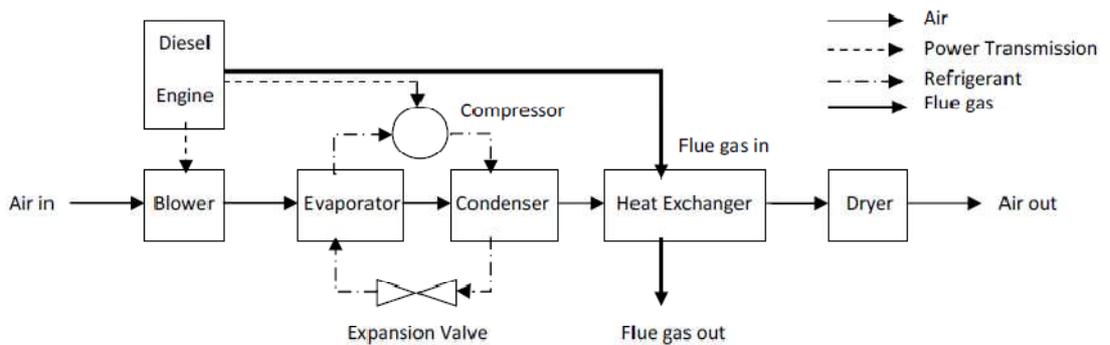


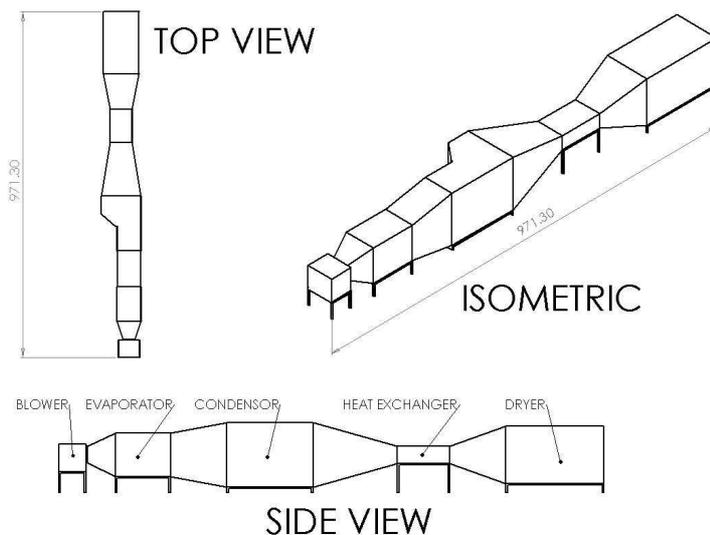
บทที่ 3 การดำเนินงานวิจัย

3.1 การออกแบบเครื่องอบแห้งที่ใช้ในงานวิจัย

เครื่องอบแห้งแบบบีบความร้อนที่ใช้ในงานวิจัย เป็นเครื่องยนต์ดีเซลกำลังเครื่องยนต์ประมาณ 90 แรงม้า ขับเครื่องอัดไอของระบบบีบความร้อน และขับพัดลมส่งอากาศ มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนจากไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลกับอากาศร้อนที่ผ่านเครื่องควบแน่นแล้ว ตู้อบแห้งยาวพาราโซอบแห้งยาวพารา 15แผ่น รายละเอียดของระบบแสดงดังรูปที่ 3.1 และ 3.2



รูปที่ 3.1 แผนผังการทำงานของเครื่องอบแห้งที่ใช้ในงานวิจัย



รูปที่ 3.2 เครื่องอบแห้งยาวพาราที่ใช้ในงานวิจัย

จากรูปที่ 3.1 อากาศไหลเข้าสู่ห้องทำความร้อนด้วยพัดลมส่งอากาศ อากาศใหม่จะผ่านเครื่องระเหยเพื่อลดอุณหภูมิและลดความชื้น แล้วจึงรับความร้อนเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นเล็กน้อยจากเครื่องควบแน่น อากาศที่ออกจากห้องทำความร้อนจะเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยแลกเปลี่ยนความร้อนกับไอเสียจากเครื่องยนต์ อากาศที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอากาศแห้งและร้อนพร้อมสำหรับอบแห้งยางพาราที่ห้องอบแห้ง รูปที่ 3.2 เป็นลักษณะของเครื่องอบแห้งที่ใช้ในงานวิจัยเมื่อประกอบเสร็จ

3.1.1 การออกแบบระบบ

ในส่วนของการออกแบบ การออกแบบแบ่งเป็นส่วนๆ ได้แก่ การออกแบบระบบทำความร้อน การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การออกแบบระบบท่อส่งอากาศ การออกแบบพัดลมส่งอากาศ และการออกแบบระบบส่งกำลัง

สำหรับการหาปริมาณอากาศอบแห้ง กำหนดเงื่อนไขดังนี้คือ

1. ผลผลิตแห้งแผ่นยางพารา มีน้ำหนักหลังการอบแห้ง 1.5 kg มีความชื้น 5% มาตรฐานเปียก
2. ความเร็วลมภายในระบบ 2 m/s
3. ความแตกต่างของอุณหภูมิทางเข้าห้องอบแห้งและทางออกห้องอบแห้งเท่ากับ 2 °C
4. ระยะเวลาในการอบแห้ง 20 ชั่วโมง
5. จำนวนยางพารา 15 แผ่น
6. ความกว้างและความยาวห้องอบแห้งมีขนาดเท่ากับ 1x1.75 เมตร
7. ความสูงห้องอบแห้งเท่ากับ 1 เมตร
8. ความหนาแน่นของอากาศที่ 25 °C เท่ากับ 1.1864 kg/m³

จากเงื่อนไขที่กำหนดสามารถคำนวณปริมาณความชื้นที่ต้องดึงออกทั้งหมดได้ดังนี้

น้ำหนักยางพาราต่อแผ่น 1.5 kg มีความชื้น 5% มาตรฐานเปียกคิดเป็นน้ำหนักมวลแห้งเท่ากับ

$$\therefore \text{dry mass} = 0.95 \times 1.5 = 1.425 \text{ kg} \quad (21)$$

เป็นปริมาณความชื้น $\text{moisture mass} = 1.5 - 1.425 = 0.075 \text{ kg} \quad (22)$

ความชื้นเริ่มต้นก่อนอบแห้งเท่ากับ 60% ดังนั้นจากน้ำหนักมวลแห้ง 1.425 kg สามารถคำนวณน้ำหนักแผ่นยางดิบก่อนอบแห้งได้คือ

$$\text{moisture mass} = \frac{(1.425 \times 100)}{40} = 3.5625 \text{ kg} \quad (23)$$

ดังนั้น ปริมาณความชื้นที่ต้องดึงออกทั้งหมดจากยางพารา 15 แผ่นคือ

$$\therefore \text{total moisture removed} = \left[\left(\frac{3.5625 \times 60}{100} \right) - 0.075 \right] \times 15 = 30.9375 \text{ kg} \quad (24)$$

จากสมการสมดุลพลังงาน

$$m_w h_{fg} = m_a C_p (T_i - T_o) t \quad (25)$$

โดยที่

m_a = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ , kg/s

C_p = ความร้อนจำเพาะของอากาศ , (1.006 kJ/kg °C)

T_i = อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าห้องอบแห้ง , °C

T_o = อุณหภูมิอากาศหลังออกจากห้องอบแห้ง , °C

m_w = มวลความชื้นที่ระเหยออกจากวัสดุ , kg

h_{fg} = ความร้อนแฝงของการระเหยน้ำ , (2370 kJ/kg)

t = เวลาที่ใช้อบแห้ง , s

คำนวณหาปริมาณอากาศที่ต้องใช้อบแห้งได้เท่ากับ

$$m_a = \frac{m_w C_p}{(T_i - T_o) t} = 0.5062 \text{ kg / s} \quad (26)$$

เพื่อปริมาณอากาศที่ต้องใช้ 30% ดังนั้นอากาศที่ต้องใช้ทั้งหมด

$$\therefore m_a = 0.3374 \times 1.3 = 0.6580 \text{ kg / s} \quad (27)$$

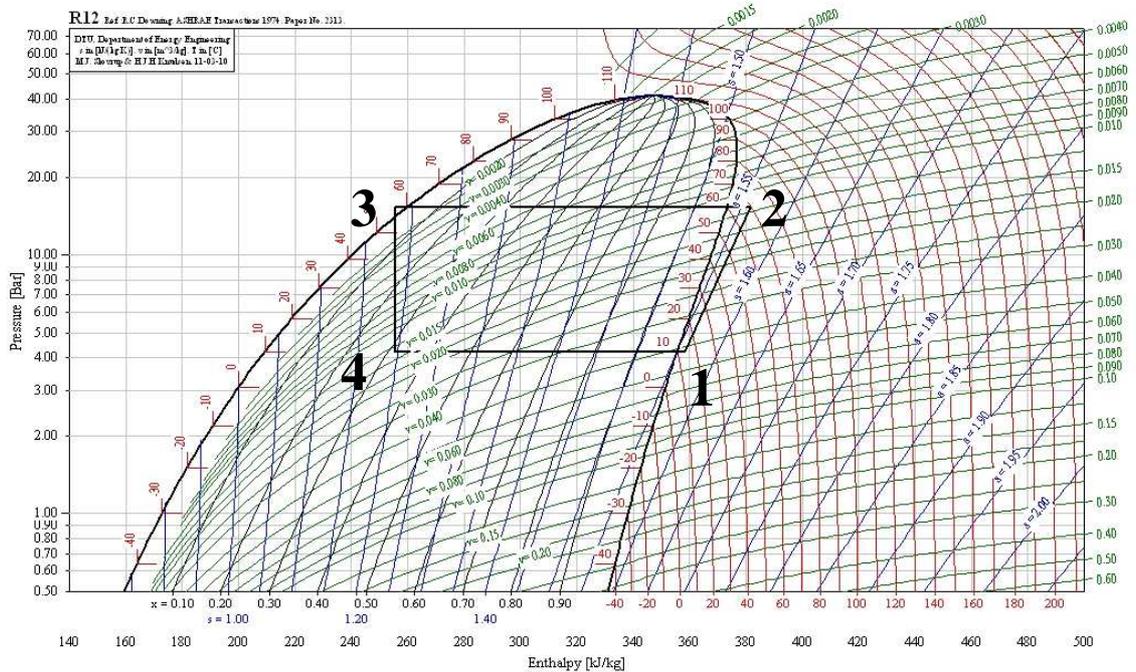
หรือเท่ากับ 33.2753 ลูกบาศก์เมตร/ชั่วโมง

3.1.1.1 การออกแบบระบบปั๊มความร้อน

ระบบปั๊มความร้อนมีอุปกรณ์หลักได้แก่ เครื่องอัดไอ เครื่องระเหย เครื่องควบแน่นและวาล์วลดความดัน

- การออกแบบเครื่องอัดไอ กำหนดเงื่อนไขดังนี้คือ
- 1. อุณหภูมิสารทำความเย็นในเครื่องควบแน่นเท่ากับ 60 °C
- 2. ช่วงผลต่างอุณหภูมิ superheat เท่ากับ 4 °C
- 3. ช่วงผลต่างอุณหภูมิ subcooling เท่ากับ 3.5°C
- 4. อุณหภูมิในเครื่องระเหยเท่ากับ 10°C
- 5. สารทำความเย็นที่ใช้เป็น R-12

ในการออกแบบได้ใช้โปรแกรม Refrigeration Utilities ในการคำนวณสารทำความเย็นที่สภาวะต่างๆ ได้ P-h diagram ตามรูปที่3.3



รูปที่ 3.3 P-h diagram ของ R-12 ตามเงื่อนไขที่กำหนด

จากรูปที่ 11 ที่สภาวะต่างๆ มีค่าพลังงานคือ

- จุดที่ 1 ทางเข้าเครื่องอัดไอ $h_1 = 358 \text{ kJ/kg}$
- จุดที่ 2 ทางเข้าเครื่องควบแน่น $h_2 = 382 \text{ kJ/kg}$
- จุดที่ 3 ทางเข้าวาล์วลดความดัน $h_3 = 256 \text{ kJ/kg}$
- จุดที่ 4 ทางเข้าเครื่องระเหย $h_4 = 256 \text{ kJ/kg}$

การถ่ายเทความร้อนต่อมวลในเครื่องระเหยคือ

$$q_e = h_1 - h_4 = 358 - 256 = 102 \text{ kJ / kg} \quad (28)$$

อัตราการไหลของสารทำความเย็นคือ

$$Q_e = m_{rf} q_e \quad (29)$$

$$m_{rf} = Q_e / q_e = 0.1131 \text{ kg / s} \quad (30)$$

การถ่ายเทความร้อนต่อมวลในเครื่องควบแน่นคือ

$$q_c = h_2 - h_4 = 382 - 256 = 126 \text{ kJ / kg} \quad (31)$$

การใช้พลังงานต่อมวลในเครื่องอัดไอคือ

$$w = h_2 - h_1 = 382 - 358 = 24 \text{ kJ / kg} \quad (32)$$

งานอุณหพลศาสตร์ที่ป้อนให้กับเครื่องอัดไอเท่ากับ

$$W = m_{rf} w = 0.1131 \times 24 = 2.714 \text{ kW} \quad (33)$$

ดังนั้น งานจริงที่ป้อนให้เครื่องอัดไอเท่ากับ

$$W_{actual} = \frac{W}{\eta_m \eta_c} \quad (34)$$

โดยที่

η_c = ประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องอัดไอ

η_m = ประสิทธิภาพเชิงกลของมอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดไอ

ในงานวิจัยนี้กำหนดให้เครื่องอัดไอมีประสิทธิภาพเชิงกลเท่ากับ 0.8 และในงานวิจัยใช้เครื่องย่นต์แทนมอเตอร์ไฟฟ้า ซึ่งกำลังเพลลาที่ออกมาเป็นงานสุทธิที่ได้จากเครื่องย่นต์อยู่แล้ว ดังนั้น ประสิทธิภาพเชิงกลของมอเตอร์ไฟฟ้าจึงเท่ากับ 1 แทนค่าในสมการ (34) ได้คือ

$$\therefore W_{actual} = 2.714 / 0.8 = 3.3925 \text{ kW} \quad (35)$$

หรือเท่ากับ 4.5537 แรงม้า

ดังนั้น ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบเท่ากับ

$$COP_{refrig} = \frac{q_e}{w} = 4.25 \quad (36)$$

$$COP_{heatpump} = \frac{q_c}{w} = 5.25 \quad (37)$$

- การออกแบบเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น กำหนดเงื่อนไขดังนี้

1. ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศก่อนเข้าเครื่องระเหย เท่ากับ 70% ($\omega_i = 0.014 \text{ kg mois./kg air}$)

2. ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศหลังออกจากเครื่องระเหยเท่ากับ 95%

($\omega_o = 0.011 \text{ kg mois./kg air}$)

3. อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเครื่องระเหยเท่ากับ 25°C

4. อุณหภูมิอากาศหลังออกเครื่องระเหยเท่ากับ 15°C

จากสมการ

$$Q_e = m_a C_p (T_{i,e} - T_{o,e}) + m_a (\omega_i - \omega_o) h_{fg} \quad (38)$$

โดยที่

Q_e = การถ่ายเทความร้อนของเครื่องระเหย , kW

$T_{i,e}$ = อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเครื่องระเหย , $^\circ\text{C}$

$T_{o,e}$ = อุณหภูมิอากาศหลังออกเครื่องระเหย , $^\circ\text{C}$

h_{fg} = ความร้อนแฝงของการระเหยน้ำ , kJ/kg

สามารถคำนวณการถ่ายเทความร้อนของเครื่องระเหยได้เท่ากับ 11.5346 kW หรือ 39356.13 Btu/h และเพื่อขนาดเครื่องระเหยอีก 20% ดังนั้นขนาดของเครื่องระเหยเท่ากับ 47227.36 Btu/h เนื่องจากเครื่องระเหยที่มีขายเชิงพาณิชย์ขนาด 48000 Btu/h มีขนาดความยาวในแนวยาวมาก ทำให้ใช้งานในการทดลองได้ยาก จึงเลือกใช้เครื่องระเหยขนาด 18000 Btu/h ต่อกันจำนวน 3 ตัว

และจากสมการ (29) สามารถคำนวณขนาดเครื่องควบแน่นได้คือ

$$Q_c = m_f q_c = 14.2487 \text{ kW} \quad (39)$$

สามารถคำนวณการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่นได้เท่ากับ 14.2487 kW หรือ 48616.4 Btu/h เพื่อขนาดเครื่องควบแน่น 20% จะได้ขนาดเครื่องควบแน่นจริงเท่ากับ 58339.68 Btu/h เลือกใช้เครื่องควบแน่นที่มีขายเชิงพาณิชย์ขนาด 60000 Btu/h

3.1.1.2 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้ทำหน้าที่เพิ่มอุณหภูมิให้อากาศอบแห้ง โดยการแลกเปลี่ยนความร้อนจากไอเสียเครื่องยนต์กับอากาศอบแห้งที่ผ่านปั๊มความร้อนแล้ว จากสมการสมดุลพลังงานของเครื่องควบแน่น

$$Q_C = m_a C_p (T_{o,C} - T_{i,C}) \quad (40)$$

โดยที่

Q_C = การถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น, kW

$T_{i,C}$ = อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเครื่องควบแน่น, °C

$T_{o,C}$ = อุณหภูมิอากาศหลังผ่านเครื่องควบแน่น, °C

C_p = ความร้อนจำเพาะของอากาศหลังผ่านเครื่องระเหย, (1.004 kJ/kg °C)

คำนวณอุณหภูมิอากาศหลังผ่านเครื่องควบแน่นได้คือ

$$T_{o,C} = \frac{Q_C}{m_a C_p} + T_{i,C} = 36.5687 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (41)$$

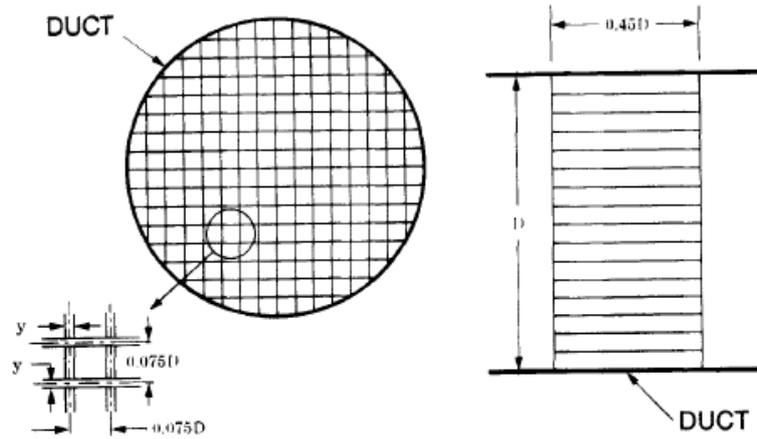
กำหนดอุณหภูมิมอบแห้งเท่ากับ 60 °C ดังนั้น จากสมการการถ่ายเทความร้อนจะหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้คือ

$$Q_{HX} = m_a C_p (T_{o,HX} - T_{i,HX}) = 15.51 \text{ kW} \quad (42)$$

3.1.1.3 การออกแบบระบบท่อส่งอากาศ

รูปร่างและขนาดของท่อส่งอากาศขึ้นอยู่กับขนาดของอุปกรณ์ในระบบปั๊มความร้อนเป็นหลัก การออกแบบระบบท่ออากาศต้องคำนึงถึงอุปกรณ์ที่ใช้และค่าความดันลดหรือเพิ่มในระบบ (Pressure loss and pressure regain) ซึ่งจะสัมพันธ์กับการเลือกขนาดของพัดลม ถ้าการออกแบบให้ระบบมี pressure regain ได้มากกว่า pressure loss สามารถทำให้ใช้พัดลมมีขนาดเล็กลงได้ โดยที่พัดลมมีขนาดเล็กจะลดค่าใช้จ่ายลงได้ด้วย

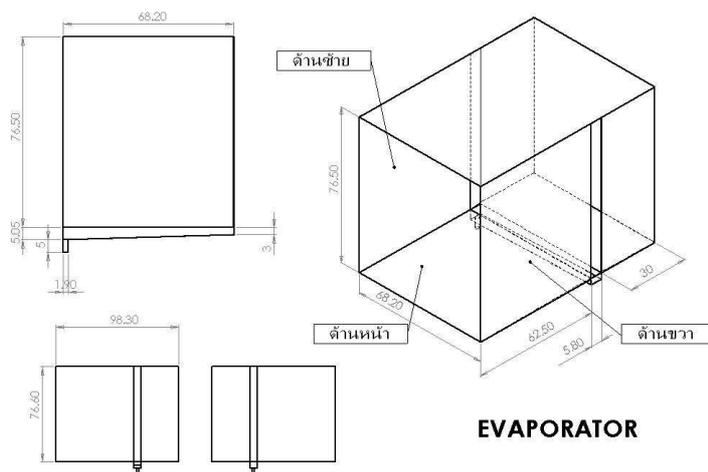
ระบบท่อมีการใช้ airstraightener เพื่อให้อากาศที่ไหลมีความราบเรียบพอดีก่อนจะมีการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยที่ท่อไม่ยาวจนเกินไป



รูปที่ 3.4 มาตรฐานการออกแบบ airstraightener [15]

จากรูปที่ 3.4 สามารถออกแบบ airstraightener ในอุปกรณ์ต่างๆ ที่ต้องการแลกเปลี่ยนความร้อน และระบบท่อของอุปกรณ์นั้นๆ ได้ดังนี้

- ส่วนของเครื่องระเหย



รูปที่ 3.5 ท่อของเครื่องระเหย

จากรูปที่ 3.5 ท่อกว้าง 0.766 ม. สูง 0.683 ม. และยาว 0.983 ม.

$$\text{Hydrolic Diameter} = \frac{4A}{P} = \frac{4(0.766 \times 0.683)}{2(0.766 + 0.683)} = 0.722 \text{ m} \quad (43)$$

$$\text{Duct Area} = 0.766 \times 0.683 = 0.523 \text{ m}^2 \quad (44)$$

จะได้ขนาดและความหนาของairstrainghtener คือ

$$\text{Air Strainghtener thick} = 0.45D = 0.325 \text{ m} \quad (45)$$

$$\text{Air Strainghtener diameter} = 0.075D = 0.054 \text{ m} \quad (46)$$

ตัวอย่างAirstrainghtener ของเครื่องระเหย แสดงได้ดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 Airstrainghtener ของเครื่องระเหย

ค่าความสูญเสียในท่ออุปกรณ์ท่อหนึ่งๆนั้น มีด้วยกัน 3 ชนิด คือการสูญเสียเนื่องจากความยาวของท่อ การสูญเสียจากตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและการสูญเสียจาก airstrainghtener ในท่อ การคำนวณการสูญเสียเนื่องจากความยาวของท่อ ทำได้โดยคำนวณค่า Renold Number และค่าสัมประสิทธิ์คงที่ต่างๆ จาก friction loss chart จากสมการ

$$h_L = \frac{fLV^2}{2D_h g} \quad (47)$$

โดยที่

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\left(\frac{e/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{\text{Re}} \right] \quad (48)$$

และ
$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \tag{49}$$

ความเร็วของอากาศที่ไหลผ่านท่อเท่ากับ

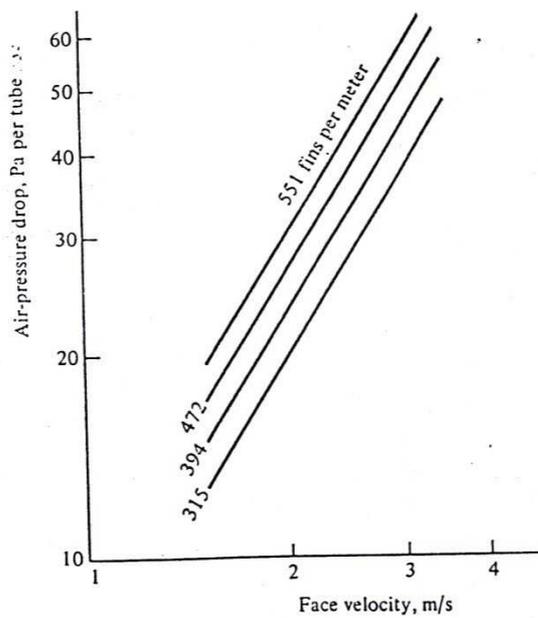
$$V = \frac{Q}{A} \tag{50}$$

$$V = \frac{0.6580/1.1864}{0.766 \times 0.683} = 1.06 \text{ m/s} \tag{51}$$

จากสมการ(48) , (49) และ (51) คำนวณการสูญเสียได้

$$\therefore h_L = \frac{fLV^2}{2D_h g} = 0.002 \text{ m - air} \tag{52}$$

การสูญเสียจากตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คำนวณได้จากการเปิดกราฟในมาตรฐานของระบบ การทำความเย็น จากการนับจำนวนท่อของอุปกรณ์และจำนวนครีบริบที่ท่อของอุปกรณ์ต่อ 1 ท่อ



รูปที่ 3.7 กราฟค่าความสูญเสียจากอุปกรณ์ต่างๆ ในปั๊มความร้อน[15]

จากรูปที่ 3.7เป็นกราฟสำหรับคำนวณหาค่าการสูญเสียจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่างๆ โดยคำนวณความเร็วลมที่ผ่านอุปกรณ์และประมาณจำนวนครีบริบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อ 1 แถว จากสมการ

$$\text{Loss from equipment} = \frac{\text{pressure from graph} \times \text{row of tube}}{\rho g} \quad (53)$$

โดยเครื่องระเหยมีแถวของท่อเท่ากับ 3 แถว อ่านกราฟที่จำนวนครีบท่อเท่ากับ 551 ครีบท่อ ได้ความดันท่อเท่ากับ 20 ดังนั้นจากสมการ (53) จะได้

$$\text{Loss from evaporator} = \left(\frac{3 \times 20}{1.8644 \times 9.81} \right) \times 3 = 15.4653 \text{ m} - \text{air} \quad (54)$$

ส่วนการสูญเสียของ airstraightener คำนวณได้เช่นเดียวกับการสูญเสียในท่อแบบปกติ แต่จะคูณจำนวนท่อทั้งหมดของ airstraightener ไปด้วย

จำนวนท่อของ airstraightener หาได้โดย

$$\text{Number of tube, } N_{AS} = \frac{\text{Total area}}{\text{Tube area}} = \frac{0.766 \times 0.683}{0.054 \times 0.054} = 178.3630 \text{ tubes} \quad (55)$$

จากสมการ (48) และ (49) ได้

$$\therefore h_{L, \text{evap}} = \frac{fLV^2}{2D_h g} \times N_{AS} = 3.8919 \text{ m} - \text{air} \quad (56)$$

ดังนั้น ค่าการสูญเสียรวมทั้งหมดในส่วนเครื่องระเหยคือ

$$\therefore \text{Total loss} = 0.002 + 15.4653 + 3.8919 = 19.3593 \text{ m} - \text{air} \quad (57)$$

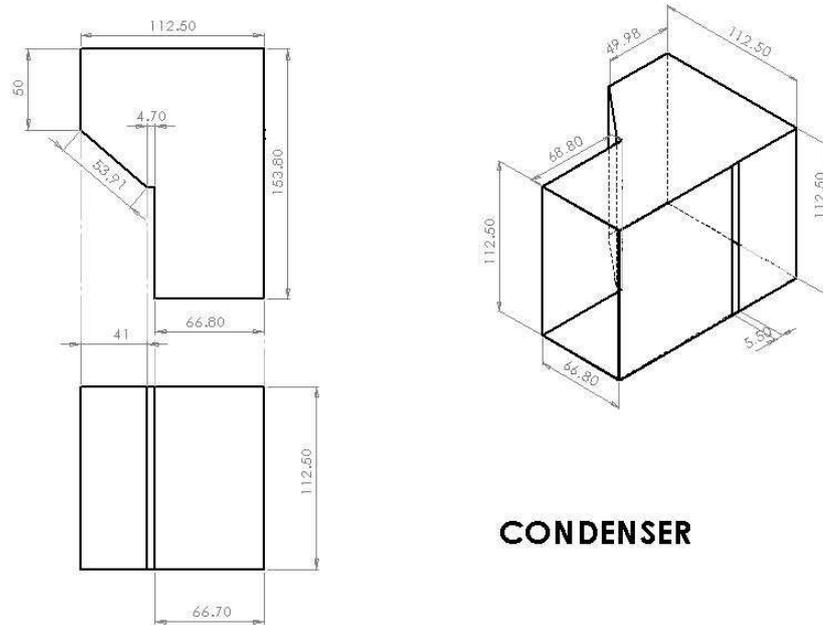
ดังนั้นสามารถสรุปได้ตามตารางที่ 3.1 ดังนี้

ตารางที่ 3.1 สรุปผลการคำนวณค่าการสูญเสียในส่วนเครื่องระเหย

Parameter	Value
ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m ³)	1.18644
ความหนืดของอากาศ (kg/m-s)	0.00001849
ความเร็วของอากาศ (m/s)	1.0699374
ความกว้าง (m)	0.683
ความสูง (m)	0.766
ความยาว (m)	0.983
Hydrolic Diameter, D _h (m)	0.72212
Reynold Number, Re (ของท่อหลัก)	49118
Friction Coefficient, f (ของท่อหลัก)	0.02651
e/D _h (ของท่อหลัก)	0.00208
การสูญเสียจากความยาวท่อ (m-air)	0.00207
จำนวนแถวท่อ	3
ค่าจากการอ่านกราฟ	20
การสูญเสียจากเครื่องระเหย (m-air)	15.46528
จำนวนท่อของ air strenghtener	178.363
อัตราการไหลของอากาศต่อจำนวนท่อ (kg/s)	0.00369
Reynold Number, Re (ของ air strenghtener)	3683.9
Friction Coefficient, f (ของ air strenghtener)	0.0635
e/D _h (ของ air strenghtener)	0.02769
การสูญเสียจาก air strenghtener (m-air)	3.89193
การสูญเสียทั้งหมดของเครื่องระเหย (m-air)	19.35928

ในส่วนของเครื่องควบแน่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และห้องอบแห้ง ใช้การคำนวณเหมือนกันกับการคำนวณการสูญเสียส่วนของเครื่องระเหย จึงสรุปมาได้ดังนี้

- ส่วนของเครื่องควบแน่น ตามรูปที่ 3.8 และตามตารางที่ 3.2



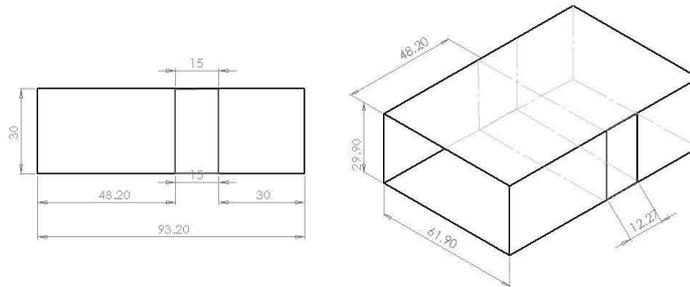
CONDENSER

รูปที่ 3.8 ท่อของเครื่องควบแน่น

ตารางที่ 3.2 สรุปผลการคำนวณค่าการสูญเสียในส่วนเครื่องควบแน่น

Parameter	Value
ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m ³)	1.225
ความหนืดของอากาศ (kg/m-s)	0.00001802
ความเร็วของอากาศ (m/s)	0.71475
ความกว้าง (m)	0.668
ความสูง (m)	1.125
ความยาว (m)	1.713
Hydrolic Diameter, D _h (m)	0.83826
Reynold Number, Re (ของท่อหลัก)	40729
Friction Coefficient, f (ของท่อหลัก)	0.02635
e/D _h (ของท่อหลัก)	0.00179
การสูญเสียจากความยาวท่อ (m-air)	0.0014
จำนวนแถวท่อ	2
ค่าจากการอ่านกราฟ	20
การสูญเสียจากเครื่องควบแน่น (m-air)	3.32855
จำนวนท่อของ air strenghtener	190.129
อัตราการไหลของอากาศต่อจำนวนท่อ (kg/s)	0.00346
Reynold Number, Re (ของ air strenghtener)	3054.7
Friction Coefficient, f (ของ air strenghtener)	0.06236
e/D _h (ของ air strenghtener)	0.02386
การสูญเสียจาก air strenghtener (m-air)	1.85238
การสูญเสียทั้งหมดของเครื่องควบแน่น (m-air)	5.18233

- ส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ตามรูปที่ 3.9 และตามรางที่ 3.3



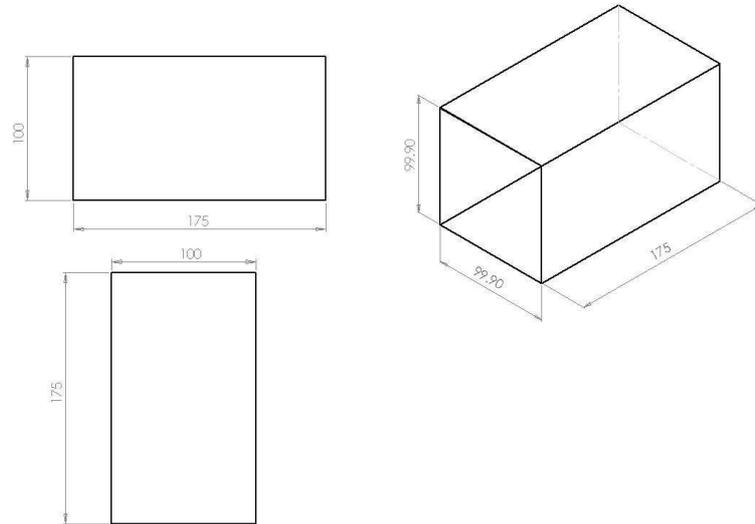
HEAT EXCHANGER

รูปที่ 3.9 ท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ตารางที่ 3.3 สรุปผลการคำนวณค่าการสูญเสียในส่วนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Parameter	Value
ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m ³)	1.13935
ความหนืดของอากาศ (kg/m-s)	0.000016697
ความเร็วของอากาศ (m/s)	3.10489
ความกว้าง (m)	0.62
ความสูง (m)	0.3
ความยาว (m)	0.932
Hydrolic Diameter, Dh (m)	0.40435
Reynold Number, Re (ของท่อหลัก)	85668
Friction Coefficient, f (ของท่อหลัก)	0.02904
e/Dh (ของท่อหลัก)	0.00371
การสูญเสียจากความยาวท่อ (m-air)	0.03289
จำนวนแถวท่อ	4
ค่าจากการอ่านกราฟ	40
การสูญเสียจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m-air)	28.63016
จำนวนท่อของ air strenghtener	202.246
อัตราการไหลของอากาศต่อจำนวนท่อ (kg/s)	0.00325
Reynold Number, Re (ของ air strenghtener)	6425.1
Friction Coefficient, f (ของ air strenghtener)	0.07509
e/Dh (ของ air strenghtener)	0.04946
การสูญเสียจาก air strenghtener (m-air)	44.77521
การสูญเสียทั้งหมดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m-air)	73.43827

- ส่วนของห้องอบแห้ง ตามรูปที่ 3.10 และตามรางที่ 3.4



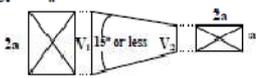
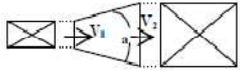
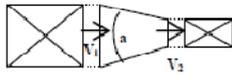
รูปที่ 3.10 ห้องอบแห้ง

ตารางที่ 3.4 สรุปผลการคำนวณค่าการสูญเสียในส่วนห้องอบแห้ง

Parameter	Value
ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m ³)	1.059
ความหนืดของอากาศ (kg/m-s)	0.00002008
ความเร็วของอากาศ (m/s)	0.62133
ความกว้าง (m)	1
ความสูง (m)	1
ความยาว (m)	1.75
Hydrolic Diameter, Dh (m)	1
Reynold Number, Re (ของท่อหลัก)	32768
Friction Coefficient, f (ของท่อหลัก)	0.02642
e/Dh (ของท่อหลัก)	0.0015
การสูญเสียจากความยาวท่อ (m-air)	0.00091
จำนวนท่อของ air strenghtener	177.778
อัตราการไหลของอากาศต่อจำนวนท่อ (kg/s)	0.0037
Reynold Number, Re (ของ air strenghtener)	2457.615
Friction Coefficient, f (ของ air strenghtener)	0.06191
e/Dh (ของ air strenghtener)	0.02
การสูญเสียจาก air strenghtener (m-air)	1.29943
การสูญเสียทั้งหมดของห้องอบแห้ง (m-air)	1.30034

- ท่อขยายและท่อลดในระบบ

สำหรับท่อขยาย ระบบจะได้ความดันเพิ่มขึ้นมา (Pressure regain) ส่วนท่อลดระบบจะสูญเสียความดันไปสามารถคำนวณได้จากตารางมาตรฐานการออกแบบระบบปรับอากาศรูปที่ 3.11 และ ตารางที่ 3.5

ELEMENT	CONDITIONS	VALUE of n												
Transformer 	$V_2 = V_1$ S.P. Loss = nhv_1	.15												
Expansion 	"n"													
	angle "a"													
	v_2/v_1	5°	10°	15°	20°	25°	30°							
	.20	.83	.74	.68	.62	.52	.45							
	.40	.89	.83	.78	.74	.68	.64							
	.60	.93	.87	.84	.82	.79	.77							
S.P. Regain = $n(hv_1 - hv_2)$														
Contraction 	<table border="1"> <tr> <td>a</td> <td>30°</td> <td>45°</td> <td>60°</td> </tr> <tr> <td>n</td> <td>1.02tt*</td> <td>1.04</td> <td>1.07</td> </tr> </table>						a	30°	45°	60°	n	1.02tt*	1.04	1.07
	a	30°	45°	60°										
n	1.02tt*	1.04	1.07											
S.P. Loss = $n(hv_2 - hv_1)$ *ttSlope 1" to 4"														

รูปที่ 3.11 ค่าความสูญเสียในท่อลดและค่าความดันที่เพิ่มขึ้นในท่อขยาย [15]

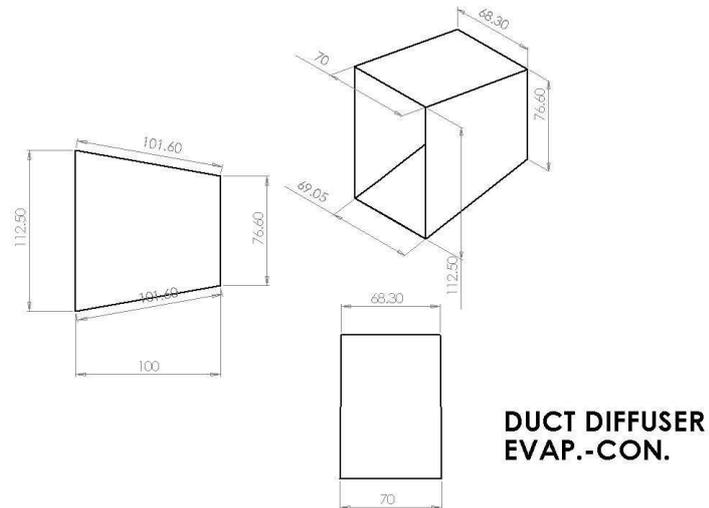
ตารางที่ 3.5 velocity pressure, hv [15]

VELOCITY PRESSURE (in. wg.)	VELOCITY (ft/min)						
.01	400	.29	2190	.58	3090	1.28	4530
.02	565	.30	2190	.60	3100	1.32	4600
.03	695	.31	2230	.62	3150	1.36	4670
.04	800	.32	2260	.64	3200	1.40	4730
.05	895	.33	2300	.66	3250	1.44	4800
.06	980	.34	2330	.68	3300	1.48	4870
.07	1060	.35	2370	.70	3350	1.52	4930
.08	1130	.36	2400	.72	3390	1.56	5000
.09	1200	.37	2440	.74	3440	1.60	5060
.10	1270	.38	2470	.76	3490	1.64	5120
.11	1330	.39	2500	.78	3530	1.68	5190
.12	1390	.40	2530	.80	3580	1.72	5250
.13	1440	.41	2560	.82	3620	1.76	5310
.14	1500	.42	2590	.84	3670	1.80	5370
.15	1550	.43	2620	.86	3710	1.84	5430
.16	1600	.44	2650	.88	3750	1.88	5490
.17	1650	.45	2680	.90	3790	1.92	5550
.18	1700	.46	2710	.92	3840	1.96	5600
.19	1740	.47	2740	.94	3880	2.00	5660
.20	1790	.48	2770	.96	3920	2.04	5710
.21	1830	.49	2800	.98	3960	2.08	5770
.22	1880	.50	2830	1.00	4000	2.12	5830
.23	1920	.51	2860	1.04	4080	2.16	5880
.24	1960	.52	2880	1.08	4160	2.20	5940
.25	2000	.53	2910	1.12	4230	2.24	5990
.26	2040	.54	2940	1.16	4310	2.28	6040
.27	2080	.55	2970	1.20	4380		
.28	2120	.56	2990	1.24	4460		

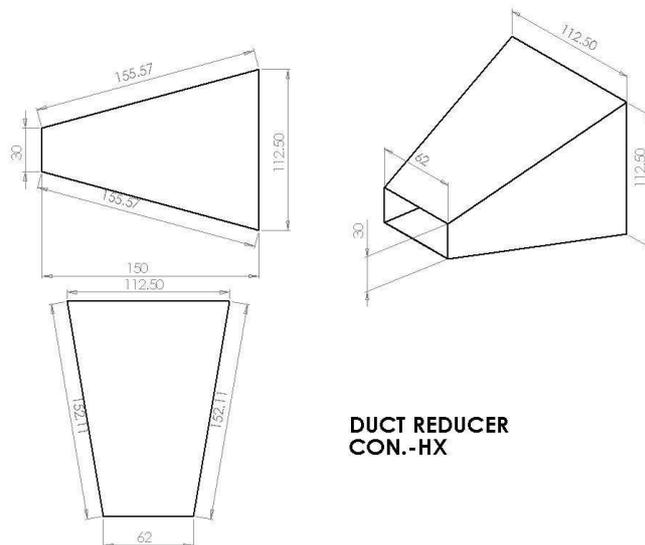
NOTES: 1. Data for standard air (29.92 in.Hg and 70 F)
 2. Data derived from the following equipment :

$$hv = \left(\frac{V}{4005} \right)^2 \text{ where } V = \text{velocity in fpm } h_v = \text{pressure difference termed "velocity head" (in.wg.)}$$

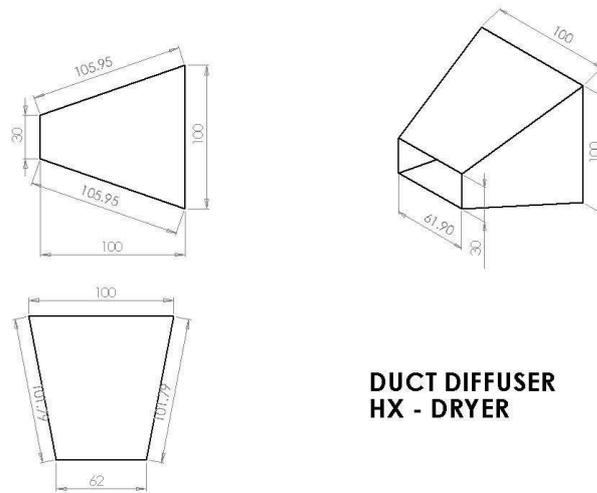
ท่อลด-ขยาย ในระบบจะมีด้วยกัน 4 ท่อ ได้แก่ ท่อขยายจากเครื่องระเหยไปยังเครื่องควบแน่น ท่อลดจากเครื่องควบแน่นไปเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ท่อขยายจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปยังห้องอบแห้ง และท่อขยายจากพัดลมส่งอากาศไปยังเครื่องระเหย ตามรูปที่ 3.12,3.13,3.14 และ 3.15 ตามลำดับ



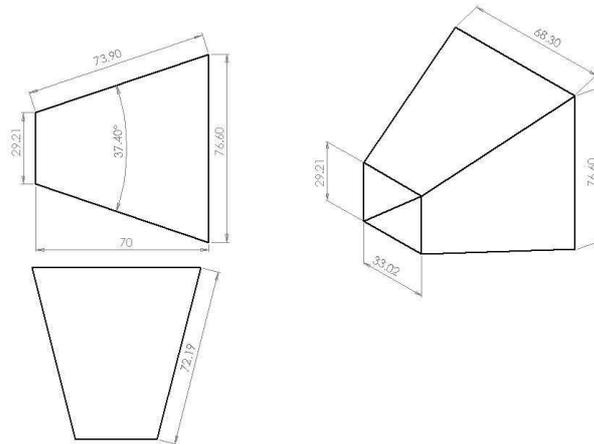
รูปที่ 3.12 ท่อขยายเครื่องระเหยไปยังเครื่องควบแน่น



รูปที่ 3.13 ท่อลดเครื่องควบแน่น ไปยังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 3.14 ท่อขยายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปยังห้องอบแห้ง



รูปที่ 3.15 ท่อขยายพัดลมส่งอากาศไปยังเครื่องระเหย

สำหรับท่อขยายสามารถหาค่าความดันที่เพิ่มขึ้นได้คือ

$$\text{Pressure Re gain} = n(h_{v1} - h_{v2}) \quad (58)$$

โดยที่ h_{v1} และ h_{v2} เป็น velocity pressure หาได้จากการนำความเร็วลมในแต่ละอุปกรณ์ไปเทียบกับตารางที่ 3.5 และค่า n หาได้จากรูปที่ 3.11 ในส่วนรายละเอียดของ expansion

และสำหรับท่อลด

$$\text{Pressure Loss} = n(h_{v2} - h_{v1}) \quad (59)$$

ค่า n หาได้จากรูปที่ 3.11 ในส่วนรายละเอียดของ contraction

ดังนั้น แสดงการคำนวณรายละเอียดของท่อขยายจากเครื่องระเหยไปยังเครื่องควบแน่น ท่อลดจากเครื่องควบแน่นไปเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ท่อขยายจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปยังห้องอบแห้ง และท่อขยายจากพัดลมส่งอากาศไปยังเครื่องระเหย แสดงดังตารางที่ 3.6, 3.7, 3.8 และ 3.9 ตามลำดับต่อไปนี้

ตารางที่ 3.6 ท่อขยายเครื่องระเหยไปยังเครื่องควบแน่น

ความเร็วลมที่ผ่านเครื่องระเหย (m/s)	1.02667
ความเร็วลมที่เข้าเครื่องควบแน่น (m/s)	0.71475
มุมเอียง (องศา)	20.35
ค่า n จากตาราง	0.82
v_2/v_1	0.69618
ค่า h_v ของเครื่องระเหย (ft/min)	202.1
(in.wg.)	0.01
ค่า h_v ของเครื่องควบแน่น (ft/min)	140.69798
(in.wg.)	0.008
pressure regain (in.wg.)	0.00164
(m-air)	0.4085

ตารางที่ 3.7 ท่อลดเครื่องควบแน่นไปยังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ความเร็วลมที่ผ่านเครื่องควบแน่น (m/s)	0.4563
ความเร็วลมที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m/s)	3.10489
มุมเอียง (องศา)	30.35
ค่า n จากตาราง	1.02
v_2/v_1	0.14696
ค่า h_v ของเครื่องควบแน่น (ft/min)	89.82362
(in.wg.)	0.007
ค่า h_v ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ft/min)	611.199
(in.wg.)	0.03
pressure loss (in.wg.)	0.02346
(m-air)	5.84363

ตารางที่ 3.8 ท่อขยายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปยังห้องอบแห้ง

ความเร็วลมที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m/s)	3.34047
ความเร็วลมที่เข้าห้องอบแห้ง (m/s)	0.06213
มุมเอียง (องศา)	37.95
ค่า K จากตาราง	0.82
v_2/v_1	0.186
ค่า hv ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ft/min)	657.5728
(in.wg.)	0.03
ค่า hv ของห้องอบแห้ง (ft/min)	122.3085
(in.wg.)	0.008
pressure regain (in.wg.)	0.0099
(m-air)	2.46598

ตารางที่ 3.9 ท่อขยายพัดลมส่งอากาศไปยังเครื่องระเหย

ความเร็วลมจากพัดลม (m/s)	5.75
ความเร็วลมที่เข้าเครื่องระเหย (m/s)	1.06004
มุมเอียง (องศา)	37.4
ค่า K จากตาราง	0.45
v_2/v_1	0.18435
ค่า hv ของพัดลม (ft/min)	1131.891
(in.wg.)	0.36
ค่า hv ของเครื่องระเหย (ft/min)	208.669
(in.wg.)	0.01
pressure regain (in.wg.)	0.1575
(m-air)	39.2315

3.1.1.4 การออกแบบพัดลมส่งอากาศ

จากอุปกรณ์ทั้งหมด รวมค่าการสูญเสียทั้งหมดได้คือ

$$\begin{aligned} \text{Total Head Loss} &= 19.3593 - 0.4085 + 5.1823 + 5.8436 + 73.4383 \\ &= -2.4660 + 1.3003 - 39.2315 = 63.0177 \text{ m-air} \end{aligned} \quad (60)$$

ในทางปฏิบัติ ต้องเผื่อค่าการสูญเสียไปอีก 20% ดังนั้นค่าการสูญเสียทั้งหมดคือ

$$\text{Real Head Loss} = \rho g H = 1.1864 \times 9.81 \times 63.0177 \times 1.2 = 880.1561 \text{ Pa} \quad (61)$$

หรือเท่ากับ 3.5294 นิ้วน้ำ

ในงานวิจัยเลือกใช้พัดลมที่มีขายในตลาดขนาด 25 นิ้วน้ำ และกำลังส่ง 33 ลูกบาศก์เมตร/นาทีที่มีรอบใช้งานที่ 1,100 รอบ/นาที ดังรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 พัดลมส่งอากาศที่ใช้ในระบบ

3.1.1.5 การออกแบบระบบส่งกำลัง

ระบบส่งกำลังทำหน้าที่ถ่ายทอดกำลังของเครื่องยนต์ไปยังอุปกรณ์หลัก 2 ชนิด คือพัดลมส่งอากาศและเครื่องอัดไอ โดยพูลี่ตีดพัดลมมีขนาด 4 นิ้ว และพูลี่ตีดเครื่องอัดไอมีขนาด 6 นิ้ว ส่วนพูลี่ตีดเพลาลัก เลือกใช้พูลี่ตีดอุตสาหกรรมทั่วไปมาดัดแปลงเชื่อมต่อกันเลือกใช้ระบบส่งกำลังแบบสายพาน

จากสมการความสัมพันธ์

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad (62)$$

โดยที่

N_1 = รอบของพูลี่ตีดที่ 1, รอบ/นาที

N_2 = รอบของพูลี่ตีดที่ 2, รอบ/นาที

D_1 = ขนาดของพูลี่ตีดที่ 1, รอบ/นาที

D_2 = ขนาดของพูลี่ตีดที่ 2, รอบ/นาที

เครื่องยนต์ที่ใช้ เป็นเครื่องยนต์โตโยต้า 2LII มีสเปคเครื่องตามตารางที่ 3.10และอัตราทดตามตารางที่ 3.11

ตารางที่ 3.10 รายละเอียดเครื่องยนต์โตโยต้า 2LII

2LII engine spec	
cylinders volume	2446 cc
max output@4200rpm	66.3 kW
max torque@2400rpm	157Nm
max power@max torque	39.45 kW
torque ที่กำลังสูงสุด	150.76Nm

ตารางที่ 3.11 อัตราทดของ เครื่องยนต์โตโยต้า 2LIIที่รอบเครื่อง 2700 รอบ/นาที

อัตราทดรอบของเครื่องยนต์ 2LII			
เกียร์	อัตราทด	รอบเครื่อง	รอบเพลลา
1	3.928	2700	687.3727
2	2.333	2700	1157.308
3	1.451	2700	1860.786
4	1	2700	2700
5	0.851	2700	3172.738

เครื่องยนต์ที่เลือกใช้มีแรงบิดสูงสุดที่ 2400รอบ/นาที ดังนั้นเลือกใช้รอบเครื่องยนต์ที่ 2700 รอบ/นาที ที่อัตราทดเกียร์ 2 จากสมการที่ 44 และตารางที่ 3.10 และ 3.11 สรุปข้อมูลของระบบส่งกำลังที่รอบเครื่องยนต์ 2700รอบ/นาที ตามตารางที่ 3.12

ตารางที่ 3.12 สรุปข้อมูลการคำนวณระบบส่งกำลัง

เพลาลูกยาว	15	in
ขนาดเพลาลูก	2.6	in
พูล์คอม	6	in
ขอยกบาทยาว	5	in
พูล์พัคลม	4	in
พูล์เพลาลูก-คอม	7	in
พูล์เพลาลูก-พัคลม	3.5	in
รอบเครื่อง	2700	rpm
เกียร์	2	
รอบเพลาลูก	1157.30819	in
รอบพัคลม	1012.64466	rpm
รอบคอม	1350.19288	rpm

3.1.2 อุปกรณ์ที่ใช้ในงานวิจัย

แสดงรายละเอียดดังนี้

1. เครื่องยนต์ เป็นเครื่องยนต์ดีเซลยี่ห้อ โตโยต้า 4 สูบ ขนาดความจุกระบอกสูบ 2446 ซีซี มีกำลังสูงสุด 66.3 kW พร้อมชุดเกียร์และพัดลมส่งอากาศแบบแรงเหวี่ยงแสดงดังรูป 3.17



รูปที่ 3.17 เครื่องยนต์ดีเซลในระบบพร้อมชุดเกียร์และพัดลมส่งอากาศ

2. ห้องอบแห้งยางพาราขนาดบรรจุ 15 แผ่น กว้าง 1 เมตร สูง 1 เมตร ยาว 1.75 เมตร พร้อมรางบรรจุยางพาราแบบเขวน แสดงดังรูปที่ 3.18



รูปที่ 3.18 ห้องอบแห้งพร้อมที่แขวนแผ่นยางพารา

3. ชุดท่ออากาศพร้อมฉนวน เป็นฉนวนตราช้างสำหรับหุ้มท่อไอน้ำ มีความหนา 25 มม. ภายในบรรจุ air straightener ช่วยในการปรับความราบเรียบของอากาศแสดงดังรูปที่ 3.19



รูปที่ 3.19 ท่ออากาศพร้อมฉนวนหนา 25 มม.

4. ระบบทำความร้อนประกอบด้วย เครื่องระเหยขนาด 54,000 Btu เครื่องควบแน่นขนาด 60,000 Btu เครื่องอัดไอขนาด 6 แรงม้า วาล์วลดความดัน ท่อสารทำงานและสารทำความเย็นในระบบ เป็น R22แสดงดังรูปที่ 3.20-3.22



รูปที่ 3.20 เครื่องอัดไอขนาด 6 แรงม้า



รูปที่ 3.21 เครื่องระเหยขนาด 54,000 Btuและวาล์วลดความดัน



รูปที่ 3.22 เครื่องควบแน่นขนาด 60,000 Btu

5. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของไอเสียไปยังอากาศอบแห้ง ใช้อินเตอร์คูลเลอร์ของเครื่องยนต์ Nissan RB26 จำนวน 2 ตัว แสดงดังรูปที่ 3.23



รูปที่ 3.23 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับชุดท่อไอเสีย

3.2 วิธีการทดลอง

3.2.1 การดำเนินงานวิจัย

1. ศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
2. ออกแบบระบบอบแห้งที่ทำการวิจัยตามเงื่อนไขเบื้องต้นในการออกแบบ
3. ทำการประกอบระบบที่จะทำการทดลอง
4. ทดลองเดินเครื่อง โดยเดินระบบเปล่าก่อน แล้วจึงปรับตั้งระบบให้เหมาะสม แล้วจึงทำการอบแห้งยางพาราจริง
5. เปรียบเทียบผลการทดลองของผลิตภัณฑ์ที่ได้ และคำนวณค่าการใช้พลังงานจำเพาะ
6. สรุปผลงานวิจัย
7. นำเสนอและจัดทำรูปเล่ม

3.2.2 การตรวจสอบคุณภาพของแผ่นยางพารา

การตรวจสอบคุณภาพยางพารา โดยการเปรียบเทียบคุณภาพแผ่นยางที่ได้เทียบกับมาตรฐานยางแผ่นรมควันตาม มอก. 980 – 2533 จากสีของแผ่นยางที่ได้ และปริมาณเชื้อราบนพื้นผิว เปรียบเทียบกับแผ่นยางพาราที่ได้จากการตากแห้งโดยธรรมชาติ โดยกำหนดความชื้นคงเหลือในแผ่นยางไม่เกิน 5% มาตรฐานเปียก