

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์การทำน้ำเย็นของกระบวนการอบแห้งสุญญากาศแบบสุบความร้อน กรณีศึกษาอบแห้งพริก

MATHEMATICAL MODELING OF COOLING UNIT FROM A VACUUM HEAT PUMP DRYER: CASE STUDY OF DRYING CHILLI

จิราวัฒน์ วงษ์มาศจันทร์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยขอนแก่น
E-mail : pitcha31@gmail.com

อภิชาติ อาจนาเสียว

ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยขอนแก่น

ฉัตรชัย เบญจปิยะพร

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยขอนแก่น

บทคัดย่อ

บทความนี้ขอนำเสนอ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เบื้องต้นของระบบการทำน้ำเย็น โดยอาศัยความเย็นที่จากกระบวนการอบแห้งสุญญากาศแบบสุบความร้อน แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับระบบนี้ ได้ถูกศึกษาอย่างละเอียด ในทุกอุปกรณ์ย่อยของเครื่องอบแห้งสุญญากาศแบบสุบความร้อน และอุปกรณ์การทำน้ำเย็น ซึ่งได้แก่ คอนเดนเซอร์ในห้องอบแห้ง ท่อแคปิลลารี คอมเพรสเซอร์ ถังน้ำเย็น และคอยล์เย็นลูมิเนียมที่อยู่ในถังน้ำเย็น ซึ่งสมการทั้งหมดถูกนำมาเขียนเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ในการหาอุณหภูมิของน้ำเย็นที่ได้เวลาที่ใช้ในการทำน้ำเย็นให้ได้ที่อุณหภูมินั้นค่าสมรรถนะของระบบ (COP) เพื่อพัฒนานำไปช่วยในการออกแบบ รูปแบบของระบบที่เหมาะสม การควบคุมการทำงานของระบบ และพารามิเตอร์ที่สำคัญที่มีผลต่อระบบต่อไป

คำหลัก : แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เครื่องอบแห้งสุญญากาศแบบสุบความร้อน 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, the time used for reaching

that temperature, and the COP of the system. This mathematical model will be developed and applied to design appropriate system configurations, control system, and parameters of prime importance to the system.

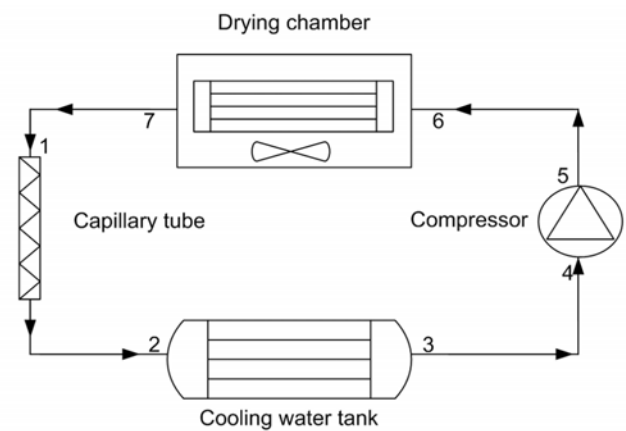
KEYWORDS : vacuum heat pump dryer, mathematical model, cooling water tank

1. บทนำ

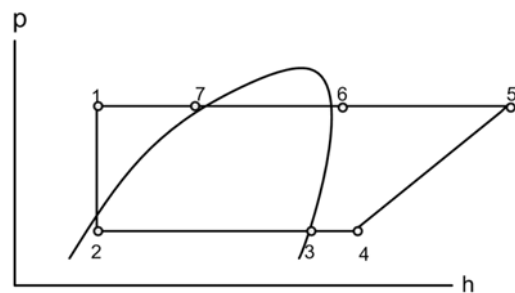
การอบแห้งมีอยู่ด้วยกันหลายวิธีเช่น การอบแห้งโดยใช้แสงอาทิตย์ การอบแห้งแบบลมร้อน และการอบแห้งแบบสูญญากาศ ซึ่งแต่ละวิธีมีข้อดีและข้อเสียแตกต่างกันออกไป แต่ในประเทศไทยมีผักและผลไม้ที่สำคัญหลายชนิด ดังนั้นการแปรรูปด้วยการอบแห้ง โดยคุณค่าทางอาหาร กลิ่น และสีไม่เปลี่ยนแปลงมาก เป็นทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจ ซึ่งวิธีการอบแห้งแบบสูญญากาศสามารถทำให้ผลิตภัณฑ์มีลักษณะตามที่ได้กล่าวมาข้างต้นได้ และในปัจจุบันมีการนำแหล่งความร้อนมาใช้ในระบบการอบแห้งแบบสูญญากาศหลายรูปแบบด้วยกัน เช่น ความร้อนจากขดลวดไฟฟ้า คลิ้นไมโครเวฟ ใช้น้ำยิ่งยวด และปั๊มความร้อน (1) ในส่วนของปั๊มความร้อนนั้นมีข้อดีหลายประการ เช่น มีความสามารถในการประหยัดพลังงานสูงเพราะสามารถใช้พลังงานความร้อนทั้งที่อยู่ในรูปความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงสามารถลดความชื้นของอากาศที่ใช้ในการอบแห้งให้ต่ำส่งผลให้สามารถทำให้อบแห้งภายใต้อุณหภูมิที่ต่ำได้ (2) จึงเหมาะสำหรับนำมาใช้เป็นแหล่งความร้อนในเครื่องอบแห้งสูญญากาศโดยมีการใช้ทั้งด้านร้อนและด้านเย็น คือ ด้านร้อนถูกนำมาใช้เป็นแหล่งความร้อนในการอบแห้ง ส่วนด้านเย็นนำไปใช้เป็นแหล่งความเย็นที่จะใช้ในการหล่อเย็นปั๊มสูญญากาศ (3) เพื่อให้ใช้งานและออกแบบปั๊มความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ จึงมีการศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของปั๊มความร้อนกันอย่างแพร่หลาย เช่น แบบจำลอง MARK III (4) แบบจำลอง HPSIM (5) และแบบจำลองการอบแห้งข้าวเปลือกโดยใช้ปั๊มความร้อน (6) ดังนั้นจึงควรมีการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์การทำน้ำเย็นของกระบวนการอบแห้งสูญญากาศแบบสูบน้ำร้อน เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบเครื่องอบแห้งสูญญากาศร่วมกับปั๊มความร้อนที่มีประสิทธิภาพมากขึ้นและสามารถนำไปใช้ในระดับอุตสาหกรรมได้ต่อไป

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้ถูกศึกษาอย่างละเอียดในทุกอุปกรณ์ ได้แก่ คอนเดนเซอร์ในห้องอบแห้ง ท่อแคปพิลลารี คอมเพรสเซอร์ ถังน้ำเย็น และคอยล์เย็นที่อยู่ในถังน้ำเย็น ซึ่งระบบที่ศึกษาดังกล่าวได้แสดงไว้ในรูปที่ 1 ซึ่งการจัดวางอุปกรณ์ของระบบเหมือนกับการใช้งานจริง และแผนภาพ P-h เป็นไปตามรูปที่ 2 ในส่วนของสมการจะแยกอธิบายเป็นส่วนๆ ในแต่ละอุปกรณ์ดังต่อไปนี้



รูปที่ 1 ระบบการทำน้ำเย็นที่ศึกษา



รูปที่ 2 แผนภาพ P-h แสดงการทำงานของระบบ

2.1 ท่อแคปิลลารี (Capillary Tube)

ใช้สมการของ ASHARE 1997 (7) คำนวณหาอัตราการไหลของสารทำความเย็น โดยพิจารณาว่ากระบวนการที่เกิดขึ้นในท่อแคปิลลารีเป็นกระบวนการอะเดียบาติก (Adiabatic Process) พิจารณาสารทำความเย็นที่เข้าสู่ท่อแคปิลลารี ได้ 2 สถานะ คือ สถานะที่เป็น Subcooled อีกสถานะเป็นของผสม โดยมีสมการที่แตกต่างกันตามเงื่อนไข (7) ค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็น (\dot{m}_r , kg/s) หาได้จากสมการที่ (1)

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

2.2 คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

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

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

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

สมการที่ (4) ใช้สำหรับหาค่างานที่คอมเพรสเซอร์ใช้ โดยค่าประสิทธิภาพการทำงานเชิงกลของคอมเพรสเซอร์แบบโรตารี ได้เสนอไว้โดย 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 ซึ่งถูกนำมาใช้ในการทดสอบแล้วว่าให้ค่าความผิดพลาดน้อย (10), (11) และ (12) พิจารณาการถ่ายเทความร้อนในคอนเดนเซอร์ เป็น 3 ส่วนคือ Desuperheating zone, Two-phase zone

และ Subcooled zone

2.3.1 Desuperheating zone

ส่วนนี้เกิดจากการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นที่เป็นไอร้อนยิ่งยวด กับอากาศ จะได้สมการดังนี้

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

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

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

ค่า 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)

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

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

2.3.2 Two-phase zone

ส่วนนี้พิจารณาการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นที่เป็นของผสมที่ผ่านคอนเดนเซอร์

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

$$\epsilon_{ip} = \frac{C_a (t_{apo} - t_{api})}{C_{min} (t_c - t_{api})} = \frac{(t_{apo} - t_{api})}{(t_c - t_{api})} \quad (12)$$

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

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

$$f_{ip} = \frac{C_a}{U_{ip} A_c} \ln \left(\frac{t_c - t_{api}}{t_c - t_{apo}} \right) \quad (14)$$

ค่า U_{ip} หาได้เหมือนค่า U_{dsh} ที่อธิบายไว้ในหัวข้อ

2.3.1

$$f_{apo} = t_{api} + \dot{m}_r h_{fg} / C_a \quad (15)$$

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

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

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

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

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

2.3.3 Subcooled Zone

ส่วนนี้พิจารณาการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นที่เป็น Subcooled liquid กับอากาศที่ผ่านคอนเดนเซอร์

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

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

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

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

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

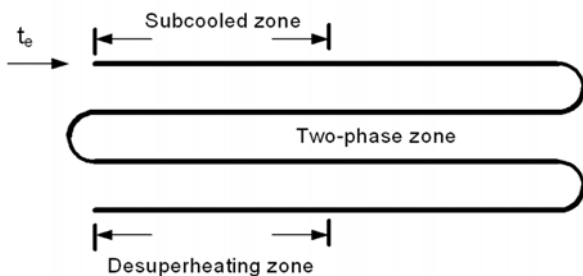
$$t_{aco} = t_{atpo} + q_{sc} / C_a \quad (24)$$

ค่าการถ่ายเทความร้อนผ่านคอนเดนเซอร์ทั้งหมด หาได้จาก ค่าการถ่ายเทความร้อนของทั้ง 3 ส่วนรวมกัน ดังสมการที่ (25)

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

2.4 ถังน้ำเย็น (Cooling water tank)

ในส่วนของถังน้ำเย็นในระบบ จะติดตั้งแทนที่วาล์วไประเตอร์ โดยมีขดลวดความเย็นอยู่ภายในถังและหุ้มขนวนอย่างดีไม่เกิดการสูญเสียความร้อนจากถังน้ำเย็น การถ่ายเทความร้อนภายในถังสามารถแบ่งออกเป็นสามส่วนคือ Desuperheating zone, Two-phase zone และ Subcooled zone ดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 3 แสดงการถ่ายเทความร้อนของคอยล์เย็น

กำหนดให้ t_{wm} เป็นอุณหภูมิน้ำเย็นเฉลี่ยภายใน ถังน้ำเย็น ซึ่งสามารถคำนวณอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกของคอยล์เย็น ในช่วงของ Desuperheating ได้จาก สมการที่ 24

$$t_3 = t_{wm} + (t_2 - t_{wm}) \exp\left(-U_{hdsh} A_{hdsh} / \dot{m}_r C_{pr}\right) \quad (26)$$

การคำนวณค่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ในช่วง Desuperheating สามารถหาได้จากสมการที่ (26)

$$U_{hdsh} = \frac{1}{\frac{d_{ho}}{d_{hi} h_{rs}} + \frac{d_{ho} \ln(d_{ho}/d_{hi})}{2k_h} + \frac{1}{h_{ws}}} \quad (27)$$

ค่า h_{rs} เป็นค่า Refrigerant side heat transfer coefficient สามารถหาได้เช่นเดียวกับการคำนวณใน ส่วนคอนเดนเซอร์ ค่า h_{ws} เป็นค่า water side heat transfer coefficient หาค่าได้จากสมการของ Churchill and Chu (15)

$$Nu_D = 0.36 + \frac{0.51 Ra^{(1/4)}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{(4/9)}} \quad 10^6 < Ra < 10^9 \quad (28)$$

$$Nu_D = \left(0.6 + \frac{0.387 Ra^{(1/6)}}{\left(1 + \left(\frac{0.599}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{(8/27)}}\right)^2 \quad 10^{-5} < Ra < 10^{12} \quad (29)$$

$$Nu_D = \frac{h_{ws} d_{ho}}{K} = \text{Nusselt Number} \quad (30)$$

$$Ra = Gr_D Pr = \text{Rayleigh Number} \quad (31)$$

$$Gr_D = \frac{g\beta(t_r - t_{wm})d_{h,out}^3}{\nu_2} = \text{Grashof Number} \quad (32)$$

จากสมการที่ (26) สามารถคำนวณค่า t_3 ถ้าปริมาณที่คำนวณได้มากกว่าค่าอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์ให้สมมุติพื้นที่ของคอยล์เย็นทั้งหมด เป็นส่วนของ Desuperheating ซึ่งจะสามารถคำนวณอัตราการให้ความร้อนได้จากสมการที่ (33)

$$q_{hdsh} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (33)$$

ถ้าค่าอุณหภูมิ t_3 น้อยกว่าอุณหภูมิทางเข้าคอนเดนเซอร์ ให้สมมุติพื้นที่ทั้งหมดของคอยล์เย็นอยู่ในช่วงของ Two-phase zone และคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สมการที่ (34)

$$q_{hdsh} = \dot{m}_r (h_2 - h_{gc}) \quad (34)$$

การคำนวณหาพื้นที่ของคอยล์เย็นในช่วงของ Desuperheating สามารถจากสมการที่ (35)

$$A_{hdsh} = \frac{-\dot{m}_r C_{pr}}{U_{hdsh}} \ln \left(\frac{t_c - t_{wm}}{t_2 - t_{wm}} \right) \quad (35)$$

ดังนั้นพื้นที่ของคอยล์เย็นในช่วงของ Two-phase zone หาได้จากสมการที่ (36)

$$A_{hnp} = A_h - A_{hdsh} \quad (36)$$

การคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนในช่วง Two-phase zone ทำได้โดยการเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อน สองวิธีคือการคำนวณค่าความร้อนจากอุณหภูมิและการคำนวณจากเอนทัลปี ดังแสดงในสมการที่ (37) และ (38)

$$Q_{uhnp} = U_{hnp} A_{hnp} (t_c - t_{wm}) \quad (37)$$

$$q_{uhnp} = \dot{m}_r (h_{gc} - h_3) \quad (38)$$

ค่า h_3 สามารถคำนวณได้จาก

$$h_3 = h_{fc} + x_3 h_{fg} \quad (39)$$

ถ้าการคำนวณค่าความร้อนทั้งสองวิธีให้ค่าที่ไม่สามารถยอมรับได้ การคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนจะสามารถหาได้จากสมการ

$$q_{hnp} = \dot{m}_r h_{fg} \quad (40)$$

ดังนั้นสมการหาพื้นที่ของคอยล์เย็น ในช่วง Two-phase zone คือ

$$A_{hnp} = \frac{q_{hnp}}{U_{hnp} (t_c - t_{wm})} \quad (41)$$

การหาพื้นที่ของคอยล์เย็นในช่วง Subcooled zone คือ

$$A_{hsc} = A_h - A_{hdsh} - A_{hnp} \quad (42)$$

สมการสำหรับการหาอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกของคอยล์เย็นคือ

$$t_3 = t_{wm} + (t_c - t_{wm}) \exp \left(-U_{hsc} A_{hsc} / \dot{m}_r C_{pr} \right) \quad (43)$$

ดังนั้นสมการค่าการถ่ายเทความร้อนในช่วง Subcooled zone คือ

$$q_{hsc} = \dot{m}_r (h_{fc} - h_3) \quad (44)$$

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมสามารถหาได้จากสมการ

$$q_h = q_{hdsh} + q_{hnp} + q_{hsc} \quad (45)$$

สมการคำนวณค่าอุณหภูมิของน้ำในถึงน้ำเย็นคือ

$$t_{we} = t_{ws} + \frac{q_h \times 60}{m_w C_{pw}} \quad (46)$$

2.5 Liquid and Discharge Line

การถ่ายเทความร้อนใน Liquid และ Discharge Line เป็นการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นที่เป็นเฟสเดียวกับอากาศ การถ่ายเทความร้อนมี 2 ส่วนที่พิจารณาคือ กายภาพความร้อนและการแผ่รังสี มีสมการที่นำมาพิจารณาดังนี้

$$q_{ll} = U_{ll} (t_r + t_{am}) dA_{ll} = -\dot{m}_r C_{pr} dt_r \quad (47)$$

$$dq_{ll} = dq_{conv} + dq_{rad} \quad (48)$$

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)

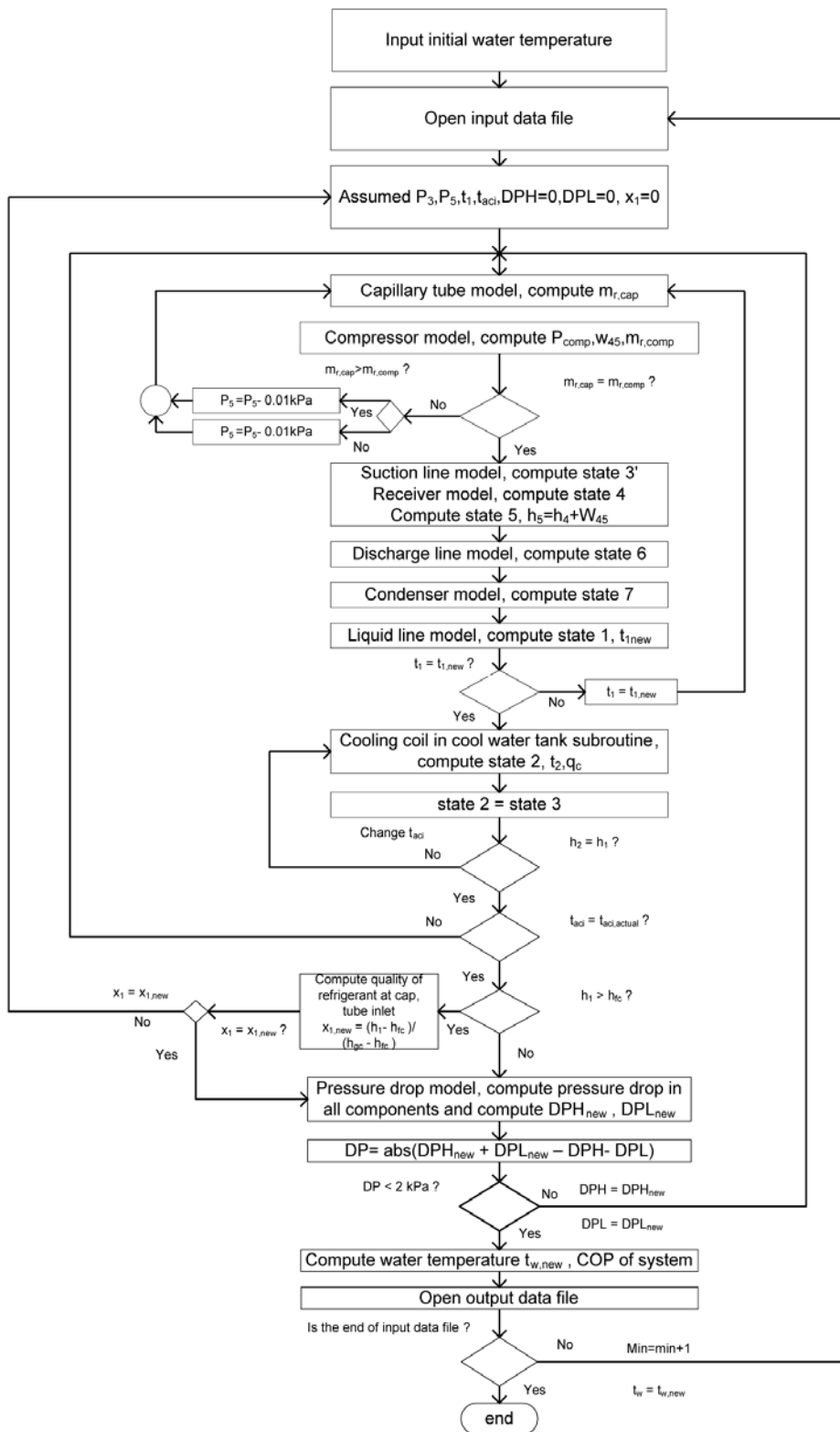
$$\Delta P_e = (\Delta P_{ipstf} + \Delta P_{ipsta}) + \Delta P_{iprbf} \quad (49)$$

2.6.2 ความดันตกใน Connecting pipe

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

2.7 Refrigerant Properties

สารทำความเย็นในระบบนี้เป็น R22 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ใช้สมการตาม (16) ที่เหมาะกับโปรแกรมคอมพิวเตอร์ และคุณสมบัติทางกายภาพใช้สมการตาม (7) และ(17)



รูปที่ 4 flowchart แสดงการทำงานของโปรแกรม

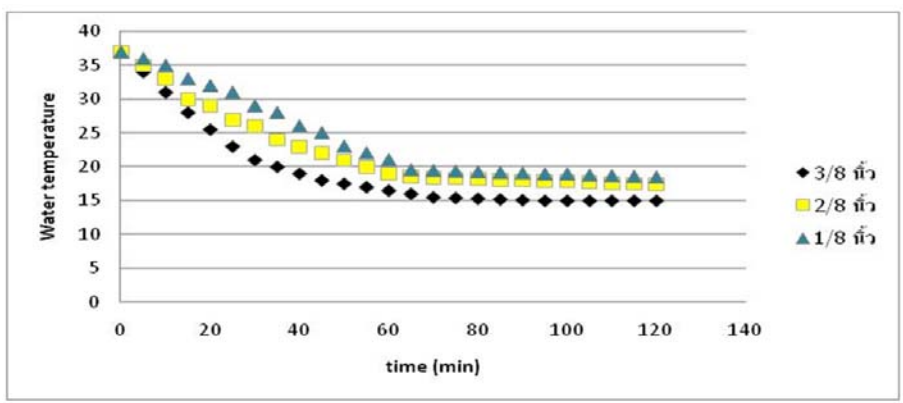
3. การทำงานของโปรแกรมในการทำนาย การทำงานของระบบ

จากสมการต่างๆในหัวข้อที่ 2 ทั้งหมดถูกเขียนเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์โดยใช้ภาษา FORTRAN 90 โดยระบบทำงานตามรูปที่ 1 หรือตามแผนภาพ P-h ในรูปที่ 2 โดย Flowchart ของโปรแกรมเป็นไปตามรูปที่ 4 โปรแกรมเริ่มต้นจากใส่ค่าลักษณะทางกายภาพ รวมถึง Fin & Tube geometry ของคอนเดนเซอร์ ลักษณะทางกายภาพของท่อแคปิลลารี ความยาวท่อ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ลักษณะทางกายภาพของคอมเพรสเซอร์ ความเร็วรอบและอุณหภูมิ ความดันอากาศ ความชื้น ความเร็วลม อัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าของคอนเดนเซอร์ รวมถึงอุณหภูมิเริ่มต้น ขนาดของถัง ความยาวและเส้นผ่านศูนย์กลางของคอยล์เย็นในถังน้ำเย็น จากนั้นสมมุติค่า P_3 , P_5 , $DPH=0$ และ $DPL=0$ หาอัตราการไหลของสารทำความเย็นโดยใช้ Capillary tube model เทียบกับ Compressor model จากนั้นหาค่าสถานะที่ 5 จำนวนสถานะ 6 โดยใช้ Discharge line model จำนวนสถานะที่ 7 หาค่าอุณหภูมิที่ออกจากคอนเดนเซอร์ และความร้อนที่ถ่ายเทออก จำนวนสถานะที่ 1 โดยใช้ Liquid line model จำนวนสถานะที่ 3

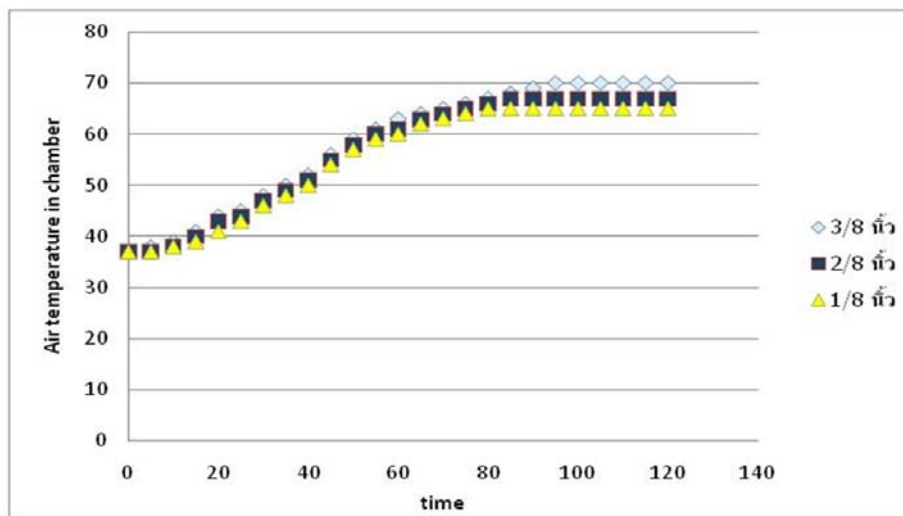
โดยใช้ Cooling water tank model ขณะเดียวกันจะได้อุณหภูมิของน้ำที่ลดลง และความร้อนที่ถ่ายเทออกของ Cooling coil คำนวณหาค่าความดันตกของทั้งระบบ แล้วนำมาเปรียบเทียบกับค่าเก่า ($DPH=DPH_{new}?$), ($DPI=DPI_{new}?$) หากไม่เท่ากันนำค่าใหม่ไปแทนค่า และเริ่มคำนวณจนกว่าความดันตกทั้งระบบจะมีค่าคงที่ ซึ่งหมายถึง จะได้ระบบที่ใกล้เคียงกับระบบจริงที่ความดันตกในทุกอุปกรณ์ จากนั้นคำนวณค่า COP ของระบบ และอุณหภูมิของน้ำเป็น T_w โดยนำค่า T_w ใหม่เป็นค่าเริ่มต้นของน้ำในถัง คำนวณไปเรื่อยๆจนกระทั่ง $T_w < 15^\circ\text{C}$ โปรแกรมก็จะหยุด และผลที่ได้คืออุณหภูมิของน้ำสุดท้าย เวลาที่ระบบใช้ในการทำให้น้ำเย็นจนกระทั่งถึงอุณหภูมิที่กำหนด ค่า COP ของระบบ

5. ผลการทำงานของโปรแกรมคอมพิวเตอร์

การทำงานของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยกำหนดให้โปรแกรมรับค่าอุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 37°C อุณหภูมิอากาศในห้องอบที่ 38°C ความจุของถังน้ำเย็น 100 ลิตร คอยล์เย็นอลูมิเนียมเส้นผ่านศูนย์กลาง 1/8, 2/8 และ 3/8 นิ้ว มีความยาว 10 เมตร พบว่าโปรแกรมได้ให้ผลการจำลองตามรูปที่ 5 และรูปที่ 6



รูปที่ 5 แผนภูมิแสดงอุณหภูมิของน้ำในถังน้ำเย็น



รูปที่ 6 แสดงอุณหภูมิของอากาศในห้องอบ

6. สรุป

แบบจำลองคณิตศาสตร์เบื้องต้นของระบบ ได้นำมาเขียนเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์ และทดสอบในขั้นต้นพบว่าที่เส้นผ่านศูนย์กลางคอยล์เย็นขนาด 3/8 นิ้ว และยาว 10 เมตร สามารถให้ผลการทดสอบที่หน้าพอใจคือสามารถทำอุณหภูมิของน้ำได้ตามที่กำหนด ในอนาคตจะมีการทำการทดลองเพื่อเปรียบเทียบค่าที่ได้จากแบบจำลองนี้และนำมาพัฒนาแบบจำลองเพื่อให้สามารถนำไปช่วยในการออกแบบระบบเพื่อให้ได้ระบบที่มีคุณภาพที่ดีต่อไป

เอกสารอ้างอิง

- A.C.Cleland. 1986. "Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties", *International Journal of Refrigeration*, 9 : 346-351
- Abe T; Afzal T M. 1997. "Thin-layer infrared radiation drying of rough rice." *Journal of Agricultural Engineering Research*, 67, 289-297.
- Apichart Artnasew. 2010. "Development of a vacuum heat pump dryer for drying chilli." Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineer Khon Kaen University.

1997. *ASHRAE Handbook Fundamental*, CD-Rom

Charters, W.W.S. and Threerakulpisut, S. 1989. "Efficiency Equations for Constant Thickness Annular Fins", *Int.Com. Heat Mass Transfer*, 16, 4: 547-558.

Churchill SW, Chu HHS. 1975. "Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder." *Int J Heat Mass Transfer* 18 : 1049-53.

Domanski P, Didion D. 1983. "Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow area expansion device." *Report No. NBS BSS 155*, NBS.

Fisher SK, Rice CK, Jackson WL. 1988. "The Oak Ridge heat pump design model: MARK III version program documentation." *Report No. ORNL/TM-10192*. Oak Ridge National Laboratory.

Mullen, C.E. 1994. "Room air conditioner system modeling." M.S.Thesis, The University of Illinois at Urbana-Champaign. USA.

Ozu M, Itami T. 1981. "Efficiency analysis of power consumption in small hermetic refrigerant rotary compressors." *Int J Refrig*. 4(5) : 265-70.

P.K.Bansal and B.Purkayastha. 1998. "An NTU-model for alternative refrigerants", *International Journal of Refrigeration*, 21, 5 : 381-397

Siam Compressor Industry Co., Ltd. 2002. **Specification for compressor**. Thailand, n.p.

Theerakulpisut S. 1990. "Modelling heat pump grain drying systems." PhD thesis. The University of Melbourne, Australia.

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

Webb, R.L. 1990. "Air-side heat transfer correlations for flat and wavy plate fin-and-tube geometries". *ASHRAE Transactions*, 96 : 445-449

Wilbert F, Stoecker, Jerold W.Jones. 1982. **Refrigeration & Air Conditioning**. Singapore : McGraw-hill International.

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)
Gr_D	Grashof Number (dimensionless)
h	enthalpy (kJ/kg), heat transfer coefficient ($kW/m^2/k$)
h_{asr}	enthalpy of saturated air evaluated at refrigerant temperature (kJ/kg)
\bar{h}_{aswm}	enthalpy of saturated air evaluated at mean water film temperature (kJ/kg)
k	thermal conductivity (kW/m/k)
L_e	Lewis Number (dimensionless)
\dot{m}_r	mass flow rate (kg/s)

m_w	mass of water in cooling water tank (kg)
N	number of transfer unit (dimensionless)
Nu_D	Nusselt Number (dimensionless)
P	refrigerant pressure (kPa), power (kW)
PCD	compressor discharge pressure (MPa)
PCS	compressor suction pressure (MPa)
Pr	Prandtl Number (dimensionless)
ΔP	pressure drop (kPa)
q	heat transfer rate (kW)
q_{hhp}	heat rejection rate of cooling coil calculated from enthalpy difference between inlet and exit of two phase region (kW)
q_{uhtp}	heat rejection rate of cooling coil in two phase surface evaluated from overall heat transfer coefficient equation (kW)
Ra	Rayleigh number (dimensionless)
t	temperature ($^{\circ}C$)
t_{am}	ambient air temperature ($^{\circ}C$)
t_{we}	water temperature at end of interval of one minute ($^{\circ}C$)
t_{ws}	water temperature at beginning of interval of one minute ($^{\circ}C$)

t_{wb}	wet bulb air temperature ($^{\circ}\text{C}$)
U	overall heat transfer coefficient ($\text{kW}/\text{m}^2/\text{k}$)
U_{ww}	overall heat transfer coefficient for wet surface based on enthalpy difference ($\text{kW}/\text{m}^2/\text{k}$)
w	air humidity ratio ($\text{kg water}/\text{kg dry air}$)
w_{45}	compressor work input (kJ/kg)
\bar{w}_{swm}	air humidity ratio of saturated air evaluated at mean water film temperature ($\text{kg water}/\text{kg dry air}$)
x	refrigerant quality (dimensionless)

Greek letters

β	thermal expansion coefficient (K^{-1})
ϕ	fin efficiency (dimensionless)
ε	effectiveness of heat exchanger (dimensionless)
η_f	electric motor efficiency of rotary compressor (dimensionless)
η_m	mechanical efficiency of rotary compressor (dimensionless)
μ_f	dynamic viscosity of saturated refrigerant ($\text{kPa}\cdot\text{s}$)
π_8	eighth pi term (dimensionless)

Subscripts

a	air, acceleration
as	air side

c	condenser, condensing
cap	capillary tube
comp	compressor
d	dehumidification, dew point, dry
dsh	desuperheating section
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



>> จีราวัฒน์ วงษ์มาศจันทร์

สำเร็จการศึกษา ระดับปริญญาตรี ภาควิชาวิศวกรรมเกษตรและอาหารมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี (วศบ.) ปี2547 ปัจจุบัน ศึกษาต่อในระดับปริญญาโท ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยขอนแก่น โดยได้รับทุนการทำวิจัยจากสถานจัดการและอนุรักษ์พลังงาน มหาวิทยาลัยขอนแก่น



>> ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อภิชาติ อัจฉนาเสียว

สำเร็จการศึกษา ระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยขอนแก่น (วศ.ด.) พ.ศ. 2538 ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี (วศ.ม.) พ.ศ. 2543 ระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเคมี (วศ.บ.) พ.ศ. 2552

ปัจจุบันดำรงตำแหน่ง อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น อ.เมือง จ.ขอนแก่น



>> ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ฉัตรชัย เบญจปิยะพร

สำเร็จการศึกษา Doctor of Philosophy (Mechanical Engineering) The University of New South Wales, Sydney, Australia. Master of Engineering, The University of New South Wales, Sydney, Australia. วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยขอนแก่น

ปัจจุบันดำรงตำแหน่งอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น และรองผู้อำนวยการสถานจัดการและอนุรักษ์พลังงาน มหาวิทยาลัยขอนแก่น