

指導教授：王柏村

學生：賴文傑

### 摘要

本文主要是在分析不同外在環境及不同散熱片長度及散熱片片數下，散熱片的散熱效果。此篇報告是以機車的散熱片實際情形來做研究，首先將截取的散熱片進行溫度及熱應力分析，將所得之數據以平均值分析方法，採散熱片片數、熱對流係數、室溫度、散熱片長度，對散熱片的影響。結果顯示散熱片片數、熱對流係數、散熱片長度都影響汽缸內壁的溫度之值甚大。在考慮靜力破壞方面，結果顯示散熱片片數影響畸變能等效應力( $\sigma_{eqv}$ )最顯著。在考慮疲勞破壞方面，結果顯示散熱片片數影響最大主應力( $\sigma_1$ )最顯著。本文應用 ANSYS 軟體之熱傳分析，包括穩態之溫度和熱應力分佈解析及平均值分析方法可應用到如散熱片形狀之設計分析。

### 一、前言

應用有限元素方法，做熱傳分析已經相當普遍，熱傳分析有暫態及穩態兩種分析狀況，本文僅考慮穩態狀況下之溫度及熱應力情形。採用有限元素法分析，其成本低，幾何模型可依所欲分析的外型迅速建構完成進行分析，且尺寸可任意合理的調整，更改邊界條件方便容易，設備簡單，重複多次執行，任何時間可執行，容易且準確地於合理供給條件下獲得求解，沒有如實驗方法之設備複雜，成本高，耗費時間，幾何模型形狀尺寸受限；邊界條件控制麻煩，以及理論幾何模型外型受拘限等缺點。設計過程中，往往牽涉到許多參數，而各種參數之變化對設計目標函數之影響，也是設計人員常需深入了解，田口法中之平均值分析方法，可以極少次數之實驗即可得到各種參數對目標函數之影響。

使用 ANSYS 有限元素分析軟體需要一段

學習摸索之階段，ANSYS 軟體架構主要為前處理、求解、後處理三大階段，當在前處理階段時，需要建立欲分析之幾何模型與邊界條件等步驟。求解階段交由電腦自動進行求解；後處理階段乃將求解得知資料經由平均值方法分析計算並繪出曲線圖或分佈圖，以方便分析。

### 二、問題定義與分析目標

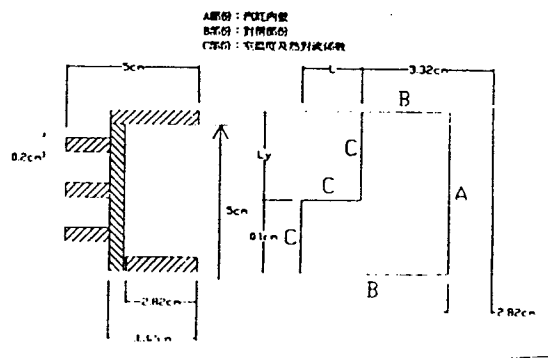
#### (一) 問題定義

一個高度 5cm 的汽缸，活塞大小為 5.64cm，汽缸壁厚為 0.5cm，散熱片厚度為 0.2cm，其環狀剖面圖，如圖一所示。由於屬於軸對稱且為上下對稱故只截取部份位置來分析，如圖一所示。圖中 A 部份代表汽缸內壁，B 部份代表所取位置的對稱部份，C 部份代表承受室溫度及熱對流係數。本文假設汽缸高度不變，改變其散熱片的片數圖中的 L y 即代表所截取的汽缸高度隨著散熱片片數的改變而計算出的高度。

$$Ly=(5-N*0.2)/(N*2) \quad (1)$$

#### (二) 分析目標

在上述情形下，本文針對以下各種情形進行分析：



圖一、汽缸散熱片示意圖

條件 ( Boundary Condition )，如位移限制，受力情形，邊界溫度，邊界情形等。以下就幾何模型及熱傳分析之邊界條件設定，分別說明之。

### 1、幾何模型

幾何模型包含有分析體之外形、尺寸、材質特性、分析形式、使用元素之種類等，皆為做有限元素分析之必要提供之條件。

#### (1) 溫度分析

本文分析目標為一機車引擎的散熱片，係引擎汽缸為軸對稱且其成上下對稱之幾何形體，負載亦對稱所以只取如圖一所示之元件來分析即可。高度 5cm 的汽缸，活塞大小為 5.64cm，汽缸壁厚為 0.5cm，散熱片厚度為 0.2cm。假設機車時速為 60 ( km/hr ) 時，換算活塞與汽缸所產生熱量為  $134605 ( W / m^2 )$  作為作用在汽缸內壁上，散熱片接觸外界室溫度為 295K，熱對流係數為  $100 ( W / m^2 K )$ ，本文選用材料為鋁合金，材料性質為熱膨脹係數  $\alpha_T$  為  $24E-6 ( m / mK )$ ，熱傳導係數 K 為  $231 ( W / mK )$ 。本有限元素模型使用元素形式為 2-D 平面四邊形元素 PLANE 77

( Thermal Solid ) 此元素為二度空間結構，其自由度為 TEMP，材料性質 ( Material Properties ) 只需設定熱傳導係數 K ( Kxx )。表三顯示 PLANE 77 之詳細資料。

#### (2) 熱應力分析

由於 ANSYS50 在進行熱應力分析時需將 Thermal element PLANE 77 轉換成 Structural element PLANE 82 此元素為二度空間結構，其自由度為 UX、UY，材料性質只需設定楊氏係數 EX。表四顯示 PLANE 82 之詳細資料。

表三 PLANE 77 元素資料

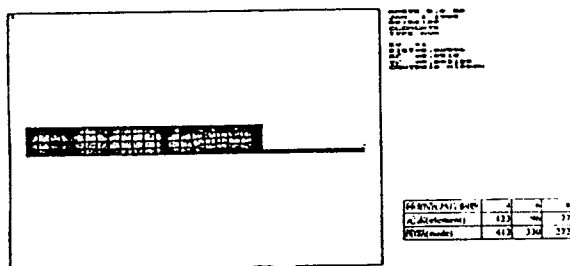
種類	PLANE77
節點數	8
形狀	2-D平面四邊形熱元素
自由度	TEMP
MP設定	KXX(熱傳導係數)

表四 PLANE 82 元素資料

種類	PLANE82
節點數	8
形狀	2-D平面四邊形元素
自由度	UX,UY
MP設定	ALPX(熱膨脹係數)
	EX(楊氏係數)

### 2、元素分割

分割情形如圖二所示，由於散熱片的片數影響所取汽缸分析模型的尺寸，所以分割元素的數目隨著散熱片的片數改變而改變。分割後所得之元素個數及節點個數如表五所示。



圖二、有限元素模型分割情形

表五 元素、節點的個數

種類\散熱片個數	4	6	8
元素(element)	123	96	77
節點(node)	412	330	272

### 3、邊界條件

此次之有限元素分析所需之邊界條件含有熱源設定、熱傳導係數設定、熱對流係數設定、室溫設定。

#### (1) 溫度分析

在汽缸內壁輸入機車時速 60 ( km/hr ) 時所產生的熱量  $134605 ( W / m^2 )$ 。在與外界接觸部份必須輸入室溫度 295 K 及熱對流係數  $100 ( W / m^2 K )$ 。在對稱面部份以絕緣狀態視之，在 ANSYS 中不做任何設定即可。

1、有限元素分析：

(1) 溫度分佈：分析出模型的溫度分佈及最大溫度的位置及其值是否合理。

熱應力分佈：分析出模型所受熱應力之情形及最大應力的位置。

2、平均值方法分析：

(1) 由於  $\sigma_{cqv}$  之值決定是否發生靜力破壞，所以本文針對各個變數對  $\sigma_{cqv}$  的影響做一些分析討論。

(2) 由於  $\sigma_1$  之值決定是否發生靜力破壞，所以本文針對各個變數對  $\sigma_1$  的影響做一些分析討論。

(3) 由於在汽缸內壁會產生一熱量，在達到熱平衡之後，汽缸內壁的溫度也是我們所關心的，因為汽缸內壁的溫度代表了散熱片的散熱效果如何，所以本文亦對各個變數對汽缸內壁溫度的影響做一些分析討論。

三、理論分析

1、熱應力理論分析

熱應力理論分析，以一維之結構做說明，一長度  $dx$  之熱變形量為

$$\Delta(dx) = \alpha_T \Delta T dx \quad (2)$$

熱應變為

$$\epsilon_T = \frac{\Delta(dx)}{dx} = \alpha_T \Delta T \quad (3)$$

熱應力為

$$\sigma_T = \frac{E}{1-\nu} \alpha_T \Delta T \quad (4)$$

其中  $\Delta(dx)$  為熱變形量， $\alpha_T$  為熱膨脹係數， $\Delta T$  為溫度差， $\nu$  為蒲松氏比， $E$  為楊氏係數。

上述公式中只要材料固定則蒲松氏比、熱膨脹係數、楊氏係數即固定則其值只與溫度差有相關，所以溫度差即是本文所探討的重點。

2、田口法之平均值分析

田口法是一種實驗方法，不須理論模型，只需設定欲分析的目標函數，接著找出影響目標函數的變數，將變數設定水準 (LEVEL) 在本文中，首先設定目標函數分別為汽缸內壁

溫度、畸變能等效應力 ( $\sigma_{cqv}$ )、最大主應力 ( $\sigma_1$ )，設定影響目標函數之變數分別為散熱片片數、熱對流係數、室溫度、散熱片長度，並分別將其設定三水準如表一所示。

表一、平均值法變數水準(LEVEL)表

變數\LEVEL	1	2	3
散熱片片數(A)	4	6	8
熱對流係數(B)	100	125	150
室溫度(C)	295	300	305
散熱片長度(D)	0.014	0.016	0.018

表中加底線代表本報告的代表實驗。

由於四變數三水準正常實驗需實驗 64 次才可以實驗出結果，並且需自行運算才可找出其相對關係。經由田口法只需用田口法之實驗直交表 (如表二所示) 進行 9 次實驗，在依據目標函數的特性選取其特性公式加以運算出信號噪音比 ( $\eta$ )。由本文的目標函數皆具有愈小愈好的特性，所以選擇望小值信號噪音比 ( $\eta$ ) 的公式。

$$\eta = -10 \times \log_{10} \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (5)$$

其中  $y_i$  為有限元素法所求出的目標函數之值。

表二、實驗之直交表

實驗	散熱片片數	熱對流係數	室溫度	散熱片長度
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

有限元素模型

進行有限元素分析必須架構有限元素模型 (Finite Element Model)，首先建立幾何模型 (Geometry Model)，包括元素的選擇及建立，自由度的選擇，進一步設定適當的邊界

## (2) 熱應力分析

由於進行熱應力分析時需將 PLANE 77 轉換成 PLANE 82 所以將邊界條件重新設定之。首先在溫度設定方面，需將先前溫度分析時所求出各節點的溫度讀入作為熱應力分析時各節點的溫度邊界。由於汽缸本身為熱傳導散熱狀態，所以依照鋁合金材料性質將熱膨脹係數  $\alpha_T$  設定為  $24E-6 (m/mK)$ 。在對稱面則設定 Y 方向位移為零 ( $UY=0$ )。

## 五、結果與討論

表六 有限元素方法所得之結果

實驗	內壁溫度	$\sigma_1$ (E9)	$\sigma_{eqv}$ (E9)	表面積(E-3)	體積(E-6)
1	488.359	0.278	0.843	4.9277	9.563
2	444.981	0.275	0.772	5.546	0.101
3	420.027	0.296	0.773	6.189	0.108
4	421.167	0.299	0.702	5.754	8.791
5	425.19	0.237	0.713	4.493	7.554
6	389.074	0.241	0.646	5.111	8.16
7	411.835	0.244	0.726	4.894	7.155
8	376.616	0.259	0.668	5.537	7.786
9	384.265	0.211	0.671	4.275	6.549

### 1、有限元素分析結果

由於九次實驗所得到的圖形分佈皆一致，所以只取實驗[1]為代表實驗來討論。實驗[1]變數設定情形為散熱片片數為 4 片、熱對流係數為  $100 (W/m^2K)$ 、室溫度為 295 K、散熱片長度為 0.014 mm。

#### (1) 溫度分析結果

首先最先得到的有限元素分析結果為溫度分佈圖(如圖三所示)，圖中顯示出溫度曲線相當平滑且其值呈層狀的向外遞減，最大溫度出現在汽缸內壁其值為 488.359 K 最小溫度發生在散熱片的最外部其值為 465.508 K。

#### (2) 熱應力分析結果

a、分析疲勞破壞時，需考慮所受最大主應力 ( $\sigma_1$ ) 之值(如圖四所示)， $\sigma_1$  曲線圓滑度可以接受，最大值發生在散熱片上，最小值發生在汽缸壁與散熱片交接處，可以發現在汽缸壁與散熱片交接處其值發生了較大的變化，也

代表了形狀的改變是一個極大的因素。

b、分析靜力破壞時，需考慮畸變能之等效應力 ( $\sigma_{eqv}$ ) 之值(如圖五所示)， $\sigma_{eqv}$  曲線圓滑度可以接受，最大值發生在汽缸壁上，最小值發生在散熱片最外部，在畸變能之等效應力也出現了同最大主應力的情形都是在汽缸與散熱片有交接處其值都發生了極大的變化。

### 2、平均值方法分析結果

首先，先解釋圖形中座標、圖形所代表的意義。A 代表了散熱片片數，B 代表了熱對流係數，C 代表了室溫度，D 代表了散熱片長度。而 1、2、3 則代表了變數的水準。縱座標則代表信號噪音比 ( $\eta$ )。由於是取望小值信號噪音比，所以在圖形上是越上面代表越小值。

(1) 首先討論汽缸內壁溫度的分析結果(如圖六所示)可看出 A 部份散熱片片數越多，散熱面積則越大，帶走的熱量越多則汽缸內壁的溫度較低。B 部份熱對流係數越大，帶走的熱量也相對的多，則汽缸內壁的溫度較低。C 部份室溫度高，汽缸內壁的溫度較高。D 部份散熱片長度越長，散熱面積則越大，帶走的熱量越多則汽缸內壁的溫度較低。

(2) 接著討論應力方面的分析結果(如圖七所示)在 A 部份，可看出在最大主應力 ( $\sigma_1$ ) 及畸變能之等效應力 ( $\sigma_{eqv}$ ) 在散熱片片數的影響方面其影響皆相當大且趨勢也相同，皆是散熱片片數越多，其值也越大。B 部份，最大主應力 ( $\sigma_1$ ) 是熱對流係數越大時，則其值越小。畸變能之等效應力 ( $\sigma_{eqv}$ ) 則是在水準 2 的地方出現了轉折點，表示其並非依循著一定的關係在變化而是需要其他變數的搭配使其達到最小值。C 部份，畸變能之等效應力 ( $\sigma_{eqv}$ ) 也是在水準 2 的地方出現了轉折點，表示其並非依循著一定的關係在變化而是需要其他變數的搭配使其達到最小值。最大主應力 ( $\sigma_1$ ) 在室溫度方面的變化則較平緩。D 部份，畸變能之等效應力 ( $\sigma_{eqv}$ ) 是散熱片長度越長則其值越小。最大主應力 ( $\sigma_1$ ) 則是在水準 2 的地方出現了轉折點，表示其並非依循著一定的關係在變化而是需要其他變數的

搭配使其達到最小值。

### 3、討論

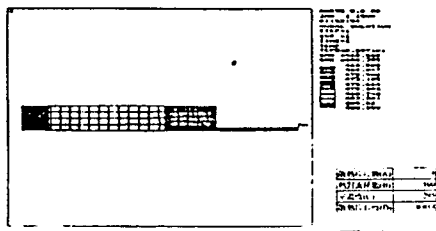
利用平均值方法分析出何種變數分別對散熱片的溫度、應力之影響最大。由平均值方法分析出的結果而得到下列幾點：

(1) 在考慮汽缸內壁的溫度時包括散熱片片數、熱對流係數、散熱片長度都影響汽缸內壁溫度之值相當大。

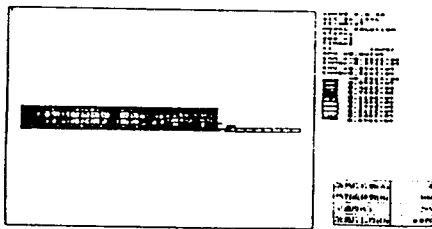
(2) 在考慮靜力破壞 ( $\sigma_{eqv}$ ) 及疲勞破壞 ( $\sigma_1$ ) 方面時散熱片片數影響最顯著，室溫度則影響不大。在熱對流係數及散熱片長度則都出現了轉折點表示有極限值或最佳值的存在。

### 六、結論

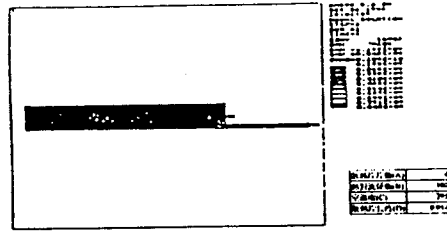
本文在使用 ANSYS 進行機車引擎散熱片之熱應力分析，可以清楚看到整個汽缸與散熱片各點的溫度分佈狀態及熱應力分佈情形。在元素分割方面，由於是使用教育版的關係，在分割方面尚嫌不足，希望在後續研究時能使用工業版以進行改進。在後續研究方面是改變散熱片形狀，使其最佳化散熱且避免熱應力的產生。由於藉助 ANSYS 軟體可以很容易的修改所要的溫度、負載，並很快得到每個點的溫度、應力值，即可作為設計的參考達到時間上的節省。



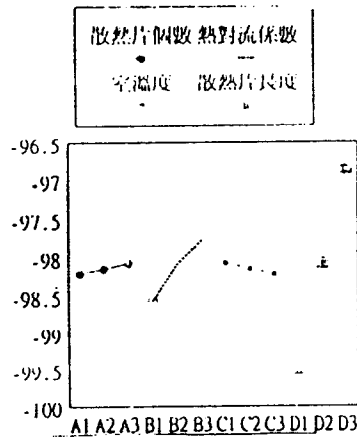
圖三、有限元素溫度分佈圖



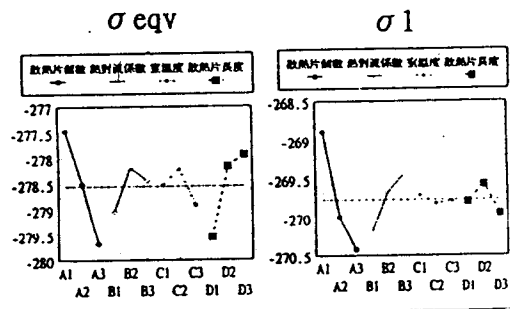
圖四、最大主應力 ( $\sigma_1$ ) 分佈圖



圖五、畸變能等效應力 ( $\sigma_{eqv}$ ) 分佈圖



圖六、平均值汽缸內壁溫度分析結果



圖七、平均值熱應力分析結果

### 七、參考資料:

1. F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, Fundamentals of Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc., Canada(1981).
2. R. D. Cook, and W. C. Young., Advanced Mechanics of Materials(1985).
3. R. Szilard, Theory and Analysis of Plates, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey(1974).
4. 吳宗正，變異數分析:理論與應用，華泰書

局，台北(1994).

5.姚景星、劉睦雄編著，機率與統計，曉園出版社，台北(1992).

6.李冠宗編著，熱傳遞(修定版)，文京圖書有限公司，台北(1995).