服務業熱濕氣候之空調系統智慧節能控制技術手冊

經濟部能源署　指導

財團法人台灣綠色生產力基金會　編印

中華民國 113 年 11 月

前言

2021 年國際能源署(IEA)在「IEA2050 淨零路徑(Net Zero by 2050: A Roadmap for the Global Energy Sector)」報告中，提出 2050 須超過 85% 的建築應達到淨零碳(NZE)水準。因應此國際趨勢，2022 年我國家發展委員會亦發佈「台灣 2050 淨零路徑」，要求所有公有新建建築物於 2030 年以前、100%新建建築物及超過 85%建築物應於 2050 年以前達到近零碳建築之目標。近年來受到全球暖化效應影響，因此空調使用的依賴度逐年提升，且空調系統不論在工業生產、辦公大樓及住宅等都是不可或缺的營運必需系統，因而導致空調系統在建築物能源消耗中占了絕大部分，是造成建築物的能源使用量佔全球最終能源使用量超過 30%，僅次於工業 32%，的主要原因之一（IEA 統計報告）。台灣屬於熱濕氣候，營業場所為了確保顧客及工作人員之熱舒適與健康，以及提升營業額，須常年仰賴空調系統進行環境控制。因此，根據經濟部能源署 2022 統計資料，各類型建築物之用途分類中，空調設備在能耗上有很大的占比約為建築總能耗之 40~50%，因此減少空調的能源消耗應當是達成 2050 年淨零目標主要的根本有效辦法。

根據相關研究顯示，位於熱濕氣候區的建築為了維持空氣品質而需新鮮戶外空氣進行通風所引入之濕度是空調系統潛熱負荷中佔比最大的項目，約佔 60%以上；而且通風所引入之濕度所造成之潛熱負荷幾乎全年都保持較高水平。另一方面，空調系統智慧節能控制技術研究與推廣，將有助於改善目前空調系統仍很多需仰賴傳統技術師傅的維護與運轉，但近年來因需求大增、少子化及節能減碳的趨勢，而有技術人員數量及技術不足的問題。

有鑑於此，經濟部能源局乃委託財團法人臺灣綠色生產力基金會(以下簡稱本會)，辦理節能技術輔導，由本會委請國內在服務業熱濕氣候之空調系統智慧節能控制技術研究與推廣推廣上，有專精之專家學者，即國立臺北科技大學能源與冷凍空调工程系李魁鵬教授及其研究團隊，協助執筆及搜集實際相關的節能技術資料與分析，進行現場案例之研究，研析服務業針對熱濕氣候特徵下之空調系統智慧節能優化運轉策略、智慧控制

方法與節能效益，同時加入本會節能技術服務資料，編成此技術手冊，提供給各能源用戶參考，而遺誤掛漏，必所難免，尚請學者先進，賜予指正為禱。

目錄

前言 3
目錄 5
圖目錄 6
表目錄 8
一、 熱濕氣候之空調特徵 9
1.1 熱濕氣候特性 9
1.2 空調設計之注意要點 10
1.3 國內外相關研究 12
二、 服務業熱濕氣候之節能控制技術 5
2.1 熱濕氣候下之節能控制技術 5
2.2 DOAS 簡介 7
2.3 DOAS 適用場所 10
2.4 DOAS 與區域空調系統之整合策略 11
2.5.1. DOAS 結合區域獨立空調設備 11
2.5.2. DOAS 結合中央空調箱配置 12
2.5.3. DOAS 結合風機盤管回風側 14
2.5.4. DOAS 結合風機盤管送風側 15
2.5.5. DOAS 之 CA 送入天花板空間 16
2.5 DOAS 單元常見系統類型與能源效益探討 18
2.5.1. DOAS 配置冷卻盤管與再熱盤管 18
2.5.2. DOAS 與全熱交換器 19
2.5.3. DOAS 搭配全熱交換器與板式熱交換器 20
2.5.4. DOAS 搭配除濕轉輪與全熱交換器 21
三、 服務業營業場所量測輔導及問題歸納分析 22
3.1 案例一 22
3.2 案例二 27
3.3 案例三 32
3.4 案例四 36
3.5 案例五 41
四、 熱濕氣候營業場所建築能源模擬分析 46
五、 結論 65
六、 參考文獻 69

圖目錄

圖 1 建築物總冷卻負荷 10
圖 2 DOAS 系統移除潛熱負載 7
圖 3 DOAS 結合 ERV 示意圖 9
圖 4 DOAS+ERV 結合 VRF 室內機運轉案例 9
圖 5 DOAS 結合獨立空調單元配置 12
圖 6 DOAS 結合中央空調箱 13
圖 7 DOAS 結合風機盤管回風側 15
圖 8 DOAS 結合風機盤管送風側 16
圖 9 DOAS 供氣直送天花板空間 17
圖 10 DOAS 結合全熱交換器 19
圖 11 DOAS 搭配全熱交換器與板式熱交換器 20
圖 12 DOAS 搭配除濕轉輪與全熱交換器 21
圖 13 案例一量測點位 23
圖 14 案例一熱環境量測 23
圖 15 案例一環境風速量測 24
圖 16 案例一 PMV 與溫濕度關係圖 25
圖 17 案例二環境照片 27
圖 18 案例二量測點位 28
圖 19 案例二熱環境量測 29
圖 20 案例二 PMV 與溫濕度關係圖 30
圖 21 案例三量測點位 33
圖 22 案例三現場量測照片 33
圖 23 案例三 PMV 與溫濕度關係圖 34
圖 24 案例四量測點位 36

圖 25 案例四現場量測照片 37
圖 26 案例四空調系統監控介面 37
圖 27 案例四 PMV 與溫濕度關係圖 38
圖 28 案例五量測點位 42
圖 29 案例五現場量測照片 42
圖 30 案例五 PMV 與溫濕度關係圖 43
圖 31 能源模擬建築模型 46
圖 32 能源模擬結果與實際耗電比較 50
圖 33 模擬與實際冰機逐月耗電量比對 51
圖 34 模擬與實際泵浦逐月耗電量比對 52
圖 35 區域模擬模型圖 53
圖 36 區域模擬平面圖 53
圖 37 絕熱牆設置說明圖 54
圖 38 模擬方式與驗證流程圖 56
圖 39 節能措施方案一：DOAS 結合小型送風機配置 58
圖 40 方案一模擬結果之各項設備耗電佔比 60
圖 41 節能措施方案二：DOAS 結合區域 VRF 設備 61
圖 42 方案二模擬結果之各項設備耗電占比 63

表目錄

表 1 文獻彙整表 2
表 2 案例一用餐區域量測數值 24
表 3 案例二用餐區量測數值 29
表 4 案例三量測數值 35
表 5 案例四用餐區域量測數值 38
表 6 案例五用餐區域量測數值 43
表 7 離心式冰水機組規格表 47
表 8 循環水泵規格表 47
表 9 冷卻水塔規格表 48
表 10 組合式空調箱規格表 48
表 11 2023 年 6 月至 2024 年 5 月能源模擬結果與實際耗電量比較 51
表 12 模擬與實際冰機逐月耗電量比對 52
表 13 模擬與實際泵浦逐月耗電量比對 52
表 14 區域模擬驗證結果 57
表 15 方案一各項設備節能率 60
表 16 方案二各項設備節能率 64

一、熱濕氣候之空調特徵

1.1 熱濕氣候特性

台灣位處亞熱帶的熱濕氣候區，熱濕氣候區即年平均氣溫不低於 18℃、降水量不低於 750 毫升、相對濕度不低於 80%的區域(Szokolay, 1980).。此型態之氣候特徵為人類生活帶來諸多不便，主要有以下特性及影響：

1. 生理不適：高溫高濕環境使人體散熱困難，容易感到悶熱不適。
2. 健康風險：濕熱環境有利於病原體和蚊蟲滋生，增加傳染病風險。
3. 建築損壞：高濕度加速建築材料腐蝕和霉變，縮短建築壽命。
4. 食物保存：高溫高濕加速食物腐敗，增加食品安全風險。
5. 空調消耗：為維持舒適環境，需大量使用空調導致能源消耗增加。

台灣服務業場域多為人群聚集場所，如餐廳、商場、辦公空間，其空調負荷特性受到人員密度的升高與室內空氣品質需求顯著的影響，由於這些場所強調舒適性和健康性，室內空氣品質的要求通常較高，進一步推到了對新風引入的需求。但因台灣處於熱濕氣候，外氣負荷大幅增加，可能導致較高的能源消耗。故本手冊採較高篇幅介紹外氣節能手法。

熱濕氣候對空調系統造成的影響是多面向的，首先表現在系統負荷的顯著增加。在這種氣候下,持續的高溫導致冷卻需求大幅上升,而高濕度環境則要求額外的除濕能力,這兩個因素共同推動了能耗的增加。設備的耐久性在熱濕環境中將面臨考驗，高濕度會加速金屬零件腐蝕，同時助長霉菌滋生，這不僅影響設備壽命，還可能損害室內空氣品質；維護工作在這種環境下也會更加繁瑣和頻繁，為防止霉菌滋生和保持系統效能，需要更常清潔過濾器和蒸發器。排水系統的定期維護也變得尤為重要，以防止因濕度過高而導致的堵塞問題。

這種氣候條件也對空調系統的設計提出了更高要求。系統容量需要考慮最極端情況,可能導致設備規格過大。除濕功能需要特別加強，有時甚至需要配備單獨的除濕設備。在材料選擇上，必須優先考慮耐腐蝕、防霉的材料，以確保系統長期運行的可靠度。

室內空氣品質的維持在熱濕氣候中變得更有挑戰性，需要精確控制室內濕度，以防止霉菌滋生；同時，空氣溫度、濕度、輻射溫度、風速皆會影響人類對舒適度的感知，進而左右建築物維持室內舒適度之能源需求。在溫、濕度較高的環境，較高之蒸氣壓力將阻礙人體汗水蒸發散熱之能力，並且汗液積聚皮膚表面，將造成悶熱之不舒適感，若能將室內之相對濕度維持在 35%至 55%之間(±5%)(Faiz, 2021)，將能達成較佳之熱舒適度。因此，設計適當的外氣系統，在除濕和空氣品質之間取得平衡將是關鍵性的議題。

從經濟角度來看，這些特殊要求導致了較高的初始安裝成本和長期運營成本。更強大耐用的系統設備意味著更高的前期投資，而增加的能源消耗和維護需求則推高了日常運營開支。因此，人們該如何在空調系統設計方面做出相對應之挑整，以因應氣候帶來之不便，無疑為熱濕氣候地區的重要課題。

1.2 空調設計之注意要點

建築的總冷卻負荷包括來自戶外空氣、建築結構、使用者、設備、照明等的顯熱負荷（溫度負荷），以及來自戶外空氣、使用者、室內潮濕表面等的潛熱負荷（濕度負荷），如圖 1 所示。在典型的非住宅建築中，如辦公大樓、飯店和購物中心，室內潛在負荷的主要來源是使用者。

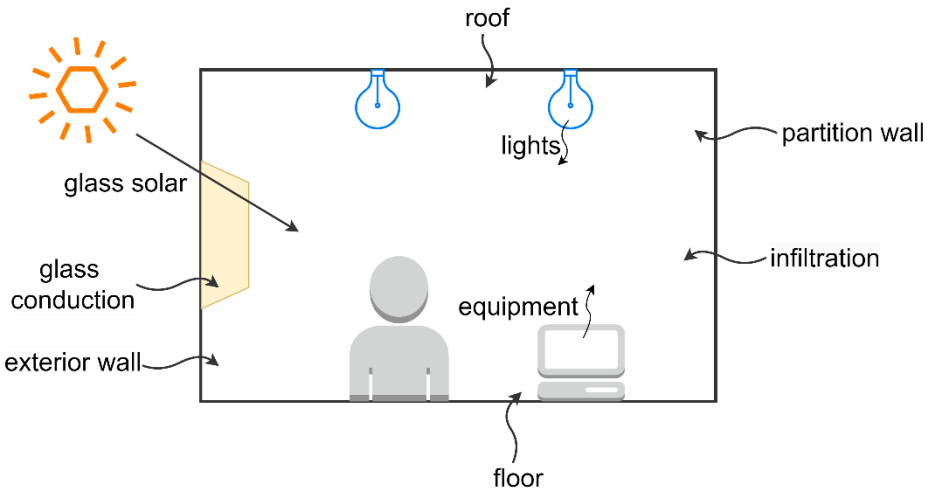

圖 1 建築物總冷卻負荷

人們約 90%的時間都在室內度過，且人類吸入的新鮮空氣通常二氧化碳濃度約為 400 ppm，呼出的廢氣二氧化碳濃度為 40,000 ppm，這意味著 CO_2 是封閉的室內空間中需要減少的最重要污染物之一，需仰賴建築通風和新鮮空氣供應來改善室內空氣品質。

為了維持良好的室內空氣品質，許多國家制定了空調系統設計規範，規定了建築物的最低外氣量。例如，美國採暖、製冷與空調工程師學會(ASHRAE)建議每人外氣需求為 15-20 CMH，二氧化碳濃度應低於 1000 ppm；台灣「室內空氣品質管理法」亦規定空間二氧化碳濃度不得高於 1000ppm（八小時平均值）。由於外氣與室內空氣的焓差較大，處理外氣消耗大量能源，ASHRAE 標準 62.1-2010 計算了每 100 m^2 人員佔用密度下引入外氣造成的額外熱負荷，並與無引入外氣的情況進行了比較。結果顯示，如果外氣設計遵循此標準，空調能耗將顯著增加（平均 34%）(McGowan, 2018)。因此，使用節能技術減少外氣能耗對零能耗建築具有重大意義。

傳統空調系統在處理外氣時的方式面臨著諸多挑戰，因其同時處理室內的顯熱和潛熱，冷凝除濕被同時用來調節室內的溫度和濕度，這要求冷卻源的溫度必須能將空氣冷卻到低於室內空氣溫度和露點溫度的條件。這種做法帶來了顯著的能源效率問題，因顯熱負荷大於潛熱負荷，即使顯熱可以通過相對高溫的冷卻源去除（例如：高溫冰水），它仍然被不必要地冷卻到更低的溫度以滿足濕度條件，導致後續須透過再熱將送風溫度加溫回設定條件，造成能源的浪費；此外，在外氣的處理上，傳統空調裝置在面對各區域不同的室內顯熱、通風需求變化時，供應適當通風給最需要外氣之關鍵區域常導致其他區域的過度通風，降低能源效率。

面對這些挑戰，近年來陸續有許多專家學者提出了多種解決方案，其中最有前景的是專用外氣處理系統(Dedicated Outdoor Air System, DOAS)。DOAS 在美國被提出並得到廣泛地推廣(Yang *et al.*, 2020)，其應用了獨立顯熱和潛熱冷卻（Separate Sensible and Latent Cooling, SSLC）的概念，採用不同的設備來進行濕度和溫度控制(Zhang *et al.*, 2014)。系統包括外氣供應設備和顯熱冷卻裝置。外氣供應設備，使其達到足夠乾燥的狀態，以滿足去除室內潛在負荷的要求。與此同時，顯熱盤管組件負責處理室內的溫度負荷。

DOAS 能夠更靈活地應對負荷變化，提高了整體環境的熱舒適度。此外，它能以更節能的方式處理新鮮空氣，這不僅能節省設備運行成本，還能顯著改善室內空氣品質，像 DOAS 這樣的創新系統無疑將在未來的建築環境控制中扮演越來越重要的角色。

1.3 國內外相關研究

全球暖化日益嚴重，在「台灣 2050 淨零路徑」的推動下，建築物實現近零能耗的目標變得愈發重要。空調系統為最主要的能耗來源，其能耗約占建築總能耗的 40%至 60%，熱濕氣候區域的空調系統將面臨更大的挑戰，採用更高效的節能策略成為降低能耗的迫切需求。在這樣的背景下，如何在降低能源消耗的同時，維持室內環境的舒適度，成為亟待解決的關鍵問題。

低溫冰水結合高溫冰水系統的應用，即是一有效的空調技術，熱帶氣候區的商業建築中，高溫冰水系統的使用能提高冰水主機效率，降低空調耗能，故有越發受重視的趨勢，但在台灣高溫高濕的氣候環境下，需要更先進的控制策略來避免冷凝問題。顯熱、潛熱分開冷卻的獨立式外氣空調系統(Dedicated Outdoor Air System, DOAS)系統結合輻射冷卻板，即是充分發揮高溫冰水潛在節能效果的必要條件之一。

Khan 等人以 Energy Plus 模擬，比較傳統室內送風機(Fan Coil Unit, FCU)的空調系統與 DOAS 搭配輻射冷卻板的系統，結果顯示 DOAS 搭配輻射冷卻板可節省約 30%的能源，且輻射冷卻系統可在消耗更少能源的同時保持均勻穩定的室內氣溫，具備更好的熱性能(Khan *et al.*, 2015)。Tian 等人(2009)使用 Energy Plus 模擬傳統變風量(VAV, Variable Air Volume)空氣系統與輻射冷卻系統（輻射冷卻板結合 DOAS 系統）的全年性比較，結果顯示輻射冷卻系統在 16 個氣候區中都提供了比傳統 VAV 系統更好的能源性能，此節能效果歸因於風扇能耗的減少，以及輻射冷卻板中較高冰水需求溫造成的冰機效率提高。但在較高濕的氣候環境下，通風風扇的運行時間應會較傳統 VAV 系統長以防止冷凝問題，並且也需保持建築外殼的熱得在較低的水平，以便提高供應給輻射冷卻板的冰水溫度(Tian & Love, 2009)。此外，當前輻射冷卻板不被廣泛採用的原因之一為成

本之考量，但 Mumma 等人指出(2001)(2002)，比起輻射冷板結合 DOAS 系統，傳統 VAV 系統的運轉成本高出 29%。在現有建築中，安裝輻射冷卻板可節省天花板空間，降低建築高度節省建築成本，其乾燥表面也可進一步減少潛在的 IAQ 問題，解決傳統空調排水盤、管道中停滯水滋生細菌的問題(Mumma, 2001; 2002)。

除濕空調亦常被認為是傳統空調系統的有力替代方案，因其可分別處理空氣中之顯熱與潛熱。針對除濕策略的應用，Pillai 等人利用 DOE-2.2 eQuest v3.65 能源模擬不同除濕措施在不同氣候區的效益，此研究的每個案例皆使用冰水盤管與 DOAS 搭配熱回收系統進行模擬的除濕策略。在高溫高濕的 1A 氣候區之下，相較於單純使用冰水盤管冷卻除濕，模擬結果顯示，使用熱回收輪的雙輪系統以及使用環繞式盤管的這兩個案例提供了最大的節能效益，並能有效地從進氣、排氣中提取熱量並降低冷卻盤管負荷(Pillai *et al.*, 2018)在室內潛熱負荷的處理上，熱泵驅動液體除濕空調系統作為能有效處理室內潛熱負荷的技術，特別適用在低室內顯熱比（高潛熱負荷）節能建築。Lee 等人針對高潛熱負荷之建築執行熱泵驅動液體除濕空調系統的性能分析，得出其與傳統蒸氣壓縮系統相較之下，熱泵驅動液體除濕空調系統的運行能耗可節省高達 33.2%(Lee *et al.*, 2023)。在空調吸附除濕節能應用技術手冊中(陳希立，2015)，也指出除濕轉輪結合熱泵系統，最高可節能 31%。

外氣需量控制也是能兼顧室內空氣品質與熱舒適度的方法，在先前的研究即表明，基於二氧化碳濃度的外氣需量控制是最常被用來確定外氣供應量在最佳控制點的策略。然而 Wu 等人表示，傳統的二氧化碳質量平衡模型並未考慮熱舒適度水平，因此 Wu 等人使用長短期記憶網絡結合通用演算法生成搜索空間並解決了目標函數，該函數考慮了熱舒適度指數、室內空氣品質和通風功率需求，研究結果顯示該演算法與目前的 ON-OFF 控制方法相比，可使平均通風供率減少 5.6%(Wu *et al.*, 2023)。Ren 等人提出分區外氣需量控制策略，開發了一種攝影機形式的人員佔用感測器，可輸入人員的佔用位置和該區通風速率，進而根據預測各個區域內二氧化碳、汙染物濃度。與一般定風量的通風系統相比，分區外氣需量控制策略可提高 34%的節能效率(Ren *et al.*, 2024)。

此外，新興的空調技術「膜式能源回收通風系統(Membrane-Based Energy Recovery Ventilator, MERV)」不同於以往的傳統冷凝、吸附式除濕方法，MERV 不需要耗用能源即可進行冷卻和再生過程，其利用氣體滲透膜和水蒸氣傳輸的物理過程直接回收建築物的排氣能量，將新鮮空氣預處理，從而減少能源需求。

Nam Kho 等人(2017)使用計算流體力學模擬膜式能量通風系統在不同運轉條件下的性能，包括供排風速度、溫濕度等關鍵參數，並由模擬結果發現使用 MERV 在熱帶氣候中具有非常高的能潛力(Kho *et al.*, 2017)。L.Z Zhang 等人針對香港外氣調節需求進行研究，對不同的溫濕度設定點計算所需的供冷、供暖量變化，發現一年度中的能耗幾乎用於去除新鮮空氣中之水分，並且使用 MERV 可節省全年 58%機械通風所需的能源，相當於總冷卻負荷的 12.4%(Zhang & Niu, 2001)。

變風量(Variable Air Volume, VAV)空調系統是當今最具能源效率的系統之一，不僅能顯著降低能耗，還能通過優化如室外空氣經濟循環、動態調節供氣溫度、減少送回風壓差等方式進一步提升節能效果。在不影響室內空氣品質的前提下，VAV 系統為建築提供高效且可持續的節能解決方案(Okochi & Yao, 2016)。Emmerich 等人(2005)的研究強調，提升建築外殼的氣密性是提高能源效率的有效途徑。通過應用空氣屏障技術，不僅可以實現顯著的能源節省，還能改善室內環境品質，同時降低長期運行成本。該技術為建築業提供了一種可持續發展的解決方案(Emmerich *et al.*, 2005)。此外，已有研究指出 CO_2 濃度是室內空氣品質和健康建築的重要指標(Fisk *et al.*, 2019)，同時也能透過 CO_2 濃度做準確的室內占用率估計，進而調節室外空氣量，達成系統節能效益(Nassif, 2012)。

綜合上述文獻，在建築物實現近零目標的驅使下，高溫冰水系統之輻射冷卻板結合 DOAS、除濕空調(吸附除濕技術)、CO_2 濃度控制結合外氣需量控制以及較新興的技術—膜式能源回收通風系統—在高溫高濕的氣候條件下皆有優異的表現，變風量空調的高節能效益及外殼氣密的技術也為建築永續發展提供了明確的解決方案。營業場所之節能效果會受到諸多環境因素、氣候因素、設計方法及使用條件而有所差異，有鑒於此，本研

究進行營業場所現場實證案例之研究，調查我國營業場所之環境能源使用情形，研提相關設計之建議方案與效益探討，藉以推廣相關節能技術並促進近零碳建築發展的進程。

表 1 文獻彙整表

建築類型	地點	參考	空調系統	方法	研究結果
商業辦公大樓	印度	Khan *et al*. (2015)	1. 全空氣系統 2. 輻射冷卻系統+FCU 3. 輻射冷卻系統+DOAS	Fluent 熱性能模擬 Energy Plus 能源模擬	1. 輻射冷卻系統+FCU 系統相較全空氣系統節能 17.5%。 2. 輻射冷卻系統+DOAS 相較全空氣系統節能 30.3%。
學校	加拿大	Tian *et al*. (2009)	1. 全空氣系統 2. 輻射冷卻系統+CV	Energy Plus 能源模擬	1. 模擬結果顯示輻射冷卻系統在 16 個氣候區中都提供比傳統 VAV 系統更好的能源性能。
商業辦公大樓	美國	Mumma (2001)	1. 輻射冷卻系統+DOAS 2. 全空氣 VAV 系統 3. 標準 VAV 系統	實驗量測	1. 證明目前否決輻射冷卻板的三大主要原因：冷凝、容量與成本問題是可以解決的。 2. 輻射冷卻/DOAS 系統的機械設備較小，建築的需求費用也較低。 3. 運行傳統 VAV 系統每年大約比輻射冷卻/DOAS 系統多花費 29%的成本。

商業辦公大樓	美國	Mumma (2001)	室外空氣系統 (DOAS)	數據研究	1. 當使用 DOAS（獨立式室外空氣系統）來分離空間的顯熱和潛熱負荷時，輻射面板僅承擔部分顯熱負荷。即使空間內的佔用率超過設計標準的 2 到 3 倍，空間內的濕度比率上升至足以形成冷凝的情況也需要一些時間。 2. 輻射冷卻板可以大幅節省天花板空間，乾燥的表面還也可減少潛在的室內空氣品質(IAQ)問題，以及解決傳統管道、排水盤積水孳生細菌和通風不足的問題。
辦公建築	芝加哥	Pillai *et al.*(2018)	1. 雙輪系統 2. 室外空氣系統	DOE-2.2 eQuest v3.65 能源模擬	1. 採用吸附式除濕、雙輪系統和繞管盤管等策略，可以在減少除濕能耗的同時提高 DOAS 的冷卻效率，最多可節省約 20%的冷卻能耗。
商業辦公大樓	韓國	Lee *et al.*(2023)	熱泵驅動液體除濕空調系統（HPLD）	TANSYS 18 能源模擬	1. HPLD 空調系統相較傳統蒸氣壓縮系統節能 33.2%。
學校	美國	Wu *et al.* (2023)	空調箱變風量與定風量之混和系統	人工智慧網路預測模型	1. 透過控制室內空氣品質和舒適度，優化方案平均功率降低 5.6%，並減少了 26.9 公斤的二氧化碳排放量。
實驗室	中國	Ren *et al.*(2024)	ZDCV 系統	1. LVM 模型 2. 人工神經網路	1. 與一般定風量的通風系統相比可提高 34%的節能效率。

各式建築	新加坡	Kho *et al.*(2017)	膜式能量通風系統(ERV)	Fluent 熱性能模擬	1. 模擬結果發現使用 MERV 在熱帶氣候中具有非常高的潛力。
商業辦公大樓	香港	Zhang *et al.*(2001)	MERV 系統	實驗量測	1. 針對港外氣調節需求研究發現一年度中的能耗幾乎用於去除新鮮空氣中之水分，使用膜式能源回收通風機（MERV）可節省全年 58%機械通風所需的能源，相當於總冷卻負荷的 12.4%。

二、服務業熱濕氣候之節能控制技術

2.1 熱濕氣候下之節能控制技術

最基本之定頻定風量空調系統向各個區域提供定量空氣，並使用溫度控制器對系統的冷卻能力進行調節，當空間的乾球溫度高於或低於設定點時，即通過壓縮機啟停等因子控制系統冷量。傳統定頻式壓縮機在滿載時，系統將室外空氣與回風混合，混合空氣通過冷卻盤管作顯熱與潛熱水分移除。當供應空氣進入空間時，會吸收室內負載之顯熱和濕氣，並將乾球溫度降低至目標值並保持相對濕度。然而，若是在部分負載條件下，壓縮機停止初期，顯熱冷卻量會急速下降之外，潛熱冷卻量也將降至負值，因盤管表面上的冷凝水將重新蒸發到供應之氣流中（盤管表面上之凝結水氣在降落到排水盤之前，會因表面張力而積聚，直到質量重至足以克服張力並滴落水盤），故空氣在離開盤管時，其濕度反會比進入時還高，直到水份漸漸蒸發，出風之濕球溫度才漸趨於穩定。在此情況下，壓縮機啟停時間取決於室內顯熱負載，但若壓縮機開啟時間過短以致盤管上水分來不及完全乾燥，即導致濕度控制之不利，且隨著壓縮機運行時間的減少，系統提供之除濕能力將幾乎為零。

有時傳統空調系統在調節送風流量與冷卻能力時，若無法達到適當平衡，容易影響除濕效果。當冷氣機組容量過大時，容易產生過量的送風量，為了維持所需的室內溫度，系統必須降低出風溫度。但這會導致空氣與冷卻盤管的接觸時間縮短，使得空氣中的水分無法充分凝結在盤管表面，降低了除濕效率。因此，在系統設計階段就必須謹慎考量適當安全係數，避免設備容量過度設計的問題。

2.1.1. 熱濕氣候下之節能控制技術：應用於直膨系統

在單區直膨系統中，室內機位於每個空調空間內或附近，可透過配備多速風扇與多個壓縮機（或可升降載之壓縮機）來應對不同的負載變化。風扇在大部分時間運行於低速，僅在負載較大時切換到高速，然而需注意風速較低時，供應氣流需較低溫以供應足夠冷量予室內，且壓縮機開啟周期也需提高。

此外，若添加空間濕度感測器與再熱盤管，將可直接控制空間之溫濕度。當檢測到空間濕度超過預設控制，即升載壓縮機以進行有效除濕，並使用下游加熱盤管進行再熱以避免出風溫度過冷。再熱盤管之熱源可使用「熱氣再加熱」的方式，通過在壓縮機和冷凝器之間的製冷回路中添加一個冷媒與空氣的熱交換器，每當需要避免過冷時，熱交換器會將熱冷媒蒸氣中的顯熱轉移到冷卻盤管下游的供應空氣中。

2.1.2. 熱濕氣候下之節能控制技術：應用於冰水系統

在冰水終端系統中，中央空調設備將冰水分配到終端單元（例如：FCU、AHU 等），這些單元位於每個空調空間內或附近，可透過配備多速風扇與變冰水量的方式來應對不同的負載變化。在滿載時，風扇以高速度運行，冰水盤管供應冰水之控制閥全開。隨著冷卻負載的減少，溫度控制器會調整閥門或是關閉閥門，限制冰水流經盤管的體積流率。而根據室內冷卻負載，終端單元的控制器會將風扇切換到低速以節省風機能耗，然而較少的氣流意味著送風溫度需降低，以維持室內溫度於設定點，故控制閥將轉而開大，增加流經冷卻盤管之冰水，允許盤管從通過的氣流中去除更多濕氣。冰水控制閥與風扇轉速若能控制得宜，將有助於室內舒適度之維持並達到節能效果。

此外，若在冷卻盤管下游再加裝一熱源及空間濕度感測器，同樣可達溫濕度控制之效果。當檢測到空間濕度超過預設控制，即調大冷卻盤管冷量以進行有效除濕，並使用下游加熱盤管進行再熱以避免出風溫度過冷。再熱盤管之熱源可使用鍋爐，但此法將增加系統運行成本，且僅在冷卻季節運行時才有較高之效益；若能從冷凝廢熱回收熱量以進行再熱，將是較具優勢與經濟效益的做法。

2.2 DOAS 簡介

在現代建築中，室內空氣品質和能源效率越來越受到重視，延伸以上控制技術應用之議題我們可以發現，處理外氣時的方式，一向都面臨著諸多挑戰，尤其是在高濕度環境或人數頻繁變動的場所中，這些挑戰使得 HVAC 系統難以同時兼顧通風、濕度控制和節能。

專用外氣處理系統(Dedicated Outdoor Air System, DOAS)，也稱獨立外氣系統，是一種供應 100%室外新鮮空氣的系統。在顯熱、潛熱分開冷卻，須使用不同的設備來進行濕度和溫度控制的核心宗旨下，DOAS 主要可負責處理外氣潛熱負荷，並將新鮮的外氣處理至適合的溫度和濕度後送入建築內部，滿足各空間之通風需求並改善室內空氣品質，詳細 DOAS 運作圖說請見圖 2。DOAS 系統的工作原理包括以下幾個關鍵步驟：

1. 空氣吸入：系統通過進氣口吸入 100% 的室外空氣。
2. 過濾：進入的空氣經過高效過濾器，去除顆粒物和其他污染物。
3. 預處理：根據季節和氣候條件，空氣可能會進行預冷或預熱，通常利用能源回收裝置如全熱交換器或熱管。
4. 除濕：在潮濕氣候下，系統會對空氣進行除濕處理，通常通過將空氣冷卻至露點溫度以下，然後再加熱至所需溫度。
5. 最終調節：空氣被進一步冷卻或加熱至理想的供應溫度。
6. 分配：處理後的新鮮空氣通過專用管道系統直接分配到建築的各個區域。

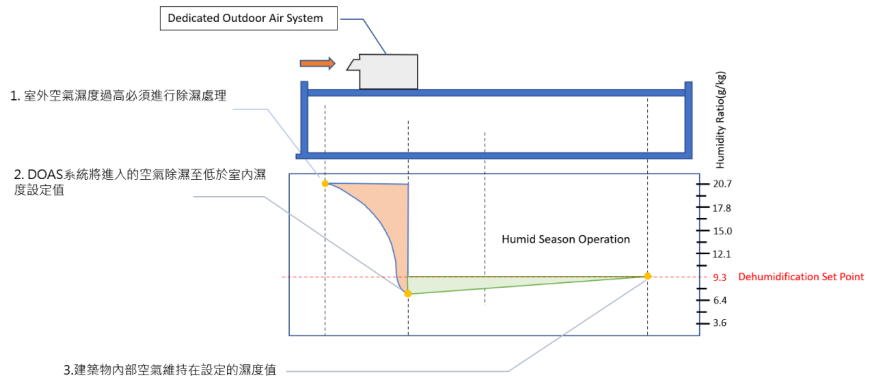

圖 2 DOAS 系統移除潛熱負載

（改繪自：熱濕氣候建築之 ASHRAE 指引—The ASHRAE Guide for Buildings in Hot & Humid Climates）

傳統中央空調系統僅有單一空氣處理裝置，裝置將外氣、回風混合後，為每個區域提供相同的空氣混合物。在面對各區域不同的室內顯熱、通風需求變化時，供應適當通風給最需要外氣之關鍵區域常導致其他區域的過度通風，降低能源效率；此外，傳統空調系統在處理高濕度外氣時，通常需以冷凝方式去除濕度，為達濕度控制點，此法往往造成過度冷卻，以致需用再熱盤管將空氣加熱回適宜之送風溫度，這樣的流程會導致大量能耗。而 DOAS 系統能夠有效地除濕並預冷外氣，從而避免了不必要的冷卻和加熱過程，達到節能效果。

與傳統空調系統不同，DOAS 作為一種專門處理室外外氣的系統，能有效地提升室內環境品質並降低能耗，從而成為各類建築中廣泛應用的空調方案。DOAS 系統的一大優勢在於它能夠持續為建築物供應充足且高品質的外氣，這對於提高室內空氣品質至關重要。隨著建築物的氣密性越來越高，為避免空氣中 CO_2、揮發性有機物等污染物的積累，外氣的供應變得更加必要。通過專門的外氣處理，DOAS 系統能夠將過濾、除濕完成的外氣送入室內，並保持空氣中的溫度和濕度在理想範圍內。這不僅改善了室內空氣的潔淨度，還能有效降低病菌和過敏原的濃度，有助於提高室內空氣品質的舒適度，尤其在學校、醫療設施和餐廳環境中顯得尤為重要。

DOAS 系統的節能優勢還得益於其與能源回收技術(Energy Recovery Ventilator, ERV)的結合。DOAS 可以利用全熱交換器或顯熱交換器，將排風中的熱量回收用於預冷或預熱外氣，這在寒冷的冬季或炎熱的夏季尤為有效，圖 3 顯示了 DOAS 結合 ERV 系統的示意圖，由圖 4 可了解 DOAS+ERV 與變冷媒流量系統(Variable Refrigerant Volume System, VRV/VRF)室內機共同運轉的實際應用(Pillai, 2018)。這種能源回收措施能顯著降低外氣處理的負荷，達到節能和減排的目的。另外，DOAS 系統可與需求控制通風策略結合，根據室內人數動態調整外氣量，避免了在人數較少或空間空置時進行過度通風，從而進一步節省能源，並提高系統的運行靈活性。

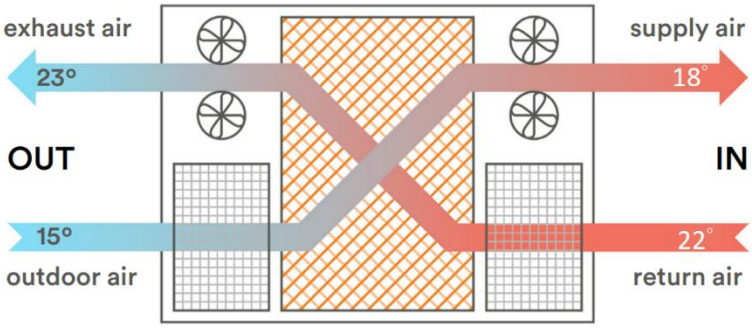

圖 3 DOAS 結合 ERV 示意圖

（圖出處：Primer, 2019）

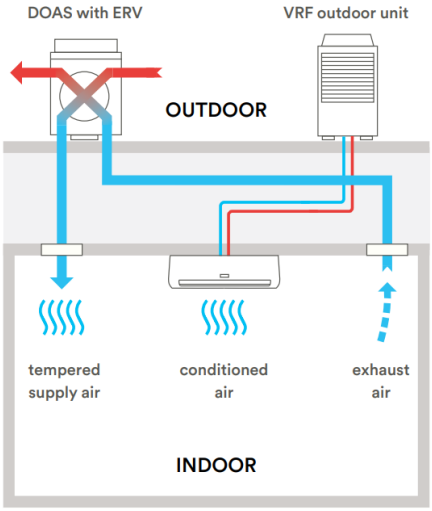

圖 4 DOAS+ERV 結合 VRF 室內機運轉案例

（圖出處：Primer, 2019）

2.3 DOAS 適用場所

DOAS 系統在各種建築中的應用場景廣泛，尤其在高濕熱環境中之優勢更甚。在辦公樓和商業建築中，DOAS 系統能夠根據不同區域的人數變化靈活調整外氣量，確保辦公環境的舒適度和員工的生產力。在高濕地區，DOAS 系統獨立處理外氣的能力尤為重要，它能有效去除高濕度外氣中的大量水分，顯著減輕空間內空調系統的負擔，降低整體能耗，同時避免了常見的過冷再熱問題（詳閱 2.1）。

對於學校和教育機構，特別是位於潮濕氣候區的學校，DOAS 系統的優勢更為明顯。它不僅能持續提供高品質的新鮮空氣，還能有效控制室內濕度，降低空氣中的污染物和過敏原濃度。這對於減少霉菌滋生和疾病傳播風險至關重要，從而為學生創造一個健康、舒適的學習環境，提高學習效率。

在醫療機構，如位於熱帶或亞熱帶地區的醫院和診所，DOAS 系統的精確濕度控制能力尤其重要。它可以維持嚴格的空氣品質標準，有效防止病菌和病毒的滋生和傳播，為病患和醫務人員提供安全的空氣環境。在高濕度條件下，DOAS 系統的除濕能力可以大大減少醫療設備和建築結構的潮濕問題，延長設備壽命並降低維護成本。

對於酒店，尤其是位於海濱或熱帶地區的建築，DOAS 系統的優勢更加突出。它能精確控制每個房間的外氣供應量和濕度水平，即使在外部環境極度潮濕的情況下，也能保持室內的舒適度。這不僅可提高住客居住舒適度，還能有效防止室內潮濕和霉菌問題，保護建築結構和內部裝修免受濕氣損害。

DOAS 系統以其卓越的濕度控制能力和能源效率，成為服務業熱濕氣候的理想解決方案。它不僅能顯著提升室內空氣品質，還能有效降低整體能源消耗，實現節能減排。在像辦公樓、學校、醫療機構等對通風和濕度控制要求較高的場所，DOAS 系統的優勢更加凸顯。綜觀以上優勢，使 DOAS 系統成為現代建築，特別是位於熱濕氣候地區建築的空調系統節能解決方案。

2.4 DOAS 與區域空調系統之整合策略

本章節深入探討了 DOAS 設計過程中，如何根據建築的特定需求來選擇最優化的系統配置。DOAS 系統因其獨立處理外氣的特性，在顯著提升建築物室內空氣品質和能源利用效率方面展現出卓越優勢，特別是，DOAS 系統通過持續提供 100%的外氣，能夠顯著改善室內空氣品質。然而，選擇適當的 DOAS 系統配置需要綜合考慮多個關鍵因素，包括但不限於：

1. 建築用途及功能需求
2. 當地氣候條件及其變化特性
3. 建築物的負荷特性（顯熱與潛熱）
4. 設備的投資成本
5. 系統的長期運行成本及能源效率
6. 建築物的空間限制

基於這些考量因素，DOAS 系統的空氣分配策略通常可分為以下幾種主要配置方式：

2.4.1. DOAS 結合區域獨立空調設備

這種配置方式利用了 DOAS 系統與僅處理再循環空氣的室內 HVAC 設備，詳如圖 5 DOAS 單元通過專用的管道系統和專用擴散型風口，將處理後的室外空氣(Outdoor Air, OA)直接輸送至建築物的各個區域。此方法通常應用於以下情況：當區域性空調設備如小型送風機(Fan Coil Unit, FCU)、箱型空調機、分離式直膨空調機、輻射冷卻板和可變冷媒系統(Variable Refrigerant Flow, VRF)安裝於室內環境時，這些設備主要提供顯熱冷卻、加熱以維持空間溫度，而 DOAS 系統可專注於處理室外空氣以及潛熱負載。

優點：

i. 可分別獨立運行：DOAS 可獨立於區域性空調設備運行，例如在非高負荷時段維持室內濕度控制，無需啟動所有區域性空調設備，顯著降低系統整體能耗。

ii. 負荷分離處理：DOAS 專注於外氣處理和除濕，使區域性空調設備僅需關注空間顯熱負荷，提高系統整體效率。

潛在挑戰：

i. 初始投資成本增加：需要額外的專用管道系統和專用擴散型風口，導致安裝成本可能高於傳統全空氣系統。

ii. 空間限制：若在既有的建築項目中進行改造，額外的管道系統可能面臨空間限制。

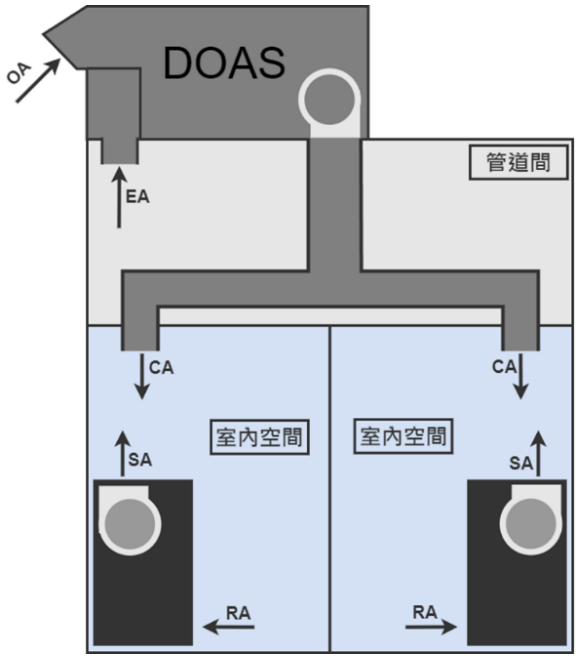

圖 5 DOAS 結合獨立空調單元配置

2.4.2. DOAS 結合中央空調箱配置

這種配置策略結合了中央空調箱(Air Handling Unit, AHU)和 DOAS，詳如圖 6。DOAS 負責處理和供應外氣，確保獲得充足的外氣，而 AHU 則處理建築物的主要冷熱負荷。中央 AHU 通常設計為變風量(Variable Air Volume, VAV)系統，其風量根據空間的加熱和冷卻負荷而定，負責處理室內的溫度調節需求。這兩個系統通過獨立的管道網絡將處理後的空氣輸送到各個區域。

優點：

i. 精確的區域環境控制：能夠精確控制每個區域的溫度和外氣需求。

ii. 負荷分離處理：DOAS 專注於外氣處理和除濕，使 AHU 可專注於處理空間顯熱負荷，提高整體系統效率。

iii. 維護便利：管道系統互相分離，DOAS 和 AHU 可以獨立維護，不會相互影響。

潛在挑戰：

i. 初始投資成本增加：兩套獨立的空調系統和管道網絡，會使安裝成本費用較高許多。

ii. 空間限制：雙系統的建置需要更多的管道空間。

iii. 系統協調性：需要精心設計以確保 DOAS 和 AHU 兩個系統的平衡與運行，避免過度通風。

將 DOAS 處理的外氣直接輸送到 AHU 進氣口雖看似可行，但這種方法在 VAV 系統中可能會帶來龐大的複雜性，因為 AHU 的氣流會隨區域負荷變化而改變，而 DOAS 提供的外氣量通常保持恆定。

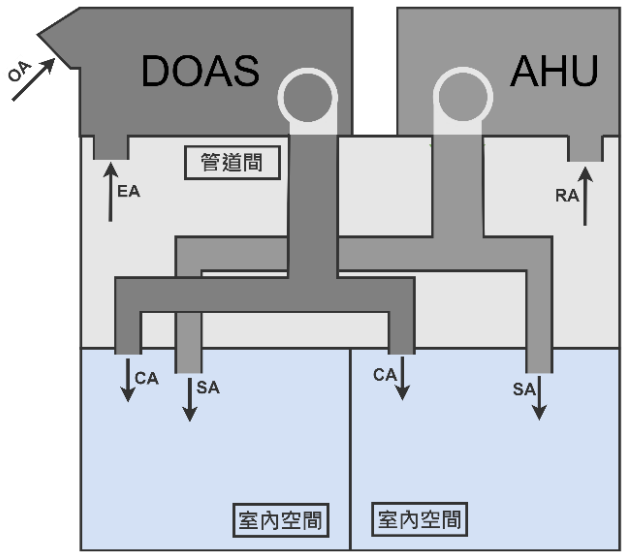

圖 6 DOAS 結合中央空調箱

2.4.3. DOAS 結合風機盤管回風側

這種配置策略將 DOAS 處理後的外氣直接輸送到每個空調設備的進氣口，在此與區域內的回風混合，混合後的空氣經區域性空調設備進一步處理，隨後通過風機盤管送入所需空間，詳如圖 7。這種方式確保了每個區域都能獲得足夠的外氣量，同時充分利用了現有的區域性空調設備。

優點：

i. 降低空間需求：減少了額外管道和專用擴散型風口，降低了安裝成本也節省了寶貴的建築空間。

ii. 變通性強：適用於多種類型的區域性空調設備，便於在不同建築類型中應用。

iii. 簡化系統：減少了獨立的空氣分配系統的需求，可簡化整體 HVAC 系統的複雜度。

潛在挑戰：

i. 能源消耗增加：若室內需要新鮮空氣，則風機必須要持續運行以輸送外氣，可能增加能源消耗。

ii. 系統協調性：需要精心設計控制策略，以平衡外氣供應和局部溫度控制需求，防止低溫外氣過度冷卻問題。

iii. 設備選型限制：區域性空調設備需要能夠處理低溫進氣，可能影響設備選型和性能。

iv. 平衡系統難度：相比直接將室外空氣送入空間，此配置的氣流測量和平衡更為複雜。

v. 壓力波動：風機的間歇運行或變速運行可能導致送風管道壓力變化，導致外氣供應不穩定或是氣流回流的問題。

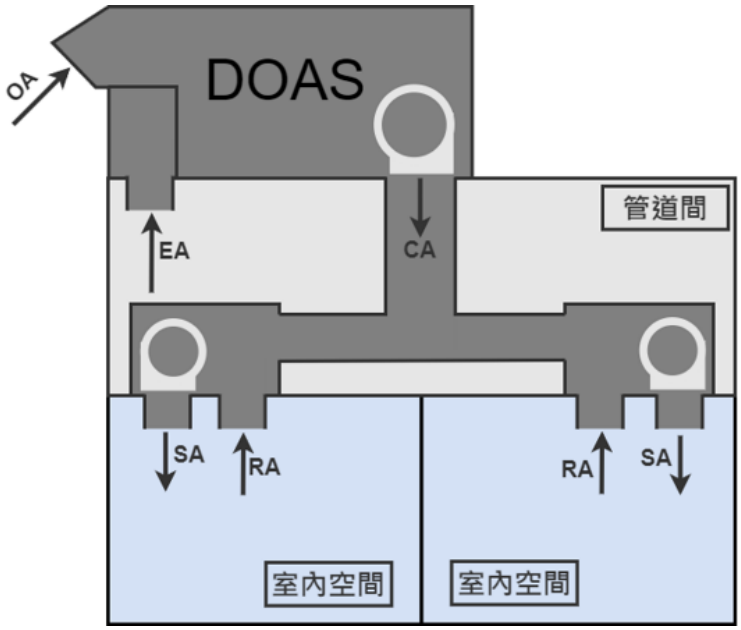

圖 7 DOAS 結合風機盤管回風側

2.4.4. DOAS 結合風機盤管送風側

這種配置策略將 DOAS 處理後的室外空氣直接輸送到各個區域性空調設備的供氣側，詳如圖 8。處理後的室外空氣與區域性空調設備處理後的回風混合，隨後透過共用的擴散型風口送入所服務的區域。鑒於此配置方式與 2.3.3 節所述方法相似，以下僅列舉其獨特之處：

優點：

i. 負荷分離處理：區域性空調設備專注於處理再循環空氣，DOAS 專注於外氣處理和除濕，提高整體系統效率。

ii. 優化能耗與設備規格：如果供應低溫外氣，可能降低區域性空調設備的規格，降低能源與設備成本。

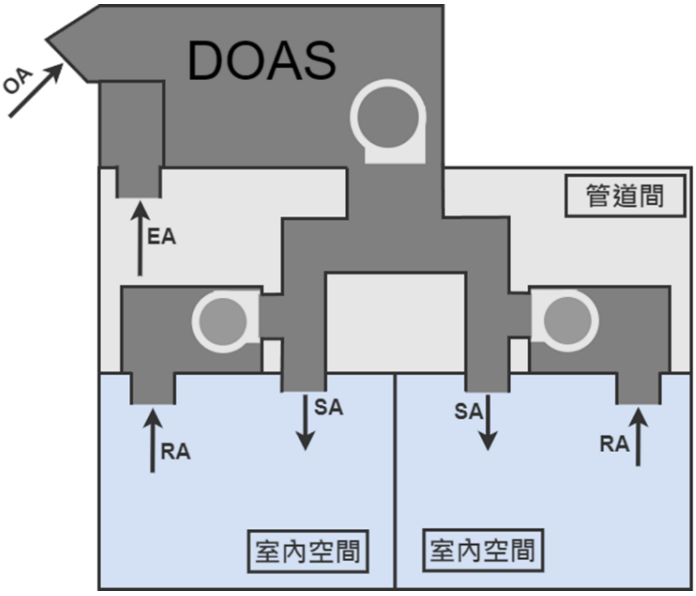

圖 8 DOAS 結合風機盤管送風側

2.4.5. DOAS 之 CA 送入天花板空間

這種配置策略將 DOAS 處理後的室外空氣輸送到開放的吊頂空間或天花板上方管道間，調節後的室外空氣在這裡與來自室內的回風混合，混合後的空氣被鄰近的區域性空調設備吸入，進行進一步的溫度調節後送入室內環境，詳如圖 9。這種方法通常應用於區域性空調設備（如水源熱泵、FCU 或 VRF 系統）安裝在吊頂空間或天花板上方管道間內的情況。這種配置特別適用於空間受限或希望簡化系統的建築。

優點：

i. 降低安裝成本：減少了額外管道、獨立擴散器或專用混合箱的需求，可顯著降低安裝成本，也降低建築物空間需求。

ii. 適用於多種類型的區域性空調設備，便於在不同建築類型中應用。

潛在挑戰：

i. 外氣分配不確定性：難以精確控制和確保每個區域獲得所需的外氣量，可能影響室內空氣品質。

ii. 冷凝風險：如果不進行適當的溫度控制，可能在吊頂空間表面產生冷凝水，引發濕度和霉菌問題。

iii. 氣流平衡難度：缺乏直接的管道連接，使得準確測量和平衡各區域的氣流變得困難。

iv. 交叉污染風險：開放的吊頂空間可能導致不同區域之間的空氣交叉污染。

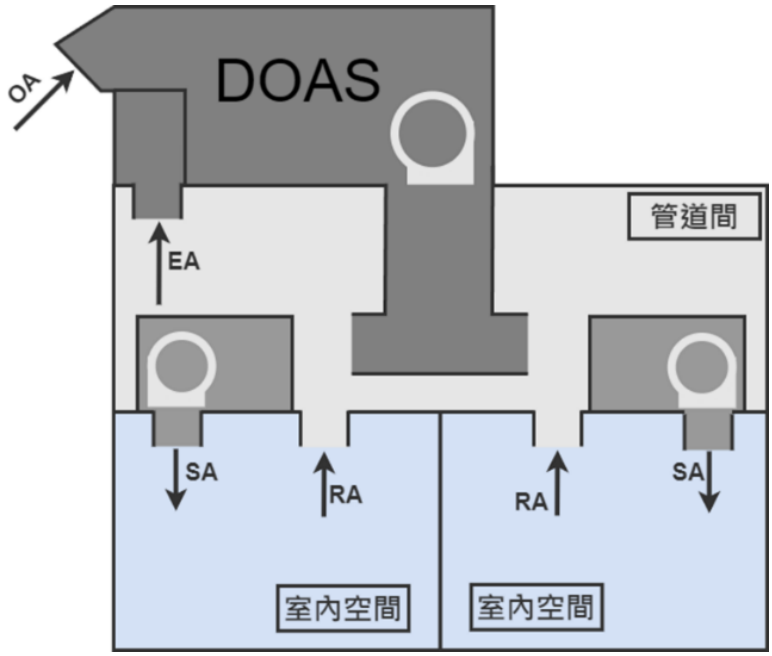

圖 9 DOAS 供氣直送天花板空間

2.5 DOAS 單元常見系統類型與能源效益探討

專用外氣處理系統（DOAS）因其高效處理室外空氣的能力而在現代建築中得到廣泛應用。然而，DOAS 的效能和節能潛力在很大程度上取決於其具體配置方式。本節將深入探討 DOAS 的幾種常見配置，包括基本的冷卻除濕再熱功能，以及能源回收技術(Energy Recovery Ventilator, ERV)的結合。本章將分析每種配置的特點、適用場景，以及其在不同氣候條件和建築類型中的節能效益。深入理解這些配置將有助於設計者在項目中做出最佳決策，不僅滿足室內空氣品質的要求，還能顯著降低建築的能源消耗。

2.5.1. DOAS 配置冷卻盤管與再熱盤管

專用外氣處理系統(DOAS)搭載冷卻與再熱盤管是相當常見的配置，這種配置以其簡單性最顯為人知，能夠同時解決溫度和濕度控制的需求，為建築物提供高品質的室內環境。DOAS 系統的主要元件是冷卻盤管，通常是直膨系統或冰水式。

當室外空氣進入系統時，首先通過冷卻盤管，空氣被冷卻除濕到露點溫度以下以精確控制室內濕度水平。然而，在某些情況下，冷卻盤管處理後的室外空氣乾球溫度可能會過低，如果直接引入空間可能會導致舒適性問題。為了解決這一問題，在冷卻盤管下游添加環繞式熱交換器或再熱盤管將是達成舒適條件的關鍵選項。此種額外的熱處理裝置可將供應空氣溫度調節到更適宜的水平，避免造成局部冷感或氣流不適。

這種配置特別適用無法搭配 ERV 裝置的 DOAS 的建築物，例如無法將排氣管道引回 DOAS 系統的情況，或排氣受到污染的場合。在這些情況下，直接搭配冷熱盤管可以作為替代方案，無需依賴能源回收技術。

但在現代建築暖通空調系統設計中，DOAS 結合能源回收裝技術(ERV)已成為一種常見的配置。這種組合不僅能夠提供高品質的室內空氣，還能顯著降低系統的能源消耗。能源回收技術通過在排氣和新鮮進氣之間傳遞熱量和濕度，大大減少了處理室外空氣所需的能源。

ERV 有許多種類，每種都有其獨特的特性和適用場景，本章節後續將介紹當前主要的 ERV 類型。

2.5.2. DOAS 與全熱交換器

在這種配置中，DOAS 單元將排氣引導至靠近外氣進氣口的位置，使得全熱交換器(Enthalpy Wheel)可以在這兩股氣流之間進行熱量和濕度的轉換，詳如圖 10。它通過在進氣和排氣氣流之間旋轉來實現能源轉移。在炎熱潮濕的天氣中，輪子表面的乾燥劑吸收室外空氣中的部分水分，並旋轉到排氣側將這些水分釋放到排氣中。這一過程預先乾燥、預冷了室外空氣，顯著減少了下游冷卻和除濕設備的負荷。相反，在寒冷天氣中，全熱交換器將熱量和濕度從排氣轉移到進入的室外空氣中，減少了加熱和加濕設備的負荷。

這種配置特別適用於需要大量室外空氣且能源效率要求高的建築，如辦公樓、學校、醫院等。它可以大大減少來自室外空氣的峰值供暖、製冷和除濕負荷，從而降低整體能源消耗。然而，在某些情況下，仍然需要額外的除濕和加熱設備。例如，通常會在全熱交換器下游安裝冷卻盤管，以進一步除濕；在寒冷氣候下，可能還需要加熱裝置來調節空氣溫度。

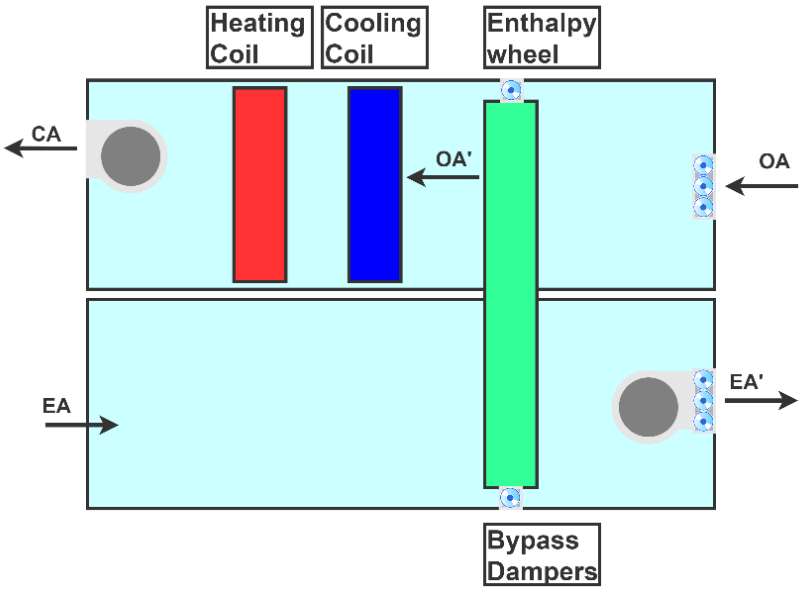

圖 10 DOAS 結合全熱交換器

2.5.3. DOAS 搭配全熱交換器與板式熱交換器

在這種配置中主要由兩個核心部分組成：全熱交換器和顯熱交換器（通常是固定板式熱交換器、盤管迴路、熱管），以實現更好的能源利用和空氣調節效果，詳如圖 11。

DOAS 單元首先利用全熱交換器對進入的室外空氣進行預處理。全熱交換器在室外空氣和排氣之間交換熱量和濕度，實現初步的預冷和除濕。緊接著，處理後的空氣通過冷卻盤管進行進一步的冷卻和除濕，以達到所需的露點溫度。最後，板式熱交換器利用排氣中的剩餘熱量對除濕後的冷空氣進行再熱，從而避免了使用額外能源進行再熱的需求。

這種配置特別適用於需要在除濕季節大量提供接近空間溫度空氣的建築，如醫院、實驗室或半導體產業這些對溫濕度控制要求嚴格的工業設施。它能夠在保證除濕效果的同時，最大限度地減少再熱能耗。

然而，這種配置增加了系統的複雜性和成本。風機需要克服兩個熱交換器的阻力，可能導致更高的風機能耗。因此，在選擇這種配置時，需要仔細評估並確保長期運行的效益能抵消初始投資成本和潛在增加的風機能耗。

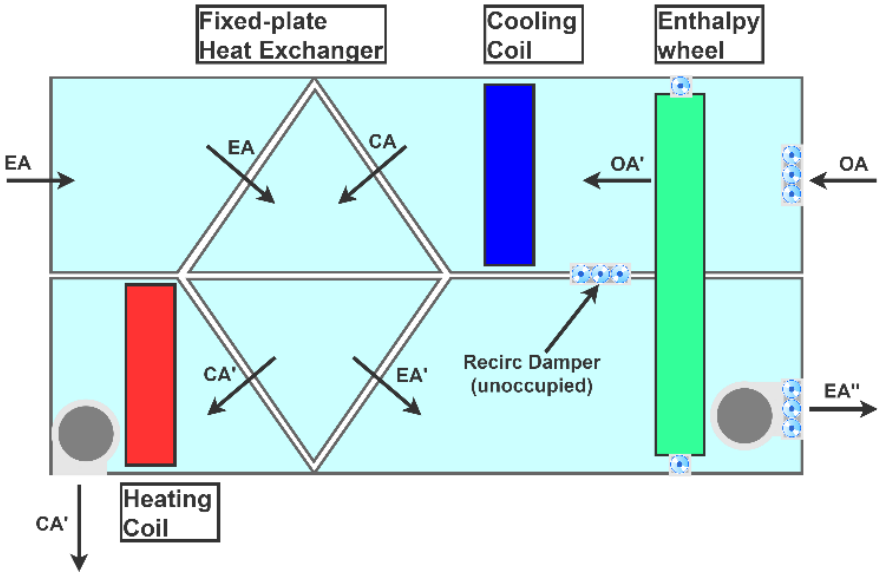

圖 11 DOAS 搭配全熱交換器與板式熱交換器

2.5.4. DOAS 搭配除濕轉輪與全熱交換器

這種配置主要由四個核心部分組成：全熱交換器、再生熱裝置、冷卻盤管和除濕轉輪 (Desiccant Wheels)，此組合能夠在處理室外空氣時提供最大程度的濕度控制，詳如圖 12。

DOAS 單元的處理過程如下：首先，進入的外氣通過全熱交換器進行初步預處理，進行初步的溫度和濕度調節。預處理後的空氣然後通過除濕轉輪的再生側（再生側利用廢熱交換能源以利乾燥劑再生）。接著，空氣通過冷卻盤管，進行主要的冷卻。最後，處理後的空氣通過除濕轉輪的除濕側，進行最終的除濕作業。

這種配置的獨特之處不僅在於它能夠實現比傳統方法更低的露點溫度，還能有效利用冷凝器的廢熱進行能源回收。冷凝器產生的廢熱被巧妙地用於除濕轉輪的再生過程，通過將原本需要排放的廢熱轉化為有效的除濕能源，該系統不僅降低了運行成本，還減少了對環境的熱污染，體現了先進的節能環保理念。

此高效除濕配置特別適用於要求嚴格濕度控制的建築物，濕環境的博物館、GMP 規範的製藥廠、無塵室級別的精密製造設施，或位於亞熱帶高濕度氣候區的建築。然而，其高效性是以提高系統複雜度和初始資本支出為代價的。系統運作需要基於更精密的控制策略來協調各個組件的運行。

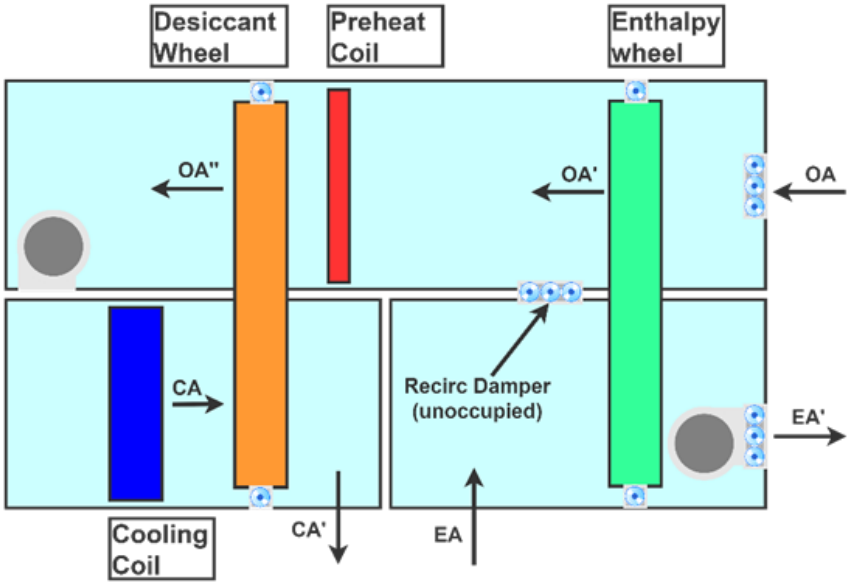

圖 12 DOAS 搭配除濕轉輪與全熱交換器

三、服務業營業場所量測輔導及問題歸納分析

3.1 案例一

案例一案場概況簡介

案例一之熱舒適量測地點為某超市，量測範圍為地下一層之購物區，量測區域之面積為 774.5 平方公尺。量測時間為 2023/04/18 下午三點半至下午六點，當日室外溫度 22.2℃，相對濕度 100%。空調全年室內設定溫度為 26℃，當日實際量測之室內溫度控制於 24℃~27℃。

使用冰水機空調系統,冰水主機為 107 年製造之東元定頻水冷式機型,COP 值 4.49,額定製冷能力 60RT，配備四台壓縮機根據負載變化作容量控制的運轉配置。冰水出水溫度由主機根據設定季節自動調整，夏 14.6℃，冬天 16.5℃。

一、二次側泵浦定流量系統搭配 26 台 CAV 定流量吊隱式送風機，單台送風機額定冷房能力約 7.4kW，送風風量 1750CMH。各台送風機回風口處之溫度感測器可偵測室內溫度，當室內溫度不同於設定點時，送風機內供應冰水之電動三通閥作動，藉控制直通、旁通的開度變化以改變冰水供應流量，進而控制送風溫度，並驅動冰水主機根據負載需求升降載以匹配室內負荷。

量測點位規劃如圖 13 案例一量測點位所示，所有點位皆量測用餐區域之溫濕度、黑球溫度、風速及二氧化碳濃度，參考 WELL 健康建築之規範，溫度以距離地面 0.1m、0.6m、1.1m 的高度進行量測，濕度及黑球溫度之量測距離地面 0.6m，二氧化碳之量測距離地面 1.4m，風速距離地面 1.1m。其中黑球溫度作為計算 PMV 指標的重要參數，能有效評估環境的熱舒適。熱環境與風速之量測現場，如圖 14、圖 15 所示。量測數值與 PMV 計算值如表 2 所示，PMV 值與溫濕度關係圖如圖 16 所示。

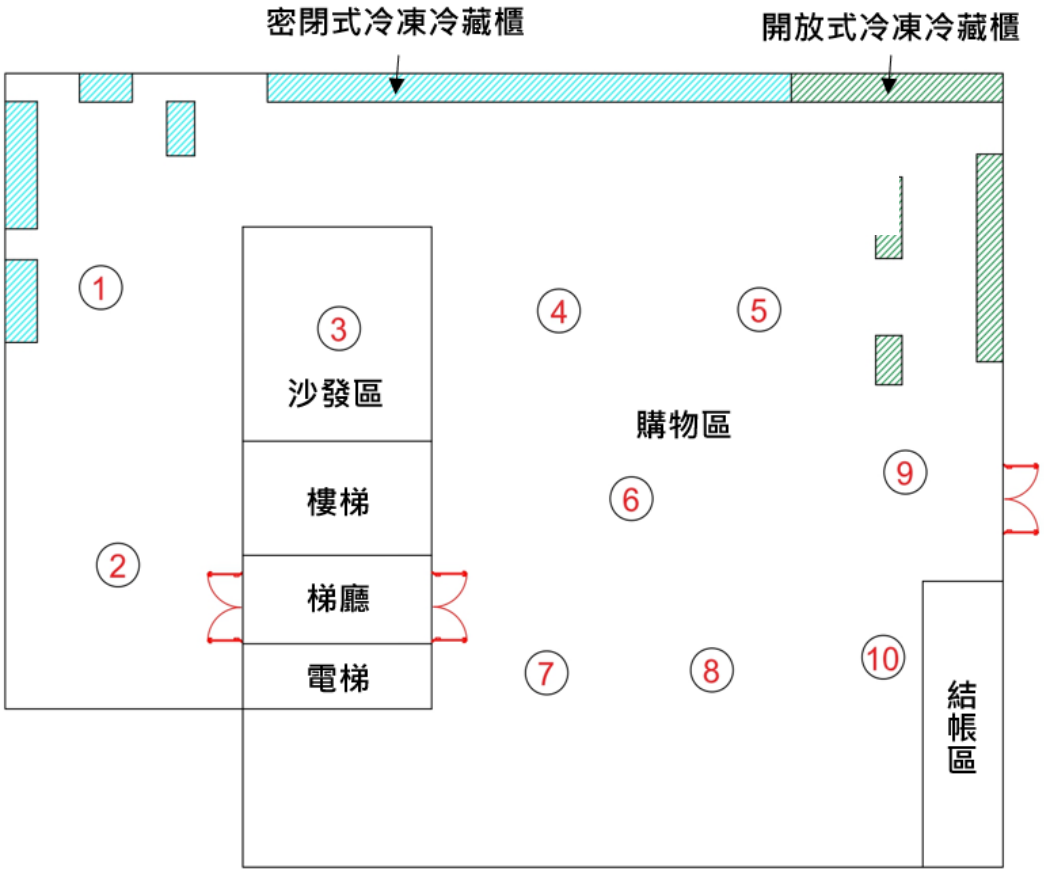

圖 13 案例一量測點位

圖 14 案例一熱環境量測

圖 15 案例一環境風速量測

表 2 案例一用餐區域量測數值

點位	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
量測時間	15:30	15:45	16:00	16:15	16:30	16:45	17:00	17:15	17:30	17:45
平均溫度 (℃)	24.44	24.77	23.91	22.92	22.85	22.90	22.91	22.92	23.57	23.45
平均黑球溫度 (℃)	23.80	24.80	23.27	22.33	22.65	22.78	22.65	22.78	23.77	23.30
平均相對濕度 (0.6m) (%)	54.20	54.47	53.53	56.84	60.90	59.70	59.38	60.89	61.74	62.22
二氧化碳濃度 (ppm)	641	560	567	519	476	506	493	516	455	485
環境風速 (m/s)	0	0	0	0	0	0	0	0	0.18	0
PMV 值	-0.22	0.04	-0.43	-0.72	-0.62	-0.63	-0.62	-0.57	-0.52	-0.41

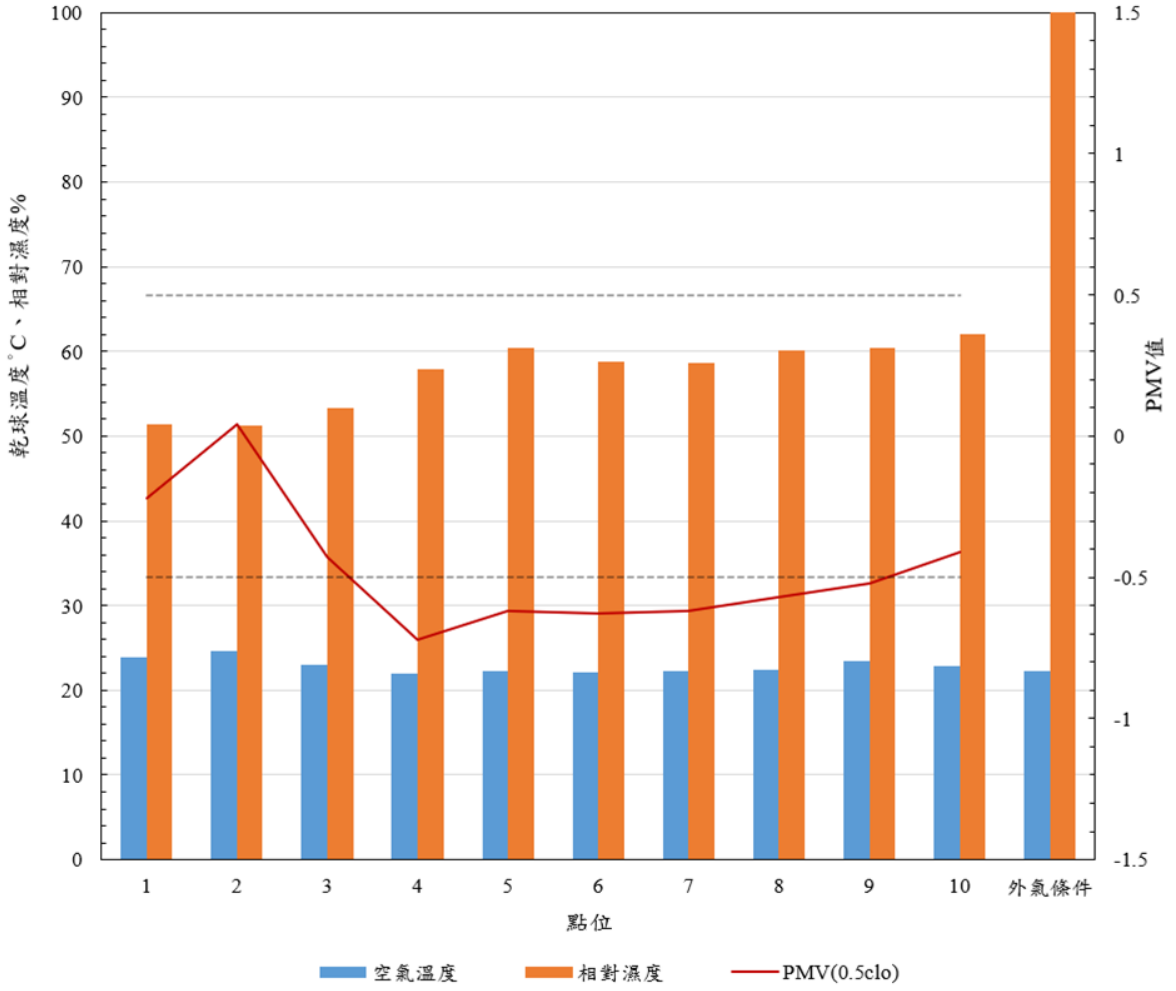

圖 16 案例一 PMV 與溫濕度關係圖

案例一環境使用情形之分析與歸納

經過現場之訪視與量測，關於案例一之熱環境及設備控制之狀況，可歸納如下：

1. 針對相對濕度之探討

案例一為某超市，具備冷凍冷藏櫃體（含開放櫃）設備，若室內相對濕度太高將引發冷凍系統蒸發氣結霜嚴重、熱傳效率差、除霜次數增加及開放櫃加熱電熱絲耗電增加等問題。本案超市無配置外氣系統，故所有外氣潛熱負荷皆源自自動門出口之外氣入風，點位 8~10 因靠近出口處，故其相對濕度受外氣濕度的影響尤為明顯，點位 10 之相對濕度數值高達 62.6%。先前即有研究表明，超市氣溫在 21℃DB，65%RH 下之耗能會比 55%RH 時多出 13%，由此可見高濕度對超市造成之能量消耗不容小覷。

相關建議：

甲、檢查冷凍櫃密封條之完善性，防止濕氣進入。

乙、自動門入口處可加裝空氣簾以防止室外顯、潛熱流入，同時避免室內空調外洩，但須評估此舉是否會造成之室內二氧化碳濃度過高等外氣需量不足的問題，或者應考慮加裝 DOAS 系統，以 DOAS 結合原先 FCU 的配置處理外氣潛熱負荷以在更佳狀況下保持外氣供應同時兼顧室內濕度控制。

丙、本案為定風量系統，當空間顯熱熱負荷變小時，調降冰水流量可以減小冷卻盤管顯熱冷卻能力以控制空間乾球溫度，但會降低盤管除濕能力，將造成空間相對濕度偏高。因此建議可以導入可變風量系統控制及出風溫度優化溫控，則相對於定風量系統(CAV) ，將可獲得空間較好的溫濕度控制效果。

2. 針對 PMV 值之探討

PMV 值介在-0.5 到 0.5 之間是使人感到舒適的範圍，本案例中點位 4 到點位 9 之 PMV 值小於-0.5，具有稍冷之趨勢。該區域空氣溫度較低，反映輻射熱影響之黑球溫度也處在相對低溫，並且具有較高之相對濕度，會對人體帶來較高之寒冷感。較低的二氧化碳濃度也表明該處可能具有相對較高的空氣流動，如風速 0.18m/s 之點位 9，數值雖然小，但微小的氣流仍能增加散熱、降低 PMV 值。

3.2 案例二

案例二案場概況簡介

案例二之熱舒適量測地點為某火鍋店，量測範圍為一樓顧客用餐區域，量測之用餐區域面積約為 500 平方公尺，使用玻璃帷幕作為建築外殼構造，如圖 17 所示。量測時間為 2024/05/30 上午十一點至下午一點，當日室外溫度 31℃~33℃，相對濕度 65%~72%。空調全年室內設定溫度為 23~26℃，當日實際量測之室內溫度控制於 21℃~25℃。

使用額定製冷能力為 105kW 之箱型空調機，由兩台定頻箱型空調機搭配一座 90RT 冷卻水塔，自助用餐區搭配三台地面式水冷風扇，無外氣系統。兩台箱型空調機之送風出風口涵蓋區域如圖 18 所示，出風口分別位在一樓窗邊用餐區與自助吧台區。餐廳有二樓之用餐區，挑空座位區之二樓天花板設有二樓箱型冷氣機供應之空調出風口，但量測當日並未開放二樓用餐區及空調，故本案量測重點著重於一樓之用餐環境。

所有點位皆量測用餐區域之溫濕度、黑球溫度、風速及二氧化碳濃度，案例二之熱環境量測現場如圖 19 所示，量測數值與 PMV 計算值如表 3 所示，PMV 值與溫濕度關係圖如圖 20 所示。

圖 17 案例二環境照片

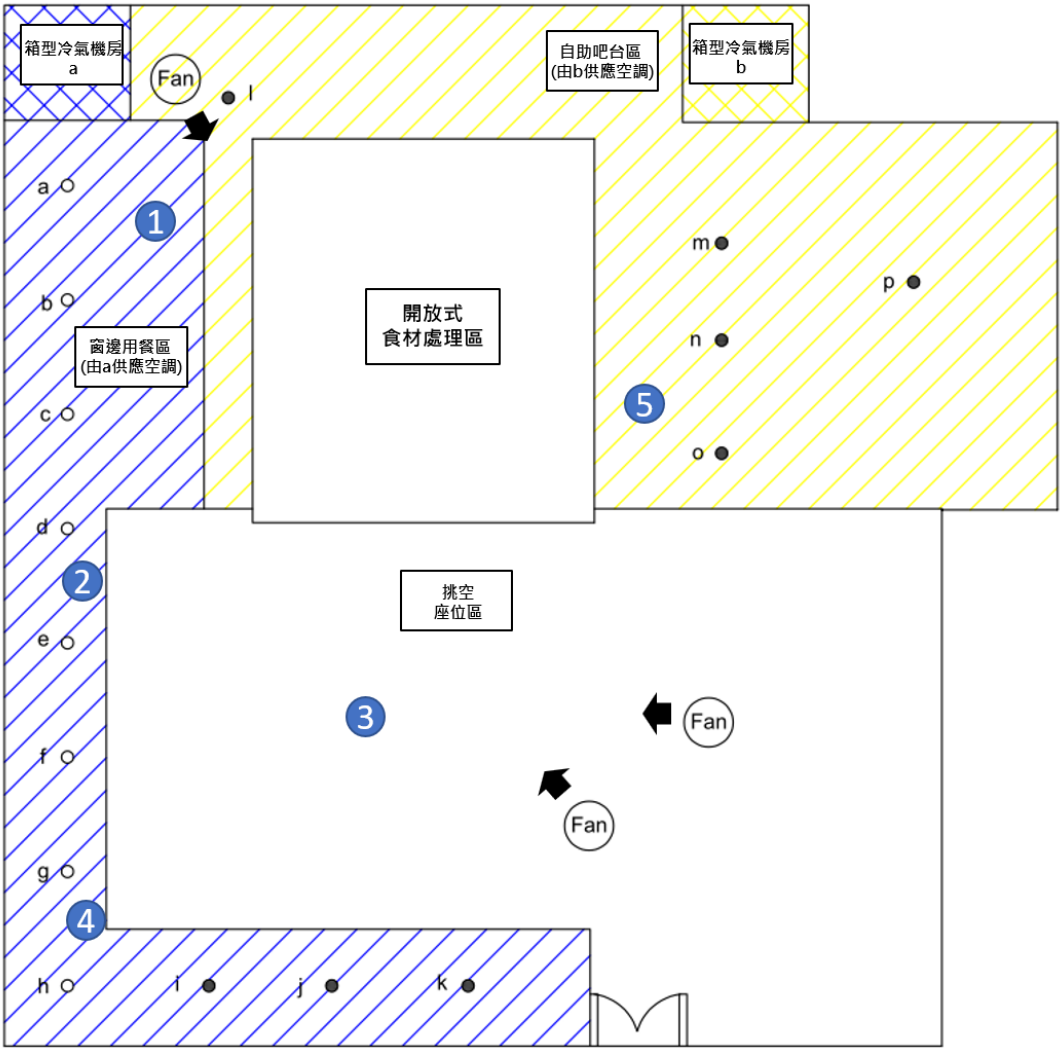
箱型冷氣機房
a
Fan
l
自助吧台區
(由b供應空調)
箱型冷氣機房
b
a
1
b
窗邊用餐區
(由a供應空調)
開放式
食材處理區
m
p
n
5
o
c
d
2
挑空
座位區
e
3
Fan
f
Fan
g
4
h
i
j
k

圖 18 案例二量測點位

圖 19 案例二熱環境量測

表 3 案例二用餐區量測數值

點位	1	2	3	4	5
量測時間	11:00	11:15	11:30	11:45	12:00
平均溫度(℃)	25.78	26.40	25.24	25.47	25.83
平均黑球溫度(℃)	25.62	26.64	25.57	25.49	26.39
平均相對濕度(%)	60.16	59.18	60.38	59.77	57.04
二氧化碳濃度(ppm)	760	700	769	750	740
環境風速(m/s)	0.2	0.15	0.4	0.2	1.3
PMV 值	0.14	0.49	-0.28	0.05	-0.62

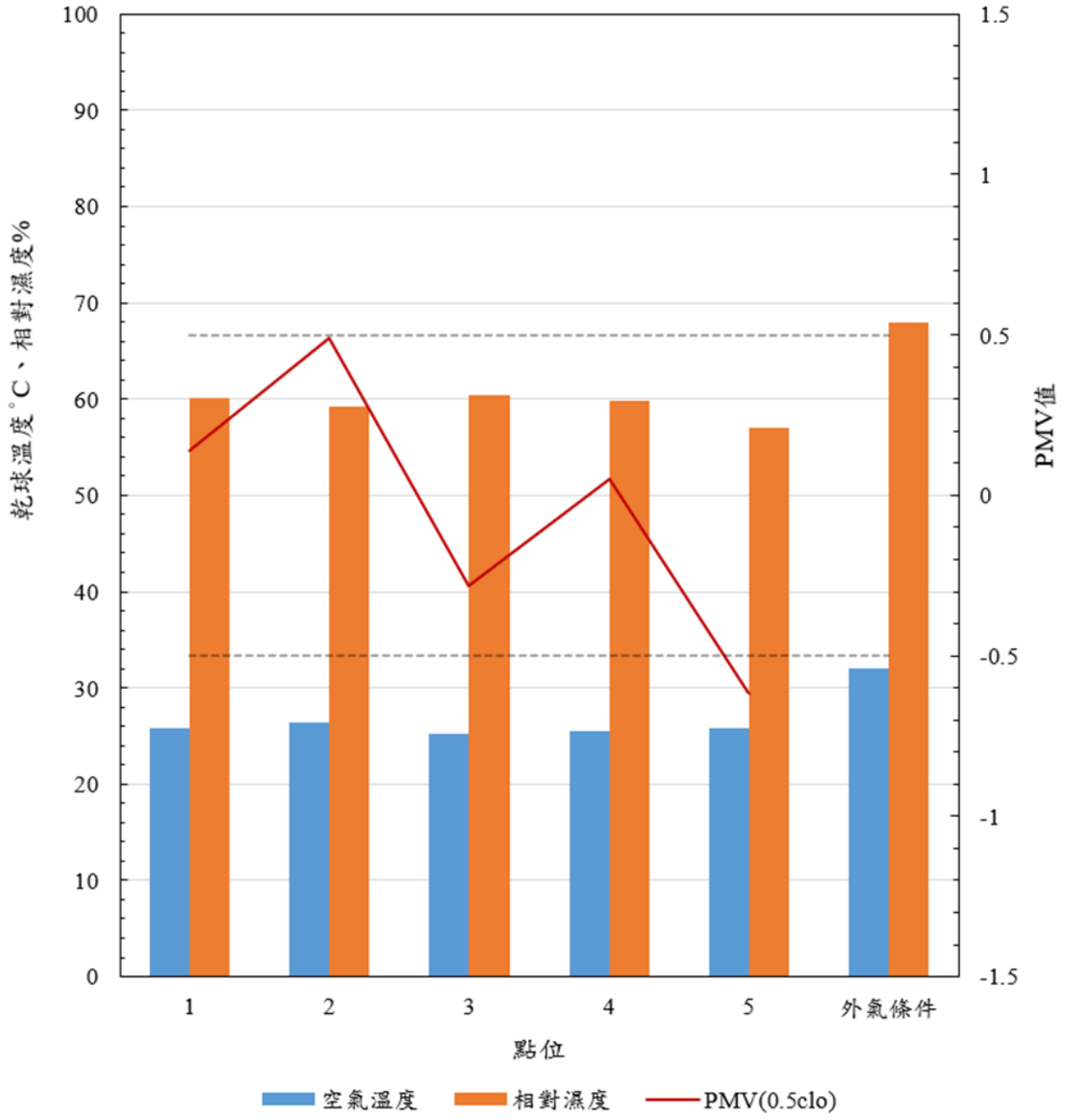

圖 20 案例二 PMV 與溫濕度關係圖

案例二環境使用情形之分析與歸納

經過現場之訪視與量測，關於案例二之熱環境及設備控制之狀況，可歸納如下：

1. 針對室內二氧化碳濃度與外氣需求之探討

誠如案例一針對室內二氧化碳濃度之討論，本案之二氧化碳濃度均較高，且箱型空調機缺乏室外空氣引入之功能，若在室內人流量達到較高峰的假日用餐時段，恐有二氧化碳濃度過高之疑慮。

相關建議：

甲、可安裝獨立的外氣系統適當引入外氣，提升室內空氣品質，適當的 DOAS 系統結合原先之區域獨立空調設備（箱型空調機）可有效處理外氣潛熱並讓室內二氧化碳濃度值維持在較低的水平，提升室內空氣品質。

2. 箱型空調機之設備效能探討

箱型空調機使用定頻壓縮機，將導致能源之浪費。

相關建議：

甲、若能引入變頻技術，使用變頻壓縮機替代原先之定頻壓縮機，讓壓縮機根據實際需求調整運行頻率，將能有效提高能效，並減少地面式水冷風扇之應用。

乙、定期進行箱型空調機之預防性維護，確保系統中所有部件運行正常，使用品質較好的零件也可延長系統之使用壽命，減少維修頻率。

丙、箱型空調機為定風量系統，當空間顯熱熱負荷變小時，壓縮機卸載可以減小冷卻盤管顯熱冷卻能力以控制空間乾球溫度，但會降低盤管除濕能力，將造成空間相對濕度偏高。因此若可以導入變轉速風機，可變風量控制及壓縮機溫度優化溫控，則相對於定風量，將可獲得空間較好的溫濕度控制效果。

3.3 案例三

案例三案場概況簡介

案例三之熱舒適量測地點為某飯店，量測範圍為一樓自助餐顧客用餐區與櫃台沙發區，量測區域面積約為 600 平方公尺，平均建築高度 3 公尺。量測時間為 2024/06/02 下午二點半至下午五點半，當天室外溫度 22℃~23℃，相對濕度 82%，空調全年室內設定溫度 22℃，當日實際量測之室內溫度控制於 21℃~24℃。

案場三使用之空調系統為變頻 VRF 冷暖空調機，室外機使用渦卷式壓縮機，大廳由兩台能力 33.5kW 之主機供應，餐廳分別由兩台能力 33.5kW、45kW 之主機供應。室內機側使用天花板吊隱式線型出風口，空調機可根據負載進行蒸發溫度控制，使冷媒蒸發溫度根據室內溫度作調控以達節能效果。

量測之點位標示如圖 21 所示，所有點位皆量測用餐區域之溫濕度、黑球溫度、風速及二氧化碳濃度，現場量測照片如圖 22 所示，包括熱環境、環境風速、二氧化碳濃度之量測，並且量測相關數值如表 4 所示，PMV 值與溫濕度關係圖如圖 23 所示。

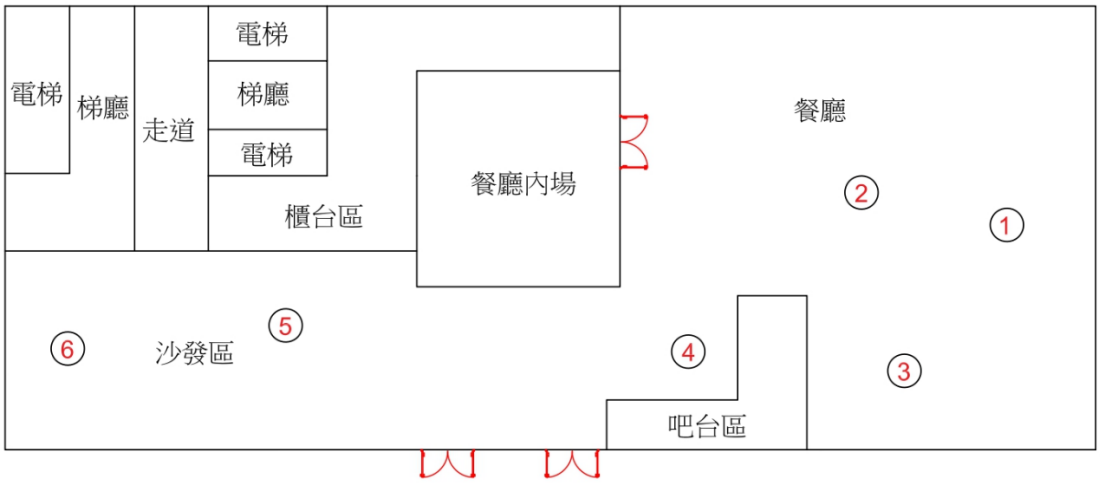

圖 21 案例三量測點位

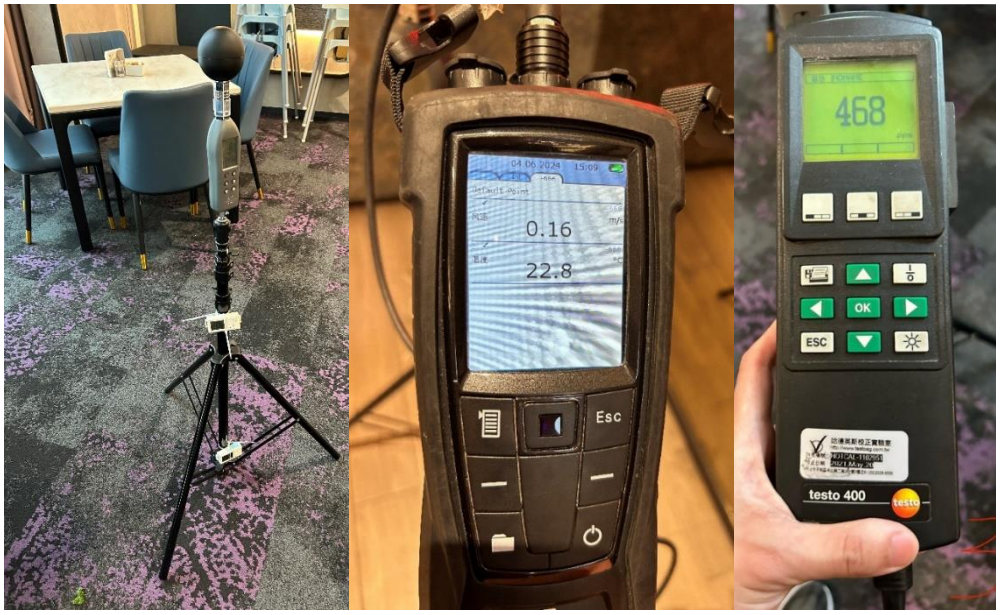

圖 22 案例三現場量測照片

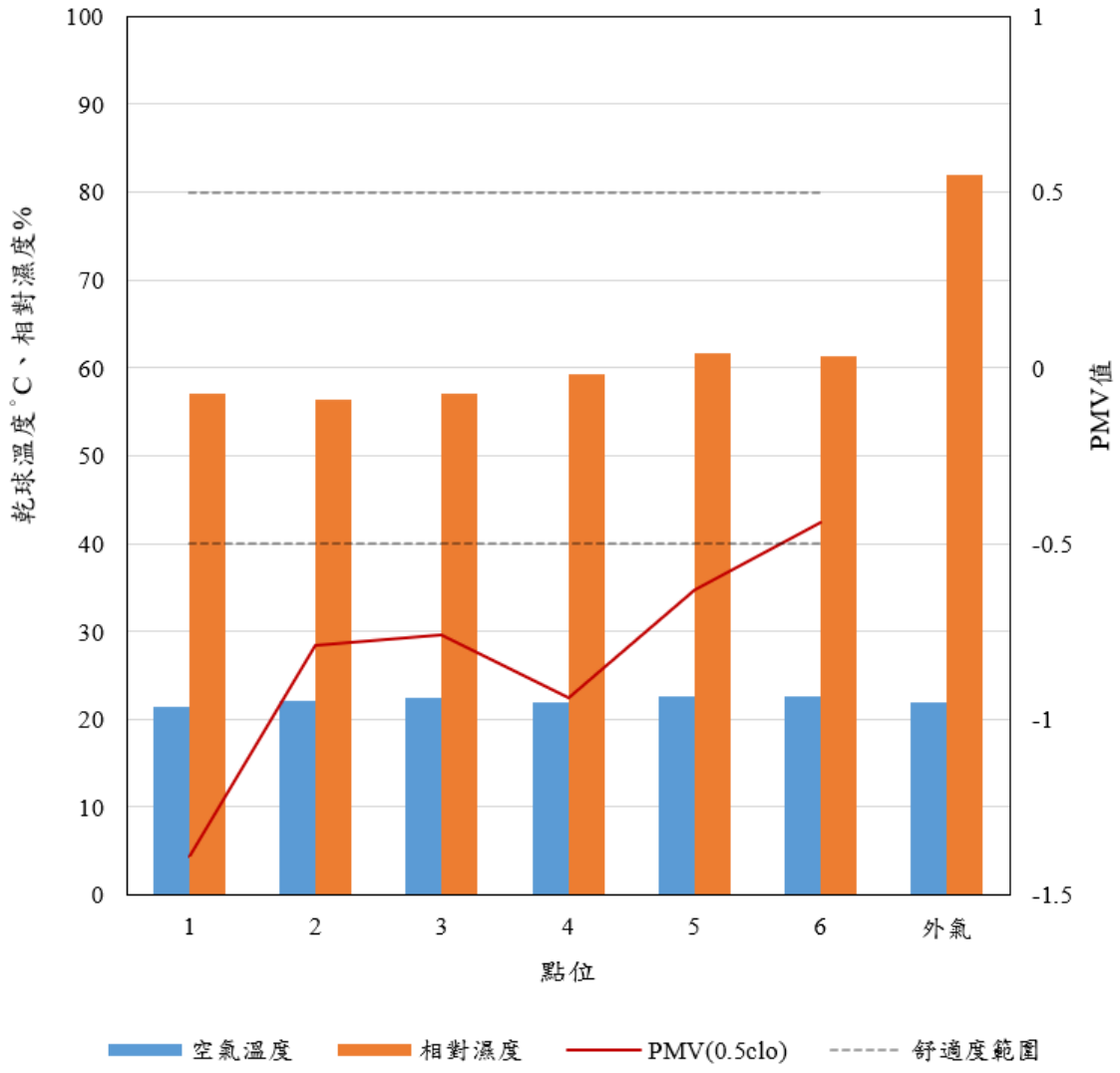

圖 23 案例三 PMV 與溫濕度關係圖

表 4 案例三量測數值

點位	1	2	3	4	5	6
量測時間	14:30	14:45	15:00	15:15	15:30	15:45
平均溫度(℃)	21.47	22.10	22.36	22.04	22.57	22.60
平均黑球溫度 (℃)	20.61	21.71	21.58	22.26	23.69	23.48
平均相對濕度(%)	57.06	56.32	57.06	59.21	61.75	61.30
二氧化碳濃度(ppm)	590	607	468	516	494	457
環境風速(m/s)	0.20	0	0	0.16	0.16	0
PMV 值	-1.39	-0.79	-0.76	-0.94	-0.63	-0.44

案例三環境使用情形之分析與歸納

經過現場之訪視與量測，關於案例三之熱環境及設備控制之狀況，可歸納如下：

1. 針對室內溫濕度之探討

當日之室外溫度為 22℃~23℃，相對濕度 82%，量測區域之溫度介於在 21℃到 22℃，相對濕度介於 57%到 61%。因 VRF 系統大多不具控制室內濕度條件之功能，量測區域相對濕度較低之情形可歸因於 VRF 系統運行在比較低的室內設定溫度控制值，因此有較明顯的除濕效果，系統根據室內溫度設定點調節室內空氣溫度時，自然就會導致濕度的變化及濕氣的去除。

相關建議：

甲、將 DOAS 系統納入現有空調系統，通過專用管道處理外氣熱負荷，能夠更高效地進行除濕工作，同時 VRF 系統之運轉負荷將大幅降低，僅需耗費更少的能源處理室內顯熱負荷，此舉將能有效降低整體空調能耗。

乙、在空調系統中安裝吸附除濕系統，此系統可單獨運行或與現有系統集成運作，在耗費較少能源之情況有效移除空氣中水份。

2. 針對 PMV 值之探討

由量測結果計算出之 PMV 值顯示案場處於偏冷之情形，同第 1 點所述，若單純使用 VRF 空調系統，在除濕過程中也將降低空調溫度，而降低溫度的空調控制結果並非當前狀況所需。若能選擇適宜的方案，專注於空氣中潛熱的排除，將能達成節能效益。

3.4 案例四

案例四案場概況簡介

案例四之熱舒適量測地點為某飯店，量測範圍為一樓用餐區域，量測區域面積約 680 平方公尺。量測時間為 2024/06/11 下午兩點至下午四點半，當天室外溫度 32℃~34℃，相對濕度 70%~75%，一般櫃台、沙發區全年室內設定溫度為 26℃，用餐區域全年室內設定溫度為 24℃，當日實際量測室內用餐區溫度為 23℃~24℃。

案場四使用中央空調系統，共有 3 台定頻冰水主機，分別為 2 台 1000RT、1 台 420RT，與一、二次側定流量系統搭配用餐區 4 台空調箱，回風口則位於立式空調箱外殼風口處，直接吸入回風。冰水主機夏季冰水出水溫度 7℃、冬季全年冰水出水溫 9℃，由人員依據負載需求作冰水主機台數控制，室內空調負載升高時，開兩台 1000RT 冰水主機，負載需求低時，開一台 1000RT 冰水主機與一台 420RT 冰水主機。空調系統監控介面如圖 26 所示，由該圖可見當日開啟一大一小之冰水主機及兩台冰水泵、兩台區域泵。

量測之點位標示圖如圖 24 所示，1~6 點位皆量測用餐區域之溫濕度、黑球溫度、風速及二氧化碳濃度，現場量測照片如圖 25 所示，包括熱環境、環境風速、二氧化碳濃度之量測。量測數值與 PMV 值如表 5 所示，PMV 值與溫濕度關係圖如圖 27 所示。

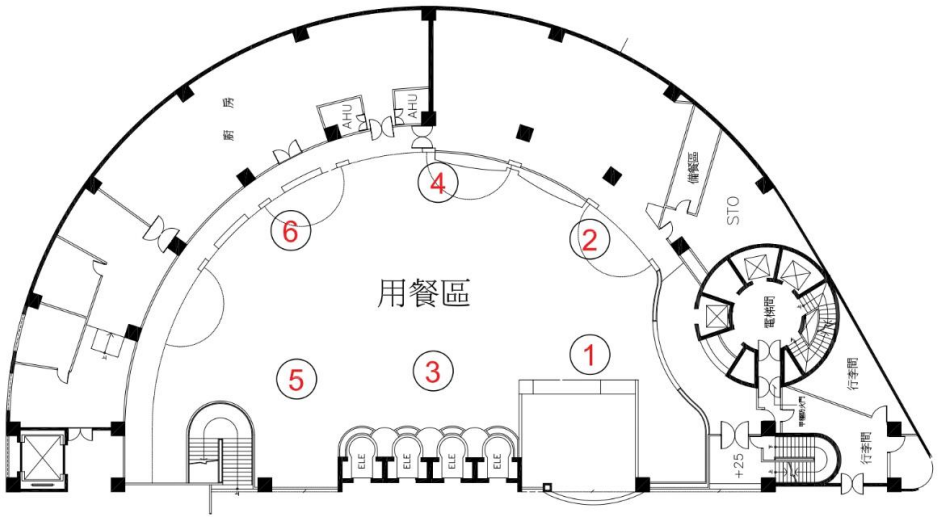

圖 24 案例四量測點位

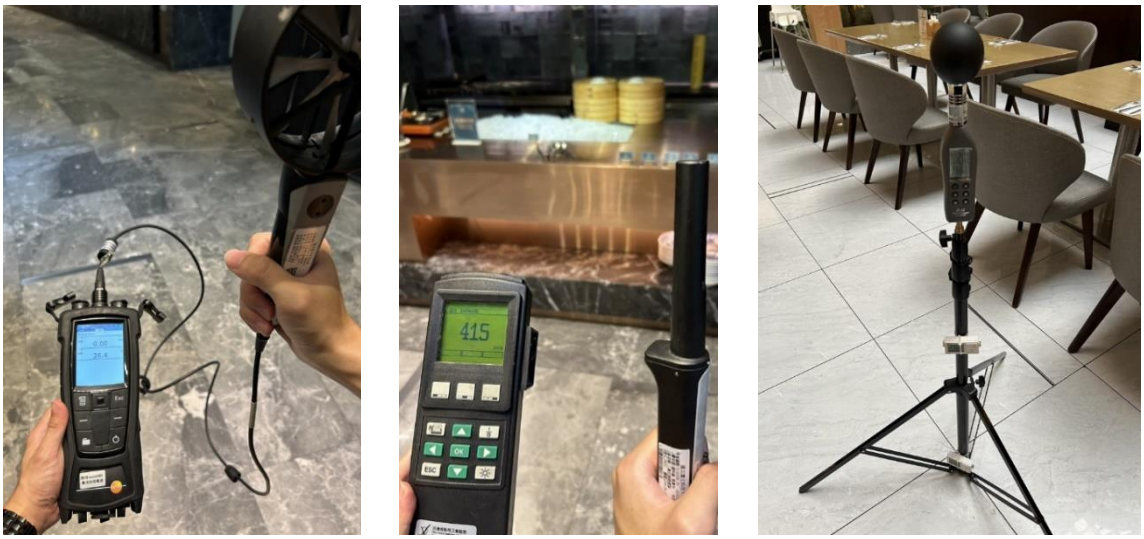

圖 25 案例四現場量測照片

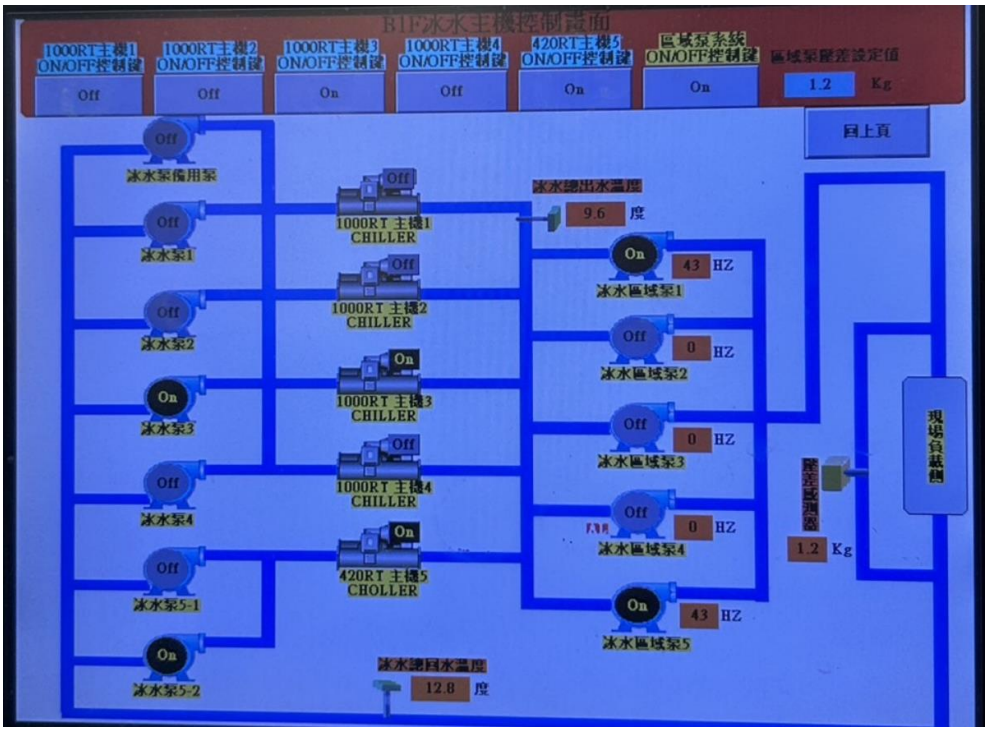

圖 26 案例四空調系統監控介面

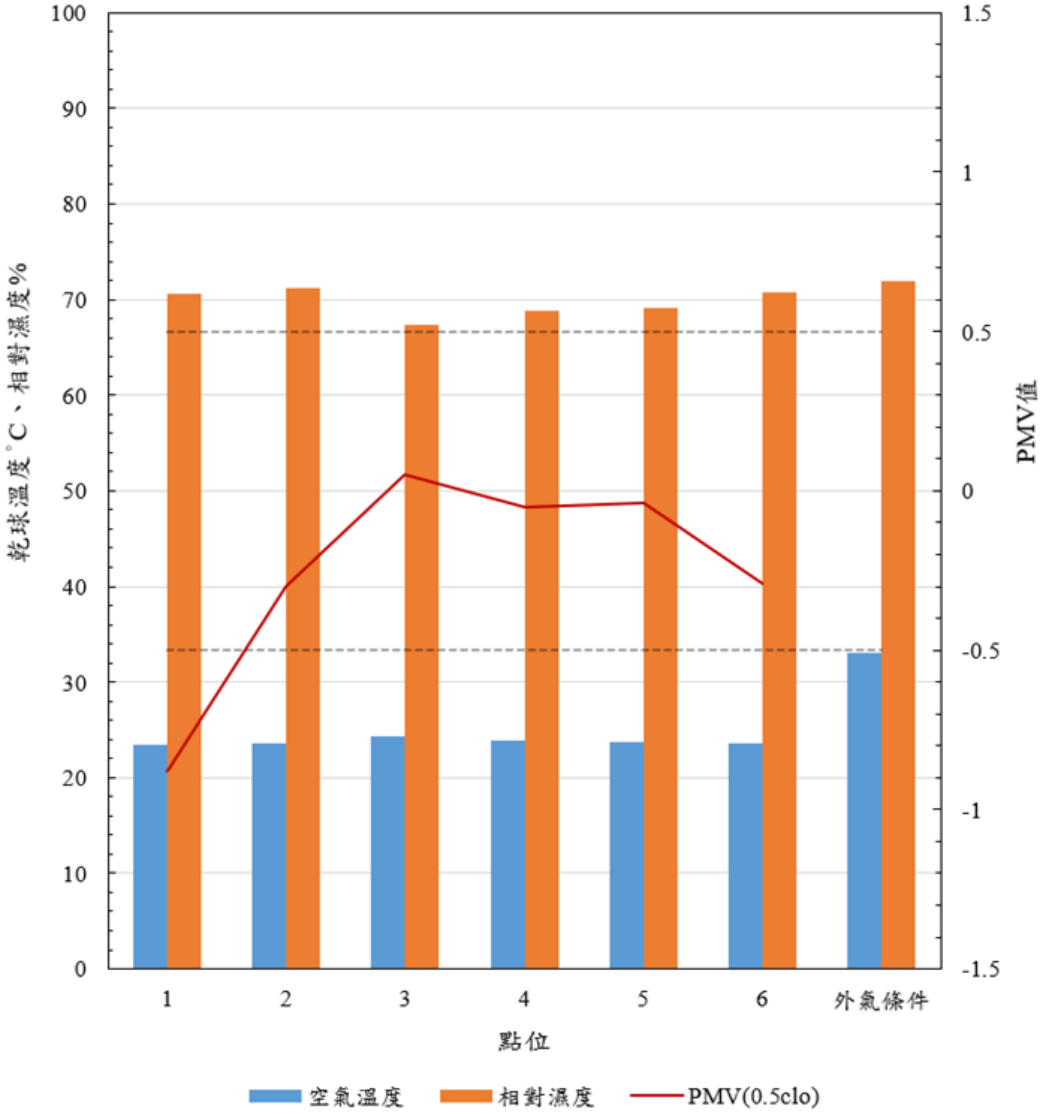

圖 27 案例四 PMV 與溫濕度關係圖

表 5 案例四用餐區域量測數值

點位	1	2	3	4	5	6
量測時間	14:00	14:15	14:30	14:45	15:00	15:15
平均溫度(℃)	23.44	23.54	24.3	23.86	23.8	23.59
平均黑球溫度(℃)	23.35	23.45	24.52	24.26	24.43	23.48
平均相對濕度(%)	72.13	73.21	69.59	70.99	72.21	75.01
二氧化碳濃度(ppm)	450	350	420	351	376	415
環境風速(m/s)	0.37	0.12	0	0	0	0.12
PMV 值	-0.88	-0.2	0.05	-0.05	-0.04	-0.29

案例四環境使用情形之分析與歸納

經過現場之訪視與量測，關於案例四之熱環境及設備控制之狀況，可歸納如下：

1. 針對機房環境空間問題之探討

本案為立式空調箱，直接使用空調箱外殼回風口進行回風，故回風口周遭區域之整潔情形及風口本身、濾網之乾淨程度都將對空調系統的運行產生影響，空調箱周圍之灰塵、污物易被回風吸入，須注意與空調箱一同放置之抹布等清潔用具是否有散發異味或灰塵之疑慮。此外，本案之回風口位在廚房隔壁，故廚房之油煙廢氣也有被吸入之疑慮，影響室內空氣品質。

相關建議：

甲、清潔空調機房環境，降低汙染進入循環之可能性，提高室內空氣品質。

乙、定期清潔回風口濾網，避免氣流阻力增加造成系統效率降低之情形。

2. 針對溫度與相對濕度之探討

根據經濟部能源署室內冷氣溫度限值之規定，在室外溫度不低於 26℃且相對濕度不高於 85%的情況下，用餐區域在 11:00～14:00、18:00～21:00 以外之時段，必須保持室內溫度平均值高於 26℃，目前之空調溫度已經有過低之趨勢。此外，由量測之數值可得，用餐環境之相對濕度與當日戶外濕度相當，由此可知該區空調並未有效處理潛熱。

相關建議：

甲、當前平均空調溫度介於 23℃至 24℃，根據美國能源部資料，將室內空調設定提升 0.56℃，將可節省 3%到 5%之空調能耗。因此，建議提高空調設定溫度。

乙、若提高空調設定溫度，因目前案場空間之相對濕度值較高，恐造成 PMV 值上升，用餐顧客會有悶熱不適之感受，這是由於汗液蒸發減少導致之散熱不良。再者，本案之 CO2 空氣品質尚稱良好，建議應增設外氣引入之控制系統，或採用妥適之 DOAS 系統結合原先案場之區域獨立空調設備，將可避免過多外氣造成高耗能，並有效處理外氣潛熱並達成良好之室內空氣品質。

3. 優化空調系統運行策略

案場之空調設備均採用固定頻率運行模式，這限制了系統對於變化負載條件的應對能力。固定頻率的設備無法根據即時冷卻需求調整運行效率，導致設備皆在滿載模式運行，會造成能源之浪費。

相關建議：

甲、若能考慮將定頻設備升級為變頻設備，變頻技術將可以根據實際需求調整運行速度，提高系統效率，降低能耗。

乙、本案為定風量系統，當空間顯熱熱負荷變小時，調降冰水流量可以減小冷卻盤管顯熱冷卻能力以控制空間乾球溫度，但會降低盤管除濕能力，將造成空間相對濕度偏高。因此建議可以導入可變風量控制及出風溫度優化溫控，則相對於定風量系統，將可獲得空間較好的溫濕度控制效果。

3.5 案例五

案例五案場概況簡介

案例五之熱舒適量測地點為台北某大型百貨之鐵板燒店鋪包廂與店面外走道用餐區，鐵板燒店鋪包廂量測區域之面積為 93 平方公尺，美食街走道用餐區量測區域之面積為 275.7 平方公尺。走道用餐區旁之玻璃帷幕為 24mmLOW-E 節能複層玻璃，量測時間為 2024/06/13 下午兩點至下午五點，當日室外溫度 32℃~34℃，相對濕度 70%~75%。空調全年室內設定溫度為 26℃，當日實際量測之室內溫度控制於 24℃~26℃。

使用冰水機空調系統，共有五台 94 年製造之冰水主機，分為兩種規格，額定製冷能力 800RT 之定頻主機 COP 值 5.21，額定製冷能力 400RT 之定頻主機 COP 值 5.11。根據季節手動控制冰水主機台數，常態性設定夏季假日開兩台大型冰水主機，其餘時段皆開啟一大一小冰水主機，若冰水主機出水溫度超過 12 度，加開大型冰水主機；若主機負載率小於 65%，關閉加開之冰水主機。冰水出水溫度約介於 10℃到 14℃間。

使用一次側定頻二次側變頻泵浦搭配 3 台空調箱與 8 個線型出風口，空調箱裝設手動調頻之變頻器，冬季運轉頻率介於 40 赫茲到 50 赫茲，夏季運轉頻率介於 55 赫茲到 60 赫茲，後續裝潢並重新隔間的措施導致此區域無回風口之設置。空調箱額定冷房能力約 53RT，送風風量 15900CFM。全年平日監測室內 CO2 濃度是否維持在 1000ppm 以下，若濃度過高則手動調控外氣導入量。冬天會根據戶外溫度、濕度狀態引進室外空氣作自然冷卻，由此舉降低冰水主機需開啟之台數。

量測點位規劃如圖 28 所示，點位 5、3、4 位於鐵板燒店鋪內之包廂，量測所有點位用餐區域之溫濕度、黑球溫度、風速及二氧化碳濃度，量測現場照片如圖 29 所示。量測數值與 PMV 計算值如表 6 所示，PMV 值與溫濕度關係圖如圖 30 所示。

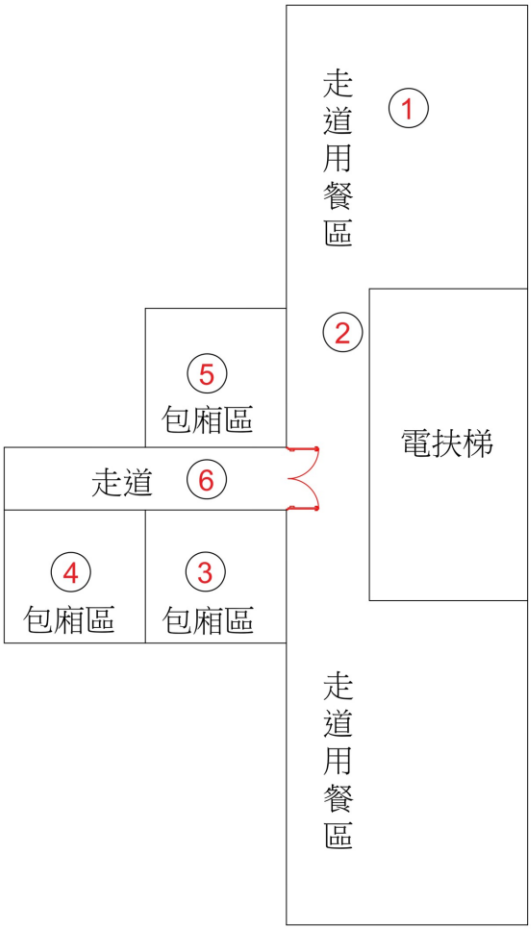

圖 28 案例五量測點位

圖 29 案例五現場量測照片

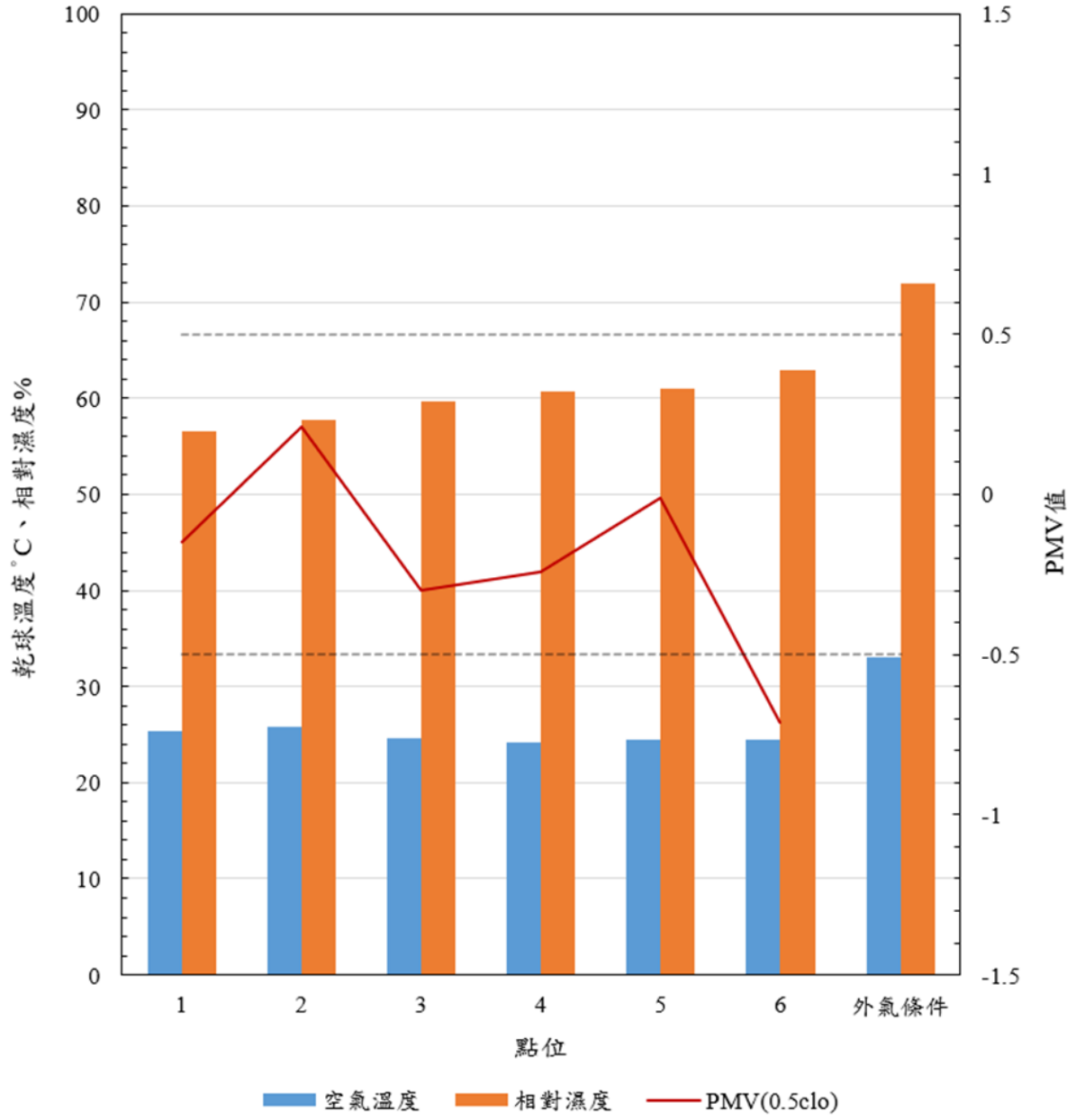

圖 30　案例五 PMV 與溫濕度關係圖

表 6　案例五用餐區域量測數值

點位	1	2	3	4	5	6
量測時間	14:00	14:15	14:30	14:45	15:00	15:15
平均溫度(℃)	25.33	25.80	24.64	24.12	24.55	24.43
平均黑球溫度(℃)	24.64	25.55	24.57	23.40	24.77	24.80
平均相對濕度(%)	59.29	60.44	62.14	62.8	63.42	65.43
二氧化碳濃度(ppm)	450	400	440	404	409	376
環境風速(m/s)	0.22	0.15	0.23	0.11	0.12	0.87
PMV 值	-0.15	0.21	-0.30	-0.24	-0.01	-0.71

案例五環境使用情形分析與歸納

經過現場之訪視與量測，關於案例五之熱環境及設備控制之狀況，可歸納如下：

1. 針對空調回風問題之探討

本量測案場因前段時日之裝修工程在調整隔間時，未考慮回風口之區域調配問題，故該店鋪無回風，此問題將導致：

甲、店舖外之新鮮空氣無法有效隨氣流進入室內，室內空氣品質下降，空氣中汙染物積聚而較難排出。

乙、因溫度感測器均裝設在回風風管上方，因此區域內若無配置回風管，該區之負載變化將無法被有效感測，會造成空調系統運作之低效率。

丙、油煙異味滯留於包廂區域中，影響顧客用餐體驗外，也可能影響健康。

為該區域空調增設回風口將是直接有效的解決方法，但此舉在施工上會面臨較大的困難與挑戰，故相關建議方案如下：

甲、增加局部高效能排風罩設備，以改善氣流循環並有效提升空氣品質，特別是從板烤爐產生之熱量與油煙。

乙、安裝空氣淨化設備。去除空氣中之油煙顆粒與異味。

丙、引入外氣，並在減少對主空調系統之負荷波動的考量下，增設外氣控制系統，適時引入新鮮空氣，以稀釋室內異味與污染物。

2. 針對 PMV 值之探討

點位 6 之 PMV 值顯示該區有稍冷之情形，與該區域較高之環境風速和相對濕度有直接相關，適當增設外氣的引入將有助於室內濕度的控制，詳如第 1 點之建議方案丙。

3. 優化空調系統運行策略

案場之冰水主機、冷卻水塔、冷卻水泵、冰水泵採用固定頻率運行模式，這限制了系統對於變化負載條件的應對能力。固定頻率的設備無法根據即時冷卻需求調整運行效率，導致設備皆在滿載模式運行，會造成能源之浪費。

相關建議：

甲、若能考慮將定頻設備升級為變頻設備，變頻技術將可以根據實際需求調整運行速度，提高系統效率，降低能耗。

乙、本案為定風量系統，當空間顯熱熱負荷變小時，調降冰水流量可以減小冷卻盤管顯熱冷卻能力以控制空間乾球溫度，但會降低盤管除濕能力，將造成空間相對濕度偏高。因此建議可以導入可變風量系統控制及出風溫度優化溫控，則相對於定風量系統，將可獲得空間較好的溫濕度控制效果。

四、熱濕氣候營業場所建築能源模擬分析

4.1. 全棟模擬驗證

本研究針對案例五進行建築能源模擬分析。先對案場所在的整棟建築進行初步模擬並驗證，再獨立出編號 AH-07b 空調箱供應之區域進行小區劃的模擬及驗證，並導入適合服務業熱濕氣候之空調系統節能措施，評估節能方案之效益。

初步全棟模擬之案場建築模型如圖 31，使用 3 台離心式冰水機組（400RT 兩台、800RT 一台）搭配一、二次側循環冰水泵浦及冷卻水塔，空氣側使用 58 台空調箱，詳細設備規格如表 7 至表 10 所示。

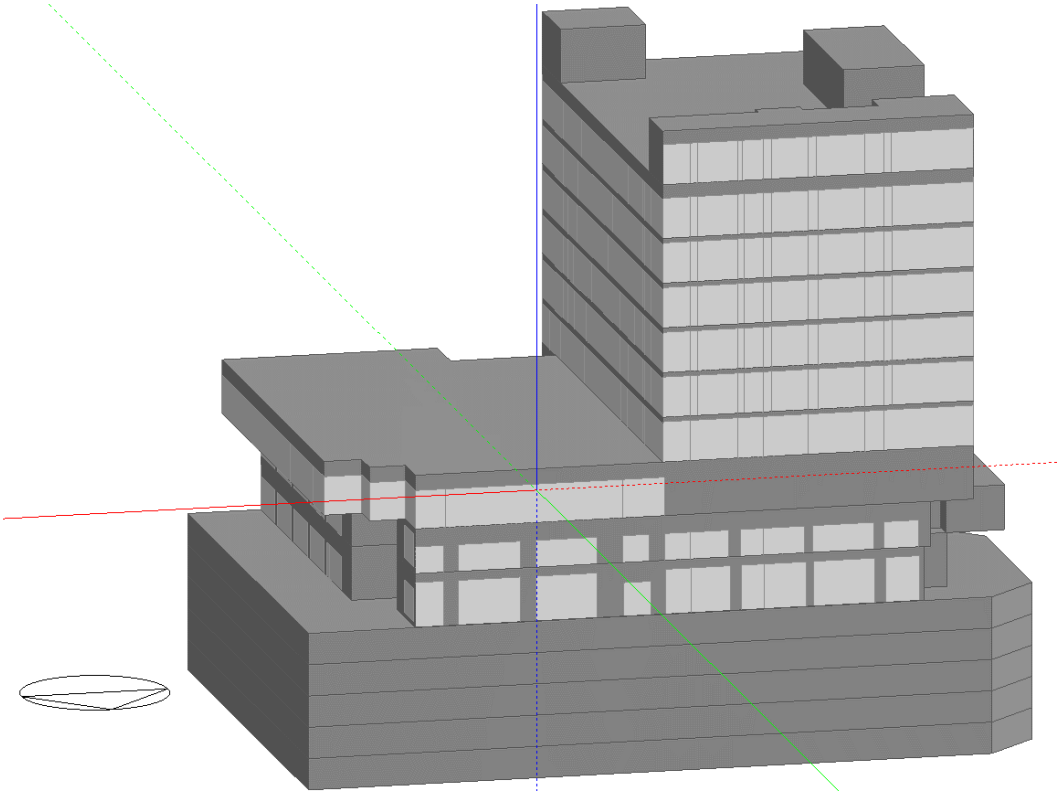

圖 31 能源模擬建築模型

表 7 離心式冰水機組規格表

編號	數量	噸位 RT	冷媒系統	壓縮機組			冰水器					冷凝器					輸入電力
			冷媒	容量控制	形式	個數	形式	流量 CMH	進水 °C	出水 °C	壓降 m	形式	流量 CMH	進水 °C	出水 °C	壓降 m	kW
CH-A1~A3	3	800	R-134a	導流翼片	離心式	1	殼管式	436.03	12.78	7.22	7.62	殼管式	545.04	32.22	37.78	6.1	540
CH-A4~A5	2	400	R-134a	導流翼片	離心式	1	殼管式	218.02	12.78	7.22	7.62	殼管式	272.52	32.22	37.78	6.1	275

表 8 循環水泵規格表

編號	數量	用途	形式	設備規格			水泵馬達			最高工作壓力 PSI
				揚水量 CMH	揚程 m	效率%	HP	V-PH-HZ	RPM	
CWP-A1	1	冷卻水泵	臥式，連軸式	545.04	24.38	70	75	380-3-60	1750	175
CWP-A2	1	冷卻水泵	臥式，連軸式	272.52	24.38	70	50	380-3-60	1750	175
CWP-A3	1	冷卻水泵	臥式，連軸式	272.52	24.38	70	50	380-3-60	1750	175
CHP-A1	1	冰水泵	臥式，連軸式	436.03	16.76	70	40	380-3-60	1750	175
CHP-A2	1	冰水泵	臥式，連軸式	218.02	16.76	70	25	380-3-60	1750	175
CHP-A3	1	冰水泵	臥式，連軸式	218.02	16.76	70	25	380-3-60	1750	175
ZP-A1	1	區域水泵	臥式，連軸式	659.04	19.81	70	75	380-3-60	1750	175
ZP-A2	1	區域水泵	臥式，連軸式	525.51	19.81	70	60	380-3-60	1750	175
ZP-A3	1	區域水泵	臥式，連軸式	274.34	22.86	70	40	380-3-60	1750	175
ZP-A4	1	區域水泵	臥式，連軸式	211.66	22.86	70	30	380-3-60	1750	175

表 9 冷卻水塔規格表

編號	數量	形式	設備規格					散熱風扇馬達		主要材質	廠牌
			室外濕球°C	進水溫度°C	出水溫度°C	冷卻水流量 CMH	噸數 k kcal/hr	HP	V-PH-HZ		
CT-A1	1	方形直交流式	29	37.78	32.22	825.84	5850000	10*6	380-3-60	FPR 主體+PVC 散熱片+鍍鋅鐵件+不鏽鋼螺絲	良機
CT-A2	1	方形直交流式	29	37.78	32.22	825.84	5850000	10*6	380-3-60		
CT-A3	1	方形直交流式	29	37.78	32.22	550.56	3900000	10*4	380-3-60		
CT-A4	2	方形直交流式	29	37.78	32.22	165.72	2735000	7.5*2	380-3-60		

表 10 組合式空調箱規格表

編號	數量	冰水盤管°C							送風機組	送風機馬達
		進風 DB	進風 WB	出風 DB	出風 WB	水量 L/s	進出水溫 °C	能力 TONS	風量 CMH	HP
AH-B3a~B3c	3	26.7	19.4	11.77	11.63	9.9399	7.2-12.7	65	30921.8	20
AH-B2a~B2b	2	26.7	19.4	11.77	11.63	9.9399	7.2-12.7	65	30921.8	20
AH-B1i~B1j	2	26.7	19.4	11.77	11.63	9.9399	7.2-12.7	65	30921.8	20
AH-B1a~B1f	6	26.7	19.4	11.77	11.63	9.072	7.2-12.7	60	28543.2	15
AH-B1g~B1h	2	26.7	19.4	11.77	11.63	9.787	7.2-12.7	64	30446.08	20
AH-B1k	1	26.7	19.4	11.77	11.63	9.787	7.2-12.7	64	30446.08	20
AH-01a,01c	3	26.7	19.4	11.77	11.63	9.787	7.2-12.7	64	30446.08	20

AH-02a,02c	2	26.7	19.4	11.77	11.63	9.787	7.2-12.7	64	30446.08	20
AH-02b,02d	2	26.7	19.4	12.51	12.22	8.5636	7.2-12.7	56	28543.2	15
AH-03a~03h	8	26.7	19.4	12.51	12.22	8.5636	7.2-12.7	56	28543.2	15
AH-03k~03p	6	26.7	19.4	12.51	12.22	8.5636	7.2-12.7	56	28543.2	15
AH-04a	1	26.7	19.4	12.44	12.22	8.1048	7.2-12.7	53	27014.1	20
AH-05a~05f	6	26.7	19.4	12.44	12.22	8.1048	7.2-12.7	53	27014.1	20
AH-06a~06b	2	26.7	19.4	12.44	12.22	8.1048	7.2-12.7	53	27014.1	20
AH-07a~07b	2	26.7	19.4	12.44	12.22	8.1048	7.2-12.7	53	27014.1	20
AH-07d	1	26.7	19.4	12.44	12.22	8.1048	7.2-12.7	53	27014.1	20
AH-07e~07f	2	26.7	19.4	11.75	11.63	7.6461	7.2-12.7	50	24635.5	15
AH-07c	1	26.7	19.4	11.75	11.63	7.6461	7.2-12.7	50	24635.5	15
AH-08a	1	26.7	19.4	11.75	11.63	7.6461	7.2-12.7	50	24635.5	15
AH-09a~09c	3	26.7	19.4	11.75	11.63	7.6461	7.2-12.7	50	24635.5	15
AH-R1a~R1b	2	26.7	19.4	11.75	11.63	7.6461	7.2-12.7	50	24635.5	15

初步的全棟模擬使用 2023 年 6 月至 2024 年 5 月之電費單資訊驗證全年模擬耗電量與實際耗電量，逐月比對結果如圖 32 及表 11 所示，各月份耗電量之誤差百分比不超過 5%，並且全年總耗電量誤差百分比為-1.39%。此外，案場提供 2024 年 1 月至 5 月之冰水主機、泵浦實際耗電紀錄資訊，分項設備之耗電量比對結果如圖 33、圖 34 及表 12、表 13 所示。

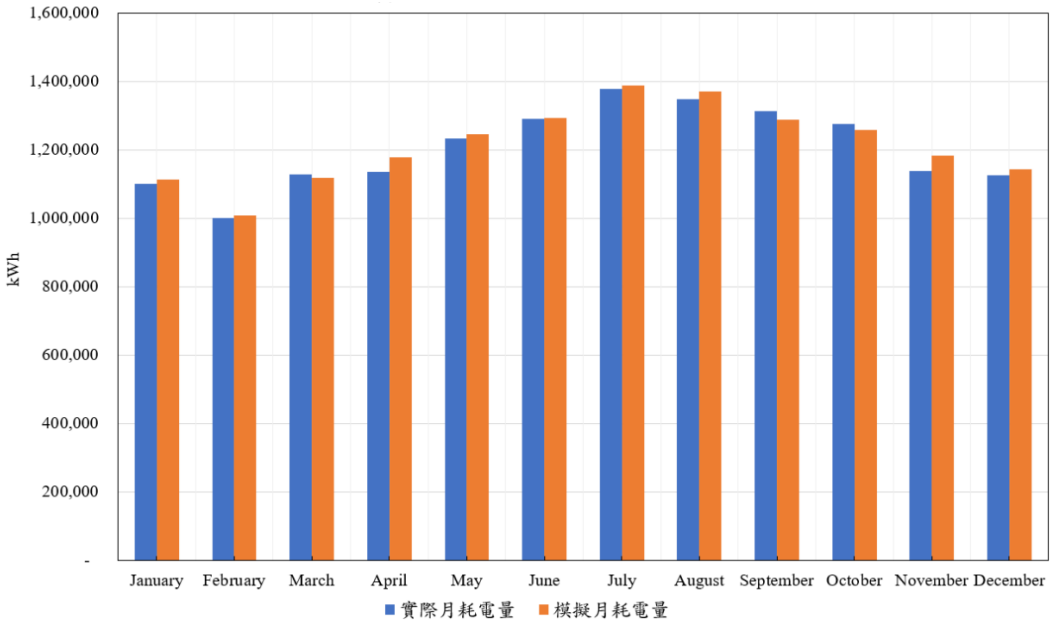

圖 32 能源模擬結果與實際耗電比較

表 11　2023 年 6 月至 2024 年 5 月能源模擬結果與實際耗電量比較

	實際月耗電量 [kWh]	模擬月耗電量[kWh]	誤差百分比
January	1,101,600	1,087,602	-1.27%
February	1,000,800	984,304	-1.65%
March	1,128,800	1,092,558	-3.21%
April	1,134,400	1,158,935	2.16%
May	1,232,800	1,227,434	-0.44%
June	1,290,400	1,261,548	-2.24%
July	1,378,400	1,354,798	-1.71%
August	1,347,200	1,337,775	-0.70%
September	1,313,600	1,256,118	-4.38%
October	1,275,200	1,228,096	-3.69%
November	1,137,600	1,161,569	2.11%
December	1,125,600	1,114,578	-0.98%
全年總耗電量	14,466,400	14,265,316	-1.39%

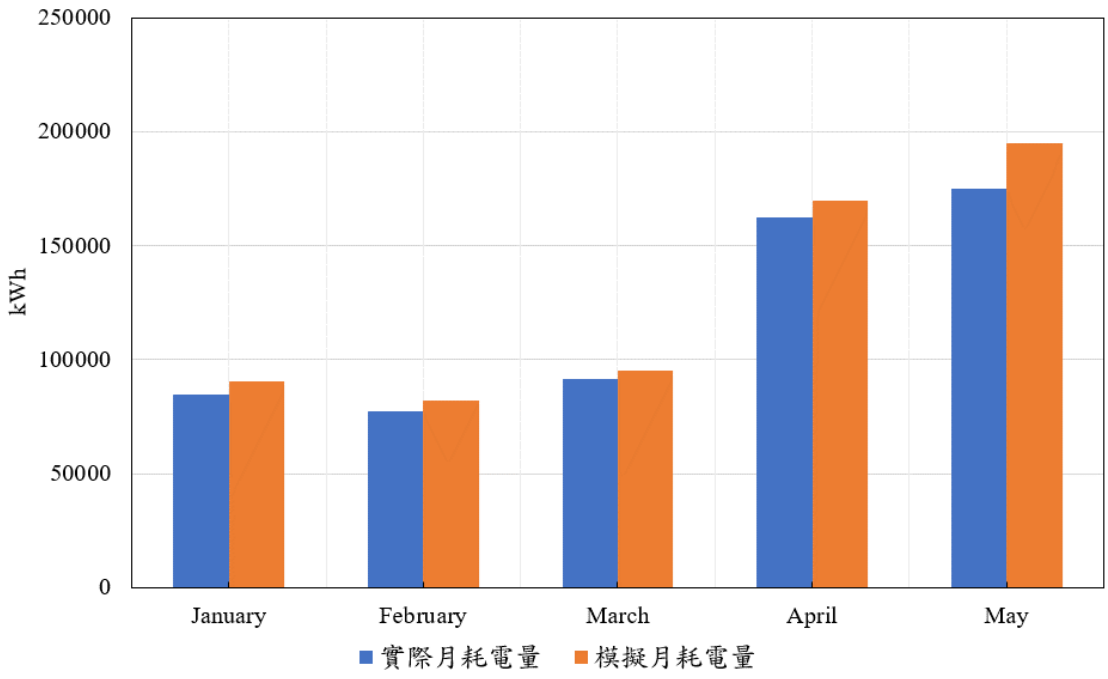

圖 33 模擬與實際冰機逐月耗電量比對

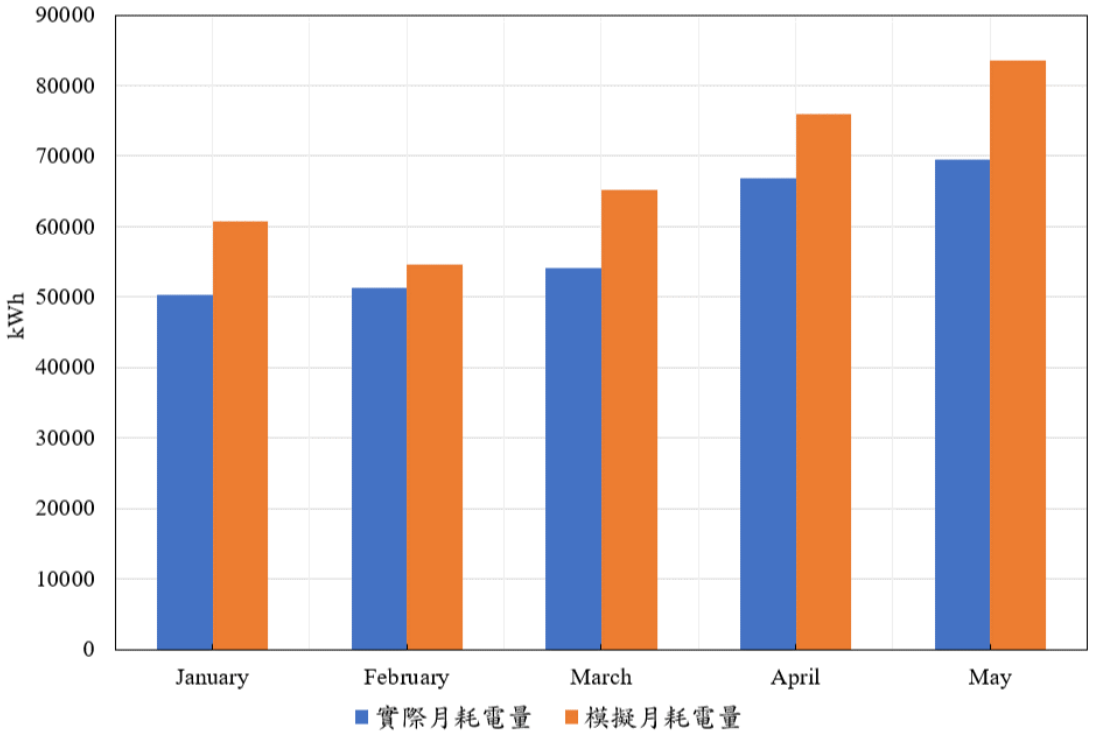

圖 34 模擬與實際泵浦逐月耗電量比對

表 12 模擬與實際冰機逐月耗電量比對

	實際冰機逐月耗電量 [kWh]	模擬冰機逐月耗電量 [kWh]	誤差率
January	84668.05	90383.01	6.75%
February	77133.10	81862.62	6.13%
March	91333.10	95182.15	4.21%
April	162614.31	169713.92	4.37%
May	175195.10	194670.64	11.12%
1-5 月 SUM	590944.66	631812.34	6.92%

表 13 模擬與實際泵浦逐月耗電量比對

	實際泵浦逐月耗電量 [kWh]	模擬泵浦逐月耗電量 [kWh]	誤差率
January	50344.91	60718.86	20.61%
February	51248.10	54613.31	6.57%
March	54041.61	65120.08	20.50%
April	66862.42	75896.57	13.51%
May	69558.52	83628.26	20.23%
1-5 月 SUM	292055.56	339977.08	16.41%

4.2. 區域模擬驗證

完成初步之全棟模擬驗證後，本案針對編號 AH-07b 空調箱之空調供應範圍進行區域性之模擬和驗證，以導入節能措施並分析。區域模擬之模型如圖 35 所示，模擬空間之平面圖如圖 36 所示，灰色為走道區，藍色為用餐區，粉色為廚房區域。

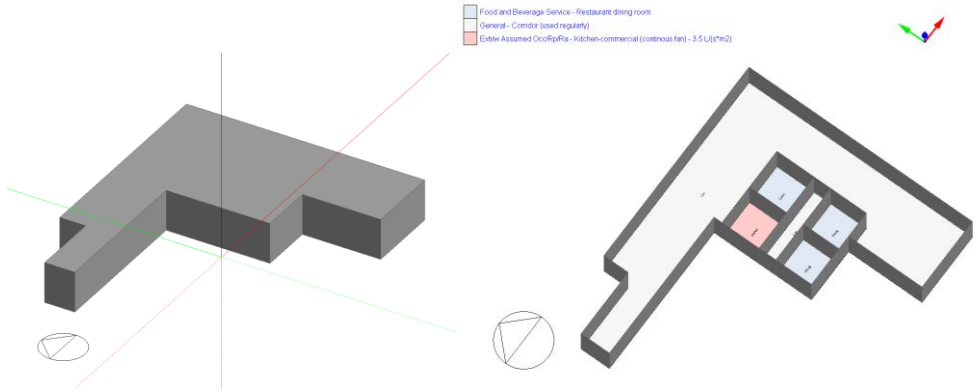

圖 35 區域模擬模型圖

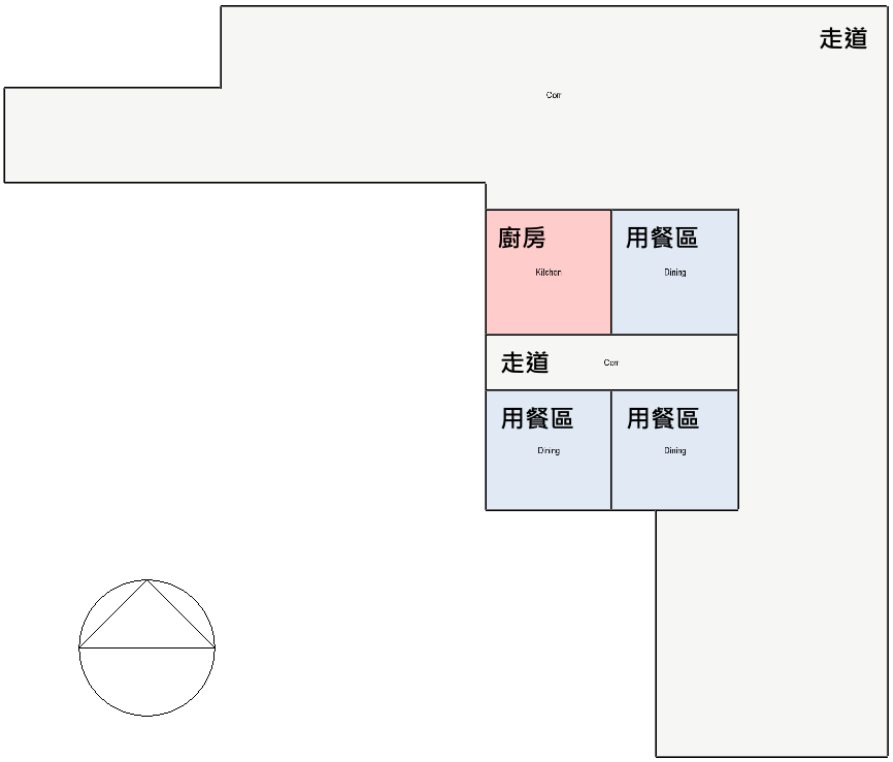

圖 36 區域模擬平面圖

區域模擬中，最外部之牆體並非完全屬於原本建築之外周區（外牆中心線起算 5m 深度內之所有室內空間為外周區）。故本案在區域模擬之外殼設定方面，將不屬於原建築外周區之外牆都設定為絕熱，以避免外部熱傳遞過度影響模擬結果。牆體之絕熱設置情形詳見圖 37 所示，著色地區為模擬範圍（編號 AH-07b 空調箱之供應區域），紅色線為設定絕熱之牆體。

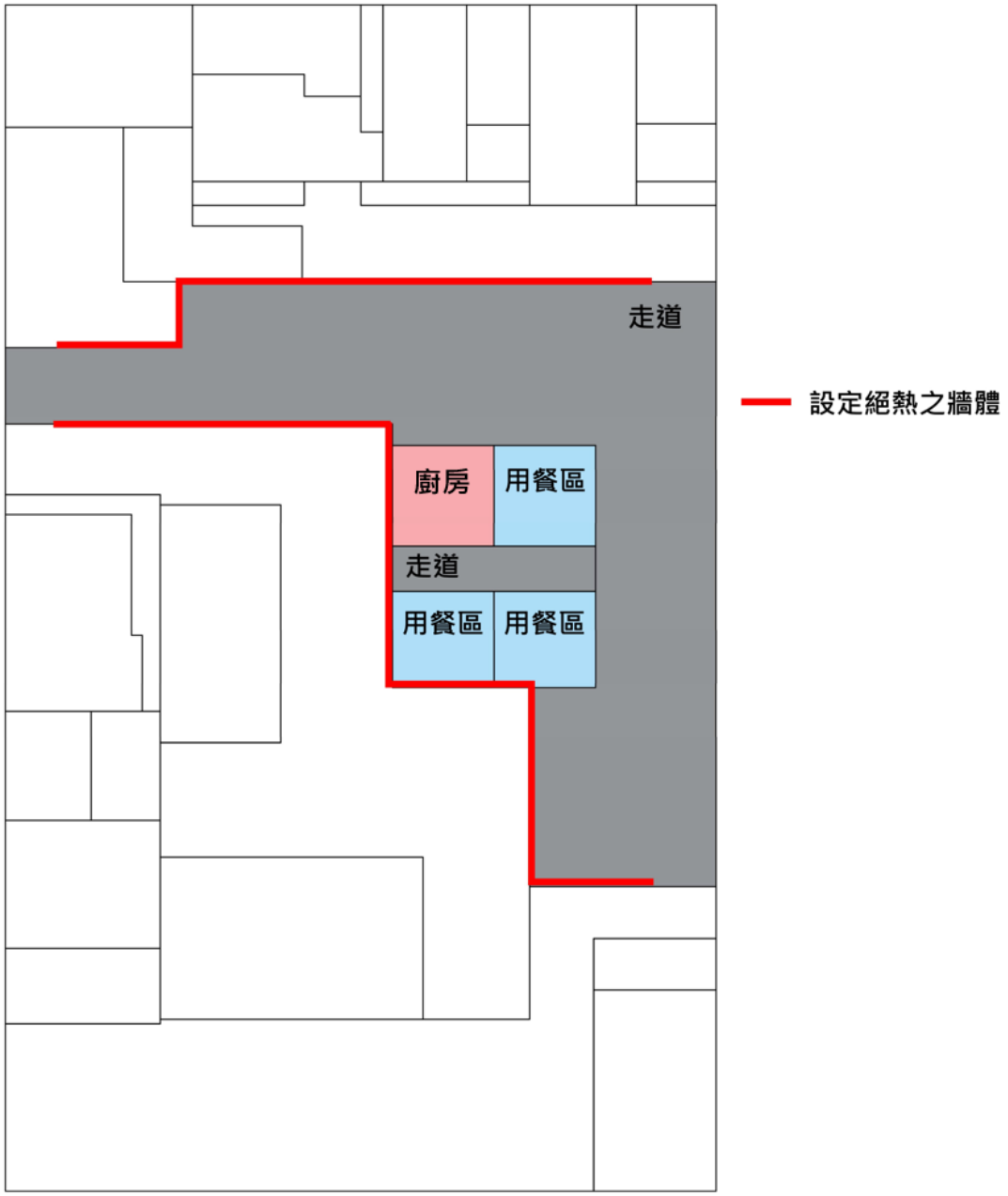

圖 37 絕熱牆設置說明圖

模擬結果之輸出包括下列分項：Cooling（冰水主機、VRF 室外機等）, Interior Lighting（照明）, Interior Equipment（設備）, Fans（空調箱風扇）, Pumps（循環水泵）, Heat Rejection（冷卻水塔）。區域性模擬將使用模擬報表輸出之各個分項與初步模擬結果做比對以進行驗證，確認模擬準確性，詳細比對方式如圖 38 及以下所述：

1. Cooling, Pumps, Heat Rejection [kWh]：將全棟模擬結果中，編號 AH-07b 空調箱之盤管能力除以所有組合式空調箱之盤管能力，並以此比例關係推算 Cooling, Pumps, Heat Rejection 之耗電量。

$$\text{Ratio} = \frac{\text{AH} - \text{07b 空調箱之盤管能力}}{\text{所有組合式空調箱之盤管能力}}$$

$$Cooling\text{區域模擬} = Ratio \times Cooling\text{全棟模擬}$$

$$Pumps\text{區域模擬} = Ratio \times Pumps\text{全棟模擬}$$

$$Heat\ \ Rejection\text{區域模擬} = Ratio \times Heat\ \ Rejection\text{全棟模擬}$$

2. Interior Lighting [kWh]：將全棟模擬結果中，AH-07b 空調箱供應區域之照明耗電量作為驗證基準。
3. Interior Equipment [kWh]：將全棟模擬結果中，AH-07b 空調箱供應區域之設備耗電量作為驗證基準。
4. Fans [kWh]：將全棟模擬結果中，AH-07b 空調箱之風扇耗電量作為驗證基準。

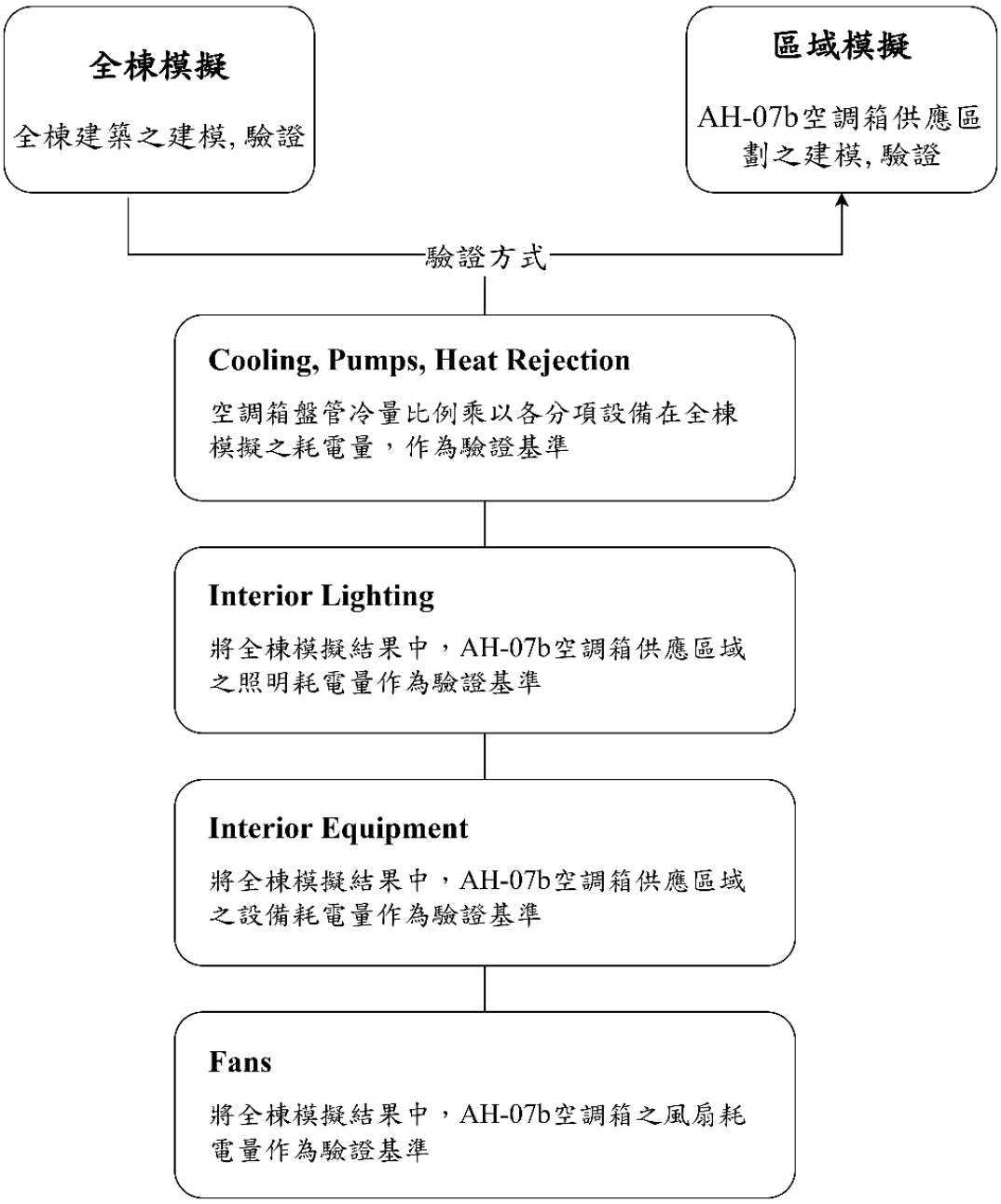

圖 38 模擬方式與驗證流程圖

區域模擬驗證結果如下表 14 所示，各分項設備最大誤差值不超過 3%。接續將以此模型作為 Baseline 導入適用服務業熱濕氣候之空調系統節能措施。

表 14 區域模擬驗證結果

	全棟模擬驗證值 [kWh]	區域模擬值 [kWh]	誤差百分比
Cooling	71,507.13	69,353.69	-3.00%
Interior Lighting	18,946.14	19,321.22	1.98%
Interior Equipment	48,767.46	49,470.59	1.44%
Fans	52,030.12	51,190.28	-1.61%
Pumps	27,453.25	27,199.80	-0.92%
Heat Rejection	7,328.76	7,319.18	-0.13%
Total End Uses	226,033.00	223,853.77	-0.96%

4.3. 節能措施方案一：DOAS 結合 FCU

在方案一之空調系統設定中，使用全外氣空調箱作為 DOAS 系統結合小型送風機，系統配置如圖 39。

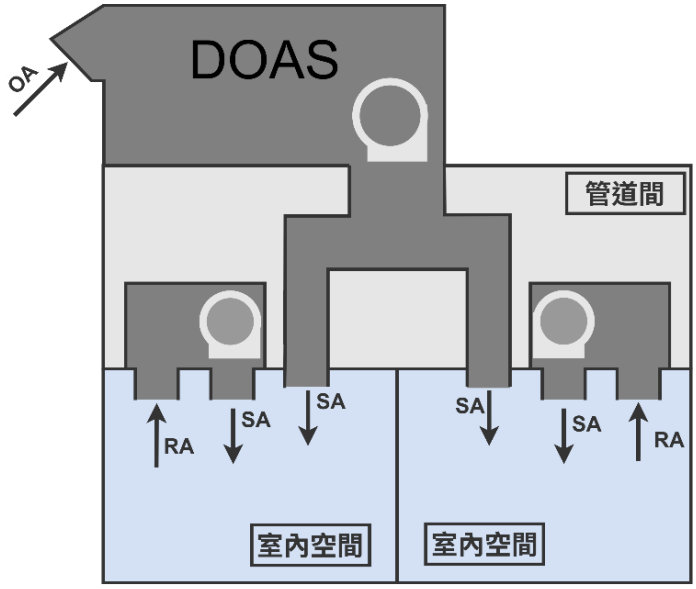

圖 39 節能措施方案一：DOAS 結合小型送風機配置

設備規格值之設定引用內政部建築研究所基本型綠建築評估手冊中之 EAC 計算公式，詳細模擬流程如下：

1. 求得初步模擬之空調箱送風量

   依下列熱負荷計算公式，將 DOAS 系統與 FCU 建入空調系統後，設定室內空調溫度設定點、各空調設備出風溫度並進行模擬，即可得到室內熱負荷值和空調箱之出風質量流率，進而可得知空調箱送風量。

   $\mathrm{Q} = \mathrm{mCp}(T_2 - T_1)$

   - Q：室內熱負荷(W)
   - $\dot{m}$：空調箱出風質量流率(kg/s)
   - C_P：定壓比熱(J/kg·K)
   - T_1：外氣空調箱出風溫度(℃)
   - T_2：室內空調溫度設定點(℃)

2. 計算設備送風功率值**Pwi**

計算出之空調箱送風量，套入空調節能效率 EAC 計算法之送風功率計算公式，並得出設備送風功率值Pwi，公式如下：

DOAS 系統，$PWi = SAi \times 0.0021 + \Sigma(PDi \times Fdi/650000)$

FCU，$PWi = SAi \times 0.000841$

- Pwi：送風功率(kW)
- Sai：各空調系統最大基準送風量(LPS)
- Pdi：i 空調箱各分項設備之壓降調整值(Pa)，採用 MERV10 之微粒過濾器，$Pdi = 125Pa$
- Fdi：i 空調箱流通過壓降設備時之設計風量(LPS)，本案令此值= Sai

3. 計算設備壓差值

由 1.得到之送風量與 2.計算出之送風功率值，可計算設備壓差值並進行模擬中之空調系統設備設定，計算公式如下：

$$P = W \times \eta \times \frac{1}{Q}$$

- P：壓力差(Pa)
- W：電功率(W)
- η：風機效率
- Q：風機送風風量(CMS)

由上述計算公式即可得出適宜之空調系統空氣側設備設定值，詳細數值如下：

	台數	風機送風風量(CMS)
DOAS 系統外氣空調箱	1	0.326
FCU（供應用餐區）	3	0.232
FCU（供應大走道）	1	1.201
FCU（供應小走道）	1	0.095
FCU（供應廚房）	1	0.441

方案一結果與討論：

模擬導入 DOAS 結合小型送風機(Fan Coil Unit, FCU)時，各項設備耗電佔比如圖 40 所示，節能率情形如表 15 所示。結果顯示，透過採用不同設備進行潛熱、顯熱冷卻，DOAS 的應用可更精準地透過室內外氣需求來調整送風量，顯熱設備的採用也避免了為了除濕而造成的送風過冷卻問題，冰水主機節能 25.13%，風機節能 25.64%，泵浦節能 1.57%，冷卻水塔節能 12.45%，總空調系統節能 13.68%。

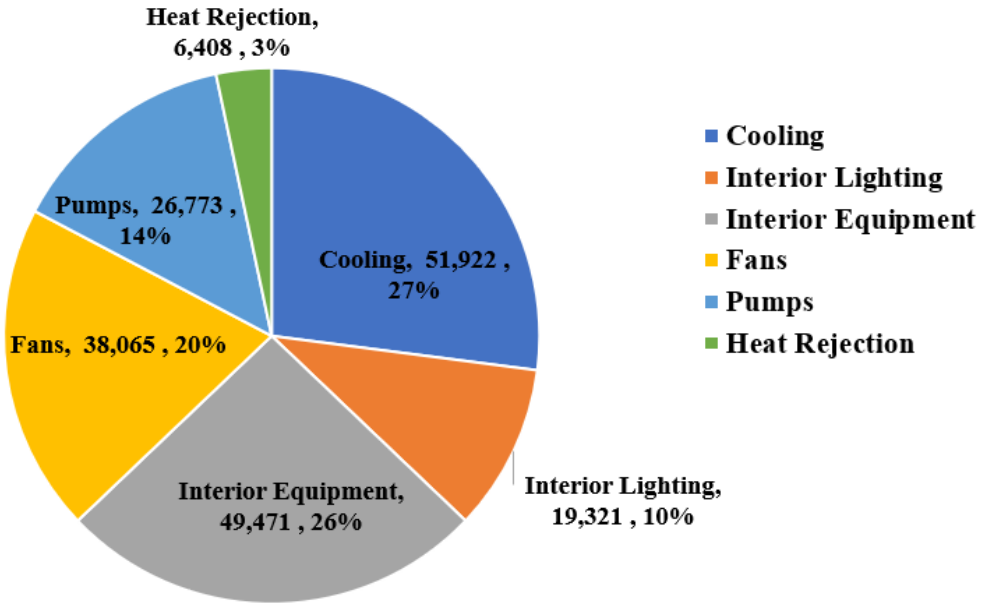

圖 40 方案一模擬結果之各項設備耗電佔比

表 15 方案一各項設備節能率

	節能量[kWh]	節能率
Heating	-	0.00%
Cooling	17,431	25.13%
Interior Lighting	-	0.00%
Interior Equipment	-	0.00%
Fans	13,125	25.64%
Pumps	427	1.57%
Heat Rejection	911	12.45%
Total End Uses	30,614	13.68%

4.4. 節能措施方案二：DOAS 結合 VRF

在方案二之空調系統設定中，使用全外氣空調箱作為 DOAS 系統結合 VRF 系統，系統配置方式如圖 41。

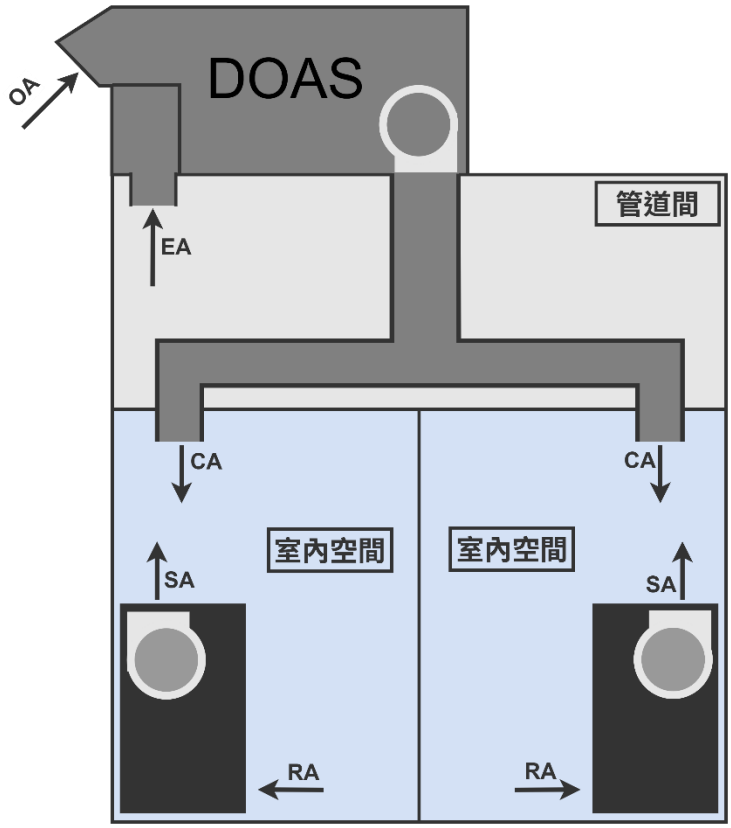

圖 41 節能措施方案二：DOAS 結合區域 VRF 設備

設備規格值之設定引用內政部建築研究所基本型綠建築評估手冊中之 EAC 計算公式，詳細模擬流程如下：

1. 求得初步模擬之空調箱送風量

依下列熱負荷計算公式，將 DOAS 系統與 VRF 系統建入空調系統後，設定室內空調溫度設定點、各空調設備出風溫度並進行模擬，即可得到室內熱負荷值和空調箱之出風質量流率，進而可得知空調箱送風量。

$Q = mCp(T_2 - T_1)$

- Q：室內熱負荷(W)
- $\dot{m}$：空調箱出風質量流率(kg/s)
- C_P：定壓比熱(J/kg·K)

- T_1：外氣空調箱出風溫度(℃)
- T_2：室內空調溫度設定點(℃)

2. 計算設備送風功率值**Pwi**

計算出之空調箱送風量，套入空調節能效率 EAC 計算法之送風功率計算公式，並得出設備送風功率值Pwi，公式如下：

DOAS 系統，$PWi = SAi \times 0.0021 \ + \Sigma(PDi \times Fdi/650000)$

VRF 系統，$PWi = SAi \times 0.000448$

- Pwi：送風功率(kW)
- Sai：各空調系統最大基準送風量(LPS)
- Pdi：i 空調箱各分項設備之壓降調整值(Pa)，採用 MERV10 之微粒過濾器，$Pdi = 125Pa$
- Fdi：i 空調箱流通過壓降設備時之設計風量(LPS)，本案令此值＝ Sai

3. 計算設備壓差值

由 1.得到之送風量與 2.計算出之送風功率值，可計算設備壓差值並進行模擬中之空調系統設備設定，計算公式如下：

$$P = W \times \eta \times \frac{1}{Q}$$

- P：壓力差(Pa)
- W：電功率(W)
- η：風機效率
- Q：風機送風風量(CMS)

由上述計算公式即可得出適宜之空調系統空氣側設備設定值，詳細數值如下：

	台數	風機送風風量(CMS)
DOAS 系統外氣空調箱	1	0.326
VRF 室內機（供應用餐區）	3	0.232

VRF 室內機（供應大走道）	1	1.201
VRF 室內機（供應小走道）	1	0.095
VRF 室內機（供應廚房）	1	0.441

方案二結果與討論：

模擬導入 DOAS 結合 VRF 系統時，各項設備耗電佔比如圖 42 所示，節能率情形如

表 16 所示。結果顯示，透過採用不同設備進行潛熱、顯熱冷卻，DOAS 的應用可更精準地透過室內外氣需求來調整送風量，顯熱設備的採用也避免了為了除濕而造成的送風過冷卻問題。而此方案與方案一不同之處在於，經由空調節能效率 EAC 計算公式得出之 VRF 系統風機設備壓升值較方案一 FCU 風扇低，故方案二之風扇耗能較小，冰水主機耗能較多，冰水主機節能 13.06%，風機節能 46.99%，泵浦節能 12.56%，冷卻水塔節能 17.40%，總空調系統節能 16.79%。

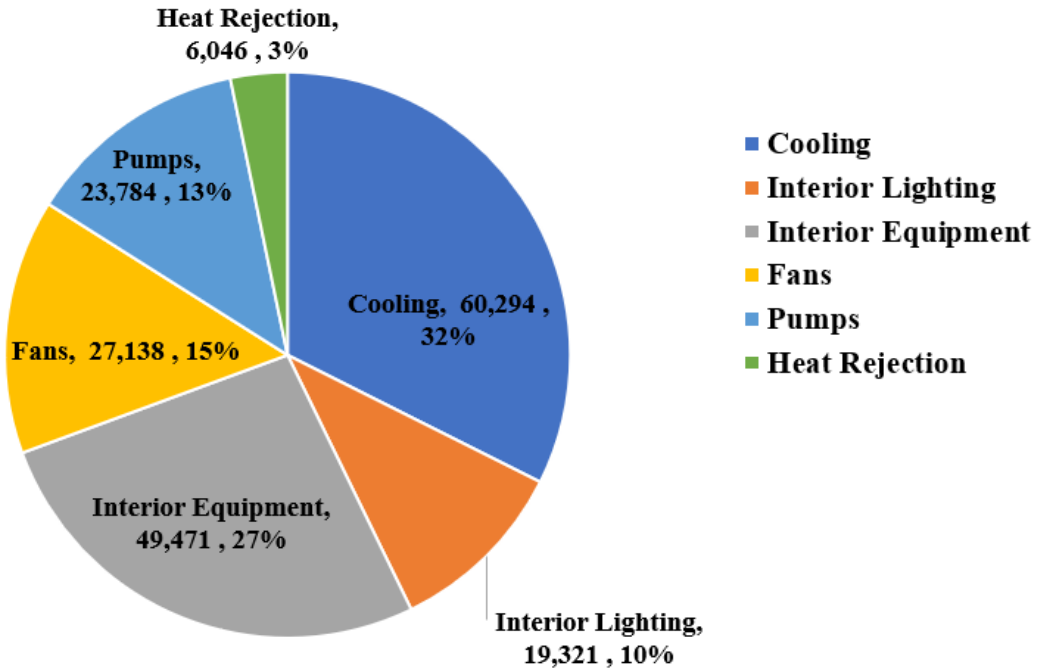

圖 42 方案二模擬結果之各項設備耗電占比

表 16 方案二各項設備節能率

	節能量[kWh]	節能率
Heating	-	0.00%
Cooling	9,059	13.06%
Interior Lighting	-	0.00%
Interior Equipment	-	0.00%
Fans	24,052	46.99%
Pumps	3,416	12.56%
Heat Rejection	1,273	17.40%
Total End Uses	37,585	16.79%

五、結論

本手冊針對熱濕氣候下服務業場所的空調系統節能控制技術進行了詳細探討，介紹了熱濕氣候的特性及其對空調系統設計的挑戰，針對不同的空調配置和設計需求提供了適用的節能手法和建議，並且通過實例分析展示了控制技術的應用效果。關於本手冊分析之重點摘述如下：

5.1. 營業場所量測輔導及建議

本計畫針對營業場所熱濕空間環境進行量測及空調系統訪查，瞭解服務業熱濕環境之空調環控系統設計與營運情形與熱舒適狀況。本研究提出以下重點之服務業熱濕氣候之節能控制技術，以提供後續設計者之參考：

1. 超市具備冷凍冷藏櫃體（含開放櫃）設備，若室內相對濕度太高將引發冷凍系統蒸發氣結霜嚴重、熱傳效率差、除霜次數增加及開放櫃加熱電熱絲耗電增加等問題。本計劃訪視之超市無配置外氣系統，故所有外氣潛熱負荷皆源自自動門出口之外氣入風。建議自動門入口處可加裝空氣簾以防止室外顯、潛熱流入，同時避免室內空調外洩；定風量系統，當空間顯熱熱負荷變小時，調降冰水流量可以減小冷卻盤管顯熱冷卻能力以控制空間乾球溫度，但會降低盤管除濕能力，將造成空間相對濕度偏高。因此建議可以導入可變風量系統控制及出風溫度優化溫控，則相對於定風量系統(CAV) ，將可獲得空間較好的溫濕度控制效果。
2. 案例二火鍋店為缺乏室外空氣引入功能之箱型定頻壓縮機及定風量空調機，因此室內二氧化碳濃度較高、效率差、熱舒適性控制不佳。建議可以導入變頻壓縮機及變轉速風機，將可有效提高能效，且可變風量控制及壓縮機溫度優化溫控，則相對於定風量，將可獲得空間較好的溫濕度控制效果。
3. 案例三飯店自助餐顧客用餐區裝設變頻 VRF 冷暖空調機，環境溫度偏低約為於 21℃~24℃，推測為了移除餐廳及外氣引入之高潛熱以獲得較

佳濕度之舒適效果，而設定比較低的溫控值。建議可將 DOAS 系統納入現有空調系統，通過專用管道處理外氣熱負荷，能夠更高效地進行除濕工作，同時 VRF 系統之運轉負荷將大幅降低，僅需耗費更少的能源處理室內顯熱負荷，此舉將能有效降低整體空調能耗。

4. 案例四為飯店用餐區，空調設備均採用固定頻率運行模式，定風量系統當空間顯熱熱負荷變小時，調降冰水流量可以減小冷卻盤管顯熱冷卻能力以控制空間乾球溫度，但會降低盤管除濕能力，將造成空間相對濕度偏高。因此建議可以導入可變風量控制及出風溫度優化溫控，則相對於定風量系統，將可獲得空間較好的溫濕度控制效果。

5. 案例五為大型百貨之鐵板燒店鋪包廂與店面外走道用餐區，鐵板燒店鋪包廂量測區域，空調設備均採用固定頻率運行模式、手動調整外氣量有時無法有效供應，溫度感測器均裝設在回風主風管上但此區域無配置回風管，因此該區之負載變化將無法被有效感測；定風量系統當空間顯熱熱負荷變小時，調降冰水流量可以減小冷卻盤管顯熱冷卻能力以控制空間乾球溫度，但會降低盤管除濕能力，將造成空間相對濕度偏高。因此建議可以導入二氧化碳感測之外氣控制、區域溫度感測可變風量控制及出風溫度優化溫控，則相對於定風量系統，將可獲得空間較好的溫濕度控制效果。

5.2. 服務業熱濕氣候之節能控制建議

1. 傳統空調系統在調節送風流量與冷卻能力時，若無法達到適當平衡，容易影響除濕效果。當冷氣機組容量過大時，容易會產生過量的送風量，為了維持所需的室內溫度，系統必須降低出風溫度。但這會導致空氣與冷卻盤管的接觸時間縮短，使得空氣中的水分無法充分凝結在盤管表面，降低了除濕效率。因此，在系統設計階段就必須謹慎考量適當安全係數，避免設備容量過度設計的問題，並基於準確的負載計算來選擇適

當氣流、冷卻能力的設備，才可確保在所有負載條件下都保持熱舒適的辦法。

2. 在冰水終端系統中，中央空調設備將冰水分配到終端單元(例如：FCU)，這些單元位於每個空調空間內或附近，可透過配備多速風扇與變冰水量的方式來應對不同的負載變化。在滿載時，風扇以高速度運行，冰水盤管供應冰水之控制閥全開。隨著冷卻負載的減少，溫度控制器會調整閥門，限制冰水流經盤管的體積流率。而根據室內冷卻負載，終端單元的控制器會將風扇切換到低速以節省風機能耗，然而較少的氣流意味著送風溫度需降低，以維持室內溫度於設定點，故控制閥將轉而開大，增加流經冷卻盤管之冰水，允許盤管從通過的氣流中去除更多濕氣。

3. 在單區直膨系統中，室內機位於每個空調空間內或附近，可透過配備多速風扇與多個壓縮機（或可升降載之壓縮機）來應對不同的負載變化。風扇在大部分時間運行於低速，僅在負載較大時切換到高速，然而需注意風速較低時，供應氣流需較低溫以供應足夠冷量予室內，並且壓縮機開啟周期也需提高。

4. DOAS 系統在各種建築中的應用場景廣泛，尤其在高濕熱環境中之優勢更甚。在辦公樓和商業建築中，DOAS 系統能夠根據不同區域的人數變化靈活調整外氣量，確保辦公環境的舒適度和員工的生產力。在高濕地區，DOAS 系統獨立處理外氣的能力尤為重要，它能有效去除高濕度外氣中的大量水分，顯著減輕空間內空調系統的負擔，降低整體能耗，同時避免了常見的過冷再熱問題。

5. DOAS 可以結合除濕轉輪及能源回收技術(例如全熱交換器)，與區域空調系統之整合節能控制之策略包含以下方案：

   (1). DOAS 結合區域獨立空調設備

   (2). DOAS 結合中央空調箱配置

   (3). DOAS 結合風機盤管回風側

(4). DOAS 結合風機盤管送風側

(5). DOAS 之 OA 送入天花板空間

6. 以訪視之百貨公司美食區包廂實例模擬 DOAS 結合小型送風機時，結果顯示，透過採用不同設備進行潛熱、顯熱冷卻，DOAS 的應用可更精準地透過室內外氣需求來調整送風量，顯熱設備的採用也避免了為了除濕而造成的送風過冷卻問題，冰水主機節能 25.13%，風機節能 25.64%，泵浦節能 1.57%，冷卻水塔節能 12.45%，總空調系統節能 13.68%。模擬導入 DOAS 結合 VRF 系統時，冰水主機節能 13.06%，風機節能 46.99%，泵浦節能 12.56%，冷卻水塔節能 17.40%，總空調系統節能 16.79%。

六、參考文獻

[1] ASHRAE. (1992). Thermal environmental conditions for human occupancy. ANSI/ASHRAE Std. 55.

[2] Faiz, Q., & González, J. E. (2021). Climatology and Trends of Heat Index, Human Discomfort Index, and Energy Per Capita for CONUS and Meso-America. Journal of Engineering for Sustainable Buildings and Cities, 2(4), 044501.

[3] Fanger, P. O. (1970). Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering.

[4] Kavanaugh, S. P., & Rafferty, K. D. (1997). American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). Ground-Source Heat Pumps: Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers: Atlanta, GA, USA.

[5] Khan, Y., Khare, V. R., Mathur, J., & Bhandari, M. (2015). Performance evaluation of radiant cooling system integrated with air system under different operational strategies. Energy and Buildings, 97, 118-128.

[6] Kho, N., Huynha, H. L., Soh, Y. C., & Cai, W. (2017). Performance characterization of the membrane-based energy recovery system. Procedia engineering, 214, 50-58.

[7] Lee, J. H., Cheon, S. Y., Lee, S. J., Cho, H. J., & Jeong, J. W. (2023). Applicability of a liquid-desiccant air-conditioning system in energy-efficient buildings with high latent load. Journal of Building Engineering, 78, 107608.

[8] Lewis G. Harriman III, & Joseph W. Lstiburek. ASHRAE Guide for Buildings in Hot and Humid Climates - 2nd Edition.

[9] McGowan, M. K. (2018). Don’t Sweat It: Comfort Conditioning Can Increase Thermal Comfort, Decrease Energy Use.

[10] Mumma, S. A. (2001). Condensation issues with radiant cooling panels. ASHRAE IAQ Applications, 16-18.

[11] Mumma, S. A. (2002). Chilled ceilings in parallel with dedicated outdoor air systems: Addressing the concerns of condensation, capacity, and cost. Ashrae Transactions, 108, 220.

[12] Pillai, J., Desai, R., & Ten, A. (2018). Dehumidification strategies and their applicability based on climate and building typology. In 2018 Building Performance Analysis Conference and SimBuild (pp. 759-766).

[13] Primer, T. (2019). Dedicated Outdoor Air Systems (DOAS) and Energy Recovery Ventilators (ERV) Controlled ventilation for enhanced comfort and savings. Be-Exchange.

[14] Ren, C., Yu, H., Wang, J., Zhu, H. C., Feng, Z., & Cao, S. J. (2024). Zonal demand-controlled ventilation strategy to minimize infection probability and energy consumption: A coordinated control based on occupant detection. Environmental Pollution, 123550.

[15] Szokolay, S. V. (1980). Environmental science handbook for architects and builders. (No Title).

[16] Tian, Z., & Love, J. A. (2009). Application of radiant cooling in different climates: assessment of office buildings through simulation.

[17] Trane Technologies. (2023, February). Vertical classroom unit ventilator: 750 CFM to 1500 CFM (UV-PRC003U-EN). Trane Technologies.

[18] Wu, D. C., Momeni, M., Razban, A., & Chen, J. (2023). Optimizing demand-controlled ventilation with thermal comfort and CO2 concentrations using long short-term memory and genetic algorithm. Building and Environment, 243, 110676.

[19] Zhang, L. Z., & Niu, J. L. (2001). Energy requirements for conditioning fresh air and the long-term savings with a membrane-based energy recovery ventilator in Hong Kong. Energy, 26(2), 119-135.

[20] 陳希立(2015)，空調吸附除濕節能應用技術手冊，財團法人台灣綠色生產力基金會編印

[21] Zhang, T., Liu, X., & Jiang, Y. (2014). Development of temperature and humidity independent control (THIC) air-conditioning systems in China—A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 29, 793-803.

[22] Yang, S., Wan, M. P., Ng, B. F., Dubey, S., Henze, G. P., Chen, W., & Baskaran, K. (2020). Experimental study of model predictive control for an air-conditioning system with dedicated outdoor air system. Applied Energy, 257, 113920.