

高精密溫度控制之空調系統節能效益分析

許晉維¹、蔡宗達¹、劉清源¹、鍾炎慶¹、張瑞麒¹、周龍賓²、李銘謙²

¹ 國家同步輻射研究中心
E-mail : hsu.elvis@nsrrc.org.tw
E-mail : zdtsai@nsrrc.org.tw
E-mail : cyliu@nsrrc.org.tw
E-mail : ycchung@nsrrc.org.tw
E-mail : jcchang@nsrrc.org.tw
² 台灣熱流科技股份有限公司
E-mail : fluxtek@ms21.hinet.net

摘要

本文旨在研究循環熱回收以及旁通風門調節風量技術應用於高精密溫控空調系統之節能效益分析，以此降低高精密溫控空調系統之能源消耗。研究方法係將空調箱採用預冷(Precooling)與預熱(Reheating)盤管之循環熱回收(Run-Around Heat Recovery)，並在風管系統中增設回風旁通風門調節回風風量，探討系統的能源消耗、出風溫度變化趨勢等等，將所量測到之數據與原傳統之空調系統做比較與分析。實驗結果顯示，在 Run-Around 模式啟動後，冷卻盤管與再熱盤管之空氣出入溫差分別減少 4.6°C 與 3.3°C，同時冰熱水流量亦分別約減少 33% 與 63%，在維持出回風溫度 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 高精密溫控的條件不變下，節能效益達到約 53%。在旁通風門的研究結果顯示，若不考慮相對濕度對於環境的影響，該方法一樣可使出風溫度精準地控制在 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 以內；且整體節能成效約達 53%。在節能運轉模式的運轉下，熱水系統的耗能完全節省，故整體的能源消耗比起傳統的空調系統節省約 78.7%。

關鍵字詞：精密溫控、節能、空調系統

1. 前言

加速器是一座非常高精密的設施，所以熱效應對於加速器的影響十分敏感，故儲存環館的環境溫度控制就顯得十分的重要。為了實現高精密溫度($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)的控制，J.C. Chang 等人[1]提出了加速器 1/24 段儲存環隧道區之空間熱流模擬與實驗量測分析；結果顯示，在 1/24 段儲存環隧道模擬區，可以維持環境溫度變動在 $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ 的範圍內長達 10 個小時；熱流模擬結果則可作為日後設計空調系統之參考依據。Z. D. Tsai[2] 等人提出了 Run-Around Heat Recovery 應用於空調箱來節能，並設計精密溫度控制手段來達到溫度控制的目的，結果顯示，溫度控制可以達到 $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ 的範圍內，並且節能效益達 30%。K.J. Chua[4] 等人提出冰水流量控制、旁通空氣控制、變風量控制、Run-Around Coil 循環控制來達到空間之濕度控

制，研究結果顯示，利用空氣側的控制方法，也就是旁通空氣與變風量控制下，呈現較高的通風率，而使得空間的相對濕度上升。而水側的控制策略則有效的降低空間部分負荷下的相對濕度。J.M Tsao[5] 等人提出高科技製造廠潔淨室之外氣空調箱節能策略分析，該研究提出八種外氣空調箱之運作模式來相互比較能源消耗情形，八種運作模式分別為，單溫(5°C)冰水系統、雙溫($5^{\circ}\text{C}, 9^{\circ}\text{C}$)冰水系統、單溫冰水系統搭配遞迴式盤管(Run-Around Coil)、雙溫冰水系統搭配遞迴式盤管、單溫冰水搭配熱管(Heat Pipe)系統、雙溫冰水搭配熱管系統、乾盤管冷卻水(DCCW)的回水預冷再熱系統以及冷卻盤管串聯式系統。研究結果顯示，外氣空調箱使用乾盤管冷卻水的回水預冷再熱系統，以及直接加濕的方式最可達最佳的節能效果。在成本分析部分，直接霧化加濕、

蒸汽加濕以及兩相流增濕分別比直接水加濕分別增加1.3%, 4%以及5.6%的成本支出。本文延續之前的研究, 旨在深入探討循環熱回收以及旁通風門調節風量技術應用於高精密溫控空調系統之節能效益分析, 方法係將空調箱採用預冷(Precooling)與預熱(Reheating)盤管之循環熱回收(Run-Around Heat Recovery), 並在風管系統中增設回風旁通風門調節回風風量, 探討系統的能源消耗、環境溫度變化趨勢等等, 將所量測到之數據與原傳統之空調系統做比較與分析。

2. 實驗系統

空調系統由預冷盤管、冷卻盤管、預熱盤管、再熱盤管、直結後傾式離心風機、熱回收密閉循環泵浦(Liquid Circulating Pump)以及水管系統相關控制閥件與風管系統相關電動風門組合而成。圖1則為高精密溫度控制之空調系統流程圖。利用冷卻與再熱熱交換器的出風溫度來回授控制二通冰熱水閥的開度, 以及利用空調箱出風溫度來回授控制回風旁通電動風門之開度。藉此控制手段來達到精密溫控與能省冰熱水流量之功效。

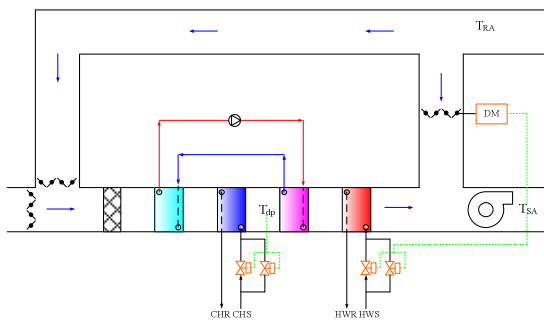


圖 1. 高精密溫度控制之空調系統流程圖

2.1 預冷預熱循環熱回收系統

一般循環空調箱為了達到除濕的目的, 經過的第一道冷盤管時必須設計非常低溫的露點溫度使空氣中的水氣凝結, 來達到除濕的功效。此時出風溫度會變得十分濕冷, 因此必須再利用第二道的熱水盤管將空氣溫度加溫至送風條件所需求的溫濕度, 這樣的一冷一熱的熱交換, 對於

空氣調節過程來說是雙重能源的浪費。因此盤管之循環熱回收(Run-Around Heat Recovery)的概念是在空調箱再增加兩道盤管。如圖2所示, 由左至右的熱交換器分別為預冷熱交換器、冷卻熱交換器、預熱熱交換器、再熱熱交換器。空氣通過預冷熱交換器時先將空氣初步的降溫, 此舉可以降低冷卻熱交換器的負荷, 經過冷卻熱交換器後空氣變得又濕又冷, 此時在經由預熱盤管將空氣預先加熱, 減少再熱之負載容量。在這循環當中只需要將預冷預熱熱交換器連接起來, 並在適當中架設一個小馬力的泵浦, 負責預冷與預熱熱交換器中循環水流動所需之動力, 經由這兩組熱交換器循環水溫的變化所節省下來的熱源, 可以大大降低原先冰水與熱水的使用量, 進而達到節目的目的。圖2所表示的狀態1為進入預冷盤管前的溫度, 也就是空調系統的回風溫度。狀態2表示經過預冷盤管後空氣初步降溫的溫度。狀態3為空氣經由冷卻盤管後溫度大幅度下降的情況。狀態4則表示從預冷盤管所循環回來的水進入到預熱盤管, 與通過冷卻盤管的低溫高濕空氣做熱交換後該區域空氣溫度之狀態。狀態5則表示空氣經過再熱盤管加溫後之狀態。圖3則利用空氣線圖來表示空氣調節過程。1→2為空氣預冷降溫過程, 2→3為空氣降溫結露過程, 3→4為冷空氣預熱回溫除濕過程, 4→5為空氣再熱除濕過程。

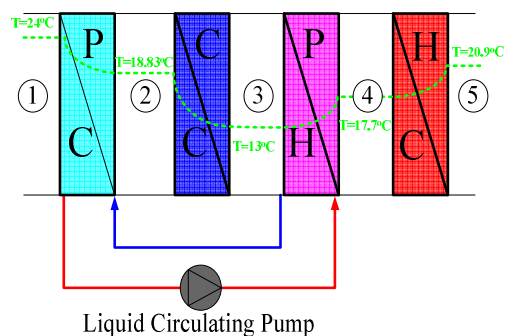


圖 2. 空調預冷預熱盤管循環示意圖

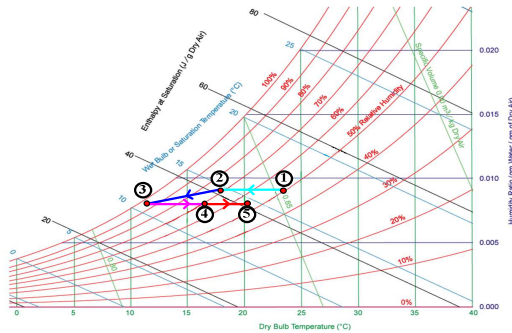


圖 3 循環熱回收系統空氣調節流程圖

2.2 空調回風旁通熱回收系統

本研究在風管系統中將回風風管增設旁通風門，將部分回風風量旁通至再熱盤管出口，旨在利用回風溫度高於送風溫度，以及回風相度濕度略低於出風溫濕度之特性，將送風溫度加溫與減濕，降低再熱盤管之增溫負荷。圖 4 則表示空調回風旁通熱回收系統示意圖；圖中 m_1 表示回風旁通風量， m_2 則表示經過空調箱各個熱交換器之回風風量， m_3 則表示空調系統之總送風量。旁通風門之控制手段係利用出風溫度作為控制器回授參考點，若出風溫度高於設定點，則旁通風門則逐步關小，反之，若出風溫度低於設定溫度，則旁通風門則逐步開大，藉此控制策略來精密控制出風溫度。

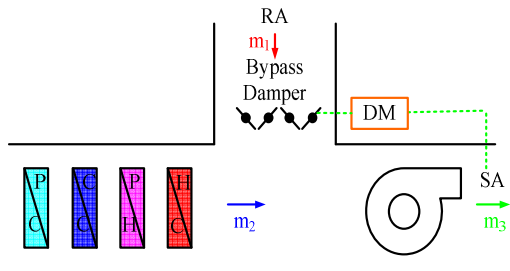


圖 4 空調回風旁通熱回收系統示意圖

2.3 能量方程式

根據熱力學開放系統第一定律可知，熱交換器的熱流率係由流經熱交換器的水流量、流經熱交換器之流體比熱以及熱交換器出入口溫差相乘而得，水側之能量方程式如公式(1)所示，其中 \dot{Q}_w 為熱交換器之熱流率(kJ/s)， \dot{m}_w 為水的質量流率(kg/s)， C_p 為水的定壓比熱，水之定壓比熱定義為 $4.186(\text{kJ}/\text{kg}^\circ\text{C})$ ， t_{out} 表示熱交換器出水溫度($^\circ\text{C}$)， t_{in} 表示熱交換器入水溫度($^\circ\text{C}$)。

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w \times C_p \times (t_{out} - t_{in}) \quad (1)$$

若應用於空氣側的計算，則熱交換器之顯熱(Sensible Heat)熱流率可表示為流經熱交換器之空氣流量、空氣之定壓比熱以及空氣流經熱交換器前後之溫差相乘。該能量方程式如公式(2)所示。其中 \dot{Q}_s 為熱交換器之熱流率(kJ/s)， \dot{v} 為空氣之體積流率(m^3/s)， v 表示空氣在該狀態下之比重(m^3/kg)， C_p 為空氣的定壓比熱，空氣之定壓比熱則定義為 $1.004(\text{kJ}/\text{kg}^\circ\text{C})$ ， t_{RA} 表示空調箱回風溫度($^\circ\text{C}$)， t_{SA} 表示空調箱出風溫度($^\circ\text{C}$)。

$$\dot{Q}_s = \frac{\dot{v}}{v} \times C_p \times (t_{RA} - t_{SA}) \quad (2)$$

本文採用預冷與預熱盤管之循環熱回收最主要之目的就是降低冰水以及熱水之供應量，冰熱水流量的量測可利用平衡閥之前後端壓差以及該閥件之流量係數(Kv)兩者相乘，計算求出水流經熱交換器之流量。將求得之流量帶入公式(1)計算出熱交換器之熱流率，藉此可評估 Run-Around 模式之節能效益。流量計算方程式如下公式(3)，其中 \dot{Q} 為流經熱交換器之水流量(LPM)， K_v 則表示流量係數， ΔP 表示平衡閥前後之壓差(kgf/cm^2)。

$$\dot{Q} = K_v \times \sqrt{\Delta P} \quad (3)$$

3. 結果與討論

首先討論傳統的空調系統其降溫除濕過程；空調回風空氣經過冷卻盤管將空氣中水氣凝結，使得空氣絕對濕度降低，相對濕度達到接近飽和狀態，接著利用再熱盤管使空氣中的相對濕度下降到所需求的濕度。圖 5 則顯示冷卻與加热的過程中溫度梯度與熱交換器之能源消耗示意圖。在固定的風量下，圖中藍色區塊表示空氣流經冷卻盤管所需冷卻之負荷；粉紅色區塊則表示空氣流經再熱盤管所需之加熱負荷。圖中可以明顯看出，為了將空氣除濕而必須將溫度冷卻至露點溫度以下，再利用加熱盤管將溫度回升，這冷卻與加熱一來一往之間造成了許多能源的浪費。

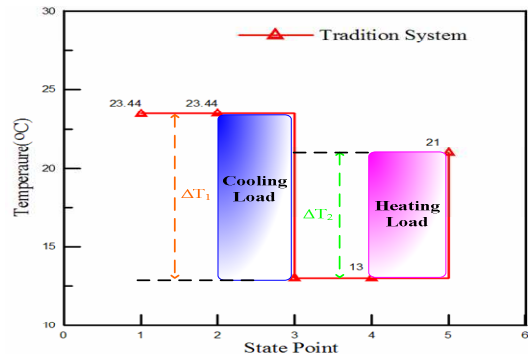


圖 5. 傳統空調系統能源消耗示意圖

接著討論 Run-Around 模式啟動後，空調系統可達到的節能效益。首先，啟動預冷與預熱盤管之間的循環泵浦，在 Run-Around 模式穩定運轉後，量測各熱交換盤管出口之溫度，因空氣預先經過預冷以及預熱盤管的關係，所以在經過冷卻盤管以及再熱盤管時，空氣已經預先冷卻與加熱；在此模式運轉下，冷卻盤管與再熱盤管之空氣出入溫差已經分別減少 4.6°C 與 3.3°C。圖 6 表示啟動 Run-Around 模式後，空調箱內各熱交換器出口之溫度梯度；圖中藍色區塊表示空氣流經冷卻盤管所需冷卻之負荷，粉紅色區塊則表示，空氣流經再熱盤管所需之加熱負荷。綠色區塊就是在固定的風量下與未啟動 Run-Around 模式比較所節省下來的能源。

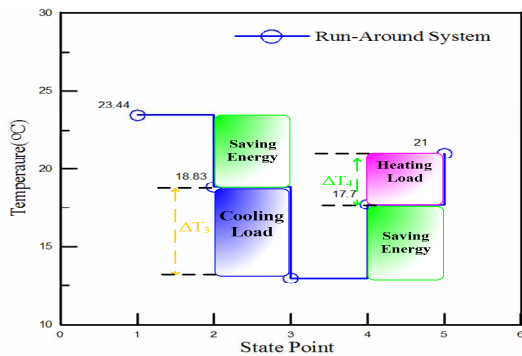


圖 6. Run-Around 運轉模式能源消耗示意圖

圖 7 表示在空調系統穩定運轉的情況下，在 Run-Around 模式啟動的前後，冰熱水流量變化之趨勢。由圖中可以明顯看出在 Run-Around 泵浦沒有運作的情況下，冰熱水流量分別平均約為 120LPM 與 95LPM，在循環泵浦開始啟動運轉後冰熱水流量逐漸下降至約 80LPM 與 35LPM，由圖 6 之實驗結果可知，冷卻盤管與再熱盤管之空氣出入溫差已經分別減少 4.6°C 與 3.3°C 的情況下，此時冰熱水流量亦分別約減少 33% 與 63%。總結圖 5~圖 7 之研究成果，在 Run-Around 模式啟動的情況下，循環泵浦的能源消耗約增加整體水系統能耗 3% 左右。但冷卻盤管與再熱盤管之能源消耗減少約 53%。由此研究結果可知，在系統啟動 Run-Around 模式後，可達到相當可觀的節能成效。在後續的研究中，循環泵浦還可以加大流量下，以期許達到更大省能目的。在精密溫控的需求下，水系統必須預留部分的負載使用精密的控制閥來進行微調的工作；此時，若使用可變流量的循環泵浦，則可根據負荷變化情形，來達到改變密閉循環水量，達到節能之成效。

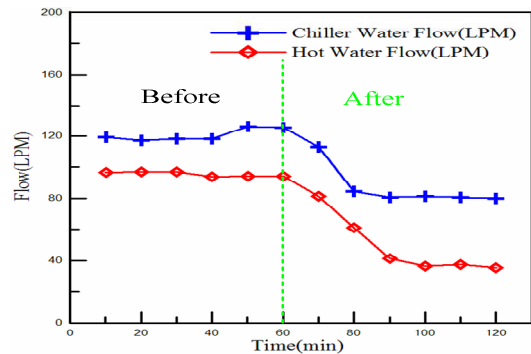


圖 7. Run-Around 啟動前後冰熱水流量變化

圖 8 顯示空調系統之出風溫度與相對濕度變化情形，由圖中可以看出在 Run-Around 模式啟動下，在節省冰熱水流量 33% 與 63% 的情況下，出風溫度依然可以維持在 $21 \pm 0.1^\circ\text{C}$ 以內，甚至可以達到 $\pm 0.05^\circ\text{C}$ 更精密的溫度控制。空調出風濕度則可大約維持在 50~53% 之間。由此實驗結果顯示，在利用較少的冰水量以及熱水量，一樣可以達到精密恆溫恆濕空調系統之功效。由此一來，在達到節能減碳目的之外，亦可以使加速器相關的儀器與控制元件不受環境溫度與濕度的影響正常運作，進而確保同步加速器正常運轉。

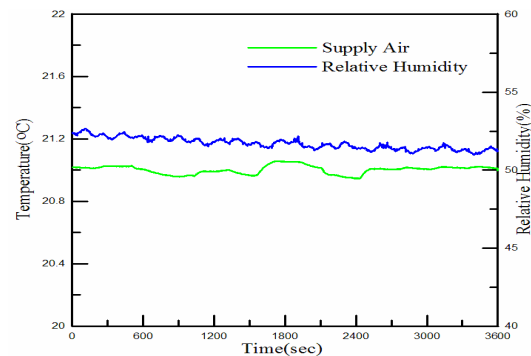


圖 8. Run-Around 模式之高精密溫控趨勢

在不啟動 Run-Around 模式以及關閉熱水閥的情形下，單獨討論旁通風門的開啟對於系統耗能的影響。圖 9 表示利用回風溫度取代再熱盤管之能源消耗示意圖，其方法就是將部分回風風量旁通至再熱盤管出口，利用回風溫度高於送風溫度，以及回風相對濕度略低於出風相對濕度之特性，將送風溫度加熱及減濕。圖中之溫度梯度顯示空調回風溫度經由冷卻盤管先將空氣冷卻至露點溫度，因熱水閥關閉的緣故，故空氣經過再熱盤管時沒有溫升，此時利用回風溫度再將空氣加熱及減濕，亦可達到設定的出風溫度，且完全省下再熱盤管之能源消耗；冰水盤管能源消耗部分，則較傳統系統減少約 15.6% 的能耗；因為回風量被旁通至出風口的關係，所以經過冷卻盤管

所需要降溫的風量也隨之下降，所需冷卻的空氣量減少，消耗的能源也自然而然地減少；此模式運轉下，沒有再熱盤管的能源消耗的關係，整體節能成效約達 53%。

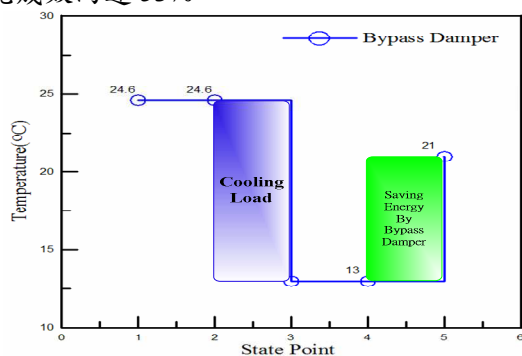


圖 9. 回風旁通風門啟動後能源消耗示意圖

圖 10 顯示三種空調系統運轉模式之下，空調相對濕度之變化情形，以及系統運轉在旁通風門模式下，送風溫度變化情形。圖中綠色曲線表示系統運轉在旁通風門模式下，空調系統之出風溫度均可以精準的控制 $21\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 以內。在空調的相對濕度變化方面，圖中紫色的曲線表示空調系統旁通風門模式下系統的相對濕度變化情形，在旁通風門模式下，空調出風口相對濕度約在 61~62%左右。黑色的曲線與藍色的曲線分別表示空調系統在傳統的運轉模式以及 Run-Around 的運轉模式下，空調出風口之相對濕度，此兩種運轉模式下的相對濕度約在 51~53%左右。由此實驗結果可知，在旁通風門的運轉模式下，其相對濕度皆多於其他兩種空調運轉模式 10%左右，造成此現象的原因係因為利用回風溫度來加溫出風溫度以及減少相對濕度，會因回風空氣的狀態不同而有所改變，且其除濕效果會低於再熱盤管；但可以確定的是，旁通風門模式運轉下，若不考慮相對濕度對於環境的影響或只有機器散熱的顯熱變化環境下，更可以省下再熱盤管以及 Run-Around 循環泵浦之能源消耗。

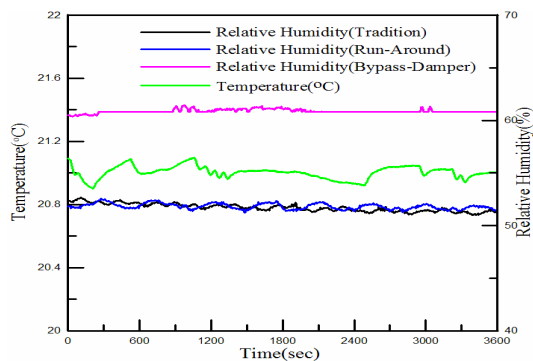


圖 10 旁通風門模式對出風溫濕度之影響

由圖 11 的研究結果顯示，在同時啟動 Run-Around 模式與旁通風門模式的情況下，對於節省空調過程中所產生的能源消耗，有著十分顯著的成效。圖 11 表示將 Run-Around 模式與旁通風門模式同時啟動之能源消耗示意圖；圖中之溫度梯度顯示空調回風溫度經由預冷盤管先將空氣預冷降溫，減少冷卻盤管之負荷，接著空氣經過冷卻盤管降溫後，再經過預熱盤管使溫度初步回升，此時再利用回風溫度將空氣加溫，亦可達到設定的出風溫度，且可完全省下再熱盤管之能源消耗；圖中只有藍色區塊是利用到冰水來冷卻空調負荷，淡藍色區塊與綠色區塊則是採用 Run-Around 模式下所節省下來之能源，黃色區塊則是採用回風再熱的方式節省下來的能源。在此節能模式的運轉下，熱水系統的耗能完全節省，冰水系統係因為處理的風量減少，且預冷盤管有效地將溫度預先冷卻；故整體的能源消耗比起傳統的空調系統節省約 78.7%。此研究成果證明本文所提出的兩種節能手法均可有效的達到節能之功效。

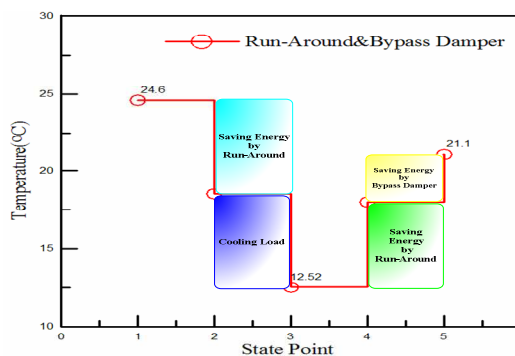


圖 11 旁通風門模式啟動後能源消耗示意圖

圖 12 顯示一般空調系統操控模式以及同時啟動 Run-Around 模式與旁通風門模式之下，空調系統之送風溫濕度變化情形。圖中藍色曲線表示空調系統出風溫度，由實驗結果可以看出空調系統之出風溫度在節能(Run-Around+旁通風門)運轉的模式下，可精準的控制 $21\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 以內。空調相對濕度變化方面，綠色的曲線表示空調系統在一般模式運轉下出風相對濕度變化情形，該模式運轉下空調出風口相對濕度約在 51~53%左右。橘色的曲線表示空調系統在節能模式運轉下，出風相對濕度變化情形，節能模式運轉下空調出風口相對濕度約在 46~48%左右。

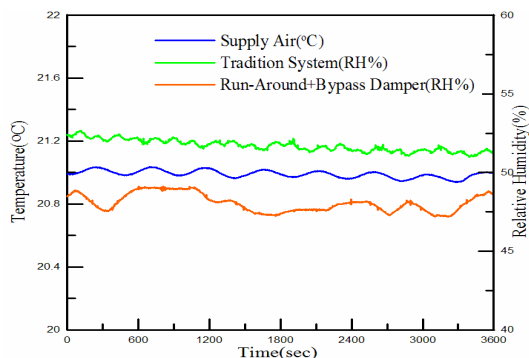


圖 12 節能運轉模式對出風溫濕度之影響

因實驗系統與其他中央空調冰、熱水系統二次側相連通，若只有實驗系統架設電力分析儀量測其耗電量，在其他空調系統的影響下，無法真實的反映實驗系統之真正的耗電量。故冰水系統消耗功率係以 0.6kW/RT 為基準，熱水系統係以 0.53kW/RT 作為基準；利用此基準來計算實驗系統各運轉模式之節能率。圖 13 顯示本實驗系統在各個運轉模式下，冰水系統與熱水系統消耗功率之比較。藍色曲線表示冰水系統在各個運轉模式下之消耗功率，紅色曲線表示熱水系統在各個運轉模式下之消耗功率。圖中可以明顯看出冰水系統在傳統模式運轉下消耗功率最大，其次則是在旁通風門的運轉模式，在 Run-Around 模式以及節能模式下，冰水系統的消耗功率差異不大。在熱水系統的消耗功率方面，一樣是傳統模式運轉下最為耗電，其次為 Run-Around 運轉模式，旁通風門模式以及節能運轉模式皆沒有啟動熱水閥，故在此兩種運轉模式下，熱水系統之消耗功率可完全省略。在旁通風門的運轉模式下，雖然其冰水消耗功率只較傳統模式低，但該模式運轉下可完全節省熱水之消耗功率，在一來一往之間，旁通風門運轉模式之節能效率亦相當可觀。

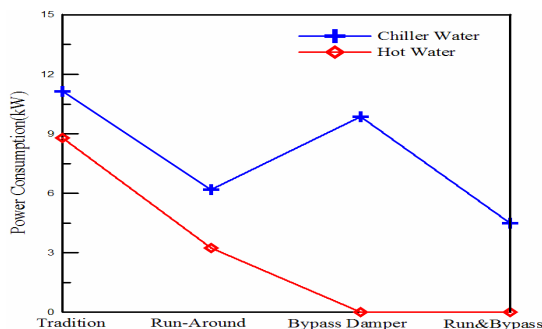


圖 13 各運轉模式之消耗功率比較圖

4. 結論

本文旨在研究循環熱回收以及旁通風門調節風量技術應用於高精度溫控空調系統之節能

效益分析，以此降低高精度溫控空調系統之能源消耗，實驗結果顯示，在 Run-Around 模式啟動後，冷卻盤管與再熱盤管之空氣出入溫差分別減少 4.6 °C 與 3.3 °C，同時冰熱水流量亦分別約減少 33% 與 63%，在維持出回風溫度 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 高精度溫控的條件不變下，節能效益達到約 53%。在旁通風門的研究結果顯示，若不考慮相對濕度對於環境的影響，該方法一樣可使出回風溫度精準地控制在 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 以內；且可以再省下再熱盤管以及 Run-Around 循環泵浦之能源消耗，整體節能成效約達 53%。在節能運轉模式的運轉下，熱水系統的耗能完全節省，故整體的能源消耗比起傳統的空調系統節省約 78.7%。

5. 誌謝

本研究為增能環儀控區精密溫控暨節能空調改善計畫，由於國家同步輻射研究中心的支持，使本計畫得以順利進行，特此致上感謝之意。

6. 參考文獻

1. J. C. Chang, Z. D. Tsai, C. Y. Liu, Y. C. Chung and J. R. Chen " Numerical Simulation and Mockup Experimental Measurement of the Air Conditioning System for the 3GeV TPS Electron Storage Ring" MEDSI 2010, Oxford, UK, July 11-14, 2010.
2. Z. D. Tsai, W. S. Chan, J. C. Chang, C. S. Chen, Y. C. Chung, C. W. Hsu, C. Y. Liu " The Strategy Between High Precision Temperature Control and Energy Saving for Air-Conditioning System " Proceedings of IPAC2012, New Orleans, Louisiana, USA
3. Trane Company, "Trane Air-Conditioning Manual", McGill/Jensen Publishing Inc. USA 1993.
4. K.J. Chua, S. K. Chou and J. C. Ho, "A model to study the effects of different control strategies on space humidity during part-load conditions," Building and Environment Vol. 43, pp. 2074-2089, 2008.
5. Jhy-Ming Tsao, Shih-Cheng Hu, Tengfang Xu and David Y.L. Chan "Capturing energy-saving opportunities in make-up air systems for cleanrooms of high-technology fabrication plant in subtropical climate," Energy and Buildings Vol. 42, pp. 2005-2013, 2010.