บทที่ 4

วิธีดำเนินการวิจัย

การออกแบบเครื่องอบแห้งสับปะรดแช่อิ่มชนิดใช้ฮีตปั๊มร่วมกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แบ่งออกเป็นสองส่วนดังนี้ คือ

1. การออกแบบตู้อบแห้ง
2. การออกแบบระบบฮีตปั๊ม

4.1 การออกแบบตู้อบแห้ง

สำหรับการออกแบบตู้อบแห้งในการทดลองครั้งนี้จะเป็นตู้อบแห้งแบบถาดอยู่กับที่ซึ่งมีส่วนประกอบต่าง ๆ ของอุปกรณ์ดังนี้

1. ตู้อบแห้งขนาดปริมาตรภายในตู้ = 0.80x0.85x1.60 ลูกบาศก์เมตร
2. ถาดอบแห้งขนาดพื้นที่ = 0.73x0.80 ตารางเมตร ขอบถาดหนา 0.026 เมตร มีจำนวนถาดทั้งหมด 11 ถาด
3. ตู้อบแห้งหุ้มด้วยฉนวน Ceramic Fiber & Fibertex หนา 7.5 เซนติเมตร ค่าความหนาแน่นของฉนวน 48 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร
4. ขดลวดความร้อนขนาด 2 กิโลวัตต์ จำนวน 12 ตัว
5. เครื่องควบคุมอุณหภูมิอัตโนมัติ

4.1.1 เงื่อนไขในการออกแบบตู้อบแห้ง

สำหรับเงื่อนไขในการออกแบบตู้อบแห้งได้กำหนดขึ้นมีดังนี้

1. ปริมาณสับปะรดแช่อิ่มอบแห้งครั้งละ 100 กิโลกรัม
2. สับปะรดแช่อิ่มมีความชื้นเริ่มต้น 67 เปอร์เซ็นต์มาตรฐานแห้ง และต้องการอบแห้งสับปะรดแช่อิ่มให้มีความชื้นสุดท้ายต่ำกว่า 22 เปอร์เซ็นต์มาตรฐานแห้ง
3. อุณหภูมิของอากาศที่ใช้ในการทดลองคือ 60 องศาเซลเซียสและ 70 องศาเซลเซียส เนื่องจากเป็นอุณหภูมิที่ไม่สูงมาก เหมาะสมสำหรับการอบแห้ง

4. ความเร็วของอากาศที่ใช้ในการทดลองคือ 1.20 เมตรต่อวินาทีและ 1.43 เมตรต่อวินาที กล่าวคือ มีค่าอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเท่ากับ 0.69 กิโลกรัมต่อวินาที และ 0.82 กิโลกรัมต่อวินาที ตามลำดับ

4.1.2 ขั้นตอนในการออกแบบตู้อบแห้ง

สำหรับขั้นตอนในการคำนวณหาข้อมูลต่าง ๆ ในอุปกรณ์ประกอบตู้อบแห้งมีดังนี้

1. **การออกแบบจำนวนถาดในตู้อบแห้ง** สามารถคำนวณได้จากความหนาแน่นของสับปะรดแช่อิ่ม อารีย์ เทียนไชย (2532) ได้ทำการทดลองหาความหนาแน่นของสับปะรดแช่อิ่มจากสมการ (3.29) ซึ่งได้รูปแบบสมการดังนี้

$$\rho = 1171.46 + 3.488\ M$$

เมื่อ

ρ = ความหนาแน่นของสับปะรดแช่อิ่ม , kg/m^3

M = ความชื้นเริ่มต้น , เปอร์เซ็นต์มาตรฐานแห้ง

แทนค่า M = 0.67 ในสมการ สามารถคำนวณหาความหนาแน่นของสับปะรดแช่อิ่มที่ความชื้นดังกล่าวได้ดังนี้

$$\rho = 1171.46 + 3.488\ (0.67)$$

$$= 1173.8 \quad kg/m^3$$

ดังนั้น สามารถคำนวณหาปริมาตรของสับปะรดแช่อิ่มทั้งหมดได้จากความหนาแน่นและความชื้นดังกล่าวได้ดังนี้

ปริมาตรของสับปะรดแช่อิ่มทั้งหมด = 100 / 1173.8

$$= 0.085 \quad m^3$$

กำหนดให้สับปะรดแช่อิ่มหนึ่งชิ้นมีปริมาตรโดยเฉลี่ย 9.00 ลูกบาศก์เซนติเมตร และมีพื้นที่โดยเฉลี่ย 7.50 ตารางเซนติเมตร ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตรของสับปะรดแช่อิ่มทั้งหมดได้ดังนี้

จำนวนชิ้นสับปะรดแช่อิ่มทั้งหมด = $0.085 / (9.75 \times 10^{-6})$

= 8718 ชิ้น

ถ้ากำหนดให้ถาดมีขนาดความกว้าง 0.73 เมตร ยาว 0.80 เมตร จะได้ว่า

ขนาดถาด = 0.73 x 0.80

= 0.584 ตารางเมตร

วางสับปะรดถาดละ = $0.584 / (7.5 \times 10^{-4})$

= 779 ชิ้น

ดังนั้น สามารถคำนวณหาจำนวนถาดได้ดังนี้

จำนวนถาดทั้งหมด = 8718 / 779

= 11.17 ถาด

ดังนั้น จะใช้ถาดทั้งหมดจำนวน 11 ถาด

2. การคำนวณหามวลสับปะรดแช่อิ่มหลังการอบแห้ง

ความชื้นของสับปะรดแช่อิ่มเริ่มต้นเท่ากับ 67 เปอร์เซ็นต์มาตรฐานแห้ง

มวลก่อนอบแห้งจำนวน 100 กิโลกรัม

สามารถคำนวณหามวลแห้งของสับปะรดแช่อิ่มได้จากสมการ (3.2)

$$M_d = \frac{(W_i - d)}{d}$$

เมื่อ

M_d = ความชื้นเริ่มต้น , เศษส่วนมาตรฐานแห้ง

W_i = มวลของสับปะรดแช่อิ่ม , กิโลกรัม

d = มวลของสับปะรดแช่อิ่มแห้ง , กิโลกรัม

จากสมการข้างต้น แทนค่า M_i = 0.67 เศษส่วนมาตรฐานแห้ง และ W_i = 100 กิโลกรัม จะได้มวลแห้งของสับปะรดแช่อิ่มขณะไม่มีความชื้นอยู่เลย ได้ดังนี้

$$d = \frac{W_i}{(M_d + 1)}$$

$$d = \frac{100}{(0.67 + 1)}$$

= 59.88 กิโลกรัม

ความชื้นสุดท้ายของสับปะรดแช่อิ่มเท่ากับ 22 เปอร์เซ็นต์มาตรฐานแห้ง

สามารถคำนวณหามวลสุดท้ายของสับปะรดแช่อิ่มได้จากสมการดังนี้

$$W_o = (M_o + 1)\, d$$

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

เมื่อ

M_o = ความชื้นสุดท้าย , เศษส่วนมาตรฐานแห้ง

W_o = มวลของสับปะรดแช่อิ่มสุดท้าย , กิโลกรัม

จากสมการข้างต้น แทนค่า M_o = 0.22 เศษส่วนมาตรฐานแห้ง และ d = 59.88 กิโลกรัม จะได้มวลสุดท้ายของสับปะรดแช่อิ่มดังนี้

$$W_o = (0.22+1)59.88$$

$$= 73.05 \text{ กิโลกรัม}$$

ดังนั้น สามารถคำนวณหาปริมาณน้ำที่ระเหยออกทั้งหมดได้ โดยการนำมวลก่อนอบแห้งลบด้วยมวลสุดท้ายหลังการอบแห้ง ซึ่งแทนค่าแสดงให้เห็นได้ดังนี้

ปริมาณน้ำที่ระเหยออกทั้งหมด = 100 -73.05

= 26.95 กิโลกรัม

3. การคำนวณหาเวลาที่ใช้ในการอบแห้ง

กรณีที่ 1 อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ เท่ากับ 0.69 กิโลกรัมต่อวินาที

การคำนวณหาเวลาที่ใช้ในการอบแห้งสับปะรดแช่อิ่มจำนวน 100 กิโลกรัม จากสมการที่ (3.53) จะได้ว่า

$$t = \frac{m_w h_{fg}}{\dot{m}_a c_a (T_i - T_o)}$$

แทนค่า m_a = 0.69 kg/s , m_w = 26.95 kg , T_i = 60 ^oC , T_o = 58 ^oC ลงในสมการ สามารถหาเวลาที่ใช้อบแห้งได้ดังนี้

t = (26.95x2358.5) / [0.69x1.006(60-58)x3600]

= 13 ชั่วโมง

ดังนั้น เวลาที่ใช้ในการอบแห้งสับปะรดแช่อิ่มจำนวน 100 กิโลกรัม จะใช้เวลาประมาณ 13 ชั่วโมง

กรณีที่ 2 อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ เท่ากับ 0.82 กิโลกรัมต่อวินาที

จะได้ว่า แทนค่า m_a = 0.82 kg/s , m_w = 26.95 kg , T_i = 60 ^oC , T_o = 58 ^oC ลงในสมการ (3.53) สามารถหาเวลาที่ใช้อบแห้งได้ดังนี้

t = (26.95x2358.5) / [0.82x1.006(60-58)x3600]

= 11 ชั่วโมง

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ดังนั้น เวลาที่ใช้ในการอบแห้งสับปะรดแช่อิ่มจำนวน 100 กิโลกรัม จะใช้เวลาประมาณ 11 ชั่วโมง

4. การคำนวณหาขนาดของขดลวดความร้อน

ในการอบแห้งต้องการอุณหภูมิอบแห้งที่สูง ๆ แต่เครื่องไม่สามารถทำได้ และอุณหภูมิไม่คงที่ด้วย ดังนั้นถ้าต้องการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศให้สูงขึ้นสามารถทำได้โดยการติดตั้งขดลวดความร้อนเข้าไปในระบบก่อนเข้าห้องอบแห้ง จากหลักการสมดุลพลังงานสามารถเขียนสมการแสดงความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_a c_a (T_{ho} - T_{hi}) \qquad (4.1)$$

เมื่อ

$\dot{Q}_h$ = ความร้อนจากขดลวดความร้อนให้แก่อากาศ , kW

$\dot{m}_a$ = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ , kg/s

c_a = ความร้อนจำเพาะของอากาศ เท่ากับ 1.006 kJ/kg^{o}C

T_{hi} = อุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าขดลวดความร้อน , ^{o}C

T_{ho} = อุณหภูมิของอากาศขาออกจากขดลวดความร้อน , ^{o}C

จากเงื่อนไขการออกแบบอุณหภูมิที่สูงสุดในการทดลอง คือ 70 องศาเซลเซียส อัตราการไหลเชิงมวล = 0.82 kg/s อุณหภูมิก่อนเข้าขดลวดความร้อน คือ 45 องศาเซลเซียส

แทนค่า T_{hi} = 45 ^{o}C , T_{ho} = 70 ^{o}C, m_a = 0.82 kg/s ลงในสมการ (4.1) จะได้ว่า

$$\dot{Q}_h = 0.82 \times 1.006 (70-45)$$

$$= 20.6 \text{ kW}$$

จากผลการคำนวณขนาดของขดลวดความร้อนที่ได้ สามารถนำไปเลือกซื้อขดลวดความร้อนที่มีขนาด 2 kW จำนวน 12 ตัว

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.2 การออกแบบระบบฮีตปั๊ม

4.2.1 อุปกรณ์ประกอบระบบฮีตปั๊ม

การออกแบบระบบฮีตปั๊มที่ทำหน้าที่จ่ายพลังงานการอบแห้งให้แก่ตู้อบแห้ง ซึ่งอุปกรณ์ประกอบต่าง ๆ ของระบบมีดังนี้

1. คอมเพรสเซอร์แบบก้นหอย (Scroll Compressor) ขนาด 5 กิโลวัตต์

2. คอนเดนเซอร์ (Condenser) ขนาด 30 กิโลวัตต์ จำนวน 4x40 แถว มีครีบจำนวน 12ครีบต่อนิ้ว

3. เครื่องระเหย (Evaporator) ขนาด 30 กิโลวัตต์ จำนวน 2x38 แถว มีครีบจำนวน 12 ครีบต่อนิ้ว

4. ส่วนให้ความเย็นเบื้องต้นของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Precool heat pipe section) ขนาด 4.875 กิโลวัตต์ จำนวน 2x22 แถว มีครีบจำนวน 12 ครีบต่อนิ้ว

5. ส่วนเพิ่มความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Reheat heat pipe section) ขนาด 4.875 กิโลวัตต์ จำนวน 2x22 แถว มีครีบจำนวน 12 ครีบต่อนิ้ว

6. วาล์วระเหยสารทำความเย็นแบบทำงานด้วยอุณหภูมิ (Thermostatic Expansion Valve) ชนิด TXV ขนาด "ALCO" TCLE5HW

7. เครื่องเป่าลมแบบหอยโข่ง (Centifugal Blower) ใบโค้งเอียงหน้า (Forward Curve) อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ 1.07 กิโลกรัมต่อวินาที ขนาดมอเตอร์ขับ 1.5 กิโลวัตต์

8. ชุดแผ่นปรับลม (Volume Damper) แบบขนาน (Parallel) ขนาด 25.4x35.5 เซนติเมตร

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.2.2 เงื่อนไขในการออกแบบระบบฮีตปั๊ม

สำหรับเงื่อนไขในการออกแบบระบบฮีตปั๊มได้กำหนดไว้ดังนี้

1. ระบบที่ออกแบบเป็นแบบระบบเปิด
2. กำหนดสภาวะเงื่อนไขของอากาศที่เข้าตู้อบแห้งดังนี้

$T_i = 60\ ^{o}C$ $W_i = 0.007431$ kg water / kg dry air

$T_o = 58\ ^{o}C$ $W_o = 0.010200$ kg water / kg dry air

กำหนดสภาวะของอากาศในเครื่องทำระเหยดังนี้

T_{ei} = 25.8 °C W_{ei} = 0.01900 kg water / kg dry air

T_{eo} = 17.5 °C W_{eo} = 0.01200 kg water / kg dry air

RH_{eo} = 95 เปอร์เซ็นต์

เมื่อ

T = อุณหภูมิของอากาศ (°C)

RH = ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ (เปอร์เซ็นต์)

W = อัตราส่วนความชื้นของอากาศ (kg water / kg dry air)

สัญลักษณ์กำกับล่าง

d = อากาศก่อนเข้าตู้อบแห้ง

o = อากาศหลังออกจากตู้อบแห้ง

ei = ทางเข้าเครื่องระเหย

eo = ทางออกเครื่องระเหย

4.2.3 การคำนวณหาข้อมูลต่าง ๆ ของอุปกรณ์ประกอบในระบบฮีตปั๊ม

ในส่วนของระบบฮีตปั๊มจะมีอุปกรณ์อยู่หลายอย่าง ซึ่งในการออกแบบระบบสามารถแสดงวิธีการคำนวณหาข้อมูลในอุปกรณ์แต่ละตัวได้ดังนี้

4.2.3.1 **การคำนวณหาขนาดเครื่องระเหย** ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญโดยทำหน้าที่ลดอุณหภูมิและความชื้นของอากาศ ในระหว่างกระบวนดังกล่าวทำให้อากาศชื้นควบแน่นกลั่นตัวกลายเป็นหยดน้ำ โดยกระบวนการทำความเย็นมีเงื่อนไขคือ ในระหว่างกระบวนการความดันคงที่และมีการดึงทั้งความร้อนและความชื้นออกจากอากาศ จากหลักการสมดุลพลังงานสามารถเขียนสมการแสดงความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e c_a (T_{ei} - T_{eo}) + \dot{m}_e (W_{ei} - W_{eo}) h_{fg} \quad (4.2)$$

เมื่อ

$\dot{Q}_e$ = ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิของเครื่องระเหย (kW)

T = อุณหภูมิของอากาศ (°C)

c_a = ความร้อนจำเพาะของอากาศ (เท่ากับ 1.006 kJ / kg °C)

h_{fg} = เอนทาลปีของการระเหยน้ำ (kJ / kg)

$$= 2502 - 2.386 \frac{(T_{ei} - T_{eo})}{2}$$

$$= 2502 - 2.386 \frac{(25.8 - 17.5)}{2}$$

$$= 2553.66 \quad \text{kJ/kg}$$

$\dot{m}_e$ = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ผ่านเครื่องระเหย (kg/s)

W = อัตราส่วนความชื้นของอากาศ (kg water / kg dry air)

สามารถคำนวณหาปริมาณน้ำที่ควบแน่นต่อเวลาโดยเครื่องทำระเหย คือ

$$\dot{m}_w = \dot{m}_e (W_{ei} - W_{eo}) \qquad (4.3)$$

แทนค่า $\dot{m}_e$ = 1.12 kg/s , W_{ei} = 0.01900 kg water / kg dry air ,

W_{eo} = 0.01200 kg water / kg dry air ในสมการ (4.3) จะได้

$$\dot{m}_w = 1.12 \times 3600 (0.01900 - 0.01200)$$

$$= 28.22 \quad \text{kg/hr}$$

แทนค่าลงในสมการ (4.2) สามารถคำนวณหาขนาดเครื่องระเหยจะได้ว่า

$$\dot{Q}_e = 1.12 \times 1.006 (25.8 - 17.5) + 1.12 (0.01900 - 0.01200) 2553.66$$

$$= 29.37 \quad \text{kW}$$

ดังนั้น จึงเลือกใช้ขนาดเครื่องระเหย เท่ากับ 30 kW

4.2.3.3 **การคำนวณหาขนาดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน** ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนช่วยให้การถ่ายเทความร้อนจากอากาศมีประสิทธิภาพดีขึ้น ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วย 2 ส่วน คือ ส่วนให้ความเย็นเบื้องต้น และส่วนเพิ่มความร้อน ซึ่งทั้งสองส่วนมีขนาดเท่ากัน และสามารถคำนวณหาขนาดได้ดังนี้

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_e c_a (T_{pi} - T_{po})$$

เมื่อ

$\dot{Q}_p$ = ความสามารถในการทำความเย็นและร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (kW)

T_{pi} = อุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (^{o}C)

T_{po} = อุณหภูมิของอากาศหลังเข้าท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (^{o}C)

แทนค่า $\dot{m}_e$ = 1.12 kg/s , T_{pi} = 30 ^{o}C , T_{po} = 25.87 ^{o}C ลงในสมการ จะได้

$$\dot{Q}_p = 1.12 \times 1.006 (30 - 25.87)$$

$$= 4.66 \text{ kW}$$

ดังนั้น จึงเลือกใช้ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนขนาด 4.875 kW

4.2.3.2 **การคำนวณหาขนาดคอนเดนเซอร์** คอนเดนเซอร์ทำหน้าที่เพิ่มอุณหภูมิให้กับอากาศ ซึ่งมีเงื่อนไขคือ ในระหว่างกระบวนการความดันคงที่และมีการเพิ่มความร้อนแก่อากาศ จากหลักการสมดุลพลังงาน สามารถเขียนสมการแสดงความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_a (T_{co} - T_{ci}) \qquad (4.4)$$

เมื่อ

$\dot{Q}_c$ = ความร้อนจากคอนเดนเซอร์ (kW)

$\dot{m}_c$ = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศผ่านคอนเดนเซอร์ (kg/s)

c_a = ความร้อนจำเพาะของอากาศ (เท่ากับ 1.006 kJ / kg ^{o}C)

T_{ci} = อุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ (^{o}C)

T_{co} = อุณหภูมิของอากาศหลังเข้าคอนเดนเซอร์ (^{o}C)

จากเงื่อนไขการออกแบบ T_{ci} = 21.7 ^{o}C , T_{co} = 45 ^{o}C , $\dot{m}_c$ = 1.03 kg/s แทนค่าลงในสมการ (4.4) จะได้ว่า

$$\dot{Q}_c = 1.03 \times 1.006 (45 - 21.7)$$

$$= 24.14 \text{ kW}$$

ดังนั้น จึงเลือกใช้คอนเดนเซอร์ขนาด 30 kW

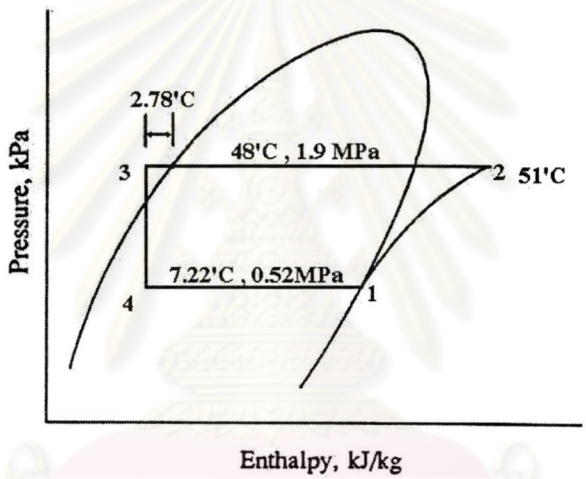
4.2.3.4 **การคำนวณหาฮีตปั๊ม** นำผลข้อมูลที่คำนวณไว้ข้างต้นมาเป็นเงื่อนไขและเพิ่มเติมเงื่อนไขของระบบฮีตปั๊ม ในการคำนวณหาขนาดฮีตปั๊มมีข้อมูลดังต่อไปนี้

1. ความสามารถการทำความเย็นสุทธิของเครื่องระเหยเท่ากับ 30 kW
2. อุณหภูมิสารทำความเย็นในเครื่องระเหยเท่ากับ 7.22 ^{o}C
3. อุณหภูมิสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์เท่ากับ 48 ^{o}C

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4. อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกคอมเพรสเซอร์เท่ากับ 51 °C
5. ช่วงผลต่างอุณหภูมิ Subcooling เท่ากับ 2.78 °C
6. ช่วงผลต่างอุณหภูมิ Superheating เท่ากับ 0 °C
7. ความดันภายในคอนเดนเซอร์เท่ากับ 1.9 Mpa
8. ความดันภายในเครื่องระเหยเท่ากับ 0.52 Mpa
9. สารทำความเย็นที่ใช้คือ R-22

นำข้อมูลต่าง ๆ เบื้องต้นมาแสดงไว้ในแผนภูมิความดันและเอนทาลปี ดังรูปที่ (4.1)



รูปที่ 4.1 แผนภูมิความดันและเอนทาลปีของเครื่องอบแห้งชนิดใช้ฮีตปั๊ม

จากแผนภูมิความดันและเอนทาลปี จะได้ค่าเอนทาลปีในระบบที่จุดต่าง ๆ ดังนี้

h_1 = 254.7 kJ/kg

h_2 = 264.4 kJ/kg

h_3 = h_4 = 101.3 kJ/kg

เมื่อ

h = เอนทาลปีในระบบที่จุดใดๆ (kJ/kg)

สัญลักษณ์กำกับล่าง

1 = Compressor inlet

2 = Condenser inlet

3 = Expansion valve inlet

4 = Evaporator inlet

ดังนั้น จึงคำนวณหาค่าต่าง ๆ ดังนี้

ก. ความสามารถในการทำความเย็นต่อมวลของสารทำความเย็น

สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวไปเป็นไอ ภายในเครื่องระเหย โดยรับความร้อนจากสิ่งแวดล้อมที่ความดันคงที่ ความร้อนที่ดูดกลืนเข้ามาต่อมวลของสารทำความเย็น คำนวณได้จากสมการ

$$q_e = h_1 - h_4 \qquad (4.5)$$

$$= 254.7 - 101.3$$

$$= 153.4 \text{ kJ/kg}$$

ข. อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นที่ไหลวนในวัฏจักร

$$m_f = \frac{\dot{Q}_e}{q_e} \qquad (4.6)$$

$$= \frac{30}{153.4}$$

$$= 0.19557 \text{ kJ/kg}$$

ค. ความสามารถในการทำความร้อนต่อมวลของสารทำความเย็น

สารทำความเย็นจะถูกทำให้เย็นภายใต้ความดันคงที่ภายในคอนเดนเซอร์ ความร้อนที่ปล่อยออกมาต่อมวลของสารทำความเย็นจะคำนวณได้จากสมการ

$$q_c = h_2 - h_4 \qquad (4.7)$$

$$= 264.4 - 101.3$$

$$= 163.1 \text{ kJ/kg}$$

ง. พลังงานที่ป้อนให้แก่คอมเพรสเซอร์ทางอุดมคติ

$$q_w = h_2 - h_1 \qquad (4.8)$$
$$= 264.4 - 254.7$$
$$= 9.7 \quad kJ/kg$$

จากผลการคำนวณที่ได้มา สามารถคำนวณหาปัจจัยต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องได้ดังนี้

ก. คำนวณหาค่า COP ของระบบ

$$COP_{hp} = \frac{q_c}{q_w} \qquad (4.9)$$
$$= \frac{163.1}{9.7}$$
$$= 16.814$$

ข. งานที่ป้อนให้แก่คอมเพรสเซอร์ทางอุดมคติ

$$W_c = m_f q_w \qquad (4.10)$$
$$= 0.19557 \times 9.7$$
$$= 1.9 \quad kW$$

เมื่อ

$\dot{Q}_e$ = ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิของเครื่องระเหย (kW)

$\dot{Q}_c$ = ความสามารถในการทำความร้อนสุทธิของคอนเดนเซอร์ (kW)

W_c = งานที่ป้อนให้กับคอมเพรสเซอร์ทางอุดมคติ (kW)

m_f = อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น (kg/s)

q_w = พลังงานที่ป้อนให้กับคอมเพรสเซอร์ทางอุดมคติ (kJ/kg)

q_e = ความสามารถในการทำความเย็นต่อมวล (kJ/kg)

q_c = ความสามารถในการทำความร้อนต่อมวล (kJ/kg)

4.2.3.5 **การคำนวณหาขนาดพัดลม** ในการคำนวณขนาดพัดลมสามารถคำนวณได้จากพิจารณาถึงความดันที่สูญเสียและอัตราการไหลของอากาศที่ต้องการ ซึ่งสามารถคำนวณกำลังงานของพัดลมได้ดังนี้

$$P_m = \frac{Q_a P}{\eta_f \eta_m} \qquad (4.11)$$

เมื่อ

P_m = กำลังงานมอเตอร์พัดลม (kW)

Q_a = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ (m^3/s)

P = ความดันสูญเสียทั้งระบบ (Pa)

η_f = ประสิทธิภาพของพัดลม

η_m = ประสิทธิภาพทางกลของมอเตอร์

กำหนดให้ $Q_a = 0.98165\ m^3/s$, $\eta_f = 0.63$, $\eta_m = 0.80$ และ $P = 435\ Pa$ แทนค่าลงในสมการ (4.13) จะได้ขนาดมอเตอร์พัดลมดังนี้

$$P_m = \frac{0.98165 \times 435}{0.63 \times 0.80}$$

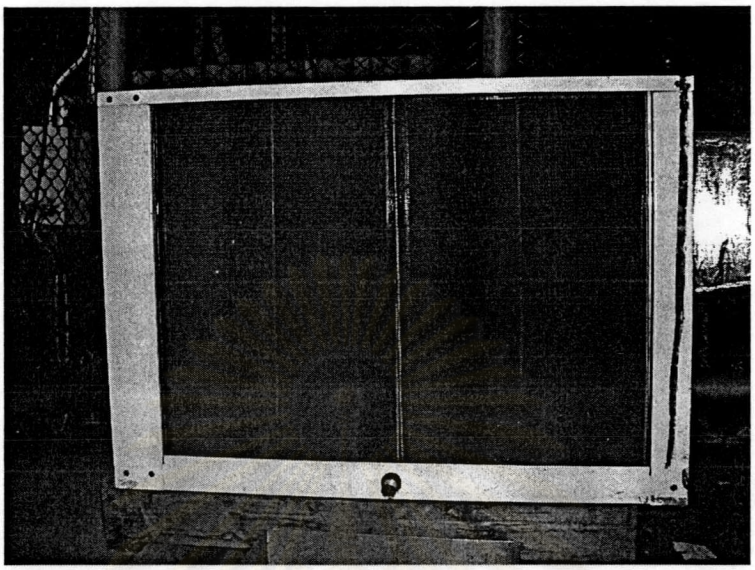
$$= 847.3\ W$$

$$= 0.85\ kW$$

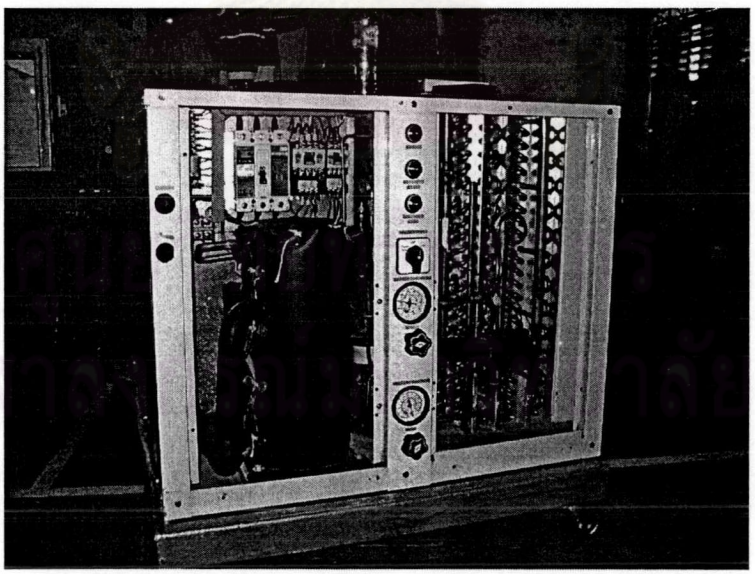
ดังนั้น จึงเลือกใช้พัดลมขนาด 1.5 kW

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

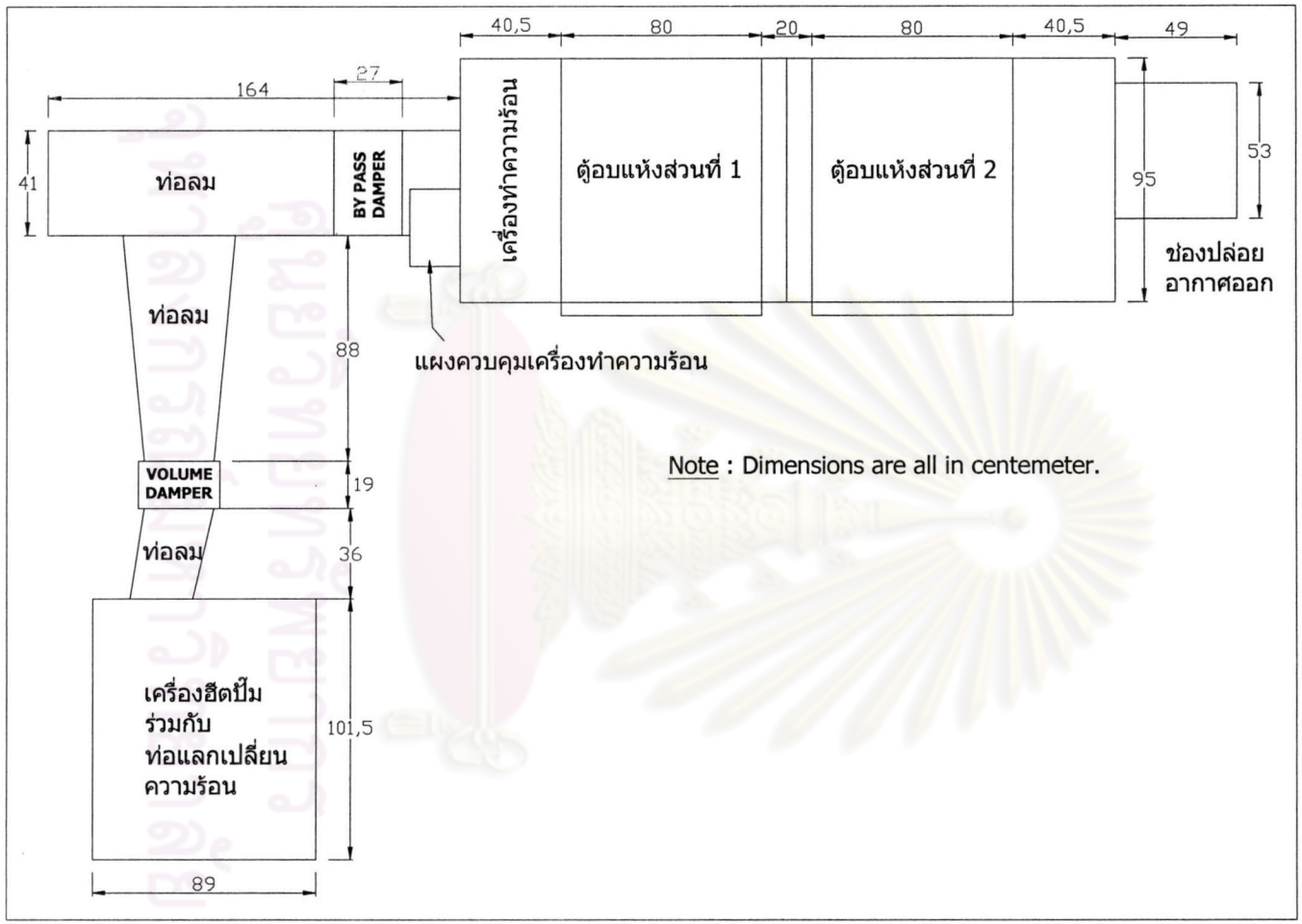
รูปที่ 4.2 เครื่องอบแห้งชนิดใช้ฮีตปั๊มร่วมกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนและใช้เครื่องทำความร้อนด้วย



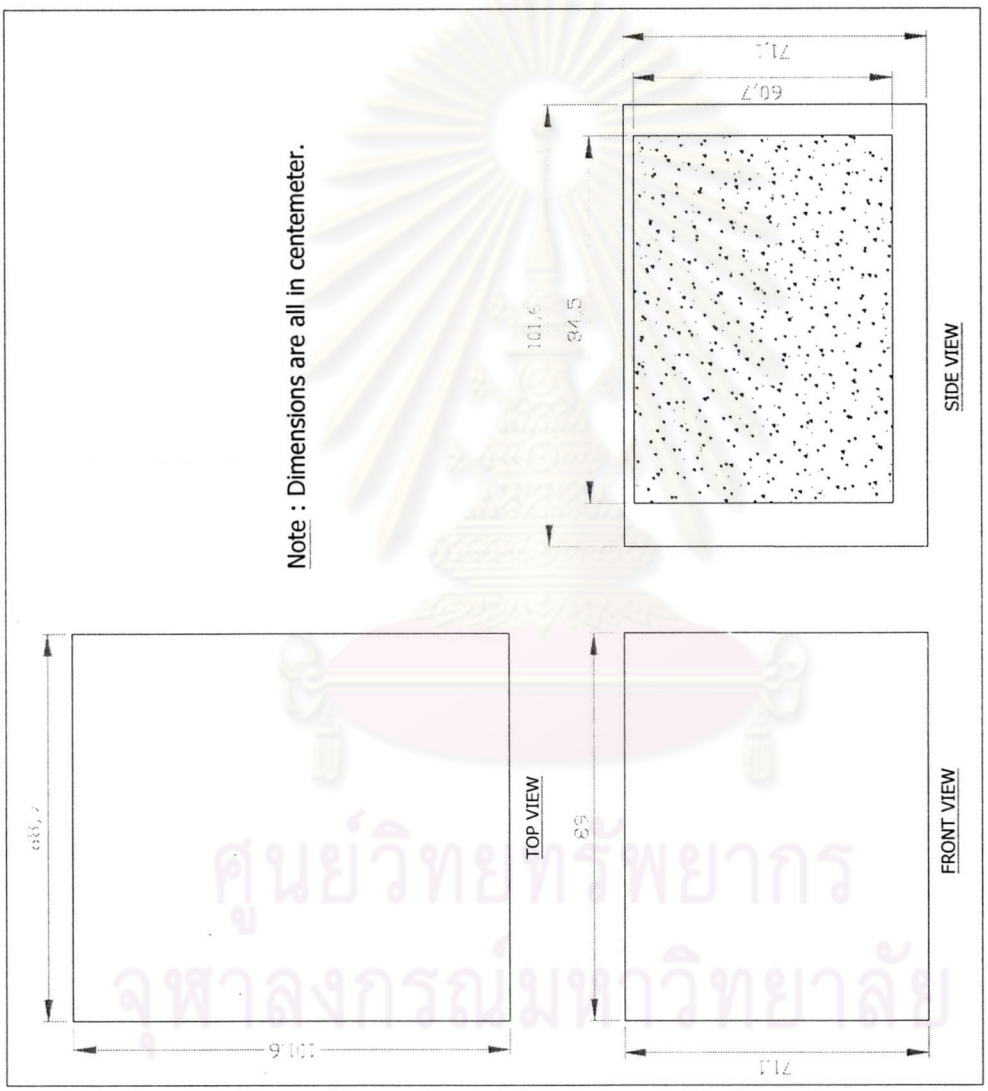
รูปที่ 4.3 ฮีตปั๊มที่มีส่วนประกอบของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน



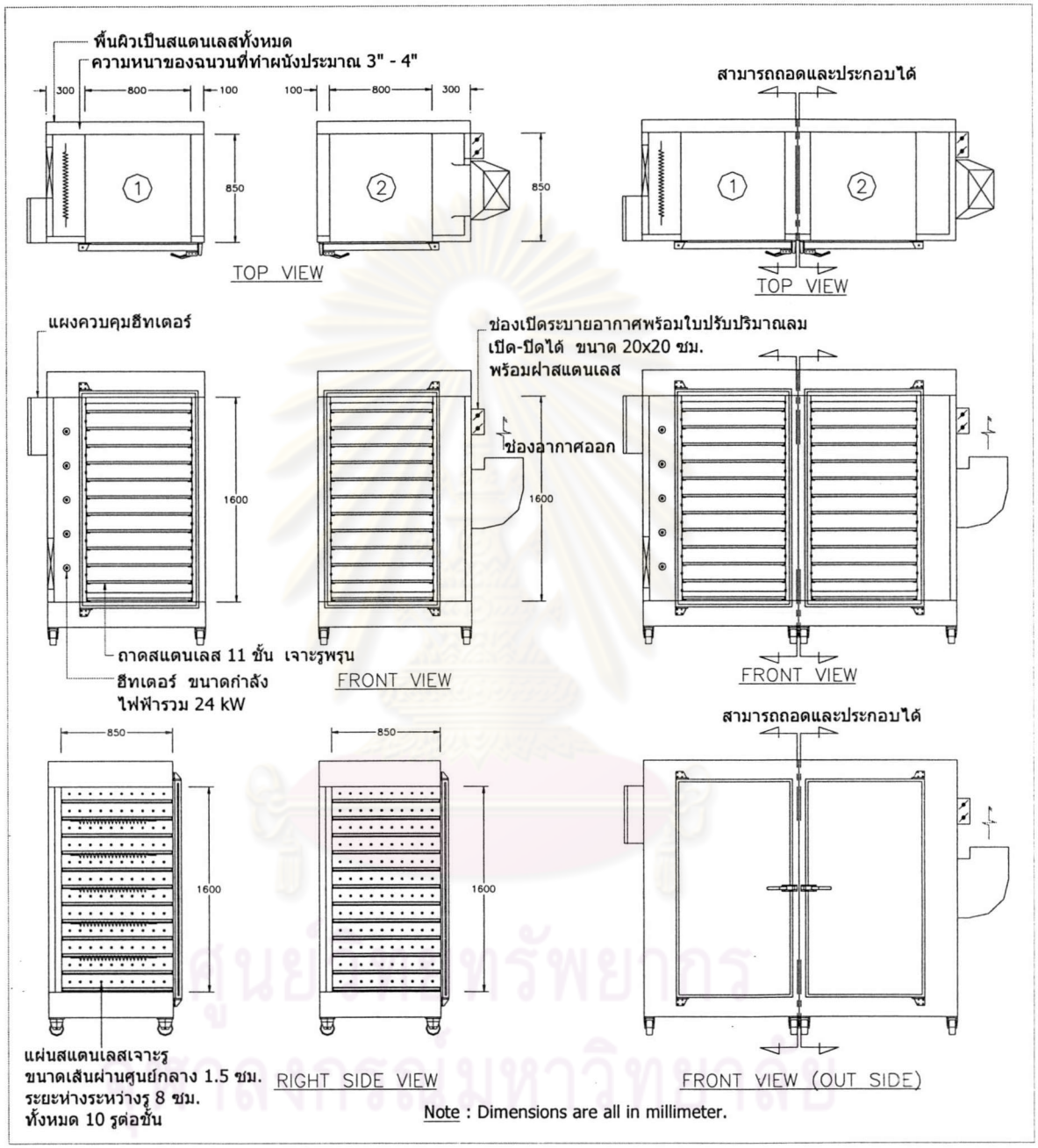
รูปที่ 4.4 ภาพภายในของฮีตปั๊มที่มีส่วนประกอบของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน



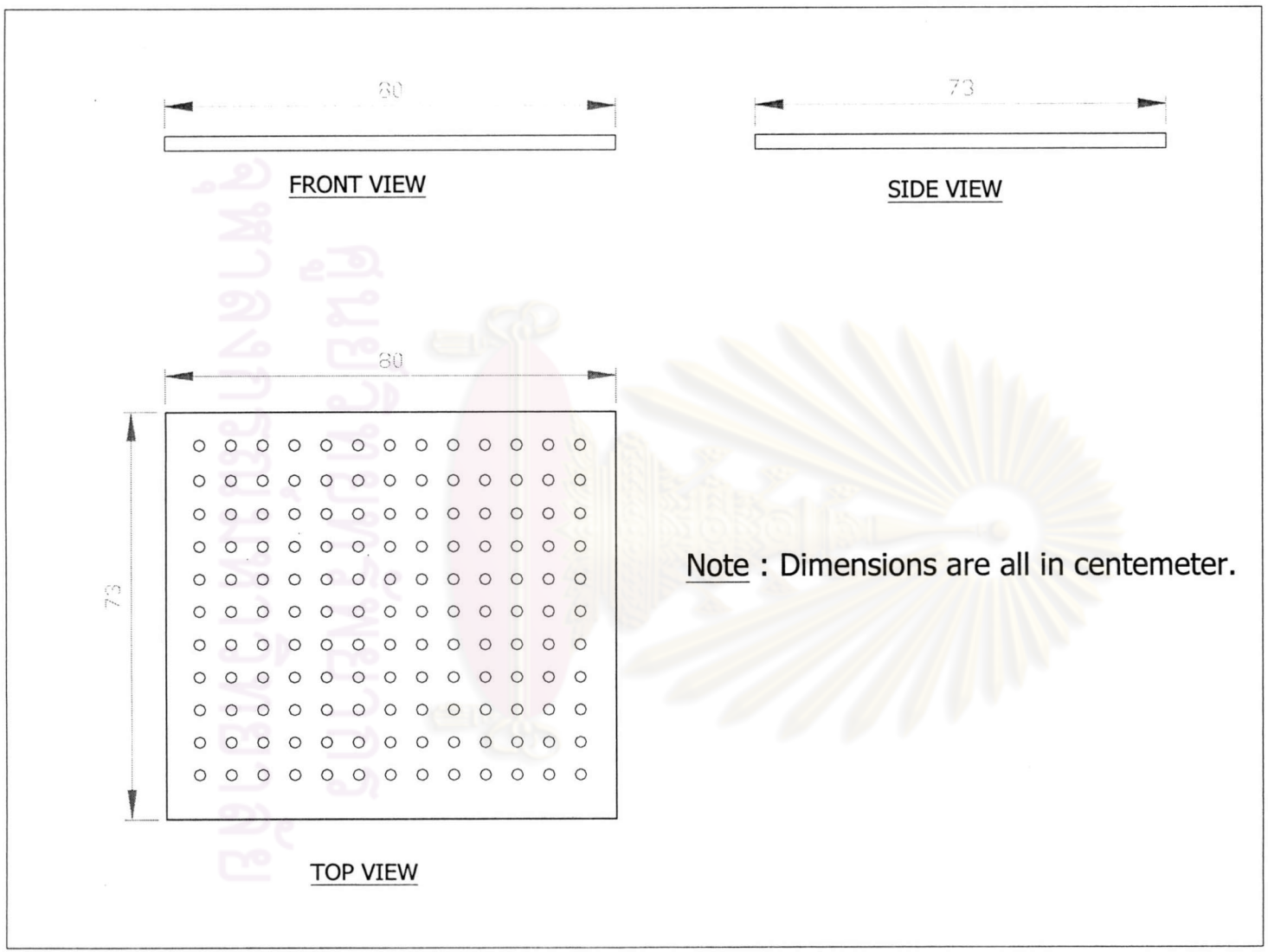
รูปที่ 4.5 แผนภาพตำแหน่งที่ตั้งของเครื่องอบแห้งชนิดใช้ฮีตปั๊มร่วมกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนและใช้เครื่องทำความร้อนด้วยในการทำวิจัย



รูปที่ 4.6 แบบขนาดของยีตาโม



รูปที่ 4.7 แบบขนาดของตู้อบแห้ง



รูปที่ 4.8 แบบขนาดของถาดอบแห้ง

4.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

1. เครื่องมือวัดความเร็วลม (Anemometer)
2. เครื่องวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ (Thermohygrometer)
3. เครื่องชั่งน้ำหนัก ค่าความละเอียด 10 กรัม จำนวน 1 ตัว รับน้ำหนักได้สูงสุด 10 กิโลกรัม
4. เครื่องวัดพลังงานไฟฟ้า
5. เครื่องวัดกระแสไฟฟ้าแบบคล้องสาย (Clip-on meter)
6. เครื่องวัดหาค่า Water Activity ของอาหาร

4.4 ขั้นตอนในการทดลอง

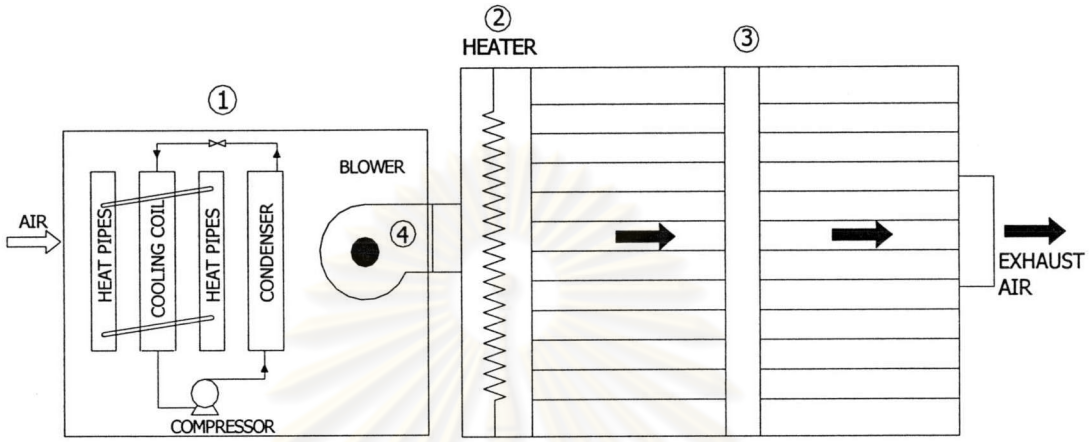
1. อบแห้งชนิดใช้ฮีตปั๊มร่วมกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนและใช้เครื่องทำความร้อนด้วย
    1.1 อบแห้งที่อุณหภูมิของอากาศต่าง ๆ
    1.2 อบแห้งที่ความเร็วลมของอากาศต่าง ๆ
    1.3 อบแห้งที่ระยะเวลาต่าง ๆ
    1.4 อบแห้งที่ความยาวของตู้อบแห้งต่าง ๆ

2. อบแห้งชนิดใช้เครื่องทำความร้อนอย่างเดียว
    2.1 อบแห้งที่อุณหภูมิของอากาศต่าง ๆ
    2.2 อบแห้งที่ความเร็วลมของอากาศต่าง ๆ
    2.3 อบแห้งที่ระยะเวลาต่าง ๆ
    2.4 อบแห้งที่ความยาวของตู้อบแห้งต่าง ๆ

3. เปรียบเทียบความแตกต่างระหว่างการอบแห้งชนิดใช้ฮีตปั๊มร่วมกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนและใช้เครื่องทำความร้อนด้วย กับการอบแห้งชนิดใช้เครื่องทำความร้อนอย่างเดียว

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.4.1 การอบแห้งชนิดใช้ฮีตปั๊มร่วมกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนและใช้เครื่องทำความร้อนด้วย

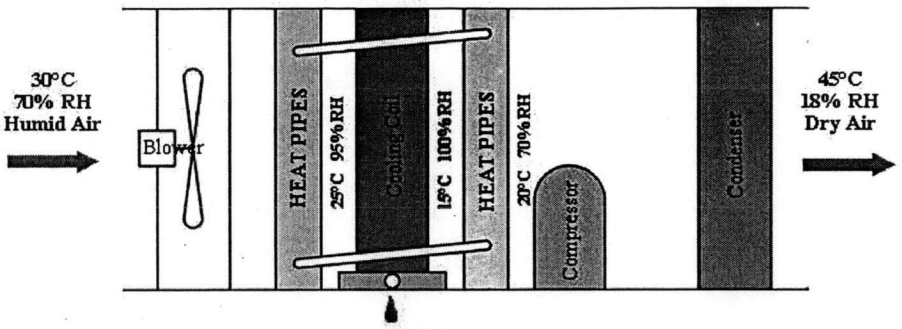


รูปที่ 4.9 การทำงานของระบบอบแห้งชนิดใช้ฮีตปั๊มร่วมกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนและใช้เครื่องทำความร้อนด้วย

ประกอบด้วย 4 ส่วน คือ

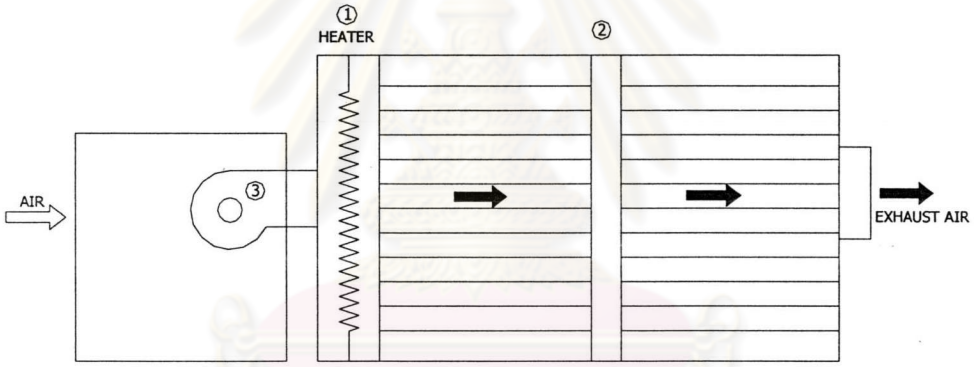
1. ฮีตปั๊มที่มีท่อแลกเปลี่ยนความร้อน
2. เครื่องทำความร้อน
3. ตู้อบแห้ง
4. พัดลมหอยโข่ง

อากาศจากภายนอกผ่านเข้ามายังส่วนฮีตปั๊มที่มีท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้นและมีความชื้นลดลง กล่าวคือ เป็นอากาศที่ร้อนและแห้ง หลังจากนั้นก็ผ่านไปยังส่วนเครื่องทำความร้อน เพื่อเพิ่มและควบคุมอุณหภูมิของอากาศ หลังจากนั้นอากาศจะผ่านไปยังส่วนตู้อบแห้ง เพื่ออบแห้งผลไม้แช่อิ่ม และอากาศที่ผ่านส่วนตู้อบแห้งจะถูกปล่อยสู่บรรยากาศ ซึ่งส่วนที่ 1 มีลักษณะการทำงานดังรูป



รูปที่ 4.10 สภาวะของอากาศที่ผ่านในส่วนของฮีตปั๊มที่มีท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

4.4.2 การอบแห้งชนิดใช้เครื่องทำความร้อนอย่างเดียว



รูปที่ 4.11 การทำงานของระบบอบแห้งชนิดใช้เครื่องทำความร้อนอย่างเดียว

ประกอบด้วย 3 ส่วน คือ

1. เครื่องทำความร้อน
2. ตู้อบแห้ง
3. พัดลมหอยโข่ง

อากาศจากภายนอกถูกพัดลมหอยโข่งดูดเข้ามา ผ่านมายังเครื่องทำความร้อนทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้นและเพื่อควบคุมอุณหภูมิในการอบแห้ง หลังจากนั้นก็ผ่านไปยังส่วนตู้อบแห้งเพื่ออบแห้งผลไม้แช่อิ่ม และอากาศที่ผ่านส่วนตู้อบแห้งจะถูกปล่อยสู่บรรยากาศ

วิธีการทดลอง

1. นำสับปะรดแช่อิ่ม เรียงใส่บนตะแกรง จำนวน 10 ถาด ถาดละ 3 กิโลกรัม

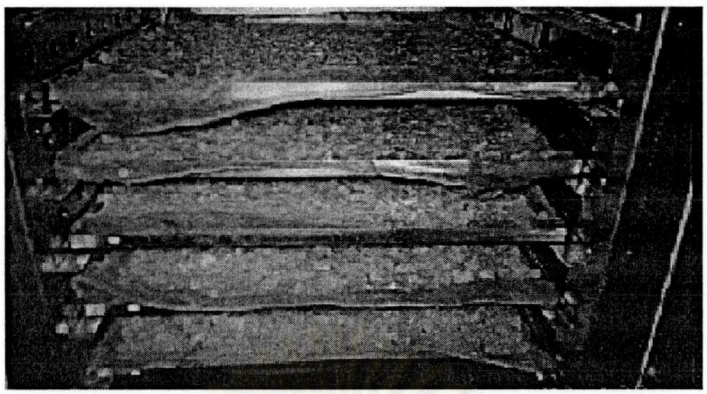
รูปที่ 4.12 สับปะรดแช่อิ่มที่วางเรียงบนตะแกรง

2. เริ่มต้นเดินเครื่องอบแห้งเพื่อให้เข้าสู่สภาวะคงตัว
3. ตั้งค่าอุณหภูมิที่จะใช้อบแห้งที่เครื่องควบคุมอุณหภูมิอัตโนมัติของเครื่องทำความร้อน

รูปที่ 4.13 เครื่องควบคุมอุณหภูมิ

4. ชั่งน้ำหนักรวมของผลไม้และตะแกรง แล้วนำตะแกรงเข้าตู้อบแห้ง

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 4.14 ตะแกรงสับปะรดวางเรียงในตู้อบแห้ง

5. ปิดตู้อบแห้งแล้วเริ่มจับเวลาทำการทดลอง

6. วัดค่าต่าง ๆ ได้แก่ กระแสไฟฟ้าที่ใช้ , อุณหภูมิ , ความชื้นสัมพัทธ์ , ความเร็วอากาศ เป็นต้น วัดทุก ๆ 1 ชั่วโมง บันทึกผล

7. สุ่มผลไม้ที่อบแห้งมาชั่งน้ำหนักทุกๆ ชั่วโมง บันทึกผล

8. บันทึกเวลาที่ใช้ในการอบแห้ง

9. หลังจากอบแห้งสับปะรดแช่อิ่มเรียบร้อย จะต้องนำสับปะรดมาทดสอบหาค่าความชื้น Water Acticity ซึ่งจะต้องผ่านเกณฑ์ที่กำหนดไว้ด้วยเครื่อง Norasina AW SPRINT (ดังภาคผนวก ค.)

รูปที่ 4.15 เครื่อง Norasina AW SPRINT

10. วิเคราะห์ผลและสรุปผลการทดลอง

4.4.3 การเปรียบเทียบการอบแห้งชนิดใช้ฮีตปั๊มร่วมกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนและใช้เครื่องทำความร้อนด้วย กับการอบแห้งชนิดใช้เครื่องทำความร้อนอย่างเดียว

1. ระยะเวลาที่ใช้ในการอบแห้ง
2. อัตราการอบแห้ง
3. ความสิ้นเปลืองพลังงานของระบบ (SEC)
4. ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะของระบบ (SMER)
5. ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้
6. การประเมินค่าใช้จ่าย

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย