

行政院原子能委員會
委託研究計畫研究報告

多元熱能整合和多階段低溫乾燥程序的研究計畫
Integrated Thermal Energy and Multi-stage Low Temperature
Drying Process Analysis

計畫編號：107A004

受委託機關(構)：國立中央大學能源工程研究所

計畫主持人：楊建裕

聯絡電話：03-4267347

E-mail address：cyyang@ncu.du.tw

協同主持人：

研究期程：中華民國 107 年 3 月至 107 年 12 月

研究經費：新臺幣肆拾參萬元

核研所聯絡人員：李恆毅

報告日期：107 年 12 月 8 日

目 錄

目 錄.....	I
圖目錄.....	II
表目錄.....	III
中文摘要.....	1
英文摘要.....	2
壹、計畫緣起與目的.....	3
貳、研究方法與過程.....	7
參、主要發現與結論.....	20
肆、參考文獻.....	26

圖目錄

圖 1、一般吸附式除濕輪乾燥系統.....	4
圖 2、結合熱泵之吸附式除濕輪乾燥系統.....	4
圖 3、結合熱泵及廢熱回收之除濕輪乾燥程序.....	5
圖 4、多元熱能與除濕輪整合示意圖.....	6
圖 5、熱泵整合吸附除濕系統質能平衡計算例.....	8
圖 6、多階段除濕輪之運轉: (a)運轉原則 (b)熱泵浦之線路連結	9
圖 7、太陽能混合空氣乾燥機系統.....	10
圖 8、除濕輪基本循環.....	12
圖 9、外氣溫、濕度與加熱量關係.....	20
圖 10、改變室內要求溫度、相對濕度，並與外氣加熱量比較	21
圖 11、不同回流空氣溫度及相對濕度與外氣加熱量的關係.....	22
圖 12、除濕量與室內回氣溫度及相對濕度關係.....	24
圖 13、冷凍機所冷凝的水量與室內回氣溫度及相對濕度關係	24
圖 14、除濕量與室內回氣溫度及相對濕度關係.....	25

表目錄

表 1、空氣露點溫度(°C)	23
----------------------	----

中文摘要

本計畫預定配合核能所 107 年「節能環保高效低溫乾燥技術開發計畫」，進行太陽能、廢熱和熱泵等多元熱能與除濕輪整合的組合與規劃，以及多階段熱泵和除濕輪混合乾燥系統的質能平衡計算與性能分析，以期優化低溫除濕乾燥設備結構，提升其穩定性，更符合產業需求。預訂工作項目包括：

- (1) 多元熱能整合和多階段低溫乾燥程序之相關資料蒐集與探討。
- (2) 太陽能、廢熱和熱泵等多元熱能與除濕輪整合的組合與規劃。
- (3) 多階段熱泵和除濕輪混合乾燥系統的質能平衡計算與性能分析。
- (4) 熱泵和除濕輪整合系統的計算和分析。

關鍵詞：吸附、除濕輪、乾燥系統

英文摘要

This project is proposed to cooperate with the INER's 2018 NEPII research project on High efficiency low-temperature drying technology development project. The integrated solar thermal energy, waste heat recovery and heat pump dehumidify system will be planned. The energy balance and performance of multistage heat pump and dehumidifying wheel mixing drying integrated system will be analyzed. There are four proposed working items:

- (1) Integrated thermal energy and multi-stage low-temperature drying process related information collection and literature review.
- (2) The planning of combined solar energy, waste heat recovery and heat pump dehumidify system.
- (3) Energy balance calculation and performance analysis of the multistage heat pump and the dehumidification wheel integrated drying system.
- (4) Integrated heat pump and dehumidification wheel system performance calculation and analysis.

Keywords: Adsorption, dehumidification wheel, drying system

壹、計畫緣起與目的

一、研究背景

根據工研院統計指出，國內乾燥設備市場產值約新台幣 400 億元，近年逐年升高，國內急需節能且符合各式製程之乾燥設備。就全球而言，乾燥設備若分為常壓除濕乾燥、壓縮空氣乾燥、工業熱風乾燥設備、除濕防潮乾燥等四種類別，吸附乾燥設備產值分別約新台幣 1800、1700、450、380 億元，總值達新台幣 4300 億元以上。目前國內主要乾燥設備供應商，使用的蜂巢式矽膠轉輪都是進口，核心元件掌握在國外手中，導致設備成本偏高。另外多採電熱方式加熱再生空氣，耗電量高增加操作成本。

一般吸附式除濕輪乾燥系統如圖 1 所示[1-4]，外界再生空氣經電熱器加熱成高溫空氣後，進入除濕輪，將輪內吸附材加熱而將其中之水汽帶走，成高溫潮濕空氣流出。而潮濕吸附材中水汽被帶走後成乾燥吸附材，再經由除濕輪轉動，將乾燥吸附材轉至另一風道。在另一風道中，室內之潮濕空氣經由冷凍機冷卻後成低溫潮濕空氣，進入除濕輪後將乾燥吸附材冷卻，而空氣中之水汽由吸附材吸附，而成乾空氣流出，達到室內除濕之目的。此種方式需要利用電熱器去加熱外界空氣，並用冷凍機去冷卻室內潮濕空氣，因此耗電高而除濕性效率低。

由於前述吸附除濕系統一邊使用電熱而另一邊使用冷凍機，此更能可由熱泵同時達成，因此業者開發出結合熱泵之吸附式除濕輪乾燥系統如圖 2 所示。利用熱泵冷凝器放熱以及蒸發汽吸熱同時達到加熱與降溫之功能，可節約能源使用一半以上。

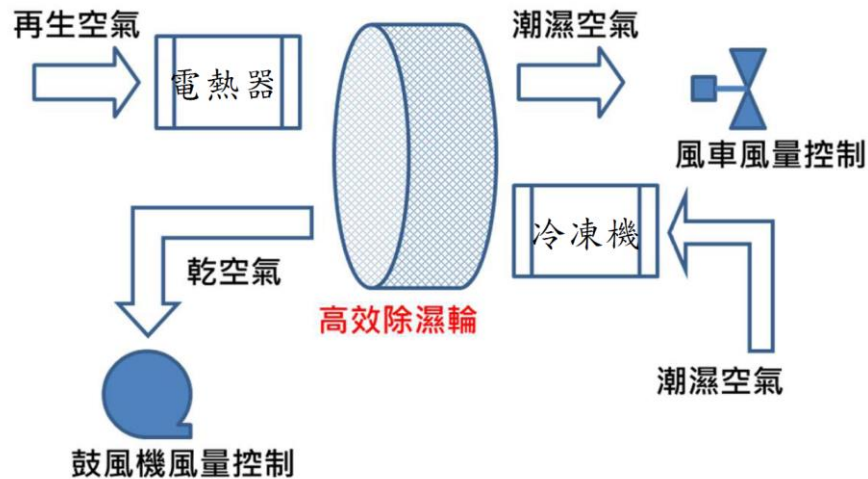


圖 1、一般吸附式除濕輪乾燥系統**

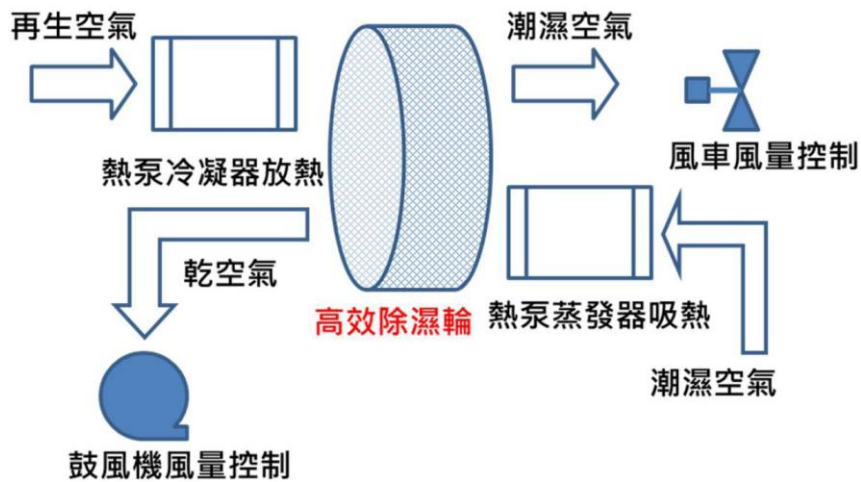


圖 2、結合熱泵之吸附式除濕輪乾燥系統*

此外，由於外界再生空氣流經除濕輪後，溫度仍高，可將其導至另一熱交換器，與流經除濕輪之室內低溫乾燥空氣進行熱交換，利用外氣於熱將室內空氣升溫，而降低其相對濕度。整體系統如圖 3 所示，雖然其除濕效率高，耗能少，但其結構遠較圖 1 所示之系統複雜，因此在設計上困難度較高。

註：*引用自核能所簡報資料

**修改自核能所簡報資料

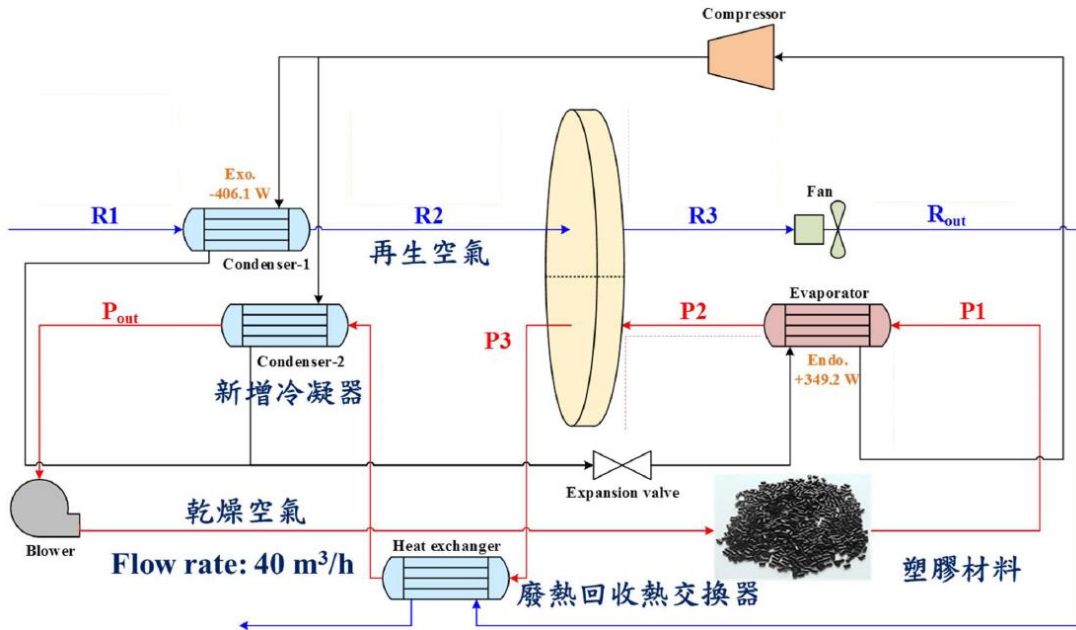


圖 3、結合熱泵及廢熱回收之除濕輪乾燥程序**

相關吸附式除濕系統之性能改進，除前述結合熱泵以及廢熱回收外，更可例用外界廢熱，或太陽熱能，整合成一多元加熱系統如圖 4 所示，更進一步節省能源消耗，提升除濕效率。因此核能所於 107 年能源國家型計畫中，提出「節能環保高效低溫乾燥技術開發計畫」，選擇活性氧化鋁沸石複合材為吸附材，進行節能低溫乾燥技術開發，以及環保高效除濕輪技術開發計畫，具備再生溫度(操作成本)及成本較低，且易與熱泵整合之優勢。

註：**修改自核能所簡報資料

二、研究目的

本計畫預定配合核能所 107 年 NEPII 「節能環保高效低溫乾燥技術開發計畫」，進行如圖 4 所示太陽能、廢熱和熱泵等多元熱能與除濕輪整合的組合與規劃，以及多階段熱泵和除濕輪混合乾燥系統的質能平衡計算與性能分析，以期優化低溫除濕乾燥設備結構，提升其穩定性，更符合產業需求。

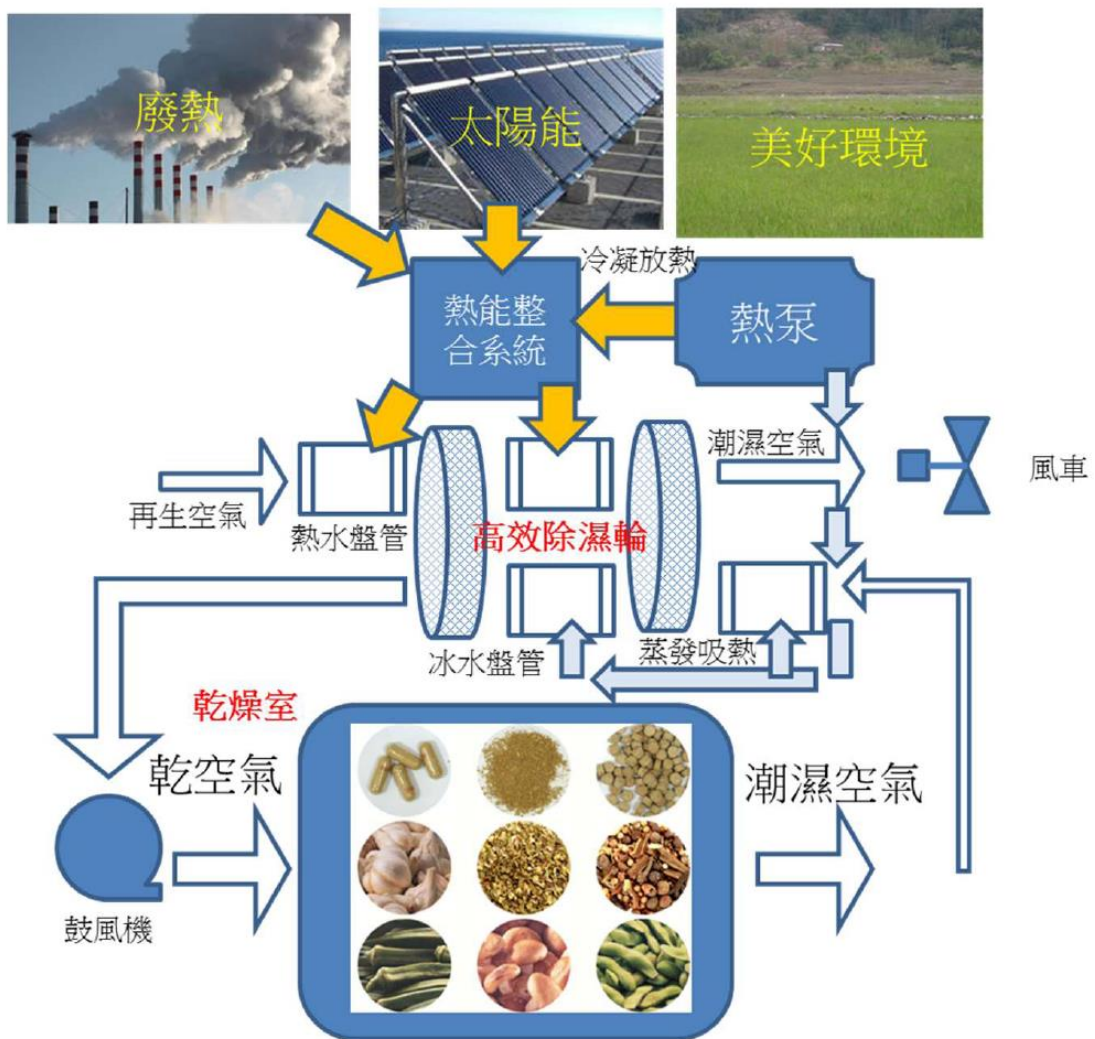


圖 4、多元熱能與除濕輪整合示意圖*

註：*引用自核能所簡報資料

貳、研究方法與過程

本計畫預訂就前述各項吸附除濕系統，進行質能平衡計算與性能，分析在不同工作條件下之系統性能變化，以為後續設計之依據，本年度預訂各項工作敘述如下：

- (1) 多元熱能整合和多階段低溫乾燥程序之相關資料蒐集與探討。本項工作將蒐集目前市售各相關產品以及已發表之吸附除濕系統以及吸附材性能等文獻資料，以為後續分析規劃參考。
- (2) 太陽能、廢熱和熱泵等多元熱能與除濕輪整合的組合與規劃。本項工作將分別針對熱泵整合、熱泵及廢熱回收，以及多元熱能整合除濕輪系統，進行組合配比規劃。
- (3) 多階段熱泵和除濕輪混合乾燥系統的質能平衡計算與性能分析。如圖 5 所示，本項工作將計算在各種不同工作條件下，多階段熱泵和除濕輪混合乾燥系統的各部參數以及質能平衡，並評估其除濕性能，計算在乾燥空氣風量 100 LPM，溫度 25~60°C，露點溫度 $\leq -10^{\circ}\text{C}$ 工作條件下，系統 $\text{EF} \geq 0.38$ kg/kWh 之各項參數需求。
- (4) 熱泵和除濕輪整合系統的計算和分析。

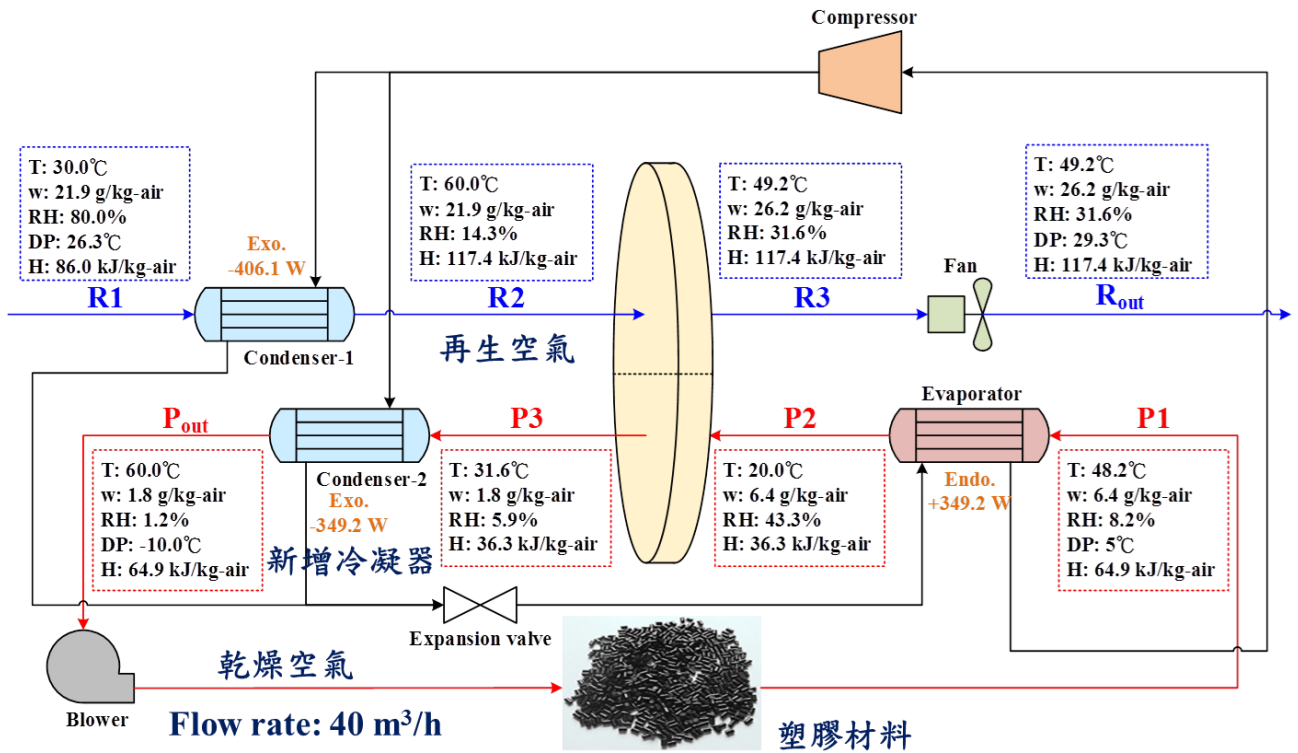


圖 5、熱泵整合吸附除濕系統質能平衡計算例*

註：*引用自核能所簡報資料

一、 資料蒐集與探討

根據文獻參考資料，除濕輪的設計構造有兩個主要部分。分別為除濕床系統以及加熱泵浦系統，如圖 6 所示。除濕床系統由方形除濕盤所組成，其蜂巢式結構與旋轉式除濕輪相似。圖中可見兩方型除濕盤，分別處理空氣管線與再生空氣管線。此二除濕盤每隔幾分鐘會交換位置，如此一來，濕的除濕輪可以重新作用，而乾的除濕輪則可以除濕空氣。靠著在除濕盤間裝設蒸發器與冷凝器，不同階段的除濕盤可以連為一線，以保此系統的效能[1-4]。

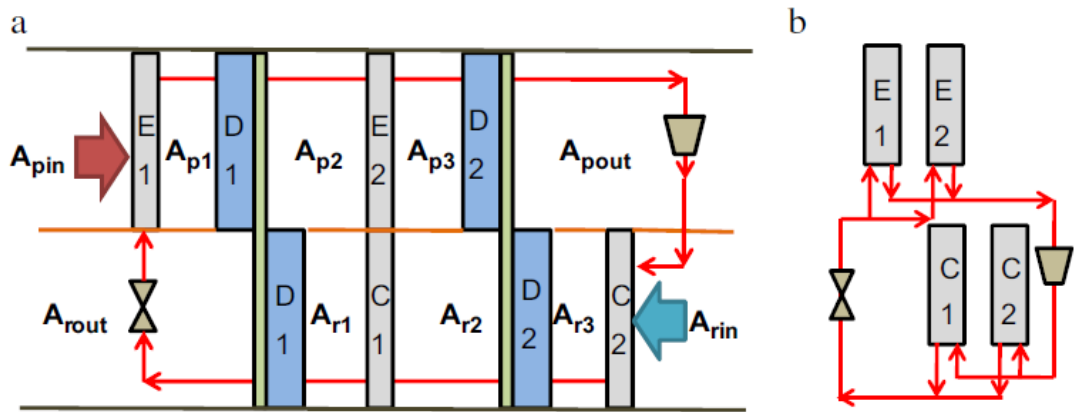


圖 6、多階段除濕輪之運轉: (a)運轉原則 (b)熱泵浦之線路連結

二、 組合與規劃

本研究計畫規劃之太陽能混合空氣乾燥機系統之示意圖如圖 7。此系統包括三個部分，分別是太陽能收集子系統、TSDC 子系統以及空氣來源的 VAC 子系統。除此之外，系統中也裝設了冷卻塔，提供冷卻水給 TSDC 子系統。由熱能收集子系統(1-7-8 and 1-9-10)中的熱水觸發冷卻。TSDC 子系統負責傳遞熱濕空氣至乾燥階段(1-2-3-4-5)。之後空氣會透過混合經 VAC 子系統(R-6-S)之空氣，進一步冷卻以提供至進氣階段(5-S)[5]。

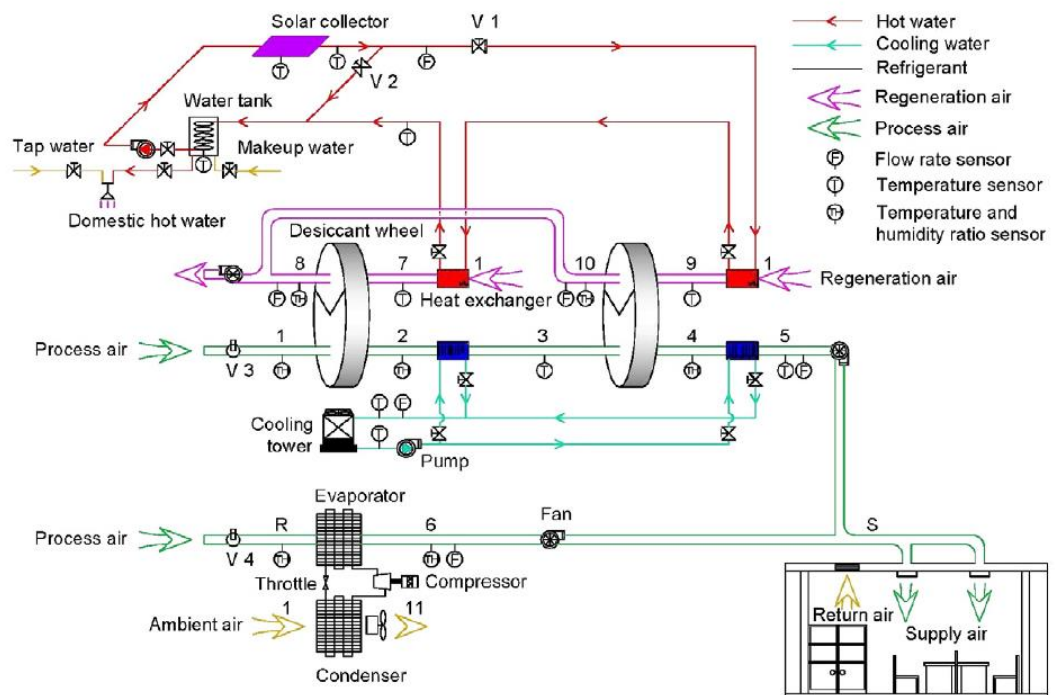


圖 7、太陽能混合空氣乾燥機系統

三、 除濕輪系統循環質能平衡計算

一除濕輪基本循環如圖 8 所示[3]，室外空氣經加熱後進入除濕輪，將除濕輪內之吸附材加熱，使吸附材中之水汽脫附，降低吸附材內之含水量成乾燥吸附材，而吸附材所脫附之水汽則隨空氣排出。之後再將乾燥吸附材旋轉至室內側，將冷卻後之潮濕室內空氣流經乾燥之吸附材，降低吸附材溫度，並將空氣中之水氣吸附於吸附材中，而降低空氣中之水氣含量，使成為製程所需要之乾燥空氣。各過程中空氣及吸附材之質量及能量平衡分段計算如下：

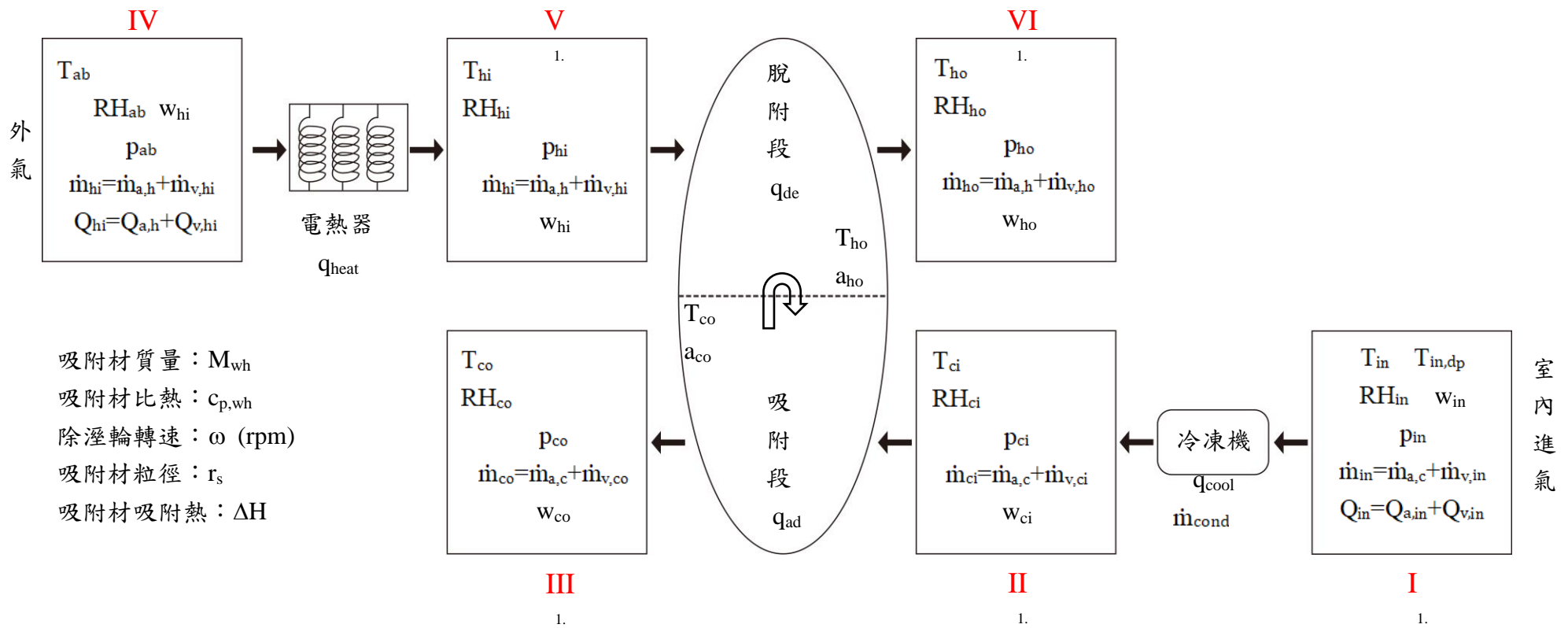


圖 8、除濕輪基本循環

(一)室內氣側

1. 室內進氣入口條件計算(stage I)

室內進氣溫度 T_{in} 、相對濕度 RH_{in} 、壓力 p_{in} 、以及體積流率 Q_{in} 可由相對儀器量得絕對溼度，絕對濕度 w_{in} 及露點溫度 $T_{in,dp}$ 可由 T_{in} 以及 RH_{in} 在壓力為 p_{in} 的空氣濕度曲線所對應的絕對濕度而得出。

空氣體積流率為乾空氣與水汽體積流率的總和：

$$Q_{in} = Q_{a,in} + Q_{v,in} \quad (1)$$

由絕對溼度定義可得

$$w_{in} = \frac{\text{水汽質量}}{\text{乾空氣質量}} = \frac{\rho_v Q_{v,in}}{\rho_a Q_{a,in}} \quad (2)$$

其中， ρ_v 為水汽密度， ρ_a 為乾空氣密度，由上述兩式得出 $Q_{a,in}$ 以及 $Q_{v,in}$ 值，分別乘上乾空氣與水汽的密度得出質量流率：

$$\dot{m}_{a,c} = \rho_a Q_{a,in} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{v,in} = \rho_v Q_{v,in} \quad (4)$$

上述過程得到狀態 I 的絕對溼度 w_{in} 、露點溫度 $T_{in,dp}$ 、乾空氣與水汽質量流率 $m_{a,c}$ 、 $m_{v,in}$ 以及量測而得的 T_{in} 、 RH_{in} 、 p_{in} 性質。

2. 冷凍機出口空氣狀態計算(stage II)

假設冷凍機出口空氣溫度為 T_{ci} ，乾空氣質量流率 $m_{a,c}$ ，由於當空氣流經冷凍機時若溫度低於該濕度情況下之露點溫度，空氣中之水汽會產生凝結現象，因此分別以高於以及低於露點溫度兩部分計算。

(1) $T_{ci} > T_{in,dp}$ ：

若 T_{ci} 大於空氣無發生冷凝，則水汽質量流率不變，亦即

$$\dot{m}_{v,ci} = \dot{m}_{v,in} \quad (5)$$

絕對濕度為水汽與乾空氣質量的比值，故絕對濕度亦不變，

$$W_{ci} = W_{in} \quad (6)$$

由能量守恆可得冷凍機的吸熱量 q_{cool} 為乾空氣與水汽在冷凍機兩側的能量變化總和：

$$q_{cool} = \dot{m}_{a,h} c_{p,a} (T_{in} - T_{ci}) + \dot{m}_{v,hi} c_{p,v} (T_{in} - T_{ci}) \quad (7)$$

其中， $c_{p,a}$ 為乾空氣的比熱， $c_{p,v}$ 為水汽的比熱。

冷凍機出口壓力為 p_{in} 扣除空氣流經冷凍機的壓降，即

$$p_{ci} = p_{in} - \Delta p_{cool} \quad (8)$$

其中， Δp_{cool} 可由所選冷凍機性能計算而得，另由 T_{ci} 、 W_{ci} 可得在壓力 p_{ci} 的空氣濕度曲線所對應的相對溼度 RH_{ci} 。

(2) $T_{ci} < T_{in,dp}$ ，：

若冷凍機出口溫度低於露點，則空氣中水汽發生冷凝，因此進入吸附段的空氣相對濕度 $RH_{ci} = 100\%$ 。冷凍機出口壓力 $p_{ci} = p_{in} - \Delta p_{cool}$ ，由 T_{ci} 、 RH_{ci} 後即可得在壓力 p_{ci} 的空氣濕度曲線所對應的絕對溼度 W_{ci} 。

進入吸附段前的水汽質量流率可由乾空氣質量流率與絕對濕度成績而得：

$$\dot{m}_{v,ci} = W_{ci} \times \dot{m}_{a,c} \quad (9)$$

將進入冷凍機前的水汽與進入吸附段前的水汽質量流率相減即可得在冷凍機冷凝的水汽量：

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{v,in} - \dot{m}_{v,ci} \quad (10)$$

由能量守恆可得冷凍機的吸熱量 q_{cool} 為乾空氣與水汽在冷凍機兩側的能量變化及冷凝水汽所放的熱總和：

$$q_{cool} = \dot{m}_{a,h} c_{p,a} (T_{in} - T_{ci}) + \dot{m}_{v,hi} c_{p,v} (T_{in} - T_{ci}) + \dot{m}_{cond} \Delta l_{cond} \quad (11)$$

其中， $c_{p,a}$ 為乾空氣的比熱， $c_{p,v}$ 為水汽的比熱， Δl_{cond} 為水的凝結熱。

上述過程得到進入除溼輪吸附段前空氣的絕對溼度 w_{ci} 、乾空氣與水汽質量流率 m_{ac} 、 $m_{v,ci}$ 以及溫度 T_{ci} 、相對溼度 RH_{ci} 、壓力 p_{ci} 性質，由以上性質與吸附段出口的室內空氣設定條件可計算所需的除溼輪吸附材料質量。

3. 空氣流經除溼輪參數計算 (stage III)

假設空氣離開除溼輪吸附段的溫度為 T_{co} ，相對溼度為 RH_{co} 。

(1) 空氣流經除溼輪吸附段壓降計算

由達西定律(Darcy's law)可得，水流經一孔隙介質時，壓降 Δp 與流量 Q_{in} 、介質長度 L 和空氣黏滯係數 μ 成正比，與除溼輪吸附段的截面積 A_{ad} 成反比，且成一線性變化關係為 $1/K$ ，上式可表示為：

$$\Delta p_c = \frac{1}{K} \frac{Q_{in} \mu L}{A_{ad}} \quad (12)$$

其中 K 為吸附材滲透率，可由 chi [1]之經驗式求得：

$$K = \frac{r_s^2 \phi^3}{37.5(1-\phi)^2} \quad (13)$$

r_s 為多孔結構之材料粒徑， ϕ 為多孔結構之孔隙率。

吸附段出口空氣壓力為進入吸附段空氣壓力減去空氣在除溼輪吸附段的壓降

$$p_{co} = p_{ci} - \Delta p_c \quad (14)$$

絕對溼度 w_{co} 可由 T_{co} 、 RH_{co} 在壓力為 p_{co} 的空氣溼度曲線所對應的絕對溼度而得出；水汽進出吸附段質量流率的差

則由空氣進出除濕輪吸附段前後的絕對濕度差與乾空氣質量流率乘積而得，此差值即被吸附材吸附的水汽質量：

$$\dot{m}_{v,ci} - \dot{m}_{v,co} = \dot{m}_{a,c}(W_{ci} - W_{co}) \quad (15)$$

(2) 空氣流經除濕輪吸附段出口參數計算

吸附材所釋放的熱量 q_{ad} 為乾空氣與水汽在除濕輪吸附段兩側的能量差以及水汽被吸附產生的吸附熱總和

$$q_{ad} = \dot{m}_{a,c}c_{p,a}(T_{co} - T_{ci}) + \dot{m}_{v,ci}c_{p,v}(T_{co} - T_{ci}) + \Delta H(\dot{m}_{v,ci} - \dot{m}_{v,co}) \quad (16)$$

其中， $c_{p,a}$ 為乾空氣的比熱， $c_{p,v}$ 為水汽的比熱， ΔH 為水汽被吸附材吸附時的吸附熱。

上述過程得到被吸附的水汽量以及吸附材在除濕輪吸附段所釋放的熱 q_{ad} ，由以上結果計算除濕輪內吸附材在吸附、脫附段的性質。

吸附材料在除濕輪中離開吸附段時溫度為 T_{co} 並進入脫附段，假設吸附材在離開脫附段時溫度為 T_{ho} 並進入吸附段，依吸附材的性能曲線得出在 T_{ho} 、 T_{co} 的吸附率分別為 a_{ho} 、 a_{co} ，假設除濕輪內的吸附材料總質量為 M_{wh} ，除濕輪轉速為 ω rpm，則每秒與吸附段空氣接觸之吸附材質量通率 \dot{m}_{wh} 為：

$$\dot{m}_{wh} = M_{wh} \times \frac{\omega}{60} \quad (17)$$

由能量守恆得室內空氣吸收的熱以及水汽被吸附產生的吸附熱總和與吸附材釋放的熱相等：

$$q_{ad} = \dot{m}_{a,c}c_{p,a}(T_{co} - T_{ci}) + \dot{m}_{v,ci}c_{p,v}(T_{co} - T_{ci}) + \Delta H(\dot{m}_{v,ci} - \dot{m}_{v,co}) = \dot{m}_{wh}c_{p,wh}(T_{ho} - T_{co}) \quad (18)$$

由水汽質量守恆可得室內空氣通過除濕輪減少的水汽與除濕輪脫附的水汽量相等：

$$\dot{m}_{v,ci} - \dot{m}_{v,co} = \dot{m}_{wh}(a_{co} - a_{ho}) \quad (19)$$

依吸附材的性能曲線得出在 T_{ho} 、 T_{co} 的吸附率為 a_{ho} 、 a_{co} ，其中， m_{wh} 、 T_{ho} 、 a_{ho} 可由上述能量守恆、質量守恆及吸附性能曲線三式得出值

上述過程得到每秒與脫附段空氣接觸之吸附材質量通率 m_{wh} ，除濕輪吸附材質量 M_{wh} ，除濕輪在吸附、脫附段溫度為 T_{co} 、 T_{ho} 以及該溫度下的吸附率 a_{co} 、 a_{ho} ，可由以上條件計算外氣通過除濕輪脫附段的性能分析得出。

(二) 外氣側

1. 外氣入口條件計算(stage IV)

給定外氣條件為溫度 T_{ab} ，相對濕度 RH_{ab} ，壓力 p_{ab} ，體積流率 Q_{hi} ，絕對濕度 w_{hi} 可同室內氣計算方式，由 T_{ab} 、 RH_{ab} 在壓力為 p_{ab} 的空氣濕度曲線所對應的絕對溼度而得出。

空氣體積流率為乾空氣與水汽體積流率的總和

$$Q_{hi} = Q_{a,h} + Q_{v,hi} \quad (20)$$

由絕對濕度定義可得

$$w_{hi} = \frac{\text{水汽質量}}{\text{乾空氣質量}} = \frac{\rho_v Q_{v,hi}}{\rho_a Q_{a,h}} \quad (21)$$

若得知 Q_{hi} 值，即可由上述兩式得出 $Q_{a,h}$ 、 $Q_{v,hi}$ 的值，並分別乘上乾空氣與水汽的密度求出質量流率

$$\dot{m}_{a,h} = \rho_a Q_{a,h} \quad (22)$$

$$\dot{m}_{v,hi} = \rho_v Q_{v,hi} \quad (23)$$

2. 室外氣至經加熱器後至除濕輪脫附段前(stage V)

加熱器加熱量 q_{heat} 為外氣進入加熱器前後溫度差與質量流率、比熱的乘積：

$$q_{heat} = \dot{m}_{a,h} c_{p,a} (T_{hi} - T_{ab}) + \dot{m}_{v,hi} c_{p,v} (T_{hi} - T_{ab}) \quad (24)$$

其中， $c_{p,a}$ 為乾空氣的比熱， $c_{p,v}$ 為水汽的比熱，以此求得加熱器加熱量。

上述過程得到外氣進入除濕輪吸附段的絕對濕度 w_{hi} 、乾空氣與水汽質量流率 $\dot{m}_{a,h}$ 、 $\dot{m}_{v,hi}$ ，由以上性質計算外氣流入除濕輪脫附段的空氣性質。

由質量守恆可知外氣流過脫附段增加的水汽與被吸附材脫附的水汽質量相等，即

$$\dot{m}_{v,ho} - \dot{m}_{v,hi} = \dot{m}_{wh}(a_{co} - a_{ho}) \quad (25)$$

由能量守恆得脫附過程中，外氣釋放的熱以及水汽被脫附釋放的熱總和與吸附材吸收的熱相等：

$$q_{de} = \dot{m}_{wh}C_{p,wh}(T_{ho} - T_{co}) = \dot{m}_{a,h}C_{p,a}(T_{hi} - T_{ho}) + \dot{m}_{v,hi}C_{p,v}(T_{hi} - T_{ho}) + \Delta H(\dot{m}_{v,ci} - \dot{m}_{v,co}) \quad (26)$$

其中 ΔH 為水汽被吸附材吸附時的吸附熱，上述能量守恆式僅外氣進入脫附段溫度 T_{hi} 未知，其他參數皆已取得，因此可得出 T_{hi} 的值，並據以計算加熱器的加熱量。

3. 除濕性能計算

除濕能可藉計算通過冷凍機與除濕輪前後的水汽質量流量的差，得出單位時間的吸附水量：

$$W_{de} = \dot{m}_{v,in} - \dot{m}_{v,ci} + \dot{m}_{v,ci} - \dot{m}_{v,co} = \dot{m}_{v,in} - \dot{m}_{v,co} = \dot{m}_{a,c}(w_{in} - w_{ci}) \quad (27)$$

參、主要發現與結論

前述計算過程以 EXCEL 製作成程式，假定各項入出口條件並計算穩態的除濕輪性能以及各項空氣性質，各項計算結果及結論敘述如下：

一、 改變外氣溫度、相對濕度，並與外氣加熱量比較

外氣經加熱後進入除濕脫附段加熱吸附材，圖 9 為外氣溫、濕度與加熱量關係。由圖可看出外氣相對濕度與加熱量關係不大，當外氣溫度越高，所需加熱的量越低。

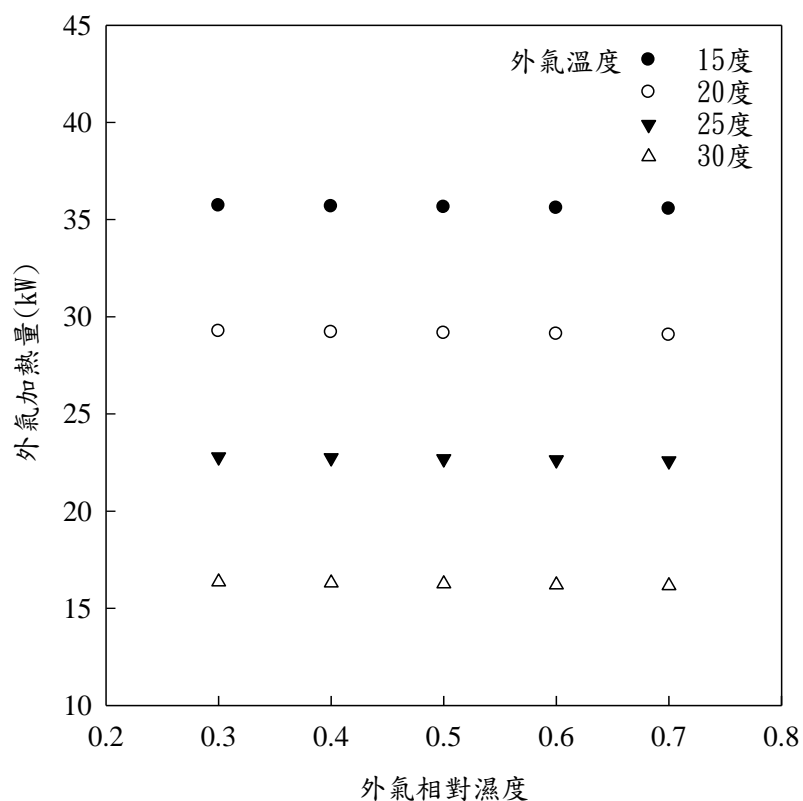


圖 9、外氣溫、濕度與加熱量關係

二、 改變室內要求溫度、相對濕度，並與外氣加熱量比較

圖 10 改變室內要求溫度、相對濕度，並與外氣加熱量比較，圖中可看出在不同室內要求溫度下，要求的相對濕度與外氣加熱量的關係，可發現同樣濕度下，要求溫度越高加熱量越大，而同樣溫度下，要求的相對溼度越低，需要更大的加熱量。

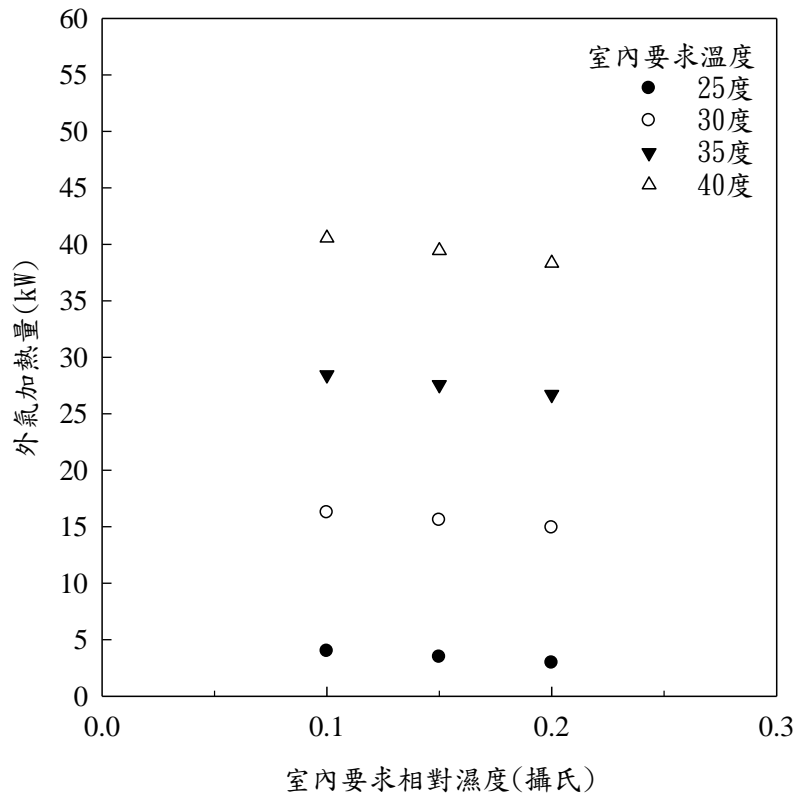


圖 10、改變室內要求溫度、相對濕度，並與外氣加熱量比較

三、 改變室內回流空氣溫度、相對濕度，並與外氣加熱量比較

圖 11 列出在不同回流空氣溫度下，回流空氣的相對濕度與外氣加熱量的關係，圖中可發現同樣濕度下，回流空氣溫度越高加熱量大致上越大，但在濕度 0.25 以上時，45°C 與 50°C 的加熱量不再上升，這是因為室內空氣回流至除濕輪前會先被冷卻至設定的溫度 (EXCEL 設定為 20 度)，由表一露點溫度的表可發現，溼度 0.25 以上時，45°C 與 50°C 露點溫度皆超過了 20°C，因此室內回流空氣在被冷卻的過程發生冷凝，導致進入除濕輪吸附段的空氣皆為 20°C 且相對濕度為 1，因此外氣加熱量並無明顯變化。

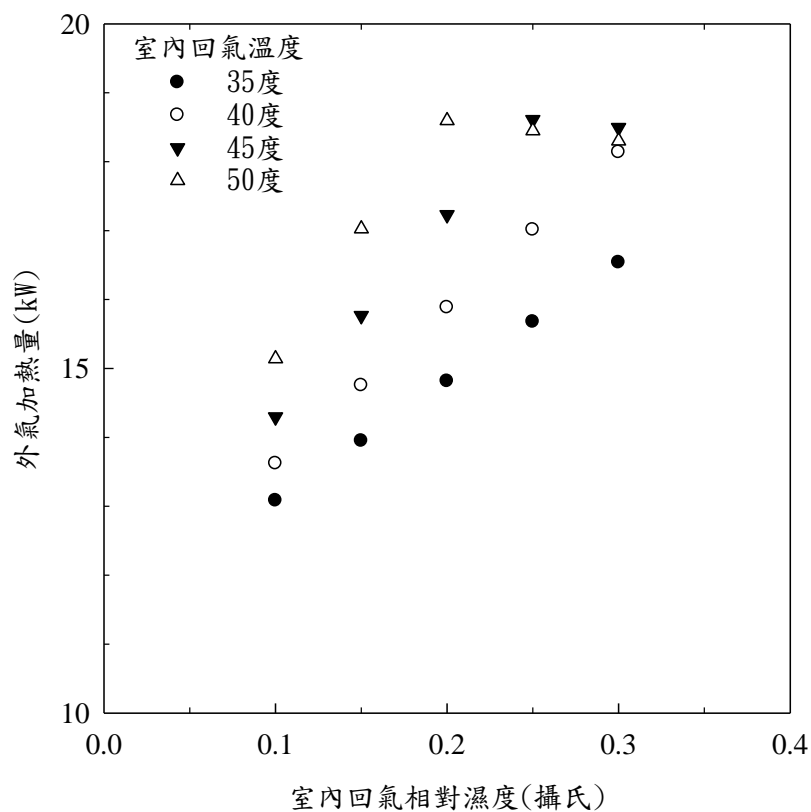


圖 11、不同回流空氣溫度及相對濕度與外氣加熱量的關係

表 1、空氣露點溫度(°C)

Temp. RH	45°C	50°C
0.1000	6.3078	10.0238
0.1500	12.3339	16.2371
0.2000	16.7931	20.8380
0.2500	20.3631	24.5232
0.3000	23.3552	27.6131

四、改變室內回流空氣溫度、相對濕度，與除濕輪、冷凍機與總除濕量比較

圖 12 至 14 分別為改變室內回氣的溫度、相對濕度，與相對應的除濕量比較，圖 12 為除濕量與室內回氣溫度及相對濕度關係，空氣回氣溫度越高，相對濕度越高，所需除濕量越大。圖 13 為室內回氣進入冷凍機所冷凝的水量與室內回氣溫度及相對濕度關係，在 40°C、50°C 的回氣在相對濕度升高時發生冷凝，導致水汽在冷凍機裡凝結。圖 14 為除濕所除去的水量與室內回氣溫度及相對濕度關係，在同樣溫度下，室內回汽若發生冷凝，除濕輪的除濕量便不再隨相對濕度增加而提升，這是由於進入除濕輪吸附段的室內回氣濕度與溫度均不再改變所導致。

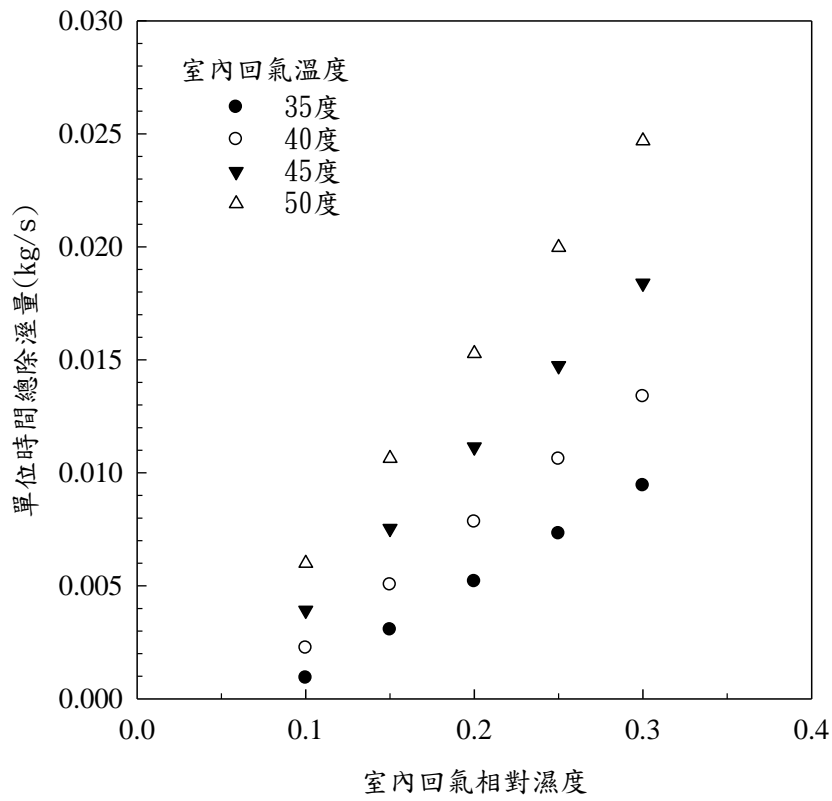


圖 12、除濕量與室內回氣溫度及相對濕度關係

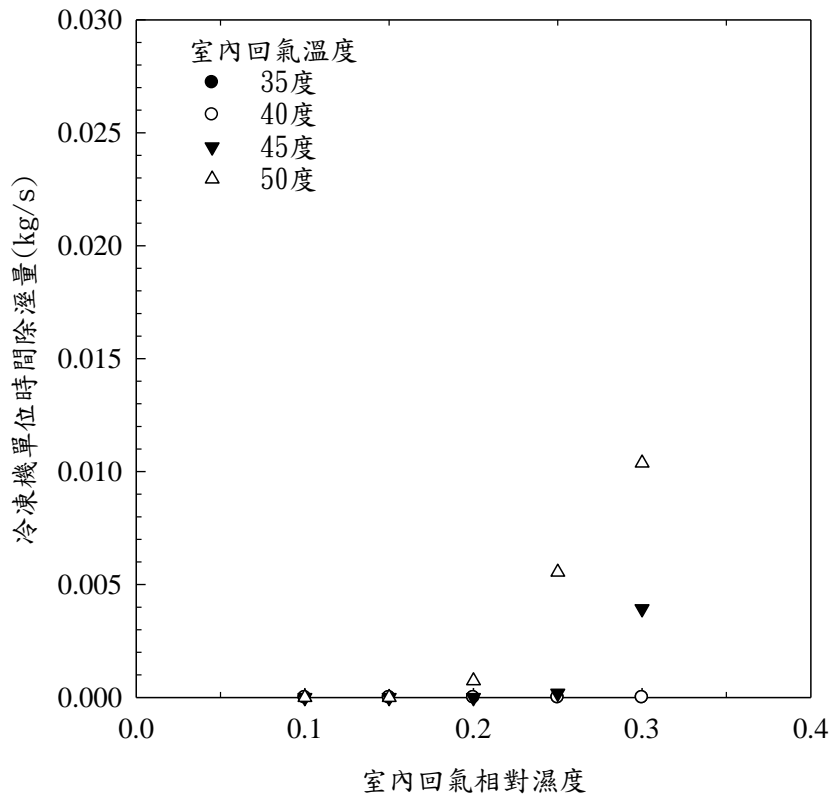


圖 13、冷凍機所冷凝的水量與室內回氣溫度及相對濕度關係

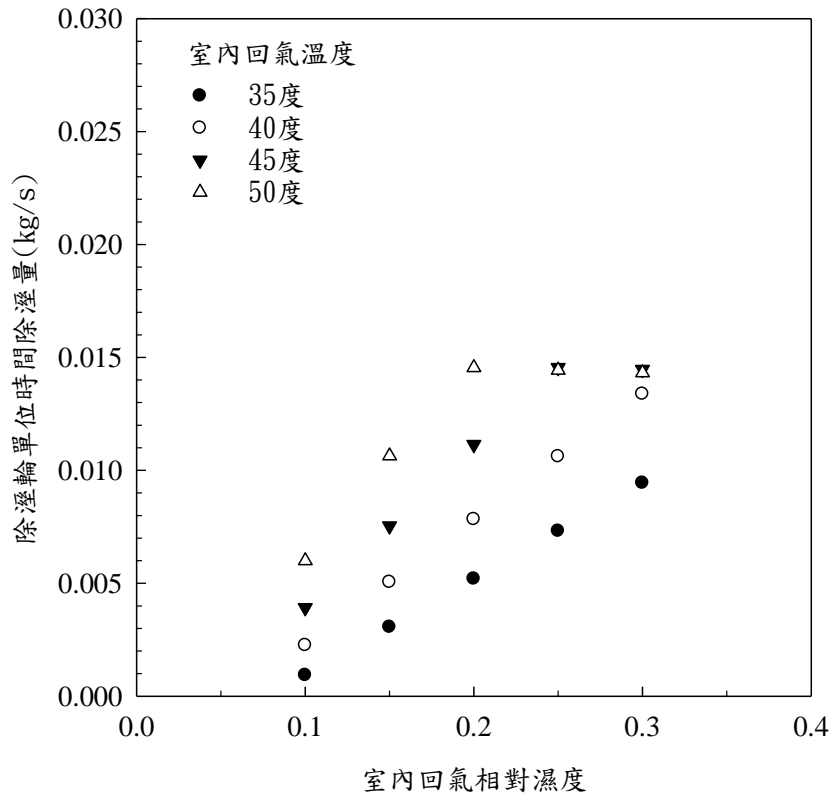


圖 14、除濕量與室內回氣溫度及相對濕度關係

肆、參考文獻

1. Sultan, M., El-Sharkawy, I. I., Miyazaki, T., Saha, B. B., & Koyama, S. (2015). An overview of solid desiccant dehumidification and air conditioning systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 46*, 16-29.
2. La, D., Dai, Y. J., Li, Y., Tang, Z. Y., Ge, T. S., & Wang, R. Z. (2013). An experimental investigation on the integration of two-stage dehumidification and regenerative evaporative cooling. *Applied energy, 102*, 1218-1228.
3. Tu, R., Liu, X. H., & Jiang, Y. (2014). Performance analysis of a two-stage desiccant cooling system. *Applied Energy, 113*, 1562-1574.
4. Tu, R., Liu, X. H., & Jiang, Y. (2013). Performance analysis of a new kind of heat pump-driven outdoor air processor using solid desiccant. *Renewable energy, 57*, 101-110.
5. La, D., Dai, Y., Li, Y., Ge, T., & Wang, R. (2011). Case study and theoretical analysis of a solar driven two-stage rotary desiccant cooling system assisted by vapor compression air-conditioning. *Solar energy, 85*(11), 2997-3009.