目錄

目錄 i

表目錄 iv

圖目錄 v

第一章　前言 1

第二章　空調熱環境概論 2

2.1　熱舒適性環境 2

2.2　冷凍冷藏賣場環境 5

第三章　熱濕氣候區空調節能技術 7

3.1　熱濕氣候區之空調熱負荷特性 7

3.2　獨立專用之外氣空調機 8

3.3　獨立專用之外氣空調系統節能技術 9

3.4　獨立專用之外氣空調系統特點比較 13

第四章　計算流體力學應用介紹 15

4.1　何謂計算流體力學 15

4.2　CFD 應用的優點 15

4.3　CFD 應用的誤差 16

4.4　CFD 的處理程序 17

4.5　CFD 軟體的介紹 18

第五章　計算流體力學應用案例介紹 20

5.1 理論方法 23
5.2 基本假設與統御方程 23
5.3 統御方程式 24
5.4 數值分析 26
5.5 現場環境量測 29
5.5.1 便利商店環境操作條件 29
5.5.2 量測儀器規格說明 32
5.5.3 量測程序與方法 33
5.6 幾何模型與邊界條件設定 35
5.6.1 模型建置 35
5.6.2 邊界條件設定 36
5.6.3 外界接觸面 36
5.6.4 空調設備出風、回風口 37
5.6.5 冷藏設備 38
5.6.6 室內發熱源 38
5.6.7 相對濕度設定 40
5.7 氣簾洩漏改善方法 40
5.8 網格獨立測試 42
5.9 模擬結果與量測比較 44
5.10 結果與討論 46

5.10.1 溫度場分析 46

5.10.2 速度場分析 53

5.10.3 相對濕度分析 60

5.10.4 相對濕度與濕度比比較分析 67

5.10.5 氣簾洩漏改善結果分析 70

5.11 應用案例模擬分析及效益計算 73

第六章 結語 92

參考文獻 94

編後語 96

表目錄

表 2.1 環境溫濕度差異對冷凍冷藏展示櫃產生負載變化(ASHRAE Handbook,2006) 6
表 3.1 獨立專用之外氣空調系統特點比較.....14
表 5.1 模擬與量測值比較.....45
表 5.2 A 到 F 點相對濕度比較.....68
表 5.3 A 到 F 點濕度比比較.....69
表 5.4 A 到 C 點溫度值比較.....71
表 5.5 A 到 C 點溫度值比較.....75
表 5.6 A 到 G 點相對濕度比較.....75
表 5.7 A 到 G 點濕度比比較.....77
表 5.8 北部某百貨公司改善前後模擬結果.....78
表 5.9 某超市改善前後模擬結果.....80
表 5.10 超商中間直吹式空調風速改善前後模擬結果.....87

圖目錄

圖 2.1 人體熱冷熱平衡機制.....3
圖 2.2 一般靜坐輕度辦公活動之熱舒適範圍(風速不大於 0.2m/s) (ASHRAE Std. 55).....4
圖 2.3 舒適度預測指標 PMV 及不滿意百分比 PDD (ASHRAE Std. 55).....4
圖 2.4 某超級市場之 5～8 月賣場環境相對溫濕度監測統計 (李魁鵬, 2003).....6
圖 3.1 建築空調潛熱負荷之組成(Harriman, 2008).....8
圖 3.2 熱濕氣候區外氣露點溫度與舒適之理想室內露點比較(Harriman, 2008).....8
圖 3.3 獨立專用之外氣空調機(Harriman, 2008).....9
圖 3.4 具有末端空調設備單元之獨立專用外氣空調系統 DOAS 類型(ASHRAE, 2012).....12
圖 3.5 多區域中央空調機之獨立專用外氣空調系統 DOAS 類型(Murphy, 2010) 13
圖 5.1 X, Y, Z 方向控制體積示意圖 28
圖 5.2 演算法流程圖.....29
圖 5.3 氣流模擬範圍.....30
圖 5.4 設備位置 3D 模型圖.....31
圖 5.5 天花板嵌入型全方吹風口封閉位置圖.....31
圖 5.6 TESTO 多功能環境分析儀、各量測項目測棒 32
圖 5.7 室內環境量測驗證點位平面圖.....34
圖 5.8 空調、冷藏與室內發熱設備量測點位平面圖.....34
圖 5.9 氣流模擬分析模型.....35
圖 5.10 對外開口邊界條件.....36
圖 5.11 空調設備邊界條件.....37
圖 5.12 冷藏設備邊界條件.....38
圖 5.13 發熱設備邊界條件.....39
圖 5.14 開放式展示櫃出風傾斜角度.....41
圖 5.15 中島櫃出風傾斜角度.....41
圖 5.16 便利商店模型之數值網格示意圖.....43

圖 5.17 離地 1.0m 之平面溫度點位圖.....45
圖 5.18 離地 0.5m 之平面溫度分佈圖.....47
圖 5.19 離地 1.0m 之平面溫度分佈圖.....48
圖 5.20 離地 1.5m 之平面溫度分佈圖.....49
圖 5.21 離地 2.0m 之平面溫度分佈圖.....50
圖 5.22 東西向切面 10.5m 之平面溫度分佈圖.....51
圖 5.23 南北向切面 3.2m 之平面溫度分佈圖.....52
圖 5.24 離地 0.5m 之平面速度分佈圖.....54
圖 5.25 離地 1.0m 之平面速度分佈圖.....55
圖 5.26 離地 1.5m 之平面速度分佈圖.....56
圖 5.27 離地 2.0m 之平面速度分佈圖.....57
圖 5.28 東西向切面 10.5m 之平面速度分佈圖.....58
圖 5.29 南北向切面 3.2m 之平面速度分佈圖.....59
圖 5.30 離地 0.5m 之平面相對濕度分佈圖.....61
圖 5.31 離地 1.0m 之平面相對濕度分佈圖.....62
圖 5.32 離地 1.5m 之平面相對濕度分佈圖.....63
圖 5.33 離地 2.0m 之平面相對濕度分佈圖.....64
圖 5.34 東西向切面 10.5m 之平面相對濕度分佈圖.....65
圖 5.35 南北向切面 3.2m 之平面相對濕度分佈圖.....66
圖 5.36 離地 0.5m 之平面相對濕度分佈圖.....67
圖 5.37 離地 0.5m 之平面濕度比分佈圖.....69
圖 5.38 離地 0.5m 之平面溫度分佈圖.....70
圖 5.39 東西向 10.5m 之平面溫度分佈圖.....71
圖 5.40 南北向 2.7m 之平面溫度分佈圖.....72
圖 5.41 調整展示櫃氣簾角度示意圖.....74
圖 5.42 改變氣簾出風角之離地 0.5m 之平面溫度分佈圖.....74

圖 5.43 離地 0.5m 之平面相對濕度分佈圖.....75
圖 5.44 離地 0.5m 之平面濕度比分佈圖.....76
圖 5.45 改善前後外氣進入流線圖.....79
圖 5.46 改善前冷藏系統回風口溫度圖.....84
圖 5.47 改善後冷藏系統回風口溫度圖.....84
圖 5.48 空調及冷藏櫃出風流線.....85
圖 5.49 改善前後案場離地 1m 溫度圖.....86
圖 5.50 改善前後冷藏系統回風口溫度圖.....91

第一章 前言

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，因此空調系統之耗能極大，約佔整體建築能耗的百分之五十以上。另一方面，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，而通風所引入外氣之潛熱負荷幾乎全年都保持較高水平，若賣場環境相對濕度太高則營業場所之冷凍系統蒸發器將結霜嚴重、熱傳效率差、除霜次數增加、以及冷凍冷藏展示櫃之防汗與防凍加熱電絲耗電大，再者，陳列在營業場所之食品外包裝也容易因高濕度結露，而影響外觀及其產品形象。

有鑑於此，經濟部能源局委託財團法人台灣綠色生產力基金會(以下簡稱本會)，辦理節能技術輔導，由本會委請國內在賣場節能服務推廣上，有專精之專家學者，臺北科技大學能源與冷凍空調工程系李魁鵬副教授，協助執筆及蒐集實際相關的節能技術資料，探討空調熱環境之標準與提升空調環境品質之相關節能措施，以及介紹如何藉由計算流體力學(Computational Fluid Dynamics, 簡稱 CFD)，協助進行空調環境設計或工程施作之可行性評估，以確保可達成預期之目標，避免設計或工程之錯誤，節省時間、人力及成本；並且加入本會節能技術服務資料，彙編成此技術手冊，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。

第二章 空調熱環境概論

2.1 熱舒適性環境

一般人皆瞭解夏天悶熱時，要開啟空調系統以降低室內氣溫，使人體感覺舒適，但事實上影響人體冷熱舒適感覺的因子很多，可分為外周環境要素及人體狀況要素。如圖 2.1 所示，人體之代謝與能源儲存量藉由身體表面與外界環境之熱輻射、熱對流及蒸發的熱傳機制，彼此間達成身體能量與溫度之平衡，因此當其中有一因素有所變化時，則人體即產生冷熱之感受。其中，外周環境的要素包含氣溫、濕度、周壁溫度、氣流。而影響人體冷熱舒適感覺的人體狀況要素包含工作強度(代謝率)及著衣量。

舉例而言當設計空調系統或調整系統最佳化運轉條件時，若該建築使用條件是屬於一般靜坐輕度辦公活動，也就是活動代謝率 1.0~1.3 met，在風速不大於 0.2m/s 的設計下，其妥適之空調溫濕度設定值，可依據 ASHRAE 熱舒適性標準 Std. 55 所建議如圖 2.2 所示之冬季及夏季之建議熱舒適範圍，或是依據如圖 2.3 舒適度預測指標 PMV 及不滿意百分比 PDD 之評估計算方法，確保依據熱環境之設計條件所計算出來之舒適度預測指標 PMV 小於 0.5 且大於-0.5，也就是確保熱舒適不滿意的人數小於百分之十。影響 PMV 指標之參數包含前述之氣溫、濕度、周壁溫度、氣流、工作強度(代謝率)及著衣量等，PMV 愈大代表愈熱，PMV 愈小代表愈冷，當 PMV 等於 0 時，代表舒適度剛好不冷也不熱。

另一方面，由以上所述之冷熱感覺要素亦可瞭解，在夏季人們感覺悶熱時，

並不一定需要靠空調系統降低室溫才能獲得舒適感，反之若能藉由自然通風增加室內氣流流動與新鮮外氣，除非室外氣溫高於身體表面溫度或相對濕度極高，否則自然通風將幫助身體快速降溫、排汗與散熱，而獲得舒適之感覺。另一方面，若能減少建築牆面與窗戶之太陽熱能吸收量，則可降低建築室內表面溫度，從而減輕人體吸收建築表面輻射熱量或增加人體表面輻射散熱效果，以及使室內氣溫降低而增加人體之對流散熱效果。

台灣屬於熱濕氣候，雖然陽光強烈、高濕、高溫，但因台灣為擁有極大比例高山之太平洋島嶼的特殊地理位置，故季節風、山風、海陸風交替明顯，故若能善用建築基地規劃，適當設計建築牆面開口或通風管道，以增加自然通風之機會，則將可降低空調系統及機械通風之耗能使用。

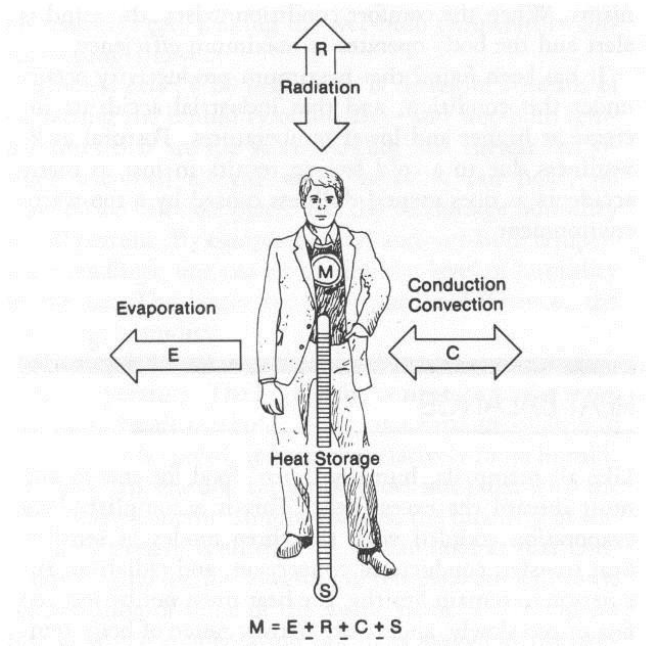


圖 2.1 人體熱冷熱平衡機制

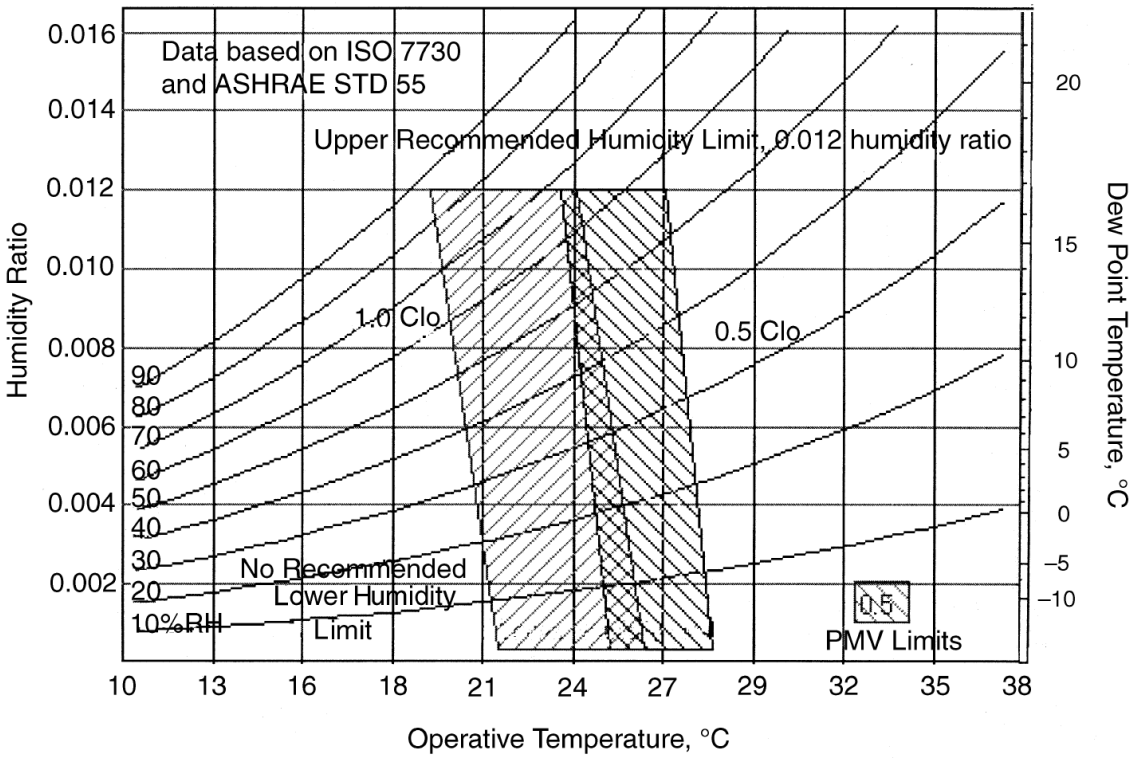


圖 2.2 一般靜坐輕度辦公活動之熱舒適範圍(風速不大於 0.2m/s) (ASHRAE Std. 55)

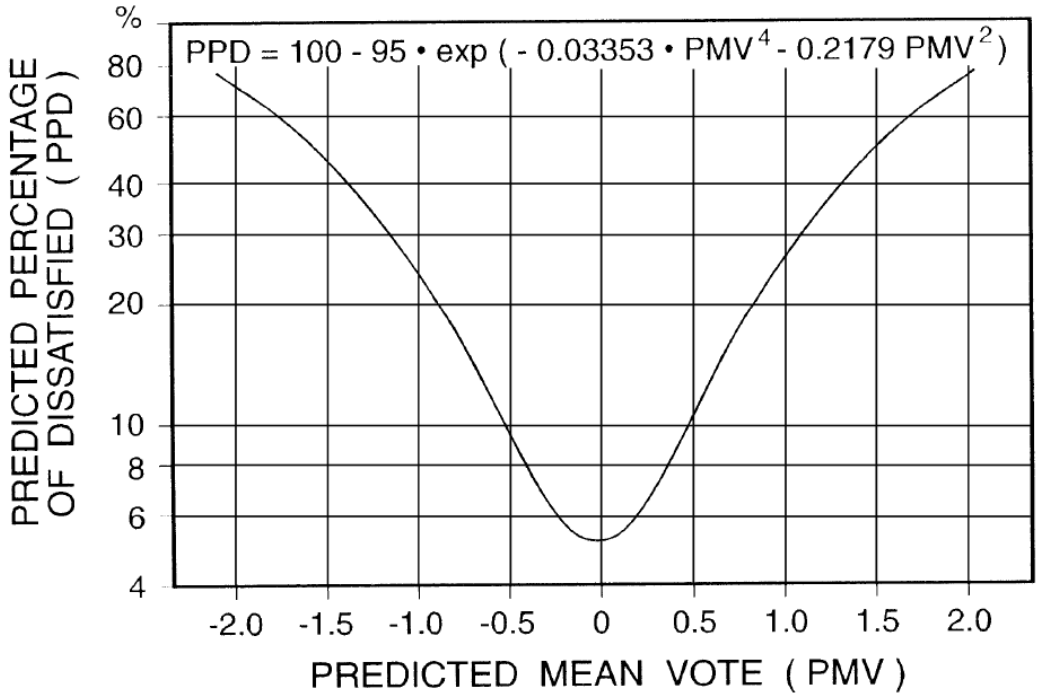


圖 2.3 舒適度預測指標 PMV 及不滿意百分比 PDD (ASHRAE Std. 55)

2.2 冷凍冷藏賣場環境

若賣場環境之相對濕度太高則冷凍系統蒸發器將結霜嚴重、熱傳效率差、除霜次數增加、以及冷凍冷藏展示櫃之防汗與防凍之加熱電絲耗電大，因此相對濕度對於超級市場總耗能具有另一層的關鍵性影響。根據國外之相關研究顯示，超市之環境氣溫在 21℃DB，65%RH 之下，耗能會比 55%RH 時多出 13%，如表 2-1 所示(ASHRAE Handbook,2006)。因此歐美先進國家之超級市場或量販店之空調系統多設有濕度控制、外氣預處理及熱回收設備以降低建築耗能。反觀國內，根據過去實際之監測結果，超級市場在夏季時 5～8 月賣場平均相對濕度可高達 70%，如圖 2.4 所示。以台灣屬於亞熱帶高溫高濕之海島型氣候特性及超級市場與量販店建築目前現況而言，控制冷凍冷藏食品賣場濕度以及結合冷凍冷藏櫃節能控制之節能潛力保守估計將高達約 30%以上。

若冷凍冷藏櫃及賣場環境濕度兩者結合同時控制，則節能潛力勢必更高，其原因是若賣場環境之相對濕度太高則冷凍系統蒸發器將結霜嚴重、熱傳效率差、除霜次數增加、以及冷凍冷藏展示櫃之防汗與防凍之加熱電絲耗電大，因此相對濕度對於超級市場與量販店建築總耗能具有另一層的關鍵性影響。再者，食品外包裝也容易因高濕度結露，而影響外觀及其產品形象。

表 2.1 環境溫濕度差異對冷凍冷藏展示櫃產生負載變化(ASHRAE Handbook,2006)

型式	21℃乾球溫度						26℃乾球溫度		
	相對濕度%						相對濕度%		
	30	40	55	60	65	70	50	55	65
多層牛乳製品	0.90	0.95	1.00	1.08	1.13	1.18	0.99	1.08	1.18
多層低溫	0.90	0.95	1.00	1.08	1.13	1.18	0.99	1.08	1.18
單層低溫	0.90	0.95	1.00	1.08	1.13	1.15	0.99	1.05	1.15

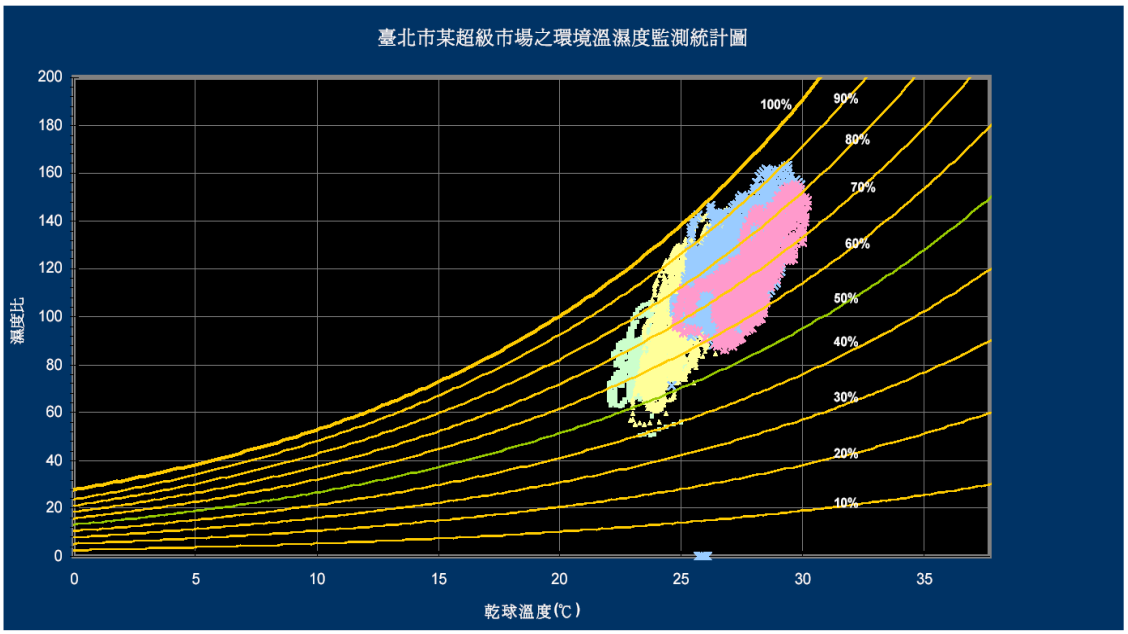


圖 2.4 某超級市場之 5～8 月賣場環境相對溫濕度監測統計 (李魁鵬, 2003)

第三章 熱濕氣候區空調節能技術

3.1 熱濕氣候區之空調熱負荷特性

台灣屬於熱濕氣候，根據相關研究顯示，位於熱濕氣候區的建築為了確保空氣品質而引入外氣，是空調系統潛熱負荷中佔比最大的項目，如圖 3.1 所示。在大多數建築類型中，通風空氣佔總峰值濕度負荷，也就是潛熱負荷的 60%以上。圖 3.1 顯示了位於佛羅里達州坦帕市某一小型辦公大樓所估計之潛熱負荷峰值，通風空氣佔總潛熱負荷的 73%以上。更重要的是，與涼爽或其他氣候區不同，在炎熱和潮濕的氣候中，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。圖 3.2 顯示了為於典型熱濕氣候區之佛羅里達州坦帕市全年的每小時天氣預報，由氣候數據顯示，即使在“乾燥的冬季”，室外濕度幾乎始終高於室內空間的理想水平（低於 12.8℃之露點溫度），故可想而知，空調系統必須在所有季節乾燥通風空氣，才能確保室內理想的熱舒適度及空氣品質，否則室內因過度潮濕很可能造成黴菌滋生。

因此，在熱濕氣候區，如果設計人員不安裝專用的通風除濕系統，則濕度控制將成為空調系統的必要任務。否則，空調系統的設計必須與目前傳統大多數的空調系統大不相同，它必須具有有效的除濕設備，也就是就算是低顯熱負荷或不需顯熱冷卻的季節，該除濕設備亦可以有效率地乾燥戶外引入之潮濕的新鮮空氣，以確保室內理想的熱舒適度及空氣品質，並且節省能源。

3.2 獨立專用之外氣空調機

屬於熱濕氣候區之建築通風濕度較高且幾乎連續的事實，是考慮將單獨的空氣調節設備專用於乾燥通風空氣的幾個良好理由中的第一個。因此，近年來，由室內水氣和高室內濕度所引起的昂貴成本問題，採用專用通風除濕系統，如圖 3.3 所示，已成為世界上一種確保全年可維持室內理想的熱舒適度、空氣品質及節能的流行解決方案。

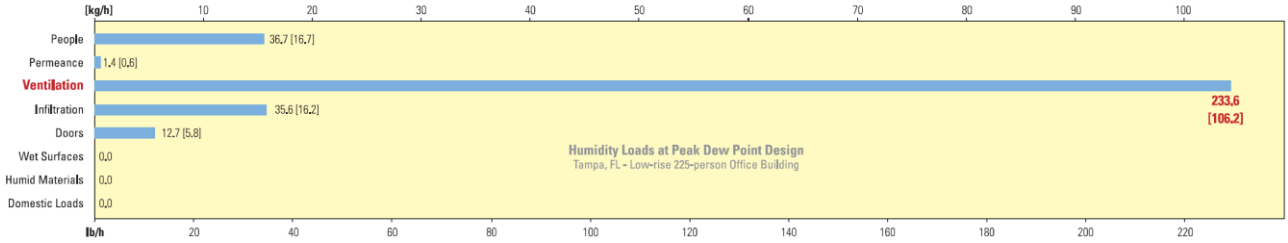


圖 3.1 建築空調潛熱負荷之組成(Harriman, 2008)

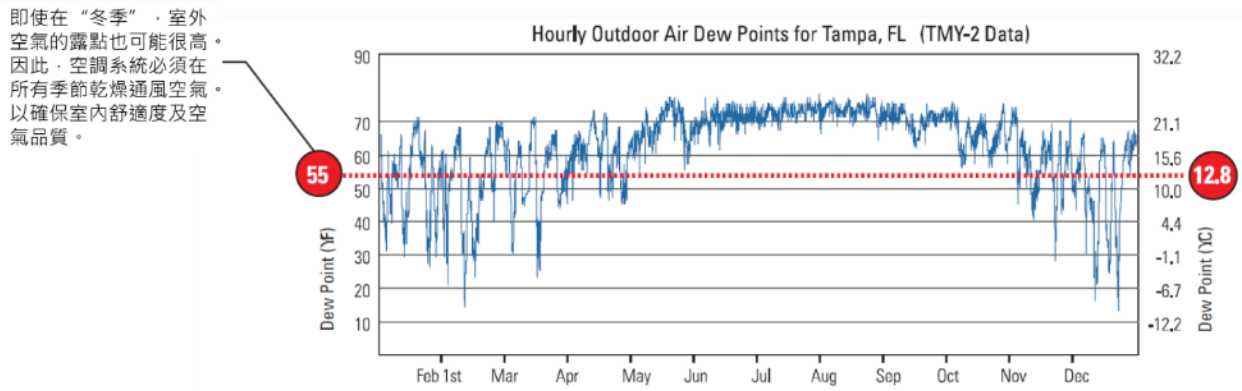


圖 3.2 熱濕氣候區外氣露點溫度與舒適之理想室內露點比較(Harriman, 2008)

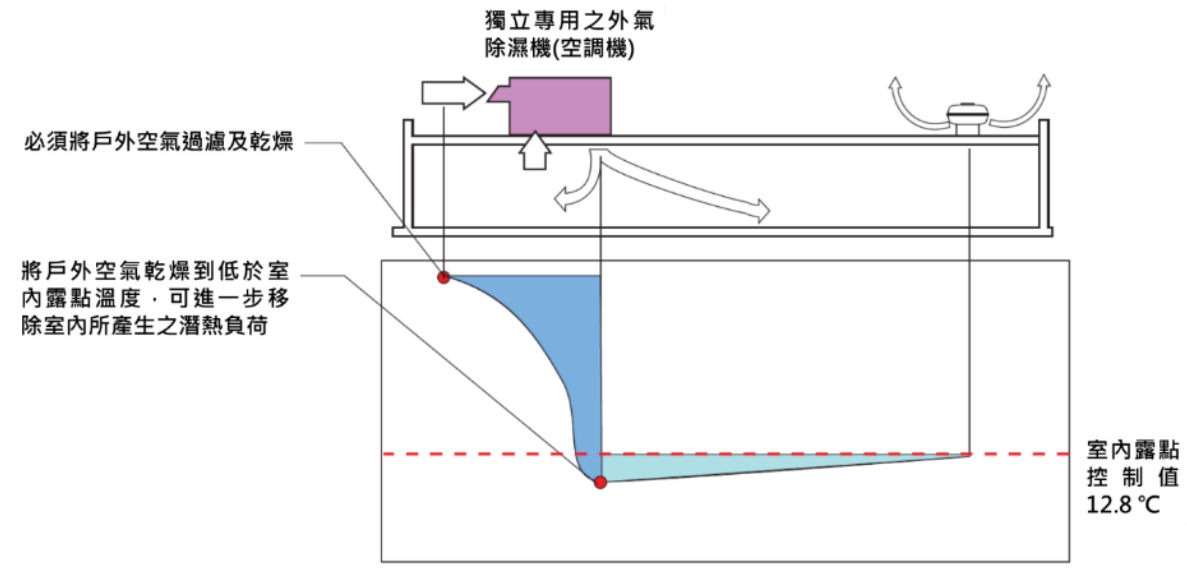


圖 3.3 獨立專用之外氣空調機(Harriman, 2008)

3.3 獨立專用之外氣空調系統節能技術

具有良好外氣除濕確保室內空氣品質及節能之專用外氣空調機之空調系統 (Dedicated Outdoor Air System, DOAS)有如圖 3.4 及圖 3.5 所示之五種基本類型，各系統之設計特點及節能原理說明如下：

系統 A：

在此系統配置中，已經過專用外氣空調機調節(空調)後的外氣(OA)由 DOAS 直接傳送到每個居室空間，同時，各居室空間之本地空調單元，例如：小型送風機(FCU)、水源熱泵、箱型空調機（PTAC）、分離式直膨空調機（DX）、輻射式冷卻天花板、被動式冷樑和可變冷媒系統(VRF)等設備，可主要提供顯熱冷卻和/或加熱以維持空間溫度。當在各居室區域中不再需要本地空調單元風扇的冷卻或加熱時，此方法可輕鬆確保所需的 OA 流量到達每個區域，並提供關閉本地風扇或降低其速度之機會，而達到節能之效益。由於

OA 不會通過本地空調單元分配到區域，因此，本地空調單元之風扇無需操作即可將 OA 傳送到已調節的區域。因此，可達成在部分季節需要外氣除濕以控制室內濕度之專用外氣空調機啟用時，而不需要操作本地空調單元，大幅降低空調耗能。

系統 B：

在系統 B 這種配置中，已調節的 OA 被輸送到每個居室的本地空調單元的供應側，並在輸送到區域或空間之前與本地空調單元的供應空氣（SA）混合。每個居室的本地空調設備僅調節再循環空氣。由於將 OA 氣流引導到每個空調單元，因此該配置可確保所需的通風到達每個空間，並且通過一組公共的 SA 擴散器將通風空氣充分分配到該空間中。因為 OA 外氣是事先經過調節在合理的低溫條件下，再輸送到空間而不是將其重新再加熱至中性溫度以避免空間過冷(在某些傳統空調之設計)，因此此配置可允許縮小本地設備的尺寸（氣流和冷卻能力），而獲得到節能效益。

系統 C：

在系統 C 這種配置中，DOAS 將經過調節的 OA 輸送到本地單區域 HVAC 設備(例如：風機盤管、水源熱泵、小型分離式 DX 裝置、可變冷媒流量系統（VRF）、小型空調箱等單元)的入風口，在此與來自區域的再循環空氣混合。本地空調設備調節這股混風，並通過風管系統和出風擴散器將其輸送到區域，

這種配置可確保所需的 OA 流量到達每個區域。由於它直接通過風管輸送到每個居室空間之空調單元，因此通常避免了額外安裝空間風管和單獨的出風擴散器所需的成本和空間。另外，當調節後的 OA 在低溫下輸送到本地設備的進氣口時，會導致較冷的空氣進入本地空調設備單元的冷卻盤管，從而降低其容量。因此終端設備的冷卻能力可降低，並允許縮小冷卻能力且獲得理想的室內濕度控制，從而達成顯熱及潛熱獨立最適化控制之節能功效。

系統 D：

在系統 D 這種配置中，經過調節的 OA 輸送到靠近每個居室之本地空調單元的進氣口之天花板上的回風空間(氣室)。OA 在回風空間中與再循環空氣混合，然後被吸入本地空調設備的進氣口，本系統可適用於水源熱泵、FCU 或 VRF 等系統。需注意的是，將事先調節後的 OA 送入氣室時，溫度不能低於周圍環境的空氣露點溫度，以避免產生結露現象。必要時，應將通風空氣重新加熱一些，以免在氣室內的表面結露。系統 D 這種配置節省了在本地空調設備上安裝額外的風管系統、單獨的出風擴散器或混合氣室所需的成本和空間，並且可達成顯熱及潛熱獨立最適化控制之節能功效。

系統 E：

在系統 E 這種配置中， DOAS 系統是針對所有空調區域之 OA 進行除濕，使其達到比各區域設計條件還要低的露點之乾燥空氣條件。然後將經過除濕

後的 OA 輸送到一個或多個中央空調設備單元的外氣進氣口。 如圖 3.5 所示，DOAS 將經過調節的 OA（通過風管系統）傳送到逐層 VAV 空氣處理單元。由於 OA 沒有直接傳送到每個房間，而是在中央空調設備單元與再循環空氣混合，因此應使用 ASHRAE 標準 62.1 中針對多區域外氣通風的方程式來確定每個空調設備單元所需的 OA，並確認 DOAS 單元的總 OA 流量 。 但是，這種 DOAS 配置可能會因為為了滿足某些關鍵空間的需求，而導致通風過度之問題。

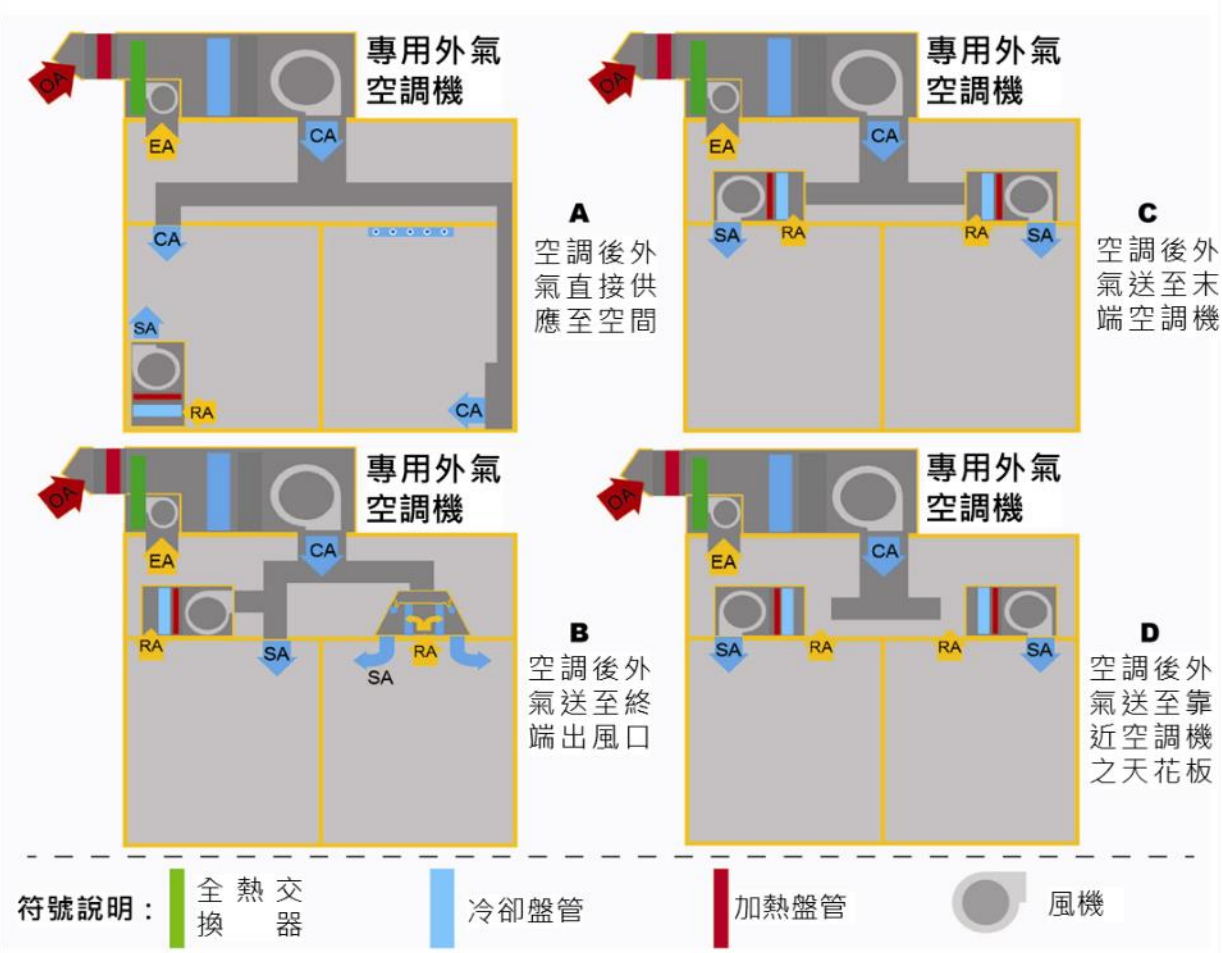


圖 3.4 具有末端空調設備單元之獨立專用外氣空調系統 DOAS 類型(ASHRAE, 2012)

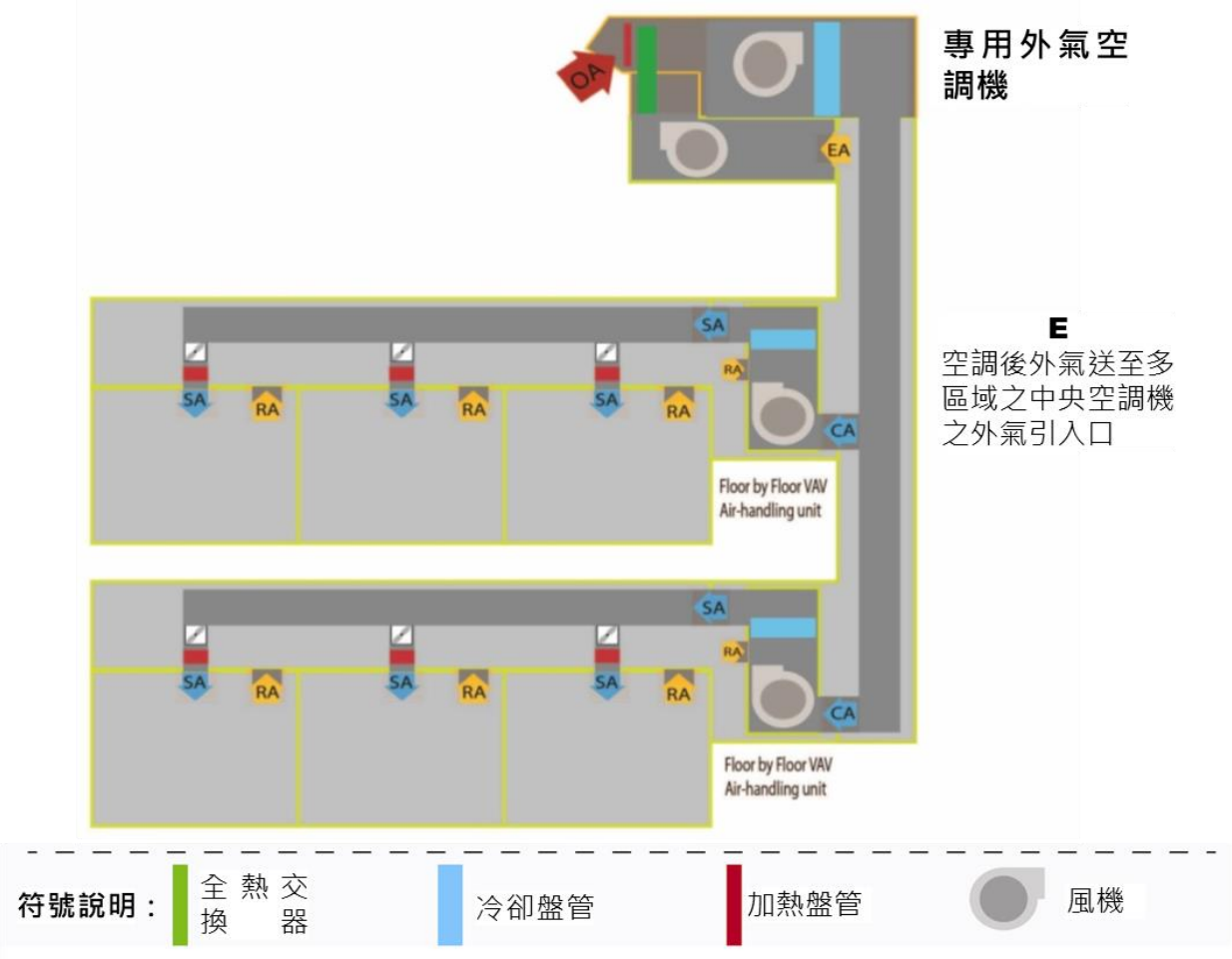


圖 3.5 多區域中央空調機之獨立專用外氣空調系統 DOAS 類型(Murphy, 2010)

3.4 獨立專用之外氣空調系統特點比較

各式獨立專用之外氣空調系統皆具有其優缺點及系統應用特色，本手冊整理前述五種系統之優缺點比較，如表 3.1 所示，以方便設計者或使用者依據各營業場所類型特徵及使用需求，選擇比較適用之系統，提升熱環境、空氣環境品質及能源使用效率。

表 3.1 獨立專用之外氣空調系統特點比較

系統類型	優點	缺點
A	各居室區域中不再需要本地空調單元風扇的冷卻或加熱時，此方法可輕鬆確保所需的 OA 流量到達每個區域，並提供關閉本地風扇或降低其速度之機會，而達到節能之效益。	在低溫氣候條件下，因為通風需求而使得過低溫的 OA 送風至居室空間產生不舒服的氣流，可能需要利用高性能的擴散器，以誘導室內空氣與冷空調空氣混合（並加熱）。這種配置需要一些額外的風管系統和一個單獨的擴散器，以便將 OA 輸送到每個居室空間。
B	OA 外氣先經過調節在合理的低溫條件下，再輸送到空間而不是將其重新再加熱至中性溫度以避免空間過冷的狀況，因此此配置可允許縮小本地設備的容量，並獲得節能效益。	相較於將 OA 直接輸送到各居室空間的方式而言，這種系統比較難進行系統測試、平衡和調整。如果本地風扇關閉循環或改變其速度，則送風管的壓力會降低，從而可能導致 OA 分配之效率損失。因此，可能需安裝具有可獨立壓力控制之終端箱，以避免這種狀況發生。
C	將 OA 直接通過風管輸送到每個居室空間之空調單元，因此通常避免了額外安裝空間風管和單獨的出風擴散器所需的成本和空間，並允許縮小冷卻能力且獲得理想的室內濕度控制，並達成節能功效。	因為在居室的本地空調設備之風扇負責將通風空氣輸送到居室空間，因此在居室空間有人員的模式下需要通風，本地空調設備之風扇必須持續運轉；否則，若本地空調設備之風扇循環開關或改變其速度，則 OA 通風量會受到影響。
D	OA 在回風空間中與再循環空氣混合，然後被吸入本地空調設備的進氣口；這種配置節省了在本地空調設備上安裝額外的風管系統、單獨的出風擴散器或混合氣室所需的成本和空間，並且可達成節能功效。	調節後的 OA 送入氣室時，其溫度不能低於周圍環境的空氣露點溫度，以避免產生結露現象。必要時，應將通風空氣重新加熱一些，以免在氣室內的表面結露。
E	針對所有空調區域之 OA 進行除濕，使其達到比各區域設計條件還要低的露點之乾燥空氣條件。然後將經過除濕後的 OA 輸送到一個或多個中央空調設備單元的外氣進氣口。	這種 DOAS 配置可能會因為為了滿足某些關鍵空間的需求，而導致通風過度之問題。

第四章 計算流體力學應用介紹

4.1 何謂計算流體力學

計算流體力學（Computational Fluid Dynamics, 簡稱 CFD）是使用數值方法在計算機中對流體力學的控制方程式進行求解，以預測流體流動、熱傳、質傳、化學反應和相關現象的科學。

例如：

1. 我們對於力(壓力、粘黏滯應力)作用於表面（例如：在飛機上，我們對升力，阻力，功率，壓力分佈等)感興趣
2. 我們想確定速度場（例如：在賽車中，我們對於局部流動流線感興趣，以便我們可以設計更少的阻力）
3. 我們有興趣了解溫度分佈（例如：計算機晶片附近的傳熱）

4.2 CFD 應用的優點

計算流體力學 CFD 之分析應用具有以下優點，因此以廣為應用於科學及工程等領域：

1. 委託模擬成本相對較實際實驗低：CFD 模擬相對於實驗方法而言，比較經濟便宜，隨著計算機變得更強大，成本可能會降得更低。
2. 速度：相對於採用實驗方法，CFD 模擬可以在很短的時間內完成。
3. 能夠模擬真實條件：CFD 具有可基於理論模擬任何物理條件的能力。
4. 完整的資訊：CFD 允許分析人員針對感興趣區域中的任何地方進行檢

視，並可產生完整的流體參數以供供檢視。

4.3 CFD 應用的誤差

CFD 雖然具有很高的可靠度及應用價值，但亦存在以下誤差：

1. CFD 的解決方案只能與它們所依據的物理模型一樣準確。
2. 在計算機上求解方程式總是會引入數值誤差
3. 提供資料的誤差：例如由實驗或度量上所產生的誤差。
4. 捨入誤差(Round-off Errors)：在計算過程中，由於計算機上可用的位數有所限制，因實數只用有限的幾位數字來表示，所以會因此而引起的誤差。例如，以 3.14159 來代表 π 或以 2.0187 來代表 e 等等，故捨入誤差將始終存在（儘管在大多數情況下它們可能很小）。
5. 截斷誤差(Truncation Errors)：正確值須經過一系列有限或無限的計算程序方能精確求得，但吾人只採取其中一部分，其餘的逕予捨去，因此而造成的誤差。CFD 可以盡量將計算網格細化後，以降低截斷截斷誤差，網格細化是處理截斷誤差的一種方法。

4.4 CFD 的處理程序

應用計算流體力學 CFD 之分析時，其包含以下之程序：

1. 幾何描述：定義出模擬範圍並建構出 1：1 的 3D 模型。
2. 網格生成和轉換：對所建構的 3D 模型生成適當的網格數量與大小，網格品質也要有一定的水準。
3. 流體條件和性質設定：選擇空間內的流體並設定其性質。
4. 選擇模型：針對要探討的內容選擇適當的模型。
5. 初始條件和邊界條件的設定：針對幾何模型給定相對應的邊界條件，例如：空調出風口、牆面溫度.....等。
6. 數值參數的設定：選擇求解參數的方法與參數的設定。
7. 計算求解：求解過程觀察是否有穩定的收斂。
8. 後處理：針對探討的部分進行分析和可視化。
9. 不確定性評估：模擬結果與實際是否有不合理或誤差過大的情形。

4.5 CFD 軟體的介紹

可應用在營業場所環境模擬之商業化應用的 CFD 軟體很多，各有特色，針對其中幾套軟體簡介如下(通用機械，2017)：

1. ANSYS Fluent®：FLUENT 軟體是當今世界 CFD 模擬領域最為全面的軟體工具之一，其具有廣泛的物理模型,以及能夠快速準確的得到 CFD 分析結果。FLUENT 軟體擁有模擬流動，湍流，熱傳遞和反應等廣泛物理現象的能力，在工業上的應用包括從流過飛機機翼的氣流到爐膛內的燃燒、鑽井平台、血液流動到、半導體生產，以及從無塵室設計到污水處理裝置等等。軟體中的專用模型可以用於分析環控空間流場、缸內燃燒、空氣聲學、渦輪機械和多相流系統的模擬工作。
2. STAR-CD：STAR-CD 係由世界領先的綜合性 CAE 軟體和服務提供商 CD-adapco 集團開發，在熱流解析領域占據領先地位。STAR-CD 的解析對象涵蓋基礎熱流解析、傳導、對流、輻射（包含太陽輻射）熱傳問題，多相流問題、化學反應/燃燒問題、旋轉機械問題及流動噪音問題等。STAR-CD 更是將解析對象擴展到流體/結構熱應力問題、電磁場問題和鑄造領域。作為最早引入非結構化網格概念的軟體，STAR-CD 保持了對複雜結構流域解析的優勢，其最新的基於連續介質力學求解器具有記憶體占用少、收斂性強、穩定性好的特點。
3. PHOENICS：PHOENICS 是 Parabolic Hyperbolic Or Elliptic Numerical Integration Code Series 幾個字母的縮寫，這意味著只要有流動和傳熱都可

以使用 PHOENICS 來模擬計算，是世界上第一套計算流體與計算傳熱學商業軟體。PHOENICS 已經發展成為一款能夠模擬傳熱、流動、反應、燃燒過程的通用 CFD 軟體，廣泛應用於能源動力、兩相、多相流、航空航天、傳熱傳質、化工、燃燒、爆炸、船舶水利、化學反應、建築、空調、流體機械、冶金、磁流體、環境、材料等領域。

4. FloVENT：FloVENT 是一款功能強大的計算流體力學(CFD)軟體，能夠預測各類建築物內和周圍的三維氣流、傳熱、污染分布和舒適度。它提供反應快速和簡單易用的菜單系統，是專為設計和優化供暖、通風和空調設備的工程師而打造。FloVENT 擅長於模擬中庭、購物中心和辦公大樓、劇院、機場碼頭、倉儲設施和倉庫、海洋石油平台、建築物和隧道火災、汽車乘客舒適度、實驗室、研究設施、醫院、地下停車場的空氣品質和污染控制等。

第五章 計算流體力學應用案例介紹

有研究表明冷凍冷藏賣場之封閉展示櫃的使用對的產品銷售沒有影響(Fricke & Becker, 2010)，但在英格蘭的超市進行客戶訪談的另一項研究指出，接受調查的客戶中有一半的消費者更願意從沒有門的櫥櫃購買產品 (Trader, 2013)。目前大多數的經營者還是擔心使用封閉展示櫃可能會影響產品銷售，因此零售食品店中大約一半的食品都放在冷藏展示櫃中(Laguerre et al., 2012)，對於冷藏產品，通常優先選擇放置在垂直多層的開放展示櫃內，因為可以有效地利用商店中有限的空間以及便於拿取。儘管目前的開放展示櫃之空氣簾已盡可能設計良好，但周遭溫暖潮濕的空氣仍不可避免地滲透侵入櫃內而導致機櫃內的溫度不均勻性。

根據統計(謝文德等，2004 年)，一般便利商店設備容量約 30 kW，招牌照明 2.43 kW（占 8%）、4.0 kW 室內照明（占 13.3%）、10 kW 空調冷氣（占 32.9%）、7.46 kW 冷凍冷藏（占 24.5%）、5.87 kW 加熱設備（占 19.3%）、0.6 kW 其他設備（占 1.9%），空調與冷凍冷藏在整個便利店的耗電量佔 50% 以上，因此如何提升空調與冷凍冷藏的能源使用效率，對於便利商店節能之推動極為重要。台灣屬於亞熱帶高溫高濕之海島型氣候特性，若賣場環境之相對濕度太高則冷凍系統蒸發器將結霜嚴重、熱傳效率差、除霜次數增加、以及冷凍冷藏展示櫃之防汗與防凍之加熱電絲耗電大。相關研究案例 (李國仲，2006 年)顯示當不安裝氣簾時，空調冷卻損失為 5.87 kW；在安裝氣簾後風速設定為 2m/s 時，損失為 3.47 kW，節能效益達 60% ~ 70%。當出風風速太強

時，所產生的氣簾會與室內外氣流互相衝擊擾動，造成室內冷熱氣流混雜，影響室內環境舒適度；當氣簾出風風速太弱時，無法有效隔絕室外溫度侵襲，設置氣簾可維持室內冷(暖)氣效果，同時達到舒適的節能，若能與自動門的搭配，更可發揮空調系統效率達到節能效果。

如前文所述，商店賣場環境相對濕度對展示櫃的性能有所影響，根據相關研究結果亦顯示，當商店相對濕度降低 5%時，展示櫃的總能量需求減少了 10%，因此可以實現整個商店總能耗降低 5% (Howell, 1999)。環境氣候對總傳熱率和滲透率亦產生很大影響，當濕度從 35%上升到 60%時，潛熱傳遞率分量增加了 42%。由於空氣滲透導致的傳熱速率是增加最多的（從 67%到 77%），濕度對潛熱傳遞速率有顯著的影響，因此在計算環境條件對於展示櫃的熱負荷影響時，應考慮濕度因子 (Gaspar et al., 2011)。相關實驗研究指出，穿孔背板上孔的比例會影響冷藏展示櫃的性能，孔的佈置和數量對排出氣流速率產生顯著影響。研究結果顯示，供氣管道的氣流速率為 70%，多孔板的氣流速率為 30%，可使冷藏櫃性能良好(Gray et al., 2008)。

有研究者使用計算流體力學(CFD)軟體(林偉揚， 2010)，針對便利商店的耗電之可行性與可靠性分析，提出四種改善方式：1.將開放展示櫃遠離門口、2.將發熱機組集中至門口、3.改變空調型式、4.結合上述三種改善方式，結果顯示，所有改善方案皆達到節能效果，尤其以改善方案 4 之室內溫度場與節能率的改善效果最好。展示櫃隨著環境溫度和濕度的增加，或氣簾出口溫度的增加，負載也會增加；氣簾出口處的湍流強度越高，將帶來更高的滲透，

湍流強度和滲透之間的關係幾乎是線性的(Amin et al., 2012)。新型開放式展示櫃與傳統開放式展示櫃相比，由於更有效的氣簾和更低的回風溫度進入蒸發器盤管，使新型開放式展示櫃較傳統節能 16.7kWh/24hrs(Tsamos et al., 2019)。

鑑於冷凍冷藏賣場環境對於冷凍系統具有極大之耗能影響，本手冊特以某位於新北市之便利商店為例，以氣流模擬 CFD 方法，分析便利商店之不同使用或設計條件對於便利商店之氣流與溫濕度環境之影響。該便利商店因天花板嵌入型全方吹出風與大門開啟可能會破壞中島櫃與開放式展示櫃之氣簾。另一方面，如果在夏季因消費人潮較多時，大門會常開啟，造成室外高溫空氣進去室內，使得室內環境溫度與中島櫃和開放式展示櫃回風溫度升高，導致系統需額外作功以維持室內與機內低溫，而造成能源的浪費。

因此,維持中島櫃與開放式展示櫃之氣簾的穩定有其必要性，本計畫便針對該便利商店進行氣流模擬分析，其數值模擬軟體採用計算流體力學(Computational Fluid Dynamics, CFD)程式作為分析工具，以便分析便利商店內之中島櫃、開放式展示櫃氣簾與賣場環境空氣紊流流場之交互作用，進而探討改變設備設計以維持穩定氣簾之可行方案，以降低室外高溫空氣進入室內所造成系統上額外的能源消耗。

5.1 理論方法

本分析案例針對中島櫃、開放式展示櫃氣簾與營業場所空氣紊流流場之交互作用進行解析，數值模擬軟體則採用計算流體力學(Computational Fluid Dynamics, CFD)程式 ANSYS Fluent®為分析工具以進行數值計算，其分析過程包含幾何建模、網格配置、求解氣流、溫度場等，最後進行數值結果後處理以繪製出速度向量、流線、速度大小、溫度及濃度場等。空間幾何構型係匯入全家便利商店所提供之數值圖檔，透過3D建模軟體，組合成三維便利商店數位模型與欲解析之流體區域。數值計算方式則是利用有限控制體積(Finite Control Volume)法離散守恆方程式，進而取代統御方程式以產生代數方程式。

5.2 基本假設與統御方程

本分析之基本假設陳列如下：

1. 空間為三維笛卡爾座標系統。
2. 穩態(Steady)、不可壓縮(Incompressible)紊流(Turbulent Flow)。
3. 考慮重力(Gravitational Force)。
4. 採用 k-ε 紊流模型(k-ε Turbulence Model)。
5. 工作流體為牛頓流體(Newtonian Fluid)。
6. 壁面與流體之間為無滑移現象(No-slip Condition)。

5.3 統御方程式

本研究模擬廠房氣流場與水蒸氣流佈之統御方程式(Governing Equations)為連續(Continuity)、動量(Momentum)、能量(Energy)以及物種傳輸(Species Transport)方程式、另包括紊流動能(Turbulent Kinetic Energy)與紊流動能耗散率(Turbulent Energy Dissipation Rate)的傳輸(Transport)方程式，詳列於後。

連續方程式：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i}=0 \tag{1}$$

動量方程式：

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t}+\frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j}=\rho g_i-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\mu_t)\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] \tag{2}$$

能量方程式：

$$\frac{\partial \rho u_j h}{\partial x_j}-u_j\frac{\partial p}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\lambda+\lambda_t)\left(\frac{\partial T}{\partial x_j}\right)\right]+\mu_{eff}\phi. \tag{3}$$

濃度方程式：

$$\frac{\partial \rho c'}{\partial t}+\frac{\partial \rho u_i c'}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\frac{\mu}{\sigma_l}+\frac{\mu_t}{\sigma_t}\right)\frac{\partial c'}{\partial x_i}\right] \tag{4}$$

符號 u_i 表示其 i 方向速度的速度分量；此外 p、ρ、μ、μ_t、h、λ、λ_t、ϕ、c' 和 g_i 分別表示壓力、密度、層流與紊流黏滯係數(兩者之和為有效黏滯係數)、顯焓、分子與紊流熱傳導係數(兩者之和為有效熱傳導係數)、黏滯擴散項、水蒸氣正規化水蒸氣莫耳分率(Normalized Molar Concentration)以及重力。其中 σ_l 與 σ_t 皆為常數 1.0；$c'=(c-c_{amb})/(c_{leak}-c_{amb})$，$c$、$c_{amb}$、$c_{leak}$ 代表水蒸氣莫

耳分率、環境水蒸氣莫耳分率、以及水蒸氣逸散之莫耳分率。另標準 k-ε 是目前最被廣泛應用及最為成熟的紊流模型，其計算式如下：

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t}+\frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i}=\rho P-\rho\varepsilon+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right] \tag{5}$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t}+\frac{\partial \rho u_i \varepsilon}{\partial x_i}=C_{\varepsilon 1}\frac{\rho P\varepsilon}{k}-C_{\varepsilon 2}\frac{\rho\varepsilon^2}{k}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right] \tag{6}$$

$$P=\frac{\mu_t}{\rho}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i}+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \tag{7}$$

其中 $\mu_t = C_\mu \rho k^2/\varepsilon$；$k$ 為紊流動能係數 ε 則為紊流消散率。此外 C_μ、 $C_{\varepsilon 1}$、$C_{\varepsilon 2}$、 σ_k 與 σ_ε 分別設定為 0.09、1.44、1.92、1.0 及 1.3。模擬中大氣壓力為一大氣壓，流體在固體牆壁上 p、k、ε、c 皆無垂直於壁面梯度變化，且對數定律壁函數(Log-wall Function)也被應用於最鄰近壁面格點。在模擬計算時，其密度和黏滯係數分別根據 26 ºC 空氣所對應的物理性質做為設定。決定便利商店天花板嵌入型全方吹的適當入口紊流值，紊流動能和紊流動能消散率的方程式分別如下：$k=3/2\,I^2\left|\vec{U}\right|$ 和 $\varepsilon=C_\mu^{0.75}k^{1.5}/\kappa L$。其中 $\vec{U}$ 是入口速度；I 和 L 分別為平均紊流強度(Average Turbulence Intensity)和合理的特徵長度(Characteristic Length Scale)。本研究中，我們入口紊流強度為 5%，常數 κ 為 0.4 和特徵長度 0.046 m，特徵長度是用典型入風表面的水力直徑×0.5 的計算式。天窗出風口以外的求解區域的壓力邊界條件皆為一大氣壓，最後我們將總出口質量流率是否相同於總入口風表面的質量流率來檢查我們所求解的正確性。

5.4 數值分析

用以求解偏微分方程組之數值方法大致上可分為有限差分法(Finite Difference)、有限體積法(Finite Volume)以及有限元素法(Finite Element)。本分析案例中以有限體積法分離質量與動量守恆方程式，進而取代統御方程式之部分項以產生代數方程式。其中採用 Van Doormal 等人所提出的 SIMPLEC 演算法，以計算出系統之速度與壓力分佈。

將原方程式積分後，其中穩態項(Steady-state Term)採用一階的向後差分法(Backward Difference)離散，對流項(Convection Term)則是用二階上風法(Second- Order Upwind Scheme)以達到數值計算穩定要求。考慮在 x 方向速度 u 之離散化，並採用交錯式格點(Staggered Grids)，將向量變數置於網格面上，其控制體積如圖 5.1 所示，故式(2)式離散後可表為下式：

$$a_e u_e = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb} + b + \left(P_P - P_E\right) A \tag{7}$$

係數 a_{nb} 為鄰近格點控制面上對流和擴散係數總合，源項 $b = S_c \Delta x \Delta y \Delta z + a_e^0 u_e^0$，而壓力項$(P_p–P_E)A_e$代表在控制體積上因壓力所產生的 x 方向作用力，A_e 為流體通過之橫截面積。同理 y、z 方向之動量方程式亦可表示為：

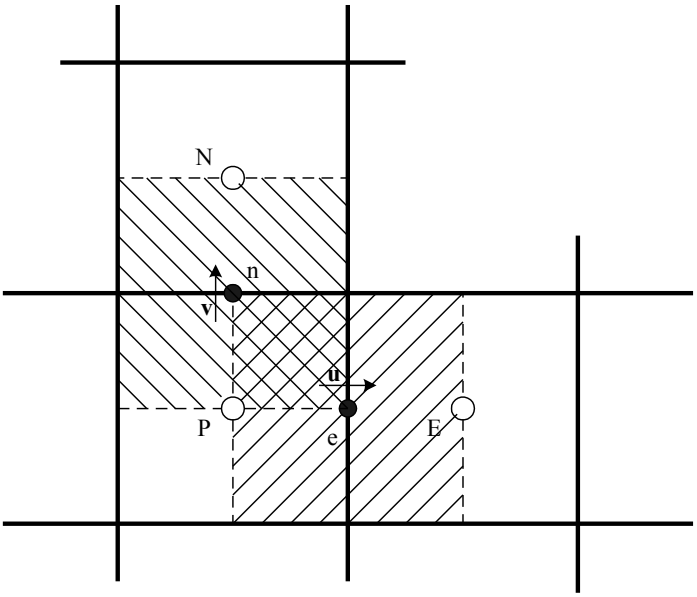
$$a_n u_n = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb} + b + \left(P_P - P_N\right) A_n \tag{8}$$

$$a_t u_t = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb} + b + \left(P_P - P_T\right) A_t \tag{9}$$

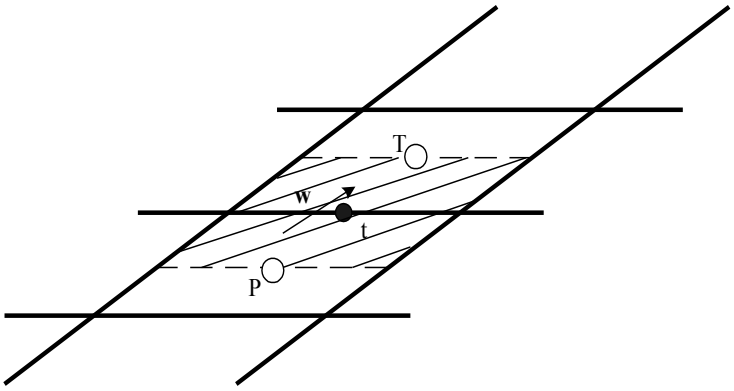
圖 5.2 列出 SIMPLEC 演算法流程示意圖，於完成有限體積差分方程式後，最後利用 SIMPLEC 演算法修正壓力值，並藉由修正後之壓力進而求解出

其速度場。其與一般常見 SIMPLEC 演算法最大不同點在於，SIMPLEC 假設 $\sum_{nb} a_{nb} u'_{nb} = 0$ 而忽略鄰近格點速度修正的影響，但在之前的係數計算公式並不保證可使速度修正項係數趨近零，違反其一致性。因此SIMPLEC修正此缺點，將離散後之動量方程式的等式兩邊各減去 $\sum_{nb} a_{nb} u'_e$ ，使先前忽略鄰近格點速度修正的影響減至最低，而其流程敘述如後：

1. 假設初始壓力值 P^* 。
2. 藉由離散後之動量方程式求解出 x 、y 、z 三方向之預測速度 u^* 、v^* 、w^* 。
3. 由壓力修正式解出壓力修正值 P' 。
4. 利用 P^* 和 P' 之和而解出修正後之壓力值 P 。
5. 再由速度的修正式計算修正後之 u 、v 、w 值。
6. 將修正後壓力值當成一新猜測值 P^* ，再回至步驟(2)重新計算，直至達到收斂標準。



(a)



(b)

圖 5.1 X, Y, Z 方向控制體積示意圖

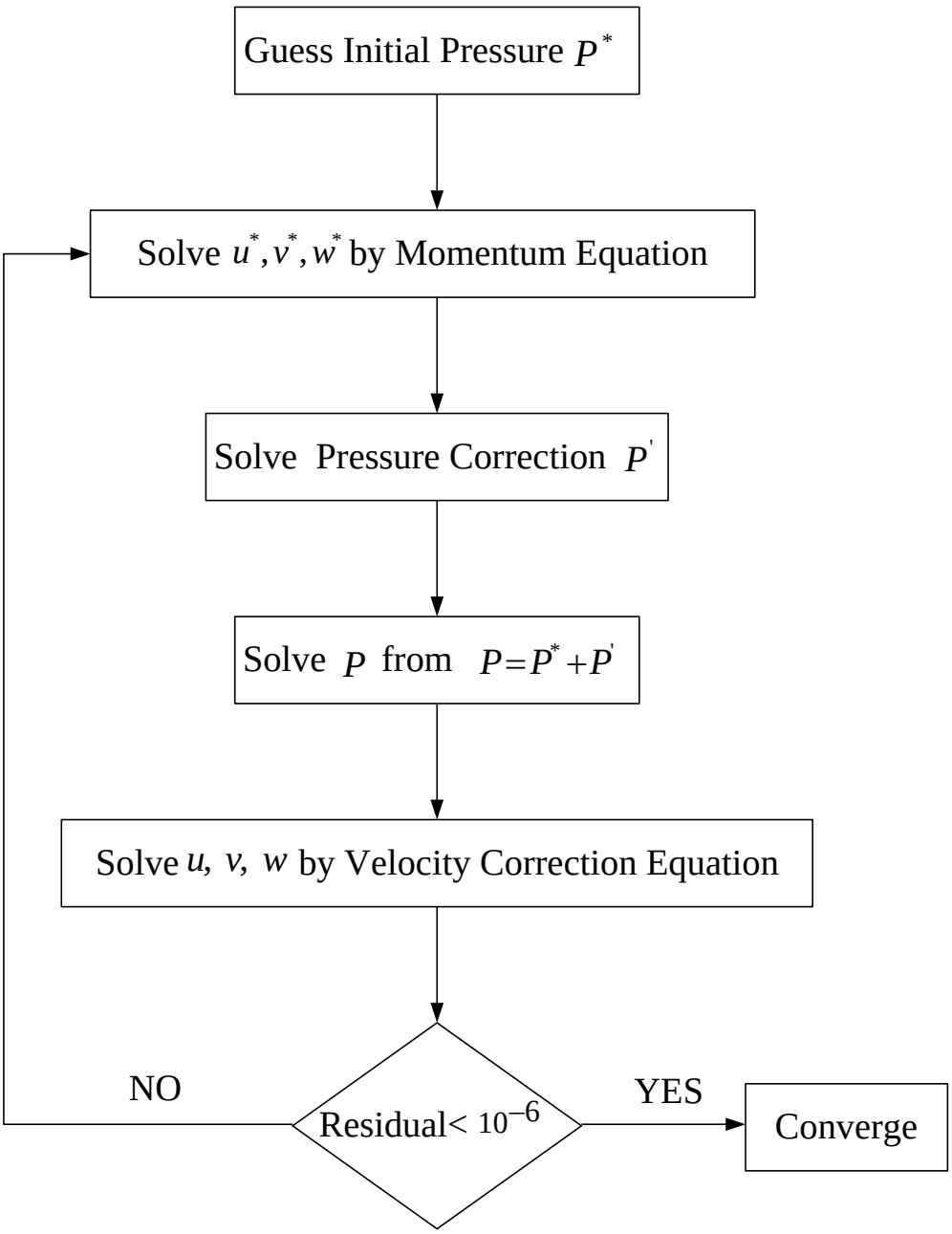


圖 5.2 演算法流程圖

5.5 現場環境量測

5.5.1 便利商店環境操作條件

便利商店通風氣流模擬範圍為商品販售的空間，不包括倉庫與員工辦公室，如圖 5.3 所示，該便利商店長寬高分別為 15.41m、11.697m、2.45m，在

模擬範圍內有兩台天花板嵌入型全方吹空調機，各有一個擴散型出風口與格柵式出風口，大門面積為 3.41m^2 朝北的自動門，如圖 5.4 所示。

便利商店室外環境溫濕度於夏季時約為 33~35℃、40~50%，室內溫度控制在 26℃，因天花板嵌入型全方吹有些出風口正對熱食區與中島櫃，恐造成不良的影響，所以現場有些出風口是封閉的，圖 5.5 所示。

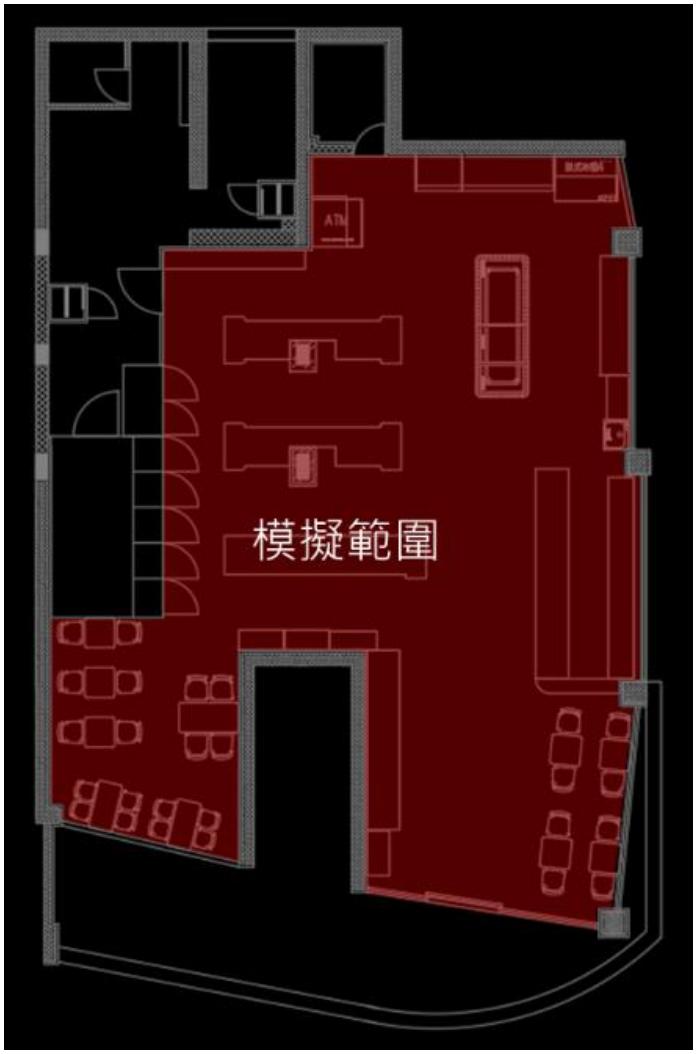


圖 5.3 氣流模擬範圍

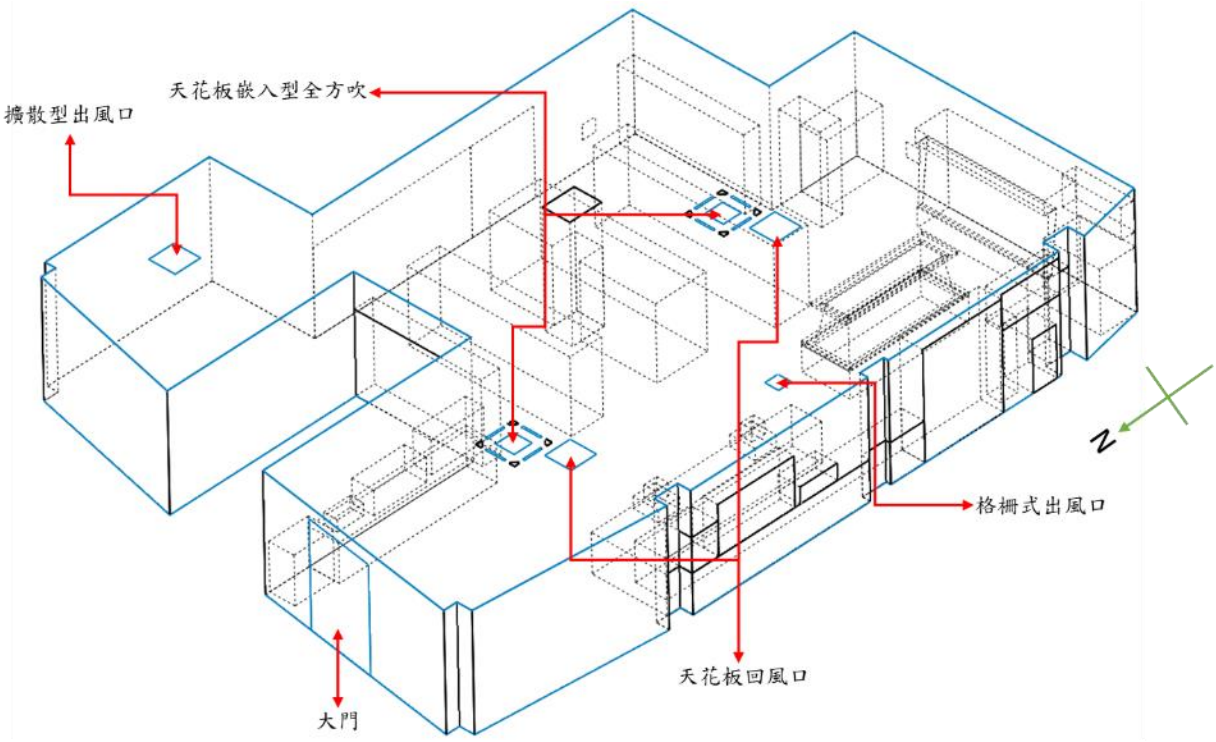


圖 5.4 設備位置 3D 模型圖

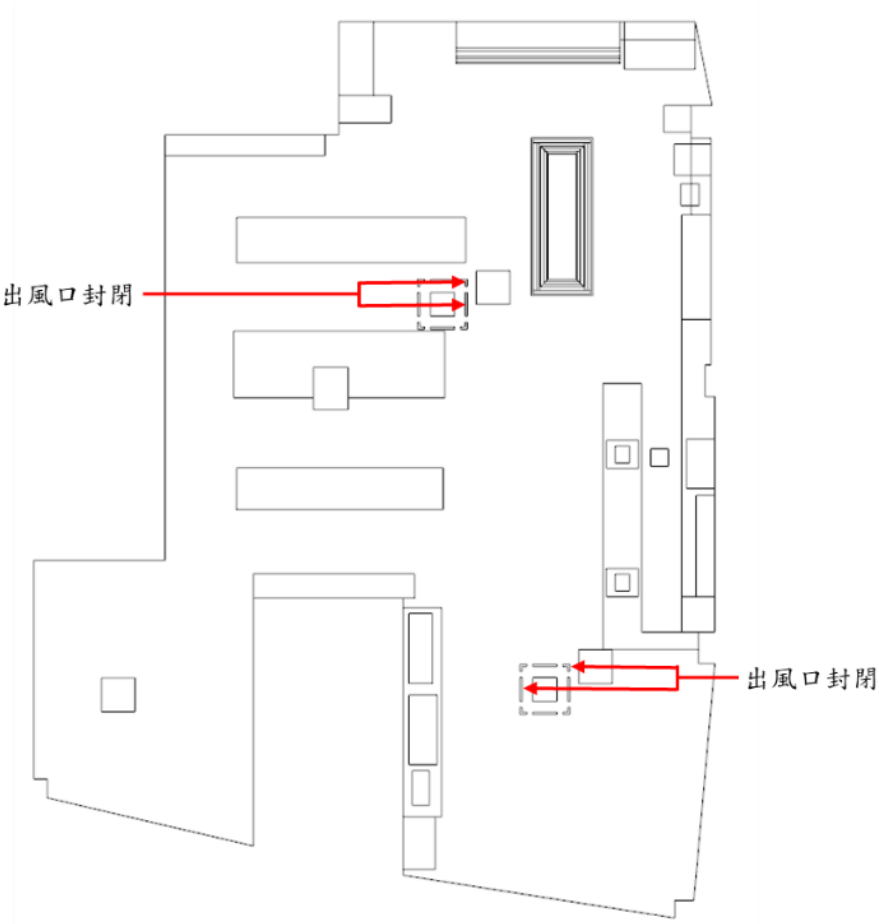


圖 5.5 天花板嵌入型全方吹風口封閉位置圖

5.5.2 量測儀器規格說明

本分析案例為短時間內環境數據的收集，因此量測點以人工方式採用手持式量測設備配合現場環境狀況進行測量。主要量測的目標有溫度、濕度、風速。此次量測採用 TESTO 多功能分析儀並搭配熱線式風速測棒、溫濕度測棒、表面溫度測棒，如圖 5.6 所示。其風速量測範圍為 0~20(m/s)，精準度為±0.1(m/s)，溫濕度量測範圍為-20℃~70℃、0%~100% RH，精準度為±0.2℃、±1% RH，表面溫度量測範圍為-50℃~250℃，精準度為±0.3℃。

圖 5.6 TESTO 多功能環境分析儀、各量測項目測棒

5.5.3 量測程序與方法

為驗證 CFD 模擬之可靠性，本分析案例於現場量測室內環境溫濕度與空調、冷凍冷藏設備出風、回風溫濕度與風速，也是 CFD 模擬所需之邊界條件。如圖 5.7 所示黃色點位為室內環境的溫濕度，量測高度為離地 0.5m、1.0m、1.5m，是作為 CFD 模擬的驗證條件；綠色點位為冷藏設備區域的溫濕度，量測高度離地 0.2m，作為 CFD 模擬冷藏設備氣簾的洩漏驗證。如圖 5.8 所示紅色點位為空調系統設備的出風、回風溫濕度與風速；藍色點位為冷藏設備的出風、回風溫濕度與風速；粉色點位是玻璃壁面與室內發熱設備的表面溫度，圖 5.8 所示點位是作為 CFD 模擬的邊界條件。

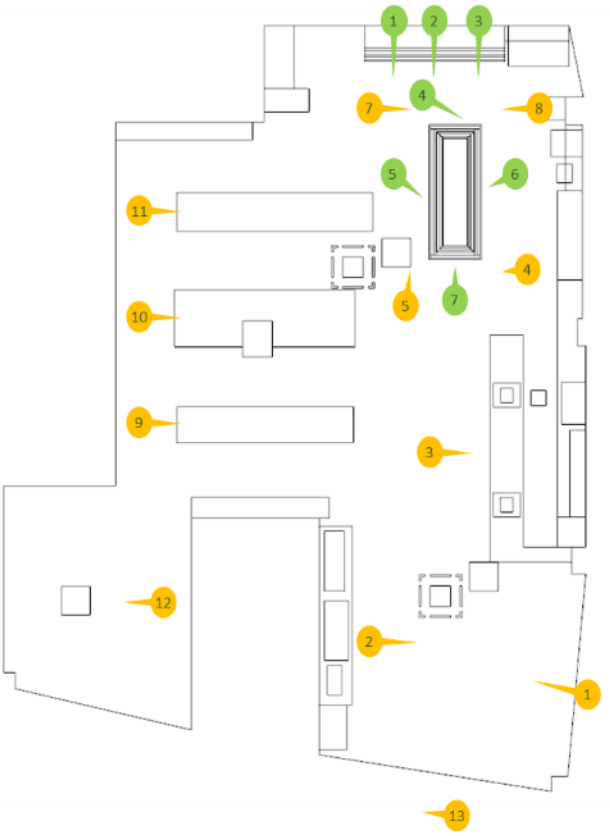


圖 5.7 室內環境量測驗證點位平面圖

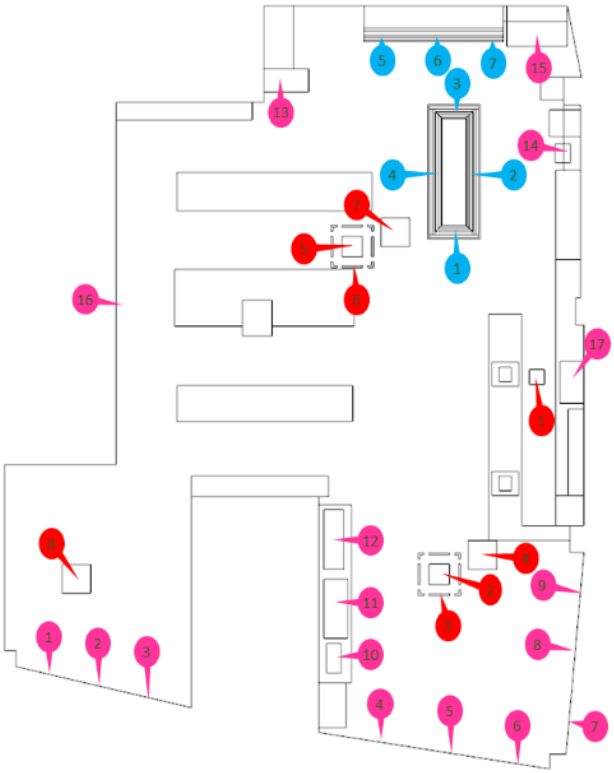


圖 5.8 空調、冷藏與室內發熱設備量測點位平面圖

5.6 幾何模型與邊界條件設定

5.6.1 模型建置

本文依某超商實際尺寸，建置其幾何外型，模型尺寸與案廠大小比例為1：1，圖 5.9 為本文採用之模型。便利商店內部末端為一冷藏中島櫃與開放式冰櫃，其中島櫃尺寸為長 2.72m*寬 1.045m*高 1.39m；開放式冰櫃尺寸為長 2.82m*寬 0.72m*高 1.95m。便利商店只有一扇與外接界處的玻璃自動門，有兩部天花板嵌入型全方吹，收銀台上方有一個擴散型出風口，休息區有一個格柵式出風口。為觀察現場冷藏設備氣簾被破壞情形，針對冷藏中島櫃的四個面向的出風口與回風口獨立建置，以便將實際的量測條件設定在模擬當中。

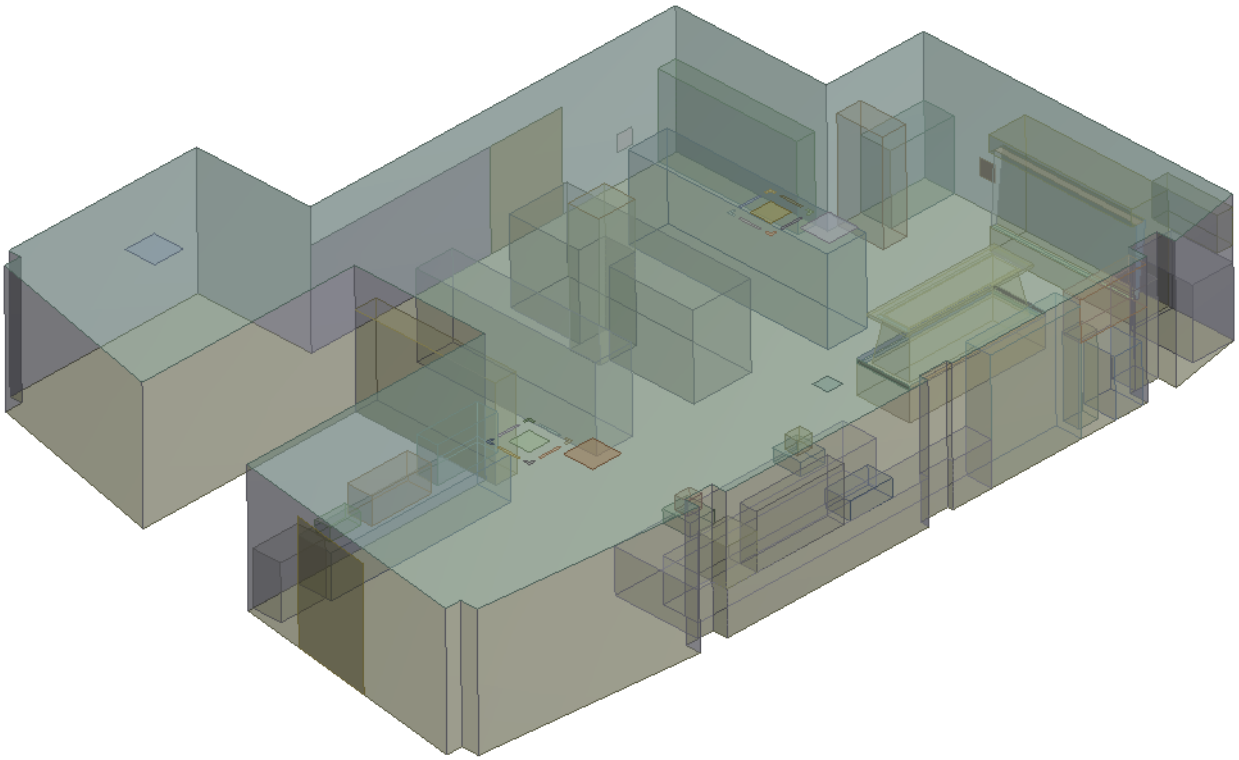


圖 5.9 氣流模擬分析模型

5.6.2 邊界條件設定

本分析案例中採用 TESTO 多功能分析儀並搭配熱線式風速測棒、溫濕度測棒、表面溫度測棒進行現場量測，量測目標包括空調設備出風、回風，冷藏設備出風、回風，發熱設備與壁面的表面溫度，將其量測之風速及溫濕度結果作為 CFD 模擬之相關條件參數。

5.6.3 外界接觸面

本分析案例以春夏之際使用情形做為模擬條件，現場有三面玻璃牆，其中一面附自動玻璃門。其輸入邊界條件如下圖 5.10 所示。

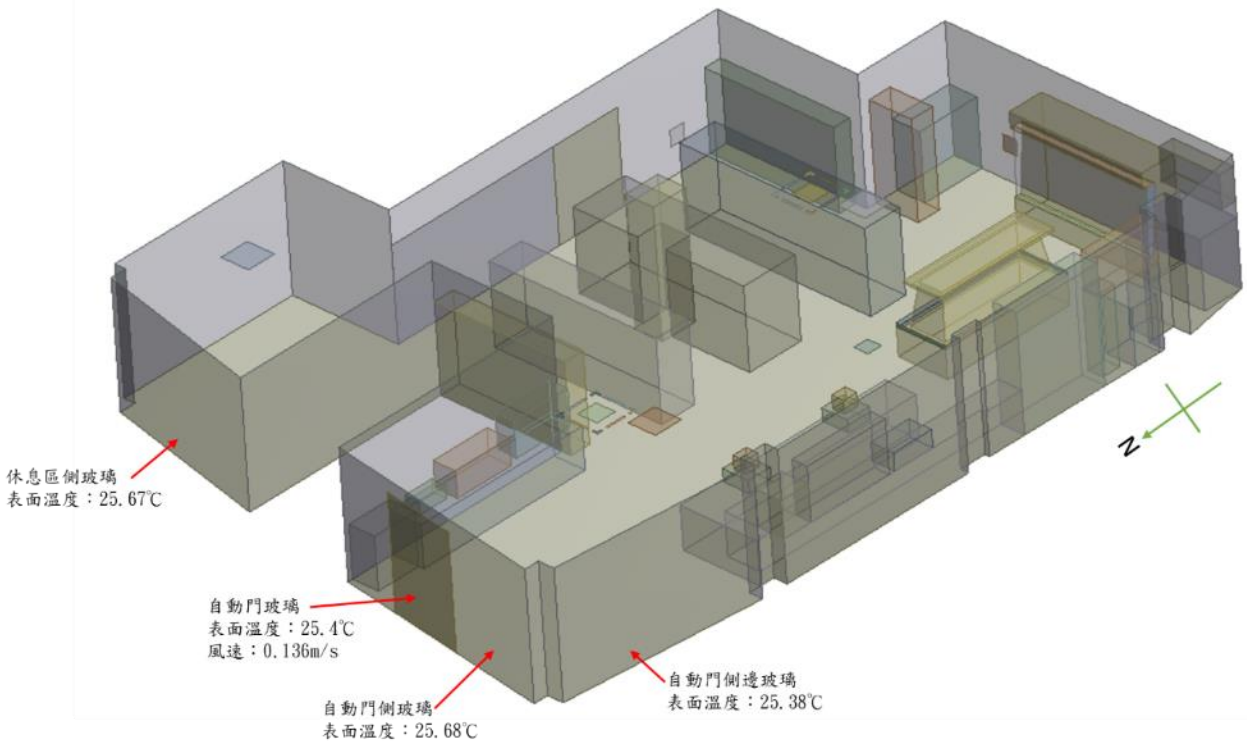


圖 5.10 對外開口邊界條件

5.6.4 空調設備出風、回風口

現場設有 2 台天花板嵌入型全方吹空調機、1 個擴散型出風口、1 個格柵式出風口、2 個室內回風口，風速量測會受到大量的因素干擾，使得風速在出風口截面上的每一點風速並不相同，一般而言，風速設計值會選在性能曲線的中間，使其運轉效率達到最高。本次邊界條件採用量測數據之加權平均值，並以性能曲線中間點做為基準值進行微調。最後針對風口截面積與模型風口面積之差異進行修正，下圖 5.11 為空調設備的邊界條件設定。

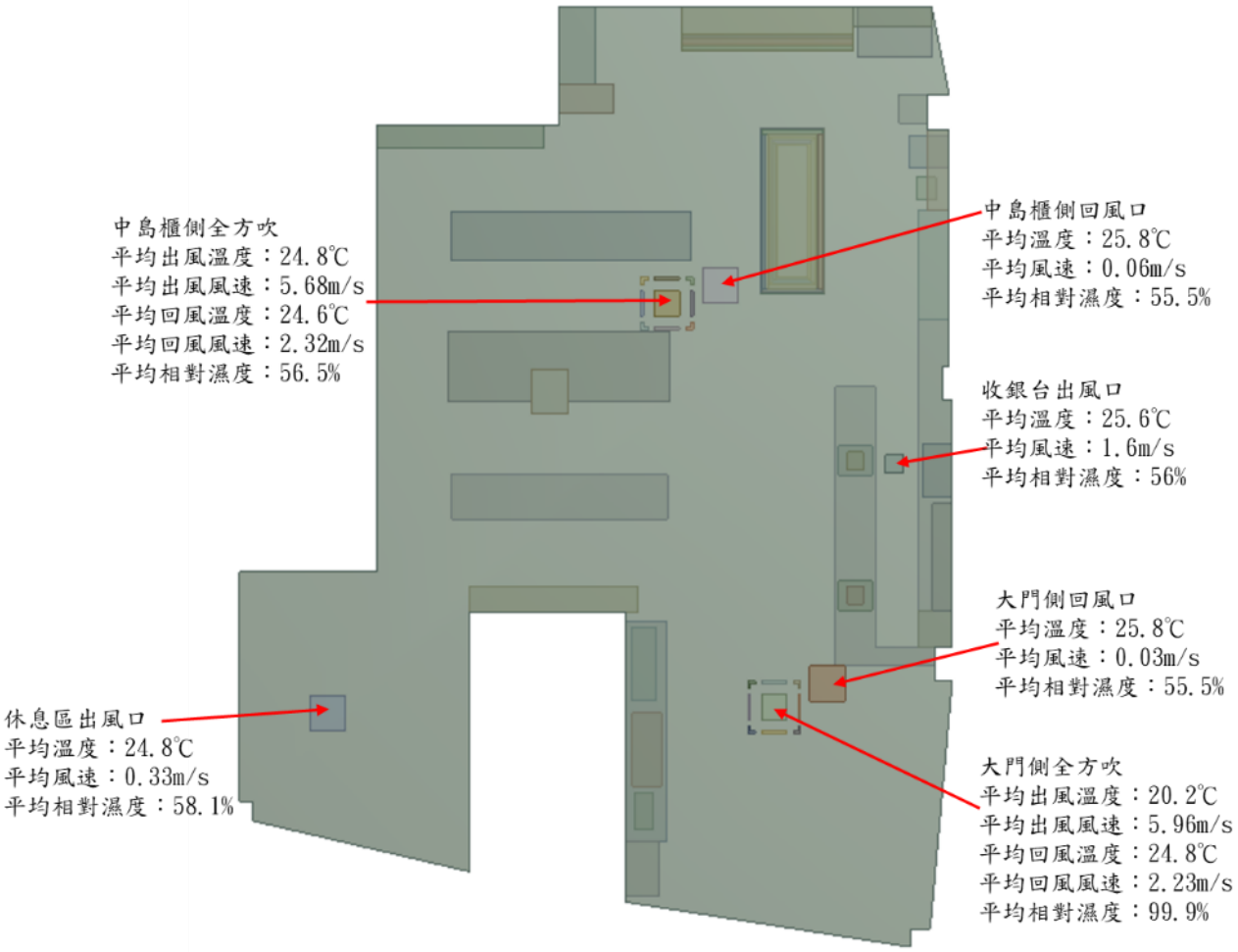


圖 5.11 空調設備邊界條件

5.6.5 冷藏設備

便利商店內部有 1 個冷藏中島櫃與 3 個 3 尺開放式展示櫃，中島櫃 4 面皆有出風口與回風口，其中一面因放置的食品需求溫度不同，與另外 3 面有明顯差別。3 台開放式展示櫃連成一體，所以出風口與回風口邊界條件以平均值設定，下圖 5.12 為冷藏設備的邊界條件設定。

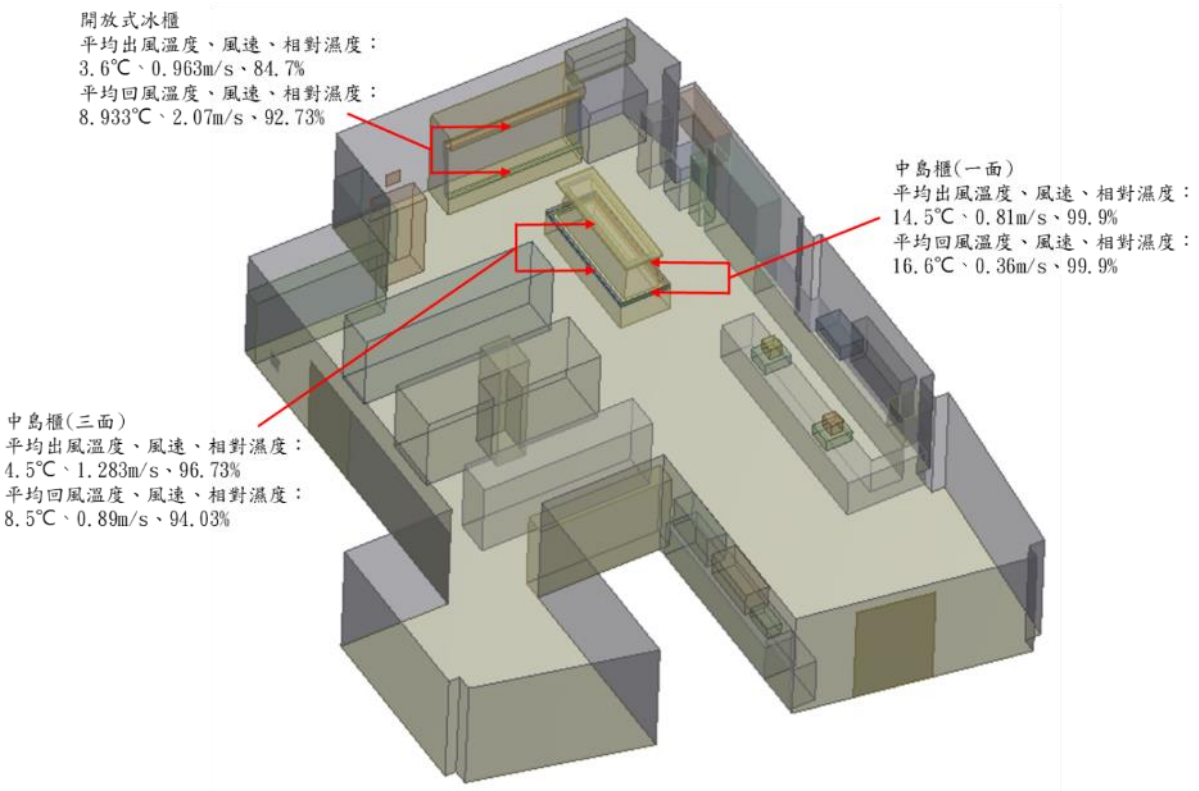


圖 5.12 冷藏設備邊界條件

5.6.6 室內發熱源

便利商店內部主要的發熱來源為熱食區、印表機區、人員。熱食區的設備表面溫度明顯比其他區域設備表面溫度高，印表機區主要發熱源為印表機與 Famiport 電腦，發熱設備的邊界條件以表面溫度的平均值設定，圖 5.13 為

室內發熱設備的邊界條件設定。人員的發熱量根據 ASHRAE Standard 55-人類居住的熱環境條件中，1 個人坐著休息時的發熱量為 58.2W/m^2。

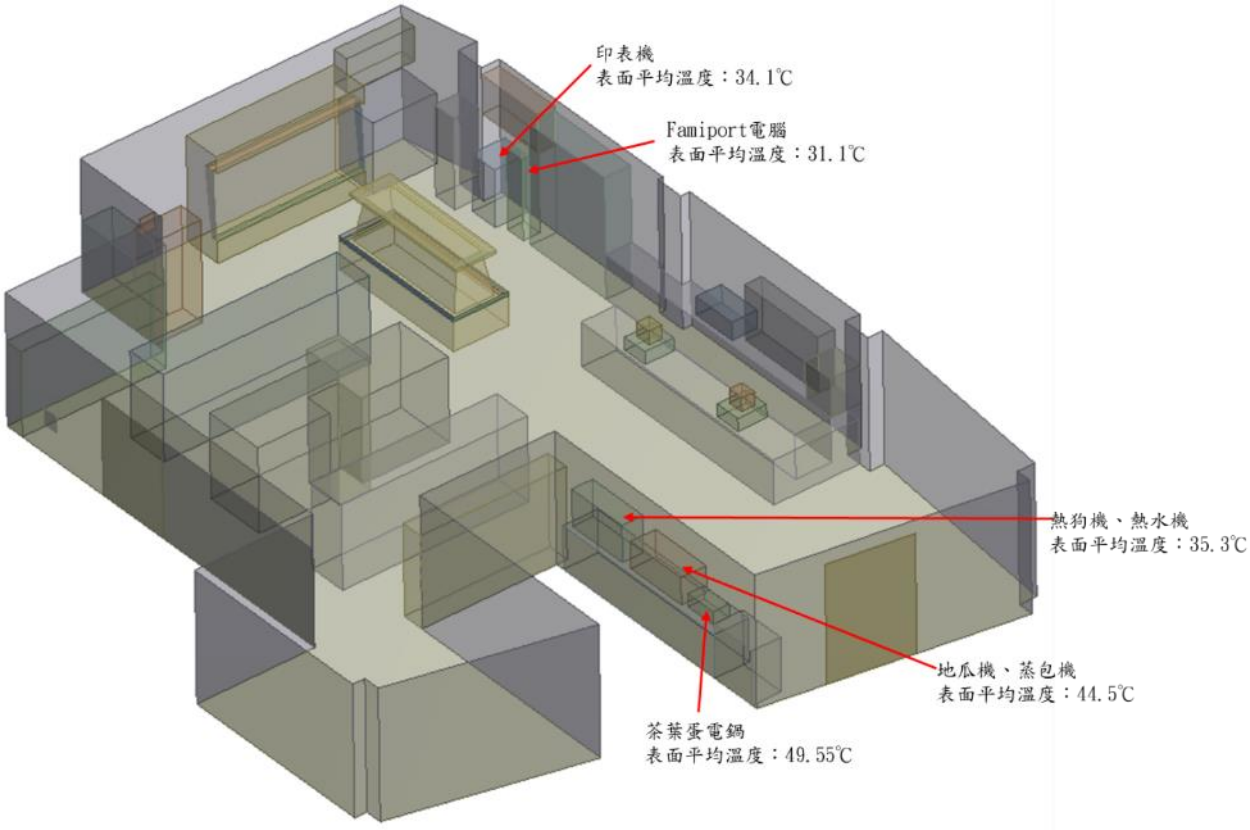


圖 5.13 發熱設備邊界條件

5.6.7 相對濕度設定

關於相對濕度設定採取物種設定，模擬流體採用乾空氣及水蒸汽之混和物。以相對濕度及莫耳分率之關係式進行轉換，以做為模擬邊界條件輸入：依據理想氣體方程式 PV = nRT

其中 R 為理想氣體常數

$$R = 8.31432 \times 10^3 \frac{\mathrm{N \cdot m}}{\mathrm{kmol \cdot K}}$$

$$X_v = \frac{n_{vapor}}{n_{vapor} + n_{dry\ air}} = \frac{\frac{n_{vapor}RT}{V}}{\frac{(n_{vapor} + n_{dry\ air})RT}{V}} = \frac{P_{vapor}}{P_{vapor} + P_{dry\ air}} \tag{10}$$

$$P_{vapor} = \psi \times P_{sat} \tag{11}$$

n 為摩耳數，X_v 即為莫耳分數，ψ 為相對濕度

5.7 氣簾洩漏改善方法

針對開放式展示櫃與中島櫃的氣簾出風口參數進行調整，以改善氣簾的冷空氣洩漏情況，依冷藏設備商品層板的傾斜度為根據，調整氣簾出風口的角度，開放式展示櫃出風調整為朝外 6.35°，如圖 5.14 所示，中島櫃出風調整為朝外 9.22°，如圖 5.15 所示。

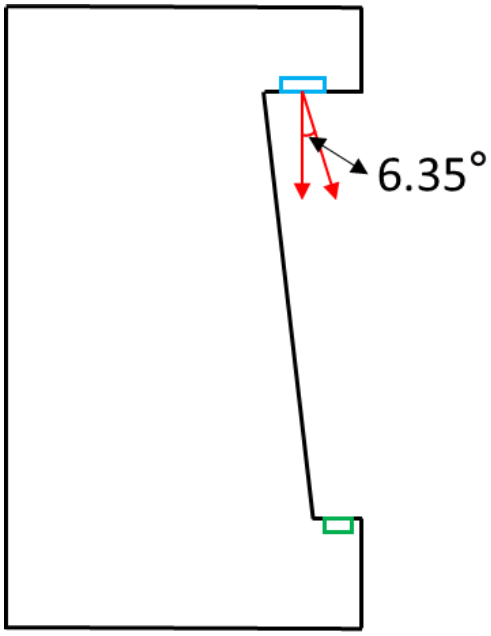


圖 5.14 開放式展示櫃出風傾斜角度

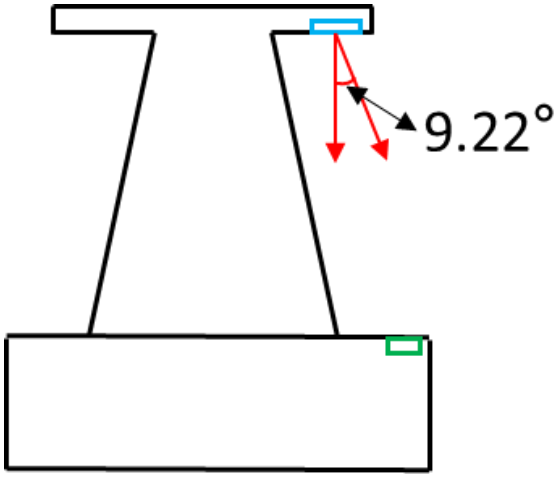


圖 5.15 中島櫃出風傾斜角度

5.8 網格獨立測試

良好的網格分佈與適當的格點數目都很重要，在不影響計算精準度的前提下，適切的網格分佈可以使得用較少的網格數有效捕捉真實情況。本分析案例便利商店之數值模擬中，求解穩態不可壓縮流場之溫度與速度場。根據便利商店複雜的流場結構與濃度之解析程度，其速度、壓力等參數變化設計適當分佈的格點。數值網格的建立是解析過程中最重要的步驟，尤其是模擬中流場參數變化較劇烈之區域，若賦予不適當的網格形狀、分佈及數目可能導致計算誤差及迭代過程不穩定，甚至造成數值發散的結果。而在物理條件不變的情況下，模擬空間內取的格點數越多，其數值計算的結果越精確；雖然如此，過多的空間格點數會增加電腦數值模擬的運算數量與時間，而對模擬的精確度並無顯著提升。網格精密度將決定數值預測的精準度，因此靠近邊界以及冷藏設備附近網格處理要格外小心。本分析案例數值模型中，網格的平均長度約為 0.1m。為避免生成不同大小網格產生長寬比太大的情形，計算區域內網格的大小由空調設備附近格點逐步向外擴大。本文數值計算中，穩態流場收斂殘值變數準確到 10^{-3}，並且整體質量進出計算區域差值小於 0.3%確保達到質量守恆。本分析案例檢驗分析數值網格的獨立性，用以確定模擬結果不會因網格設置疏密不同而改變計算結果。圖 5.16 為便利商店模型之數值網格示意圖，本分析案例針對空間格點探討網格的平均長度，在 X, Y, Z 方向各減少與增加 20%的格點數，分別以 2,530,232、3,601,388、5,655,871 三種不同格點數的便利商店模型進行室內環境溫度與相對濕度的比較，用以確

認 3,601,388 格點已具備良好網格獨立性，計算使用的電腦為 Intel Core® i7 X900-3.47GHz (128GB RAM)的工作站，通常計算需要 16 小時的（CPU）計算時間。

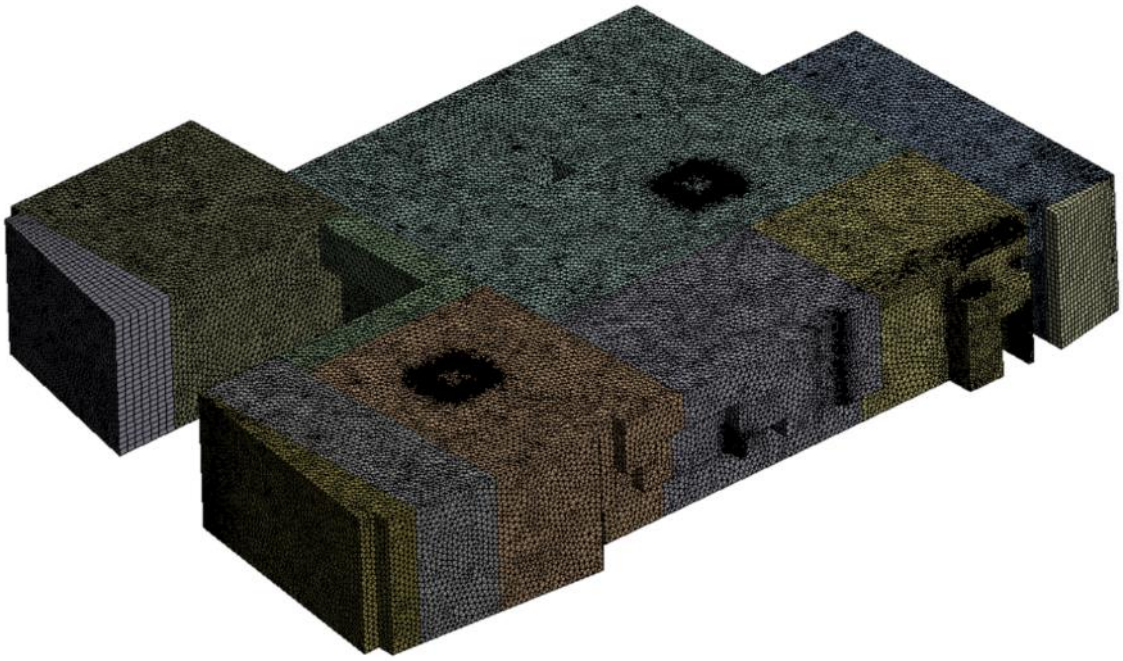


圖 5.16 便利商店模型之數值網格示意圖

5.9 模擬結果與量測比較

在進行便利商店冷藏設備氣簾破壞分析之前，必需用實際量測結果來驗證數值模擬分析之準確性。因觀察氣簾是否被破壞時，溫度與速度是至關重要的參數，若溫度場模擬失真將嚴重影響冷藏設備氣簾被破壞的準確性。故本分析案例以各量測點溫度參數為基準，進行實際量測數值與 CFD 模擬值之比對，以驗證模擬結果之準確性。故以冷藏設備附近的佈點量測數值做為量測的參考點進行與模擬的比對。冷藏中島櫃高度為 1.39m，開放式冰櫃高度為 1.95m，本文佈點於離地 1.5m 的冷藏設備附近與室內其他環境點。圖 5.17 為離地 1.5m 之平面溫度分布圖，由表 5.1 模擬預測溫度誤差皆在±5.0％範圍內。表示理論模型與計算流體力學軟體確實能夠合理預測便利商店內各點溫度分佈情形，並可進而分析探究冷藏設備是否有氣簾被破壞的情形。

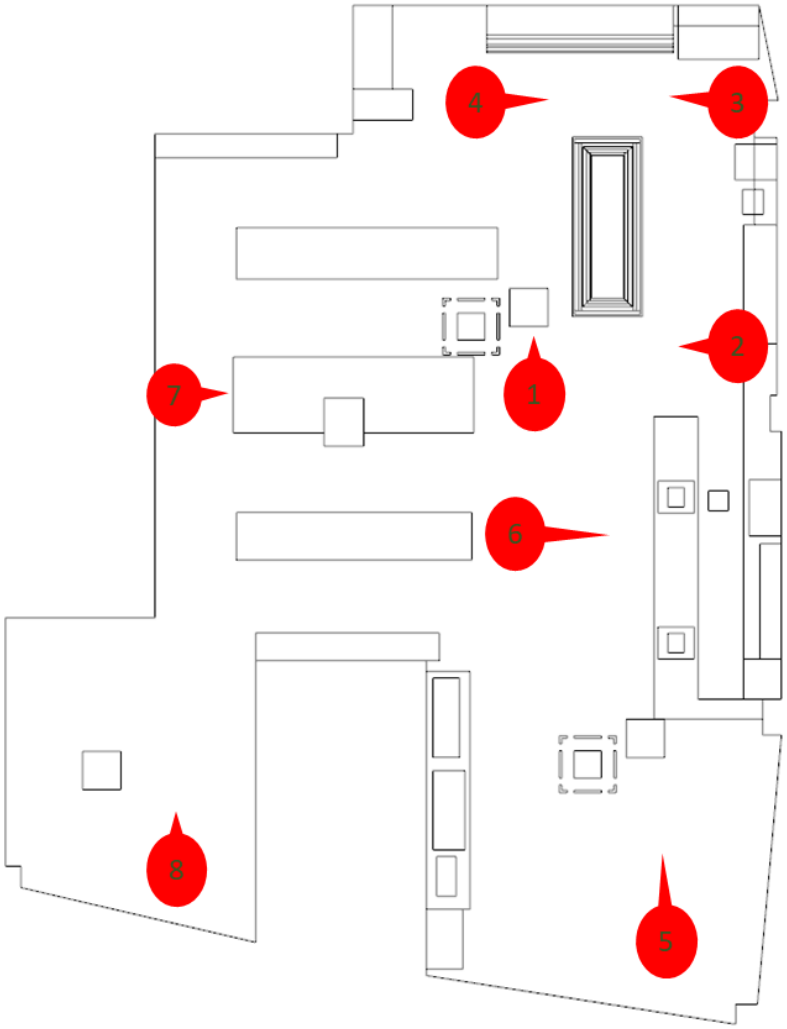


圖 5.17 離地 1.0m 之平面溫度點位圖

表 5.1 模擬與量測值比較

編號	模擬℃	量測℃	誤差%
1	24.0	24.7	3.0%
2	24.0	24.9	3.5%
3	24.4	25.2	3.1%
4	24.5	24.9	1.4%
5	24.7	25.5	3.0%
6	24.1	24.9	3.1%
7	24.2	25.4	4.9%
8	25.3	25.9	2.5%

5.10 結果與討論

5.10.1 溫度場分析

圖 5.18 到圖 5.21 分別為離地 0.5m、1.0m、1.5m、2.0m 三種不同模式下的平面溫度分佈圖，Base Case 為目前現況的模擬室外條件為 25.4℃，Case01 為模擬大門敞開時風進入室內環境的狀況，Case02 為模擬當夏季室外高溫 35℃ Base Case 模擬的結果，由結果顯示與實際量測數值是相仿的。圖 5.18 可以發現冷藏設備區域明顯有較低的溫度，因冷藏設備出風的洩漏，導致低溫的空氣往下沉降囤積在下方，使得該區域出現低溫的情況，其值約在 18.5℃至 20.4℃之間。由 Case01 可以發現，由門口往室內灌進的風，較高的溫度有往內擴散的現象。由 Case02 可以發現，由於室外的高溫從門縫進入室內，使得門口區域產生明顯的溫升，其區域值約在 28.1℃至 33.2℃之間，平均高出 Base Case 約 5℃。整體而言靠近天花板處溫度都高於樓地板溫度，由圖 5.21 靠近門口的天花板嵌入型全方吹有明顯較低的溫度從出風口出吹，靠近中島櫃的天花板嵌入型全方吹，因當天為送風狀態，出風溫度與室內溫度相仿，從溫度分布圖看不出有明顯的出風。

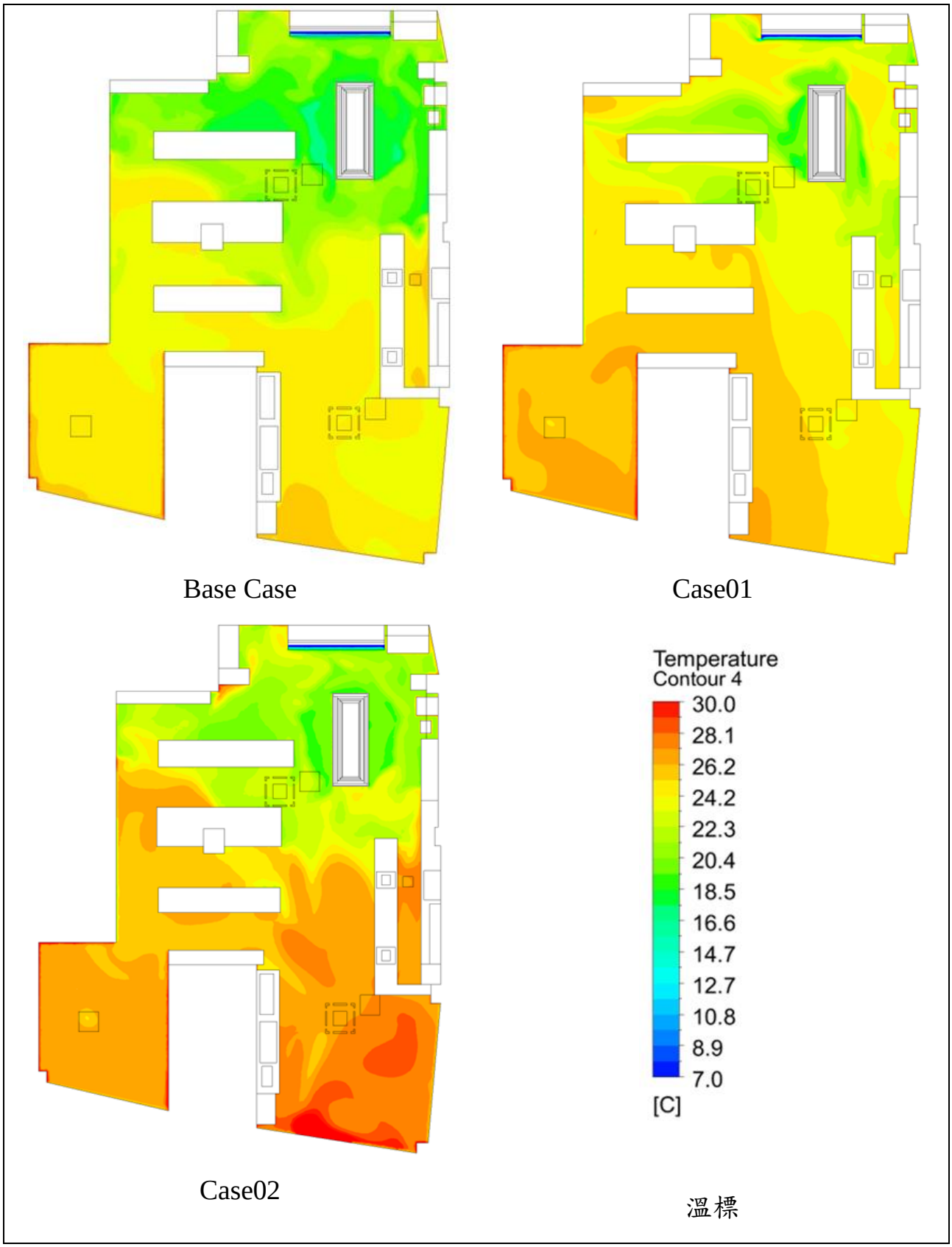


圖 5.18 離地 0.5m 之平面溫度分佈圖

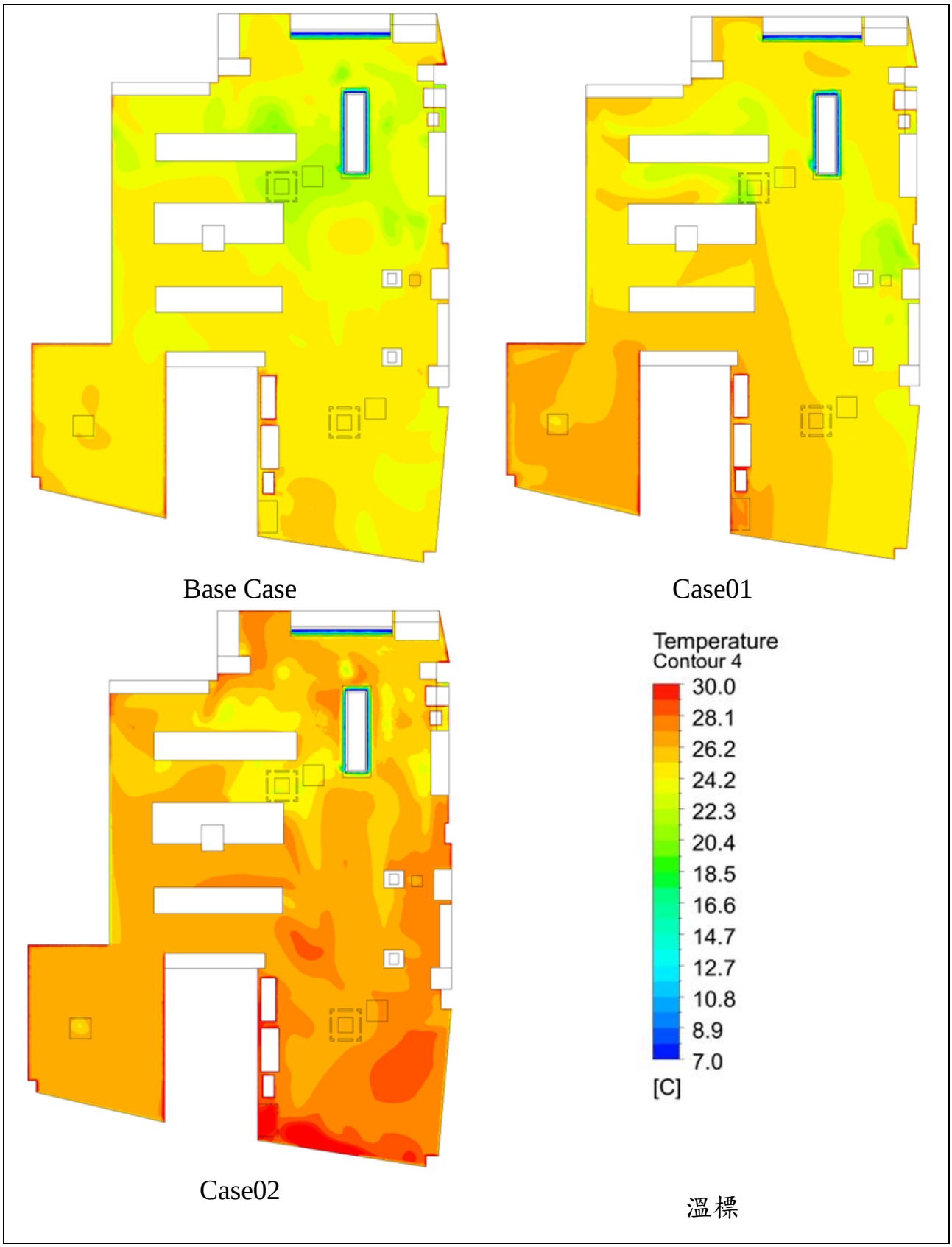


圖 5.19 離地 1.0m 之平面溫度分佈圖

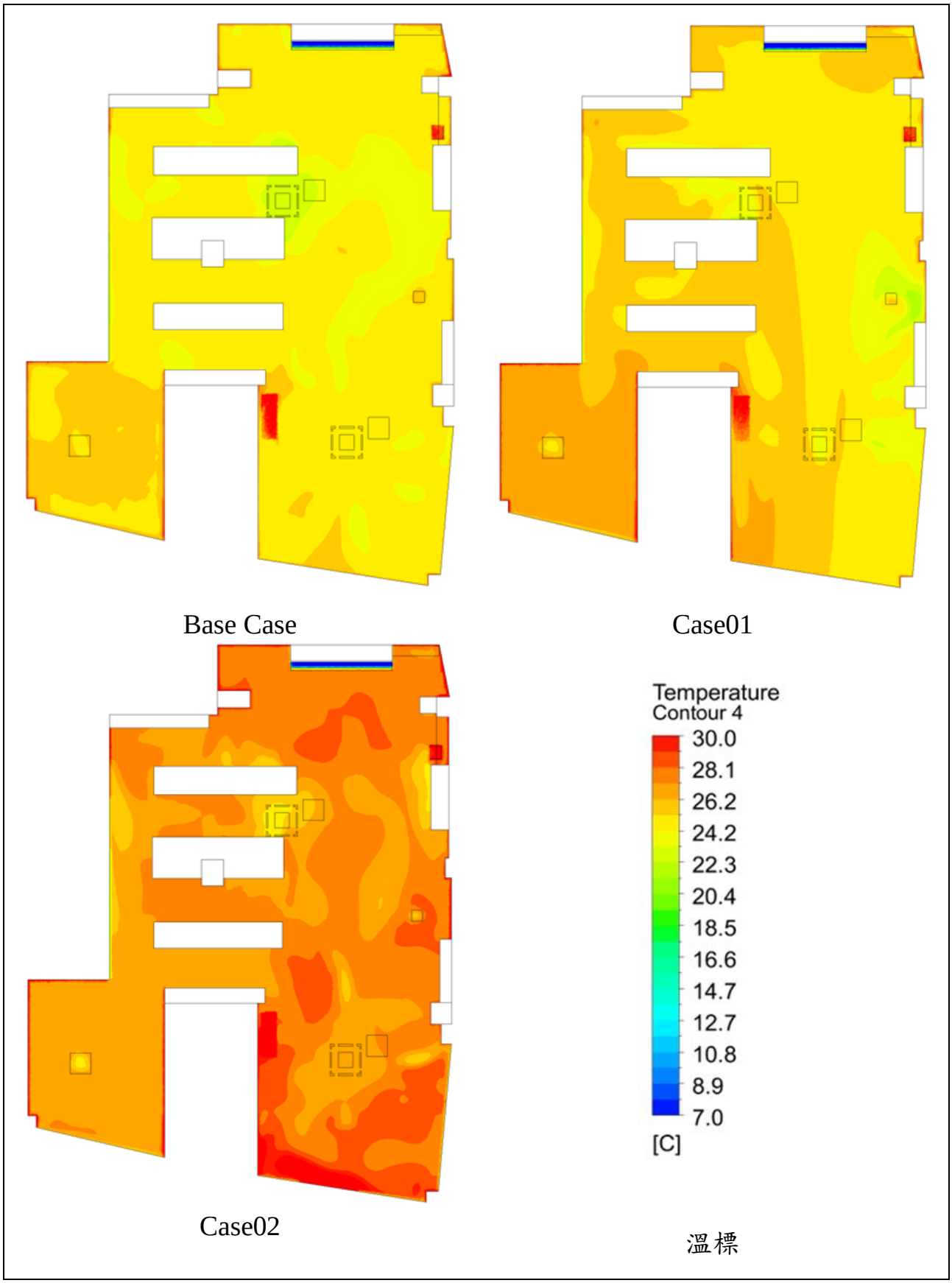


圖 5.20 離地 1.5m 之平面溫度分佈圖

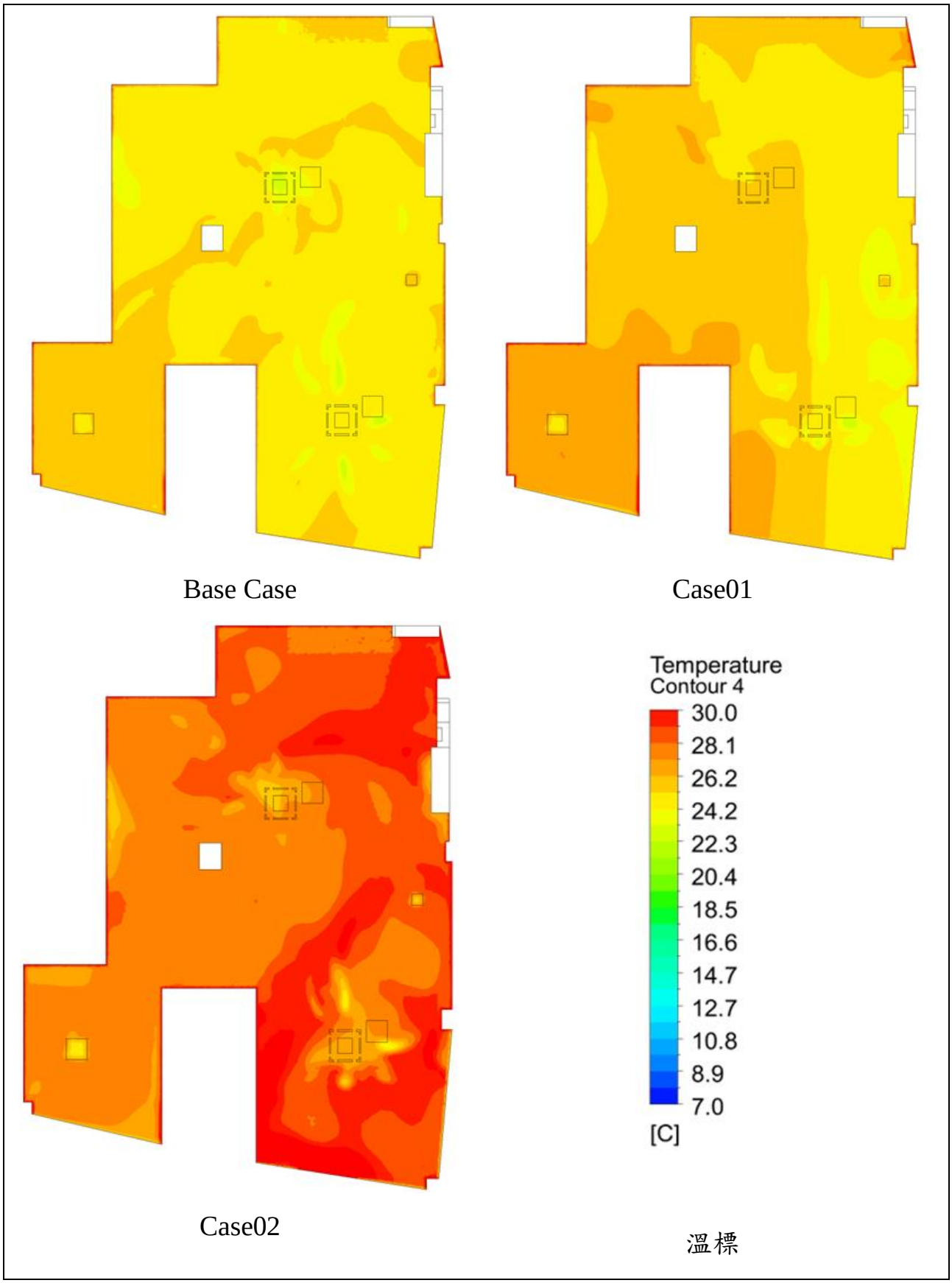
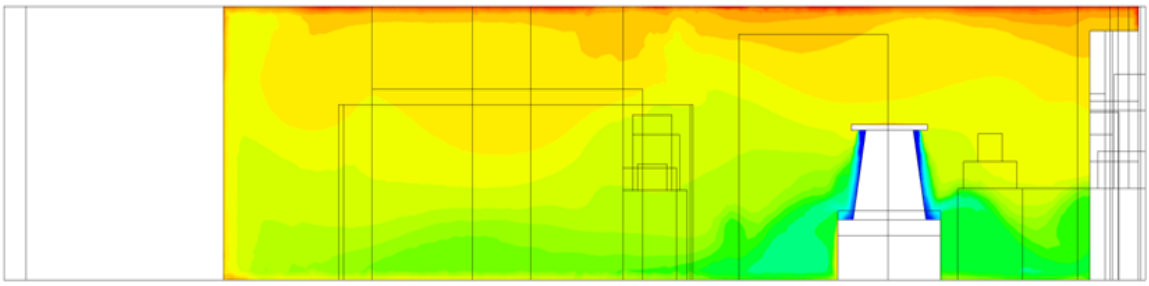
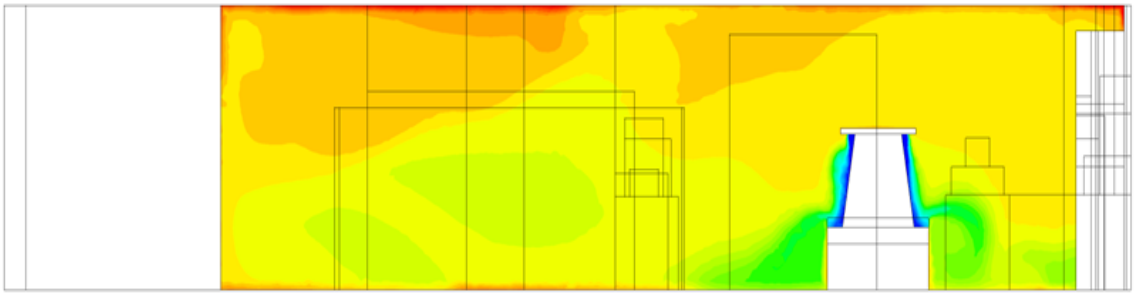


圖 5.21 離地 2.0m 之平面溫度分佈圖

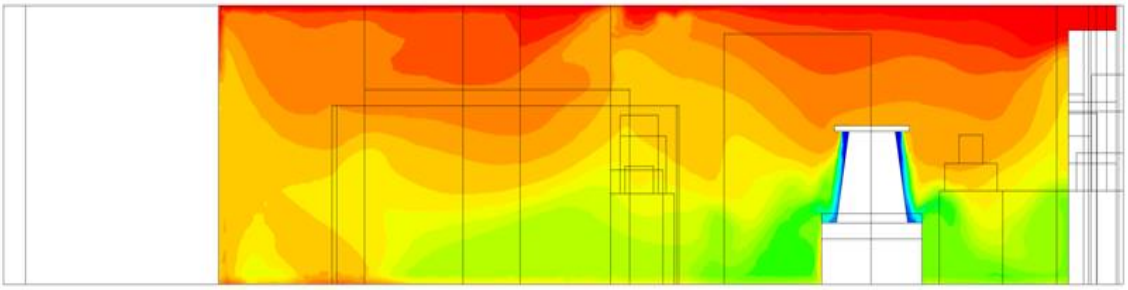
圖 5.22 為東西向切面在 10.5m 之平面溫度分佈圖，中島櫃東西側有明顯較低的溫度場，出風溫度介於 6.3℃至 8.5℃之間，由溫度場可以看出有明顯的氣簾產生。Case01 大門開啟時對東西向的氣簾影響似乎不大。



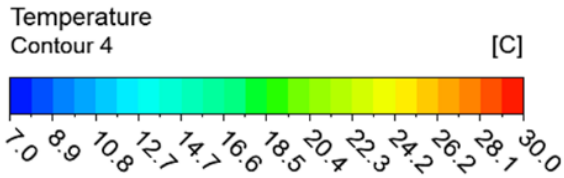
Base Case



Case01



Case02



溫標

圖 5.22 東西向切面 10.5m 之平面溫度分佈圖

圖 5.23 為南北向切面在 3.2m 之平面溫度分佈圖，中島櫃南側與東西側相仿出風溫度介於 6.3℃至 8.5℃之間，北側因放置食品溫度需求得不同，所產生氣簾溫度介於14.5℃至16.3℃之間。開放式冰櫃出風溫度介於3.6℃至5.1℃之間，由溫度場可以看出有明顯的氣簾產生。

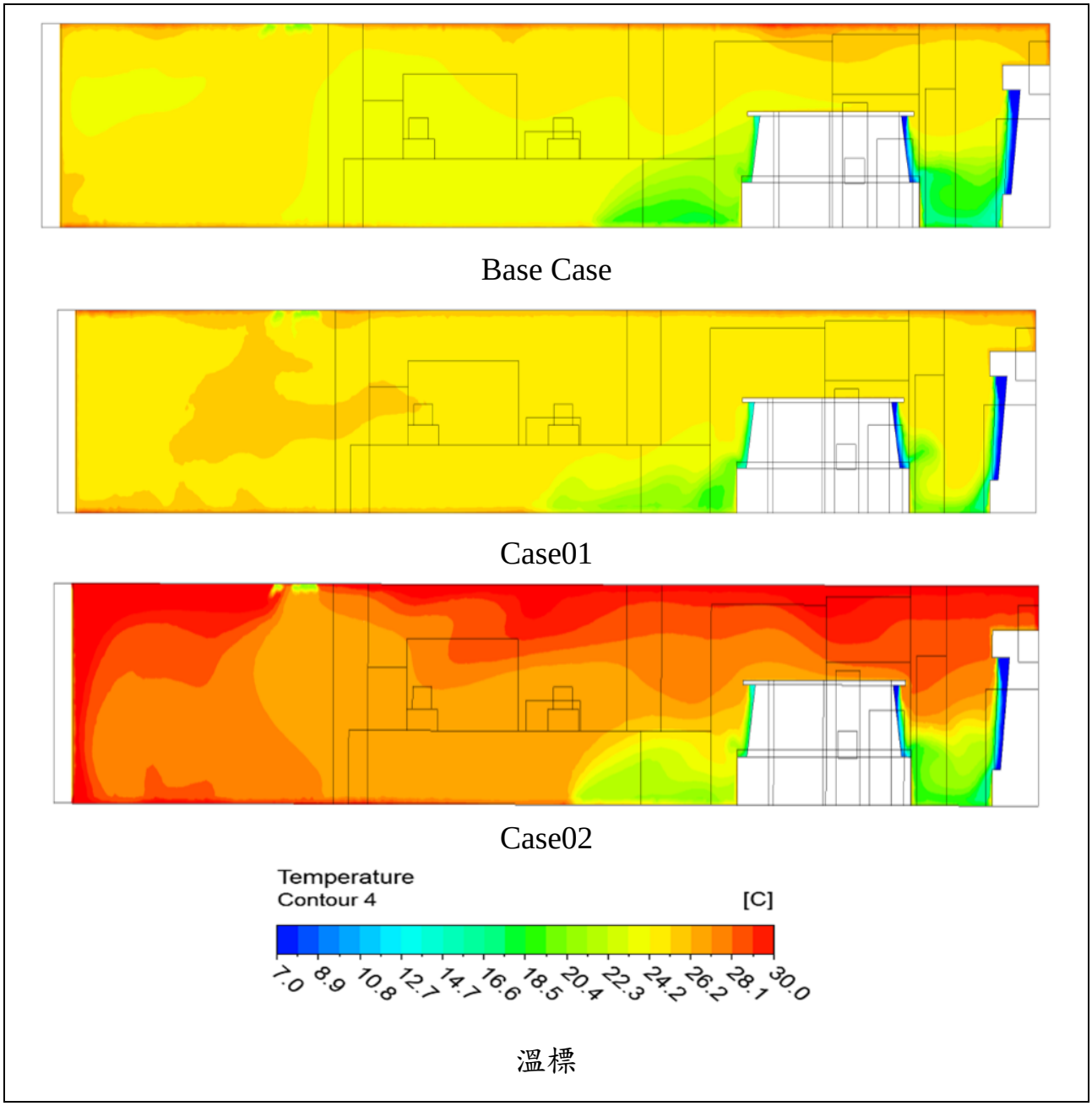


圖 5.23 南北向切面 3.2m 之平面溫度分佈圖

5.10.2 速度場分析

圖 5.24 到圖 5.27 分別為離地 0.5m、1.0m、1.5m、2.0m 三種不同模式下的平面速度分佈圖，Base Case 模擬室外 0.136m/s，Case01 模擬大門敞開時風進入室內環境條件為 1.0m/s，Case02 為模擬當夏季室外高溫 35℃空氣由門縫進入到室內條件為 0.136m/s。由圖 5.27，越靠近天花板可以看出天花板嵌入型全方吹的出風風速越高，也能明顯看出哪些出風口是封閉的。Case01 當大門開啟時，由門口吹進來的風，受到門口休息區天花板嵌入型全方吹的影響，因靠近熱食區出風口是封閉的，使風的方向有往熱食區吹的趨勢，而不是往休息座位區方向移動。天花板嵌入型全方吹附近的速度場，因門口吹進來的風使出風方向都有往裡面帶的趨勢，導致整理室內的流場受到很嚴重的影響。當大門無開啟時，室內的出風與回風風量是達平衡的，但如果大門開起時如圖 5.24 Case01 所示，可以發現大門所出進來得風會由員工辦公室與倉庫上門的開口流出，以達室內的質量守恆。

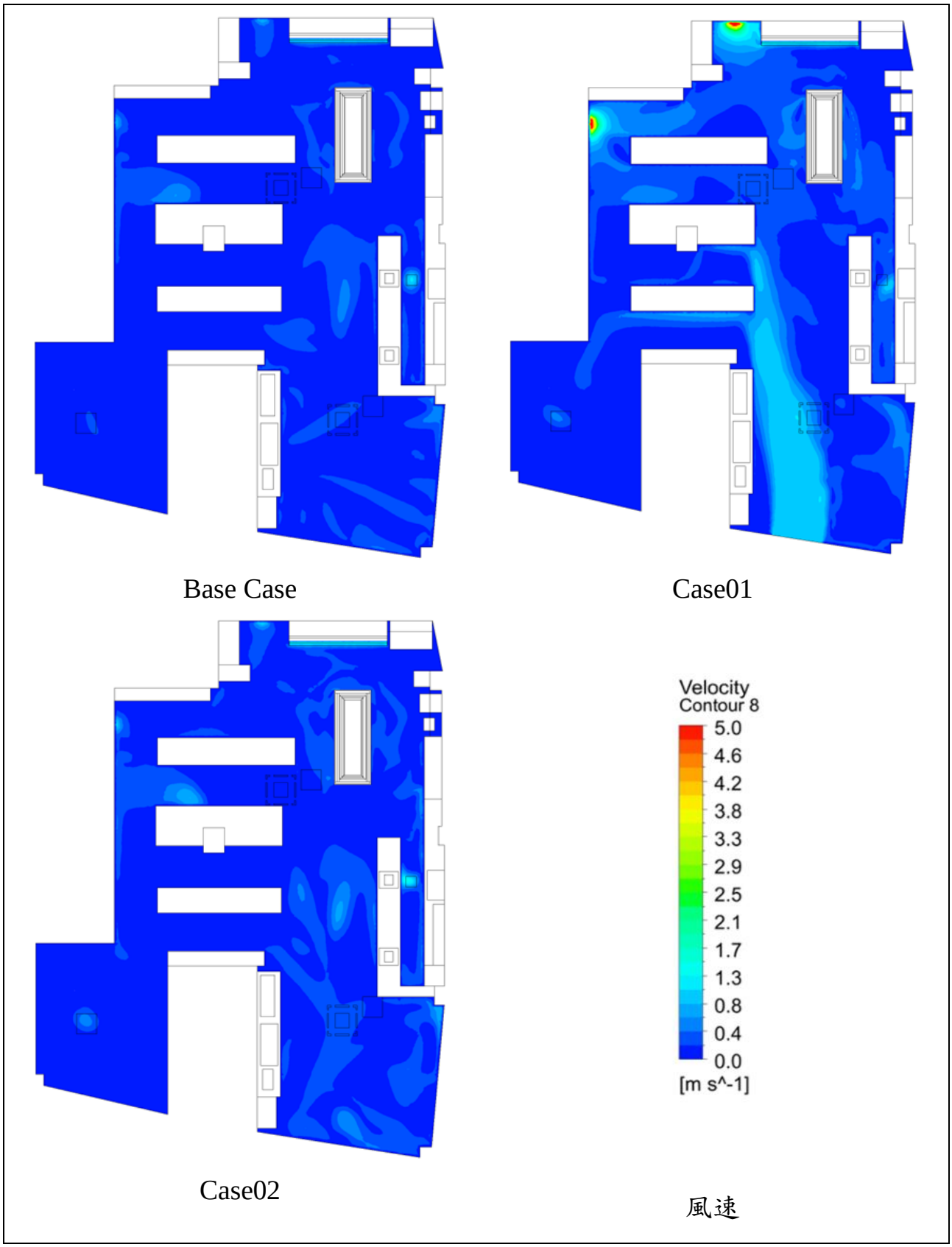


圖 5.24 離地 0.5m 之平面速度分佈圖

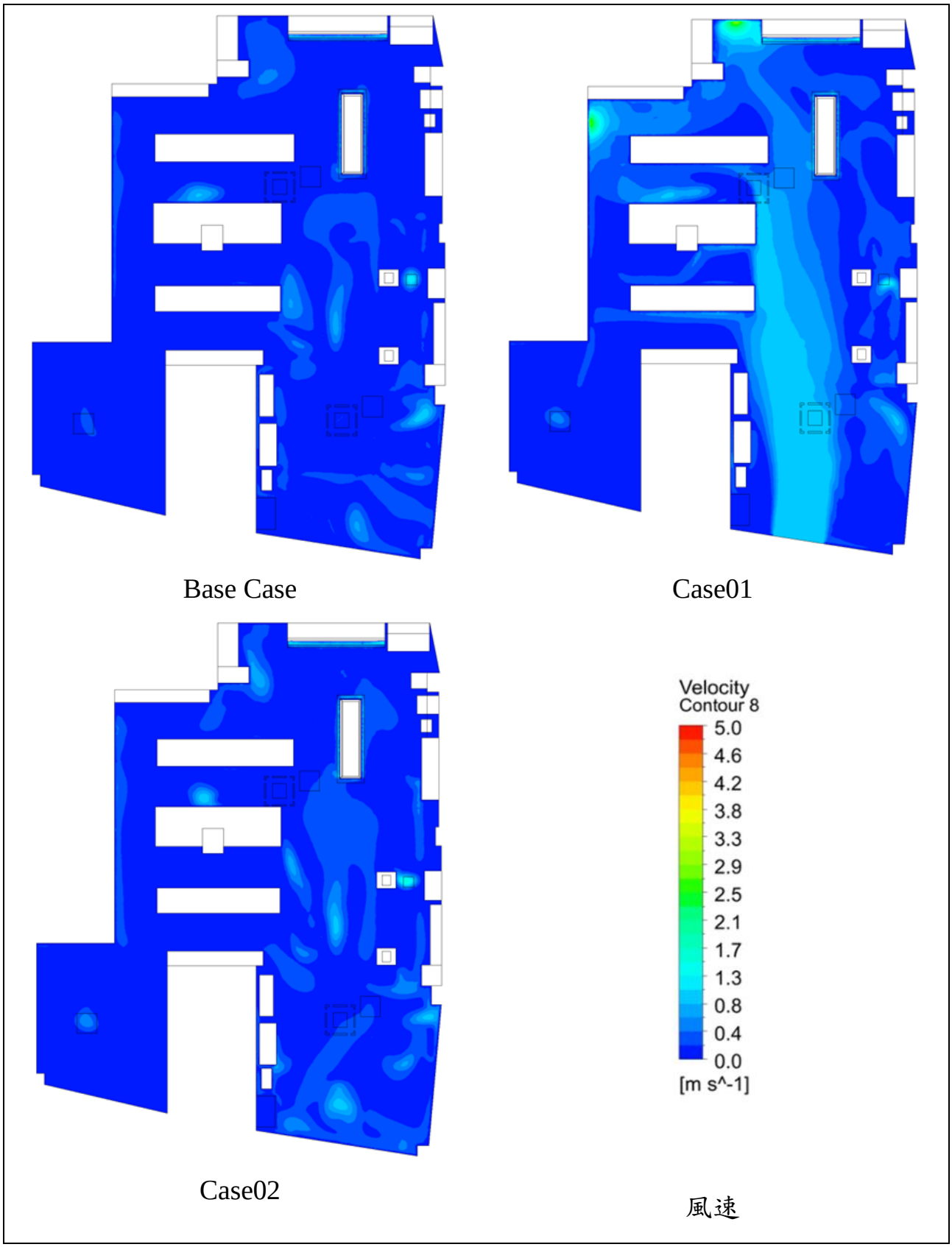


圖 5.25 離地 1.0m 之平面速度分佈圖

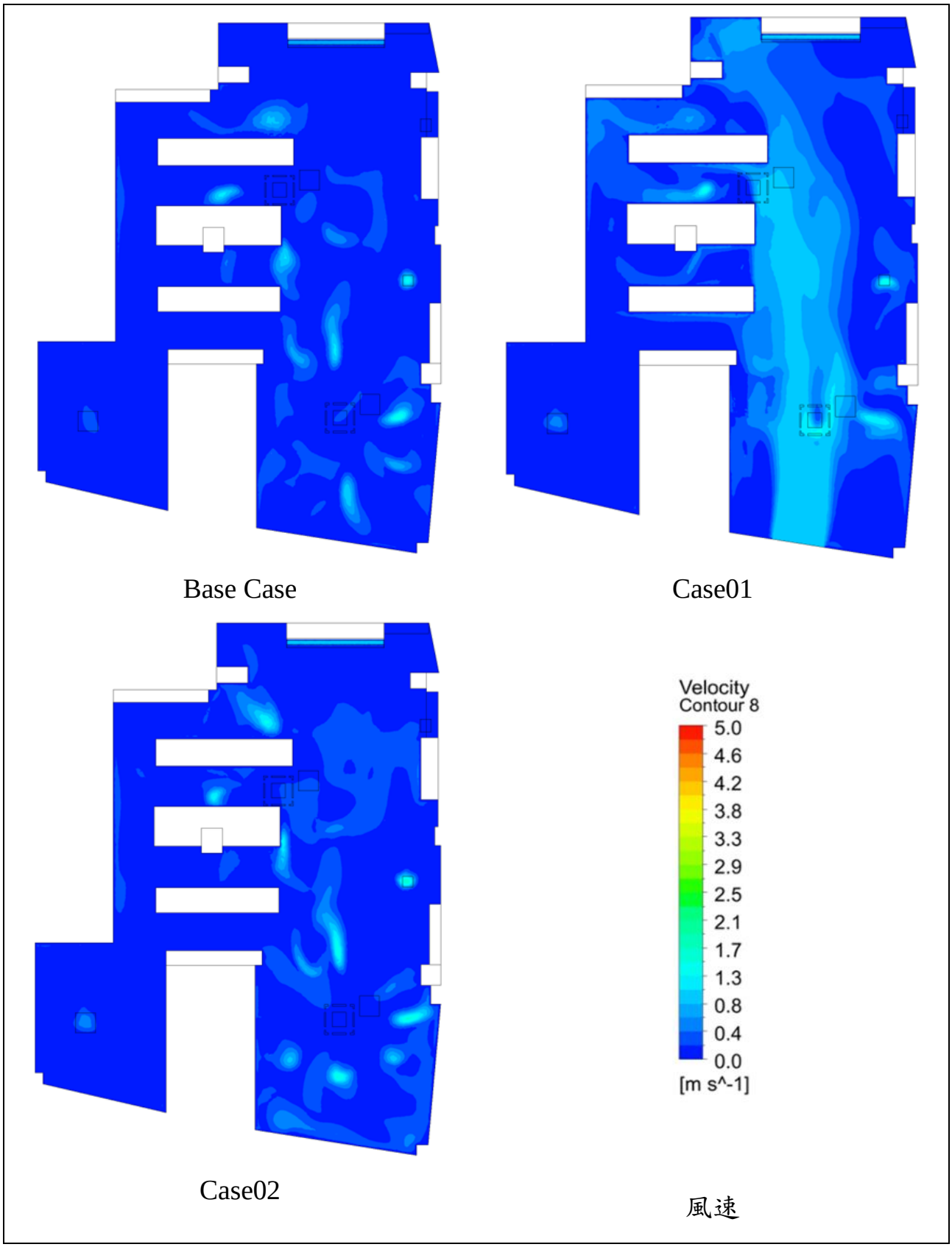


圖 5.26 離地 1.5m 之平面速度分佈圖

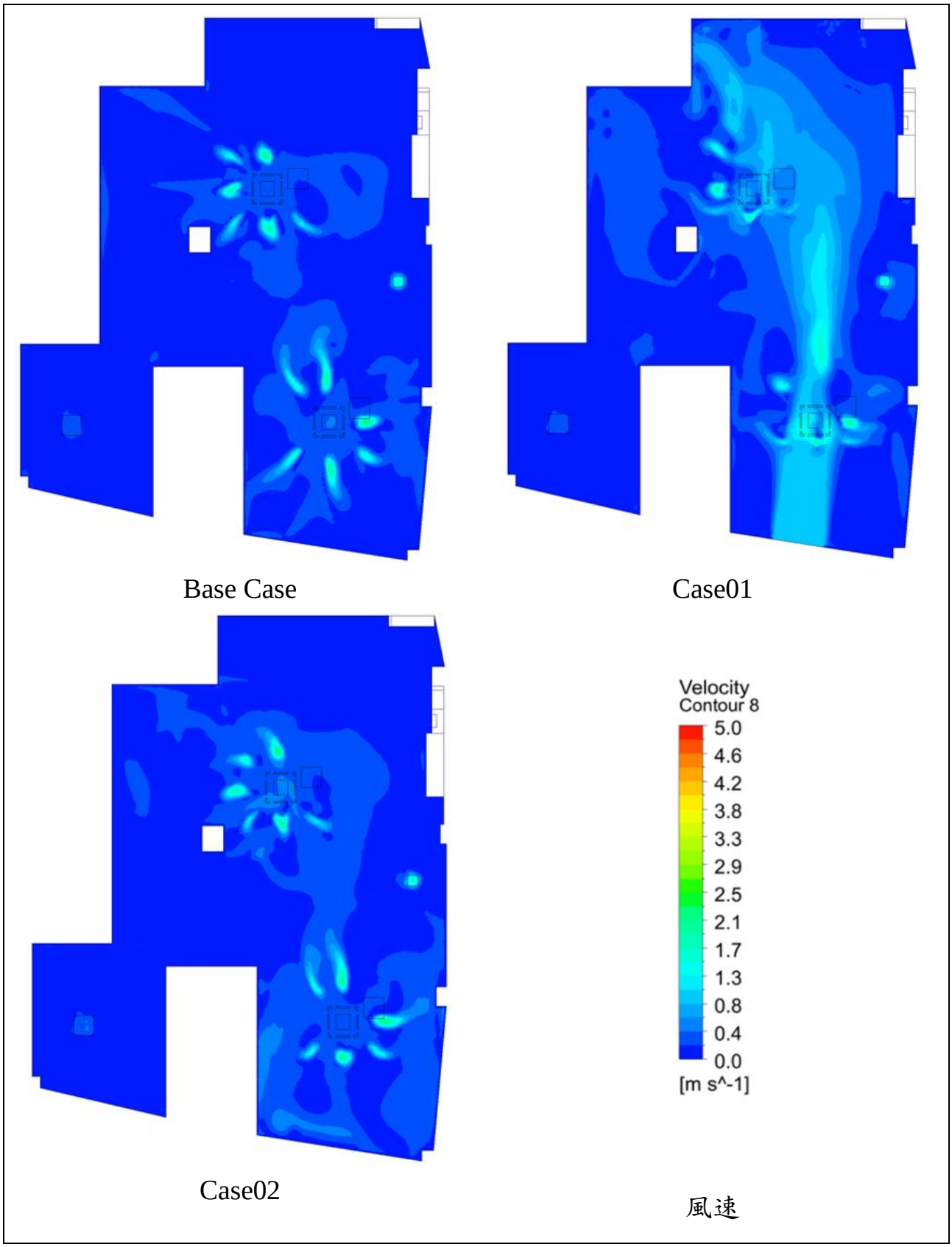


圖 5.27 離地 2.0m 之平面速度分佈圖

圖 5.28 為東西向切面在 10.5m 之平面速度分佈圖，由結果顯示中島櫃東西側有明顯氣簾產生，Case01 當大門開啟時，對中島櫃氣簾附近的流場產生了影響，可能使得氣簾沒有其他模型來得扎實。

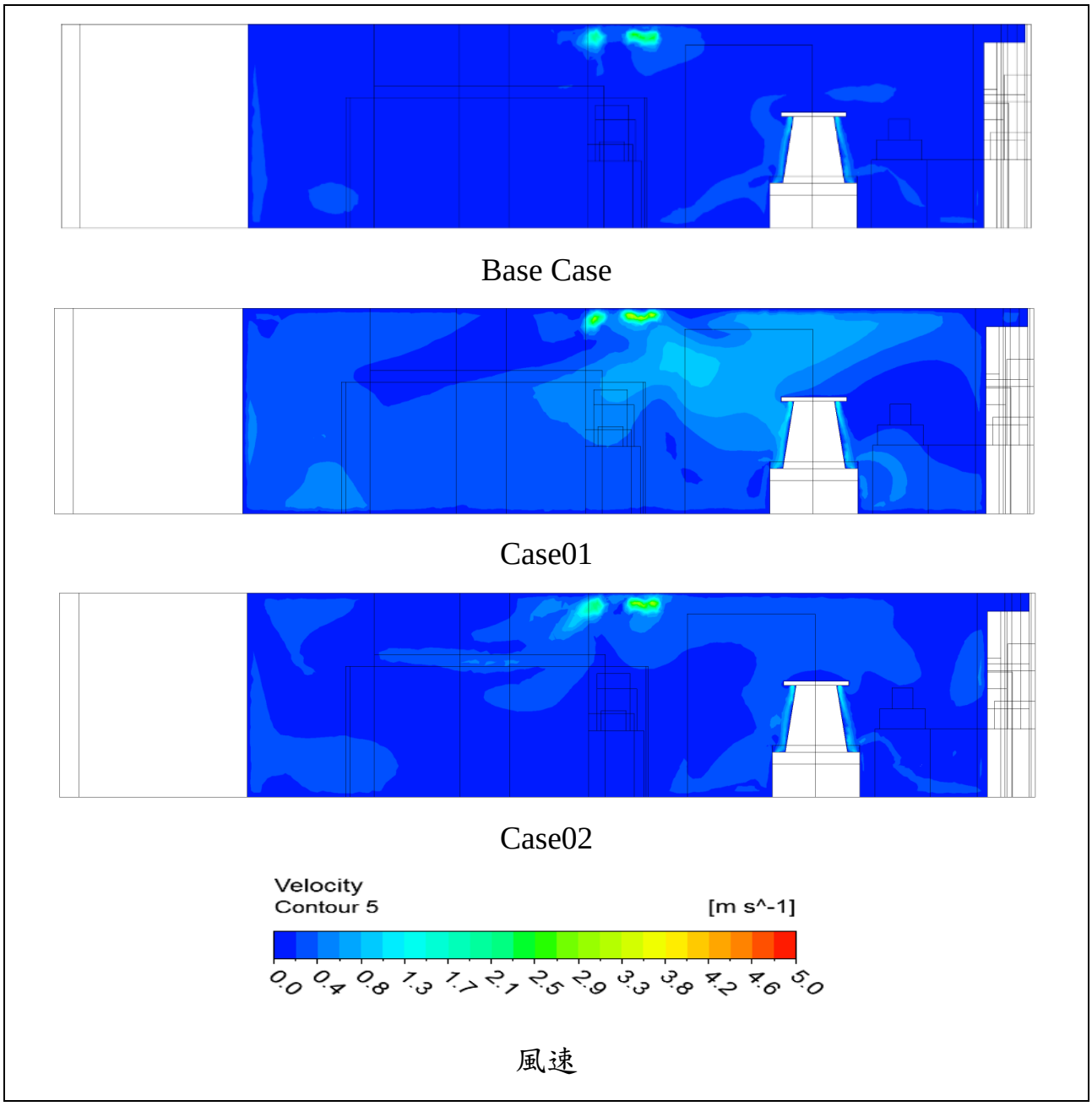


圖 5.28 東西向切面 10.5m 之平面速度分佈圖

圖 5.29 為南北向切面在 3.2m 之平面速度分佈圖，由結果顯示不管大門是否開起，對於開放式展示櫃的氣簾影響似乎不大，Case01 當大門開啟時，可以發現明顯有將天花板嵌入型全方吹出風往裡面帶的趨勢。

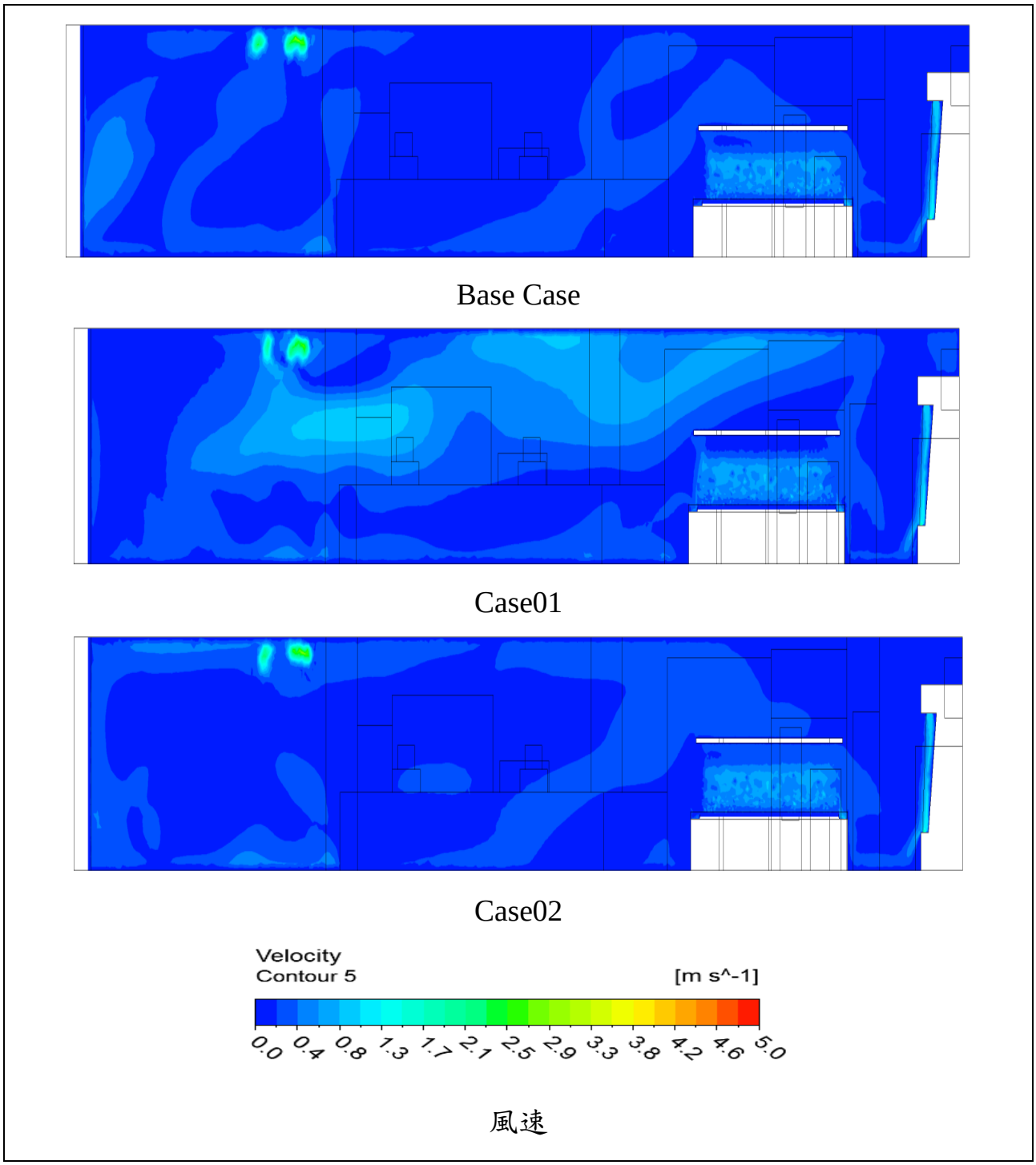


圖 5.29 南北向切面 3.2m 之平面速度分佈圖

5.10.3 相對濕度分析

圖 5.30 到圖 5.33 分別為離地 0.5m、1.0m、1.5m、2.0m 三種不同模式下的平面相對濕度分佈圖，Base Case 模擬室外進入室內相對濕度條件為 58%，Case01 模擬大門敞開時室外進入室內相對濕度條件為 58%，Case02 模擬當夏季室外高溫 35℃相對濕度 43%時狀況。當室外溫度較高時，其相對濕度是越低的，由 Case02 可以發現其門口處相對濕度約在 43~45%間；Base Case 其門口處相對濕度約在 51~53%間，兩者相比之下，Case02 的相對濕度約下降 7~9%。圖 5.30 Case01 當大門開啟時，室外空氣大量進入室內，使得靠近門口的整體相對濕度約 51~53%間，因受到門口休息區天花板嵌入型全方吹的影響，靠近熱食區出風口是封閉的，使風的方向有往熱食區吹的趨勢，造成門口區域有明顯兩個相對濕度區隔，冷藏設備區域受到門口吹進來的風影響，相對濕度相較其他兩組有明顯降低。

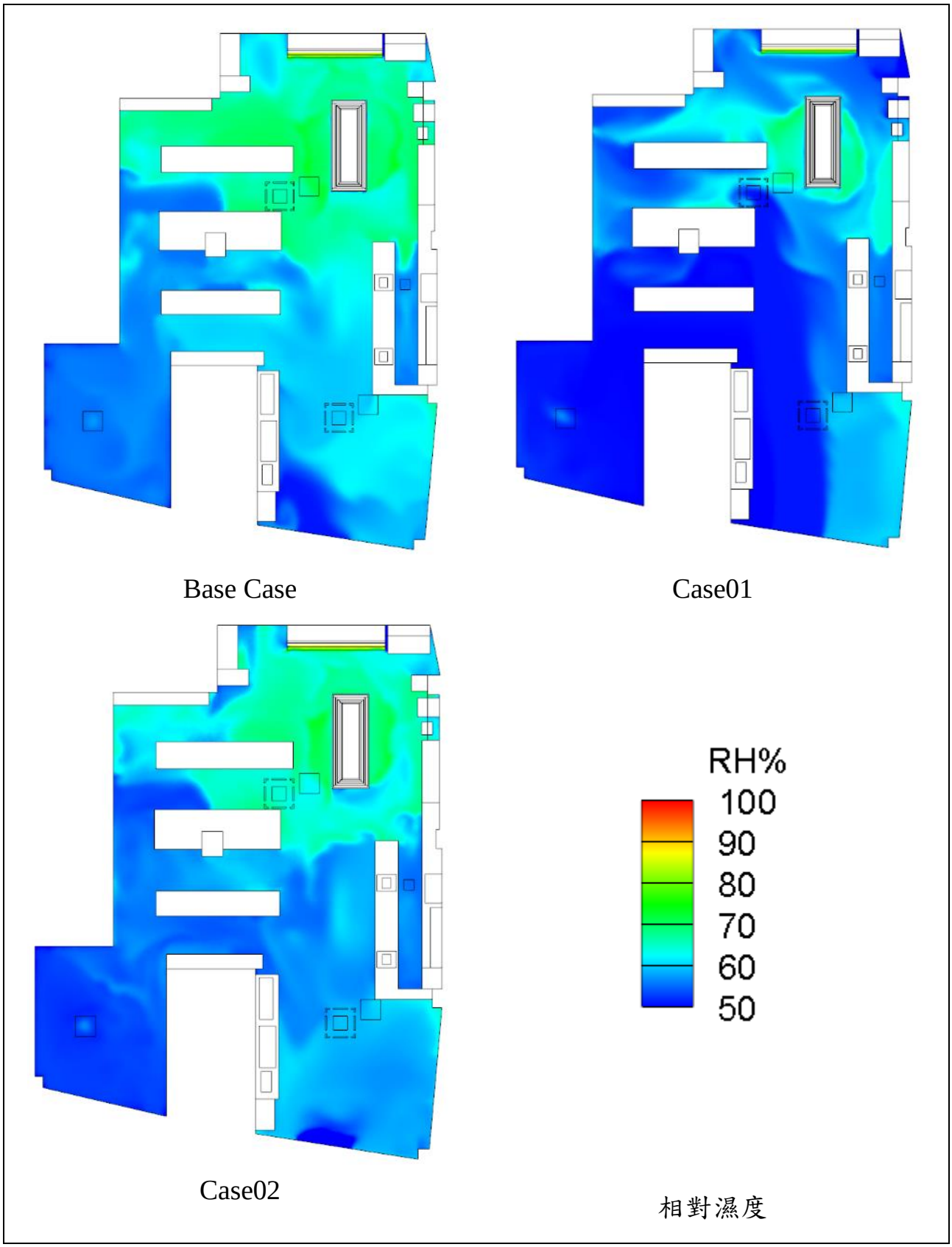


圖 5.30 離地 0.5m 之平面相對濕度分佈圖

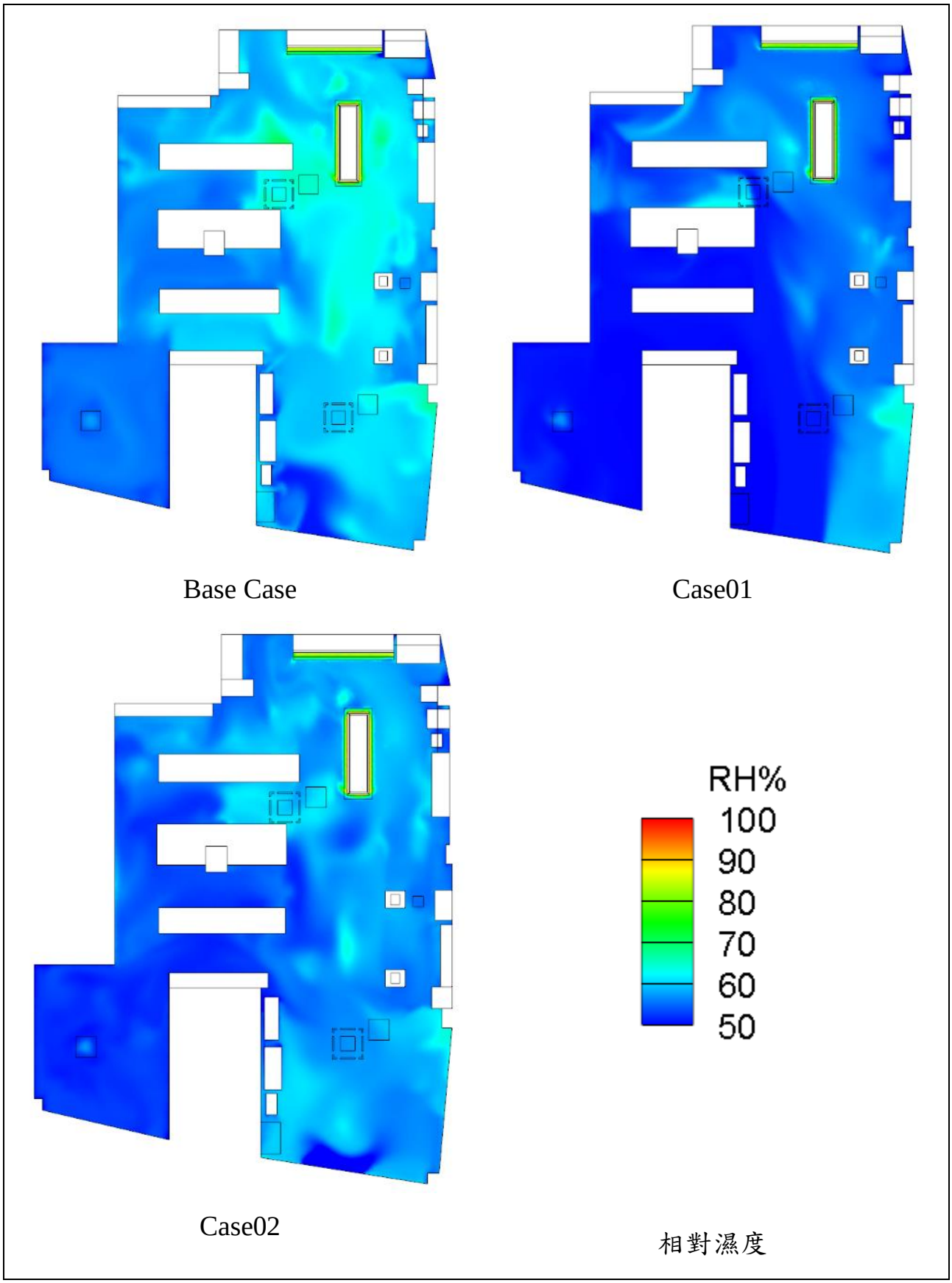


圖 5.31 離地 1.0m 之平面相對濕度分佈圖

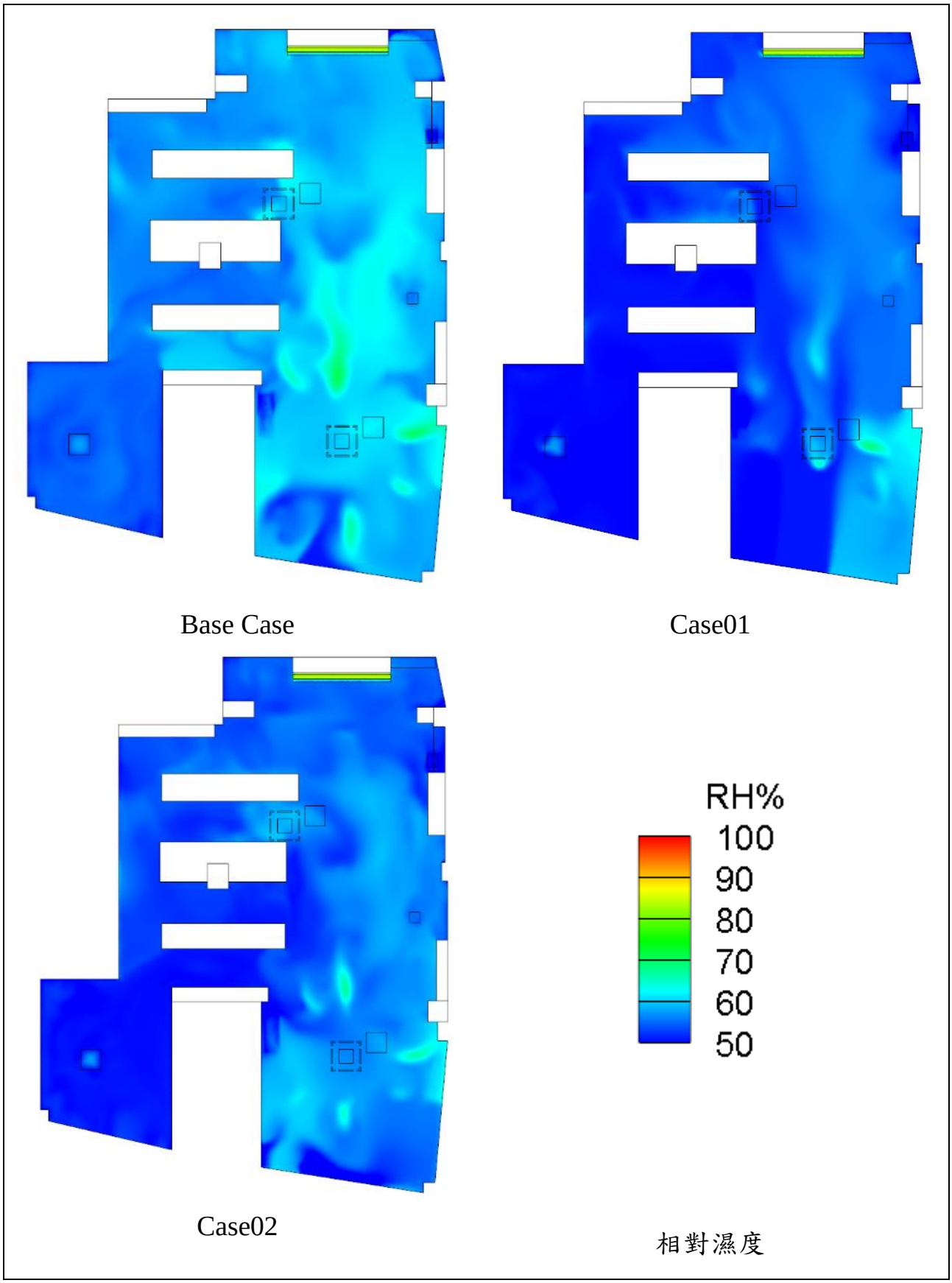


圖 5.32 離地 1.5m 之平面相對濕度分佈圖

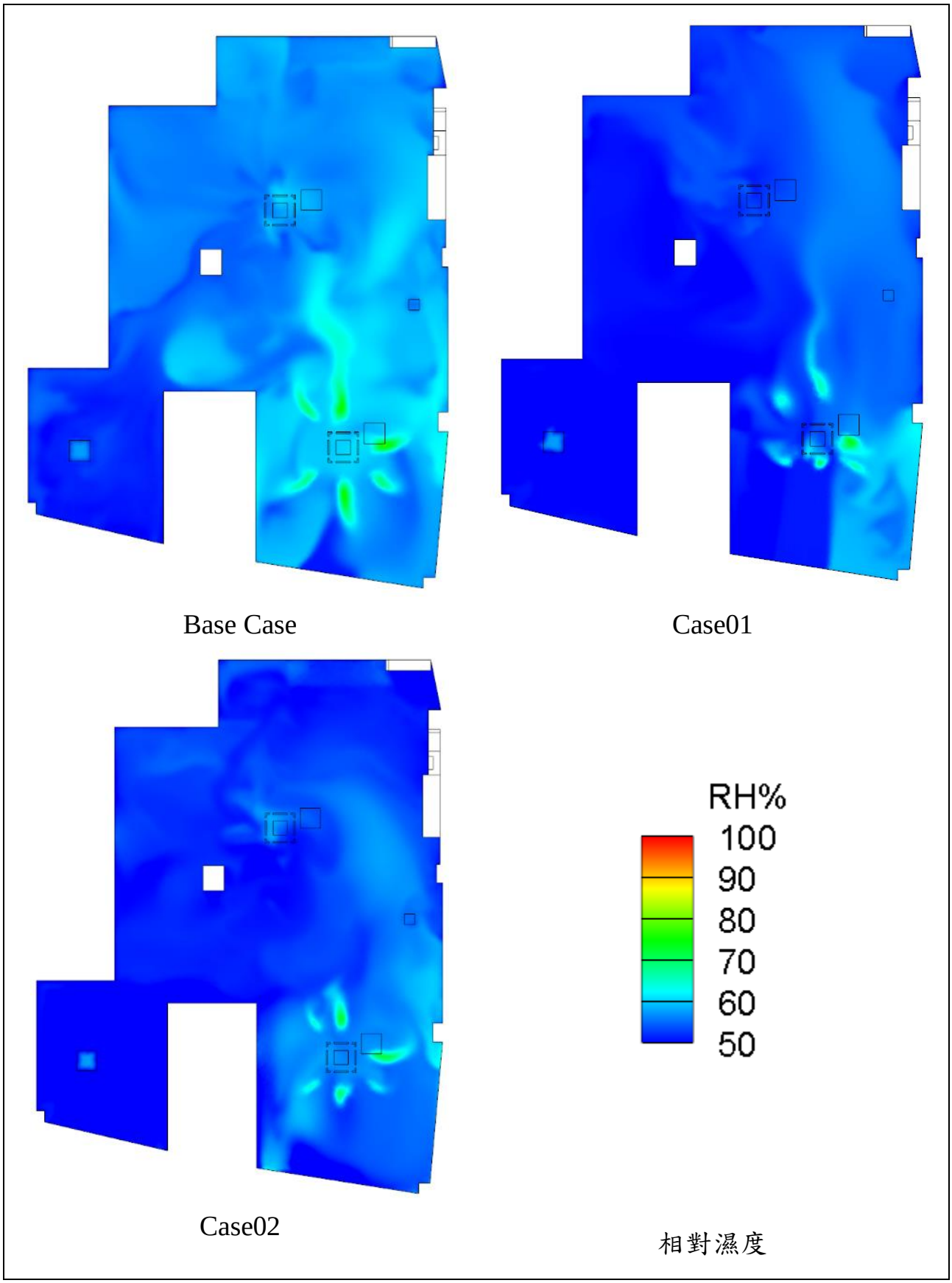


圖 5.33 離地 2.0m 之平面相對濕度分佈圖

圖 5.34 為東西向切面在 10.5m 之平面相對濕度分佈圖，由結果顯示中島櫃東西側相對濕度較環境整體相對濕度來得高，主要因為冷藏設備的低溫高濕的空氣外洩所導致。

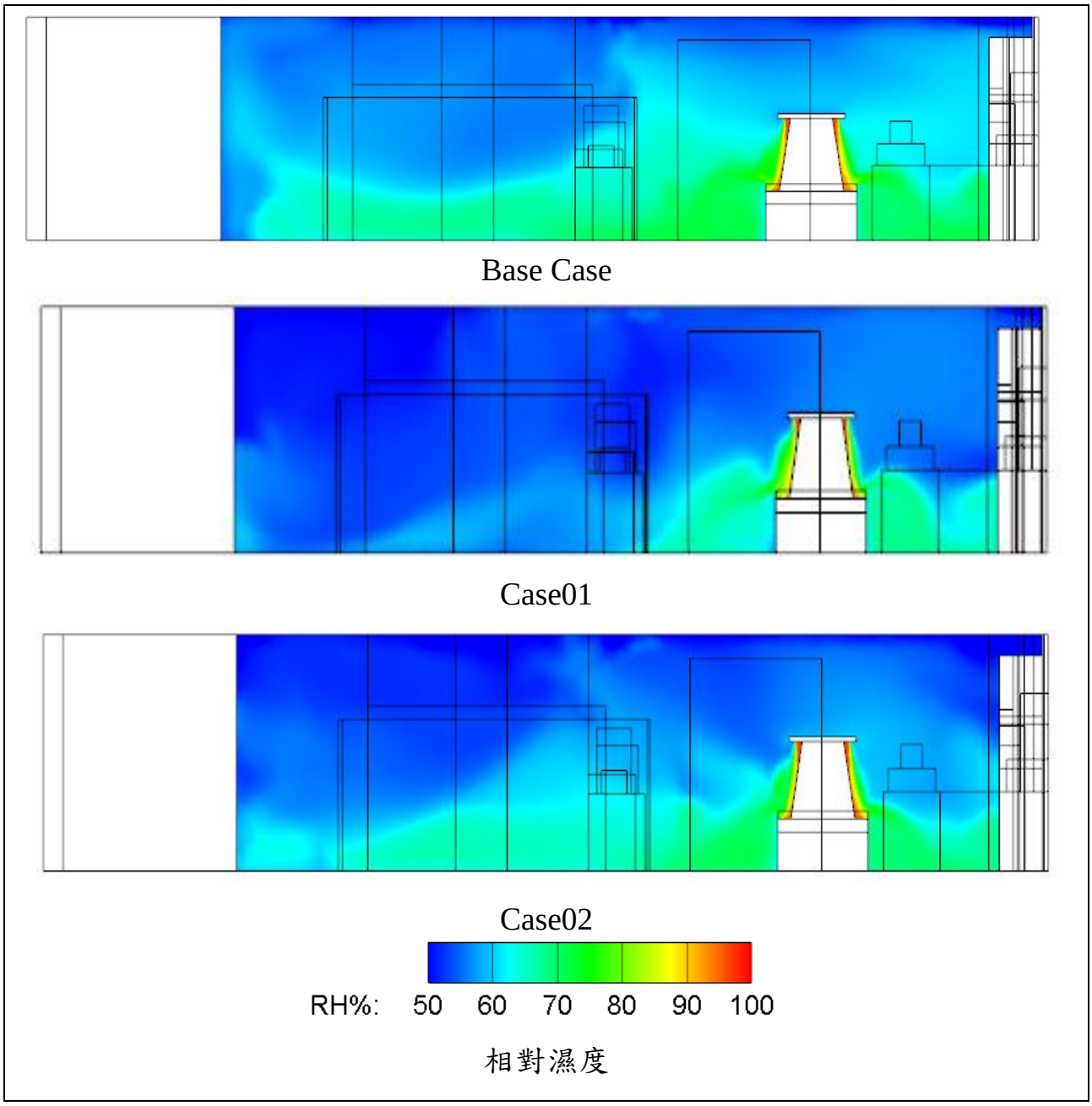


圖 5.34 東西向切面 10.5m 之平面相對濕度分佈圖

圖 5.35 為南北向切面在 3.2m 之平面相對濕度分佈圖，Case02 顯示大門入口處的相對濕度較其他兩者來得低，Case01 當大門敞開整體室內的相對濕度，因大門入口的強風吹入，使室內相對濕度趨近室外。

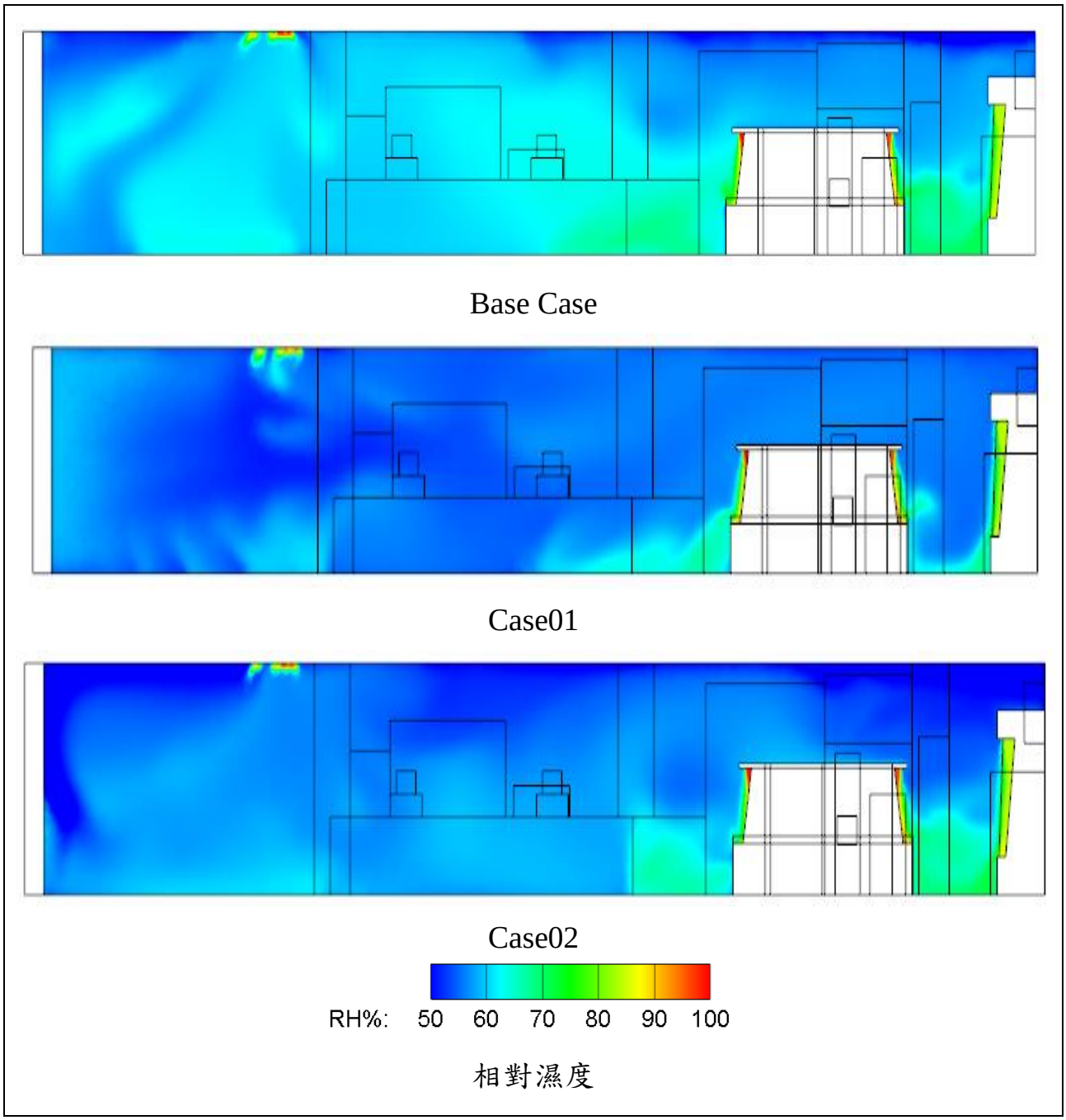


圖 5.35 南北向切面 3.2m 之平面相對濕度分佈圖

5.10.4 相對濕度與濕度比比較分析

圖 5.36 為離地 0.5m 的平面相對濕度分佈圖。表 5.2 為 A 到 F 點相對濕度比較，當越靠近門口受到門外相對濕度的影響就越大，A 點為最靠近門口其差異達 20.51%，D 點為靠近冷藏設備離門口最遠其差異 1.5%。

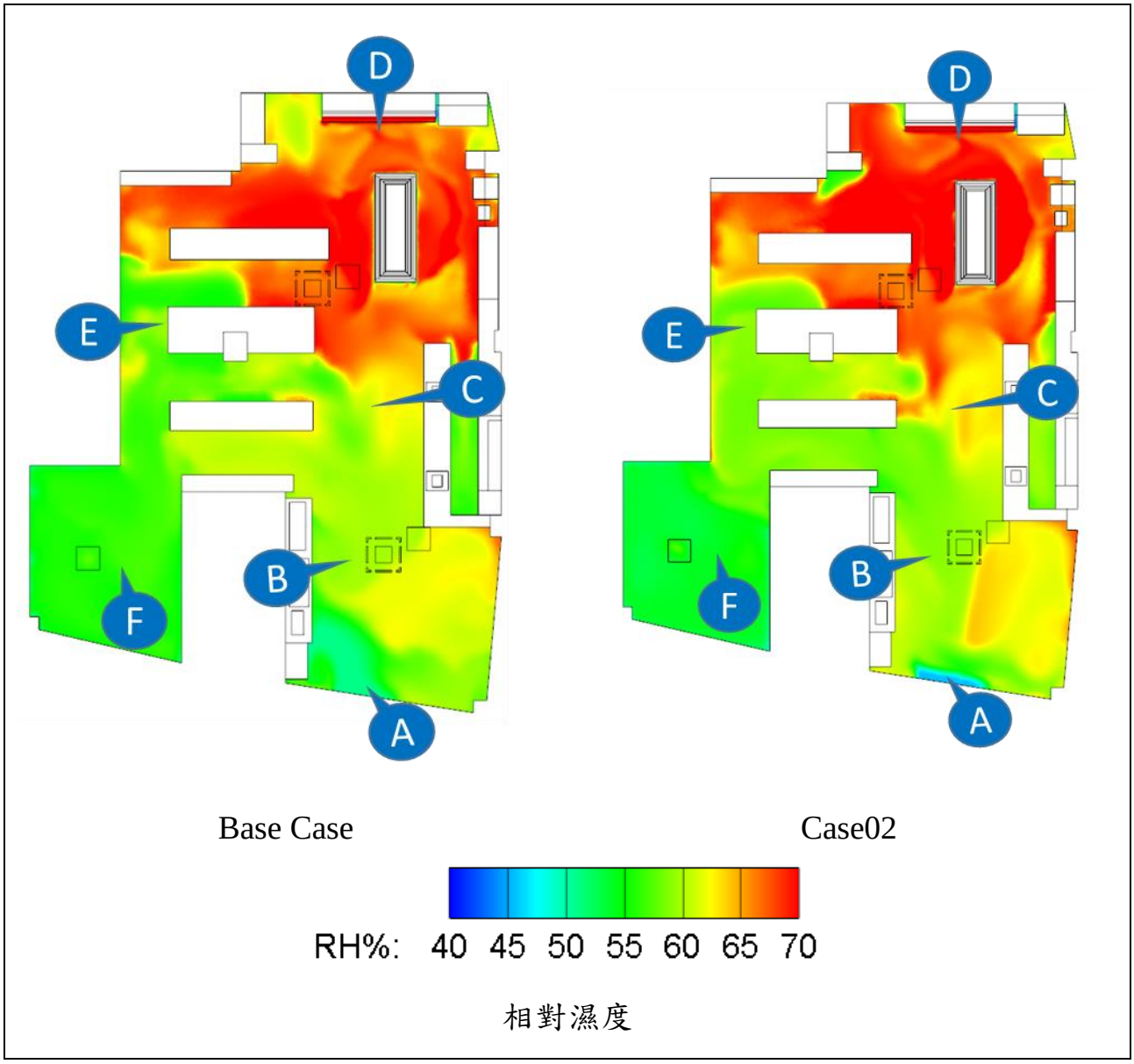


圖 5.36 離地 0.5m 之平面相對濕度分佈圖

表 5.2 A 到 F 點相對濕度比較

位置	Base Case RH%	Case02 RH%	相差百分比%
A	53.78	42.75	20.51
B	60.59	58.91	2.77
C	62.89	61.65	1.97
D	67.24	66.23	1.5
E	59.22	55.48	6.32
F	56.91	53.74	5.57

圖 5.37 為離地 0.5m 的平面濕度比分佈圖。表 5.3 為 A 到 F 點濕度比比較，由表 5.2 與表 5.3 得知 Case02 的相對濕度整體較 Base Case 模型來得低，但可以發現其濕度比卻比 Base Case 高出許多，在入口處 A 點最為明顯，最低的相對濕度卻有最高的濕度比。因較高的濕度比表示空氣所含的水量就越多，空氣含的水量越多越容易造成冷藏設備蒸發器的結霜。由模擬結果，在夏季時，應避免室外的高溫空氣進入室內，造成冷藏設備蒸發器的結霜，產生更多的能源浪費。

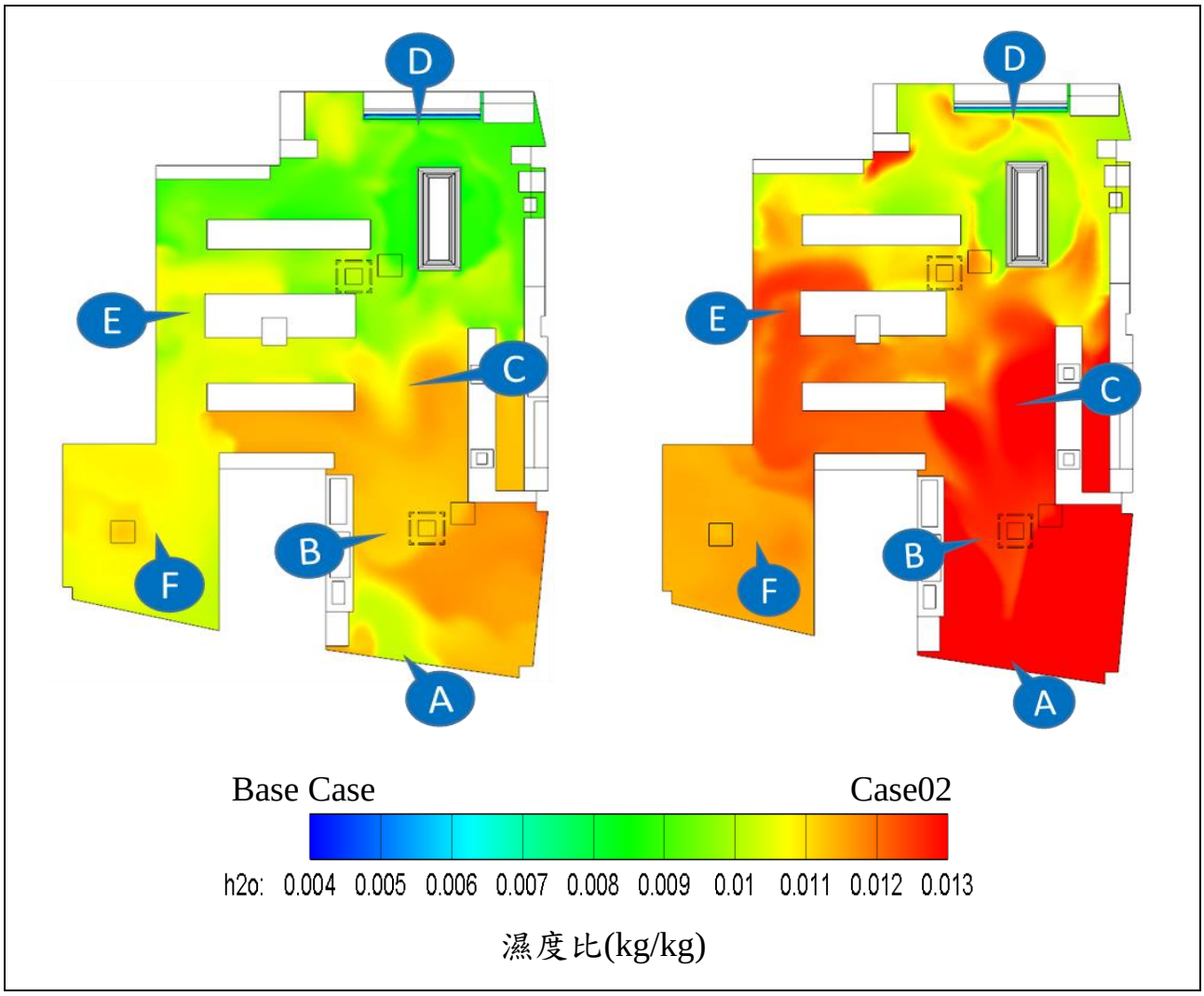


圖 5.37 離地 0.5m 之平面濕度比分佈圖

表 5.3 A 到 F 點濕度比比較

位置	Base Case(kg/kg)	Case02(kg/kg)	相差百分比%
A	0.010603	0.01435	35.34
B	0.01167	0.01357	16.28
C	0.0115	0.01259	9.48
D	0.009278	0.01022	10.15
E	0.010325	0.01175	13.8
F	0.010693	0.01132	5.86

5.10.5 氣簾洩漏改善結果分析

圖 5.38 為離地 0.5m 高度下的平面溫度分佈圖。由改變氣簾出風角度可以發現冷藏設備區域與 Base Case 模擬的結果相比有明顯的溫度上升，代表因為氣簾洩漏所造成的低溫情況有所改善，由表 5.4 所示為圖上 A 到 C 點平均溫度約上升 0.88℃。

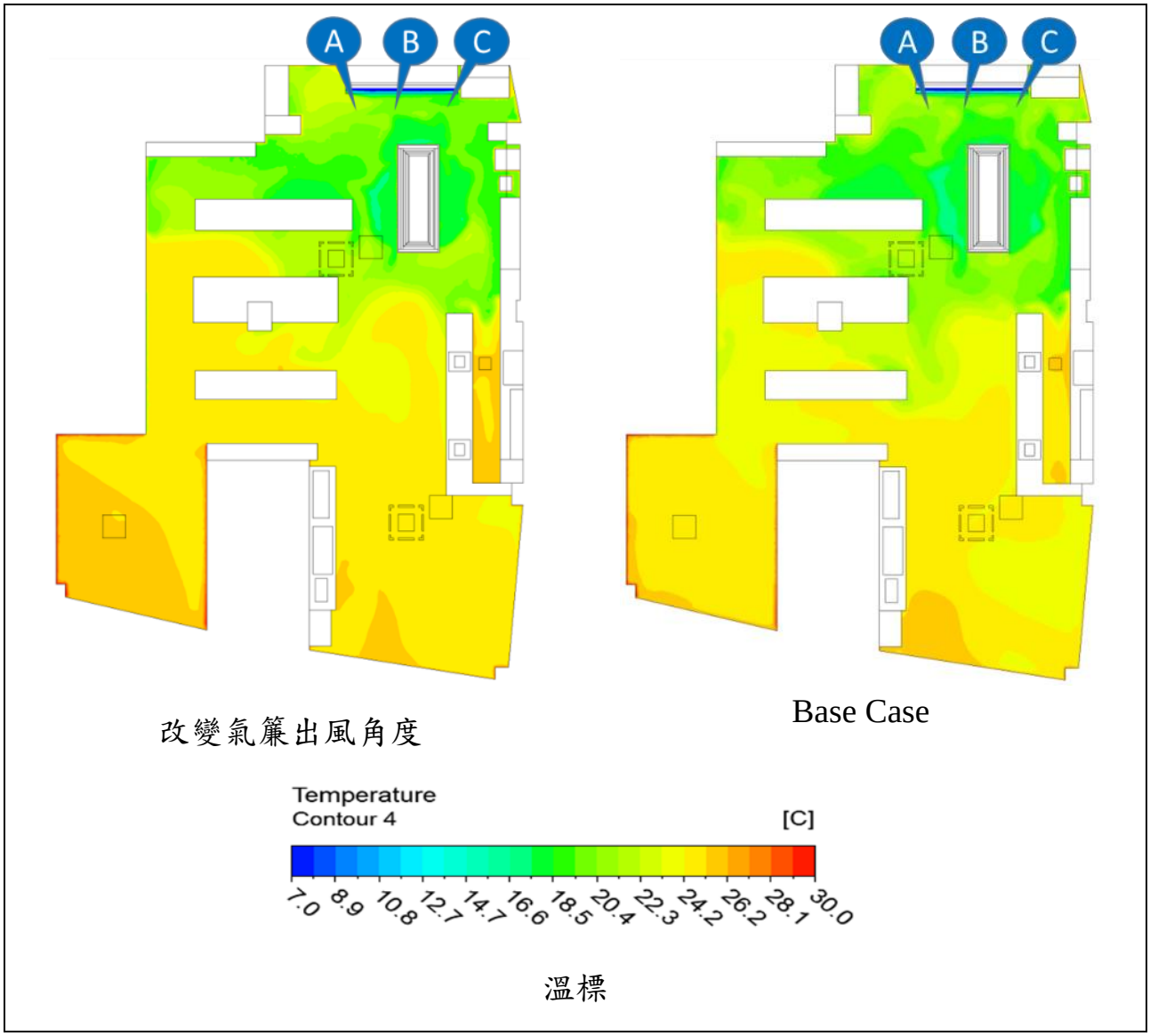
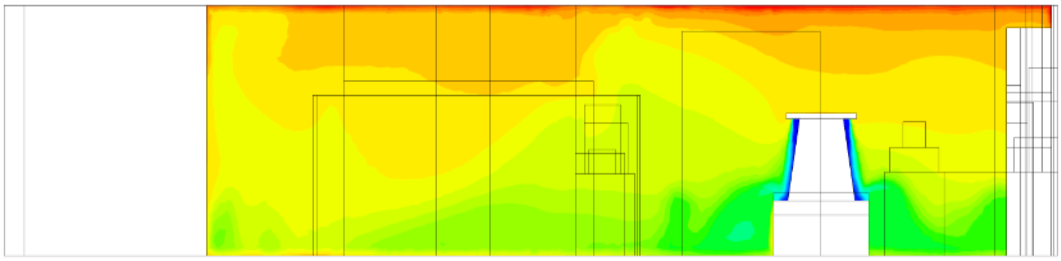


圖 5.38 離地 0.5m 之平面溫度分佈圖

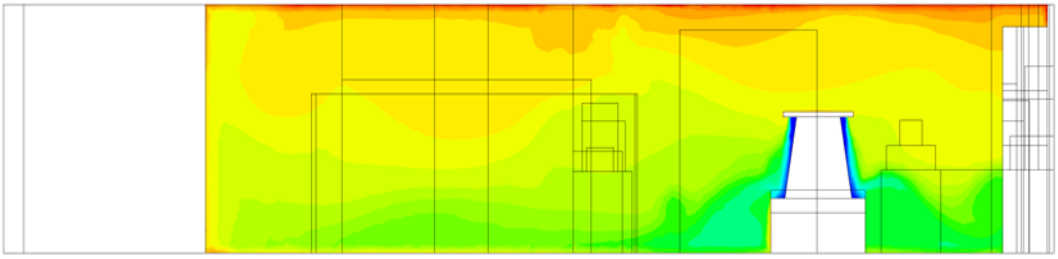
表 5.4 A 到 C 點溫度值比較

位置	Base Case℃	改變氣簾出風角度℃	相差℃
A	19.83	20.95	1.12
B	19.22	19.94	0.72
C	19.12	19.91	0.79

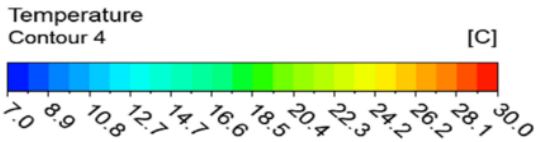
圖 5.39 與圖 5.40 分別為東西向 10.5m 之平面溫度分佈圖與南北向 2.7m 之平面溫度分佈圖，由改變氣簾出風角度可以發現中島櫃區域氣簾外洩的情況較 Base Case 來得小，主要因為氣簾出風的角度改變，使出風的氣流更順利的從回風口吸回，有助於改善氣簾的外洩。



改變氣簾出風角度

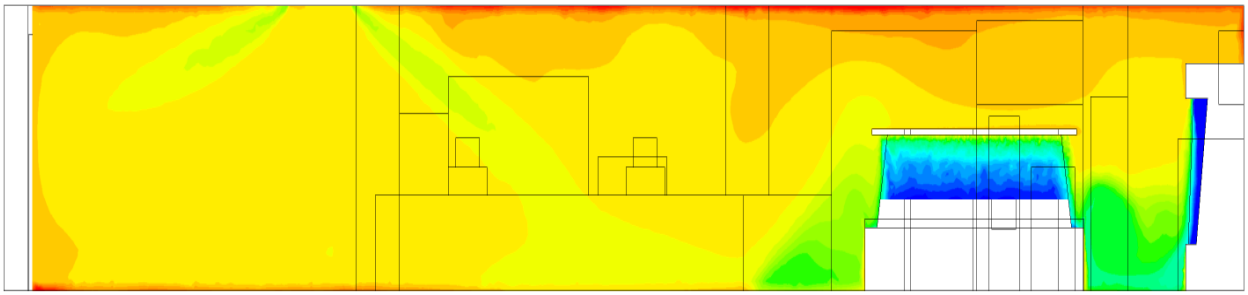


Base Case

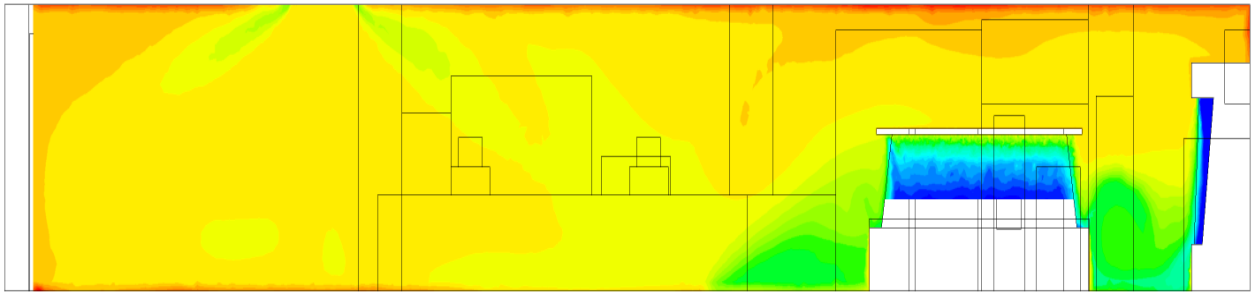


溫標

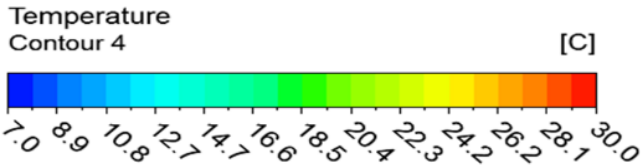
圖 5.39 東西向 10.5m 之平面溫度分佈圖



改變氣簾出風角度



Base Case



溫標

圖 5.40 南北向 2.7m 之平面溫度分佈圖

5.11 應用案例模擬分析及效益計算

➢ 案例一、改變氣簾角度之節能探討

本案例是以台灣某超商為案場，超商之冷藏展示櫃冷氣流外洩，會造成低溫之冷藏展示櫃增加額外的冷卻負荷，並且也會引入賣場較潮濕的空氣而造成冷藏展示櫃比較容易結霜，增加額外的除霜耗能。展示櫃氣簾的出風角度設計會影響冷氣流之洩漏量，因此研究探討調整展示櫃氣簾角度，如圖 5.41 所示，以改善冷藏展示櫃之冷氣流外洩降低。由模擬結果圖 5.42 可以發現當改變冷藏設備氣簾出風角度時，冷藏設備區域有些許的溫度上升，代表因為氣簾洩漏所造成的低溫情況有所改善，由表 5.5 所示為圖上 A 到 C 點平均溫度約上升 0.88℃。圖 5.43 為相對濕度模擬結果，由表 5.6 可以發現當改變冷藏設備氣簾出風角度，冷藏設備區域相對濕度有明顯的下降。圖 5.44 為濕度比模擬結果，因冷藏設備的出風濕度比都相當的低，由表 5.7 可以看出改變冷藏設備氣簾出風角度使冷藏區域的濕度比有所上升，代表低濕度比的出風洩漏減少，使周圍環境濕度比上升，當洩漏減少表示回風口吸到環境的空氣也減少，降低冷藏設備的除霜時間與次數，減少冷藏設備的能耗。

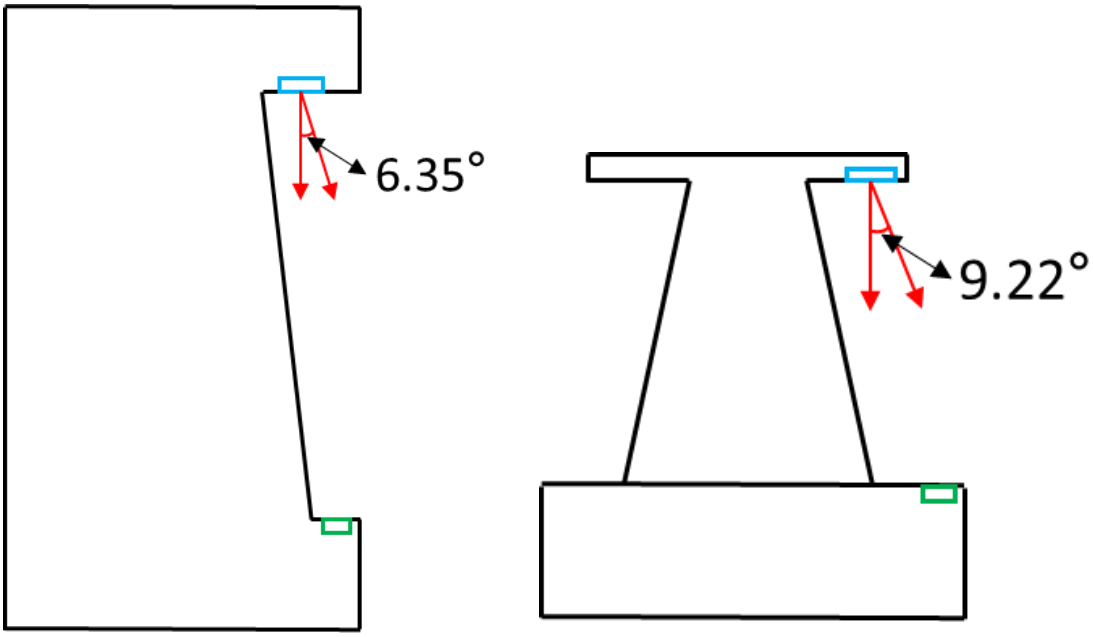


圖 5.41 調整展示櫃氣簾角度示意圖

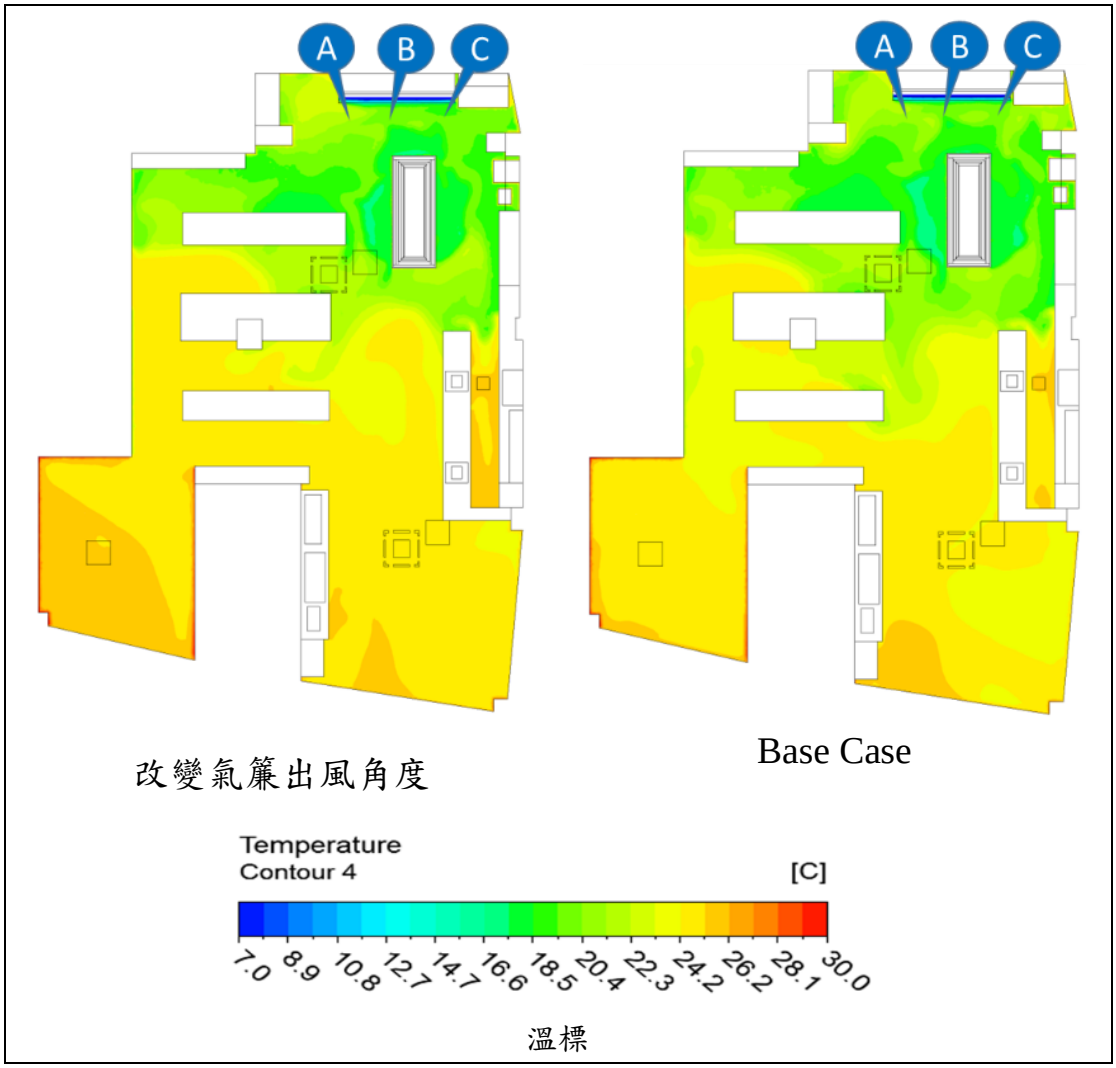


圖 5.42 改變氣簾出風角之離地 0.5m 之平面溫度分佈圖

表 5.5 A 到 C 點溫度值比較

位置	改變氣簾出風角度℃	Base Case℃	相差℃
A	20.95	19.83	1.12
B	19.94	19.22	0.72
C	19.91	19.12	0.79

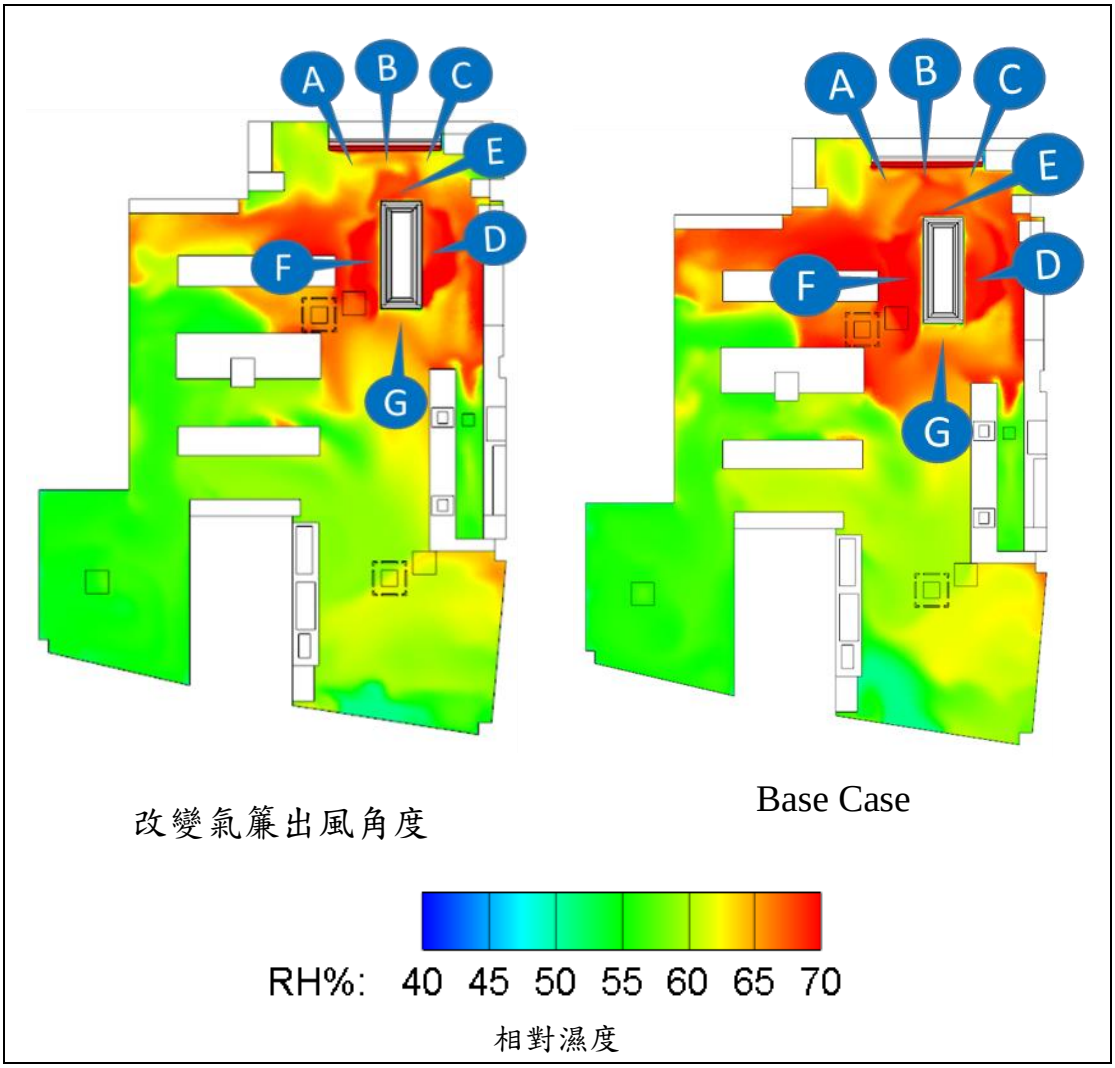


圖 5.43 離地 0.5m 之平面相對濕度分佈圖

表 5.6 A 到 G 點相對濕度比較

位置	改變氣簾出風角度 RH%	Base Case RH%	相差 RH%

A	62.64	66.26	3.62
B	64.56	68.94	4.38
C	63.02	65.16	2.14
D	67.67	69.47	1.8
E	68.02	67.35	-0.67
F	69.43	69.69	0.26
G	64.94	64.06	-0.88
平均	65.75	67.27	1.52

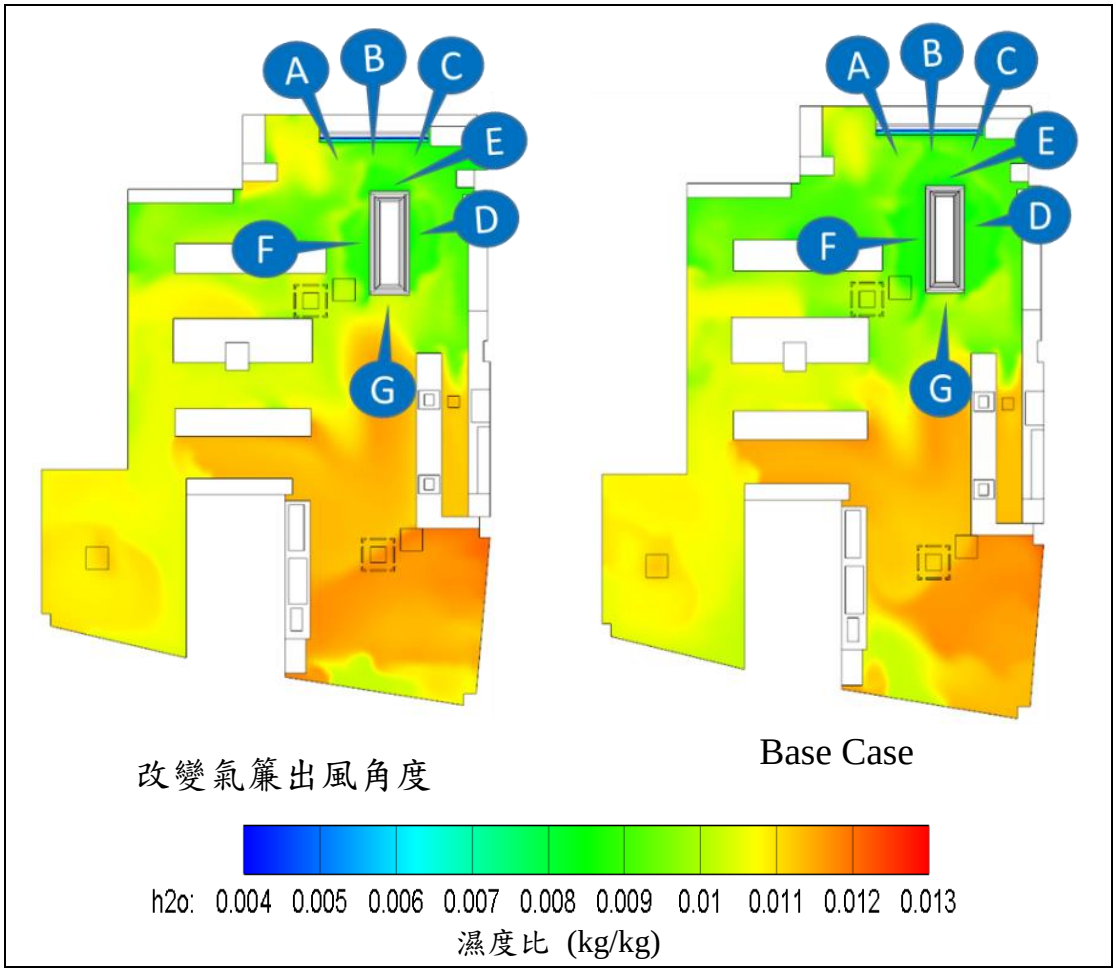


圖 5.44 離地 0.5m 之平面濕度比分佈圖

表 5.7 A 到 G 點濕度比比較

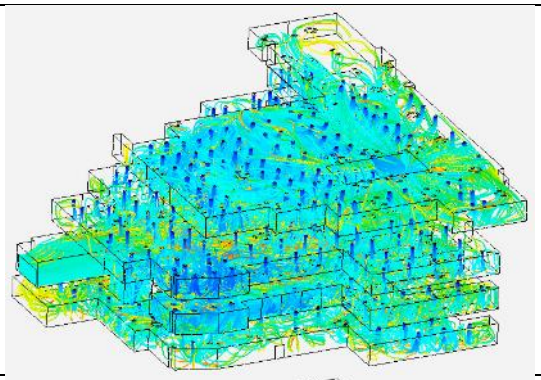
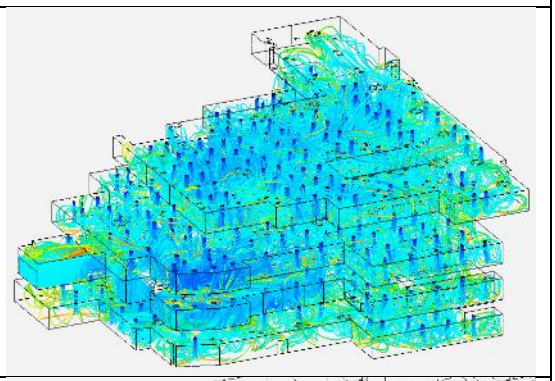
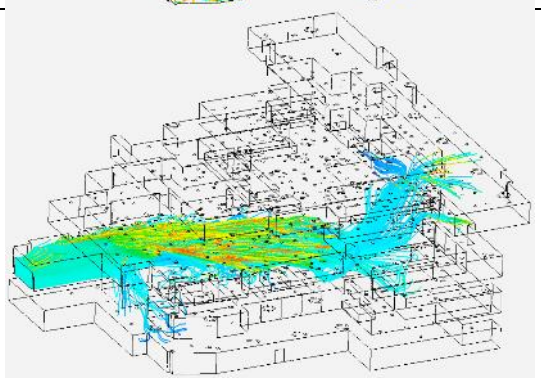
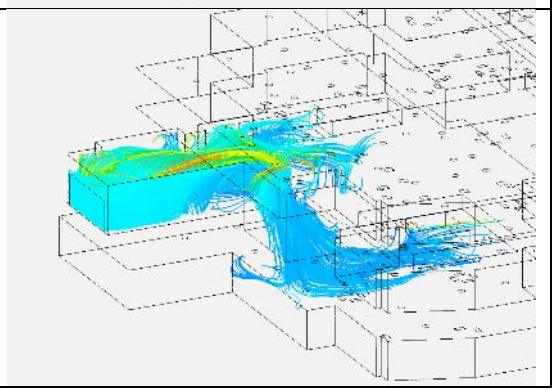
位置	改變氣簾出風角度之濕度比(kg/kg)	Base Case 模型之濕度比(kg/kg)	相差百分比%
A	0.01002	0.009654	3.79
B	0.00919	0.009057	1.47
C	0.00899	0.008903	0.98
D	0.00886	0.008715	1.66
E	0.00878	0.008774	0.07
F	0.00899	0.008794	2.23
G	0.01046	0.010167	2.88
平均	0.00932	0.009152	1.84

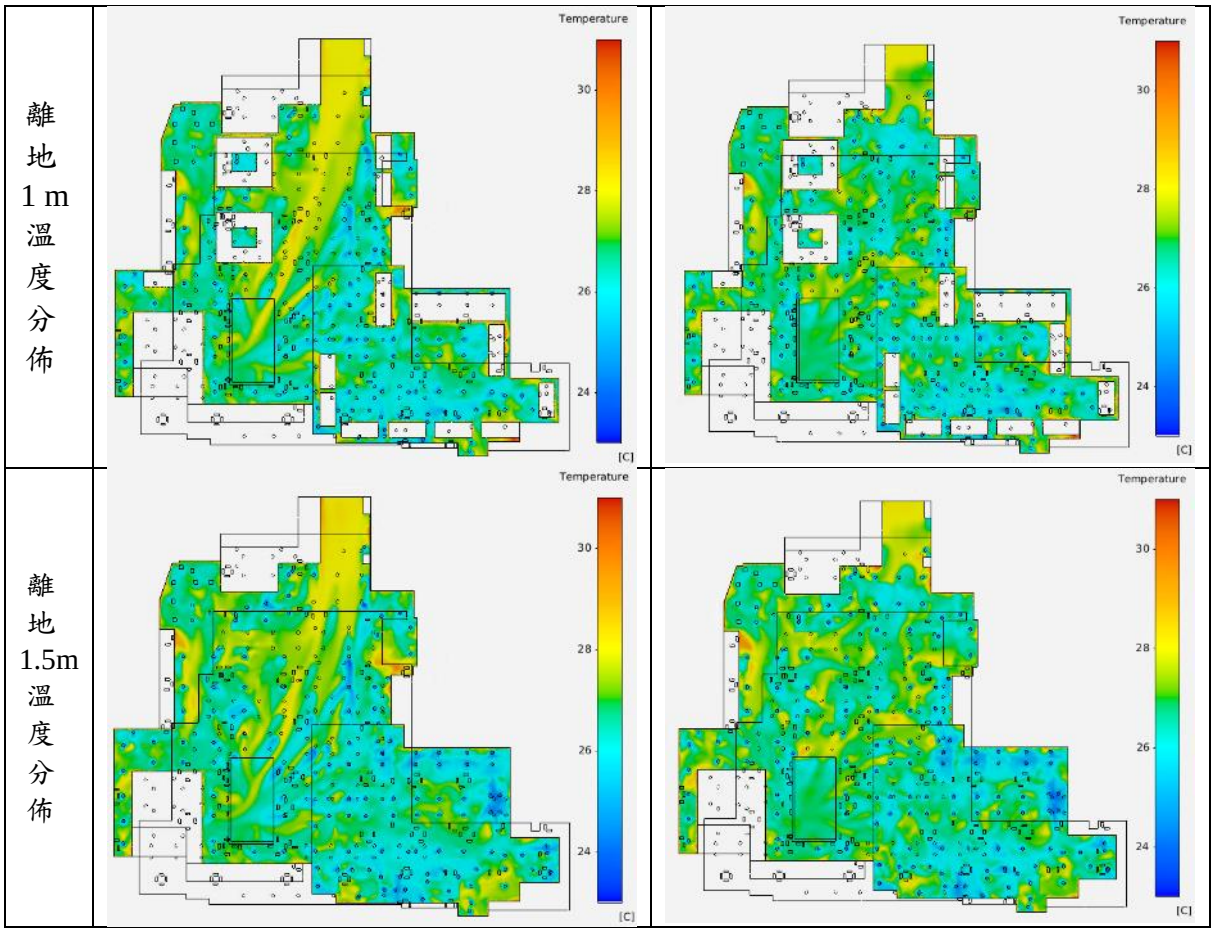
若以冷藏設備 COP 約 2.3~2.6 之間，取其平均值 2.45 來做計算，改善展示櫃氣簾可減少環境空氣進入冷藏系統之耗功，改善前後減少空氣進入冷藏系統之耗功約有 0.1653 kW，以超商全年 24 小時營業，冷藏系統每年約可減少 1448 度電。

➢ 案例二、增加室內風阻與減少外氣節能應用實例

本案例是以台灣北部某百貨公司，在符合現行法規的規範下，改善該區現場區域之室內風阻，以減少外部高溫熱氣的侵入。1 樓開放式出入口及 B2 捷運連通道出入口，因法規關係無法在通往外部空間的地方裝門，而導致部分列車進出造成捷運活塞效應，或者室內外的溫度差及壓力差帶動 B2 捷運連通道到室內的流體流動，造成外氣熱負荷進入室內空間，最後推論最主要的原因還是在於室內空阻過小，導致外部壓力一但增加，就很容易被外氣負荷所影響，本研究將案場進行 CFD 電腦模擬，嘗試將室內風阻增加來減少高溫外氣的侵入，改善前後模擬結果如表 5.8 所示。

表 5.8 北部某百貨公司改善前後模擬結果

	改 善 前	改 善 後
整體流體分布		
捷運連通道出風流線		



利用模擬改善前及改善後，外氣的模擬風速來作計算，如下圖 5.45 所呈現。

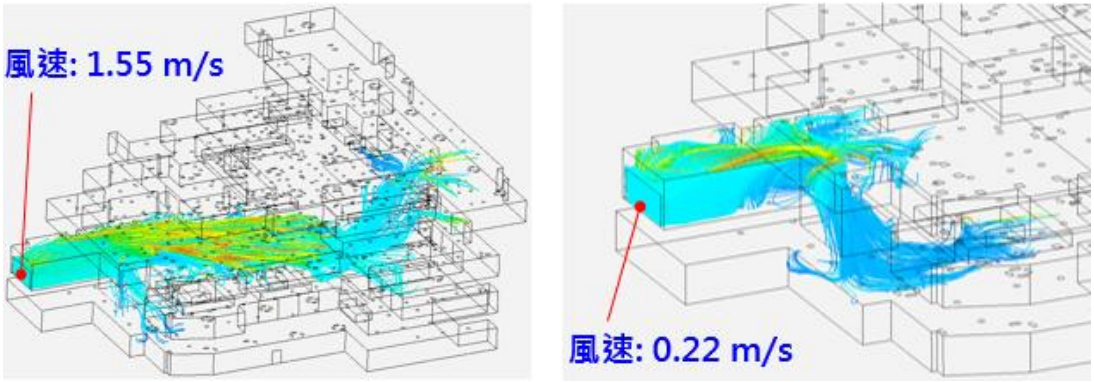


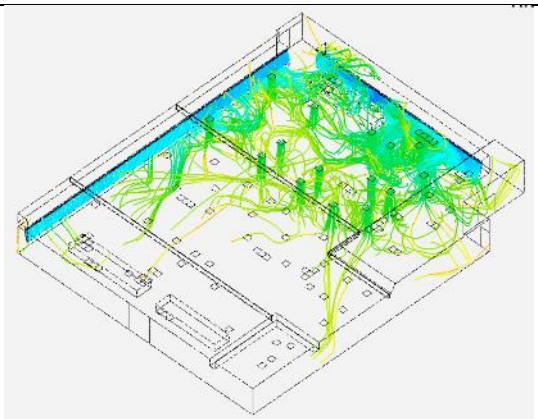
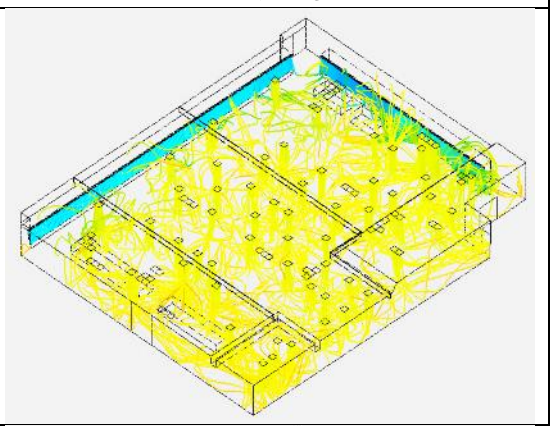
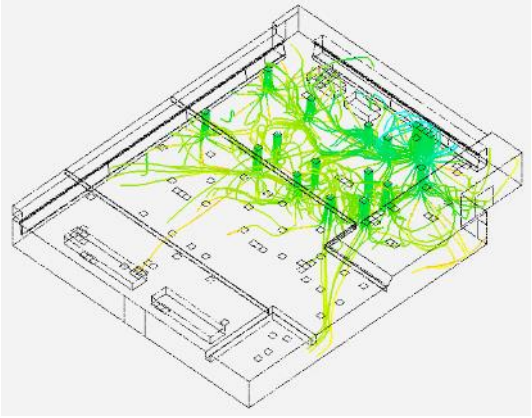
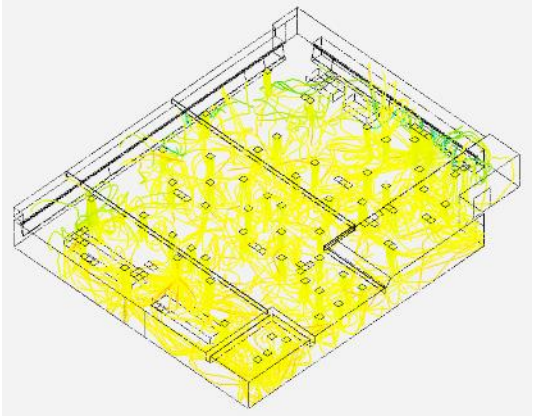
圖 5.45 改善前後外氣進入流線圖

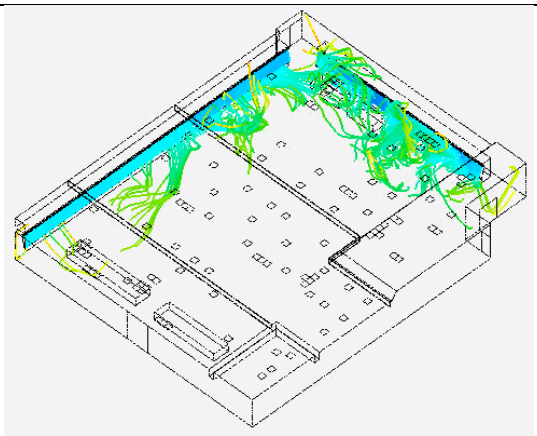
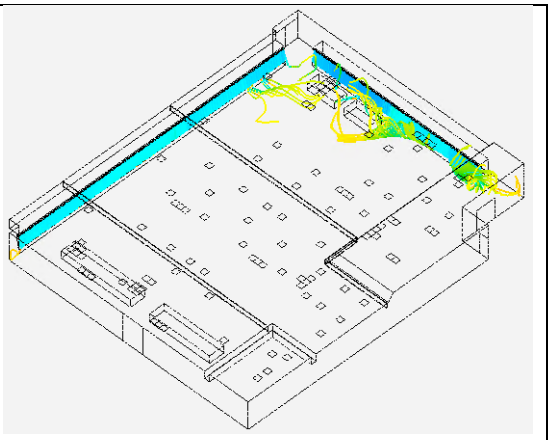
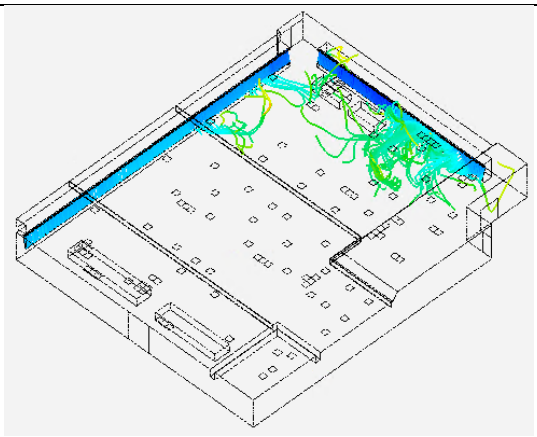
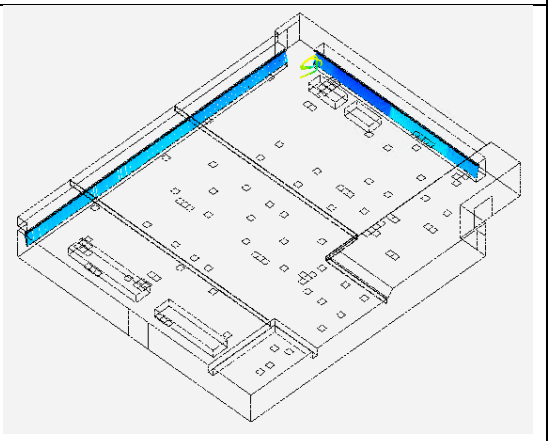
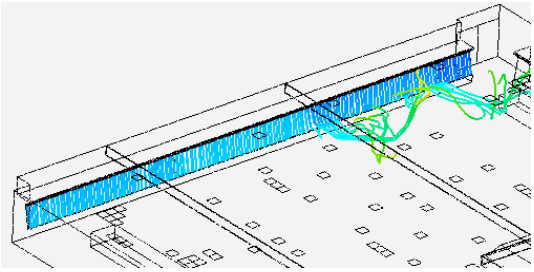
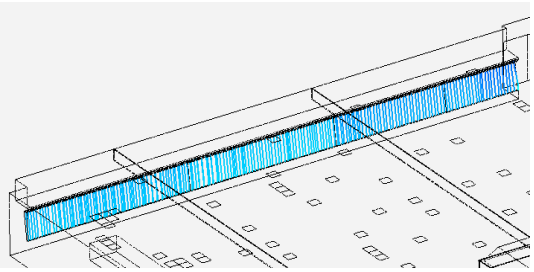
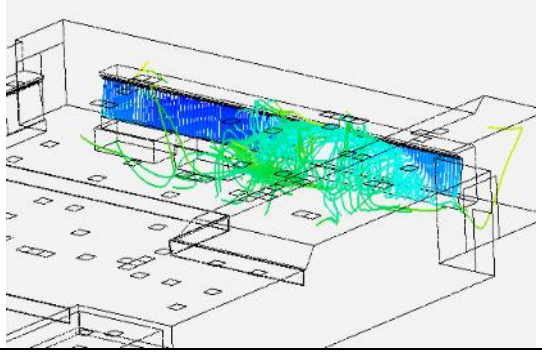
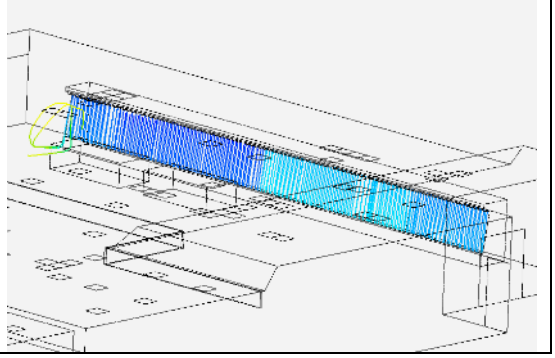
改善前後減少外氣進入的熱負荷約有 24.16 kW，若以 COP 約 5 的空調系統，並且負載率 80%來算，每年約可減少 42328.3 度電。

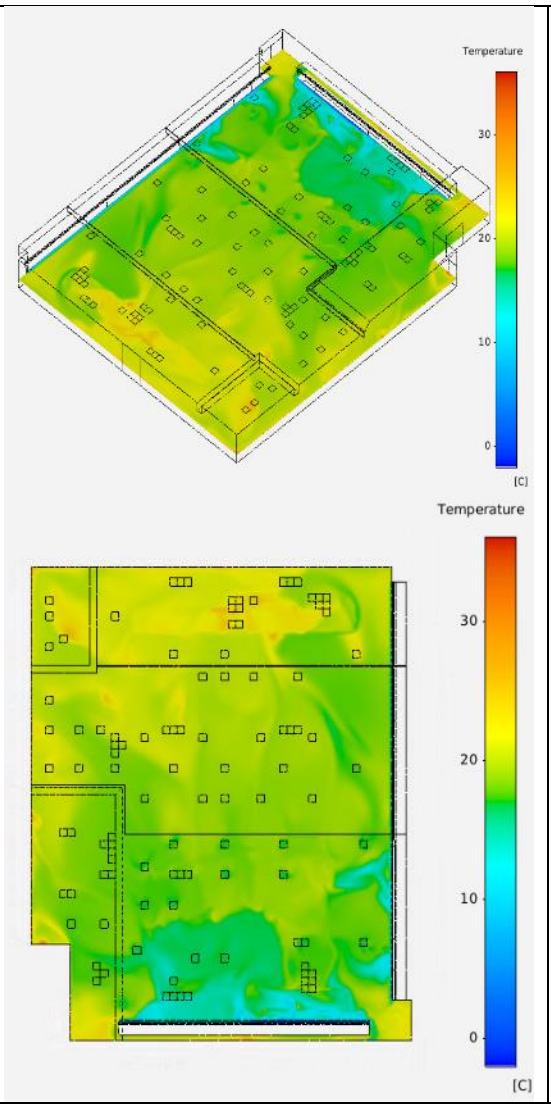
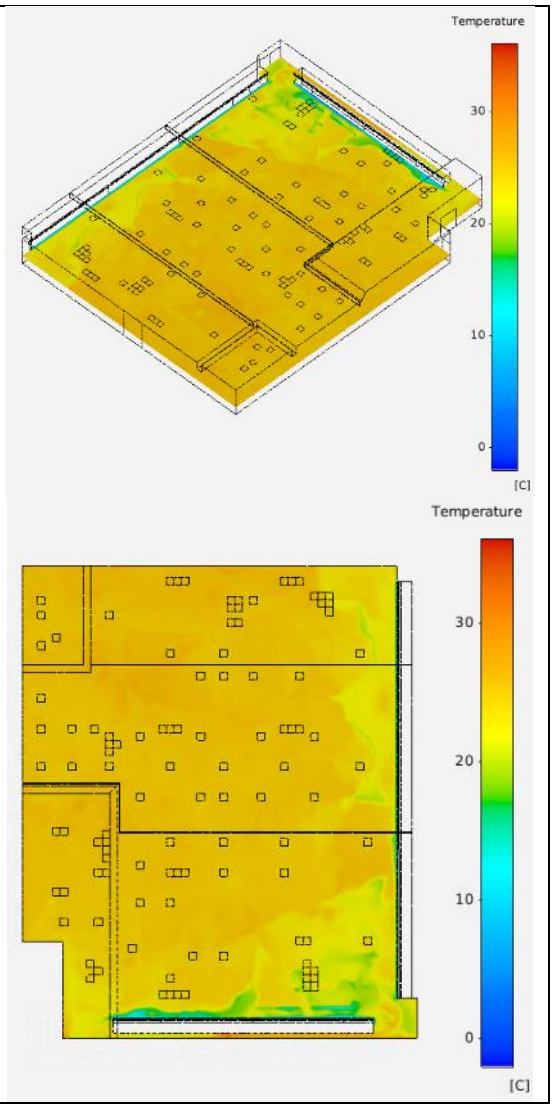
➢ 案例三、增加室內風阻與減少外氣節能應用實例

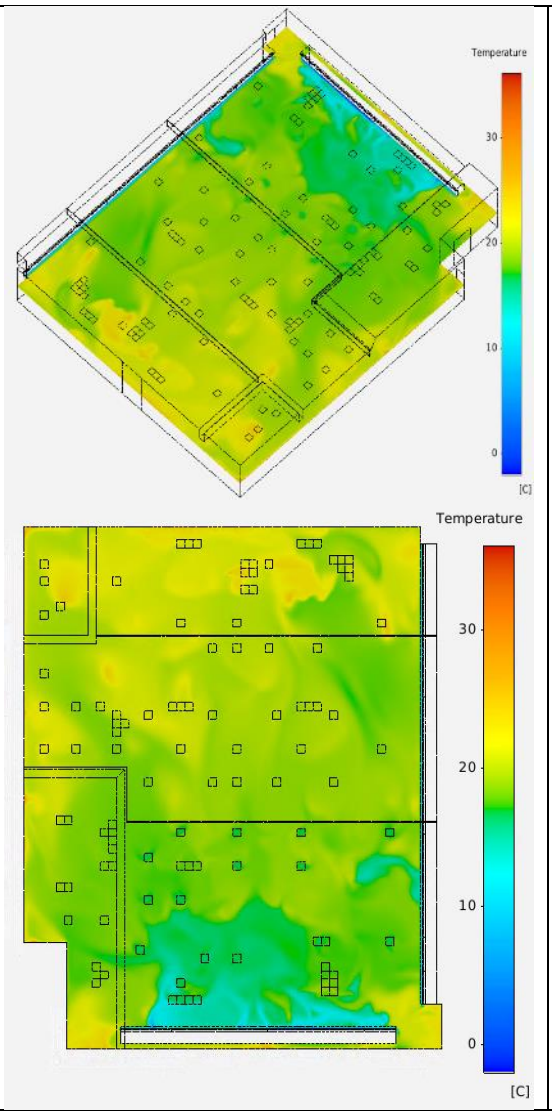
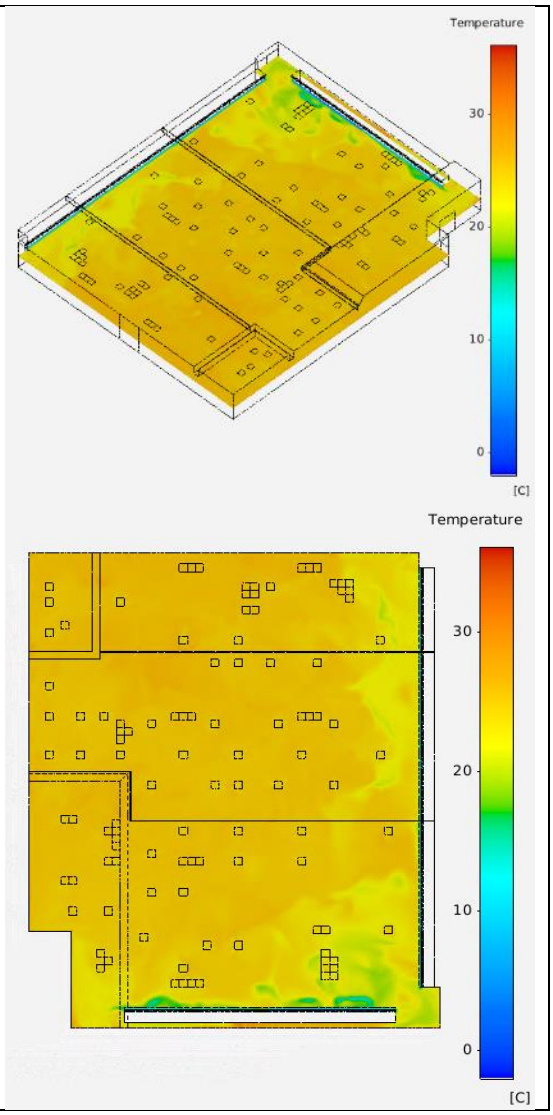
本案例是以台灣中部某超市，經現場了解，現場有溫度分布不均的問題、開放式冷藏櫃的空氣流場因回風不足以及受上方直吹式空調出風影響，冷藏櫃空氣流體回流有被破壞之疑慮，而造成冷藏櫃冷能外洩的現象，本研究將案場進行 CFD 電腦模擬，嘗試將開放式冷藏櫃出風風速加大以及將直吹式空調風速調小，以減少冷藏櫃空氣流體回流的破壞，改善前後模擬結果如表 5.9 所示。

表 5.9 某超市改善前後模擬結果

	改善前	改善後
整體流體分布		
空調流體分布		

開放式冷藏櫃外層流體分布		
開放式冷藏櫃內層流體分布		
冷藏櫃1~5內層流體		
冷藏櫃6~9內層流體		

離地1 m溫度分佈	 Temperature 30 20 10 0 [C] Temperature 30 20 10 0 [C]	 Temperature 30 20 10 0 [C] Temperature 30 20 10 0 [C]

離地1.5m溫度分佈	 Temperature 30 20 10 0 [C] Temperature 30 20 10 0 [C]	 Temperature 30 20 10 0 [C] Temperature 30 20 10 0 [C]

利用模擬改善前及改善後，回風的模擬溫度來作計算，如下圖 5.46 及圖 5.47 所呈現。

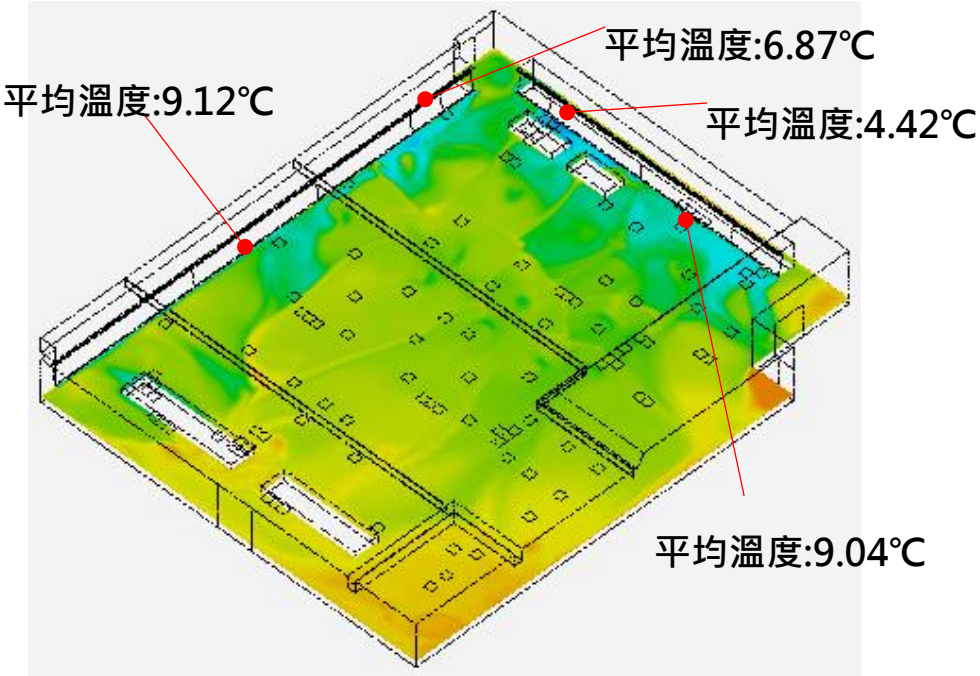


圖 5.46 改善前冷藏系統回風口溫度圖

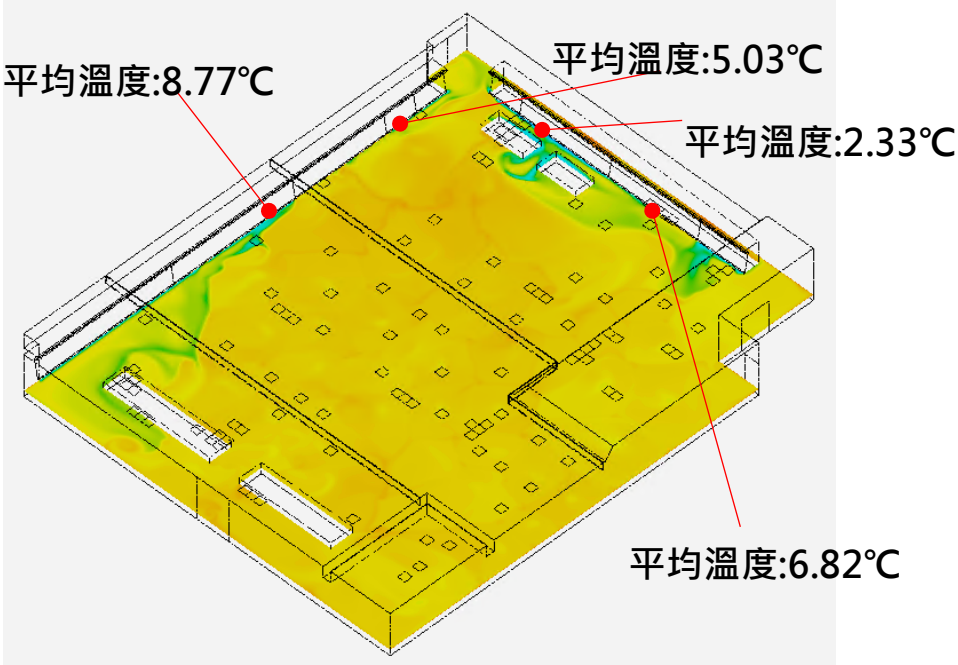


圖 5.47 改善後冷藏系統回風口溫度圖

原本由冷藏系統冷能外洩所帶走的熱負荷約有 21.08 kW，讓

COP 約 2.4 的冷藏系統改由讓空調設備約 3.59 效率較高的空調帶走，若以負載率 80%來算，每年約可減少 20113.9 度電。

➢ 案例四、減少外部熱負荷節能應用實例

本案例是以台灣某超商為案場，經了解現場狀況並將案場進行 CFD 電腦模擬，依狀況模擬出現場流體的模擬情形，如圖 5.48，發現現場空調出風並無對冷藏櫃流體有明顯的破壞，因此只將透明玻璃進行汰換以減少外部熱負荷，改善前後模擬結果如圖 5.49 和表 5.10 所示。

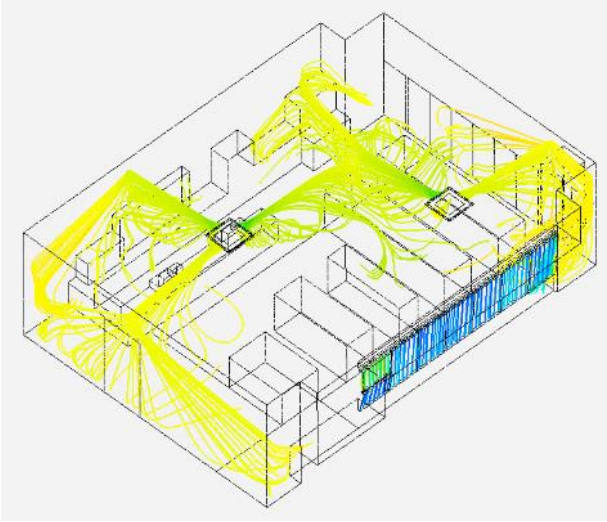


圖 5.48 空調及冷藏櫃出風流線

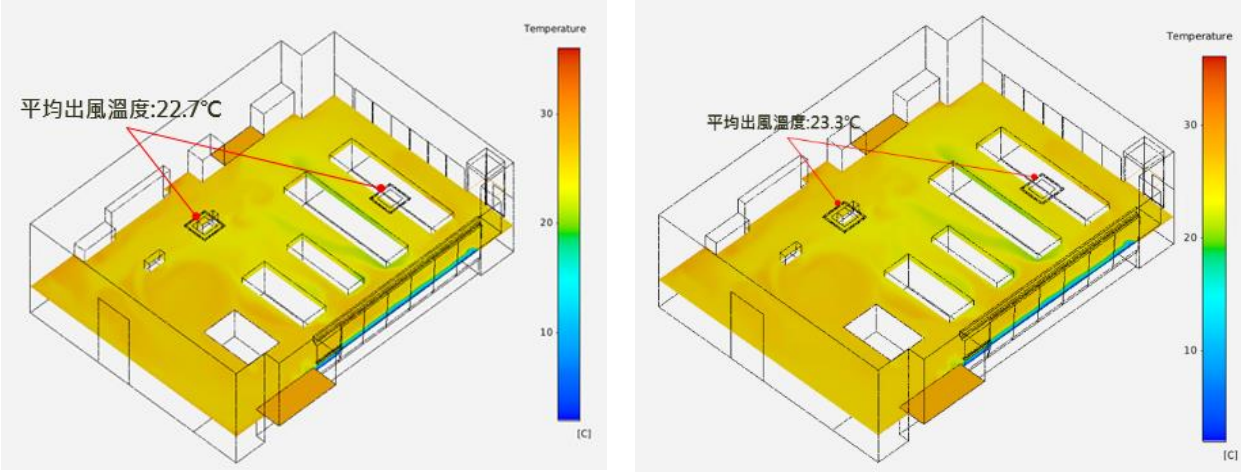


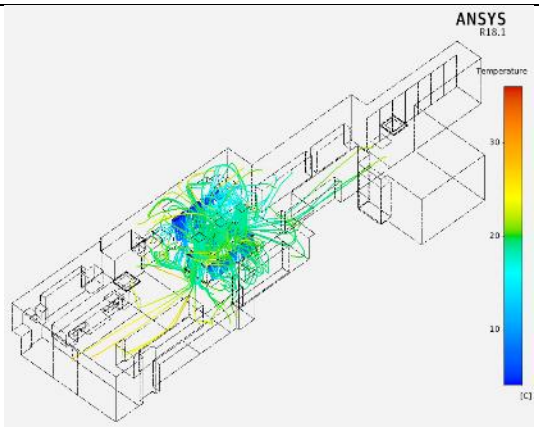
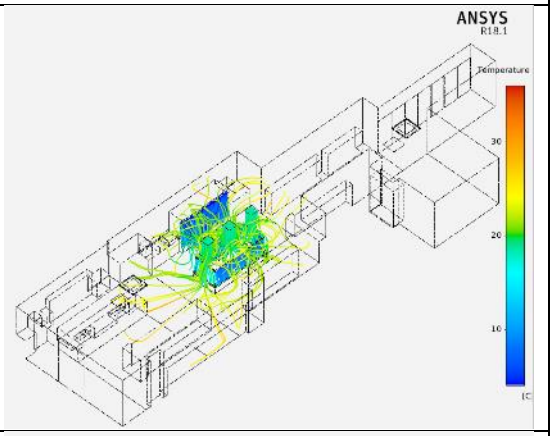
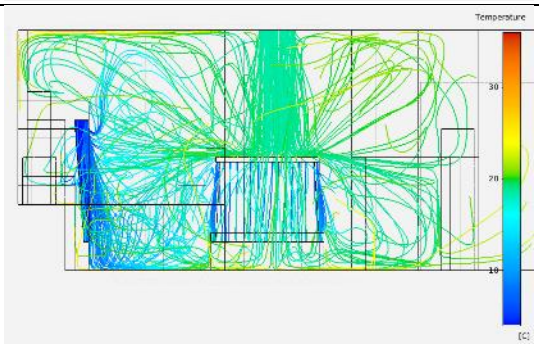
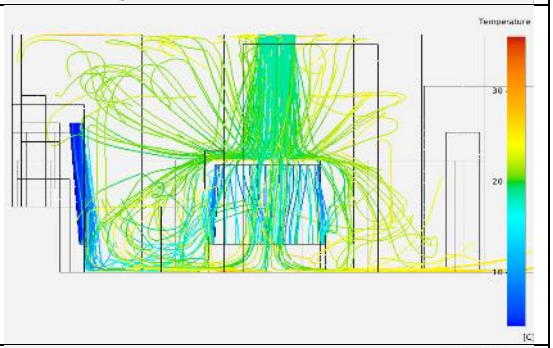
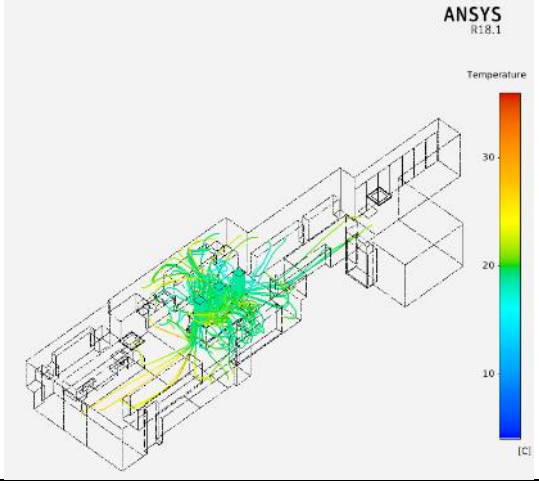
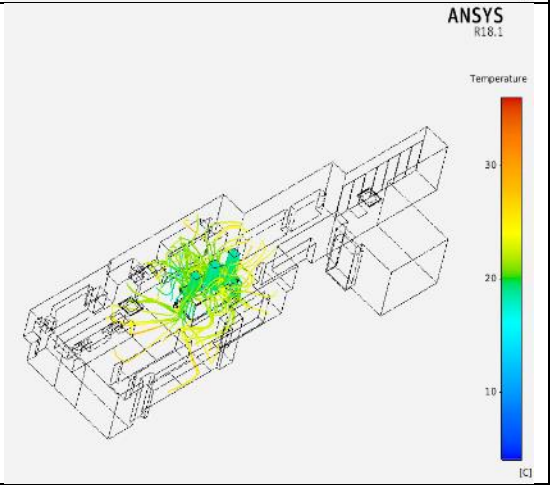
圖 5.49 改善前後案場離地 1m 溫度圖

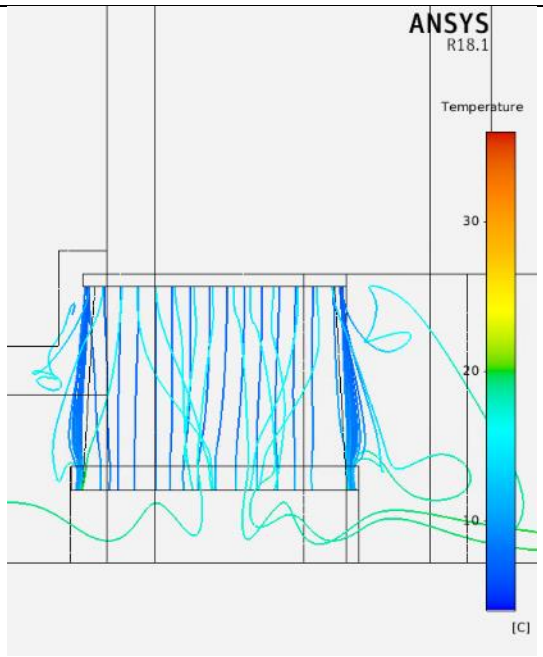
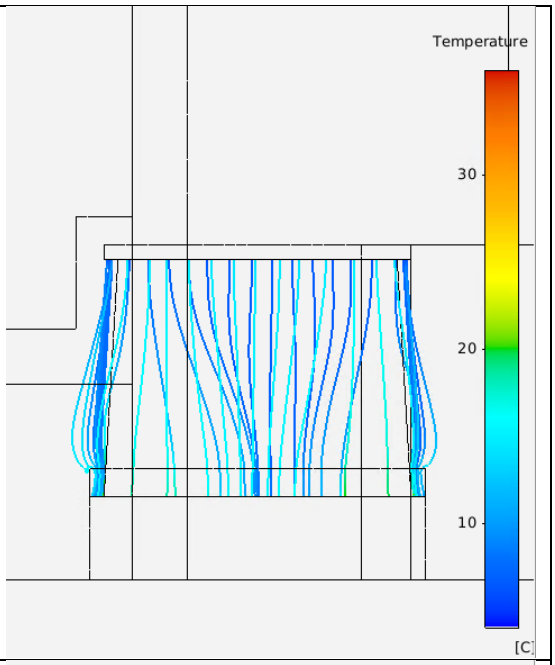
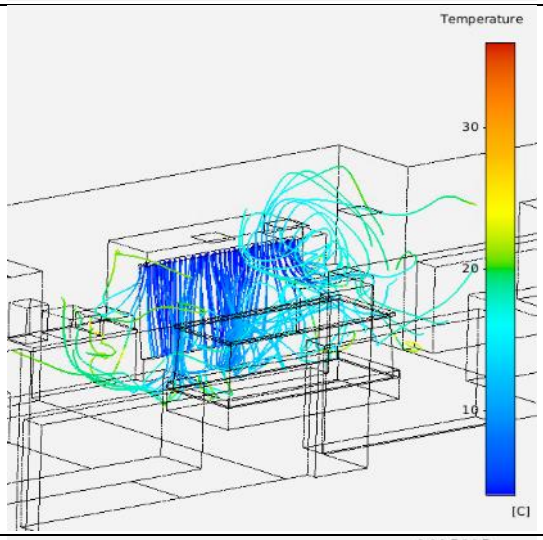
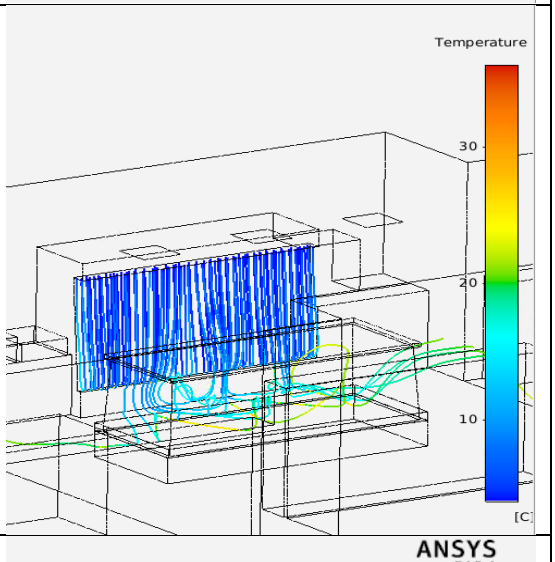
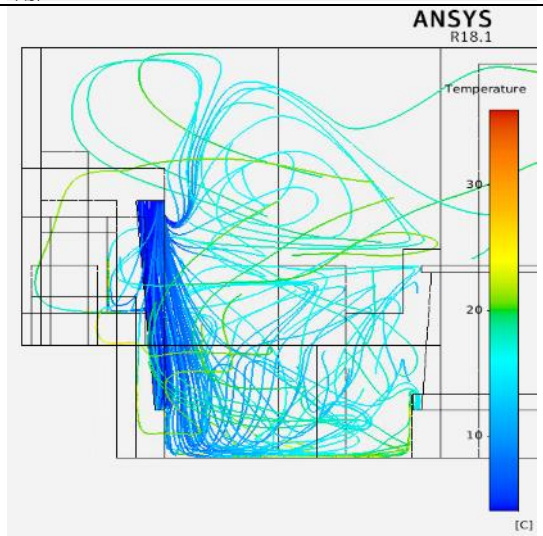
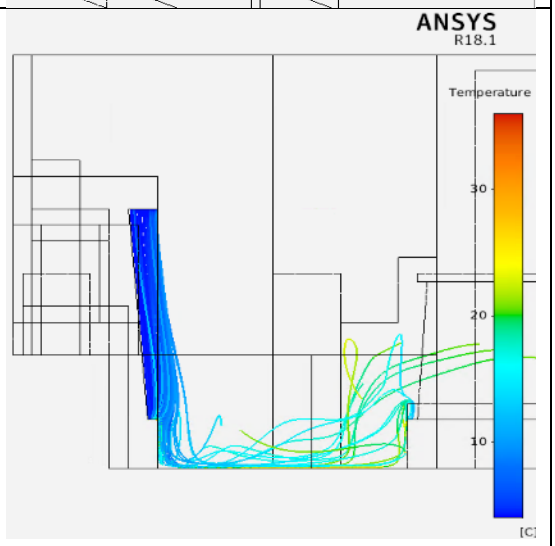
改善前空調系統出風溫度設定為 22.7℃，改善後室內負荷減少，將出風溫度增加到 23.3℃仍可維持與改善前一樣的室內條件，以空調系統提高 0.6℃計算節能效益，每月約可減少 89 度電。

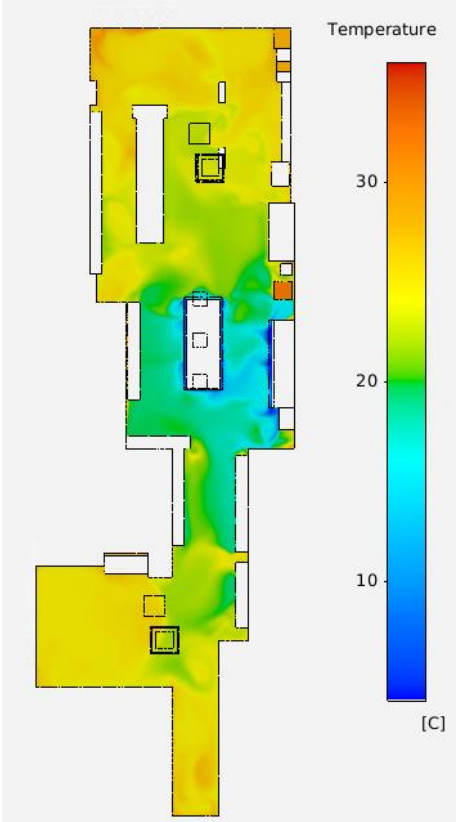
➢ 案例五、減少冷藏系統冷能外洩節能應用實例

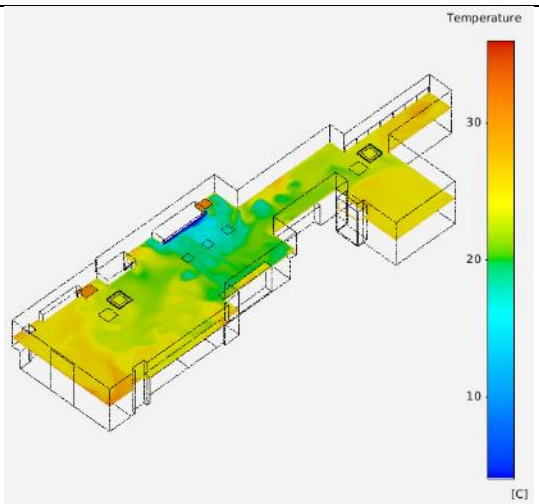
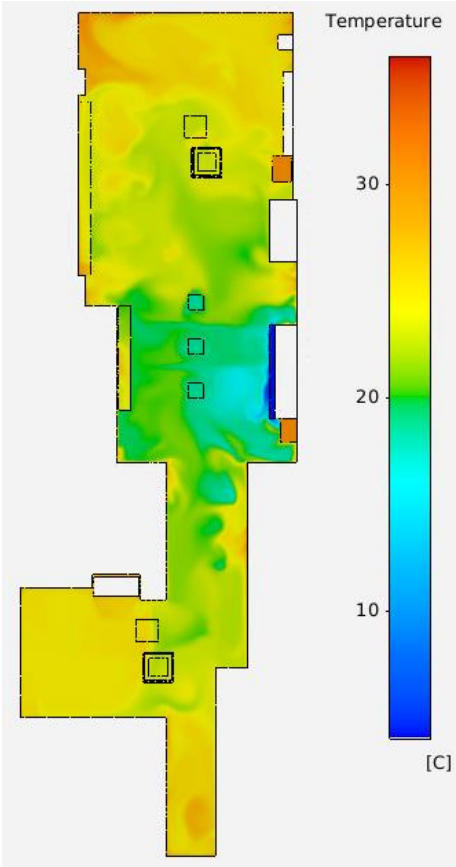
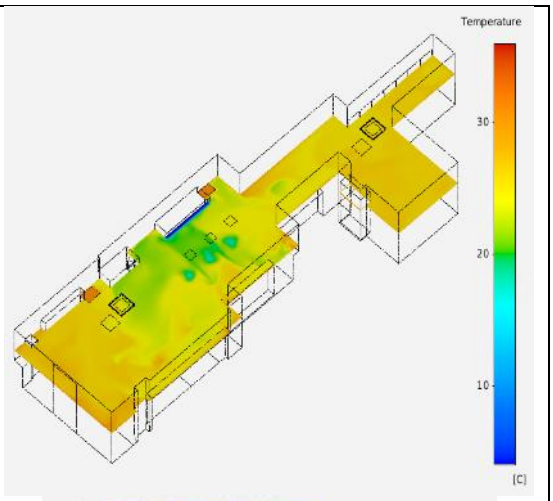
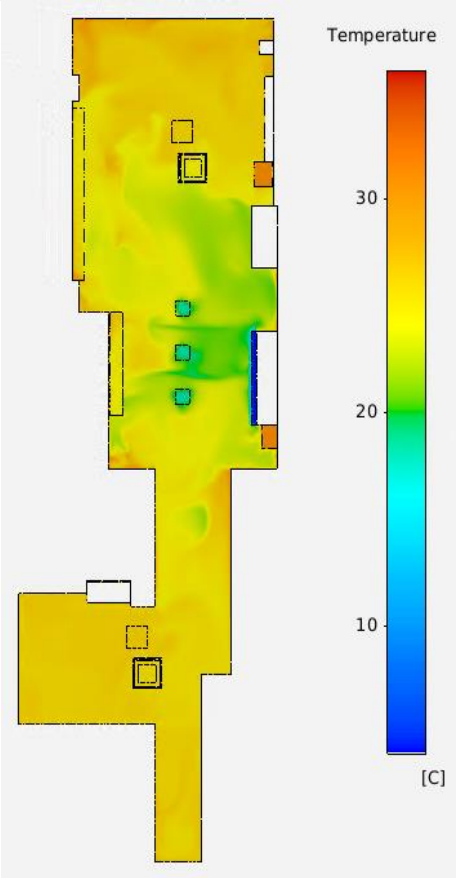
本案例是以台灣某超商為案場，經了解現場狀況，空調直吹式出風口位於中島櫃及開放式冷藏櫃上方，平均風速約 2.2 m/s 的空調風直接吹向中島櫃上緣，導致中島櫃及開放式冷藏櫃空氣流體回流流場造成破壞，而造成冷藏系統冷能外洩的現象，本研究將案場進行 CFD 電腦模擬，嘗試將直吹式空調風速調小，以減少冷藏櫃空氣流體回流的破壞，改善方式及改善前後模擬結果如表 5.10 所示。

表 5.10 超商中間直吹式空調風速改善前後模擬結果

	改 善 前 (中 間 空 調 出 風 風 速:1.65m/s)	改 善 後 (中 間 空 調 出 風 風 速:0.825m/s)
中間出風流線		
中間出風流線		
中間空調出風流線		

中島櫃出風流線		
冷藏櫃出風流線		
冷藏櫃出風流線		

離地1 m溫度分佈	 	

離地1.5m溫度分佈	 	 

利用模擬改善前及改善後，回風的模擬溫度來作計算，如下圖 5.50 所呈現。

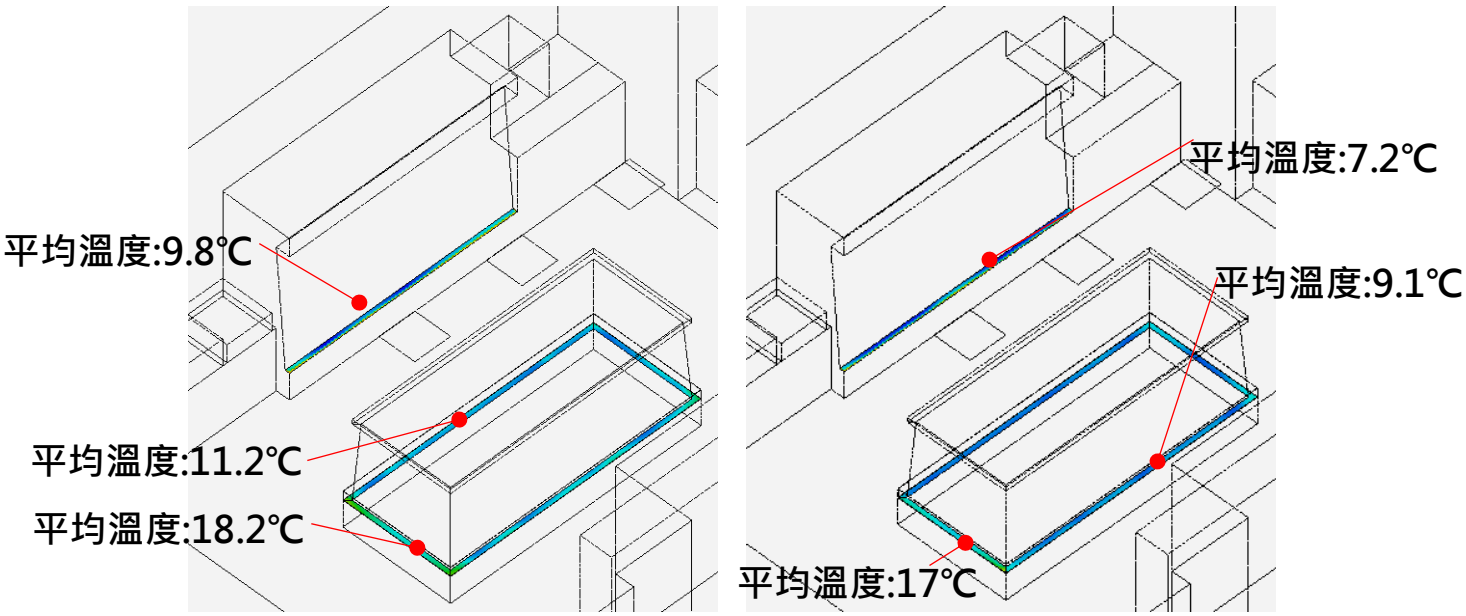


圖 5.50 改善前後冷藏系統回風口溫度圖

原本由冷藏系統冷能外洩所帶走的熱負荷約有 1.39 kW，讓 COP 約 2.4 的冷藏系統改由讓空調設備約 3.59 效率較高的空調帶走，每月約可減少 110.6 度電，若改善完現場空調溫度足夠，不需要額外用空調降溫的話，則每月約可減少 333.6 度電。

第六章 結語

本手冊分別介紹了營業場所關於空調熱舒適性環境及冷凍冷藏賣場環境之設計條件，以及適用於台灣熱濕氣候之獨立外氣空調系統系統之節能手法，並且介紹如何以計算流體力學 CFD 分析工具，作為空調熱環境設計及改善效益分析之輔助。關於本手冊所揭櫫之營業場所空調環境模擬及 CFD 節能應用分析之重點摘述如下：

1. CFD 之模擬技術已相當成熟，因 CFD 模擬相對於實驗方法而言，比較經濟便宜，可以在很短的時間內完成，能夠模擬真實條件、提供完整的分析資訊等優點，因此很適合用來作為營業場所空調環境模擬及節能應用之熱環境與節能改善方案之分析與檢討，以降低建置成本、時間與避免工程失誤。
2. 為提升 CFD 模擬評估之準確性，應輔助現場之使用條件及熱環境及氣流環境之條件調查與量測，以做為模擬方案之條件設定之參考與比對。
3. 影響人體冷熱舒適感覺的因子很多，至少包含：氣溫、濕度、周壁溫度、氣流、工作強度(代謝率)、著衣量等因素。營業場所之空調熱舒適性環境之設計與調控應依據營業場所之因素特性，採用適宜之空調系統、控制條件以及建築隔熱、遮陽及自然通風等建築相關節能技術，以提升能源效率及環境品質。
4. 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

所引入之濕度在空調系統潛熱負荷中佔比相當大。若採用妥適之獨立專用之外氣空調系統(DOAS)，將可提升營業場所之空調系統效率、熱舒適環境、空氣品質，並節省營業場所之冷凍設備耗能。

5. 由應用案例模擬分析結果，顯示當改變冷藏設備氣簾出風角度，降低冷藏設備的除霜時間與次數，有效減少冷藏設備的能耗；增加室內風阻來減少高溫外氣的侵入，改善前後減少外氣進入的熱負荷，每年減少可觀之耗電；將開放式冷藏櫃出風風速加大並將直吹式空調風速調小，將有效減少冷藏櫃空氣流體回流的破壞；將透明玻璃進行汰換可以減少外部熱負荷進入室內；將直吹式空調風速妥適調降，可有效減少冷藏櫃空氣流體回流的破壞，減少氣簾外洩所造成的能耗。

參考文獻

1. Amin, M., D. Dabiri &Navaz, H. K. (2012). Effects of secondary variables on in fi ltration rate of open refrigerated vertical display cases with single-band air curtain. *Applied Thermal Engineering*, *35*, 120–126. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.10.013

2. Fricke, B., & B. Becker. (2010). Energy Use of Doored and Open Vertical Refrigerated Display Cases. *Refrigeration And Air Conditioning*, 1–8. Retrieved from.http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2153%7B&%7Dcontext=irac

3. Gaspar, P. D., Carrilho Gonçalves, L. C., &Pitarma, R. A. (2011). Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in vertical open display cabinets for different ambient air conditions. *Applied Thermal Engineering*, *31*(5), 961–969. https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2010.11.020

4. Gray, I., Luscombe, P., McLean, L., Sarathy, C. S. P., Sheahen, P., &Srinivasan, K. (2008). Improvement of air distribution in refrigerated vertical open front remote supermarket display cases. *International Journal of Refrigeration*, *31*(5), 902–910. https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2007.09.005

5. Howell, Rosario, L., Riiska, D., & Bondoc, M.R.,. (1999[6]). Potential savings in display case energy with reduced supermarket relative humidity.

6. Laguerre, O., M. H. Hoang, Osswald, V., &Flick, D. (2012). Experimental study of heat transfer and air flow in a refrigerated display cabinet. *Journal of Food Engineering*, *113*(2), 310–321. https://doi.org/10.1016/J.JFOODENG.2012.05.027

7. Murphy, J. (2010). Selecting DOAS equipment with reserve capacity. ASHRAE Journal, 52(4), pp.30–40.

8. Trader, Grocery. (2013[2]). The case for glass doors on refrigerated display cabinets is closed. 擷取自 https://grocerytrader.co.uk/the-case-for-glass-doors-on-refrigerated-display- cabinets-is-closed/

9. Tsamos, K. M., H. Sun Mroue, J., Tassou, S. A., Nicholls, N., & Smith, G. (2019). Energy Savings Potential in Using Cold-shelves Innovation for Multi-deck Open Front Refrigerated Cabinets. *Energy Procedia*, *161*, 292–299. https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2019.02.094

10. ASHRAE, 2006, ASHRAE Handbook: Refrigeration.

11. 李國仲、郭鴻森、李基禎，2006，“空氣簾流場模擬與節能效益研究”。

12. 李魁鵬等，2003，“冷凍系統對百貨類建築耗能之影響分析---以便利商店為例”，中華民國建築學會第十五屆建築研究成果發表會論文集。

13. 林偉揚、簡良翰，2010，“使用數值分析探討實際便利商店應用之適正性與節能策略之研究”。

14. 通用機械，2017，https://kknews.cc/zh-tw/tech/9jkm6bb.html

15. 謝文德、王榆鑫、郭鴻森、李基禎，2004，“自動門氣簾設置對便利店之整體節能效益研究”，《冷凍與空調》25期：45-51。

編後語

財團法人台灣綠色生產力基金會，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、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，以推廣節約能源的觀念。

此「營業場所空調環境模擬及節能應用分析技術手冊」之編印，希望提供業界管理者 CFD 模擬相關經驗及技術，進行空調環境設計或工程施作之可行性評估，以確保可達成預期之目標，避免設計或工程之錯誤，節省時間、人力及成本。

手冊的編撰是由國立台北科技大學能源與冷凍空調工程系李魁鵬副教授主筆，及本會配合協助實際節能案例資料收集、模擬、彙整、編排、增修和校對後，聘請國立台灣大學陳希立教授、國立台北科技大學能源與冷凍空調工程系李文興教授、國立勤益科技大學許智能副教授為審查委員，審核後修訂，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，得以使本手冊更加充實和完備。