

電子廠房內空調熱舒適度分析

Analysis of Thermal Comfort in Factory Air-Conditioning System

郭明樺¹ 吳振源² 苗志銘³ 伍紹鈞⁴

Ming-Wha Kuo, Chen-Yuan Wu

¹ 空軍軍官學校教務處副處長

² 空軍航空技術學院助理教授

³ 屏東科技大學材料工程系教授

⁴ 空軍航空技術學院講師

¹ Deputy Director, Office of Academic Affairs, AIR FORCE ACADEMY,
Kaoshung, Taiwan, R.O.C.

² Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Air Force Institute
of Technology, Kaoshung, Taiwan, R.O.C.

³ Professor, Department of Material Engineering, National Kaohsiung University
of Applied Sciences, Pingtung, Taiwan, R.O.C.

⁴ Lecturer, Department of Mechanical Engineering, Air Force Institute of
Technology, Kaoshung, Taiwan, R.O.C.

摘要

本研究採計算流體力學(CFD)中之有限體積法為架構，進行電子資訊廠房內熱流場分佈最適化進排氣口位置之研究，幾何外型係以 CATIA V5 完成建模，格點則以 ICEM/CFD ICEM/CFD 製作，最後再以 Fluent 6.2.16 求解問題，求解方法以有限體積法解算雷諾平均 Navier-Stokes 方程式，紊流模式則使用標準 $\kappa-\varepsilon$ 模式，重點在於不同空調氣體出風量與進排氣口六種配佈情況下，分析三種風機操作條件下之廠房內部之熱流現象，並深入研究廠房內氣流速度與溫度分佈，以解決內部載台因工作產生高熱，造成機房內溫度過高之問題，另外運用 PMV、PPD 及 PD 指數等概念，深入探討機房內之舒適性，並尋求最佳化之進排氣配佈設計。

關鍵字：熱舒適性、通風系統

Abstract

The study aim to complicated thermal-flow structures within the Factory under different operated conditions by the computational fluid dynamic technique. The full-scale solid model is build with CATIA V5 software and the body-fitted computational meshed are generated by ICEM/CFD software. The solver is Fluent 6.2.16 which is based on the control volume method to solve the Reynolds-averaged

Navier-Stokes equations. The flow field is assumed as turbulent flow so that the standard $\kappa - \varepsilon$ turbulence model is implemented. Six types of inlet/outlet vent arrangements on the distributions indoor flow are testes. Air flow pattern, temperature contour induced by the thermal sources are well predicted. The distributions of PMV, PPD, and PD index around three operators are also evaluated for comparison. Besides, the unsteady air flow motion within cabin that is caused by the periodic motion of leakage valve is also investigated.

Key Words: Thermal Comfort, ventilation system

一、前言

大部分電子廠房為了避免外在環境污染均設計為封閉空間，因此除了本身生產設備所產生之高溫，加上廠房內溫溼度控制不易，將容易造成資訊機房內所配置的電腦主機及相關電子裝備當機甚至損壞，而且不舒適的操作環境也將使管控人員精神無法集中，易產生疲勞。

因此，為了維持資訊設備的妥善率及可靠度，並提供舒適的人員操作環境，室內熱流場模擬及舒適度分析對於機房空調設計就扮演著舉足輕重的角色。

室內通風空調設計上，往往因為空調條件、送回風口的配佈、及室內設備配置條件複雜而相互干擾影響，使得設計的困難度加大，因為室內氣體流動多為紊流流動，所以預測空調設計結果將變得很困難，但是室內氣流場卻是直接影響溫度分布、通風效率及濃度擴散的最主要因素，顯見捕捉室內氣流組織在空調設計上尤為重要。本文研究之電子廠房熱流場分析，有別於一般舒適性空調設計，比較類似於精密空調設計。精密空調設計的優先考量並不是人員的舒適度而是設備的可靠度與效率。因此如何在高標準的冷房需求下，兼顧機房內操作人員的舒適度，則是本研究探討的重點。

二、研究內容

好的空調設計，能維持良好的通風系統、並控制溫度及溼度於一個舒適的範圍，而且空氣污染物指標維持在標準值以下，那就

能夠達到良好的室內空氣品質及熱舒適性的要求目標。人們對於溫度及溼度的感受又是如何以下簡略做一個介紹。

2.1 熱舒適性 PMV(Predicted mean vote) 指標

熱舒適性對室內人員非常重要，人的感覺並不單純只受氣流溫度及速度的影響，空氣的相對溼度對人體也會產生影響。評估舒適性的方式很多，如中央氣象局[1]，根據每天氣溫及相對濕度變化，計算出各地區的舒適度，並將舒適程度分為六級指數，如表1，而美國冷凍空調協會 55-1992 標準[2]，提出辦公室在冬季及夏季舒適的工作溫度範圍，如表2。

表1 中央氣象局舒適度級數表

氣溫(°C)	級	舒適度
31°C 以上	1	非常悶熱、易中暑
27-30°C	2	悶熱
20-26°C	3	舒適
16-19°C	4	稍有寒意
11-15°C	5	寒冷
10°C 以下	6	非常寒冷

表1美國冷凍空調協會 55-1992 標準

ANSI/ASHRE Standard 55-1992 所建議辦公室舒適的工作溫度範圍值			
	穿著	最適宜溫度	理想溫度
冬天	長袖襯 厚的褲 毛衣	22°C 71°F	20-23.5°C 68-75°F
夏天	短袖襯 薄的褲	24.5°C 76°F	23-26°C 73-79°F

此外，低溫下的氣體擊流（Draught）對於人體的通風觸感，於同樣溫度下，若通風氣體擊流愈強烈，產生之局部溫差會愈明顯，相對地，不舒服的感覺也會愈強烈；在溫度分布方面，根據人體舒適度之研究，在相同的空間範圍內避免明顯的溫度變化，因為局部且過度的溫度變化會造成人員身體局部不適，美國冷凍空調協會 55-1992 標準 [2]，建議室內垂直的溫度梯度以不超過 3℃ 為佳，而 ISO 7730 [3] 規範更進一步規範人員立姿及坐姿時頭部和腳踝溫度差值不可超過 3℃。

近年來很多學者均投入熱舒適性研究，其中 Franger 於 1972 年提出 PMV (Predicted mean vote) 指標 [4]，這個指標考慮人體在各種工作量、衣著量和環境等各類因素之組合下，經計算所得，Franger [5] 等人進一步於 1982 年提出不滿意度指標（Predicted percentage of dissatisfied, PPD）以及擊流不滿意度指標（Percentage of dissatisfied due to draught, PD (%)）[6] 用來預測人體熱舒適度，使得預測結果更能貼近人體實際感受，因此本研究未來在分析內舒適度的問題，亦採用 PMV、PPD 及 PD 值作為分析的指標。以下針對 PMV、PPD、PD 等指標做一簡略說明。

表2 PMV 冷熱程度指標

PMV	-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
代表意義	寒冷	冷	涼	舒適	暖	熱	炎熱

2.2. PMV 指標

PMV 指標，是氣流速度、空氣溫度、平均輻射溫度、水蒸氣壓、衣著熱阻及人體代謝率的函數，區分為七個不同冷熱程度指標，如表 2，其計算公式如下：

$$PMV = [0.303e^{-0.036M} + 0.028] \times L$$

$$L = (M - W) - 3.96 \times 10^{-8} f_{ce} [(T_{ce} + 273)^4 - (T_r + 273)^4] - f_{ce} \times h_c (T_{ce} - T_a) - 3.05 [5.73 - 0.007(M - W) - P_a] - 0.42 [(M - W) - 58.15] - 0.0173M(5.87 - P_a) - 0.0014M(34 - T_a)$$

其中

$$h_c = 12.1 \times \mu^{0.5}$$

T_{ce} = 著衣外表溫度

M = 新陳代謝量

f_{ce} = 著衣量

W = 工作量

T_a = 空氣溫度

T_r = 平均輻射溫度

P_a = 空氣壓力

2.3 PPD 指標

Franger 的 PMV 指標是以 1396 人作為受驗者 [7] 在實驗室改變以上不同的六大因素作實驗，每個 PMV 值都有部份測試人員對環境感到不滿意，將實驗結果這種感到不滿意的人員百分比例，稱之為不滿意度，即所謂 PPD 值，與 PMV 指標的關係，可用下列關係式表示，PPD 值表示感覺冷熱不舒適的人數百分比，因 PPD 指標是由實驗所統計調查，從圖 1. 可了解到 PPD 與 PMV 的關係，一般人在 $-0.5 < PMV < 0.5$ 的範圍內感到較為舒服，因此根據上式，將之換算成為 PPD 指數，則在 10% 以下是為人體感覺較為舒適的範圍。

$$PPD = 100 - 95 \times e^{-(0.03353 \cdot PMV^4 + 0.2179 \cdot PMV^2)}$$

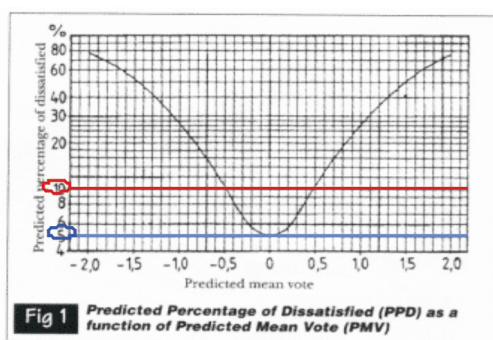


圖 1 PPD 與 PMV 的關係圖

2.4 擊流不滿意度 PD

除了有關熱方面的舒適問題外，氣流對人體產生的通風觸感也會造成人體不舒適，如果進排氣口設計不良，出風口位置設置不佳，出風口分散器角度不對，都會使得冷卻氣流及溫度局部不均勻，而引起人體某些部位感受到局部冷感或溫感現象，此一現象稱之為擊流。就一般人的對氣流的感覺[8]，如果氣流速度在 0.08m/s 以下會有沉滯感、 $0.13\text{--}0.18\text{m/s}$ 為最適宜的範圍、 $0.1\text{--}0.25\text{m/s}$ 是可容許的範圍，如果超過 0.33m/s 則就是屬於擊流，美國冷凍空調協會 55-1992 標準[2]則是建議氣流速度應在 0.2m/s 以下，流場的紊流強度(Turbulence intensity) 應限制在 30-60% 以避免因局部擊流所引起的人員不適。

Franger 及其研究人員也進行一系列有關氣體冷流的實驗，根據通風模型研究發展氣體擊流不滿意度 PD 值；為氣流溫度、速度及紊流強度的函數。綜合以上所述要達到美國冷凍空調協會 55-1992 標準中[2]，辦公室舒適的工作溫度範圍值較為容易，但是要避免內流場氣流垂直溫差過大引起的不舒服，以及因氣流產生的擊流現象所引起的區域性熱不舒適情況較為困難，因此提出舒適度範圍，需 PPD 指標在 10% 以下，而且對通風觸感所引起的不滿意度的上限百分比指標 PD 值需低於 15%，才符合舒適的情況。

三、問題描述

本研究依某一電子廠房實際尺寸建立幾何模型，另外為了進一步探討機房內熱流場分佈之最適化研究，本研究於原始廠房設計外，另外更改進排氣口位置，建構了五種不同進排氣口配佈的比對模型，試圖模擬三種風機操作條件下($3000\text{ m}^3/\text{hr}$ 、 $2400\text{ m}^3/\text{hr}$ 、 $1800\text{ m}^3/\text{hr}$)之內部之熱流現象，以尋求進、排氣口配佈位置最佳化設計。

3.1 廠房原始幾何模型建立

本研究機房數值模型以 CATIA V5 繪圖軟體建構六種不同進排氣口配佈之比對模型，並依進排氣口組合，分別予以 Case A~F 名稱，便於後續研究作業識別，如表 4，比對模型幾何外型，如圖 2。

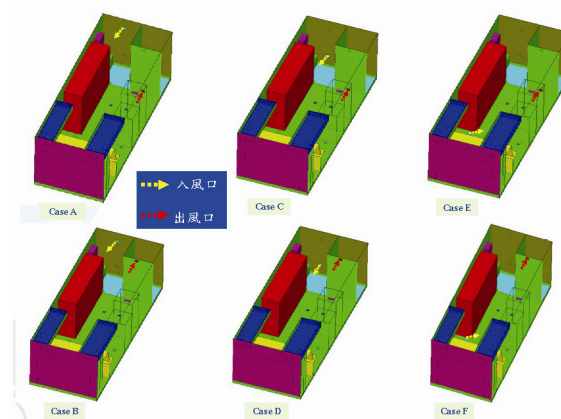


圖 2 六種進排氣口比對模型幾何外型圖

表 4.不同進排氣口位置組合表

名稱	進氣位置	排氣位置	備註
Case A	廠房後壁面 (UP)	廠房左後壁面(DOWN)	原設計
Case B	廠房後壁面 (UP)	廠房左後壁面(UP)	
Case C	廠房後壁面 (DOWN)	廠房左後壁面(DOWN)	
Case D	廠房後壁面 (DOWN)	廠房左後壁面(UP)	
Case E	廠房前天花板 (FRONT)	廠房左後壁面(DOWN)	
Case F	廠房前天花板(FRONT)	廠房左後壁面(UP)	

3.2 進氣及回風裝置

資訊機房通風系統設計，其新鮮進氣口(直徑 122 mm)設置於機房後方壁面，進氣溫度為室外溫度，空調器回風採強制回風設計，設置於廠房前方天花板兩側(抽風面採 Y 方向對稱設計)，而進氣設計是由進氣口以噴流方式將新鮮的熱空氣，緊貼天花板自廠房後方往機房前方推送，再由設置在前方天花板兩側的回風裝置，將新鮮空氣由迴風口強制抽離，並藉由兩側空調系統蒸發器降溫後，經由埋在壁面裡的兩側主風管將冷風注入地板下。其中一組通風管(左右支管各有一出風口)直接將冷卻氣體送進資料櫃內及地板下，執行資料櫃冷卻，另一組通風管，於資料櫃內部各開兩個出風口，送出冷流後，沿著地板下面，分別對稱架設在機房內中央走道區域的相對位置，右支管共有 4 個地板出風口，左支管共有 5 個地板出風口，冷卻氣流由空調器鼓風機推動，將風管內高速且低溫氣流吹出。

3.3 排氣口設計

資訊機房排氣口(直徑 130 mm)位於機房左後方壁面，中心位置離地 10 mm。

四、模擬計算

4.1 穩態流場

本次模擬計算實施穩態模式計算以資訊機房為計算模型，執行穩態計算。另外為了便於執行操作人員熱舒適性的分析，模擬人員於機房內的操作位置，如圖 3，假設人員高度為 1.72m[9]，採坐姿(1.32m)，並依操作人員座標點，模擬建立三條取樣直線，如圖 4，用以擷取人員舒適性之相關數據。操作人員座標位置概述如後：

人員(1)：Line-1 (1.6, 0.50, 0) (1.6, 0.50, 2.53)

人員(2)：Line-2 (1.6, 1.10, 0) (1.6, 1.10, 2.53)

人員(3)：Line-3 (1.6, 1.73, 0) (1.6, 1.73, 2.53)

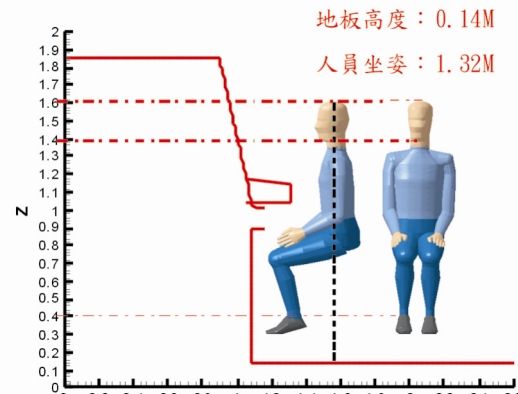


圖 3 操作人員位置(坐姿)示意圖

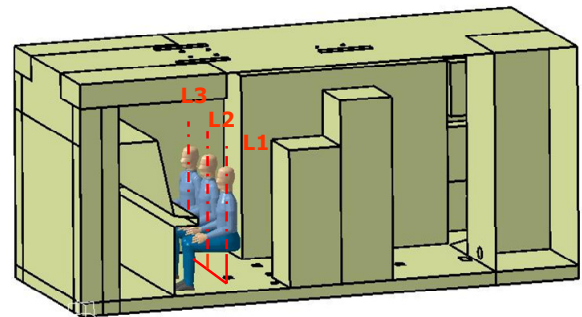


圖 4 操作人員座標點，三條取樣直線圖

(1) 流場邊界條件設定：

空調系統進氣口邊界條件以資訊機房原設計值作為數值模擬之邊界條件，其餘入口邊界則以實驗量測之速度值，如表 5 轉換為質量流率，做為入口邊界設定。

表 5. 資訊機房入口邊界實驗量測值

量測位置	低速風段(lo)		中速風段(mi)		高速風段(hi)	
	風速(m/s)	溫度(°C)	風速(m/s)	溫度(°C)	風速(m/s)	溫度(°C)
右排 1 孔	0.91	17.4	1.23	17.0	1.41	16.6
右排 2 孔	1.21	16.6	1.26	16.0	1.56	16.2
右排 3 孔	1.36	16.3	1.70	16.5	1.94	16.2
右排 4 孔	2.55	15.3	3.08	15.5	3.08	15.6
左排 1 孔	1.52	18.3	1.90	17.7	1.80	16.3
左排 2 孔	1.62	18.1	2.03	17.3	2.17	15.9

左排 3 孔	1.68	18.0	2.09	17.0	2.41	15.8
左排 4 孔	2.23	17.7	2.41	16.6	2.51	15.8
左排 5 孔	4.06	16.9	4.99	16.0	5.30	15.2
前排 風扇	3.80	21.2	3.90	16.5	4.20	15.7
後排 風扇	3.8	17.2	3.90	16.2	4.20	15.3
下方 出風 口	1.2	22.5	1.5	16.6	1.8	15.6

(2) 格點系統

在網格系統之製作上，由於資訊機房其幾何構型頗為複雜（必須考量儀器及資料櫃配置、空調管道、通風口與閥門等），各分系統銜接部分形狀變化較複雜，在格點製作上須謹慎思考，本案格點系統採用 ICEM/CFD 套裝軟體加以建構而成，並為多區塊之結構化網格系統。其中，計算域中格點配置之方法採用非均勻分佈網格系統 (non-uniformly distributed grid system)。並在流場變化較劇烈之處，如熱源附近、進出口處、壁面附近及內流場外型較複雜處，將網格分佈上進行加密(精緻化)處理，全案皆採全流域計算。

資訊機房內部配置之表面網格圖，區塊數：1352，格點數：1,762,000，如圖 5，經檢查格點之正交性均在 0.5 以上。

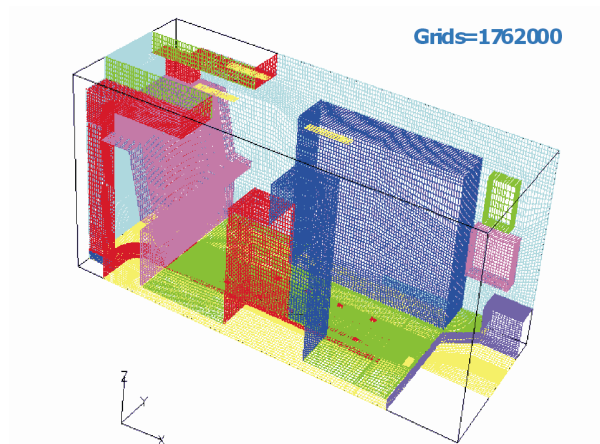


圖 5 機房內部配置之表面網格圖

五、研究方法

5.1 統御方程式

本研究所採用之熱流分析程式是使用黏性流體運動下，分析質傳及熱傳的統御方程式，而將紊流視為非常複雜之非穩態層流，以此觀念發展出來之方程式。這個統御方程式是由質量、動量及在非等熵流的能量項皆遵守雷諾傳輸定理之守恆原則 (conservation principle) 下所組成的，稱之為 Navier-Stokes 方程式，其通式 (scalar advection-diffusion) 可寫成下式：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla \cdot (\rho \vec{V}\phi - \Gamma \nabla \phi) = S \quad (1)$$

其中

ϕ : 因變數 ρ : 密度

t : 時間 $\vec{v}$: 速度向量

Γ : 耗散係數 (diffusion coefficient)

S : 源項 (source term)

連續方程式：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (2)$$

動量方程式：

$$\partial \rho U / \partial t + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = B + \nabla \cdot \sigma \quad (3)$$

$$\text{其中 } \beta = \rho \times g \quad (4)$$

於多成份流中，附加成份濃度之效應可依此相似處理，其數學式如下

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \sum_{i=1}^N \alpha_i (Y_i - Y_{0i}) \right] \quad (5)$$

流場之動量傳輸乃以動量傳輸方程式求解，將上式中應力發散之耗散項部份置於等號左邊，可寫成對流耗散方程式，如下式：

$$\partial \rho U / \partial t + \nabla \cdot (\rho U \otimes U - \mu \cdot \nabla U) = B - \nabla p' + \nabla \cdot (\mu \nabla U)^T \quad (6)$$

其中， p' 是壓力修正項，如下所示：

$$p' = p + [(2/3) \times \mu - \zeta] \nabla \cdot U \quad (7)$$

能量方程式：

在可壓縮流及不可壓縮流中，能量傳輸方程式均由焓值（enthalpy, H ）來求解，其中可壓縮流是以下式來求解：

$$\partial \rho H / \partial t + \nabla \cdot (\rho U H) - \nabla \cdot (\lambda \nabla T) = \partial P / \partial t \quad (8)$$

其中 λ 為熱傳導率（thermal conductivity）， T 表示溫度， H 是全焓（total enthalpy），且是由熱動力上的靜焓值（ h ）轉換而來

$$\text{亦即 } H = h + (1/2)U^2 \quad (9)$$

對於輕微可壓縮流（weakly compressible）及不可壓縮流中，如上式中全焓的動能項 $(1/2)U^2$ 假設遠小於內能項 h

，此時，程式是用靜焓值來求解，如同下式

$$H = h(T, p) \quad (10)$$

因此，這個能量方程式在不可壓縮流及輕微可壓縮流中的數學式如下式：

$$\partial \rho H / \partial t + \nabla \cdot (\rho U H) - \nabla \cdot (\lambda \nabla T) = 0 \quad (11)$$

濃度方程式

$$\begin{aligned} \frac{\partial C}{\partial \tau} + (U - \hat{U}) \frac{\partial C}{\partial x} + V \frac{\partial C}{\partial y} \\ = \frac{1}{R_e Sc} \left(\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} \right) \end{aligned} \quad (12)$$

紊流模式

本研究採用 $\kappa - \varepsilon$ 紊流模式模擬流場：

對於紊流動能 κ 及紊流耗散率 ε 之傳輸方程式分別以下式表示：

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \kappa}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \kappa) - \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\kappa} \right) \nabla \kappa \right] \\ = P + G - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) - \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] \\ = C_1 \frac{\varepsilon}{\kappa} [P + C_3 \max(G, 0)] - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \end{aligned} \quad (14)$$

其中 P 乃是紊流的動能 κ 之產生項，定義如下：

$$\begin{aligned} P = \mu_{eff} \nabla U \cdot [\nabla U + (\nabla U)^T] \\ - \frac{2}{3} \times \nabla U (\mu_{eff} \nabla U + \rho \kappa) \end{aligned} \quad (15)$$

G 是由重力（body force）產生其定義如下：

$$G = G_{buoy} + G_{rot} + G_{res} \quad (16)$$

G_{buoy} 、 G_{rot} 及 G_{res} 分別由浮力、轉動力及阻力所產生，而在本程式中 G_{rot} 皆設為零，只包括 G_{buoy} 這個浮力項，亦即 $G = G_{buoy}$ ，其定義如下：

$$G = -[\mu_{eff} / (\rho \cdot \sigma_\rho)] g \cdot \nabla \rho \quad (17)$$

浮力效應

處理流場中之浮力效應概分為兩部份予以分析，即分為可壓縮流及不可壓縮流。流體可視為可壓縮流，其密度是由狀態方程式而來，浮力可簡化為 ρg ，亦即於浮力項中之密度項可如下式表示

$$\rho = \rho^0 + (\rho - \rho^0) \quad (18)$$

其中 ρ^0 為基準密度，而 $\rho^0 g$ 項併入壓力梯度項內，如下式（22）及（23）式表示之。

（18）式最右項代表其重力（浮力）效應，故其數學表示式為 $B = (\rho - \rho^0) g$ ，假如於某些例子中之 ρ^0 表示為平均密度（mean velocity），其效應可消滅動量源項（momentum source），有利於程式計算之收斂。

Boussinesq approximation 應用於低馬赫數中微小溫差之流場之浮力效應之模擬具有相當之準確性，其近似數學式如下

$$\rho = \text{constant} = \rho^0 \quad (19)$$

但上式 (19) 於動量方程式中之浮力源項除外，其數學式如下

$$\rho = \rho^0 (1 - \beta (T - T^0)) \quad (20)$$

其中 β 為流體之膨脹係數， T^0 是浮力基準溫度。

於多成份流中，附加成份濃度之效應可依此相似處理，其數學式如下

$$\rho = \rho^0 \left(1 + \sum_{i=1}^N \alpha_i (Y_i - Y_{oi}) \right) \quad (21)$$

其中 Y_i 為第 i^{th} 項之成份濃度， α_i 與膨脹係數相關聯， Y_{oi} 為成份濃度之基準值 (reference)，通常為零。在可壓縮流與 Boussinesq 例子中， $\rho^0 g$ 項併入壓力梯度內，故動量方程式之 (r.h.s) 可以下式表示

$$\rho g - \nabla p' = (\rho - \rho^0) g - \nabla P \quad (22)$$

其中 P 是壓力之再修正項，現以流力靜力項予以轉化如下：

$$P = \rho^0 g \cdot x \quad (23)$$

5.2 數值方法

本研究利用計算流體力學 (CFD) 軟體 FLUENT，在紊流模式及定常下使用有限體積法求解 Navier-Stokes 方程式。在處理動量方程式之壓力與速度間使用 SIMPLE 法則，求穩態解時，僅需將壓力控制在每個時距 (Time Step) 做疊代，以得到近似的壓力項，然後便可以作為修正下一步之用。如此，在求解過程中更能有效率的計算流場中各項的物理性質，如流速、壓力、濃度等；並與 Navier-Stokes 方程式互相結合解決問題，因此被廣泛的應用在計算流體力學領域。

在紊流模式方面，本研究選用標準 $k-\epsilon$ 紊流模式，在自然界中大部分的流場，在大多數的狀況下都是屬於紊流流場，它常隨時間與空間而變化，故欲以電腦準確模

擬其細微結構 (micro structure) 是相當不易且極具挑戰性的工作。其中模擬空間中流場最被常使用的是 $k-\epsilon$ 紊流模式，而在工程應用上求解紊流特性，仍以 $k-\epsilon$ 紊流模式為主流。其中標準型的 $k-\epsilon$ 紊流模式是半經驗公式是從實驗現象中歸納出來的，自從被 Launder and Spalding 提出後就變成工程熱流場計算中的主要工具，由於 $k-\epsilon$ 紊流模式適用範圍廣且合理的精度，所以在工業界熱流場分析及熱交換模擬受到廣泛的應用。

六、結果與討論

6.1 實驗量測

本研究所使用之量測儀器為風速流量及溫溼度多功能量測儀 APM360，經實地實施流場量測，計地板出風口九個、儀器櫃下方出風口及廠房內部空調循環吸入口二處，分別於低速 ($1800 \pm 200 \text{ m}^3/\text{時}$)、中速 ($2400 \pm 200 \text{ m}^3/\text{時}$) 及高速 ($3000 \pm 200 \text{ m}^3/\text{時}$) 風段實施量測。

6.2 全模型定常流場分析

為瞭解指資訊機房內流場結構，本研究將依前述建構六種不同位置之空氣進口及出口構型 (Case A 至 F 之進、排氣口相關位置，請參考問題描述之說明)。並以三種不同進口流速實施定常流場之模擬，首先探討在 PMV、PD 及 PPD 等各項指標對不同個案分析的結果後，再針對其進、排氣口與地板出風口相對及位置配佈設計對氣流場的影響分別加以探討。

6.3 熱舒適性 PMV 指標與不滿意度指標 PPD 指標分析

依熱舒適性 PMV 指標與不滿意度指標 PPD 指標公式，計算各個 Case 的結果，比較三段風速對 L-2 操作人員位置之 PMV 與 PPD 圖，在六種進、排氣組合下，在操作人員頭部位置附近，PMV 值均在 0.01~0.05 之間，依 ISO7730-1994 規範，就人員舒適性而言是屬於舒適範圍，而與 PMV 對應的

PPD 指標曲線圖走勢與 PMV 曲線相似，與 PMV 曲線呈相對應關係，觀察 PPD 指數曲線圖在操作人員頭部附近，大約分佈在 5.0%~5.05%，屬於舒適範圍。由此可知在本研究中所模擬的六種進、排氣組合與三段不同風速下，計十八個 Case 之 PMV 指標與 PPD 指標均達到對操作人員舒適的標準，高速風段 PMV 指標與 PPD 指標關係圖，如圖 6 中速風段 PMV 指標與 PPD 指標關係圖，如圖 7 低速風段 PMV 指標與 PPD 指標關係圖，如圖 8。

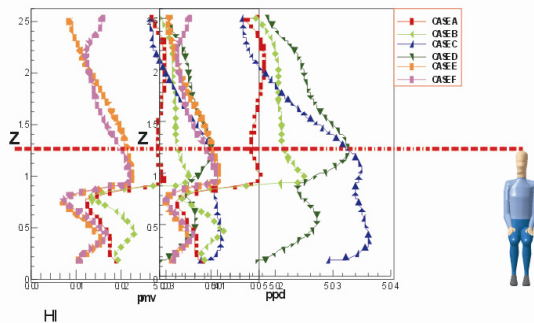


圖 6 高速風段 PMV 指標與 PPD 指標關係圖

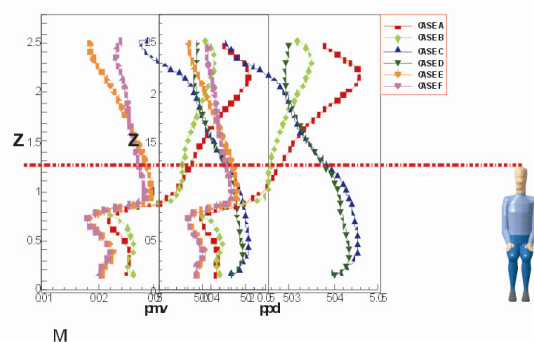


圖 7 中速風段 PMV 指標與 PPD 指標關係圖

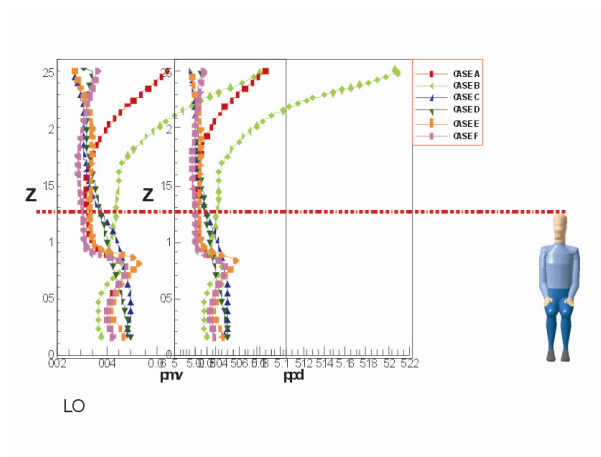


圖 8 低速風段 PMV 指標與 PPD 指標關係圖

6.4 擊流不滿意度 PD 指標分析

首先三種進氣模式均發生的擊流現象，氣流平均速度約 0.6m/s(大於 0.33/s)，屬於擊流範圍，第二針對 PD 值分析，從模擬結果發現三種進氣模式在人員操作位置上均有局部或全部擊流現象發生，以高速風段 L2(2 號人員)頭部位置 PD 值比較(頭頸部是身體感覺較敏感位置)，六種進排氣組合在 L2(1.25~1.45M 高度)的 PD 值分佈在 18~26%之間，均超過規範的 15%值(如圖 9)，中速風段及低速風段的曲線圖(如圖 10 及 11)，除 Case F 在低風速時其 PD 值，分佈在 10~15%之間，屬於舒適的規範值外，其餘各個 Case 的頭部位置的 PD 值均超出規範的 15%值標準甚多，而資訊機房原始設計(Case A)的 PD 值在高、中、低風速條件下，均屬不舒適範圍，由以上分析結果，PD 值偏高與進排氣位置並無直接關係，而是資料櫃下方出風口，出風氣流速度和流向問題，以及廠房中段由新鮮空氣與地板出風形成的氣流渦旋擠壓問題，如適度改良資料櫃下方出風口以及地板出風口出風方向，應可改善目前 PD 值偏高情況。

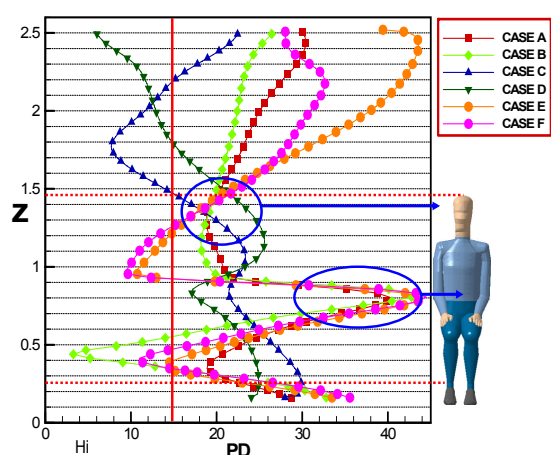


圖 9 高速風段操作人員位置 (L2) PD 值分佈曲線圖

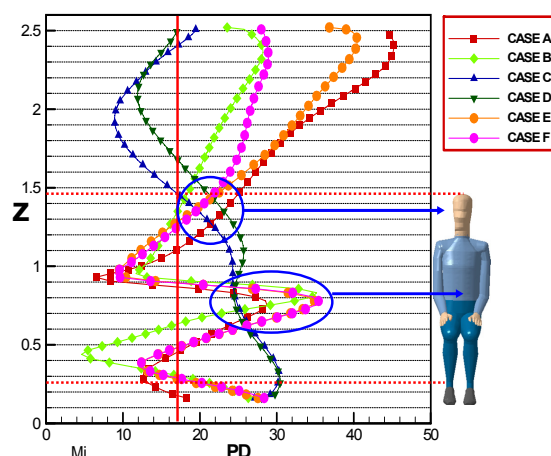


圖 10 中速風段操作人員位置 (L2) PD 值分佈曲線圖

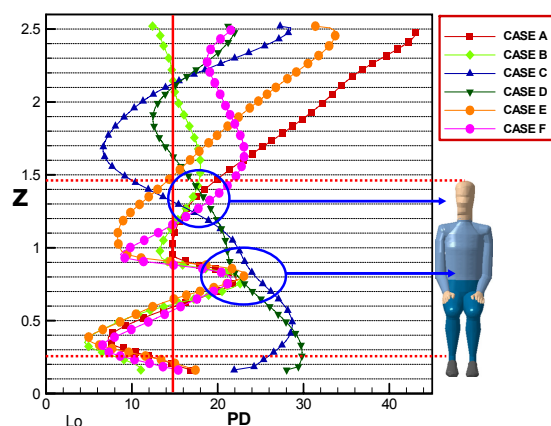


圖 11 低速風段操作人員位置 (L2) PD 值分佈曲線圖

6.5 溫度舒適性分析

在溫度舒適性分析，採用 ISO 7730-1994 以及 ANSI/ASHRE Standard 55-1992 的標準，作交叉比較分析。依 ISO 7730-1994 規範室內空調，舒適的溫度環境為頭部與腳踝的垂直溫度差必須小於 3°C ，立姿 (1.7m-0.1m)，坐姿 (1.1m-0.1m)。本研究採人員坐姿分析，但由於廠房地板高度為 0.14M，所以我們擷取操作人員位置 (L1、L2、L3) 的溫度資料做分析比較時，須將地板高度納入考量，擷取資料高度修正為頭部高度為 1.24m、腳踝部位高度為 0.24m。經計算後，頭部及腳踝溫度差值表，計算結果發現，各個案在三種風速條件下，人員操作位置 (L1、L2、L3)，頭部及腳踝溫度差值均未超過 3°C ，表 6，符合 ISO 7730-1994 規範值。

表 6. 頭部與腳踝垂直溫度差值表

		Case A	Case B	Case C	Case D	Case E	Case F
Hi	L1	2.05	2.06	-0.72	-0.2	1.36	1.18
	L2	1.02	1.97	0.03	1.02	1.05	0.75
	L3	1.38	2.26	1.46	1.64	0.92	0.57
Mi	L1	1.94	1.75	-0.06	-0.84	1.68	1.72
	L2	1.74	1.56	-0.03	-0.76	1.16	1.00
	L3	1.82	-2.16	-0.08	0.30	1.56	0.94
Lo	L1	-	-	-	-	-	-
	L2	1.50	0.82	0.70	0.72	1.68	1.26
	L3	-1.4	1.3	-1.90	-1.5	-2.9	-2.3
		0.60	0.12	1.94	1.26	1.56	1.50

針對 L2 (2 號人員) 頭部位置溫度值做比較，低速風段 L-2 位置溫度變化曲線圖，如圖 12，看出來六種進排氣組合，溫度曲線走勢大致相同，操作人員頭部範圍，溫度分佈在 $293\text{K} \sim 296\text{K}$ 之間，屬於 ANSI/ASHRE Standard 55-1992 冬天的理

想溫度範圍。

中速風段 L-2 位置溫度變化曲線圖，如圖 13，明顯看出來六種進排氣組合，依進氣位置不同，而形成三種溫度曲線走勢，而且在人員頭部以下，溫度曲線幾乎重疊，另外觀察頭部範圍，除了 Case E、F 溫度低於 293K 外，依中央氣象局舒適度對照表，屬於稍有寒意範圍，其餘 Case 的頭部溫度分佈在 293.8K 至 294.8K 之間，屬於 ANSI/ASHRE Standard 55-1992 冬天的理想溫度範圍。

最後觀察高速風段 L-2 位置溫度變化曲線圖，如圖 14，溫度曲線走勢與中速風段類同，明顯依進氣位置，形成三種走勢圖，但是溫度變化則明顯大於中、低速風段，在高速風段人員頭部範圍溫度，僅 Case B、C、D 符合 ANSI/ASHRE Standard 55-1992 冬天的理想溫度範圍，溫度分佈在 293.4K~294.2K 之間，另 Case A 的頭部溫度為 292.8K 雖低於 293K，但是還是比較接近理想溫度範圍，而 Case E、F 人員頭部溫度與其他 Case 相比則是相對低溫，其溫度分佈在 291K~291.6K，依中央氣象局舒適度對照表，屬於稍有寒意範圍。

從以上針對人員操作區舒適溫度比較分析，可歸納出幾個現象，在低速風段，不論進、排氣風口設置在哪裡，對於人員操作區溫度分佈並沒有太大影響。從中速風段及高速風段溫度曲線圖發現，隨著冷卻供風量增大後，排氣口設置的位置對於操作區溫度的分布，影響程度有限。另外隨著供風量增加，依進氣位置不同而形成三種溫度曲線走勢，彼此的溫差會越來越大，如以 ISO 7730-1994 頭部及腳踝溫度差值標準來看，則上述六種 Case 均符合舒適標準，但是如果加上 ANSI/ASHRE 55-1992 標準，則符合舒適範圍(冬季)僅有 Case B、C、D 三種，由於是符合冬季標準，操作人員是穿著冬季服裝。

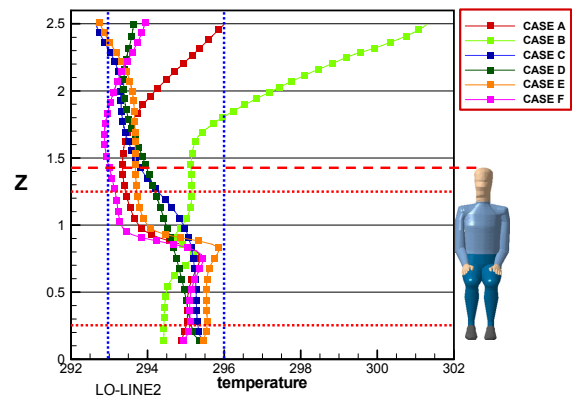


圖 12 低速風段操作人員位置(L2)溫度分佈曲線圖

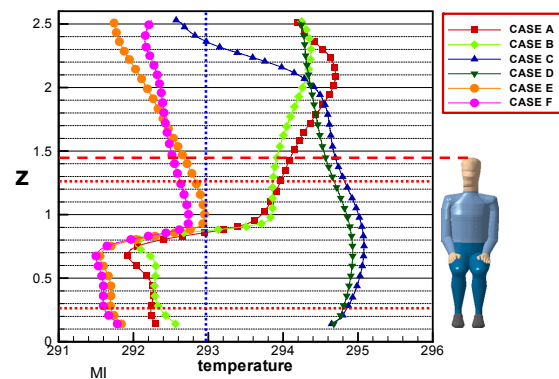


圖 13. 中速風段操作人員位置(L2)溫度分佈曲線圖

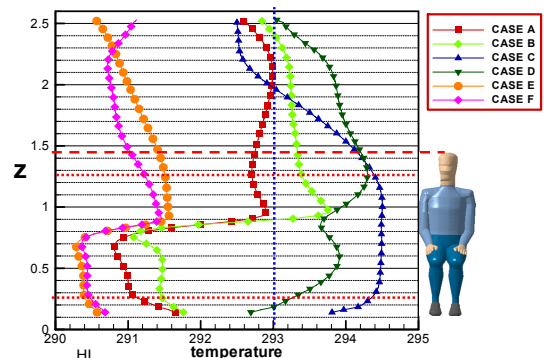
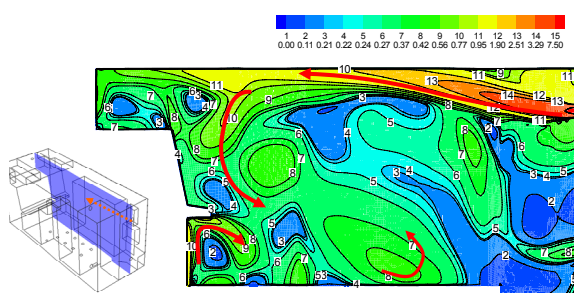


圖 14 .高速風段操作人員位置(L2)溫度分佈曲線圖

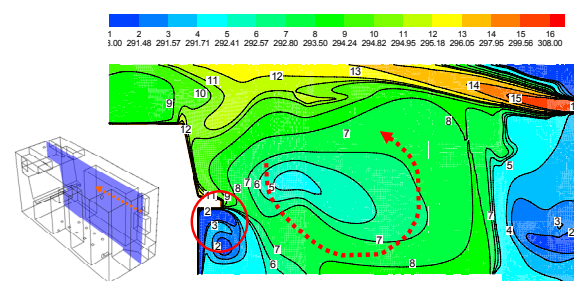
6.6 進氣口位置對廠房內氣流場及溫度的影響

比較三種不同進氣位置 (Case A、C、E) 在高速風段之速度場與溫度場分析，Case A 如圖 15、16，Case C 如圖 17、18，Case E 如圖 19、20，分別在廠房尾端上方、尾端下方、廠房前方天花板分析結果，在 $y=1.52$ 剖面溫度場分佈情況，三個 Case 均有明顯差異，顯見進氣口配佈位置，對廠房熱流場，有所影響，尤其在廠房中段主要熱負載區域，Case A 與 E 其溫度分佈均落在 292K 至 293K 之間，較 Case C 的 293K 至 295K 為低，顯示進氣位置在設置在廠房尾端上方或者是廠房前方天花板，對於移除廠房熱負載是較佳的選項。



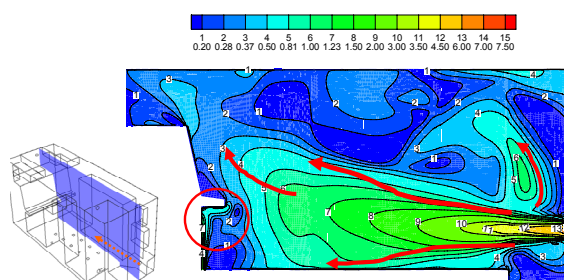
Y=1.52

圖 15 .Case A 在高速風段 Y=1.52 縱切面速度場分布圖



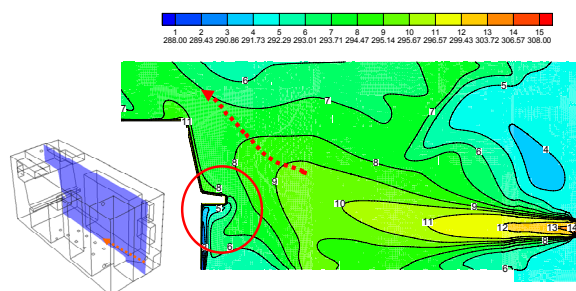
Y=1.52

圖 16 Case A 在高速風段 Y=1.52 縱切面溫度分布圖



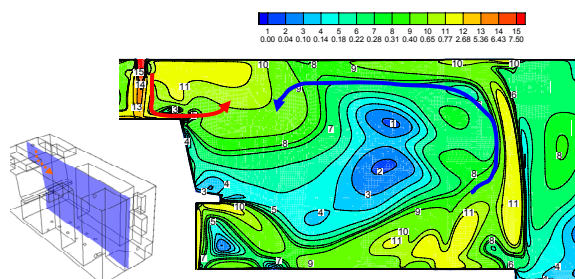
Y=1.52

圖 17. CaseC 在高速風段 Y=1.52 縱切面速度場分布圖



Y=1.52

圖 18 .Case C 在高速風段 Y=1.52 縱切面溫度分布圖



Y=1.1

圖 19 .Case E 在高速風段 Y=1.1 縱切面速度場分布圖

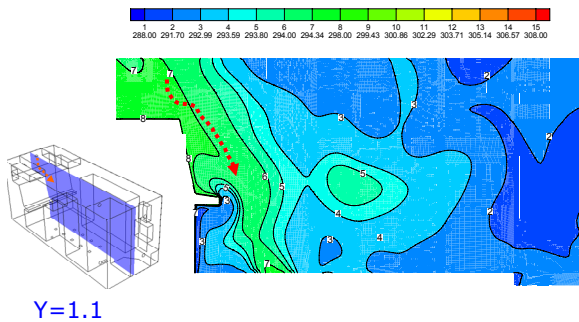


圖 20 Case E 在高速風段 Y=1.1 縱切面溫度分布圖

6.7 排氣口位置對廠房內氣流場及溫度的影響

首先在高速風段的進模式下比較廠房後半段流場分佈則有不同，Case B 由於排氣口設置於壁面上方，因此在左邊儀器櫃後方接近地板位置出現一低速區，流場速度分佈在 0.16m/s 以下，顯見氣流於該位置形成滯留現象，如圖 21 而在 Case A 由於排氣口設置於壁面下方，因此所形成的氣流滯留現象則不存在，如圖 22，可見在排氣口設置位置，會影響局部氣流場。另外從 Case A 跡線圖，如圖 23，如 Case A 左排地板第 1.2.3.4 出風口，速度跡線自出風口流出後，僅於盤旋數圈後即自排氣口流出，類似於短路現象的流動型態，而在 Case B 跡線圖，如圖 24，速度跡線自出風口流出後，不僅只在儀器櫃之間通道盤旋亦在左儀器櫃後方盤旋數圈後才自排氣口流出。兩相比較，前者跡線僅侷限於部分小區域(非廠房熱負載重點區域)，且停留時間較短，影響冷卻效率，增加空調設備負荷，後者跡線涵蓋廠房主要熱負載區域，且停留時間較長，能有效降熱負載移除，冷卻效率較高。依上述結果分析，顯示排氣位置在設置在廠房左後壁面上方是較佳的選項。

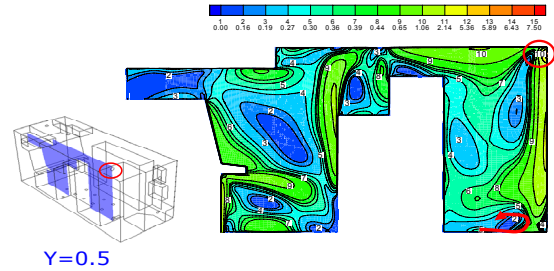


圖 21 Case B 在高速風段 Y=0.5 縱切面速度場分布圖

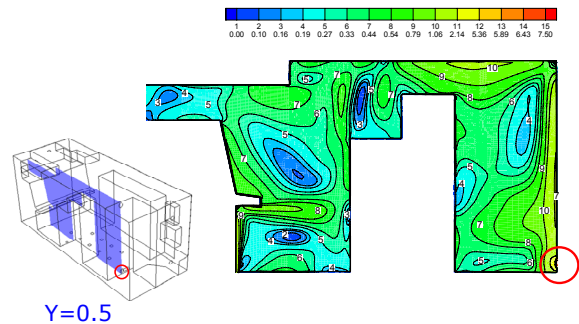


圖 22. Case A 在高速風段 Y=0.5 縱切面速度場分布圖

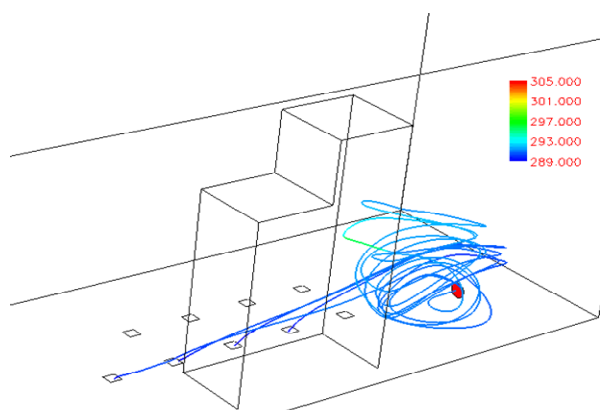


圖 23 . Case A 在高速風段左側地板(1、2、3、4)出風口跡線圖

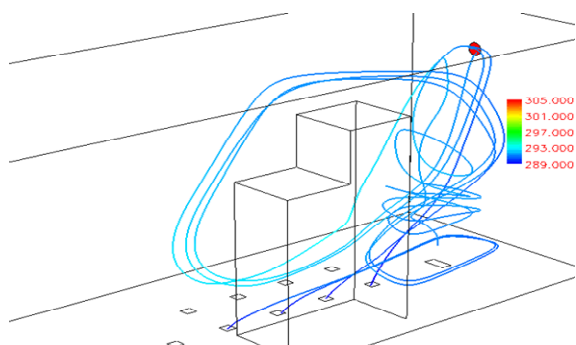


圖 24. Case B 在高速風段左側地板(2、3、4、5)出風口跡線圖

6.8 進排氣口最適化配佈設計

綜合上述定常流場中，六種 Case 在 PMV、PPD、PD 指標、溫度舒適性及氣流場的速度與溫度綜合比較分析後，針對表現較佳者以勾選標註統計，如表 7，顯示每一種進排氣口配置組合均有其表現理想部分，但就整體而言，以 Case B 在各項性能上均能有理想表現，因此在本研究中廠房進、排氣口最佳配置設計應以 Case B，進氣位置在廠房後壁面上方、排氣位置在廠房左後壁面上方為較佳選項。

表 7 熱舒適度指標比較表

比較區域	比較項目	A	B	C	D	E	F
廠房中段	移除熱負載能力	○	○			○	○
廠房中段	溫度分布	○	○			○	○
操作人員 (L2)	舒適性		○	○	○		
操作人員 (L2)	PMV	○	○	○	○	○	○
操作人員 (L2)	PPD	○	○	○	○	○	○

七、結論

本研究從資料蒐集、模型建立、電子設備內定常及非定常之流場模擬，已建立一套完整之空調分析之數值模擬程式，本研究之結論歸納如下：

- 1、Case B 的進、排氣口位置為最適化之設計，經比對分析六種不同進排氣口配佈構型其熱流場模擬結果後，發現在人員操作位置的溫度舒適性、PMV、PPD 指標值均符合 ISO 7730-1994 的規範。但將廠房內氣流速度及溫度分佈等納入評量則以 Case B 整體表現為最佳。
- 2、對原電子設備廠設計構型 (Case A) 的改良，僅需將排氣口位置自下方壁面移至上方壁面，使得廠房內形地板至天花板的氣流模式並由天花板迴風及排風的氣流模式，即可有效從空間中移走熱負載及污染物並獲得較佳之空氣品質。
- 3、改變儀器櫃下方出風方向減少擊流產生，模擬結果發現，不論進、排氣口位置為何，在操作人員位置均有擊流產生，而產生擊流的最主要原因為儀器櫃下方長型出風口的冷卻氣流，因此如能於出風口位置加裝檔版改變氣流方向，則能有效減少操作人員位置擊流產生情形。
- 5、增加迴風裝置抽風面，可增加冷房效果並減少頭部擊流現象，我們從模擬結果發現，就後上方進氣構型 (Case A、Case B) 而言，於廠房回風裝置增加 X 方向(廠房縱軸方向)的抽風面，原設計僅朝 Y 方向對稱設計，就能減少進氣流因受到為迴風裝置外罩阻礙向下擠壓而造成操作人員頭頸部位位置擊流的現象，另外因下捲的熱空氣所造成廠房中下層空間溫度上升情況也能有效降低。

誌謝

本研究承國科會對 NSC 98-2218-E-344 -001-MY2 計畫經費補助及國家高速網路與計算中心提供軟硬體資源，使本研究得以順利進行，僅此誌謝。

參考文獻

- [1]HEATH ON LINE 網頁http://health.healthonline.com.tw/weather/dictionary_3.htm
- [2]ASHRE Standard 55-1992, “Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, ” American Society of Heating Refrigerating and Air- Conditioning Engineers (ASHRAE).
- [3]ISO 7730, International Organization for Standardization(ISO).
- [4]Franger P.O., “Thermal comfort, ” McGraw-Hill, New York, pp. 110-114, 1972.
- [5]Fanger P.O., “ Thermal Comfort-Analysis and Applications in Environmental Engineering, ” Robert .E. Krieger, Florida, 1982.
- [6]P.O.Franger and N.K.Christensen , “Perception of draught in ventilated spaces,” Ergonomics, Vol.29, NO.2, pp. 215-235, 1986.
- [7]Kate E. Charles,October, “Fanger’s Thermal Comfort and Draught Models”IRC Research Report RR-1662, pp.5-6, 2003.
- [8]王錦堂，1968，建築應用物理學，pp.89。
- [9]吳蕙米，台灣地區大學新生與台閩地區同年齡國民健康體適能長模式之比較研究，逢甲大學人文社會學報第一期，第375-388頁，2000年11月。