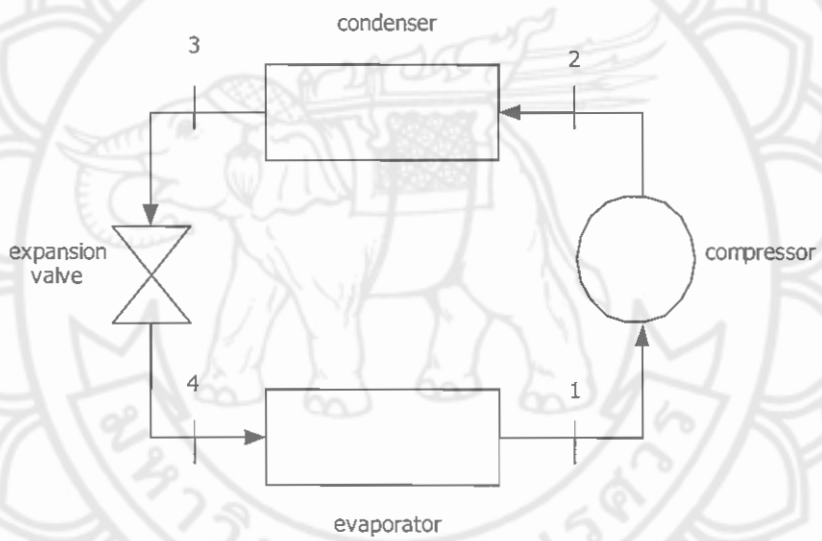
บทที่ 2
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย

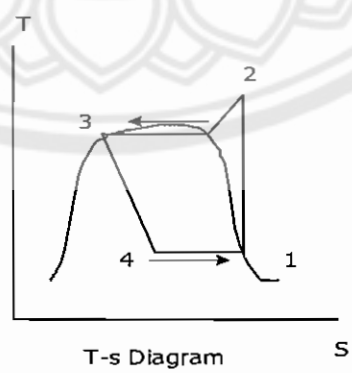
เนื่องด้วยงานวิจัยนี้จะเกี่ยวข้องกับการคำนวณสมรรถนะของระบบทำความเย็นดังนั้นจะกล่าวถึงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องพอสังเขปดังนี้

2.1 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapour Compression Refrigeration Cycle)

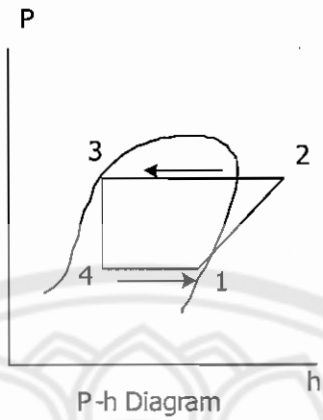
วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ มีวงจรการทำงานดังรูป 2.1 และกระบวนการที่เกิดขึ้นแสดงไว้ในรูป 2.2 และ 2.3



รูป 2.1 วงจรการทำงานของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ



รูป 2.2 แผนภูมิอุณหภูมิและเอนโทรปีของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอทางอุดมคติ



รูป 2.3 แผนภูมิความดันและเอนทาลปีของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอทางอุดมคติ

หลักการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอัดไอจะเริ่มจาก สารทำความเย็นในอีวาปอเรเตอร์จะรับเอาความร้อนจากบริเวณที่เราต้องการทำความเย็น โดยการแลกเปลี่ยนสถานะจากของไหลสองสถานะ (Two Phases) จนกลายเป็นไอไหลมายังคอมเพรสเซอร์ ซึ่งจะเพิ่มความดันให้สารทำความเย็นและไปควบแน่นเพื่อถ่ายเทความร้อนออกที่คอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นในสภาพของเหลวที่ไหลออกจากคอนเดนเซอร์จะไหลผ่านวาล์วขยายตัว เพื่อขยายตัวลดความดันและอุณหภูมิและไหลเข้าไปรับความร้อนที่อีวาปอเรเตอร์เป็นวัฏจักรต่อเนื่องไป

กระบวนการที่เกิดขึ้นสามารถสรุปเป็นข้อๆได้ดังนี้

- กระบวนการ 1 – 2 การอัดแบบเอนโทรปีคงที่ (Isentropic Compression) ไอของสารทำความเย็นมีอุณหภูมิและความดันสูงขึ้น
- กระบวนการ 2 – 3 การควบแน่นที่ความดันคงที่ (Isobaric Condensation) ไอของสารทำความเย็นกลั่นตัวเป็นของเหลวและคายความร้อนออกมา
- กระบวนการ 3 – 4 การขยายตัวแบบเอนทาลปีคงที่ (Isenthalpic Expansion) สารทำความเย็นถูกลดความดันด้วยอุปกรณ์ลดความดันและมีอุณหภูมิต่ำ
- กระบวนการ 4 – 1 การระเหยที่ความดันคงที่ (Isobaric Evaporation) สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอโดยดึงความร้อนจากสิ่งแวดล้อม

การคำนวณทางอุณหพลศาสตร์ (Thermodynamics) สำหรับวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอจะอาศัยกฎข้อที่ 1 ของอุณหพลศาสตร์สำหรับการไหลคงที่

$$Q + \sum m_r (h_i + \frac{v_i^2}{2} + gZ_i) = \sum m_r (h_o + \frac{v_o^2}{2} + gZ_o) + W \qquad [2.1]$$

โดยที่ Q = อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านระบบที่พิจารณา (kW)

W = กำลังงานที่ให้ระบบ (kW)

m_r = อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็น (kg/s)

h = เอนทาลปี (kJ/kg)

v = ความเร็วของสารทำความเย็น (m/s)

Z = ระดับความสูงจากจุดอ้างอิง (m)

g = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s^2)

subscripts i,o = สภาวะที่ทางเข้าและทางออกตามลำดับ

จากกฎข้อที่ 1 ของอุณหพลศาสตร์มาประยุกต์ใช้กับกระบวนการต่างๆ ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ สามารถแยกพิจารณาในแต่ละอุปกรณ์ดังนี้ (พิจารณารูป 2.1 ประกอบ)

คอมเพรสเซอร์ (กระบวนการ 1 – 2) กำหนดให้ ไม่มีการถ่ายเทความร้อนที่คอมเพรสเซอร์และผลต่างของความเร็วและระดับที่ทางเข้าและทางออกน้อยมาก จากสมการ 2.1 กำลังงานที่ป้อนเข้าคอมเพรสเซอร์ คือ

$$W_{cp} = m_r(h_{cp,o} - h_{cp,i}) \qquad [2.2]$$

โดยที่ W_{cp} = กำลังงานที่ป้อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (kW)

$h_{cp,i}$ = เอนทาลปีขาเข้าคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)

$h_{cp,o}$ = เอนทาลปีขาออกคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)

คอนเดนเซอร์ (กระบวนการ 2 – 3) เป็นการถ่ายเทความร้อนออกที่คอนเดนเซอร์ ที่ความดันคงที่ และผลต่างของความเร็ว และระดับ ที่ทางเข้าและทางออกน้อยมาก จากสมการ 2.1 อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ คือ

$$Q_{cd} = m_r(h_{cd,i} - h_{cd,o}) \qquad [2.3]$$

โดยที่ Q_{cd} = อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ (kW)

$h_{cd,i}$ = เอนทาลปีขาเข้าคอนเดนเซอร์ (kJ/kg)

$h_{cd,o}$ = เอนทาลปีขาออกคอนเดนเซอร์ (kJ/kg)

เอกซ์แพนชั่นวาล์ว (กระบวนการ 3 – 4) เป็นการขยายตัวผ่านวาล์วขยายตัว โดยกำหนดให้ไม่มีการถ่ายเทความร้อนที่วาล์วขยายตัว และผลต่างของความเร็วและระดับ ที่ทางเข้าและทางออกน้อยมาก จากสมการ 2.1 สามารถเขียนได้ว่า

$$h_{ex,i} = h_{ex,o} \qquad [2.4]$$

โดยที่ $h_{ex,i}$ = เอนทาลปีขาเข้าวาล์วขยายตัว (kJ/kg)

$h_{ex,o}$ = เอนทาลปีขาออกวาล์วขยายตัว (kJ/kg)

อีวาปอเรเตอร์ (กระบวนการ 4 – 1) เป็นการระเหยในอีวาปอเรเตอร์ที่ความดันคงที่ ผลต่างของความเร็วและระดับที่ทางเข้าและทางออกน้อยมาก จากสมการ 2.1 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อีวาปอเรเตอร์ คือ

$$Q_{ev} = m_r(h_{ev,o} - h_{ev,i}) \qquad [2.5]$$

โดยที่ Q_{ev} = อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อีวาปอเรเตอร์ (kW)

$h_{ev,i}$ = เอนทาลปีขาเข้าของอีวาปอเรเตอร์ (kJ/kg)

$h_{ev,o}$ = เอนทาลปีขาออกของอีวาปอเรเตอร์ (kJ/kg)

การวัดสมรรถนะของระบบทำความเย็นนิยมใช้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น (Coefficient Of Performance ; COP_r) กำหนดเป็น

$$COP_r = \frac{Q_{ev}}{W_{cp}} \qquad [2.6]$$

โดยที่ COP_r = สัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น

Q_{ev} = อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อีวาปอเรเตอร์ (kW)

W_{cp} = กำลังงานที่ป้อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (kW)

การวัดสมรรถนะของระบบแบบฮีทปั๊ม (COP_h) กำหนดเป็น

$$COP_h = \frac{Q_{cd}}{W_{cp}} \qquad [2.7]$$

โดยที่ COP_h = สัมประสิทธิ์สมรรถนะของฮีทปั๊ม
Q_{cd} = อัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์ (kW)
W_{cp} = กำลังงานที่ป้อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (kW)

2.2 การคำนวณการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

เนื่องจากงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเกี่ยวกับระบบผลิตน้ำร้อนจากเครื่องปรับอากาศทำให้มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) มาเกี่ยวข้องนั่นคือ ที่ส่วนของคอนเดนเซอร์กับอีวาปอเรเตอร์ ดังนั้นจึงจะกล่าวถึงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องต่อไปนี้

2.2.1คอนเดนเซอร์ ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็น เป็นการคำนวณการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลทั้ง 2 ชนิดไม่ผสมกัน แสดงดังสมการที่ 2.8 ดังนี้

$$Q_{cd} = m_r(h_{cd,i} - h_{cd,o}) \qquad [2.8]$$

โดยที่ Q_{cd} = อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ (kW)
m_r = อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็น (kg/s)
$h_{cd,i}$ = เอนทาลปีขาเข้าคอนเดนเซอร์ (kJ/kg)
$h_{cd,o}$ = เอนทาลปีขาออกคอนเดนเซอร์ (kJ/kg)

ในกรณีเมื่อใช้น้ำมาแลกเปลี่ยนความร้อนในคอนเดนเซอร์จะได้

$$Q_{cd} = m_w C_{pw}(T_{w,o} - T_{w,i}) \qquad [2.9]$$

$$= (UA)_{cd} \frac{[(T_{cd,o} - T_{w,i}) - (T_{cd,i} - T_{w,o})}{\lambda n \frac{(T_{cd,o} - T_{w,i})}{(T_{cd,i} - T_{w,o})}} \qquad [2.10]$$

โดยที่ Q_{cd} = อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ (kW)
m_w = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำ (kg/s)
C_{pw} = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ (kJ/kg.K)
$T_{w,i}$ = อุณหภูมิน้ำขาเข้าคอนเดนเซอร์ (K)
$T_{w,o}$ = อุณหภูมิน้ำขาออกจากคอนเดนเซอร์ (K)
$T_{cd,i}$ = อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้าคอนเดนเซอร์ (K)
$T_{cd,o}$ = อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออกจากคอนเดนเซอร์ (K)
$(UA)_{cd}$ = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของคอนเดนเซอร์ (kW/K)

2.2.2 อีวาปอเรเตอร์ ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนโดยรับความร้อนจากสิ่งแวดล้อมภายนอกมาถ่ายเทให้กับสารทำความเย็น เป็นการคำนวณการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลทั้ง 2 ชนิดไม่ผสมกัน แสดงดังสมการที่ 2.11 ดังนี้

$$Q_{ev} = m_r(h_{ev,o} - h_{ev,i}) \qquad [2.11]$$

โดยที่ Q_{ev} = อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อีวาปอเรเตอร์ (kW)
m_r = อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็น (kg/s)
$h_{ev,i}$ = เอนทาลปีขาเข้าของอีวาปอเรเตอร์ (kJ/kg)
$h_{ev,o}$ = เอนทาลปีขาออกของอีวาปอเรเตอร์ (kJ/kg)

ในกรณีอากาศรอบๆมาถ่ายเทความร้อนให้กับอีวาปอเรเตอร์โดยอัตราความร้อนที่เกิดขึ้นสามารถคำนวณได้จาก

$$Q_{ev} = m_a C_{pa}(T_{a,i} - T_{a,o}) \qquad [2.12]$$

$$= (UA)_{ev} \frac{[(T_{a,i} - T_{ev,o}) - (T_{a,o} - T_{ev,i})}{\lambda n \frac{(T_{a,i} - T_{ev,o})}{(T_{a,o} - T_{ev,i})}} \qquad [2.13]$$

โดยที่ Q_{ev} = อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อีวาปอเรเตอร์ (kW)

m_a = อัตราการไหลโดยมวลของอากาศ (kg/s)

C_{pa} = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ (kJ/kg.K)

$T_{a,i}$ = อุณหภูมิอากาศขาเข้าอีวาปอเรเตอร์ (K)

$T_{a,o}$ = อุณหภูมิอากาศขาออกจากอีวาปอเรเตอร์ (K)

$T_{ev,i}$ = อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้าอีวาปอเรเตอร์ (K)

$T_{ev,o}$ = อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออกจากอีวาปอเรเตอร์ (K)

$(UA)_{ev}$ = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของอีวาปอเรเตอร์ (kW/K)

2.3 การคำนวณคุณสมบัติของสารทำความเย็น

เนื่องจากโครงการวิจัยนี้ใช้ R134a เป็นสารทำความเย็น และมีการจำลองสถานการณ์ของระบบ ดังนั้นเพื่อความสะดวกในการคำนวณ จะใช้สมการทางคณิตศาสตร์ในการคำนวณคุณสมบัติของสารทำความเย็น โดย**Cleland** [6] ได้ทำการศึกษาสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่ใช้กับสาร R-134a ดังนี้

2.3.1 Vapor pressure and saturation temperature for R134a

$$P_{sat} = \exp(21.51297 - \frac{2200.9809}{246.61 + T_{sat}}) \qquad [2.14]$$

$$T_{sat} = (\frac{-2200.9809}{\lambda n(P_{sat}) - 21.51297} - 246.61) \qquad [2.15]$$

โดยที่ subscript sat = สภาวะอิ่มตัว (saturated condition)

สมการที่ [2.14] และ [2.15] กำหนดช่วงอุณหภูมิการใช้งานที่ - 40°C $\leq T_{sat} \leq$ 70°C โดยที่ค่า P_{sat} จะมีค่าผิดพลาด 0.46% แต่ถ้าอยู่ในช่วง - 30°C $\leq T_{sat} \leq$ 50°C จะมีค่าผิดพลาด 0.22%

2.3.2 Liquid enthalpy for R134a

$$h_L = 50952 + 1335.29T_L + 1.7065T_L^2 + 7.6741*10^{-3}T_L^3 \qquad [2.16]$$

โดยที่ h_L = enthalpy of liquid refrigerant

T_L = อุณหภูมิสารทำความเย็นเหลว

สมการ [2.16] กำหนดช่วงอุณหภูมิการใช้งานที่ ที่ - 40°C $\leq T_L \leq$ 70°C จะมีความผิดพลาด ± 2.0 kJ/kg

2.3.3 Saturated vapor enthalpy for R134a

$$h_{i1} = 249455 + 606.163T_{sat} - 1.05644T_{sat}^2 - 1.82426*10^{-2}T_{sat}^3 \qquad [2.17]$$

โดยที่ h_{i1} = saturated vapor enthalpy

สมการที่ [2.17] กำหนดช่วงอุณหภูมิการใช้งานที่ - 40°C $\leq T_{sat} \leq$ 70°C โดยมีค่าผิดพลาด ± 0.3 kJ/kg แต่ถ้าอยู่ในช่วง - 30°C $\leq T_{sat} \leq$ 50°C จะมีค่าผิดพลาด ± 0.2 kJ/kg

2.3.4 Superheated vapor enthalpy for R134a

$$\Delta T_s = T_s - T_{sat} \qquad [2.18]$$

โดยที่ T_s = อุณหภูมิของสารทำความเย็นในช่วง superheat condition

จะได้

$$h_{i2} = h_{i1}(1 + 3.48186*10^{-3}\Delta T_s + 1.6886*10^{-6}\Delta T_s^2 + 9.2642*10^{-6}\Delta T_s T_{sat} - 7.698*10^{-8}\Delta T_s^2 T_{sat} + 1.707*10^{-7}\Delta T_s \Delta T_{sat}^2 - 1.213*10^{-9}\Delta T_s^2 \Delta T_{sat}^2) \qquad [2.19]$$

โดยที่ h_{i2} = superheated vapor enthalpy

จากสมการ [2.19] กำหนดช่วงอุณหภูมิการใช้งานที่ - 40°C $\leq T_{sat} \leq$ 70°C และ $\Delta T_s \leq$ 60°C จะมีค่าผิดพลาด ± 1.2 kJ/kg แต่ถ้า T_{sat} > 60°C จะมีค่าผิดพลาด ± 0.6 kJ/kg และสำหรับช่วงอุณหภูมิการใช้งาน - 30°C $\leq T_{sat} \leq$ 50°C และ และ $\Delta T_s \leq$ 60°C จะมีค่าผิดพลาด 0.25 kJ/kg

หลักการที่กล่าวมาข้างต้นนี้จะใช้นำมาวิเคราะห์หาสมรรถนะของระบบ ซึ่งจะกล่าวถึงรายละเอียดในบทต่อไป