บทที่ 3

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 ประเภทของความร้อน

3.1.1 ความร้อนสัมผัส (sensible heat) คือความร้อนที่ถ่ายเทเข้าหรือออกจากสาร แล้วมีผลกับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสสารในสถานะและความดันคงที่ เช่น การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ ของเหลว ไอร้อนยิ่งยวด หรือ ของเหลวเย็นยิ่งยวด ซึ่งความหนาแน่นของสารจะเปลี่ยนเล็กน้อยขึ้นกับอุณหภูมิของสาร การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารก็จะขึ้นกับค่าความร้อนจำเพาะของสารนั้นและปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท

$$q = C_p \Delta T \qquad \text{kJ/kg} \qquad \text{... (3.1)}$$

3.1.2 ความร้อนแฝง (latent heat) คือความร้อนที่ถ่ายเทเข้าหรือออกจากสสารแล้วมีผลกับการเปลี่ยนแปลงสถานะของสสารที่อุณหภูมิและความดันคงที่ เช่น การแข็งตัว การหลอมเหลว การระเหย การควบแน่น

$$q = L \qquad \text{kJ/kg} \qquad \text{... (3.2)}$$

ทั้งความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัสสามารถเปลี่ยนรูปไปมาได้ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของสภาวะ เช่น ความดัน เป็นต้น

3.2 การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer)

3.2.1 การนำความร้อน (Conduction heat transfer)

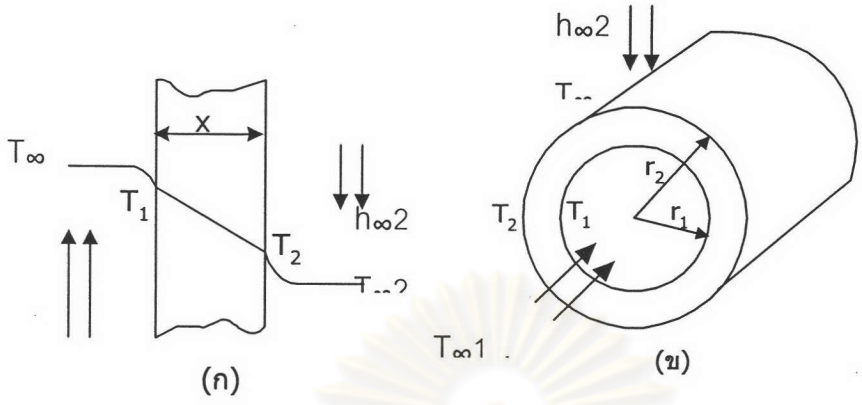
การนำความร้อน คือ การถ่ายเทความร้อนในของแข็งที่เป็นตัวกลางความร้อนโดยโมเลกุลของตัวกลางไม่มีการเคลื่อนที่ การนำความร้อนจะเกิดขึ้นเมื่อมีความแตกต่างของอุณหภูมิ

$$\dot{Q} = -k A \frac{dT}{dx} \qquad \text{kW} \qquad \text{... (3.3)}$$

3.2.2 การพาความร้อน (Convection heat transfer)

การพาความร้อน คือ การถ่ายเทความร้อนในขอเหลว โดยที่โมเลกุลของของไหลมีการเคลื่อนที่พาความร้อนไปถ่ายเทให้กับส่วนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ซึ่งมีการพาความร้อนโดยวิธีธรรมชาติ(Natural convection) และการพาความร้อนแบบบังคับ (force convection)

$$\dot{Q} = -hA\Delta T \qquad \text{kW} \qquad \text{... (3.4)}$$



รูปที่ 3.1 (ก) การถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นระนาบ

รูปที่ 3.1 (ข) การถ่ายเทความร้อนผ่านผนังท่อทรงกระบอก

3.2.3 อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นระนาบ

เมื่อมีการถ่ายเทความร้อนผ่านตัวกลางหลายชั้นทั้งในรูปของการนำความร้อนหรือการพาความร้อน สามารถใช้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ในการคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนดังนี้

$$\dot{Q}_x = UA(T_{\infty 1} - T_{\infty 2}) \quad \text{kW} \quad \ldots(3.5)$$

เมื่อ $$U = \frac{1}{R_{tot} A} \quad \text{kW/(m}^2\text{.}^\circ\text{C)} \quad \ldots(3.6)$$

$$R_{tot} = R_{conv,1} + R_{cond} + R_{conv,2} \quad {}^\circ\text{C/kW} \quad \ldots(3.7.1)$$

$$= \frac{1}{h_{1\infty} A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_{2\infty} A} \quad {}^\circ\text{C/kW} \quad \ldots(3.7.2)$$

3.2.4 อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านท่อทรงกระบอก

การนำความร้อนผ่านผนังท่อจะมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนเปลี่ยนไปตามตำแหน่งรัศมี จึงมีการคำนวณต่างจากการนำความร้อนผ่านแผ่นระนาบ

$$\dot{Q}_r = U_1 A_1 (T_{\infty 1} - T_{\infty 2}) = U_2 A_2 (T_{\infty 1} - T_{\infty 2}) \quad \ldots(3.8)$$

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

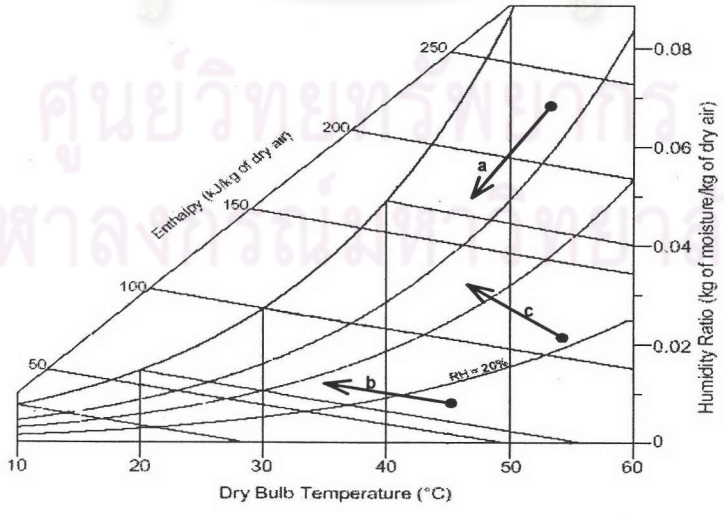
$$\dot{Q}_r = \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R_{tot}} \quad \text{...(3.9)}$$

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k}\ln(\frac{r_2}{r_1}) + \frac{1}{h_2}} \quad \text{...(3.10)}$$

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_2}{k}\ln(\frac{r_1}{r_2}) + \frac{1}{h_2}} \quad \text{...(3.11)}$$

3.3 การถ่ายเทมวลและความร้อน(Heat and mass transfer)

การถ่ายเทความร้อนและมวลของน้ำจะเกิดขึ้นจากความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิและความดันไอ ความร้อนจะถ่ายเทจากที่อุณหภูมิสูงไปยังอุณหภูมิต่ำ การถ่ายเทมวลไอน้ำจะถ่ายเทจากความดันไอสูงไปยังที่ความดันไอต่ำ หลักการนี้ที่นำมาใช้ในระบบทำความเย็นคือ การทำความเย็นด้วยไอระเหย (Evaporative Cooler) คือ ละอองน้ำหรือผิวเปียกที่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนต่อมวลมาก สัมผัสกับวัตถุที่มีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิอิ่มตัวของน้ำ เช่น อากาศร้อนหรือผิวท่อของไอสารทำความเย็น ความร้อนสัมผัสของวัตถุนั้นจะถ่ายเทให้ละอองน้ำกลายเป็นความร้อนแฝงของไอน้ำ น้ำระเหยกลายเป็นไอทำให้อากาศหรือผิวท่อมีอุณหภูมิลดลง ซึ่งกระบวนการถ่ายเทมวลและความร้อนในบรรยากาศสามารถแสดงได้ด้วย Psychrometric Chart



รูปที่ 3.2 กระบวนการทางความร้อนตามกฎเส้นตรง(a) cooling and dehumidification (b) evaporative cooling (c) heating and humidification

3.4 การไหลในท่อ

3.4.1 ความดันลดหลัก

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} \rho \quad \text{Pa} \qquad \ldots(3.12)$$

โดย ค่า f คือ ค่าตัวประกอบความเสียดทาน (friction factor) เป็นฟังก์ชันของ Reynolds number,Re และค่าความหยาบละเอียดสัมพัทธ์ของท่อ ε/D และหาค่า f จากMoody Diagram

3.4.2 ความดันลดรอง

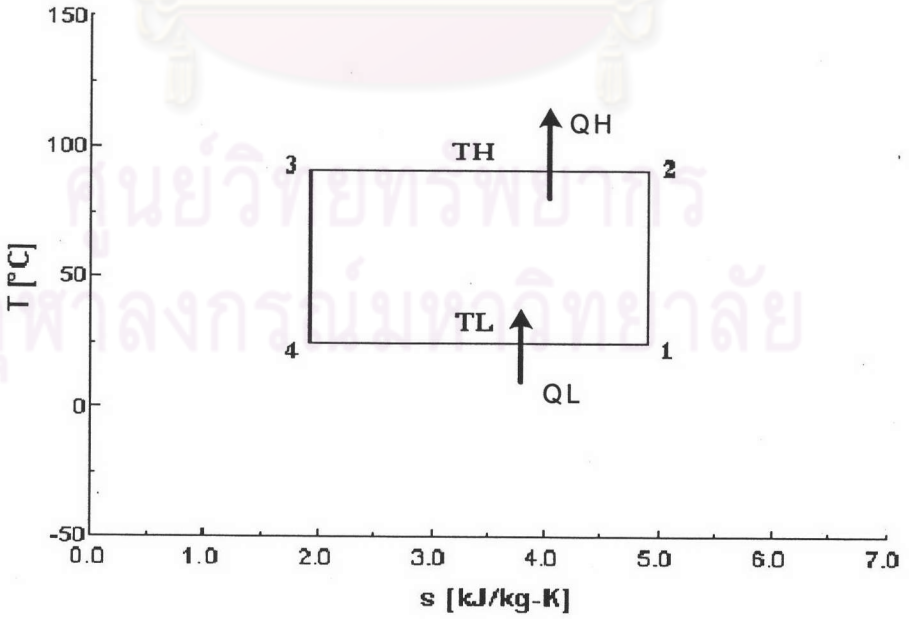
$$\Delta P = k_c \frac{v^2}{2} \rho \quad \text{Pa} \qquad \ldots(3.13)$$

โดย ค่า k_c คือ ค่าตัวประกอบความดันลดเมื่อมีการเปลี่ยนพื้นที่หน้าตัด

3.5 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบทำความเย็น

3.5.1 วัฏจักรคาร์โนต์

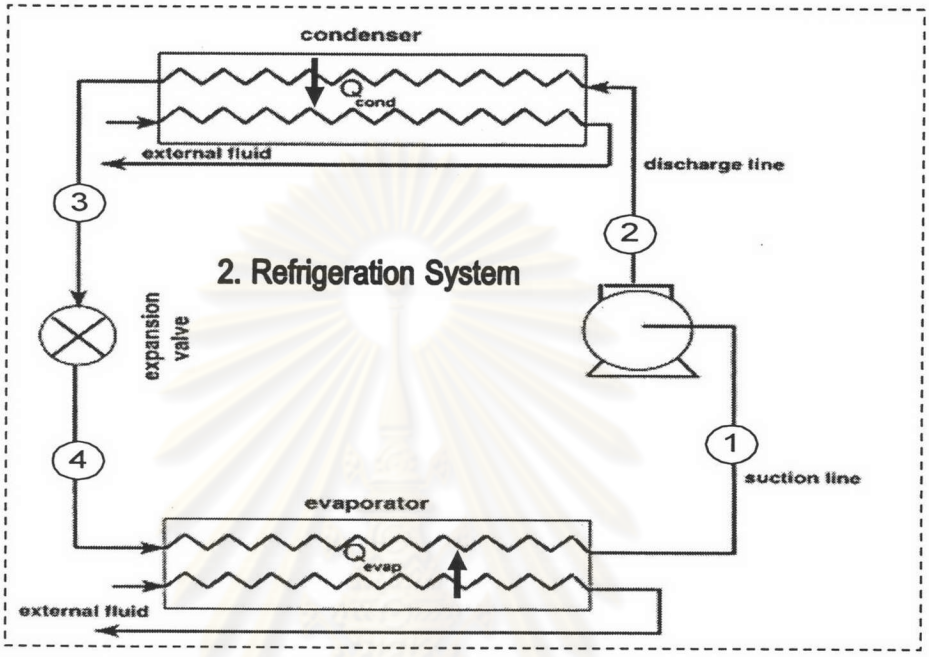
เป็นวัฏจักรที่แสดงถึงความสามารถสูงสุดในการถ่ายเทความร้อนระหว่างแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงกับแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ



รูปที่ 3.3 วัฏจักรคาร์โนต์

$$COP_{Carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \qquad \ldots(3.14)$$

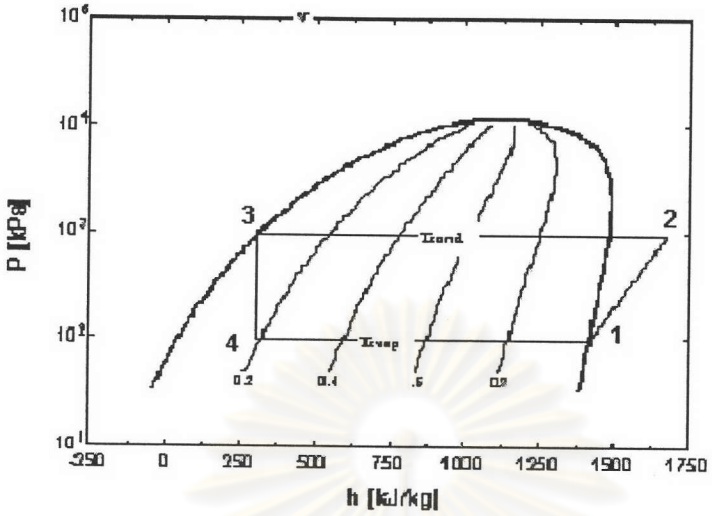
3.5.2 ระบบทำความเย็นทางทฤษฎี



รูปที่ 3.4 แผนผังเครื่องจักรกลและอุปกรณ์หลักในระบบการทำความเย็น

ระบบทำความเย็นทางทฤษฎี ที่มีอุปกรณ์หลัก ตามรูปที่ 3.1 สามารถแสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็นที่สภาวะต่างๆ ใน P-h diagram ตามเงื่อนไขการพิจารณาแต่ละกระบวนการดังนี้

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3.5 P-h diagram

พิจารณาสมการพลังงานของการไหลอย่างคงที่

$$\dot{m}(h_1 + \frac{v_1^2}{2\times 1000 J/kJ} + z_1 g) + q = \dot{m}(h_2 + \frac{v_2^2}{2\times 1000 J/kJ} + z_2 g) + w \quad \text{kW} \quad \ldots(3.15)$$

1-2 การอัดตัวแบบไอเซนทรอปิก คอมเพรสเซอร์อัดไอสารทำความเย็นที่ความดันต่ำให้มีความดันสูงและอุณหภูมิสูงกว่าตัวกลางระบายความร้อน เพื่อให้อยู่ในสภาวะที่สามารถถ่ายเทความร้อนออกจาก ระบบได้

การอัดตัวแบบธรรมดา $W = h_1 - h_2$ kJ/kg ...(3.16)

การอัดตัวแบบไอเซนทรอปิก $W_S = h_{1,S} - h_{2,S}$ kJ/kg ...(3.17)

2 -3 การถ่ายเทความร้อนออกนอกระบบผ่านทางคอนเดนเซอร์ ขณะที่ของไหลมีความดันสูง

$$q_c = h_3 - h_2 \quad \text{kJ/kg} \quad \ldots(3.18)$$

3 -4 เป็นกระบวนการ throtting ลดความดันโดยที่มีเอนทาลปีคงที่

$$h_4 = h_3 \quad \text{kJ/kg} \quad \ldots(3.19)$$

4 -1 เป็นการถ่ายเทความร้อนเข้าสู่ระบบผ่านทางเครื่องระเหย ซึ่งเป็นภาระการทำความเย็นของระบบ(Cooling Load)

$$q_e = h_1 - h_2 \quad \text{kJ/kg} \quad \ldots(3.20)$$

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

$$COP = \frac{q_e}{w} \qquad \text{kW/KW} \qquad \text{... (3.21)}$$

ค่าประสิทธิภาพการให้ความเย็น

$$EER = \frac{q_e}{w} \qquad \text{BTU/h.W} \qquad \text{...(3.22)}$$

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการใช้กำลังไฟฟ้ารวมในการทำความเย็น

$$COP_t = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_m} \qquad \text{kW/kW} \qquad \text{...(3.23)}$$

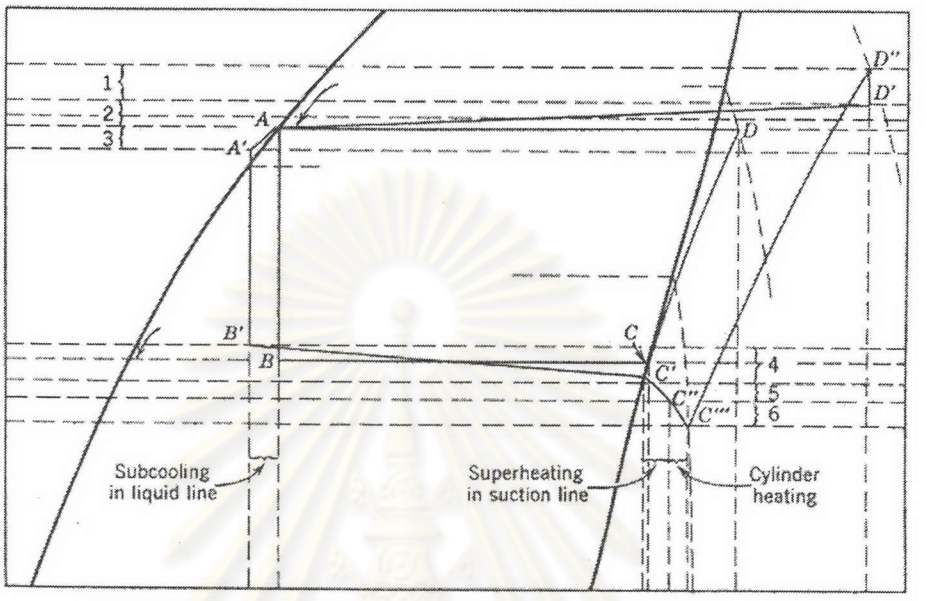
3.5.3 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นทางการปฏิบัติงานจริง (Actual Refrigeration Cycle) ในการปฏิบัติงานจริงระบบจะมีความแตกต่างจากระบบทางทฤษฎี ซึ่งความแตกต่างที่มีผลต่อประสิทธิภาพของระบบที่สำคัญ คือ

3.5.3.1 สารทำความเย็นไอร้อนยวดยิ่งและsubcooled

- สารทำความเย็นที่เข้าเครื่องอัดไอทางด้านดูดจะมีสถานะเป็นไอร้อนยวดยิ่ง เพื่อป้องกันไม่ให้มีสารทำความเย็นเหลวเข้าไปในคอมเพรสเซอร์เพราะจะทำให้คอมเพรสเซอร์เสียหายได้
- สารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นจะมีสถานะเป็น subcooled เพื่อเพิ่มปริมาณความสามารถในการทำความเย็นในเครื่องระเหย

3.5.3.2 ความดันสูญเสียที่เกิดจากความเสียดทานของการไหล

ในการพิจารณาความเสียดทานทั้งในตัวของสารทำความเย็นและพื้นผิวสัมผัส ทำให้เกิดความดันสูญเสียขณะที่ไหลผ่าน ท่อ เครื่องระเหยเครื่องควบแน่น ถังเก็บสารทำความเย็นเหลว วาล์วและทางผ่านของเครื่องควบแน่นซึ่งสามารถเขียนเป็น P-h diagram ดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 P-h diagram ของระบบการทำความเย็นจริง

$C'' - C'''$ เป็นความดันสูญเสียเมื่อไอสารทำความเย็นไหลผ่านมายังท่อและวาล์วทางดูดเข้าสู่กระบอกสูบ

$C''' - D''$ แสดงกระบวนการอัดซึ่งในรอบการอัดจะมีความดันสูญเสียเกิดขึ้น สังเกตว่าไอในกระบอกสูบจะอัดให้มีความดันสูงกว่า ความดันควบแน่นเฉลี่ย เพื่อที่จะสามารถดันไอสารทำความเย็นผ่านวาล์วทางออก และสูงถึงความดันควบแน่น

$D'' - D'$ เป็นความดันสูญเสียที่เกิดจากการดันไอสารทำความเย็นผ่านวาล์วทางออก

$D' - A$ แสดงความดันสูญเสียที่ไอสารทำความเย็นไหลผ่านท่อส่งและเครื่องควบแน่น ซึ่งความดันสูญเสียส่วนนี้จะขึ้นกับความยาวท่อสารทำความเย็นที่ติดตั้ง รวมทั้งลักษณะและขนาดของเครื่องควบแน่น

$A - A'$ แสดงความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลออกจากเครื่องควบแน่นผ่านถังเก็บสารทำความเย็นเหลวและท่อสารทำความเย็นเหลวก่อนจะเข้าเครื่องระเหย

3.6 เครื่องคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ (Reciprocating Compressor)

3.6.1 ปริมาตรที่ลูกสูบเคลื่อนที่ของคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ

ปริมาตรที่ลูกสูบเคลื่อนที่ คือ ปริมาตรทั้งหมดภายในกระบอกสูบที่ลูกสูบเคลื่อนที่จากศูนย์ตายบนลงมายังศูนย์ตายล่าง โดยปรกติจะบอกเป็นลิตรต่อวินาที (L/s) สำหรับเครื่องอัดแบบลูกสูบที่ทำงานด้านเดียว (single acting) ปริมาตรที่ลูกสูบเคลื่อนที่คำนวณได้ดังนี้

$$\dot{V}_d = (\pi)(D^2)(L)(N)(n) \qquad \text{...(3.24)}$$

เมื่อ $\dot{V}_d$ คือ ปริมาตรที่ลูกสูบเคลื่อนที่ (displacement rate) (m^3/s)

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกสูบ (m)

L คือ ระยะชักของลูกสูบ (m)

N คือ จำนวนรอบการหมุนของข้อเหวี่ยง (rpm)

n คือ จำนวนลูกสูบของเครื่องอัดไอ

3.6.2 ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร

ในการทำงานจริงปริมาตรของไอสารทำความเย็นที่เข้ามาในกระบอกสูบมีปริมาตรน้อยกว่าปริมาตรที่ลูกสูบเคลื่อนที่ตามสมการที่(3.24) เนื่องจากสาเหตุหลายประการ เช่นปริมาตรที่ว่างเหนือลูกสูบ(Clearance Volume),ความร้อนที่เกิดจากการอัดตัว,การรั่วของไอ(leak) , อัตราส่วนการอัด ซึ่งประสิทธิภาพเชิงปริมาตรก็จะส่งผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของระบบ ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร คือ อัตราส่วนปริมาตรไอสารทำความเย็นที่เข้ามาจริง ต่อปริมาตรที่ลูกสูบเคลื่อนที่

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_d} \times 100 \quad \% \qquad \text{...(3.25)}$$

เมื่อ η_v คือ ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (volumetric efficiency)

$\dot{V}_a$ คือ ปริมาตรไอสารทำความเย็นที่เข้ามาในกระบอกสูบจริง (actual volume flow rate)

$\dot{V}_d$ คือ ปริมาตรที่ลูกสูบเคลื่อนที่ (displacement rate)

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สิ่งที่มีผลต่อประสิทธิภาพ คือ

1. ปริมาตรที่ว่างเหนือลูกสูบ (clearance volume)
2. ความสูญเสียขณะไหลผ่านท่อและลิ้นทางเข้า (Suction valve)
3. ความสูญเสียขณะไหลผ่านท่อและลิ้นทางออก (Discharge valve)
4. อัตราส่วนการอัด (Compression Ratio,CR)

สมการคำนวณประสิทธิภาพเชิงปริมาตร

$$\eta_v = 100 - m\left[(CR)^{1/n} - 1\right] \quad \text{...(3.26)}$$

$$m = percent\,clearance = \left(\frac{v_c}{v_d - v_c}\right)100 \quad \text{...(3.27)}$$

เมื่อ v_c คือ ปริมาตรช่องว่างในกระบอกสูบ

สมการ (3.27) และ (3.28) ต้องทราบ Clearance Volume ซึ่งเป็นข้อมูลที่ต้องทราบจากผู้ผลิต ซึ่งในการตรวจวัดโดยทั่วไปอาจไม่ทราบข้อมูลนี้ K.T.Chan ได้เสนอสมการเพื่อการคำนวณโดยใช้เพียงค่าอัตราส่วนการอัดที่สามารถวัดได้โดยตรง

$$\eta_v = 0.94 - 0.015(CR) \quad \text{...(3.28)}$$

$$CR = \frac{P_o}{P_i} \quad \text{...(3.29)}$$

เมื่อ P_o คือ ความดันด้านจ่ายของคอมเพรสเซอร์,kPa

P_i คือ ความดันด้านดูดของคอมเพรสเซอร์,kPa

3.6.3 อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{V}_a}{v_r} \quad \text{...(3.30)}$$

เมื่อ $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น(mass flow rate) (kg/s)

v_r คือ ปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ (m^3/kg)

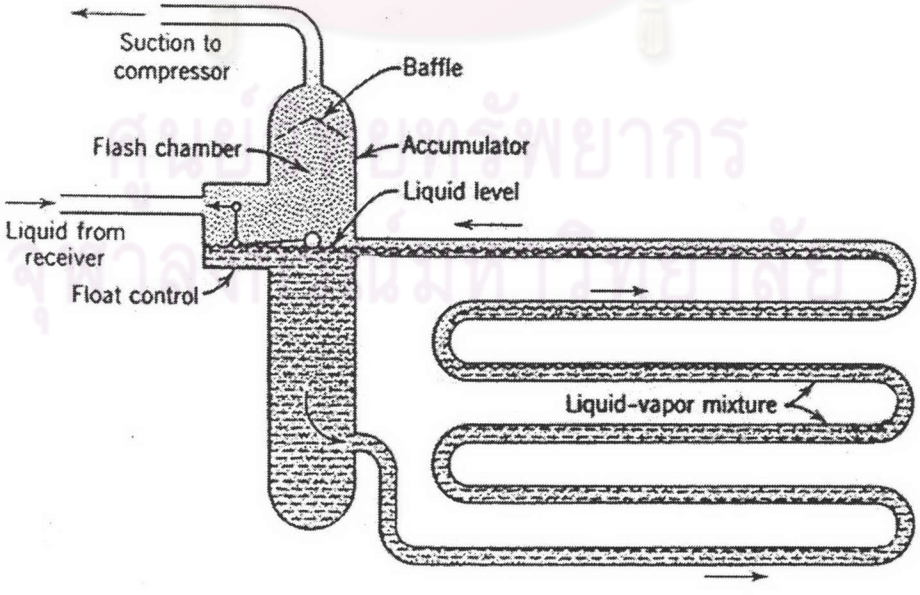
3.6.4 ความต้องการพลังงานของเครื่องอัดทางปฏิบัติ

พลังงานทั้งหมดที่ใช้ในการหมุนเพลาของเครื่องอัด เรียกว่า พลังงานเพลา อาจจะคำนวณจากพลังงานทางทฤษฎีและตัวประกอบในการใช้งาน เรียกว่าประสิทธิภาพของเครื่องอัด ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์เป็นความสัมพันธ์ระหว่างพลังงานทางทฤษฎี ต่อ พลังงานเพลา

3.7 **เครื่องระเหยแบบแช่สารทำความเย็น** (Flooded-Type Evaporator)

3.7.1 การทำงานของเครื่องระเหยแบบแช่สารทำความเย็น

ใช้การหมุนเวียนสารทำความเย็นในเครื่องระเหยเป็นการพาความร้อนโดยธรรมชาติ ถังสะสมสารทำความเย็นที่เป็นแหล่งรับสารทำความเย็นเหลวและจ่ายไอสารทำความเย็น รักษาระดับสารทำความเย็นเหลวให้ท่วมขดท่อเครื่องระเหยคงที่เสมอ เมื่อสารทำความเย็นรับความร้อนและเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอความหนาแน่นต่ำ ก็ลอยตัวไปอยู่ที่ด้านบนของถังเก็บสารทำความเย็นและถูกดูดไปเข้าคอมเพรสเซอร์ เมื่อบางส่วนกลายเป็นไอสารทำความเย็นเหลวที่ด้านบนก็จะไหลลงมาแทนที่ตามแรงโน้มถ่วง เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงระดับของสารทำความเย็นในเครื่องระเหยวาล์วลูกลอยจะเปิดรับสารทำความเย็นเหลวจากถังเก็บสารทำความเย็นเหลวความดันสูงมายังเครื่องระเหยความดันต่ำ



รูปที่ 3.7 เครื่องระเหยแบบเครื่องระเหยแบบแช่สารทำความเย็น (Flooded-Type Evaporator)

3.7.2 ข้อดีของเครื่องระเหยแบบแช่สารทำความเย็น

- มีประสิทธิภาพดีเนื่องจากทุกพื้นผิวถ่ายเทความร้อนเปียกอยู่เสมอ จึงรับความร้อนได้ดี
- ไม่มีปัญหาเรื่องการควบคุมการแยกไหลของสารทำความเย็นในกรณีที่มีเครื่องระเหยต่อขนานกันหลายตัว
- ไอสารทำความเย็นที่ลอยอยู่ด้านบนของถังเก็บสารทำความเย็นจะเป็นไออิ่มตัว ไม่เป็นไอร้อยยิ่งยวด ซึ่งมีผลต่อการทำงานของคอมเพรสเซอร์

3.7.3 ข้อเสียของเครื่องระเหยแบบแช่สารทำความเย็น

- ราคาต้นทุนสูงกว่า ต้องมีถังเก็บน้ำยา
- ต้องการปริมาณของสารทำความเย็นเป็นจำนวนมากไปสะสมในขดท่อเครื่องระเหย
- ที่ด้านล่างของขดท่อเครื่องระเหยจะมีความดันสถิต และอาจมีน้ำมันหล่อลื่นสะสมอยู่ ทำให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนลดลงได้

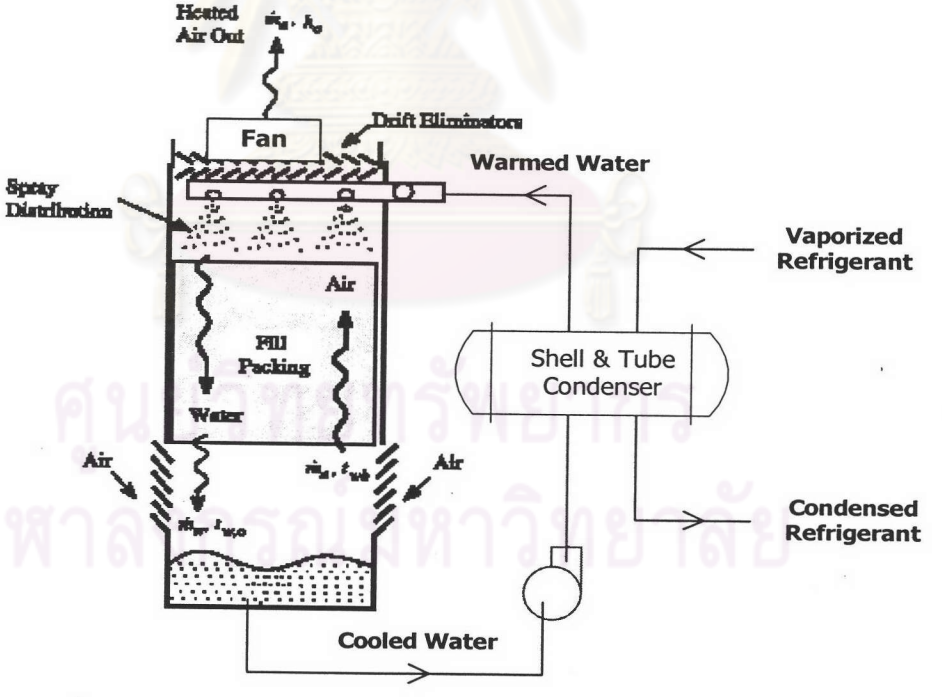
3.8 เครื่องควบแน่น

ในอุตสาหกรรมทำความเย็นโดยทั่วไปมีการใช้เครื่องควบแน่น 3 ชนิด คือ

3.8.1 เครื่องควบแน่นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air-Cooled Condenser) ใช้พัดลมเป่าอากาศผ่านท่อสารทำความเย็นของเครื่องควบแน่น ความร้อนสัมผัสถ่ายเทด้วยผลต่างของอุณหภูมิของผิวท่อเครื่องควบแน่นกับอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ

รูปที่ 3.8 เครื่องควบแน่นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

3.8.2 เครื่องควบแน่นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water-Cooled Condenser) เป็นการถ่ายเทความร้อนผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนควบแน่นของไอสารทำความเย็นอุณหภูมิสูงไปสู่น้ำในรูปของความร้อนสัมผัส และมีอุปกรณ์ประกอบคือหอทำความเย็น(Cooling Tower) น้ำหล่อเย็นอุณหภูมิสูงจากเครื่องควบแน่นจะถูกดูดไปยังหอทำน้ำเย็นและพ่นให้กระจายเป็นบนวัสดุเพิ่มพื้นที่สัมผัส มีพัดลมขนาดใหญ่เป่าหรือดูดอากาศผ่านน้ำถ่ายเทความร้อนจากน้ำสู่อากาศในรูปของความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมมีหลายชนิด ตามความเหมาะสมกับแต่ละสภาพการทำงาน ซึ่งในอุตสาหกรรมการผลิตน้ำแข็งที่นิยมใช้ คือ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and Tube Heat Exchanger) จะให้ไอสารทำความเย็นไหลในเปลือกและน้ำหล่อเย็นไหลในท่อ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อนี้ก็ยังแบ่งเป็นแบบต่างๆอีกตามมาตรฐาน TEMA(Tubular Exchanger Manufacturers Association) เลือกใช้ตามความเหมาะสมกับงาน



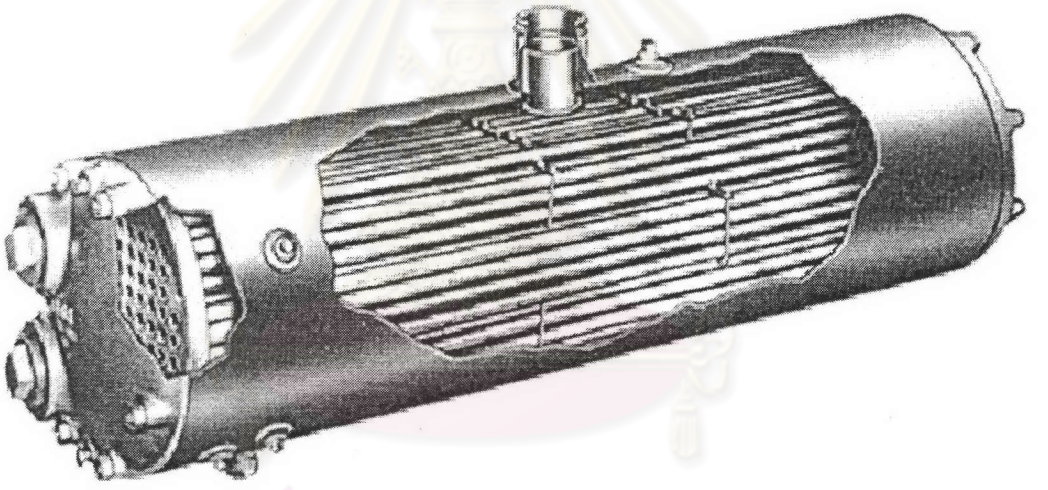
รูปที่ 3.9 เครื่องควบแน่นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ(Water-Cooled Condenser)

3.8.2.1 หอทำความเย็น (Cooling Tower)

ถ่ายเทมวลความร้อนด้วยกระบวนการระเหย (Evaporative Cooling) ดังรูปที่ 3.9 และมีกระบวนการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของอากาศที่เป็นตัวกลางระบายความร้อนดังรูปที่ 3.2

3.8.2.2 เครื่องควบแน่นแบบเปลือกและท่อ (Shell & Tube Condenser *)*

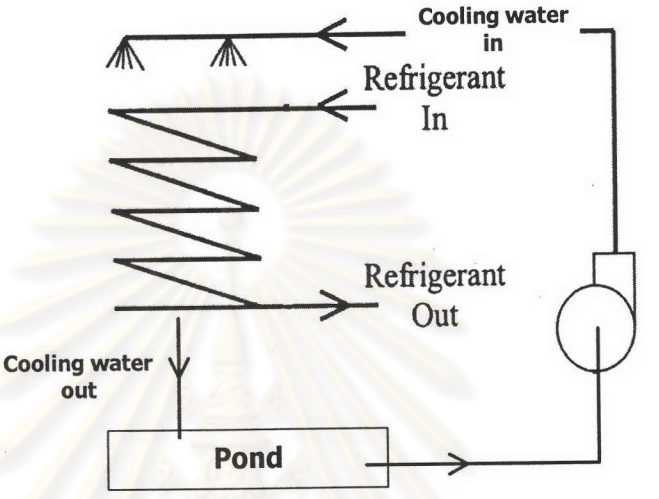
ไอสารทำความเย็นไหลเข้ามาทางเปลือก(shell) ถ่ายเทความร้อนให้น้ำทำความเย็นที่ไหลในท่อ จำนวนท่อ รูปแบบการไหลของน้ำขึ้นอยู่กับการออกแบบของผู้ผลิต



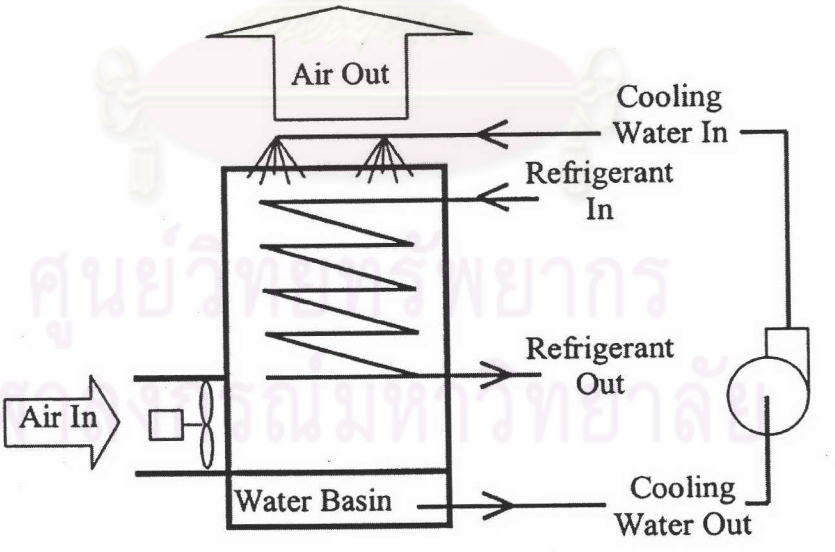
รูปที่ 3.10 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนควบแน่นแบบเปลือกและท่อ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

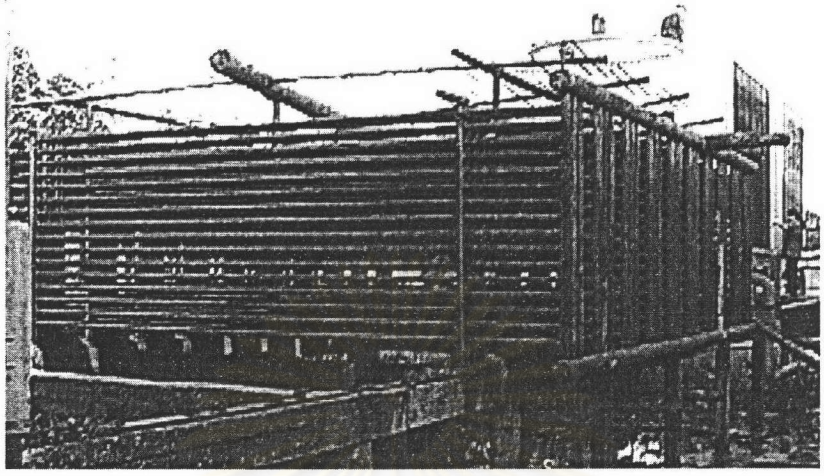
3.8.3 เครื่องควบแน่นแบบระเหย (Evaporative Condenser)
ระบายความร้อนจากสารทำความเย็นไปยังอากาศในรูปของความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง โดยการพ่นน้ำบนท่อเครื่องควบแน่นโดยตรง



รูปที่ 3.11 เครื่องควบแน่นแบบระเหยที่ใช้ลมธรรมชาติ



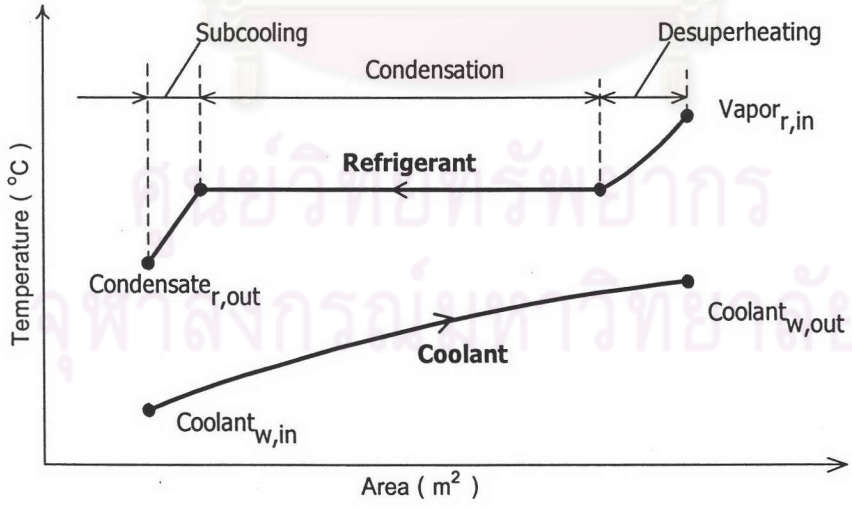
รูปที่ 3.12 เครื่องควบแน่นแบบระเหยด้วยพัดลม



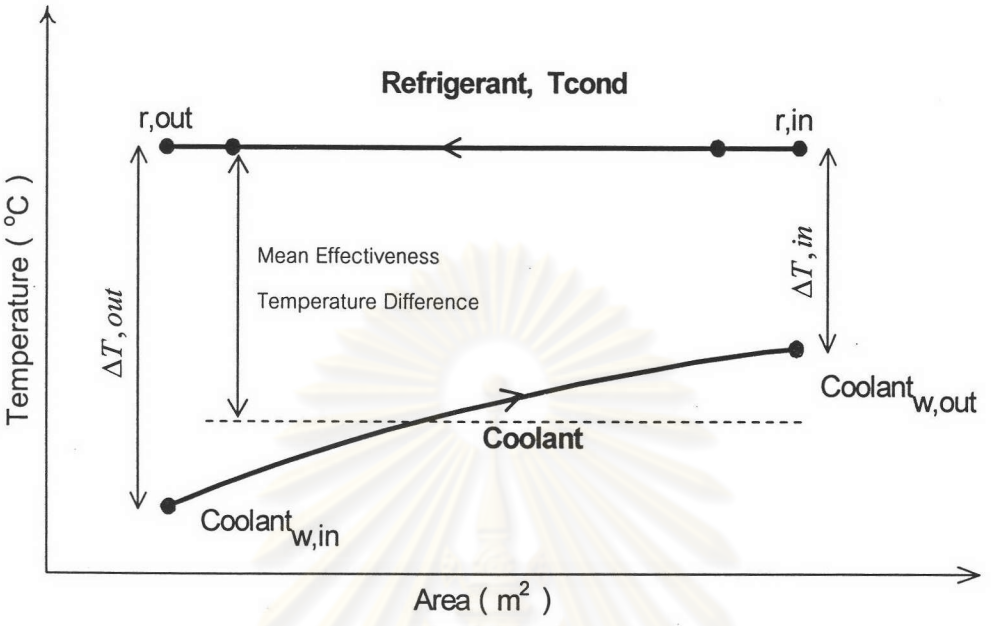
รูปที่ 3.13 เครื่องควบแน่นแบบระเหยใช้ลมธรรมชาติในโรงงานจริง
(เป็นชุดที่ไม่ได้ใช้งานแล้ว ด้านหลังเป็นหอทำน้ำเย็นที่ติดตั้งแทนที่)

3.9 อัตราการถ่ายเทความร้อนในกระบวนการควบแน่น

ในการทำงานจริงสารทำความเย็นที่ผ่านในเครื่องควบแน่นมีสภาวะทั้ง Subcool two-phase และ superheat (รูปที่ 4.4) แต่พิจารณาให้เป็นการควบแน่นที่ความดันคงที่ อุณหภูมิควบแน่นคงที่ (รูปที่ 4.5)



รูปที่ 3.14 อุณหภูมิการทำงานจริงของสารทำความเย็นและสารหล่อเย็นในเครื่องควบแน่น



รูปที่ 3.15 อุณหภูมิเพื่อคำนวณของสารทำความเย็นและสารหล่อเย็นในเครื่องควบแน่น

3.9.1 อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{Q} = UA(LMTD) \qquad \text{...(3.31)}$$

$$LMTD = \frac{(T_{w,o} - T_{w,i})}{\ln((T_c - T_{w,i})/(T_c - T_{w,o}))} \qquad \text{... (3.32)}$$

เมื่อ $LMTD$ คือ อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอก(Log Mean Temperature Difference)

T_c คือ อุณหภูมิควบแน่น (Condensing Temperature)

$T_{w,i}$ คือ อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่เข้าเครื่องควบแน่น

$T_{w,o}$ คือ อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกเครื่องควบแน่น

3.9.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนจากการพาความร้อนของน้ำ

$$\dot{Q} = \dot{m}_w(h_{w,o} - h_{w,i}) \qquad \text{...(3.33)}$$

หรือ $$\dot{Q} = \dot{m}_w C_{p,w}(T_{w,o} - T_{w,i}) \qquad \text{...(3.34)}$$

3.9.3 อัตราการถ่ายเทความร้อนจากกระบวนการระเหย

$$\dot{Q} = \dot{m}_w[(h_{a,o} - h_{a,i}) - (\omega_{a,o} - \omega_{a,i})h_{w,o}] \quad \text{...(3.35)}$$

3.9.4 ค่าประสิทธิผลการถ่ายเทความร้อนของการกลายเป็นไอ

$$Effectiveness = \frac{Actual \quad Capacity}{Maximum \quad Capacity} \quad \text{...(3.36)}$$

$$= \frac{\dot{m}_a(h_{a,out} - h_{a,in})}{\dot{m}_a(h_{a,out,sat} - h_{a,in})} \quad \text{...(3.37)}$$

ที่สภาวะบรรยากาศโดยประมาณของประเทศไทยอยู่ที่ 30 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 60 % ซึ่งมีค่า $C_{p,a}$ = 1.005 kJ/kg.°C , $C_{p,w}$ =4.2 kJ/kg.°C และ L_w = 1.88 kJ/kg เนื่องค่าความร้อนจำเพาะของอากาศมีค่าต่ำการถ่ายเทความร้อนโดยอากาศจึงทำให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ต่ำน้อย เครื่องควบแน่นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำและเครื่องควบแน่นแบบระเหย มีการถ่ายเทความร้อนจากการควบแน่นไปยังน้ำที่มีค่าความร้อนจำเพาะสูงรวมทั้งมีการถ่ายเทความร้อนแฝงซึ่งค่าการถ่ายเทความร้อนแฝงมีค่าสูงกว่าความร้อนสัมผัสมาก ในอุตสาหกรรมผลิตน้ำแข็งที่มีภาระความร้อนสูงจึงนิยมใช้ ใช้เครื่องควบแน่นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำและเครื่องควบแน่นแบบระเหย

3.10 ประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่น

3.10.1 ปัจจัยที่มีผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่น

แตกต่างกันดังนี้

- ทั้งในเครื่องควบแน่นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศและเครื่องควบแน่นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ น้ำและอากาศจะมีอุณหภูมิสูงขึ้นด้วยความร้อนจากเครื่องควบแน่น
- การทำงานของเครื่องควบแน่นแบบระเหยใช้ทั้งน้ำและอากาศ แม้ว่าอากาศที่ผ่านเครื่องควบแน่นจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น แต่ว่าก็ยังสามารถถ่ายเทความร้อนจากสารทำความเย็นได้อีกโดยการกลายเป็นไอของน้ำที่ผิวของเครื่องควบแน่น และการทำงานอีกอย่างหนึ่งของอากาศก็คือการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการช่วยพัดพาไอน้ำที่เกิดจากการกลายเป็นไอ

- ในกรณีที่เป็นเครื่องควบแน่นใดๆที่ภาระความเย็นหนึ่งๆ อุณหภูมิควบแน่นในเครื่องควบแน่นจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิเฉลี่ยของอุณหภูมิสารตัวกลางที่ไหลผ่านเครื่องควบแน่นเท่านั้น ยิ่งอุณหภูมิเฉลี่ยของตัวกลางหล่อเย็นต่ำเท่าใดก็จะยิ่งทำให้อุณหภูมิควบแน่นของสารทำความเย็นต่ำลง พิจารณาได้จากสมการ (3.32) ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยเข้าออกของสารตัวกลางอาจเปลี่ยนแปลงได้โดยการเพิ่มอัตราการไหลของสารตัวกลาง

3.10.2 การควบคุมเครื่องควบแน่นแบบระเหย

- โดยทั่วไปค่าความจุความร้อนของเครื่องควบแน่นแบบระเหยจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น
- ปริมาณของน้ำที่ไหลเวียนบนผิวเครื่องควบแน่นจะต้องมีประสิทธิผลที่จะรักษาผิวทั้งหมดของท่อให้เปียกเพื่อให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้สูงสุดและมีอัตราการเกิดตะกรันต่ำที่สุด แต่ปริมาณน้ำที่มากเกินไปก็ไม่ทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น
- เครื่องควบแน่นแบบระเหยจะมีปริมาณการระเหยขึ้นกับ ภาระความร้อน สภาวะของอากาศพัดลม ไอสารทำความเย็นร้อนยิ่งยวดที่ออกจากคอมเพรสเซอร์สามารถถูก desuperheated ได้โดยการใช้อากาศที่ออกมาจากเครื่องควบแน่นเป่าที่ท่อสารทำความเย็นก่อนที่จะสารทำความเย็นจะเข้าสู่ส่วนของการพ่นน้ำ เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการลดอุณหภูมิการควบแน่นลงจะมีผลต่อการลดคราบตะกรันได้ และอาจมีการ subcooled สารทำความเย็นในถังเก็บแอมโมเนียด้วยการแช่ในน้ำที่ใช้พ่น

3.10.3 การเลือกเครื่องควบแน่นแบบระเหย

เป็นข้อมูลโดยตรงจากผู้ผลิต โดยจะอ้างอิงที่อุณหภูมิแตกต่างระหว่างอุณหภูมิควบแน่นกับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่ออกแบบ

1. ภาระการทำความเย็น
2. อุณหภูมิของเครื่องระเหย
3. อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศขาเข้า
4. อุณหภูมิควบแน่น
5. correction factor เพื่อปรับค่าความสามารถการทำความเย็นในกรณีที่สภาวะการทำงานไม่อยู่ในสภาวะที่ออกแบบไว้

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

6. ตรวจสอบความสามารถของเครื่องควบแน่นกับความสามารถของคอมเพรสเซอร์ที่เลือกไว้ต้องสัมพันธ์กัน ถ้าไม่สัมพันธ์ต้องเลือกเครื่องควบแน่นรุ่นอื่น

3.10.4 วาล์วปรับอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น

สามารถปรับอัตราการไหลของน้ำโดยอัตโนมัติให้สัมพันธ์กับความดันควบแน่นที่เกิดจากความดันด้านออกของคอมเพรสเซอร์ วาล์วจะเปิดกว้างเมื่อความดันสูงและหรี่ลงอัตโนมัติในระดับควบคุมที่เหมาะสม ความดันควบแน่นจะขึ้นกับภาระการทำความเย็นการควบคุมเครื่องควบแน่นต้องทำการควบคุมอุณหภูมิควบแน่นให้อยู่ในพิกัด เพราะอุณหภูมิที่สูงทำให้ประสิทธิภาพและความสามารถการทำความเย็นของเครื่องคอมเพรสเซอร์ต่ำ ต้องใช้กำลังสูงและถ้าภาระเกินพิกัดอาจทำให้คอมเพรสเซอร์เสียหายได้

แต่อุณหภูมิควบแน่นที่ต่ำอย่างผิดปรกติก็มีผลต่อการควบคุมความสามารถในการทำงานหรือทำให้ระบบไม่สมดุล โดยทั่วไปอุณหภูมิที่ต่ำเกินไปเกิดจากสาเหตุหลัก 2 ประการ คือ

1.อุณหภูมิบรรยากาศต่ำมาก

2.ภาระการทำความเย็นต่ำมาก

จึงควรควบคุมอุณหภูมิควบแน่นให้อยู่ในสภาวะที่เหมาะสม เช่น การลดอัตราการหมุนเวียนของสารตัวกลางหล่อเย็น เช่น อากาศ,น้ำ

อุณหภูมิที่มีผลต่ออุณหภูมิควบแน่นของสารทำความเย็น มี 3 อย่าง คือ

1. อุณหภูมิตัวกลางขาเข้า

2. อุณหภูมิตัวกลางที่เพิ่มขึ้นในเครื่องควบแน่น

3.อุณหภูมิแตกต่างระหว่างสารทำความเย็นกับตัวกลางหล่อเย็น

เราสามารถควบคุมอุณหภูมิควบแน่นให้คงที่ได้โดยให้พื้นที่ผิวน้อยกับอัตราการไหลสารตัวกลางหรือว่าพื้นที่ผิวมากกับอัตราการไหลสารตัวกลางต่ำ แต่ก็ไม่จำเป็นว่าการใช้เครื่องควบแน่นขนาดใหญ่หรืออัตราการไหลของสารตัวกลางสูงจะเหมาะกับการทำงานและประหยัดได้เสมอไป เพราะอุณหภูมิเครื่องควบแน่นต่ำก็จะทำให้ LMTD ต่ำ ต้องเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหรืออากาศหล่อเย็นเพื่อให้สามารถอัตราการถ่ายเทความร้อนได้เท่าเดิม การลดภาระของคอมเพรสเซอร์อาจเพิ่มภาระของเครื่องสูบน้ำหรือขนาดของเครื่องควบแน่น

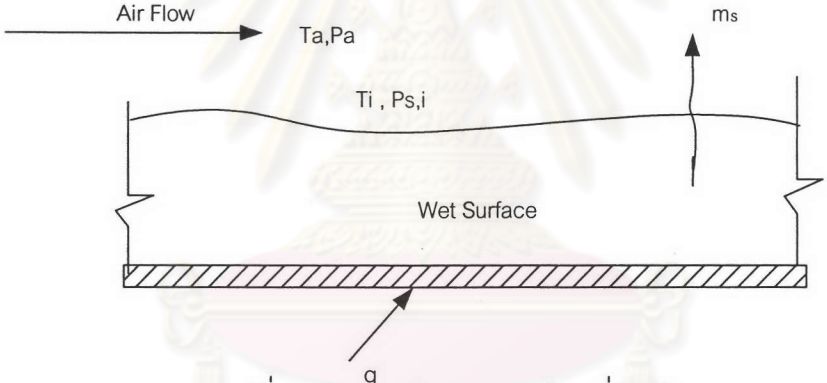
3.10 **ศักย์เอนทัลปี** (Enthalpy Potential)

3.11.1 คำจำกัดความ

ศักย์เอนทัลปี คือ ความร้อนถ่ายเทที่เกิดขึ้นระหว่างอากาศและผิวเปียกจะมีการถ่ายเททั้งความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงหรือเรียกว่าการถ่ายเทมวลและความร้อน ซึ่งการถ่ายเทมวลเกิดจากความแตกต่างของความดันไอน้ำระหว่างอากาศกับผิวเปียก การถ่ายเทความร้อนเกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิ เพื่อความสะดวกในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมจึงแสดงด้วยค่าศักย์เอนทัลปีเป็นค่าความแตกต่างของเอนทัลปีของอากาศและเอนทัลปีของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิของผิวเปียก

ความร้อนสัมผัส การพาความร้อน

ความร้อนแฝง การถ่ายเทมวลเนื่องจากความแตกต่างของความดันไอ



รูปที่ 3.17 การถ่ายเทความร้อนที่ผิวเปียก

จากสมการการถ่ายเทความร้อนรวม

$$\dot{q} = h_{conv} A(Ti - Ta) + \dot{m}_s h_{fg} \quad \text{...(3.38)}$$

$$\dot{Q} = \frac{h_{conv} A(h_i - h_a)}{C_{pm}} \quad \text{...(3.39)}$$

$$h_p = h_i - h_a \quad \text{... (3.40)}$$

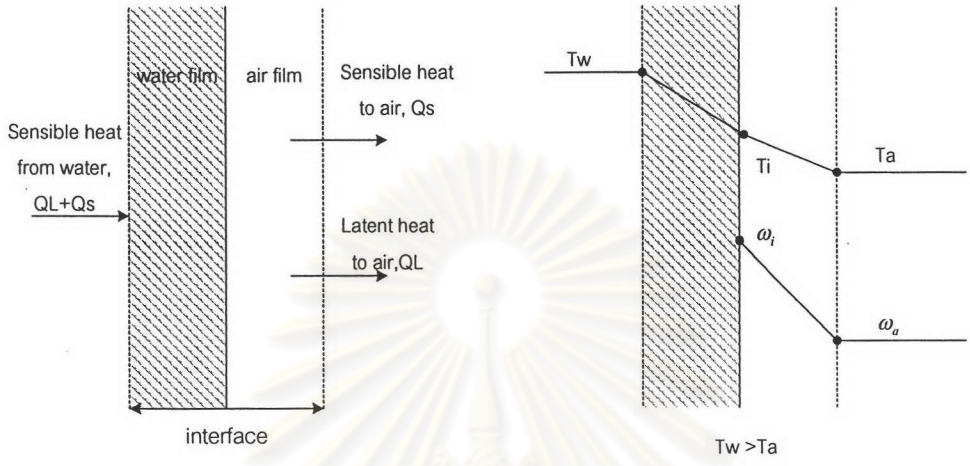
เมื่อ h_{conv} คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของพื้นผิวเปียก kW/(m^2.°C)

h_p คือ ค่าศักย์เอนทัลปี kJ/kg$_{dry\ air}$

h_a คือ ค่าเอนทัลปีของอากาศแวดล้อม kJ/kg$_{dry\ air}$

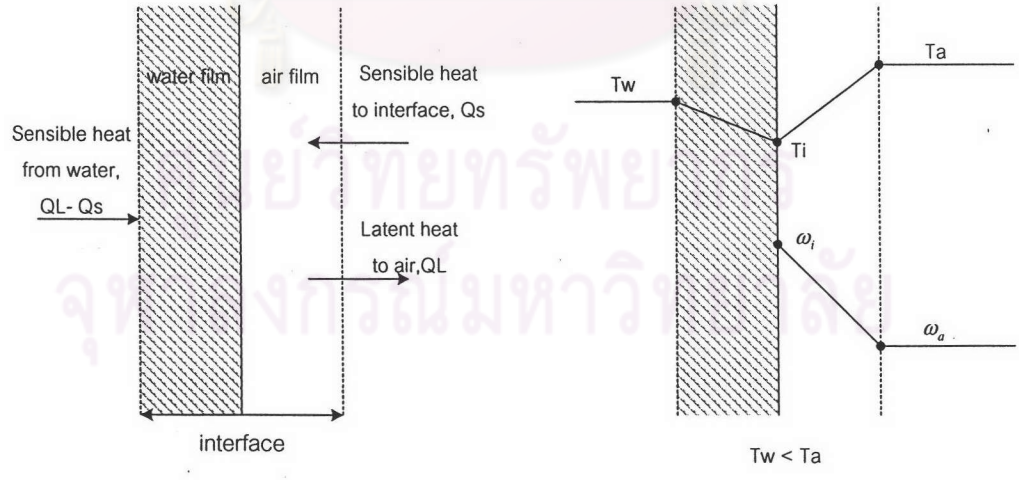
h_i คือ ค่าเอนทัลปีของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิของผิวเปียก kJ/kg$_{dry\ air}$

3.11.2 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและอัตราส่วนความชื้นที่ผิวร่วมเมื่ออุณหภูมิน้ำสูงกว่าอุณหภูมิอากาศ



รูปที่ 3.17 การถ่ายเทความร้อนผ่านผิวร่วม เมื่ออุณหภูมิของน้ำสูงกว่าอุณหภูมิอากาศ

3.11.3 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและอัตราส่วนความชื้นที่ผิวร่วมเมื่ออุณหภูมิน้ำต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศ



รูปที่ 3.18 การถ่ายเ ทความร้อนผ่านผิวร่วม เมื่ออุณหภูมิของน้ำต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศ

อุณหภูมิของผิวร่วมเป็นค่าเฉลี่ยระหว่างอุณหภูมิฟิล์มน้ำกับอุณหภูมิอากาศ

$$T_i = \frac{(T_f + T_a)}{} \quad \text{... (3.41)}$$

$$T_f = \frac{(T_s + T_w)}{2} \quad \text{... (3.42)}$$

โดย T_i คือ อุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างฟิล์มน้ำ(T_f) กับ อุณหภูมิอากาศ (Ta)

T_f คือ อุณหภูมิของฟิล์มน้ำ

T_s คือ อุณหภูมิของพื้นผิวใดๆ

T_w คือ อุณหภูมิของน้ำที่สัมผัสกับพื้นผิวใดๆ (Ts)

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย