

การอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อน

ประพัฒน์ สุพจนานา*, ทิพาพร อัญวิทยา**, สมชาย วงศ์วิเศษ ***

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

บทคัดย่อ

การนำปั๊มความร้อน (heat pump) เข้ามาช่วยในการอบแห้งจะมีประโยชน์ในด้านการประหยัดพลังงาน เนื่องจากระบบปั๊มความร้อนมีความสามารถในการนำพลังงานกลับคืน (energy recovery) และเพิ่มคุณภาพ (up grade) ของพลังงานความร้อนที่ออกมาจากห้องอบแห้ง ส่วนประกอบหลักของปั๊มความร้อนประกอบด้วย อีแวปเปอเรเตอร์ ทำหน้าที่เป็นตัวดึงพลังงานความร้อน และขจัดไอน้ำจากอากาศร้อนชื้นที่ผ่านออกมาจากห้องอบแห้ง ให้กลายเป็นอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าและมีความชื้นต่ำ, คอนเดนเซอร์ ทำหน้าที่ปล่อยพลังงานความร้อนให้กับอากาศเย็นที่ผ่านมาจากอีแวปเปอเรเตอร์ ให้กลายเป็นอากาศร้อนเข้าห้องอบแห้งอีกครั้งหนึ่ง, คอมเพรสเซอร์ จะเป็นตัวขับเคลื่อนสารทำงานให้ไหลเวียนภายในระบบ, ลิ้นลดความดัน ทำหน้าที่ลดความดัน และควบคุมการไหลของสารทำงานภายในระบบ

ในเอกสารชุดนี้จะอธิบายถึงลักษณะการทำงานของปั๊มความร้อน, ประสิทธิภาพของปั๊มความร้อนและระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อน พร้อมทั้งแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของส่วนประกอบหลักแต่ละตัวของระบบอบแห้ง โดยอาศัยพื้นฐานจากการทำสมดุลมวลสาร, สมดุลพลังงาน, คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำงาน และคุณสมบัติทางไฮโครเมตริกของอากาศในการทำแบบจำลอง แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้จะมีประโยชน์ในการออกแบบและทำนายลักษณะการทำงานของระบบ ตลอดจนประสิทธิภาพของระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อน

* นักศึกษาปริญญาโท ภาควิชาวิศวกรรมอาหาร

** ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ภาควิชาวิศวกรรมอาหาร

*** ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

บทนำ

ในระบบอบแห้งที่ใช้กันอยู่ทั่วไปอากาศร้อนขึ้นที่ปล่อยจากห้องอบแห้ง จะพาความร้อน-สัมพัทธ์และความร้อนแฝงของการระเหยออกไปด้วย จึงได้มีผู้สนใจนำบี๊มความร้อนเข้ามาช่วยในการดึงความร้อนและไอน้ำจากอากาศร้อนขึ้นที่ปล่อยออกจากห้องอบแห้ง

Zyalla และคณะ (1982) ได้ทดลองเปรียบเทียบระบบอบแห้งชนิดต่างๆ พบว่าระบบอบแห้งโดยใช้บี๊มความร้อน ประหยัดพลังงานในการดึงน้ำออกจากวัสดุมากกว่าระบบอื่น เมื่อความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องอบแห้งมีค่ามากกว่า 30 %

Tai และคณะ (1982 a,b) ได้ศึกษาหาประสิทธิภาพของการอบแห้งผ้าลินิน โดยใช้บี๊มความร้อน (ใช้สารทำงาน R114) ผลการทดลองที่ได้พบว่า ที่ความเร็วของอากาศก่อนเข้า evaporator เท่ากับ 1.6 m/s ค่า coefficient of performance (COP) ของระบบมีค่าสูงสุด แต่ค่า specific power consumption (SPC) ของระบบจะมีค่าต่ำสุด เมื่ออุณหภูมิร้อนยิ่งยวดของสารทำงานที่ออกจาก evaporator มีค่าเท่ากับ 19 K

Pendyala และคณะ (1990 a,b) ได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ในการทำนายประสิทธิภาพของระบบอบแห้งโดยใช้บี๊มความร้อน พร้อมกับได้ทดลองหาประสิทธิภาพของระบบโดยใช้สารทำงาน R11 และ R12 ผลที่ได้พบว่าสาร R11 ให้ค่า COP สูงสุดเท่า 3.5, ค่า SPC ต่ำสุดเท่ากับ 3500 kJ/ kg ส่วนสาร R12 ให้ค่า COP สูงสุดเท่ากับ 2.5, ค่า SPC ต่ำสุดเท่ากับ 1800 kJ/ kg

Jolly และคณะ (1990) ได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ของระบบอบแห้งแบบต่อเนื่องโดยใช้บี๊มความร้อน เพื่อใช้ในการออกแบบและทำนายประสิทธิภาพ ตลอดจนลักษณะการทำงานของระบบ Jia และคณะ (1990) ใช้แบบจำลองของ Jolly จำลองสถานการณ์เพื่อศึกษาอิทธิพลของ air bypass ratio, ปริมาณอากาศที่ไหลในระบบทั้งหมด และปริมาณอากาศที่ปล่อยออกสู่ภายนอก ที่มีต่อประสิทธิภาพของระบบ

Clement และคณะ (1993) ได้เปรียบเทียบแบบจำลองของ Jolly กับการทดลอง ผลการวิเคราะห์ที่ได้พบว่ามีผลสอดคล้องกันระหว่างผลจากแบบจำลองของ Jolly กับ ผลที่ได้จากการทดลอง นอกจากนี้ Clement ยังได้ศึกษาเพิ่มเติมถึงผลของความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศก่อนเข้า evaporator ที่มีต่อประสิทธิภาพของระบบ พบว่าเมื่อความชื้นสัมพัทธ์เพิ่มจาก 30% ไปจนถึง 80% ทำให้ค่า specific moisture extraction rate (SMER) ของระบบเพิ่มขึ้น 2 เท่า

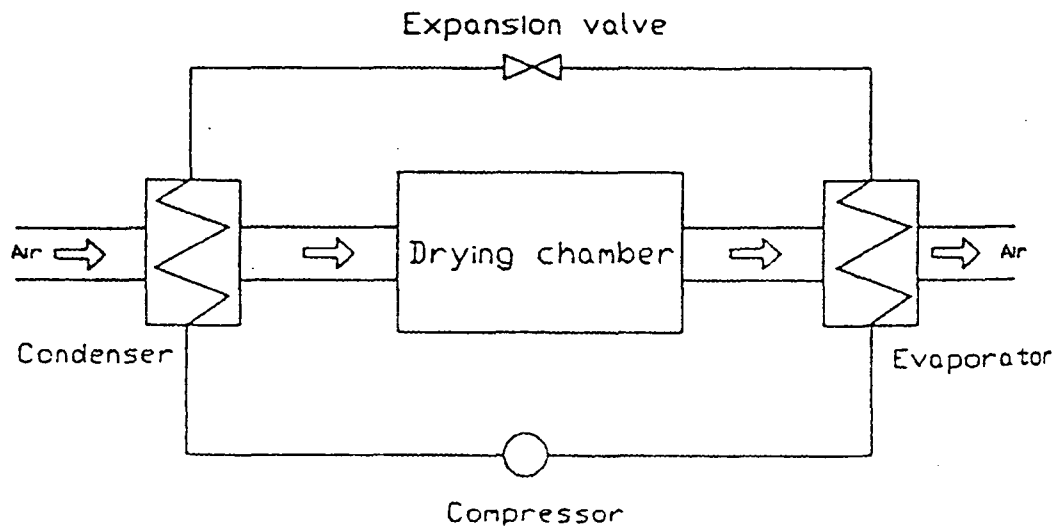
ปั๊มความร้อน

ปั๊มความร้อน เป็นอุปกรณ์ประเภทหนึ่งที่ใช้ในการนำพลังงานกลับคืน (energy recover) และเพิ่มคุณภาพ (upgrade) ของพลังงานความร้อนที่เปล่าประโยชน์ (waste heat) ดังนั้น ข้อได้เปรียบของการนำปั๊มความร้อนมาใช้ในการผลิตความร้อนคือ สามารถดึงพลังงานความร้อนจากอากาศร้อนที่เปล่าประโยชน์ พร้อมกับเพิ่มคุณภาพอากาศร้อนนั้นให้สามารถนำกลับมาใช้ได้อีก จึงทำให้ประหยัดพลังงานปฐมภูมิ (primary energy) ซึ่งได้แก่ น้ำมัน, แก๊สเชื้อเพลิง ถ่านหิน, ไฟฟ้า เมื่อเปรียบเทียบระหว่างปั๊มความร้อน กับอุปกรณ์ผลิตความร้อนชนิดอื่น

ระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อน

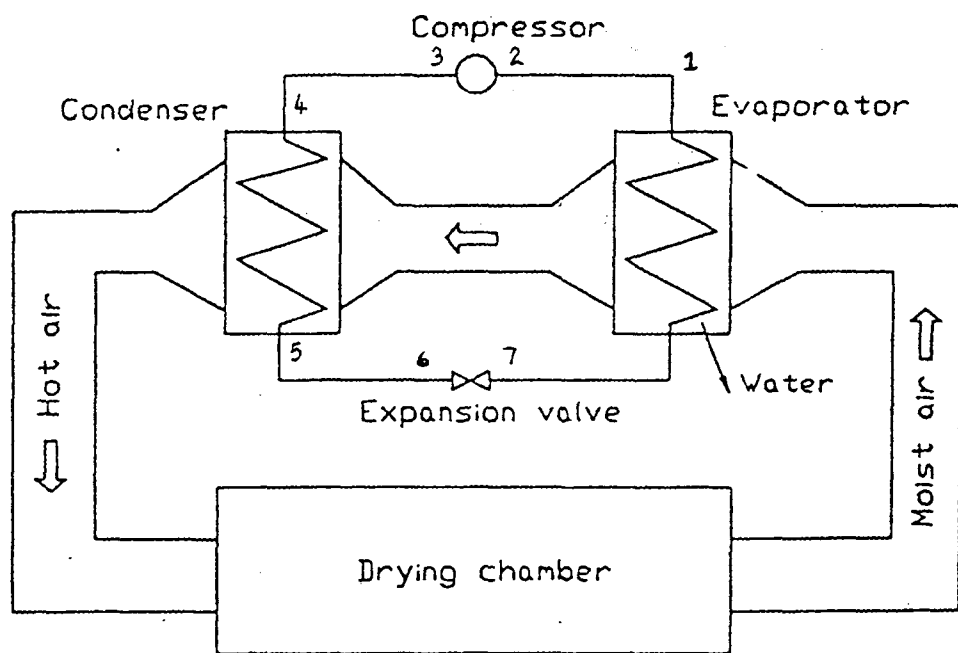
ระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อน สามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภทคือ

1. ระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนที่เป็นระบบเปิด ระบบอบแห้งประเภทนี้ evaporator จะดึงความร้อนจากอากาศชื้นที่ผ่านห้องอบแห้งออกมา ส่วนอากาศภายนอกจะรับความร้อนจาก condenser แล้วไหลผ่านเข้าห้องอบแห้ง ดังแสดงในรูปที่ 1.



รูปที่ 1. ระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนที่เป็นระบบเปิด

2. ระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนที่เป็นระบบปิด ระบบนี้เป็นระบบที่มีประสิทธิภาพการใช้พลังงานสูงสุด เนื่องจากไม่มีการสูญเสียพลังงานความร้อนไปพร้อมกับอากาศชื้นที่ปล่อยออกจากห้องอบแห้ง อากาศร้อนชื้นที่ออกจากห้องอบแห้งจะผ่านเข้าสู่ evaporator เพื่อดึงความร้อนแฝง, ความร้อนแฝง และไอน้ำออกจากอากาศ จากนั้นอากาศเย็นที่มีความชื้นต่ำจะไปรับความร้อนที่ condenser ทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้น ก่อนจะเข้าห้องอบแห้งอีกครั้งหนึ่ง ดังแสดงในรูปที่ 2.



รูปที่ 2. ระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนที่เป็นระบบปิด

ประสิทธิภาพของระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนสามารถพิจารณาได้จาก ค่า specific moisture extraction rate (SMER) ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างปริมาณน้ำที่ควบแน่นใน evaporator กับพลังงานทั้งหมดที่ให้กับระบบ

$$SMER = \frac{\text{water condensed in evaporator kg.}}{\text{total energy input kJ.}} \quad (1)$$

ค่า coefficient of performance (COP) เป็นอัตราส่วนระหว่างปริมาณความร้อน condenser ปลดปล่อยออกมา กับพลังงานที่ให้แก่ compressor

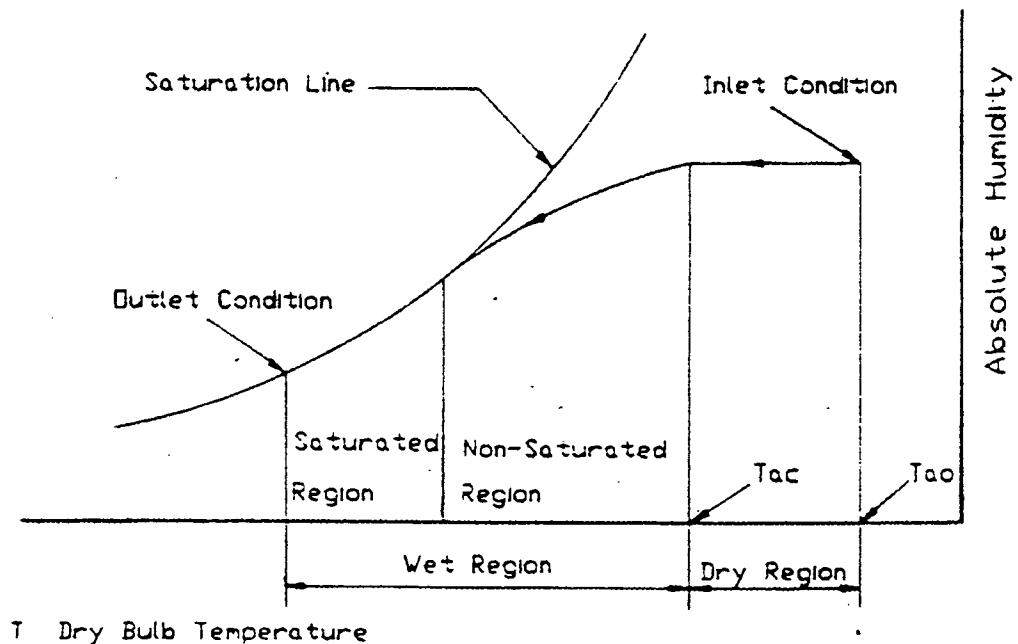
$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{cond}}}{P_{\text{com.}}} \quad (2)$$

แบบจำลองคณิตศาสตร์ของระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อน

แบบจำลองทางทฤษฎีของระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อน สามารถแบ่งแบบจำลองออกเป็น 5 ส่วนได้แก่ evaporator, condenser, compressor, expansion valve และ ห้องอบแห้ง

Evaporator Sub-Model

ที่ evaporator เมื่อสารทำงานดึงความร้อนจากอากาศภายนอก ส่งผลให้อุณหภูมิลดลง อากาศภายนอกต่ำลง ถ้าอุณหภูมินั้นลดลงจนถึงอุณหภูมิจุดน้ำค้างแล้ว ไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศ จะเกิดการควบแน่นกลายเป็นหยดน้ำ กระบวนการนี้เรียกว่า dehumidifying process ดังแสดงรูปที่ 3.



รูปที่ 3. กระบวนการ cooling และ dehumidifying ใน evaporator

ในการคำนวณการถ่ายเทมวลและความร้อนที่ evaporator สามารถแบ่งการคำนวณออกได้เป็น 2 ส่วน ได้แก่ dry zone และ wet zone เนื่องจากอุณหภูมิและความชื้นของอากาศตลอดจนอุณหภูมิในการระเหยของสารทำงาน และคุณภาพของไอน้ำภายใน evaporator มีการเปลี่ยนแปลงตลอด จึงได้ตั้งสมมติฐานขึ้น 2 ข้อเพื่อความสะดวกในการคำนวณไว้ดังนี้

1. สมบัติการถ่ายเทมวลและความร้อน คัดจากค่าเฉลี่ยในแต่ละ zone
2. อุณหภูมิในการระเหยของสารทำงานใน evaporator มีค่าคงที่

ด้าน dry zone

ในบริเวณ dry zone อุณหภูมิที่ผิวของ coil จะสูงกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศ จึงไม่เกิดการควบแน่นของไอน้ำในอากาศ เพราะฉะนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนในบริเวณ dry zone คัดได้จาก

$$Q_{dry} = M_a (H_{a,A} - H_{ac}) \quad (3)$$

พื้นที่ที่ต้องการใช้ในการถ่ายเทความร้อน หาได้จาก

$$A_{dry} = \frac{Q_{dry}}{U \Delta T_m} \quad (4)$$

$$\text{เมื่อ } \Delta T_m = \frac{T_{a,A} - T_{ac}}{\ln \frac{(T_{a,A} - T_{ac})}{(T_{ac} - T_c)}} \quad (5)$$

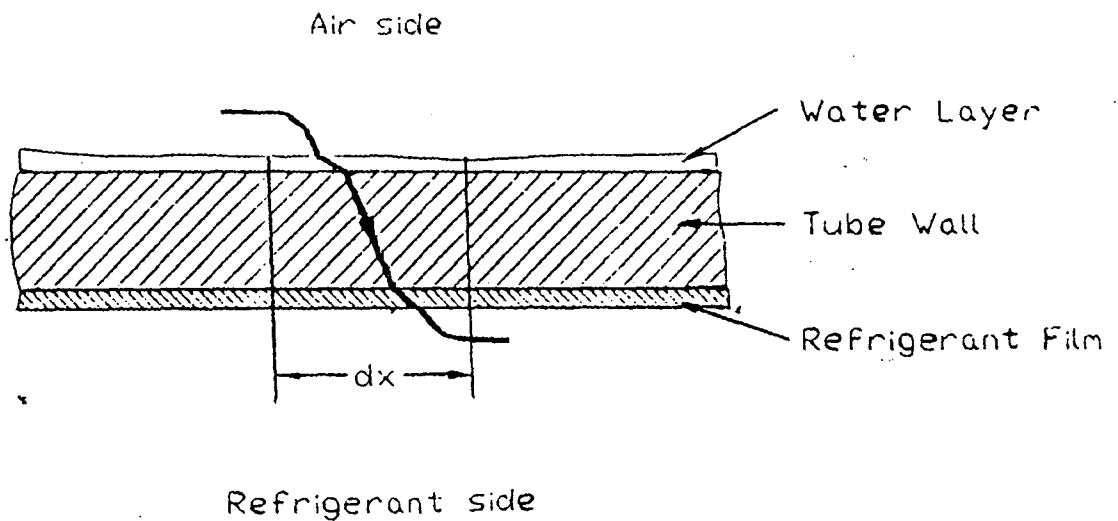
$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h \eta_f} + \frac{A_o}{A_i \alpha_i} + \frac{A_o \ln(D_o / D_i)}{2 \pi K_l l}} \quad (6)$$

T_{ac} เป็นอุณหภูมิของอากาศก่อนเกิดการควบแน่น

$$T_{ac} = T_{dp} + \frac{\alpha_r A_i (T_{dp} - T_c)}{\alpha_h \eta_f A_o} \quad (7)$$

ด้าน wet zone

ในบริเวณ wet zone อุณหภูมิที่ผิวหน้าของ coil จะเท่ากับหรือต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศ จึงเกิดการควบแน่นของไอน้ำขึ้น ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทมวลและความร้อนไปพร้อมๆกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.



รูปที่ 4. กระบวนการถ่ายเทมวลและความร้อนที่เกิดขึ้นบริเวณ wet zone

จากรูปที่ 4 อัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดระหว่างอากาศกับชั้นน้ำจะเป็น

$$dQ = [\alpha_a (T_a - T_s) + r \alpha_m (W_a - W_s)] \eta_f dA_o \quad (8)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างชั้นน้ำกับสารทำงานจะเป็น

$$dQ = \alpha_r (T_s - T_o) dA_i \quad (9)$$

โดยที่

$$\alpha_r = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_w}{A_i K_w} + \frac{A_i \ln(D_o / D_i)}{2\pi K_i l}} \quad (10)$$

จาก Lewis correlation ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

$$\alpha_m = \frac{\alpha_h}{C_{pm}} \quad (11)$$

ดังนั้นสมการที่ 8 จะเป็น

$$dQ = \frac{\alpha_h \eta_f}{C_{pm}} (H_s - H_s) dA_o \quad (12)$$

จากสมการสมดุลมวลของน้ำ จะได้

$$-M_s dW_s = \alpha_m \eta_f (W_s - W_s) dA_o \quad (13)$$

จากสมการสมดุลพลังงาน จะได้

$$-M_s dH_s = dQ - C_{pw} T_s dM_w \quad (14)$$

และสมการสมดุลการถ่ายเทความร้อน จะได้

$$H_s - H_s = \frac{C_{pm} \alpha_r A_i}{\alpha_h \eta_f A_o} (T_s - T_o) \quad (15)$$

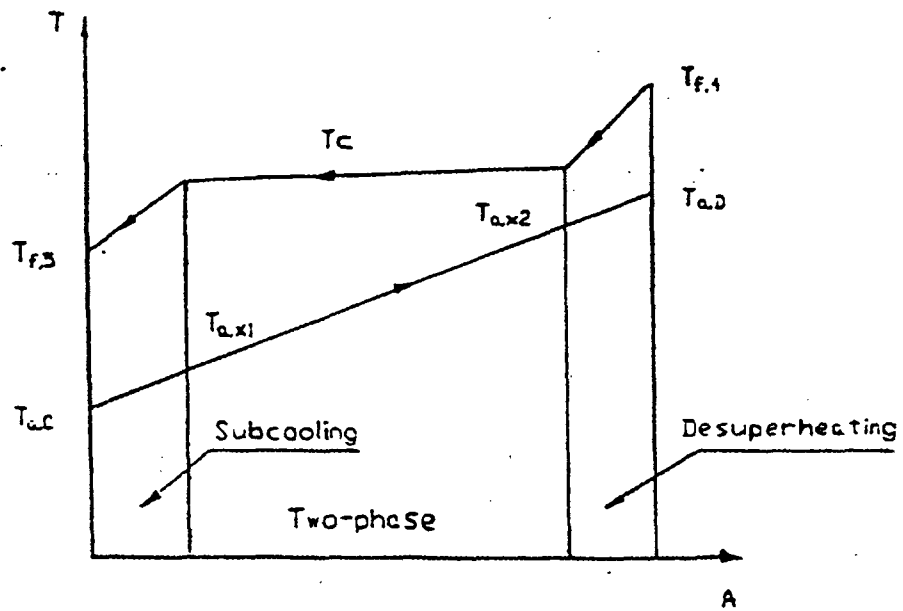
สมการที่ 13 - 15 จะใช้ในการทำนายอุณหภูมิและความชื้นของอากาศ ที่ผ่านออกมาจาก evaporator ซึ่งในการแก้สมการจะใช้วิธี finite difference method

Condenser Sub-Model

การถ่ายเทความร้อนบริเวณ condenser สามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ส่วน ดังนี้

1. desuperheating เป็นการลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวดของสารทำงานที่ออกจาก compressor
2. two-phase เป็นช่วงที่สารทำงานเกิดการควบแน่นมีสถานะเป็นของเหลวและไอผสมกัน
3. subcooling สารทำงานมีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัว และมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิ

ควบแน่น



รูปที่ 5. กระบวนการถ่ายเทความร้อนใน condenser

สมมติฐานในการทำแบบจำลอง ได้แก่

1. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอากาศ คัดจากค่าเฉลี่ย
2. อุณหภูมิในการควบคุมของสารทำงานมีค่าคงที่

จากรูปที่ 5. อัตราการถ่ายเทความร้อนในช่วง desuperheating เป็น

$$Q_{c1} = M_f (H'_{f,4} - H'_{f,c}) = M_a (H_{a,D} - H_{a,x2}) \quad (16)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนในช่วง two-phase

$$Q_{c2} = M_f (H'_{f,c} - H'_{f,c}) = M_a (H_{a,x2} - H_{a,x1}) \quad (17)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนในช่วง subcooling

$$Q_{c3} = M_f (H'_{f,c} - H'_{f,5}) = M_a (H_{a,x1} - H_{a,c}) \quad (18)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดที่ condenser

$$Q_c = Q_{c1} + Q_{c2} + Q_{c3} \quad (19)$$

พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนแต่ละช่วงเท่ากับ

$$A_{ci} = \frac{Q_{ci}}{\Delta T_{mi} U_{ci}} \quad i = 1,2,3 \quad (20)$$

$$U_{ci} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h \eta_f} + \frac{A_o \ln(D_o/D_i)}{2\pi K_1 l} + \frac{A_o}{\alpha_{ii} A_i}} \quad (21)$$

Compressor Sub-Model

ในการทำแบบจำลองของ open type reciprocating compressor ได้ตั้งสมมติฐานว่า volumetric และ isentropic efficiency ของ compressor มีค่าคงที่ ดังนั้นอัตราการไหลของสารทำงานภายใน compressor เท่ากับ

$$M_f = V_p \eta_v \rho_{f2} N_s \quad (22)$$

$$V_p = N_p \pi d_p^2 L_p / 240 \quad (23)$$

จากนิยามของ isentropic efficiency (η_i), enthalpy ของไอสารทำงานที่ออกจาก compressor สามารถคำนวณได้จาก

$$H_{f3} = H_{f2} + (H_{f3,isen} - H_{f2}) / \eta_i \quad (24)$$

ดังนั้นกำลังงานที่ compressor ใช้ในการอัดไอจะเป็น

$$P_w = M_f (H_{f3} - H_{f2}) / \eta_m \quad (25)$$

Expansion Valve Sub-Model

กระบวนการที่เกิดขึ้นที่ลดความดันเป็นกระบวนการที่ enthalpy ของสารทำงานมีค่าคงที่ เรียกว่ากระบวนการ throttling ดังนั้น

$$H_{f6} = H_{f7} \quad (26)$$

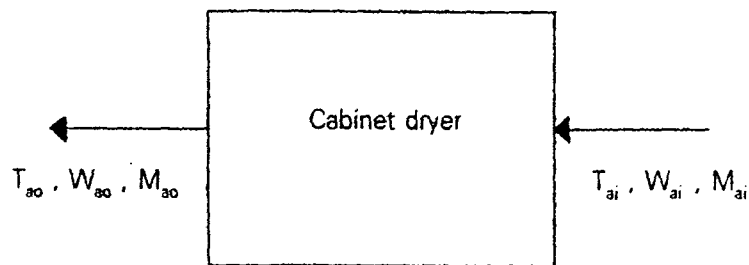
นอกจากนี้ล้นลดความดันยังมีหน้าที่ในการควบคุม อุณหภูมิร้อนยิ่งยวดของสารทำงานที่ออกจาก evaporator (ΔT_{sup}) ดังนั้น อุณหภูมิสารทำงานที่ออกจาก evaporator จะเท่ากับ

$$T_{ci} = T_c + \Delta T_{sup} \quad (27)$$

Cabinet Drying Chamber Model

ในการทำแบบจำลองของห้องอบแห้งแบบตู้ จะพิจารณาจากสมดุลมวลและพลังงานของอากาศที่เข้าและออกจากห้องอบแห้ง โดยมีสมมติฐานดังนี้

1. เกิดสมดุลความร้อนระหว่างวัสดุและอากาศภายในห้องอบแห้ง
2. ไม่มีการสูญเสียความร้อนบริเวณห้องอบแห้ง



รูปที่ 6. ปริมาตรบังคับของห้องอบแห้ง

จากการพิจารณาปริมาตรบังคับของห้องอบแห้งสามารถเขียนสมดุลพลังงานได้ดังนี้

$$C_s T_{ci} + W_{ci} (r + C_v T_{ci}) = C_s T_{co} + W_{co} (r + C_v T_{co}) + R \Delta U_{pw} + R' \Delta U_d \quad (28)$$

เมื่อ ΔU_{pw} และ ΔU_d คือการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในจำเพาะของวัสดุอบแห้ง และของเครื่องอบแห้งตามลำดับ ซึ่งเทอมทั้งสองมีค่าไม่มากสามารถตัดทิ้งได้

R คือ อัตราส่วนของมวลวัสดุแห้งต่อมวลอากาศแห้ง = $M_p / (M_a \Delta T)$

R' คือ อัตราส่วนของมวลเครื่องอบแห้งต่อมวลอากาศแห้ง = $M_d / (M_a \Delta T)$

ΔT คือ ช่วงเวลาที่ใช้ในการคำนวณ

และสามารถเขียนสมการได้ว่า

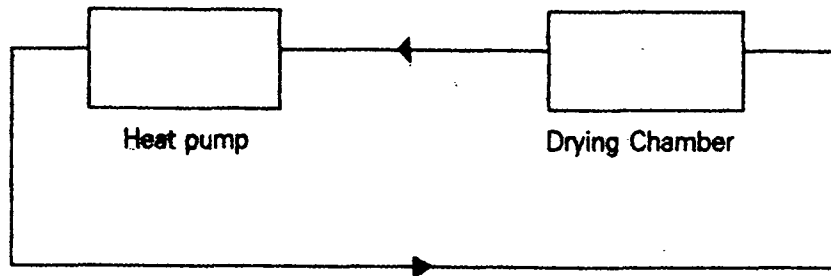
$$W_{s.o} - W_{s.i} = (Y_1 - Y_2) R \quad (29)$$

เมื่อ Y_1 เป็นความชื้นเริ่มต้นของผลิตภัณฑ์ และ Y_2 เป็นความชื้นของผลิตภัณฑ์ในช่วงเวลา ΔT

สำหรับประสิทธิภาพของการอบแห้งสามารถคำนวณได้จากค่า Contract Factor (CF) ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่าง ความแตกต่างของปริมาณความชื้นในอากาศที่เข้าและออกจากห้องอบแห้ง กับความแตกต่างของปริมาณความชื้นที่เข้าห้องอบแห้งและออกจากห้องอบแห้งที่สภาวะอิ่มตัว ดังสมการที่ 30.

$$CF = \frac{W_{s.o} - W_{s.i}}{(W_{s.o})_{100\%} - W_{s.i}} \quad (30)$$

การรวมแบบจำลองปั๊มความร้อนเข้ากับแบบจำลองระบบอบแห้ง



รูปที่ 7. การรวมปั๊มความร้อนเข้ากับระบบอบแห้ง

ในการรวมแบบจำลองปั๊มความร้อนเข้ากับระบบอบแห้งเข้าด้วยกัน จะแบ่งการพิจารณาออกเป็น 2 ส่วนได้แก่ ส่วนปั๊มความร้อนกับส่วนห้องอบแห้ง สภาพของอากาศที่ออกจากห้องอบแห้งจะเป็นสภาวะเริ่มต้นของปั๊มความร้อน และสภาพของอากาศที่ออกจากปั๊มความร้อนจะเป็นสภาวะเริ่มต้นที่เข้าสู่ห้องอบแห้ง

สรุป

ระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อน เป็นระบบที่มีการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ เพราะปั๊มความร้อนมีความสามารถในการดึงพลังงานความร้อน ที่ปล่อยออกไปกับอากาศร้อน ขึ้นกลับคืน พร้อมกับสามารถที่จะนำพลังงานความร้อนนั้นกลับมาใช้ได้อีก

ประสิทธิภาพของระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อน สามารถหาได้จากค่า SMER ซึ่งเป็น อัตราส่วนของน้ำที่ควบแน่นใน evaporator กับพลังงานที่ให้กับระบบทั้งหมด และค่า COP ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างปริมาณความร้อนที่ condenser ปล่อยออกมา กับพลังงานที่ให้แก่ compressor แบบจำลองทางคณิตศาสตร์จึงมีบทบาทสำคัญที่ช่วยในการออกแบบส่วนประกอบ ของระบบอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อน ให้เหมาะสมกับสถานะที่ใช้งานและมีประสิทธิภาพสูงสุด นอกจากนี้ยังใช้ในการจำลองสถานการณ์ เพื่อศึกษาลักษณะการทำงานของระบบและผล กระทบของตัวแปรต่างๆที่มีต่อประสิทธิภาพของระบบ

รายการสัญลักษณ์

A	= heat transfer area, m ²
C _a	= specific heat of dry air, kJ/kg K
C _{pm}	= specific heat of moist air, kJ/kg K
C _{pw}	= specific heat of water, kJ/kg K
C _v	= specific heat of vapour, kJ/kg K
d _p	= diameter of compressor cylinder, m
D	= diameter of tubes or ducts, m
H	= specific enthalpy, kJ/kg
K	= thermal conductivity of tubes, W/m ² K
l	= tube length, m
L _p	= stroke of the compressor piston, m
M	= mass flow rate, kg/s
N _p	= compressor speed, rev/min
N _s	= number of cylinders of compressor
P _w	= power consumed by compressor, kW
Q	= heat rate, kW
r	= latent heat of vapourization, kJ/kg
T	= temperature, K
T _c	= condensing temperature of refrigerant, K
T _{dp}	= dew point temperature of air at inlet of evaporator, K
T _e	= evaporating temperature of refrigerant, K
T _s	= surface temperature of coil, K
ΔT _m	= log mean temperature difference, K
U	= overall heat transfer coefficient, W/m ² K
W _a	= air absolute humidity, kg/kg
W _s	= absolute humidity of saturated air at coil surface temperature, kg/kg
Y	= moisture content of product, kg/kg

- α_h = heat transfer coefficient of air side, $W/ m^2 K$
 α_i = heat transfer coefficient of refrigerant side, $W/ m^2 K$
 α_m = mass transfer coefficient, $kg/ m^2 K$
 α_r = heat transfer coefficient defined by equation (10), $W/ m^2 K$
 η_f = surface efficiency of coils
 η_i = isentropic efficiency of compressor
 η_m = compressor motor efficiency
 η_v = volumetric efficiency of compressor
 δ_w = thickness of water layer, m
 $\rho_{1,2}$ = refrigerant density before compressor, kg/ m^3

ตัวกำกับล่าง

- a = air
c = condenser
d = dryer
e = evaporator
f = working fluid (refrigerant)
i = inside, inlet
l = liquid
o = outside, outlet
p = product
s = saturated air properties at surface temperature of coil

ตัวกำกับบน

- ' = saturated liquid
" = saturated vapour

เอกสารอ้างอิง

1. สมชาติ โสภณรณฤทธิ์, 2537. การอบแห้งเมล็ดพืช, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 198 - 202
2. Jolly P., Jia X. and Clement S., (1990), ' Heat pump assisted continuous drying, Part 1 : Simulation model', Int. Journal of Energy Research; 14, 757-770.
3. Jia X., Jolly P. and Clement S., (1990), ' Heat pump assisted continuous drying, Part 2 : Simulation results', Int. Journal of Energy Research, 14, 771-782.
4. Pendyala V. R., Devotta S. and Patwardhan V. S., (1990a), ' Heat pump assisted dryer, Part 1 : Mathematical model', Int. Journal of Energy Research, 14, 479-492.
5. Pendyala V. R., Devotta S. and Patwardhan V. S., (1990b), ' Heat pump assisted dryer, Part 2 : Experimental study', Int. Journal of Energy Research, 14, 479-492.
6. Tai K. W., Zylla R., Devotta S., Diggory P. J., Watson F. A. and Holland F. A. (1982a), ' The potential for heat pump in drying and dehumidification systems II: An experimental assessment of the dehumidification characteristics of a heat pump dehumidification system using R114', Energy Research, 6, 323-331.
7. Tai K. W., Zylla R., Devotta S., Diggory P. J., Watson F. A. and Holland F. A. (1982b), ' The potential for heat pump in drying and dehumidification systems III: An experimental assessment of the dehumidification characteristics of a heat pump dehumidification system using R114', Energy Research, 6, 333-340.
8. Zylla R., Abbas S. P., Tai K. W., Devotta S., Watson F. and Holland F. A. (1982), ' The potential for heat pump in drying and dehumidification systems I: Theoretical considerations', Energy Research, 6, 305-322.