

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์การทำน้ำเย็นของกระบวนการอบแห้งสุญญากาศแบบสูบความร้อน

Mathematical modeling of cooling unit from a vacuum heat pump dryer

จิราวัฒน์ วงษ์มาศจันทร์^{*1} ฉัตรชัย เบญจปิยะพร¹ อภิชาติ อางนาเสียว²

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น จ.ขอนแก่น 40000

² ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น จ.ขอนแก่น 40000

* ติดต่อ: E-mail: pitcha31@gmail.com โทรศัพท์: 081-8612766

บทคัดย่อ

บทความนี้ขอนำเสนอ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เบื้องต้นของระบบการทำน้ำเย็น โดยอาศัยความเย็นทั้งจากกระบวนการอบแห้งสุญญากาศแบบสูบความร้อน แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับระบบนี้ได้ถูกศึกษาอย่างละเอียดในทุกอุปกรณ์ย่อยของเครื่องอบแห้งสุญญากาศแบบสูบความร้อน และอุปกรณ์การทำน้ำเย็น ซึ่งได้แก่ คอนเดนเซอร์ในห้องอบแห้ง ท่อแคปิลลารี คอมเพรสเซอร์ ถังน้ำเย็น และคอยล์เย็นที่อยู่ในถังน้ำเย็น ซึ่งสมการทั้งหมดถูกนำมาเขียนเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ในการหาอุณหภูมิของน้ำเย็นที่ได้ เวลาที่ใช้ในการทำน้ำเย็นให้ได้ที่อุณหภูมินั้นและค่าสมรรถนะของระบบ (COP) เพื่อพัฒนานำไปช่วยในการออกแบบ รูปแบบของระบบที่เหมาะสม การควบคุมการทำงานของระบบ และพารามิเตอร์ที่สำคัญที่มีผลต่อระบบต่อไป

คำหลัก: แบบจำลองทางคณิตศาสตร์, เครื่องอบแห้งสุญญากาศแบบสูบความร้อน, ถังน้ำเย็น

Abstract

This paper proposes a preliminary mathematical model of cooling unit from a vacuum heat pump dryer. The mathematical model includes sub models of all basic components, namely, condenser in dry chamber, capillary tube, compressor, cooling water tank and cooling coil in the cooling water tank. The mathematical model is coded into a computer program for evaluating the water temperature in the cooling water tank, time used for reaching that temperature and cop of the system. This mathematical model will be developed to design this system and use to study appropriate system configurations, control system, and design parameters of prime importance to the system.

Keywords: vacuum heat pump dryer, mathematical model, cooling water tank

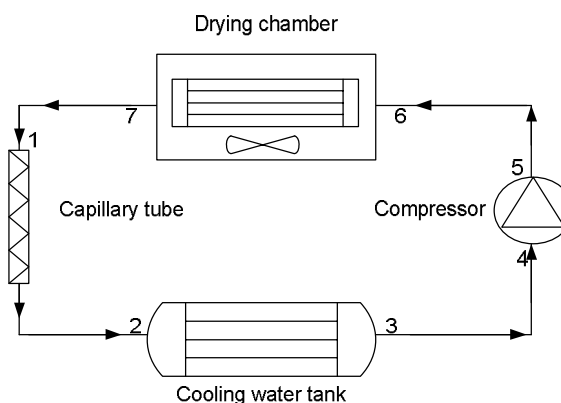
1. บทนำ

การอบแห้งมีอยู่ด้วยกันหลายวิธีเช่น การอบแห้งโดยใช้แสงอาทิตย์ การอบแห้งแบบลมร้อน และการอบแห้งแบบสุญญากาศ ซึ่งแต่ละวิธีมีข้อดีและข้อเสียแตกต่างกันออกไป แต่ในประเทศไทยมีผักและผลไม้ที่สำคัญหลายชนิด ดังนั้นการแปรรูปด้วยการอบแห้ง โดยคุณค่าทางอาหาร กลิ่น และสี ไม่เปลี่ยนแปลงมาก เป็นทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจ ซึ่งวิธีการอบแห้งแบบสุญญากาศสามารถทำให้ผลิตภัณฑ์มีลักษณะตามที่ได้กล่าวมาข้างต้นได้ และในปัจจุบันมีการนำแหล่งความร้อนมาใช้ในระบบการอบแห้งแบบสุญญากาศหลายรูปแบบด้วยกัน เช่น ความร้อนจากขดลวดไฟฟ้า คลิ้นไมโครเวฟ ใอน้ำยิ่งยวด และปั๊มความร้อน [1] ในส่วนของปั๊มความร้อนนั้นมีข้อดีหลายประการ เช่น มีความสามารถในการประหยัดพลังงานสูง เพราะสามารถใช้พลังงานความร้อนทั้งในอยู่ในรูปความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง สามารถลดความชื้นของอากาศที่ใช้ในการอบแห้งให้ต่ำส่งผลให้สามารถทำให้ออบแห้งภายใต้อุณหภูมิต่ำได้ [2] จึงเหมาะสำหรับนำมาใช้เป็นแหล่งความร้อนในเครื่องอบแห้งสุญญากาศ โดยมีการใช้ทั้งด้านร้อนและด้านเย็น คือ ด้านร้อนถูกนำมาใช้เป็นแหล่งความร้อนในการอบแห้ง ส่วนด้านเย็นนำไปใช้เป็นแหล่งความเย็นที่จะใช้ในการหล่อเย็นปั๊มสุญญากาศ [3] เพื่อให้ใช้งานและออกแบบปั๊มความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ จึงมีการศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของปั๊มความร้อน กันอย่างแพร่หลาย เช่น แบบจำลอง MARK III [4] แบบจำลอง HPSIM [5] และแบบจำลองการอบแห้งข้าวเปลือกโดยใช้ปั๊มความร้อน [6] ดังนั้นจึงควรมีการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์การทำน้ำเย็นของกระบวนการอบแห้งสุญญากาศแบบสุบความร้อน เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบเครื่องอบแห้งสุญญากาศร่วมกับปั๊มความร้อนที่มีประสิทธิภาพมากขึ้น และสามารถนำไปใช้ในระดับอุตสาหกรรมได้ต่อไป

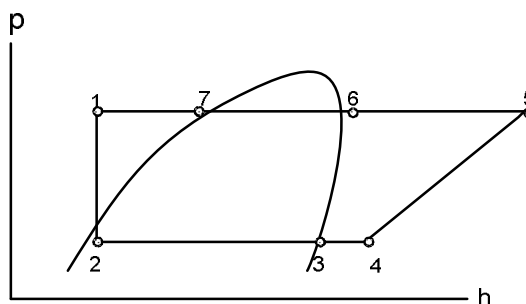
2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้ทุกศึกษาอย่างละเอียดในทุกอุปกรณ์ ได้แก่ คอนเดนเซอร์ในห้องอบแห้ง

ท่อแคปิลลารี คอมเพรสเซอร์ ถังน้ำเย็น และคอยล์เย็นที่อยู่ในถังน้ำเย็น ซึ่งระบบที่ศึกษาดังกล่าวได้แสดงไว้ในรูปที่ 1 ซึ่งการจัดวางอุปกรณ์ของระบบเหมือนกับการใช้งานจริง และแผนภาพ P-h เป็นไปตามรูปที่ 2 ในส่วนของสมการจะแยกอธิบายเป็นส่วนๆในแต่ละอุปกรณ์ดังต่อไปนี้



รูปที่ 1 ระบบการทำน้ำเย็นที่ศึกษา



รูปที่ 2 แผนภาพ P-h แสดงการทำงานของระบบ

2.1 ท่อแคปิลลารี (Capillary Tube)

ใช้สมการของ ASHARE 1997 [7] คำนวณหาอัตราการไหลของสารทำความเย็น โดยพิจารณาว่ากระบวนการที่เกิดในท่อแคปิลลารีเป็นกระบวนการอะเดียบาติก (Adiabatic Process) พิจารณาสารทำความเย็นที่เข้าสู่ท่อแคปิลลารีได้ 2 สถานะ คือ สถานะที่เป็น Subcooled อีกสถานะเป็นของผสม โดยมีสมการที่แตกต่างกันตามที่เสนอไว้ใน [7] ค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็น (\dot{m}_r , kg/s) หาได้จากสมการที่ (1)

$$\dot{m}_r = 0.95\pi_8 d_{cap} \mu_f \quad (1)$$

2.2 คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

คอมเพรสเซอร์ที่ใช้ในระบบเป็น คอมเพรสเซอร์แบบโรตารี โดยใช้ข้อมูลจากบริษัทผู้ผลิต [8] สำหรับหาสมการที่ใช้ในการหาอัตราการไหลของสารทำความเย็นในสมการที่ (2) และสมการการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ในสมการที่ (3)

$$\dot{m}_{r,comp} = \frac{1}{3600} \left[\begin{array}{l} 130.12950 - 1.3167t_c + 0.0069t_c^2 \\ + (9.90989 - 0.23284t_c - 0.00194t_c^2)t_e \\ + (0.43826 - 0.01524t_c + 0.00015t_c^2)t_e^2 \end{array} \right] \quad (2)$$

$$P_{comp} = \frac{1}{1000} \left[\begin{array}{l} 389.81950 - 9.84761t_c + 0.06207t_c^2 \\ + (-18.09224 + 0.63628t_c - 0.00332t_c^2)t_e \\ + (1.37331 - 0.06466t_c + 0.00068t_c^2)t_e^2 \end{array} \right] \quad (3)$$

สมการที่ (4) ใช้สำหรับหาค่างานที่คอมเพรสเซอร์ใช้ โดยค่าประสิทธิภาพการทำงานเชิงกลของคอมเพรสเซอร์แบบโรตารีได้เสนอไว้โดย Ozu and Itami [9] η_m และค่าประสิทธิภาพเชิงไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์แบบโรตารี η_f กำหนดให้เท่ากับ 0.85

$$w_{45} = \frac{\eta_m \eta_f P_{comp}}{\dot{m}_r} \quad (4)$$

ค่าเอนโทรปี ของคอมเพรสเซอร์คำนวณได้จากสมการที่ (5)

$$h_5 = h_4 + w_{45} \quad (5)$$

2.3 คอนเดนเซอร์ (Condenser)

การถ่ายเทความร้อนในคอนเดนเซอร์ ใช้วิธี NTU- ϵ ซึ่งถูกนำมาใช้ในการทดสอบแล้วทำให้ค่าความผิดพลาดน้อย [10], [11] และ [12] พิจารณาการถ่ายเทความร้อนในคอนเดนเซอร์ เป็น 3 ส่วนคือ Desuperheating zone, Two-phase zone และ Subcooled zone

2.3.1 Desuperheating zone

ส่วนนี้เกิดจากการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นที่เป็นไอร้อนยิ่งยวด กับอากาศ จะได้สมการดังนี้

$$\frac{C_{rdsh}(t_8 - t_c)}{C_{min}(t_8 - t_{aci})} = 1 - \exp \left\{ \frac{N_{dsh}^{0.22}}{C} \left[\exp(-CN_{dsh}^{0.78}) - 1 \right] \right\} \quad (6)$$

$$f_{dsh} = \frac{N_{dsh} C_{min}}{U_{dsh} A_c} \quad (7)$$

$$U_{dsh} = \frac{1}{\frac{A_c}{A_{ti} h_{rs}} + \frac{(1-\phi)}{h_{as} \left(\left(A_{to} / A_{fin} \right) + \phi \right)} + \frac{1}{h_{as}}} \quad (8)$$

ค่า ϕ เป็นค่า Fin efficiency หาค่าได้ตามที่เสนอไว้ใน [13] ค่า h_i เป็นค่า Refrigerant heat transfer coefficient หาค่าได้ตามที่เสนอไว้ใน [12] และค่า h_o เป็นค่า Air-side heat transfer coefficient หาค่าได้ตาม [14]

$$q_{dsh} = C_r (t_8 - t_c) \quad (9)$$

$$t_{atpi} = t_{aci} + q_{dsh} / C_a \quad (10)$$

2.3.2 Two-phase zone

ส่วนนี้พิจารณาการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นที่เป็นของผสมที่ผ่านคอนเดนเซอร์

$$\epsilon_{tp} = 1 - e^{-N_{tp}} \quad (11)$$

$$\epsilon_{tp} = \frac{C_a (t_{atpo} - t_{atpi})}{C_{min} (t_c - t_{atpi})} = \frac{(t_{atpo} - t_{atpi})}{(t_c - t_{atpi})} \quad (12)$$

$$N_{tp} = \frac{U_{tp} A_{tp}}{C_{min}} = \frac{U_{tp} f_{tp} A_c}{C_a} \quad (13)$$

และจากสมการที่ (13) $f_{tp} = A_{tp} / A_c$ จะได้

$$f_{tp} = \frac{C_a}{U_{tp} A_c} \ln \left(\frac{t_c - t_{atpi}}{t_c - t_{atpo}} \right) \quad (14)$$

ค่า U_{tp} หาได้เหมือนค่า U_{dsh} ที่อธิบายไว้ในหัวข้อ 2.3.1

$$t_{atpo} = t_{atpi} + \dot{m}_r h_{fg} / C_a \quad (15)$$

$$f_{sc} = 1 - (f_{tp} + f_{dsh}), f_{tp} + f_{dsh} \leq 1 \quad (16)$$

$$f_{sc} = 0, (f_{tp} + f_{dsh}) > 1 \quad (17)$$

หาก f_{sc} มีค่าเป็น 0 ดังสมการที่ (17) หมายถึง สารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์ไม่มีช่วง Subcooled liquid

$$f_{tp} = 1 - f_{dsh} \quad (18)$$

$$q_{tp} = \varepsilon_{tp} C_{\min}(t_c - t_{atpi}) \quad (19)$$

2.3.3 Subcooled Zone

ส่วนนี้พิจารณาการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นที่เป็น Subcooled liquid กับอากาศที่ผ่านคอนเดนเซอร์

$$N_{sc} = \frac{U_{sc} f_{sc} A_c}{C_{\min}} \quad (20)$$

$$\varepsilon_{sc} = 1 - \exp\left\{ \frac{N_{sc}^{0.22}}{C} \left[\exp(-CN_{sc}^{0.78}) - 1 \right] \right\} \quad (21)$$

$$t_{rco} = t_{rs} - \frac{\varepsilon_{sc} C_{\min}(t_{rs} - t_{atpo})}{C_{rcs}} \quad (22)$$

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

$$q_{sc} = C_{rcs}(t_c - t_{rco}) \quad (23)$$

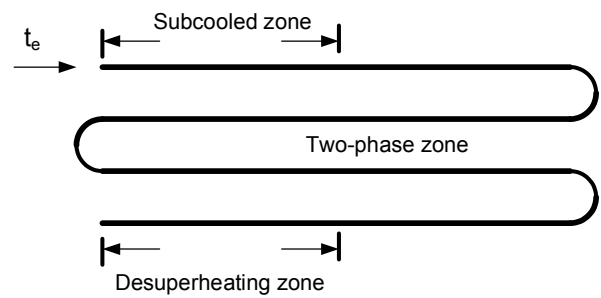
$$t_{aco} = t_{atpo} + q_{sc} / C_a \quad (24)$$

ค่าการถ่ายเทความร้อนผ่านคอนเดนเซอร์ทั้งหมดหาได้จาก ค่าการถ่ายเทความร้อนของทั้ง 3 ส่วนรวมกัน ดังสมการที่ (25)

$$q_c = q_{dsh} + q_{tp} + q_{sc} \quad (25)$$

2.4 ถังน้ำเย็น (Cooling water tank)

ในส่วนของถังน้ำเย็นในระบบ จะติดตั้งแทนที่อีวาโปเรเตอร์ โดยมีขดลวดทำความเย็นอยู่ภายในถัง และหุ้มชนวนอย่างดีไม่คิดการสูญเสียความร้อนจากถังน้ำเย็น การถ่ายเทความร้อนภายในถังสามารถแบ่งออกเป็นสามส่วนคือ Desuperheating zone, Two-phase zone และ Subcooled zone ดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 3 แสดงการถ่ายเทความร้อนของคอยล์เย็น

กำหนดให้ t_{wm} เป็นอุณหภูมิน้ำเย็นเฉลี่ยภายในถังน้ำเย็น ซึ่งสามารถคำนวณอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกของคอยล์เย็น ในช่วงของ Desuperheating ได้จากสมการที่ 24

$$t_3 = t_{wm} + (t_2 - t_{wm}) \exp(-U_{hdsh} A_{hdsh} / \dot{m}_r C_{pr}) \quad (24)$$

การคำนวณค่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมในช่วง Desuperheating สามารถหาได้จากสมการที่ (26)

$$U_{hdsh} = \frac{1}{\frac{d_{ho}}{d_{hi} h_{rs}} + \frac{d_{ho} \ln(d_{ho} / d_{hi})}{2k_h} + \frac{1}{h_{ws}}} \quad (25)$$

ค่า h_{rs} เป็นค่า Refrigerant side heat transfer coefficient สามารถหาได้เช่นเดียวการคำนวณในส่วน คอนเดนเซอร์ ค่า h_{ws} เป็นค่า water side heat transfer coefficient หาค่าได้จากสมการของ Churchill

and Chu [15]

$$Nu_D = 0.36 + \frac{0.51Ra^{(1/4)}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{(4/9)}} \quad 10^6 < Ra < 10^9 \quad (26)$$

$$Nu_D = \left[0.6 + \frac{0.387Ra^{(1/6)}}{\left(1 + \left(\frac{0.599}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{(8/27)}}\right]^2 \quad 10^{-5} < Ra < 10^{12} \quad (27)$$

$$Nu_D = \frac{h_{ws}d_{ho}}{K} = \text{Nusselt Number} \quad (28)$$

$$Ra = Gr_D Pr = \text{Rayleigh Number} \quad (29)$$

$$Gr_D = \frac{g\beta(t_r - t_{wm})d_{ho}^3}{\nu^2} = \text{Grashof Number} \quad (30)$$

จากสมการที่ (24) สามารถคำนวณค่า t_3 ถ้าปริมาณที่คำนวณได้มากกว่าค่าอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์ให้สมมติพื้นที่ของคอยล์เย็นทั้งหมด เป็นส่วนของ Desuperheating ซึ่งจะสามารถคำนวณอัตราการให้ความร้อนได้จากสมการที่ (31)

$$q_{hdsh} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (31)$$

ถ้าค่าอุณหภูมิ t_3 น้อยกว่าอุณหภูมิทางเข้าคอนเดนเซอร์ให้สมมติพื้นที่ทั้งหมดของคอยล์เย็นอยู่ในช่วงของ Two-phase zone และคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สมการที่ (32)

$$q_{hdsh} = \dot{m}_r (h_2 - h_{gc}) \quad (32)$$

การคำนวณหาพื้นที่ของคอยล์เย็นในช่วงของ Desuperheating สามารถจากสมการที่ (33)

$$A_{hdsh} = \frac{\dot{m}_r C_{pr}}{U_{hdsh}} \ln\left(\frac{t_c - t_{wm}}{t_2 - t_{wm}}\right) \quad (33)$$

ดังนั้นพื้นที่ของคอยล์เย็นในช่วงของ Two-phase zone หาได้จากสมการที่ (34)

$$A_{htp} = A_h - A_{hdsh} \quad (34)$$

การคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนในช่วง Two-phase zone ทำได้โดยการเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อน สองวิธีคือ การคำนวณค่าความร้อนจากอุณหภูมิและการคำนวณจากเอนทัลปี ดังแสดงในสมการที่ (35) และ (36)

$$q_{uhtp} = U_{htp} A_{htp} (t_c - t_{wm}) \quad (35)$$

$$q_{uhtp} = \dot{m}_r (h_{gc} - h_3) \quad (36)$$

ค่า h_3 สามารถคำนวณได้จาก

$$h_3 = h_{fc} + x_3 h_{fg} \quad (37)$$

ถ้าการคำนวณค่าความร้อนทั้งสองวิธีให้ค่าที่ไม่สามารถยอมรับได้ การคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนจะสามารถหาได้จากสมการ

$$q_{htp} = \dot{m}_r h_{fg} \quad (38)$$

ดังนั้นสมการหาพื้นที่ของคอยล์เย็น ในช่วง Two-phase zone คือ

$$A_{htp} = \frac{q_{htp}}{U_{htp} (t_c - t_{wm})} \quad (39)$$

การหาพื้นที่ของคอยล์เย็นในช่วง Subcooled zone คือ

$$A_{hsc} = A_h - A_{hdsh} - A_{htp} \quad (40)$$

สมการสำหรับการหาค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกของคอยล์เย็นคือ

$$t_3 = t_{wm} + (t_c - t_{wm}) \exp\left(-U_{hsc} A_{hsc} / \dot{m}_r C_{pr}\right) \quad (41)$$

ดังนั้นสมการค่าการถ่ายเทความร้อนในช่วง Subcooled zone คือ

$$q_{hsc} = \dot{m}_r (h_{fc} - h_3) \quad (42)$$

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมสามารถหาได้จากสมการ

$$q_h = q_{hdsh} + q_{htp} + q_{hsc} \quad (43)$$

สมการคำนวณค่าอุณหภูมิของน้ำในถังน้ำเย็นคือ

$$t_{we} = t_{ws} + \frac{q_h \times 60}{m_w C_{pw}} \quad (44)$$

2.5 Liquid and Discharge Line

การถ่ายเทความร้อนใน Liquid และ Discharge Line เป็นการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นที่เป็นเฟสเดียวกับอากาศ การถ่ายเทความร้อนมี 2 ส่วนที่พิจารณาคือ กายาความร้อนและการแผ่รังสี มีสมการที่นำมาพิจารณาดังนี้

$$q_{ll} = U_{ll} (t_r - t_{am}) dA_{ll} = -\dot{m}_r C_{pr} dt_r \quad (45)$$

$$dq_{ll} = dq_{conv} + dq_{rad} \quad (46)$$

2.6 ความดันตกในระบบ

ความดันตกในระบบแยกออกเป็น 2 ส่วน สำคัญคือ 1. ความดันตกในคอนเดนเซอร์ ทั้งนี้พิจารณาเป็น Two-phase และ Single-phase 2. ความดันตกใน Connecting pipe

2.6.1 ความดันตกในคอนเดนเซอร์

ความดันตกในคอนเดนเซอร์จะถูกพิจารณาในระบบ เพื่อให้ได้ระบบที่ใกล้เคียงความจริง ดังสมการที่ (47)

$$\Delta P_e = (\Delta P_{tpstf}^p + \Delta P_{tpsta}^p) + \Delta P_{tprbf}^p \quad (47)$$

2.6.2 ความดันตกใน Connecting pipe

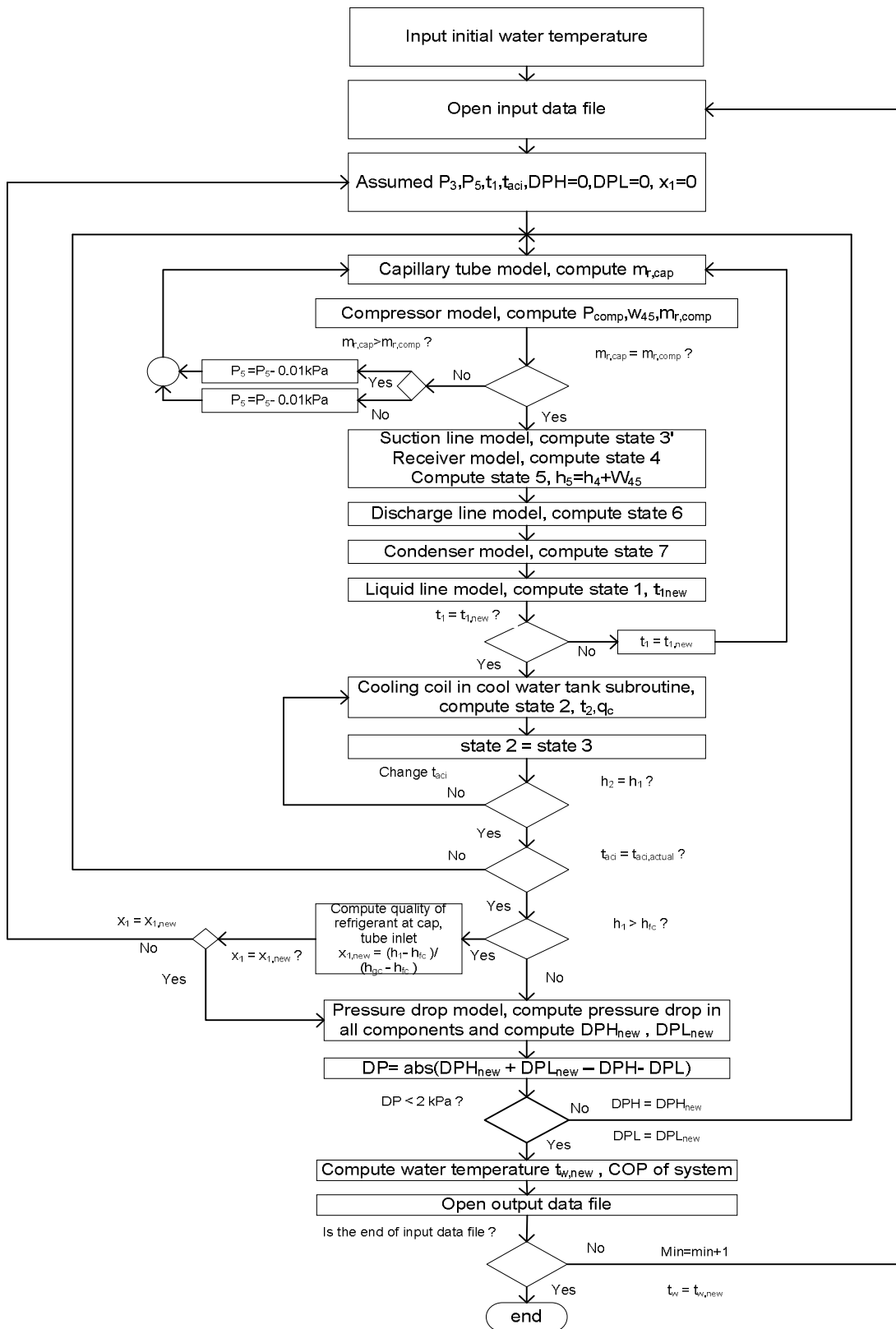
ความดันตกใน Connecting pipe ซึ่งได้แก่ Discharge, Suction, Liquid line รวมถึงคอยล์ทำความเย็นในถังน้ำเย็น ซึ่งมีลักษณะเป็น Connecting pipe ใช้สมการของ Darcy-Weisbach

2.7 Refrigerant Properties

สารทำความเย็นในระบบนี้เป็น R22 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ใช้สมการตาม [16] ที่เหมาะกับโปรแกรมคอมพิวเตอร์ และคุณสมบัติทางกายภาพใช้สมการตาม [7] และ [17]

3 การทำงานของโปรแกรมในการทำนายการทำงานของระบบ

จากสมการต่างๆในหัวข้อที่ 2 ทั้งหมดถูกเขียนเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์โดยใช้ภาษา FORTRAN 90 โดยระบบทำงานตามรูปที่ 1 หรือตามแผนภาพ P-h ในรูปที่ 2 โดย Flowchart ของโปรแกรมเป็นไปตามรูปที่ 3 โปรแกรมเริ่มต้นจากใส่ค่าลักษณะทางกายภาพ รวมถึง Fin & Tube geometry ของคอนเดนเซอร์ ลักษณะทางกายภาพของท่อแคปปิลลารี ความยาวท่อ เส้นผ่าน



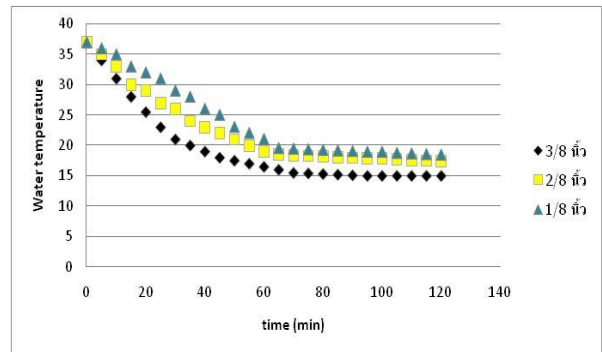
รูปที่ 3 flowchart แสดงการทำงานของโปรแกรม

ศูนย์กลางท่อ ลักษณะทางกายภาพของ คอมเพรสเซอร์ ความเร็วรอบและอุณหภูมิ ความดันอากาศ ความชื้น ความเร็วลม อัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้า ของคอนเดนเซอร์ รวมถึงอุณหภูมิเริ่มต้น ขนาดของถังความยาวและเส้นผ่านศูนย์กลางของคอยล์เย็นในถังน้ำเย็น จากนั้นสมมุติค่า P_3 , P_5 , $DPH=0$ และ $DPL=0$ หาอัตราการไหลของสารทำความเย็นโดยใช้ Capillary

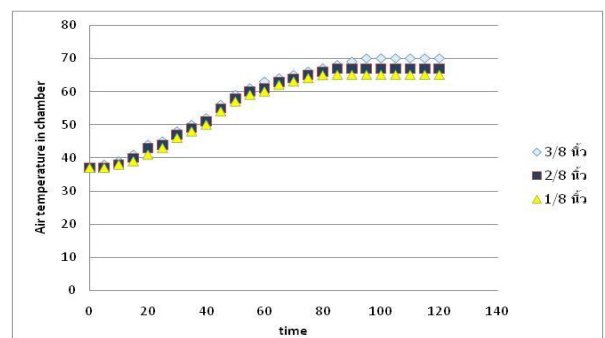
tube model เทียบกับ Compressor model จากนั้นหาค่าสภาวะที่จุด 5 คำนวณสภาวะ 6 โดยใช้ Discharge line model คำนวณสภาวะที่ 7 หาค่าอุณหภูมิที่ออกจากคอนเดนเซอร์ และความร้อนที่ถ่ายเทออก คำนวณสภาวะที่ 1 โดยใช้ Liquid line model คำนวณหาค่าสภาวะที่ 3 โดยใช้ Cooling water tank model ขณะเดียวกันจะได้อุณหภูมิของน้ำที่ลดลง และความร้อนที่ถ่ายเทออกของ Cooling coil คำนวณหาค่าความดันตกของทั้งระบบ แล้วนำมาเปรียบเทียบกับค่าเก่า ($DPH=DPH_{new?}$), ($DPL=DPL_{new?}$) หากไม่เท่ากันนำค่าใหม่ไปแทนค่า และเริ่มคำนวณจนกว่าความดันตกทั้งระบบจะมีค่าคงที่ ซึ่งหมายถึง จะได้ระบบที่ใกล้เคียงกับระบบจริงที่ความดันตกในทุอุปกรณ์ จากนั้นคำนวณค่า COP ของระบบและอุณหภูมิของน้ำเป็น T_w โดยนำค่า T_w ใหม่เป็นค่าเริ่มต้นของน้ำในถัง คำนวณไปเรื่อยๆจนกระทั่ง $T_w < 15^\circ C$ โปรแกรมก็จะหยุด และผลที่ได้คืออุณหภูมิของน้ำสุดท้าย เวลาที่ระบบใช้ในการทำให้น้ำเย็นจนกระทั่งถึงอุณหภูมิที่กำหนด ค่า COP ของระบบ

5 ผลการทำงานของโปรแกรมคอมพิวเตอร์

การทำงานของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยกำหนดให้โปรแกรมรับค่าอุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ $37^\circ C$ อุณหภูมิอากาศในห้องอบที่ $38^\circ C$ ความจุของถังน้ำเย็น 100 ลิตร คอยล์เย็นเส้นผ่านศูนย์กลาง 1/8, 2/8 และ 3/8 นิ้ว มีความยาว 10 เมตร พบว่าโปรแกรมได้ให้ผลการจำลองตามรูปที่ 4 และรูปที่ 5



รูปที่ 4 แผนภูมิแสดงอุณหภูมิของน้ำในถังน้ำเย็น



รูปที่ 5 แสดงอุณหภูมิของอากาศในห้องอบ

6. สรุป

แบบจำลองคณิตศาสตร์เบื้องต้นของระบบ ได้นำมาเขียนเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์ และทดสอบในขั้นต้นพบว่า ที่เส้นผ่านศูนย์กลางคอยล์เย็นขนาด 3/8 นิ้ว และยาว 10 เมตร สามารถให้ผลการทดสอบที่หน้าพอใจ คือสามารถทำอุณหภูมิของน้ำได้ตามที่กำหนด ในอนาคตจะมีการทำการทดลอง เพื่อเปรียบเทียบค่าที่ได้จากแบบจำลองนี้และนำมาพัฒนาแบบจำลองเพื่อให้สามารถนำไปช่วยในการออกแบบระบบ เพื่อให้ได้ระบบที่มีคุณภาพที่ดีต่อไป

กิตติกรรมประกาศ

การศึกษาครั้งนี้ได้รับการสนับสนุนทางการเงินจากสถาบันจัดการและอนุรักษ์ (EMCO), มหาวิทยาลัยขอนแก่น

เอกสารอ้างอิง

- [1] Abe T; Afzal T M (1997). Thin-layer infrared radiation drying of rough rice. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 67, 289–297.
- [2] Vazquez G; Chenlo F; Moreria R; Cruz E (1997). Grape drying in a pilot plant with a heat pump. *Drying Technology an International Journal*, 15(3-4), 899–920
- [3] Apichart Artnasew.(2010).Development of a vacuum heat pump dryer for drying chilli. Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineer Khon Kaen University.
- [4] Fisher SK, Rice CK, Jackson WL. The Oak Ridge heat pump design model: MARK III version program documentation. Report No. ORNL/TM-10192. Oak Ridge National Laboratory; 1988.
- [5] Domanski P, Didion D. Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow area expansion device. Report No. NBS BSS 155, NBS, 1983.
- [6] Theerakulpisut S. Modelling heat pump grain drying systems. PhD thesis. The University of Melbourne, Australia, 1990.
- [7] ASHRAE Handbook Fundamental, 1997.CD-Rom
- [8] Siam Compressor Industry Co., Ltd. Specification for compressor.Thailand, 2002
- [9]Ozu M, Itami T. Efficiency analysis of power consumption in small hermetic refrigerant rotary compressors. *Int J Refrig* 1981;4(5):265–70.
- [10] Mullen, C.E. Room air conditioner system modeling. M.S.Thesis, 1994, The University of Illinois at Urbana-Champaign.USA.
- [11] 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
- [12] Theerakulpisut, S. Modeling heat pump grain drying system
- [13] Charters, W.W.S. and Threerakulpisut,S. “Efficiency Equations for Constant Thickness Annular Fins”, *Int.Com. Heat MassTransfer*, 1989, Vol.16, No.4, pp.547-558.
- [14] 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
- [15] Churchill SW, Chu HHS. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. *Int J Heat Mass Transfer* 1975;18:1049–53.
- [16] A.C.Cleland. “Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties”, *International Journal of Refrigeration*, 1986, Vol. 9 pp.346-351
- [17] Wilbert F,Stoecker, Jerold W.Jones. *Refrigeration & Air Conditioning*. 1982, McGraw-hill International, Singapore

อักษรย่อ

A	total area (m^2)
C	capacity rate (kW/k), capacity rate ratio = C_{min}/C_{max} (dimensionless)
C_p	specific heat (kJ/kg/k)
COP	coefficient of performance (dimensionless)
DP	total pressure drop (kPa)
DPH	high side pressure drop (kPa)
DLP	Low side pressure drop (kPa)
DSH	degree of superheat ($^{\circ}C$)
f	fraction (dimensionless)

g	Gravitational acceleration (m/s^2)	t_{wb}	wet bulb air temperature ($^{\circ}C$)
Gr_D	Grashof Number (dimensionless)	U	overall heat transfer coefficient ($kW/m^2/k$)
h	enthalpy (kJ/kg), heat transfer coefficient ($kW/m^2/k$)	U_{www}	overall heat transfer coefficient for wet surface based on enthalpy difference ($kW/m^2/k$)
h_{asr}	enthalpy of saturated air evaluated at refrigerant temperature (kJ/kg)	w	air humidity ratio (kg water/kg dry air)
\hat{h}_{aswm}	enthalpy of saturated air evaluated at mean water film temperature (kJ/kg)	w_{45}	compressor work input (kJ/kg)
k	thermal conductivity ($kW/m/k$)	\bar{w}_{swm}	air humidity ratio of saturated air evaluated at mean water film temperature (kg water/kg dry air)
Le	Lewis Number (dimensionless)	x	refrigerant quality (dimensionless)
\dot{m}_r	mass flow rate (kg/s)	Greek letters	
m_w	mass of water in cooling water tank (kg)	β	thermal expansion coefficient (K^{-1})
N	number of transfer unit (dimensionless)	ϕ	fin efficiency (dimensionless)
Nu_D	Nusselt Number (dimensionless)	ϵ	effectiveness of heat exchanger (dimensionless)
P	refrigerant pressure (kPa), power (kW)	η_f	electric motor efficiency of rotary compressor (dimensionless)
PCD	compressor discharge pressure (MPa)	η_m	mechanical efficiency of rotary compressor (dimensionless)
PCS	compressor suction pressure (MPa)	μ_f	dynamic viscosity of saturated refrigerant (kPa.s)
Pr	Prandtl Number (dimensionless)	π_8	eighth pi term (dimensionless)
ΔP	pressure drop (kPa)	Subscripts	
q	heat transfer rate (kW)	a	air, acceleration
q_{hhtp}	heat rejection rate of cooling coil calculated from enthalpy difference between inlet and exit of two phase region (kW)	as	air side
q_{htp}	heat rejection rate of cooling coil in two phase surface evaluated from overall heat transfer coefficient equation (kW)	c	condenser, condensing
Ra	Rayleigh number (dimensionless)	cap	capillary tube
t	temperature ($^{\circ}C$)	comp	compressor
t_{am}	ambient air temperature ($^{\circ}C$)	d	dehumidification, dew point, dry
t_{we}	water temperature at end of interval of one minute ($^{\circ}C$)	dsh	desuperheating section
t_{ws}	water temperature at beginning of interval of one minute ($^{\circ}C$)	e	evaporator, evaporating
		f	saturated liquid

fin	fin
g	saturated vapour
i	inlet,inside
ll	liquid line
m	mean
max	maximum
min	minimum
o	outlet, outside
r	refrigerant
rb	return bend
rs	refrigerant side
sc	subcooled section
sh	superheated section
st	straight tube
t	tube
tp	Two phase section
w	wet,water
ws	water side