำไปช่วยในการออกแบบเบื้องต้น เพื่อให้ได้ระบบที่มีประสิทธิภาพที่ดีต่อไปผลที่ได้จากตารางที่ 3 ได้แสดงสัดส่วนเชิงพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่ผิวคอยล์เย็นในลักษณะต่างๆ และสามารถนำไปหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของคอยล์เย็นได้

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบคุณสถานจัดการและอนุรักษ์พลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่นที่ให้การสนับสนุนทุนการศึกษาและขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่นที่ให้การสนับสนุนสถานที่เครื่องมือและอุปกรณ์พื้นฐาน

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Theepakulpisut S. (1990). "Modeling heat pump grain drying system" *Doctor of Philosophy Thesis*. Melbourne, Australia: The University of Melbourne;
- [2] Mullen, C.E. (1994). "Room air conditioner system modeling". *M.S. Thesis*, The University of Illinois at Urbana-Champaign. USA.
- [3] P.K.Bansal and B.Purkayastha. 1998. "An NTU- ϵ model for alternative refrigerants", *International Journal of Refrigeration*, Vol.21, No.5, pp.381-397
- [4] Threlkeld, J.L. (1972). "Thermal Environmental Engineering". *Prentice-Hall*, Inc.
- [5] S.Theerakulpisut and S. Priprem. "Modeling Cooling Coils." *Int. Comm. Heat Mass Transfer*. Vol.25, No.1 (1998):127-137.
- [6] Kusuda, T. Calculation of the Temperature of a Flat-Plate Wet Surface under Adiabatic

Conditions with Respect to the Lewis Relation, in Ruskin, E. (ed.), *Humidity and Moisture*, Vol.1 (1965). As discussed in (1).

- [7] A.C. Cleland. (1986). "Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties", *International Journal of Refrigeration*. Vol. 9, pp.346-351
- [8] "ASHRAE Handbook Fundamental", (1997).

อักษรย่อ

- A_e = total air-side evaporator area (m^2)
 A_{ti} = total inside evaporator tube area (m^2)
 A_{to} = total outside evaporator tube area (m^2)
 A_{tp} = two-phase section of evaporator area (m^2)
 C = capacity rate ratio = C_{min}/C_{max}
 C_a = air capacity rate (kW/K)
 C_{min} = smaller capacity rate (kW/K)
 C_{max} = greater capacity rate (kW/K)
 C_r = refrigerant capacity rate (kW/K)
 f_{dtp} = dry two-phase fraction
 f_{tp} = two-phase fraction
 f_{wtp} = wet two-phase fraction
 h_a = enthalpy of air (kJ/kg)
 h_{ad} = enthalpy of air at temperature, t_{ad} (kJ/kg)
 h_{aswm} = enthalpy of saturated air evaluated at mean water film temperature (kJ/kg)
 h_{atpo} = enthalpy of air at two-phase outlet (kJ/kg)
 Le = Lewis number [dimensionless]
 NTU = number of transfer units
 NTU_{sh} = number of transfer units of the superheating region
 NTU_{tp} = number of transfer units of the two-phase region
 Pe = Pressure inlet evaporator (kPa)
 q_{tp} = heat transfer rate of two-phase section (kW)
 SH = Superheat vapor
 TP = two-phase surface
 t_{ad} = air temperature at the location where dehumidification just begins ($^{\circ}C$)
 t_{atpi} = air temperature at two-phase inlet (K)

t_{atpo} = air temperature at two-phase outlet (K)

U_{tp} = overall heat transfer coefficient for the two-phasesurface ($\text{kW}/\text{m}^2/\text{K}$)

W = humidity ratio

w_{swm} = humidity ratio of saturated air evaluated at mean waterfilm temperature ($\text{kg}/\text{kg.da.}$)

ϵ = effectiveness of heat exchange

ϵ_{sh} = effectiveness of superheating section

ϵ_{tp} = effectiveness of two-phase section

MR = refrigerant mass flow rate (kg/s)

MAE = Evaporator air mass flow rate (kg/s)

WIE = Evaporator inlet air humidity ratio (kg/kg)

WOE = Evaporator outlet air humidity ratio (kg/kg)

TAOE= Evaporator outlet air temperature ($^{\circ}\text{C}$)

TAE= Evaporator inlet air temperature ($^{\circ}\text{C}$)