

應用 ANSYS 有限元素軟體於最佳化設計問題

學生：曾中慶、鄭佳旻

指導教授：王栢村 博士

國立屏東技術學院機械工程技術系

摘要

本文的目的旨在介紹如何應用 ANSYS 5.0 有限元素分析軟體做最佳化設計，首先介紹最佳化問題之架構，分別說明目標函數、設計變數及限制條件等，並介紹 ANSYS 5.0 有限元素分析軟體最佳化設計流程，文中共例舉結構最佳化問題及形狀最佳化問題，分析結果與理論解比較，驗證 ANSYS 5.0 有限元素分析軟體的正確性，並做深入討論，比較最初設計與最佳化設計的變化，本文提供了設計者一套有系統的思考模式，以做為將來改善產品最佳化設計時之參考。

一、前言

近年來能源的危機及產品的競爭越來越劇烈，如何減少能源損失、降低生產成本及提昇產品品質，以滿足消費者的需求，已成為一個非常重要的課題。最佳化設計除了可以減少製造成本及減少能源損失外，更可以改善產品外形、提昇產品品質，因此，最佳化設計的概念逐漸受到工業界重視，以下針對最佳化設計的重要性做一歸納：

- 1、減少零件製造時所需材料，因此降低了製造成本及運輸成本。
- 2、由於材料的減少，使得產品整體重量大幅降低；相對地，產品重量降低，能量損失亦減少、系統效率增加，因此也達到環境保護的功能。
- 3、降低應力、增加結構強度。
- 4、形狀最佳化設計的最終結果除了可減少材料的使用，同時可以改善產品外

型，平滑且具流線形的產品更受消費者喜愛。

- 5、最佳化設計的過程可由電腦軟體自動執行分析及控制設計參數，不須再仰賴大量的人工做產品應力及結構分析的工作，減少產品設計過程中，不斷地迭代所耗費的時間，縮短產品開發時間。

最佳化設計的主要目的係求出設計變數的一個或數個值，使得目標函數為最大值或最小值，這些解必須滿足限制條件或設計參數。換言之，最佳化設計是在限制條件的範圍內，尋求目標函數的最大值或最小值，而限制條件視問題實際需求而定。

1638 年 Galileo[1]曾經做過懸臂樑外形最佳化設計，目的係使得樑的每一截面積的應力皆均勻分佈，此後的學者亦做過許多機械元件的設計，不僅減少材料的使用，降低生產成本，更大大提昇了系統的效率，然而這一類的設計工作有許多非線性的問題及限制條件，因此在發展初期最佳設計的工作依仍舊仰賴設計者的直覺和經驗來完成。

由於近二十年電腦軟體工程及有限元素分析軟體的發展已相當成熟，因此又再度引起工程師及研究學者的興趣，1973 年 Zienkiewicz 與 Campbell [2]就利用有限元素法做結構分析，Braibant 與 Fleury[3]則利用節點座標當作設計變數做有限元素分析，研究結果發現上述的幾何表示法無法維持一個平滑的邊界形態。後來部份研究的學者[4][5][6]利用多項式函數來描述邊界形態，以建構一平滑邊界，但是由於曲線局部

控制的能力缺乏，因此設計者很難自由地設計、修改邊界曲線。Spline 曲線的幾何表示法是目前較流行的形狀最佳化設計方法 [7][8]，Spline 曲線係由低階的多項式函數片段組成，而且是以控制點座標當做設計變數，因此除了可維持平滑邊界，並且具有良好的局部控制功能。

ANSYS 有限元素分析軟體除了可以用來做一般結構應力分析、動態系統模擬、熱傳導分析及磁場分析外，亦可拿來做最佳化設計，主要原因是 ANSYS 5.0 增加了最佳化設計的功能，功能完整且使用起來非常簡單 [9]。ANSYS 5.0 最佳化設計的步驟和一般的有限元素分析軟體的工作沒有什麼差別，只須在後處理階段之後再加上最佳化設計所需的設計參數、目標函數控制及執行次數設定。ANSYS 5.0 最佳化設計功能除了用來求解一般函數的最佳解，亦可用來做結構(例如：桁架、樑、柱)及形狀最佳化設計，另外配合 ANSYS 5.0 所提供的 APDL 語言(The ANSYS Parametric Design Language) [9]，可使傳統的設計工作變成一種參數式的最佳化設計工作。

本文首先介紹最佳化問題之架構，分別說明目標函數、設計參數及限制條件等，並介紹 ANSYS 5.0 有限元素分析軟體設計流程，文中共例舉二個最佳化設計實例，介紹如何應用 ANSYS 5.0 有限元素分析軟體做最佳化設計，實例包括結構最佳化問題及形狀最佳化問題，分析結果與理論解比較，以驗證 ANSYS 5.0 有限元素分析軟體的正確性。

二、最佳化問題架構

標準最佳化數學模型通式表示如下 [10]：

$$\begin{aligned} \text{目標函數} & f f(x_1, x_2, \dots, x_N) \\ \text{設計參數} & x_{Li} \leq x_i \leq x_{Ui} \quad (i = 1 \text{ to } N) \end{aligned}$$

$$\text{限制條件} \quad g_j \leq g_j(x_1, x_2, \dots, x_N) \leq g_{Uj} \quad (j = 1 \text{ to } M) \quad (1)$$

(1)式中 $f(x)$ 表目標函數， x_{Li} 、 x_{Ui} 表設計參數的上、下限， N 表設計參數個數， g_{Lj} 、 g_{Uj} 表限制條件上、下限， M 表限制條件個數。接下來分別介紹最佳化設計的幾個重要名詞 [9]：

目標函數(Objective Function) —

目標函數為一個單一的變數，亦是設計參數的函數，另外根據目標函數之多寡分為單目標最佳化及多目標最佳化。通常機械工程上最佳化設計的目標函數目標分成兩大類：第一類型的目標函數為求出應力值的最佳分佈狀況，限制條件僅考慮外形設計參數的大小，因此為線性限制條件；第二類型的目標函數為物件的面積或體積，限制條件為應力值或變形量，為非線性函數。

設計參數(Design Variable)—

設計參數主要是用來描述設計方向，並可設定一範圍以求得所欲達到的目標值。設計參數為一獨立變數，常常用來當做幾何變數，如長度、厚度、半徑或節點，分為單一設計參數及多設計參數。

限制條件(Constraints)又稱為狀態變數(State Variable)—

在尋找最佳化設計問題的同時，設計者往往受到許多設計的限制，如時間、空間、材料、成本等等，然而最佳設計經由這些限制條件限制後，根本無法找到最佳解，如材料的減少與應力的降低往往無法同時滿足，這些限制條件又稱為狀態變數，為設計參數的一種。若最佳化設計問題中加入限制條件，則該問題變成限制條件最佳化設計問題，一般限制條件分為等式限制條件及不等式限制條件。

最佳化數學模型建立完成後，接下來的工作則必須利用數值分析方法求解上述模型之最佳解，然而模型建立完成後不一定能求出最佳解，或求出之最佳解根本不可行(infeasible)，最佳化數學模型最佳解的不存在有下列兩個原因：模型的限制不良或沒有受到限制，另外對於最佳化模型所求出之最佳解是否合理或可行(feasible)，可經由單調性分析(Monotonicity Analysis)[11]來檢驗。

三、ANSYS有限元素分析軟體設計流程

由於現代電腦及軟體工程的進步，已不須要再用傳統的方式，採用不斷地迭代及近乎嘗試錯誤的設計方法，因此，大大地縮短產品開發過程所需的時間。使用電腦做最佳化設計的過程中，設計者只須提出設計原型並定義設計目標、最佳化演算的參數控制，數值分析的工作則全部交由電腦軟體去做，設計者只須評估執行結果的可行及合理與否。因此，最佳化設計提供了設計者一套有系統的思考模式，協助設計者做到最好、最快的設計。

接下來介紹ANSYS 5.0最佳化設計的五個基本步驟[12]：

1、設計參數初始化

變數的初始值被用來做設計參數時，必須在進入前置處理前的開始階段就指定，如此一來，可避免設計參數再初始化。

2、定義問題

前置處理的主要工作是產生擬做最佳化分析前所須的有限元素模型，這個步驟和傳統分析步驟的工作沒有什麼差別。

3、執行最初分析

最佳化求解階段和傳統的ANSYS求解階段也是一樣沒有差別，主要的工作是做求解工作，如求得應力、應變及變形量等資料。

4、取回反應資料

後置處理步驟通常用來取回所需的計算的值（如：應力、應變），這個階段中旨在收集和儲存目標函數和限制條件值成參數型式。

5、設定目標函數及限制條件和執行最佳化迴圈數

最後的步驟是最佳化求解過程，主要工作在控制設計最佳化的求解程序，譬如設計參數和限制條件上下限的限制以及目標函數和收斂準則的宣告。

四、實例應用分析：

(一) 桁架結構最佳化設計問題

1、問題定義

首先介紹桁架結構最佳化，考慮三桿件靜不定桁架設計問題[13][14]，如圖1所示，假設桿件1、2、3的截面積分別為 A_1 、 A_2 、 A_3 ，其中 $A_1=A_3$ ，在三桿件的接點處承受一大小為1000N方向向左的橫向作用力，並承受一大小為8000N方向向下的垂直作用力，三桿件接點由於承受作用力後，產生水平位移 u 垂直位移 v ，擬求出滿足下列三個目標的最佳解：(1)使桁架結構總重量 W 最小，(2)三桿件接點承受作用力後所產生的水平位移 u 為最小值及(3)垂直位移 v 為最小值，限制條件有二項：(1)三桿件應力值不得大於 $\sigma_0=400\text{MPa}$ ，(2)三桿件的截面積均不得大於 $A_0=100\pi\text{mm}^2$ 。

假設桁架總重量為 W ，桿件密度 $\rho=7850\text{kg/m}^3$ ，彈性模數 $E=207\text{GPa}$ 。

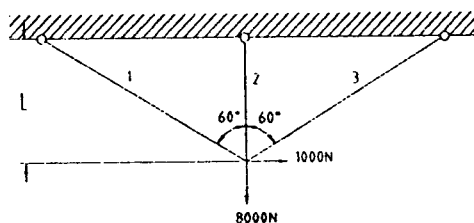


圖1·三桿件桁架結構最佳化問題詳細尺寸圖

2、最佳化問題架構

根據問題描述，將該靜不定桁架結構最佳化設計問題寫成數學模型如下：

$$\text{目標函數} \quad f_1 = W(A_1, A_2, A_3)$$

$$f_2 = u(A_1, A_2, A_3)$$

$$f_3 = v(A_1, A_2, A_3)$$

$$\text{設計參數} \quad A = A_1, A_2, A_3$$

$$\text{限制條件} \quad \sigma_{a_i \max}(A) \leq \sigma_0$$

$$\sigma_{a_j \max}(A) \leq \sigma_0$$

$$\sigma_{a_3 \max}(A) \leq \sigma_0$$

$$A_1 \leq A_0$$

$$A_2 \leq A_0$$

$$A_3 \leq A_0 \quad (2)$$

由結構力學分析可以推導出目標函數 W 、 u 、 v 如下：

$$f_1 = W(A_1, A_2, A_3) = (4A_1 + A_2)L\rho \quad (3)$$

$$f_2 = u(A_1, A_2, A_3) = 4PL/3EA_1 \quad (4)$$

$$f_3 = v(A_1, A_2, A_3) = 32PL/(A_1 + 4A_2)E \quad (5)$$

(3)式、(4)式及(5)式中，由於變數 A_1 等於 A_3 ，因此(3)式、(4)式及(5)式中變數 A_3 均以 A_1 取代之。另外，由材料力學分析可推導出三桿件的最大應力如下：

$$\sigma_{A_1 \max} = E(v + \sqrt{3}u)/4L \quad (6)$$

$$\sigma_{A_2 \max} = Ev/L \quad (7)$$

$$\sigma_{A_3 \max} = -E(v + \sqrt{3}u)/4L \quad (8)$$

最後將(2)式桁架結構最佳化設計數學模型重寫成下式：

目標函數 $f_1 = w(A_1, A_2, A_3)$

$$f_2 = u(A_1, A_2, A_3)$$

$$f_3 = v(A_1, A_2, A_3)$$

設計參數 $A = A_1, A_2, A_3$

限制條件 $g_1(A) = E(v + \sqrt{3}u)/4L - \sigma_0 \leq 0$

$$g_2(A) = Ev/L - \sigma_0 \leq 0$$

$$g_3(A) = A_1 - A_0 \leq 0$$

$$g_4(A) = A_2 - A_0 \leq 0$$

$$h_5(A) = w - (4A_1 + A_2)L\rho = 0$$

$$h_6(A) = u - 4PL/3EA_1 = 0$$

$$h_7(A) = v - 32PL/(A_1 + 4A_2)E = 0 \quad (9)$$

3、理論分析

針對所建立的最佳化數學模型擬求出最佳解，由於本問題屬於多目標最佳化問題，

明顯地，每個子目標之間必會互有衝突，除非巧合情況下找到一組完全滿足所有子目標函數的最佳解，否則一般情況幾乎不可能找到最佳解，例如本問題中欲減少桁架總重量，三桿件接點處的水平及垂直位移勢必增加。反之，欲降低三桿件接點處的水平及垂直位移，結構總重量亦勢必增加。由於無法同時滿足所有的子目標函數，因此只有將多目標最佳化問題轉化為單目標最佳化問題，各別求出最佳解。首先利用(6)、(7)、(8)式求出最大水平、垂直位移，再將上述數值代入(4)、(5)式求出 A_1 、 A_2 ，再將 A_1 、 A_2 代入(3)式即可求出以降低桁架結構總重量為目標函數的 W 最佳值及 u 、 v 值，表1為桁架結構各子目標函數理論解，陰影部份為最佳解。

表1·桁架結構各子目標函數理論解[13]

最佳解	W(kg)	u(mm)	v(mm)
目標函數			
桁架結構總重量	0.2137	3.347	1.932
水平位移	12.3307	0.0205	0.0984
垂直位移	12.3307	0.0205	0.0984

4、有限元素模型

本實例使用的有限元素模型元素[15]資料如表2所示：

表2·桁架結構最佳化設計之有限元素模型元素

Type of Element	LINK1
Node of each element	I, J
DOF of each Element	Ux, Uy
Real Constants	AREA
Material Properties	EX=207E+9

邊界條件

節點 1、2、3 均受到 X 及 Y 方向的位移拘束，節點 4 右側承受水平集中力 1000N，下端承受垂直集中力 8000N，詳細的有限元素模型如圖 2 所示。

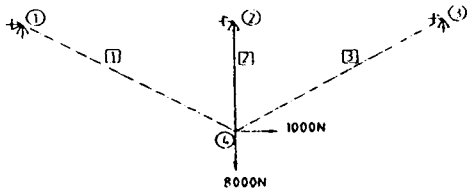


圖2·三桿件桁架結構有限元素模型

5、ANSYS分析結果

表3為桁架結構各子目標函ANSYS最佳解一覽表，表中陰影部份的數值為各子目標函數最佳解，此結果再與表1陰影內的數值相比較，發現所有誤差均在2%以下，除了以最小水平位移為目標函數的欄位數據與最小垂直位移為目標函數的欄位數據接近外，該兩項的欄位數據與以降低桁架結構總重量為目標函數的欄位數據相差數十倍以上，這表示各子目標之間互有衝突發生。因此，如何滿足問題所有的目標函數最佳化設計，最後仍然須藉助設計者的判斷及下決策。

表3·桁架結構各子目標函數之ANSYS最佳解

最佳解 目標函數	W(kg)	u(mm)	v(mm)	桿件1、3 面積(mm ²)	桿件2 面積(mm ²)
桁架結構總 重量	0.218	2.942	1.970	2.189	19.075
水平位移	10.57 9	0.021	0.174	300.04	147.54
垂直位移	12.16 4	0.021	0.10	309.68	310.82

(二) 形狀最佳化設計問題

1、問題定義

如圖3所示之有限方形板中具一圓孔，板寬及板高均為8in，板厚為1in，圓孔直徑為1in，板的兩邊分別承受1000psi均佈拉伸應力，楊氏係數為30Mpsi，蒲松氏比0.3，由於應力集中現象將在孔的上端產生，且達

三倍之多 [16]，可能造成機械元件發生破壞，擬以ANSYS 5.0作分析以改善上述應力集中的情形，並討論最佳化結果的可用性，其中中心孔的長寬均限制在0.5~1.5之間。

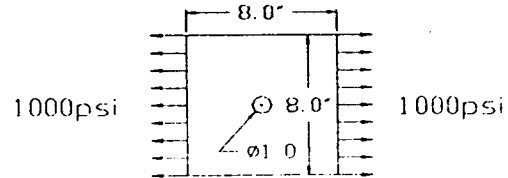


圖3·形狀最佳化問題之幾何尺寸圖

2、最佳化問題架構

形狀最佳化設計程序中第一個步驟是選擇幾何表示法，在形狀最佳化的相關文獻中常常被提出來討論的幾何形狀表示法有下列三種方法：

一、有限元素網格模型 (Finite Element Mesh)[3]

早期的形狀最佳化設計都以元素的節點(node)座標當做設計參數，利用節點座標當作設計參數是相當直接且簡單的方法，但是這種做法產生了相當大的問題，諸如設計參數過多造成最佳化過程耗時，外形不易掌握且不具連續性。

二、多項式表示法 (Polynomial Representation)[4][5][6]

係以一個或多個多項式來描述最佳化外形，其中的多項式係數被當做設計參數，然而利用高階多項式來描述最佳化外形時，將會產生振動波形般的形狀，且不易控制局部曲線變化。

三、混成函數法 (Blending Function Representation)[7][17]

以Bezier或B-spline等混成函數描述最佳化外形，其中設計參數即為控制Bezier或B-spline函數的點，因此以混

成函數來模擬最佳化外形，可大大減少設計參數，且較容易控制。

接下來的工作是根據問題定義，決定目標函數、設計參數及限制條件，下式為最佳化設計問題的數學模型：

$$\begin{aligned} \text{目標函數} \quad & f=f(x_0, \dots, x_3, y_0, \dots, y_3) \\ \text{設計參數} \quad & x_0 = 0 \\ & 0 \leq x_1 \leq 1.5 \\ & 0 \leq x_2 \leq 1.5 \\ & 0.5 \leq x_3 \leq 1.5 \\ & 0.5 \leq y_0 \leq 1.5 \\ & 0 \leq y_1 \leq 1.5 \\ & 0 \leq y_2 \leq 1.5 \\ & y_3 = 0 \\ \text{限制條件} \quad & x_0 \leq x_1 \leq x_2 \leq x_3 \end{aligned} \quad (10)$$

其中目標函數為降低板件中心孔的最大應力值，設計參數為控制B-Curve法的控制點，限制在0.5到1.5的範圍內。

3、理論分析

根據聖維南定理得知遠離孔的應力等於理論均佈應力，且在孔附近有最大應力發生[16]，因此分別針對圓孔及橢圓做理論分析，以瞭解圓孔及橢圓的應力分佈情形，圓孔的分析結果[18]以極座標方式表示於(11)式，式中 σ_θ 為圓孔的應力分佈值， σ 為理論均佈應力。

$$\sigma_\theta = \frac{1}{2}\sigma[1+(r^2/\rho^2)] - \frac{1}{2}\sigma[1+3(r^4/\rho^4)]\cos 2\theta \quad (11)$$

由(11)式觀察得知，最大值發生在 $\rho=r$ 及 $\theta=1/2\pi$ 或 $\theta=3/2\pi$ 之處，代入(11)式中求得最大應力值如(12)式。

$$\sigma_{\theta_{\max}} = 3\sigma \quad (12)$$

(12)式表示最大應力值為理論均佈應力值的三倍。

橢圓孔的分析結果[18]以複位能法(the method of complex potentials) 求解如(13)

式，式中 $\sigma_{\beta\beta}$ 為橢圓孔的應力分佈值， σ 為理論均佈應力。

$$\sigma_{\beta\beta} \Big|_{\alpha=\alpha_0} = \sigma e^{2\alpha_0} \left[\frac{(1+e^{-2\alpha_0}) \sinh 2\alpha_0}{\cosh 2\alpha_0 - \cos 2\beta} - 1 \right] \quad (13)$$

觀察(13)式得知，當 $\beta=0, \pi$ 時，有最大值出現：

$$\sigma_{\beta\beta(\max)} = \sigma(1+2\coth \alpha_0) = \sigma\left(1+\frac{2a}{b}\right) \quad (14)$$

(15)式為應力集中因素[19]，利用(15)式配合實驗的方法可求出板中具一圓孔之理論集中因素曲線圖[19]如圖7所示，已知板件幾何尺寸及理論均佈應力再利用上圖可很快地查出最應力值。

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma} \quad (15)$$

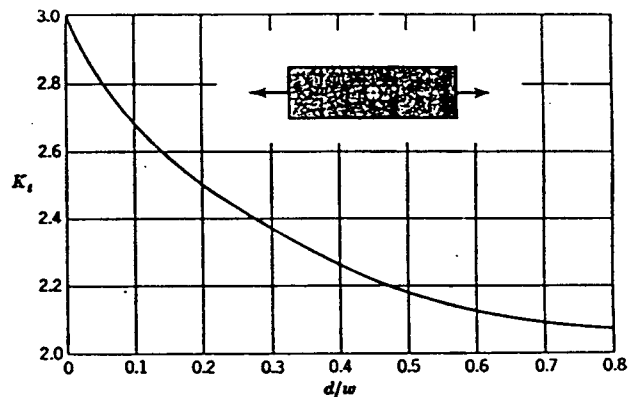


圖7·板中具一圓孔之理論集中因素圖[19]

4、有限元素模型

由圖8觀察得知幾何形狀對稱、受力狀況亦對稱，因此只須取其中四分之一幾何模型作有限元素分析即可獲得相同的結果。

幾何模型

本範例使用的幾何模型有限元素[15]資料如表4所示：

表4·形狀最佳化之有限元素資料一覽表

Type of Element	PLANE2
Nodes of each element	6
DOF of each Element	Ux, Uy
Material Properties	Ex=3E+7, Nuxy=0.3

由於只取四分之一部份模型做分析，因此利用直接建構方式建立有限元素模型，由於孔的附近可能有應力集中的情形發生，因此考慮將該處做細分割，其它部份則只做粗分割。

邊界條件

模型的底部及左側分別有 X 及 Y 方向的位移拘束，右側部份承受 1000psi 的均佈應力，詳細的有限元素模型如圖 19 所示。

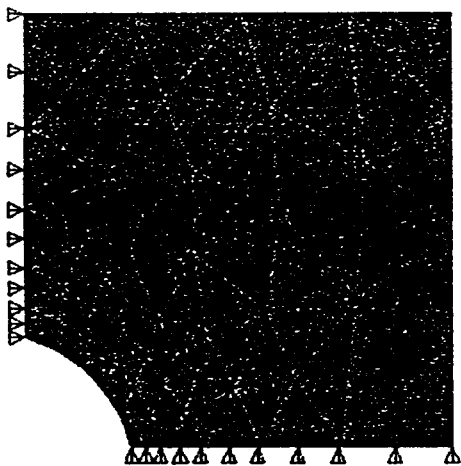


圖 8·板件具中心孔最初設計有限元素模型

表 5·具孔板件形狀最佳化的結果

	最初設計 (圓形)	最佳化設計 (橢圓形)	減少率 %
面積(in ²)	15.804	15.369	2.8
最大應力(psi)	3028	1779.5	41.2
理論最大應力(psi)	3040	1666.7	

圖9為板件具中心孔最佳化設計的外形，由上圖很明顯的發現最佳化設後的外形類似橢圓形，孔的垂直高度接近0.5"，水平寬度接近1.5"，這個數據分別為程式設定的設計變數限制範圍的垂直高度最下限和水平寬度最上限，再令a=0.5、b=1.5代入(14)式，所得的結果和ANSYS 5.0分析的結果相當接近。由本實例的分析結果發現於板中挖一孔時，若將圓孔適度的改變形狀可以大大的改善應力集中現象。

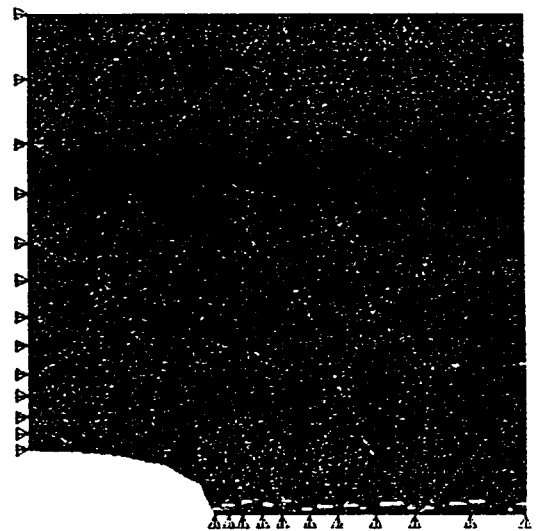


圖 9·板件具中心孔最佳化設計形狀

5、ANSYS分析結果

本實例係利用 Bezier 曲線描述最佳化外形，其中的設計參數即為控制 Bezier 曲線的控制點，利用 Bezier 曲線來模擬最佳化外形，大大減少了所須的設計參數，且較容易控制，程式詳列於附錄中，表 5 為具孔板件形狀最佳化的結果與最初設計比較表，由表中很明顯的發現最大應力值降低 41.2%。

五、結論

本文概括性地介紹如何應用 ANSYS 5.0 有限元素分析軟體做最佳化設計，並例舉五個最佳化設計實例實例，分析結果均達到分析目標，並獲致以下的結論，以供將來從事最佳化設計之參考：

- 1、由於 ANSYS 5.0 只能做單目標最佳化設計問題，因此在做多目標最佳化設計問

題時，先將多目標問題化為數個子目標問題分別求出個別最佳解，再依設計目標加重或減少各子目標的比重值，以獲得 Pareto 最佳解。

- 2、由板件具中心孔形狀最佳化設計的實例中，可以很明顯的發現，最佳化設計後的板件應力集中現象降低 41.2%，換言之，板件所能承受的均佈應力提高二倍之多。且最終形狀為類似橢圓形，因此在從事機械加工時，只須將原來圓形孔向承受均佈力的方向挖去部份材料即可達到上述效果，並不需要太多加工技巧。
- 3、所有實例的分析結果與理論解比較後，發現 ANSYS 有限元素分析軟體做最佳化設計時正確性皆頗高。
- 4、本文所使用之 Bezier 曲線法除了可用來描述實例二最佳化外形，將來可應用在其它更複雜的形狀最佳化設計問題，例如曲樑、扭力臂之設計。
- 5、由於 ANSYS 5.0 有限元素分析軟體在做形狀最佳化問題時，需計算整個區域內元素應力分佈情形，因此將來做更複雜的形狀最佳化設計問題時，會耗費相當多的時間在計算整個區域內元素應力上，若能結合邊界元素法 (Boundary Element Methods) 做形狀最佳化設計問題[1]，將會大大的提高其設計效率。

七、參考文獻：

1. 蔡英杰, 1989, "邊界元素法於形狀最佳化設計之研究", 國立中山大學機械工程研究所碩士論文。
2. Zienkiewicz, O. C., and Campbell, J. S., 1973, "Shape Optimization and Sequential Linear Programming," in Gallagher, R. H. and Zienkiewicz, O. C. eds., *Optimal Structural Design*, John Wiley, New York, pp. 109-126.
3. Braibant, V., and Fleury, C., 1984,

- "Shape optimal Design Using B-Spline," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 44, pp. 247-267.
4. Kristensen E. S., and Madsen N. F., 1976, "On the Optimum Shape of Fillets in Plates Subjected to Multiple In-plane Loading Cases," *International Journal of Numerical Methods in Engineering*, Vol. 10, pp. 1007-1009.
5. Bhavikatti, S. S., and Ramakrishnan, C. V., 1980, "Optimum Shape Design of Rotating Disks," *Computers and Structures*, Vol. 11, pp. 397-401.
6. Pedersen, P., and Laursen, C. L., 1982-83, "Design for Minmum Stress Concentration by Finite Elements and Linear Programming." *Journal of Structural Mechanics*, Vol. 10, pp. 375-391.
7. Luchi, M. L., Poggialini, A., and Persiani, F., 1980, "An Interactive Optimization Procedure Applied to Design of Gas Turbine Discs," *Computer and Structures*, Vol. 11, pp. 629-637.
8. Weck, M., and Steinke, P., 1983/84, "An Efficient Technique in Shape Optimization", *Journal of Structural Mechanics*, Vol. 11, pp.433-449.
9. Looman, D., Marx, F., and Pasquerell, J., 1992, *ANSYS Parametric Design Language Manual for Revision 5.0 Tutorial*, Swanson Analysis Systems, Inc.
10. Anonym, 1992, *ANSYS User's Manual for Revision 5.0, Vol. IV Theory*, Swanson Analysis Systems, Inc.
11. Wilde, D. J., 1976, "The Monotonicity Table in Optimal Engineering Design." *Engineering Optimization*, Vol. 2, pp. 29-

- 34.
12. Anonym, 1992, *ANSYS User's Guides and Seminar Notes for Revision 5.0*, Swanson Analysis Systems, Inc.
 13. 徐業良, 1995, *工程最佳化設計*, 國立編輯館.
 14. Arora, J. S., 1989, *Introduction to Optimum Design*, McGraw Hill, New York.
 15. Anonym, 1992, *ANSYS User's Manual for Revision 5.0, Vol. IV Elements*, Swanson Analysis Systems, Inc.
 16. Timshenko, S. P., and Goodier, J. N., 1970, *Theory of Elasticity*, 3rd ed., McGraw Hill, New York, pp. 10-20.
 17. Gerald, C. F., and Wheatley, P. O., *Applied Numerical Analysis*, 4th ed., Addison Wesley, New York, pp. 244-248.
 18. Boresi, A. P., Sidebottom, O. M., Sceley, F. B., and Simth, J. O., 1985, *Advanced Mechanics of Materials*, 4th ed., John Wiley, New York.
 19. Shigley, J. E., and Mitchell, L. D., 1983, *Mechanical Engineering Design*, 4th ed., McGraw-Hill, New York.

objective function, design variables and constraint conditions, is first presented. The analysis procedure of optimum design in ANSYS is then introduced. This paper also presents two examples, including structure optimization and shape optimization problems. The examples are shown and verified for the correctness to demonstrate the optimum design ability of ANSYS software. This work provides a systematic methodology to perform optimum design problem with the use of ANSYS software.

Application of ANSYS Finite Element Analysis Software

to Optimum Design Problem

Chong-Ching Tseng and Ja Ming Tzang

Bor-Tsuen Wang

Department of Mechanic Engineering

Nation Pingtung Polytechnic Institute

ABSTRACT

This paper introduces the use of ANSYS, a finite element analysis software, for optimum design problems. The modeling of optimization problem, including the definition of the