

空調空氣系統節能技術手冊

中華民國 100 年 12 月

經濟部能源局 指導

財團法人
台灣綠色生產力基金會 編印

目 錄

壹、 前言	3
貳、 背景	4
參、 中央空調系統與空氣系統	5
3.1 中央空調系統之運作	5
3.2 空調空氣系統類型	8
肆、 中央空調系統耗能原因與節能機會	15
4.1 中央空調系統耗能原因	15
4.2 中央空調系統之節能機會	16
伍、 空氣系統節能措施	18
5.1 空氣側節能技術	18
5.2 降低空調負載	34
5.3 減少搬運動力(transfer power)	37
陸、 VAV 可變風量系統設計	38
6.1 VAV 應用技術與效益	39
6.2 可變送風量(VAV)潛在問題-室內空氣品質(IAQ)與熱舒適度(Thermal Comfort)	50
柒、 冷能/熱能回收(heat recovery)	56
7.1 冷能回收應用技術	56
7.2 冷能回收設備	59
7.3 冷能回收設備之安裝與應用	63
捌、 節能案例分析與說明	66
玖、 結語	82
壹拾、 編後語	83
壹拾壹、 參考文獻	84

壹、前言

台灣地區地狹人稠，資源缺乏，絕大多數能源仰賴進口供應，比例高達 99.39%。現今台灣正朝向加入 WTO 及「綠色矽島」的目標努力邁進之際，需面對國內工商持續成長、能源需求日增、國際原油價格的動盪、夏季限電及因應地球溫室效應日趨嚴重等問題。為解決以上能源需求及地球溫室效應的問題，國際間以積極推動節約能源為一致共識。

依全國能源會議結論，為推動節約能源政策，透過節能技術手冊有關空調空氣側節能題目的彙編，將產生此節能技術知識記錄、傳承及散播的實體貢獻。針對一般大型建築物的耗能比例，統計用電流向發現空調占 45%，照明及插座占 35%，動力及其他占 20%，故空調照明列為主要改善項目，電力方面則次之。其中空調系統空氣側耗能約占整體空調 27%，但經由使用端的節能改善將反應至主機側的節能，若產生 6% 以上的節能效益，對於整體空調耗能的降低產生一定的影響。並藉此加強節約能源教育宣導，落實全民節約能源共識，以提昇能源使用效率，減少能源費用支出，提升整體國家競爭力。

由公部門與學校業節能現場輔導時，了解各能源管理者急需節約能源實際改善經驗、技術及未來方向的參考資料，乃委請國內節約能源推廣上有專精的專家學者，台北科技大學能源與冷凍空調系柯明村教授，協助執筆及蒐集實際有關的節能空調系統多方面的經驗及技術資料，配合綠基會歷年的省能技術服務資料彙編成冊，提供政府機關及各界參考，而遺誤掛漏，必所難免，尚請學者先進，賜予指正為禱。

貳、背景

空調系統之節約能源從早期不影響人員舒適度之條件，一直到現在應有適度犧牲舒適度之環境責任，若能在不影響空調設備運轉壽命下，降低空調系統用電，不但可減少空調用戶電費的支出，並可有效降低二氧化碳排放，減緩溫室效應。

產品的精緻化及機台產量的增加，不僅是需要空調來排除機台熱負載，對廠內空氣溫濕度的要求更是愈來愈嚴格，造成空調負載及空調用電的增加。而空調使用方式已數十年，在今日電子工業一日千里之進步發展下顯得一成不變而效率不彰，其運轉能源效率比實有待進一步提升，如目前最熱門的 IC 產業，根據調查，在同一廠房面積下，潔淨度每升高一級（如由 100 級升為 10 級）其空調耗電量約增加三倍，國內空調使用率已高達 90% 左右，夏季時空調用電量占總用電量之 30%，於尖峰時段甚至高達 41%~45%，而且空調負載每年仍以 15% 迅速成長。而國內尖峰用電量居高不下，顯示空調系統之耗電持續成長，有關空調系統之節約能源是必須持續進行之任務，因此，若能在不影響空調品質的情況下，減少空調耗電量，即可達到空調節能的目標。既有系統能源使用之改善才是真正具有立竿見影之效，亦能立刻顯現節約能源宣導與落實之實績，根據研究指出，在既有之中央空調系統中可節能之空間非常大，若做系統整體之改善，平均可節省 60% 左右之電力。故若能在不影響空調品質的情況下，減少空調耗電量，即可達到空調節能的目標。

而本手冊因此將針對空調系統之「空氣系統」的運作、以及其節約能源設計與運轉的機會，做詳細而深入的探討，以期讓節約能源措施更能落實於「空氣系統」的設計、操作、運轉與維護之中，讓中央空調系統發揮更大的節能效益。

參、中央空調系統與空氣系統

3.1 中央空調系統之運作

中央空調系統主要利用空氣對水及水對冷媒之熱交換進行能量搬運操作，就架構上可分成冷媒系統、水系統及空氣側系統來討論。簡單而言，中央空調主要利用空氣與水作為熱傳介質，不斷地從空調過程或由空調區域中搬運熱量，利用水泵浦加壓使冰水經由冰水主機蒸發器降溫處理後，循冰水管路輸送至負載側終端裝置，負載終端等設備設置於空調區域或空調處理過程中，如室內送風機(Fan-Coil Unit, FCU)或空調箱(Air Handling Unit, AHU)以及各式的熱交換(Heat Exchanger)設備等，則與空氣或者其它冷媒進行熱交換後，回流至冰水主機持續進行製冷循環。中央空調系統可以說是一連串驅動流體流動的動件(如泵、風車及壓縮機)、各種型式的熱交換器(如冷卻除濕盤管、蒸發器、冷凝器、及散熱材)及連接各種裝置的「管路」(如風管、水管及冷媒管)所組合而成的。正如下圖 3.1 所示，中央空調系統可分為下列五個循環：

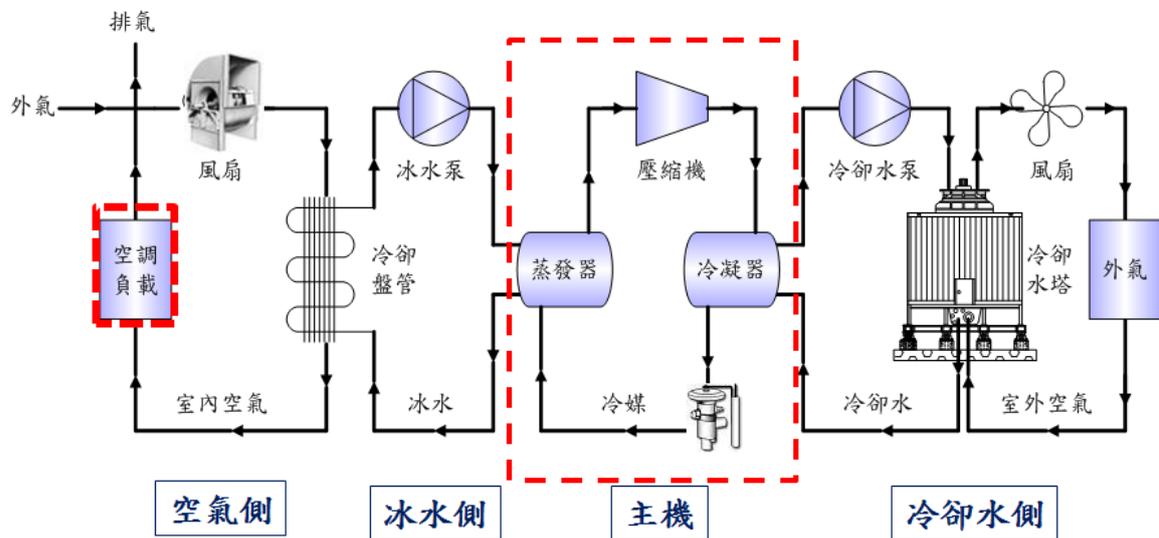


圖 3.1 中央空調系統流程示意圖【14】

在互連環的愈上游(亦即愈靠近空調負載端)做節能工作則每一循環所節省下來的效益也就愈大，亦即整個系統之省能效益會是因多重節能而愈大。避免空調系統太多的過大設計。過大的設計不但業主需花費較多的初設成本，同時空調系

統長期處於低負載運轉，效率也差，必須付出較多的運轉成本。只要能針對負載的變化調整各動件之運轉模式及部分設備更換成符合系統負載特性之高效率設備即可節省大量的電費支出【12】。以下就各循環予以進一步說明：

一、室內空氣循環

空調區中因為人員、設備、外氣及太陽等所產生的熱負載，以傳導、對流、或是輻射等方式傳至空氣中，使室內空氣溫濕度上升(亦即增加空調負載)。由於風車的驅動，室內空氣被載到冷卻盤管與冰水做熱交換(冷卻除濕過程)，再回到空調區間吸收人員、設備、外氣及太陽等所產生空調負荷，而完成循環。

二、冰水循環

空氣中之熱負載經過冷卻盤管時以傳導及對流等方式傳至冰水中，造成由蒸發器出來的低溫冰水溫度上升。由於冰水泵的驅動，冰水經由冰水管被載到蒸發器中與低壓冷媒做熱交換(冷卻過程)，變成低溫冰水後，再回到冷卻盤管吸收空氣熱負載，而完成循環。

三、冷媒循環

冰水中之熱負載經過蒸發器時以傳導及對流等方式傳至冷媒中，造成由降壓裝置(如膨脹閥、限流孔及毛細管等)出來的低壓低溫液態蒸發成為氣態(蒸發過程)。由於壓縮機的驅動及壓縮，低壓低溫氣態冷媒變成高壓高溫氣態冷媒，再經由壓縮機吐出管被載到冷凝器中與冷卻水做熱交換(冷凝過程)而成為高壓中溫氣態冷媒，然後經由降壓裝置變成低壓低溫液態，再回到蒸發器吸收冰水之熱負載，而完成循環。

四、冷卻水循環

冷媒中之熱負載經過冷凝器時以傳導及對流等方式傳至冷卻水中，造成由冷凝器出來的冷卻水溫度上升。由於冷卻水泵的驅動，冷卻水經由冷卻水管被載到冷卻水塔中之散熱材中與流經散熱材之空氣做熱交換(冷卻過程)而降溫後，再回到冷凝器吸收冷媒熱負載，而完成循環。

五、室外空氣散熱循環

冷卻水中之熱負載經過散熱材時以傳導及對流等方式傳至經由導風板進入散熱材之外氣(此時冷卻水與外氣是以蒸發冷卻進行熱交換，包括了熱傳與質傳)，造成經由導風板進入散熱材之室外空氣溫濕度上升。由於冷卻風車的驅動，使高溫高濕之室外空氣被載到冷卻水塔以外之空間與周圍之外氣混合，而將熱負載排至大氣(排熱過程)，而完成循環。

3.2 空調空氣系統類型

而在空氣系統方面，主要利用風機提供空氣動力，將空氣藉由盤管等設備進行空氣調節後送至現場，再藉由回風的方式，使空氣流回風機而完成空氣的循環，依送風系統設計的不同可分為室內送風機組及空調箱。室內送風機組依架設的方式可分為落地式、落地隱藏式、吊掛式及吊掛隱藏式等，室內送風機組就結構上可分為盤管、機身、馬達、風車、接水盤及變速控制器等，動作原理為利用馬達帶動風車以提供風量流經盤管產生冷氣，當空氣流過盤管時，產生的凝結水則往下滴置接水盤中，變速開關則用於調節風量。

圖 3.2 為一空調空氣系統示意圖，其組成包括：空氣側系統主要是由空調箱(或冷風機)、外氣及排氣風車 (fan)、風管 (duct)、各式風門(damper)及配件所組合而成。風車可以分為離心式與軸流式兩種，離心式風車雖然較便宜，但是能源效率也較低。以下介紹常用空氣系統之種類。

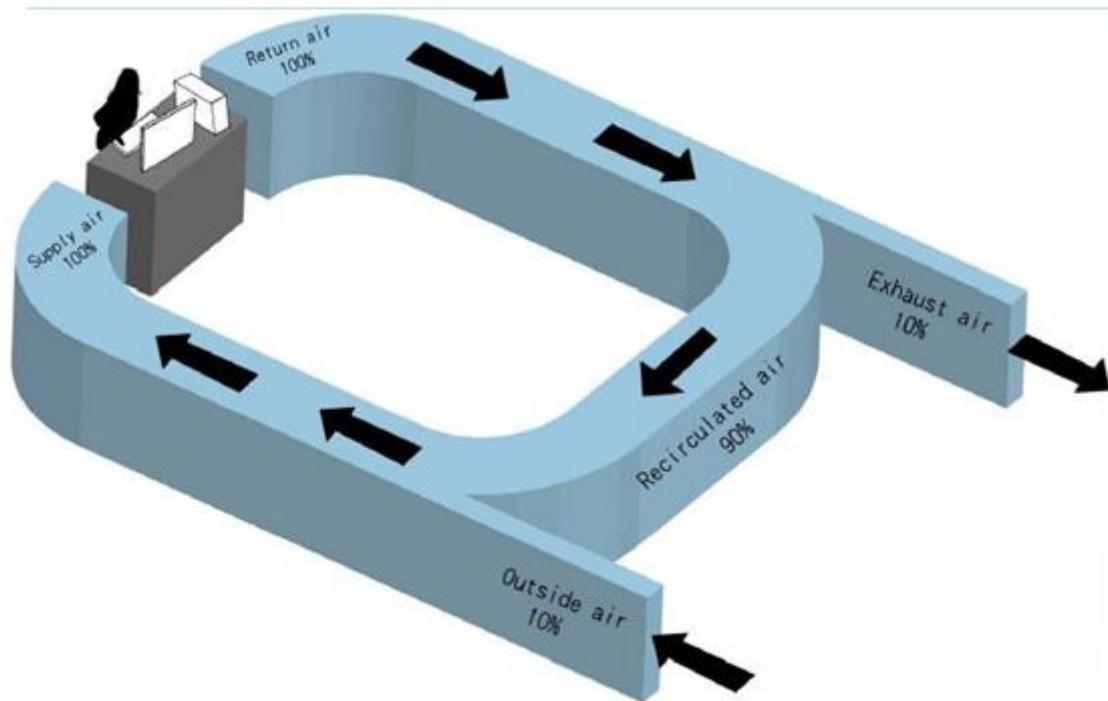


圖 3.2 送風系統示意圖【15】

一、小型室內送風機(FCU)

小型室內送風機組能有效解決房間數量多的建築空調問題，例如醫院與各種型式的辦公室。它可以提供專業的空調應用。在工廠製程中也有大型的送風機可

選擇。

選用送風機組的第一步驟就是要決定空調房間的熱負載。熱負載必須準確的計算，以免夏季最高溫或冬季最低溫的季節無法達到設定的空調條件。尺寸過大的設計則會造成空調系統運轉成本的浪費，也不易維持設定條件的穩定。除了用人工計算外，也可以利用電腦軟體來計算熱負載，以減少計算的錯誤。得到準確的熱負載後，可依此來決定送風機組的能力與數量。分布均勻的送風機組可創造出適當的溫度環境，減少死角。

接下來要考慮送風機的風扇馬力。馬力的選擇需參考噪音的限制與製冷能力的需求，風扇轉速提高時，這兩種狀況都會上升。許多送風機組都有轉速控制器，主電壓 240V 輸入後，可經由變壓轉換創造多種不同轉速，以滿足噪音的限制與製冷能力的變化。

送風機組內的馬達必須有足夠的能力去克服機內靜壓(例管排、濾網、機殼)與機外靜壓(例如風箱與風管)。風扇轉速低時，機內機外的阻抗亦同時變小，所以馬達的耗電也會減小。馬達運轉所產生的顯熱並非一成不變而是與消耗馬力成正比【8】。



圖 3.3 室內送風機組圖示【8】

送風機組可搭配使用直膨式蒸發器，其優缺點分述如下：

優點：

直膨系統的主要優點是有較高的熱力效率。它沒有冷媒對水的熱交換器所造成的熱交換損失，也不需要水泵水管系統，除了減少耗電外，也減少水管因保溫不良所產生的熱負載。但是，這項熱力效率高的優點被膨脹閥的過熱度抵銷了一些。因為膨脹閥有一基本過熱度 40K~60K，這會使得熱交換器中的 20% 面積無法有效利用。直膨式送風機組可以有較小的管排，約 1 排即可，由於管內蒸發現象為一等溫過程，與空氣熱交換時，可以有較大的管內外溫度差。冰水管排則無此

優點，冰水至少有 50K~70K 的溫升，至少需 3 排才夠。冰水流量亦較大。送風機組數量少的系統中，直膨系統的成本比冰水系統低，例如三個送風機組以下的系統，幾乎全部採用直膨系統。直膨系統與冰水系統都可以提供加熱模式，可利用電熱器或低壓熱水管排達到。另外，直膨系統可以進行逆循環(熱泵)達到加熱的目的，此逆循環不需額外的配管。直膨系統也很容易進行除濕的功能，可藉雙功能蒸發壓力調整閥或旁通裝置來降低蒸發溫度。

缺點：

冷媒洩漏是直膨送風機組潛在的問題，越大的系統，越多的接點越容易發生。由於直膨系統冷媒管路系統壓力較冰水管路大，細小的冷媒分子很容易從不良的接縫系統中鑽出。一但被建築裝潢遮蔽就不容易發現洩漏的地方。若發生大量冷媒洩漏，對屋內的人員來說相當危險。大多數的直膨系統不容易彈性的配合負載的改變而調整能力，也不容易改變送風機組的位置。因為管路有回油及負載平衡的問題。較複雜的一對多分離式系統則可以解決上述問題。中小型的系統，壓縮機較不易調整其能力以配合微小的負載變動。小型系統常用熱氣旁通的方式改變容量，中型系統則採有段控制容量，例如 50%，33% 等搭配熱氣旁通。無論如何，熱氣旁通都會使效率降低與增加運轉成本。大系統大多採用多壓縮機，可適當卸載以滿足負載變化。最多可降至總能力的 6%。儘管如此，有時 6% 仍超過一台送風機組的容量。

對 FCU 而言，其中送風距離短，外氣一般而言只有送風量之 20%，故使用風機盤管會有較低之送風耗能。對風機盤管而言，其節約能源之潛力如下：

- (一) 依需要或用溫度來調節冰水量，以節約水泵之耗能。
- (二) 一般而言，風機盤管之風車有三速控制，但研究發現馬達之控制未如理想，無法達到有效及節能變速之目的。
- (三) 為了節能，馬達可裝置無段變速控制，最佳為 30~100% 風量之控制，如此不但可節約能源，並可增加空調之溫度及舒適度控制效果。
- (四) 一般而言，空調之負載多在 50% 左右，故無段變速之節能效果能節省 20 至 30% 之耗能。
- (五) 室內送風機通常會結合軟管及送風口使用，隨著空間的大小及送風機的类型會產生不同的配置，例如圖 3.4 至圖 3.6 不同的組合，圖 3.4 為利用一台送風機供應一個辦公室冷氣的用法，圖 3.5 為一台送風機供應至二個辦公室冷氣的用

法，圖 3.6 為多台送風機供應一個大區域之用法，在案例中使用的送風機為雙出風口的模式，此類系統多半利用天花板回風，將天花板視為回風風道，亦即直接抽取天花板的空氣流經盤管產生冷氣。

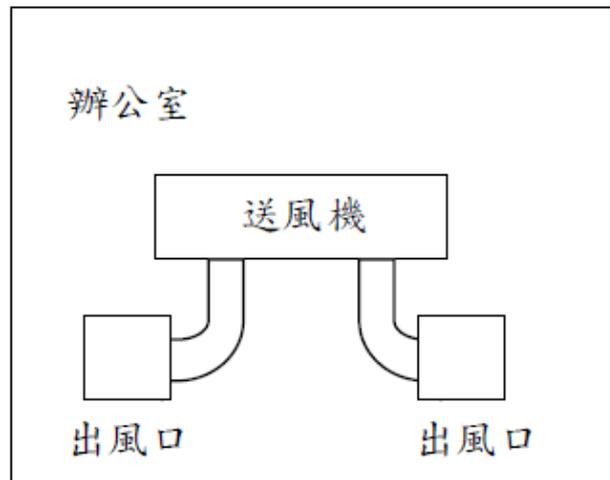


圖 3.4 單台送風機對應單空調區間的設計【2】

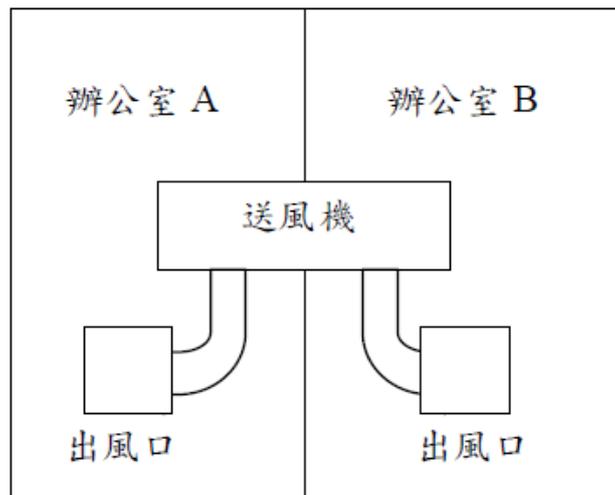


圖 3.5 單台送風機對應多空調區間的設計【2】

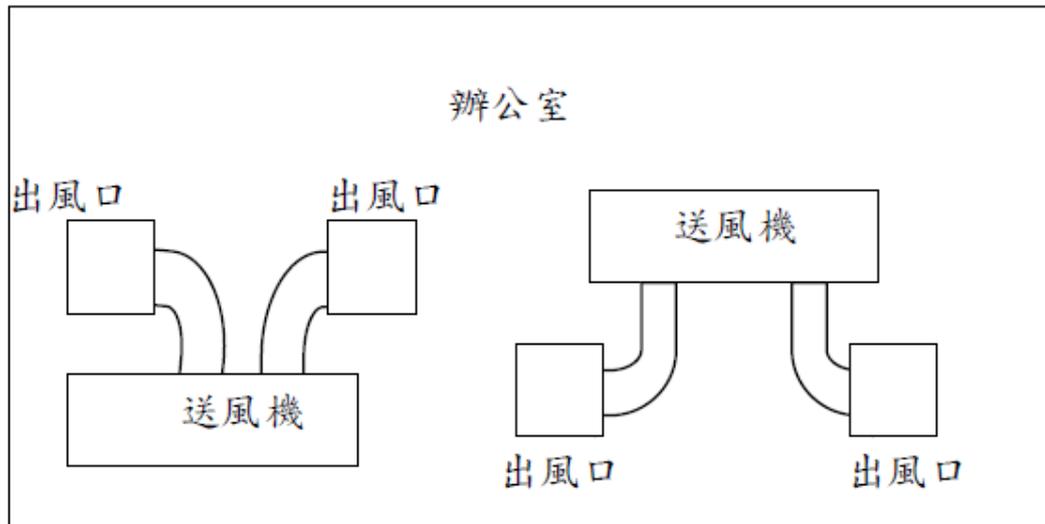


圖 3.6 單台送風機對應多空調區間的設計【2】

二、全空氣系統(All Air System)

另一種常用的空調送風系統為全空氣系統，空調房間內的室內熱負荷全部由經過處理的空氣來承擔的空調系統，稱為全空氣系統。它是利用空調裝置送出風來調節室內空氣的溫度和濕度，使室內的溫度和濕度保持穩定。由於空氣的比熱較小，用於吸收室內餘熱餘濕的空氣量大，所以這種系統要求的風道截面積大，佔用的建築空間較多。

空調箱依使用場合可分為外氣空調箱及一般空調箱，外氣空調箱主要利用於引進室外新鮮空氣經由盤管適當冷卻後，利用風管提供各區間空調箱所需的外氣，空調箱主要用於空氣調節，將外氣及室內回風進行混合後，利用冷卻、加濕及加熱等模式進行空氣調節，再藉由風管送至室內。空調箱的組成結構為水盤、盤管、混合箱、風機、閘門及加熱或加濕器，空調箱與送風機就動作原理上大略相同，主要利用外氣及回風在混合箱內進行混合後，藉由盤管、加熱及加濕器等空氣調節元件進行各空調所需之調節過程後，藉由風管送至各室內，閘門主要用於控制外氣及回風的比例，由於空調箱主要用於處理較大量的空氣再送風至室內，因此其配置的風機較大，由於為集中處理，所以空調箱的效率較送風機來的高，空調箱元件示意圖如圖 3.7 所示。

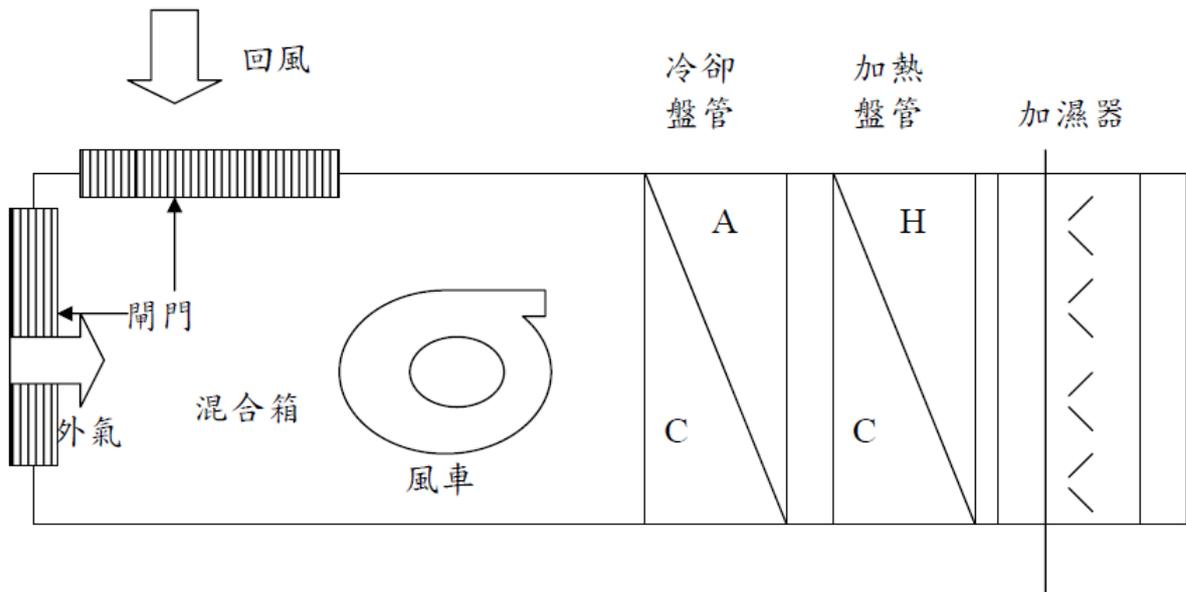


圖 3.7 空調箱元件示意圖【2】

全空氣系統之特點為：

- (一)空氣較集中處理，可獲得較佳空調(如溫濕度控制、清淨度等)。
- (二)設備集中，較易維護。
- (三)其缺點為風管長度較長，送風耗能大。解決耗能的方法為使用 VAV 空調系統，其可節省大量的送風耗能。

三、風管系統設計

空調風管系統設計，對於確保空調系統運行有效和節能，是一個很重要的環節。變風量空調的送風系統設計，有兩個基本要求：一是變風量末端裝置的運行需要送風管內有一定的靜壓；二是這個靜壓值在整個系統運行過程中應保持穩定，以利於末端裝置的穩定運行。所以，變風量空調的送風系統一般都設計成中速中壓系統。當然，它也可以設計成低速低壓系統，但是，除了風管尺寸變大以外，要注意滿足系統靜壓控制的要求和末端裝置運行所必需保持的靜壓值。一個好的送風系統設計，應該使該系統的初始投資和運行費都能降低。但是，要完全使系統的初始投資和運行費都得到優化，是很困難的，這其中有許多變化著的未知數。例如，初投資就不是簡單地與風管尺寸或重量成正比的，直管段和圓形風管的配件(如彎頭、閘門等)費用一般比矩形風管要少。但是，在風管設計中遵循以下的一般指南，仍可在系統的初始投資和運行費兩方面取得一個合理的平衡。

(一)風管應盡可能按直線佈置

這一條要求對任何風管系統的佈置都是最重要的準則，直線佈置的風管系統，在運行能耗和初始投資兩方面都是最低的。從節能的觀點分析，空氣總是“希望”走直線，這將減少能耗。從費用的觀點分析，直管段的費用比各種彎頭等管件要少很多。所以，當佈置一個風管系統的平面走向時，應力圖將拐彎的數量減至最少。

(二)採用標準長度的直線管段

採用標準長度的直線管段，將各種變徑管和接頭的數量減至最少，直的、標準長度的風管造價相對便宜，因為它們的加工費低，標準長度的直風管，可按標準寬度的鋼板卷材在自動生產線上製作。而任何一段非標準長度的矩形風管，從技術上說，都可當作配件，因為它們不可能用標準卷材做成。螺旋圓形風管實際上可做成任意長度。橢圓形風管的標準長度則完全取決於金屬加工廠的加工標準。

(三)只要安裝空間範圍允許，就建議採用螺旋圓風管

圓形風管允許採用較高的風速。據美國採暖、製冷與空調工程師協會推薦，一個中型變風量空調系統，其風速可達 20m/s，而一個大型變風量空調系統，其風速則可高達 30m/s。對矩形風管的允許風速則一般都較低，風速過高容易引起扁平風管壁的共振而產生雜訊，特別是會產生低頻雜訊並傳至室內。

採用圓形風管和較高的送風速度，將可顯著地節省投資。首先，與類似的矩形風管系統相比，圓形風管系統將可節省 15%~30%的薄鋼板。例如，同樣輸送 17000CMH 的空氣，根據控制雜訊的要求，圓形風管的風速可取 19m/s，矩形風管則取 10m/s。

其次，圓形風管的安裝費用低於矩形風管。這是因為，圓形風管本身結構的剛性好，預製管段可以較長，現場安裝的工作量相對較少。圓形風管的製作、連接都較矩形風管嚴密，漏風率大約為 1%，而矩形風管的漏風率有時高達 10%，甚至更高，為防止空氣滲漏，需要花去大量人力對每一矩形風管進行檢漏和密封。【5】

肆、中央空調系統耗能原因與節能機會

4.1 中央空調系統耗能原因

目前國內空調系統耗能普遍三大項目問題大致歸納如下：

一、設備性能問題

國內現有之大型空調主機之效率雖已有進步，但仍有甚多老舊機組及部分產品較不注意能源的耗費，而在附屬設備方面諸如水泵、風車、閥門、控制另件、操作方式均以中品質低價為取捨原則，不注重效率的後果導致目前國內所使用的空調設備大部份耗費能源。

二、工程設計不當

因為國內對空調系統並無能源效率法規或標準可循，且業主在往往缺乏空調系統專業人才，加上現行工程法規與制度面問題，使得空調系統耗費能源的癥結在設計階段就產生了，諸如過大設計、設備選擇不當、整個系統操作控制不當、未落實測試、調整與平衡(testing, adjusting and balancing, TAB)等問題，導致空調系統於正式啟用時即因效率低落而長期浪費能源。

三、施工與後續維護不良

目前國內不論公私營機構，在決定一個工程施工承攬廠商時，常忽略廠商過去施工實績，其工程人員的技術水準、負責人的信用度、經營理念等經多方徵信考核，且最終大都以報價高低為取捨依據，使施工廠商劣幣驅逐良幣，缺乏施工技術能力與設計施工圖繪製套圖未落實、再加上國內的空調水電工程長期處於工程弱勢，使得很多建築物雖有美麗的外觀，講究的內部裝潢，進口的衛浴設備，但最重要的空調系統，卻是效率低落且不符需求的廉價品，因而耗費能源。

而在既有空調系統方面，維護不良亦是常見的問題，很多空調系統因為維護人員只作例行的開機、關機及清洗的工作，而疏忽了整個系統的平衡及控制點的重新設定調整，故往往機器常於不當條件運轉，無法配合室內負荷之減少而節約能源，而且室內溫度又冷熱不均，耗電且不能滿足舒適的條件。

4.2 中央空調系統之節能機會

由於很多建築物使用之性質或是用途與原先設計有所差異，加上設計時未採用節能設計，在既有之中央空調系統中可節能之空間其實是非常大的，圖 4.1 即為系統節能潛力圖，該圖中所謂之耗電率(kW/RT)是指全年平均值，而不是暫態值。由圖中可看出每個動件所節省下來的耗電比例是非常驚人的，若做系統整體之改善，平均可節省 60%左右之電力。在探討節能機會時，最好能對系統效率做整體的調查與檢測，如進行能源查核(Energy Audit)，其目的有二：一個是為了了解系統耗能分佈狀況，另一個就是可掌握各個動件之耗電率。因此經過檢測可以較輕易地查覺出系統中節省能源方案及改善潛力。

空調系統節約能源可依空調負荷特性、系統與設備、國內外空調耗能之標準與空調系統節能原理，提出空調系統省能措施，作為新設空調系統及空調系統改善之參考。對於既設之空調系統，若能確實做好測試/調整/平衡，不但可以改善空調系統與設備之運轉現況，同時能讓系統處於良好之運轉狀態，可於系統改善前即初步改善耗能，同時瞭解系統現狀，有利於爾後節能策略與技術之規劃應用。茲舉以下幾個空調系統中較常見的節能機會，供各位做參考。

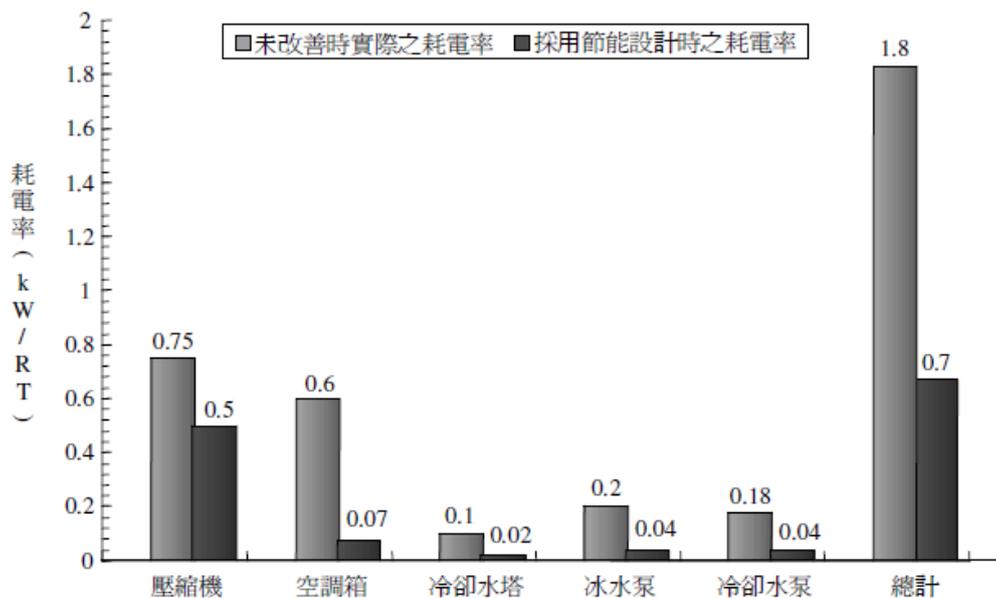


圖 4.1 中央空調節能潛力【16】

圖 4.2 為中央空調系統簡化之流程圖，圖中之五個圓圈代表了上述的五個循環，而圓圈內的設備名稱則是系統內驅動流體流動的動件，亦即系統耗能之所在。而每一個圓圈的大小則是指熱負載的大小，亦即熱負載愈大則圓圈愈大，由圖中可知室內空氣循環負載最小，然後依次變大，到了室外空氣循環負載是最大的，造成這樣的情形是由於下列兩個因素：

- (一)在系統循環中有外來的負載進入系統，例如天花板內的熱源經由回風空間進入系統而成為熱負載，又如風管、水管或冷媒管保溫不良，因管內外之溫差，造成外面的熱量進入管內而成為熱負載。
- (二)由於各個動件之動作所產生的機械功(Work)，如風車功、泵功及壓縮機之壓縮功，會轉換成熱能隨著流體進入系統中，而成為熱負載。中央空調系統是由流機及熱交換器所構成的。其中消耗電力的部分就是圓圈中所標示的驅動流體流動的動件(流機)。而這些動件耗能量的多寡則是與流體的流量及管路的設計有關，一般來說流量和系統壓損與耗電量成正比，而流機效率則與耗電量成反比。如果能在設計時降低空調負載，則每一個循環的熱負載即可因此減少，因為熱負載的減少，降低了各個循環的設計流量。則空調設備及管路容量亦可減少。如此不僅減少了初設費用，亦可減少系統運轉費。故可知建築物的節能設計是非常重要。

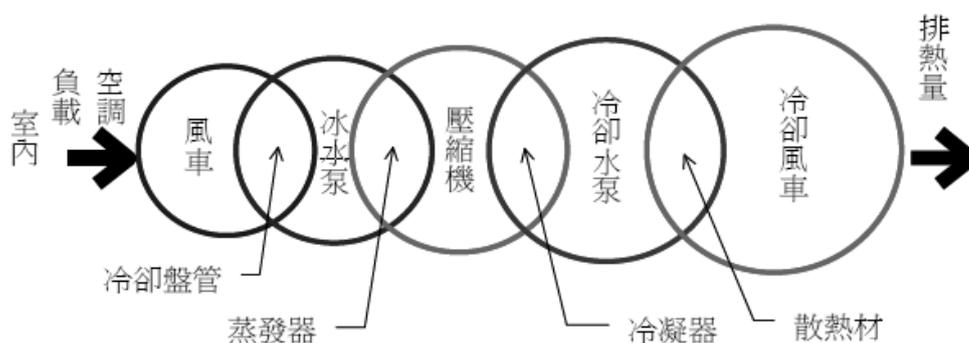


圖 4.2 中央空調系統流程及熱負載關係圖【16】

伍、空氣系統節能措施

空氣側系統主要是由空調箱(或小型送風機)、外氣及排氣風機、風管、各式風門及配件所組合而成的。此一子系統是中央空調系統與負載的橋樑，亦即是兩者的介面。其功能有如散佈在人體各處的微血管，當空氣側運轉不良，將造成局部區域之空氣條件失控。且由於空氣側是在整個空調系統的上游，若不能有效率的運轉，將使整個空調系統耗能量大增。

5.1 空氣側節能技術

空氣側系統主要是由空調箱(或冷風機)、外氣及排氣風機、風管、各式風門及配件所組合而成的。依據美國環保署最近對一般辦公大樓之風扇系統所作之調查顯示，超過 60%的建築物其系統容量平均過大約 50%，可見得具有極大之改善空間。使建築物內通風/風扇系統之運作達到最佳狀態，能夠節省相關能源成本的 50~85%，並且改善建築物內之環境，減少來自系統大小規劃不當所造成之風扇噪音。

一、減少冷房/暖房負載

減少暖房/冷房負載之措施包括：

- (一) 建築外殼節能設計重點在於「外殼隔熱性能」和「太陽輻射熱獲得遮陽性能」。
- (二) 適時減少系統操作時間。
- (三) 提高冷房設計/設定溫度、降低暖房設計/設定溫度。
- (四) 照明減量、關閉不用之設備或燈光。
- (五) 外氣引入量最小化。
- (六) 使用 free cooling 減少冷氣與暖氣負載。
- (七) 裝設多層或隔熱玻璃。
- (八) 密封建築物之外氣滲入與冷氣/暖氣滲出。
- (九) 適度控制空調區域之溫度分層(stratification)。

二、通風/風扇系統節能策略

(一)決定風扇系統之大小是否適中：

1. 對可變風量系統，可先測量最大冷卻負載（潮濕炎熱之夏天）時之風扇馬達電流。如果低於馬達標示全載電流之 75%或是風扇控制閥之關閉度大於 20%時，表示風扇功率過大。
2. 對定風量系統，則可測量系統最大負載下之靜壓（static pressure），若超過設計值則表示風扇功率過大，需要進行改善工作。

(二)升級大小不適宜之風扇系統

風扇功率過大時，可以採用下列三種方式來改進：

1. 使用較小較具效率之馬達
2. 採用較大尺寸之傳動帶系統，以減少馬達轉速
3. 調整靜止風壓。可變風量系統要達到最大效率時，必須要與可變速馬達配合使用

(三)改善通風系統之使用時程與控制方式

(四)裝設具能源效率之風扇馬達

1. 一般馬達之能源效率隨功率不同介於 75%~95%之間。
2. 高效率馬達與標準效率馬達可能具有 5%之能源效率差異。
3. 注意馬達皮帶傳動系統之傳動帶更換與選用較具效率之傳動系統，亦有助改善能源效率。

(五)風量平衡

送風系統應依原設計條件，於試車時作適當之風量平衡，並每隔一段時間依實際運轉需求，再作平衡調整，如此可避免一般風量不平衡並超大之能源浪費，並維持好的空調機能。

(六)適當地調降風車轉速

一般送風系統之送風量或系統壓損大都超量設計，以致實際運轉時不但噪音大且又浪費能源，應於實際量測風量後，作適當之調整，一般可用以下幾個方法調降風量：

1. 關小進氣風門或排氣風門。
2. 關小風車進氣導流翼(Inlet Guide Vane)。
3. 調整風車葉輪角度 (Pitch)。
4. 使用變極馬達，變節距皮帶輪改變或調降風車轉速。

5. 使用變頻器調節風車轉速。

以上方法以關小進氣風門或排氣風門最為簡單，但節能效果最小，且易產生噪音。使用關小進氣導流翼效果較佳，但需配合控制馬達調控。使用變頻器調節風車轉速最為方便，節能效果最佳，且因變頻器造價日益低廉，故應用日益普及。

三、外氣引入時機與引進適當的外氣量

(一)外氣空調箱節能策略

引進外氣主要是為了人員的衛生需求及部分製程空調所需維持之室內外壓差，而引進外氣量的多寡直接影響了空調負載。針對人員的衛生之外氣需求量顯示，一般設計是以最多的人員及最激烈的活動情況來決定外氣量，但是實際使用上卻幾乎不需要使用這麼大的外氣量，造成在絕大部分的空調時段都在耗能的狀況下運轉。而其較有效的方法是以室內空氣中二氧化碳含量來控制外氣的進氣量，如此將可在大部分的空調時段減少上段所提之空調設備用電。若外氣風車是使用變頻器來控制外氣量則可減少更多的耗電量。

1. 充分利用備用外氣空調箱

此一節能措施對於使用很大空氣循環量的場合(如電子或 IC 廠之外氣空調箱)有相當大的節能效果。外氣空調箱之風量是由室內外空氣壓差控制，而造成室內外空氣壓差改變主要是製程排氣量的變化。因此外氣量可以說是隨著製程變化而改變，故外氣空調箱風車大多是使用變頻器，使系統運轉穩定且可減少耗電量。由於外氣空調箱對於生產製程很重要，一般而言都有備用空調箱。外氣空調箱內之空氣壓降大約是系統壓降的 90% 左右，在部份情況下若將備用之外氣空調箱並聯運轉，再加上風車使用變頻器，將可大量減少風車及空調用電。原為三台並聯運轉之外氣空調箱，若是改為四台並聯運轉，以實測經驗約可節省 40% 風車用電。

2. 風機變頻

根據風扇定律，風扇馬達之功率消耗亦與風扇之轉速三次方成正比，故風扇、馬達之功率消耗相當於與風量三次方成正比。中央空調系統主要是利用風機驅動空氣的流動，其中空氣風量大小的控制主要可以分為風門控制與變頻控制兩種。風門控制主要是利用調整風門開啟角度，改變風管阻力的方式達到風量的控制功能，採用風門控制在降載過程中，是透過將風門開放角度降低，提高管路系統的

阻力，以降低系統供風風量，雖然降低了風量，卻使風機全壓提高，並無法使風機耗能降低，因此節能效果有限。若採用變頻控制，當室內溫度降低達至設定時，風機會降低轉速以減少風量，達到節能效果。

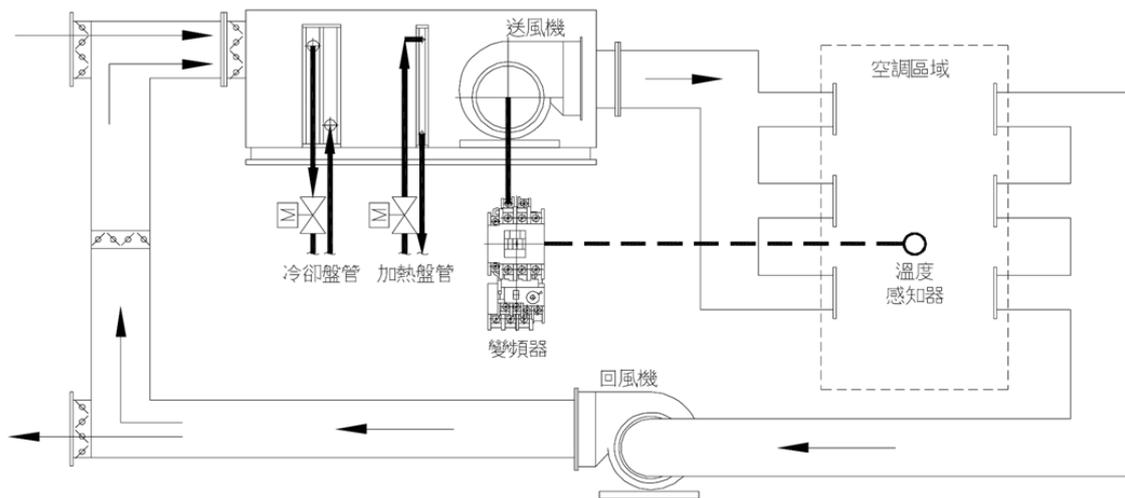


圖 5.1 變頻控制可變風量系統示意圖【10】

3. 外氣空調箱改善

(a) 冷凝水回收利用：

當引進外氣經除濕盤管冷卻，達於露點溫度即冷凝成低溫之水，可作為空氣洗滌或冷卻水塔補充水。

(b) 全熱交換器：

利用全熱交換器降低引入外氣之焓值，大大減少外氣空調箱冷卻除濕盤管之負荷，相對降低冰水主機耗電量。

(c) MAU (Make Up Air Unit) 以熱管做冷卻除濕盤管前後之熱交換：

利用第二道冷卻除濕盤管下游之低溫空氣與引入之高溫外氣進行熱交換，藉以降低引入外氣之焓值，並提高再熱盤管上游之空氣溫度，同時降低冷卻除濕負荷與再熱負荷，達到雙重節能目的，然而以台灣的氣候而言，MAU 的預熱管排幾乎備而不用，所以絕大部分時間為閒置但又會造成風機風損。

(d) MAU 以雙冰水溫度設計：

在第一道冷卻除濕盤管，以較高溫之冰水供應，而第二道冷卻除濕盤管，則供應低溫冰水，如此可提高冰水系統冰水溫度，減少主機耗電量達到節能目的。

(e) 選擇高效率之風車：

MAU 風車之選定，不應只考量全數滿載運轉之性能，應評估實際運轉效率，避免在低效率下運轉。

(f) 冰水主機熱回收：

利用可熱回收之冰水主機，應用於外氣空調箱之加熱盤管所需要的熱水。熱回收技術的核心是熱回收器，熱回收器僅要對壓縮機冷媒排氣之過熱蒸汽部分進行回收，如回收過度冷媒會在熱回收器中部份形成液體，這樣到冷凝器中的冷媒液體不能得到有效的冷卻，從而影響主機性能，因而熱回收器的設計既要考慮盡可能多的回收廢熱，又要考慮不影響主機性能，這是一個重要的原則。而缺點是使用熱回收之冰水主機其 COP 值往往低於無熱回收的冰水主機值。

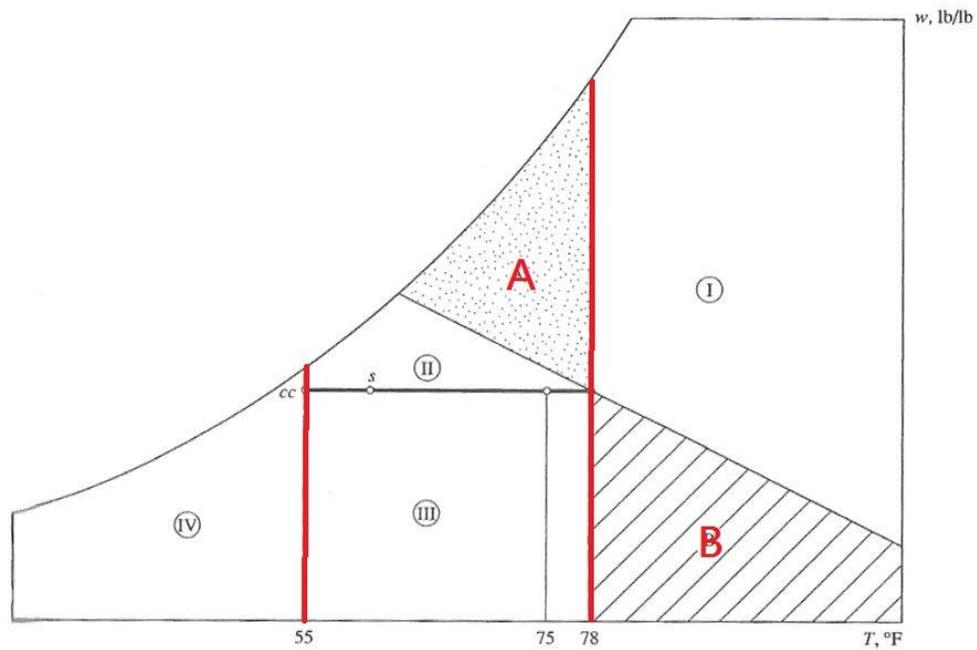
(二) 外氣引入時機控制設備

外氣條件有機會可以利用提供空調系統冷能，以節省空調系統能源時，可以考慮裝設省能裝置，汲取外氣冷能提供空調系統使用。此種裝置通常為整合控制設備之系統，於適當外氣條件下自動進行冷能利用之操作。以下與以說明其原理與運作。

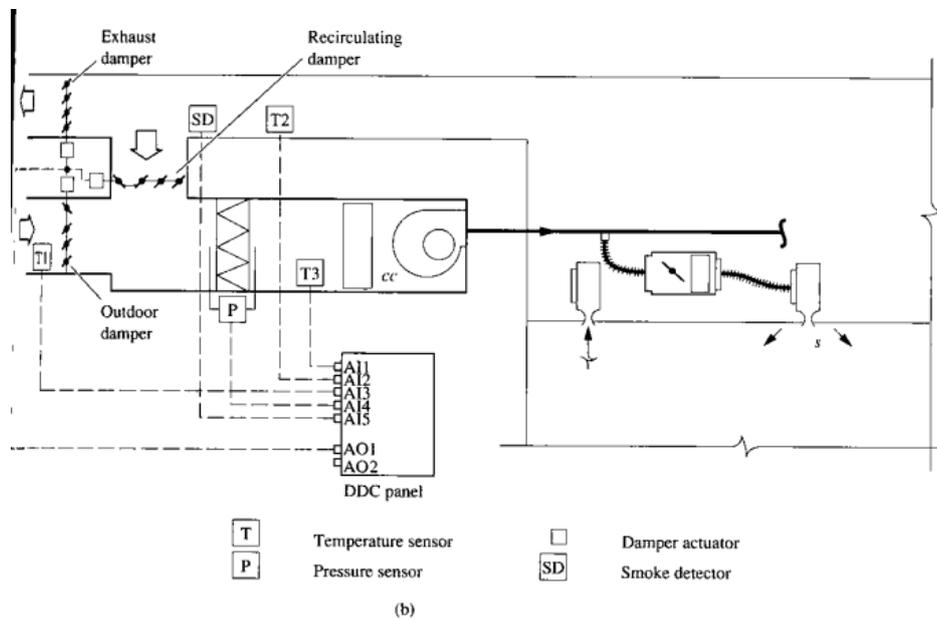
當外氣條件適宜時，有機會可以導引進入空調系統直接供應空調，而不必由壓縮機與冰水系統帶走空調熱負荷，可以節省空調系統可觀之能源。此種操作有兩種做法：

1. 溫度控制空氣省能裝置(Temperature air economizer control)

其操作原理見圖 5.2 所示，由外氣溫度感測器感應外氣溫度，當感測到之溫度落於如下圖(a)之 II 與 III 區域 (通常低於室內溫度設定值)時，即控制外氣風門大量引入此狀態之外氣，直接供應至空調區域，此時冰水系統與壓縮機可以停止運作進而節省能源，如下圖(b)之系統操作。



(a) 外氣條件



(b) 溫度控制空氣省能裝置【17】

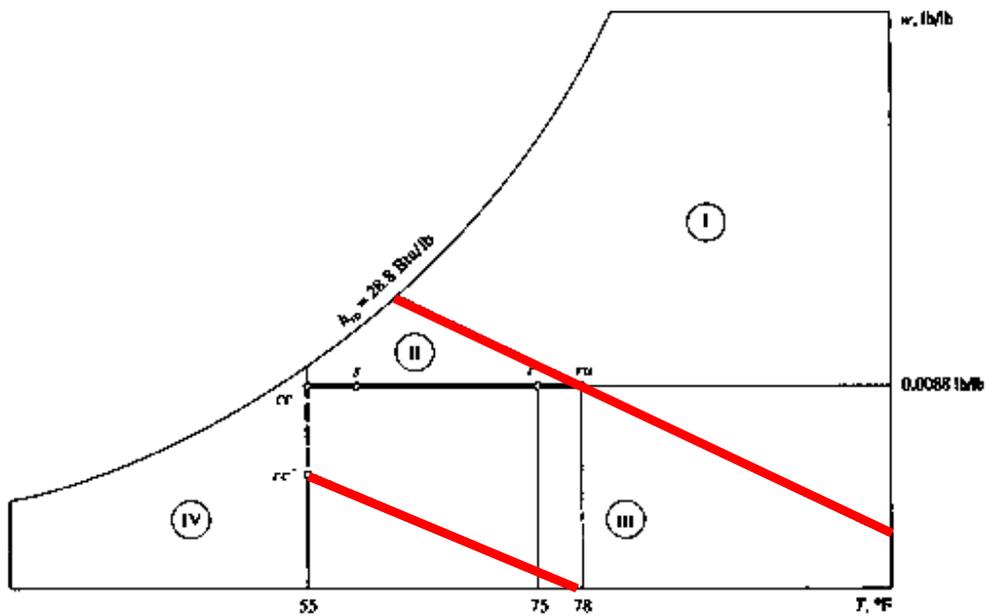
圖 5.2 溫度控制空氣省能裝置之運轉示意圖

但是此種以外氣溫度為指標來控制引入外氣之作法可能會導致誤失，參考圖 5.2，當外氣狀態落入 A 區域時，其溫度低於設定值但其焓值高於室內空氣設計焓

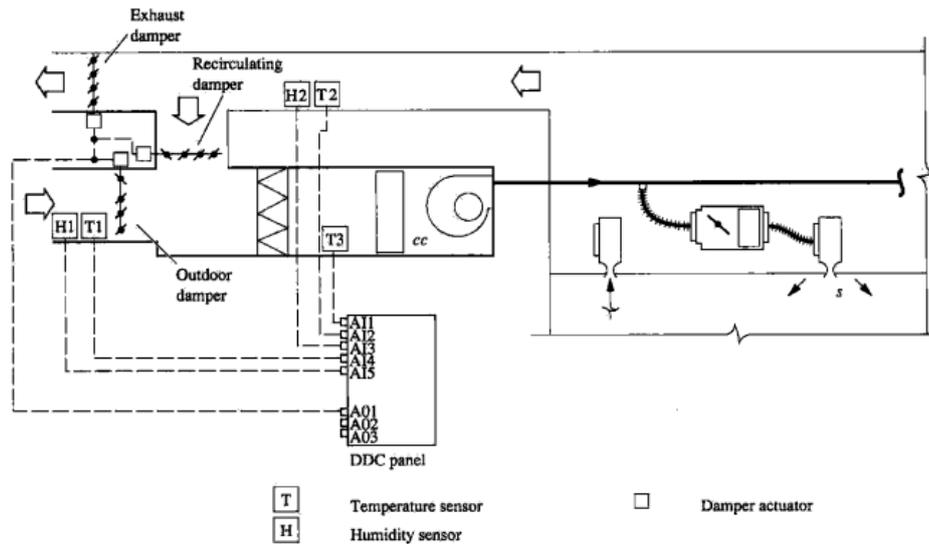
值，若用本溫度控制方式，將會將此高能量之外氣大量引入室內，不但無法獲得利用外氣冷能予以減少空調設備運轉之成效，反而增加空調負荷，導致更耗能的結果。然而，台灣天候高溫高濕，其狀態條件常落於 A 區域，容易使溫度控制空氣省能裝置誤判而無法獲得節能效益，因此此種以外氣溫度控制之溫度控制空氣省能裝置應不適用於國內使用條件。

2. 焓值控制空氣省能裝置(Enthalpy air economizer control)

其操作原理見圖 5.3 所示，由外氣溫度與濕度感測器感應計算外氣焓值，當計算之焓值落於如下圖(a)之 II 與 III 區域內（通常低於室內設定條件之空氣焓值）時，外氣風門大量引入此狀態之外氣，直接供應至空調區域，此時冰水系統與壓縮機可以停止運作進而節省能源，如下圖(b)之系統操作。



(a) 外氣條件



(b) 焓值控制空氣省能裝置【17】

圖 5.3 焓值控制空氣省能裝置之運轉示意圖

此種以外氣焓值為指標來控制引入外氣之作法可以避免將如圖 5.2(a)區域內之高溫高濕慶大量引入，減少系統控制誤失，可確保利用外氣冷能予以減少空調設備運轉之成效，因此比較適合應用於國內天候條件，使空調系統更為節能。

四、自然冷卻

自然冷卻即為節能裝置之控制操作模式，都是於外氣條件適宜當作空調冷能時大量採用外氣冷能以減少系統耗能。欲使用自然冷卻降低系統負荷，ASHRAE/IES 90.1 標準指定每一空氣系統必須包含下列任一項：

- (a) 使用溫度或焓值空氣側省能裝置提供設計外氣為循環空氣引入量之 85% 以上。
- (b) 使用直接-間接蒸發式冷卻之水側省能裝置在外氣乾球溫度 10°C 、濕球溫度 7°C （或低於此狀態）時，必須能夠完全供應系統冷能。

五、置換式通風

置換式通風是通過從地板附近送出低流速、低溫的風。送風會慢慢地向天花板的方向上升而取代陳舊的空氣。房間內的空氣將呈層狀分佈，溫度較高的空氣主要集中在房間的上部，而較冷及較新鮮的空氣則集中在工作區域。圖 5.4 為置換式通風系統的示意圖。

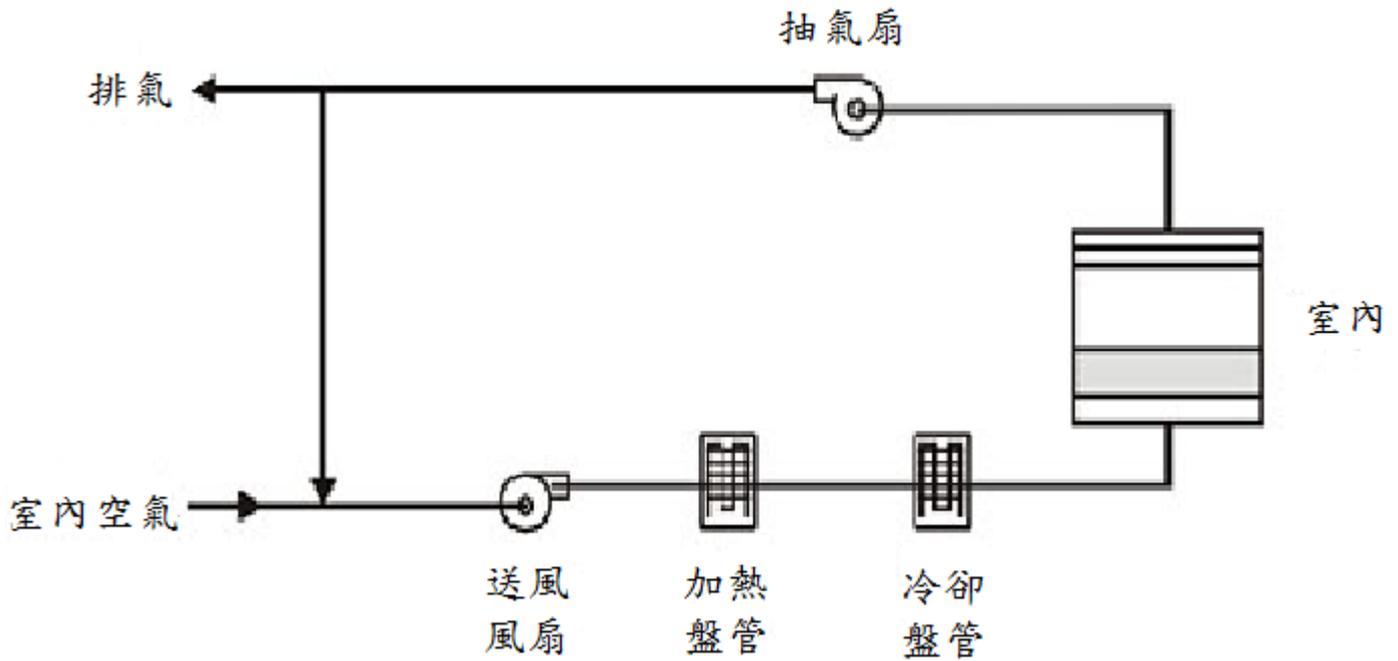


圖 5.4 置換式通風系統示意圖【4】

採用置換式通風可以在以下幾個方面降低系統的能源消耗：

- (a) 置換式通風系統的送風溫度一般比傳統混合式通風系統的送風溫度高攝氏 5 至 8 度。這提高了空調設備中製冷劑的蒸發溫度，從而減低了壓縮機溫度的增幅，並提高了製冷循環的性能係數（COP）。
- (b) 使用能產生層狀空氣分佈的置換式通風系統，房間的平均空氣溫度比混合式通風系統高，從而減少了建築物牆壁和屋頂的傳熱。
- (c) 對於由按需求操作的通風系統來說，置換式通風系統的新風需求量比混合式通風系統低，這是由於較輕的污染物（例如：塵埃）被置換式通風系統限制在房間較高的位置，所以污染物比較容易由天花板的排風管排出。【4】

但置換通風在設計管理中仍存在許多問題，這在一定程度上限制了它的廣泛應用，這些問題集中在以下幾個方面：

- (a) 就置換通風本身來說，無法有效地解決供熱問題，設計師需要另設供熱系統以滿足供熱需要。即使在供冷季節，當冷負荷較大時（ $>40\text{w/m}^2$ ），設計中也要

考慮足部吹風感引起的人員不舒適問題。濕度控制也是置換通風應用中較難解決的問題之一，在濕度較大的地區應用置換通風時，則要求建築圍護結構的密封性要好，避免室外濕氣進入室內。當建築內部濕負荷較大時，是不適合採用置換通風系統的（如游泳館等）。

- (b) 置換通風僅能將其作為通風換氣方式，送風溫差不易確定，在房間負荷一定的情况下，送風溫度高，意味著送風溫差小，送風量和送風面積均較大，這樣不但會增加設備容量和輸送動力，還會因在室佈置較多的風口而造成施工和日常調節的不便；送風溫度低，雖可減少送風量和送風面積，但會造成工作區垂直溫度梯度過大，從而影響人體下部的舒適性。因此，要與其他溫控系統結合使用才能達到溫度調節的功能。其中，輻射冷吊頂與置換通風就是一個非常好的組合。首先，從人體舒適性方面來講，40%~50%的輻射，30%~40%的對流，10%~20%的蒸發是人體最佳的舒適感。
- (c) 實際應用受房間高度的限制。置換通風是利用空氣密度差而在室內形成由下而上的通風氣流。房間高度大，排風口容易排出積聚在上部的熱濁氣流；房間高度小，熱力分層現象不明顯，受回風的影響排出空氣的狀態與工作區近似，這樣就與上送風空調方式差別不大，發揮不了置換通風的節能效果。房間高度大於3m時更適合應用置換通風。

六、冷能/熱能回收再利用

(一) 熱管冷能/熱能回收

熱管是一種被動式裝置，分為蒸發器和冷凝器兩個部分。熱空氣流經蒸發器，而冷空氣則由相反方向流經冷凝器，從而使熱能於兩種氣流間傳遞。下圖 5.5 是典型的熱管示意圖。

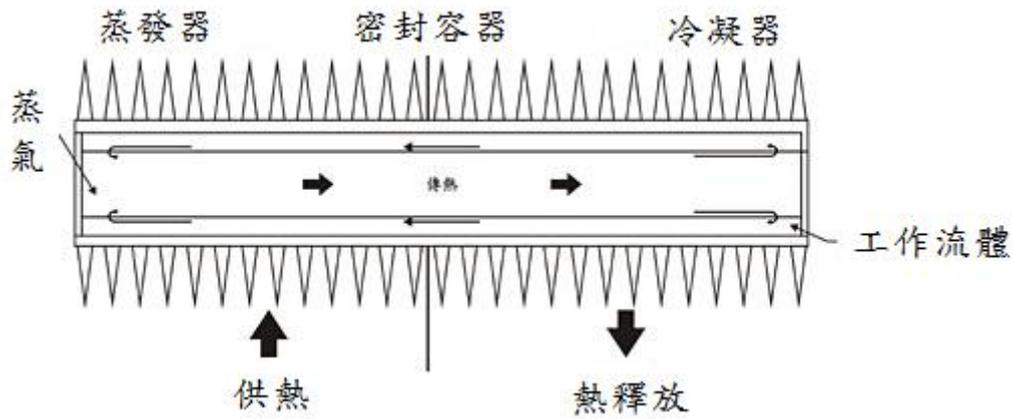


圖 5.5 典型熱管示意圖【4】

為了提高除濕效能，熱管的盤管和除濕盤管通常都安裝在一起，形成包圍式的佈置，熱管包圍在冷卻盤管的周圍，而部分熱導熱管盤管在上游，另外一部分則在下游。如圖 5.6 一樣。

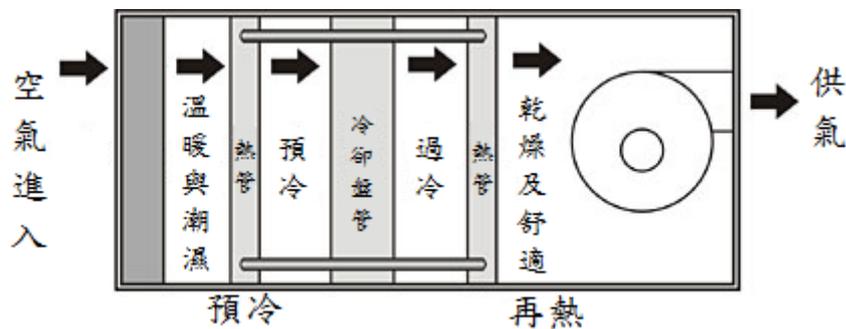


圖 5.6 熱管冷能回收示意圖【4】

熱管可以同時對空氣進行預冷和加熱處理。熱管的預冷部分放置在進風口。當熱空氣流經熱管時，熱管中的製冷劑會蒸發，並將熱量帶到熱管的加熱部分，從而把空氣加熱。空氣流經冷卻盤管便會繼續被冷卻到較低的溫度，從而移除更多空氣內的冷凝水。這些被「過度冷卻」的空氣會透過熱管加熱部分重新加熱到一個合適的溫度。

(二) 循環盤管(round-around coil)

循環盤管如圖 5.7 所示，是安裝在送風以及回風氣流上的鰭片式銅盤管。盤管

之間有管道連接，可循環水、乙二醇或傳熱液體。這系統利用排風中的能量對室外鮮風進行事先處理。在夏季，空調房間的排風先對盤管內的循環液進行冷卻，然後就可以利用這比較冷的循環液對溫度較高的新鮮風進行預冷。在冬季，這個過程正好相反，排風中的熱量會被用來預熱較冷的外氣。

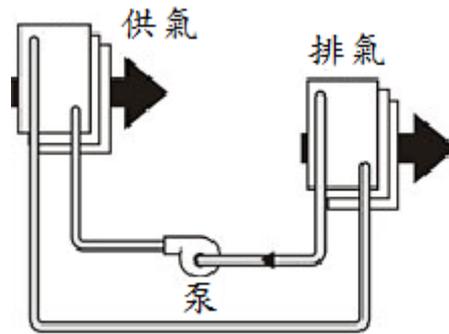


圖 5.7 循環盤管系統【4】

七、新型送風技術

(一) 輻射頂板供冷系統

在輻射頂板供冷系統（或者稱為冷樑柱系統）中，房間的天花板內設有冷水管。這些管子貼近天花板表面或者安裝在嵌鑲板內，通過自然對流和輻射換熱來冷卻房間（如下圖 5.8 所示）。但是，水蒸氣會比較容易在較冷的天花板表面凝結積聚，這有可能破壞天花板的材料。因此，可能需要配合一個新鮮風處理機組來對室外鮮風的濕度進行處理。

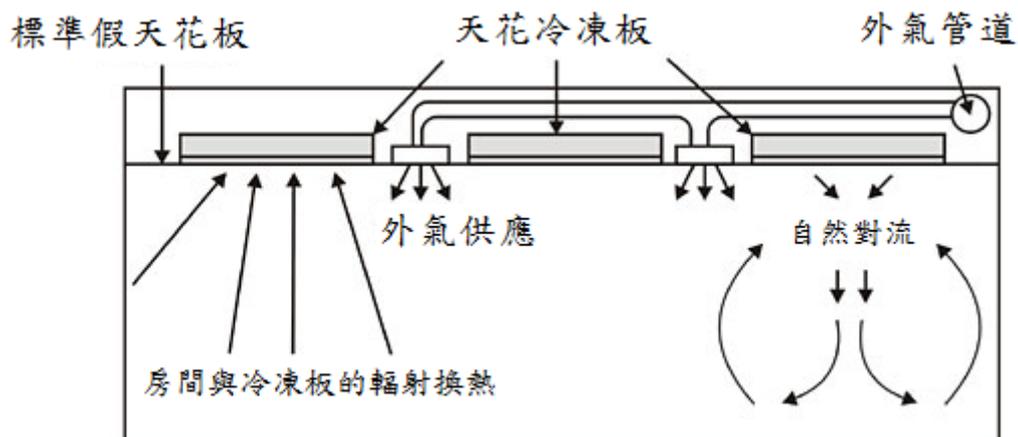


圖 5.8 輻射頂板供冷系統【4】

這種系統的一個基本的節能途徑是它可以在較高的冷凍水溫度下工作，這樣就提高了製冷機的蒸發溫度，從而降低了製冷機的耗電量。天花板輻射製冷系統所需的冷凍水溫度通常比傳統的製冷機冷水溫度高攝氏 3~5 度。

除了較高的冷凍水溫度運作之外，這系統還可以降低送風量。當和鮮風(新鮮外氣)處理機組配合使用時，輻射頂板供冷系統能夠降低系統的總通風量和更有效的處理顯負荷，從而節省能量。系統通風耗電量的降低是因為通風量只要滿足房間的通風要求(全空氣空調系統最高冷凍量的通風需求的 25% ~ 30%)。【4】綜合檢討以上各種省能裝置之運轉效益，無論使用空氣側省能裝置或水側省能裝置，都可比不使用省能裝置節能 15%~40%。

以下有評估分析某辦公樓層共 22 層(總樓層空調面積約 50930m²)為例，如圖 5.9 所示，採用下列兩種系統型式作比較：A.冷樑空調送風系統 B.可變風量(VAV)系統進行『初設成本』、『運轉成本』及『維護成本』比較，並以冷樑 25 年使用壽命為比較基期。【18】

初設成本及營運成本比較 (NT\$)			
項目	冷樑送風系統	VAV系統	差異
初設成本	209,903,354	173,890,882	36,012,472
生命週期費用調整	209,903,354	194,754,218	15,149,136
A. 年運轉電費	1,224,221	8,038,884	-6,814,663
B. 年維護費用	430,100	1,166,000	735,900
年營運成本(A+B)	1,654,321	9,204,884	7,550,563
投資差異回收年(採用Simple payback method)			2.01

以上效益分析不包括節省機房空間(每樓層約40平方公尺)及增加吸頂淨高之商業效益。

圖 5.9 兩種系統比較圖表【18】

冷卻樑板空調送風系統其『運轉節能效益』若與可變風量系統相較，每年約可減少二氧化碳排放量共約 1,156 公噸。

(二)地板送風系統

地板送風系統從功能上來講，與傳統的混合通風更具相似性，都是以溫度控制

為其主要功能，它屬於傳統的全空氣空調系統。地板送風系統與空調機組的連接方式有管道連接和無管道連接兩種形式；有管連接即空調機組與地板送風口之間用風管連接；無管道連接方式即架空地板送風系統，架空地板就是在樓板上再設置一層地板，以此來提供一個可開啟的靜壓箱，當架空地板高於地面 20cm 時，地板下的靜壓箱就可以被用來送風，如圖 5.10 所示。

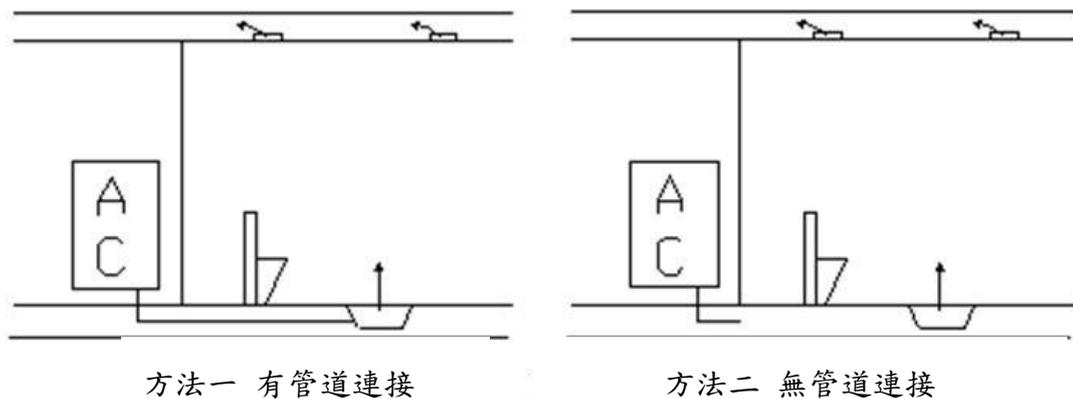


圖 5.10 地板送風單元的連接方式【19】

其原理如下敘述，地板送風的送風口一般與地板面平齊設置。當空氣從地板面向上以一定的速度送出，在向上流動過程中，經過人員活動區，與這一區域的空氣迅速大量摻混進行熱交換並調節工作區溫度，後從房間上部（頂棚或者工作區之上）的出風口排出，就形成了地板送風。地板送風最適合應用於發熱量較大的辦公樓，因為現代化辦公樓大多配有許多通訊設備，有許多電纜和網絡佈線，架空地板可很好地解決這些電纜和佈線在空間佈置上的矛盾。除此之外，對於車間粉塵散發量不大，發熱量較大，對相對濕度要求較高的工業廠房（紡織廠絡筒車間、織機車間等），具有顯著的節能效果和改善室內空氣品質的作用。

地板送風雖然是全空氣空調系統形式之一，但應用於大空間建築時，與傳統的全空氣系統比較，具有諸多優點：

1. 地板送風在空調房間內形成的熱力分層，可以減少工作區的空調耗冷量。
2. 風口出風速度很小，輸送能耗低。
3. 送風直接與工作區空氣摻混，只負責工作區負荷，通風效率高，空氣品質好，舒適性高。
4. 架空地板送風系統風口佈置靈活、自由。

但在實際上應用還是有些存在的問題：

1. 地板送風系統降低 5%~10% 的樓層高度
2. 距地板散流器 0.8m 的區域內會產生不適的吹風感
3. 由於風口均設置在地面，人員進出極易將灰塵帶入室內，沉積在風口凹陷處，如出風口速度再大於 2m/s 時，就加劇了揚塵問題的發生，無法保證較高的空氣品質。
4. 對於架空地板送風系統還有可能存在：
 - (a) 氣流短路的問題。由於地板蓋板本身的質量問題或施工、管理不當，將會造成地板縫隙連接處密封不嚴，使得被處理過的冷空氣在到達要冷卻的設備以前就發生滲漏。當滲漏量較大時，由此造成的氣流短路將會使室內平面溫差變大，嚴重時會使房間內機器設備工作狀況惡化。
 - (b) 結露問題。若送風溫度及相對濕度控制不當，那麼在送風溫度過低或相對濕度過高的情況下，會導致地板下的機線和樓板結露，容易引起設備損壞和機線短路。同時，若地板下的機線和地面結露，長期下來容易產生腐蝕，出現發霉現象，導致室內空氣品質下降。

地板送風條件下，室內高度方向上會出現 3 個明顯不同的區域，如圖 5.11 所示。

1. 低混合區：該區直接貼近地板，區域高度由送風口的垂直射流情況而定。由於該區域引入較高流速（0.2m/s-2m/s）的空氣，氣流混合較為均勻，且能夠提高地板附近空氣溫度，因此在相同送風溫度和送風量條件下，可以減少溫度過低給人造成的不舒適感。
2. 中區（過渡區）：該區域是過渡區，只有當送風口的射流高度低於分層高度或房間上部區域邊界時，該區域才會出現。這個區域的氣流流動完全是浮動性的，它受房間內對流性熱源的牽引。在此區域，氣流自由發展，空氣運動不受送風射流的影響。區域中的垂直溫度梯度趨於最大，接近置換通風的溫度梯度。
3. 高混合區：高（混合）區是由房間內上升的熱污空氣積聚而成。雖然該區域內平均風速較低，但由於穿過其下層邊界的氣流影響，使區域內空氣亦能混合得較好。該區域內，空氣溫度和污染物濃度與中低區比均較高。

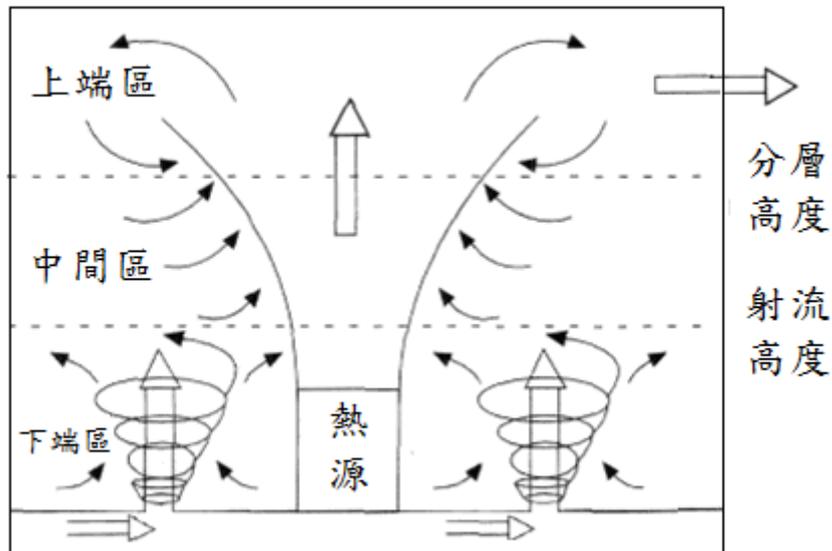


圖 5.11 地板送風氣流模型【19】

八、送風系統節能計畫

送風系統的品質非僅由送風機就能決定，其系統設計及控制策略亦為重要關鍵，以提供均衡的風量及維持空氣的衛生與健康條件，如果送風分佈不佳會始空調能必分佈不均，致使某些區域之溫度過低而耗能。送風系統之耗能甚大，其裝置之電力可達空調總裝置電力之 25%，但是，因其運轉時間長，故其實際耗電比裝置比例大，不得不給予重視。

對風機盤管而言，其送風距離短，外氣一般而言只有送風量之 20%，故使用風機盤管會有較低之送風耗能。對風機盤管而言，其節約能源之潛力有兩方面：

(一)依需要或用溫度來調節冰水量，以節約水泵之耗能。

(二)一般而言，風機盤管之風車有三速控制，可用約 50%、75% 及 100% 之風量操作，節約能源，但筆者在一項研究中發現馬達之控制未如理想，無法達到有效及節能變速之目的。為了節能，馬達可裝置無段變速控制，最佳為 30-100% 風量之控制，如此不但可節約能源，並可增加空調之溫度及舒適度控制效果。

【6】

另一種常用的空調送風系統為全空氣系統，這種空調方式的優點為：

1. 空氣較集中處理，可獲得較佳之空調品質，如溫濕度控制、清淨度等。
2. 設備集中，較易維護。其缺點為風管較長，送風耗能大。解決耗能的方法為使用 VAV 空調系統，其可節省大量的送風耗能。

如前所述，單以控制冰水流量無法有效節約能源，而送風之相當全負載時間幾乎是冰水主機之兩倍，如能將之送風量減少，與主機容量配合就可減少一半以上之送風耗能，即所謂之可變風量(VAV)系統，如下一章節之詳細說明。

5.2 降低空調負載

一、降低室內通風換氣量

在不違背ASHRAE Standard 62標準之室內空氣品質要求的情況下，將新鮮空氣引入量予以減少，以降低空調設備處理外氣之負荷。

降低空調負載為最治本之節能方法，可使空調設備與系統之規模縮小，直接減少空調系統之耗電量，為最直接有效，且投資費用低（甚至無費用），為效益很高之節能方法。

- (一)正常(或最低)外氣量之檢討(參見建築技術規則)。
- (二)外氣量的控制—用 CO₂ 濃度控制器自動控制通風換氣量以不超過室內限制濃度(或需求設定值)為準。
- (三)用空氣清淨機(Air Cleaner)減少室內含煙量、含塵量及含異味量，以減少通風換氣量。
- (四)由用途區分(如吸煙區、非吸煙區……等)，以減少某區之通風換氣量。

二、降低外氣滲透量

- (一)門窗氣密性改善。
- (二)室內隔間調整，以減少因空氣壓差形成之貫穿風(俗稱過堂風)。
- (三)室內空氣壓力之調整(選用適度之正壓或負壓)。除了維持正壓及製程所需之排氣需求外，外氣之引入量儘可能減少，並防止從逆止風門、門縫及空調箱之洩漏。
- (四)面對風之常開關門，使用空氣簾雙道門或旋轉門之裝置。

三、適度的升高室內之溫濕度

- (一)由舒適圖(Comfort chart)瞭解人體因周圍溫濕度之影響，故若濕度低則溫度可稍高、濕度高，則溫度若稍低，將有相同舒適效果。

- (二)工作(或上班)服飾調整，溫濕度提高，將不影響舒適度。
- (三)室內空氣流向與流速將影響舒適度，若正面流向，則可提高 1~2°C；若流速加快，可提高溫度均獲有相同冷氣舒適效果。

四、建築物檢討

一棟建築物外殼設計若為考量節能，則在其存在四、五十年之生命週期裡將長期耗損空調能源，其影響之大不可不慎！依綠建築之建築外殼節能評估法可以看出，建築外殼的節能設計，重點在於外殼「隔熱性能」和「太陽輻射熱獲得遮陽性能」，於建築建造之初或改善時應特別注意。

(一)玻璃窗遮陽、隔熱、反射輻射熱等設施之改善

1. 利用屋簷、雨篷、外遮陽及花架等建築設計手法。
2. 利用百葉窗或窗簾等遮陽裝置改善窗戶之陽光窗透量。

(二)建築座落方向、形狀之檢討。

(三)屋頂天花板隔熱—利用隔熱及反射材料降低屋頂及牆面之陽光曝曬吸收量。

(四)日照射外牆顏色選用淡色。

(五)建築結構、材質之選用。

(六)屋頂天花板之間之透氣。

(七)天花板高度視用途而調整 — 適度降低即減少冷氣空間容量。

(八)降低東、西側外牆開口部。

(九)周圍環境之改善

利用植栽、景觀及建築表面材料顏色設計以降低建築表面溫度及避免炫光，盡量減少不透水鋪面設計面積，多利用植栽及透水鋪面提升遮蔭效果，發揮蒸發冷卻功能以降低基地周圍氣溫。如綠地、喬木之栽培...等，以減少輻射熱。

五、照明負載的降低

(一)照度需求之檢討。

(二)利用適當開窗設計、窗戶材質、導光設計等手法獲得經過控制與過濾之間接光促進室內晝光照明效果。

(三)藉由充分適當之牆面的窗戶開口、開放式樓地板鋪面設計及淺色系之室內空間粉刷裝修，以增進自然採光之效果。

- (四)基礎照明+局部照明之利用。
- (五)選用照明效率高的燈具。
- (六)燈具迴路之適宜設計，在日照良好區域採手動或自動關閉，以達自然採光的效
果。
- (七)採用定時開關、自動點滅器、感測器，以及風扇與照明開關分離設計等技術，
以限制照明耗電維持在真正需要照明的時間及適當照明水準所需之電力。
- (八)降低天花板高度。
- (九)室內採光及天花板牆壁顏色選用淡色。
- (十)若經濟效益明顯，則可考慮使用太陽光電景觀照明。

六、機器設備發熱負載的減少

- (一)機器設備之隔熱。
- (二)使用高效率電冰箱、爐具、洗衣機、洗碗機、乾衣機等，並且盡量選購具有節
能標章的家電設備。
- (三)局部排氣或局部冷卻之利用。

七、適時減少系統操作時間

適當減少使用空調系統時數，可以造成不必要之能源浪費。

八、設置夜間排氣裝置(night purge system)

利用夜間外氣低焓值(enthalpy)之時機，將大樓內可能累積之日間輻射、內部熱源（如電腦、電器等設備）等之熱負荷(稱之pull down負載)排出，而引入外氣。這種設置與控制方式可減少隔日，或連續假日結束後之空調系統開機時之負載。

5.3 減少搬運動力(transfer power)

依據流機，風機或泵之耗能與搬運量(即流量)之三次方成正比因此能夠減少空調系統之送風量、水量或冷媒流量將可減少風車、水泵與壓縮機之耗能，即所謂可變風量(VAV)之技術。

一、VAV (Variable Air Volume System)

它是通過改變送風量，而不是送風溫度來控制和調節某一空調區域的溫度，從而與空調區負荷的變化。其工作原理是當空調區負荷發生變化時，系統末端裝置自動調節送入房間的送風量，確保室內溫度保持在設計範圍內，從而使得空氣處理機組在低負荷時的送風量下降，空氣處理機組的送風機轉速也隨之而降低，達到節能的目的。變風量系統通常由空氣處理設備、送(回)風系統、末端裝置(變風量箱)及送風口和自動控制儀表、細節等組成。而 VAV 系統控制細節以室內溫度通過末端裝置設在房間的溫控器進行設定，溫控器本身自帶溫度檢測裝置，當房間的空調負荷發生變化實際值偏離設定值時，VAV 系統根據偏離程度通過計算，確定送入房間的風量。送入房間的實際風量可以通過 VAV 系統的檢測裝置進行檢測，如果實際送風量與系統計算的送風量有偏差，則 VAV 系統自動調整進風口風閥以調整送風量。例如夏季，當室內溫度高於設定值時，VAV 系統將開大風門提高送風量，此時主送風道的靜壓 P 將下降，並通過靜壓傳感器把實測值輸入到現場 DDC 控制器，控制器將實測值與設定值進行比較後，控制變頻風機提高送風量，以保持主送風道的靜壓。如果室內溫度低於設定值時 VAV 系統將減小送風量。冬季和夏季的調節方式相同，但調節過程相反。

一般在下列系統宜採用 VAV 系統：

(一)同一個空氣調節風系統中，各空調區的冷熱、負荷差異和變化大、低負荷運行時間較長，且需要分別控制各個空調區溫度。

(二)建築內區全年需要送冷風。

陸、VAV 可變風量系統設計

可變風量空調系統是一種通過改變送風量來調節室內溫濕度的空調系統。變風量系統 60 年代起源於美國，由於其有節能的優勢，而在各地迅速發展。目前在全世界空調系統已有 30% 的佔有率，並且成為空調發展的必然趨勢。VAV 系統在國外高層建築使用率已達 95%。VAV 送風區別於其他送風形式的優勢主要在於以下幾個方面：

- (一) 節能：由於空調系統在全年運轉下，大部分時間是在部分負荷下運行，而變風量空調系統是通過改變出風量來調節室溫的，因此可以大幅度減少送風風機的動力耗能。當全年空調負荷率為 60% 時，它可節約風機動力耗能 78%。
- (二) 可適時利用外氣冷源：因為變風量空調系統是全空氣系統，在過渡季可大量採用外氣作為自然冷卻，相對於室內送風機系統，能大幅度減少製冷機的能耗，而且可改善室內空氣品質。
- (三) 靈活性好：在裝修過程中，風口位置可通過軟管連接任意改變。
- (四) 減少綜合性初期投資，而且維修量小，壽命長。

可變風量 VAV 系統之系統流程如圖 6.1 所示，完整系統之控制包括五個子系統；室內溫度控制、供風量控制、供風及回風風量之匹配、供風溫度控制、及外氣量的節能循環控制，這些子系統的控制問題及一些 VAV 整體系統所產生的問題都和這五個子系統的運作有相當的關聯性。

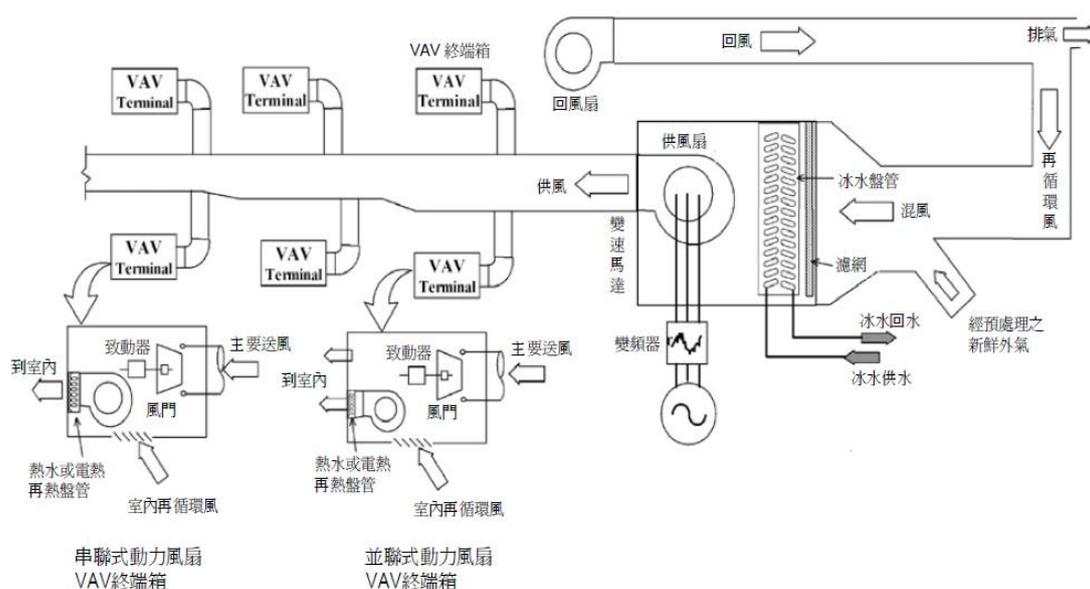


圖 6.1 可變風量 VAV 系統之簡圖【20】

6.1 VAV 應用技術與效益

全空氣系統是常用的空調送風系統，冰水主機所製造的冰水不直接送到室內，而是送到每層樓(或兩層以上共用一個機械房)的機械房，由機械房內之空調箱將空氣冷卻再送回室內。這種空調方式可以集中處理空氣，以獲得較佳之空調品質，如溫濕度控制、清淨度等。另外空調設備集中，較易維護。其缺點為風管較長，送風耗能大。解決耗能方法為使用 VAV 空調系統，其可節省大量的送風耗能。

傳統之空調送風系統都設計為定風量系統，對於室內負荷的變動，則以送風溫度之變化來控制之，為進一步節省風車之能源消耗，近年來可變風量系統之應用日漸普及，而所謂可變風量風機則是將送風溫度固定，以調節送風量的方式來應付室內空調負荷之變動。簡言之，以一定溫度來送風，視室內熱負荷變動來改變送風量大小的空調方式，這種方式藉由 VAV 終端箱之溫度開關之控制，以調節風門開度，調節送風量維持室內恆定溫度，並藉由風車變頻控制以節省風車馬力。使用可變風量系統送風應維持最低限制送風量，並慎選出風口，使不同負載時室溫都能維持平均。

以下說明 VAV 系統之原理。VAV 系統流量的監控如圖 6.2 所示，在系統中用溫度和壓力的感測器 (transmitter)，偵測風管內溫度及壓力的改變，然後將訊息傳給接收控制器 (receiver controller)，以控制風門和風扇的進氣量及冷盤管的冷水量來節約能源。其詳細控制程序如下：

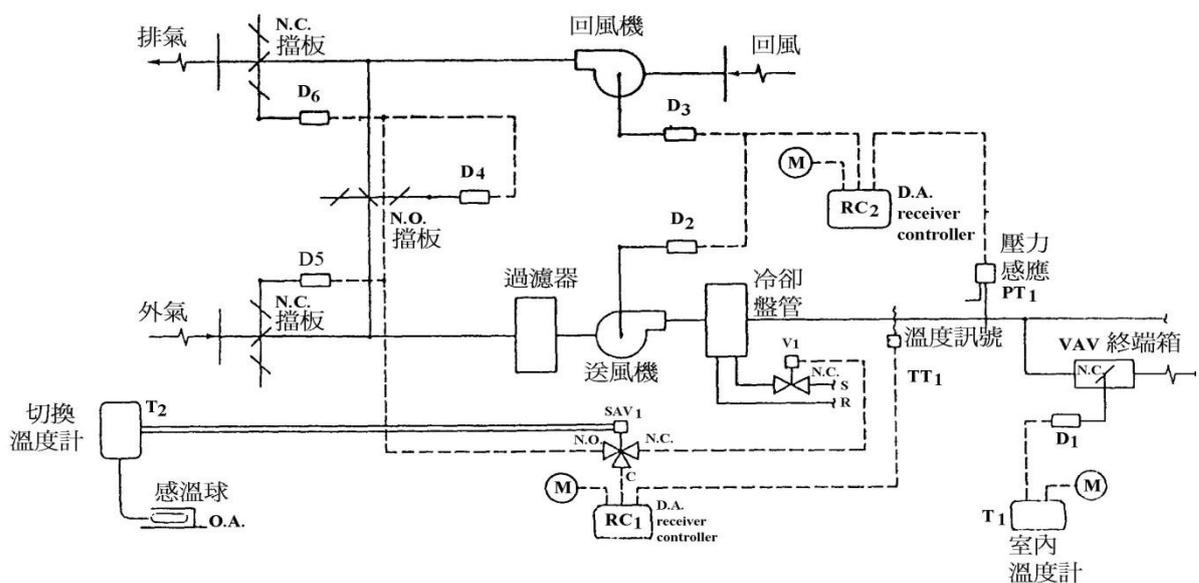


圖 6.2 VAV 空調系統之控制流程圖【2】

- (一)冷房內恆溫器感測到室溫升高時，驅使 VAV 終端箱將風門開啟的範圍加大，以讓更多的空氣進入室內。
- (二)由於風門大開，流出主風管之流量大，造成風管內空氣靜壓降低。接收控制器獲得壓力訊息後便控制風扇的轉速，以增加空調箱空氣的吸入，補充負荷增加所需要的冷空氣。
- (三)在動作(二)的同時，接收器 RCI 因感測到風管內溫度升高所傳來的訊息，一方面打開風門開啟的程度，另一方面則參考戶外的溫度，重新調整並由冰水機供應較多之冰水量，以適時降低空氣溫度。

根據風扇定律，風扇馬達之功率消耗亦與風扇之轉速三次方成正比，因風量與風扇轉速之一次方成正比，故風扇馬達之功率消耗相當於風量三次方成正比。以一年為基準，相較於其他空調系統，VAV 系統的風扇耗能較低。風量減少的方法可改變馬達傳動改變轉速、藉由調整風門改變風量、安裝吸入口導流片(inlet vane)等等。

而在出風口的設計上，不良的設計使出風口氣流傾洩而下造成局部過冷，如圖 6.3 所示，通常可以裝設擴散器(Diffuser)使出風可以均勻分佈在整個空調區域如圖 6.4 所示。

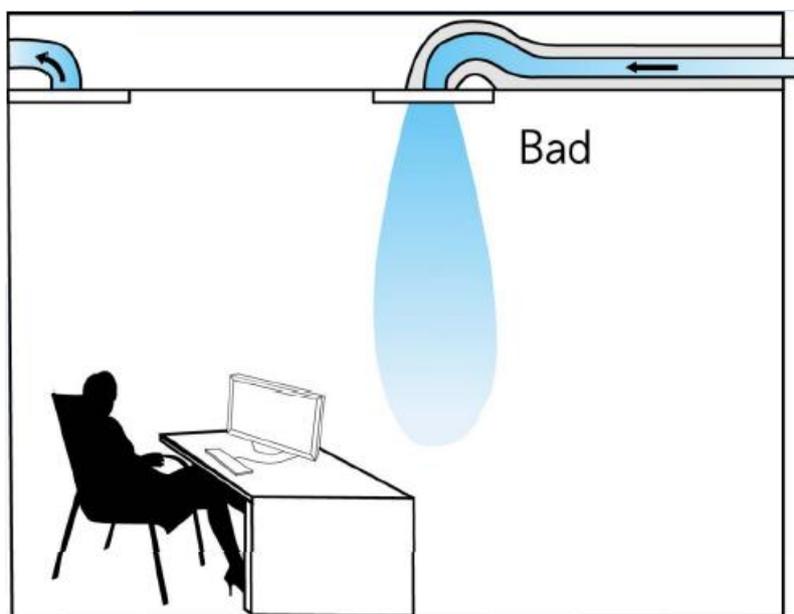


圖 6.3 不良的通風設計【15】

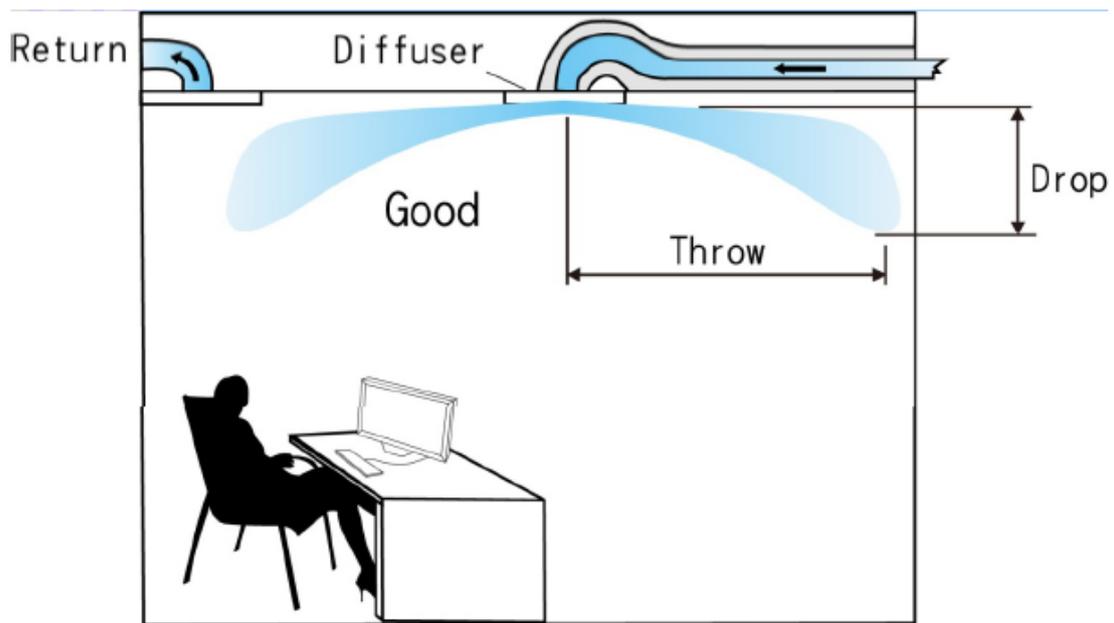


圖 6.4 良好的通風設計【15】

一、VAV 系統之空間溫度控制

對VAV系統來說，空間的溫度是藉由改變供風量來控制，而不是被供風的溫度所控制，其末端的控制裝置是VAV終端箱。

VAV 終端箱之設計有多種類，以VAV的功能而言，可由圖6.5作簡略的說明，圖6.6為另一種設計，增加一風機以提高室內空氣之流動量。其之設計要點為變化送風量來控制室溫，室內溫度計所量測到的溫度與設定溫度作比較，室溫較高時將擋板開度加大，提高冷氣效果，反之將擋板開度關小。由於在此系統中，分別於室內及風管內設置溫度感測器，因此可依據不同空間的冷房負荷作調節用，以達到多區域(multi-zone)溫度控制的要求。可變流量式的空調系統在元件上多了一些溫控及控制流量的風門，構造上顯然比單區域式的複雜，所以造價也稍高。但由於它的節能效果與較佳之空調品質，因此是一種較前瞻性的系統，在美國已是市場之主流之一。

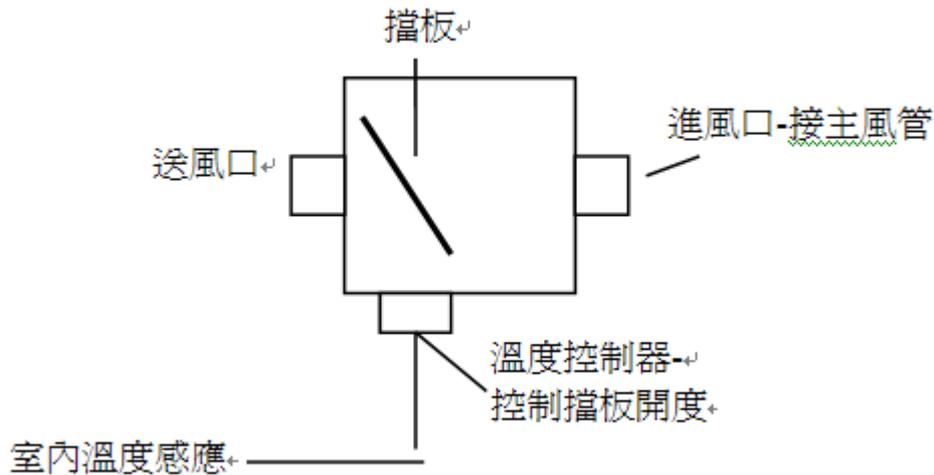


圖 6.5 VAV 終端箱之設計【2】

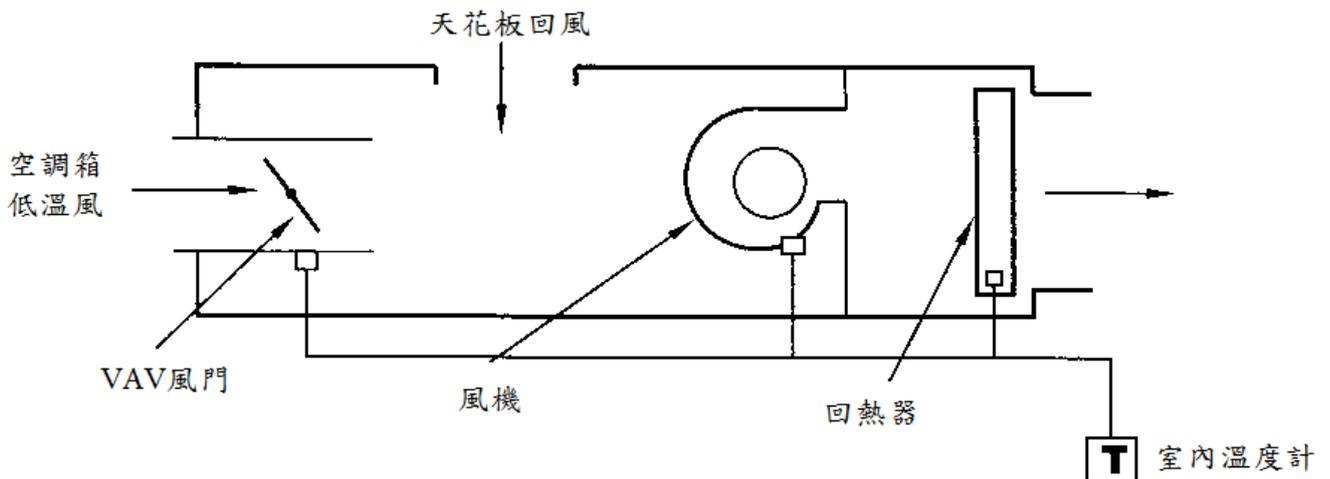


圖 6.6 以風機提升室內空氣流動量之 VAV 終端箱【2】

VAV 終端箱內部通常含有一馬達驅動的風門。若 VAV 終端箱裝置對於在風管中的靜壓變化不具有靜壓補償之功能，則很難進行準確之控制。大部份的 VAV 終端箱採用以下兩個方法中的其中一個，以進行準確控制。如圖 6.7 所示之區段風量控制，是採用風量(風速)感測器(控制器)，根據其設定值控制風門大小，以確保適當之送風量，其設計值是由空間內之溫度感測器所重置。在圖 6.8 所示之區域風量控制方法，是直接由室內溫度感測器之回授訊號，以馬達進行風門大小的控制，該裝置含有一彈簧，以補償系統壓力之變動。

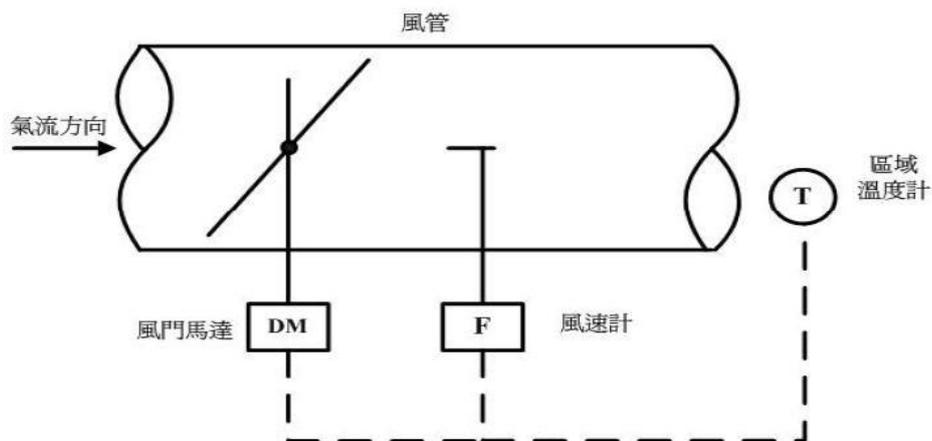


圖 6.7 區域風量控制-利用風速補償【20】

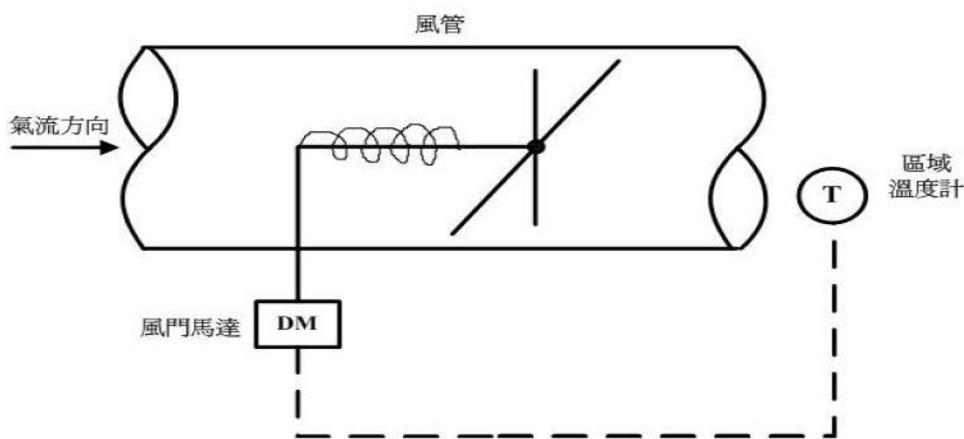


圖 6.8 區域風量控制-利用機械式補償【20】

為防止低風量造成空氣分配及換氣的問題，建議設定最低之風門開度門檻值，其設計值建議大約為30%至50%，但40%至50%則更佳。再者，需注意的是，當空調負荷較低時，可能需要將供風溫度提高，以避免過冷。

二、VAV 系統總供風量調整

當末端VAV終端箱之風門調整時，總供風量將產生變化。目前有許多供風量調整方法，以進行風量之匹配控制。其中最有效的節能方法，就是使用進氣導流葉片風門及風扇速度控制，這兩者都是在供風管的某些位置設置壓力感測器，控制使其維持固定的靜壓。除非具有壓力設定點重置之功能，否則壓力感測器通常是

裝置於設定壓力小於系統總壓力三分之一的位置。

三、VAV 系統供風及回風控制

要如何控制 VAV 系統之供風及回風達到一致的風量調整，這可能是在 VAV 系統最困難且最受爭議的部分。一般而言，為了彌補排氣風量及建築室內壓力的建立，回風量應少於供風量。最簡單的控制方式如圖 6.9 所示之單一控制器的風管設計，在供風管中，回風及供風兩個風扇均被一個安裝在供風風管內的靜壓控制器所控制。因控制器以同樣的比例來降低供風與送風量，故兩者風量之絕對值差異亦隨之下降，因此將會造成外氣補風量與排氣量失去平衡。

有效的補償方法是設置風量感測器，也就是如圖 6.10 所示，利用風量計補償的風管設計，精準的量測供風及回風的風量，且調整風量保持絕對差。這是最昂貴的控制系統，但也是較好的控制系統。

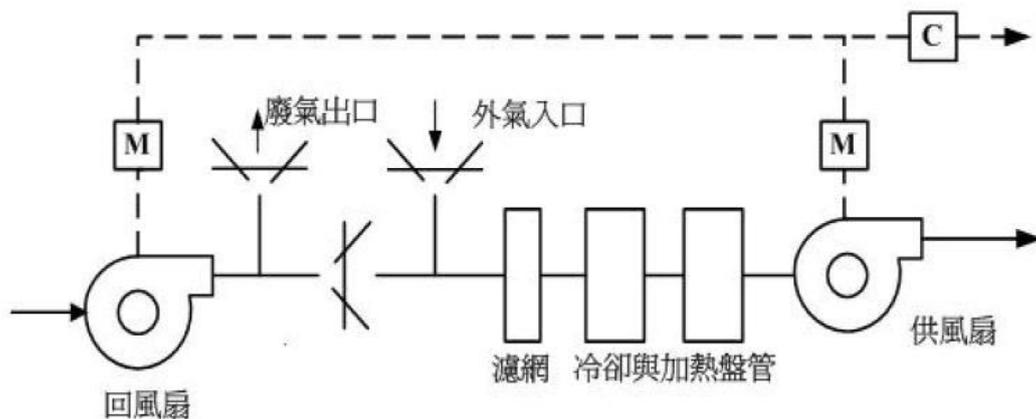


圖 6.9 單一控制器的風管設計【20】

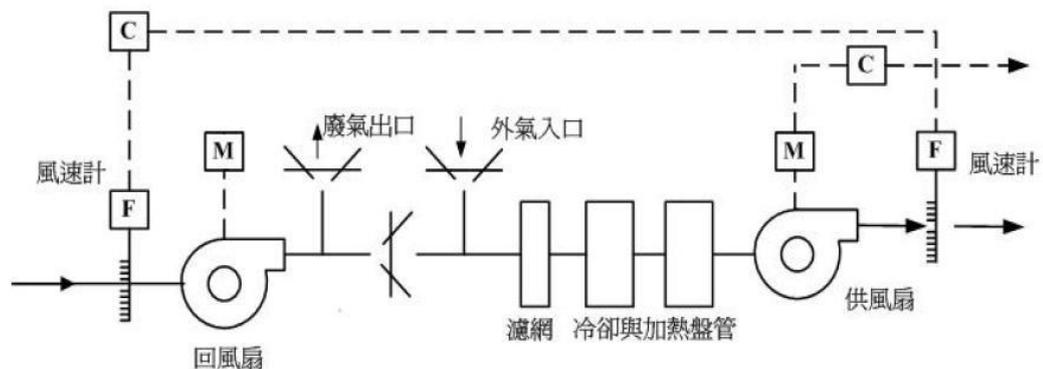


圖 6.10 利用風量計控制的風管設計【20】

圖 6.11 利用二個靜壓控制器的風管設計，是相當經濟有效的系統設計方案。該系統在供風及回風扇使用分離的靜壓控制器，重置回風扇控制器以維持兩個風量之間的絕對差。該系統之主要問題在於尋找較好的回風靜壓測量點，混風區就是好的測量點，但是擾動較大。圖 6.12 表示方法是一個成功的使用案例，在濾網的下游的空氣相對較穩定，較適合測量點的設置，但可能會受濾網骯髒產生壓降而影響。

另一個選擇是使用排氣輔助風扇，來替代回風風扇，如圖 6.12 所示。採用排氣輔助風扇控制之方法只適用於較短的回風管路及回風壓損時，排氣輔助風扇及風門可由建築內部之壓力控制。

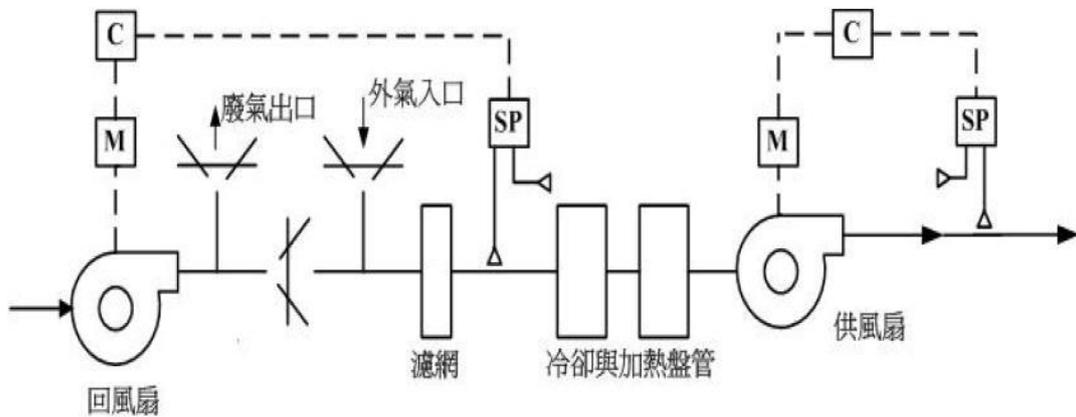


圖 6.11 利用二個靜壓控制器的風管設計【20】

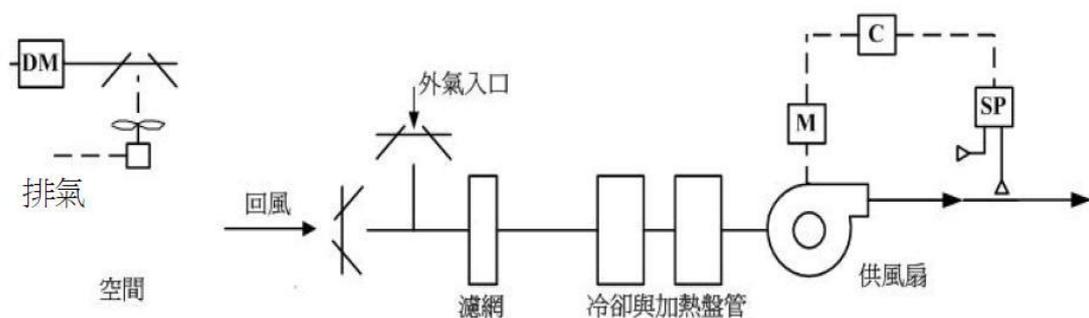


圖 6.12 利用排風控制提供回風平衡的風管設計【20】

四、風量控制方法

(一) 改變馬達傳動改變轉速(轉速控制)

此種的控制方式，係以改變旋轉速度的方式，達到改變風量的目的。從圖6.13

中可以看出當風量改變時，風機的壓力曲線作了很大的變化。當風量從 Q 減小為 Q' 、 Q'' 時，風機的旋轉速度也由 N 變為 N' 、 N'' ，壓力曲線也由 P 變為 P' 、 P'' ，功率曲線由原來的 L 變為 L' 、 L'' 。

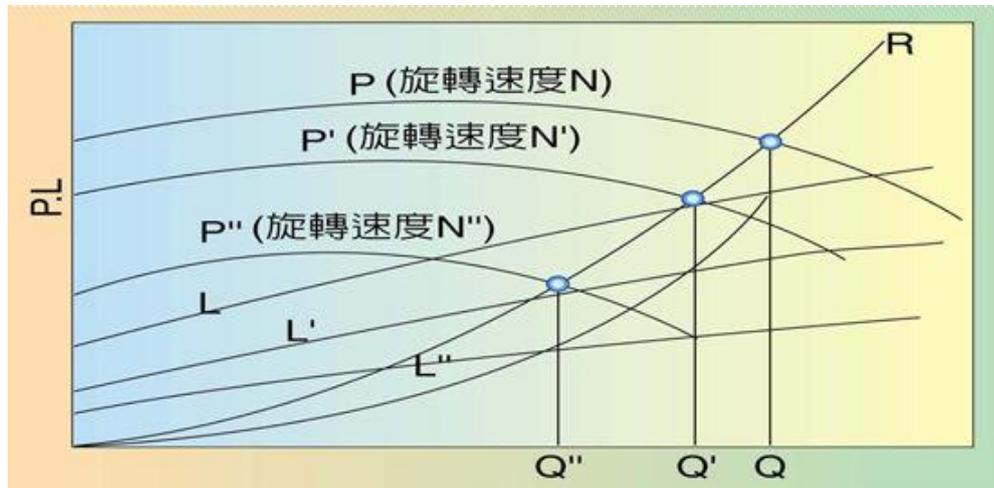


圖 6.13 風機壓力曲線變化【22】

(二)藉由調整風門改變風量(出口節流控制)

此種控制方式為在送風機的出口風管處裝置風量控制閥門或擋板，控制閥門開啟的角度，增加不同的阻力，以調節風量的方式。現由圖6.14對此控制方式作一說明。圖中A點為此系統的轉運點， P 為送風機的壓力曲線， L 為送風機的功率曲線， R 為系統的阻力曲線。當閥關小時，系統阻力曲線由 R 變成 R' ，運轉點由A點相應的移至 A' 點，因此風量由 Q 調小至 Q' 。

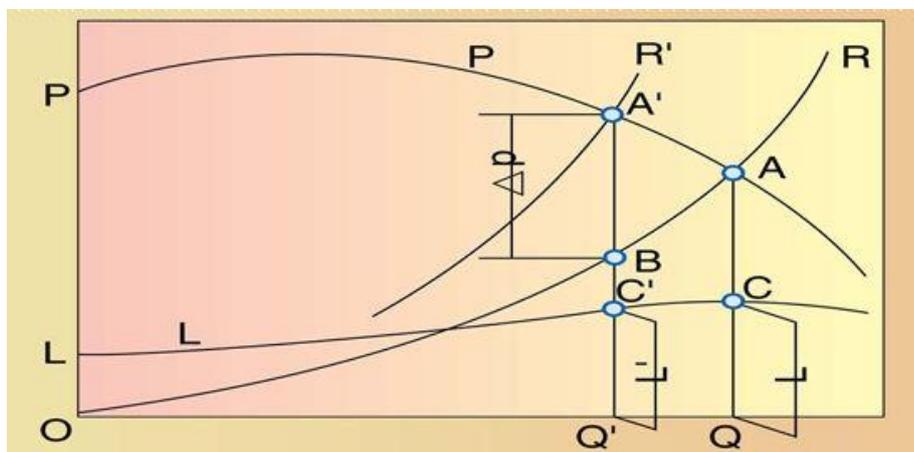


圖 6.14 風機壓力曲線變化【22】

(三)安裝吸入口導流片(入口節流控制)

此種的控制方式是藉由改變風機進口導葉閥的角度達到調節風量的目的。隨著風機進口導葉閥的開啟角度變化，由於風機入口處壓力改變，導致風機的壓力特性曲線如圖6.15中所示，由P作P'、P''的變化。當運轉點由A點移至A'點時，風量由運轉點的Q變化至Q'時，而風機的功率由L變成L'。功率L與L'之差即此種的控制方式與定風量系統省能之處。

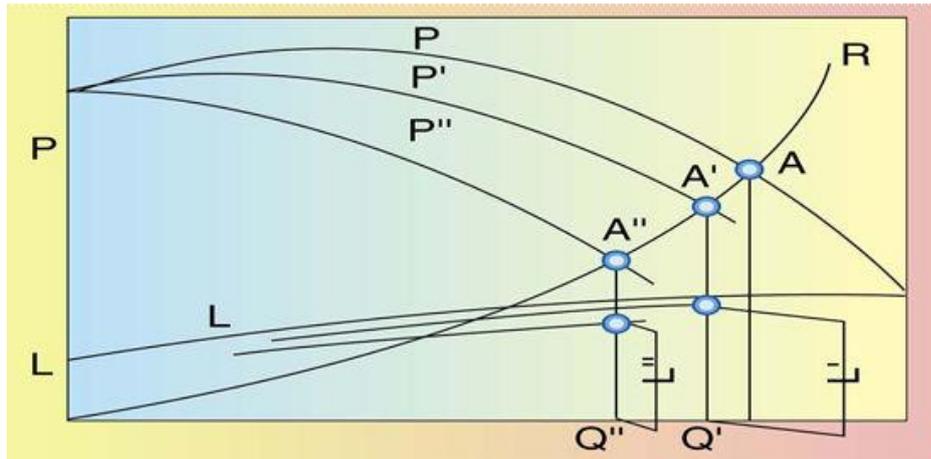


圖 6.15 風機壓力曲線變化【22】

其節能效益：變轉速>吸入口導流片>風門調整。

另外減少風量可能衍生的潛在問題有：

1. 當風車風量減少其他風車風量也會減少。
2. 減少的風量在系統上也會造成其他的影響，包括直膨管排、送風型態、外氣、回風、通風設備、濕度、管排的熱傳效率等。
3. 室內空氣品質和舒適度問題。
4. 減少的風量太多，導致空氣無法適當分配、換氣不良、高濕度及人員抱怨。
5. 若使用直膨式盤管，風量的減少將導致盤管結冰及空氣溫度控制不良。
6. 在任何 VAV 系統中，在系統各個末端出口之間，有效靜壓的分佈非常廣。若要取得良好的區域控制，就要採用適當之系統平衡及壓力補償的方法。
7. 對於回風與送風之平衡與匹配控制，是相當的複雜且成本也高。

因此使用VAV系統需要謹慎的考慮及充分的理解，並留心在每個子系統的設計、控制與運作細節。

另外選用風車必須注意以下問題以避免效率降低、增加耗能：

1. 葉片不均衡時會造成振動、噪音及傳動裝置過熱，葉片在動力上必須平衡，且在重量上也要平衡。
2. 葉片排列不當及不規律的重疊及吸入口的空隙，都會造成運轉中風車極大的風量損失。
3. 排列不當指葉片中的中心沒裝置在吸氣錐的中心點，重疊和空隙都會造成系統效應及進氣口紊流。
4. 排風口安裝不良也會影響到風量、靜壓，並會造成振動、噪音嚴重時或造成風管破裂。
5. 彎曲變形的軸會造成過熱或是葉片飛脫及振動。
6. 軸安裝時的角度也須注意否則會造成摩擦。
7. 系統曲線差異，在實際運轉時期系統曲線必定和設計目錄上風量、靜壓、馬力支系統曲線大不相同。

五、VAV 系統外氣節能循環控制方法

VAV系統的外氣節能循環與任何型的空調系統是一樣的，除了一個重要的差異點，也就是外氣最小量的循環上，當供風量下降，外氣量也會下降。因此，必須執行下列三項中的一項：

- (一)增加最小外氣的設計量，如此最小供風量及最小外氣量皆可符合需求及換氣法規。
- (二)在外氣風管中加入一個流量計，以維持在任何供風條件下的外氣最小設計量。
- (三)在適當位置安裝二氧化碳感測器，感測器居室內之環境空氣品質，進而調整外氣引入量。

從節能的觀點來看，第二個方法是比較好的，但會使系統較複雜。仍需對每個系統進行評估。有時可看到VAV系統中的一些問題，也看到利用可變控制的子系統解決這些問題。這些都是來自於實務與經驗的建議。並非唯一的系統，也不是最好的系統。在設計中，必須要研究每個系統，進而找出最佳或至少能接受的答案。

六、VAV 變風量系統之應用設計者應考慮的要素

大多數的場合，在非人員活動期間可允許調降最低供風流率及最小外氣流率。

這樣的調降措施，可適用於任何長時間非人員活動且具正負壓氣密控制的醫護空間，利用VAV變風量空調系統之設計可達成此目的，並且具有可觀之節能成效。對於全時間連續正負壓及氣密控制且在任何使用的時間均可重新建立滿載換氣率的空間，美國建築學會(AIA)及ASHARE可允許在非人員活動期間降低其通風率至滿載25%的換氣率。

舉例而言，當我們在評估一個有效的醫護設施之VAV變風量空調系統時，設計者應該詳細考慮下述的要素：

- (一)空調系統提供使用的空間之所需運轉時間。
- (二)最小換氣量與符合空調顯熱負荷所須供風量之間的差異量。
- (三)正負壓氣密控制的需要條件：正壓、負壓、平衡壓或無壓力控制。

例如，每天操作二十四小時的空間(急診室、24小時實驗室、配藥區域、加護病房、嬰兒房...等等)或空間的冷房顯熱需求沒有明顯大於最小換氣率需求，則降低風量可能不會大幅度降低耗能。

然而對於以下特性之空間，採用VAV變風量空調系統，可明顯降低耗能：

- (一)無連續正負壓控制、或無最小換氣需求
- (二)空間具有明顯之非人員活動期間
- (三)空間的冷房顯熱需求明顯大於最小換氣率需求

大多數的醫護空間都具有明顯的VAV節能潛力，這些具有VAV系統節能明顯之空間包括：

- (一)大多數的恢復室、剖腹室、放射室、X光室、放射藥物空間、X光斷層掃描室、超音波室、磁共振室、物理治療室、門診區及手術室、心臟導管區、等候區、維修區及其他區域、查驗室及作業區。(註：醫療廠所有特殊規定，如有手術室有ACH標準，不可用VAV系統)。
- (二)辦公室、飲食區、洗衣房。
- (三)典型的醫護空間，大約只有20%的空間會每週使用超過60~70小時。除了一些急診用的手術室、恢復室、放射區域，使用中的手術室及手術預備室之外，很少每週使用超過60~70小時，這些空間通常只佔總手術區域的20%。

七、VAV 之效益

在一般的設計手法裡，設計的風量係在最嚴苛的狀態下所設計的風量，但是

在實際的情形中，系統在此設計狀態下運轉的機會並不多。定風量系統係風量固定，而以改變送風溫度以反應室內負荷變動，所以即使空調負荷降低，但風機的耗能卻是在100%的狀態。但變風量系統係採送風溫度固定，風量改變的方式，因此配合適當的風機風量控制方式進行省能運轉。使系統在部分負載的狀態，從圖6.16中便可以看出變風量系統風機的省能情形。

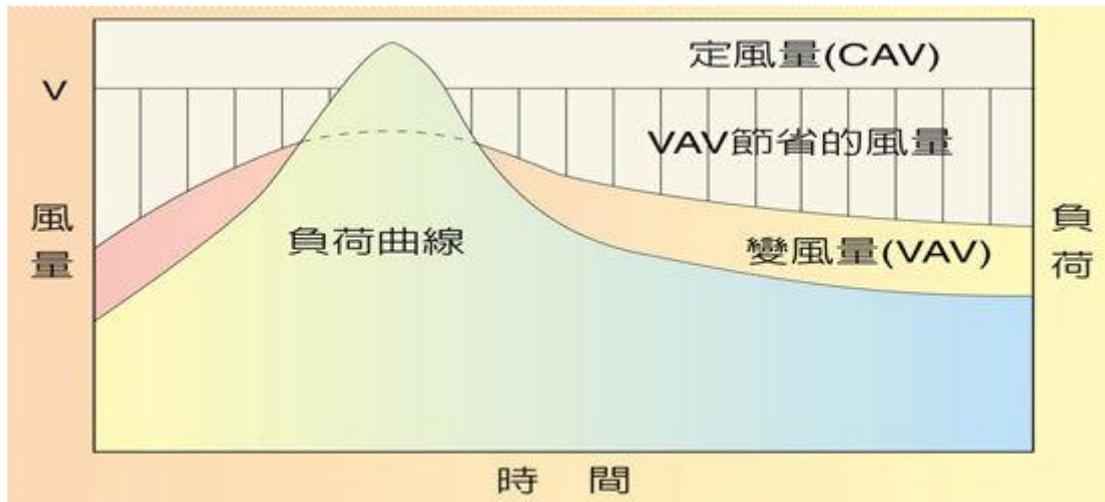


圖 6.16 VAV 節能效益【22】

6.2 可變送風量(VAV)潛在問題-室內空氣品質(IAQ)與熱舒適度(Thermal Comfort)

一般空調系統所要求的舒適度主要有二：一為熱感上的舒適，另一為室內空氣品質(IAQ)。其中又以熱舒適最為直接影響人體對空調舒適度之感受。根據國際標準組織 ISO 7730[1]的定義，熱感上的舒適為「當人的下意識對所處之熱環境表示滿意時的狀況」(That condition of mind which expresses satisfaction with the thermal environment)。造成舒適的條件必須是人體新陳代謝產生的熱量與流失到體外的熱量需相等。因此，影響熱舒適度之因素可分為：(1)人體影響因素-活動量(新陳代謝率)、衣著量(2)環境影響參數-氣溫、平均輻射溫度、風速、濕度。

一、室內空氣品質

由於國人生活水平隨著經濟發展的腳步不斷提昇，對於工作及居住環境的品質越亦注重，在此背景下，有關環境與健康的要求也越來越高。人們每天約有 80% ~ 90%的時間是處於室內環境之中，室內空氣品質的好壞；直接影響的是人體健

康，而間接影響的是工作的效率與品質，空調系統帶來舒適環境時，相對的也可能會產生「病態建築物症候群」(Sick building syndrome)，世界衛生組織(WHO)將此症候群，定義為「凡因建某物中的空氣汙染導致人體健康異常，如氣喘、神經毒性症狀」。於1982年，美國冷凍空調協會(American society of Heating Refrigerating and Conditioning Engineers, ASHRAE)定義室內空氣品質，指出空氣中所含的未知汙染物達到傷害人體健康的濃度，即可說是以人們最基本的健康需求為考量，所提出的空氣品質要求。遭受汙染的室內空氣是一種隱形的殺手，不知不覺已對健康造成危害，所以室內空氣品質一定要有所改善，才能維護人體健康。因此，空調系統循環的空氣品質之於室內使用者的健康已是非常重要的課題。

是以，綠色建築技術對建築物提出的九大評估指標為：生物多樣化指標、綠化指標、基地保水指標、日常節能指標、二氧化碳減量指標、廢棄物減量指標、水資源指標、污水與垃圾改善指標與室內健康環境指標，不但包含環保與節能的觀念，而且其室內健康環境指標的評估標準與空調極為關心的室內空氣品質(Indoor Air Quality, IAQ)問題相符，所以綠色建築技術之規範與空調系統的設計有著密不可分的關係。

而國內環保署亦已於2011年12月通過「空氣品質管理法」，使我國成為世界上繼韓國第二位將室內空氣品質管理立法推動的國家。室內空氣品質的要求以受法規約束與保護，空調系統之通風換氣系統必須予以嚴肅因應，以合乎健康與法規的要求！

而空調換氣的目的是要改善室內空氣品質，當室內有汙染源不論是來自物品，如來自家俱、裝潢、油漆之揮發性有機物(VOC)，或人員的二氧化碳、異味等等，藉空調換氣可將汙染物稀釋，降低危害濃度。室內空氣品質問題在1970年代末期到1980年代初期才較被注意到。為了讓室內空氣品質有所規範，我國環保署在推動室內空氣品質管制工作上已於94年12月30日公告「室內空氣品質建議值」，內容如表6.1所示。

表 6.1 環保署室內空氣品質建議值【21】

項目	建議值			單位
二氧化碳(CO ₂)	8 小時值	第 1 類	600	ppm(體積濃度百萬分之一)
		第 2 類	1000	
一氧化碳(CO)	8 小時值	第 1 類	2	ppm(體積濃度百萬分之一)
		第 2 類	9	
甲醛(HCHO)	1 小時值		0.1	ppm(體積濃度百萬分之一)
總揮發性有機化合物 (TVOC)	1 小時值		3	ppm(體積濃度百萬分之一)
細菌(Bacteria)	最高值	第 1 類	500	CFU/m ³ (菌落數/立方公尺)
		第 2 類	1000	
真菌(Fungi)	最高值	第 2 類	1000	CFU/m ³ (菌落數/立方公尺)
粒徑 ≤ 10 微米(μm)之 懸浮微粒(PM ₁₀)	24 小時值	第 1 類	60	μg/m ³ (微克/立方公尺)
		第 2 類	150	
粒徑 ≤ 2.5 微米(μm) 之懸浮微粒(PM _{2.5})	24 小時值		100	μg/m ³ (微克/立方公尺)
臭氧(O ₃)	8 小時值	第 1 類	0.03	ppm(體積濃度百萬分之一)
		第 2 類	0.05	
溫度(Temperature)	1 小時值	第 1 類	15 至 28	°C(攝氏)

註：

- (一) 第 1 類；指對室內空氣品質有特別需求場所，包括學校及教育場所、兒童遊樂場所、醫療場所、老人或殘障照護場所等。
- (二) 第 2 類：指一般大眾聚集的公共場所及辦公大樓，包括營業商場、交易市場、展覽場所、辦公大樓、地下街、大眾運輸工具、及車站等室內場所。
- (三) 勞工作業場所依室內空氣污染物濃度標準，不適用本建議值。

為了達到可接受的室內空氣品質，避免室內二氧化碳濃度變高其送入空間的

外氣量必須要有一定的要求，且送入之外氣需經過處理以確保空氣品質，不同空間之通風量規範如表6.2所示。

表 6.2 不同空間之通風量規範【15】

	美國 UBC 法規 (Uniform Building Code) 1997 年	美國 NBC 法規 (National Building Code) 1995 年		台灣建築 技術規則 1996 年
空間	通風量	通風量		通風量
住宅	0.4 ach	臥室	10 cfm / room	8 m ³ /h
		廚房	100 cfm / room	
辦公室	4 ach	20 cfm / 人		10 m ³ /h
小學	4 ach	=		20 m ³ /h

註：CFM = ft³/min = 0.028 m³/min

二、熱舒適度(Thermal Comfort)

影響人體熱舒適度的決定因子非常複雜，當中不但有生理因素更包括了心理因素層面。丹麥學者 Fanger 經由 1300 位左右的檢測人選，將其安置於「人工控制熱環境實驗室」中進行實地檢測，依照其溫度、濕度、氣流、著衣量及工作強度等物理量進行統計分析，以此數據找尋舒適與不舒適度間之範圍，以便進一步建立 PMV 與 PPD 之評估指標。而過去五十年來有非常多熱舒適的標準被提出，其中最受注目的為 (Fanger, 1970) 首度提出熱舒適理論，在 Fanger 的預測平均投票(predicted mean vote, 簡稱 PMV) 模式中，說明人體內淨熱量與其周遭熱平衡的關係。

PMV 指標提供一個參考平均值，用來衡量人體在一個環境中的舒適度，PMV 可以由單一數字(+3 ~ -3)來指出包含了各參數的舒適度。PMV 指標的產生是來自

於許多受檢測者，在特定的測量環境裡，對一些環境條件所做出的主觀評估，從而得到人體熱舒適度之指標，該指標共分為 7 個階段，範圍由-3(極冷)延伸至+3(極熱)，中立點 0 代表熱感適中的狀況。

熱舒適是一種主觀的反應，及個人心智的描述；在一個空調控制的空間中，不見得每個人都滿意當時的熱舒適環境，因此必需在 PMV 下進一步描述不滿意的比率(predicted of percentage dissatisfied, 簡稱 PPD)(Olesen and Bragen, 2004)。

PPD 值為人體對某一環境的感受所不滿意的程度，並已受測人數的百分比表示。假設 30%則為該環境下受測人數有 30%感到不舒適。PMV 指標和 PPD 指標相對應關係如圖 6.17，在固定 PMV 值下可以查出其 PPD 值，得知在此環境條件下受測人數有百分之幾感到不舒適。

PMV	熱冷感	PPD
+3	非常熱	99%
+2	熱	75%
+1	稍微熱	25%
0	舒適	5%
-1	稍微冷	25%
-2	冷	75%
-3	非常冷	99%

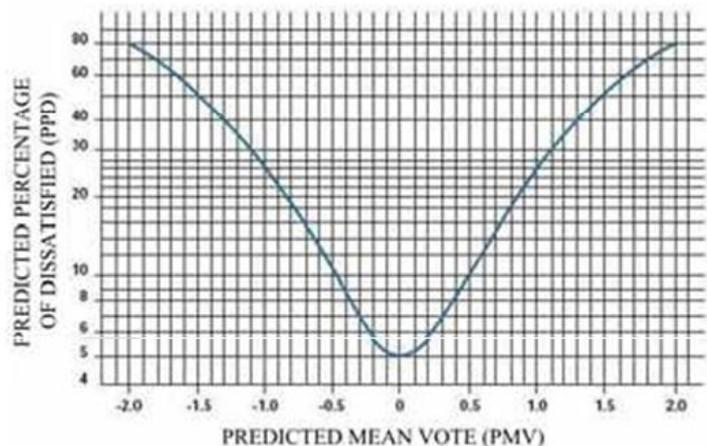


圖 6.17 PMV 與 PPD 指標之相關對應

PMV 主要的影響因子包括四個環境因素(室內溫度、相對濕度、熱輻射及風速)及兩個人為因素(衣著量及工作量)。在室內空調設計上，大都以 PMV 的調查結果做為設計溫度控制的依據(Nicol and Roaf, 2005)。後來的研究也以六個基本因素為主要的對象，也因各地的文化、種族、活動等特性的不同，而有些不同的結果。Humphrey(2005)也認為在設定最佳熱舒適度的六大影響因子有不同的關聯性，其對使用者的主觀感受也會造成不同的結果，如照明與相對濕度對舒適的感覺會有明顯的影響。另外，空氣的流向也會影響人體舒適的感覺，通常空氣流向在頭部及臉部方向的感覺較為舒適，若是流向從腳下及背部經過，會感覺局部過冷的現象，此原因是臉部附近產生的熱源會往上升，需要利用氣流把熱氣帶走，反之腳下部份溫度較低，若再增加氣流，則會有冷的感受(Zhang,,et al., 2007)。

室內舒適度反應室內使用者對熱的感受，它對建築物的節能提供一項重要的參考依據；室內舒適溫度設計值大都以 ASHRAE 所建議的「舒適區域(comfort zone)」中的有效溫度(ET*)為主；ET*是說明當人員在普通坐姿下，著衣量 0.6 clo，風速在 0.25m/sec 以下之平穩氣流狀態下，人體冷/熱感的判斷指標。其訂定空調環境熱舒適範圍如圖 6.18 所示，由於人們通常隨著季節天氣變化變更穿著，藉由上述評估指標可以看出，在不同季節中，一般民眾感覺舒適的狀態時，所對應的環境溫度、濕度及風速。

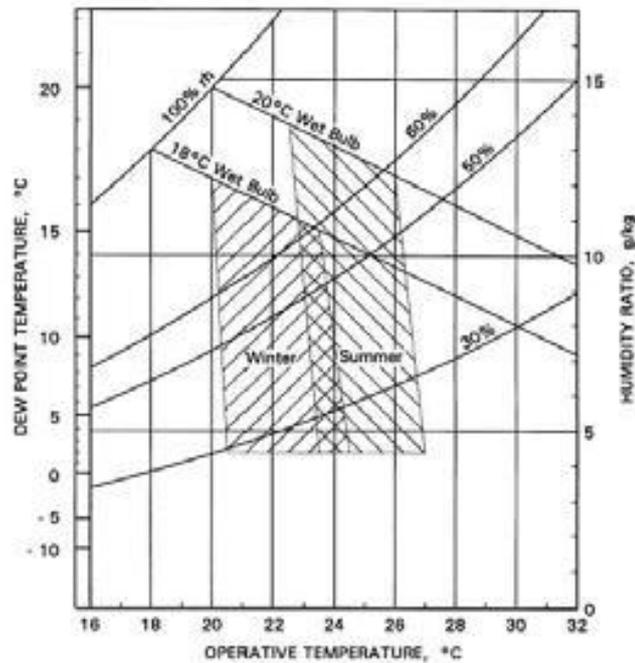


圖 6.18 ASHRAE Standard 55 中規範之舒適區域

柒、冷能/熱能回收(heat recovery)

7.1 冷能回收應用技術

空調系統為因應人體健康考量，必須引入適量的新鮮空氣，同時間必須排出室內較髒污的空氣。以台灣夏季為例，外氣常是高溫高濕的狀態，而需排除的室內冷氣則是低能量的冷氣，此種為人體健康考量的必要操作過程卻是相當耗能的。因此，為了節約能源考量，可以在排出室內較髒污冷氣的同時，與引入的新鮮但高溫高濕的外氣相互熱交換，以減少引入新鮮空氣的能量，降低新鮮空氣進入空調箱空氣處理時所需的能耗，此為冷能回收之應用理念。

因此，應用熱交換器，如全熱交換器、自然空調機或熱管(heat pipe)設備等冷能回收設備，將低溫排氣之冷能予以回收預冷引入之新鮮空氣，可減少空調設備調節新鮮空氣之負擔。此外，亦可應用節能器(economizer)，在外氣條件允許之適當時機，將外氣或冷卻水之冷能以控制之手法予以利用。

一、基本結構：

外氣換氣機是一種將室外新鮮氣體經過過濾、淨化，熱交換處理後送進室內，同時又將室內受污染的有害氣體經過過濾、淨化。熱交換處理後排出室外，而室內的溫度基本不受外氣影響的一種高效節能，環保型的高科技產品。外氣換氣機主要由熱交換系統、動力系統、過濾系統、控制系統、降噪系統及箱體組成。

其技術原理是由一般空調系統會引入約 30%之新鮮空氣和 70%之回風混合後，再加以處理成適合室內條件之空調送風；但這些被更換之空調回風通常比室外新鮮空氣更接近室內之溫溼度條件，因此如直接將之排出室外即代表能源之浪費；因此將低溫低濕之空調回風回收其能量再利用即可降低空調系統之負荷。

(一)熱交換系統

全熱交換器系統即是利用將空調回風和新鮮空氣進行能量之交換而降低引入空調外氣所增加之荷，靜止型交叉流式之全熱交換器內有許多平板之流道，以隔板與密封裝置將兩股流分開在每個平板之兩側，流向為交叉方向。平板多以可滲透之纖維製成，一邊吸收之水就可以滲透到另一邊讓另一股流帶出全熱交換器。這種設備本身不須有動力，維護簡單，為其主要優點。迴轉式顧名思義，需用一個小馬達造成這種蜂巢輪之轉動，蜂巢內為無數平行之小

通道，形成很大的交換面積。轉輪上需有裝置將之分成兩側，外氣流經一側，其熱量與濕氣有一部份被吸收在轉輪裡，已達飽和之部份持續的轉到另一側。較低溫及低濕之排氣流經另一側，將熱量與濕氣自轉輪帶走，達到吸熱吸濕能力再生之效果。轉輪式之優點為交換效率高，適用於較大型或外氣集中處理之系統如用於中央空調之空調箱。目前，無論在國內或是國外，在外氣換氣機上採用的熱交換器有靜止和旋轉兩種形式其中轉輪式熱交換器也屬於旋轉式類型。從正常使用和維護角度出發，靜止式優於旋轉式，但大於 $2 \times 10000 \text{CMF}$ 的大型機來說，一般只能靠轉輪式熱交換器才能實現，因此可以說靜止式和旋轉式各有優缺點。為了易於佈置設備內的氣流通道以縮小體積，外氣換氣機採用了交叉流、靜止板式熱交換器。亦即冷熱氣體的運動方向相互垂直，其氣流屬於湍流邊界層內的對流換熱性質。因此充分的熱交換可以達到較高的節能效果。

(二)動力系統

外氣換氣機動力部分採用的是高效率、降噪音風機。將經過過濾、淨化和熱交換處理後的室外新鮮空氣強制性送入室內，同時把經過過濾，淨化和熱交換處理後的室內有害氣體強制性排出室外。

(三)過濾系統

外氣換氣機的過濾系統分為初效、中效、亞高效和高效四種篩檢程式。換氣機在兩個進風口處分別設置空氣篩檢程式，可有效過濾空氣中的灰塵粒子、纖維等雜質，有效地阻止室外空氣中的塵埃等雜質進入室內達到淨化的目的，並確保主機的熱交換部件被汙物附著而影響設備性能。

(四)控制系統

1. 外氣換氣機選用可靠的電器元件，以安全可靠長壽運行實現不同風量的控制。
2. 根據不同的使用環境選配不同的控制方式。
3. 可實現自動、定時、預置。

(五)降噪系統

外氣換氣機主機外殼內側粘貼聚乙烯發泡材料，板金件結合處有長效密封材料，可有效的降低整機的噪音。

(六)外殼

外氣換氣機外殼採用櫃架結構，分別採用冷板噴塑、不銹鋼板等不同材質，

亦可根據使用者實際需求選擇不同材質加工。

二、全熱交換器之功能

- (一)過濾淨化空氣，保證室內的空氣品質。
- (二)保證室內的冷熱負荷（溫度）基本不受外氣的影響。

三、全熱交換器特點

- (一)雙向換氣。
- (二)室內外雙向換氣，外氣等量置換可有效防止空調病。
- (三)過濾處理。
- (四)配置不同過濾材料，外氣過濾處理，可有效淨化空氣。符合建築法規要求。
配裝不同的篩檢程式可有效阻止灰塵和有害氣體等污染物進入室內。
- (五)節能。
- (六)內置靜止熱交換器，熱交換效率大於 70%，冷熱負荷（室溫）不受外氣影響，大幅度降低外氣所需能量，實現節能目標。
- (七)應用簡便。
- (八)多種機型，適合從 15 平方米到 1100 平方米的建築單元，一體化結構，內置熱交換器、雙風機、篩檢程式，只需接通電源和風口（道）即可使用，不但簡化設計，而且適應各種改造工程。
- (九)安全可靠。
- (十)低雜訊風機和內部降噪處理，防止了對現場的干擾，整體系統除風機外無運動部件，幾乎無需維護，可確保長期穩定可靠工作，一勞永逸。
- (十一)低費用高效益。
- (十二)替代外氣處理設備，不必單設操作，可減少設備投資和建築面積，利用熱回收技術節能降耗，大幅度降低運行費用，節約外氣處理能耗 30% 以上，無冷熱源供應，一體化結構減少維護工作量，節省人工費用。

7.2 冷能回收設備

台灣大部份空調系統之外氣通風都不太恰當，不是完全無外氣換氣，就是外氣引入不當。完全無外氣或外氣量太少之空間，室內 CO₂ 及其他氣體濃度將逐漸升高，人們活動於其中將頭昏眼花不舒服，長期甚至影響健康。外氣引入太多，以台灣夏季之高溫高濕，引入外氣之熱負荷將成額外不需要之空調負荷而增加能源消耗。

全熱交換器將室內排出的汙濁空氣和室外送入的新鮮空氣通過傳熱板交換溫度，同時又通過板上的微孔交換濕度，從而達到既通風換氣又保持室內溫、濕度穩定的效果，這就是全熱交換過程。當全熱交換器在夏季製冷期運行時，外氣從排風中獲得冷量，使溫度降低，同時被排風乾燥，使外氣濕度降低；在冬季運行時，外氣從排風中獲得熱量，使溫度升高，同時被排風加濕，熱交換處理後排出室外，而室內的溫度基本上是不受外氣影響的一種高效節能環保型高科技產品。部分開發之機種安裝於天花板上，藉由風管的布置將室內欲排除空氣與室外新鮮進氣經由換氣機內的交流式全熱交換器回收室內的顯熱與潛熱以達到節能的目的是。而市面上之熱交換器種類：

一種是顯熱回收型，另一種是全熱回收型。顯熱回收型回收的能量是在外氣和排風的溫差上所含的能量；而全熱回收型是在外氣和排風的焓差上所含的能量。單從這個角度來說，全熱性回收的能量要大於顯熱回收型的能量，這裡沒有考慮回收效率因素。因此全熱回收型是更加節能的設備。以結構分為以下幾種：

1. 轉輪式熱交換器
2. 熱回收環熱交換器
3. 熱管式熱交換器
4. 靜止型板式熱交換器

在以上幾種熱交換器中，熱回收環型和熱管型一般只能回收顯熱。迴轉型是一種蓄熱蓄濕型的全熱交換器，但是它有轉動機構，需要額外的提供動力。而靜止型板翅式全熱交換器屬於一種空氣與空氣直接交換式全熱回收器，它不需要通過中間媒質進行換熱，也沒有轉動系統，因此，靜止型板式全熱交換器（也叫固定式全熱交換器）是一種比較理想的能量回收設備。

一、固定式全熱交換器

固定式全熱交換器是在其隔板兩側的兩股氣流存在溫差和水蒸氣分壓力差時，進行全熱回收的。它是一種穿透型的空氣全熱交換器。這種交換器大多採用板翅式結構，兩股氣流呈交叉型流過熱交換器，其間的隔板是由經過處理的、具有較好傳熱透濕特性的材料構成。

二、水全熱交換器

水全熱交換空調機之構成組件可分為熱管／鰭片熱交換器、水熱交換盤管、水噴霧器、可變風量風扇、可變水量馬達和控制器等。然而對全熱交換器的效率有以下影響因素：

所用材質的熱物性參數（包括：風量、速度、溫度、相對濕度等），在上述的第二個因素中，外氣的熱力參數，也就是室外的氣象條件，對全熱交換器的效率也是影響很大的。材質的熱性質參數以及室外氣候條件對三種效率的影響，這兩種因素對潛熱效率的影響要比對顯熱效率的影響明顯。

關於效率的影響因素，得出下列結論：

- (一)靜止型板式全熱交換器的顯熱效率和潛熱效率取決於材質的熱性質參數、平隔板兩側的介面風速和風量比，與進風參數無關。
- (二)用纖維性多孔質基材製成單元體的全熱交換器在傳遞能量和濕量時，溫度效率與基材的工藝處理無重大關係，而潛熱交換效率主要由材質的透濕特性決定。
- (三)在顯熱效率不等於潛熱效率時，全熱效率與進風的溫濕度條件有關。

固定式全熱交換器的關鍵問題為性能的高低，除了與使用地區的氣候條件有關外，主要取決於所用材質的熱物性能的好壞。

目前已有的產品中所提到的材質有兩種：一種是特殊的紙，另外一種是膜。但是不管用哪種材質，從傳熱傳原理來講，可以分為兩種：一種是多孔滲水材料，它的傳質原理是對流擴散，傳遞動力是壓力差；另一種是非滲水材料，傳質原理是純分子擴散，傳遞動力是濃度差。

對於材質的性能，大部分研究者關注的都是它的傳熱傳濕性能。但是，材質的傳遞氣體（特別是各種污染氣體）的性能應該是更加值得關注的。尤其是當全熱交換器用於一些特殊場合（比如醫院）的空調系統時，空調系統的排風中帶有

污染的氣體，在回收排風中的熱量同時，不能使污染氣體也擴散到外氣中去。即便是在普通的大型中央空調系統中，當有大規模的空氣傳播流行病爆發時，空調系統需要切換到全外氣運行模式，此時的排風中攜帶有各種病毒，因此也不能使這些病毒通過全熱交換器的材質傳遞到外氣中去。所以，從空調系統的健康性和安全性考慮，材質的傳遞污染氣體的性能是更應值得關注的。

理論模型的建立用多孔介質傳熱傳質的理論建立模型，分析材質的傳熱傳濕性能。目前的大部分研究所建立的模型都建立下列的數學模型，通過材質的傳熱傳質過程簡化為三個步驟：

1. 材質一側的吸附過程。
2. 通過材質的擴散過程。
3. 材質另一側的解析過程。

全熱交換器是一種很好的節能設備，有廣泛的應用前景，在國內也掀起了研究的熱潮，生產各種熱回收器的廠家也紛紛出現，為了規範市場和引導正確的研究方向，我國也應該儘快建立相關的測試標準。

三、靜態交叉流式之全熱交換器

靜態交叉流式之全熱交換器見圖 7.1 所示，內有許多平板之流道，以隔板與密封裝置將兩股流分開在每個平板之兩側，流向為交叉方向。平板多以可滲透之纖維製成，一邊吸收之水就可以滲透到另一邊讓另一股流帶出全熱交換器。這種設備本身不須有動力，維護簡單，為其主要優點。

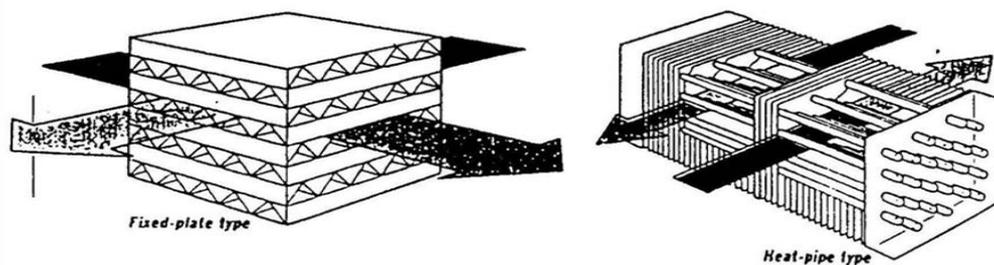


圖 7.1 靜態冷能回收方式示意圖 [Herb Wendes. 1994. HVAC Retrofits. Energy Savings Made Easy, The Fairmont Press, INC.]

四、轉輪式之全熱交換器

轉輪式全熱交換器見圖 7.2，需用一個小馬達造成蜂巢輪之轉動，轉輪式優點為交換效率高。適用於較大型或外氣集中處理之系統如用於中央空調之空調箱，全熱交換器可與小型空調系統配合使用，可達到省能又維持高新鮮空氣之目的。轉輪式全熱交換器是一個有旋轉輪的熱交換器。它透過旋轉輪在空調系統的鮮風和房間的排風進行熱能交換。送風管的連接方式可以使兩種氣流都沿軸逆流方式流經大約半個旋轉輪。較低溫及低濕之排氣流經另一側，將熱量與濕汽自轉輪帶走，旋轉輪中的多孔物質可在較高溫度的氣流中吸熱，然後將較冷的氣流加熱。達到吸熱吸濕能力再生之效果。轉輪式之優點為交換效率高，適用於較大型或外氣集中處理之系統如用於中央空調之空調箱。

有些轉輪式全熱交換器會加上乾燥劑（如矽膠），這可把濕氣由一股氣流傳遞到另外一股氣流，因此較潮濕的空氣會被弄乾而較乾燥的空氣會被濕潤。顯熱交換和潛熱交換在轉輪式全熱交換器和除濕綜合熱回收裝置中同時發生。

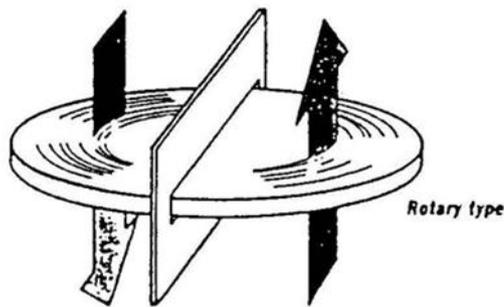


圖 7.2 轉輪式冷能回收方式示意圖[Herb Wendes. 1994. HVAC Retrofits. Energy Savings Made Easy, The Fairmont Press, INC.]

7.3 冷能回收設備之安裝與應用

安裝全熱換氣機供風口與回風口位置，考慮以下原則：

1. 回風口遠離冷氣之出風口，防止冷氣被排出浪費。
2. 供風出氣口氣流勿與冷氣出風逆向，防止冷氣流動距離縮短。
3. 回風口應與供風口應保持一段距離且暢通，防止短路發生，或氣流不穩。
4. 供風口宜設於人員活動區內，而回風口宜設於室內空氣較污濁停滯溫度分布較高地區。
5. 系統若經過較熱環境(如頂層建築天花板內)，風管、全熱交換器要保溫處理，防止節能效益被抵銷。
6. 為了延長能源回收原件之使用壽命與維持室內空氣品質，在外氣風道入口，回風口須加裝濾網。

全熱交換器可與小型空調系統配合使用，圖 7.3 及圖 7.4 為其應用安裝之例子，可以達到節能又維持高新鮮空氣之目的。

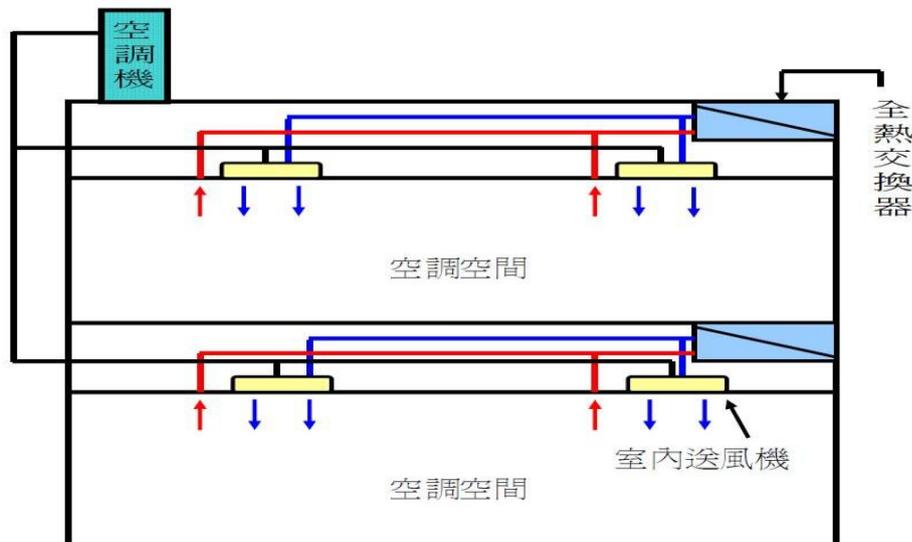


圖 7.3 全熱交換器可與小型空調系統配合使用【3】

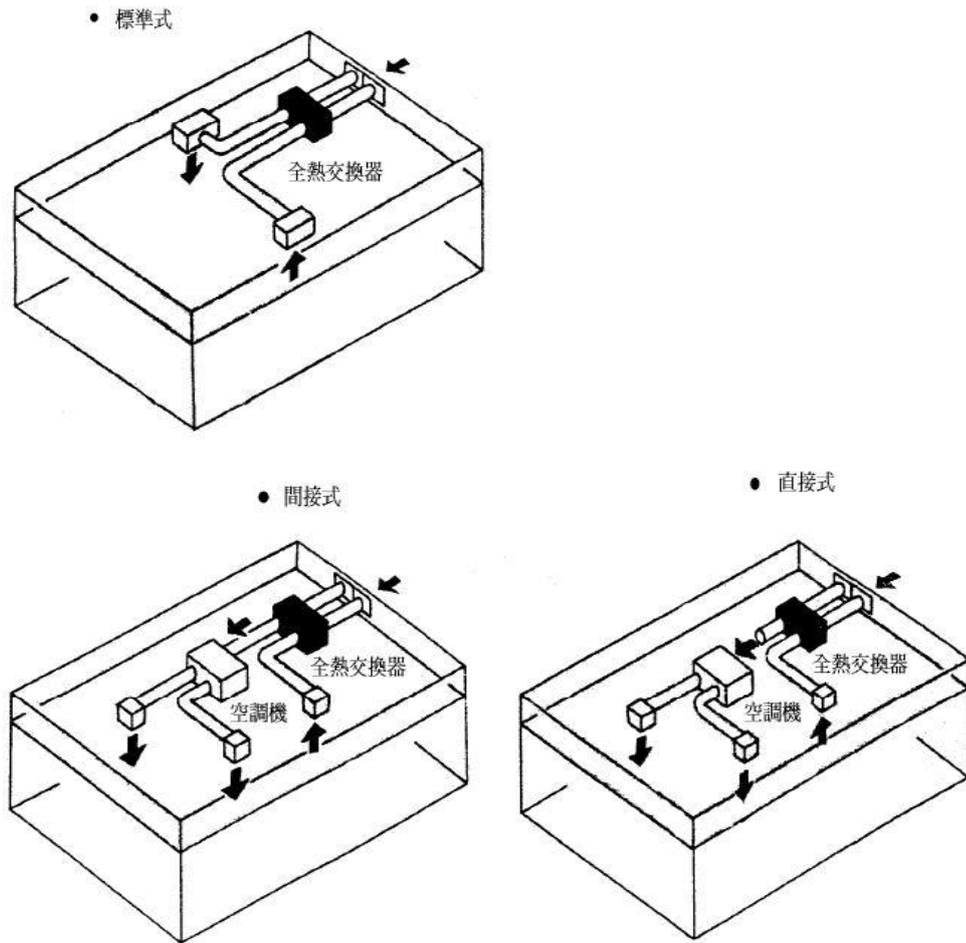


圖 7.4 全熱交換器安裝之例子【3】

冷能回收之設計範例

室內與室外之空氣有很大之熱焓差異，如圖 7.5 所示，在同時引入新鮮空氣與排氣時，若能使兩股氣流進行熱(或焓)交換，可節約大部份的外氣負荷。圖 7.5 為一個冷能回收之設計例子，用一個全熱交換器，使外氣進入室內前將其溼氣與熱吸收，使進入之外氣降溫降濕；排氣亦先流經全熱交換器，把濕氣與熱帶到室外。在 70% 之交換效率下，可將外氣之焓值自 20.6kcal/kg 降至 15.3kcal/kg，節約 70% 之外氣耗能。若排出之廢氣有影響室內空氣品質時，則勿使用全熱交換器，可使用顯熱交換器來節約能源。【3】

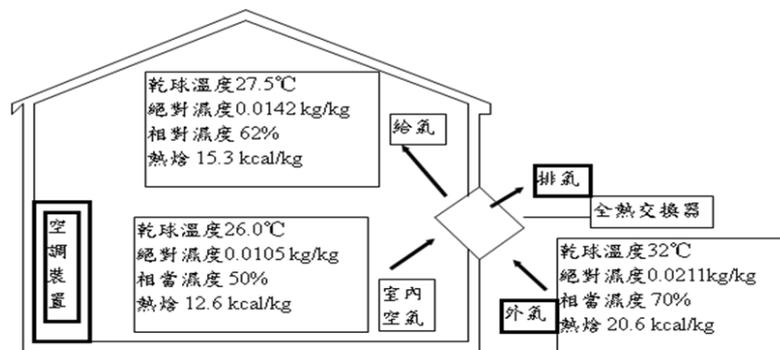


圖 7.5 一使用冷能回收之參考案例【3】

捌、節能案例分析與說明

節能量通常攸關整體能源效益以及業者的投資意願評估，因此需要透過標準的量測與驗證（Measurement and Verification，以下簡稱 M&V）程序，將節能量予以公平可靠地量化。因此除了節能技術之外，M&V 亦是節能改善重要的一環，是評估節能措施成功與否的關鍵。M&V 係直接影響節能措施的有效性，不同的 M&V 將產生不同的節能效益，也因此在此評估過程中容易因為認知上的差異而引發紛爭，所以訂定統一的節能績效率量測與驗證流程與準則是相當重要的課題。

國際節能績效率量測與驗證協議（International Performance Measurement and Verification Protocol，以下簡稱 IPMVP）係為目前國際應用最為廣泛之指引，財團法人綠色生產力基金會（以下簡稱綠基會）亦於 2004 年將 IPMVP 引進台灣，並與台北科技大學合作，將 IPMVP 進行初步本土化，建立台灣適合的 M&V 模式。藉由 IPMVP 來進行節能專案之 M&V 時，將可激勵能源用戶進行節能改善之意願，增強金融機構融資節能專案之信心及促進能源服務產業蓬勃發展。IPMVP 除了可做為節能效益評估標準之外，亦被國際視為評估溫室氣體減排效益之量測與驗證標準，因此 IPMVP 是一套可同時協助節約能源與溫室氣體減量排放之評估工具。

節能績效率的量測與驗證係透過儀器量測或約定系統或設備運轉時的耗能參數，例如耗電率與運轉時間，並透過統一的節能效益計算模式求得。如圖 8.1 所示，節能措施實施前後的設備耗電量隨時間的變化狀況可經由儀器量測得到，基本的節能績效率計算模式可寫成

$$\text{節能量} = \text{基準線的耗能量} - \text{改善後的耗能量} \pm \text{調整量}$$

其中，改善後的耗能量可直接透過儀器量測獲得。基準線的耗能量代表設備未實施節能措施時之耗能量。而調整量則是將節能措施實施前後之系統或設備，調整為相同的運轉條件下之修正量，調整量通常受到天氣、人員、工廠產量以及運轉機台數目的影響，因此調整量可能為正或負。節能量則是藉由前述三者計算求得，而並非直接透過量測獲得。由此可知，若要計算節能措施之節能效益，基準線的耗能量必須先被求得。若基準線耗能量無法在落實節能改善措施之前以量測的方式獲得時，此時必須透過數學預測或以協議的方式決定。

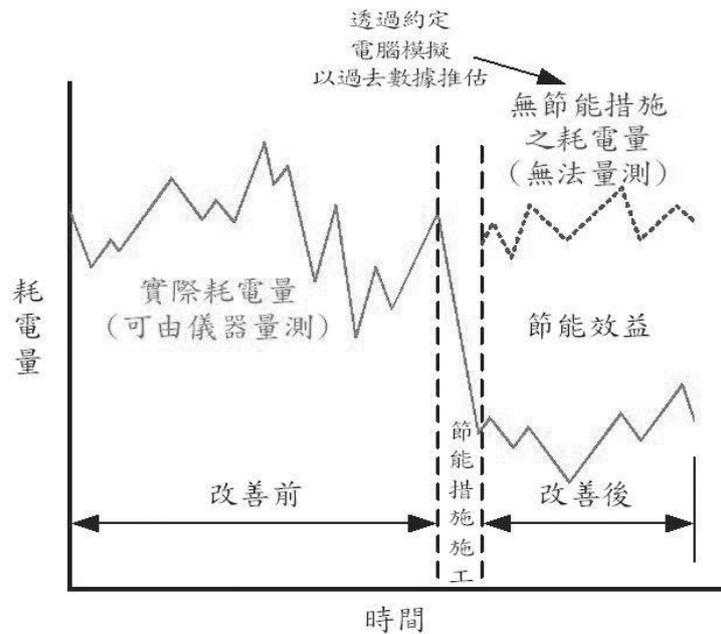


圖 8.1 節能效益計算概念示意圖【23】

除了基準線的建立之外，量測與驗證模式之選用亦是 IPMVP 之重點。依照節能效益評估範圍與耗能參數取得方式的不同，量測與驗證模式又分為 A、B、C 與 D 四種選項。表 8.1 歸納此四種量測與驗證選項之量測方式、節能效益計算方式以及成本費用之比較。

表 8.1 各選項之量測方式、節能效益計算方式以及成本費用列表【23】

選項	量測方式	計算方式	量測與驗證費用
A	透過部分量測獨立改善設備的耗能來計算節能量，量測時間可短期或連續量測。部分量測代表某些耗能參數可以為約定值，但做約定時必須進行誤差分析，證明約定值總誤差造成節能量計算結果的影響不大。	使用短期或連續量測、約定值、電腦模擬與歷史資料，進行節能效益計算。	決定於量測點的多少，約定內容的複雜程度、量測頻率，典型的費用大約占 1~5% 的節能專案成本。
B	透過全部量測獨立改善設備的耗能來計算節能量，量測時間可短期或連續量測。全部量測代表全部耗能參數皆以量測獲得，而非約定。	使用短期或連續量測，進行節能效益計算。	決定於量測點及系統型態，與分析及量測的條款。典型的費用約占 3~10% 的節能專案成

			本。
C	透過全部量測整廠的耗能來計算節能量，量測時間可短期或連續量測。通程是利用現有電力公司或燃料公司公表進行量測	藉由回歸分析，針對公表或分表之數據進行分析比較。	決定於分析參數的數量及複雜程度。典型的費用約占 1~10% 的節能專案成本。
D	透過電腦模擬之方式來求得節能量，獨立節能改善或整廠節能改善皆可適用。此選項需要大量模擬方面的技術與理論基礎	將耗能相關數據代入模擬模型進行校正後，再計算節能效益。	決定於分析系統的數量及複雜程度。典型的費用約占 3~10% 的節能專案成本。

案例分析

以下將列舉七個量測與驗證案例，第一個案例為空調系統之空調箱變頻節能措施，係採用選項 A 做為量測與驗證模式。第二個案例亦是透過選項 A 進行量測與驗證，評估地下停車場之排氣風扇進行管制運轉後之節能效益。第三個案例是利用選項 B 針對聚脂長纖維廠製程空調系統熱焓控制之節能效益進行探討。第四個案例則是半導體廠房潔淨室之風扇過濾機組採用變頻控制，並藉由選項 C 來計算其節能成效，第五個案例為一典型傳統送風系統改善為 VAV 系統之下，所計算出的節能效益，第六個案例為適當的控制空調系統於尖峰或是閒置狀態下的外氣供應量，以減少不必要的能源浪費，最後一個案例為一個空調系統，因外氣風門結構不佳，導致洩漏率過大，使得空調系統因外氣洩漏量而增加空調負荷造成不必要的能源浪費。

節能案例一

某廠房之空調系統空氣側示意圖如圖 8.2 所示。由於該廠房之空調系統當初於初始設計階段設計不當，系統容量過大設計，因此導致製程冷卻過程中存在著耗能甚巨之問題。空調系統之冷凍容量初始設計值為 2,500RT，初始設計之空氣側總風量則為 833,400CMH。經過初步節能診斷後發現，該廠房之空調負荷終年皆約維持在 1,800RT，空氣側總風量僅需 600,000CMH 即可。因此業主決定採用變頻控制方式來改善空調系統整體耗電狀況。空氣側採用變頻控制，係在滿足空調需求之情況下，調節空調箱風機轉速，以達到降低空調箱風機耗電量之目的。

1. 量測與驗證

該案例在量測與驗證係以選項 A 做為節能效益的評估模式，探討空調箱風機採用變頻控制時，在滿足製程空調需求的情況下，將能節省若干耗電量。在量測方面，其量測參數為空調箱風機之耗電量，因此量測邊界僅包含空調箱風機，如圖 8.2 所示；約定參數則為風機運轉時數，約定之風機運轉時數為每年 7200 小時。量測期間之選定，則分別在變頻節能措施實施前、後一天，連續量測風機逐時耗電率。改善前，全部空調箱風機之平均耗電率為 781.6kW；改善後平均耗電率則降為 350.5kW。

2. 節能效益分析

比較改善前與改善後之平均耗電率，當空氣側之空調箱風機採用變頻控制後，可以節省 431.1kW。將此節省之耗電率 431.1kW 乘上與業主共同約定之風機運轉時數 7,200 小時，即可獲得風機採用變頻控制時之節能效益，其節能效益為每年可節省 3,103,920kWh 之耗電量。需注意的是，風機應用在許多空調場合時，由於空調負荷往往會隨著產量、設備運轉狀況與外氣條件等變化而有所不同，因此在進行節能效益評估時，較鮮少以選項 A 做為節能績效的量測與驗證模式。

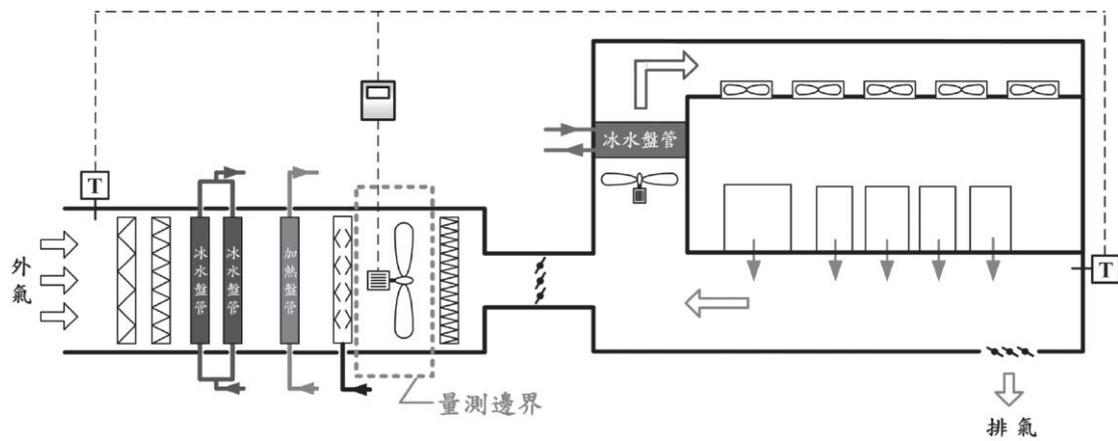


圖 8.2 空調系統空氣側示意圖【23】

節能案例二

圖 8.3 為某辦公大樓地下停車場之排氣系統，該系統係藉由排氣風扇組來進行停車場的排氣通風。由於排氣風扇組全天候 24 小時運轉，因此在夜間或假日等無車輛進出之時段仍處於全載運轉狀態，造成不必要之能源浪費。為改善此一情形，業主將針對地下停車場之排氣風扇組進行管制運轉，在夜間與假日等時段減少排氣風扇組之運轉時數，以降低地下停車場排氣系統之耗電量。

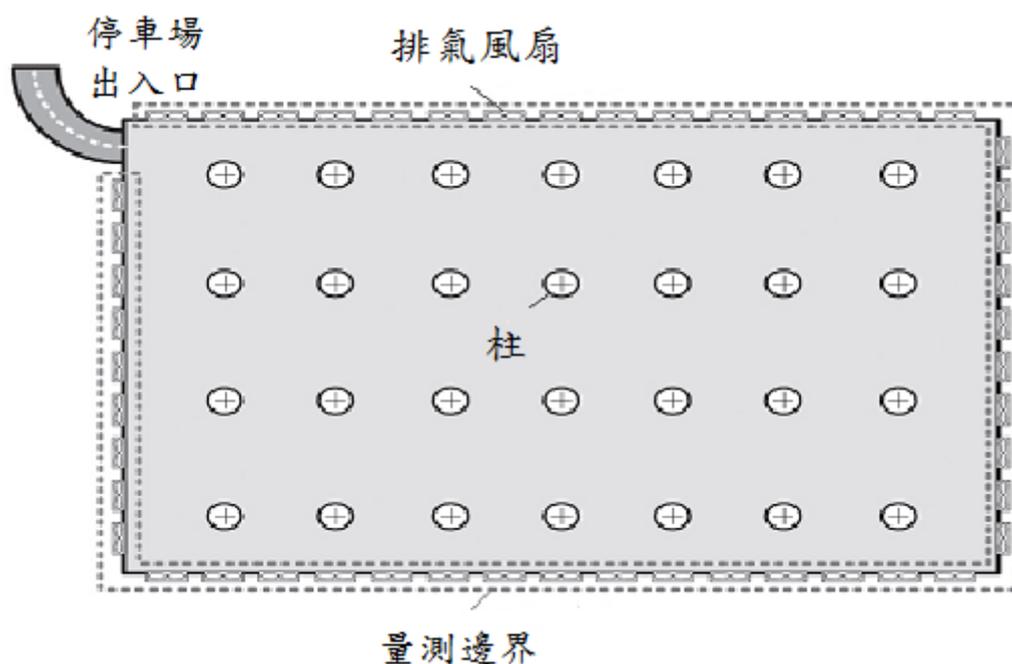


圖 8.3 地下停車場之排氣系統示意圖【23】

1. 量測與驗證

該案例係以選項 A 做為量測與驗證模式，探討地下停車場排氣風扇組進行管制運轉後之節能成效。在量測方面，量測參數為排氣風扇組的運轉時間，量測邊界係包括全部受管制的排氣風扇，如圖 8.3 所示。在落實管制運轉之前一年的總運轉時數為 8,760 小時；落實管制運轉之後一年的總運轉時數則減少為 5,440 小時。約定參數則為全部排氣風扇的總耗電率，約定之總耗電率為 2.8kW。

2. 節能效益分析

透過量測後的數據可以發現，比較排氣風扇組進行管制前、後之運轉時數得知，每年減少的運轉時數為 3,320 小時。將此節省之運轉時數乘上約定的總耗電率 2.8kW，即可獲得排氣風扇組進行管制運轉後之節能效益，其結果為每年可節省 9,296kWh 耗電量。當採用選項 A 做為節能績度量測與驗證模式時，在量測參數與約定參數的選用部分，必須注意量測參數隨時間的變動量必須很小，因此能以短期的連續量測來代替長期量測，進而節省量測成本。並且必須確定約定參數在節能改善期間內不會變動，或是變動量可以忽略，因此在案例一選用約定參數時，係以運轉時間做為約定參數；而案例二則以耗電率做為約定參數。

節能案例三

某聚脂長纖維廠製程空調系統欲採用熱焓控制之節能措施，在滿足紡絲淬風恆溫恆濕控制、紡絲淬風風壓控制及穩壓切換、製程區恆溫控制與製程空調室壓控制等需求下，利用引入低焓值之外氣進行空調，以降低空調系統冰水主機之耗電。空調系統之製程空調區包括熔解機室、紡絲室、捲絲室和公用區，如圖 8.4 所示。而製程空調設備一覽如表 8.2 所示，顯示的資料包括空調箱規格、功能與設定條件等。進行熱焓控制節能措施之空調箱為 POS102、POS103A、POS103B、POS103C 與 POS104。

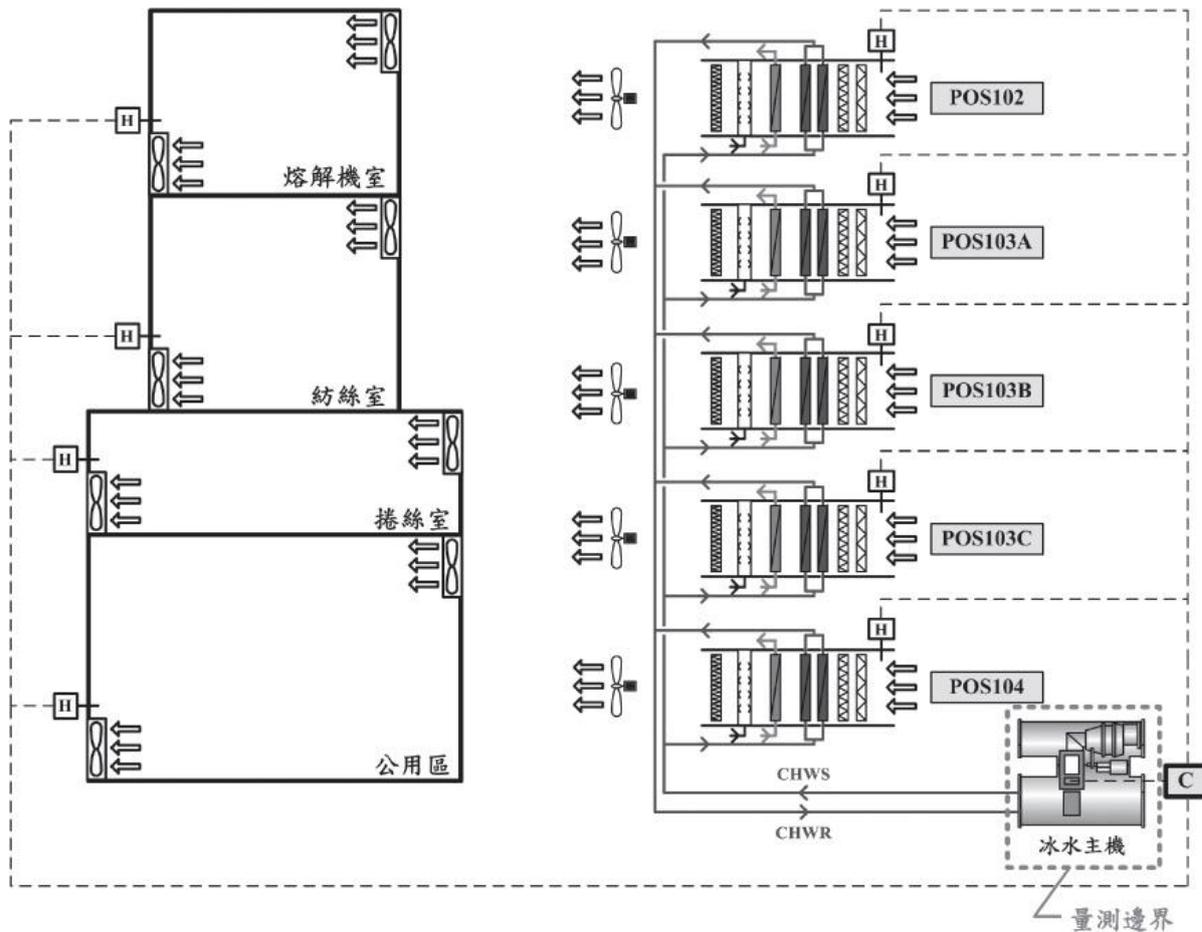


圖 8.4 聚脂長纖纖維廠之製程空調系統流程示意圖【23】

表 8.2 製程空調箱設備一覽表【23】

設備名稱	裝置容量	功能及控制說明	設定條件
製程空調箱 POS102	風量：3900CMM 冷卻能力：288USRT 加熱容量：688kW	供應紡絲製程區 恆溫需求	24±2℃
製程空調箱 POS103A	風量：3680CMM 冷卻能力：309USRT 加熱容量：361kW 加濕能力：302kg/hr	供應紡絲淬風A列 恆溫恆濕恆壓需求	21±2℃ 70±5%
製程空調箱 POS103B	風量：3150CMM 冷卻能力：265USRT 加熱容量：309kW 加濕能力：218kg/hr	供應紡絲淬風B列 恆溫恆濕恆壓需求	21±2℃ 70±5%
製程空調箱 POS103C	風量：3150CMM 冷卻能力：265USRT 加熱容量：309kW 加濕能力：218kg/hr	供應紡絲淬風C列 恆溫恆濕恆壓需求	21±2℃ 70±5%
製程空調箱 POS104	風量：4500CMM 冷卻能力：251USRT 加熱容量：558kW	供應捲絲製程區 恆溫需求	24±2℃

1. 量測與驗證

本案例透過選項 B 針對熱焓控制進行節能績效率量測與驗證模式。透過系統已安裝之監控設備來記錄基準線以及採用熱焓控制後之耗能量，量測參數同時包括冰水主機之耗電率以及運轉操作時間，量測邊界僅包含冰水主機，如圖 8.4 所示。量測時間為改善前、後的一年，其中改善前一年內量測數據將用以建立基準線。在完成冰水主機耗電之量測後，接著開始評估改善前基準線以及熱焓控制耗電量之差異。

2. 節能效益分析

節能效益之分析主要係利用所量測的耗電數據，進而評估熱焓控制之節能效益。圖 8.5 為製程空調箱 POS102 改善前、後之耗能比較，橫座標為月份，縱座標為耗電量。虛線為經調整過後之冰水主機耗電基準線；實線代表熱焓控制後之冰水主機耗電，斜線面積則代表熱焓控制可節省下之冰水主機耗電量。在一月~四月、十一月與十二月，由於外氣焓值較回風低，因此可直接引入外氣來做為空調，此時冰水主機不必提供冰水進行製程冷卻，因此耗電量為零。而在六月~九月，外氣焓值大於回風，因此外氣風門維持在最小開度以避免增加空調負荷，此時熱焓控制與改善前時的耗電量一樣。

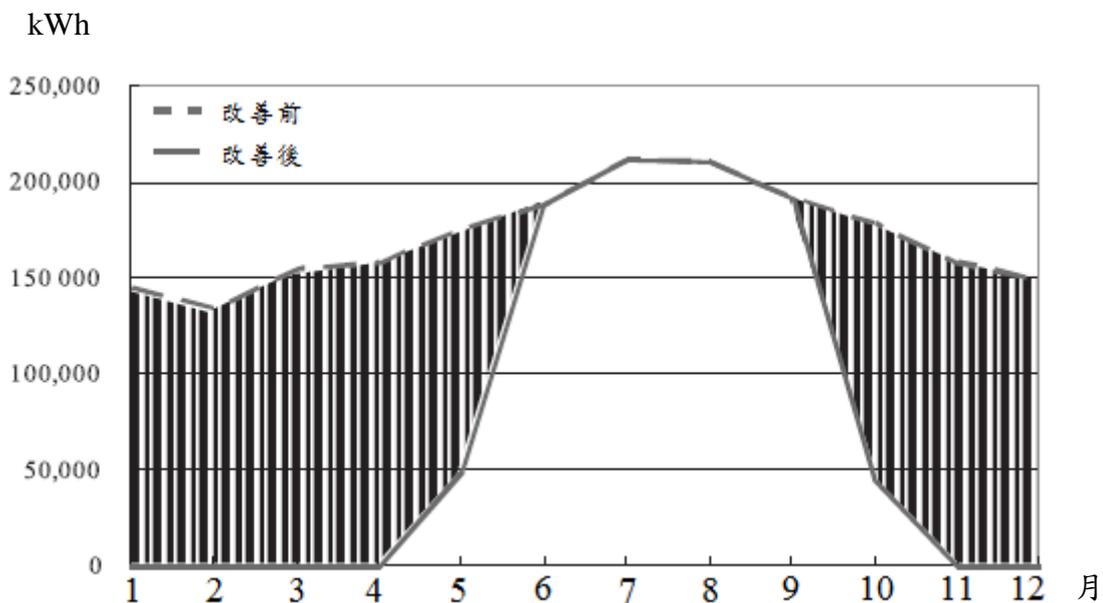


圖 8.5 製程空調箱 POS102 改善前後之耗能比較【23】

圖 8.6 為 POS103A 之比較結果，在一月~四月、十一月與十二月時，其外氣

焓值雖比回風低，但大量引入外氣仍無法滿足空調需求，仍需要透過冰水進行冷卻，因此耗電量並非為零。而在六~九月，則與 POS102A 之趨勢相同，外氣焓值大於回風，外氣風門維持在最小開度，因此改善前、後之耗電量相同。此外，POS104 的耗能曲線與 POS102 相同；而 POS103B 和 POS103C 則是與 POS103A 相同，差異僅在空調箱容量規格不同而導致冰水主機耗電量不同。

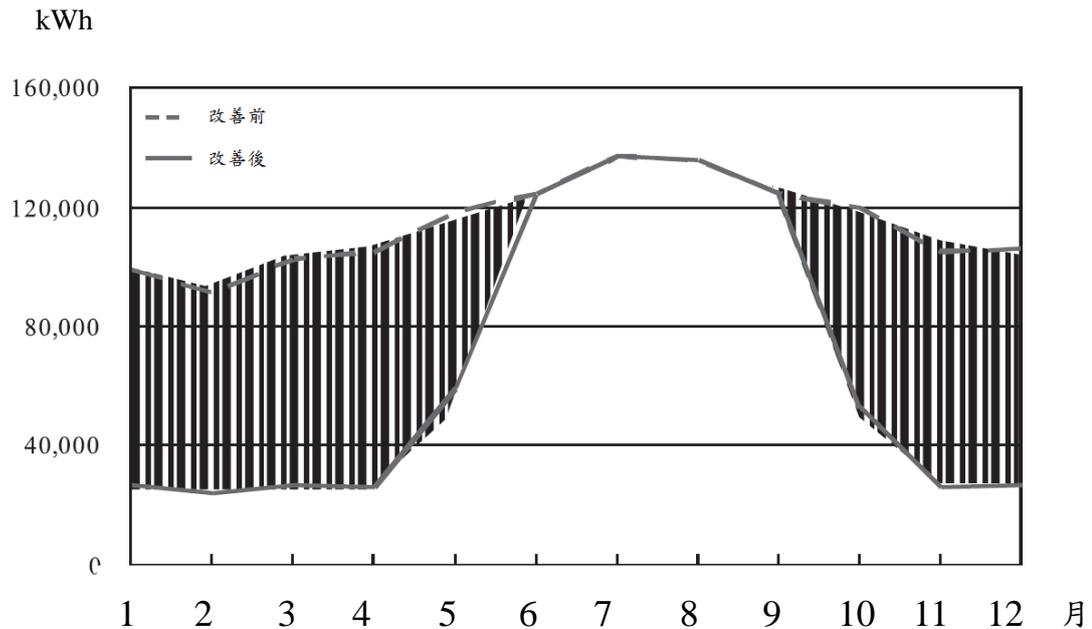


圖 8.6 製程空調箱 POS103A 改善前後之耗能比較【23】

整合上述五台製程空調箱採用熱焓控制後對冰水主機耗電之影響結果，在採用熱焓控制後每年可節省 3,441,294kWh 之冰水主機耗電量。本案例聚脂長纖纖維廠房係設置於大陸華東地區，該地區具有優越的氣候條件，因此空調系統可藉由熱焓控制獲得良好的節能成效，確實減少製程空調系統之耗能。經過實際的量測與驗證之後，結果顯示節能效益高達 48%，節能成效十分顯著。

節能案例四

某半導體廠房之潔淨室空調系統示意圖如圖 8.7 所示，冰水主機所提供之冷能係透過冰水盤管傳遞給空氣，再藉由風扇過濾機組 (Filter Fan Unit, 以下簡稱 FFU) 提供動力將冷能輸入潔淨室內吸收空調負荷。在進行節能改善前，FFU 並無進行風量控制，風量不隨空調負荷變化而改變，因此 FFU 終年維持在全載運轉。為了

有效地節約能源，FFU 將採用變頻控制。當空調負荷隨著外氣條件與製程產量改變而變化時，此時 FFU 之風機轉速亦會隨之變動，以在低空調負荷時節省 FFU 耗電，並減少馬達排熱量，進而降低冰水主機之耗電。

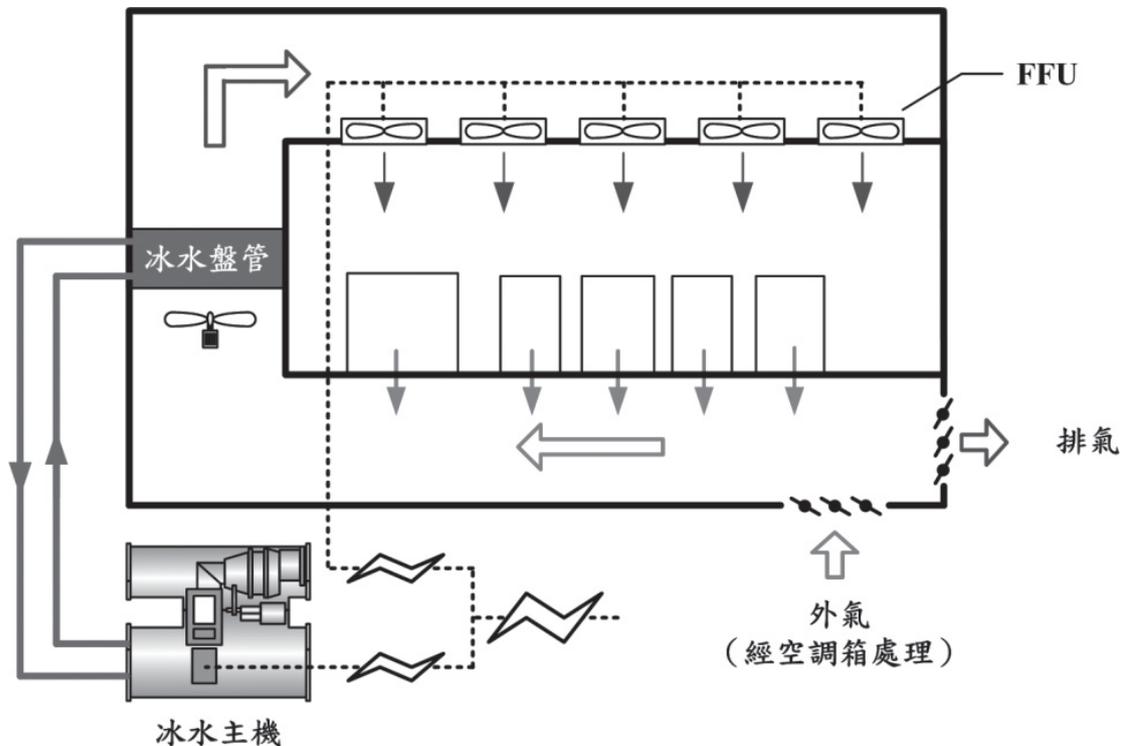


圖 8.7 潔淨室空調系統示意圖【23】

1. 量測與驗證

由於 FFU 在低空調負荷下運轉時，本身可藉由變頻器來降低風機轉速以達到節能的目的之外，並且還能減少風機馬達的發熱量，進而間接地減少空調負荷，降低冰水主機耗電。因此該案例進行節能效益計算時，係以選項 C 做為量測與驗證模式，評估 FFU 採用變頻控制後，將能節省若干 FFU 與冰水主機之耗電。其量測方式係以監控系統針對全部 FFU 與冰水主機的耗電量進行連續量測。最後再藉由監控系統所記錄之逐時數據，評估 FFU 變頻節能改善措施對於整個空調系統所產生之節能績效。改善前與改善後之量測結果，如表 8.3 所示。表中顯示的量測結果為改善前、後一年期間的數據，總耗電量係指全部 FFU 之耗電與冰水主機耗電之和。其中改善前一年之總耗電量為 191,889kWh，改善後一年之總耗電量則為 174,283 kWh。

表 8.3 量測與節能效益之結果【23】

月份	總耗電量 (kWh)			
	改善前	改善後	調整量	節能量
一	14,859	12,029	-323	2,507
二	13,692	11,520	-178	1,994
三	14,833	12,563	-105	2,165
四	14,550	11,905	-562	2,083
五	15,866	13,588	-26	2,252
六	17,560	18,026	255	-211
七	18,269	18,550	435	154
八	18,380	18,500	175	55
九	17,710	17,561	1	150
十	16,885	13,995	-468	2,422
十一	14,425	13,050	1,218	2,593
十二	14,860	12,996	238	2,102
總計	191,889	174,283	660	18,266

2. 節能效益分析

若直接以改善前與改善後之差做為節能結果時 (17,606kWh)，將會忽略改善前、後因空調負荷不一致所導致耗電量變化的影響，此時的節能效益並非全由變頻措施所產生。為了釐清空調負荷之影響，必須藉由改善前之耗能數據進行基準線回歸，並透過基準線將改善前、後之空調負荷調整為一致，以求得調整量來進行節能效益之修正，進而評估出變頻措施之實際節能績效。每個月調整量之結果亦於表 8.3 所示，當改善前之量測值加上調整量時，即代表在改善後期間的空調負荷下，若 FFU 尚未進行變頻控制時的總耗電量，亦指經調整後之基準線。此時將調整後的基準線減去改善後之量測值時，即為純粹藉由 FFU 變頻控制措施所產生之節能效益。因此該半導體廠房之潔淨室採用 FFU 變頻節能改善措施之後，將可為空調系統節省 18,266kWh 之耗電量。

若以選項 C 做為節能績度量測與驗證模式時，雖然可藉由電力公司或瓦斯公

司所提供的帳單做為節能效益計算依據，其量測成本亦將比選項 A 或 B 低廉，但是帳單內容將不會顯示各項影響能源使用量之參數，例如外氣條件、機台使用率、人員佔有率等，因此影響能源使用量之參數亦需藉由實際量測或監控記錄來取得。此外，能源價格亦屬於影響節能費用的參數之一，因此在建立能源費用之基準線時，亦須注意到改善前、後之能源單價的波動情形。

節能案例五

VAV FCU 改善評估案例

飯店一般使用冷氣時間以 18 小時計，用 CAV 控制主機運轉時間以 18 小時計，採用 CAV 溫度開關配合電動水泵控制者主機運轉時間以 12 小時計；(a)冰水機 80 kW (b)冰水泵 7.5 kW(c)冷卻水泵 7.5 kW (d)冷卻風扇 2.2 kW(e)室內送風機 100W*50 台= 5 kW

1. 室內送風機之消耗電量： $5 \text{ kW} * 18 \text{ hr/天} * 30 \text{ 天/月} = 2,700 \text{ kWh/月}$

2. 空調系統之消耗電量：

$(80 \text{ kW} + 7.5 \text{ kW} + 7.5 \text{ kW} + 2.2 \text{ kW}) * 12 \text{ hr/天} * 30 \text{ 天/月} = 34,992 \text{ kWh/月}$

3. 每月空調總消耗電量： $34,992 + 2,700 = 37,692 \text{ kWh/月}$

4. 每月空調費用： $159 * 100 + 37,692 * 1.56 \text{ 元/kWh} = 74,699 \text{ 元/月}$

傳統三速控溫器一個大約 2000 元但必需加裝電動水泵控制方能有效，電動水泵一只大約 1200 元。

5. 溫控總價：開關費用+ 安裝費用

$= (2,000 + 1,200) * 50 \text{ 台} + 50 \text{ 台} * 1,000 \text{ (安裝費用)}$

$= 210,000 \text{ 元}$

若該飯店改用 VAV 室內送風機：

設主機運轉時間等於 $12 * 0.84 (1 - 17.2 / 20.3 \text{ kWh}) = 10$ 小時。飯店裝置契約容量為 100kW。(註：改善前設備消耗電力 20.3kWh，同一條件 VAV 室內送風機系統共消耗電力 17.2kWh，節省電力為 16%。)

1. 室內送風機之消耗電量：

$5 \text{ kW} * 18 \text{ hr/天} * 30 \text{ 天/月} * (100 - 76)\% = 648 \text{ kW h/月}$

(註：原送風機送風有過大之現象，改善大部分區域後，其風量可減少至 50%，依據風車定律與變頻效率估算，其節能效益約 76%)

2. 空調主機之消耗電量：

$(80 \text{ kW} + 7.5 \text{ kW} + 7.5 \text{ kW} + 2.2 \text{ kW}) * 12 \text{ hr/天} * 30 \text{ 天/月} * (100 - 16)\% = 29,393 \text{ kW h}$

(註：16% 為 $17.2 / 20.3 \text{ kWh} = 0.84$ ， $1 - 0.84 = 0.16$)

3. 每月空調總消耗電量： $29,393 + 648 = 30,041 \text{ kW h/月}$

4. 每月空調費用： $159 * 100 + 30,041 * 1.56 \text{ (元/kWh)} = 62,764 \text{ 元/月}$

VAV 室內送風機加裝 TCSU 控制器增加成本 3000 元計

5. 溫控總價： 開關費用+安裝費用

$$= 3,000 * 50 \text{ 台} + 50 \text{ 台} * 1,000$$

$$= 200,000 \text{ 元}$$

節能案例六

一百貨商場空調送風系統，空調樓地板面積 3000m^2 ，依 ASHRAE Standard 62~73 外氣需求標準 $1.0\text{ l/s} \cdot \text{m}^2$ ，共需外氣量 3000 l/s ，假設

外氣條件為 35°C DB ， $65\%\text{RH}$ ， $h_0: 95\text{ kJ/kg}$

室內條件為 24°C DB ， $60\%\text{RH}$ ， $h_i: 53\text{ kJ/kg}$

則外氣冷凍負荷量 $Q = 1.2 \times \text{l/s} \times \Delta h$

$$= 1.2 \times 3000 \times (95 - 53) = 151200\text{ W (43RT)}$$

然由於商場在高峰人潮的時段所占的比例少於 50%，故有 50% 的時段是人少的，此時段可以減少 1/2 之外氣供應量，則在外氣供應之冷凍負荷可減少 25%，約 11RT (為 $43\text{RT} \times 25\% = 10.75\text{RT}$)。

類似的情形在大型飯店、醫院門診、購物中心均有可能在外氣的供量上做適當的配合調節，即可得到節能的效果。

節能案例七

某一辦公室空調送風系統，空調面積 500 m²，辦公人數 35 人，室內禁煙，依 ASHRAE 62-73 通風標準 2.5 l/s/人，通風量為 87.5 l/s，加倍以 175 l/s 為設計外氣量，該空調系統使用空調箱送風風量 3600l/s，因外氣風門構造不佳，洩漏率大而有循環風量 20%(720 l/s)之外氣引入，而增加空調負荷，造成能源浪費。

假設外氣 35°C，65%RH，95 kJ/kg

室內 24°C，60%RH，52 kJ/kg

送風 15°C，95%RH，40 kJ/kg

$$\begin{aligned}\text{原設計外氣負荷} &= 1.2 \times Q \times \Delta h = 1.2 \text{ kg/m}^3 \times 0.175 \text{ m}^3/\text{s} \times (95-52) \text{ kJ/kg} = 4.515 \text{ kJ/s} \\ &= 1.258 \text{ RT} (4.515 \text{ kJ/s} / 3.516 \text{ RT/kW})\end{aligned}$$

$$\text{洩漏而致外氣負荷} = 1.2 \text{ kg/m}^3 \times 0.72 \text{ m}^3/\text{s} \times (95-52) \text{ kJ/kg} = 37.152 \text{ kJ/s} = 10.57 \text{ RT}$$

在此例中，因外氣不當引入而導致增加 9.31 RT 之熱負荷，因此可見妥善管理外氣引入量為節約能源的重要課題。由案例六與案例七計算中，可知外氣負荷之大，故於維護保養時不可不慎重調整以求節能。其調整步驟如下：

1. 從 ASHRAE 設計手冊查依該空間用途應用之適當外氣引入量。
2. 調節進氣風門，並以風速計測量外氣引入量，將風門調至適當開度，固定風門調節把手並作記號，未來每三個月至半年校正一次。
3. 風門開度及外氣引入量很容易變動，應定期校正調整以確保能源節約。【7】

玖、結語

空調為建築物中最耗能之設備之一，若能有效的針對空調導入節能技術，則將可有效的減少電費。對於新設之建築若能於初設時即考慮空調節能，可得到較低的投資費用，對於既設之建築可考慮由管理及操作面著手，所謂的管理即『合理』的使用空調，對於空調設定之溫度及外氣洩漏等進行管制，可有效的減少空調系統之耗能。操作方面即正常的操作空調，避免錯誤的操作及誤動作增加空調系統之耗能，空調系統也應定期保養及檢修，確保設備之正常運作及效率。若考慮針對空調導入相關的節能設備或節能計劃，建議可分為近程、中程及遠程目標進行導入，近程目標可以以空調空氣側管理方面進行管控，例如管制設定室內溫度、在室內負載降低時適當減少送風風量、利用計時繼電器管制空調系統之開、關。中程目標可以將效率過低之小型送風機或空調相等送風設備汰換與加裝省能裝置，例如採用可變風量系統，空調箱導入變頻控制、冷卻水塔風車馬達導入變頻控制等，遠程目標為建物內空調內之風管配置可減少風管內之壓損，節省大量的能原消耗。若各空調管理人員能有效的落實空調之管理節能，在競爭力上將可有效的降低用電成本提高生產或營收之利潤，增加市場競爭力，在環境上亦可減少因電力產生所造成的環境成本，減小溫室氣體效應對地球造成的衝擊，並能使後代子孫能持續享有電能帶來之便利。

壹拾、編後語

財團法人台灣綠色生產力基金會（簡稱綠基會），主要任務是配合國家能源政策，執行經濟部能源局委辦之各項節約能源技術服務計畫。藉由檢測、診斷找出產業、住商及政府機關部門能源使用缺失，尋找節能機會(政策、技術、設備、管理)，對能源用戶提供能源效率評估及改善規劃、製程、操作等服務工作外，亦製作節約能源海報、貼紙及出版各種節能成果專刊、節能技術手冊，而推廣節約能源的觀念。

此手冊之編撰，主要是配合空調系統提升效率運轉使用之推廣，希望提供給各能源用戶能源管理者，有一參考學習技術觀念與手法之手冊，而自發性推動導入改善工作，並借此加強節約能源教育宣導，落實全民節約能源共識。

此手冊的編撰是在綠基會余騰耀執行長的指導下，得以順利完成。其過程首先經參考進行現場節能評估資料，以了解國空調系統的使用節能現況及特點。感謝台北科技大學冷凍空調系柯明村教授撰稿，由綠基會彙整、編排、增修和校對後，進行封面規畫設計，聘請三位諮詢委員台灣大學陳希立教授、台灣省冷凍空調技師公會張中和理事長及趙宏耀技師負責審核後，才得以印製完成，倉促間內容不免有所疏漏和缺失，還望產、官、學界的各位先進不吝指教正，得以使本手冊更形充實和完備。

壹拾壹、參考文獻

- [1] ISO 7730(1994)Moderate thermal environments-determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort, International Standard Organization, Geneva.
- [2] 台灣綠色生產力基金會，空調系統管理與節能手冊。
- [3] 經濟部能源局，量販店歷年節能技術手冊。
- [4] 送風系統設備
(http://ee.emsd.gov.hk/tc_chi/air/air_technology/air_tech_air.html)
- [5] 風管系統設計
(<http://tw.myblog.yahoo.com/famouspeople-arthouse/article?mid=2171>)
- [6] 教育部校園節能減碳資訊平台
(<http://co2.ftis.org.tw/pageJ4.asp?class=49>)
- [7] 趙文華，空調系統之操作節能策略，正宜興業公司。
- [8] 劉中哲摘譯，Air Conditioning Technology / Part 48；pp. 20~23，September 1999
- [9] 2009 通風設備與工程，第三期，台灣通風設備協會 TVEA
- [10] 陳希立，中央空調系統節能技術
- [11] 2008 IEA，World Energy Outlook
- [12] 柯明村，空調送風系統節能技術應用與規劃
- [13] 經濟部能源局，能源報導 COP14MOP4 發展與台灣啟示
- [14] 柯明村，空調系統空氣側節能技術
- [15] 柯明村，空調送風系統節能技術應用與規劃
- [16] 經濟部能源局，能源查核及節約能源案例手冊
- [17] Shan K.Wang，Handbook of air conditioning and refrigeration.
- [18] 冷樑送風系統應用於濕熱氣候環境之空氣分佈性能與節能效益研究，第九屆海峽兩岸冷凍空調學術暨技術交流會，
- [19] 范萍萍，關於空調系統下送風方式的探討
- [20] 台灣綠色生產力基金會，變頻器應用 Q&A 節能技術手冊。
- [21] 室內空氣品質建議值，行政院環境保護署
- [22] 台灣綠色生產力基金會，可變風量 VAV 空調系統節能分析

[23] 2009 通風設備與工程，第三期，台灣通風設備協會 TVEA