บทที่ 2

ทฤษฎีและการออกแบบ Reheat Coil

2.1 ทฤษฎี

2.1.1 เอนธาลปี (h) อากาศชื้น

เอนธาลปีของอากาศและน้ำสามารถหาได้จากตารางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศ และตารางไอน้ำ แต่ในกรณีที่ไม่ต้องการใช้ตาราง โดยใช้จากสูตรที่มาก็สามารถหาได้ซึ่งสูตรที่มาได้จากหลักการ ดังนี้

<u>เอนธาลปีของน้ำ</u> (h_f)

เอนธาลปีของน้ำ (h_f) ที่ 0°C มีค่าเป็นศูนย์ (h_f = 0 kJ/kg) และค่าความร้อนจำเพาะ (C) ของน้ำประมาณ 4.186 kJ/kg °C ดังนั้น สูตรสำหรับหาค่าเอนธาลปีของน้ำ (h_f) คือ

$$h_f = 4.186\,t \qquad [\text{kJ/kg}] \qquad (2.1)$$

โดย t = อุณหภูมิ (°C)

<u>เอนธาลปีของไอน้ำ</u> (h_v)

เอนธาลปีของไอน้ำ (h_v)ที่ 0°C จะมีค่าประมาณ 2501 kJ/kg และไอน้ำมีค่าความร้อนจำเพาะประมาณ 1.86 kJ/kg °C ดังนั้นสูตรสำหรับหาค่าเอนธาลปีของไอน้ำ (h_v) คือ

$$h_v = 2501 + 1.86\,t \qquad [\text{kJ/kg}] \qquad (2.2)$$

โดย t = อุณหภูมิ (°C)

<u>เอนธาลปีของอากาศ</u> (h_a)

เอนธาลปีของอากาศ (h_a) ที่ 0°C จะมีค่าเป็นศูนย์ (h_a= 0 kJ/kg) และค่าความร้อนจำเพาะของอากาศประมาณ 1 kJ/kg°C ดังนั้น สูตรสำหรับหาค่าเอนธาลปีของอากาศ (h_a) คือ

$$h_a = t \qquad [\text{kJ/kg}] \qquad (2.3)$$

โดย t = อุณหภูมิ (°C)

<u>เอนธาลปีของอากาศชื้น (อากาศ + ไอน้ำ)</u> (h)

$$h = h_a + w.h_v \qquad [\text{kJ/kg}_{da}]$$

โดย w = อัตราส่วนความชื้น [kg/kg_{da}]

แทนค่าจากความสัมพันธ์ของสมการ (2.2) และ (2.3) จะได้

$$h = t + w(2501 + 1.86\,t) \qquad [\,kJ/kg_{da}\,]$$

ถ้าพิจารณาผลต่างของเอนธาลปีของอากาศชื้นสองสภาวะจะได้

$$h_2 - h_1 = (t_2 - t_1) + 2501\,(w_2 - w_1) + 1.86\,(t_2w_2 - t_1w_1) \qquad [\,kJ/kg_{da}\,]$$

หรือ $$h_2 - h_1 = \underbrace{(1+1.86\,w_m)(t_2 - t_1)}_{\text{Sensible Heat}} + \underbrace{(2501 + 1.86\,t_m)(w_2 - w_1)}_{\text{Latent Heat}} \; [\,kJ/kg_{da}\,] \quad (2.4)$$

โดย $$w_m = (w_1 + w_2)/2$$

$$t_m = (t_1 + t_2)/2$$

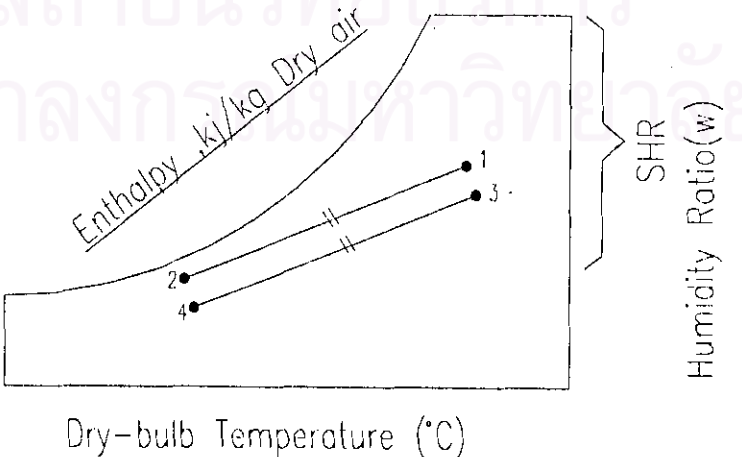
2.1.2 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนความชื้น (w) เอนธาลปี (h) และอัตราส่วนความร้อนสัมผัส (SHR)

พิจารณาแผนภูมิไซโครเมตริก จะเห็นว่าสเกลการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนความชื้น (w) และเอนธาลปี (h) ค่อนข้างสม่ำเสมอ ซึ่งพอจะประมาณได้ว่าเป็นสัดส่วนโดยตรงกัน ซึ่งหมายความว่าในกระบวนการใด ๆ ถ้าอัตราส่วนระหว่างการเปลี่ยนเอนธาลปี (h) และอัตราส่วนความชื้น (w) เท่ากัน เส้นขบวนการควรจะต้องขนานกันบนแผนภูมิไซโครเมตริก นั้นคือ

$$(\Delta h / \Delta w)_{1\text{-}2} = (\Delta h / \Delta w)_{3\text{-}4}$$

หรือ $$(h_2 - h_1)/(w_2 - w_1) = (h_4 - h_3)/(w_4 - w_3)$$

สามารถเขียนขบวนการบนแผนภูมิไซโครเมตริก ได้ดังนี้



รูปที่ 2-1 แสดงขบวนการของระบบที่มี $\Delta h / \Delta w$ เท่ากัน

อัตราส่วนความร้อนสัมผัส (SHR) คืออัตราส่วนระหว่างการเปลี่ยนแปลงความร้อนสัมผัส (Q_S,SH = Sensible Heat) ต่อการเปลี่ยนแปลงความร้อนทั้งหมด (Q_T,TH = Total Heat) โดยที่การเปลี่ยนแปลงความร้อนทั้งหมด (Q_T) คือผลรวมของการเปลี่ยนแปลงความร้อนสัมผัส (Q_S) กับการเปลี่ยนแปลงความร้อนแฝง (Q_L,LH = Latent Heat) หรือ

$$SHR = Q_S / Q_T = Q_S / (Q_S + Q_L) \qquad (2.5)$$

จากสมการ (2.4)

$$h_2 - h_1 = \underbrace{(1+1.86\, w_m)(t_2 - t_1)}_{\text{Sensible Heat}} + \underbrace{(2501 + 1.86\, t_m)(w_2 - w_1)}_{\text{Latent Heat}} \quad [\, kJ/kg_{da}\,]$$

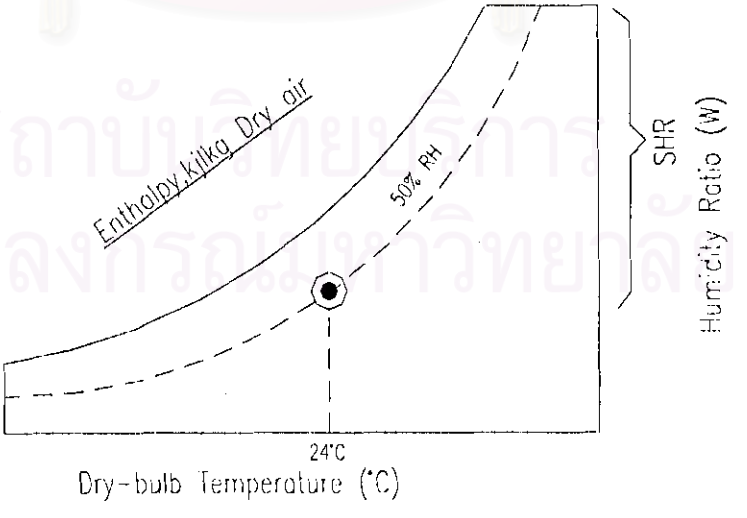
แทนในสมการ (2.5) จะได้

$$SHR = (1 + 1.86\, w_m)(t_2 - t_1) / \{(1 + 1.86\, w_m) (t_2 - t_1) + (2501 + 1.86\, t_m) (w_2 - w_1) \}$$

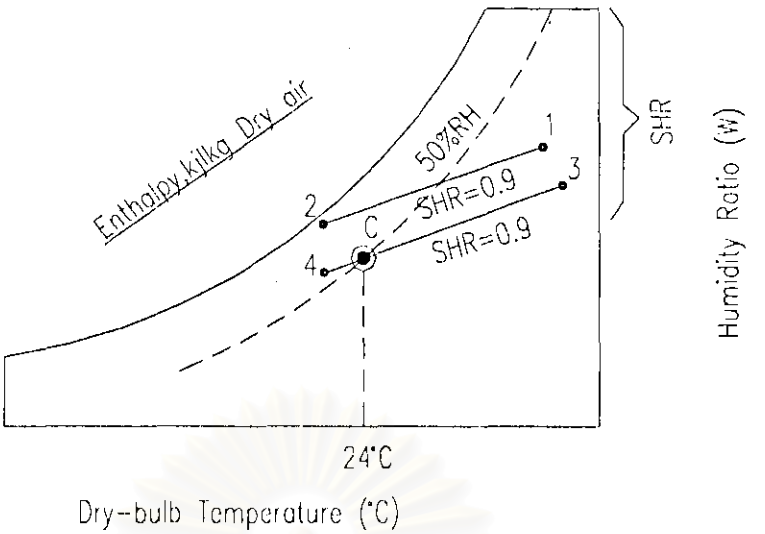
$$SHR = 1-(2501+1.86t_m)(w_2- w_1)/\{(1+1.86\, w_m) (t_2 - t_1)+ (2501 + 1.86\, t_m) (w_2 - w_1) \}$$

$$SHR = 1 - (2501 + 1.86t_m)\, \Delta w / \Delta h \qquad (2.6)$$

ฉะนั้น SHR ก็เช่นเดียวกับ $\Delta w/\Delta h$ คือ ขบวนการใดก็ตามที่มี SHR เท่ากันเส้นแสดงขบวนการที่ลาก บนแผนภูมิไซโครเมตริกต้องขนานกัน ทำให้สามารถสร้างสเกล SHR ได้ ดังที่ปรากฏในแผนภูมิไซโครเมตริกด้านขวามือ โดยมีจุดอ้างอิงที่ 24°C, 50%RH



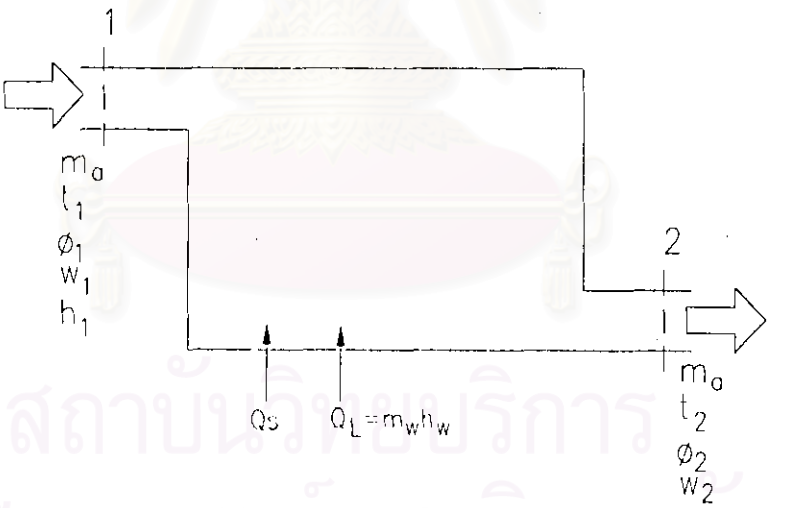
<u>รูปที่ 2-2</u> แสดงแผนภูมิไซโครเมตริกเพื่อแสดงตำแหน่งบอกขนาด SHR



รูปที่ 2-3 แสดงขบวนการของระบบที่มี SHR เท่ากันบนแผนภูมิไซโครเมตริก

2.1.3 ขบวนการในห้องปรับอากาศ

พิจารณาขบวนการในห้องปรับอากาศ ดังรูป



รูปที่ 2-4 แสดงขบวนการในห้องปรับอากาศ

โดย Q_S เป็นความร้อนสัมผัสทั้งหมดที่เข้าสู่ห้องปรับอากาศ

Q_L เป็นความร้อนแฝงทั้งหมดที่เข้าสู่ห้องปรับอากาศ ($Q_L = m_w h_w$)

Q_T เป็นความร้อนรวมทั้งหมดที่เข้าสู่ห้องปรับอากาศ ($Q_T = Q_S + Q_L$)

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สภาวะที่ 1 คือ สภาวะของอากาศที่ออกมาจากเครื่องปรับอากาศจ่ายเข้าสู่ห้องที่จะปรับอากาศ

สภาวะที่ 2 คือ สภาวะของห้องปรับอากาศ

จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ จะได้

$$Q_S = m_a h_2 - m_a h_1 - m_w h_w + W \ , \ (W = 0)$$

$$Q_S + m_w h_w = m_a (h_2 - h_1) \qquad (2.7)$$

และจากกฎทรงมวล

$$m_a + m_a w_1 + m_w = m_a + m_a w_2$$

$$m_w = m_a (w_2 - w_1) \qquad (2.8)$$

นำสมการ (2.7) หารด้วยสมการ (2.8) จะได้

$$(h_2 - h_1) / (w_2 - w_1) = (Q_S + m_w h_w) / m_w$$

$$\Delta h / \Delta w = (Q_S + Q_L) / m_w \qquad (2.9)$$

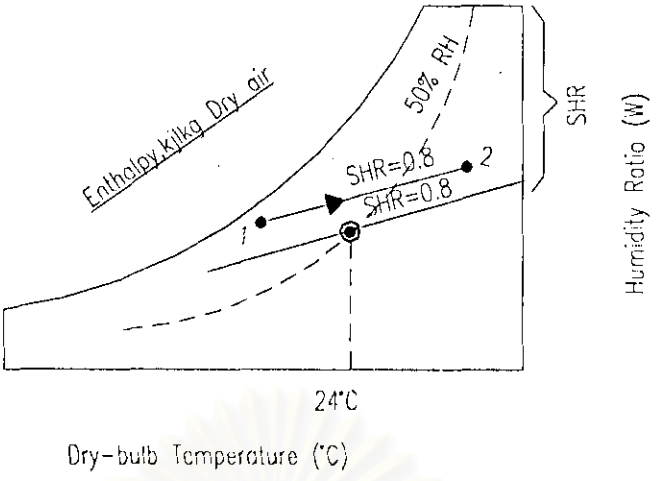
โดย m_w = มวลของน้ำ (kg)

h_w = เอนธาลปีของน้ำ [kJ / kg]

จากความสัมพันธ์ที่ได้ในสมการ (2.9) สรุปได้ว่าขบวนการในห้องปรับอากาศถ้านำมาเขียนบนแผนภูมิไซโครเมตริกจะต้องขนานกับเส้นที่มี $\Delta h/\Delta w = (Q_S + Q_L) / m_w$ และจากความสัมพันธ์ของสมการ (2.6) ซึ่งได้กล่าวมาแล้ว ก็คือเส้นที่ขนานกับเส้นอัตราส่วนความร้อนสัมผัส (SHR) นั้นเอง ซึ่ง

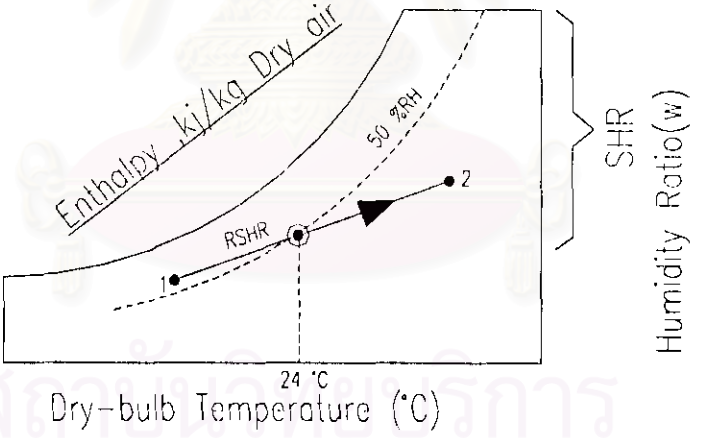
$$SHR = \frac{Q_S}{(Q_S + Q_L)}$$

หรืออีกนัยหนึ่งสรุปได้ว่า ในห้องปรับอากาศ ถ้าต้องการให้ได้สภาวะห้องตามที่ออกแบบ เช่นสภาวะที่ 2 ตามรูปที่ 2-5 ลมเย็นที่ต้องจ่ายสู่ห้องจะต้องมีสภาวะอยู่บนเส้นที่ขนานกับ SHR หรือ $\Delta h/\Delta w$ เสมอ เช่นสภาวะที่ 1 ซึ่งจะอยู่ที่ใดก็ได้บนเส้นดังกล่าว



รูปที่ 2-5 แสดงขบวนการของระบบปรับอากาศที่มีการจ่ายลมเย็นที่สภาวะที่ 1โดยห้องมี SHR = 0.8 และได้สภาวะห้องที่สภาวะที่ 2

2.1.4 ขบวนการของระบบปรับอากาศที่ไม่มีการนำอากาศภายนอกเข้าเครื่อง ขบวนการสามารถแสดงได้บนแผนภูมิไซโครเมตริก ได้ดังนี้

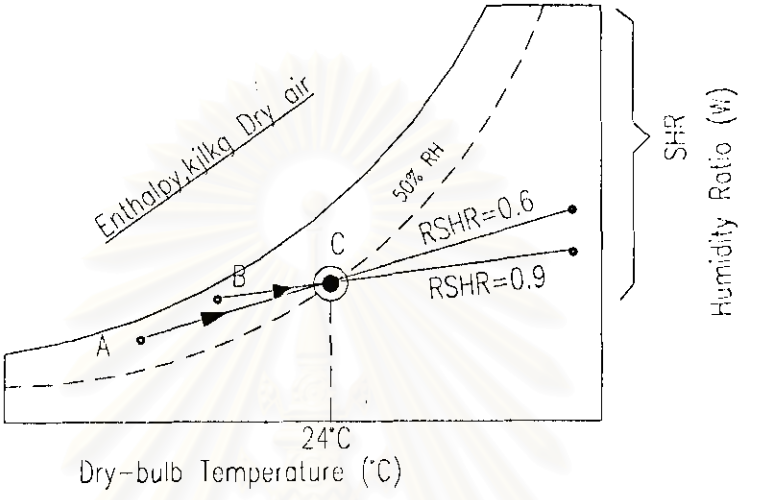


รูปที่ 2-6 แสดงขบวนการของระบบปรับอากาศที่ไม่มีการนำอากาศภายนอกเข้าเครื่อง

กล่าวคือ จุดที่ 1 เป็นสภาวะที่ลมเย็นออกมาจากเครื่องปล่อยเข้าห้องปรับอากาศจะเปลี่ยนสภาวะเป็นจุดที่ 2 ตามที่แสดงมาแล้วในหัวข้อก่อนหน้านี้โดยจะต้องมี SHR เท่ากับ $Q_S / (Q_S + Q_L)$ ซึ่งจะเรียกว่า RSHR (Room Sensible Heat Ratio)

2.1.5 ระบบปรับอากาศเมื่อห้องมีความร้อนแฝงเข้ามากหรือมี RSHR ต่ำ

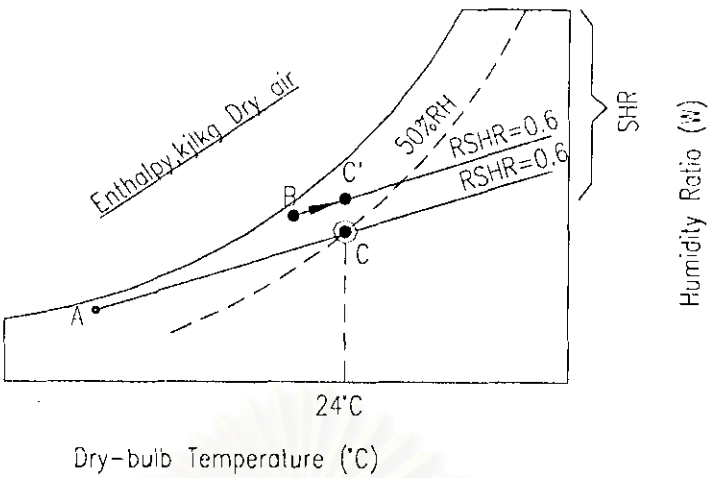
ห้องปรับอากาศที่มี RSHR ต่ำจะพบว่าเส้น RSHR จะตัดกับเส้นอิ่มตัว (Saturation line) ที่อุณหภูมิต่ำมาก หรือแทบจะไม่ตัดเส้นอิ่มตัวเลยถ้าหากห้องปรับอากาศมี RSHR ต่ำมาก ๆ ดังแผนภาพ



รูปที่ 2-7 แสดงขบวนการของระบบปรับอากาศเปรียบเทียบระหว่างห้องปรับอากาศที่มี RSHR ต่ำกับมี RSHR สูงบนแผนภูมิไซโครเมตริก

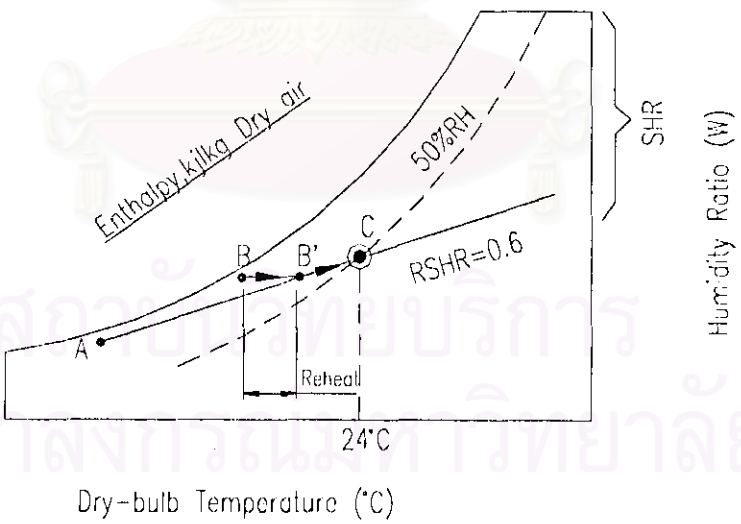
จากรูป พบว่ากรณีห้องปรับอากาศมีค่า RSHR สูง (RSHR = 0.9) เราสามารถเลือกสภาวะที่ลมเย็นออกจากเครื่องปรับอากาศ คือจุด B และจ่ายลมในอัตราที่เหมาะสมก็จะได้จุด C ตามต้องการ โดยที่จุด B มีอุณหภูมิไม่ต่ำมาก ขนาดทำความเย็นจึงไม่มากนัก (ใช้เครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก)

แต่กรณีห้องปรับอากาศมีค่า RSHR ต่ำ (RSHR = 0.6) ถ้าหากต้องการให้ได้สภาวะ (C) ตามที่ออกแบบไว้ต้องเลือกสภาวะลมเย็นที่ออกจากเครื่องปรับอากาศที่จุด A ซึ่งเป็นจุดที่มีอุณหภูมิต่ำมาก ต้องใช้เครื่องปรับอากาศที่สามารถทำความเย็นได้มากกว่ากรณีแรกค่อนข้างมาก ซึ่งกรณีนี้ถ้าหากเลือกจ่ายลมเย็นออกจากเครื่องปรับอากาศ เป็นจุด B (จุดเดียวกับกรณีห้องปรับอากาศมี RSHR =0.9)และจ่ายลมในอัตราที่เหมาะสมก็จะได้จุดC' ซึ่งเป็นสภาวะที่มีอุณหภูมิตามที่ออกแบบไว้ (24 °C) แต่ความชื้นสัมพัทธ์มากกว่า 50 % RH ดังรูป



รูปที่2-8 แสดงขบวนการของระบบปรับอากาศกรณีจ่ายลมเย็นไม่อยู่บนเส้น RSHR ที่ตัดจุดที่ต้องการ (จุด C)

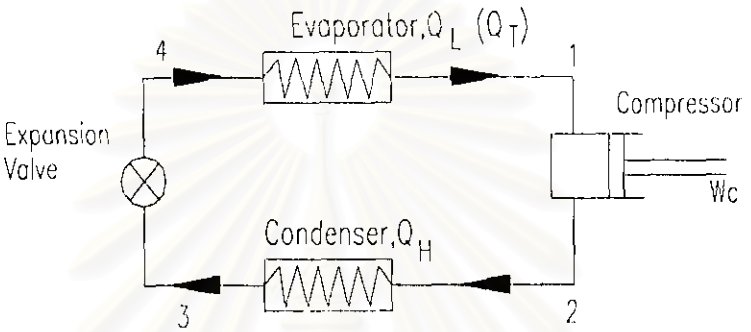
เพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาดังกล่าว กรณีที่ห้องปรับอากาศมีค่า RSHR ต่ำ มักจะแก้ปัญหาโดยการ Reheat ดังรูป



รูปที่ 2-9 แสดงขบวนการของระบบปรับอากาศที่มีการ Reheat ระบบ กรณีที่ห้องปรับอากาศมี RSHR ต่ำ

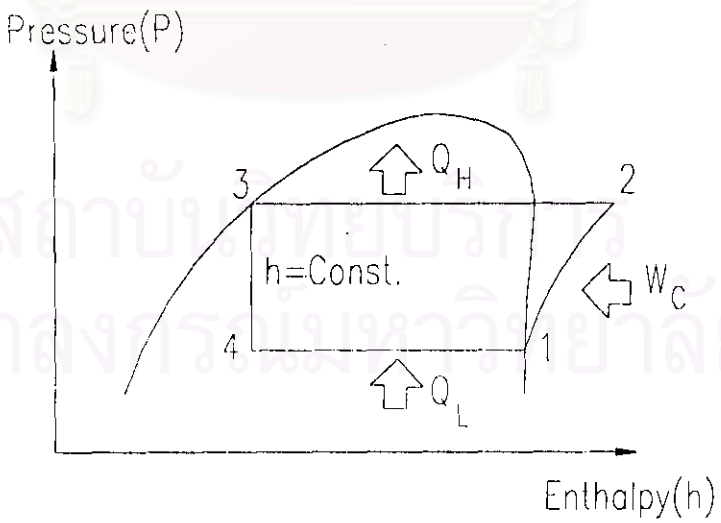
จากรูป พบว่าถ้าหากมีการ Reheat ระบบ สามารถเลือกจ่ายลมเย็นออกจากเครื่องปรับอากาศที่จุด B (เหมือนกรณีห้องมี RSHR = 0.9 โดยใช้เครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก) แล้ว Reheat จากจุด B ไปยังจุด B' ซึ่งตัดกับเส้น RSHR = 0.6 ที่ตัดกับจุดที่ต้องการ (C) ตามที่ออกแบบไว้

2.1.6 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ



รูปที่ 2-10 แผนภาพวัฏจักรเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ

เมื่อนำมาเขียนในรูปของแผนภาพ P - h จะได้ ดังนี้



รูปที่ 2-11 แผนภาพ P - h ของวัฏจักรเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ

จากแผนภาพทั้ง 2 ซึ่งเป็นวัฏจักรเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอในทางจินตนาการ ซึ่งในแต่ละขบวนการมีการทำงาน ดังนี้

<u>ขบวนการ 1 - 2</u> สารตัวกลางที่มีสภาวะเป็นไออิ่มตัวที่ความดันต่ำผ่านเข้าสู่เครื่องอัดไอ และ จะถูกอัดให้มีความดันสูงขึ้นด้วยขบวนการแบบไม่ส่งถ่ายความร้อนคืนสภาพ (S = Constant)

<u>ขบวนการ 2 - 3</u> ไอความดันสูงจากเครื่องอัดไอจะคายความร้อนโดยขบวนการความดันคงที่ในเครื่องควบแน่น (Condenser) ออกมาเป็นของเหลวอิ่มตัว

<u>ขบวนการ 3 - 4</u> สารตัวกลางไหลผ่านลิ้นลดความดันเป็นขบวนการธรอททลิ่ง และไม่มีการถ่ายเทความร้อน (h = Constant)

<u>ขบวนการ 4 - 1</u> สารตัวกลางที่ออกจากขบวนการธรอททลิ่งระเหย (รับความร้อน) โดยความดันคงที่ในคอยล์เย็น (Evaporator) ออกมามีสภาวะเป็นไออิ่มตัวอีกครั้งหนึ่ง

2.1.7 ค่าสัมประสิทธิของสมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP)

ค่าสัมประสิทธิของสมรรถนะ คือ ขนาดทำความเย็นต่อกำลังที่ใส่ในเครื่องอัดไอ

$$COP = \frac{Q_T}{W_C} = \frac{m_r^o(h_1 - h_4)}{m_r^o(h_2 - h_1)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \qquad (2.10)$$

เมื่อ Q_T = ขนาดการทำความเย็น (kW)

W_C = กำลังที่ใช้ในเครื่องอัดไอ (kW)

$\dot{m}_r$ = อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น [kg/s]

h_1 = เอนธาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัดไอ [kJ/kg]

h_2 = เอนธาลปีของสารทำความเย็นหลังจากผ่านเครื่องอัดไอ [kJ/kg]

h_4 = เอนธาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอยล์เย็น [kJ/kg]

2.1.8 การปรับปรุงค่า COP ของเครื่องปรับอากาศ โดยการลดอุณหภูมิของอากาศที่ระบายความร้อนเครื่องควบแน่น (Condenser)

จากสมการพื้นฐานการส่งผ่านความร้อนในเครื่องควบแน่น (Condenser)

$$q = U_o A \Delta T_m \qquad (2.11)$$

โดย q = ความร้อนในการควบแน่นต่อหนึ่งหน่วยสารทำความเย็น [kJ/kg]

U_o = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น [$W/m^2.^\circ C$]

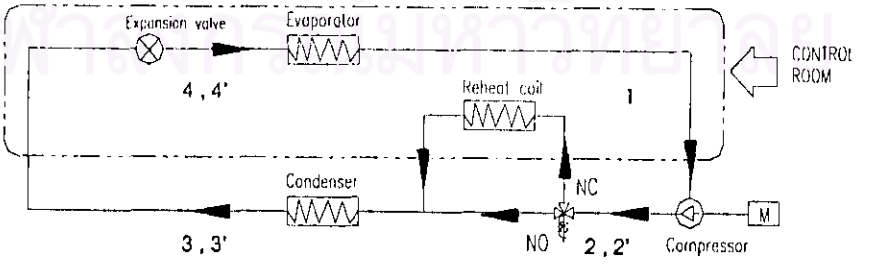
A = พื้นที่ผิวภายนอกทั้งหมด (m^2)

ΔT_m = ผลต่างอุณหภูมิแบบลอการิธมิค ($^\circ C$)

เนื่องจากพื้นที่ผิวภายนอกทั้งหมด (A) เป็นค่าคงที่ และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น (U_o) มีการเปลี่ยนแปลงน้อยมากเมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลง แต่ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิธมิค (ΔT_m) จะมีการเปลี่ยนแปลงค่อนข้างมาก เมื่ออุณหภูมิอากาศที่ระบายความร้อน หรืออุณหภูมิสารทำความเย็นมีการเปลี่ยนแปลง ดังนั้นจะกล่าวได้ว่าผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิธมิค (ΔT_m) มีผลโดยตรงต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น (q) นั่นคือการลดอุณหภูมิของอากาศที่มาระบายความร้อนของเครื่องควบแน่นส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิของสมรรถนะ (COP) ของระบบเพิ่มขึ้น เนื่องจากว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่นเพิ่มขึ้น

2.1.9 ค่าสัมประสิทธิของสมรรถนะ (COP) ของระบบที่มีการ Reheat โดยเครื่องควบแน่นเพื่อลดความชื้นสัมพัทธ์

พิจารณาระบบ ดังรูป

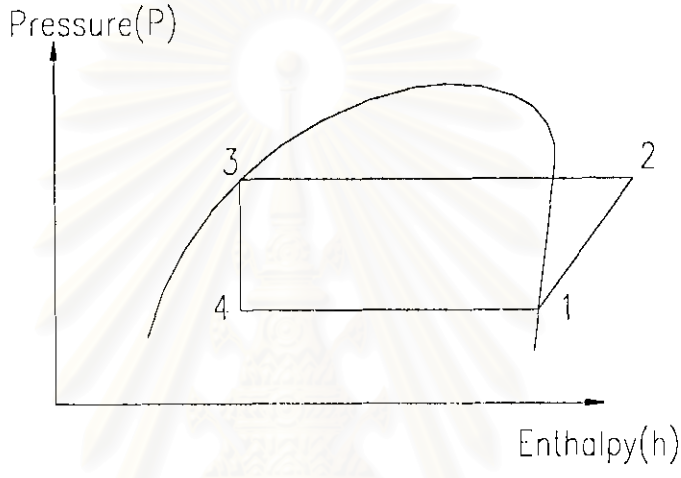


<u>รูปที่ 2-12</u> แสดงวงจรระบบปรับอากาศที่มี Reheat Coil เพื่อลดความชื้นสัมพัทธ์ระบบแบ่งได้เป็น 2 กรณี คือ

(ก) กรณีสารทำความเย็นไม่ไหลผ่าน Reheat Coil (ทำงานเหมือนระบบปรับอากาศปกติ) โดยมีทิศทางการไหลของน้ำยา ดังนี้

Compressor→Condenser →Expansion Valve→Evaporator→Compressor

สามารถเขียนแผนภูมิ P-h ของระบบได้ ดังนี้



รูปที่ 2-13 แผนภูมิ P-h ของระบบปรับอากาศปกติทั่วไป

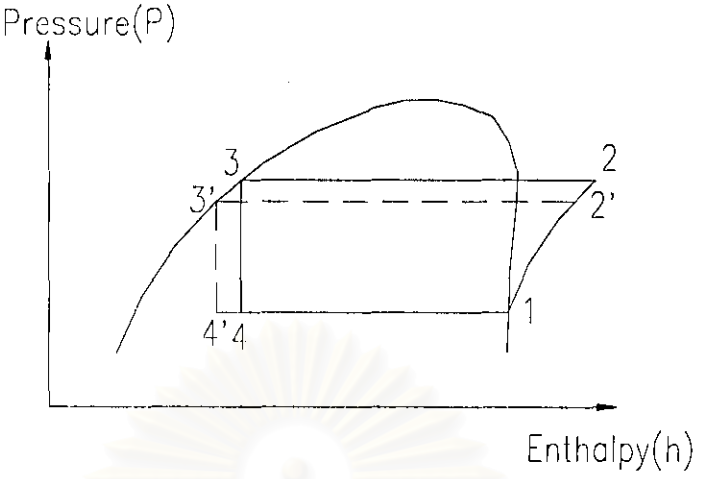
และค่า COP ของระบบ คือ

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \qquad (A)$$

(ข) กรณีสารทำความเย็นไหลผ่าน Reheat Coil เพื่อลดความชื้นสัมพัทธ์ระบบ โดยมีทิศทางการไหลของน้ำยา ดังนี้

Compressor→Reheat Coil →Condenser →Expansion Valve→Evaporator →Compressor

สามารถเขียนแผนภูมิ P-h ของระบบ ได้ดังนี้



<u>รูปที่ 2-14</u> แสดงวัฏจักรของระบบปรับอากาศที่มี Reheat Coil บนแผนภูมิ P-h

โดย วัฏจักร 1-2-3-4-1 กรณี สารทำความเย็นไม่ไหลผ่าน Reheat Coil

วัฏจักร 1-2'-3'-4'-1 กรณี สารทำความเย็นไหลผ่าน Reheat Coil

สาเหตุที่วัฏจักรเปลี่ยนจาก 1-2-3-4 เป็นวัฏจักร 1-2'-3'-4' เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่าน Reheat Coil เพื่อลดความชื้นสัมพัทธ์ระบบ เนื่องจากอุณหภูมิของอากาศที่นำมาระบายความร้อนเครื่องควบแน่น (Reheat Coil) ลดลง จากสาเหตุที่ Reheat Coil วางอยู่ในที่ ๆ มีอุณหภูมิต่ำ (ภายใน Fan Coil Unit) ส่งผลให้ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิธมิค (ΔT_m) เพิ่มขึ้น และทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านเครื่องควบแน่น (q) เพิ่มขึ้น ดังนั้น เมื่อ Reheat Coil ระบายความร้อนได้ดีทำให้อุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็นที่จะเข้าสู่วาล์วลดความดันลดลงจากจุด 3 เป็น 3' ในขณะที่ค่าความร้อนใช้งาน (h) ลดลงจากจุด 4 เป็น 4' ซึ่งเป็นสาเหตุให้ความสามารถในการทำความเย็นมีมากขึ้น ในขณะเดียวกันเมื่ออุณหภูมิควบแน่นลดลงทำให้อุณหภูมิ ของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัดไอลดลงจากจุดที่ 2 เป็น 2' ซึ่งเป็นสาเหตุให้กำลังที่ใส่ในเครื่องอัดไอ (W_c) ลดลง

จากเหตุผลข้างต้นทำให้สัมประสิทธิของสมรรถนะ (COP) ของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้น เมื่อลดอุณหภูมิของอากาศที่ระบายความร้อนเครื่องควบแน่น (Reheat Coil) คือ

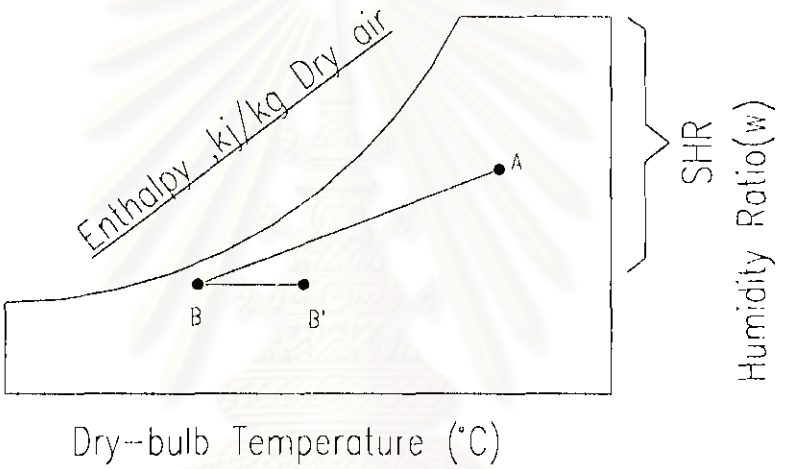
$$COP = \frac{h_1 - h_{4'}}{h_{2'} - h_1} \qquad (B)$$

โดยที่ (B) > (A)

สรุปได้ว่า กรณีที่มีการ Reheat ระบบโดยการให้สารทำความเย็นไหลผ่าน Reheat Coil นอกจากทำให้ความชื้นสัมพัทธ์ในระบบลดลงแล้ว ยังจะส่งผลให้ค่า COP ของระบบปรับอากาศเพิ่มขึ้นด้วย

2.1.10 การคำนวณปริมาณความร้อนที่ Reheat Coil ระบายสู่ Control Room ของระบบที่มีการ Reheat โดยเครื่องควบแน่นเพื่อลดความชื้นสัมพัทธ์

พิจารณาขบวนการของอากาศที่ไหลผ่าน Fan Coil Unit บนแผนภูมิไซโครเมตริก จะได้ดังรูป



รูปที่ 2-15 แสดงขบวนการของอากาศที่ไหลผ่าน Fan Coil Unit บนแผนภูมิไซโครเมตริก

โดย ขบวนการ A- B เป็นขบวนการทำความเย็นกรณีสารทำความเย็นไม่ไหลผ่าน Reheat Coil

ขบวนการ A- B' เป็นขบวนการทำความเย็น กรณีสารทำความเย็นไหลผ่าน Reheat Coil

ปริมาณความร้อนที่ Reheat Coil (Q_R) ระบายสู่ Control Room เพื่อลดความชื้นสัมพัทธ์ระบบ กรณีสารทำความเย็นไหลผ่าน Reheat Coil เท่ากับผลต่างของความสามารถทำความเย็นในเชิงอากาศของคอยล์เย็น (Evaporator) (ขบวนการ A - B) กับความสามารถทำความเย็นในเชิงอากาศของ Fan Coil Unit (Evaporator + Reheat Coil) (ขบวนการ A - B') นั่นคือ

$$Q_R = \dot{m}_a(h_A - h_B) - \dot{m}_a (h_A - h_{B'}) \qquad (2.12)$$

โดย $\dot{m}_a$ = อัตราการไหลของอากาศ [kg/s]

h_A = เอนธาลปีของอากาศก่อนเข้า Fan Coil Unit [kJ/kg]

h_B = เอนธาลปีของอากาศหลังผ่าน Evaporator [kJ/kg]

$h_{B'}$ = เอนธาลปีของอากาศหลังผ่าน Fan Coil Unit [kJ/kg]

2.2 การออกแบบ Reheat Coil

การคำนวณและออกแบบ Reheat Coil จะใช้หลักการถ่ายเทความร้อน จากอากาศภายนอกไหลผ่านท่อทองแดงและแผ่นครีบไปยังสารทำความเย็นซึ่งไหลภายในท่อทองแดง อัตราการถ่ายเทความร้อนจะถูกต้านทานด้วย thermal resistance 3 ประการ ดังนี้ ประการแรก ความต้านทานจากอากาศภายนอกไปยังพื้นที่ผิวภายนอกท่อทองแดง เรียกว่า external surface หรือ air - film thermal resistance ประการที่สอง เป็น thermal resistance จากการนำความร้อนผ่านแผ่นครีบและเนื้อโลหะของท่อทองแดง ประการสุดท้าย เป็น film thermal resistance ภายในท่อทองแดง ซึ่งต้านทานการถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวภายในท่อทองแดงกับสารทำความเย็นที่ไหลผ่าน

จากสมการพื้นฐานการส่งผ่านความร้อนในเครื่องควบแน่น (2.11)

$$q = U_o A \Delta T_m$$

จะได้ว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ Reheat Coil ตามสมการดังกล่าวจะเกี่ยวเนื่องกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (U_o), พื้นที่ผิวรวมของการถ่ายเทความร้อน (A) และผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิธมิค (ΔT_m) ดังนั้นในการคำนวณออกแบบ Reheat Coil จึงต้องพิจารณาค่าต่าง ๆ เหล่านี้คือ

ก. พื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน

เมื่อพิจารณาจากสมการ (2.11) จะเห็นได้ว่าพื้นที่ผิวรวมในการถ่ายเทความร้อนเป็นปัจจัยสำคัญที่สามารถช่วยให้ภาระในการทำความเย็นนั้นเพิ่มขึ้นหรือลดลงได้ จึงได้มีความพยายามที่จะเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้นนอกเหนือไปจากพื้นที่ของท่อที่มีอยู่แล้วโดยการติดครีบระบายความร้อน ดังนั้นพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดนั้นประกอบไปด้วยพื้นที่ใหญ่ ๆ 3 ส่วนคือ พื้นที่ผิวด้านในของท่อ ที่สัมผัสกับน้ำยาต่อหน่วยความยาว ($A_{p,i}$) พื้นที่ผิวเฉลี่ยของท่อ ต่อหน่วยความยาว ($A_{p,m}$) และ พื้นที่ผิวรวมด้านนอกที่สัมผัสกับอากาศ

หอสมุดกลาง สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ต่อหน่วยความยาว (A_o) โดยมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$A_{p,i} = \pi . D_i$$

$$A_{p,m} = \pi . D_m$$

$$A_o = A_{p,o} + A_F$$

โดยที่ $$A_{p,o} = \pi . D_o(1 - (2y). F_l)$$

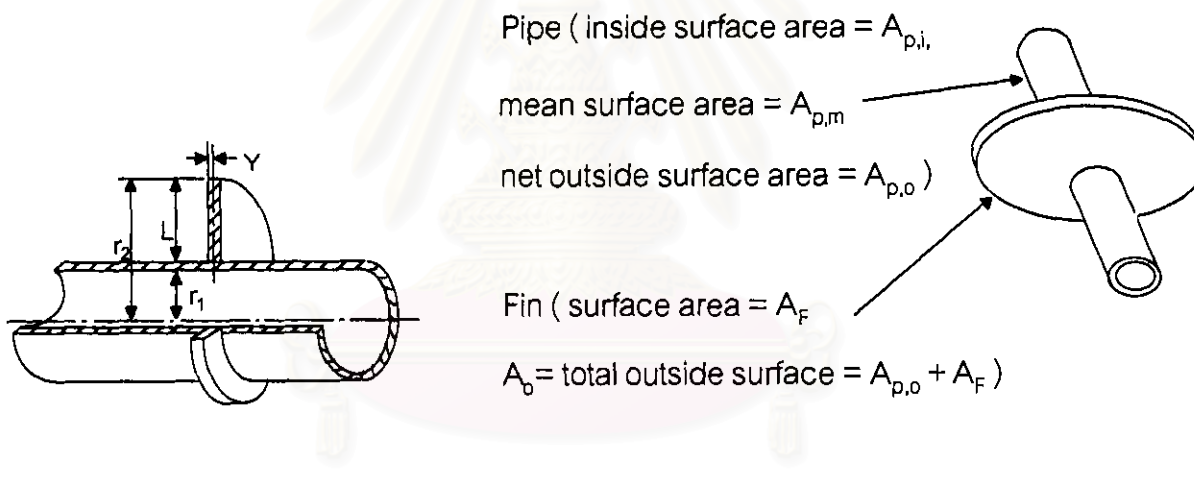
$$A_F = 2.F_l(a.c - \frac{\pi . D_n^2}{4})$$

และ F_l = จำนวนแผ่นครีบต่อหนึ่งหน่วยความยาว

a = ระยะห่างระหว่างท่อในแนวนอนของ Reheat Coil (รูป 2-17)

c = ระยะห่างระหว่างท่อในแนวตั้งของ Reheat Coil (รูป 2-17)

รายละเอียด ดังรูป 2-16



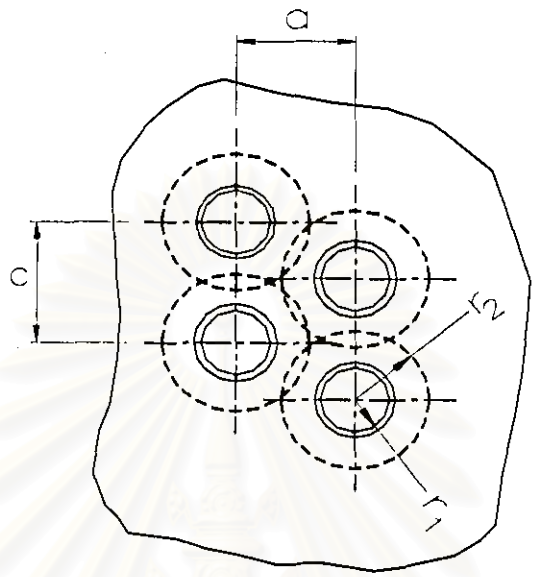
รูปที่ 2-16 แสดงลักษณะรูปร่างชุดแลกเปลี่ยนความร้อน

การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศที่ไหลผ่านท่อซึ่งภายในมีสารทำความเย็นไหลผ่านจะเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพได้นั้นต้องเพิ่มพื้นที่ระบายความร้อนหรือแผ่นครีบให้กับท่อ และแผ่นครีบที่มักนิยมใช้กันในเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก จะเป็นแบบครีบแท่ง (bar fin)

สำหรับครีบรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสและครีบสี่เหลี่ยมผืนผ้าซึ่งมักนิยมใช้กันนั้น สามารถหาประสิทธิภาพโดยการแปลงครีบเหล่านี้ให้เป็นครีบกลมที่มีพื้นที่เท่ากัน ตามความสัมพันธ์

Area = a.c = $\pi.r^2$

ดังนั้น $r = \sqrt{\frac{a.c}{\pi}}$



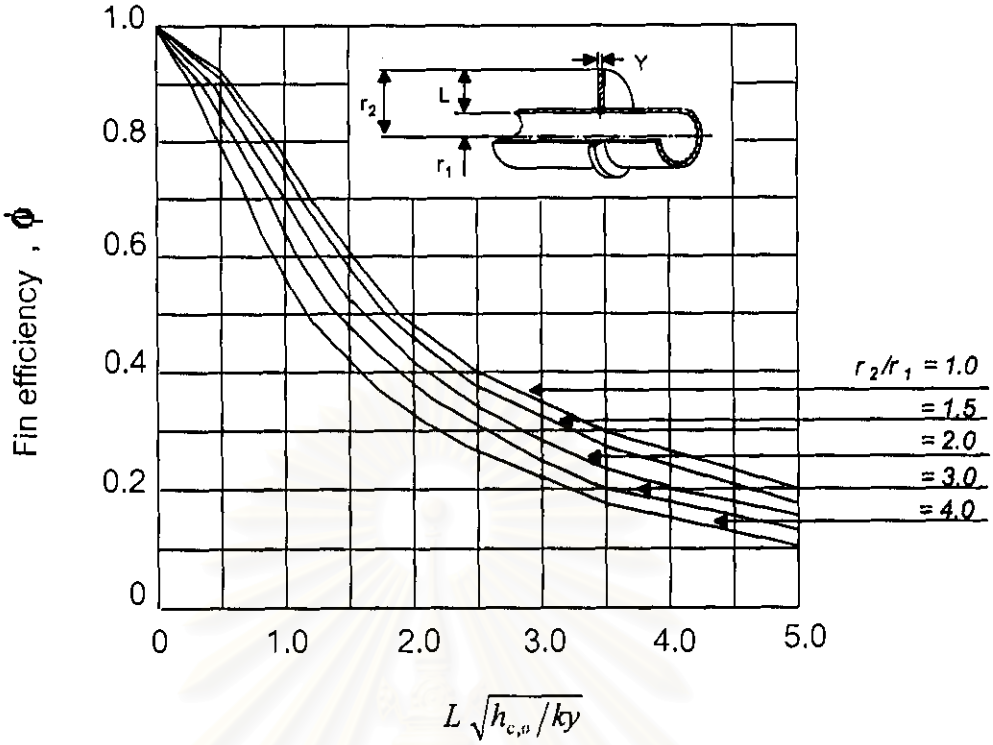
$r_2 = \sqrt{\frac{a.c}{\pi}}$

รูปที่ 2-17 แสดงรัศมีเทียบเท่าของแผ่นครีบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

ประสิทธิภาพของแผ่นครีบ (Fin efficiency , ϕ) คือ อัตราส่วนของความร้อนที่แผ่นครีบสามารถถ่ายเทได้จริง ต่อความร้อนที่แผ่นครีบถ่ายเทถ้าหากแผ่นครีบนั้นมีอุณหภูมิเท่ากันหมด และเท่ากับอุณหภูมิที่ฐานของแผ่นครีบ ดังนั้นจะได้ว่า

$$\text{Fin efficiency } (\phi) = \frac{\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เป็นจริง}}{\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบที่อุณหภูมิฐานครีบ}}$$

Karl A. Gardner [3] ได้ทำการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของครีบแบบกลม แล้วเสนอผลการวิเคราะห์ในรูปของกราฟเพื่อความสะดวกในการใช้งาน ดังแสดงในรูปที่ 2-18



รูปที่ 2-18 กราฟแสดงประสิทธิภาพแผ่นครีบกลมของ Karl A. Gardner

โดยที่ L = ความยาวของแผ่นครีบ (รูป 2-16 a) (m)

$h_{c,o}$ = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ [$W/m^2.^\circ C$]

k_{al} = ค่าการนำความร้อนของแผ่นครีบอะลูมิเนียม ~ 201 [$W/m.^\circ C$]

y = ครึ่งของความหนาของแผ่นครีบ (รูป 2-16 a) (m)

ข. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_o) ของเครื่องควบแน่น (Overall Heat Transfer Coefficient for a dry Finned - Tube Heat Exchanger)

จากสมการพื้นฐานการส่งผ่านความร้อนในเครื่องควบแน่น

$$q = U_o A \Delta T_m$$

สมมุติฐาน

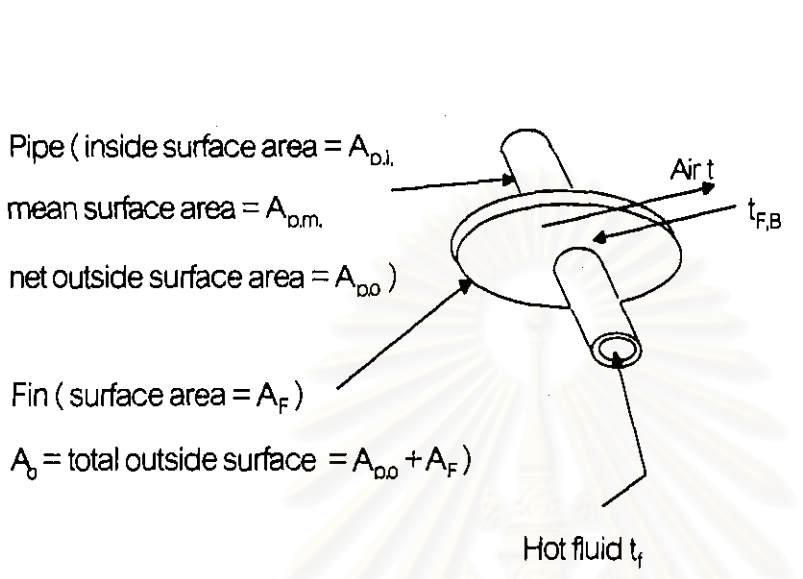
(1) พื้นผิวของท่อทองแดงและแผ่นครีบแห้ง

(2) มีการถ่ายเทความร้อนคงที่สม่ำเสมอ

(3) อุณหภูมิของท่อทองแดงเท่ากับอุณหภูมิของฐานแผ่นครีบ

(4) $h_{c,o,p} = h_{c,o,F} = h_{c,o}$

พิจารณารูปที่ 2 -19



X_D = pipe wall thickness

t = air temperature

$t_{F,B}$ = fin base temperature

$t_{D,o}$ = pipe outer surface temperature = $t_{F,B}$

$t_{D,i}$ = pipe inner surface temperature

t_f = hot fluid temperature

$t_{F,m}$ = mean fin temperature

<u>รูปที่2-19</u> แสดงลักษณะของแผ่นครีบในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น

จะได้ค่า

(1) อัตราการถ่ายเทความร้อนจากสารทำความเย็นสู่ท่อทองแดงด้านใน

$$q = h_i \, A_{p,i} \, (t_f - t_{p,i}) \qquad (2.13)$$

(2) อัตราการถ่ายเทความร้อนจากท่อทองแดงด้านในสู่ท่อทองแดงด้านนอก

$$q = \frac{k_p \, A_{p,m} \, (t_{p,i} - t_{p,o})}{x_p} \qquad (2.14)$$

(3) อัตราการถ่ายเทความร้อนจากท่อทอแดงด้านนอกและแผ่นครีบสู่อากาศ

$$q = h_{c,o,p} \, A_{p,o} \, (t_{p,o} - t) + h_{c,o,F} \, A_F \, (t_{F,m} - t)$$

$$= h_{c,o}\,(A_{p,o} + \phi\, A_F)(t_{p,o} - t) \qquad (2.15)$$

(4) อัตราการถ่ายเทความร้อนจากสารทำความเย็นสู่อากาศ

$$q = U_o A_o (t_f - t) \qquad (2.16)$$

จากความสัมพันธ์ของสมการ (2.13), (2.14) , (2.15) และ (2.16) จะได้ว่า

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{A_o x_p}{A_{p,m} k_p} + \frac{1-\phi}{h_{c,o}(A_{p,o} / A_F + \phi)} + \frac{1}{h_{c,o}}} \qquad (2.17)$$

โดยที่ A_o = พื้นที่ผิวรวมด้านนอกที่สัมผัสอากาศต่อหน่วยความยาว (m^2)

$A_{p,i}$ = พื้นที่ผิวด้านในของท่อต่อหน่วยความยาว (m^2)

$A_{p,m}$ = พื้นที่ผิวเฉลี่ยของท่อต่อหน่วยความยาว (m^2)

$A_{p,o}$ = พื้นที่ผิวด้านนอกของท่อระหว่างแผ่นครีบต่อหน่วยความยาว(m^2)

A_F = พื้นที่ผิวของแผ่นครีบต่อหน่วยความยาว (m^2)

h_i = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านสารทำความเย็น [$W/m^2.^\circ C$]

$h_{c,o,F}$ = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศของแผ่นครีบ [$W/m^2.^\circ C$]

$h_{c,o,p}$ = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศของท่อ [$W/m^2.^\circ C$]

$h_{c,o}$ = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมด้านอากาศ [$W/m^2.^\circ C$]

k_p = ค่าการนำความร้อนของท่อทองแดง [$W/m.^\circ C$]

ϕ = ประสิทธิภาพของแผ่นครีบ

X_p = ความหนาของท่อทองแดง (m)

เนื่องจากเทอม ($A_o X_p / A_{p,m} k_p$) มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับเทอมอื่น ๆ (~ 0.5 %)สามารถตัดทิ้งได้ ดังนั้นจะได้ว่า

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{p,i}h_i} + \frac{1-\phi}{h_{c,o}(A_{p,o}/A_F + \phi)} + \frac{1}{h_{c,o}}} \qquad (2.18)$$

<u>สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลในท่อ</u> (h_i)

สำหรับการถ่ายเทความร้อนของของไหลที่ไหลในท่อกลมในแนวราบนั้น E.N. Sieder และ C.E. Tate [7] ได้ให้สมการสำหรับคำนวณสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนไว้ ดังนี้

(1) กรณีการไหลในท่อเป็นแบบลามินาร์ (Laminar Flow in Tubes and Ducts)

โดย $Re_D < 5{,}000$ และ $Re_D.Pr.(D_i/L) > 10$

$$Nu_D = 1.86(\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr})^{0.33}\left(\frac{D_i}{L}\right)^{0.33}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0.14}$$

หรือ
$$h_i = 1.86\left(\frac{k_l}{D_i}\right)(\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr})^{0.33}\left(\frac{D_i}{L}\right)^{0.33}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0.14} \qquad (2.19)$$

(2) กรณีการไหลในท่อเป็นแบบเทอร์บิวเลนท์ (Turbulent Flow in Tubes and Ducts)

โดย $Re_D \geq 5{,}000$ และ $0.5 \leq Pr \leq 100$

$$Nu_D = 0.027\,\mathrm{Re}_D^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.33}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0.14}$$

หรือ
$$h_i = 0.027\left(\frac{k_l}{D_i}\right)\mathrm{Re}_D^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.33}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0.14} \qquad (2.20)$$

เมื่อ $Pr = \dfrac{Cp_l.\mu_l}{k_l}$

$Nu_D = \dfrac{h_i.D_i}{k_l}$

$Re_D = \dfrac{D_i.G_l}{\mu_l}$

$G_l = \dfrac{m_r^o}{A_i}$

โดยที่ Pr = ค่าตัวเลขแพรนด์เติล

Nu_D = ค่าตัวเลขนัสเซลท์ที่หาจากเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Re_D = ค่าตัวเลขเรโนลย์ที่หาจากเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

G_l = อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นเหลว [$kg/m^2.s$]

μ_l = ความหนืดของสารทำความเย็นเหลว [$N\text{-}s/m^2$]

k_l = ค่าการนำความร้อนสารทำความเย็นเหลว [$W/m.^{\circ}c$]

μ_b = ค่าความหนืดของน้ำยาที่หาจากอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล [$N\text{-}s/m^2$]

μ_s = ค่าความหนืดที่ของน้ำยาหาจากอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวท่อ [$N\text{-}s/m^2$]

Cp_l = ค่าความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็นเหลว [$J/kg.^{\circ}c$]

$\dot{m}_r$ = อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น [kg/s]

<u>สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ</u> ($h_{c,o}$)

R.L. Webb [5] ได้ทดลองหาสมการสำหรับทำนายค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบบังคับด้านอากาศบนหมู่ท่อติดแผ่นครีบแบบคลื่น (Wavy plate fin) วางตัวในแนวนอนและเรียงกันแบบสลับแถว ไว้ดังนี้

(1) ในกรณีที่ $Gz \le 25$

$$Nu_a = 0.50.Gz^{0.86}\left(\frac{c}{D_o}\right)^{0.11}\left(\frac{s}{D_o}\right)^{-0.09}\left(\frac{s_d}{a}\right)^{0.12}\left(\frac{2.s_p}{a}\right)^{-0.34}$$

หรือ
$$h_{c,o} = 0.50.\left(\frac{k_a}{D_H}\right).Gz^{0.86}\left(\frac{c}{D_o}\right)^{0.11}\left(\frac{s}{D_o}\right)^{-0.09}\left(\frac{s_d}{a}\right)^{0.12}\left(\frac{2.s_p}{a}\right)^{-0.34} \qquad (2.21)$$

(2) ในกรณีที่ $Gz > 25$

$$Nu_a = 0.83.Gz^{0.76}\left(\frac{c}{D_o}\right)^{0.13}\left(\frac{s}{D_o}\right)^{-0.16}\left(\frac{s_d}{a}\right)^{0.25}\left(\frac{2.s_p}{a}\right)^{-0.43}$$

$$h_{c,o} = 0.83.\left(\frac{k_a}{D_H}\right).Gz^{0.76}\left(\frac{c}{D_o}\right)^{0.13}\left(\frac{s}{D_o}\right)^{-0.16}\left(\frac{s_d}{a}\right)^{0.25}\left(\frac{2.s_p}{a}\right)^{-0.43} \qquad (2.22)$$

เมื่อ $Gz = \mathrm{Re}.\mathrm{Pr}.\frac{D_H}{W}$

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_a . U_m . D_H}{\mu_a}$$

$$D_H = \frac{2.s.(1-\beta)}{\left[(1-\beta)\sec\theta + 2.s.\frac{\beta}{D_o}\right]}$$

$$s = \frac{1}{F_l} - 2y$$

$$\beta = \frac{\pi . D_o^2}{4.a.c}$$

$$\sec\theta = \frac{\sqrt{\left(s_d^2 + s_p^2\right)}}{s_p}$$

$$U_m = \frac{U_{fr}}{\sigma.(1-\beta)}$$

$$\sigma = \frac{t}{(s+t)} \quad ; \; t = 2y$$

$$W = N_R . a$$

โดยที่ Gz = ค่าตัวเลขเกรทซ์

Pr = ค่าตัวเลขแพรนด์เติลของอากาศ

Re = ค่าตัวเลขเรโนลย์

D_H = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกที่ความเร็วอากาศเฉลี่ย (m)

U_m = ความเร็วเฉลี่ยของอากาศ [m/s]

μ_a = ค่าความหนืดของอากาศ [N-s/m ^{2}]

ρ_a = ค่าความหนาแน่นอากาศ [kg/m^3]

k_a = ค่าการนำความร้อนของอากาศ [W/m .$^\circ$C]

s = ระยะห่างของแผ่นครีบ (m)

N_R = จำนวนแถวของคอยล์ในแนวตั้ง

t = ความหนาของแผ่นครีบ (2y) (m)

s_d = ระยะความสูงจากฐานถึงยอดของแผ่นครีบแบบคลื่น (m)

s_p = ระยะครึ่งความยาวของแผ่นครีบแบบคลื่น (m)

a = ระยะห่างของท่อในแนวนอน (m)

c = ระยะห่างของท่อในแนวตั้ง (m)

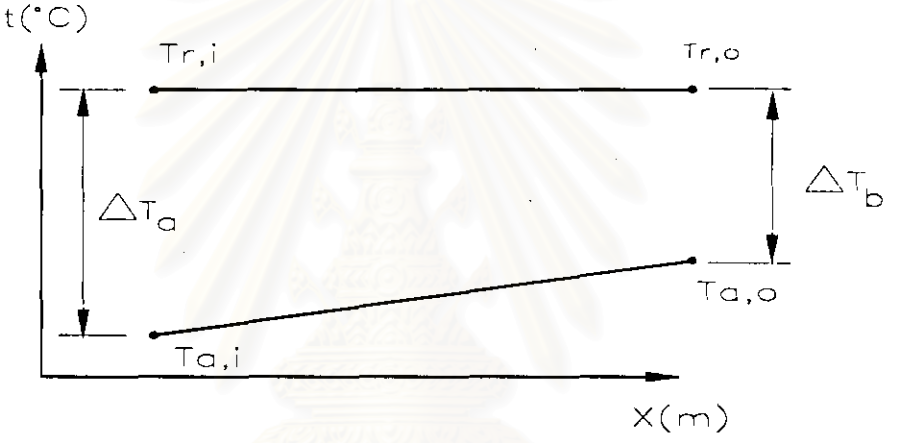
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

U_{fr} = ความเร็วอากาศหน้าคอยล์ [m/s]

σ = Contraction Ratio

ค. ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิธมิค (Logaritmic Mean Temperature Difference) (ΔT_m)

ในการออกแบบเครื่องควบแน่นที่ระบายความร้อนด้วยอากาศนั้น ปริมาณของความชื้นในอากาศค่อนข้างจะมีผลกระทบต่อภาระในการระบายความร้อนไม่มากนัก ดังนั้นจึงสามารถกำหนดความสัมพันธ์ดังกล่าวในรูปของผลต่างอุณหภูมิ เฉลี่ยลอการิธมิค ได้ดังนี้



รูปที่ 2-20 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น

โดยที่ $$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{In\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \qquad (2.23)$$

ซึ่ง $T_{r,i}$ = อุณหภูมิทางเข้าของสารทำความเย็น (°C)

$T_{r,o}$ = อุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็น (°C)

$T_{a,i}$ = อุณหภูมิทางเข้าของอากาศ (°C)

$T_{a,o}$ = อุณหภูมิทางออกของอากาศ (°C)

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย