

行政院原子能委員會
委託研究計畫研究報告

新式 HCPV 太陽電池模組封裝技術開發
Development of a new package method for HCPV solar module

計畫編號：992001INER039

受委託機關(構)：國立虎尾科技大學

計畫主持人：蔡永利

核研所聯絡人員：施圳豪

聯絡電話：05-6315523

E-mail address：yltsay@nfu.edu.tw

報告日期：99 年 11 月 11 日

目 錄

目 錄.....	i
中文摘要.....	1
英文摘要.....	2
壹、計畫緣起與目的	3
貳、研究方法與過程	8
一、物理模型	8
二、統御方程式與邊界條件	8
三、邊界、固體-空氣、固體-固體交界面耦合及其他相關條件	10
四、影響參數	11
五、數值方法與驗證	12
參、主要發現與結論	14
一、二維問題分析結果與討論	14
(一) 發熱量影響	14
(二) 機匣長度及發熱塊數目的影響	15
二、三維問題分析結果與討論	16
(一) 發熱量影響	16
(二) 散熱鰭片數目的影響	17
(三) 熱導性質的影響	18
三、結論	18
肆、參考文獻	20
伍、符號說明	24

中文摘要

本計畫旨在針對封閉機匣中載裝有陣列分佈之 III-V 族太陽電池的系統，以數值方法探討其自然對流特性，以及鰭片對於電池之散熱性能的提升效應。有關機匣內部與外界環境之溫度分佈與流體流動結構，本研究皆予以嚴謹求解。本研究詳細探討每個電池之熱產生率(\dot{Q})、機匣壁之熱傳導係數(k_w)、電池電極層之熱傳導係數(k_e)、鰭片數(N_f)及外界溫度(T_∞)等參數的影響。結果顯示，對於機匣中載裝有 160 個電池之系統，當 $\dot{Q}=10\text{W}$ 、 $k_w=166.9\text{ W/m-K}$ 、 $k_e=280\text{ W/m-K}$ 時，系統之熱點與外界的溫度差達 92.6°C ；若安裝散熱鰭片 $N_f=180$ ，該溫度差可降至 69.7°C 。此外，當 $\dot{Q}=10\text{W}$ 而 $26.3 \leq k_w \leq 166.9\text{ (W/m-K)}$ 、 $100 \leq k_e \leq 280\text{ (W/m-K)}$ ，其熱點溫度之最大差異約 64°C 。

Abstract

This project aims to investigate numerically the natural convective characteristics for a system with a cabinet containing arrays of III- V photovoltaic cells. Furthermore, efforts are performed to explore the enhancement of cooling performance of the cells by using fins. The temperature distributions and flow structures in the cabinet and surrounding area are solved simultaneously. The influences of the heat generation rate per a cell (\dot{Q}), heat conductivity of metal plate wall (k_w), heat conductivity of electrode layers (k_e), number of fins (N_f), and surrounding temperature at region far away from cabinet (T_∞) are examined. Results show that, for the system with 160 photovoltaic cells, the difference between the hot spot temperature of the system T_H and T_∞ is 92.6°C as $\dot{Q}=10\text{W}$, $k_w = 166.9 \text{ W/m-K}$ and $k_e = 280 \text{ W/m-K}$. This temperature difference could reduce to 69.7°C with the installation of fins $N_f = 180$. In addition, the maximum difference in hot spot temperature is about 64°C for $\dot{Q}=10\text{W}$, $26.3 \leq k_w \leq 166.9 \text{ (W/m-K)}$ and $100 \leq k_e \leq 280 \text{ (W/m-K)}$.

壹、計畫緣起與目的

由於現今石油日益短缺，尋求替代能源甚至是乾淨無污染之能源以取代化石燃料，實為能源科技的重要課題。在台灣有 98% 能源仰賴國外進口，導致在經濟發展上潛伏著許多不確定因素。在替代能源的方法中，太陽能屬於其中一種，且是最乾淨而無污染的能源，在未來新能源的開發構想中，被視為具有潛力的一種能源技術。由於過去 HCPV 太陽電池佔整體太陽光電研發的比例還很小，直到近期因環保意識及對再生能源的重視，加上 HCPV 太陽電池的效率一再提升及成本下降的空間大，因此受到相當大的關注。所以先進的太陽能系統是台灣目前迫切需要實現的目標。Kuo 等人[1]提出我國核能研究所已具備能力開發之 1000kW 高效率聚光型太陽能系統。太陽能電池被陣列式安裝在鋁板上，兩側為鋁材質使廢熱能更有效傳遞至外界，頂面透過菲涅耳透鏡將太陽光聚集起來，提升系統整體發電效率，在被動散熱系統下效率約 26%。

聚光型太陽能電池主要材料是[砷化鎵](GaAs)，係屬於三五族(III-V)材料，其溫度高低為電池模阻性能良窳的關鍵因素之一。目前的太陽電池，只有一小部分陽光傳入太陽電池轉換為電能[1, 2]，在太陽電池內部分的吸收的能量將被轉換成熱，除非有效的將熱量傳至環境中，否則可能導致電池溫度上升。因此須妥善進行廢熱管理以降低晶粒溫度，提昇太陽能能量轉換效率。由於磊晶的封裝方式，以及太陽電池模組的構造，其散熱途徑係牽涉到熱傳導、熱對流及熱輻射的複雜耦合熱傳；尤其磊晶之體積非常小，因此磊晶的熱通量遠大於一般電腦的微處理器，而熱傳的問題更為重要。Royne 等人[3]提出在能量轉換的同時會產生相當多的廢熱，產生之廢熱會

對系統造成損壞，如何有效提升系統的冷卻功能，是目前急需解決的問題。Sturm 等人[4]及陳[5]指出熱應力導致的熱變形將會降低磊晶的使用壽命以及提高失效率，甚至使得磊晶封裝體的損壞。陳[6]對磊晶構裝體表面溫度進行量測，並應用有限元素法對磊晶進行熱應力及熱變形分析。

對於被動式冷卻系統，聚光型太陽電池模組是由太陽能電池、基板、散熱器及射出成型的菲涅爾透鏡所組成。太陽能電池是以陣列方式排列於基板上，然後安裝於機匣底面。底面及側壁面之金屬板主要目的為，增加排出太陽能電池所產生之廢熱；頂面為菲涅爾透鏡。從熱傳觀點該系統可以視為在封閉機匣底面安裝有許多間隔凸塊熱源系統。針對在封閉機匣中安裝有離散熱源凸塊自然對流熱傳特性研究，目前已有許多研究者有相當多的研究。Heindel 等人[7, 8]以理論和實驗探討 3×3 陣列間隔排列的平面熱源於矩形穴的自然對流問題。他們發現 3-D 模型所獲得 Nussel Number 比 2-D 模型的高。然而，當熱源的長寬比大於 3 時，2-D 與 3-D 模型所預測的 Nussel Number 之相對誤差小於 5%。Tou 等人[9]和 Tou 和 Zhang[10]的兩篇論文是分別探討在垂直和傾斜的圍場內充滿液體，並分別在圍場內牆上安裝一個 3×3 陣列的平面熱源所引起自然對流問題。Dias 和 Milanez[11]針對在方形穴之絕熱壁面上安裝 1 或 2 個平面熱源所引起之熱對流，探討最佳化熱源位置的問題。Bazylak[12]利用數值分析在圍場底面安裝有 4 個平面熱源自然對流問題。Ju 和 Chen[13]等，研究在矩形圍場垂直壁面，安裝有 5 個離散凸塊自然對流熱傳問題。Liu 等人[14]利用數值方法探討在垂直圍場內，安裝於基板上的五個加熱凸塊之最佳化排列的問題，結果他們發現就熱傳特性而

言，等間距排列並非最理想選擇，相對於等間距的排列，最佳化的排列可降低溫度達 20%。Sathe 和 Joshi[15、16]以數值方法探討基板上加熱凸塊在充滿液體的圍場內之熱對流與熱傳導的問題，研究圍場壁面上的熱邊界條件對於熱傳特性的影響。他們指出只讓上方壁面的溫度固定，結果會讓凸塊溫度高出 28%。

在上述所有提起的文章皆假設封裝壁面的溫度或者熱通量已知。然而，在實際的情況下，封裝壁面的熱邊界條件是很難被預先知道的。必須去求解壁面的溫度或熱通量，因為壁面的溫度或熱通量會受到自然對流流經封裝裡面或封裝壁面經熱傳導至環境的熱交互作用影響。Gray[17]提出一個高效率聚光型太陽能發電系統(HCPV)二維被動的冷卻模型。計算的區域包含二維的室和周圍的區域。太陽電池假設為等溫發熱 353K 的熱源。可是，在實際工程上的應用而言電池的溫度應該是 HCPV 系統運轉後的結果。近來，Tsay 和 Cheng[18]等人研究在具有熱源二維櫃子中氣流流經櫃子裡面或外面熱交互作用下自然對流冷卻的影響與性能。熱源的溫度與機匣壁面的溫度是在求解的過程中得到。Gan[19]利用計算流體力學軟體去探討光伏模組與機匣外殼空氣間隙尺寸對電池的溫度的影響。

在散熱鰭片之相關研究方面，散熱鰭片的應用甚廣，Chapman 等人[20]以實驗之方式探討直片形鰭片、條狀形鰭片和橢圓形鰭片散熱座之熱傳性能，結果顯示直片形鰭片的總體熱組比其他二者低。Jonsson 與 Moshfegh[21]以實驗的方式探討不同類型之散熱鰭片，主要分為平板鰭片、帶狀鰭片和柱狀鰭片三種類型的鰭片，柱狀又分為圓柱與方柱，而帶狀鰭片與柱狀鰭片又細分為一致性排列與交錯排列，結果顯示柱狀鰭片於高雷諾數的情形下並沒有比較有

益的。Yang 和 Peng [22] 將平板型與圓柱型散熱鰭片結合在一起，並分別去比較平板型、圓柱型與綜合型的散熱鰭片之熱傳特性，結果顯示綜合型的熱傳效果最佳。Yu 和 Joshi [23]於矩形圍場中載裝有一垂直基板，並於基板右方安裝熱源且於熱源上方安裝陣列間隔排列之散熱鰭片，以實驗與模擬的方式去探討熱源模組在不同方位時的熱流效應，並改變散熱鰭片的多孔性，探討其熱傳增益效果。Huang 等人[24]以實驗之方式，針對載裝有矩形散熱鰭片之熱源模組，探討不同方位之熱源模組對於自然對流熱傳的影響。結果顯示，方位在側面與上面時擁有較佳的熱傳係數，而方面在下面的熱傳係數則是明顯的偏低，當孔隙度為最佳化的情況下，且方位在上面時可提升 83%的效益，而在側面時更可提升達 91%的效益。Bar-Cohen [25]與 Bar-Cohen 等人[26]分別探討平板型散熱鰭片與圓柱型散熱鰭片，以達到冷卻性能最好與材料最少的最佳化設計。Arquis and Rady [27]利用數值分析與實驗之方式，探討散熱鰭片於水平流層底面上之自然對流熱流特性。結果顯示鰭片高度所造成的鰭片表面效果 (Finned surface effectiveness)比鰭片間距還要好。Nada [28]在一矩形圍場中底部載裝有熱源，且於熱源上方安裝散熱鰭片，以實驗的方式探討在不同散熱鰭片之模組於垂直水平方面時的熱傳與流體流動特性，結果顯示鰭片高度與間隔對於熱傳有重要的影響。Dialameh 等人[29]在一水平渠道內載裝多個矩型散熱鰭片，渠道底部設定為等溫，以數值分析探討不同鰭片配置的熱傳增益效果，結果顯示增加鰭片間隔與減少鰭片長度可提昇自然對流熱傳係數，而鰭片厚度與鰭片高度對於自然對流熱傳係數並無太大的影響。Mobedi 和 Sunden[30]研究在垂直鰭片的不同位置受到等溫熱源加熱，鰭片之

傳導—自然對流耦合熱傳特性，結果顯示當傳導—對流參數較大時，熱源的位置對於熱傳率會有較大的影響。Yakut[31]探討六角形鰭片對於冷卻板之熱阻抗的效應。Chen 等人[32]針對電腦 CPU 的散熱器，提出一電腦輔助設計模式，可預測、評估散熱器的熱阻抗、溫度分佈、鰭片效率及壓力降等。

聚光型太陽能電池主要材料是[砷化鎵](GaAs)，係屬於三五族(III-V)材料，其溫度高低為電池模阻性能良窳的關鍵因素之一，因此須妥善進行廢熱管理以降低晶粒溫度，提昇太陽能能量轉換效率。由於磊晶的封裝方式，以及太陽能電池模組。有關太陽能電池模組之廢熱排放過程頗為複雜，係牽涉熱傳導及熱對流之耦合熱傳，且模組內部與外界環境之熱交互作用，亦會影響其熱傳特性，尤其，外界環境條件與模組角度會隨時間改變，而使得問題更趨複雜。有鑑於此，本計畫嚴謹建立聚光型太陽能電池模組的三維熱傳模式，該模式具備探討模組所涉之熱傳導與自然對流之耦合熱傳，以及模組與外界環境之熱交互作用造成的影響。經由本計畫的執行，可獲得不同材質、構造及尺寸之散熱鰭片，對於太陽能電池熱傳特性與熱點溫度之影響並針對設定之操作條件，進而探討散熱鰭片對於電池模組冷卻性能提升及熱點溫度降低的效應。

貳、研究方法與過程

本計畫針對機匣中載裝有多個陣列分佈的太陽電池，而底部外壁面則安裝有散熱基座及鰭片的傳導及自然對流之耦合熱傳，進行的維數值模擬。由於熱會經由機匣壁面散發至外界，因此數值計算區域需擴充至機匣周圍的外界環境。有關本計畫理論分析之物理模型、數學模式、邊界條件、影響參數、數值模式與程式測試及驗證，分別陳述如下：

一、物理模型

針對新式 HCPV 太陽電池之廢熱排放，本計畫考量之熱流系統及太陽電池構造圖如圖 1 至圖 3 所示。圖 1 為三維系統之物理示意圖，水平機匣中除了上壁面為玻璃透鏡構成外，其餘壁面皆是由金屬板所組成。在下壁面內側安裝有多排間隔太陽電池，而在下壁面外側則安裝多排散熱鰭片。因為本系統分別以 x - y 平面及 y - z 平面為對稱面，因此圖 1 只呈現完整系統的 1/4 區域。圖 2 為太陽電池模組示意圖，每一個模組由太陽電池、上電極層、基板及下電極層組成。圖 3 為太陽電池模組在下壁面的配置圖，整個機匣內安裝有 40 個模組，該圖為 1/4 區域，因此有 10 個模組。圖 4 為散熱鰭片模組為 40 片及 180 片時之規劃配置圖，該模組將安裝於機匣下壁面以增進其散熱性能。

一、物理模型

二、統御方程式與邊界條件

本計畫探討三維機匣中在裝有陣列分布太陽電池模組的共軛熱傳問題，同時考慮熱傳及對流效應。針對該物理系統，理論分析所需求解的方程式，包括機匣內外為連續、動量及能量方程式，以及

熱源模組元件、機匣壁面與散熱鰭片的能量方程式。對於流場及溫度場，假設流場為三維穩態不可壓縮層流，並引用 Boussinesq 近似，該物理系統統御方程式採用三維 Navier-Stokes 方程式描述如下。

連續方程式：

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

X動量方程式：

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

Y動量方程式：

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - \rho g \quad (3)$$

Z動量方程式：

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

能量方程式：

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

太陽電池能量方程式：

$$k_b \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{\dot{Q}}{b_x b_y b_z} = 0 \quad (6)$$

基板、機匣壁面、透鏡及散熱鰭片能量方程式：

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (7)$$

三、邊界、固體-空氣、固體-固體交界面耦合及其他相關條件

距離機匣無限遠處之外界環境

$$p = p_{\infty}, \quad u = v = w = 0, \quad T = T_{\infty} \quad (8)$$

在機匣內部空氣與太陽電池之交界面

$$u = v = w = 0, \quad T_a = T_b, \quad \frac{\partial T_a}{\partial n} = \frac{k_b}{k_a} \frac{\partial T_b}{\partial n} \quad (9)$$

在機匣內部空氣與基板之交界面

$$u = v = w = 0, \quad T_a = T_p, \quad \frac{\partial T_a}{\partial n} = \frac{k_p}{k_a} \frac{\partial T_p}{\partial n} \quad (10)$$

在基板與發太陽電池之交界面

$$T_b = T_p, \quad \frac{\partial T_b}{\partial n} = \frac{k_p}{k_b} \frac{\partial T_p}{\partial n} \quad (11)$$

在機匣及透鏡內側表面

$$u = v = w = 0, \quad T_a = T_w, \quad \frac{\partial T_a}{\partial n} = \frac{k_w}{k_a} \frac{\partial T_w}{\partial n}, \quad T_a = T_g, \quad \frac{\partial T_a}{\partial n} = \frac{k_g}{k_a} \frac{\partial T_g}{\partial n} \quad (12)$$

在機匣及透鏡外側表面

$$u = v = w = 0, \quad T_a = T_w, \quad \frac{\partial T_a}{\partial n} = \frac{k_w}{k_a} \frac{\partial T_w}{\partial n}, \quad T_a = T_g, \quad \frac{\partial T_a}{\partial n} = \frac{k_g}{k_a} \frac{\partial T_g}{\partial n} \quad (13)$$

在機匣底板與散熱鰭片基座之交界面

$$T_c = T_{fb}, \quad \frac{\partial T_c}{\partial n} = \frac{k_{fb}}{k_c} \frac{\partial T_{fb}}{\partial n} \quad (14)$$

在外界空氣與散熱鰭片之交界面

$$u = v = w = 0, \quad T_a = T_f, \quad \frac{\partial T_a}{\partial n} = \frac{k_f}{k_a} \frac{\partial T_f}{\partial n}, \quad (15)$$

方程式(8)-(15)的邊界條件其物理意義說明如下：

(一) 每顆電池之熱產生率皆相同，並考量電池厚度，熱均勻分布於電池。

(二) 在所有的固體—固體及固體—氣體交界面(interface)，溫度及熱通量皆需符合連續的條件。

(三) 氣體在間隔熱源、基板、散熱鰭片表面、及機匣壁表面皆為無滑動(no slip)。

(四) 空氣在機匣周圍甚遠處，空氣為靜止且溫度均勻。

(五) 各元件接觸面的熱阻抗可忽略不計。

此外，沿著機匣外側表面的局部熱通量之定義為

$$q'' = -k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} \quad (16)$$

沿著機匣底部、側壁及上壁外側表面在 Z 方向的線平均熱通量之計算式為

$$\overline{q''_z} = \frac{1}{(c_z/2)} \int_0^{c_z/2} q'' dz \quad (17)$$

而沿著機匣底部、背面及上壁外側表面在 X 方向的線平均熱通量之計算式為

$$\overline{q''_x} = \frac{1}{(c_x/2)} \int_0^{c_x/2} q'' dx \quad (18)$$

四、影響參數

本計畫探討的系統相當複雜，影響其傳導與自然對流耦合熱傳特性的參數，包括太陽電池晶粒受到太陽光照射後之熱產生率、尺寸、數量、配置方式，HCPV 模組各元件尺寸與熱導性質，散熱鰭片尺寸與熱導性質、機匣尺寸與熱導性質，HCPV 模組基板之熱導性質及配置方式，以及外界空氣溫度等。這些參數的數量非常多，

無法全數一起探討。本計畫係將部分參數選取適當值予以固定，並針對太陽電池熱產生率(\dot{Q})、散熱鰭片數目(N_f)、太陽電池模組電極層之熱傳導係數(k_s)，機匣金屬壁面之熱傳導係數(k_w)，外界大氣溫度(T_∞) 及等參數選取適當範圍，詳細探討其所造成的影響，表 1 為上述各項參數依據實際工程應用時所設定的固定及有改變之參數值範圍說明。

五、數值方法與驗證

本計畫使用 ESI CFD-ACE+ 進行數值模擬分析，該軟體是利用有限體積法將統御方程式進行離散化(Discretization)，採用壓力基(Pressure Base)運算法則處理壓力速度耦合運算問題求解壓力方程式。統御方程式在處理空間離散方面，在對流項之物理量是採用二階上風法來進行計算，擴散項採用中央插分法計算。本研究之數值模擬是使用 Patankar[33]所提出之 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) 演算法以及 Van Doormal 與 Raithby [34]所提出之 SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent) 演算法，SIMPLEC 演算法是將 SIMPLE 演算法加以改良，該軟體使用上述兩種演算法迭代求解統御方程式中 X、Y、Z 動量方程式的壓力變數值。

本研究的網格系統係採用疏密不均勻分布規劃，在所探討的熱流場中太陽電池及散熱鰭片周圍係物理性質為變化趨勢較大並劇烈的區域，所以網格數配置以密集的格點分佈較為適當，其他部分則採較疏的分佈，以期望在有限的格點下能夠得到較為精確的結果。本研究使用兩種方式進程式測試及驗證，首先對於不同的物理模式，本研究各選擇其代表性的案例，針對網格的疏密度及計算區域

範圍進行比較測試，使其誤差值均保持在 1% 以內，以確保數值結果不會受到格點系統及計算區域的影響。此外為進一步驗證本文所使用數值方法與條件設定的準確性，本研究與文獻中相關於機匣中安裝有加熱塊的案例進行比較，結果顯示本文計算的結果與 Tou and Zhang [10]，及 Bazylak et al. [12] 結果相當一致。由上述在網格密度測試及程式驗證，顯示所使用之數值方法以及所得結果之準確度與可靠度，可以進一步進行本文在探討太陽電池模組系統熱傳性能之研究。

參、主要發現與結論

本研究之數值模擬結果分成二維及三維系統兩部分進行探討，其中二維部分著重在對於系統熱流特性進行定性探討，瞭解機匣內外流場及溫度場物理現象及發展趨勢。三維問題則採用與核能所目前開發之太陽電池模組相近構造進行探討，其結果可直接作為目前該系統熱傳性能特性分析及散熱設施規畫使用。分析結果與討論說明如下。

一、二維問題分析結果與討論

二維系統可以視為維三維系統之極限案例(limiting case)，圖 5 為二維系統之物理示意圖，其中矩形封閉機匣下壁面及側壁面由金屬板組成，上壁面則為玻璃透鏡。在下壁面安裝有多片間隔太陽電池，從熱傳觀點可將該電池簡單視為由一機板及薄發熱塊組成。本研究分別針對發熱量、機匣長度及發熱塊數目等參數影響進行探討。

(一)發熱量的影響

本研究首先探討不同發熱量時對系統熱流特性的影響，雷利數(Ra)為發熱量的無因次化參數。圖 6 及圖 7 分別為在 $C_x=7.5$, $N_b=6$, $K_{ef}=6300$ 情況下為不同雷利數時之流線圖及等溫線圖。比較圖 6(a)和圖 6(b)，當雷利數 Ra 從 10^6 增加到 10^7 ，(亦即發熱量增加 10 倍)，可以發現靠近機匣右上方迴流區變小，這是由於雷利數變大時，發熱量也變大，產生較大的浮力效應，上方氣流擠壓下方氣流，造成的結果。相對於圖 6(c)，當雷利數變大時，整體流體結構會變的更加複雜。在機匣內部出現四個主要的迴流，其外部區域，在機匣底部及側面機匣，可以明顯看到流體分離及迴流區產生。

在溫度分布方面，圖 7(a)顯示當 $Ra=10^6$ 時，可以發現在機匣底面及

右側面溫度，比頂面溫度還要來的高，這是因為底面及右側面材質為鋁材，頂面為玻璃透鏡，所以大部分的熱會經由底面及側面傳遞到外界。比較圖 7(a)和圖 7(b)，圖 7(a)等溫線較圖 7(b)向左偏斜，這是因為當雷利數增加時，所引起較大熱浮力效應。從圖 3 可以發現，雷利數越高，即發熱量越大，其溫度場的變化也相對的較為劇烈。在熱傳特性方面，圖 8 為在 $C_X=7.5$, $N_b=6$, $K_{ef}=6300$ ，在不同雷利數時沿著機匣底面、側面、頂面之無因次化熱通量分布。圖 8(a)顯示，熱通量在底部即右側面遠大於頂面，這是因為氣體最先流經底面及右側面，所以造成較好的冷卻效果。圖 8(b)及 8(c)顯示，當雷利數增加時，底面之熱通量也越大，這是因為較大的雷利數，所引起的熱浮力效應越明顯的緣故。

(二)機匣長度及發熱塊數目的影響

本研究接著探討不同機匣長度及發熱塊數目時對系統熱流特性的影響，其中 C_X 及 N_b 分別代表機匣的無因次化長度及發熱塊數目。圖 9 及圖 10 分別為當 $Ra=10^7$ 及 $K_{ef}=6300$ 情況下，不同 C_X 和 N_b 時之流線圖及等溫線圖。圖 9(a)-9(c)表示在機匣內部及外部流場結構。圖 9(a)顯示，流體會在機匣內部產生兩個主要的迴流區，在機匣右上方出現一個迴流區。比較圖 9(a)-9(c)，發現當增加 C_X 及 N_b 時，其機匣內之迴流區由 2 個增加為 7 個，整體流體結構會變的相當複雜。可知不同 C_X 及 N_b ，對於改變流場結構有很大的影響。

在溫度分布方面，圖 10(a)顯示機匣內部等溫線像是一個頭朝下的完整菇型，該菇型中心溫度比靠近機匣中心線及右側面為低，這是因為氣流在此發生分離或結合。比較圖 10(a)和 10(b)結果顯示，增加 C_X 及 N_b 時，整體溫度也會較高。由圖 10(c)中發現，在機匣內部出

現 6 個相似的菇型等溫線，可以發現 C_X 及 N_b 值，對於自然對流現象有明顯的影響

在熱傳特性方面，圖 11 為在 $Ra=10^7$ 及 $K_{ef}=6300$ 情況下，不同 C_X 和 N_b 時情況下，沿著機匣底面、側面、頂面之無因次化熱通量分布。圖 11(a)顯示，在兩個發熱塊的位置有兩個最大值，最小值發生在頂面迴流區位置，由此可發現，迴流區會降低其冷卻效應。另外，從圖 11(b)和圖 11(c)也可以發現 C_X 及 N_b 對於熱傳效果提升有很大的關連性。

表 2 為當 $C_X=7.5$, $N_b=6$ ，在不同 Ra 和 K_{ef} 情況下，不同案例之最高熱點溫度 θ_H 。由表中可以發現，在所有案例中， θ_H 在較低的 Ra 及 K_{ef} 時會較高，而最高溫度均發生在最靠近中心線的第一個發熱塊。此外當 K_{ef} 較小時，發熱塊間的溫度差會增加，當 $Ra=10^7$ 及 $K_{ef}=1000$ 時，發熱塊間最大熱點溫度差異約為 28%。當 K_{ef} 增加時，因為基板的熱傳導系數增加，而使熱點溫度降低。當固定雷利數而 $1000 \leq K_{ef} \leq 6300$ 時，所有案例中熱點溫度最大差異約為 26%。

二、三維問題分析結果與討論

(一)發熱量的影響

本研究首先探討不同熱產生率對系統熱流特性的影響。圖 12 為三維問題中， $k_c=280$ W/m-K, $k_w=166.9$ W/m-K, $T_\infty=27^\circ\text{C}$ ，改變不同熱產生率 \dot{Q} 之速度向量及溫度分布圖。由圖 12(a)中可以發現在下壁面時，靠近對稱面區域的溫度分布高於接近垂直壁面部分，且太陽電池溫度為鄰近區域的局部極大值。而在垂直壁面及頂面透鏡處的溫度也明顯高於外界大氣溫度。這個現象係由於垂直壁面及透鏡會受到下壁面藉由熱傳導方式傳遞熱量而加熱，且機匣內之空氣也會藉

由熱對流方式傳遞熱量至垂直壁面及透鏡。此外從圖 12(a)的速度向量圖中可以發現在機匣內形成多個迴流區。且靠近機匣周圍的大氣受到機匣熱量擴散至外界環境的影響而向上流動。並在上側透鏡的上方可以明顯觀察到有流體分離現象及分離泡的產生。比較圖 12(a)及 12(b)可以得知當發熱量增加時，整體溫度也會隨之增高。同時在機匣內外受到誘導的氣流也更強，整體流場結構也會隨著發熱量造成溫度增加的影響變得更複雜。

圖 13 為不同發熱量時，在下壁面內側表面的溫度分布圖。由圖中可發現每個太陽電池上的溫度皆為附近區域之局部極大值。而在中間對稱面位置的溫度較高，並會隨著愈靠近下壁面之外(右)側及後側而降低。此因為太陽電池所產生的熱量，有部分係藉由傳導方式經由下壁面傳到垂直壁面，最後在散逸至外界環境。並如同預期當發熱量增加時，溫度也會隨著增加。由圖 13(c)可以發現當發熱量為 10W 時，在下壁面大部分區域的溫度都超過 100°C，各電池間之溫度差異最大可達 17.2%。

(二)散熱鰭片數目的影響

本研究接著探討在機匣下壁面安裝散熱鰭片對系統熱流特性的影響。圖 14 為當 $k_c = 280 \text{ W/m-K}$ 、 $k_w = 166.9 \text{ W/m-K}$ 、 $T_\infty = 27^\circ\text{C}$ 及 $\dot{Q}=10\text{W}$ 時，無安裝散熱鰭片及在每個太陽電池下方安裝一根散熱鰭片時熱產生率之速度向量及溫度分布圖。由圖 14(a)及(b)有無安裝散熱鰭片結果比較，有安裝散熱鰭片時整體溫度都有明顯的下降，顯示每個電池僅安裝一根散熱鰭片時，整個冷卻性能即有明顯的改善。圖 15 為不同柱型散熱鰭片數目時，在下壁面內側表面的溫度分布圖。由圖中可發現每個太陽電池上的溫度對附近區域皆為一局部極

大值。而在中間對稱面位置的溫度較高，並會隨著愈靠近下壁面之外(右)側及後側而降低。此外當安裝散熱鰭片時，其整體溫度分布會較未安裝鰭片時為低，且隨著安裝鰭片數增加，其溫度降低愈明顯。顯示安裝散熱鰭片可以有效將低溫度，並減少電池間溫度差異，使得溫度分布較為均勻。

表 3 所列為不同 \dot{Q} 及 N_f 時，太陽電池熱點溫度變化情形，當外界溫度 $T_\infty = 27^\circ\text{C}$ 時，在 $\dot{Q} = 10\text{W}$ 情況下，未安裝鰭片的熱點溫度 T_H 達到 119.6°C ；若每個電池僅安裝一根散熱鰭片 $N_f = 40$ 及每個電池安裝四根散熱鰭片 $N_f = 180$ 時，熱點溫度 T_H 則為 105.7°C 及 96.7°C ，分別比未安裝鰭片的溫度將低約 14°C 及 23°C 。表 4 為當外界溫度達到 40°C 時之結果，與表 3 結果比較可知，當外界溫度提升 13°C 時，各案例的熱點溫度亦相對提高約 13°C 。

(三) 熱導性質的影響

本研究接著探討太陽電池模組電極層之熱傳導係數(k_s)及機匣金屬壁面之熱傳導係數(k_w)的影響，熱傳導係數會影響熱源(太陽電池)藉由熱傳導方式傳遞熱量並與外界進行熱對流的效應。表 5 為 $\dot{Q} = 10\text{W}$, $T_\infty = 27^\circ\text{C}$ 而 k_w and k_e 不同時，太陽電池熱點溫度變化情形。由表中結果顯示，當 k_e 與 k_w 愈低時，則熱點溫度愈高，在本研究探討範圍內 $26.3 \leq k_w \leq 166.9$ (w/m-K)及 $100 \leq k_e \leq 280$ (w/m-K)，太陽電池之熱點溫度最大差異約 64°C 。

三、結論

本計畫針對封閉機匣中載裝有陣列分佈之 III- V 族太陽電池的系統，以數值方法探討其自然對流特性，以及鰭片對於電池之散熱性能的提升效應。有關機匣內部與外界環境之溫度分佈與流體流動結

構，本研究皆予以嚴謹求解。本研究詳細探討每個電池之熱產生率(\dot{Q})、機匣壁之熱傳導係數(k_w)、電池電極層之熱傳導係數(k_e)、鰭片數(N_f)及外界溫度(T_∞)等參數的影響。本研究之數值模擬結果分成二維及三維系統兩部分進行探討，在二維系統的分析結果顯示， θ_H 在較低的 Ra 及 K_{ef} 時會較高，而最高溫度均發生在最靠近中心線的第一個發熱塊。此外當 K_{ef} 較小時，發熱塊間的溫度差會增加，當 $Ra = 10^7$ 及 $K_{ef} = 1000$ 時，發熱塊間最大熱點溫度差異約為 28%。當 K_{ef} 增加時，因為基板的熱傳導係數增加，而使熱點溫度降低。當固定雷利數而 $1000 \leq K_{ef} \leq 6300$ 時，所有案例中熱點溫度最大差異約為 26%。在三維系統分析結果顯示，對於機匣中載裝有 160 個電池之系統，當 $\dot{Q}=10W$ 、 $k_w = 166.9 \text{ W/m-K}$ 、 $k_e = 280 \text{ W/m-K}$ 時，系統之熱點與外界的溫度差達 92.6°C ；若安裝散熱鰭片 $N_f = 180$ ，該溫度差可降至 69.7°C 。此外，當 $\dot{Q}=10W$ 而 $26.3 \leq k_w \leq 166.9 \text{ (W/m-K)}$ 、 $100 \leq k_e \leq 280 \text{ (W/m-K)}$ ，其熱點溫度之最大差異約 64°C 。

本計畫所獲得的部分結果目前已分別投稿於國際期刊(Energy: SCI&EI) 及國際學術研討會各一篇(FDTT 2011:Bali Indonesia)，目前正在整理另一篇論文將於近期內投稿於國際期刊及學術研討會。

肆、參考文獻

1. Kuo, C. T., Shin, H. Y., Hong, H. F., Wu, C. H., Lee, C. D., Lung, I. T., Hsu, Y. T., Development of the High Concentration III-V Photovoltaic System at INER, Taiwan, *Renewable Energy*, Vol. **34**, (2009) pp. 1931-1933.
2. Park, K. E., Kang, G. H., Kim, H. I., Yu, G. J., Kim, J. T., Analysis of Thermal and Electrical Performance of Semi-Transport Photovoltaic (PV) Module, *Energy*, Vol. **35**, (2010) pp. 2681-2687.
3. Royne, A., Dey, C. J., Mills, D. R., Cooling of Photovoltaic Cells Under Concentrated Illumination: a Critical Review, *Solar Energy Materials & Solar Cells*, Vol. **86**, (2005) pp. 451-483.
4. Sturm, J. C., Wilson, W., Iodices, M., Thermal Effects and Scaling in Organic Light-Emitting Flat-Panel Display” , *IEEE J. of Selected Topics in Quantum Electronics*, Vol. Issue 1, pp. 75-82, Jan/Feb, 1998.
5. 陳碩鴻，溫度循環對於電子產品之破壞效應評估，國立中央大學機械工程研究所碩士論文，2000.
6. 陳俊宏，LED 構裝體之熱分析與量測，長庚大學機械系碩士論文，2004.
7. Heindel, T. J., Ramadhyani, S., Incropera, F. P., Laminar Natural Convection in a Discretely Heated Cavity: I - Assessment of Three-Dimensional Effects, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. **117**, (1995) pp. 902-909.
8. Heindel, T. J., Ramadhyani, S., Incropera, F. P., Laminar Natural Convection in a Discretely Heated Cavity: II - Comparisons of Experimental and Theoretical Results, *ASME J. Heat Transfer*, Vol.

- 117, (1995) pp. 910-917.
9. Tou, S. K. W., Tso, C. P., Zhang, X. F., 3-D Numerical Analysis of Natural Convection Liquid Cooling of a 3×3 Heater Array in Rectangular Enclosures, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. **42**, (1999) pp. 3231-3244.
 10. Tou, S. K. W., Zhang, X. F., Three-Dimensional Numerical Simulation of Natural Convection in an Inclined Liquid-Filled Enclosure with an Array of Discrete Heaters, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. **46**, (2003) pp. 127-138.
 11. Dias, T. and Milanez, L. F., Optimal Location of Heat Sources on a Vertical Wall with Natural Convective Through Genetic Algorithms, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. **49**, (2006) pp. 2090-2096.
 12. Bazylak, A., Djilali, N., Sinton, D., Natural Convection in an Enclosure with Distributed Heat Sources, *Numer. Heat Transfer, Part A*, Vol. **49**, (2006) pp. 655-667.
 13. Ju, Y., Chen, Z., Numerical Simulation of Natural Convection in an Enclosure with Discrete Protruding Heaters, *Numer. Heat Transfer, Part A*, Vol. **30**, (1996) pp. 207-218.
 14. Liu, Y., Phan-Thien, N., Leung, C. W., Chan, T. L., An Optimum Spacing Problem for Five Chips on a Horizontal Substrate in a Vertically Insulated Enclosure, *Computation Mechanics* Vol. **24**, (1999) pp. 310-317.
 15. Sathe, S. B., Joshi, Y., Natural Convection Arising from a Heat Generating Substrate-Mounted Protrusion in a Liquid-Filled Two-Dimensional Enclosure, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. **34**, (1991) pp. 2149-2163.
 16. Sathe, S. B., Joshi, Y., Natural Convection Liquid Cooling of a Substrate-Mounted Protrusion in a Square Enclosure: a Parametric

- Study, ASME J. Heat Transfer, Vol. **114**, (1993) pp. 401-409.
17. Gray, A., Modeling a Passive Cooling System for Photovoltaic Cells under Concentration, ASME-JSME Thermal Engineering Summer Heat Transfer Conference, Vancouver, (2007) CANDA HT2007-32693.
 18. Tsay, Y. L., Cheng, J. C., Thermal Interaction and Chimney Effects on Natural Convective Cooling Performance of Heat Generating Blocks Mounted on Board in a Two-Dimensional Cabinet , Numer. Heat Transfer, Part A, Vol. **55**, (2009) pp. 866-87.
 19. Gan, G., Effect of Air Gap on the Performance of Building-Integrated Photovoltaics, Energy, Vol. **34**, (2009) pp. 913-921
 20. Chapman, C.L., Lee, S. and Schmidt, B.L., “Thermal Performance of an Elliptical Pin Fin Heat Sink”, Tenth Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium. IEEE, (1994), pp.24-31.
 21. Jonsson, H. and Moshfegh, B., “Modeling of the Thermal and Hydraulic Performance of Plate Fin, Strip Fin, and Pin Fin Heat Sinks – Influence of Flow Bypass”, Inter Society Conference on Thermal Phenomena. IEEE, (2000), pp.185-192.
 22. Yang, Y.T. and Peng, H.S., “Investigation of Planted Pin Fins for Heat Transfer Enhancement in Plate Fin Heat Sink, Microelectronic Reliability”, Vol. 49, (2009), pp.163-169.
 23. Yu, E. and Joshi, Y., “Heat Transfer Enhancement from Enclosed Discrete Components Using Pin-Fin Heat Sinks”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 45, (2002), pp.4957-4966
 24. Huang, R.T., Sheu, W.J. and Wang, C.C., “Orientation Effect on Natural Convective Performance of Square Pin Fin Heat Sink”, Int. J.

- Heat Mass Transfer, Vol. 51, (2008), pp.2368-2376.
25. Bar-Cohen, “Least-Energy Optimization of Air-Cooled Heat Sinks for Sustainable Development”, IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, Vol. 26, no.1, Mar. (2003), pp.16-25.
 26. Bar-Cohen, Bahadur, R. and Iyengar, M., “Least-Energy Optimization of Air-Cooled Heat Sinks for Sustainability-Theory, Geometry and Material Selection”, Energy, Vol. 31, (2006), pp.579-619.
 27. Arquis, E. and Rady, M., “Study of Natural Convection Heat Transfer in a Finned Horizontal Fluid Layer”, Int. J. Thermal Sciences, Vol. 44, (2005), pp. 43-52.
 28. Nada, S.A., “Natural Convection Heat Transfer in Horizontal and Vertical Closed Narrow Enclosures with Heated Rectangular Finned Base Plate”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 50, (2007), pp.667-679.
 29. Dialameh, L., Yaghoubi, M. and Abouali, O., “Natural Convection from an Array of Horizontal Rectangular Thick Fins with Short Length”, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, (2008), pp.2371-2379.
 30. Mobedi, M. and Sunden, B., Natural Convection from a Thermal Heat Source Located in a Vertical Plate Fin, Int. Communication in Heat Mass Transfer, Vol. 33, (2006), pp. 943-950.
 31. Yakut, K., Alemdaroglu, N., Kotciglu, I. and Celik, C., Experimental Investigation of Thermal Resistance of a Heat Sink with Hexagonal Fins, Appl. Thermal Engineering, Vol. 26, (2006), pp. 2262-2271.
 32. Chen, P. L., Chang, S. F. and Hung, Y. H., Thermal Computer-Aided Design of Heat Sinks for CPU Cooling Applications, The 17th Int. Symposium on Transport Phenomena, Toyama, JAPAN, 2006
 33. Patankar, S.V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow,

McGraw-Hill, New York, 1980

34. Van. Doormaal, J.P. and Raithby, G.D., Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting incompressible Fluid Flows, Numerical Heat Transfer, Vol.7, (1984), pp. 147-163.

伍、符號說明

b_x 太陽電池長度

b_y 太陽電池高度

b_z 太陽電池寬度

C_1 無因次機匣與太陽電池之距離， c_1/c_y

C_x 無因次機匣長度， c_x/c_y

c_x 機匣長度

c_y 機匣高度

c_z 機匣寬度

$d_{x1,2}$ 太陽電池基板在 X 方向之間距

d_z 太陽電池基板在 Z 方向之間距

$e_{x1,2}$ 電極層 1 及 2 的長度

$e_{y1,2}$ 電極層 1 及 2 的高度

$e_{z1,2}$ 電極層 1 及 2 的寬度

f_b 散熱鰭片基座高度

f_x	散熱鰭片長度
$f_{x1,2}$	散熱鰭片在 X 方向之間距
f_y	散熱鰭片高度
f_z	散熱鰭片寬度
f_{z1}	散熱鰭片在 Z 方向之間距
g	重力加速度
k_a	空氣熱傳導係數
k_b	太陽電池熱傳導係數
k_e	電極層熱傳導係數
k_f	散熱鰭片熱傳導係數
k_g	透鏡熱傳導係數
k_p	基板熱傳導係數
k_w	機匣底面及兩側熱傳導係數
N_b	太陽電池數量
N_f	散熱鰭片數量

P	無因次壓力， $(p - p_{\infty})/(\rho_f \alpha_f^2 / c_y^2)$
Pr	普藍道數， v_f / α_f
\dot{Q}	每個太陽電池之熱產生率
Q''	發熱塊表面之無因次熱通量 $q'' c_y / \dot{Q}$
Ra	雷利數， $g \beta \dot{Q} c_y / (\alpha_f k_f v_f)$
T	溫度
T_{∞}	離機匣甚遠處溫度
U	無因次水平方向速度， $u c_y / \alpha_f$
V	無因次垂直向速度 $v c_y / \alpha_f$
X	無因次縱向座標， x / c_y
Y	無因次垂直向座標， y / c_y
s_x	基板長度
s_y	基板高度
s_z	基板寬度
T_a	空氣溫度
T_b	太陽電池溫度
T_f	散熱鰭片溫度

- T_g 透鏡溫度
- T_p 基板溫度
- T_w 機匣壁面溫度
- α_f 空氣的熱擴散係數
- β 空氣熱膨脹係數
- ρ_f 空氣密度
- θ 無因次溫度 $(T - T_\infty)/(\dot{Q}/k_f)$
- θ_b 無因次太陽電池溫度
- ν_f 空氣黏性係數

表 1 本研究探討案例中固定參數與變化參數說明

Fixed Parameters	Variable Parameters
Fluid: Air Cabinet: $c_x = 1331\text{mm}$, $c_y = 210\text{mm}$, $c_z = 548\text{mm}$, $t_w = 3\text{mm}$, $t_g = 3\text{mm}$, $k_w = 166.9 \text{ W/m-K}$, $k_g = 0.21 \text{ W/m-K}$ Photovoltaic cell: $N_b = 40$, $b_x = 6.7\text{mm}$, $b_y = 0.16\text{mm}$, $b_z = 5.5\text{mm}$, $b_{xs} = 8.5\text{mm}$, $b_{zr} = 4.15\text{mm}$ $k_b = 60 \text{ W/m-K}$ Substrate: $s_x = 25\text{mm}$, $s_y = 0.25\text{mm}$, $s_z = 15\text{mm}$, $k_s = 25 \text{ W/m-K}$ electrode layer 1: $e_{x1} = 6.7\text{mm}$, $e_{y1} = 0.24\text{mm}$, $e_{z1} = 5.5\text{mm}$, $k_e = 280 \text{ W/m-K}$ electrode layer 2: $e_{x2} = 25\text{mm}$, $e_{y2} = 0.24\text{mm}$, $e_{z2} = 15\text{mm}$, $k_e = 280 \text{ W/m-K}$ Arrangement of photovoltaic cell Modules: $d_{x1} = 119.5\text{mm}$, $d_{x2} = 87.5\text{mm}$, $d_z = 110\text{mm}$, $d_{xs} = 59.75\text{mm}$, $d_{zr} = 58.5\text{mm}$ Fin: $f_b = 3\text{mm}$, $f_x = 6.7\text{mm}$, $f_z = 5.5\text{mm}$, $f_y = 40\text{mm}$, $k_f = 166.9 \text{ W/m-K}$	Heat generation rate per each photovoltaic cell: $5 \leq \dot{Q} \leq 10(\text{W})$ Heat conductivity of conduction layer : $100 \leq k_e \leq 280 \text{ W/m-K}$ Heat conductivity of metal plate wall of cabinet: $26.3 \leq K_w \leq 166.9 \text{ W/m-K}$ Fin number: $N_f = 40, 180$ Arrangement of fins: For $N_f = 40$: $f_{x1} = 126.5\text{mm}$, $f_{x2} = 119.5\text{mm}$, $f_{z1} = 118.3\text{mm}$, $f_{za} = 59.15\text{mm}$, $f_{zr} = 65.68\text{mm}$, $f_{xs} = 66.25\text{mm}$ For $N_f = 180$: $f_{x1} = 126.5\text{mm}$, $f_{x2} = 119.5\text{mm}$, $f_{z1} = 24.58\text{mm}$, $f_{zr} = 3\text{mm}$, $f_{xs} = 66.25\text{mm}$ Surrounding temperature at region far away from cabinet: $T_\infty = 27, 40(^{\circ}\text{C})$

表 2、當 $C_x=7.5$, $N=6$ ，在不同 Ra 和 K_{ef} 情況下，不同案例之最高熱點溫度 θ_H

Ra	K_{ef}	θ_H		
		Block 1	Block 2	Block 3
10^6	1000	0.15997	0.15039	0.13505
	2000	0.15075	0.14436	0.13341
	6300	0.13578	0.13341	0.12903
10^7	1000	0.10460	0.09689	0.08161
	2000	0.09038	0.08860	0.08047
	6300	0.08301	0.08137	0.07816
10^8	1000	0.04448	0.04422	0.04272
	2000	0.04242	0.04218	0.04007
	6300	0.04174	0.03972	0.03747

表 3. 當 $k_e = 280 \text{ w/m-K}$; $k_w = 166.9 \text{ w/m-K}$, $T_\infty = 27^\circ\text{C}$ 時，不同 \dot{Q} 及 N_f 案例，太陽電池熱點溫度比較

N_f	$T_H(^{\circ}\text{C})$		
	$\dot{Q}=5\text{W}$	$\dot{Q}=8\text{W}$	$\dot{Q}=10\text{W}$
0	78.5	101.85	119.6
40	70.6	90.4	105.7
180	66.8	85.2	96.7

Table 4 當 $k_e = 280 \text{ w/m-K}$; $k_w = 166.9 \text{ w/m-K}$, $T_\infty = 40^\circ\text{C}$ 時，不同 \dot{Q} 及 N_f 案例，太陽電池熱點溫度比較

N_f	$T_H(^{\circ}\text{C})$		
	$\dot{Q}=5\text{W}$	$\dot{Q}=8\text{W}$	$\dot{Q}=10\text{W}$
0	91.6	114.9	132.8
40	83.4	103.4	118.7
180	79.8	98.2	109.7

Table 5 當 $\dot{Q} = 10\text{W}$, $T_\infty = 27^\circ\text{C}$ 時，不同 k_w 及 k_e 案例，太陽電池熱點溫度比較

k_w	$T_H(^{\circ}\text{C})$		
	$k_e = 100$	$k_e = 200$	$k_e = 280$
166.9	120.0	119.8	119.6
52.6	158.2	150.1	143.0
26.3	183.3	177.3	172.3

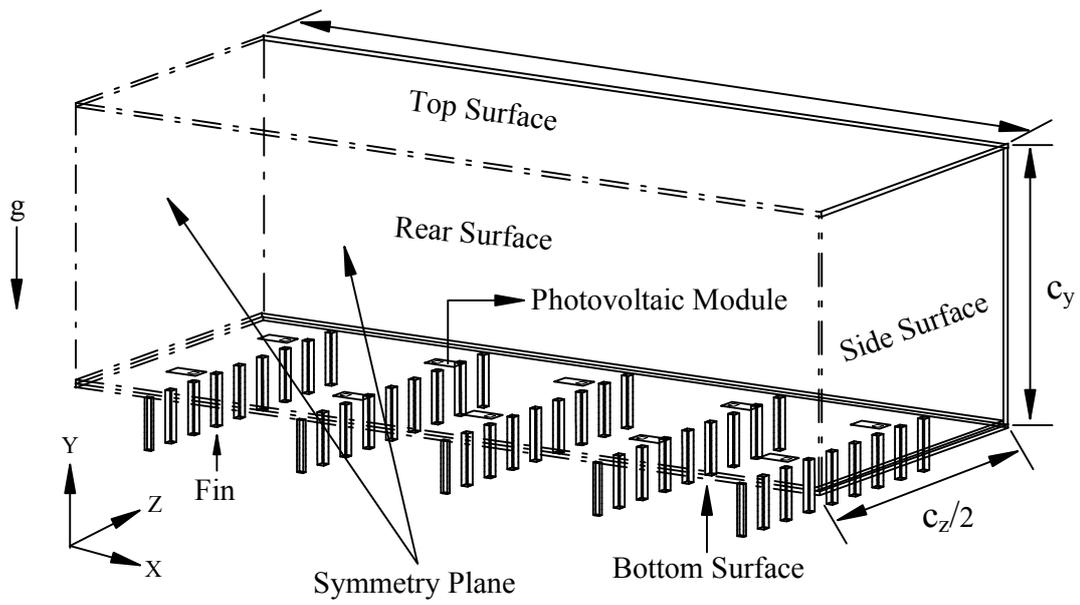


圖 1、三維系統 1/4 區域之物理系統示意圖

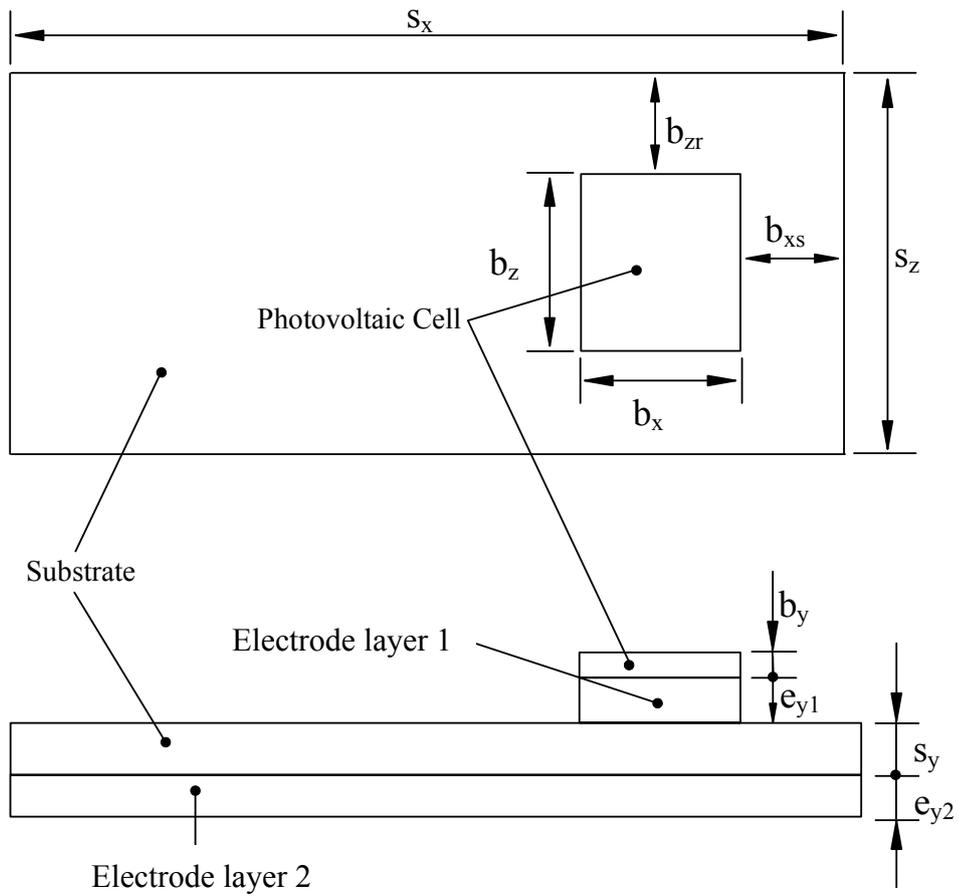


圖 2 太陽電池模組構造示意圖

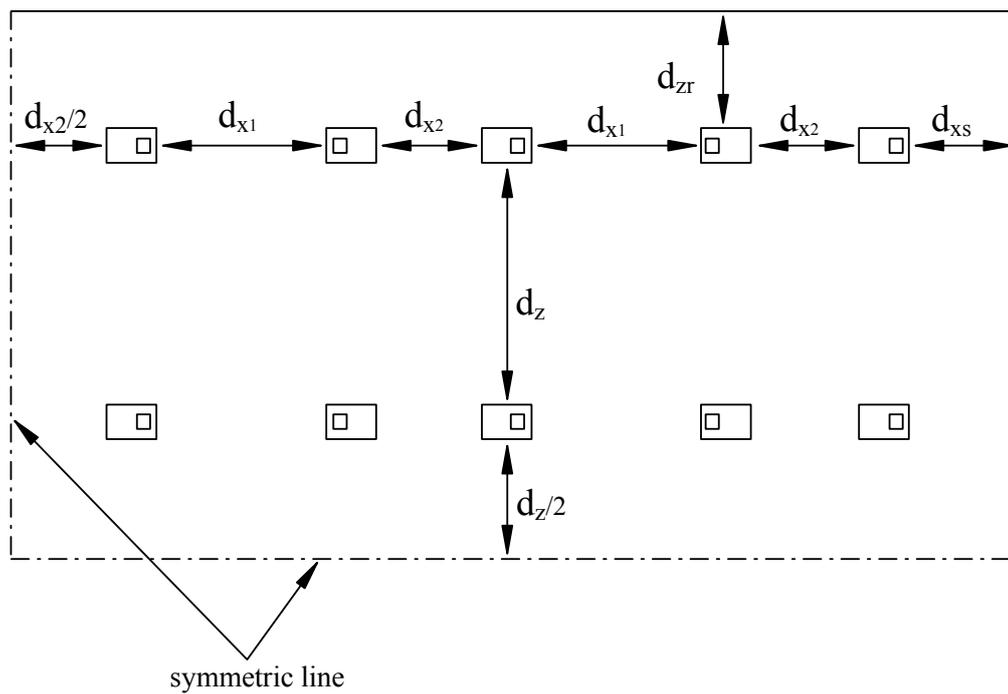


圖 3 太陽電池模組安裝配置示意圖

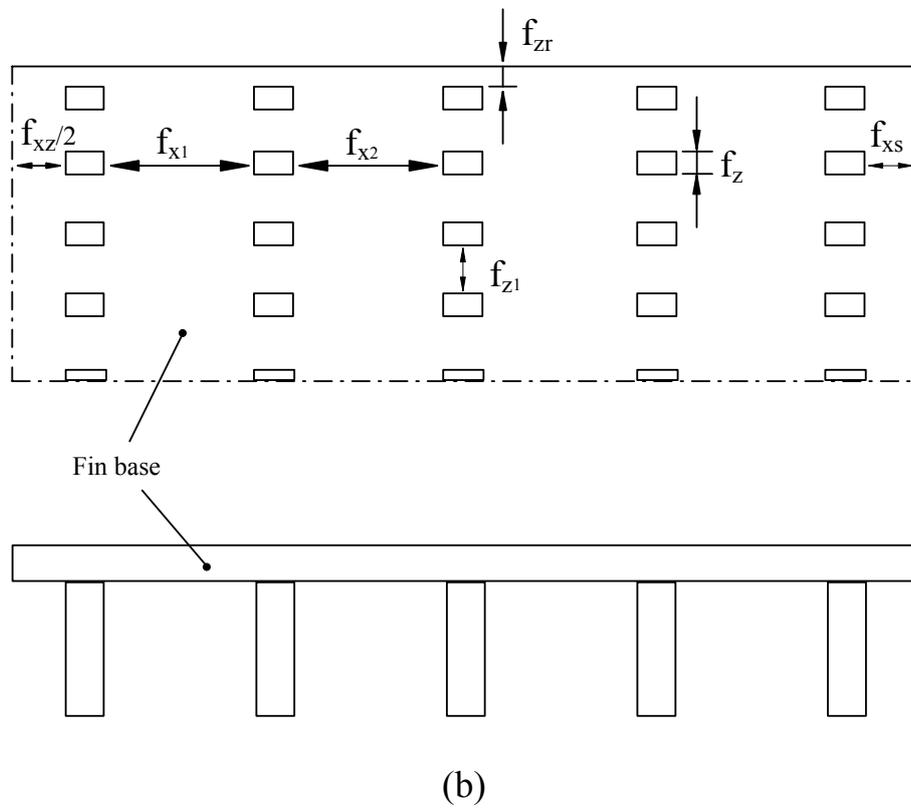
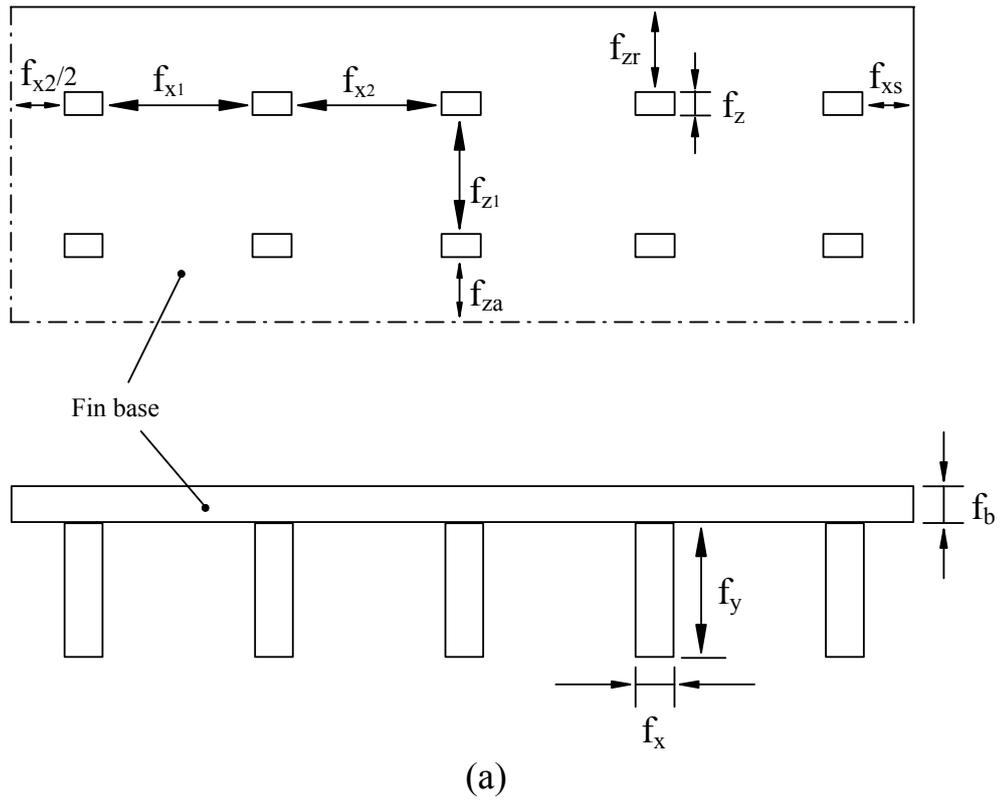


圖 4 散熱鰭片模組配置示意圖， (a) $N_f = 40$; (b) $N_f = 180$

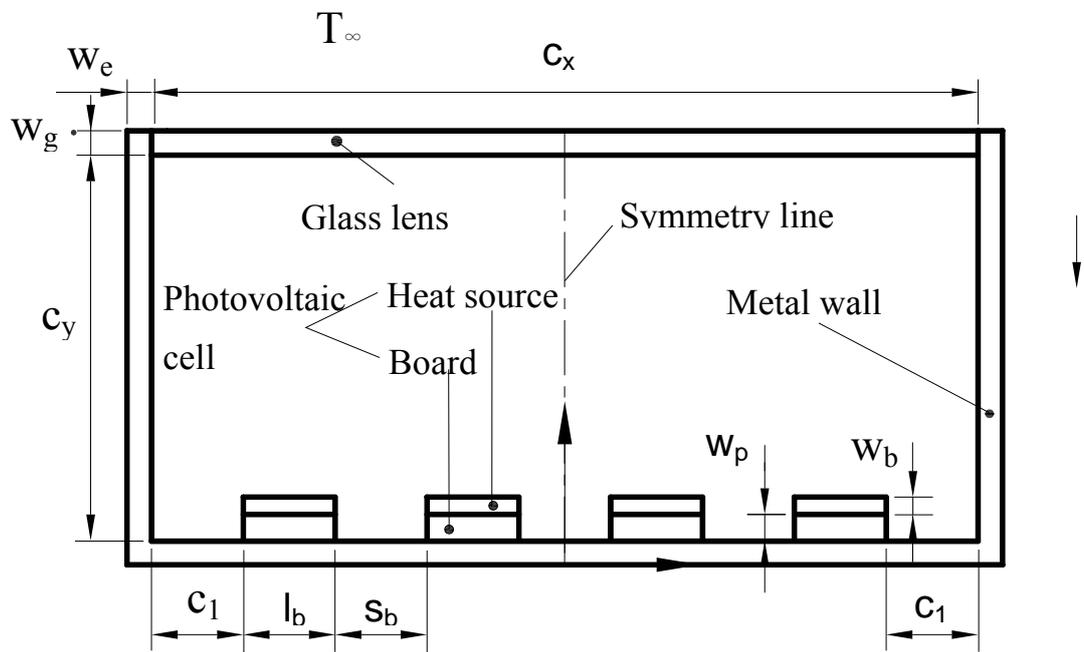


圖 5、二維物理系統示意圖

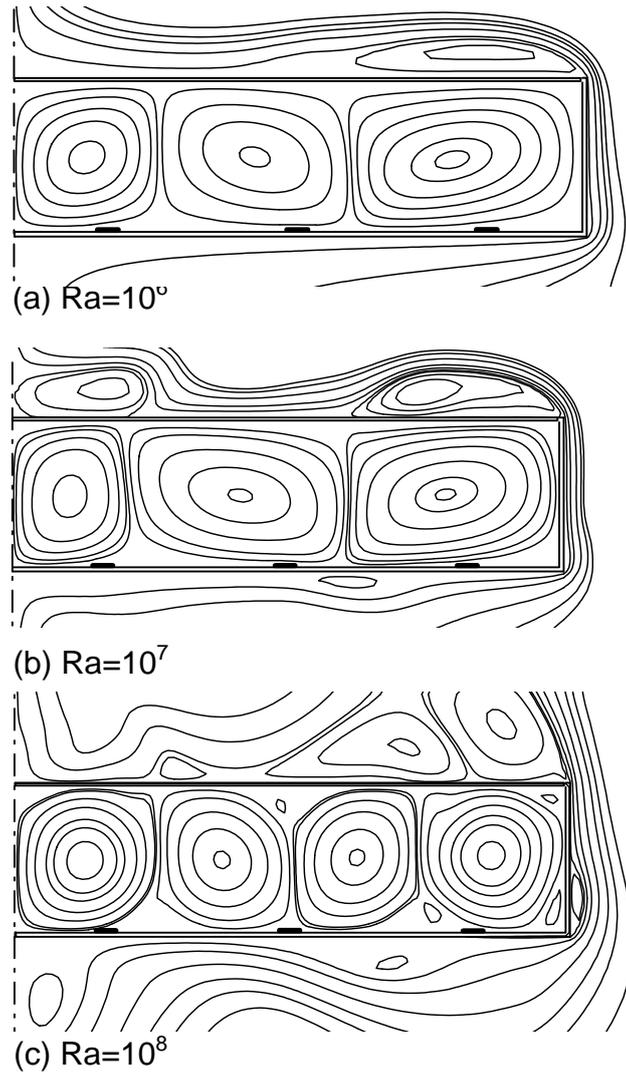
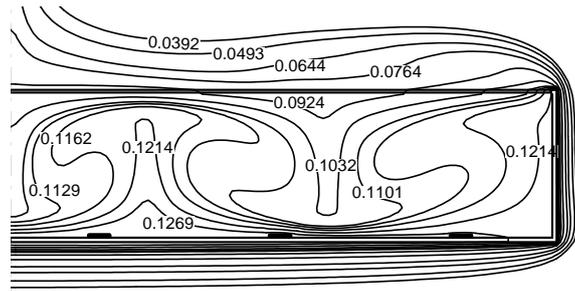
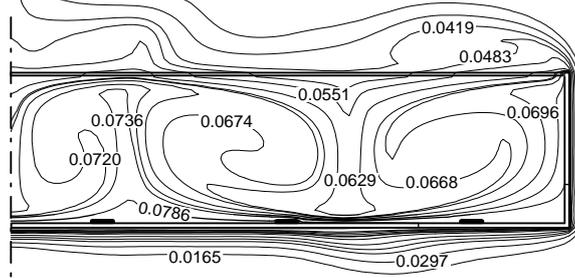


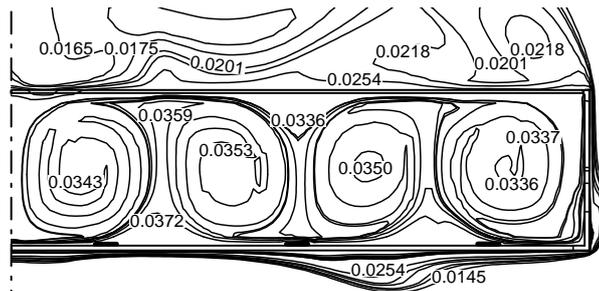
圖 6、當 $C_x=7.5$, $N_b=6$, $K_{ef}=6300$ ，在不同 Ra 數情況下，不同案例之流線圖



(a) $Ra=10^6$



(b) $Ra=10^7$



(c) $Ra=10^8$

圖 7、在 $C_x=7.5$, $N_b=6$, $K_{ef}=6300$ 情況下，不同 Ra 數情況下，不同案例之等溫線圖

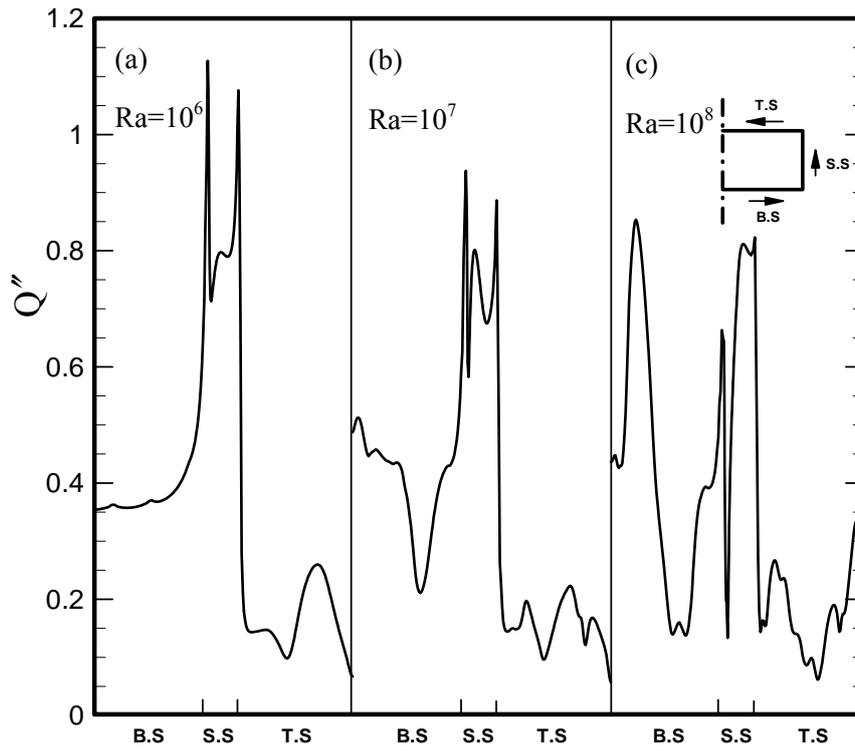
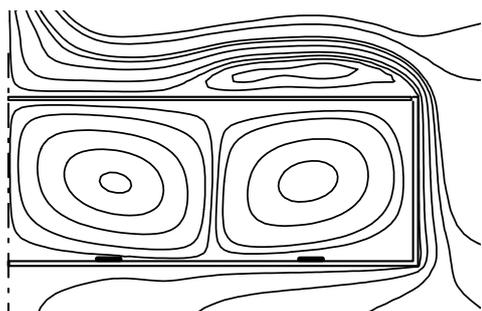
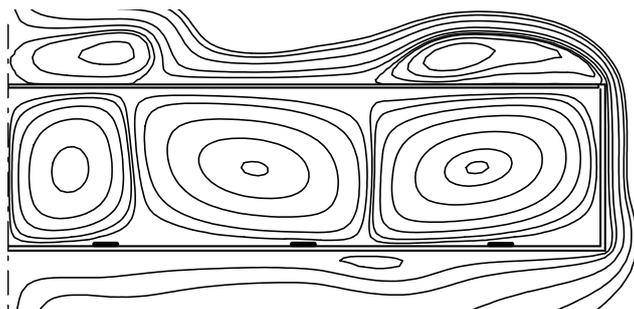


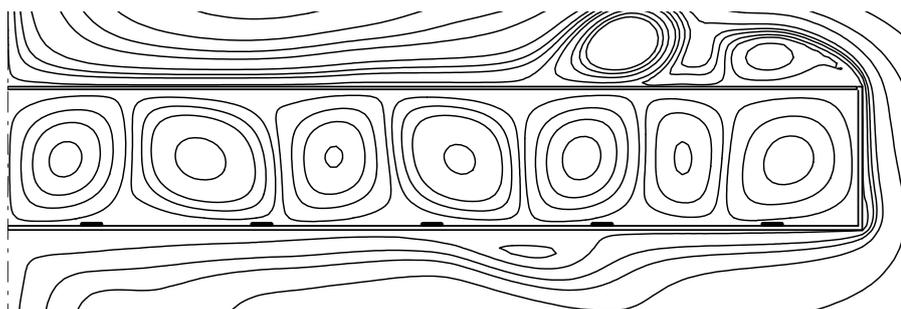
圖 8、當 $C_X=7.5$, $N_b=6$, $K_{ef}=6300$, 在不同 Ra 情況下，沿著機匣底面、側面、頂面之無因次化溫度。



(a) $C_X=5.0$ and $N_b=4$

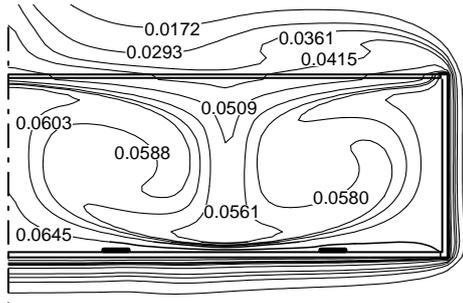


(b) $C_X=7.5$ and $N_b=6$

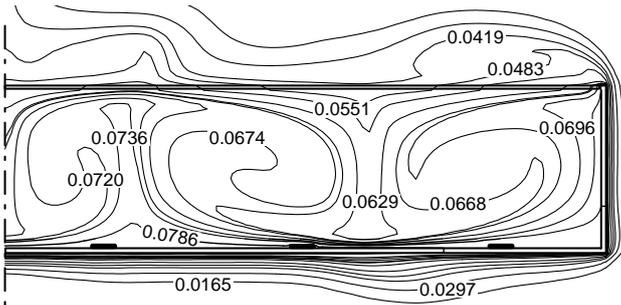


(c) $C_X=10$ and $N_b=10$

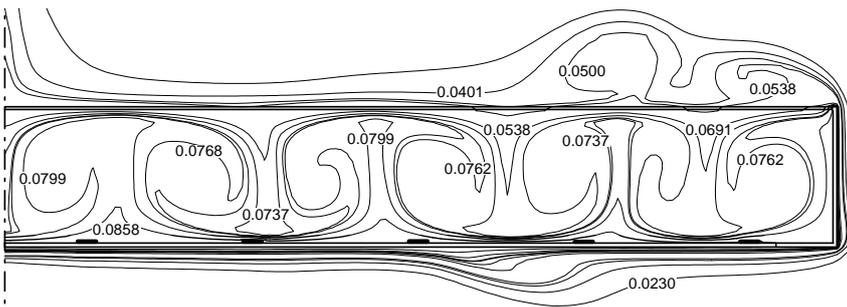
圖 9、當 $Ra=10^7$ 及 $K_{ef}=6300$ 情況下，不同 C_X 及 N_b ，不同案例之流線圖



(a) $C_X=5.0$ and $N_b=4$



(b) $C_X=7.5$ and $N_b=6$



(c) $C_X=10$ and $N_b=10$

圖 10、在 $Ra=10^7$ 及 $K_{ef}=6300$ 情況下，不同 C_X 及 N_b ，不同案例之等溫線圖

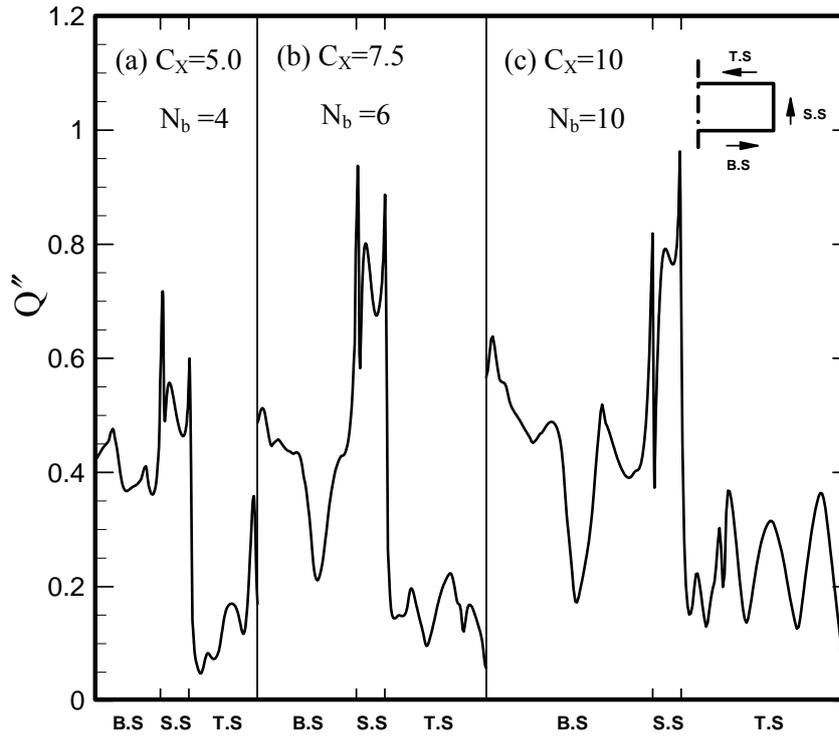
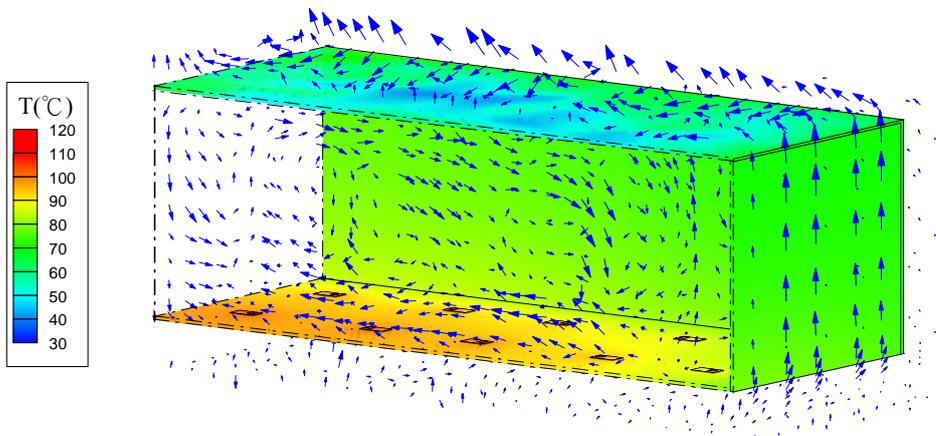
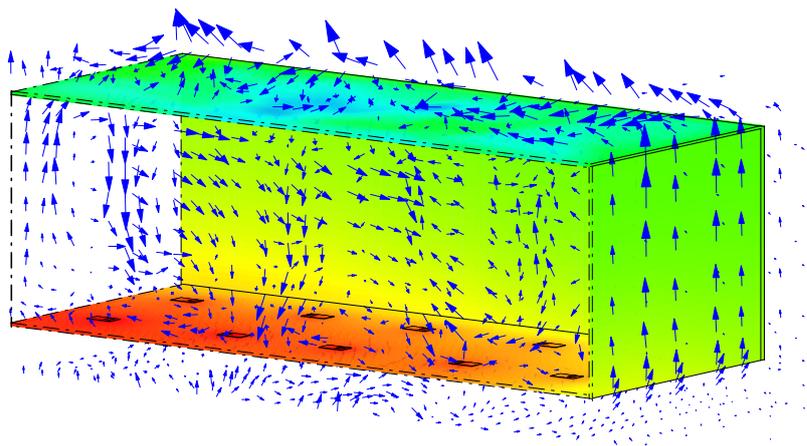


圖 11、當在 $Ra=10^7$ 及 $K_{ef}=6300$ ，不同 C_X 及 N_b 情況下，沿著機匣底面、右側面、頂面之無因次化溫度

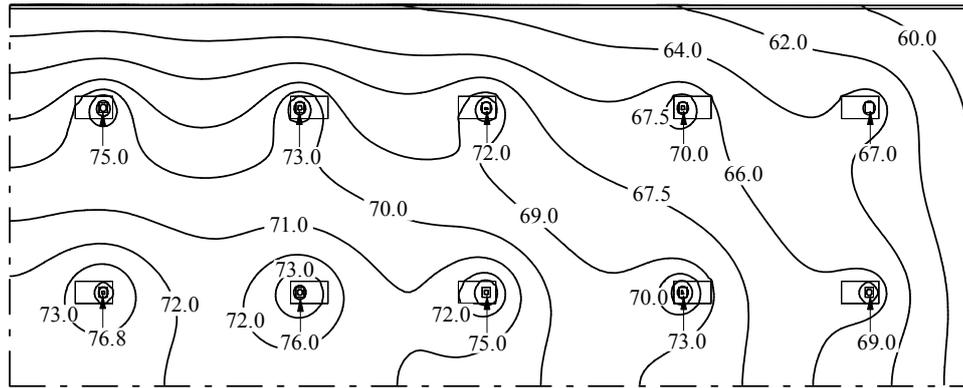


(a)

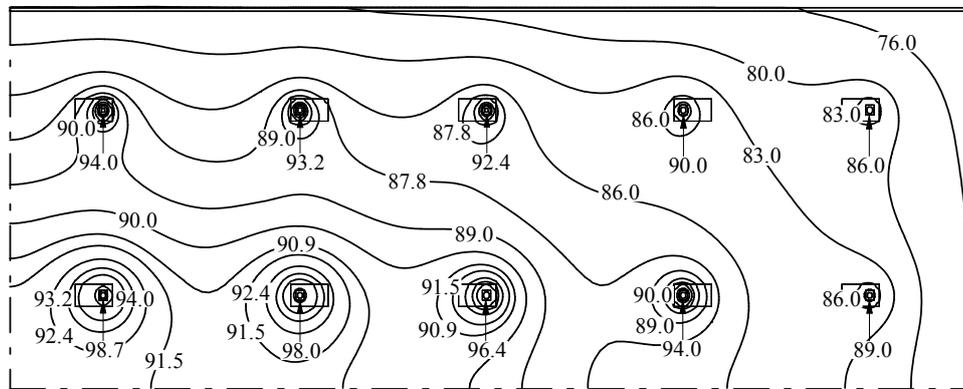


(b)

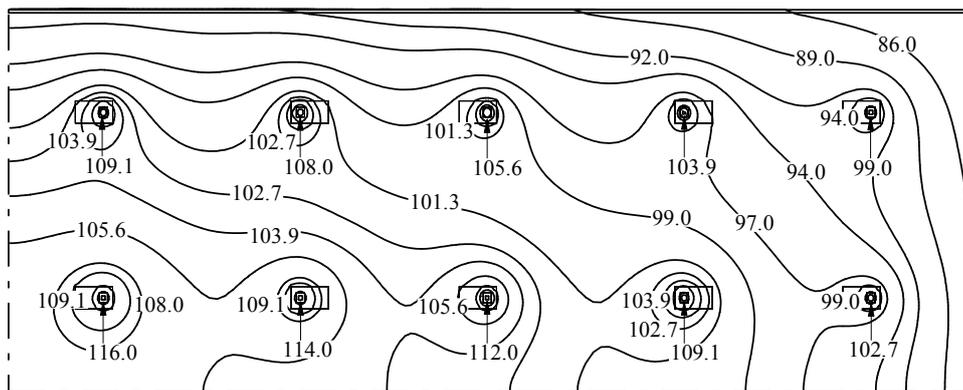
圖 12 不同發熱量 \dot{Q} 時之速度向量及溫度分布圖，其中 $k_e = 280$ W/m-K, $k_w = 166.9$ Wm-K, $T_\infty = 27^\circ\text{C}$, (a) $\dot{Q} = 5\text{W}$, $N_f = 0$; (b) $\dot{Q} = 10\text{W}$, $N_f = 0$



(a)

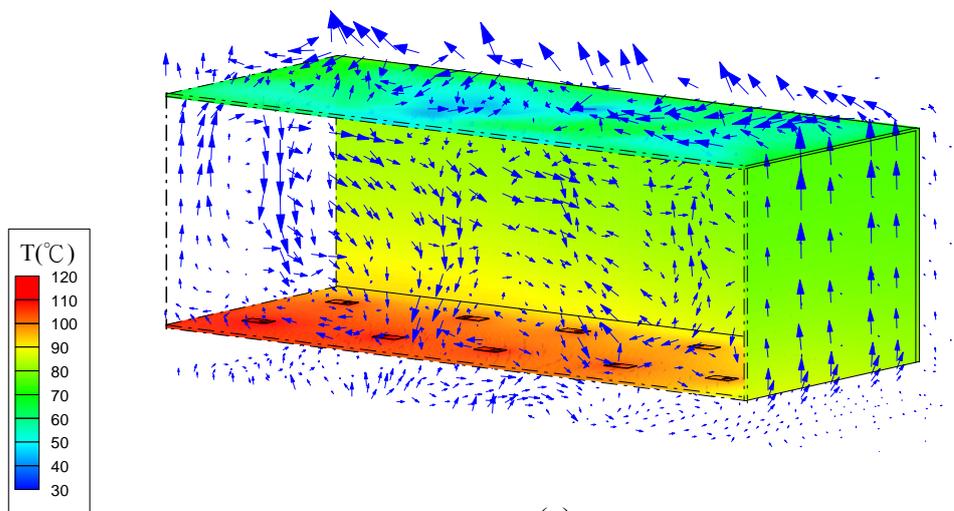


(b)

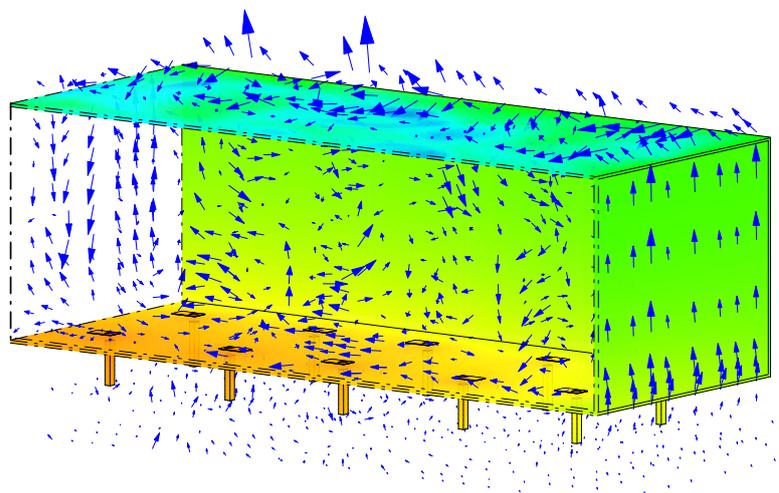


(c)

圖 13 為不同發熱量時，在機匣下壁面內側表面的溫度分布圖，其中 $k_e = 280 \text{ W/m-K}$, $k_w = 166.9 \text{ W/m-K}$, $T_\infty = 27^\circ\text{C}$, $N_f = 0$, 及 (a) $\dot{Q} = 5\text{W}$; (b) $\dot{Q} = 8\text{W}$; (c) $\dot{Q} = 10\text{W}$

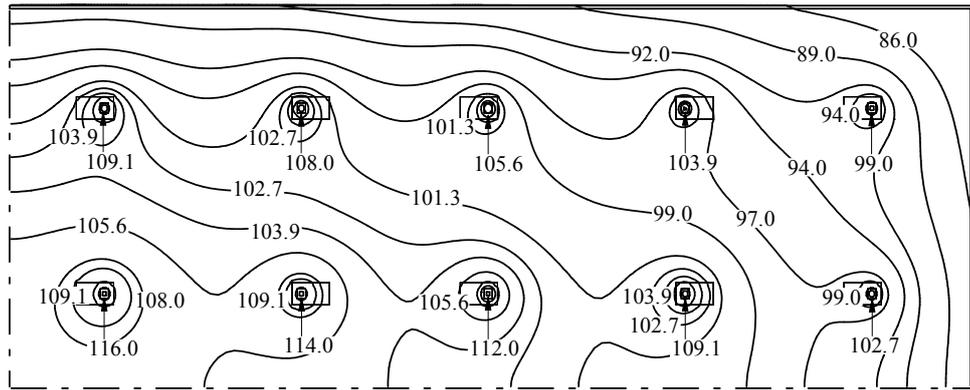


(a)

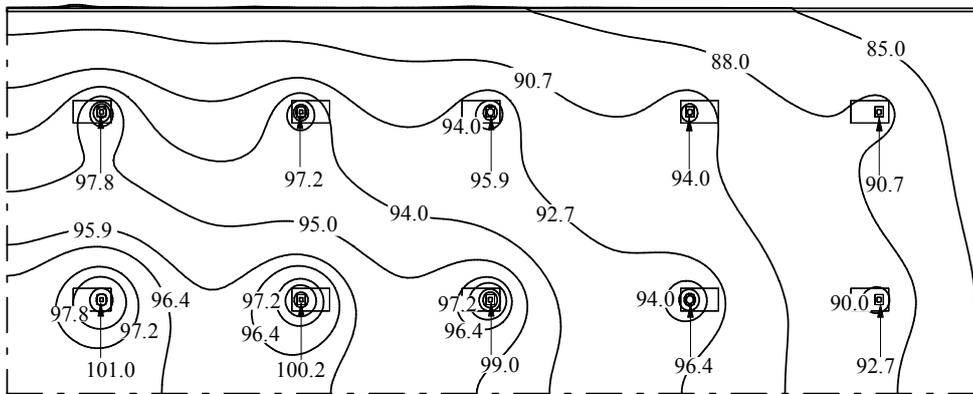


(b)

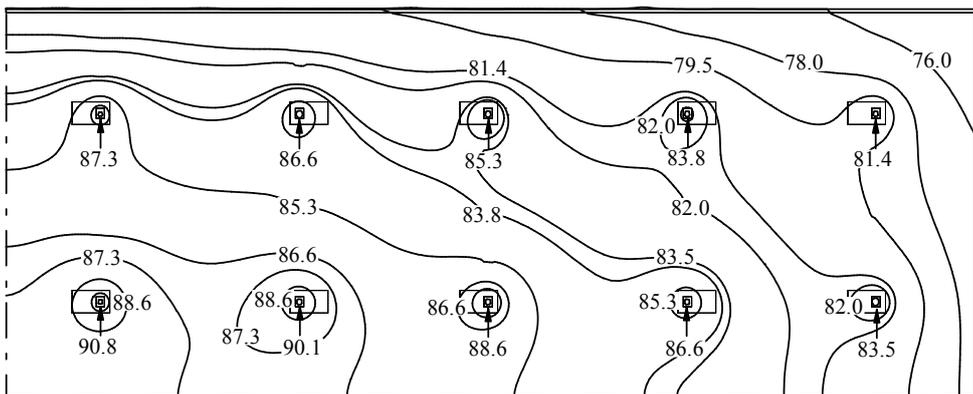
圖 14 安裝散熱鰭片時之速度向量及溫度分布圖為當 $k_e = 280$ W/m-K 、 $k_w = 166.9$ W/m-K 、 $T_\infty = 27^\circ\text{C}$ 及 $\dot{Q} = 10\text{W}$ 時，(a) $N_f = 0$; (b) $N_f = 40$



(a)



(b)



(c)

圖 15 為不同柱型散熱鰭片數目時，在機匣下壁面內側表面的溫度分布圖，其中 $\dot{Q} = 10\text{W}$, $k_c = 280\text{ W/m-K}$, $k_w = 166.9\text{ W/m-K}$, $T_\infty = 27^\circ\text{C}$, (a) $N_f = 0$; (b) $N_f = 40$; (c) $N_f = 180$