

散熱片之有限元素分析

學生：賴維順、謝耀賢、周美汎

指導教授：王柏村

國立屏東科技大學

機械工程系

摘要

本報告係應用有限元素分析軟體 ANSYS5.2 版，作 CPU 散熱片之溫度分佈分析。架構二維及三維的幾何模型，選擇不同的元素形式(平面元素、立體元素、殼元素)，考慮自然對流的情況下作散熱片的表面溫度分析。比較在不同的幾何模型和邊界條件下，散熱片溫度分佈的異同點，並記錄各模型的架構時間、求解時間，從分析結果可發現，初始結果的分析採二維模型即可達分析目的，細部分析採三維空間模型可容易觀察出實際的溫度分佈情形。本報告的結果可作為評估散熱片的工程分析時，選擇分析模型之參考依據。

符號說明：

Q ：單位時間內由固體表面流入流體中之熱量(W)

q ：單位時間內由單位面積固體表面流入流體中之熱量(W/m^2)

h ：熱對流係數($W/m^2 K$)

A_s ：固體的表面積(m^2)

T_s ：固體之表面溫度(K)

T_f ：流體之整體平均溫度(K)

ΔT ：固體與流體的溫度差(K)

Gr ：葛拉秀夫數(無因次群)

g ：重力加速度(m/s^2)

β ：體積膨脹係數($1/K$)

T_m ：固體與流體的平均溫度(K)

μ ：流體的動黏滯係數(m^2/s)

x_c ：平板邊界層的層流、亂流轉換高度(m)

x ：從平板底部為起點算起的距離(m)

\bar{h}_c ：平均對流係數($W/m^2 K$)

Nu_L ：紐賽爾數(無因次群)

Ra ：瑞利數(無因次群)

Pr ：普藍道數(無因次群)

ρ ：流體密度(kg/m^3)

c_p ：流體潛熱($W s/kg K$)

k ：流體熱傳導係數($W/m K$)

L ：平板長度(m)

一、前言

若元件受限於溫度因素而影響其功能時，最直接的解決方式是增加元件的熱交換面積，散熱片的裝置可增加元件的表面積，當熱量傳導至散熱片時，散熱片周圍流體的溫度會隨之上升，受熱的流體將因膨脹而密度變小，造成的浮力現象與較冷的流體形成氣流將熱量帶走[1]。散熱片應用的範圍很廣，如電腦、電機裝置的散熱系統，汽、機車引擎的散熱片[2][3]，冷凍元件—鱗片式蒸發器[1]…等等。所以，散熱片的設計關係者元件的功能是否能正常發揮；什麼形狀、尺寸的散熱片散熱效果最好，找一套配合理論分析的實驗模擬方法是最佳的解析模式[4][5]。

拜科技進步之所賜，工程問題解析方式有更多的選擇；解決工程問題的方式大致可歸納為以下幾種：實驗分析、解析分析、有限元素分析以及其他方式。其中，有限元素分析法的應用愈來愈普遍，由於其適用性廣且不須實驗設備，不但可免除設備費用及節省

分析時間，而且分析結果不因實驗環境因素而失其準確性。有限元素分析應用的領域包括：結構分析、熱傳分析、流場分析、電磁場分析、音場分析等等，以現在軟體開發的成熟度而言，找一套適用的工程分析軟體是不困難的。

本報告係以有限元素分析法對散熱片做溫度分佈的分析，由熱傳遞之自然對流的理論分析推導出應用有限元素分析法時必須設定的邊界值，利用有限元素分析軟體(ANSYS5.2)以定義邊界條件的方式模擬散熱片的流場[6]，分別架構二維及三維空間模型，選擇平面元素、立體元素、殼元素，對不同的幾何模型進行溫度分佈、求解時間的分析。經過不同模型的分析結果之比較，發現在架構模型的時間、求解時間、分析結果的準確性方面，以二維模型即可達分析的目的；若欲詳細觀察出溫度分佈的實際情況，採三維空間模型可得不錯的結果。本分析結果可提供應用有限元素分析軟體進行工程分析時，作為分析模型、元素形式之選擇參考，亦可提供處理熱傳遞問題時分析軟體之選擇。

二、研究方法

2-1 理論分析

熱量傳遞的方式可分為傳導、對流與輻射。熱傳導乃是能量藉由分子的碰撞逐次的由熱端傳到冷端；對流乃是藉由流體的流動，將熱能從某處傳到某處；輻射熱傳乃借由光波將能量從某物體傳遞至另一物體，其過程無任何媒介物。本文是針對自然對流做散熱片的熱傳分析。

固體與流體之間的熱傳不假借任何機械功，僅由流體之相對流動而造成內能由高溫傳至低溫的現象，稱為自然對流。由對流熱傳遞公式[7]

$$\begin{aligned} Q &= h_c A (T_s - T_f) \\ &= h_c A \Delta T \end{aligned} \quad (1)$$

得知，影響熱量傳遞的參數有： h_c 、 A 、 ΔT ，而 h_c 也因平板放置的方式不同，在計算上有所區別；以下

分別就垂直平板及水平平板做說明。

1. 垂直平板

垂直熱板的對流的邊界層如圖1所示，計算 h_c 時需考慮層流與亂流的轉換高度，判斷平板的對流邊界層是層流或亂流以葛拉秀夫數 (Grashof number, Gr_x)[7]為指標。以氣體為例：垂直板的邊界層轉換是發生在 $Gr_x \approx 10^9$ 。

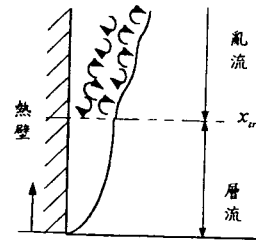


圖1 自然對流垂直熱板的對流的邊界層[7]

Gr_x 定義[7]：

$$Gr_x = \frac{(\beta \Delta T) g x_r^3}{\nu^2} \quad (2)$$

其中 $\beta = \frac{1}{T_{ave}}$

$$T_{ave} = \frac{T_s + T_f}{2} \quad (3)$$

$$\Delta T = T_s - T_f$$

可求得，邊界層的層流、亂流轉換高度(x_{tr})；

$$x_{tr} = \left[\frac{Gr_x \nu^2}{\beta \Delta T g} \right]^{1/3} = \left[\frac{(10^9) \nu^2}{\frac{\Delta T}{T_{ave}} g} \right]^{1/3} \quad (4)$$

所以，平板各點(x)的對流係數[7]：

$$\text{層流： } h_c = 1.07(\Delta T/x)^{1/4} \quad 10^4 < Gr_x < 10^9 \quad (5a)$$

$$\text{亂流： } h_c = 1.3(\Delta T)^{1/3} \quad 10^9 < Gr_x < 10^{12} \quad (5b)$$

整體的平均對流係數[7]：

$$\begin{aligned} \bar{h}_c &= \frac{1}{L} \int_0^L h_c dx \\ &= \frac{1}{L} \left[\int_0^{x_{tr}} 1.07(\Delta T/x)^{1/4} dx + \int_{x_{tr}}^L 1.3(\Delta T)^{1/3} dx \right] \end{aligned} \quad (6)$$

若 $x_v < L$ ，必須同時考慮層流、亂流的對流係數。

若 $x_v > L$ ，僅考慮層流的對流係數。

2. 水平熱板熱面向上

水平板估算熱對流係數時不必考慮層流、亂流轉換問題，由紐賽爾數(Nusselt number, \overline{Nu}_L)在水平熱板熱面向上的定義[7]即可推導出 h_c 。

$$\overline{Nu}_L = 0.54 Ra_L^{1/4} \quad (7)$$

$$Ra = Gr Pr = \frac{\beta \Delta T L^3 \rho c_p}{\nu k} \quad (8)$$

其中

$$Pr = \frac{\rho c_p \nu}{k}$$

$$\text{又 } \overline{Nu}_L = \frac{h_c L}{k} \quad (9)$$

經整理後，得

$$\overline{h}_c = 0.54 \left[\left(\frac{k^3 g \rho c_p}{\nu} \right) \left(\frac{\beta \Delta T}{L} \right) \right]^{1/4} \quad (10)$$

由於散熱片的表面溫度(T_s)是未知數，故無法正確的得到其對流係數，所以欲得散熱片實際的表面溫度步驟說明如下：

(1) 先假設散熱片的表面溫度 T_s ，代入公式(3)求得 T_{ave} 。

(2) 查出溫度 T_{ave} 時，流體的性質；包括 k 、 ρ 、 c_p 、 ν 。

(3) 將(1)、(2)的資料帶入公式(10)求出 \overline{h}_c 。

(4) 再將 \overline{h}_c 帶入公式(1)得到新的表面溫度 T_s 值。

(5) 重複步驟(1)~(4)，直到找出一組最接近散熱片實際溫度的 \overline{h}_c 、 T_s 組合，即為其解。

2-2 散熱片之有限元素分析

2-2-1 問題定義

考慮一鋁質的 CPU 散熱片組，各部位尺寸：高度 0.0216 m，基座厚度 0.0038 m，寬度 0.11176 m，

散熱片形狀為根部 0.0038 m，頂端 0.00127 m 的梯形斷面，每一散熱片的間距為 0.0102 m，總共 11 片，詳細圖示如圖 2。已知有一固定的單位熱通量 $\phi_c = 7723 \text{ W/m}^2$ 作用在散熱片的基座下方，材料的熱傳導係數 $k = 176.6 \text{ W/mK}$ ，散熱片周圍的空氣溫度為 32.2°C 。

2-2-2 分析目標

1. 2D 的分析：考慮自然對流的條件，比較半片對稱模型與半邊對稱模型的左、右端有設對流係數與無設對流係數的溫度分佈。

2. 3D 的分析：取散熱片的半邊對稱模型，在與 2D 相同的邊界條件下，其溫度的分佈情形。若前、後端增設對流係數時，分析其溫度的變化。

3. 比較 2D 與 3D、Shell 的分析結果，探討其在架構模型以及分析時間的差異、溫度的分佈及何者準確性高。

分析目標的詳細分類如表 1 所示：

表 1 分析目標之項目

設定邊界 模型類別	基座左右 端無對流 係數	基座左右 端有對流 係數	基座前後 左右端有 對流係數
2D 半片模型	◎	×	×
模型 A			
2D 半邊模型	◎	◎	×
模型 B		模型 C	
3D 半邊模型	◎	◎	◎
模型 D		模型 E	模型 F
殼模型	◎	×	×
模型 G			

◎ 可分析 × 不可分析

2-2-3 數學模式化

首先定義： \overline{h}_{cv} 為垂直平板的平均對流係數。

\overline{h}_{ch} 水平板熱面向上的平均對流係數

將問題定義中的條件代入公式(4)後求出 $x_v > L$ ，所以本問題在垂直平板方面僅考慮層流。

由公式(5)可求出垂直平板的平均對流係數：

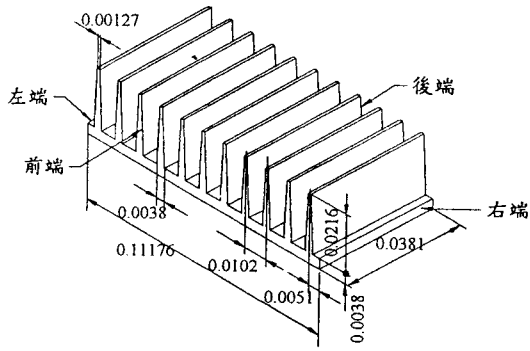


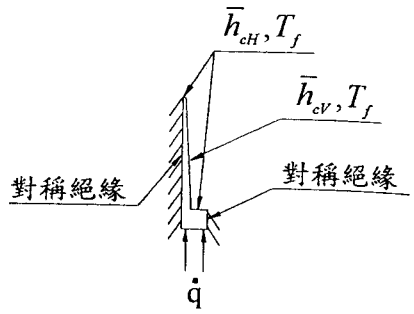
圖 2. 散熱片外型圖

$$\bar{h}_{cv} = 1.42 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{\frac{1}{4}}$$

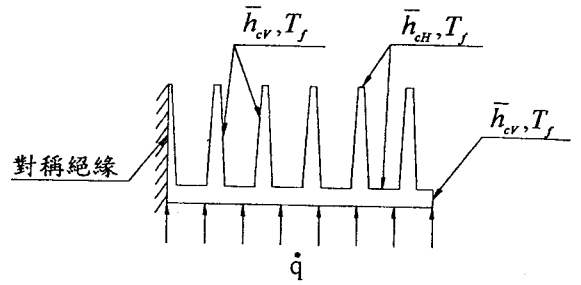
由公式(10)可求出水平板熱面向上的平均對流係數：

$$\bar{h}_{ch} = 5.878 \left(\frac{1}{T_{ave}} \right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{\frac{1}{4}}$$

假設基座承受單位面積的熱通量(q)，熱量由散熱片周圍的流體相對流動而傳遞至低溫處，所以散熱片表面設定 \bar{h}_c, T_f ，其數學模型如圖 3 所示。



(a) 2D 半片對稱模型



(b) 2D 半邊對稱模型

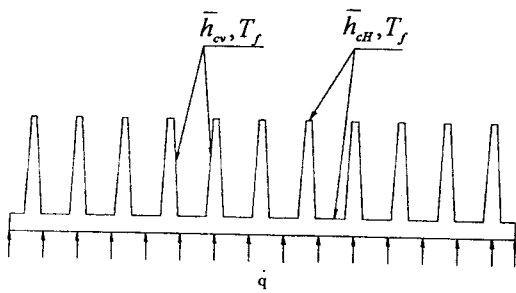
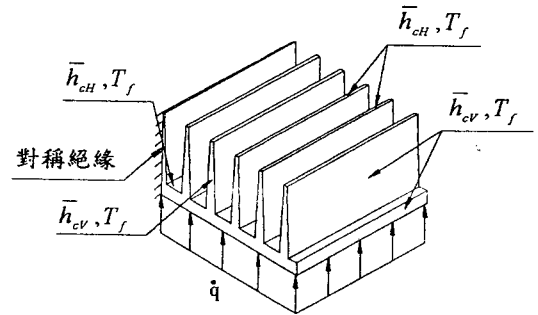


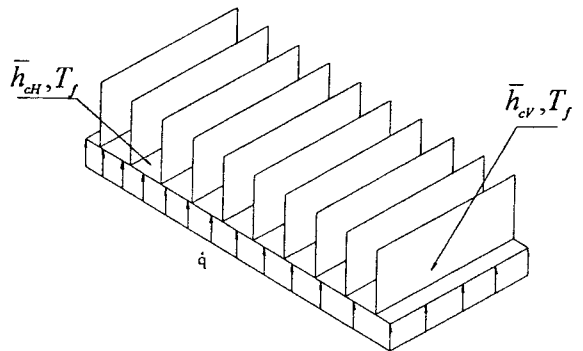
圖 3 散熱片數學模型



(c) 3D 半邊模型

2-2-4 有限元素模型

散熱片之幾何形狀對稱，且底部之熱通量為固定值，散熱片周圍之熱對流係數亦一致，即邊界條件對稱，故符合有限元素模型之簡化條件，所以取半邊對稱模型及半片對稱模型；半邊對稱模型之對稱邊為絕熱，基座外緣則分別假設兩種情況分析；假設一：外緣有對流係數，假設二：外緣無對流係數。半片對稱模型則是取兩個垂直對稱邊為絕熱。散熱片的二維、三維有限元素理念模型如圖 4(a)、4(b)、4(c)、4(d)所示。



(d) 殼元素全模型

圖 4 散熱片有限元素模型

表 2 元素形式資料表

元素形狀	Plan 55	Solid 70	shell 57
元素種類	2-D thermal solid	3-D thermal solid	thermal shell
節點數	4	8	4
自由度	4	8	4
材料性質	KXX	KXX	KXX
Real constant			TK(I)
負荷形式	Heat Flux Convection	Heat Flux Convection	Heat Flux Convection
邊界限制	散熱片對稱邊為絕熱	散熱片對稱邊為絕熱	

三、結果與討論

經過前述的理論推導與 ANSYS 軟體分析後，將所有分析結果整理列表比較之，分別討論如下：

1. 圖 5 為模型 A 的溫度分佈，圖 6 為模型 B 的溫度分佈，模型 A 雖為模型 B 的其中之一，從表 3 可看出兩者的溫度分佈是相同的。
2. 圖 7 為模型 C 的溫度分佈；模型 B 與模型 C 由於邊界定義不同，從表 3 可看出模型 C 的溫度分佈較低，但模型與模型之間的高低溫差上整體比較起來差距微小。
3. 圖 8 為模型 D 的溫度分佈；模型 B 與模型 D 的差異在於兩者選用的元素不同、幾何形狀分別為 2D、3D，但在邊界條件相同的情況下，其溫度分佈亦相同。
4. 圖 9 為模型 E 的溫度分佈；模型 C 與模型 E 的差異與第 3 點同，分析結果也相同。
5. 圖 10 為模型 F 的溫度分佈；模型 E 與模型 F 的差異在於模型 F 的前後端設有熱對流係數，由圖 10 的溫度分佈情形可看出，其基座的溫度比較低而且溫度分佈比較接近實際情形；而模型 E 所得的分析結果比較保守。
6. 圖 11 為模型 G 的溫度分佈；模型 D 與模型 G 的差異在於兩者的元素形式不同，且模型 G 受限於元素的適用範圍因素，只能架構均勻厚度的全模型，在設定邊界條件時散熱片的頂端、前後端、基座左右端均不能設對流係數，故其

溫度較高。

7. 圖 12、13 分別為模型 E、F 的溫度分佈側視圖，從兩圖的比較中可以發現，前後有熱對流係數時靠近邊緣的部分溫度比較低，在散熱片中心的溫度比較高，使得溫度等高線成曲線變化。
8. 由表 4 的數據可得知個別模型的特性：
 - (1). 2D 模型：幾何模型簡單，軟體架構模型時間短，元素數量少相對的所佔的記憶體空間少、求解時間短，約為 3D 模型的 9.5 倍。
 - (2). 3D 模型：幾何模型較 2D 複雜，元素形式需為實體元素，故元素數量較多，約為 2D 半邊對稱模型的 10 倍，因此所佔的記憶體空間多，求解時間較長。
 - (3). 殼模型：幾何模型的厚度必須均勻而且需採全模型分析。元素數量及求解時間介於 2D 模型與 3D 模型之間。

表 3 各模型之溫度分佈比較

溫度 模型別	最高溫度 (°C)	最低溫度 (°C)	平均溫度 (°C)	\bar{h}_{cv}	\bar{h}_{ch}
模型 A	144.73	142.99	143.86	12.04	15.39
模型 B	144.89	143.16	143.77	12.02	16.26
模型 C	143.16	141.22	142.19	12.04	16.27
模型 D	144.89	143.16	143.78	12	16.31
模型 E	143.16	141.22	142.19	12.02	16.26
模型 F	105.63	104.41	104.83	10.78	15.47
模型 G	127.42	125.88	126.65	11.54	16.01

表 4 不同模型結果之比較

	架構模型	求解時間	節點數	元素數量
模型 A	2''30	6''	87	58
模型 B	7''75	26''79	812	638
模型 D	32''02	3'40''52	11830	6379
模型 G	8''84	37''55	1424	1155

※用以分析的電腦設備：中央處理器為 Pentium 200，記憶體容量為 48 MB，硬碟空間為 1.2 GB。

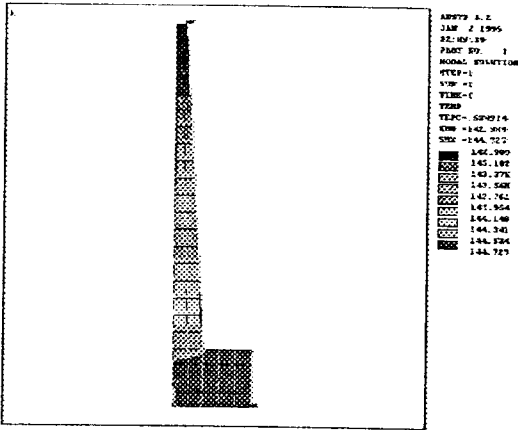


圖 5 模型 A 之溫度分佈圖

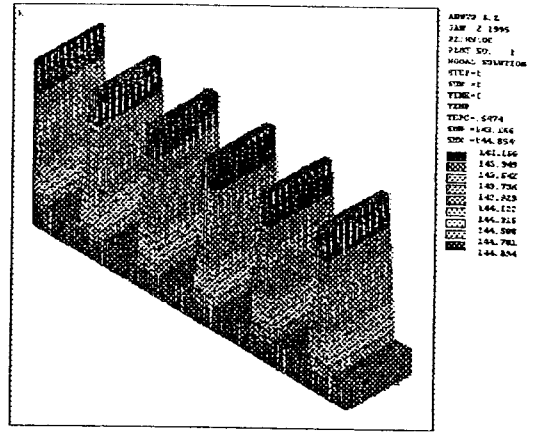


圖 8 模型 D 之溫度分佈圖

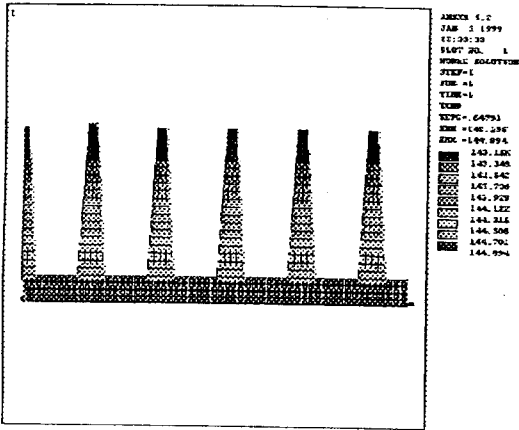


圖 6 模型 B 之溫度分佈圖

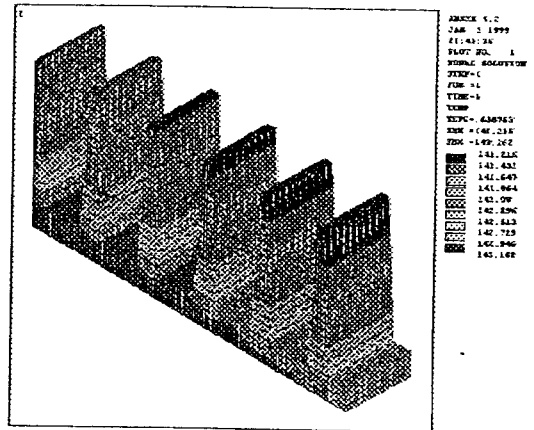


圖 9 模型 E 之溫度分佈圖

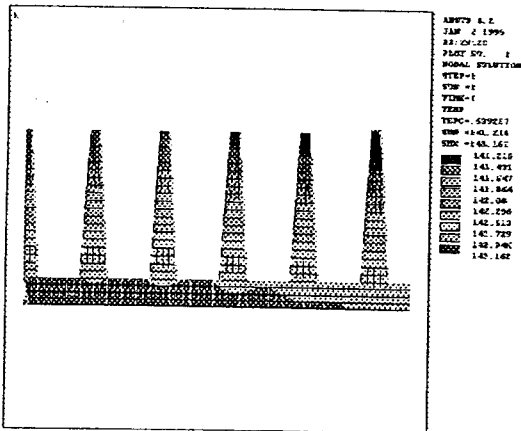


圖 7 模型 C 之溫度分佈圖

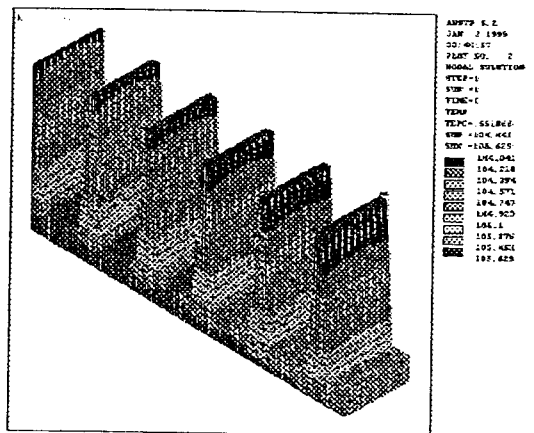


圖 10 模型 F 之溫度分佈圖

四、結論

本文係針對不同模型之自然對流的散熱方式以有限元素分析軟體進行模型熱傳遞之分析，經由分析後的結果，可獲致以下幾點結論，以提供從事散熱片熱傳分析之參考：

1. 分析過程中僅考慮自然對流方式散熱，因此溫度只在重力方向上產生變化，故所得的散熱片平均溫度高達 143.16°C ；由此可知，應採強制對流的方式才能降低散熱片基座的溫度。
2. 若改變邊界條件做細部結果的分析時，3D 模型可顯示出較符合實際問題的溫度分佈，但求解時間卻相對地增加。
3. 對於均勻的截面形狀採殼模型分析，可獲得較為接近實際狀況的分析結果。
4. 進行工程分析之初步評估時，採 2D 模型可達到分析目的。若要得到較為細部的分析結果，此時必須採用 3D 模型之分析，方可獲得最後評估的依據。

五、參考文獻

1. 陸紀文、王輔仁、謝文健，1997，冷凍空調原理，Dossat R.J 原著，滄海書局，第三版。
2. 姜庭隆、許超仁、林佳民、郭誠豐等人，1997，散熱片的熱分析，專題報告，國立屏東科技大學，屏東。
3. 王柏村、賴文傑，1996，機車引擎散熱片之熱應力分析，專題報告，國立屏東科技大學，屏東。
4. J. P. Holman, 1995, Heat transfer, McGraw-Hill, Inc.
5. 王柏村、曾中慶、鄭佳旻，1996，應用 ANSYS 有限元素分析軟體與最佳化設計問題，專題報告，國立屏東科技大學，屏東。
6. 賴育良、林啟豪、謝忠祐，1997，ANSYS 電腦輔助工程分析，儒林書局。
7. A. F. Mills, 1992, Heat transfer, Irwin.

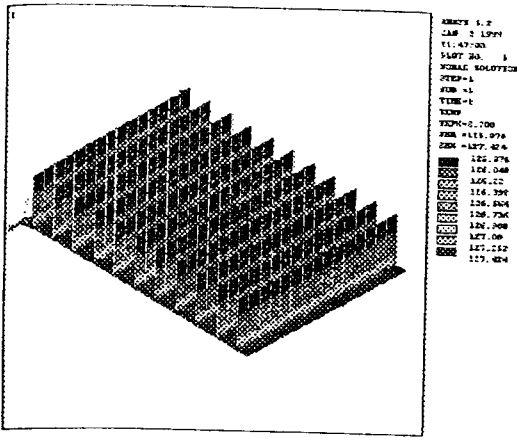


圖 11 模型 G 之溫度分佈圖

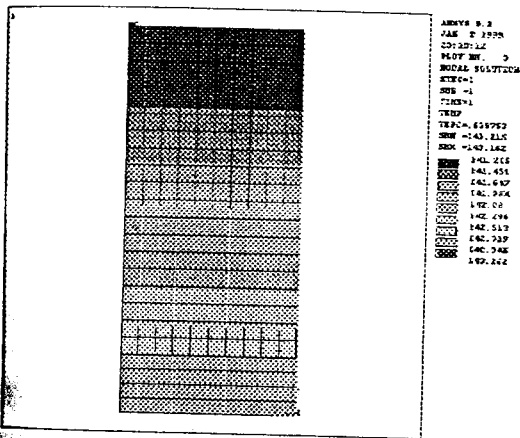


圖 12 模型 E 之側視圖

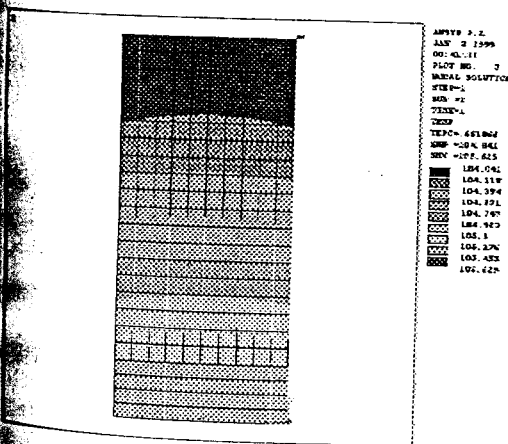


圖 13 模型 F 之側視圖

The FEM Analysis of the Heat sink

Wei Shun Lai, Shieh-Yao Hsien,

Mei-Fan Chou

Bor-Tsuen Wang

Department of Mechanic Engineering
Nation Pingtung University of Science and
Technology

ABSTRACT

The report presents the thermal analysis of the heat sink via the finite element method. Based on the theoretical thermal analysis and cooperated with the use of ANSYS software, the temperature distribution can be determined. Different finite element models, including 2D and 3D models are constructed and compared for various natural-convection boundary conditions. Results show that 3D model has practical temperature distribution and 2D model is similar to 3D. Therefore, the sink can be useful for the judgement of selecting FE models.