

# 新竹科學工業園區104年廠商節水節能減碳輔導計畫

## 製造業空調空氣線圖運用實務節能 技術與成功案例介紹



主講人：林瑞泓

簡報日期：2015年8月14日

# 簡報內容

1. 濕空氣性質及空氣線圖
2. 空氣線圖上空氣狀態變化
3. 空調流程在空氣線圖上的應用
4. 空調設備熱交換與熱傳分析
5. 空調控制與空氣線圖的應用
6. 風系統節能策略與案例分析

# 1. 濕空氣性質及空氣線圖



# 何謂空氣線圖

- 僅用在定壓情況下，以大氣熱力性質繪製，只要已知上述兩種空氣特性，就可以藉由空氣線圖，得知其他空氣特性。
- 因空氣大部分處在不飽和狀態，須以計算方式求得其空氣狀態，但空氣特性間又會相互影響，因此用相互對照比較方式，做出空氣線圖(Psychrometric Chart)。
- 依ASHRAE分類，將空氣線圖依溫度區分：低溫(-40 °F ~ 50 °F)、常溫(32 °F ~ 120°F)、高溫(60 °F ~ 250 °F)；一般空調工程均應用於常溫之空氣線圖。
- 依氣壓區分：600 mmHg、760mmHg、1000mmHg
- 依空氣特性圖性區分：H -  $\omega$ 圖、t -  $\omega$ 圖、t - H圖
- 依單位區分：公製、英製

# 空氣的特性

- **乾空氣(Dry Air)**：不含水蒸汽之空氣，熱焓值不隨空氣溫度升降變化；空氣線圖中之焓值、絕對溫度、比容是以 1kg 重乾空氣為基準表示。
- **濕空氣(Moist Air)**：含水蒸汽之空氣，由**乾空氣和水蒸汽**兩成份組成。
- $P(\text{濕空氣全壓力}) = P_a(\text{乾空氣壓力}) + P_v(\text{水蒸汽壓力})$  [ kg/cm<sup>2</sup> ]
- 乾空氣比熱： $C_p = 1.006 \text{ KJ/kg}^\circ\text{C}$ ， $C_v = 0.716 \text{ KJ/kg}^\circ\text{C}$
- 乾空氣密度： **$\rho = 1.293 \text{ kg/M}^3(1 \text{ atm}, 0^\circ\text{C})$** ，比容是密度的倒數。
- 乾空氣運動黏度(Kinematic viscosity) $\nu = 15.69 \cdot 10^{-6} \text{ M}^2/\text{sec}$  (25 °C)
- 乾空氣動力黏度(Dynamic viscosity)  $\mu = 1.8462 \cdot 10^{-5} \text{ kg/M} \cdot \text{sec}$  (25 °C)
- **$\nu = \mu/\rho$**
- **水蒸汽比較隨空氣溫度升降變化，甚至包括相的改變**(凝結成液態及固態)，水比熱=1kcal/kg°C，蒸發潛熱為586kcal/kg (在20°C一大氣壓下)。

# 空氣調節基本原理(1/6)

- ◆ 乾球溫度 (Dry-Bulb Temperature)  $T_{DB}$ 
  - ◆ 一般**溫度計**所測得之空氣溫度。
- ◆ 濕球溫度 (Wet-Bulb Temperature)  $T_{WB}$ 
  - ◆ 溫度計之感溫球以棉濕布包覆，而使之曝露於流動空氣( **$u=4.5$  m/s**)中，再**絕熱狀態**下，所測得之空氣溫度。
  - ◆ 當空氣越乾燥,則溼布水分蒸發越快，濕球溫度指示越低，濕球溫度與乾球溫度差值會較大。
  - ◆ 未飽和空氣通過以濕球溫度計(溫度計感溫球以棉濕布包覆)，棉球上水份也因蒸發而冷卻，且由**空氣傳至濕球的熱量等於濕球蒸發潛熱**，當過程達到穩定狀態時，濕球上溫度顯示的數值，即為濕球溫度

# 空氣調節基本原理(2/6)

## ■ 相對濕度(RH) $\psi$

- ◆ 空氣中實際水份含量與飽和狀態(露點)時所含之最大水份含量的比值；而空氣在完全飽和狀態時相對濕度為100%。
- ◆ 同一溫度時單位容積之濕空氣所含有水蒸汽的重量(g/M<sup>3</sup>)/同一溫度時單位容積之飽和濕空氣所含有水蒸汽的重量(g/M<sup>3</sup>)。
- ◆ 濕空氣的水蒸汽分壓，與同溫度的飽和空氣水蒸氣分壓比，一般所謂的濕度即為相對濕度，視含水量多寡
- ◆ 等溫等壓(大氣壓力為101.325KPa)下,水蒸汽跟乾空氣的比值
  - $\phi = \omega / \omega_w = P_v / P_g$

## ■ $P_v @ 25^\circ\text{C} = 3.169 \text{ KPa}$

- ◆  $P_v = 0$                       乾空氣
- ◆  $P_v < 3.169 \text{ KPa}$       未飽和空氣
- ◆  $P_v = 3.169 \text{ KPa}$         飽和空氣

# 空氣調節基本原理(3/6)

## ■ 露點溫度( $T_{DP}$ ):

◆ 在一定大氣壓力下，**空氣中水汽含量固定不變時**，**逐漸降低空氣溫度**，當空氣中水蒸氣到達飽和開始凝結成水滴時的溫度(即相對濕度為100%，**DB=WB**)稱為露點溫度。

◆ 露點溫度可表示水氣含量的多寡，**露點溫度愈高**，則表示空氣中**水氣含量愈多**。

$$◆ T_{DP} = \frac{[C3 \cdot \ln(P_{ww} / C1)]}{[C2 - \ln(P_{ww} / C1)]}$$

●  $C1 = 0.61078$ ， $C2 = 17.558$ ， $C3 = 241.88$

■ 當空氣中水蒸汽分壓 $P_v$ ，等於該溫度下之飽和蒸汽壓 $P_g$ 時，即為飽和空氣(Saturated Air)。此時**乾球溫度=濕球溫度=露點溫度**。



# 空氣調節基本原理(4/6)

- 絕對濕度/濕度比(kg/kg)： $\omega$ 
  - ◆ 單位質量乾空氣中存在水蒸汽的質量。
    - $\omega = M_v / M_a = (0.622 \cdot P_v) / (P - P_v)$  (kg水蒸汽/ kg乾空氣)
  - ◆ 水蒸汽進入乾空氣使濕度比增加，直到空氣中無法在保留更多水分，此謂**飽和空氣**；任何再進入飽和空氣的水分，將凝結成水排出；**乾空氣不含水蒸汽，濕度比為0**。
- 絕對濕度與相對濕度差異，在空氣 25°C、1 atm
  - ◆ 絕對濕度：**1kg乾空氣中水蒸汽的實際量**。
  - ◆ 相對濕度：**空氣中水分子的實際量對空氣在該溫度可保有水分子最大量的比值**。
    - $M_a = 1 \text{ kg}$ 、 $M_v = 0.01 \text{ kg}$ 、 $M_{v,max} = 0.02 \text{ kg}$
    - $\omega = 0.01/1=0.01$  (kg H<sub>2</sub>O/ kg乾空氣) ；
    - $\psi = 0.01/0.02=50\%$

# 空氣調節基本原理(5/6)

- 焓值(kJ/kg)：每公斤乾空氣之濕空氣焓值
  - ◆ 焓偏差在空氣未飽和時所含的熱量不等於飽和時的焓值，會有偏差，在實際運用上焓偏差會忽略不做修正。
  - ◆ 焓偏差修正線，應用上焓值線與等濕球溫度線近視為同一條線。
  - ◆  **$H=1.005 \cdot T_{DB} + \omega \cdot (2501.3+1.805 \cdot T_{DB})$** 
    - 乾空氣  $\Delta H_{DA} = C_p \cdot \Delta T_{DB} = 1.005 \cdot \Delta T_{DB}$  (0 °C 為參考點)
    - 水蒸汽  $\Delta H_g(T) \cong 2501.3+1.805 \cdot \Delta T_{DB}$  (0 °C 焓值 2501.3kJ/kg)
- 飽和度 (degree of saturation)
  - ◆ 濕空氣之濕度比  $\omega$ ，與相同溫度 / 壓力下飽和空氣之濕度比  $\omega_s$  兩者間之比值。
  - ◆  **$\mu = \omega / \omega_s$**
- 比容(M<sup>3</sup>/kg)：u
  - ◆ 密度的倒數，每公斤乾空氣之濕空氣體積。

# 空氣調節基本原理(6/6)

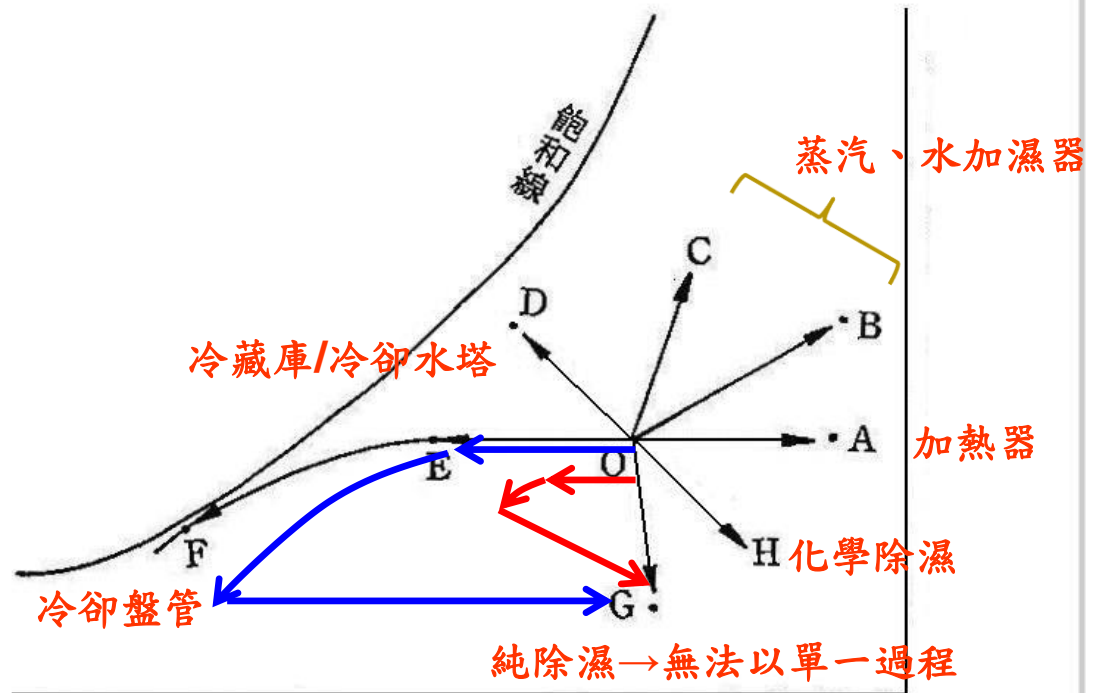
- 乾球溫度之飽和蒸汽壓力(Saturation Vapor Press. at DB ,  $P_{WS}$ )
  - ◆  $P_{WS} = \text{EXP} \left[ \left( \frac{C1}{T_{DB}} + C2 + C3 \cdot T_{DB} + C4 \cdot T_{DB}^2 + C5 \cdot T_{DB}^3 + C6 \cdot \ln(T_{DB}) \right) \right]$
- 濕球溫度之飽和蒸汽壓力(Saturation Vapor Press. at WB ,  $P_{WW}$ )
  - ◆  $P_{WW} = \text{EXP} \left[ \left( \frac{C1}{T_{WB}} + C2 + C3 \cdot T_{WB} + C4 \cdot T_{WB}^2 + C5 \cdot T_{WB}^3 + C6 \cdot \ln(T_{WB}) \right) \right]$
- 乾球溫度之濕度比(Saturation mixing ratio at DB ,  $\omega_{WS}$ )
  - ◆  $\omega_{WS} = \frac{0.62198 \cdot P_{WS}}{(P_{atm} - P_{WS})}$
- 濕球溫度之濕度比(Saturation mixing ratio at WB ,  $\omega_{WW}$ )
  - ◆  $\omega_{WW} = \frac{0.62198 \cdot P_{WW}}{(P_{atm} - P_{WW})}$
- 絕對濕度/濕度比(Humidity ratio ,  $\omega$ )
  - ◆  $\omega = \frac{[2500.0 \cdot \omega_{WW} - 1.0046 \cdot (T_{DB} - T_{WB})]}{[(2500.0 + 1.81 \cdot (T_{DB} - T_{WB}))]}$
- 蒸汽分壓(Vapor Pressure ,  $P_V$ )
  - ◆  $P_V = \frac{(P_{atm} \cdot \omega)}{(0.62197 + \omega)}$

## 2. 空氣線圖上空氣狀態變化



# 空氣調節的8種基本變化(1/3)

- 純加熱  $O \rightarrow A$
- 加熱加濕  $O \rightarrow B$
- 純加濕  $O \rightarrow C$
- 蒸發冷卻  
(減熱加濕)  $O \rightarrow D$
- 純冷卻  $O \rightarrow E$
- 冷卻除濕  $E \rightarrow F$
- 加熱除濕  $O \rightarrow G$
- 化學除濕  $O \rightarrow H$

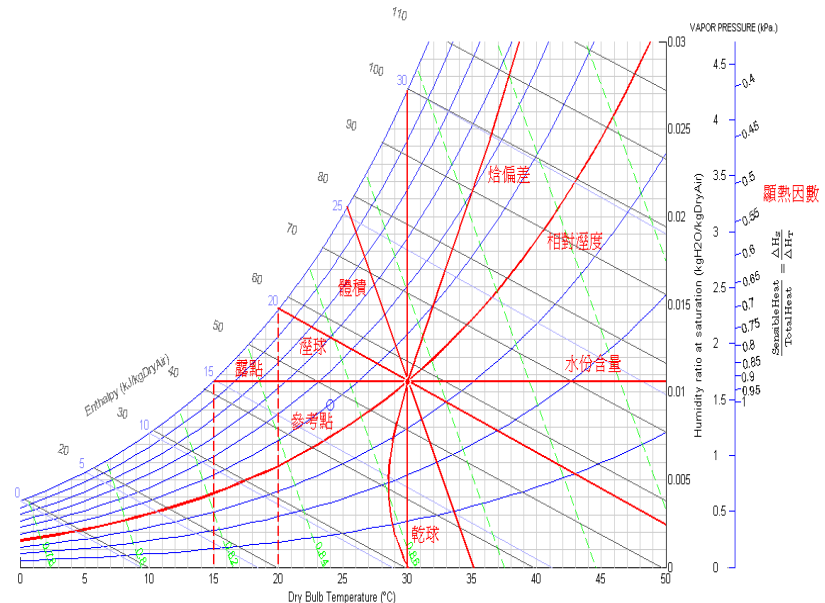


## 空氣調節的8種基本變化(2/3)

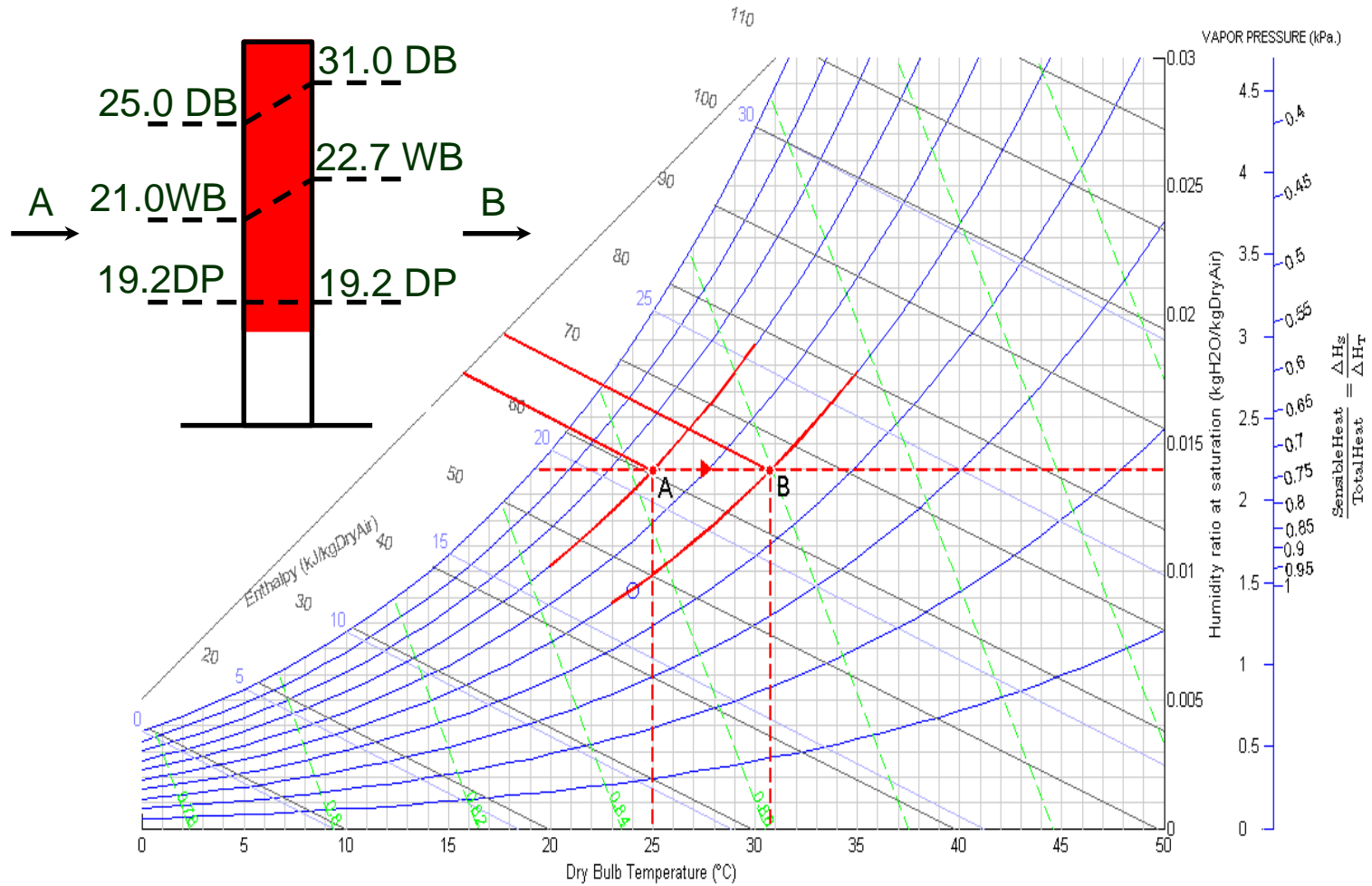
- 純加熱  $O \rightarrow A$  : 空氣通過加熱盤管，狀況點水平右移，**不會增加空氣中的水氣或 LH**，故  $T_{DP}$  值不變，只增加空氣的 **SH**，如電熱器、暖爐。
- 加熱加濕  $O \rightarrow B$  : **空氣同時吸收室內的 SH 和 LH 時**，狀況點會向右上方移動，如 **AHU 及 MAU**。
- 純加濕  $O \rightarrow C$  : **空氣加濕，以蒸汽及熱水加溫**，空氣的  $T_{DP}$  會大為**上升**。右上方移動，斜率較大，電極或二流體加濕。
- 減熱加濕  $O \rightarrow D$  : **空氣被降溫及加濕**，狀況點向左上方移動，如冷藏庫、**冷卻水塔**。
- 純冷卻  $O \rightarrow E$  : **冷卻盤管吸收空氣中之 SH 而降溫**，但  $T_{DB}$  下降溫度，無法達到  $T_{DP}$  以下，**乾盤管冷卻 或冷盤管未到達結露狀態**(即未凝結滴水)。

# 空氣調節的8種基本變化(3/3)

- 冷卻除濕E→F：冷卻盤管將空氣之 $T_{DB}$ 冷卻到 $T_{DP}$ 以下，空氣中的水氣被盤管冷卻生成冷凝水，空氣除去水氣後 $T_{DP}$ 值下降，狀態向左下方進行，如冷卻盤管。
- 純除濕O→G：一般空調控制上不用利用此方式，沒有單一方式可達成，空氣先被除濕再加熱。
- 化學除濕O→H：空氣純除濕， $T_{WB}$ 為一定值，狀態點偏右垂直下降，如空氣通過化學除濕轉輪。
- Psychrometric Chart

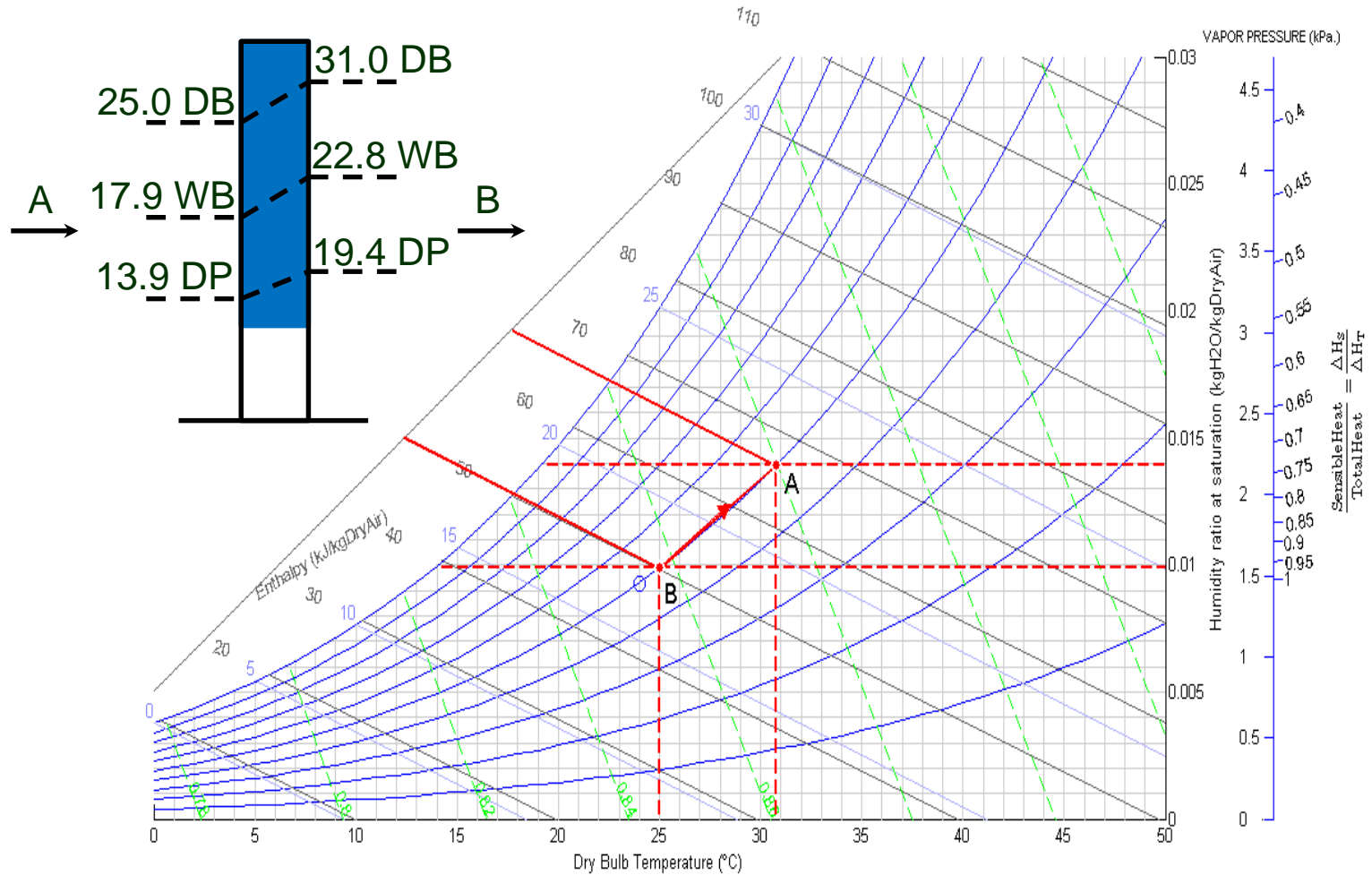


# 純加熱過程(O→A)

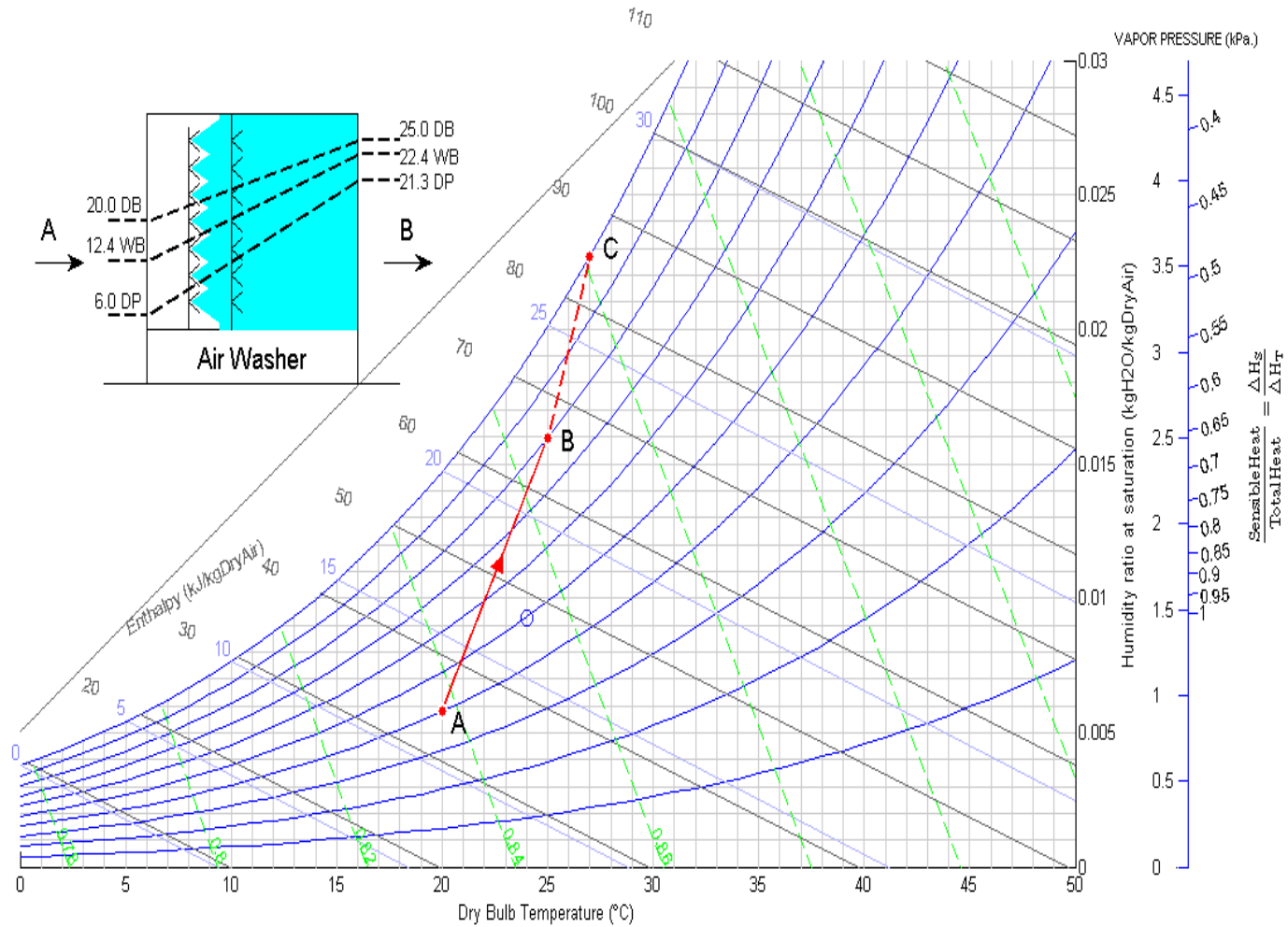




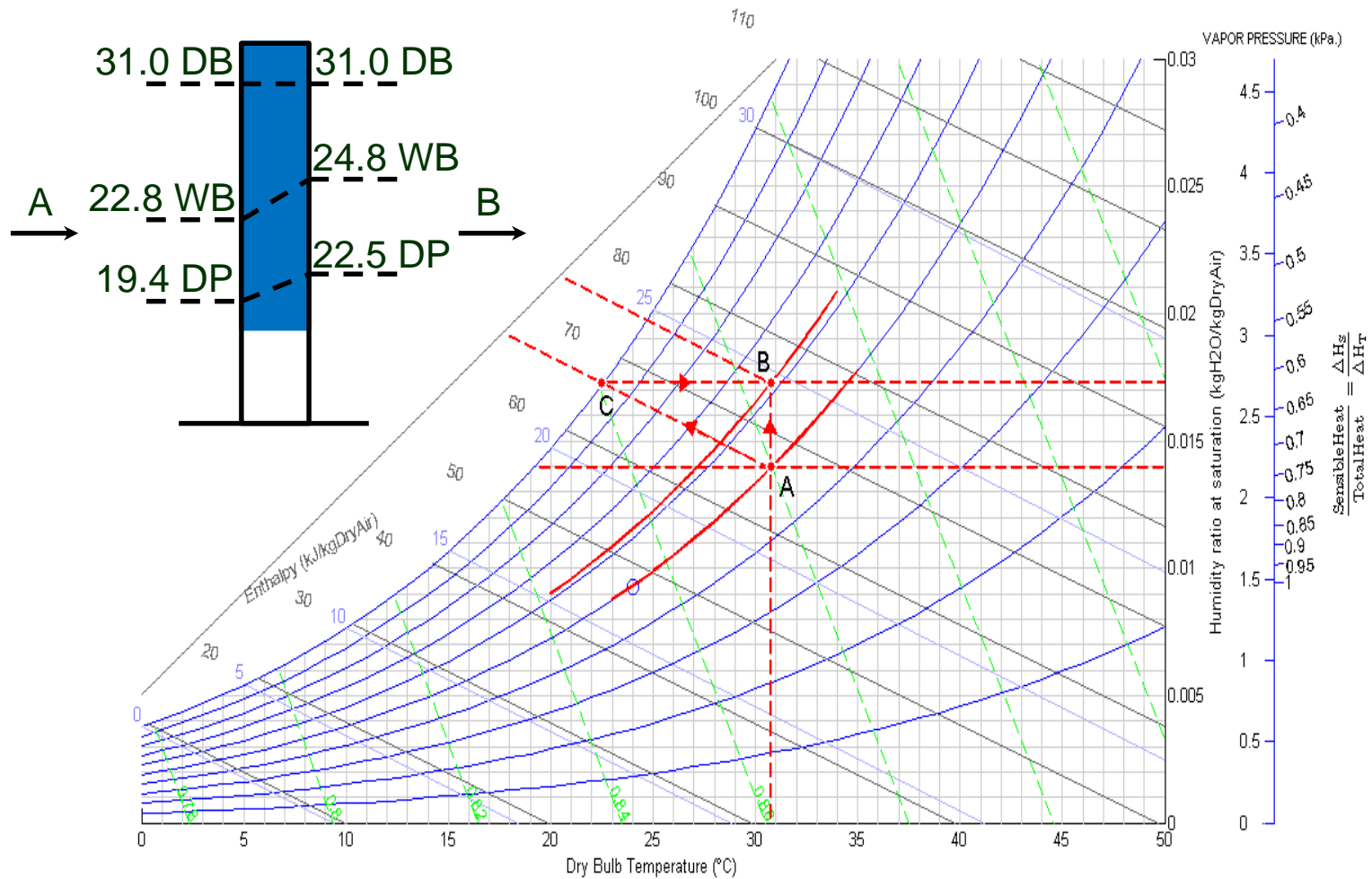
# 加熱加濕過程(1/2) (O→B)



# 加熱加濕過程(2/2) (O→B)

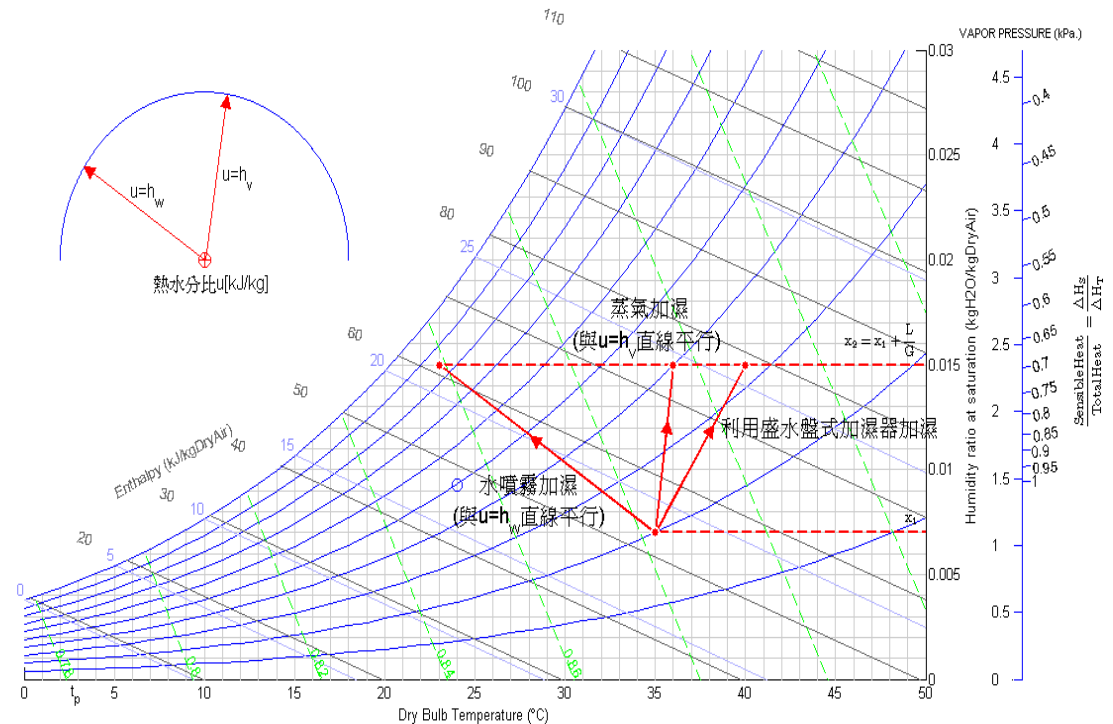


# 純加濕過程(1/2) (O→C)



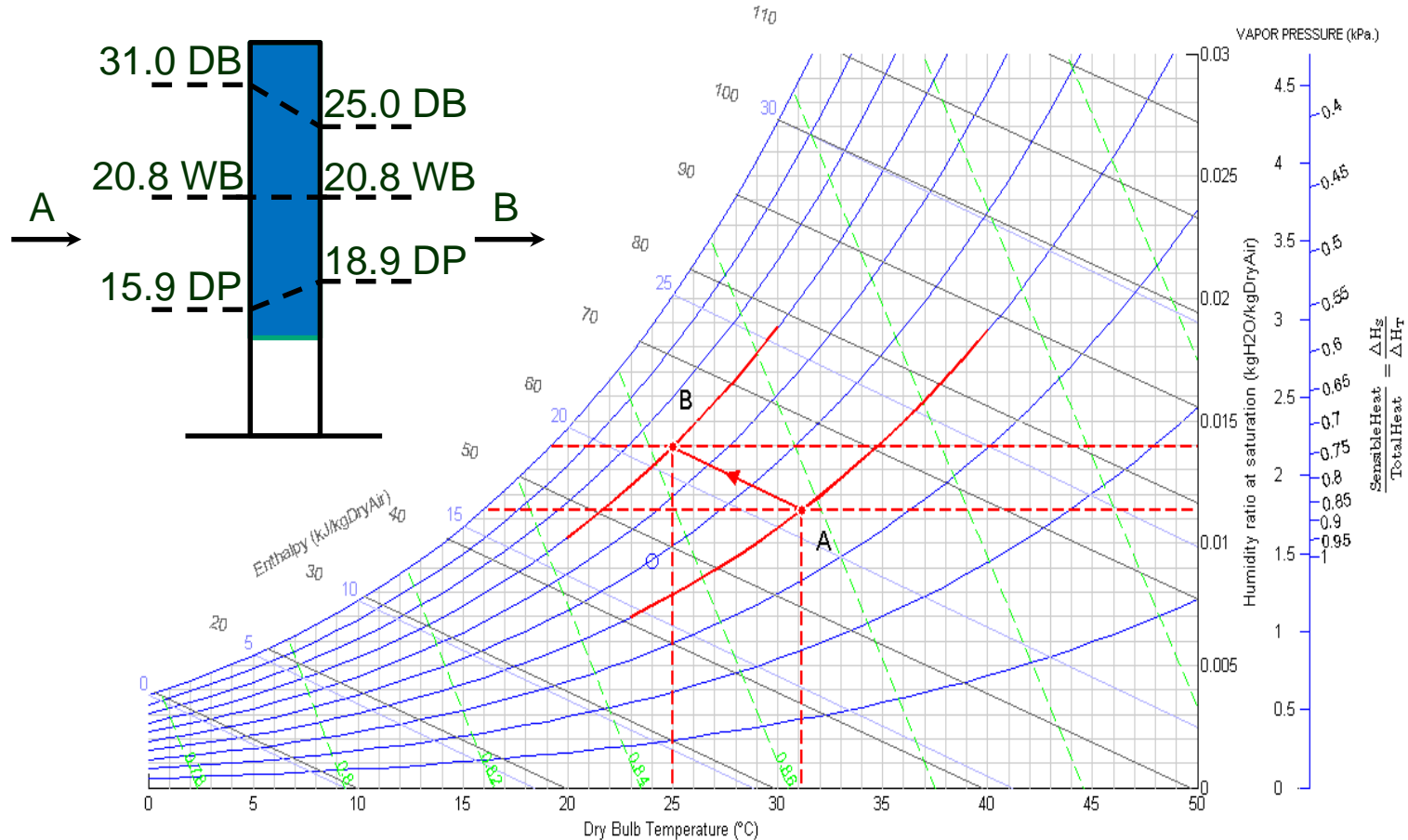
# 純加濕過程(2/2) (O→C)

- 蒸汽加濕：等溫加濕，加濕時乾球溫度略為上昇，吸收距離短，耗電量大，型式為電熱式及電極式。
- 水霧加濕：等焓加濕，加濕時乾球溫度隨等焓線下滑，吸收距離長，需加裝除水板，耗電量小，型式為超音波震盪噴霧。

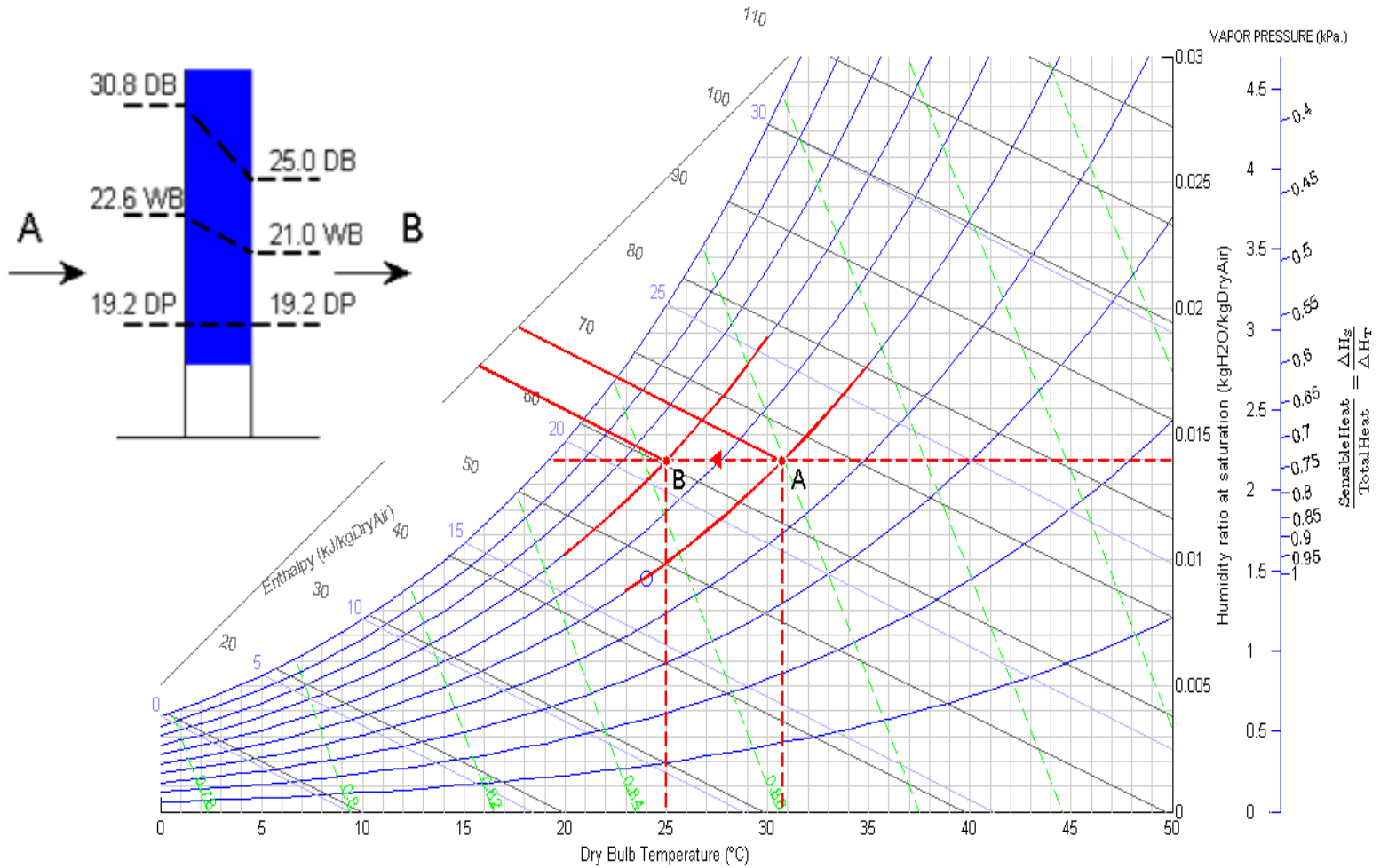


# 蒸發冷卻過程(O→D)

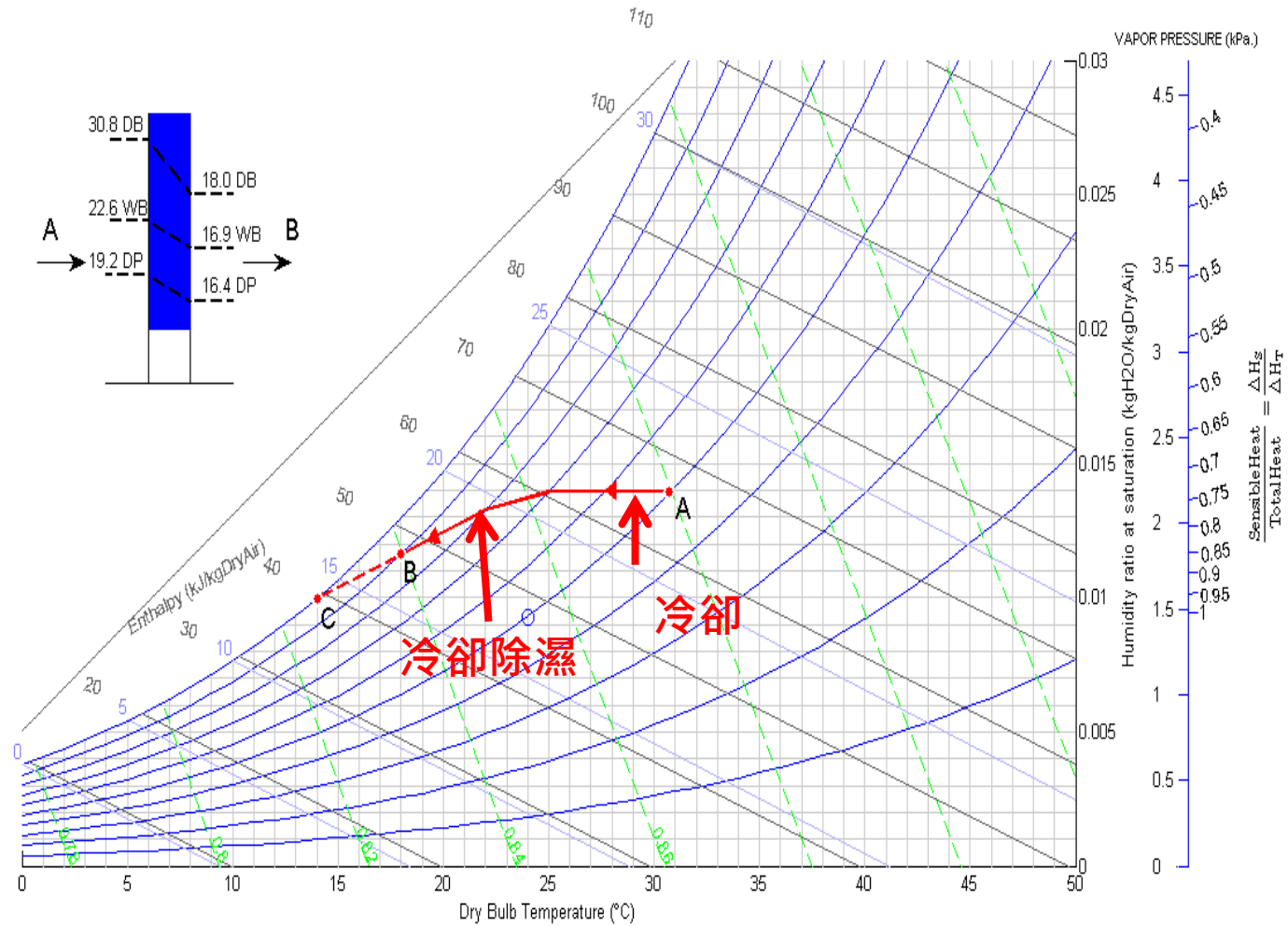
- 冷卻熱量與加濕熱量達到平衡，熱平衡=0時即為蒸發冷卻(減熱加濕)。



# 純冷卻過程(O→E)



# 冷卻除濕過程(1/2) (E→F)

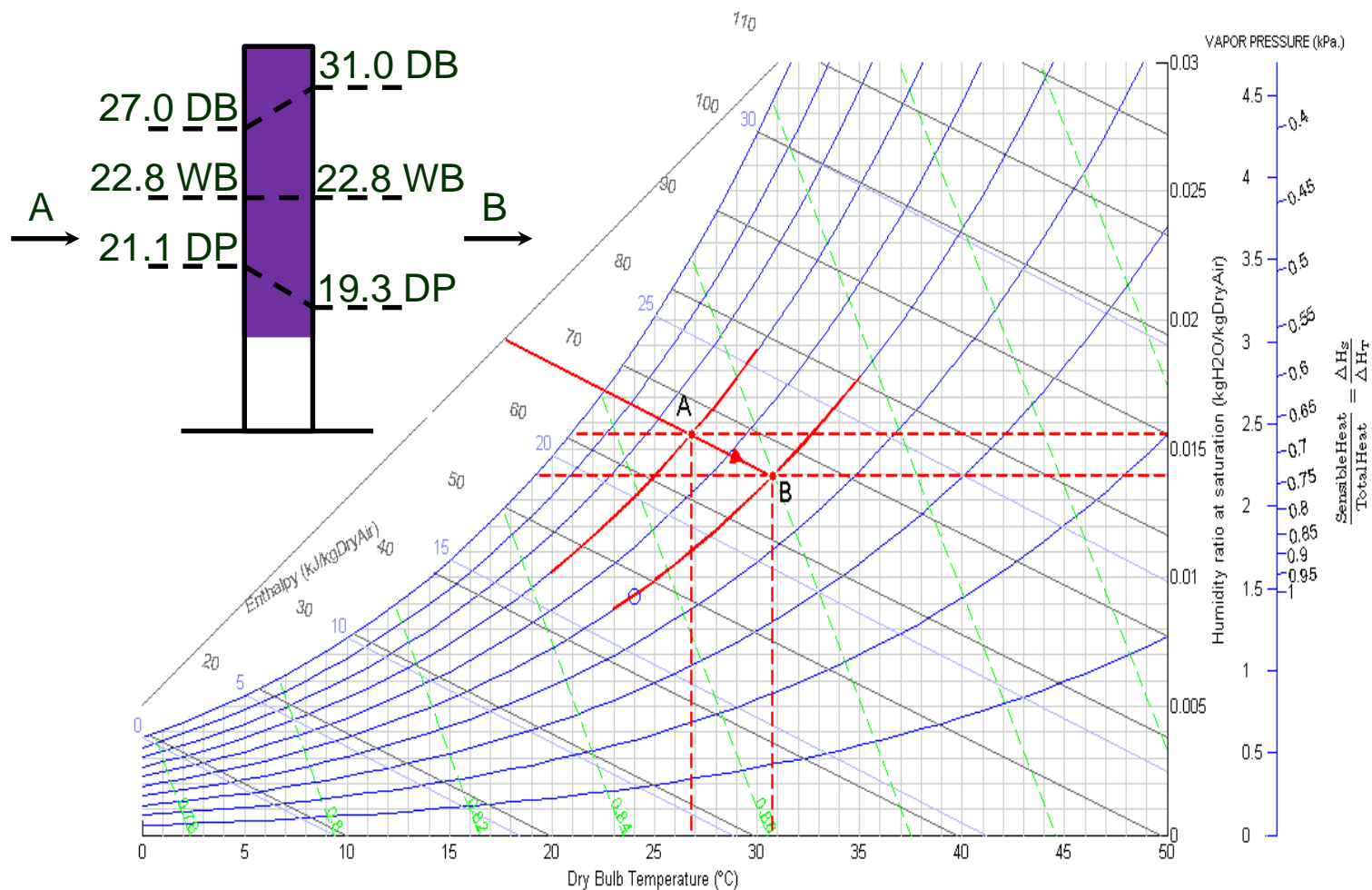


## 冷卻除濕過程(2/2) (E→F)

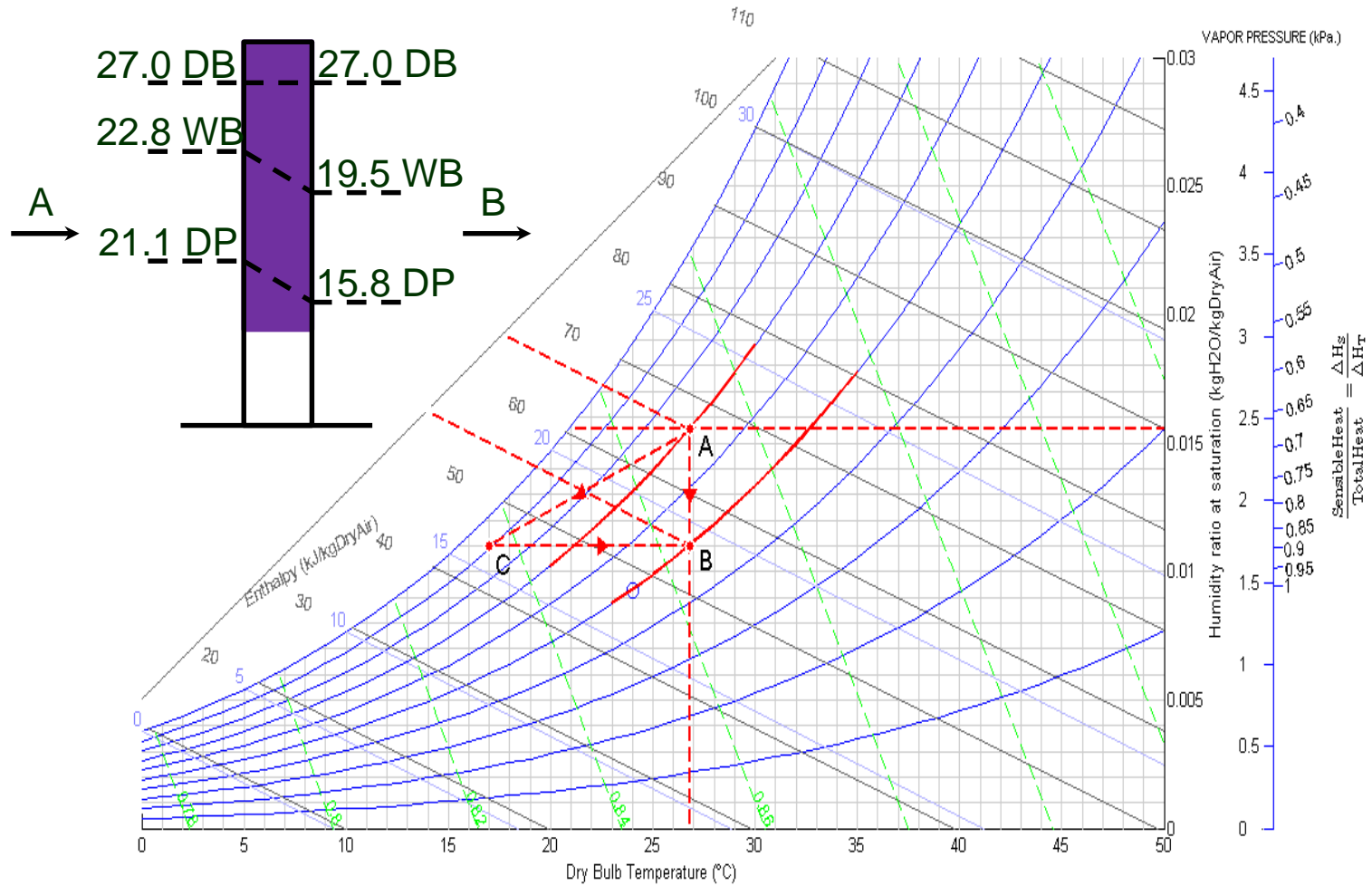
- 冷卻盤管的表面溫度 > 冷卻盤管入口濕空氣的露點溫度  $T_{DP1}$  時，冷卻盤管的表面不會結露，則空氣中的水份不會減少，絕對濕度保持一定，焓值及乾球溫度減少，使得冷卻盤管有冷卻但沒有除濕能力。
- 冷卻盤管的表面溫度 < 冷卻盤管入口濕空氣的露點溫度  $T_{DP1}$  時，則水蒸汽凝結成水，絕對濕度/焓值減少。
- 純冷卻：絕對濕度幾乎沒有變化。
- 冷卻除濕：當相對溼度到達70~80%時開始，最後大致沿著空氣線圖上相對濕度95%曲線變化。
- $$Q_C = \frac{C_P \cdot G \cdot (T_{EA} - T_{LA})}{3600} = \frac{1.21 \cdot V_O \cdot (T_{EA} - T_{LA})}{3600}$$



# 化學除濕過程(O→H)



# 純除濕過程(O→G)

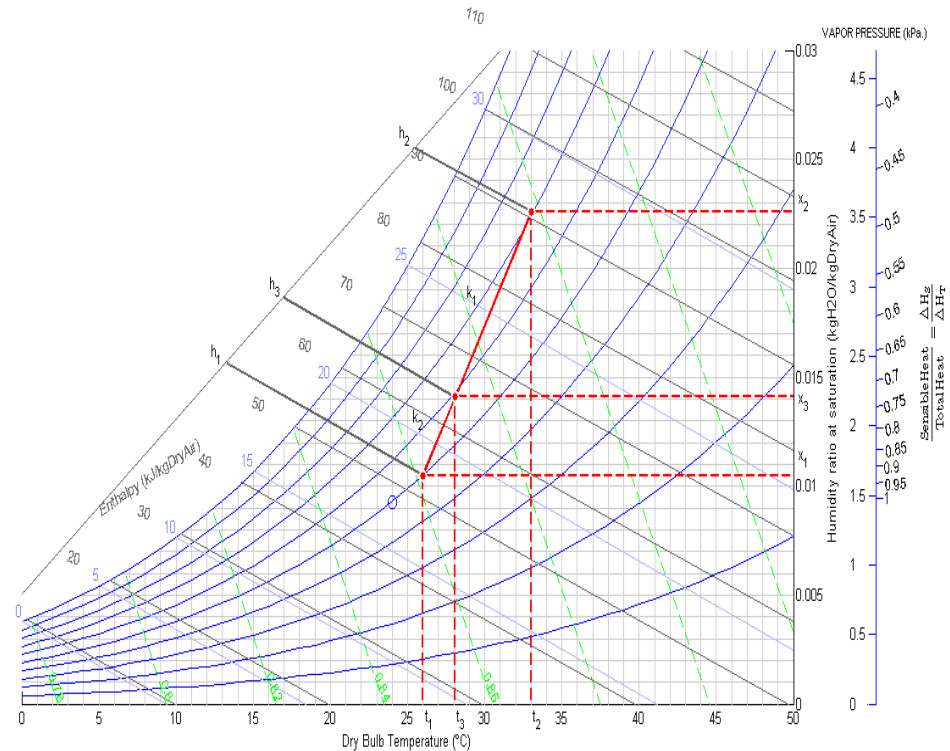


# 空氣混合

假設外氣比例為 0.25

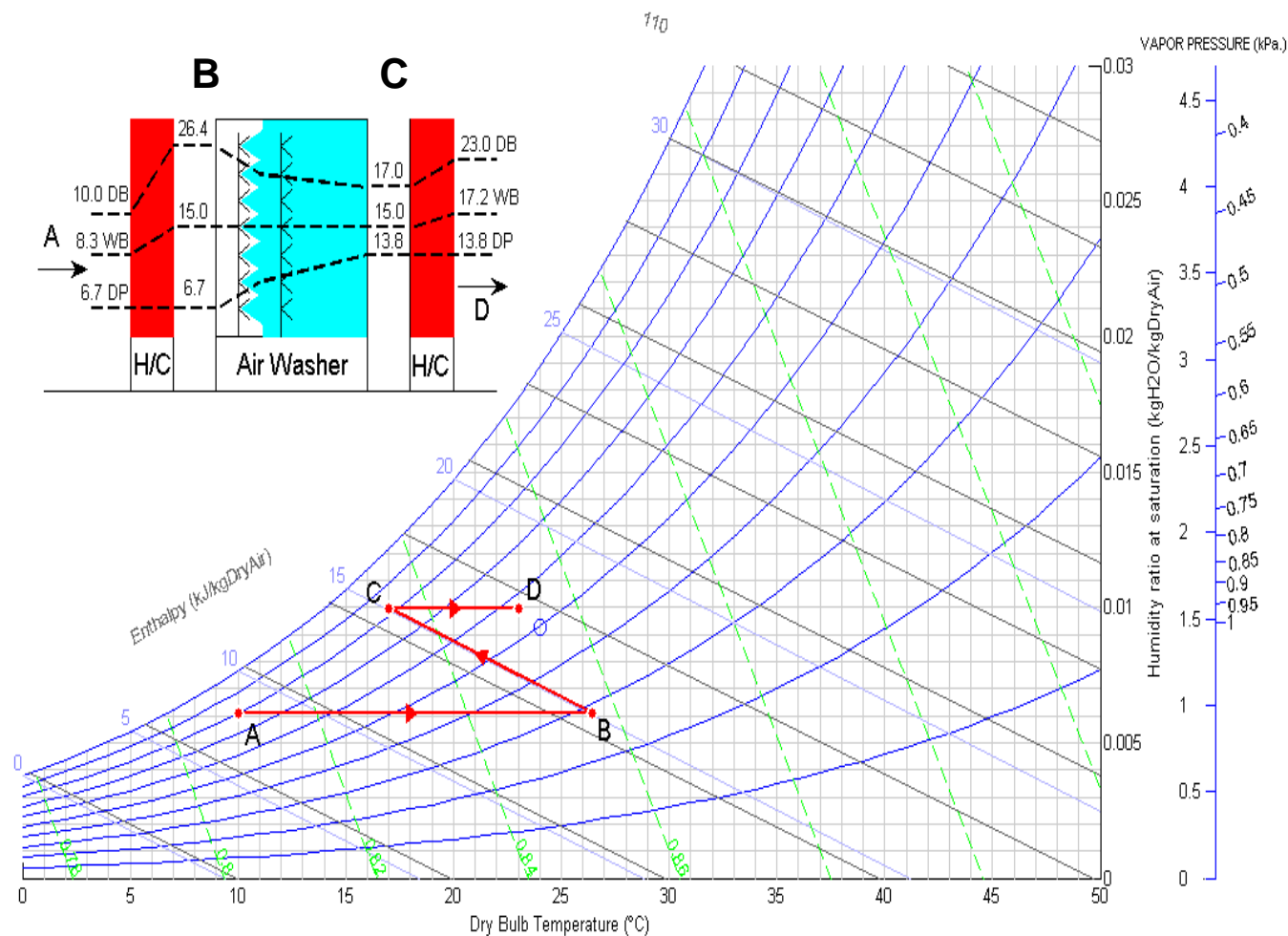
$$MA_t = 0.75RA_t + 0.25OA_t$$

$$MA_w = 0.75RA_w + 0.25OA_w$$

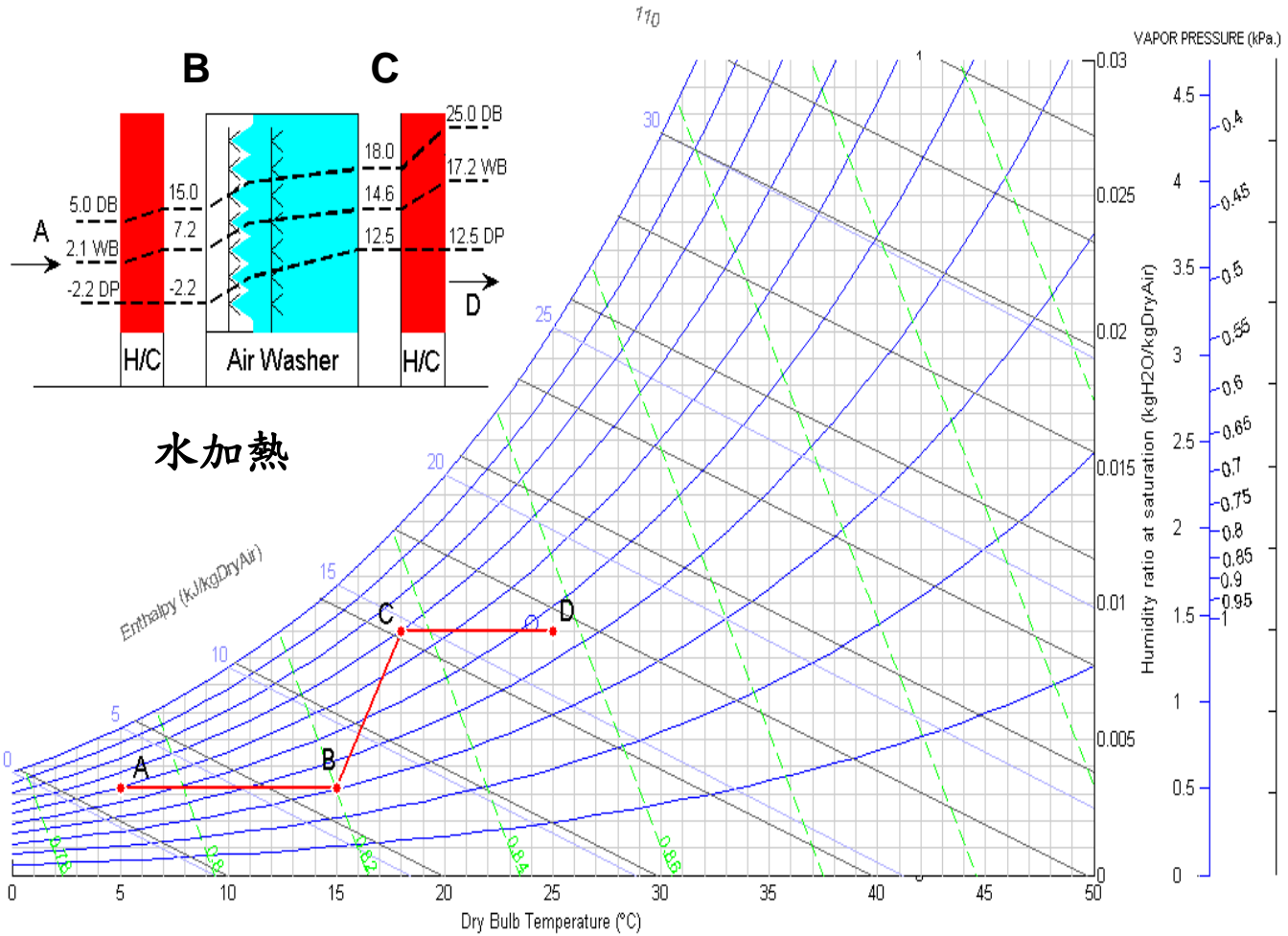


- $T_{MA} = \frac{(Q_{RA} \cdot T_{RA} + Q_{OA} \cdot T_{OA})}{(Q_{RA} + Q_{OA})}$
- $H_{MA} = \frac{(Q_{RA} \cdot H_{RA} + Q_{OA} \cdot H_{OA})}{(Q_{RA} + Q_{OA})}$
- $\omega_{MA} = \frac{(Q_{RA} \cdot \omega_{RA} + Q_{OA} \cdot \omega_{OA})}{(Q_{RA} + Q_{OA})}$

# 預熱/加濕/再加熱過程



# 預熱/加濕/再加熱過程



### 3. 空調流程在空氣線圖上的應用



# 室內顯熱因數

- 顯熱比(SHF)：
$$SHF = \frac{SH}{(SH+LH)}$$
  - ◆ 顯熱(Sensible Heat)：改變溫度但不改變狀態時的熱傳量。
  - ◆ 潛熱(Latent Heat)：改變狀態但不改變溫度時的熱傳量，物質相的轉變所需要的轉換能量。
- 室內顯熱因數 
$$RSHF = \frac{RSH}{(RSH+RLH)} = \frac{RSH}{RTH}$$
  - ◆ RSH：室內顯熱量
  - ◆ RLH：室內潛熱量
  - ◆ RTH：室內總熱量

# 總顯熱因數

## ■ 總顯熱因數(設備能力顯熱比)

$$\blacklozenge \text{GSHF} = \frac{\text{GSH}}{(\text{GLH} + \text{GSH})} = \frac{(\text{RSH} + \text{OASH})}{(\text{RTH} + \text{OATH})}$$

◆ OASH：外氣顯熱量，OALH：外氣潛熱量

## ■ 有效顯熱因數 $\text{ESHF} = \frac{\text{ERSH}}{(\text{ERSH} + \text{ERLH})} = \frac{\text{ERSH}}{\text{ERTH}}$

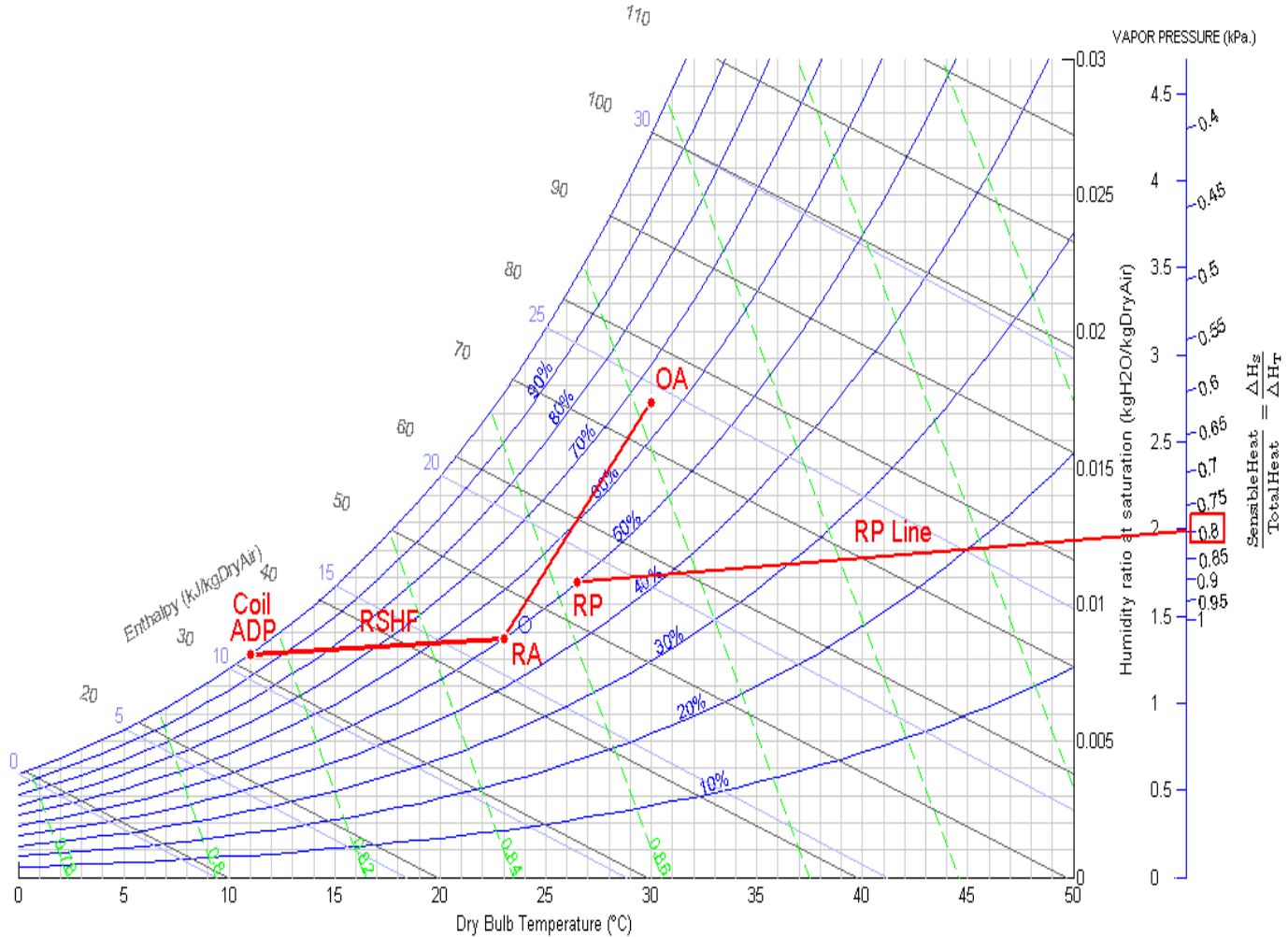
$$\blacklozenge \text{ERSH} = \text{RSH} + \text{OASH} \cdot \text{BF}$$

$$\blacklozenge \text{ERLH} = \text{RLH} + \text{OALH} \cdot \text{BF}$$

$$\blacklozenge \text{ERTH} = \text{RTH} + \text{OATH} \cdot \text{BF}$$



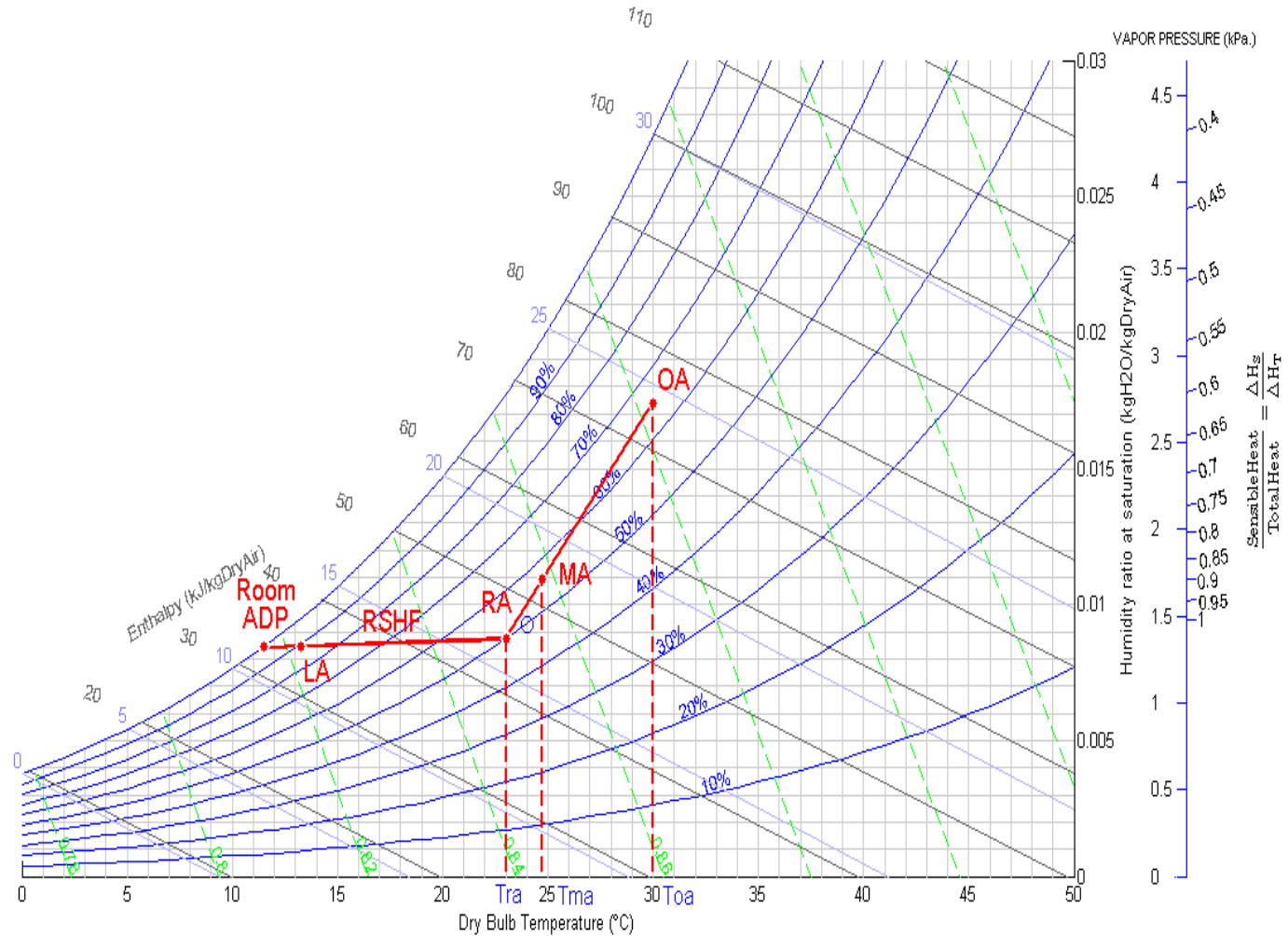
# RSHF 及 Room ADP 求法(1/2)



# RSHF 及 Room ADP 求法(2/2)

- 顯熱比(SHF)：
$$\frac{SH}{(SH+LH)}$$
- 參考點RP：25.0°C DB，50% RH
- 連接SHF點及RP點劃參考線
- 由RA劃一平行參考線的直線交於飽和線(100%RH)此直線為RSHF線
- RSHF線與飽和線(100%RH)的交點為Room ADP(室內裝置露點溫度)

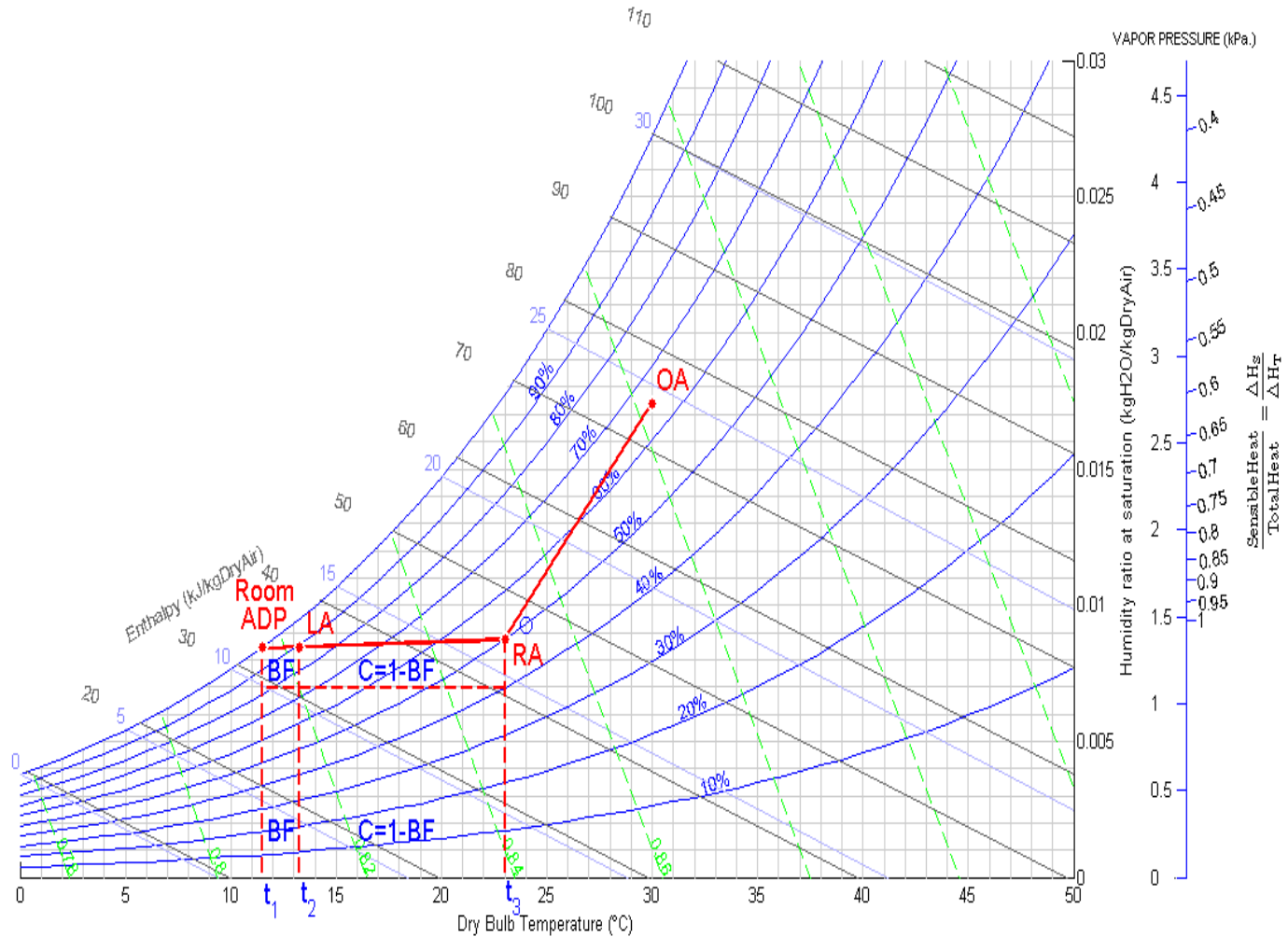
# LA離開Cooling Coil溫度的求法(1/2)



## LA離開Cooling Coil溫度的求法(2/2)

- 顯熱比(SHF)： $\frac{SH}{(SH+LH)}$
- RSHF線與90%RH線的交點
- 依經驗值及不考慮風車熱獲得前提下，RA與LA兩者溫度相差11~14°C，但需視各不同空調系統及負載而改變。
- RSHF線與飽和線(100%RH)的交點為Room ADP(室內裝置露點溫度)

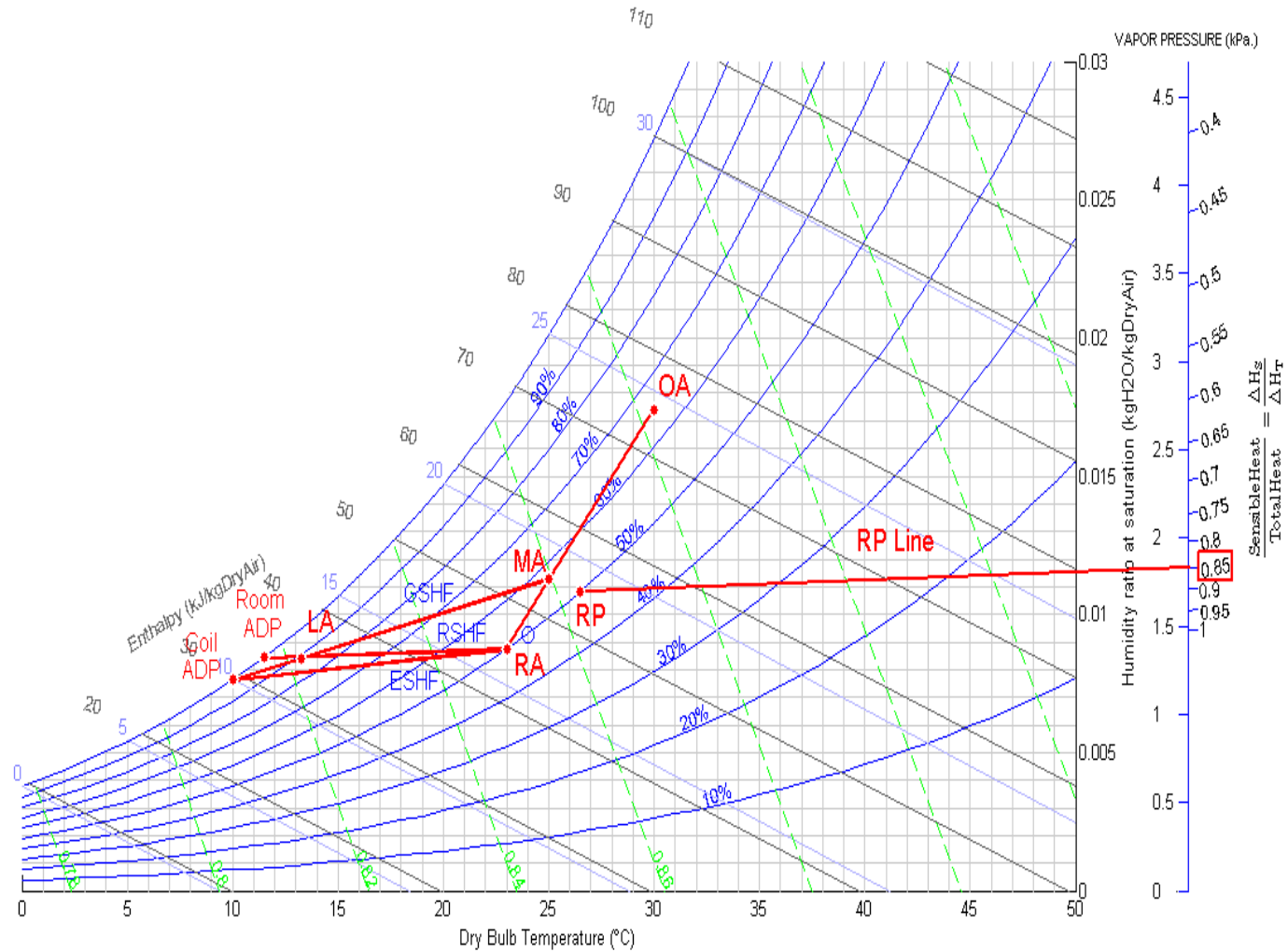
# 由BF求LA的求法(1/2)



## 由BF求LA的求法(2/2)

- BF : 空氣分子未接觸到冷卻盤管的比例數
- $CF=1-BF$  : 空氣分子接觸到冷卻盤管的係數
- $BF=(T_{LA}-T_{RoomADP}) / (T_{RA}-T_{RoomADP})$
- $T_{LA}=T_{RoomADP}+(T_{RA}-T_{RoomADP}) \cdot BF=T_{RA}-(T_{RA}-T_{RoomADP}) \cdot CF$
- $\Delta T=(T_{RA}-T_{RoomADP}) \cdot (1-BF)$  吹出口溫度差(室內溫度與冷氣口溫度差)

# ADP / ESHF / GSHF 求法(1/2)



# ADP / ESHF / GSHF 求法(2/2)

- 由MA劃一條通過LA交於飽和線(100%RH)上，此直線為GSHF線，與飽和線的交點為Coil ADP(盤管裝置露點溫度)。
- 實際操作上Coil ADP要比作圖找出來的Coil ADP低至3~4°C(經驗值)。
- 由RA到Coil ADP兩點劃一條線，此直線為ESHF線。
- 若已知室內及外氣的顯熱與潛熱，可直接求ESHF，再劃ESHF求Coil ADP。



## 範例計算(1/2)

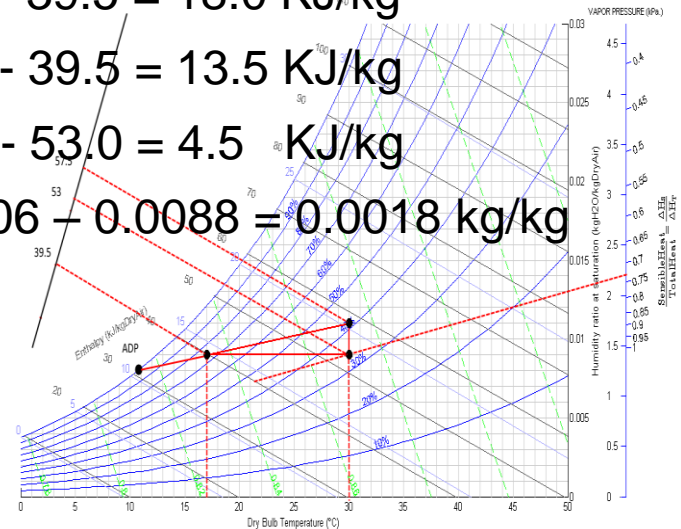
- OA : 35°CDB、85%RH，Room : 26°CDB、55%RH，RSH=60000Kcal/hr，RLH=15000Kcal/hr， $M_{OA}=50\text{CMM}$ ，BF=0.1
- $ESHF = \frac{(RSH+OASH \cdot BF)}{(RTH+OATH \cdot BF)} = 0.76$ 
  - ◆  $OASH = G_{OA} \cdot \rho \cdot C_{PA} \cdot (T_{OA} - T_{RA}) = 50 \cdot 1.2 \cdot 0.24 \cdot (35-26) = 7767 \text{ Kcal/hr}$
  - ◆  $OATH = G_{OA} \cdot \rho \cdot (H_{OA} - H_{RA}) = 50 \cdot 1.2 \cdot (115-56)(1/4.186)(60) = 50740 \text{ Kcal/hr}$
  - ◆ 以ESHF=0.76平行線交飽和線於一點，此點為ADP=13.5 °C
- $GSHF = \frac{(RSH+OASH)}{(RTH+OATH)} = 0.54$ 
  - ◆ 由ADP作GSHF = 0.54平行線交OA與RA連線上一點，此點 $T_{MA}=27.4 \text{ °C}$
- $T_{MA} = T_{OA} \cdot \left[ \frac{G_{OA}}{(G_{OA} + G_{RA})} \right] + T_{RA} \cdot \left[ \frac{G_{RA}}{(G_{OA} + G_{RA})} \right]$ 
  - ◆  $G_{RA}=271.5 \text{ CMM}$
  - ◆  $G_{SA} = G_{OA} + G_{RA} = 321.5 \text{ CMM}$

# 範例計算(2/2)

- EA : 30°CDB、 20°CWB ， LA : 17°CDB、 14°CWB ，
- EA(=MA)與LA(=SA)連接一線交飽和線於一點，此點為Room ADP(室內裝置露點溫度)，Room ADP=10 °C(查圖)
- $BF = \frac{(T_{SA} - T_{ADP})}{(T_{MA} - T_{ADP})} = \frac{(17-10)}{(30-10)} = 0.35$

◆ 將MA與SA連線平行移至參考點26.67°CDB、 50%RH，該平行線與SHF線交於 SHF=0.73

- 每公斤移去全熱量  $Q_T = H_{MA} - H_{SA} = 57.5 - 39.5 = 18.0 \text{ KJ/kg}$
- 每公斤移去顯熱量  $Q_S = H_A - H_{SA} = 53.0 - 39.5 = 13.5 \text{ KJ/kg}$
- 每公斤移去潛熱量  $Q_L = H_{MA} - H_A = 57.5 - 53.0 = 4.5 \text{ KJ/kg}$
- 每公斤移去水份量  $\omega = \omega_{MA} - \omega_{SA} = 0.0106 - 0.0088 = 0.0018 \text{ kg/kg}$



# 全熱、顯熱、潛熱計算公式(1/3)

## ■ 全熱

$$\blacklozenge Q_t = 1.2 \cdot G_{SA} \text{ (M}^3\text{/hr)} \cdot (H_{EA} - H_{LA})$$

$$\blacklozenge Q_t = G_{SA} \text{ (kg/hr)} \cdot 0.24 \cdot (H_{EA} - H_{LA})$$

## ■ 顯熱

$$\blacklozenge Q_s = 1.2 \cdot G_{SA} \text{ (M}^3\text{/hr)} \cdot 0.24 \cdot (T_{EA} - T_{LA})$$

$$\blacklozenge Q_s = G_{SA} \text{ (kg/hr)} \cdot 0.24 \cdot (T_{EA} - T_{LA})$$

$$\blacklozenge Q_s = G_{SA} \text{ (kg/hr)} \cdot 0.24 \cdot [ (T_{RA} - T_{RoomADP}) \cdot (1 - BF) ]$$

## ■ 潛熱

$$\blacklozenge Q_l = 1.2 \cdot G_{SA} \text{ (M}^3\text{/hr)} \cdot h_{fg} \text{ (kcal/kg)} \cdot (\omega_{EA} - \omega_{LA})$$

## ■ 符號說明

$$\blacklozenge Q_t、Q_s : \text{kcal/hr} ; G_{SA} \text{ (送風量)} : \text{kg/hr、M}^3\text{/hr} ;$$

$$\blacklozenge T_{EA}、T_{LA} : ^\circ\text{C} ; H_{EA}、H_{LA} \text{ (焓值)} : \text{kcal/kg}$$

## 冷/熱盤管能力計算公式(2/3)

### ■ 空調箱冷卻盤管能力：

◆ 顯熱  $Q_s = 1.23 \cdot G_{SA} \cdot (T_{EA} - T_{LA})$  (夏季)

◆ 總熱  $Q_t = 1.2 \cdot G_{SA} \cdot (H_{EA} - H_{LA})$  (夏季)

### ■ 空調箱熱盤管能力：

◆  $Q_{heat} = 1.23 \cdot G_{SA} \cdot (T_{SA} - T_{EA})$  (冬季)

### ■ 符號說明

◆  $Q_t$ 、 $Q_s$ 、 $Q_{heat}$ 、 $Q_{fan}$ ：W； $G_{SA}$  (送風量)：L/sec；

◆  $T_{EA}$ 、 $T_{LA}$ 、 $T_{SA}$ 、 $\Delta T_{fan}$ ： $^{\circ}\text{C}$ ； $H_{EA}$ 、 $H_{LA}$ (焓值)：kJ/kg

◆ 標準空氣密度  $\rho = 1.2 \text{ kg/M}^3$

◆ 標準空氣比熱  $C = 1.0035 \text{ KJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{C} = 0.24 \text{ kcal/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$

◆ 標準空氣潛熱  $h_{fg} = 587 \text{ kcal/kg}$  ( $18.0^{\circ}\text{C}$ )

# 加濕/風車熱獲得能力計算公式(3/3)

## ■ 空調箱加濕器能力：

- ◆  $M_{\text{hum}}(\text{g/s}) = 1.2 \cdot G_{\text{SA}} \cdot (\omega_{\text{SA}} - \omega_{\text{EA}}) (\text{kg/kg})$  (冬季)

## ■ 風車熱獲得

- ◆  $Q_{\text{fan}} = \frac{[G_{\text{SA}} \cdot P_{\text{st}} (\text{Pa})]}{(1000 \cdot \text{Eff.})}$

- ◆  $\Delta T_{\text{fan}} = \frac{Q_{\text{fan}}}{(1.23 \cdot G_{\text{SA}})}$

- ◆ 送風機發熱常被忽略，有時可達2 °C昇溫

- ◆ 送風機發熱：**加熱(絕對濕度不變)**

## ■ 符號說明

- ◆  $Q_t$ 、 $Q_s$ 、 $Q_{\text{heat}}$ 、 $Q_{\text{fan}}$ ：W； $G_{\text{SA}}$  (送風量)：L/sec；

- ◆  $T_{\text{EA}}$ 、 $T_{\text{LA}}$ 、 $T_{\text{SA}}$ 、 $\Delta T_{\text{fan}}$ ：°C； $H_{\text{EA}}$ 、 $H_{\text{LA}}$ (焓值)：kJ/kg

- ◆ 標準空氣密度  $\rho = 1.2 \text{ kg/M}^3$

- ◆ 標準空氣比熱  $C = 1.0035 \text{ KJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 0.24 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

- ◆ 標準空氣潛熱  $h_{\text{fg}} = 587 \text{ kcal/kg}$  (18.0 °C)

## 4. 空調設備熱交換與熱傳分析

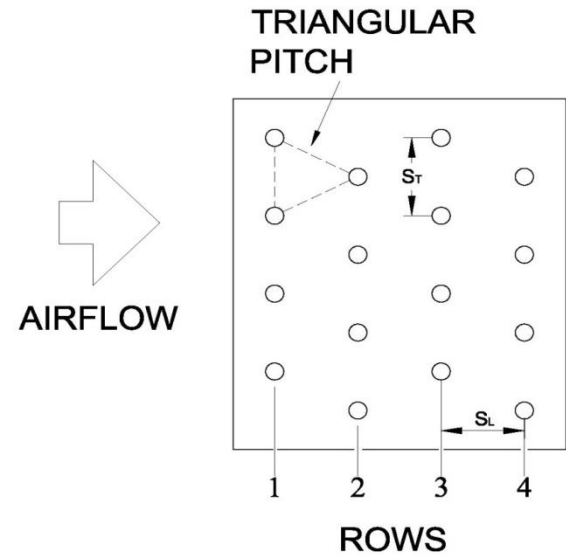
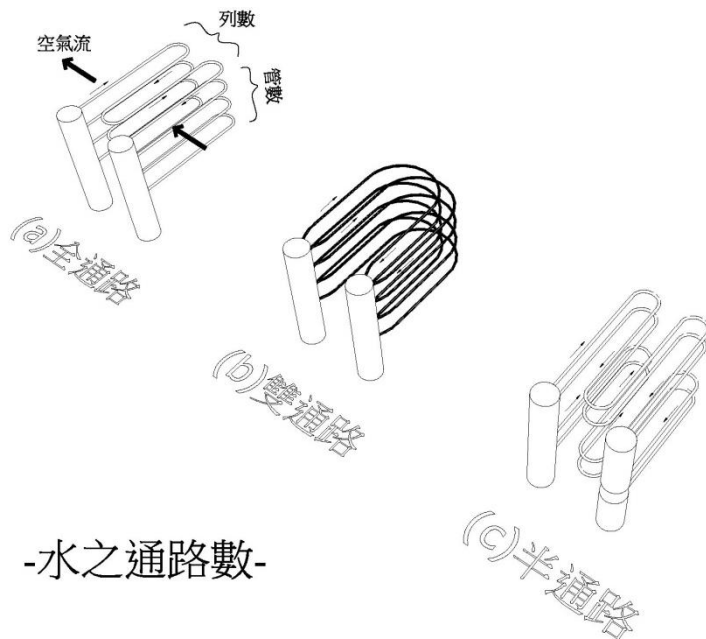


# 冷卻/加熱盤管說明(1/3)

- 一般冷卻盤管採用列數4~8 列(Row)較多，若離風溫度 $<12^{\circ}\text{C}$ 或 LMTD  $<5^{\circ}\text{C}$ 時，盤管排數需增加。
- MAU大都設置兩道冷卻盤管，用以分攤鰭片之水膜厚度，水膜厚度增加會降低熱傳效果，故避免採用10 列(Row)以上的冷卻盤管。
- 通過冷卻盤管前面積風速**2.0~3.0 M/sec**，若通過風速 $>3.0$  M/sec，會將盤管表面水滴帶出，就必需加裝阻水板(Eliminator)。
- 進入冷卻盤管水流速**1.0~2.2 M/sec**為最佳，若水流速 $>2.2$  M/sec，會增加管路阻抗。
- 盤管入/出水溫度差 $\cong 5.0^{\circ}\text{C}$ 為最理想，水壓力差 $\cong 1.0\sim 2.0$  kg/cm<sup>2</sup>為最理想。
- **理想處理風量：2.5~3.0 M<sup>3</sup>/sec/Ton**，若 $>2.5$  M<sup>3</sup>/sec/Ton則SHF $<0.8$ ，潛熱增加。

# 冷卻/加熱盤管說明(2/3)

- 全通路水量為一定值，半通路水流速為2倍，雙通路水流速為1/2倍；  
水流速為一定值，半通路水量為1/2倍，雙通路水量為2倍。
- $Q = V \cdot A$



-4-row coil with a 4-tube face-



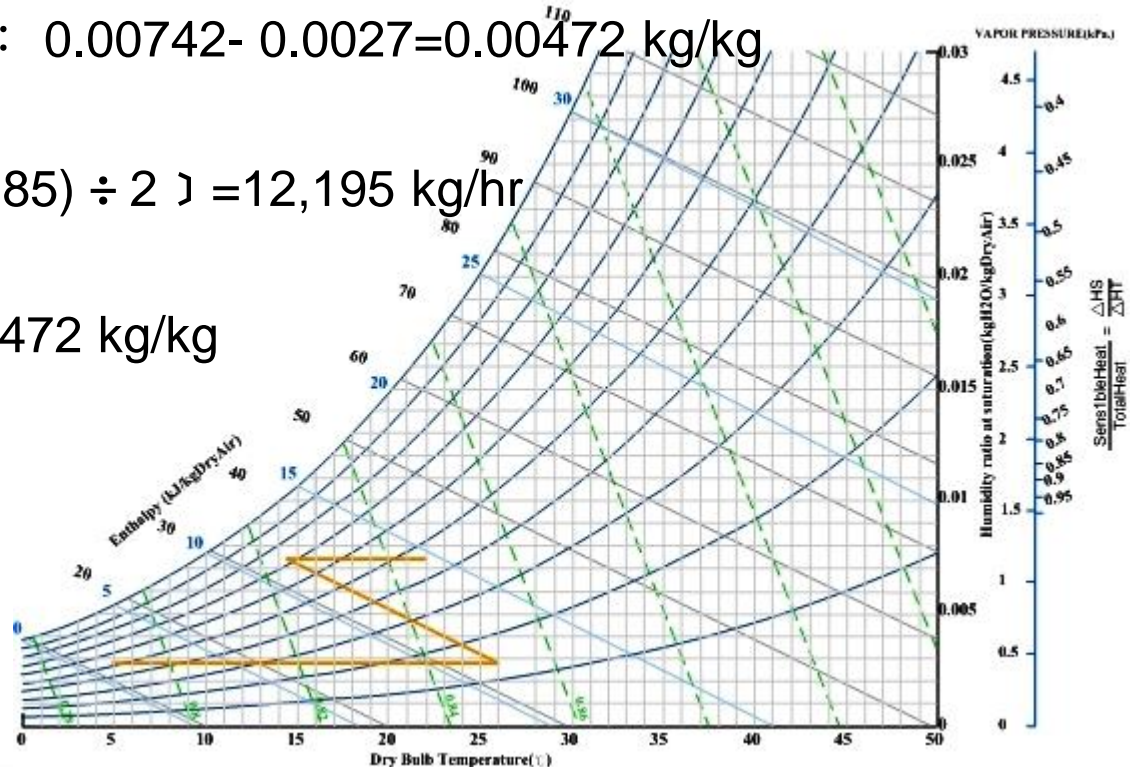
# 冷卻/加熱盤管說明(3/3)

- 冷卻盤管除濕量不足
  - ◆ 若冷卻盤管離風溫度  $>$  室內露點溫度(Dew Point)，空氣中的水分無法冷凝下來，則除濕效果不佳。
  - ◆ 若冷卻盤管離風溫度  $<$  室內露點溫度(Dew Point)，空氣中的水分冷凝排出，造成室內空氣中水分子越來越少，表示室內的絕對濕度變小，人體皮膚表面的汗較易移除，有比較乾的感覺。
- 冷卻除濕以後的低溫空氣，往往必須經加熱盤管來提高溫度，作為解決外氣與回風之混合不均或用來降低過濾器入口之相對濕度。
- 加熱盤管可作為加濕前之預熱，使相對濕度降低，來加強外氣對水分子之吸收能力，而加熱方式又可分熱水加熱、蒸氣加熱等形式。

# 水/蒸汽加濕器(1/2)

## ■ 條件

- ◆  $Q=10,000$  CMH
- ◆ OA :  $5^{\circ}\text{CDB}$ 、 $50\%\text{RH}$ 、 $0.0027$  kg/kg、 $0.79$   $\text{M}^3/\text{kg}$
- ◆ Room :  $22^{\circ}\text{CDB}$ 、 $45\%\text{RH}$ 、 $0.00742$  kg/kg、 $0.85$   $\text{M}^3/\text{kg}$
- ◆ 空氣含水率差異 :  $0.00742 - 0.0027 = 0.00472$  kg/kg
- ◆ 空氣量 :  
 $10,000 \div [ (0.79 + 0.85) \div 2 ] = 12,195$  kg/hr
- ◆ 加濕量 :  
 $12,195$  kg/hr  $\cdot$   $0.00472$  kg/kg  
 $= 57.56$  kg/hr



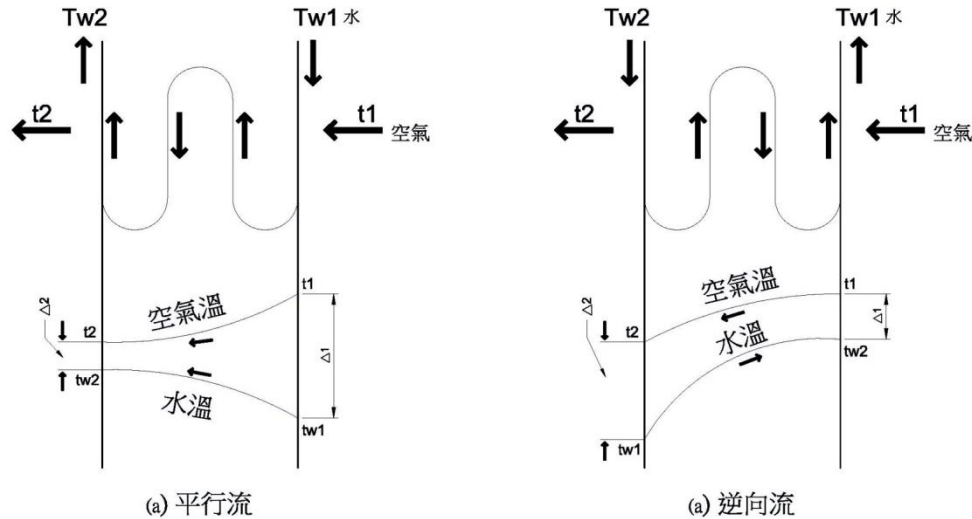
## 水/蒸汽加濕器(2/2)

- 先行增加空氣 $T_{DB}$ 及焓值，但RH及含水率均降低。
- 水加濕產生霧化水珠，水分子吸收大量潛熱而汽化，提高空氣含水量，而使 $T_{DB}$ 降低；再將 $T_{DB}$ 加熱到室內環境需求。
- 加濕能力不足
  - ◆ 空氣焓值不足，無足夠長的吸收距離，使霧化水珠無法完全氣化，而產生結露水在AHU & Ducting中，RH無法提昇。

# 對數平均溫度差(LMTD)(1/2)

- LMTD為分析空氣-水熱交換器方式，條件限制於入口溫度已知，出口溫度為一設定值，否則用試誤法求解；各Row間熱交換的變化(冷卻及除濕能力)無法知道，EAT與LAT連線為一直線。
- 平行流： $\Delta 1 = T_{DBo} - T_{Wo}$ ， $\Delta 2 = T_{DBi} - T_{Wi}$
- 逆向流： $\Delta 1 = T_{DBo} - T_{Wi}$ ， $\Delta 2 = T_{DBi} - T_{Wo}$
- $LMTD = \frac{(\Delta 1 - \Delta 2)}{[2.3 \cdot \text{Log}(\Delta 1 / \Delta 2)]}$
- 空氣流與水流做熱交換採用逆向流(Counter Flow)，可提高LMTD，熱傳效果佳。
- $Qt = U \cdot At \cdot T_m(LMTD)$ 
  - ◆ U：總熱傳係數
  - ◆ At：總熱傳面積

# 對數平均溫度差(LMTD)(2/2)



$T_{DBi}=35^{\circ}\text{C}$  ,  $T_{DBo}=18^{\circ}\text{C}$  ,  $T_{Wi}=7^{\circ}\text{C}$  ,  $T_{Wo}=12^{\circ}\text{C}$  求LMTD

平行流： $\Delta 1 = T_{DBo} - T_{Wo} = 18 - 12 = 6^{\circ}\text{C}$

$\Delta 2 = T_{DBi} - T_{Wi} = 35 - 7 = 28^{\circ}\text{C}$

$\text{LMTD} = (6 - 28) / [ 2.3 \cdot \text{Log}(6 / 28) ] = 14.28^{\circ}\text{C}$

逆向流： $\Delta 1 = T_{DBo} - T_{Wi} = 18 - 7 = 11^{\circ}\text{C}$

$\Delta 2 = T_{DBi} - T_{Wo} = 35 - 12 = 23^{\circ}\text{C}$

$\text{LMTD} = (11 - 23) / [ 2.3 \cdot \text{Log}(11 / 23) ] = 16.30^{\circ}\text{C}$

# $\epsilon$ -NTU 法(1/2)

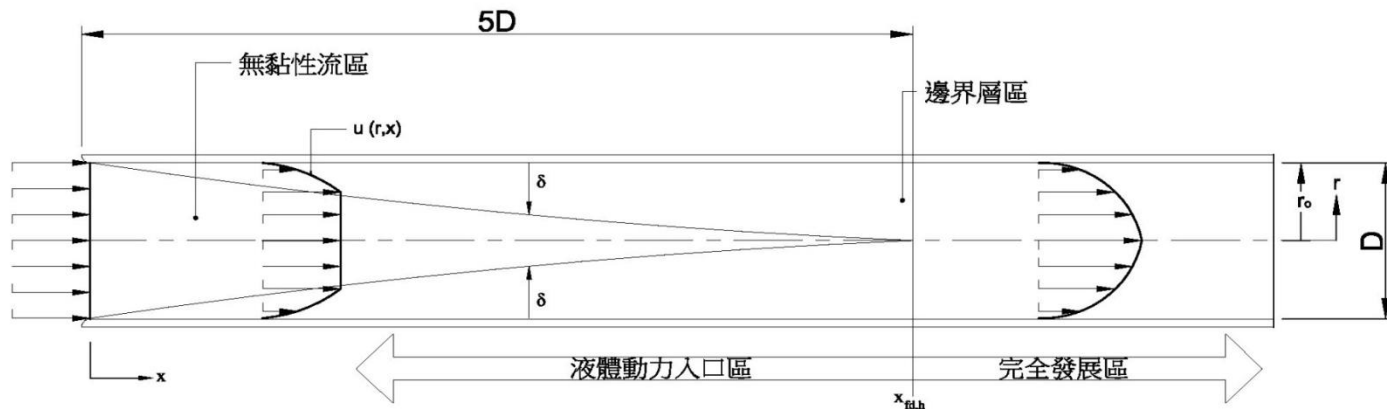
- $UA/C_{\min}$  稱為NTU為” Number of Transfer Units”，熱傳單位數，熱交換大小指標
- $\epsilon$ -NTU分析空氣-水熱交換器方式，可由入口溫度已知，利用疊代法算出口溫度，並可計算出各Row間熱交換的變化(冷卻及除濕能力)。
- 有效性 $\epsilon = \Delta T_{\text{air}}(\text{最小值流體}) / \Delta T_{\text{max}}(\text{熱交換最大溫度差})$
- 有效性 $\epsilon = (\text{熱交換器實際熱傳速率}) / (\text{熱交換器最大可能熱傳速率})$
- 平行流  $Q = M_h \cdot C_{pw} \cdot (T_{hi} - T_{ho}) = M_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{co} - T_{ci})$
- 逆向流  $Q = M_w \cdot C_{pw} \cdot (T_{h1} - T_{h2}) = M_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{c1} - T_{c2})$
- $\epsilon = Q / Q_{\max} = Q / Q_{\max} = \frac{[C_h \cdot (T_{hi} - T_{ho})]}{[MC_{\min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})]}$ 
  - ◆  $MC_{\min}$  最小流體

## $\epsilon$ -NTU 法(2/2)

- $\Delta NTU_o = \frac{(\eta \cdot h_o \cdot \Delta A_o)}{(M_a \cdot C_a)}$
- $\Delta NTU_i = \frac{(h_i \cdot \Delta A_i)}{(M_w \cdot C_w)}$
- 由下列方程式聯立解求各Row的溫度： $T_{smi}$ (盤管表面溫度)、 $T_{ai+1}$ (乾球溫度)、 $T_{wi+1}$ (水流溫度)及除濕冷卻能力：
  - ◆ 比熱  $R = \left[ \frac{h_i \cdot C_a}{h_o \cdot \eta} \cdot \frac{\Delta A_i}{\Delta A_o} \right] \left[ \frac{\Delta A_i}{\Delta A_o} / \frac{1 + \Delta NTU_o / 2}{1 + \Delta NTU_i / 2} \right]$
  - ◆  $\Delta Q_{ci} = \frac{h_i \cdot \Delta A_i}{(1 + \Delta NTU_i / 2)} \cdot (T_{smi} - T_{wi})$
  - ◆  $(h_i - h_{smi}) = R (T_{smi} - T_{wi})$

# 熱入口區長度與儀錶安裝位置(1/2)

- 熱入口區長度(Thermal Entrance Length)  $Z_{et}$ 
  - ◆ 層流區  $(Z_{et}/D)_{lam} \cong 0.05Re$  ,  $Re < 2000$
  - ◆ 紊流區  $(Z_{et}/D)_{tub} \cong 5$  or  $10$  (Refer. To- Heat Transfer , Incropera) ,  $Re > 2000$
  - ◆ 儀錶安裝最理想位置為完全發展區，管中心溫度最高。



-在圓管中會流的液體動力邊界層發展情形-

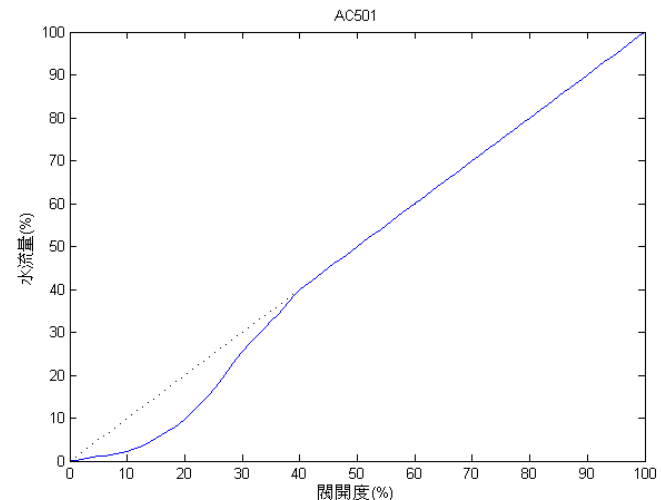
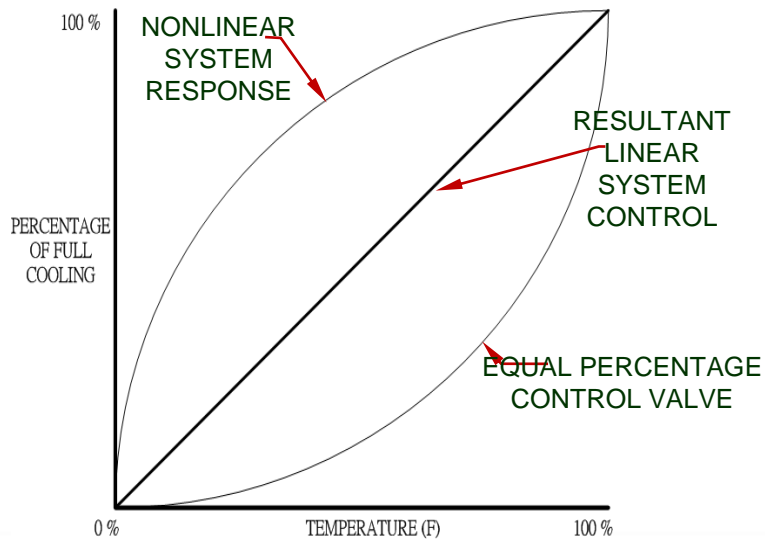


## 熱入口區長度與儀錶安裝位置(2/2)

- 雷諾數  $Re = (\rho \cdot V \cdot D) / \mu$ 
  - ◆  $Dh(\text{水力直徑}) = 4 \cdot (A / P) = 4 \cdot (\text{主風管截面積} / \text{主風管周長})$
  - ◆ 雷諾數值愈大，流量(送風量)愈大，溫度梯度增加(空調箱之進風/離風溫度差)，熱傳效果愈佳則愈省能。
- $V = 8.0 \text{ M/sec}$ ， $\rho = 1.205 \text{ kg/M}^3$ ， $\mu = 1.8462 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/M} \cdot \text{sec}$ ，風管寬=1.5 M，高=0.6 M
  - ◆  $Dh = 4 \cdot \frac{A}{P} = 4 \cdot \frac{1.5 \cdot 0.6}{2(1.5+0.6)} = 0.86 \text{ M}$
  - ◆  $Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{1.205 \cdot 8.0 \cdot 0.86}{1.8462 \cdot 10^{-5}} = 449,052 > 2000$  屬紊流區
  - ◆  $Z_{et} \doteq 5 \cdot Dh = 5 \cdot 0.86 = 4.3 \text{ M}$

# 閥開度與流量關係式

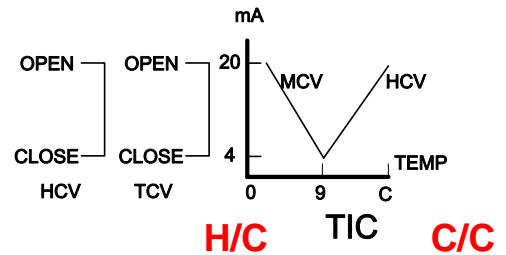
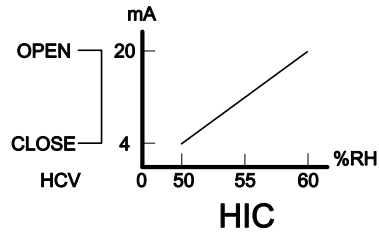
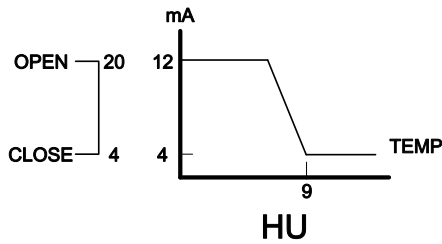
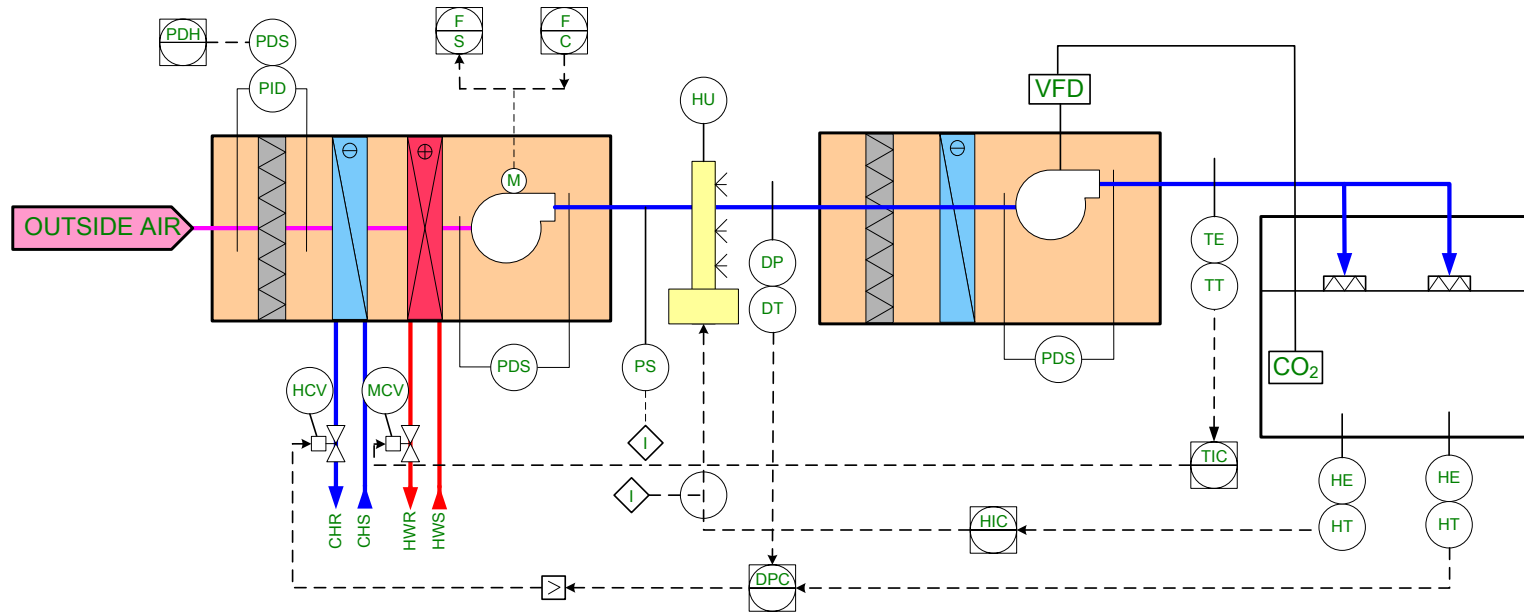
- **流量係數( $C_v$  Value)**：閥全開時， $15^{\circ}\text{C}$ 的水，通過具有壓力差  $0.0049\text{kg/cm}^2$  時的水流量(LPM)。
  - ◆  $C_v = (0.07 \cdot Q \cdot G^{1/2}) / P_s^{1/2}$ ， $G$ ：比重、 $Q$ ：流量(LPM)
  - ◆  $\Delta P = (Q / C_v)^{1/2}$
- **連續方程式  $Q = V \cdot A$**
- **直線型閥(Linear Valve)**：蒸汽及冰水比例式控制
- **等百分比閥(Equal Percentage Valve)**：熱水比例式控制



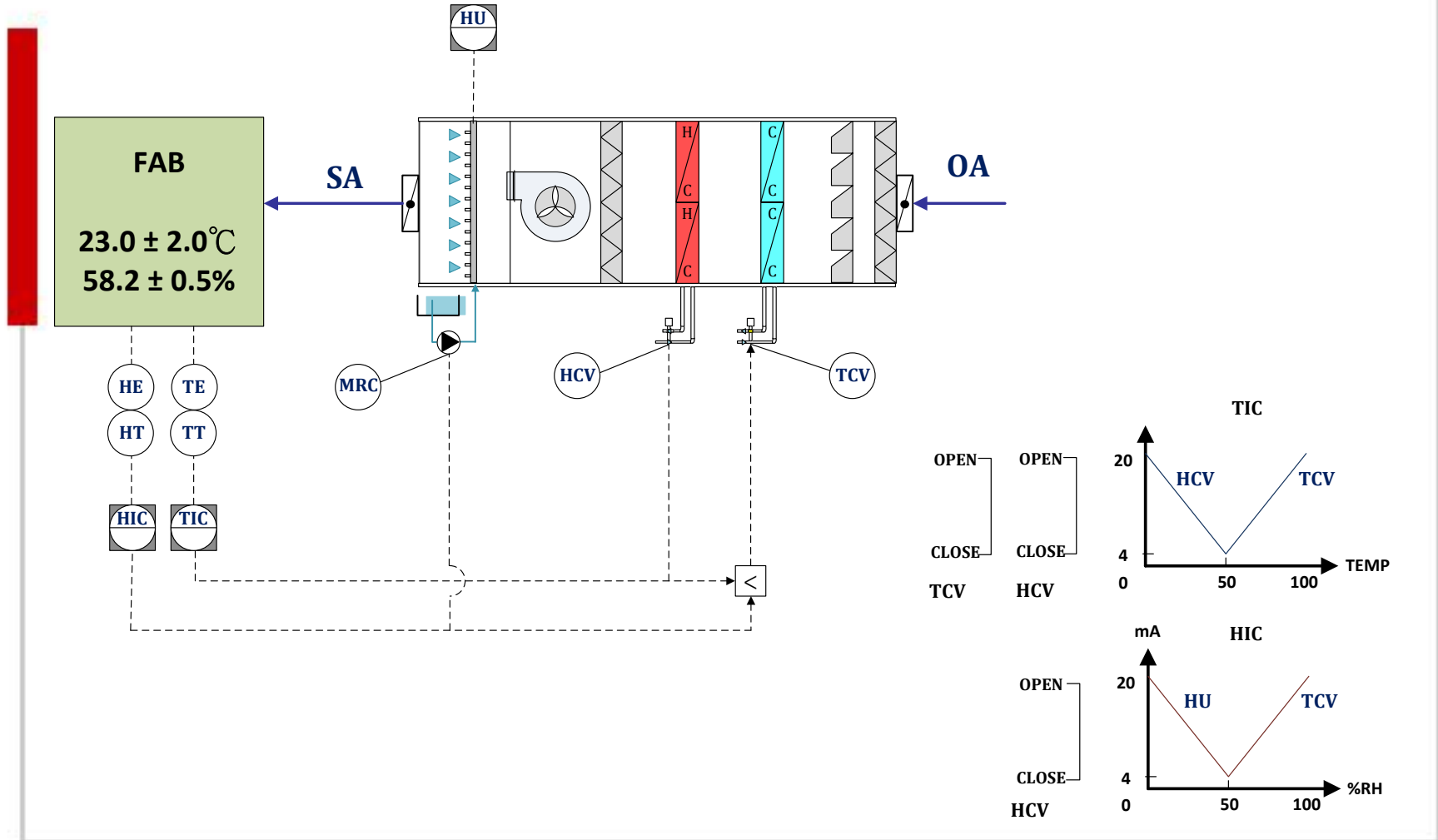
## 5. 空調控制與空氣線圖的應用



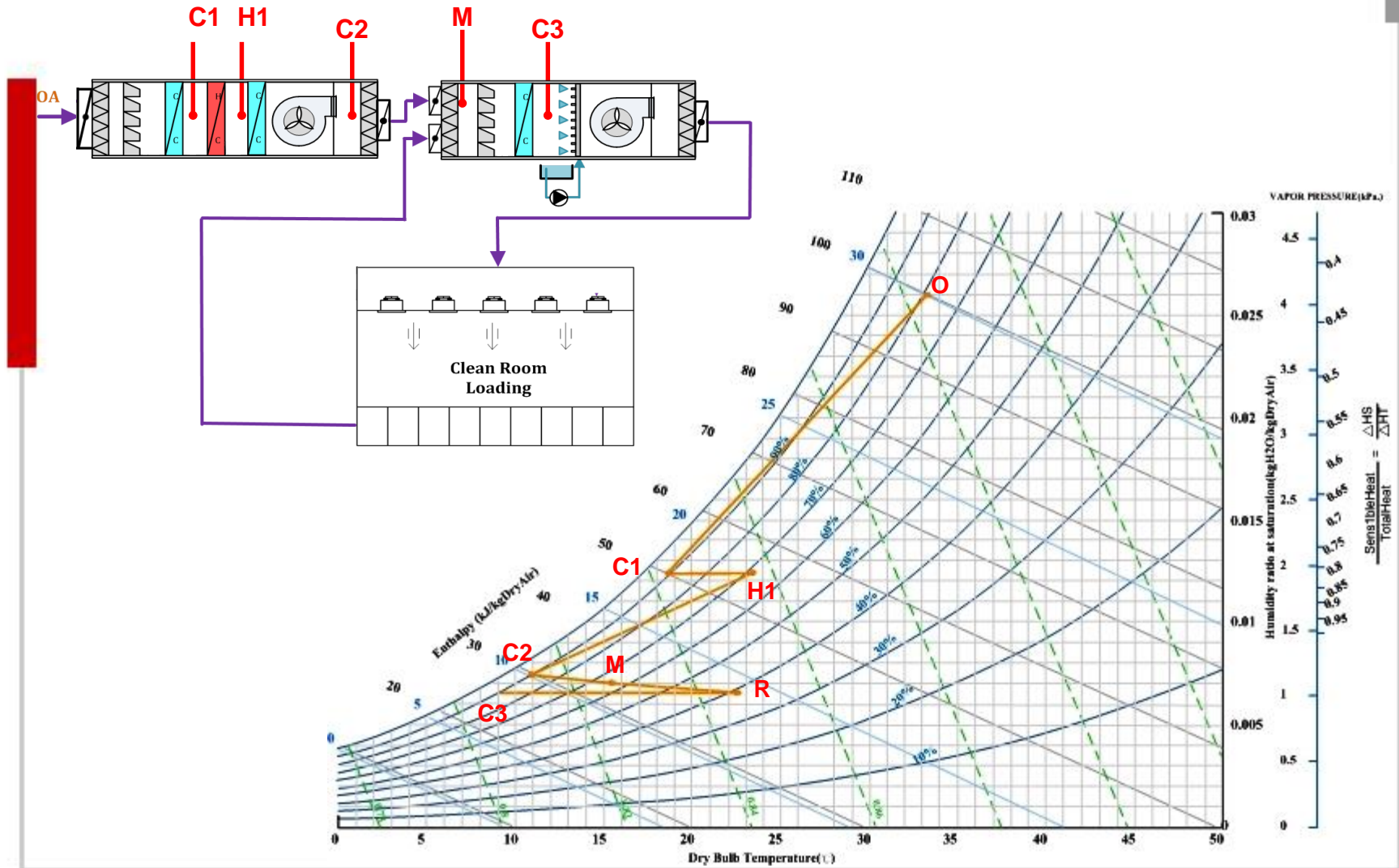
# FMCS之PID控制(1/2)



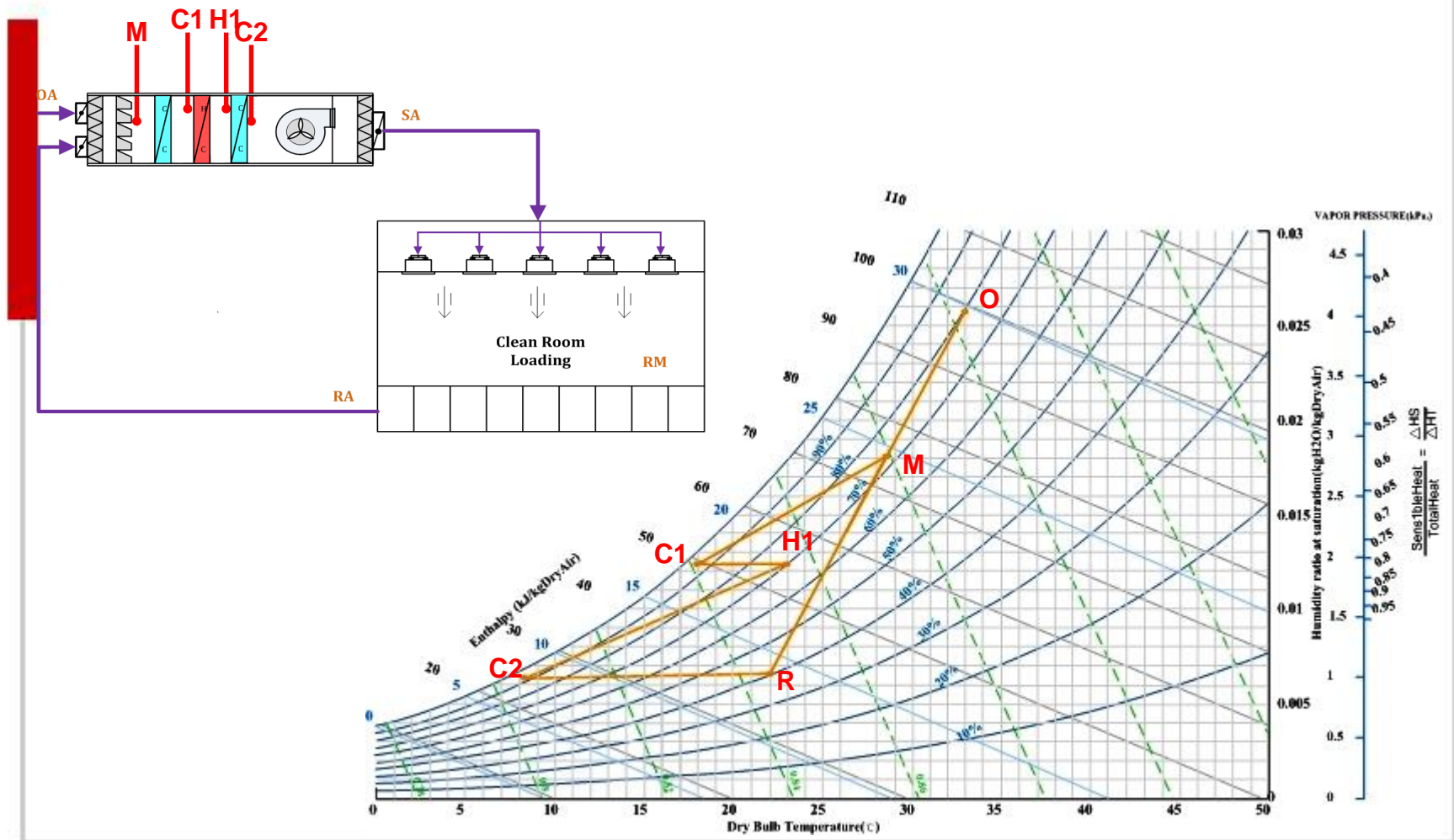
# FMCS之PID控制(2/2)



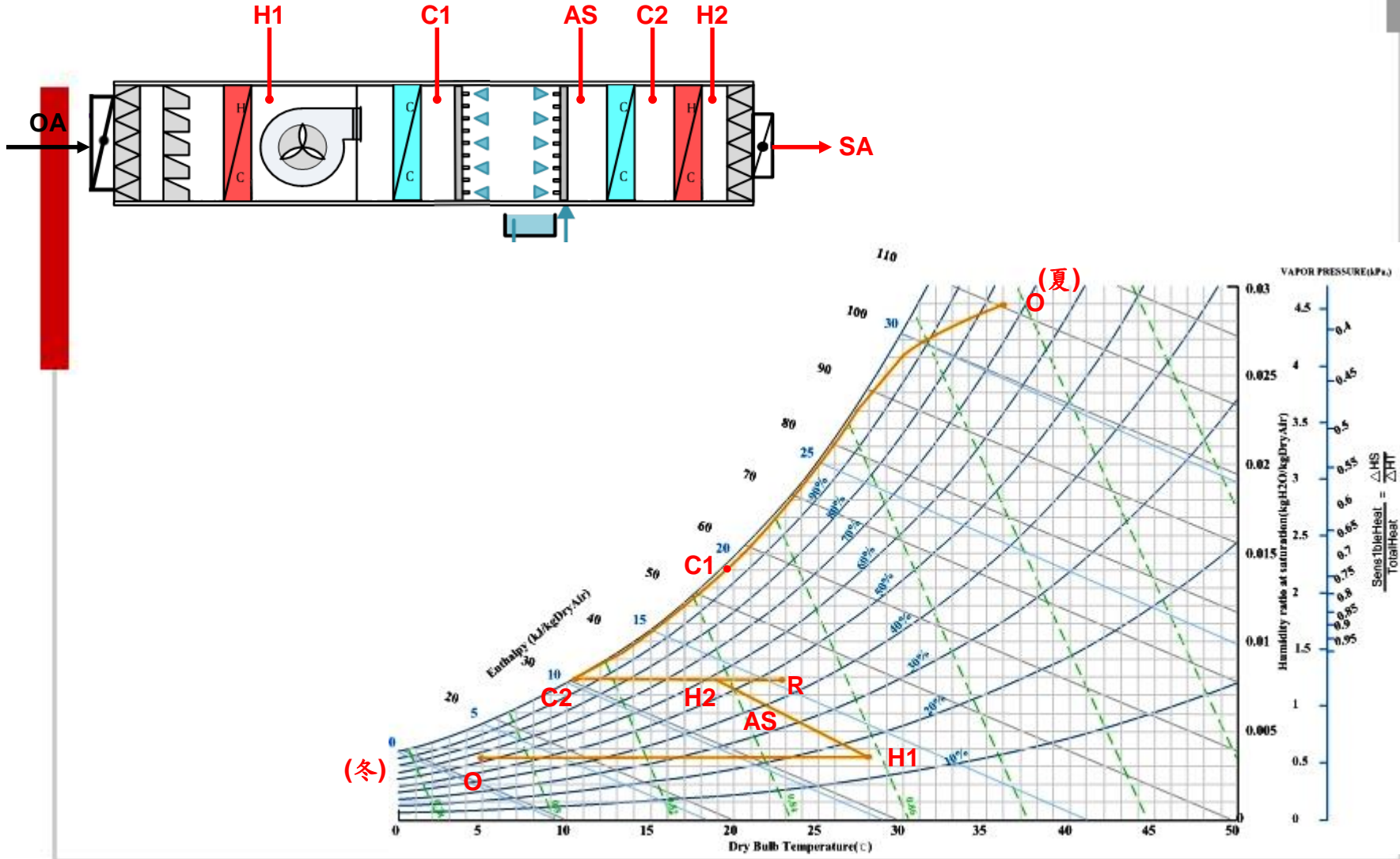
# 空調箱在空氣線圖運行路徑(1/4)



# 空調箱在空氣線圖運行路徑(2/4)

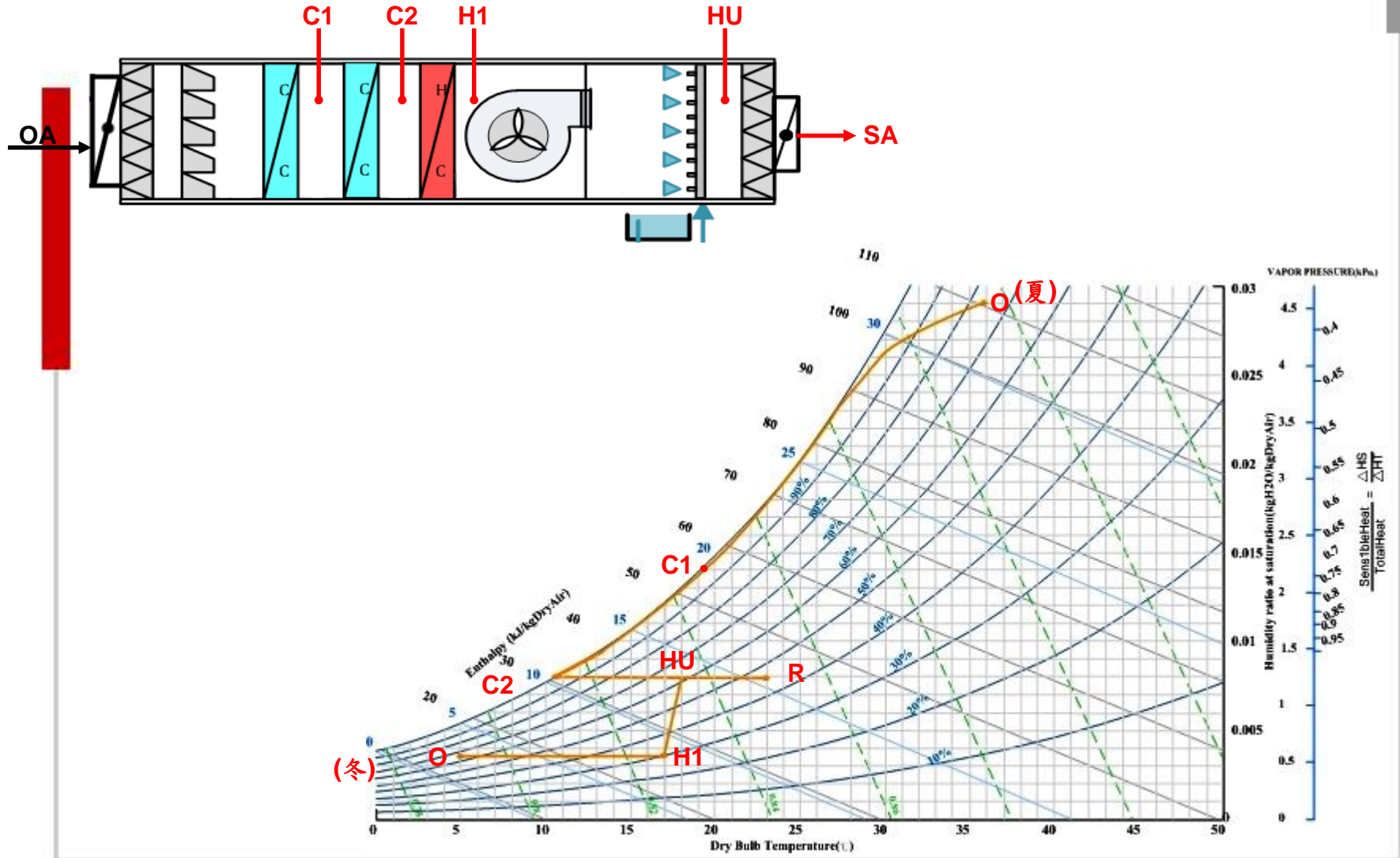


# 空調箱在空氣線圖運行路徑(3/4)





# 空調箱在空氣線圖運行路徑(4/4)



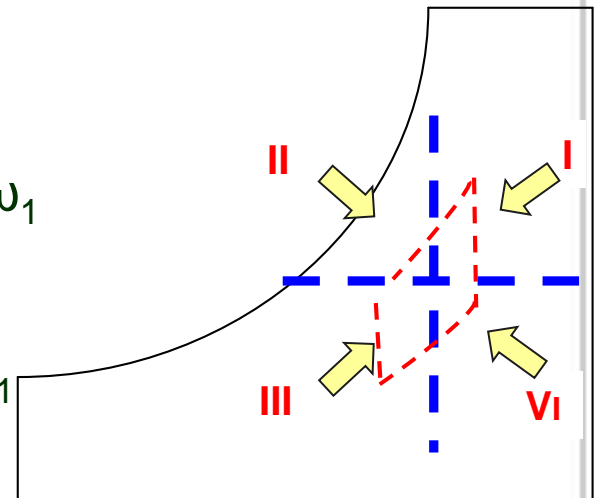
# 空氣線圖導引之焓值控制 (1/4)

- 適用條件：**PV值位於第一象限**
- $H > H_{RA}(SP)$  ,  $T_{DB} > T_{DBRA}(SP)$  ,  $\omega > \omega_{RA}(SP)$
- 調節方式：**減焓冷卻除濕**
  - ◆ 冷卻盤管控制閥  $\nearrow$  , 加熱盤管控制閥  $\searrow$  。
  - ◆ 外氣空調箱調降露點設定。
  - ◆ **冷卻除濕過程**：盤管表面溫度  $<$  露點溫度，空氣水蒸汽冷凝成水， $H \searrow$  、  $\omega \searrow$  。

$$\bullet \frac{\Delta H}{\Delta \omega} = \frac{H_2 - H_1}{\omega_2 - \omega_1} > 0, H_2 < H_1, \omega_2 < \omega_1$$

◆ **純冷卻過程**：

$$\bullet \frac{\Delta H}{\Delta \omega} = \frac{H_2 - H_1}{0} \rightarrow 0, H_2 < H_1, \omega_2 = \omega_1$$



# 空氣線圖導引之焓值控制 (2/4)

- 適用條件：**PV值位於第二象限**

- ◆  $H > H_{RA}(SP)$  ,  $T_{DB} \leq T_{DBRA}(SP)$  ,  $\omega > \omega_{RA}(SP)$

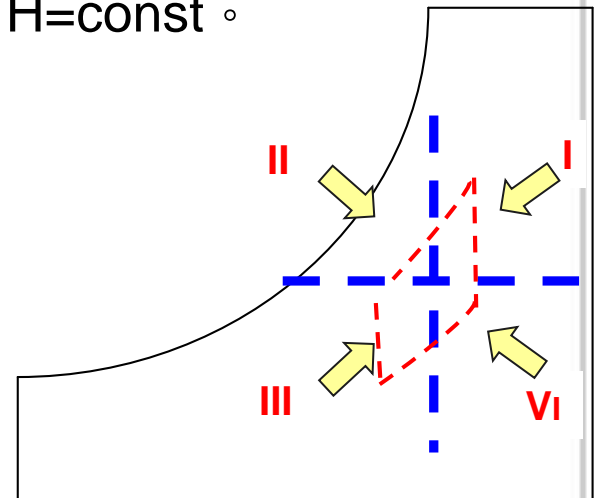
- 調節方式：**等焓除濕**

  - ◆ 加熱盤管控制閥  $\nearrow$  , 加濕器控制閥  $\searrow$  , 降低室內空氣濕度  $\searrow$  。

  - ◆ 外氣空調箱調降露點設定。

  - ◆ **化學除濕(等焓)過程**：如固體吸附劑使空氣水蒸汽吸收凝結成水，放出熱量使溫度上升，濕度及潛熱減少， $H=const$ 。

- $\frac{\Delta H}{\Delta \omega} = \frac{H_2 - H_1}{\omega_2 - \omega_1} = \frac{0}{\omega_2 - \omega_1} = 0$  ,  $\omega_2 < \omega_1$



# 空氣線圖導引之焓值控制 (3/4)

- 適用條件：**PV值位於第三象限**

- ◆  $H < H_{RA}(SP)$  ,  $T_{DB} < T_{DBRA}(SP)$  ,  $\omega < \omega_{RA}(SP)$

- 調節方式：**增焓加濕**

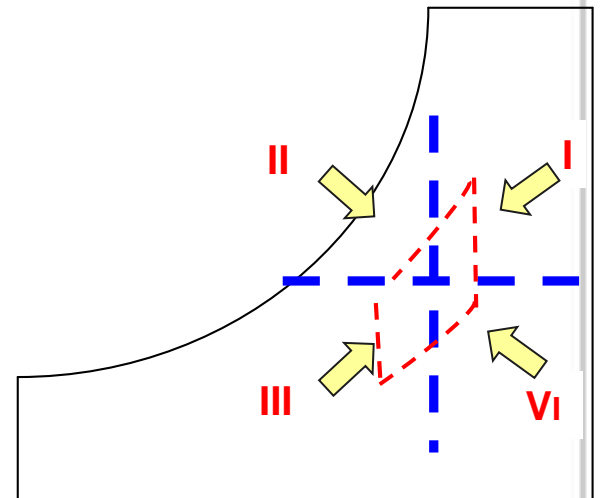
- ◆ 冷卻盤管控制閥  $\searrow$  , 加熱盤管控制閥  $\nearrow$  , 加濕器控制閥  $\nearrow$  , 室內空氣的乾球溫度  $\nearrow$  , 室內空氣的濕度  $\nearrow$  。

- ◆ **蒸汽加濕(等溫)過程**：通過向空氣噴蒸汽，使空氣水蒸汽增加，其  $H \nearrow$  、  $\omega \nearrow$  ,  $H$ 增加量=水蒸汽熱量。

- $\Delta H = H_g \cdot \Delta \omega$

- $\frac{\Delta H}{\Delta \omega} = H_g = 2500 + 1.84 \cdot T_g > 0$

- $T_g = 100^\circ\text{C}$  ,  $\frac{\Delta H}{\Delta \omega} = 2684 \text{ KJ/kg}$



# 空氣線圖導引之焓值控制 (4/4)

- 適用條件：**PV**值位於**第四象限**

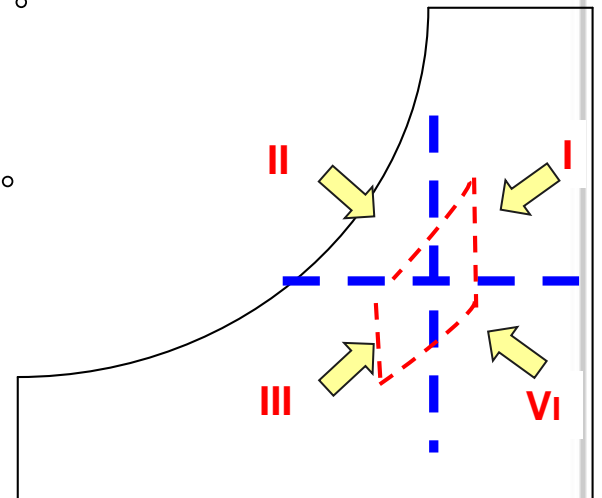
- ◆  $H < H_{RA}(SP)$ ， $T_{DB} > T_{DBRA}(SP)$ ， $\omega < \omega_{RA}(SP)$

- 調節方式：**等焓加濕**

  - ◆ 空氣乾球溫度  $\searrow$ ，室內空氣濕度  $\nearrow$ 。

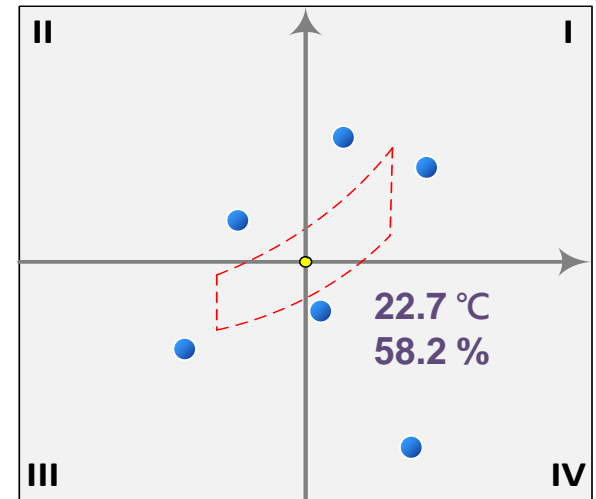
  - ◆ **水霧加濕(等焓)過程**：水吸收空氣熱量而蒸發為水蒸汽，使空氣顯熱減少而溫度降低，空氣吸收水蒸汽使濕度及潛熱增加，故  $H = \text{const}$   $\nearrow$ 、 $\omega \nearrow$ ， $H$ 增加量=水蒸汽熱量。

- $\frac{\Delta H}{\Delta \omega} = \frac{H_2 - H_1}{\omega_2 - \omega_1} = \frac{0}{\omega_2 - \omega_1} = 0$ ， $\omega_2 > \omega_1$ 。



# PV操作導引至控制區域

偏離區間	狀態原因	操作指引
I	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 冷盤開度過低</li> <li>2. 加熱開度過高</li> <li>3. 外氣焓值過高</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 降低露點設定</li> <li>2. 降低乾球溫度</li> <li>3. 設定元件開度</li> </ol>
II	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 加熱開度過低</li> <li>2. 加溼開度過高</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 降低露點設定</li> <li>2. 提高乾球溫度</li> <li>3. 設定元件開度</li> </ol>
III	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 冷盤開度過高</li> <li>2. 加熱開度過低</li> <li>3. 加溼開度過低</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 調高露點設定</li> <li>2. 提高乾球溫度</li> <li>3. 設定元件開度</li> </ol>
IV	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 加熱開度過高</li> <li>2. 冷盤開度過低</li> <li>3. 加溼開度過低</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 調高露點設定</li> <li>2. 降低乾球溫度</li> <li>3. 設定元件開度</li> </ol>



# 7.風系統節能策略與案例分析



# 風系統節能策略(1/2)

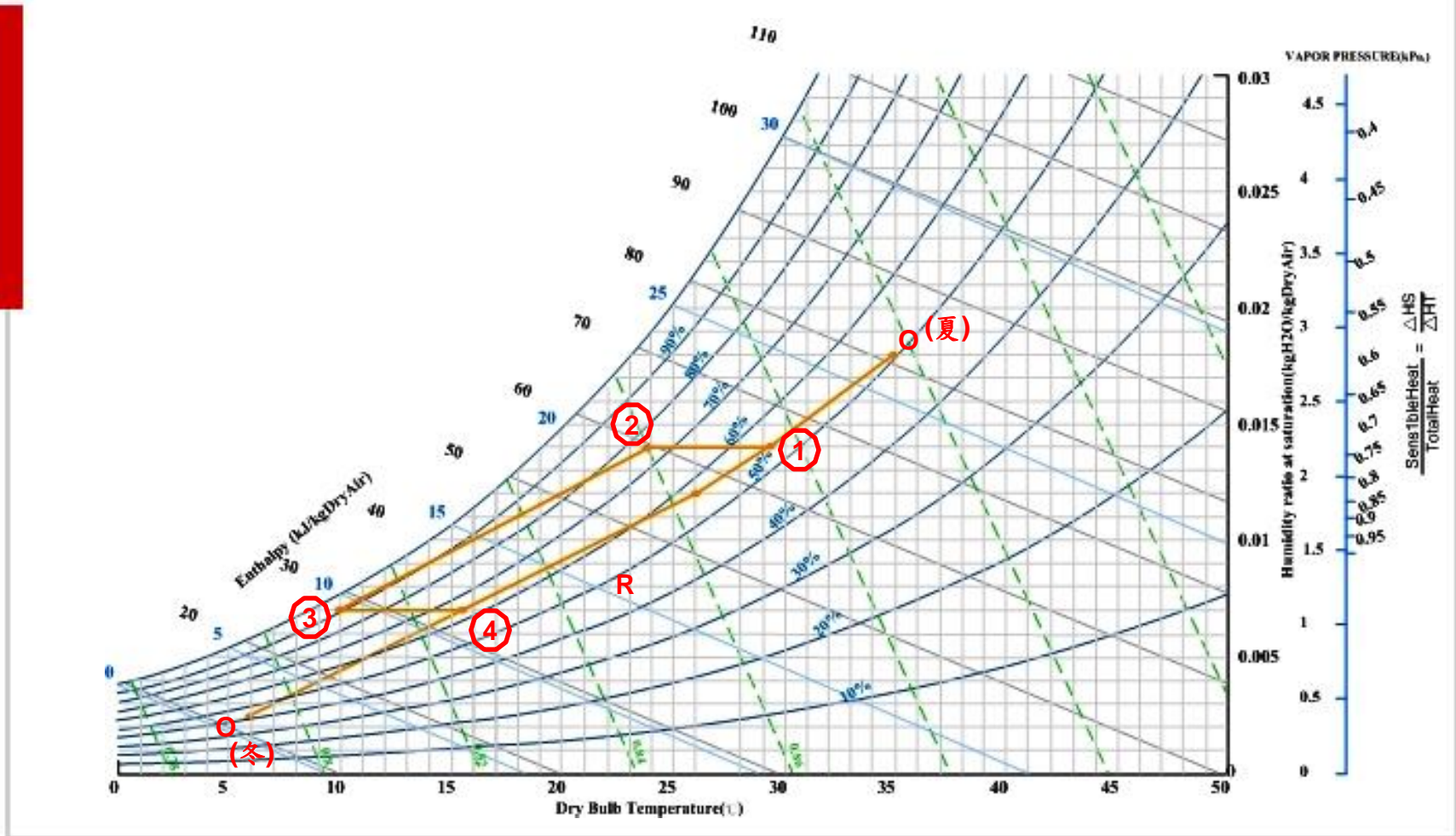
- 空調箱送/回風溫度差 ( $\Delta T$ ) 增大，總熱傳量 ( $Q = G_{SA} \cdot C \cdot \Delta T$ ) 不變，溫度差增大，送風量減少，風車馬力減少。
- **VFD & VAV** 方式，隨負荷的變化而改變送風量的裝置，目的在節省驅動風扇的電力，風量的降低需與室內換氣量達到平衡。
- 減少洩漏風及保溫佳使風管不冒汗。
- **三通閥改為二通閥**，當負荷降低，三通閥是使流進盤管的水量，由旁通方式減少流量，但總流量不變；二通閥則以縮小開口減少進水量，使總流量降低。
- 露點控制設定值依夏季及冬季而改變，冬季保持最低值，夏季保持最高值，可由空氣線圖先行運算訂定。



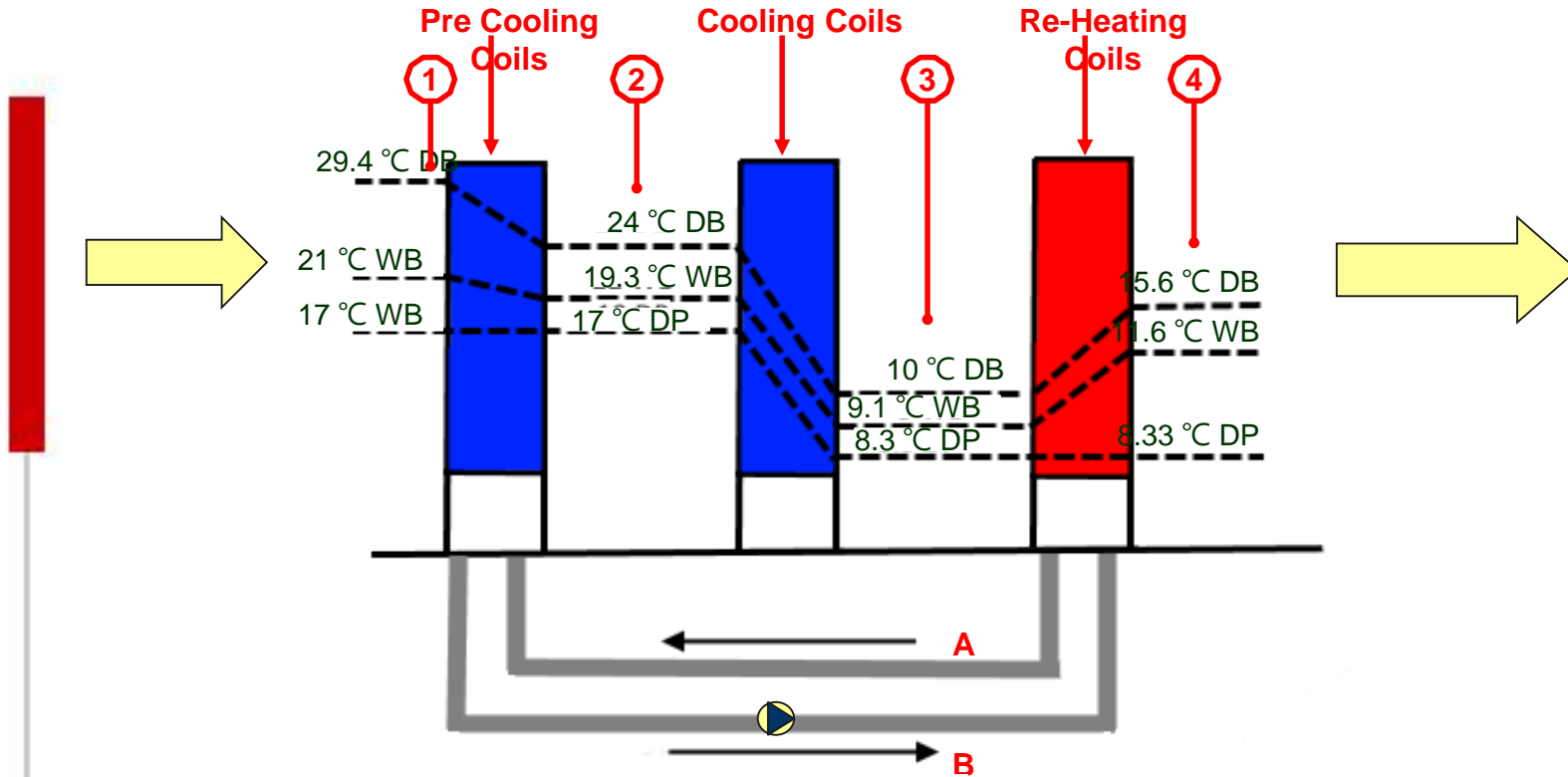
## 風系統節能策略(2/2)

- 外氣空調箱節能控制
  - ◆ 當外氣絕對濕度 < 室內室的絕對濕度時
    - 送風溫度 < 室內乾球溫度，可吸收(或移走)顯熱負荷。
    - 送風絕對濕度 < 室內空氣之絕對濕度，可吸收(或移走)潛熱負荷。
  - ◆ 出風露點溫度 > 冰水盤管離風之露點溫度；可同時降低乾/濕冷盤管及熱盤管之冷/熱負荷。
- 冷/熱盤管對溫/濕度的最佳化順序控制，避免追逐現象，減少不必要的電加熱，可由空氣線圖來控制。

# Runaround Loop Heat Recovery System(1/3)



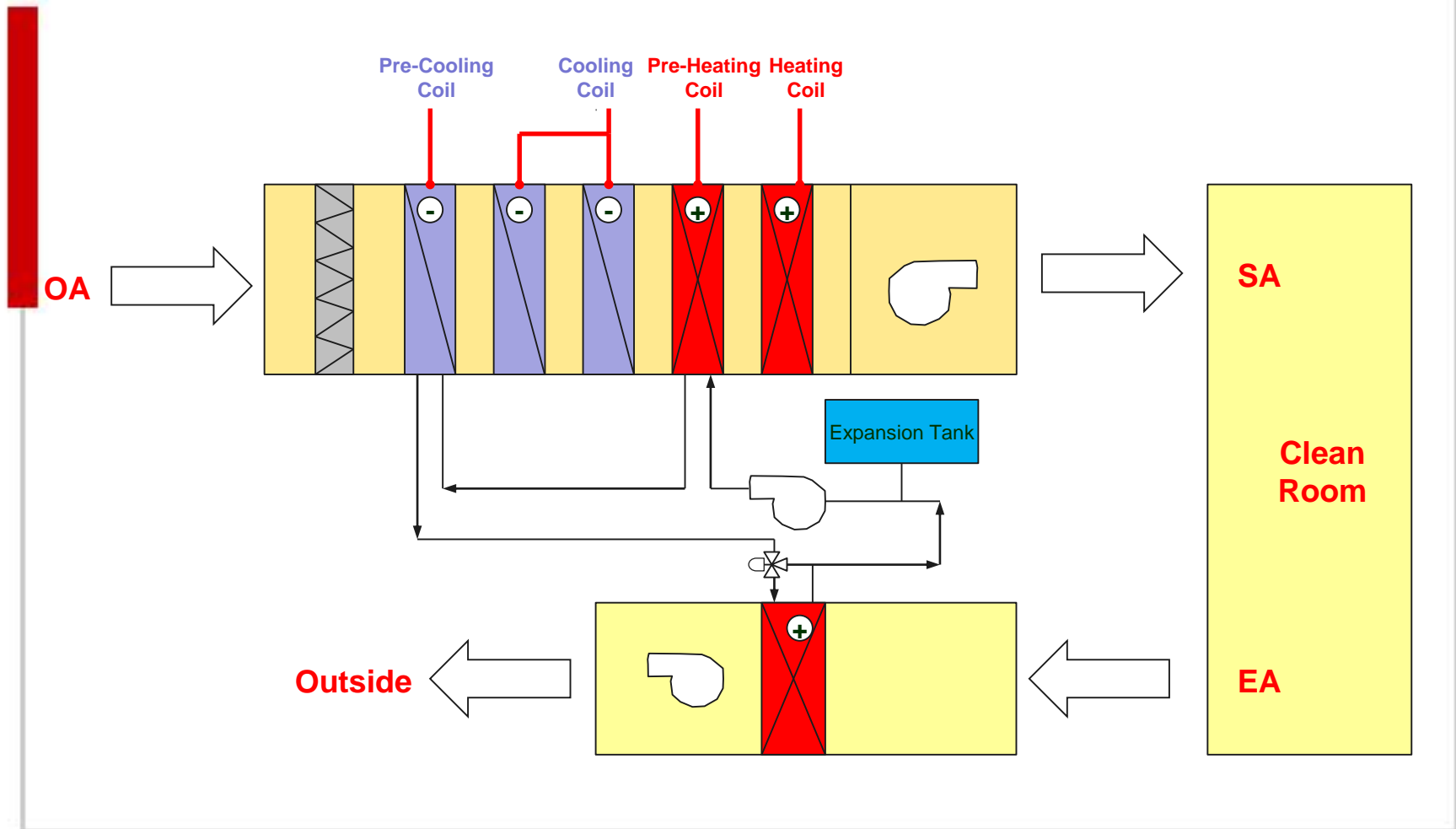
# Runaround Loop Heat Recovery System(2/3)



$$\text{Pipe A 水溫} = \frac{\textcircled{2} + \textcircled{3}}{2} = \frac{24 + 10}{2} = 17 \text{ °C}$$

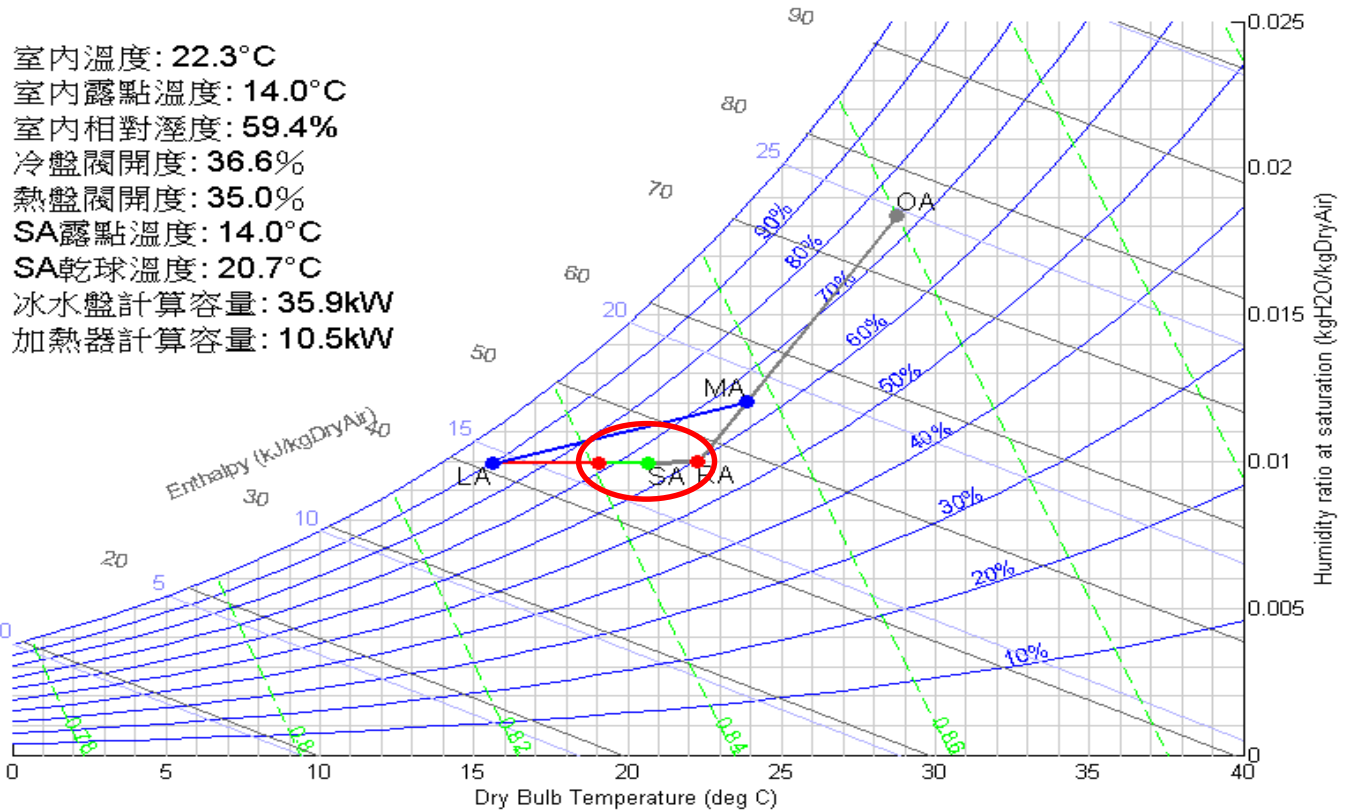
$$\text{Pipe B 水溫} = \frac{\textcircled{1} + \textcircled{4}}{2} = \frac{29.4 + 15.6}{2} = 22.5 \text{ °C}$$

# Runaround Loop Heat Recovery System(3/3)



# 最佳化節能路徑案例分析-判斷RA設定點(1/5)

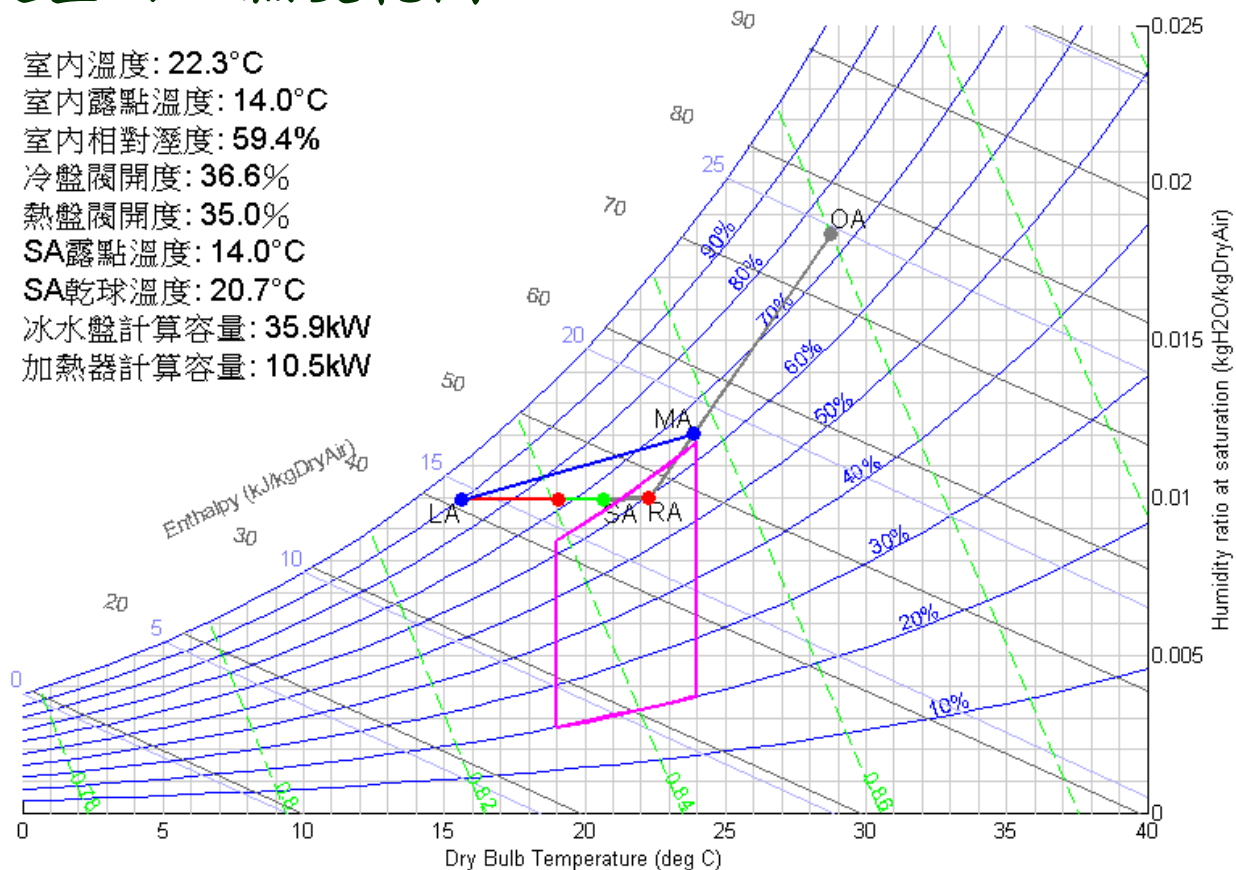
Step 1：判斷RA (Room Air)設定點，由目前空氣線圖得知SA到RA之負載



# 最佳化節能路徑案例分析-判斷RA設定點(2/5)

## Step 2：給定室內溫濕度範圍

室內溫度: 22.3°C  
室內露點溫度: 14.0°C  
室內相對溼度: 59.4%  
冷盤閥開度: 36.6%  
熱盤閥開度: 35.0%  
SA露點溫度: 14.0°C  
SA乾球溫度: 20.7°C  
冰水盤計算容量: 35.9kW  
加熱器計算容量: 10.5kW

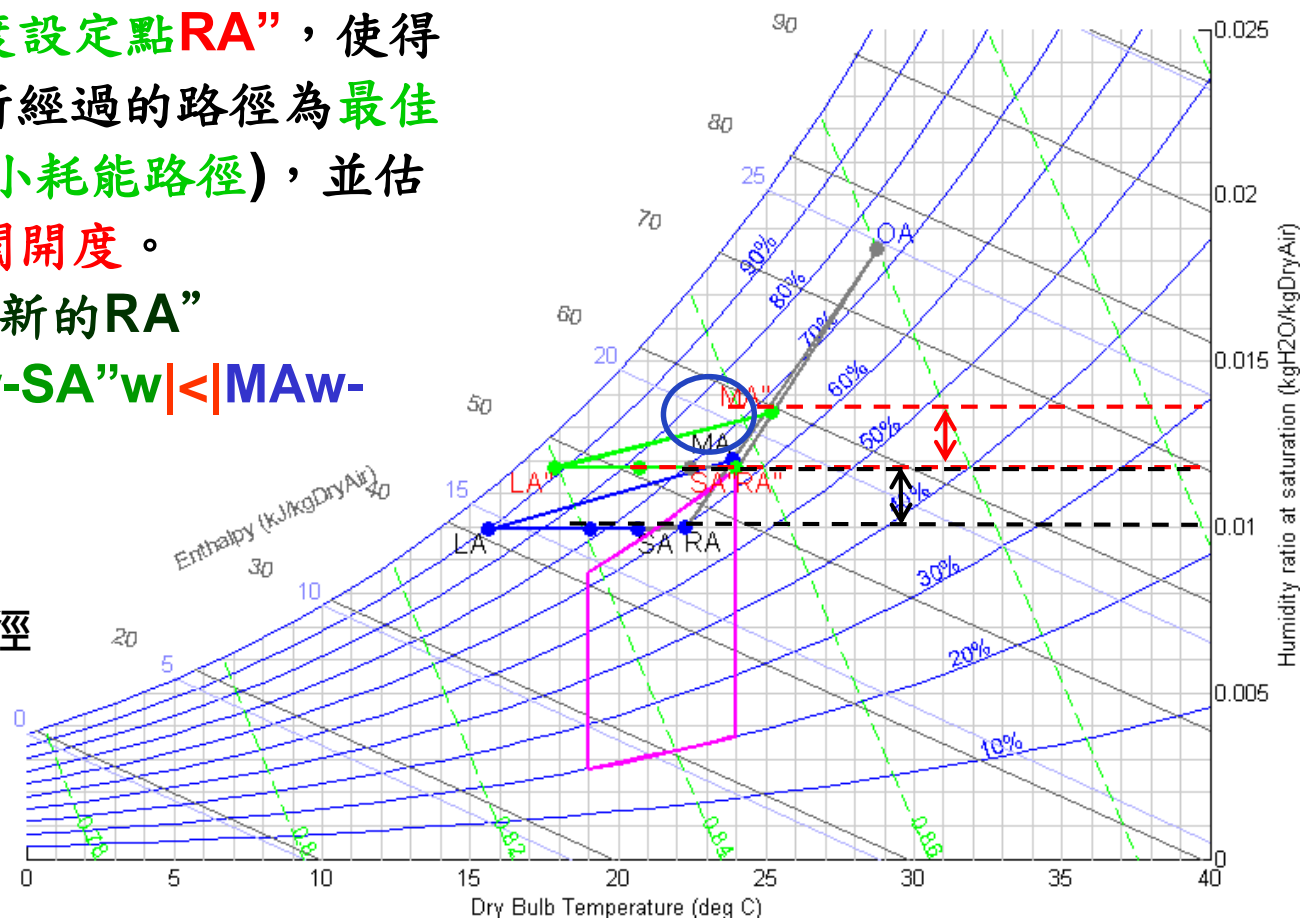


# 最佳化節能路徑案例分析-判斷RA設定點(3/5)

Step 3：由最佳化演算法，並透過**NTU模型**，在範圍內找到**最佳室內溫、濕度設定點RA''**，使得**MA''到SA''**所經過的路徑為**最佳操作路徑(最小耗能路徑)**，並估測**冷、熱盤閥開度**。

- 是否能找到新的RA''
- 使得  $|MA''w - SA''w| < |MAw - SAw|$

— 目前路徑  
— 最佳操作路徑



# 最佳化節能路徑案例分析-判斷RA設定點(4/5)

Minimize  $cch(\text{冷盤耗能}) + hch(\text{熱盤耗能})$

such that  $RA_t, RA_{rh}, R_{cc}, R_{hc}$

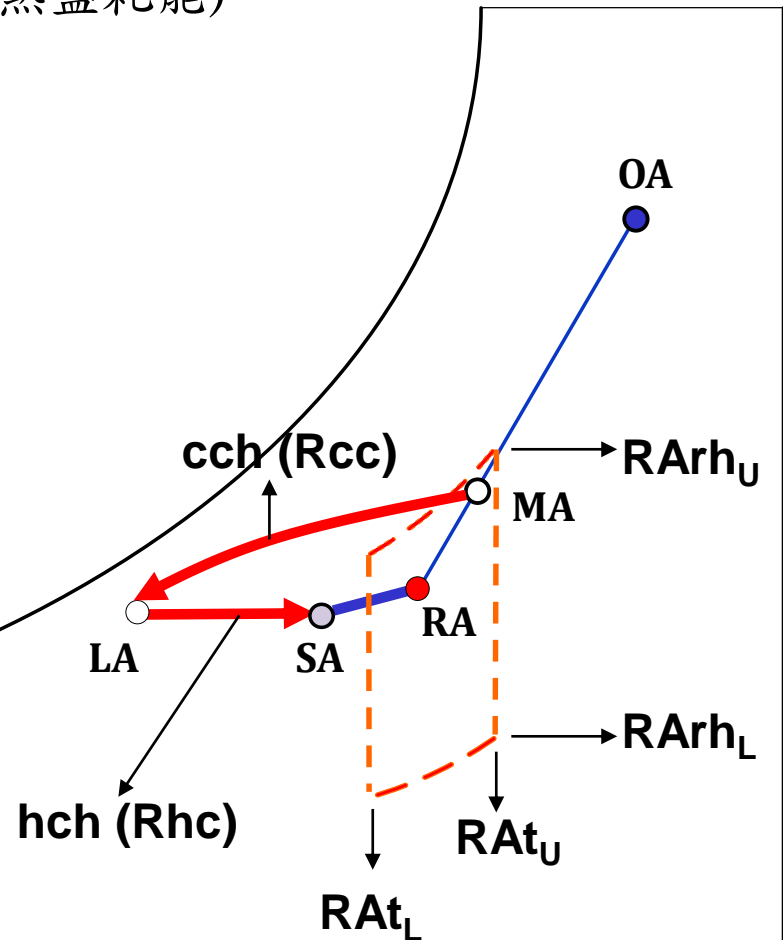
$RA_t - SA_t = \text{負載溫度差}$

$RA_w - SA_w = \text{負載絕對濕度差}$

$RA_{t_L} \leq RA_t \leq RA_{t_U}$

$RA_{rh_L} \leq RA_{rh} \leq RA_{rh_U}$

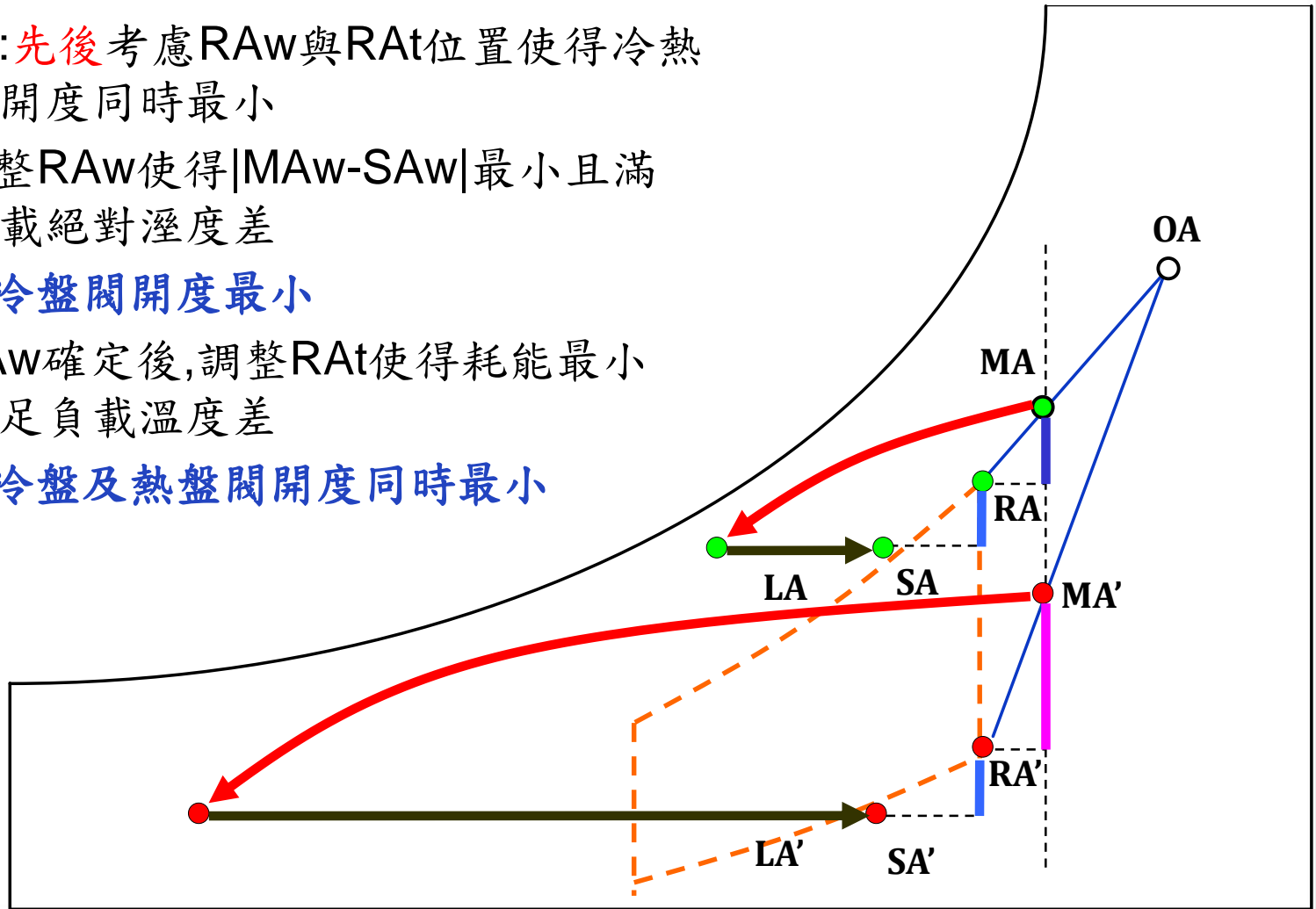
室內溫濕度設定範圍





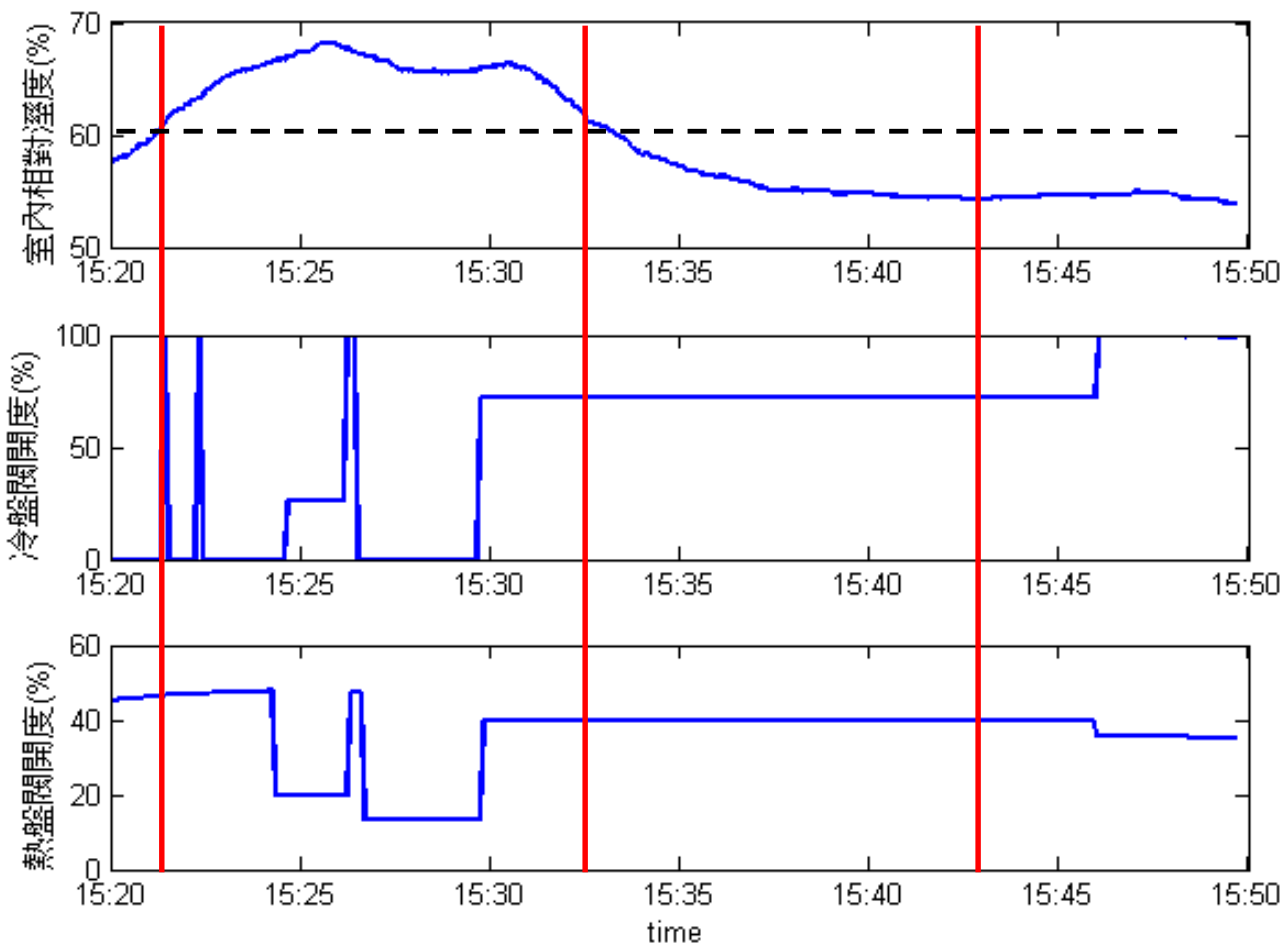
# 最佳化節能路徑案例分析-判斷RA設定點(5/5)

- 概念:先後考慮RAW與RAAt位置使得冷熱盤閥開度同時最小
- 1.調整RAW使得 $|MAw-SA_w|$ 最小且滿足負載絕對溼度差
  - ◆ 冷盤閥開度最小
- 2.RAW確定後,調整RAAt使得耗能最小且滿足負載溫度差
  - ◆ 冷盤及熱盤閥開度同時最小



# 最佳化操作案例分析-濕度失控(1/4)

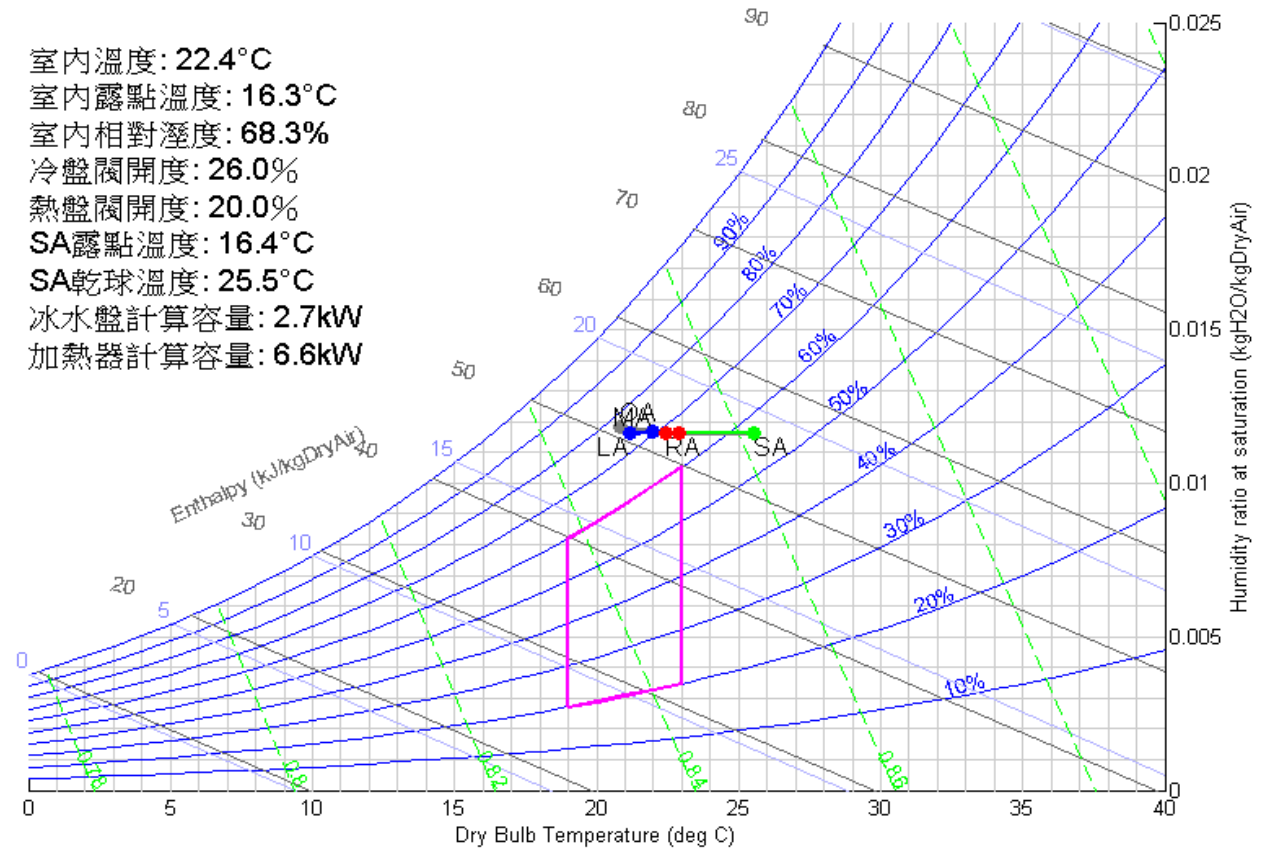
警報發生與解除時間小於15分鐘



# 最佳化操作案例分析-濕度失控(2/4)

相對濕度：68%(PV值) > 60% (SP值)

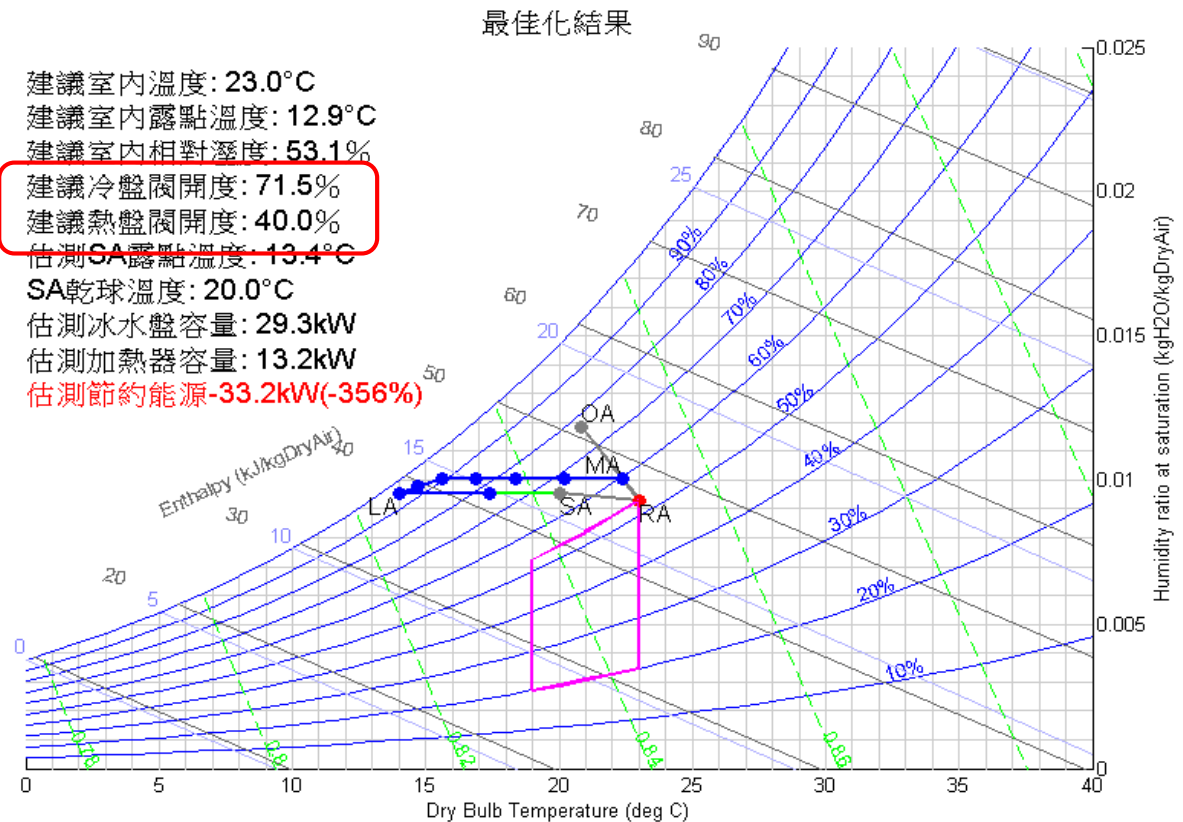
室內溫度: 22.4°C  
室內露點溫度: 16.3°C  
室內相對溼度: 68.3%  
冷盤閥開度: 26.0%  
熱盤閥開度: 20.0%  
SA露點溫度: 16.4°C  
SA乾球溫度: 25.5°C  
冰水盤計算容量: 2.7kW  
加熱器計算容量: 6.6kW



# 最佳化操作案例分析-濕度失控(3/4)

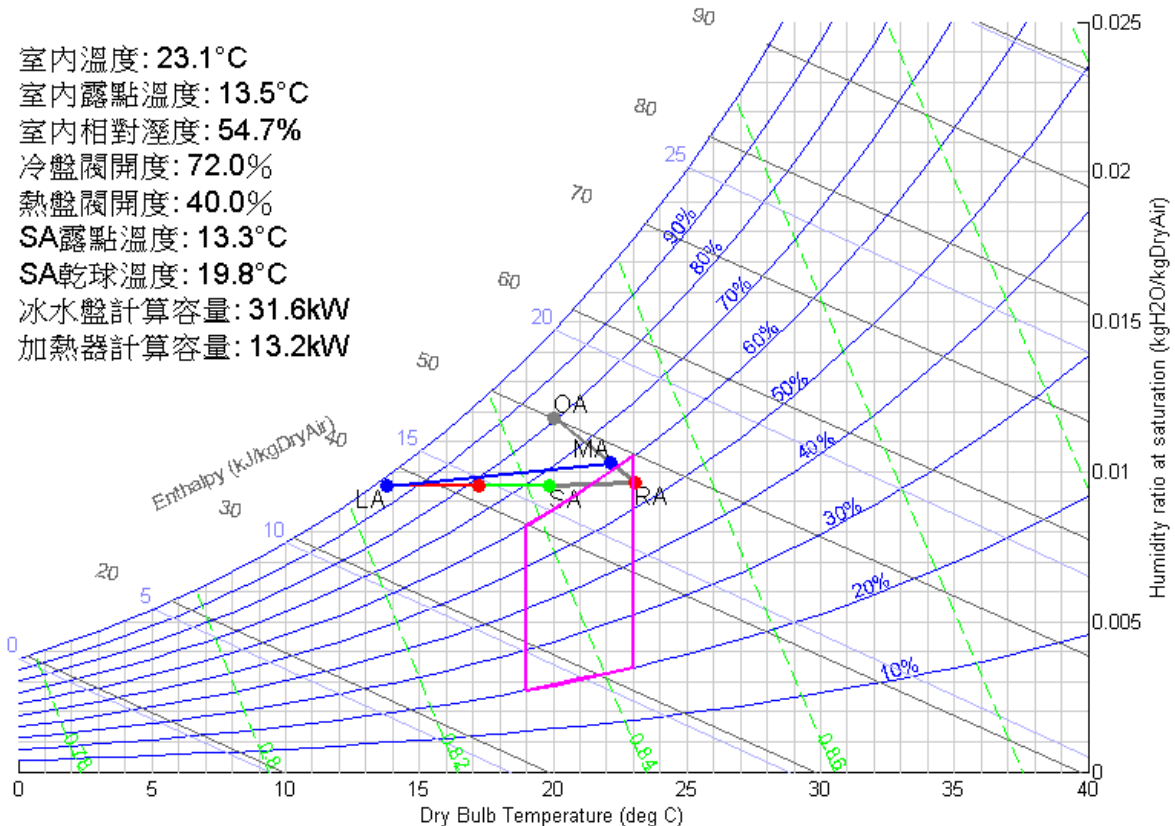
控制目標 相對濕度：PV值 > 55%

建議室內溫度: 23.0°C  
建議室內露點溫度: 12.9°C  
建議室內相對濕度: 53.1%  
建議冷盤閥開度: 71.5%  
建議熱盤閥開度: 40.0%  
估測SA露點溫度: 13.4°C  
SA乾球溫度: 20.0°C  
估測冰水盤容量: 29.3kW  
估測加熱器容量: 13.2kW  
估測節約能源: -33.2kW(-356%)



# 最佳化操作案例分析-濕度失控(4/4)

- **設定閥開度**：冷盤閥開度：72%，熱盤閥開度：40%；經15min，Room Temp.：23.1°C，Room RH：54.7%，再切換回自動控制。



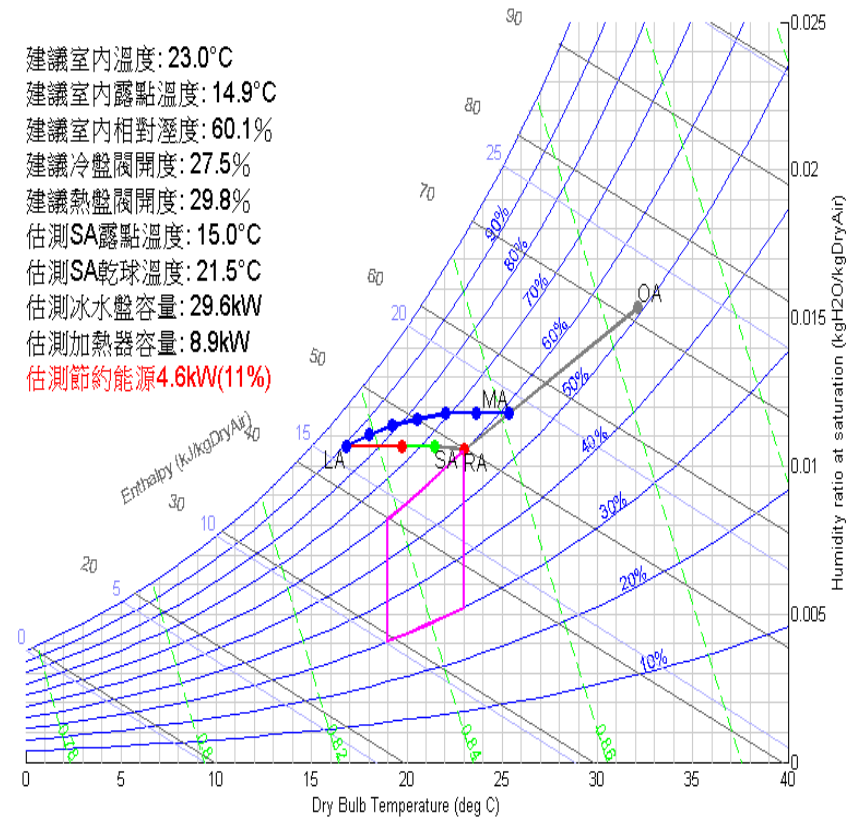
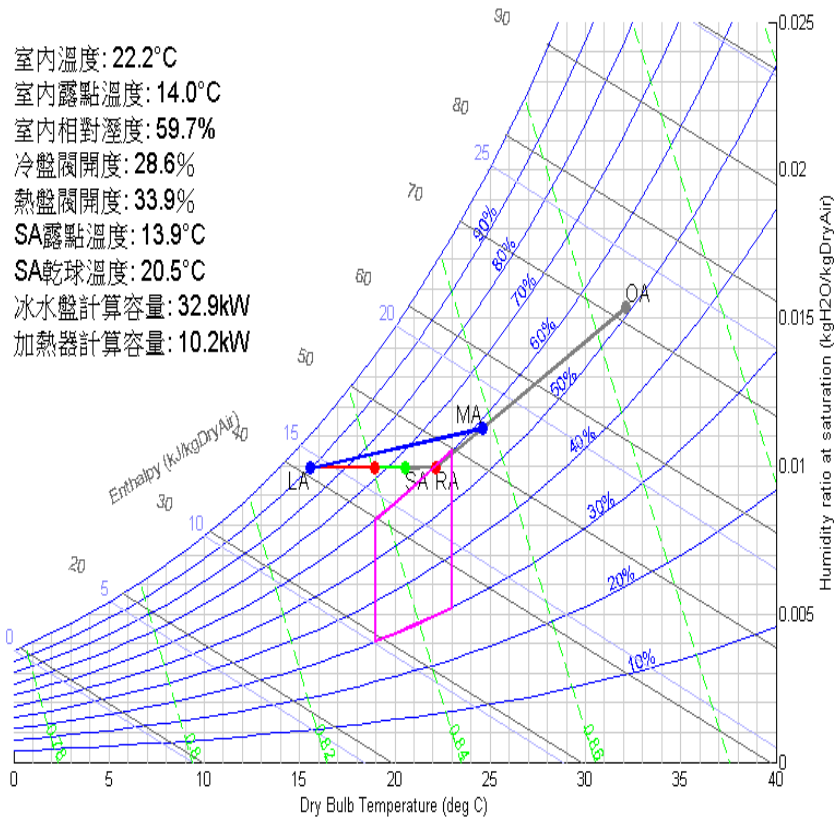
# 節能優化案例分析-夏季節能模式(1/6)

冷、熱盤耗能：43.1kW



冷、熱盤耗能：38.5kW

估測冷、熱盤節能：4.6kW(11%)



# 節能優化案例分析-春、秋季節能模式(2/6)

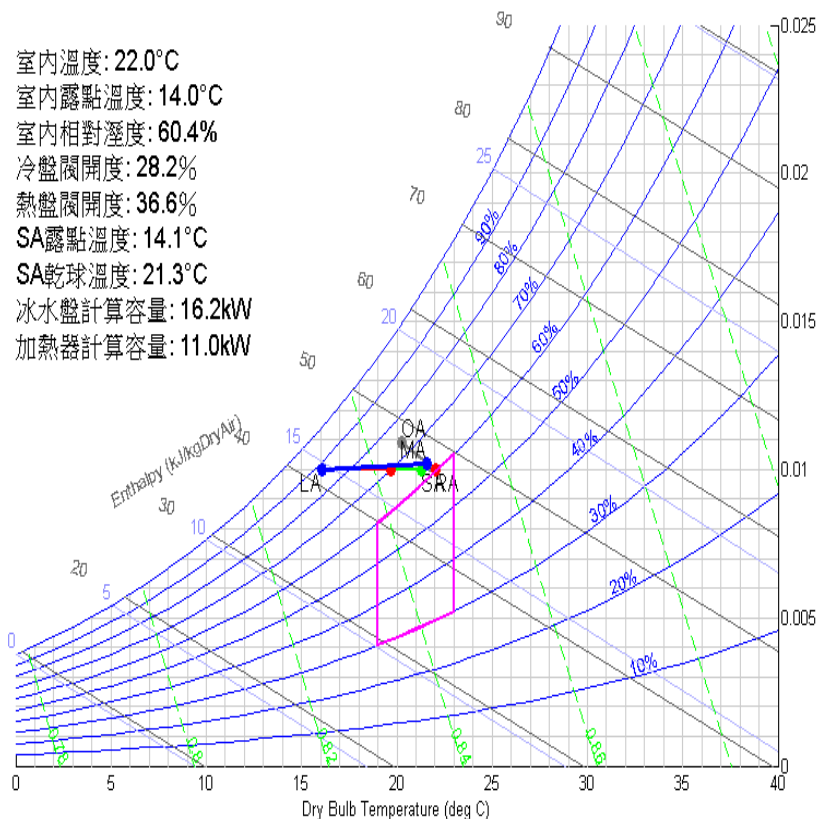
冷、熱盤耗能：27.2kW



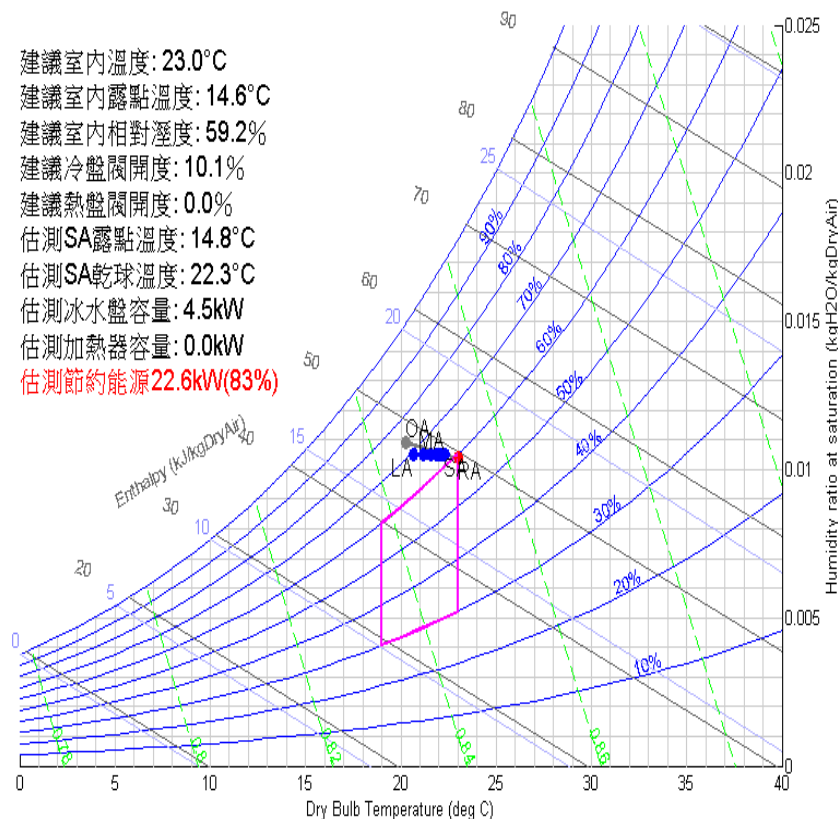
冷、熱盤耗能：4.5kW

估測冷、熱盤節能：22.6kW(83%)

室內溫度: 22.0°C  
 室內露點溫度: 14.0°C  
 室內相對溼度: 60.4%  
 冷盤閥開度: 28.2%  
 熱盤閥開度: 36.6%  
 SA露點溫度: 14.1°C  
 SA乾球溫度: 21.3°C  
 冰水盤計算容量: 16.2kW  
 加熱器計算容量: 11.0kW



建議室內溫度: 23.0°C  
 建議室內露點溫度: 14.6°C  
 建議室內相對溼度: 59.2%  
 建議冷盤閥開度: 10.1%  
 建議熱盤閥開度: 0.0%  
 估測SA露點溫度: 14.8°C  
 估測SA乾球溫度: 22.3°C  
 估測冰水盤容量: 4.5kW  
 估測加熱器容量: 0.0kW  
 估測節約能源22.6kW(83%)



# 節能優化案例分析-冬季節能模式(3/6)

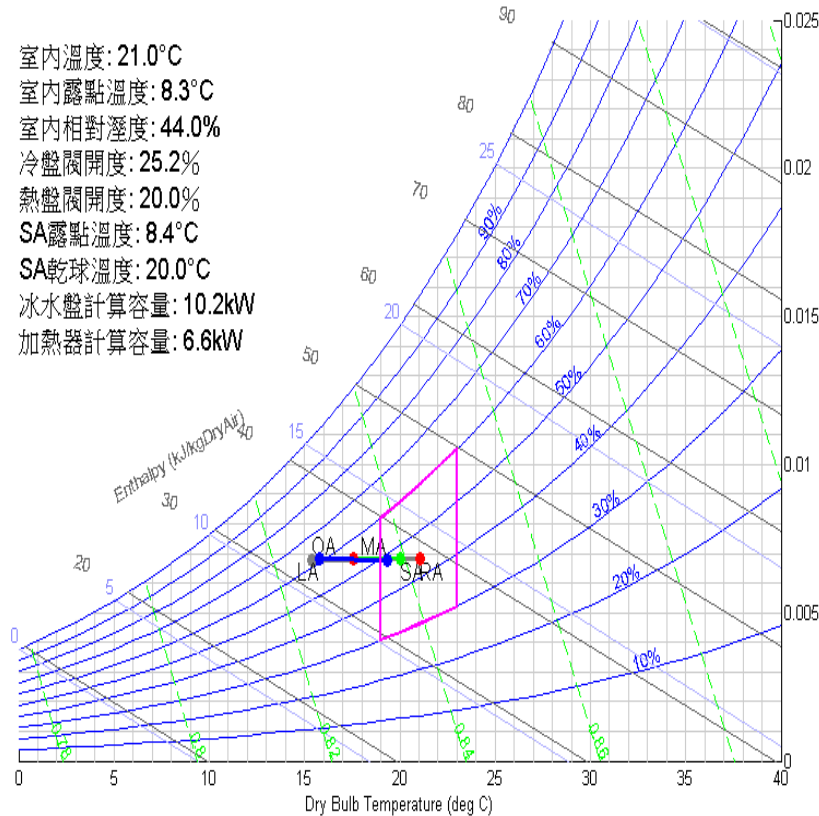
冷、熱盤耗能：16.8kW



冷、熱盤耗能：4.0kW

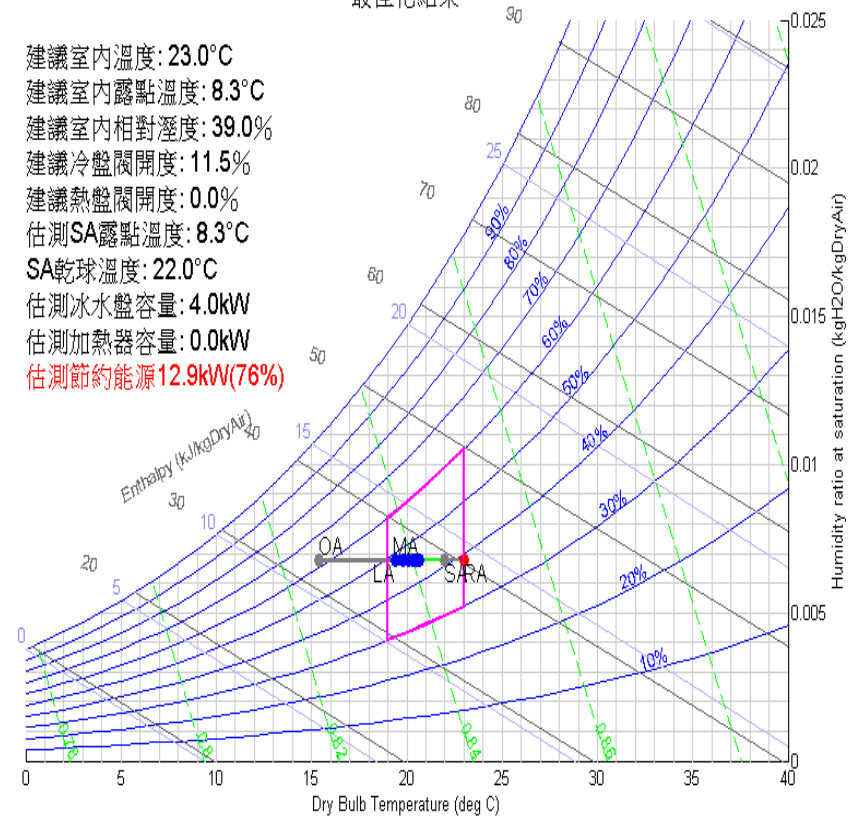
估測冷、熱盤節能：12.9kW(76%)

室內溫度: 21.0°C  
 室內露點溫度: 8.3°C  
 室內相對溼度: 44.0%  
 冷盤閥開度: 25.2%  
 熱盤閥開度: 20.0%  
 SA露點溫度: 8.4°C  
 SA乾球溫度: 20.0°C  
 冰水盤計算容量: 10.2kW  
 加熱器計算容量: 6.6kW



最佳化結果

建議室內溫度: 23.0°C  
 建議室內露點溫度: 8.3°C  
 建議室內相對溼度: 39.0%  
 建議冷盤閥開度: 11.5%  
 建議熱盤閥開度: 0.0%  
 估測SA露點溫度: 8.3°C  
 SA乾球溫度: 22.0°C  
 估測冰水盤容量: 4.0kW  
 估測加熱器容量: 0.0kW  
 估測節約能源12.9kW(76%)





# 節能優化案例分析-計算(4/6)

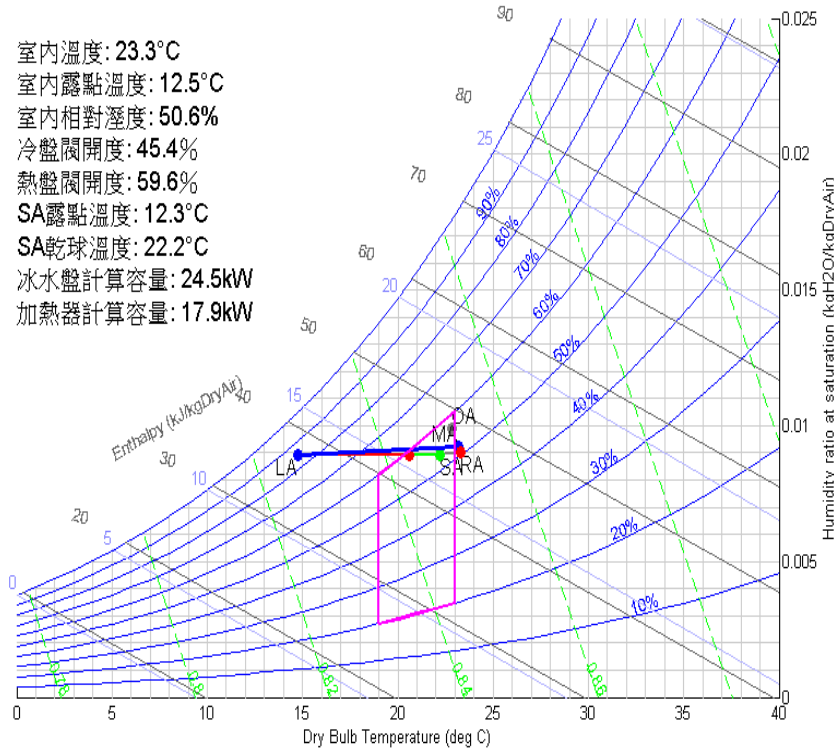
冷、熱盤耗能：**42.4kW**



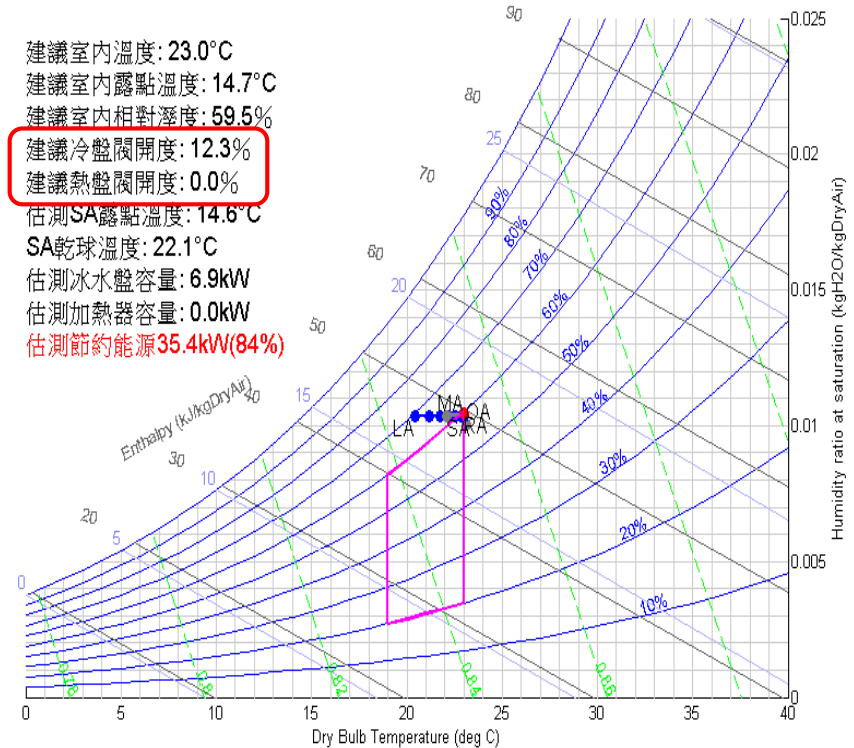
冷、熱盤耗能：**6.9kW**

估測冷、熱盤節能：**35.4kW(84%)**

室內溫度: 23.3°C  
 室內露點溫度: 12.5°C  
 室內相對溼度: 50.6%  
 冷盤閥開度: 45.4%  
 熱盤閥開度: 59.6%  
 SA露點溫度: 12.3°C  
 SA乾球溫度: 22.2°C  
 冰水盤計算容量: 24.5kW  
 加熱器計算容量: 17.9kW



建議室內溫度: 23.0°C  
 建議室內露點溫度: 14.7°C  
 建議室內相對溼度: 59.5%  
 建議冷盤閥開度: 12.3%  
 建議熱盤閥開度: 0.0%  
 估測SA露點溫度: 14.6°C  
 SA乾球溫度: 22.1°C  
 估測冰水盤容量: 6.9kW  
 估測加熱器容量: 0.0kW  
 估測節約能源**35.4kW(84%)**



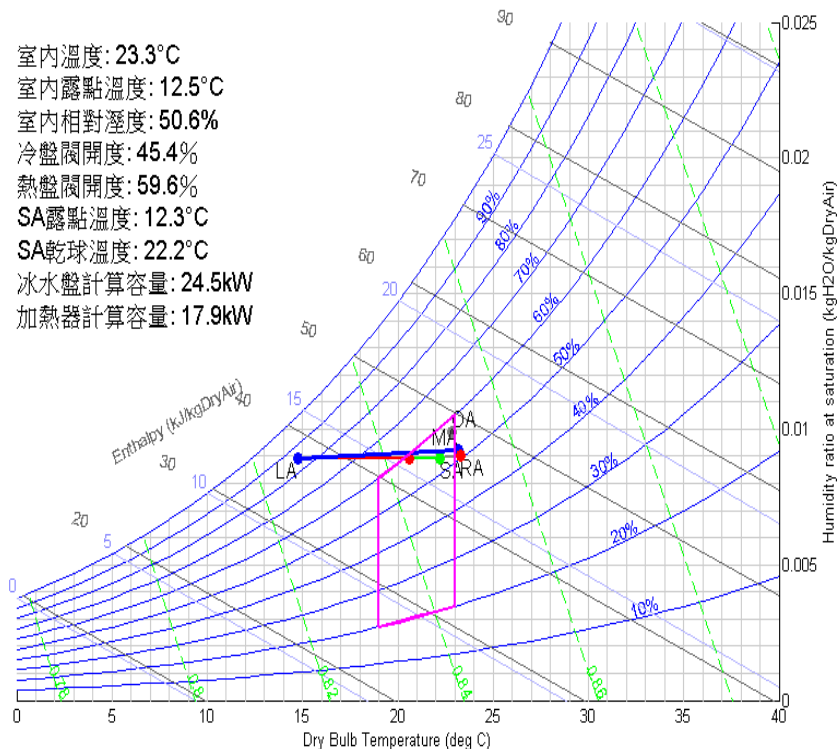
# 節能優化案例分析-操作結果(5/6)

冷熱盤節能：33.9kW(80%)

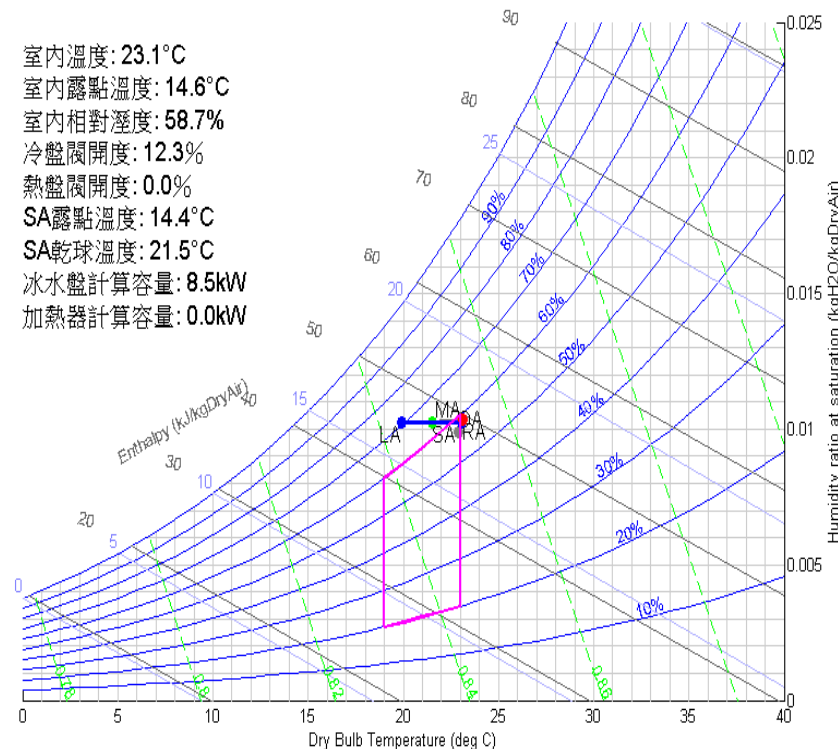
估測節能：35.4kW(84%)

改善不必要的冷卻及加熱

室內溫度: 23.3°C  
 室內露點溫度: 12.5°C  
 室內相對溼度: 50.6%  
 冷盤閥開度: 45.4%  
 熱盤閥開度: 59.6%  
 SA露點溫度: 12.3°C  
 SA乾球溫度: 22.2°C  
 冰水盤計算容量: 24.5kW  
 加熱器計算容量: 17.9kW



室內溫度: 23.1°C  
 室內露點溫度: 14.6°C  
 室內相對溼度: 58.7%  
 冷盤閥開度: 12.3%  
 熱盤閥開度: 0.0%  
 SA露點溫度: 14.4°C  
 SA乾球溫度: 21.5°C  
 冰水盤計算容量: 8.5kW  
 加熱器計算容量: 0.0kW



## 節能優化案例分析-節能概估(6/6)

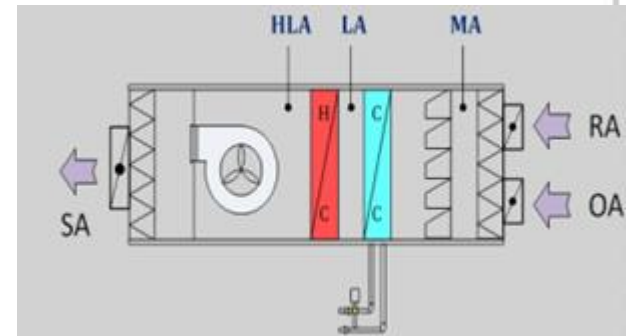
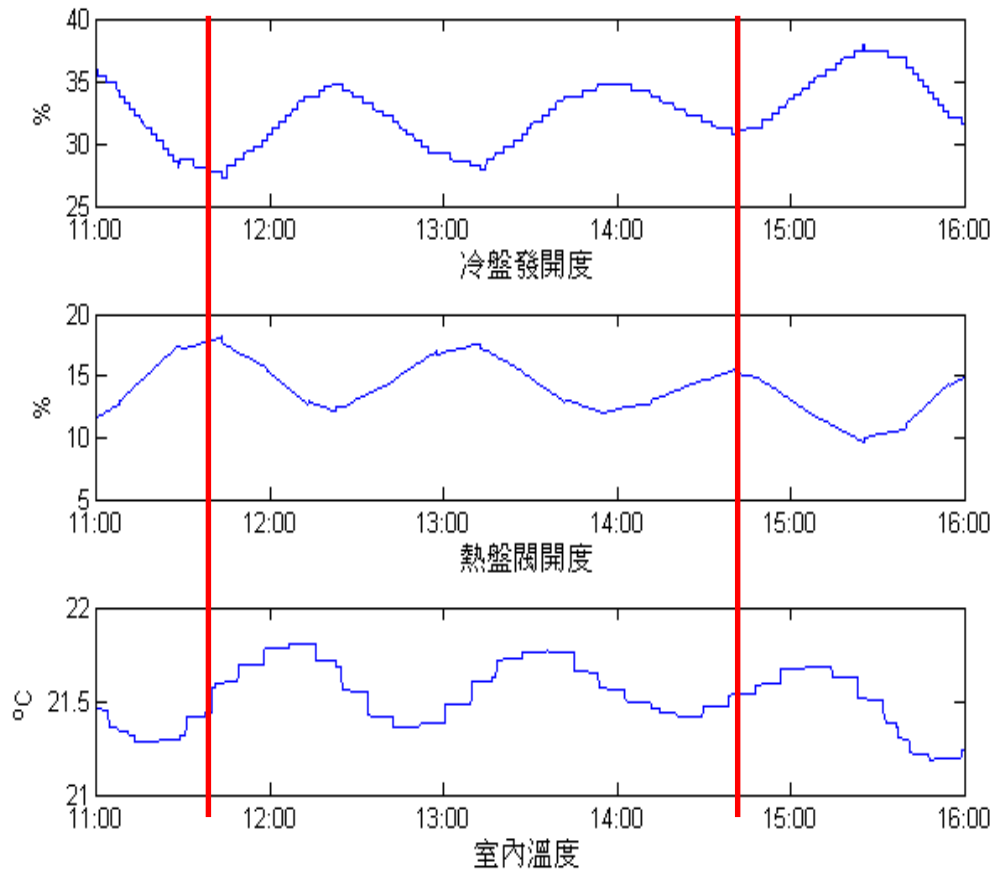
	AHU1	AHU2	AHU3	AHU4	總和
實際平均 耗能	25.4 KW	23.0 KW	29.0 KW	28.9 KW	106.3 KW
最佳化估 測 平均耗能	21.9 KW	13.1 KW	14.8 KW	21.9 KW	71.7 KW
估測 平均節能	3.5KW (13.8%)	9.9KW (43%)	14.2KW (49.0%)	7KW (24.2%)	34.6KW (32.5%)

年估測節能=34.6kW ×24hours ×365days=303,096度

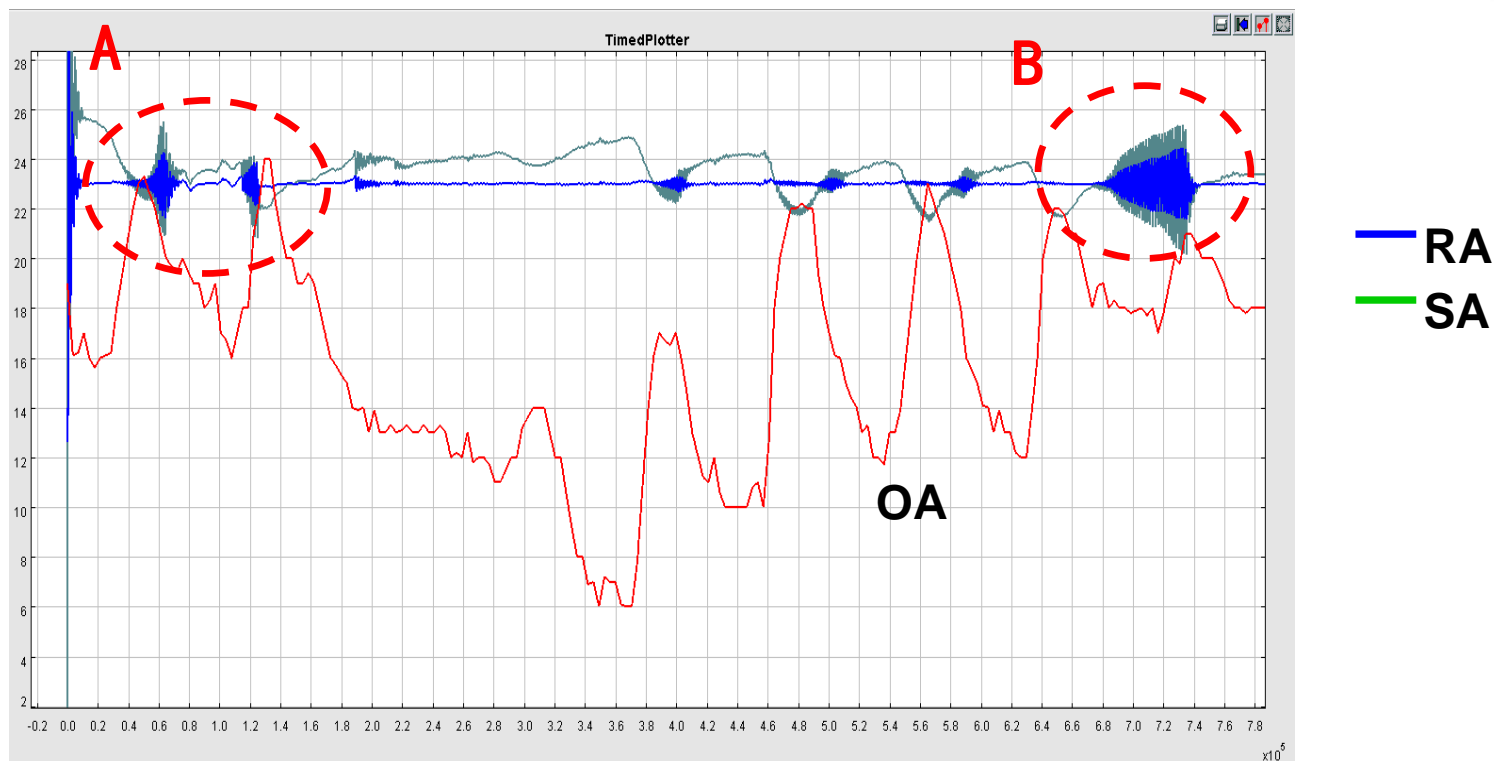
年估測節費= 303,096×2.3元=697,120元

# 追逐現象

冷/熱盤管、電熱、加濕反應速率不同

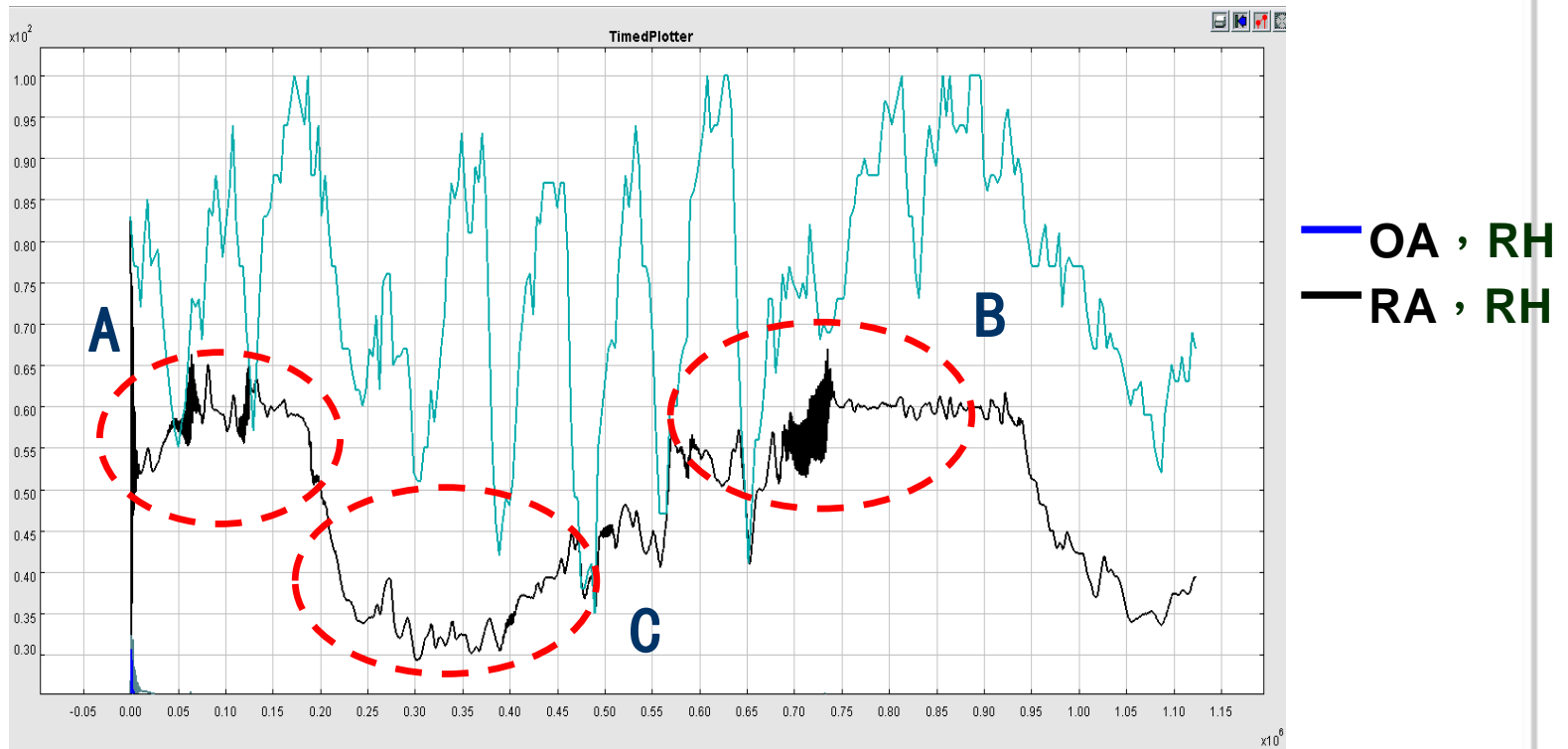


# 節能優化案例分析- PID Control (Temp. , °C)



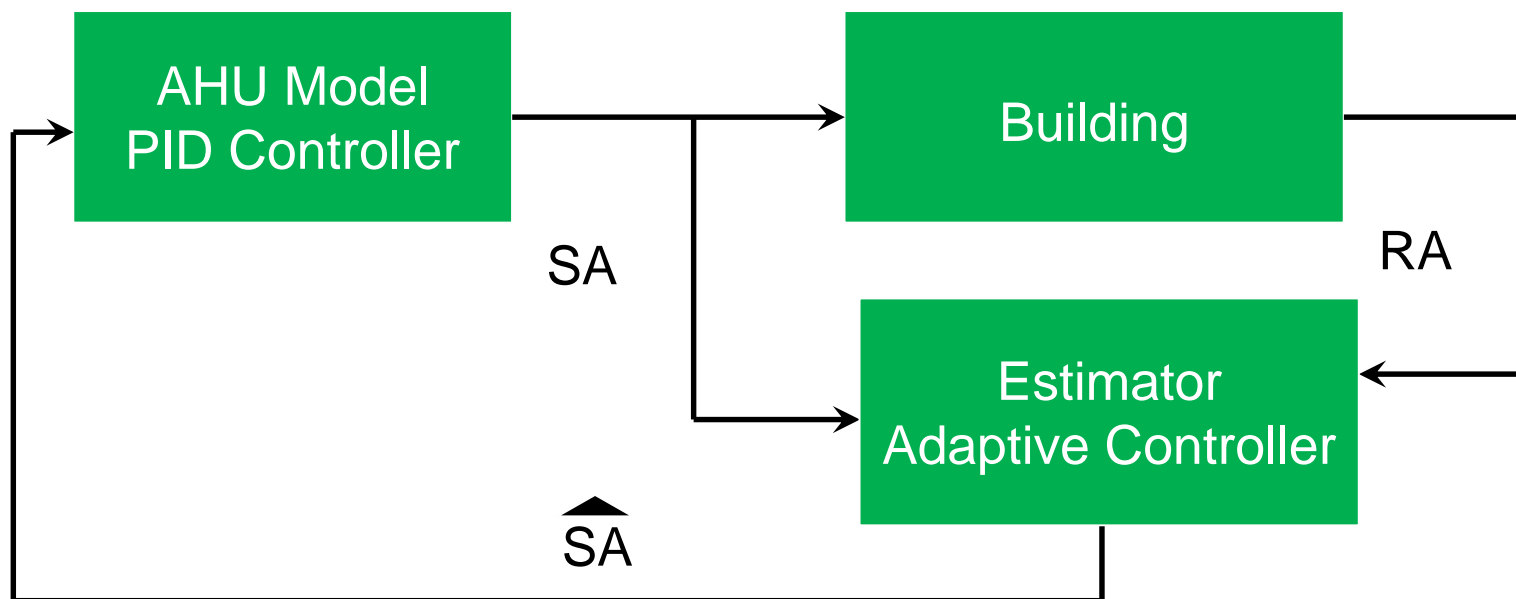
- (A) 外氣溫度變化大，SA&RA互相影響大，產生劇烈震盪。
- (B) 外氣溫度變化小，SA&RA互相影響大，此時受到相對濕度影響。
- 電熱管響應慢，難控制；熱水盤管響應快，較容易控制。

# 節能優化案例分析- PID Control (RH, %)



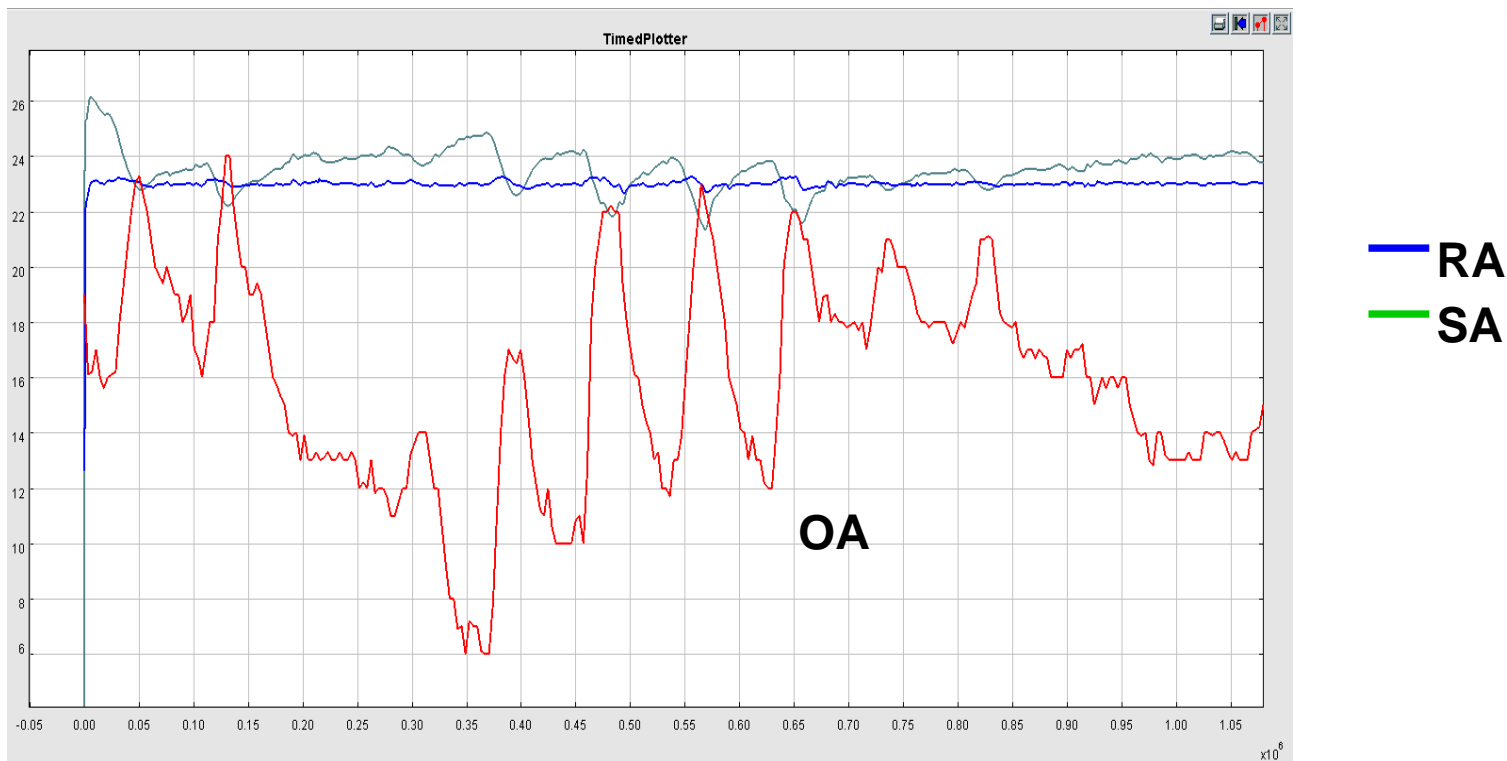
- (A)、(B) 外氣相對濕度變化大，RA相對濕度產生較劇烈震盪。
- (C) 因為沒有加濕器，RA相對濕度偏低。
- Time Delay反應慢，難控制；RA響應慢，難控制，SA響應快，易控制。

# 節能優化案例分析- Model Based Adaptive Control



- 用 Estimator Adaptive Controller 先依據 RA 值，而估算  $\hat{SA}$  值。
- 再使 SA 值趨近  $\hat{SA}$  值；降低追逐現象發生。
- Air Change 愈大，響應快，易控制；Air Change 愈小，響應慢，難控制。

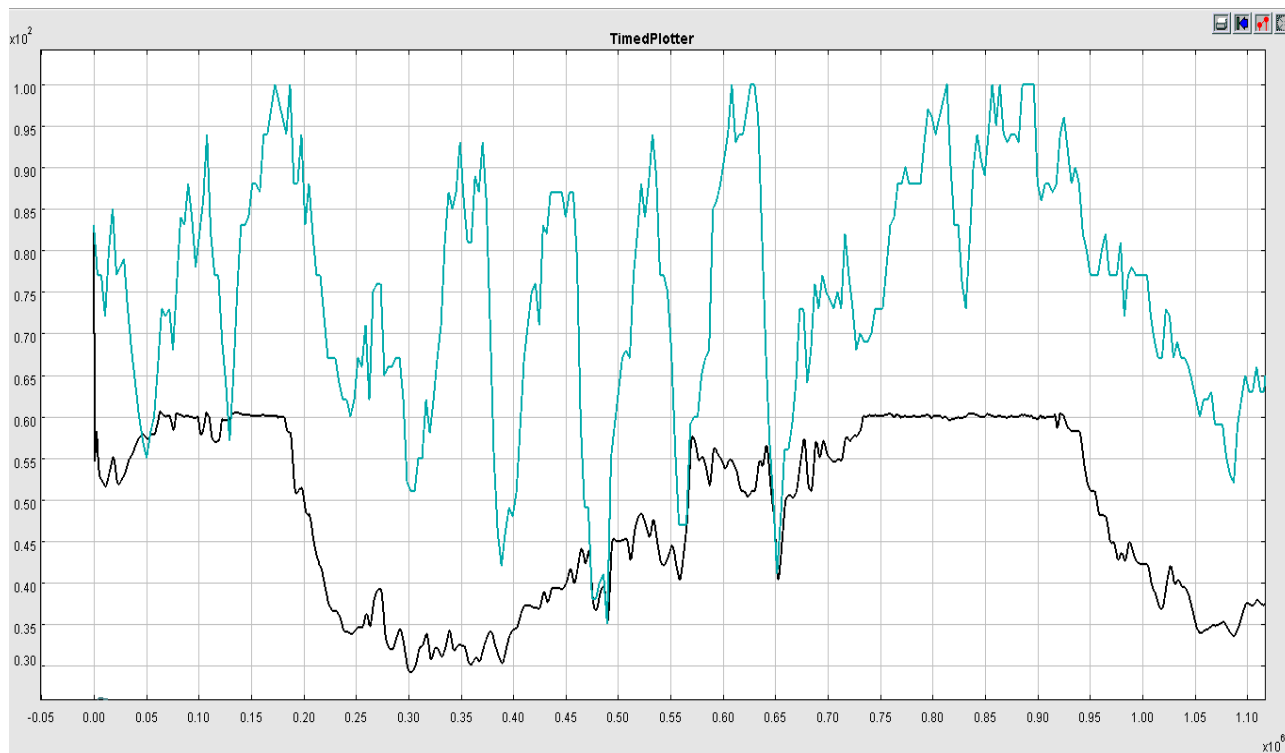
# 節能優化案例分析- Model Based Adaptive Control (Temp. , °C)



■ 外氣溫度變化，對SA及RA影響小。



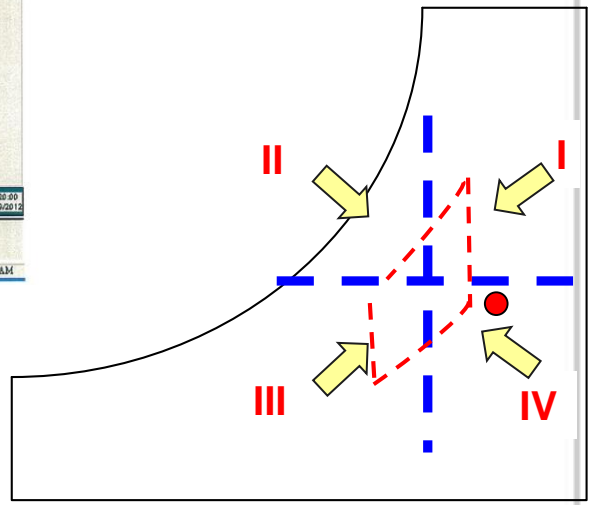
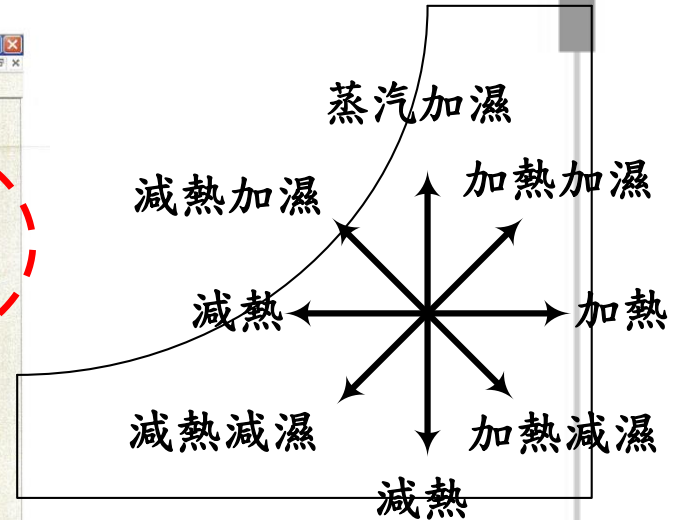
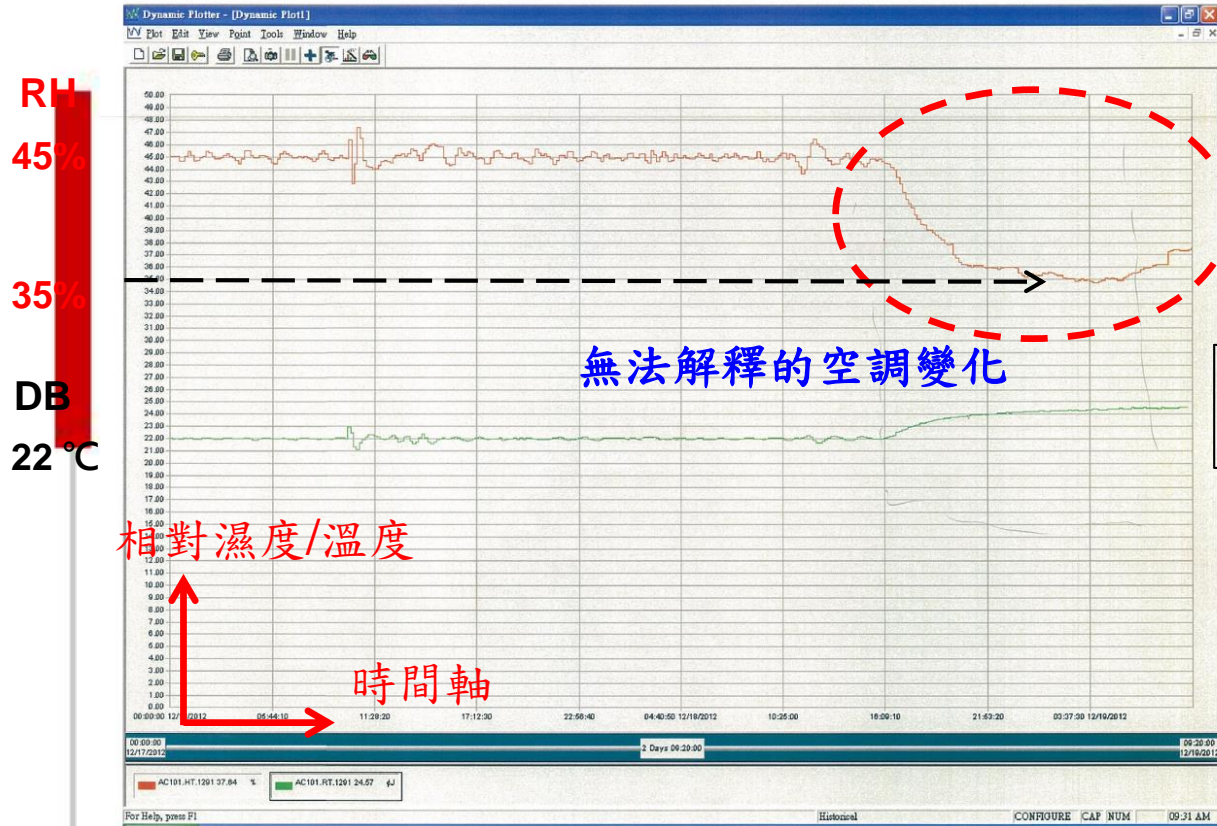
# 節能優化案例分析- Model Based Adaptive Control (RH, %)



— OA, RH  
— RA, RH

■ 外氣相對濕度變化，對RA相對濕度影響小。

# 相對濕度失控案例一趨勢圖無法解釋空調變化



偏移控制區域，如何改善？  
 調節方式：加熱閥開度減少，冷卻閥開度加大，水加濕器開大。

# FMCS與FMACS比較

FMCS系統僅以趨勢圖觀測空調輸出空氣品質，無法掌控空調系統細部運作情況。



**FMACS**以空氣線圖展現空調各元件局部運作情況，並可分析系統運作是否合理。

以FMCS監控空調系統，無法透過趨勢圖掌握空調耗能需求和情況。



**FMACS**由分析空氣線圖上之空氣路徑，可計算耗能需求，輕易掌握空調耗能。

PID控制無空調理論基礎，故無法達到優化節能效果。



**FMACS**由分析個元件在空氣線圖上所產生之路徑，並導入最佳化演算法，以達成優化節能效果。

現有PID控制，並沒有考慮空調之非線性模型，所以控制效能仍有待改善。



**FMACS**將導入基於空調模型之非線性控制系統，以改善現有PID控制之控制效能。



# Thanks a lot

林瑞泓

學歷：國立台灣大學機械工程研究所(熱流組)

經歷：東南科大機械系熱傳/流力兼任講師

TEL：(02)2785-3839 # 59216

Mobile：0936-349-787

E-mail. [macyger@acs.com.tw](mailto:macyger@acs.com.tw)

台北市南港區南港路三段52號5樓