บทที่ 2
หลักการและทฤษฎี

2.1 การทำความเย็นและการปรับอากาศ (Refrigeration and Air Conditioning)

คำจำกัดความของการปรับอากาศ

การปรับอากาศ คือ การกระทำต่ออากาศเพื่อที่จะควบคุมให้ทั้งอุณหภูมิ และความชื้นของอากาศเป็นไปตามความเหมาะสม และเป็นไปตามความต้องการของที่นั้น ๆ และพร้อม ๆ กันไปก็จะต้องควบคุมความบริสุทธิ์ และการเคลื่อนไหวของอากาศด้วย

การปรับอากาศได้เริ่มพัฒนาขึ้นมาเมื่อประมาณ 70 ปีที่แล้ว โดยในระยะเริ่มแรกการปรับอากาศได้ถูกนำไปใช้ในวงงานอุตสาหกรรมเป็นส่วนใหญ่ จนภายหลังจึงได้มีการพัฒนาระบบการปรับอากาศเพื่อความสุขสบายของมนุษย์ ดังนั้นจึงอาจแบ่งการปรับอากาศในปัจจุบันได้เป็น

ก) การปรับอากาศเพื่อการอุตสาหกรรม เป็นการปรับอากาศเพื่อควบคุมภาวะบรรยากาศในกระบวนการผลิต ในการทำงานวิจัย และการเก็บรักษาผลผลิตต่าง ๆ ตัวอย่างเช่น การปรับอากาศในอุตสาหกรรมคอมพิวเตอร์ โรงทอผ้า โรงบ่มยา ฯลฯ

ข) การปรับอากาศเพื่อความสบาย เป็นการปรับอากาศที่มุ่งส่งเสริมสุขภาพ ความสบาย และประสิทธิภาพในการทำงานของผู้ที่อาศัยหรือทำงานอยู่ในที่นั้น ๆ อาทิ การปรับอากาศภายในบ้าน สำนักงาน โรงภาพยนตร์ โรงพยาบาล ฯลฯ

การปรับอากาศเพื่อการอุตสาหกรรม มีจุดประสงค์เพื่อให้ได้อุณหภูมิ ความชื้นและการกระจายของอากาศภายในโรงงานเป็นไปตามที่ต้องการ ขณะที่การปรับอากาศเพื่องานอุตสาหกรรมมีจุดประสงค์หลักเพื่อส่งเสริมให้เครื่องจักรทำงานอย่างมีประสิทธิภาพ แต่อาจทำให้บรรยากาศสำหรับคนงานสบายขึ้นด้วย จากการสำรวจพบว่า ทำให้คนงานทำงานในโรงงานที่มีการปรับอากาศแล้วเขาจะทำงานผิดพลาดน้อยลง และจะมีประสิทธิภาพในการทำงานสูงขึ้นมาก โรงพยาบาลก็ได้ประโยชน์จากการปรับอากาศเพื่อความสบายในการช่วยส่งเสริมให้ผู้ป่วยรู้สึกสบายในบรรยากาศที่เหมาะสม และยังส่งเสริมให้แพทย์ และพยาบาลปฏิบัติงานได้ถูกต้องและมีประสิทธิภาพ เป็นต้น

จากคำจำกัดความของการปรับอากาศจะเห็นว่าการปรับอากาศหมายรวมถึงทั้งการทำความเย็นและทำความร้อน แต่เนื่องจากประเทศไทยเป็นประเทศที่มีอากาศร้อน ดังนั้นเราจะพิจารณาแต่เฉพาะการทำความเย็นเท่านั้น

โดยการทำให้เย็นสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภท คือ การทำความเย็น (Refrigeration) และการทำความเย็นอุณหภูมิต่ำมาก (Cryogenics) การทำความเย็นหมายถึง การทำให้อุณหภูมิลดไม่เกิด –240 °F สำหรับการทำความเย็นอุณหภูมิต่ำมากเป็นการทำให้อุณหภูมิลดต่ำกว่า –240 °F จนถึงศูนย์องศาสัมบูรณ์ ซึ่งการปรับอากาศจะเกี่ยวข้องเฉพาะการทำความเย็นตามปกติเท่านั้น

2.2 วัฏจักรการทำความเย็นและอุปกรณ์ทำความเย็น

วัฏจักรการทำความเย็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายนั้นมีอยู่ด้วยกัน 2 ชนิด คือ วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ และวัฏจักรการทำความเย็นแบบดูดซับ

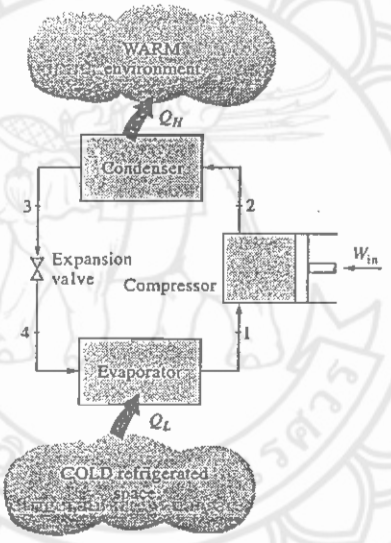
เครื่องทำความเย็นสำหรับการปรับอากาศที่ใช้กันอย่างแพร่หลายมีดังนี้

- เครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor compression refrigeration unit)
  1) ระบบขยายตัวโดยตรง (Direct expansion system)
  2) ระบบขยายแบบทางอ้อม (Indirect expansion system)
- เครื่องทำความเย็นแบบดูดซับ (Absorption refrigeration unit)
  1) เครื่องทำความเย็นแบบดูดซับชั้นเดียว (Single stage absorption water chilling unit)
  2) เครื่องทำความเย็นแบบดูดซับสองชั้น (Double stage absorption water chilling unit)

ในวัฏจักรการทำงานของระบบปรับอากาศ จะประกอบด้วยอุปกรณ์หลักใหญ่อยู่ 4 ชนิด คือ

1) อีแวปอเรเตอร์ (Evaporator)
2) คอมเพรสเซอร์ (Compressor)
3) คอนเดนเซอร์ (Condenser)
4) วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)

ซึ่งจะมีตำแหน่งในการทำงานในระบบทำความเย็นตามรูปที่ 2.1 ระบบทำความเย็นโดยทั่วไปจะมีหลักการทำงานคล้ายกับปั๊มความร้อน โดยที่สารทำความเย็นที่มีสภาพเป็นของเหลวจะได้รับความร้อน ขณะที่ไหลผ่านอีแวปอเรเตอร์ทำให้เปลี่ยนสถานะกลายเป็นก๊าซ และจะถูกอัดตัวด้วยคอมเพรสเซอร์ให้มีความดันและอุณหภูมิและจ่ายเข้าไปในคอนเดนเซอร์ ความร้อนที่สารทำความเย็นรับมาตอนผ่านอีแวปอเรเตอร์นั้นจะถูกระบายทิ้งสู่ภายนอกที่คอนเดนเซอร์ ทำให้เปลี่ยนสถานะเป็นสารทำความเย็นเหลว แล้วสารทำความเย็นเหลวจะถูกลดความดันหลังจากไหลผ่านอุปกรณ์ลดความดัน และสารทำความเย็นที่ถูกลดความดันแล้วจะไหลเข้าสู่อีแวปอเรเตอร์อีกครั้งหนึ่งเป็นวัฏจักร



รูปที่ 2.1 อุปกรณ์หลักของวัฏจักรทำความเย็น

(ที่มา : Thermodynamics : an engineering approach.)

2.2.1) อีแวปอเรเตอร์ (Evaporator)

อีแวปอเรเตอร์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีหน้าที่สำคัญที่สุดในวัฏจักรการทำความเย็น เพราะมีหน้าที่ในการทำความเย็น

อีแวปอเรเตอร์มีหลายชนิด และมีรูปร่างแตกต่าง ๆ กัน ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะงานที่นำไปใช้ ทั้งนี้เพราะอีแวปอเรเตอร์จะต้องทำให้วัตถุและสิ่งต่าง ๆ ในสภาวะต่าง ๆ เย็นลง (อาทิ อากาศ ก๊าซ และน้ำในสภาวะของเหลว) อย่างมีประสิทธิภาพสูงสุดและสะดวกที่สุด

อีแวปอเรเตอร์สามารถจำแนกประเภทตามลักษณะและการสร้างได้ดังนี้

2.2.1.1) อีแวปอเรเตอร์แบบขดท่อและถัง (Shell and Coil Evaporator)

2.2.1.2) อีแวปอเรเตอร์แบบขยายตัวแห้งแบบท่อและถัง (Dry expansion type shell and Tube Evaporator)

2.2.1.3) อีแวปอเรเตอร์แบบขดท่อทำให้อากาศเย็น (Air-cooled Coil)

อีแวปอเรเตอร์ ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อน โดยนำความร้อนที่ได้จากภายในพื้นที่ทำความเย็นมาถ่ายเทให้แก่สารทำความเย็น สารทำความเย็นจะได้รับความร้อนและเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอที่สภาวะความดันต่ำ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อีแวปอเรเตอร์คำนวณได้จาก

$$Q_{ev} = m_r \cdot (h_1 - h_4) \qquad \text{.....(2.1)}$$

$$Q_{ev} = m_{ai,ev} \cdot (h_{ai,ev} - h_{ao,ev}) \qquad \text{.....(2.2)}$$

และ

$$Q_{ev} = UA_{ev} \cdot \left[\frac{(t_{ao,ev} - t_{ev}) - (t_{ai,ev} - t_1)}{\ln\left(\frac{t_{ao,ev} - t_{ev}}{t_{ai,ev} - t_1} \right)} \right] \qquad \text{.....(2.3)}$$

อัตราการไหลของสารทำความเย็น สามารถคำนวณได้จาก (Handbook of air conditioning and refrigeration)

$$m_r = \left[1 + C - C \cdot \left(\frac{P_{cd}}{P_{ev}}\right)^{\frac{1}{k}}\right] \cdot \frac{PD}{v_1} \qquad \text{.....(2.4)}^{[1]}$$

เมื่อ Q_{cv} = อัตราความร้อนที่ถ่ายเทที่อีแวปอเรเตอร์, kW

m_r = อัตราการไหลของสารทำความเย็นโดยมวล, kg/s

h_1 = ค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากอีแวปอเรเตอร์, kJ/kg

h_4 = ค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่เข้าอีแวปอเรเตอร์, kJ/kg

$m_{a,cv}$ = อัตราการไหลของอากาศโดยมวลที่ไหลผ่านอีแวปอเรเตอร์, kg/s

C_{pa} = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, kJ/kg•°C

$t_{ai,cv}$ = อุณหภูมิของอากาศที่เข้าอีแวปอเรเตอร์, °C

$t_{ao,cv}$ = อุณหภูมิของอากาศเมื่อออกจากอีแวปอเรเตอร์, °C

t_1 = อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากอีแวปอเรเตอร์, °C

t_{cv} = อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เข้าอีแวปอเรเตอร์, °C

UA_{cv} = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอีแวปอเรเตอร์, kW/°C

P_{ev} = ความดันของสารทำความเย็นที่เข้าคอมเพรสเซอร์, kPa

P_{cd} = ความดันของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์, kPa

C = อัตราส่วนของปริมาตรที่ว่างในกระบอกสูบที่น้อยที่สุดต่อปริมาตรของกระบอกสูบ (Clearance factor)

PD = อัตราขจัดของลูกสูบ (Piston displacement rate), m^3/s

k = ดัชนีไอเซนโทรปิก (สำหรับ R-134a จะมีค่า k = 1.106)

v_1 = ปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นที่เข้าคอมเพรสเซอร์, m^3/kg

การหาค่าเอนทาลปีของอากาศเข้าและออก สามารถคำนวณได้จากสมการที่ทาง ASHRAE กำหนดไว้ดังนี้

ความดันของน้ำอิ่มตัว (Pressure of saturated pure water) หาได้จากสมการ

---

[1] Wang,S.K. Handbook of air conditioning and refrigeration. New York : McGraw-Hill, 1993.

$$\ln p_{ws} = \frac{C_1}{T_a} + C_2 + C_3 \cdot T_a + C_4 \cdot T_a^2 + C_5 \cdot T_a^3 + C_6 \cdot \ln(T_a) \qquad \text{.....(2.5)}^1$$

เมื่อ T_a = อุณหภูมิของอากาศ, K

p_{ws} = ความดันของไอน้ำอิ่มตัว, kPa

C_1 = -5.8002206×10^3

C_2 = 5.5162560

C_3 = $-4.8640239 \times 10^{-2}$

C_4 = 4.1764768×10^{-5}

C_5 = $-1.4452093 \times 10^{-8}$

C_6 = 6.5459673

* ค่าคงที่ C_1 ถึง C_6 มีค่าอ้างอิงจาก ASHRAE handbook : Fundamentals, 1993, pp. 6.1-6.17

การหาอัตราส่วนความชื้นในอากาศ (Humidity Ratio) หาได้จากสมการ

$$W = 0.62198 \cdot \frac{P_w}{P_{atm} - P_w} \qquad \text{.....(2.6)}^1$$

$$W = \frac{(2501 - 2.318 \cdot t^*_{ai,ev}) \cdot W^*_s - (t_{ai,ev} - t^*_{ai,ev})}{2501 + 1.805 \cdot t_{ai,ev} - 4.186 \cdot t^*_{ai,ev}} \qquad \text{.....(2.7)}^1$$

เมื่อ W = อัตราส่วนความชื้นของอากาศ, kg of water/kg of dry air

P_{atm} = ความดันบรรยากาศ = 101.325 kPa

$t_{ai,ev}$ = อุณหภูมิของอากาศที่เข้าอีแวปอเรเตอร์, °C

$t^*_{ai,ev}$ = อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศของอากาศที่เข้าอีแวปอเรเตอร์, °C

การหาเอนทาลปีของอากาศหาได้จากสมการ

$$h_a = 1.006 \cdot t_a + W \cdot (2501 + 1.805 \cdot t_a) \qquad \text{.....(2.8)}^1$$

---

[1] ASHRAE handbook : Fundamentals, 1993, pp. 6.1-5.17

เมื่อ t_a = อุณหภูมิของอากาศ, °C

h_a = เอนทาลปีของอากาศ, kJ/kg

2.2.2) คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

คอมเพรสเซอร์สามารถจำแนกออกได้หลายชนิดมากมาย โดยจะขึ้นอยู่กับหลักเกณฑ์ที่ใช้ในการจำแนก ซึ่งอาจจะจำแนกตามวิธีการอัดสารของคอมเพรสเซอร์ก็จะสามารถจำแนกออกเป็นชนิดต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

2.2.2.1) คอมเพรสเซอร์แบบแน่นอน (Positive Compressor) เป็นคอมเพรสเซอร์ที่ดูดเอาไอเข้ามาในกระบอกสูบแล้วอัด สามารถจำแนกชนิดได้อีก ดังนี้

- คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ (Reciprocating Compressor)
- คอมเพรสเซอร์แบบโรตารี่ (Rotary Compressor)
- คอมเพรสเซอร์แบบสกรู (Screw Compressor)

2.2.2.2) คอมเพรสเซอร์แบบอัดโดยใช้แรงเหวี่ยง (Centrifugal Compressor) เป็นคอมเพรสเซอร์ที่ดูดไอเข้า สามารถจำแนกชนิดได้อีก ดังนี้

- คอมเพรสเซอร์แบบหอยโข่งชั้นเดียว (Single stage Centrifugal Compressor)
- คอมเพรสเซอร์แบบหอยโข่งหลายชั้น (Multi-stage Centrifugal Compressor)

หรือจำแนกตามลักษณะภายนอกของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งจะจำแนกออกได้ดังนี้

1) คอมเพรสเซอร์แบบเปิด (Open Compressor)
2) คอมเพรสเซอร์แบบกึ่งปิด (Semi-hermetic Compressor)
3) คอมเพรสเซอร์แบบปิด (Hermetic Compressor)

คอมเพรสเซอร์ (Compressor) ทำหน้าที่อัดสารทำความเย็นขณะที่มีสถานะเป็นไอที่ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ ให้เป็นสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นไอที่ความดันและอุณหภูมิสูง ในกระบวนการอัดตัวเป็นแบบไอเซนโทรปิก สำหรับ Perfect gas สามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ระหว่างความดันและอุณหภูมิได้จาก

$$\frac{P_{cd}}{P_{ev}} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\left(\frac{k}{k-1}\right)} \qquad \text{.....(2.9)}$$

เมื่อ P_{ev} = ความดันของสารทำความเย็นที่เข้าคอมเพรสเซอร์, kPa

P_{cd} = ความดันของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์, kPa

T_1 = อุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์, K

T_2 = อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์, K

k = ดัชนีไอเซนโทรปิก (สำหรับ R-134a จะมีค่า k = 1.106)

สำหรับงานที่ใช้ในกระบวนการอัดตัว สามารถคำนวณได้จาก

$$W_{cp} = m_r \cdot (h_2 - h_1) \qquad \text{.....(2.10)}$$

เมื่อ W_{cp} = งานที่ต้องให้แก่คอมเพรสเซอร์, kW

m_r = อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็น, kg/s

h_1 = ค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากอีแวปอเรเตอร์, kJ/kg

h_2 = ค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์, kJ/kg

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็น สามารถคำนวณได้จาก

$$COP = \frac{(h_1 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \qquad \text{.....(2.11)}$$

เมื่อ COP = ค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็น

2.2.3) คอนเดนเซอร์ (Condenser)

ในการทำให้ไอสารทำความเย็นที่คอมเพรสเซอร์อัดให้มีความดันสูงและอุณหภูมิสูงเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวนั้นจำเป็นจะต้องระบายความร้อนออกไปให้เท่ากับความร้อนแฝงของการควบแน่นของไอสารทำความเย็นนั้น สามารถจำแนกออกได้เป็น

2.2.3.1) คอนเดนเซอร์ที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water-cooled Condenser) โดยทั่วไปสามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ชนิดดังนี้

- คอนเดนเซอร์แบบท่อและถัง (Shell and Tube Condenser)
- คอนเดนเซอร์แบบขดท่อและถัง (Shell and Coil Condenser)
- คอนเดนเซอร์แบบท่อสองชั้น (Double tube type Condenser)

2.2.3.2) คอนเดนเซอร์ที่ระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air-cooled Condenser)

2.2.3.3) คอนเดนเซอร์ที่ระบายความร้อนแบบผสม (Evaporative Condenser)

คอนเดนเซอร์ (Condenser) ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็น โดยสารทำความเย็นจะควบแน่นเป็นของเหลวที่ความดันสูง การถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่นเป็นแบบการนำความร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อนคำนวณได้จาก

$$Q_{cd} = m_r \cdot (h_2 - h_3) \qquad \text{.....(2.12)}$$

เมื่อนำอากาศมาใช้แลกเปลี่ยนความร้อนจากคอนเดนเซอร์

$$Q_{cd} = m_{a,cd} \cdot C_{pa} \cdot (t_{ao,cd} - t_{ai,cd}) \qquad \text{.....(2.13)}$$

$$Q_{cd} = UA_{cd} \cdot \left[\frac{(t_3 - t_{ai,cd}) - (t_2 - t_{ao,cd})}{\ln\left(\frac{t_3 - t_{ai,cd}}{t_2 - t_{ao,cd}} \right)} \right] \qquad \text{.....(2.14)}$$

เมื่อ Q_{cd} = อัตราความร้อนที่ถ่ายเทที่คอนเดนเซอร์, kW

m_r = อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็น, kg/s

h_2 = ค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์, kJ/kg

h_3 = ค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นเมื่อออกจากคอนเดนเซอร์, kJ/kg

$m_{a,cd}$ = อัตราการไหลของอากาศโดยมวลที่ไหลผ่านคอนเดนเซอร์, kg/s

t_2 = อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เข้าคอนเดนเซอร์, °C

t_3 = อุณหภูมิของสารทำความเย็นเมื่อออกจากคอนเดนเซอร์, °C

$t_{ai,cd}$ = อุณหภูมิของอากาศที่เข้าคอนเดนเซอร์, °C

$t_{ao,cd}$ = อุณหภูมิของอากาศเมื่อออกจากคอนเดนเซอร์, °C

UA_{cd} = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์, kW/°C

C_{pa} = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, kJ/kg·°C

2.2.4) วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)

Expansion Valve เป็นเครื่องควบคุมการไหลของสารทำความเย็นเป็นอุปกรณ์ที่สำคับอย่างหนึ่งของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ ซึ่งมีหน้าที่ดังนี้ คือ

2.2.4.1) เป็นอุปกรณ์ซึ่งใช้ในการควบคุมสารทำความเย็นเหลวจากท่อของเหลว (Liquid Line) ไปยังอีแวปอเรเตอร์ ในอัตราส่วนสัมพทธ์กับการระเหยของสารทำความเย็นในสถานะของเหลวที่เกิดขึ้นในอีแวปอเรเตอร์

2.2.4.2) ควบคุมความแตกต่างของความดันระหว่างด้านความดันสูง และความดันต่ำของระบบให้พอดีกับการระเหยของสารทำความเย็นด้านความดันต่ำในอีแวปอเรเตอร์ และในขณะเดียวกันไอสารทำความความเย็นที่ออกจากเครื่องอัดก็ควบแน่นที่ความดันสูงในเครื่องควบแน่น

เครื่องควบคุมการไหลของสารทำความเย็นมีอยู่หลายแบบ ได้แก่

1) Hand Expansion Valve
2) Automatic Expansion Valve
3) Thermostatic Expansion Valve
4) Capillary Tube
5) Low Pressure Float Valve
6) High Pressure Float Valve

ซึ่งในที่นี้ Expansion Valve ที่มีใช้ในห้องทดลองเป็นแบบ Thermostatic Expansion Valve เราก็จะศึกษารายละเอียดเกี่ยวกับ Thermostatic Expansion Valve

Thermostatic Expansion Valve

เนื่องจากให้ประสิทธิภาพสูง และดัดแปลงใช้กับการทำความเย็นแบบอื่นได้ง่าย ในปัจจุบัน Thermostatic Expansion Valve จึงเป็นที่นิยมใช้อย่างแพร่หลาย การทำงานของ Thermostatic Expansion Valve นั้นทำงานที่อุณหภูมิคงที่ของไอร้อนยวดยิ่งด้านทางออกของคอมเพรสเซอร์ การทำงานในลักษณะนี้จะทำให้รักษาอุณหภูมิในอีแวปอเรเตอร์ได้อย่างสมบูรณ์ในทุกสภาวะของระบบที่มีภาระโดยปราศจากความเสียหายจากสารทำความเย็นเหลวที่เข้ามาในท่อดูด เนื่องจากสามารถปรับการเปลี่ยนแปลงภาระได้อย่างเหมาะสมสำหรับระบบที่ภาระเปลี่ยนแปลงตลอดการทำงาน

เนื่องจาก Thermostatic Expansion Valve ทำงานที่อุณหภูมิคงที่ ดังนั้นจากกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิคส์ สำหรับ SSSF จะได้ $h_{in,exp} = h_{out,exp}$

วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) มีหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็นจากสถานะที่มีความดันสูงให้มีความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ กระบวนการที่เกิดในวาล์วลดความดันเป็นกระบวนการที่มีค่าเอนทาลปีคงที่ ดังสมการ

$$h_3 = h_4 \qquad \text{.....(2.15)}$$

เมื่อ h_3 = ค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่เข้าวาล์วลดความดัน, kJ/kg

h_4 = ค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากวาล์วลดความดัน, kJ/kg

อัตราส่วนความดันของระบบคำนวณได้จากสมการ

$$P_2 = PR \cdot P_1 \qquad \text{.....(2.16)}$$

เมื่อ PR = อัตราส่วนความดันของสารทำความเย็นระหว่างคอนเดนเซอร์และอีแวปอเรเตอร์

2.3 สารทำความเย็น (Refrigerant)

เครื่องทำความเย็นถูกใช้งานที่ช่วงอุณหภูมิที่ต่างกันมาก นับตั้งแต่การปรับอากาศจนถึงการทำห้องเย็น การเลือกสารทำความเย็นให้เหมาะสมกับชนิดของคอมเพรสเซอร์ และคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิคส์ (อาทิ อุณหภูมิระเหย ความดันระเหย อุณหภูมิควบแน่น และความดันควบแน่น) จึงมีความสำคัญ

คุณสมบัติที่ต้องการจากสารทำความเย็นอาจสรุปได้ดังนี้

1) ความดันระเหยจะต้องสูงพอเหมาะ สารทำความเย็นควรระเหยที่ความดันที่สูง เพื่อไม่ให้เกิดสุญญากาศทางด้านความดันต่ำ อันจะทำให้อากาศรั่วเข้าไปได้

2) ความดันควบแน่นจะต้องต่ำพอเหมาะ ถ้าความดันควบแน่นต่ำ เมื่อไอสารทำความเย็นถูกทำให้เย็นลงและควบแน่นโดยน้ำหล่อเย็นหรืออากาศหล่อเย็น อัตราส่วนการอัดจะต่ำลง เป็นผลให้ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของคอมเพรสเซอร์สูงขึ้น อีกประการหนึ่ง คือถ้าความดันทางด้านความดันสูงต่ำลง จะทำให้ความปลอดภัยมีมากขึ้น และความจำเป็นที่จะต้องสร้างเครื่องทำความเย็นให้แข็งแรงก็จะน้อยลง

3) ความร้อนแฝงของการระเหยควรมีค่าสูง ถ้าสารทำความเย็นมีค่าความร้อนแฝงของการระเหยสูง ปริมาณสารทำความเย็นที่ไหลวนในระบบเพื่อที่จำทำความเย็นตามที่ต้องการก็จะน้อยลง

4) ปริมาตรจำเพาะ (โดยเฉพาะของไอ) ควรมีค่าน้อย ถ้าสารทำความเย็นมีปริมาตรจำเพาะของไอต่ำ ปริมาตรกวาดของคอมเพรสเซอร์ก็จะน้อยลง ทำให้ขนาดของเครื่องทำความเย็นในการทำความเย็นที่เท่ากันก็เล็กลงด้วย

5) สัมประสิทธิ์ในการนำความร้อนของสารทำความเย็นควรมีค่าสูง เพื่อให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้น

6) ความหนืดของทั้งสารทำความเย็นเหลวและสารทำความเย็นไอควรมีค่าต่ำ เพราะสารทำความเย็นมีความหนืดต่ำจะทำให้ความต้านทานของสารทำความเย็นภายในท่อลดน้อยลง และการสูญเสียความดันจะน้อยลง

7) สารทำความเย็นควรมีค่าคงที่ไดอีเลคดิค (Dielectric Constant) ต่ำ มีค่าความต้านทานไฟฟ้าสูงและไม่กัดกร่อนวัสดุที่เป็นฉนวนไฟฟ้า

8) สารทำความเย็นควรมีคุณสมบัติคงที่ และเฉื่อย ไม่ทำปฏิกิริยากับโลหะ ฯลฯ ไม่กัดกร่อนโลหะในวัฏจักรการทำความเย็น

9) สารทำความเย็นไม่ควรเป็นพิษและฉุนจัด

10) สารทำความเย็นไม่ควรติดไฟและระเบิดง่าย

11) สารทำความเย็นควรเป็นสารที่หารอยรั่วได้ง่าย เมื่อมีการรั่วไหลออกมา

12) สารทำความเย็นควรมีราคาถูกและหาได้ง่าย

สารทำความเย็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายมีอยู่หลายชนิด ได้แก่ R-12, R-22, แอมโมเนีย ฯลฯ แต่จากการพิจารณาคุณสมบัติต่าง ๆ แล้วสารทำความเย็นที่ได้รับความนิยมมากที่สุดคือ R-12 และ R-22

<u>สารทำความเย็น Refrigerant 134a</u> (1,1,1,2-tertrafluoroethane)

สารทำความเย็นชนิดใหม่ที่ได้รับการพัฒนาเพื่อนำมาใช้แทน R-12 นั้นมีอยู่มากมาย และ R-134a ก็เป็นอีกสารทำความเย็นหนึ่งที่ได้รับความสนใจ เนื่องจากว่าสารทำความเย็นชนิดนี้จะมีคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิคส์มีลักษณะคล้ายกับ R-12 จึงถูกพิจารณาให้นำมาใช้แทน R-12 ในงานของการปรับอากาศ และการทำความเย็น

การที่มีการพัฒนาสารทำความเย็นชนิดใหม่ขึ้น เพราะว่าโครงสร้างทางเคมีของ R-12 จะมีอะตอมของคลอรีนประกอบอยู่ด้วย เมื่อ R-12 โดนแสงอาทิตย์โครงสร้างของ R-12 จะแตกตัว โดยอะตอมของคลอรีนจะไปจับตัวกับโอโซน ทำให้โอโซนแตกตัวส่งผลให้ชั้นโอโซนบางลงไม่

สามารถกรองรังสีต่าง ๆ ได้ แต่โครงสร้างทางเคมีของ R-134a ไม่มีอะตอมของคลอรีนประกอบอยู่ด้วย จึงไม่ทำอันตรายต่อชั้นโอโซนแต่อย่างใด

<u>คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิคส์ของสารทำความเย็น</u>

ค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็น ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ภายในวัฏจักรทำความเย็นสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

2.3.1) การหาค่าเอนทาลปีที่สถานะ Saturated Vapor ที่ด้านอีแวปอเรเตอร์ สามารถหาได้จากสมการ

$$1000 \cdot h_{gev} = 398503 + 606.163 \cdot t_{ev} - 1.05644 \cdot t_{ev}^2 - 1.82426 \times 10^{-2} \cdot t_{ev}^3 \quad ...(2.17)^1$$

2.3.2) การหาค่าเอนทาลปีที่สถานะ Superheated Vapor ที่จุดที่ 1 สามารถหาได้จาก

$$\begin{aligned} h_{ll} = {} & 1 + 3.48186 \times 10^{-3} \cdot (t_1 - t_{ev}) + 1.6886 \cdot (t_1 - t_{ev})^2 \\ & + 9.2642 \times 10^{-6} \cdot (t_t - t_{ev}) \cdot t_{ev} - 7.698 \times 10^{-8} \cdot (t_t - t_{ev})^2 \cdot t_{ev} \\ & + 1.7070 \times 10^{-7} \cdot (t_t - t_{ev}) \cdot t_{ev}^2 - 1.2130 \times 10^{-9} \cdot (t_t - t_{ev})^2 \cdot t_{ev}^2 \quad .....(2.18)^1 \end{aligned}$$

$$1000 \cdot h_1 = 9048 + \left[(h_{gev} - 149048) \cdot h_{ll} \right] \quad .....(2.19)^1$$

เมื่อ t_{ev} = อุณหภูมิการกระเหยของสารทำความเย็นที่อีแวปอเรเตอร์, °C

t_1 = อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากอีแวปอเรเตอร์, °C

2.3.3) การหาค่าเอนทาลปีที่สถานะ Saturated Vapor ที่ด้านคอนเดนเซอร์สามารถหาได้จากสมการ

$$1000 \cdot h_{gcd} = 398503 + 606.163 \cdot t_{cd} - 1.05644 \cdot t_{cd}^2 - 1.82426 \times 10^{-2} \cdot t_{cd}^3 \quad ...(2.20)^1$$

---

[1] Cleland, AC, 1994, "Polynomial Curve-fit for Refrigerant Thermodynamics properties : Extension to include R-134a" International Journal of Refrigerant. Vol : 17, pp 245-249

2.3.4) การหาค่าเอนทาลปีที่สถานะ Superheated Vapor ที่จุดที่ 2 สามารถหาได้จาก

$$h_{i2} = 1 + 3.48186\times10^{-3}\cdot(t_2 - t_{cd}) + 1.6886\cdot(t_2 - t_{cd})^2 + 9.2642\times10^{-6}\cdot(t_2 - t_{cd})\cdot t_{cd} - 7.698\times10^{-8}\cdot(t_2 - t_{cd})^2\cdot t_{cd} + 1.7070\times10^{-7}\cdot(t_2 - t_{cd})\cdot t_{cd}^2 - 1.2130\times10^{-9}\cdot(t_2 - t_{cd})^2\cdot t_{cd}^2 \quad .....(2.21)^1$$

$$1000\cdot h_{gcd} = 398503 + 606.163\cdot t_{cd} - 1.05644\cdot t_{cd}^2 - 1.82426\times10^{-2}\cdot t_{cd}^3 .....(2.22)^1$$

เมื่อ t_{cd} = อุณหภูมิการควบแน่นของสารทำความเย็นที่คอนเดนเซอร์, °C

t_2 = อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์, °C

2.3.5) การหาค่า Liquid Enthalpy ที่จุดที่ 3 สามารถหาได้จากสมการ

$$1000\cdot h_3 = 398503 + 606.163\cdot t_3 - 1.05644\cdot t_3^2 - 1.82426\times10^{-2}\cdot t_3^3 .....(2.23)^1$$

2.3.6) การหาค่าปริมาตรจำเพาะที่ Saturated Vapor ที่อีแวปอเรเตอร์ สามารถหาได้จาก

$$v_{gev} = \exp\left(-12.45539 + \frac{2669.0}{273.15 + t_{ev}}\right) \times (1.01357 + 1.06736\times10^{-3}\cdot t_{ev} - 9.2532\times10^{-6}\cdot t_{ev}^2 - 3.2192\times10^{-7}\cdot t_{ev}^3) \quad .....(2.24)^1$$

2.3.7) การหาค่าปริมาตรจำเพาะที่ Superheated Vapor ที่จุดที่ 1 สามารถหาได้จาก

$$v_1 = v_{gev}\cdot[1 + 4.7881\times10^{-3}\cdot(t_1 - t_{ev}) - 3.965\times10^{-6}\cdot(t_1 - t_{ev})^2 + 2.5817\times10^{-5}\cdot(t_1 - t_{ev})\cdot t_{ev} - 1.8506\times10^{-7}\cdot(t_1 - t_{ev})^2\cdot t_{ev} + 8.5739\times10^{-7}\cdot(t_1 - t_{ev})\cdot t_{ev}^2 - 5.401\times10^{-9}\cdot(t_1 - t_{ev})^2\cdot t_{ev}^2 \quad .....(2.25)^1$$

---

[1] Cleland, A.C., Polynomial Curve-fit for Refrigerant Thermodynamics properties : Extension to include R-134a. International Journal of Refrigerant. Vol : 17, 1994, pp 245-249

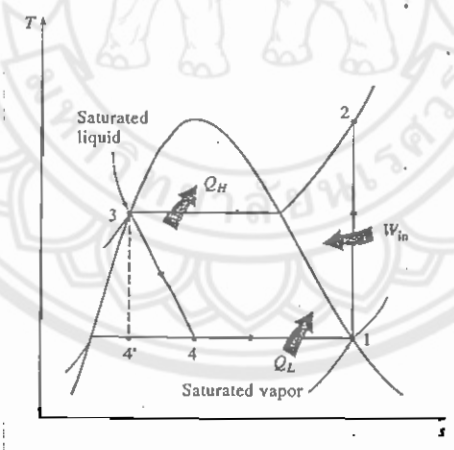
2.3.8) ความสัมพันธ์ของความดันและอุณหภูมิในช่วง Saturation สามารถหาได้จากสมการ

$$1000 \cdot P_{cd} = \exp\left(21.51297 - \frac{2200.9809}{246.61 + t_{cd}}\right) \quad \text{.....(2.26)}^{1}$$

$$1000 \cdot P_{ev} = \exp\left(21.51297 - \frac{2200.9809}{246.61 + t_{ev}}\right) \quad \text{.....(2.27)}^{1}$$

2.4 วัฏจักรการทำความเย็น (Refrigeration Cycle)

ในการศึกษาวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอทางอุดมคติ สามารถอธิบายการทำงานของระบบ โดยใช้แผนภูมิอุณภูมิและเอนโทรปี หรือแผนภูมิความดันและเอนทาลปี ซึ่งจะมีลักษณะการทำงานเป็นไปดังแสดงในรูปที่ 3.1 และรูปที่ 3.2 ตามลำดับ โดยสามารถอธิบายกระบวนการที่เกิดขึ้นในระบบได้ดังนี้

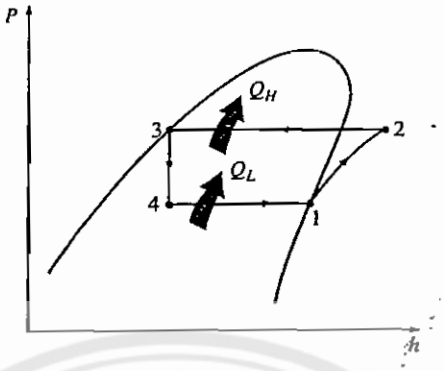


รูปที่ 2.2 แผนภูมิอุณภูมิและเอนโทรปีของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอทางอุดมคติ

(ที่มา : Thermodynamics : an engineering approach.)

---

[1] Cleland, A.C., Polynomial Curve-fit for Refrigerant Thermodynamics properties : Extension to include R-134a. International Journal of Refrigerant. Vol : 17, 1994, pp 245-249



รูปที่ 2.3 แผนภูมิความดันและเอนทาลปีของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ**ทางอุดมคติ**

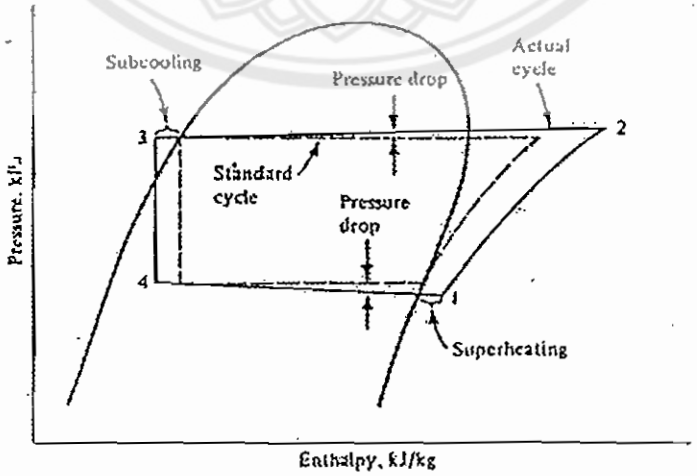
(ที่มา : Thermodynamics : an engineering approach)

กระบวนการ 1-2 คือ การที่สารทำความเย็นถูกอัดโดยกระบวนการโอโซน**โทรปิกด้วย**คอมเพรสเซอร์ ทำให้ไอของสารทำความเย็นมีอุณหภูมิและความดันสูงขึ้น

กระบวนการ 2-3 คือ กระบวนการที่ไอของสารทำความเย็นกลั่นตัวกลาย**เป็นของเหลว**และคายความร้อนออกมา ในสภาวะที่ความดันคงที่กระบวนการนี้เกิดขึ้นในคอนเดน**เซอร์**

กระบวนการ 3-4 คือ กระบวนการที่สารทำความเย็นมีสถานะเป็นของ**เหลว ซึ่งถูกลดความดัน**ด้วยอุปกรณ์ลดความดัน เป็นกระบวนการที่มีค่าเอนทาลปีคงที่

กระบวนการ 4-1 คือ กระบวนการที่สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะจาก**ของเหลวเป็นไอ โดยดึง**ความร้อนจากสิ่งแวดล้อมในสภาวะที่ความดันคงที่ กระบวนการนี้เกิดในอีแว**ปอเรเตอร์**



รูปที่ 2.4 แผนภูมิความดันและเอนทาลปีของวัฏจักรจริงในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

(ที่มา : Refrigeration and Air Conditioning)

ในวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอจริง เมื่อเปรียบเทียบกับวัฏจักรทำความเย็นทางอุดมคติ ดังแสดงในแผนภูมิความดันและเอนทาลปี ในรูปที่ 3.3 มีข้อแตกต่างดังนี้

1) การเกิดสภาวะ Sub-cooling ในคอนเดนเซอร์ เพื่อทำให้แน่ใจว่าสารทำความเย็นมีสถานะเป็นของเหลงทั้งหมดก่อนที่จะเข้าสู่อุปกรณ์ลดความดัน ทำให้ได้ค่าความร้อนเพิ่มขึ้น

2) การเกิดสภาวะ Superheating ในอีแวปอเรเดอร์ เพื่อทำให้แน่ใจว่าสารทำความเย็นมีสถานะเป็นไอทั้งหมดก่อนที่จะเข้าคอมเพรสเซอร์ทำให้ระบบสามารถดูดความร้อนจากสิ่งแวดล้อมได้มากขึ้น

3) ความดันที่ลดลงในคอนเดนเซอร์และอีแวปอเรเตอร์ เนื่องจากแรงเสียดทานระหว่างสารทำความเย็นกับผนังท่อ

4) ในทางอุดมคติ การอัดไอของสารทำความเย็นเป็นแบบไอเซนโทรปิก แต่ในความเป็นจริงจะไม่สามารถทำได้ เนื่องจากความดันจริงในช่วงการอัดตัวจะลดลง และเป็นผลทำให้ไอของสารทำความเย็นเมื่อออกจากคอมเพรสเซอร์มีค่าสูงขึ้น