

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับเครื่องทำน้ำร้อนโดยอาศัยความร้อนทิ้งจากเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาดเล็ก

A Mathematical Model of Hot Water Heater by Using Waste Heat from Small Split-type Air Conditioner

พิสิษฐ์ เตชะรุ่งไพศาล¹ สมนึก ธีระกุลพิศุทธิ์² สมหมาย ปรีเปรม³

¹ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี 85 ถ.สกลมารค์ อ.วารินชำราบ จ.อุบลราชธานี 34190

โทร 0-45288376-7 ต่อ 3814 โทรสาร 0-45288378 E-mail: pisit@eng.ubu.ac.th

^{2,3}ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น 123 ถ.มิตรภาพ อ.เมือง จ.ขอนแก่น 40002

โทร 0-43362299 โทรสาร 0-43362299 E-mail: somthe@kku.ac.th², sompre@kku.ac.th³

Pisit Techarungpaisan¹ Somnuk Theerakulpisut² Sommai Priprem³

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ubonratchathani University

85 Satollamat Rd Amphur Warinchamrab Ubonratchathani 34190 Thailand

Tel: 0-45288376-7 Ext. 3814 Fax: 0-45288378 E-mail: pisit@eng.ubu.ac.th

^{2,3}Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Khonkaen University

123 Mittrapab Rd Amphur Muang Khonkaen 40002 Thailand

Tel: 0-43362299 Fax: 0-43362299 E-mail: somthe@kku.ac.th², sompre@kku.ac.th³

บทคัดย่อ

บทความนี้ขอนำเสนอ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เบื้องต้นของระบบเครื่องทำน้ำร้อน โดยอาศัยความร้อนทิ้งจากเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กแบบแยกส่วน แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับระบบนี้ ได้ถูกศึกษาอย่างละเอียด ในทุกอุปกรณ์ย่อยของเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก และอุปกรณ์ทำน้ำร้อน ซึ่งได้แก่ คอนเดนเซอร์ อีวาโปเรเตอร์ ท่อแคปิลลารี คอมเพรสเซอร์ ถังน้ำร้อน และคอยล์ร้อนที่อยู่ในถังน้ำร้อน สมการทั้งหมดถูกนำมาเขียนเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ในการหาอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ได้ เวลาที่ใช้ในการทำน้ำร้อนให้ได้ที่อุณหภูมินั้น ค่าสมรรถนะของระบบ (COP) และเพื่อเตรียมพัฒนานำไปช่วยในการออกแบบ รูปแบบของระบบที่เหมาะสม การควบคุมการทำงานของระบบ และพารามิเตอร์ที่สำคัญที่มีผลต่อระบบต่อไป

Abstract

This paper proposes a preliminary mathematical model of a hot water heater by using waste heat from small split-type air conditioner. The mathematical model includes submodels of all basic components, namely, condenser, evaporator, capillary tube, compressor, hot water storage tank and heating coil in the hot water storage tank. The mathematical model is coded into a

computer program for evaluating the water temperature in the hot water tank, time used for reaching that temperature and COP of the system. This mathematical model will be developed to design this system and used to study appropriate system configurations, control systems, and design parameters of prime importance to the system.

1. บทนำ

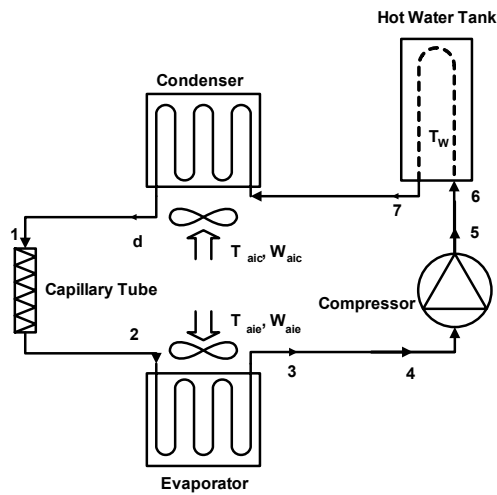
ในประเทศไทยที่มีภูมิอากาศแบบร้อนชื้น อย่างเช่นประเทศไทยเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กแบบแยกส่วน กลายเป็นอุปกรณ์ไฟฟ้าที่จำเป็นทั้งในบ้านพักอาศัย โรงแรมขนาดกลางและเล็ก ในขณะเดียวกันเครื่องทำน้ำร้อนที่ใช้ไฟฟ้าก็เป็นที่นิยมใช้กันมากขึ้น ทั้งเครื่องปรับอากาศและเครื่องทำน้ำร้อนใช้กระแสไฟฟ้าในปริมาณสูง ซึ่งจะทำให้เกิดปัญหาด้านพลังงานต่อประเทศไทย ดังนั้นการนำความร้อนทิ้งจากคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศมาทำน้ำร้อน จะช่วยประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ทางหนึ่ง อีกทั้งไม่ต้องเสียค่าใช้จ่ายในการซื้อและติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนแบบใช้ไฟฟ้า เครื่องทำน้ำร้อนโดยอาศัยความร้อนทิ้งจากเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก เริ่มมีการผลิตขึ้นใช้ในประเทศ โดยอาศัยประสบการณ์และความชำนาญของผู้ที่อยู่ในแวดวงเครื่องปรับอากาศ ซึ่งพบว่าสามารถใช้งานได้ดี แต่ยังไม่เคยมีการนำแบบจำลอง

* Corresponding author

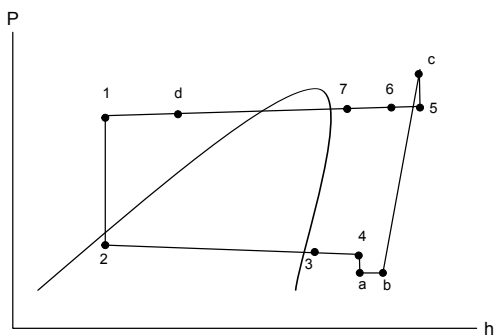
ทางคณิตศาสตร์มาช่วยในการออกแบบ แบบจำลองที่ศึกษาอาศัยหลักการถ่ายเทความร้อน แยกย่อยในแต่ละอุปกรณ์ ซึ่งจะทำให้มีความยืดหยุ่นสูงในการพัฒนาและปรับปรุงให้ดีขึ้น เพื่อจะเป็นประโยชน์ในการออกแบบระบบต่อไป สมการต่างๆทั้งหมดในแบบจำลองนี้ได้นำมาเขียนเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์ และทดสอบในขั้นต้นให้ผลเป็นที่น่าพอใจ ดังรายละเอียดที่จะนำเสนอต่อไป

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้ถูกศึกษาอย่างละเอียด ในทุกอุปกรณ์ ได้แก่ คอนเดนเซอร์ อีวาโปเรเตอร์ ท่อแคปิลลารี คอมเพรสเซอร์ ถังน้ำร้อน และคอยล์ร้อนที่อยู่ถ่วงน้ำร้อน ซึ่งระบบที่ศึกษาดังกล่าวแสดงได้ดังรูปที่ 1 ซึ่งการจัดวางอุปกรณ์ของระบบเหมือนกับที่ใช้งานจริง [5] และ แผนภาพ P-h เป็นตามรูปที่ 2 ในส่วนของสมการจะแยกอธิบายเป็นส่วนๆในแต่ละอุปกรณ์ดังต่อไปนี้



รูปที่ 1 ระบบทำน้ำร้อนที่ทำการศึกษา



รูปที่ 2 แผนภาพ P-h แสดงการทำงานของระบบ

2.1 ท่อแคปิลลารี (Capillary Tube)

ใช้สมการของ ASHARE 1997 [2] คำนวณหาอัตราการไหลของสารทำความเย็น โดยพิจารณาว่ากระบวนการที่เกิดขึ้นในท่อแคปิลลารีเป็นกระบวนการอะเดียบาติก (Adiabatic Process) พิจารณาสารทำ

ความเย็นที่เข้าสู่ท่อแคปิลลารี ได้ 2 สภาวะ คือ สภาวะที่เป็น Subcooled อีกสภาวะหนึ่งเป็นของผสม โดยมีสมการที่แตกต่างกันตามที่มีเสนอไว้ใน [2] ค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็น (\dot{m}_r , kg/s) หาได้จากสมการที่ (1)

$$\dot{m}_r = \pi_8 d_c \mu_f \quad (1)$$

ค่า π_8 เป็นค่า Dimensionless ซึ่งไม่สามารถหารายละเอียดทั้งหมดมาแสดงไว้ในที่นี้ได้ โดยสามารถดูได้จาก [2]

2.2 คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

คอมเพรสเซอร์ที่ใช้ในระบบนี้เป็น คอมเพรสเซอร์แบบสูบชัก โดยใช้สมการที่เสนอไว้ใน [10] และ [12] มีสมการดังนี้

$$\dot{m}_r = [1 + CI - CI \left(\frac{P_c}{P_b}\right)^{1/n}] \frac{PD}{V_b} \quad (2)$$

2.3 คอนเดนเซอร์ (Condenser)

การถ่ายเทความร้อนในคอนเดนเซอร์ ใช้วิธี NTU-E ซึ่งถูกนำมาใช้ทดสอบแล้วว่าให้ค่าที่ผิดพลาดน้อย [7], [9] และ [10] พิจารณาการถ่ายเทความร้อนในคอนเดนเซอร์ เป็น 3 ส่วน คือ Desuperheating zone, Two-phase zone และ Subcooled zone

2.3.1 Desuperheating Zone

ส่วนนี้เกิดจากการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นที่เป็นไอร้อนยิ่งยวด กับอากาศ จะได้สมการดังนี้

$$\epsilon_{dsh} = \frac{C_{rdsh}(t_{rci} - t_{rs})}{C_{min}(t_{rci} - t_{aci})} \quad (3)$$

$$\frac{C_{rdsh}(t_{rci} - t_{rs})}{C_{min}(t_{rci} - t_{aci})} = 1 - \exp\left\{-\frac{N^{0.22}}{C} [\exp(-CN^{0.78}) - 1]\right\} \quad (4)$$

$$N = \frac{U_{dsh} A_{dsh}}{C_{min}} = \frac{U_{dsh} f_{dsh} A_c}{C_{min}} \quad (5)$$

$$U_{dsh} = \frac{1}{\frac{A_c}{A_i h_i} + \frac{(1-\phi)}{h_o((A_o/A_f) + \phi)} + \frac{1}{h_o}} \quad (6)$$

ค่า ϕ เป็นค่า Fin efficiency หาค่าได้ตามที่เสนอไว้ใน [4] ค่า h_i เป็นค่า Refrigerant-side heat transfer coefficient หาค่าได้ตามที่เสนอไว้ใน [10] และค่า h_o เป็น ค่า Air-side heat transfer coefficient หาค่าได้ตาม [11]

$$q_{dsh} = C_r(t_{aci}-t_{rs}) \quad (7)$$

$$t_{atci} = t_{aci} + q_{dsh}/C_a \quad (8)$$

2.3.2 Two-phase Zone

ส่วนนี้พิจารณาการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นที่เป็นของผสมกับอากาศที่ผ่านคอนเดนเซอร์

$$\varepsilon_{tp} = 1 - e^{-N_{tp}} \quad (9)$$

$$\varepsilon_{tp} = \frac{C_a(t_{atpo} - t_{atpi})}{C_{min}(t_{rs} - t_{atpi})} = \frac{(t_{atpo} - t_{atpi})}{(t_{rs} - t_{atpi})} \quad (10)$$

$$N_{tp} = \frac{U_{tp} A_{tp}}{C_{min}} = \frac{U_{tp} f_{tp} A_c}{C_a} \quad (11)$$

จากสมการที่ (11) $f_{tp} = A_{tp} / A_c$ จะได้

$$f_{tp} = \frac{C_a}{U_{tp} A_c} \ln \left(\frac{t_{rs} - t_{atpi}}{t_{rs} - t_{atpo}} \right) \quad (12)$$

ค่า U_{tp} หาได้เหมือนกับค่า U_{dsh} ที่อธิบายไว้แล้วในหัวข้อ 2.3.1

$$t_{atpo} = t_{atpi} + \dot{m}_r h_{fg}/C_a \quad (13)$$

$$f_{sc} = 1 - (f_{tp} + f_{dsh}), \quad f_{tp} + f_{dsh} \leq 1 \quad (14)$$

$$f_{sc} = 0 \quad f_{tp} + f_{dsh} > 1 \quad (15)$$

หาก f_{sc} มีค่าเป็น 0 ดังสมการที่ (15) หมายถึงว่า สารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์ไม่มีช่วงของ Subcooled liquid

$$f_{tp} = 1 - f_{dsh} \quad (16)$$

$$q_{tp} = C_a(t_{atpo} - t_{atpi}) \quad (17)$$

2.3.3 Subcooled Zone

ส่วนนี้พิจารณาการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นที่เป็น Subcooled liquid กับอากาศที่ผ่านคอนเดนเซอร์

$$t_{cco} = t_{rs} - \frac{\varepsilon_{sc} C_{min}(t_{rs} - t_{atpo})}{C_{rsc}} \quad (18)$$

$$N_{sc} = \frac{U_{sc} A_{sc}}{C_{min}} = \frac{U_{sc} f_{sc} A_c}{C_{min}} \quad (19)$$

ค่า U_{sc} หาได้เหมือนกับค่า U_{dsh} ที่อธิบายไว้ในหัวข้อ 2.3.1

$$q_{sc} = C_{rsc}(t_{rs} - t_{cco}) \quad (20)$$

$$t_{aco} = t_{atpo} + q_{sc}/C_a \quad (21)$$

ค่าการถ่ายเทความร้อนผ่านคอนเดนเซอร์ทั้งหมดได้จาก ค่าการถ่ายเทความร้อนของทั้ง 3 ส่วนรวมกัน ดังสมการที่ (22)

$$q_c = q_{dsh} + q_{tp} + q_{sc} \quad (22)$$

2.4 อีวาโปเรเตอร์ (Evaporator)

การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในอีวาโปเรเตอร์ คำนวณโดยใช้วิธีเดียวกันกับในคอนเดนเซอร์ คือ วิธี NTU-ε ซึ่งลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในอีวาโปเรเตอร์สามารถแบ่งได้ดังนี้ [10]

- 1). Superheating zone
- 2). Two-phase zone
 - 2.1) Entirely dry two-phase surface
 - 2.2) Partially wet two-phase surface
 - 2.3) Total wet two-phase surface

ในส่วนของ Superheating zone ใช้สมการเหมือนกับในคอนเดนเซอร์ ช่วงของ Desuperheating zone สมการที่ใช้ใน อีวาโปเรเตอร์ ขออธิบายแยกตามลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่ต่างกันได้ 2 แบบคือ Entirely dry two-phase surface และ Two-phase surface with dehumidification

2.4.1 Entirely Dry Two-phase Surface

สมการที่ใช้ได้แก่

$$q_{tp} = \dot{m}_r (h_{rsv} - h_{rtpi}) \quad (23)$$

$$t_{atpo} = t_{aei} - q_{tp}/C_a \quad (24)$$

$$f_{tp} = \frac{C_a}{U_e A_e} \ln \left[\frac{t_{atpi} - t_{rs}}{t_{atpo} - t_{rs}} \right] \quad (25)$$

ค่า U_e หาได้เหมือนกับค่า U_{dsh} , U_{tp} และ U_{sc} ในคอนเดนเซอร์

$$N_{tp} = \frac{U_e A_{tp}}{C_{min}} = \frac{U_e f_{tp} A_e}{C_a} \quad (26)$$

$$\varepsilon_{tp} = 1 - e^{-N_{tp}} \quad (27)$$

$$\varepsilon_{tp} = \frac{C_a(t_{aei} - t_{atpo})}{C_{min}(t_{aei} - t_{rs})} = \frac{(t_{aei} - t_{atpo})}{(t_{aei} - t_{rs})} \quad (28)$$

$$t_{atpo} = t_{aei} - (t_{aei} - t_{rs})(1 - e^{-N_{tp}}) \quad (29)$$

$$t_{aeo} = t_{atpo} - q_{sh}/C_a \quad (30)$$

$$q_{sh} = C_r(DSH) \quad (31)$$

หากผิวอีวาโปเรเตอร์ไม่เกิด Dehumidification ค่าความร้อนในการถ่ายเททั้งหมด, q_e หาได้ตามสมการข้างล่าง

$$q_e = q_{tp} + q_{sh} \quad (32)$$

2.4.2 Two-phase Surface With Dehumidification

Dehumidification จะเกิดขึ้น เมื่อ t_{atpo} มากกว่าค่า t_{ad} โดยหาจากสมการที่ (33)

$$t_{ad} = \frac{t_d - \phi(1 - U_e A_e / h_i A_{ti}) t_{rs}}{1 - \phi(1 - U_e A_e / h_i A_{ti})} \quad (33)$$

โดยที่ค่า t_d เป็นอุณหภูมิของจุดน้ำค้างของอากาศที่ผ่านเข้าอีวาโปเรเตอร์ สมการที่ใช้ได้แก่

$$\frac{C_r(t_{rsho} - t_{rs})}{C_{min}(t_{atpo} - t_{rs})} = 1 - \exp\left\{\frac{N_{sh}^{0.22}}{C} [\exp(-CN_{sh}^{0.78}) - 1]\right\} \quad (34)$$

$$f_{sh} = \frac{N_{sh} C_{min}}{U_e A_e} \quad (35)$$

$$f_{tp} = 1 - f_{sh} \quad (36)$$

ถ้าในอีวาโปเรเตอร์มีทั้ง Dry และ Wet two-phase sections

$$f_{dtp} = \frac{C_a}{U_e A_e} \ln\left[\frac{t_{aei} - t_{rs}}{t_{ad} - t_{rs}}\right] \quad (37)$$

ถ้าในอีวาโปเรเตอร์เป็น Entirely wet surface แล้ว f_{dtp} มีค่าเป็น 0

$$q_{dtp} = C_a(t_{aei} - t_{ad}) \quad (38)$$

สัดส่วนของพื้นที่ Wet two-phase surface (f_{wtp}) เป็นตามสมการที่ (39)

$$f_{wtp} = 1 - f_{sh} - f_{dtp} \quad (39)$$

ถ้าเกิด Dehumidification ในอีวาโปเรเตอร์ ใช้สมการที่ (41), (42), (44) และ (45) ในการหา t_{atpo} แล้วหาค่า h_{atpo} แทนค่าลงในสมการที่ (46) เพื่อหาค่า q_{tp} เนื่องจากมีรายละเอียดของสมการที่ใช้ก็มากไม่สามารณนำมาเขียนไว้ได้หมด รายละเอียดทั้งหมดมีนำเสนอไว้ใน [10]

$$q_w = U_w A_e (h_a - h_{asr}) \quad (40)$$

$$dq_w = U_w (h_a - h_{asr}) dA_e = -\dot{m}_a dh_a \quad (41)$$

$$\frac{dW}{dh_a} = \left[Le \left(\frac{h_a - h_{aswm}}{w - w_{swm}}\right) + (hg - 2501Le)\right]^{-1} \quad (42)$$

$$\frac{\Delta w}{\Delta h_a} = \frac{w_{ei} - w_{eo}}{h_{ad} - h_{atpo}} = \left(\frac{dw}{dh_a}\right)_i \quad (43)$$

$$w_{eo} = w_{ei} - (h_{ad} - h_{atpo}) \left(\frac{dw}{dh_a}\right)_i \quad (44)$$

$$t_{atpo} = (h_{atpo} - 2501w_{eo}) / (1 + 1.805w_{eo}) \quad (45)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนในช่วง Two-phase ของอีวาโปเรเตอร์หาได้จาก

$$q_{tp} = \dot{m}_{ae} (h_{aei} - h_{atpo}) \quad (46)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนในช่วง Superheating ของอีวาโปเรเตอร์หาได้จาก

$$q_{sh} = C_r(DSH) \quad (47)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งหมดของอีวาโปเรเตอร์หาได้จาก

$$q_e = q_{tp} + q_{sh} \quad (48)$$

2.5 Liquid and Discharge Line

การถ่ายเทความร้อนใน Liquid line และ Discharge line เป็นการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นที่เป็นเฟสเดียวกับอากาศ การถ่ายเทความร้อนมี 2 ส่วนที่พิจารณาคือ การพาความร้อนและการแผ่รังสี มีสมการที่นำมาพิจารณา ดังนี้

$$q_{ll} = U_{ll} (t_r - t_{am}) dA = -\dot{m}_r C_{pr} dt_r \quad (49)$$

$$dq_{ll} = dq_{conv} + dq_{rad} \quad (50)$$

2.6 ความดันตกในระบบ

ความดันตกในระบบแยกเป็น 2 ส่วน สำคัญๆ คือ

- 1). ความดันตกในอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ ซึ่งมีสมการเหมือนกัน ทั้งนี้พิจารณาเป็น Two-phase และ Single-phase
- 2). ความดันตกใน Connecting pipe

2.6.1 ความดันตกในอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์

ความดันตกในอีวาโปเรเตอร์ และคอนเดนเซอร์จะถูกนำมาพิจารณาในระบบ เพื่อให้ได้ระบบที่ใกล้เคียงกับระบบจริง ความดันตกในทั้งสองอุปกรณ์มีเหมือนกัน ซึ่งแยกเป็น 6 ค่าดังสมการที่ (51)

$$\Delta P_o = (\Delta P_{l,shf} + \Delta P_{l,sta}) + \Delta P_{l,frf} + (\Delta P_{s,shf} + \Delta P_{s,sta}) + \Delta P_{s,frf} \quad (51)$$

2.6.2 ความดันตกใน Connecting Pipe

ความดันตกใน Connecting pipe ซึ่งได้แก่ Discharge, Suction, Liquid line รวมถึง คอยล์ทำความร้อนในถังน้ำร้อน ซึ่งมีลักษณะเป็น Connecting pipe ใช้ สมการของ Darcy-Weisbach

2.7 Refrigerant Properties

สารทำความเย็นในระบบนี้เป็น R-22 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ใช้สมการตาม [1] ที่เหมาะสมสำหรับโปรแกรมคอมพิวเตอร์ และคุณสมบัติทางกายภาพใช้สมการตาม [2] และ [12]

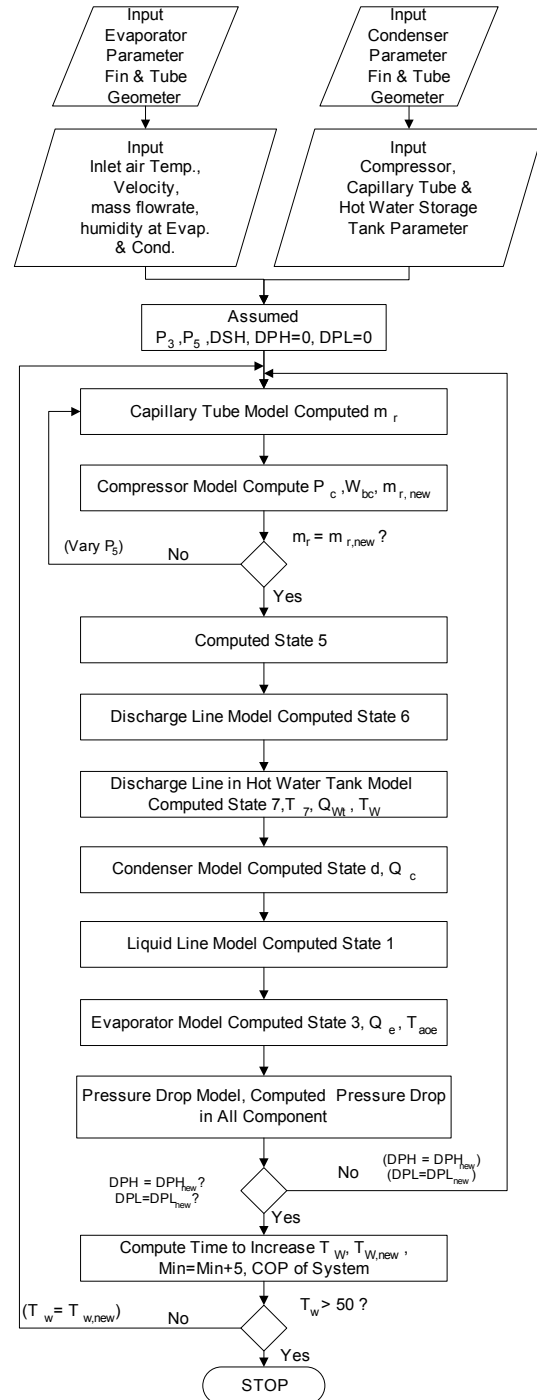
2.8 ถังน้ำร้อน

การถ่ายเทความร้อนในถังน้ำร้อน อาศัยท่อที่ส่งสารทำความเย็นของ Discharge line ก่อนเข้า Condenser เข้าไปให้ความร้อนแก่น้ำร้อนในถัง โดยท่อของสารทำความเย็นมีขนาด 3/4 นิ้ว ยาว 3 ฟุต มีข้องอกลับที่ที่อยู่ 1 ตัว สมการที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนพิจารณาเป็นการพาความร้อนและการแผ่รังสี ซึ่งคล้ายกับที่พิจารณาใน Liquid line ส่วนถังน้ำร้อนมีความจุ 100 ลิตรหุ้มฉนวนอย่างดี ไม่เกิดการสูญเสียความร้อนจากถังน้ำร้อน

3. การทำงานของโปรแกรมในการทำนายการทำงานของระบบ

จากสมการต่างๆในหัวข้อที่ 2 ทั้งหมดได้ถูกนำมาเขียนเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์โดยใช้ภาษา FORTRAN 90 โดยระบบทำงานตามรูปที่ 1 หรือตามแผนภาพ P-h ในรูปที่ 2 โดย Flowchart ของโปรแกรมเป็นไปตามรูปที่ 3 โปรแกรมเริ่มจากใส่ค่าลักษณะทางกายภาพ รวมถึง Fin & Tube geometry ของคอนเดนเซอร์และอีวาโปเรเตอร์ ลักษณะทางกายภาพของท่อแคปิลลารี ความยาวท่อ เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ ลักษณะทางกายภาพของคอมเพรสเซอร์ ความจุกระบอกสูบ ความเร็วรอบ และอุณหภูมิ ความชื้น ความเร็วลม อัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้า ของทั้งคอนเดนเซอร์และอีวาโปเรเตอร์ รวมถึงอุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำในถังน้ำร้อน จากนั้น สมมติค่า P_3 , P_5 , $DPH=0$ และ $DPL=0$ ค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็นโดยใช้ Capillary tube model เทียบกับ Compressor model จากนั้นหาค่าสภาวะที่จุด 5 คำนวณสภาวะ 6 โดยใช้ Discharge line model หา

ภาวะที่ 7 ของสารทำความเย็นโดยใช้ Discharge line in hot water tank model ขณะเดียวกันจะได้ อุณหภูมิของน้ำที่เพิ่มขึ้น ใช้



รูปที่ 3 Flowchart แสดงการทำงานของโปรแกรมของระบบ

Condenser model คำนวณหาสภาวะ d หาค่าอุณหภูมิอากาศที่ออกจากคอนเดนเซอร์ และความร้อนที่ถ่ายเทออก คำนวณสภาวะที่ 1 โดยใช้ Liquid line model คำนวณหา สภาวะที่ 3 โดยใช้ Evaporator model และหาค่าความร้อนที่ถ่ายเทและอุณหภูมิอากาศที่ทางออกของอี

วาร์โปรเตอร์ ค่าความหนาแน่นของทั้งระบบ แล้วนำไปเปรียบเทียบกับค่าเก่า ($DPH=DPH_{NEW}$?), ($DPL=DPL_{NEW}$?) หากไม่เท่ากัน นำค่าใหม่ไปแทนค่า แล้วเริ่มต้นคำนวณจนกว่าความหนาแน่นของทั้งระบบจะมีค่าคงที่ ซึ่งหมายถึง จะได้รับระบบที่ใกล้เคียงกับระบบจริงที่มีความดันตกในทุกอุปกรณ์ จากนั้นคำนวณค่า COP ของระบบและอุณหภูมิของน้ำเป็น T_w โดยนำ ค่า T_w ใหม่ เป็นค่าเริ่มต้นใหม่ของน้ำในถัง คำนวณไปเรื่อยๆ จนกระทั่ง $T_w > 50^{\circ}\text{C}$ โปรแกรมก็จะหยุด และผลที่ได้คือ อุณหภูมิของน้ำสุดท้าย เวลาที่ระบบใช้ในการทำน้ำให้ร้อนจนกระทั่งได้ อุณหภูมินั้น ค่า COP ของระบบ ผลที่ประมวลได้แสดงได้ดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1 แสดงผลที่ได้จากโปรแกรมคำนวณ

อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)	0.032
ความร้อนที่ถ่ายเทที่วาร์โปรเตอร์ (kW)	4,263.61
ความร้อนที่ถ่ายเทที่คอนเดนเซอร์ (kW)	5,057.09
COP ของทั้งระบบ	4.16
อุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำในถัง ($^{\circ}\text{C}$)	25
อุณหภูมิสุดท้ายของน้ำในถัง ($^{\circ}\text{C}$)	50.20
ปริมาณน้ำในถัง (ลิตร)	100
เวลาที่ใช้ทั้งหมดในการอุ่นน้ำร้อน (นาที)	235

4. สรุป

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เบื้องต้นของระบบนี้ ได้นำมาเขียนเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์ และทดสอบในขั้นต้นให้ผลเป็นที่น่าพอใจ ในอนาคตจะมีการทำการทดลอง เพื่อเปรียบเทียบค่าที่ได้จากแบบจำลองนี้ และนำมาพัฒนาแบบจำลองเพื่อให้สามารถ นำไปช่วยในการ ออกแบบระบบ ให้ทราบถึงค่าพารามิเตอร์ที่สำคัญที่มีผลต่อระบบ รวมถึงรูปแบบของระบบและการควบคุมระบบที่เหมาะสม เพื่อให้ได้ระบบที่มีประสิทธิภาพที่ดีต่อไป

เอกสารอ้างอิง

- [1] A.C.Cleland. "Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties", International Journal of Refrigeration, 1986, Vol. 9 pp.346-351
- [2] ASHRAE Handbook Fundamental, 1997.CD-Rom.
- [3] Beecher, D.T. and Fagan, T.J. "Effects of Fin pattern on the air-side heat transfer coefficient in plate finned-tube heat exchangers", ASHRAE Transactions, 1987, Vol.93, Part 2, pp. 1961-1984.
- [4] Charters, W.W.S. and Theerakulpisut, S. "Efficiency Equations for Constant Thickness Annular Fins", Int.Com. Heat Mass Transfer, 1989, Vol.16, No.4, pp.547-558.
- [5] Chuchai Ngamchauchit. "Figure and diagram of the hot water heaters by using air conditioner in commercial units, Regent Chaham Hotel, Phetbury, Thailand.", Personal communication, 2003.
- [6] Michael J.Moran, Howard N.Shapiro. Fundamentals of engineering Thermodynamics. 1995, John Wiley and Sons, Inc, USA.
- [7] Mullen, C.E. Room air conditioner system modeling. M.S. Thesis, 1994, The University of Illinois at Urbana-Champaign. USA.
- [8] Ozisik, M.N. Heat Transfer a Basic Approach. 1985, McGraw-Hill, Singapore.
- [9] P.K.Bansal and B.Purkayastha. "An NTU- ϵ model for alternative refrigerants", International Journal of Refrigeration, 1998, Vol.21, No.5, pp.381-397
- [10] Theerakulpisut, S. Modeling heat pump grain drying system. Ph.D.Thesis, 1990, The University of Melbourne. Australia.
- [11] Webb, R.L. "Air-side heat transfer correlations for flat and wavy plate fin-and-tube geometries". ASHRAE Transactions, 1990, Vol.96, pp. 445-449
- [12] Wilbert F.Stoecker, Jerold W.Jones. Refrigeration & Air Conditioning. 1982, McGraw-hill International, Singapore.

อักษรย่อ

A_c	total air-side condenser area (m^2)
A_{dsh}	desuperheating section of outside condenser area (m^2)
A_e	total air-side evaporator area (m^2)
A_f	fin area (m^2)
A_{ti}	total inside condenser tube area (m^2)
A_{to}	total outside condenser tube area (m^2)
A_{tp}	two-phase section of condenser area (m^2)
A_{sc}	subcooled section of condenser area (m^2)
C	capacity rate ratio = C_{min}/C_{max} (dimensionless)
C_a	air capacity rate (kW/K)
C_c	capacity rate of cold stream (kW/K)
C_h	capacity rate of hot stream (kW/K)
C_{min}	smaller capacity rate (kW/K)
C_{max}	greater capacity rate (kW/K)
C_r	refrigerant capacity rate (kW/K)
C_{rsc}	capacity rate of refrigerant in the subcooled region (kW/K)
C_{rdsh}	refrigerant capacity rate in desuperheating section (kW/K)
C_{pr}	refrigerant capacity rate (kW/K)
CI	Compression Index
d_c	เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อแคปิลลารี (m)
DPH	High side Pressure drop (kPa)
DPL	Low-side Pressure drop (kPa)
f_{dsh}	desuperheating fraction
f_{dtp}	dry two-phase fraction

f_{sc}	subcooled fraction	q_{tp}	heat transfer rate of two-phase section (kW)
f_{tp}	two-phase fraction	q_w	heat transfer rate of wet two-phase section (kW)
f_{wtp}	wet two-phase fraction	q_{wt}	heat transfer rate in the hot water storage tank (kW)
h_a	enthalpy of air (kJ/kg)	t_{ad}	air temperature at the location where dehumidification just begins ($^{\circ}C$)
h_{ad}	enthalpy of air at temperature, t_{ad} (kJ/kg)	t_{aci}	air temperature at condenser inlet (K)
h_{aei}	enthalpy of air at evaporator inlet (kJ/kg)	t_{aco}	air temperature at condenser outlet (K)
h_{asr}	enthalpy of saturated air evaluated at refrigerant temperature (kJ/kg)	t_{aei}	air temperature at evaporator inlet(K)
h_{aswm}	enthalpy of saturated air evaluated at mean water film temperature (kJ/kg)	t_{aeo}	air temperature at evaporator outlet(K)
h_{atpo}	enthalpy of air at two-phase outlet (kJ/kg)	t_{am}	ambient air temperature (K)
h_{fg}	refrigerant enthalpy of vaporization (kJ/kg)	t_{atpi}	air temperature at two-phase zone inlet (K)
h_{rsv}	vapor refrigerant enthalpy at saturation at the exit of two-phase section (kJ/kg)	t_{atpo}	air temperature at two-phase zone outlet (K)
h_{rtpi}	refrigerant enthalpy at the inlet of two-phase section (kJ/kg)	$t_{c,out}$	outlet temperature of cold stream (K)
Le	Lewis number (Dimensionless)	$t_{c,in}$	inlet temperature of cold stream (K)
N	number of transfer units (NTU,dimensionless)	t_d	dew point of incoming air($^{\circ}C$)
N_{sc}	number of transfer units of the subcooled region (dimensionless)	$t_{h,out}$	outlet temperature of cold stream (K)
N_{sh}	number of transfer units of the superheating region (dimensionless)	$t_{h,in}$	inlet temperature of cold stream (K)
N_{tp}	number of transfer units of the two-phase region (dimensionless)	t_r	refrigerant temperature (K)
P_3	ความดันของสารทำความเย็นที่สภาวะ 3 (kPa)	t_{rci}	refrigerant temperature at condenser inlet (K)
P_5	ความดันของสารทำความเย็นที่สภาวะ 5 (kPa)	t_{rco}	refrigerant temperature at condenser outlet (K)
P_b	ความดันของสารทำความเย็นที่สภาวะ b (kPa)	t_{rs}	refrigerant temperature at saturation (K)
P_c	ความดันของสารทำความเย็นที่สภาวะ C (kPa)	t_w	hot water temperature ($^{\circ}C$)
PD	Piston Displacement (m^3)	U_{conv}	overall heat transfer coefficient base on convection only ($kW/m^2/K$)
ΔP_{tpstf}	ความดันตกในการไหลของของไหล 2 เฟสในท่อตรงเนื่องจากความเสียดทาน (kPa/m^2)	U_{dsh}	overall heat transfer coefficient for the desuperheating surface ($kW/m^2/K$)
ΔP_{tpsta}	ความดันตกในการไหลของของไหล 2 เฟสในท่อตรงเนื่องจาก การไหล (kPa/m^2)	U_e	dry overall heat transfer coefficient of evaporator ($kW/m^2/K$)
ΔP_{tprbf}	ความดันตกในการไหลของของไหล 2 เฟสในข้ออเนื่องจากความเสียดทาน (kPa/m^2)	U_{ll}	overall heat transfer coefficient of liquid line ($kW/m^2/K$)
ΔP_{shstf}	ความดันตกในการไหลของของไหล 1 เฟสในท่อตรงเนื่องจากความเสียดทาน (kPa/m^2)	U_{sc}	overall heat transfer coefficient for the subcooled surface ($kW/m^2/K$)
ΔP_{shsta}	ความดันตกในการไหลของของไหล 1 เฟสในท่อตรงเนื่องจาก การไหล (kPa/m^2)	U_{tp}	overall heat transfer coefficient for the two-phase surface ($kW/m^2/K$)
ΔP_{shrbf}	ความดันตกในการไหลของของไหล 1 เฟสในข้ออเนื่องจากความเสียดทาน (kPa/m^2)	v_b	ปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นที่สภาวะ b
q_{dsh}	heat transfer rate of desuperheating section (kW)	w_{ei}	humidity ratio at the evaporator inlet.(kg/kg.da.)
q_{dtp}	heat transfer rate of dry two-phase section (kW)	w_{oi}	humidity ratio at the evaporator outlet.(kg/kg.da.)
q_{ll}	heat transfer rate of liquid line (kW)	w_{swm}	humidity ratio of saturated air evaluated at mean water film temperature .(kg/kg.da.)
q_{sc}	heat transfer rate of subcooled section (kW)	ε	effectiveness of heat exchange (dimensionless)
q_{sh}	heat transfer rate of superheated section (kW)	ε_{dsh}	effectiveness of desuperheating section (dimensionless)
		ε_{sc}	effectiveness of subcooled section (dimensionless)
		ε_{tp}	effectiveness of two-phase section (dimensionless)
		π_g	Dimensionless
		μ_f	ความหนืดจลน์ของของเหลวอิมัลชัน ของสารทำความเย็น (Pa.s)