

受損汽機元件的非破壞評估與疲 勞壽命可靠度評估 期末報告

計畫編號：NSC 88-TPC-E-009-008

執行期限：88年01月01日至88年12月31日

計畫主持人：金大仁

共同主持人：

目 錄

目錄	i
表目錄	iii
圖目錄	iv
中文摘要	1
英文摘要	3
第一章 緒論	5
1.1 前言	5
1.2 文獻回顧	5
1.3 本文研究方向	6
第二章 汽機元件之有限單元分析	8
2.1 有限單元模式之建立	8
2.2 應力分析	13
第三章 破裂力學理論	15

3.1 應力強度因子分析.....	15
3.2 裂縫成長及殘餘壽命.....	18
第四章 受損汽機葉片之振動分析.....	20
4.1 等效有限單元模式.....	20
4.2 自然振頻分析.....	20
第五章 汽機葉片之非破壞檢測.....	22
5.1 自然振頻之非破壞檢測.....	22
5.2 應變分析之非破壞檢測.....	22
第六章 初始裂縫之求取及分佈.....	24
第七章 實驗評估與結果討論.....	27
7.1 實驗方法.....	27
7.2 結果與分析.....	28
第八章 結論.....	32
參考文獻.....	34
誌謝.....	38

表 目 錄

表一、 葉片根部 A 點處產生不同長度裂縫的自然頻率(使用完整 葉片之等效彈簧常數).....	39
表二、 葉片根部 A 點處產生不同長度裂縫的自然頻率(使用受損 葉片之等效彈簧常數).....	40
表三、 葉片根部 A 和 B 點同時產生裂縫的自然頻率(使用受損葉 片之等效彈簧常數).....	41
表四、 鋼鐵及鋁合金之材料係數	42
表五、 擬葉片在未破壞情況下，第一個模態的自然頻率.....	42
表六、 以不同元素模擬有、無裂縫鋁合金板之自然頻率	43

圖 目 錄

圖(一)、 真實葉片圖	44
圖(二)、 真實汽機葉片與盤緣之組合圖	45
圖(三)、 汽機葉片外型圖	46
圖(四)、 汽機葉片及盤緣之結構示意圖	47
圖(五)、 葉片根部之裂縫	48
圖(六)、 葉片剖面	49
圖(七)、 接觸面及被接觸面之接觸關係圖	50
圖(八)、 接觸分析流程圖	51
圖(九)、 真實葉片破裂的狀況及有限單元模式	52
圖(十)、 沒有接觸單元之有限單元模式	53
圖(十一)、 不考慮接觸下元件之應力分布	54
圖(十二)、 考慮接觸下元件之應力分布	55
圖(十三)、 裂縫尖端元素分割示意圖	56

圖(十四)、 汽機元件有限單元模式的示意圖	57
圖(十五)、 葉片作振動分析所採用之有限單元網格示意圖.....	58
圖(十六)、 含裂縫的葉片	59
圖(十七)、 破裂長度與自然頻率之關係圖(使用完整葉片之等效 彈簧常數).....	60
圖(十八)、 裂縫長度對第一個自然頻率之曲線圖(使用受損葉片之 等效彈簧常數).....	61
圖(十九)、 應變量測點示意圖	62
圖(二十)、 第二條裂縫長度與應變大小之關係圖(應變觀測點 I)	63
圖(二十一)、 第二條裂縫長度與應變大小關係圖(應變觀測點 II)	64
圖(二十二)、 裂縫長度之機率密度函數	65
圖(二十三)、 擬葉片之試片	66
圖(二十四)、 振動試驗裝置	67
圖(二十五)、 模擬試片之邊界及受力狀況	68
圖(二十六)、 模擬葉片試片受力位移圖	69

圖(二十七)、 試件產生裂縫之狀況	70
圖(二十八)、 未受損葉片之自然頻率量測圖	71
圖(二十九)、 受損葉片之自然頻率量測圖	72
圖(三十)、 擬葉片含 1.0mm 裂縫之負荷位移曲線	73
圖(三十一)、 有、無裂縫之鋁合金試件	74

中文摘要

本計畫建立一非破壞評估方法來評估汽機元件的受損程度和利用破裂力學理論和可靠度方法來預測其殘餘壽命及可靠度。汽機元件受損後，其自然振動頻率會下降，本計畫先應用有限單元法建立裂縫長度與元件基本振頻之間的關係，並探討裂縫對元件基本振頻的影響。所建立之有限單元法考慮葉片根部與圍圈之間的接觸問題，為了驗證所建立之有限單元模式能準確預測含裂縫汽機元件的振動行為和自然頻率，本計畫對一擬似葉片進行振動試驗，量測含單一裂縫葉片之自然振頻，比較理論預測與實驗量測之自然頻率，並由此建立反算其裂縫長度的方法，即根據量測到的自然振頻來判別裂縫產生的位置和長度。待裂縫長度確定後，利用破裂力學理論及應用接觸單元分析葉片尖端的應力強度因子，再運用裂縫成長率公式計算受損汽機元件的殘餘壽命。另外，實驗方法量測受損汽機葉片的自然振頻時，因存在很多不確定因素，所以量測到的自然頻率呈一機率分佈。由這些自然頻率反求之裂縫長度也就呈一機率分佈，所以在評估葉片疲勞壽命時，需同時考慮其可靠性。選擇一適當的初始裂縫長度及需求之可靠度作為汽機葉片安全可靠的定義，然後計算受損汽機葉片的剩餘疲勞壽命。

本計畫亦研究葉片含有多裂縫的振動行為和識別方法，其中包括葉片根部含有兩條裂縫，且第二條裂縫發生在根部深處，因第二條裂縫受損之訊息受到盤緣的阻擋，可能無法直接由自然振頻的遞減來判定第二條裂縫的長度。本計畫將裂縫識別的工作分成兩階段進行，先從量測的頻率來判別第一條裂縫的長度，然後藉著量測兩

裂縫間之應變變化來判定第二條裂縫的長度。所建立的方法將藉一些例子來探討其可行性與準確性，結果顯示本研究所提之方法確實可行，但要應用在實際的問題上時，需用更精確的三維有限單元法來處理。

關鍵詞：汽機元件、破裂、疲勞、非破壞評估、有限單元、自然振頻、機率分佈。

Abstract

In this project, a nondestructive evaluation method is developed for the crack size identification and fatigue life prediction of damaged turbine blades. The present nondestructive evaluation method utilizes the feature that the natural frequencies of a damaged component are different from those of the component without damage. The finite element method is used to construct the relations between natural frequency and crack size for a turbine blade with different cracking conditions. The contact behavior between the root of the blade and the ring has been considered in the finite element model. The accuracy of the adopted finite element model has been verified against the experimental results obtained for a blade like specimen. Vibration testing of the damaged turbine blade is performed. The response of the blade is measured and the natural frequencies of the blade extracted. In the identification process, each of the possible cracking conditions is studied via a number of the finite element analyses of the blade. The true crack size is then identified by minimizing the difference between the theoretical and experimental responses. Due to the existence of many uncertain factors, the measured natural frequency will be random in nature. A probability distribution is used to study the scattering of the natural frequency. The crack size so obtained will possess a probability distribution. A method constructed on the basis of the reliability and fracture mechanics theories is used to predict the residual life of the blade.

The case of multiple cracks identification is also investigated. It has been found that except the major crack, other secondary cracks cannot be

determined from the measured natural frequencies. A method is presented to determine the size of the major crack from measured natural frequencies and those of the secondary from measured strains. The results show that the proposed method is feasible and can be extended to crack size identification of real turbine blades.

Keywords: Turbine blade, fracture, fatigue, identification, nondestructive evaluation method, finite element method, natural frequency.

第一章、緒論

1.1 前言

渦輪汽機是發電廠中一重要機組，經過長期運轉，此機組中有部分元件會產生疲勞破壞而造成損傷，若不及時發現及維修這些元件，將會導致意外的發生。但是過於頻繁的檢修亦會影響電廠的營運，造成成本的提高，所以如何進行適切且方便有效的檢修便成為一重要的工作。汽機葉片是汽機中一常發生疲勞破壞的元件，特別是葉片的根部，因其形狀變化很大，極易發生應力集中現象，而裂縫也就常在這些地方產生。因葉片根部是埋在轉盤中，所以要檢測在這些地方是否已發生破裂便不是一易事，所以如何建立一簡單而有效的非破壞評估方法便成為一重要研究項目。

1.2 文獻回顧

若構件存在一明顯的裂縫時，其力學行為和裂縫成長的型態便可根據破裂力學的理論來研究。不同形式的裂縫其應力強度因子可由文獻中獲得[1-4]，較複雜的裂縫其應力強度因子可藉有限單元法求得[5-9]。汽機元件因常發生疲勞破裂而失效，故有不少人利用疲勞和破裂力學的方法來研究汽機元件的疲勞壽命[10-15]，但過去的研究多忽略很多不確定因素的存在，故所作的評估多過於保守或不夠安全，以致發生不少問題。亦有人應用可靠度理論來評估構件的疲勞壽命可靠度[16-17]，並經實驗結果驗證其準確性及可行性。至

於應用可靠度理論來評估汽機元件疲勞壽命可靠度的研究則尚少見，宜加以重視和推動這方面的研究，以便提升汽機元件的可靠度和預防故障的發生。而元件受損後，其自然振頻會因此而改變，過去有不少研究便利用此一特性來建立非破壞評估方法分析元件的受損程度[18-27]。因利用量測受損元件的振動來評估其受損程度的方法簡單有效，故深具實用潛力。

1.3 本文研究方向

本計畫首先探討如何建立合適的有限單元模式，並藉實驗結果來驗證所用有限單元模式的正確性。根據元件的應力結果，利用破裂力學理論來計算裂縫尖端的應力強度因子，將此時的裂縫長度及相對應的應力強度因子差製作成圖表，等待以非破壞評估法求得裂縫長度後可以反求應力強度因子差，再利用裂縫成長率公式 Paris Law 積分得到元件的殘餘壽命。其次，本計畫擬建立一非破壞評估方法，此法將藉量測葉片的振動頻率來反求葉片根部的裂縫長度，而單一裂縫的自然振頻以理論分析及實驗皆可以容易獲得。但是因為葉片根部有多處應力集中的地方，所以有多於一條裂縫產生的可能，因為葉片根部為多轉折的齒形結構，其第一條裂縫產生時，不會受盤緣齧合部分的阻擋可以表現其自然振頻的衰減，但是當在葉片根部深處產生第二條以上的裂縫時，可能受盤緣契合部分的阻擋就無法表現其自然振頻的衰減了，故輔之以量測兩條裂縫間的應變變化，以判定第二條裂縫的長度。本計畫將探討葉片產生不同破裂狀況下之振動行為、自然振頻及應變變化，然後利用量測到之自然

振頻及應變變化來識別正確的破裂狀況。受損葉片之殘餘壽命對汽機之可靠性有重要影響，所以精確預估葉片之殘餘壽命將有助於確保汽機運作正常，本計畫擬根據破裂力學理論和可靠度的方法建立一評估受損葉片的疲勞壽命可靠度。本計畫所建立之方法和獲得之結果將有助於提升汽機元件的可靠度及降低其檢測成本。

第二章、汽機葉片之有限單元分析

2.1 有限單元模式之建立

本文所探討的汽機葉片，其真實外型如圖(一)所示。其根部與一汽機盤緣相結合，其真實構造如圖(二)所示。而本文分析所使用的汽機外型及葉片與盤緣相結合之示意圖，如圖(三)及圖(四)所示。對受離心力和蒸汽流的汽機葉片而言，其根部所受之應力最大，由觀察實際汽機葉片的受損狀況得知，裂縫常發生在根部卡榫轉折處，因此處乃應力集中的地方。另外根據蒯氏[14]研究，疲勞裂縫先從根部某一角隅產生如圖(五 a)所示，然後沿縱向方向延伸，最後成一邊緣裂縫如圖(五 b)所示。因汽機葉片之剖面為一長弧形構件，在受到反覆應力作用後，會在角隅部分產生微小裂縫，又因其長軸的斷面慣性矩比短軸的斷面慣性矩小，且蒸汽流所產生之恆定彎矩對葉片剖面之長軸產生較大的彎矩，故葉根先沿著長軸龜裂，等長軸龜裂穿透後，再沿著短軸成長，此時葉片的破裂型態就與邊緣裂縫的問題一樣。在建立葉片之有限單元模式時，可採用兩個不同方式來模擬，一是直接用三維元素來模擬整個葉片，此法雖然比較接近實際狀況，但會耗費大量計算時間，並非十分有效率。另一種是平面應變模式，因葉片沿長軸方向的變形量比其他方向小很多，故將葉片根部及盤緣以圖(四)所示之縱切方式切下，得到一類似薄板的剖面如圖(六)所示，而其有限單元模式，可採用平面應變元素(plane strain element)或者將弧長方向束制且為單位厚度的三維塊元素(brick element)來模擬分析之。在此假設下，這種有限單元模式可代表葉片

任一縱切片之應力狀況。因葉片根部是用卡榫方式與葉盤之溝槽相契合，卡榫與溝槽之間會有空隙存在，所以當葉片受力後，葉片根部與盤緣間之介面便產生了接觸的問題。在有限單元分析方面，若將葉片根部的邊緣以固定邊界處理，因無法將力量傳遞至葉片根部深處，故不會使葉片根部的轉摺處產生應力集中而發生破壞，這樣便會獲得錯誤的結果。基於此理由，在有限單元靜態分析中將採接觸分析以解決此一問題。

一般接觸問題在有限單元分析中多採用節點對節點的縫隙元素 (node to node gap element) 或者使用面對面的接觸元素 (surface to surface contact element) 來處理。本文在有限單元靜態分析中將採用面對面的接觸單元來探討汽機葉片的破裂位置及破裂方向，而其理論如下：

假設有不考慮摩擦的兩接觸面，一為撞擊面 (hitting surface)，另一為被撞擊面 (target surface)，如圖(七)所示。茲用相對應接觸點的運動方程式來考慮兩面上的穿刺 (penetration)，以被撞擊面上相對應接觸點而言，穿刺發生時兩面間之距離為負值，兩面間之距離可用下式表示：

$$p = p_0 + (U_H - U_T) \cdot \bar{n} \quad (2-1)$$

其中 p_0 是幾何狀況下的初始穿刺。

p 是幾何狀況下的穿刺。

U_H , U_T 分別為撞擊面及被撞擊面上相應接觸點的位移。

\bar{n} 為撞擊面上接觸點的法向量。

因不考慮摩擦，故其正向接觸的限制條件為：

$$p \leq 0 \quad (2-2)$$

$$T_n = -\bar{n} \cdot \bar{T} \geq 0 \quad (2-3)$$

$$T_n \cdot \bar{p} = 0 \quad (2-4)$$

其中 T_n 為接觸面的壓力， T 為接觸面的曳引力。

檢視(2-2)式的限制，其目的是使兩接觸面絕無穿刺之意。而(2-3)式的限制為接觸壓力一定為正。(2-4)式的涵意為，當接觸壓力產生時，穿刺為零；又當穿刺小於零時，接觸壓力為零。亦可表成下式：

$$p = 0 \quad , \quad \text{當 } T_n \geq 0 \quad \text{或} \quad T_n = 0 \quad , \quad \text{當 } p \leq 0 \quad (2-5)$$

若將以上運動方程式表示成有限元素型式，則(2-1)可寫成：

$$p = p_0 + \left\{ \sum_{i=1}^{n_H} N_H^i U_H^i - \sum_{j=1}^{n_T} N_T^j U_T^j \right\} \cdot \bar{n} \quad (2-6)$$

其中 N_H^i 為撞擊面上第 i 個節點的内插函數

N_T^j 為撞擊面上第 j 個節點的内插函數

u_H^i 及 u_T^j 分別為撞擊面及被撞擊面的位移

若將(2-6)式寫成矩陣型式:

$$P = \{P_0\} + [q_n] \begin{Bmatrix} u_H \\ u_T \end{Bmatrix} \rightarrow P = [Q_n] \{U\} + \{P_0\} \quad (2-7)$$

其中 $[q_n]$ 為内插函數與平面法向量之乘積。

u_H 及 u_T 分別為撞擊面及被撞擊面上相對應接觸點的位移向量。

$[Q_n]$ 為内插函數與平面法向量之乘積矩陣。

求解此問題，可引入了刑罰勁度矩陣(penalty stiffness)，以滿足接觸問題的限制條件，對無摩擦問題而言，定義其加強型拉格朗吉位能

函數(augmented Lagrangian potential function)如下:

$$\begin{aligned} \pi = & \frac{1}{2} \{u\}^T [K] \{u\} - \{u\}^T \{F\} + \{T_n\}^T ([Q_n] \{u\} + \{P_0\}) \\ & + \frac{1}{2} ([Q_n] \{u\} + \{P_0\})^T [\varepsilon_n] ([Q_n] \{u\} + \{P_0\}) \end{aligned} \quad (2-8)$$

其中 $\{T_n\}$ 為在接觸點上之未知法向曳引力向量，即拉格朗吉乘子。

$[\varepsilon_n]$ 為一正規刑罰數值矩陣，為一對角線矩陣。

再將 π 對 $\{u\}$ 取變分，且令為零，可得下式

$$([K] + [Q_n]^T [\varepsilon_n] [Q_n]) \{u\} = [F] - [Q_n]^T (\{T_n\} + [\varepsilon_n] \{P_0\}) \quad (2-9)$$

則其中 $[Q_n]^T [\varepsilon_n] [Q_n]$ 即為刑罰矩陣。

$[Q_n]^T (\{T_n\} + [\varepsilon_n] \{P_0\})$ 為一非零初始穿刺及接觸壓力所產生之附加力項。

當穿刺 $[P]$ 為零時，在(2-9)式中可知

$$\begin{aligned}
& [Q_n]^T [\epsilon_n] [Q_n] \{u\} + [Q_n]^T [\epsilon_n] \{P_0\} \\
& = [Q_n]^T [\epsilon_n] ([Q_n] \{u\} + \{P_0\}) \\
& = [Q_n]^T [\epsilon_n] \{p\} = 0
\end{aligned} \tag{2-10}$$

故(2-9)式變成 $[K]\{u\} = [F] - [Q_n]^T \{T_n\}$ ，在此全域分析中多了接觸壓力項 $[Q_n]^T \{T_n\}$ 。

在整個解題過程中，用下式對接觸壓力作迭代：

$$T_M^i = T_M^{i-1} + \epsilon_n p \tag{2-11}$$

另外，在整個接觸分析過程中，有兩個迭代的迴圈，一為迭代接觸力的內迴圈，另一個是判斷是否產生接觸元素的外迴圈，整個解題流程如圖(八)所示。

2.2 應力分析

在形成裂縫之前，葉片中之應力是藉上述三維單元有限單元模式來分析，由應力分析結果識別最大主應力發生的地方及利用最大主應力方向的垂直方向識別裂縫延展的方向，圖(九)所示為真實汽機葉片發生破裂的位置，由本有限單元分析結果得知在葉片根部轉折

點處最易產生最大的應力，在此處亦是裂縫形成的地方，且裂縫延展的方向與實驗結果相同。故本有限單元方法所分析的結果與實際狀況相當吻合。

在有限單元分析中，有很多幾何參數和邊界條件會影響分析的結果，所以選擇合適的模式才能反映實際的狀況。茲以使用接觸單元與否說明不同模式對葉片根部應力之影響，圖(九)和(十)所示為元件受同樣負荷下有與沒有考慮接觸單元之有限單元模式，圖(十)中之葉片在卡榫介面處沒有使用接觸單元，而在 A 點到 P 點之間模擬葉片尾榫與葉盤是相互分離。圖(九)中元件在全部卡榫介面處均使用接觸單元。兩者分析所得之應力分佈如圖(十一)和(十二)所示，很顯然當考慮接觸問題時，在尾榫處會有兩個應力集中點，所以可能會產生兩條大小不一之裂縫。若不考慮應接觸問題，則只有一處有應力集中現象。因此考慮接觸問題會獲得較真實的結果。

另外，由觀察實際受損葉片亦可發現，葉片在其根部可能會產生多條裂縫，所以如何識別葉片根部的破裂狀況，從而預估其殘餘疲勞壽命，以確保汽機能正常運動便成為本研究之目的。

第三章、破裂力學理論

3.1 應力強度因子分析

受損汽機葉片之應力強度因子的求法，可根據應變能釋放率 (Strain Energy Release Rate) 方法來求取。有一些人[28,29]曾應用此法研究含裂縫鋁片之應力強度因子，其使用的裂縫尖端元素分割方式如圖(十三)所示。對一平面應力或平面應變問題而言，其應變能釋放率 \bar{G}_{ii} 可以下式表示

$$\bar{G}_{ii} = \frac{1}{2\Delta a} \left\{ F_i^b (u_i^a - u_i^{a'}) \right\} \quad (i = x, y) \quad (3-1)$$

Δa ：為裂縫尖端前後元素邊長，如圖(十三)所示。

F_i^b ：為b點之節點力。

u_i^a ：為a點之位移。

$u_i^{a'}$ ：為a'點之位移。

而節點力及開口位移所產生之應力強度因子為：

$$K_I = \sqrt{\frac{\bar{G}_{ux} E_s}{\alpha t_s}} \quad (3-2a)$$

$$K_{II} = \sqrt{\frac{\bar{G}_{uy} E_s}{\alpha t_s}} \quad (3-2b)$$

其中以平面應力分析時， $\alpha=1$ ；以平面應變分析時， $\alpha=1-\nu_s^2$ 。

E_s, ν_s, t_s ：分別表示汽機葉片材料的楊氏係數、包松比及厚度。

另一方面對一三維應力問題而言，計算應力強度因子的方法有兩種，一為沿試片厚度方向平均計算，其次是以試片厚度中每一個節點分別計算之，兩種方法詳述如下：

因汽機葉片在沿弧長方向的垂直面上切下一薄片，其幾何形狀、受力情況及邊界均為非對稱型式，故以整個薄片模擬之，其元素分割情形及邊界條件的示意圖如圖(十四)所示。第一種方法是將破裂前緣線上所有節點所承受的節點力乘上這些點對應的位移以計算位移之應變能釋放率 \bar{G}_{ii} ，但是這些點的位移實際上為零，故以前一微小時刻的破裂前緣位移當作這一時刻的破裂前緣位移計算之；以有限元素模擬而言，是將前後時刻的破裂前緣線間的微小距離當作一個元素的邊長；亦即以此元素的邊長當作微小時刻破裂延伸的距離，此時的節點力就是將開口型裂縫打開使裂縫尖端繼續向前延伸而作功，則此功除以裂縫尖端向前延伸的距離 Δa 所得的值就是所求的應變能釋放率。明確的說就是裂縫每單位伸長量所需要的能量。所以將(3-1)式寫成：

$$\bar{G}_{ui} = \sum_{j=1}^n \frac{1}{2\Delta a} \left\{ F_i^{bj} \left(u_i^{aj} - u_i^{a'j} \right) \right\} \quad (i = x, y, z) \quad (3-3)$$

其中n為沿厚度方向所分割的節點數。應力強度因子可由(3-2)式計算而得。

第二種方法是將破裂前緣線上厚度中間的節點(邊節點除外)所承受的節點力乘上這個點對應的位移，計算位移之應變能釋放率 \bar{G}_{ui} ，其算法與(3-1)式相同。而應力強度因子由下式計算之：

$$K_I = \sqrt{\frac{\bar{G}_{ux} E_s}{\alpha t_s / n - 1}} \quad (3-4a)$$

$$K_{II} = \sqrt{\frac{\bar{G}_{uy} E_s}{\alpha t_s / n - 1}} \quad (3-4b)$$

其中n-1為沿厚度方向所分割的元素個數。

若要計算邊節點的應力強度因子，其計算方法與中間點稍有不同，就是將(3-4)式改成下式即可：

$$K_I = \sqrt{\frac{\bar{G}_{ux}E_s}{\alpha t_s / 2(n-1)}} \quad (3-5a)$$

$$K_{II} = \sqrt{\frac{\bar{G}_{uy}E_s}{\alpha t_s / 2(n-1)}} \quad (3-5b)$$

3.2 裂縫成長及殘餘壽命

當元件之裂縫形成後，其長度會隨週期應力的週次數增加而變大，直至達到其臨界值而終止。一般裂縫成長率公式為 ΔK 及 R 之函數，可寫成：

$$\frac{da}{dN} = F(\Delta K, R) \quad (3-6)$$

其中 $R = \frac{K_{\min}}{K_{\max}} = \frac{P_{\min}}{P_{\max}} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ ， K_{\min} 和 K_{\max} 分別為最小和最大之應力

強度因子。 $\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$ 。

茲以Paris Law[30]來說明計算殘餘壽命之方式，

$$\frac{da}{dN} = C\Delta K^m \quad (3-7)$$

其中 c, m 為經驗常數， ΔK 為 S_i 作用下之應力強度因子。

汽機葉片在 S_i 作用下之殘餘疲勞壽命 N_{Fi} 就可由積分(3-7)式而得，

$$N_{Fi} = \int_{a_0}^{a_c} \frac{1}{da/dN} da = \int_{a_0}^{a_c} \frac{1}{C\Delta K^m} da \quad (3-8)$$

其中 a_0 和 a_c 分別為裂縫的初始及臨界長度。

第四章、受損汽機葉片之振動分析

4.1 等效有限單元模式

本研究利用接觸單元建立葉片元件之靜態有限單元模式，由應力分析結果判斷裂縫形成的位置及方向。在確定汽機葉片根部裂縫形成位置及裂縫延展方向後，再以等效彈簧元素替換接觸元素建立受損汽機葉片自然頻率之有限單元模式，其次再以模態分析探討受損汽機葉片的自然頻率。本文所探討的汽機葉片根部為多轉折的接觸面，在有限單元網目分割方面，接觸面上每個節點對應在被接觸面上要有一個節點，使其可以產生接觸元素，上述利用接觸單元所建立之有限單元模式無法直接用在葉片的振動模態分析上，需藉靜態分析的結果來重建一等效的有限單元模式。因葉片的模態分析是考慮結構在微小變形下的自由振動，在線性範圍內接觸單元的功效假設與彈簧元素類似，故為了簡化解題過程，將採彈簧元素以取代接觸元素作此模態分析，此時葉片的有限單元網格示意圖如圖(十五)所示。其中每一彈簧可承受水平與垂直的力，茲假設每一個方向的彈簧常數均相同，而決定等效彈簧系統的彈簧常數是先利用接觸單元之模式來作葉片的靜力分析或以靜力實驗之負荷與位移曲線當作參考基準，然後再由線性範圍內所獲得之結果來求取等效之彈簧常數，使兩種模式皆能在同等力量中產生同樣的位移結果。此後，利用所得之等效彈簧系統進行葉片的動態有限單元分析，並求取葉片的自然振頻。

4.2 自然振頻分析

利用上述等效有限單元模式對受損葉片進行振頻模態分析，葉片之統御方程式為

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (4-1)$$

其中[M]為質量矩陣；[K]為勁度矩陣；{u}為位移向量。

葉片所產生之裂縫，其位置、方向和長度可從靜力和疲勞分析中求得。茲以一例說明裂縫與葉片自然振頻之關係，所考慮之葉片其尺寸如圖(六)所示，材料常數為 $E = 72.788 \text{ GPa}$ 和 $\nu = 0.33$ ，由靜力分析得知葉片在根部之 A 點處產生最大的主應力，所以裂縫會沿圖(十六)所示之方向延展。茲考慮兩種不同模擬分析方法，並作一比較以說明使用合宜的等效彈簧常數之重要性。首先考慮完整葉片之等效有限單元模式，由變形分析求得葉片受損前之彈簧常數為 73N/cm ，對不同裂縫長度 a 做振頻分析便可獲得圖(十七)及表一之裂縫長度與自然振頻關係，很顯然此一自然振頻是隨裂縫的增長而下降。但仔細檢查表一之結果，可看出裂縫長度似乎對振頻之影響有限，所以若只用完整試片之等效彈簧常數來計算含不同裂縫長度葉片之振頻會得錯誤的結果。其次對含不同裂縫葉片作變形分析，並求取各葉片之等效彈簧常數，利用這些常數進行葉片之振動分析，所得之自然振頻與裂縫長度之關係示於圖(十八)及表二中，由結果得知裂縫長度實對葉片之自然振動有明顯的影響。

第五章、汽機葉片之非破壞評估

5.1 自然振頻之非破壞評估法

汽機葉片受損後，其自然振頻會下降，若葉片的破裂狀況與其自然頻率之間的關係為已知，則可藉量測受損葉片的自然振頻來識別葉片的受損程度。葉片的破裂狀況與其自然振頻間的關係可藉前述的有限單元模式來決定，首先利用具有接觸單元的有限單元模式來分析葉片的應力分佈，由應力分佈判定裂縫產生的位置和方向，然後利用等效有限單元模式來建立不同破裂狀況與葉片自然振頻的關係。若葉片根部只產生一條裂縫，而葉片的振頻已量測到，則其長度可立即由圖(十八)判別。但當葉片根部產生兩條裂縫時，則無法預知是否可單獨由裂縫長度與自然振頻之關係來判別真實的破裂狀況，因為此時同一自然振頻可能對應幾個不同的破裂狀況，所以必須對含多裂縫葉片進行前述之振動分析，表三為在 A 和 B 點同時發生破裂之自然振頻，若仔細檢視表二和表三之結果，可知在 B 點產生之裂縫對葉片只在 A 點產生裂縫時之振頻沒有多大影響，其原因是在 B 點之裂縫較接近卡榫底部，其存在對葉片整體之勁度影響不大，但對局部之應力分佈卻有一定程度的影響。

5.2 應變分析之非破壞檢測

第一條裂縫產生後，若假設在 B 點會產生第二條裂縫，則求取 B 點的最大主應力方向，將最大主應力的垂直方向當作裂縫的走向。

在 B 點產生第二條裂縫時，其長度之識別可藉量測兩條裂縫間之應變而達成，茲分別考慮兩點之應變量測，其位置如圖(十九)所示。但是為了描述兩條裂縫間之應變變化，必須將有限單元模擬改回真實的接觸分析，如此才可以顯示出裂縫尖端間真實的應變變化。若是第一條裂縫長度固定時，隨第二條裂縫的增長將應變的大小與裂縫長度繪製成關係圖，如圖(二十)或圖(二十一)所示，根據這些關鍵圖便可找到第二條裂縫的真正破裂長度。

第六章、 初始裂縫之求取及分佈

汽機在運轉的環境中存在著很多不確定的因素，使得實際所測得的自然振頻成一分佈情況，所以反求裂縫長度自然也造成了分佈的情況。這種分佈情況也產生了可靠度的問題。

獲得上述裂縫長度與自然振頻之間的關係圖後，便可以實驗所得自然振頻反求裂縫長度 a 之機率分佈，而裂縫長度之機率分佈在此假設成常態分佈。假若有 N 個觀測值 a_1 、 a_2 、 \dots 、 a_N ，首先將 N 個觀測值由小至大順序排列，則第 m 個觀測值在累積機率軸上的位置為 $m/(N+1)$ ，然後將這些累積機率繪在不同分佈的機率紙 (probability paper) 上，如果 a 的數據適合某一種分佈，則這些數據將會接近一條直線，而由直線的斜率及與座標軸的截距即可進行參數估計。

若以自然振頻反求出來的裂縫長度假設為一具有常態的機率分佈，而常態分佈是使用最廣的機率分佈，亦稱高斯分佈。常態分佈的機率分佈函數為

$$f_N(a) = \frac{1}{\sigma_a \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{a - \bar{a}}{\sigma_a} \right)^2 \right] \quad (6-1)$$

此處 \bar{a} 與 σ_a 為該分佈的參數，分別為該分佈的平均值(mean)與標準差(standard deviation)。

在此，假設裂縫長度有 N 個觀測值 $a_1、a_2、\dots、a_N$ ，則裂縫長度分佈的平均值及標準差分別為

$$\bar{a} = \frac{\sum_{i=1}^N a_i}{N} \quad (6-2)$$

$$\sigma_a^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (a_i - \bar{a})^2}{N-1} \quad (6-3)$$

將平均值及標準差經變數變換，其變數變換方式為

$$u = \frac{a - \bar{a}}{\sigma_a} \quad (6-4)$$

再代入標準常態分佈以查表的方式去計算初始裂縫長 a_0 ，視其必須訂定在何處才能使機率密度函數面積達到受損汽機葉片再運作之可靠度需求。

茲以圖(二十二)說明可靠度的定義，當裂縫長度在 a_0 以下，且在其機率密度函數下的面積為 0.999 時，稱此為在裂縫長 a_0 之下的

靠度。而裂縫長度大於 a_0 之機率為 0.001，此為裂縫長 a_0 時的破壞機率。

首先以實驗所測得的自然振頻反求裂縫長度的機率分佈，確定裂縫的初始長度 a_0 ，必須訂定合理的可靠度。若可靠度設為 P_s ，且裂縫長度 a 之分佈為常態，則初始裂縫長度 a_0 可由下式求得：

$$P_s = \Phi\left(\frac{a_0 - \bar{a}}{\sigma_a}\right) = \Phi(u) \quad (6-5)$$

$$\text{或 } a_0 = \sigma_a \Phi^{-1}(P_s) + \bar{a} \quad (6-6)$$

其中 $\Phi(\bullet)$ 為常態分佈的累積分佈函數。

由式(3-8)和(6-6)可求取在需求可靠度下葉片的殘餘壽命。

第七章、實驗評估與結果討論

本研究利用接觸單元建立葉片元件之靜態有限單元模式，由應力分析結果判斷裂縫形成的位置及方向，再以等效彈簧元素替換接觸元素建立受損汽機葉片自然頻率之有限單元模式。上述所建立的方法將藉實驗結果來驗證其正確性和探討其可行性。本研究將用擬葉片的靜力及疲勞試驗結果來驗證有限單元模式及破裂分析方法的正確性，然後利用譜威科技有限公司所製造的信號博士頻譜分析系統(ProWave's Signal Doctor)量測未受損及經疲勞試驗而受損之擬葉片之自然頻率，最後探討預測方法的可行性和其他方面的應用。

7.1 實驗方法

首先利用6061T6鋁合金製作擬葉片的試片，其形狀如圖(二十三)所示，鋁合金的材料性質如表四所示，另外亦製作可以契合葉片根部的齒狀鋼鐵夾具，其性質列於表四中，用夾具將試片夾緊。並將此裝置固定在MTS萬能試驗機上，對試件進行靜力試驗以測試試片的負荷位移關係，量測的結果將驗證使用接觸單元之有限單元模式的正確性。在疲勞壽命的實驗方面，將MTS萬能試驗機之負荷設定在平均負荷為60 kgf，振幅為40 kgf，波形為正弦波，頻率定在4 Hz。並將擬葉片根部以白色油漆噴塗均勻，夾持在MTS萬能試驗機上，頂頭以集中負荷方式反覆壓在試片上以製作疲勞預裂縫，當裂縫形成後，MTS萬能試驗機的頂壓頭施以一固定之靜態負荷將擬葉片所

產生的裂縫展現出來，並以放大鏡檢視並量測初始裂縫的長度及識別裂縫發生的位置。

自然頻率的量測方面，是以一定的力量將裂縫形成前、後的試片夾緊，使擬葉片固定在MTS萬能試驗機上，並以具有快速傅利葉轉換功能的信號博士頻譜分析系統，利用衝擊錘敲擊受損前、後擬葉片，將時域資料轉換成頻率域以量取其自然頻率的改變，記錄自然頻率赫茲數(Hz)。其實驗裝置和試驗進行的情形如圖(二十四)所示，實驗裝置包括一頻譜分析儀、一手錘、一加速規和一夾持試片根部的夾具。

7.2 結果與分析

首先利用含接觸單元之有限單元模式來分析前述之鋁合金模擬葉片，該試件之受力狀況如圖(二十五)所示，集中負荷作用在A點，因為A點與夾持端有一段距離，所以可將集中負荷模擬為等效的線負荷平均分佈在試片的寬度上，根據平面應變假設，剖開試件成一剖面，並用等效三維有限單元塊來分析剖面的應力分佈和變形。完整試件在A點受力之實驗和有限單元位移與負荷關係示於圖(二十六)中以作比較。由比較得知兩者之趨勢相同且誤差不大，故得證有限單元模式之正確性。接著探討有限單元模式與破裂判斷方法之準確性。由實驗結果得知，裂縫形成時，其初始裂縫的方向經量測為17度，長度為0.8mm，破裂狀況如圖(二十七)所示。在有限單元分析中，先以最大負荷 $P_{\max} = 100\text{kgf}$ 作用在未破裂的有限

單元模式上，求取結構上最大應力發生點的最大主應力方向，而其垂直方向即為裂縫的走向，經分析得 16.44 度，與實驗結果比較得知兩者相當吻合，因此再次驗證了使用接觸分析的可行性與正確性，並且也驗證了以最大主應力方向的垂直方向當作裂縫的破裂方向的可行性。

在完整試片未受損時，實驗製作如圖（二十六）所示線性之靜態負荷與位移關係，以此實驗關係決定試片根部的等效彈簧系統，此時彈簧常數為 140 N/cm，將葉片根部的接觸單元轉換成等效彈簧單元，以此模式作模態分析。在試片未受損時實驗所量得的自然振頻為 448Hz，其測試結果如圖(二十八)所示。而使用等效彈簧之有限單元在細分網格後，其結果收斂在 443Hz，如表五所示。並以前述疲勞試驗方法產生所需的裂縫長度，再進行振動試驗，量取受損試片的自然振頻為 320Hz，其測試結果如圖(二十九)所示。若利用完整試片之等效彈簧系統來分析試片的自然振頻，所得之結果為 332Hz，理論與實驗結果只相差 3.75%，另外，對含裂縫試件進行靜態試驗，其中含 1.0mm 裂縫試件之實驗和有限單元之位移與負荷關係則示於圖(三十)，若利用此狀況下之真實勁度來反算等效彈簧常數，則得彈簧常數為 115 N/cm，由此計算而得之自然振頻為 324 Hz，與實驗結果只相差 1.25%。故得證所建立之有限單元模式確實可行。

以上之自然振頻實驗方法是將受損前後的擬試片放在 MTS 萬能試驗機上以固定大小的頂壓力量壓在夾持擬試片的鋼鐵夾具上，且擬試片夾持在鋼鐵夾具的位置要固定在正中央，否則會因為夾持力

量的分配不同而產生接觸位置的不同，造成自然振頻變異量很大，其夾持方式如圖(二十四)所示。而量測自然振頻時手鎚敲打的位置和加速規置放的位置要經常換，每一位置量取有效數據五次取平均以獲得此狀態下的自然振頻，當夾持位置及加速規置放的位置固定改變手鎚敲打的位置或者夾持位置及手鎚敲打的位置固定改變加速規置放的位置其自然振頻的變異量就非常小了，如此置換三個位置量測，再將三個位置所測得的數據平均，如此所做出來的才是可靠性較高的數據。

由以上之結果得知，本計畫所提之等效彈簧模擬方法為可行。但若考慮裂縫長度的逐漸延伸，其自然振頻的遞減變化量是否能讓量測儀器精確的量測出來呢？就以表一而言，其裂縫從無裂縫增長到 2.68 公釐再增長到 5.36 公釐時，其自然振頻分別遞減 1.2 Hz、2.2 Hz，由此可以看出，裂縫在很小時其自然振頻遞減的敏感度並不大，若以實驗誤差的觀點來看，則儀器量測其自然振頻的準確性就有待商榷了。下面本文針對一端受緊密夾持的鋁合金板作一理論性的檢測，其材料性質、幾何圖形及邊界條件，分別如表四及圖(三十一 a)所示。在無裂縫情況下分別以板元素及塊元素分析其前四個自然振頻。其次將此鋁合金板沿夾持線分開 5 公釐，如圖(三十一 b)所示。再分別以板元素及塊元素分析其前四個自然振頻，此兩種結果如表六所示。由表得知第一個自然振頻差異並不大，而高頻的幾個自然振頻卻差異越來越大，而本文皆以 Plane Strain 或單位厚度的三維塊元素分析汽機葉片的問題，由表一來看，其高頻的自然振頻差異並不大，可能與真實情況有出路，故對此問題有初步的概念後，

未來吾人必須修正有限單元的模型如圖(一)及圖(二)的實情葉片模型，以實情的三維有限單元模型分析改進其結果。

第八章 結論

本計畫的目的是建立汽機元件之非破壞檢測方法及疲勞壽命可靠度方法的評估，要達成此目標，必需考慮下列三項重要工作：

1. 建立可靠的有限單元模式以獲得正確的應力分佈及變形量，以計算應力強度因子。
2. 建立等效的有限單元模式以獲得裂縫長度對應一對一的自然振頻。
3. 建立可行的數值方法以計算準確的疲勞可靠度。

本計畫第一項工作就是建立一受損前、後汽機葉片之變形、應力和破裂行為的有限單元分析模式，此模式應用表面接觸單元來模擬葉片尾樺與葉盤凹槽之間的契合狀況，再運用裂縫閉合法計算受損後葉片之裂縫長度對應的應力強度因子，所建立之有限單元模式確能反映實際葉片的機械和破裂行為。在第二項工作中，本研究應用等效的彈簧元素取代接觸單元來求取元件產生裂縫後的自然振頻，以建立受損後葉片之裂縫長度對應的自然振頻。如此綜合第一、第二項工作，便可以由自然振頻對應出裂縫長度與應力強度因子之關係，再運用裂縫成長定律公式積分求得元件的殘餘壽命。在第三項工作中，本研究建立一機率可靠度的方法以求解汽機元件的疲勞壽命可靠度。本研究所建立之有限單元方法業經實驗結果證明確實可行。

本文所建立之汽機有限單元模型在平面應變的假設下，其元件以接觸單元模擬，可以適切反應其應力、應變及應力強度因子的狀況，對於了解受損汽機葉片在週期負荷下的殘餘疲勞壽命，已有相當的成果。但是真實的汽機葉片，如圖(一)所示。卻是一三維的複雜曲面，在葉片長軸方向的裂縫深度沿長軸方向可能非一定值，本文將此裂縫深度假設在定值情況下，所得的結果必然有誤差。而且由前面的例證知道，使用三維塊狀元素比使用二維板狀元素模擬真實的板片其各個自然振頻來的低，由實驗結果顯示比理論值低也可以知道，未來若採取三維塊狀元素模擬真實的汽機葉片模型，將可以獲得更好的結果，另外一方面此例證也可以看出在高頻區，使用三維塊狀元素與使用二維板狀元素之間的差異越來越大，這更加深吾人使用三維塊狀元素模擬真實汽機葉片的意圖。

参考文献

1. Anderson, T. L., Fracture Mechanics, CRC Press, Inc., New York, 1995.
2. Irwin, G. R., 1957, "Analysis of stresses and strain near the end of a crack transversing a plate," Journal of Applied Mechanics, Vol. 24, pp. 361-364.
3. Broek, D., 1974, Elementary Engineering Fracture Mechanics, Noordhoff International Publishing, Leyden, pp. 260-298.
4. Young, M. J. and Sun C. T., 1993, "On the Strain Energy Release Rate for a Cracked Plate Subjected to Out-of-plane Bending Moment," Int'l Journal of Fracture, Vol. 60, No. 2, pp. 227-247.
5. Alwar, R. S., and Nambissan, K. N., 1983, "Three-dimensional finite element analysis of cracked thick plate in bending," Int. J. Num. Meth. Engng., 19, 293-303.
6. Anderson, G. P., Ruggles, V. L. and Stibor, G. S., 1971, "Use of finite element computer programs in fracture mechanics," Int. J. Fract. Mech., 7, 63-76.
7. Baker, A., 1992, "Three-dimensional constraint effects on stress intensity distributions in plate geometries with through-thickness crack," Fatigue Fract. Mater. Struct., 15, 1051-1069.
8. Liebowitz, H. and Moyer Jr, E. T., 1989, "Finite element methods in fracture mechanics," Computers and Structures, 31, 1-9.

9. Tracey, D. M., 1972, "Finite elements for determination of crack tip elastic stress intensity factor," *Engng. Fract. Mech.*, 3, 255-266.
10. 崩光陸, 陳烈, 1996, 低壓汽機轉子末級葉根槽受壓力腐蝕龜裂破壞之殘餘壽命評估, 第四屆中華名國破壞科學研討會論文集, 南投, pp.95-104.
11. 丁鯤, 陳焜燦, 楊偉修, 1996, 應用邊界元素法分析汽渦輪機轉子輪盤應力腐蝕龜裂成長及壽命評估, 第四屆中華名國破壞科學研討會論文集, 南投, pp.105-110.
12. 吳憲政, 謝式儒, 李日輝, 1996, 汽機轉子之材料壽命評估, 第四屆中華名國破壞科學研討會論文集, 南投, pp.125-132.
13. 崩光陸, 1998, 發電廠低壓汽機葉片龜裂案件之肇因分析, 第五屆中華名國破壞科學研討會論文集, 南投, pp.177-182.
14. 崩光陸, 1998, 低壓汽機葉片疲勞龜裂之破壞力學評估, 第五屆中華名國破壞科學研討會論文集, 南投, pp.183-192.
15. 李乘清, 林聖朝, 蔡光輝, 張元彰, 崩光陸, 陳瑞麒, 1998, 不銹鋼 17-4ph 低壓蒸汽渦輪葉片疲勞破損案例探討, 第五屆中華名國破壞科學研討會論文集, 南投, pp.315-320.
16. Kam. T. Y., Tsai, S. Y. and Chu, K. H., 1997, "Fatigue Reliability Analysis of Composite Laminates Under Spectrum Stress," *International Journal of Solids Structures*, Vol. 34, pp. 1441-1461.
17. Kam. T. Y., Chu, K. H. and Tsai, S. Y., 1998, "Fatigue Reliability

- Evaluation for Composite Laminates via a Direct Numerical Integration Technique,” *International Journal of Solids Structures*, Vol. 35, pp. 1411-1423.
18. T. Y. Kam and T. Y. Lee, 1994, “Crack Size Identification Using an Expanded Mode Method,” *International Journal of Solids & Structures*, Vol. 31, pp. 925-940.
 19. T. Y. Kam and T. Y. Lee, 1994, “Identification of Crack Size via an Energy Approach,” *Int. J. Nondestructive Evaluation*, Vol. 13(1), pp. 1-11.
 20. T. Y. Lee and T. Y. Kam, 1993, “Detection of Crack Location via a Global Minimization Approach,” *Int’l J. Engineering Optimization*, 21, pp. 147-159.
 21. T. Y. Kam and T. Y. Lee, 1992, “Detection of Cracks from Modal Test Data,” *Int’l J. Engineering Fracture Mechanics*, 42 (2), pp. 381-387.
 22. P. Cawley and R. D. Adams, 1979, “Defect location in structures by a vibration technique,” *American Society of Mechanical Engineers Design Engineering Technical Conf.*, St. Louis, Paper 79-DET-46.
 23. T. G. Chondros and A. D. Dimarogonas, 1980, “Identification of cracks in welded joints of complex structures,” *J. Sound Vibr.* 69(4), 531-538.
 24. T. Inagaki, H. Kanki and K. Shiraki, 1981, “Transverse vibrations of a general cracked rotor bearing system,” *J. Mech. Des.* 104, 1-11.

25. G. L. Qian et al., 1990, "The dynamic behaviour and crack detection of a beam with a crack," *J. Sound Vibr.*, 138(2), 233-243.
26. P. F. Rizos and N. Aspragathos, 1990, "Identification of crack location and magnitude in a cantilever beam from the vibration modes," *J. Sound Vibr.* 138(3), 381-388.
27. M. H. H. Shen, 1989, "Natural modes of cracked beams and identification of cracks," Ph.D. dissertation, University of Michigan, Ann Arbor.
28. Sun, C. T., Klug, J., and Arendt, C., 1996, Analysis of cracked aluminum plates repaired with bonded composite patches, *AIAA journal*, Vol. 34, pp. 369-374.
29. Kam, T. Y., Chu, K. H., and Tsai, Y. C., 1988, Fatigue of cracked plates repaired with single-sided composite patches, *AIAA journal*, Vol. 36, pp. 645-650.
30. Paris, P. C. and Erdogan, F., 1963, A critical analysis of crack propagation laws, *Trans. ASME, J. Basic Engng, Series D*, 85(3), pp. 528-534.

誌 謝

感謝台灣電力公司在經費上的資助及國科會在計畫管理上的支援，使本計畫的研究工作能順利完成。

表一、葉片根部 A 點處產生不同長度裂縫的自然頻率(使用完整葉片之等效彈簧常數)

破裂長度(mm)	Mode1 (Hz)	Mode2 (Hz)	Mode3 (Hz)	Mode4 (Hz)
0	207.12	1042.34	1451.26	2275.44
2.68	205.89	1042.24	1451.22	2273.55
5.36	203.71	1041.96	1451.05	2269.97
8.04	200.02	1041.33	1450.44	2263.70
10.72	193.28	1039.87	1448.31	2251.66
13.40	180.61	1036.40	1440.63	2226.82
16.08	158.40	1030.88	1427.82	2188.80
18.76	121.89	1022.49	1407.32	2132.66

表二、葉片根部 A 點處產生不同長度裂縫的自然頻率(使用受損葉片之等效彈簧常數)

破裂長度(mm)	Mode1 (Hz)	Mode2 (Hz)	Mode3 (Hz)	Mode4 (Hz)
0	207.12	1042.34	1451.26	2275.44
1.34	206.08	1033.74	1439.54	2256.68
2.68	203.42	1010.12	1407.34	2205.15
4.02	198.04	980.35	1366.75	2140.21
5.36	191.01	944.08	1317.30	2061.08
6.70	181.76	902.09	1260.05	1969.47
8.04	171.52	856.97	1198.53	1871.03
9.39	159.49	804.20	1126.58	1755.9
10.72	146.56	745.24	1046.18	1627.26
12.06	132.16	680.06	957.31	1485.06
13.40	115.89	608.34	859.51	1328.58

表三、葉片根部 A 和 B 點同時產生裂縫的自然頻率(使用受損葉片之等效彈簧常數)

A 點裂縫長度 (mm)	B 點裂縫長度 (mm)	Mode1 (Hz)	Mode2 (Hz)	Mode3 (Hz)	Mode4 (Hz)
0	0	207.12	1042.34	1451.26	2275.44
5.36	2.94	189.21	940.74	1312.68	2055.88
8.04	2.94	168.82	852.47	1192.73	1864.53
13.40	2.94	112.59	602.44	852.59	1321.38

表四、 鋼鐵及鋁合金之材料係數

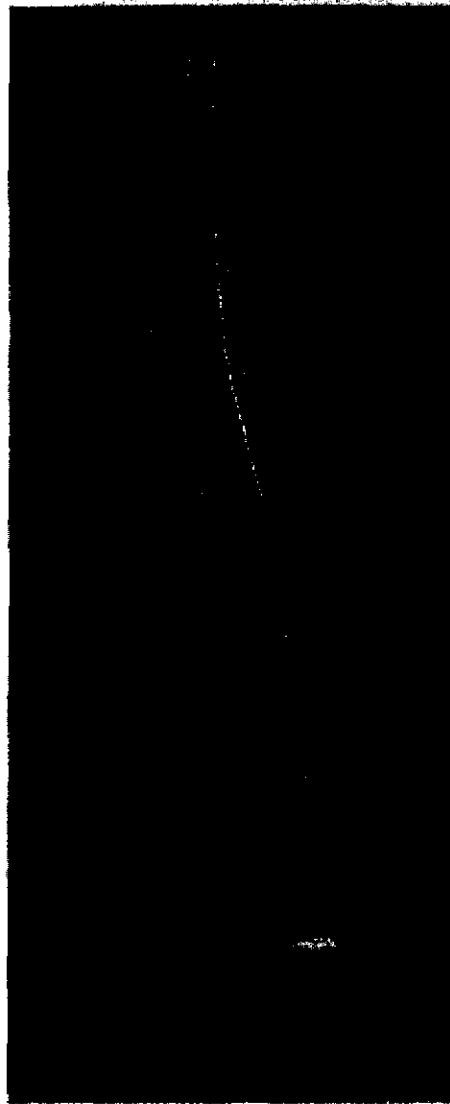
材料	楊氏係數 E(Gpa)	包松比 ν
鋼鐵 ss41	212.196	0.286
鋁合金 6061T6	72.788	0.33

表五、 擬葉片在未破壞情況下，第一個模態的自然頻率：

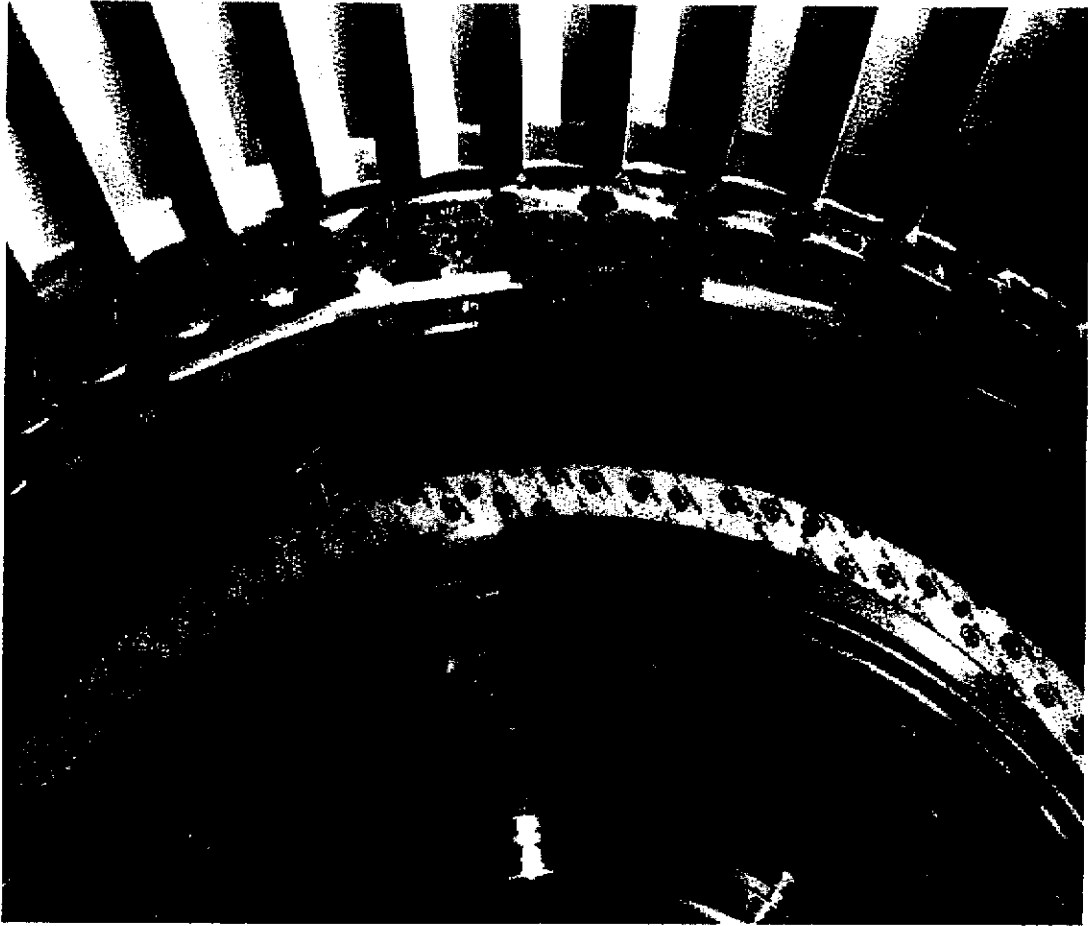
Mesh 狀況	Node 數目	Element 數目	第一個自然頻率(Hz)
I	560	1194	464.8
II	816	1818	444.4
III	1352	3062	443.1

表六、以不同元素模擬有、無裂縫鋁合金板之自然頻率

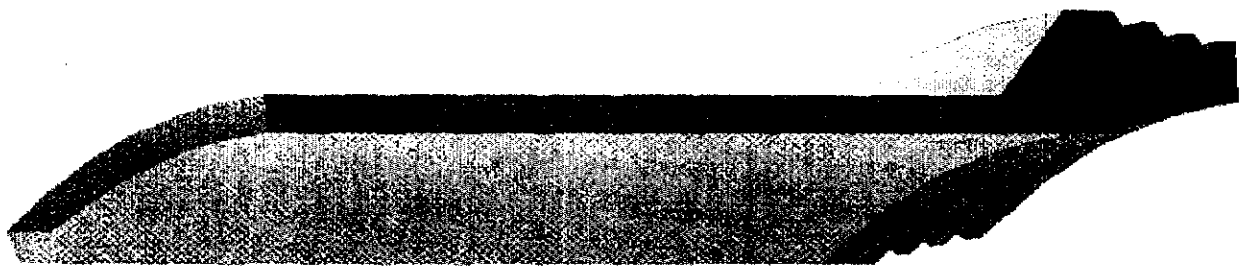
	頻率	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4
	分析元素	(Hz)	(Hz)	(Hz)	(Hz)
無裂縫	平板元素	1053.	3750.	4305.	6256.
	塊元素	1048.	3590.	4325.	6061.
裂縫長 0.5mm	平板元素	1044.	3720.	4139.	6212.
	塊元素	1040.	3560.	4157.	6019.



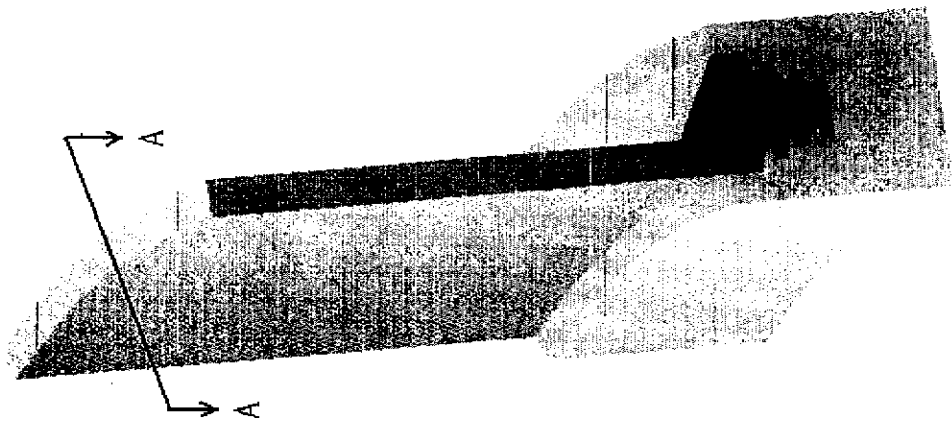
圖(一)、真實葉片圖



圖(二)、 真實汽機葉片與盤緣之組合圖



圖(三)、汽機葉片外型圖

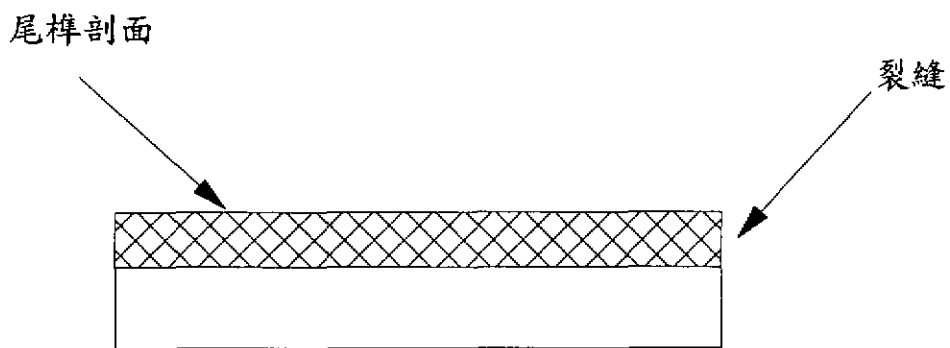


剖面 A-A 為平面應變之有限單元分析截面

圖(四)、汽機葉片及盤緣之結構示意圖

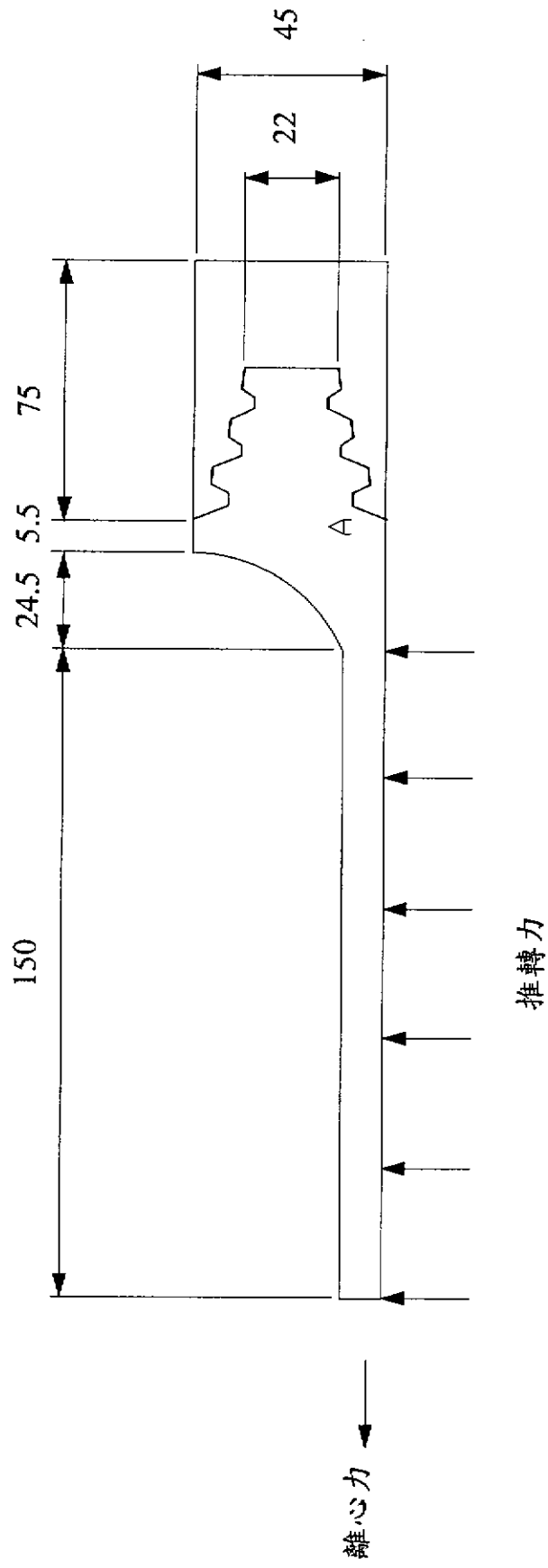


(a)



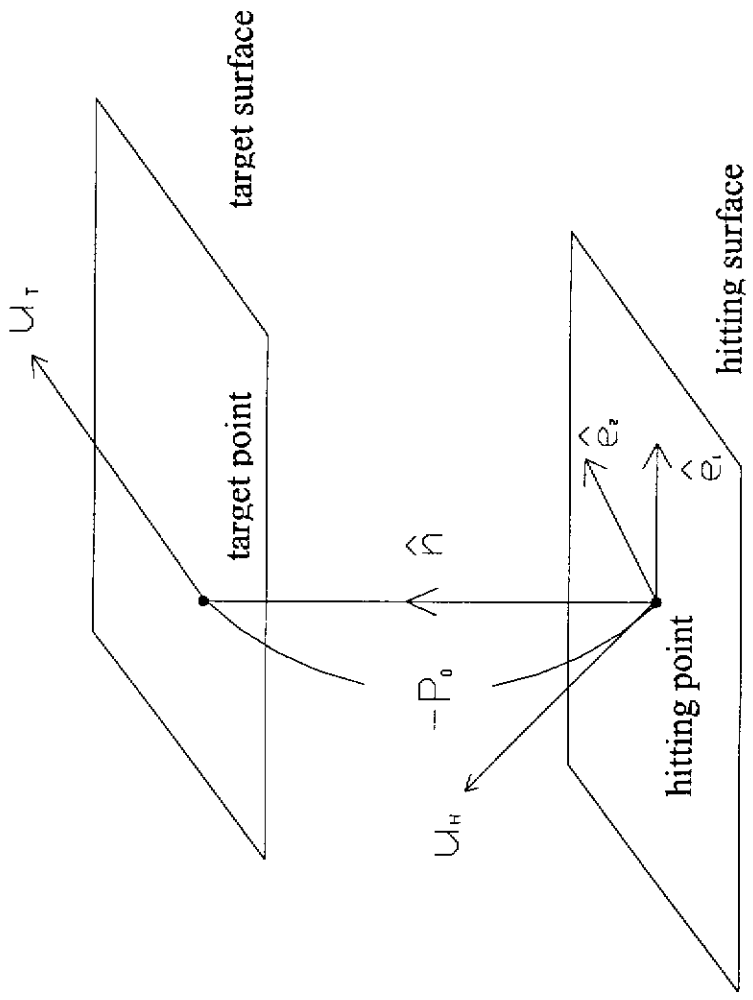
(b)

圖(五)、葉片根部之裂縫

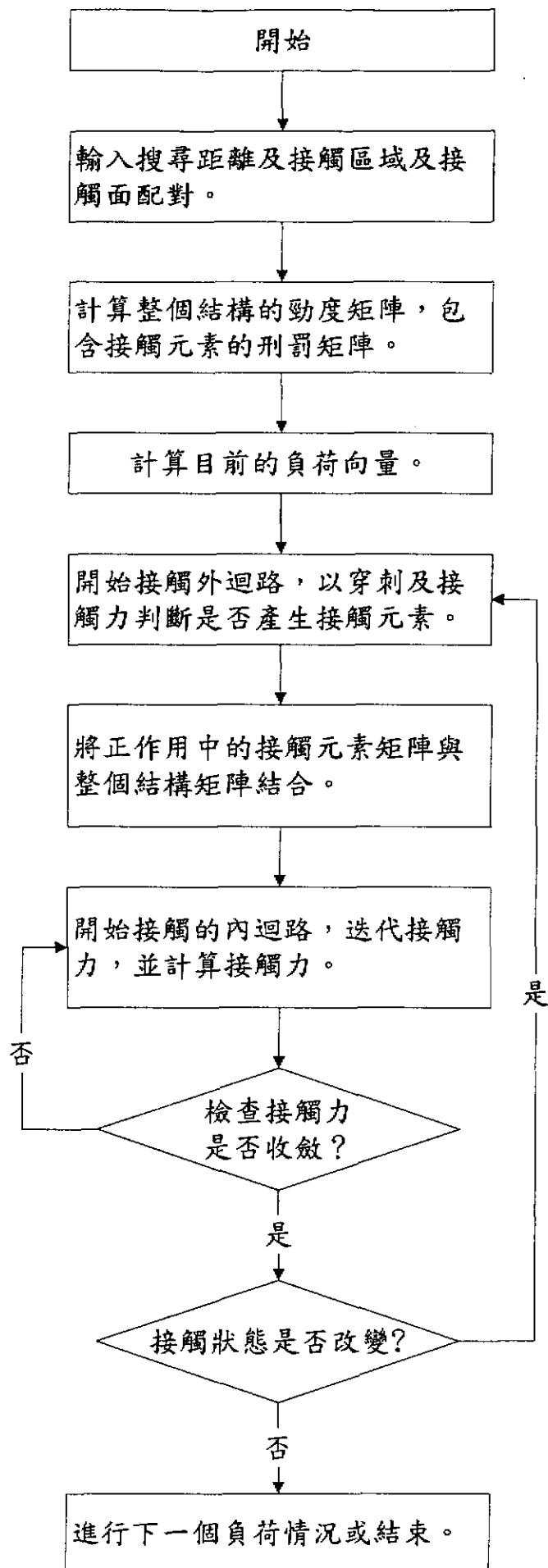


單位：mm

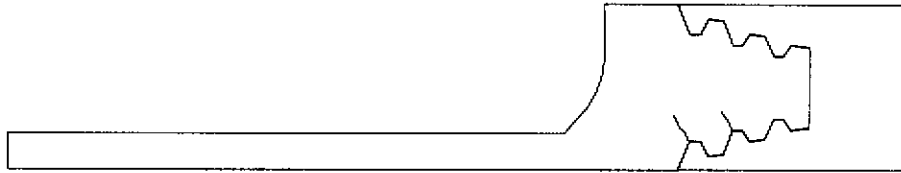
圖(六)、葉片剖面



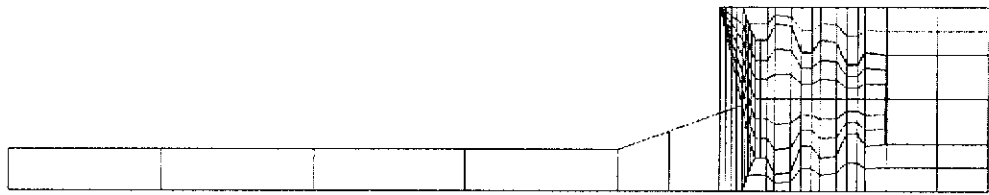
圖(七)、接觸面及被接觸面之接觸關係圖



圖(八)、接觸分析流程圖

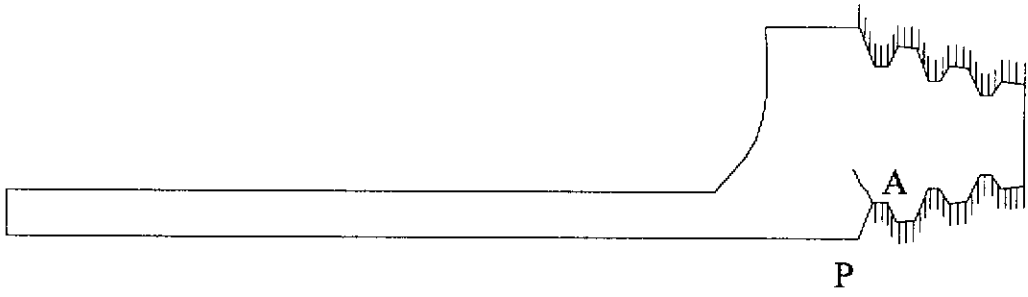


(a)

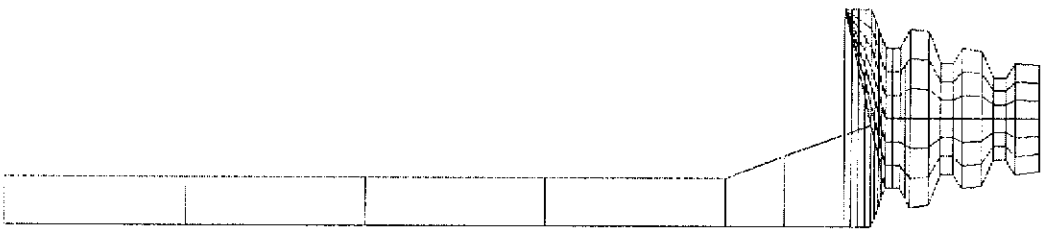


(b)

圖(九)、真實葉片破裂的狀況及有限單元模式

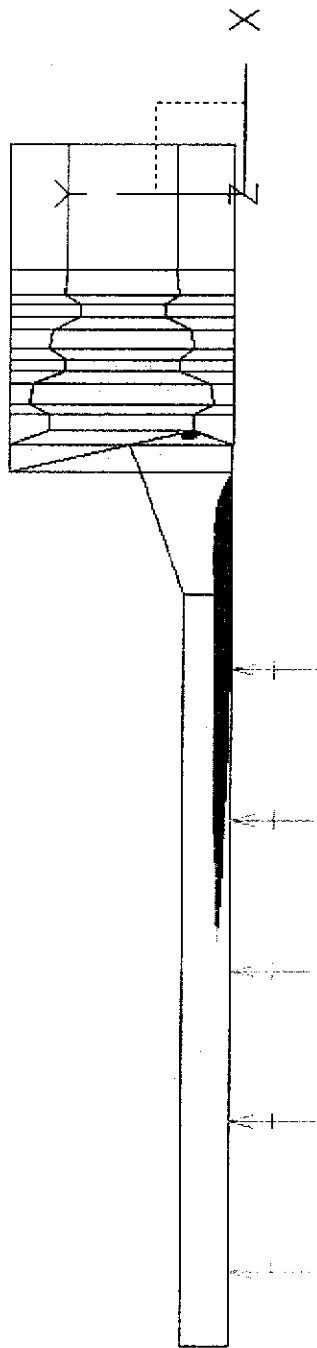


(a)



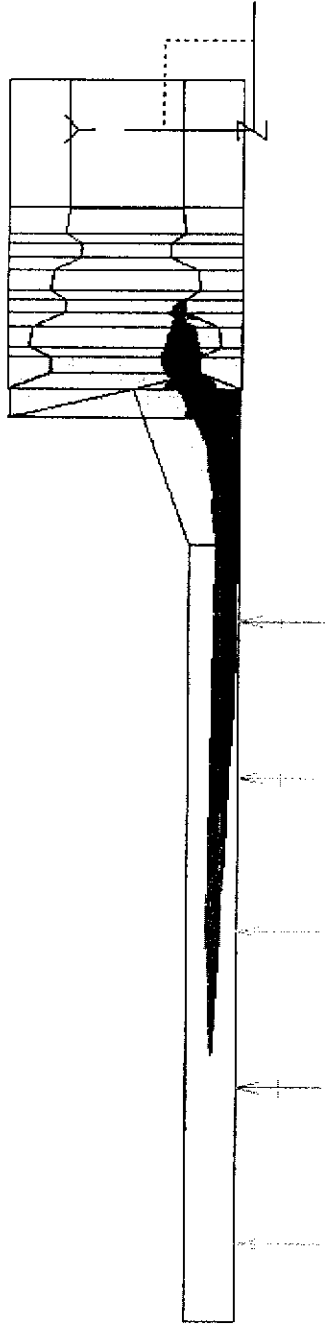
(b)

圖(十)、沒有接觸單元之有限單元模式



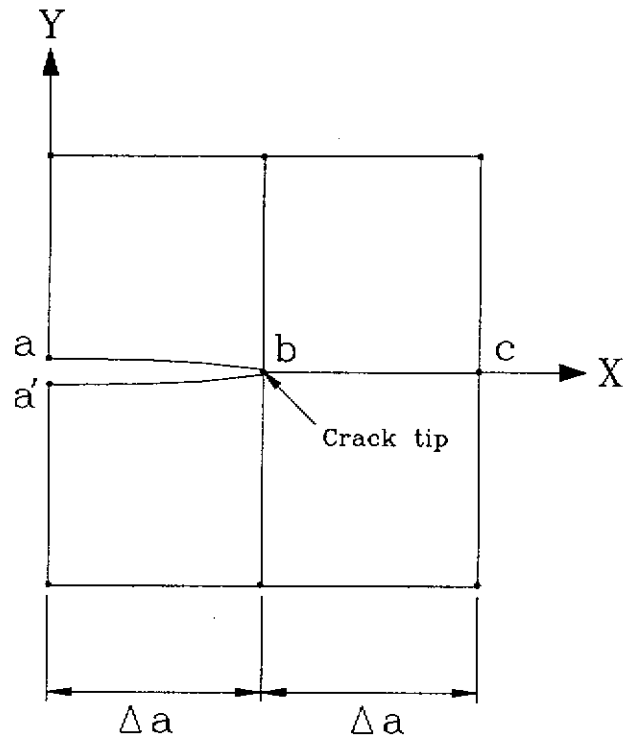
q

圖(十一)、不考慮接觸下元件之應力分布

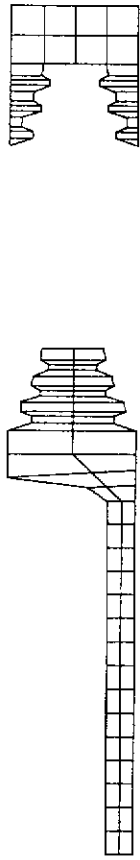


b

圖(十二)、考慮接觸下元件之應力分布

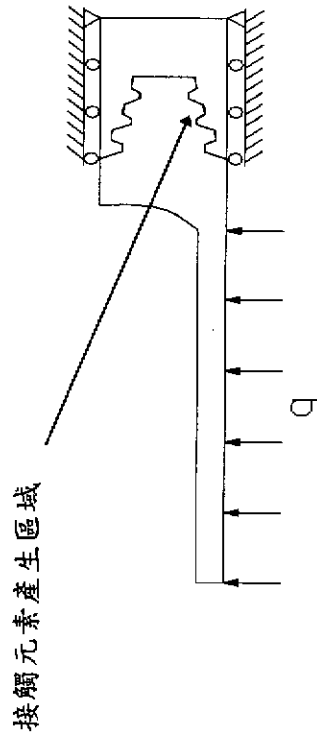


圖(十三)、裂縫尖端元素分割示意圖



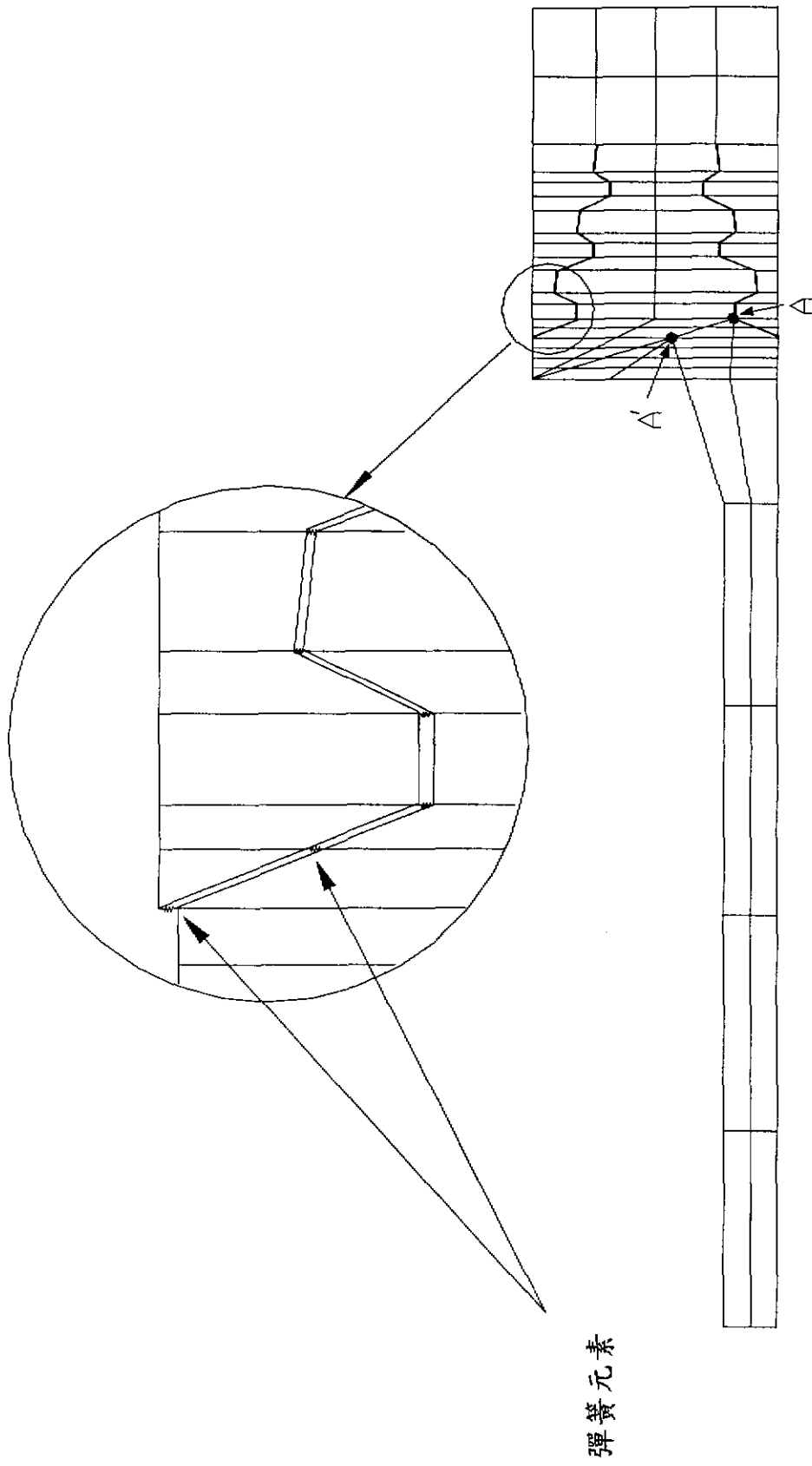
葉片之有限單元模型

盤緣之有限單元模型



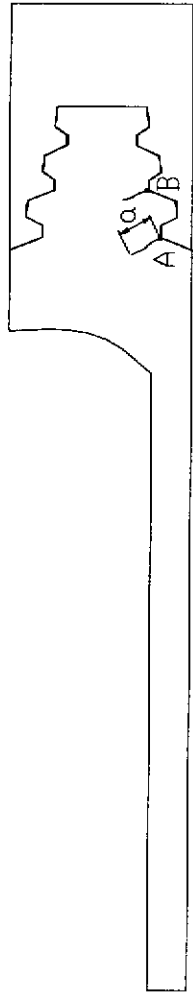
葉片及盤緣之負荷及邊界條件

圖(十四)、汽機元件有限單元模式的示意圖



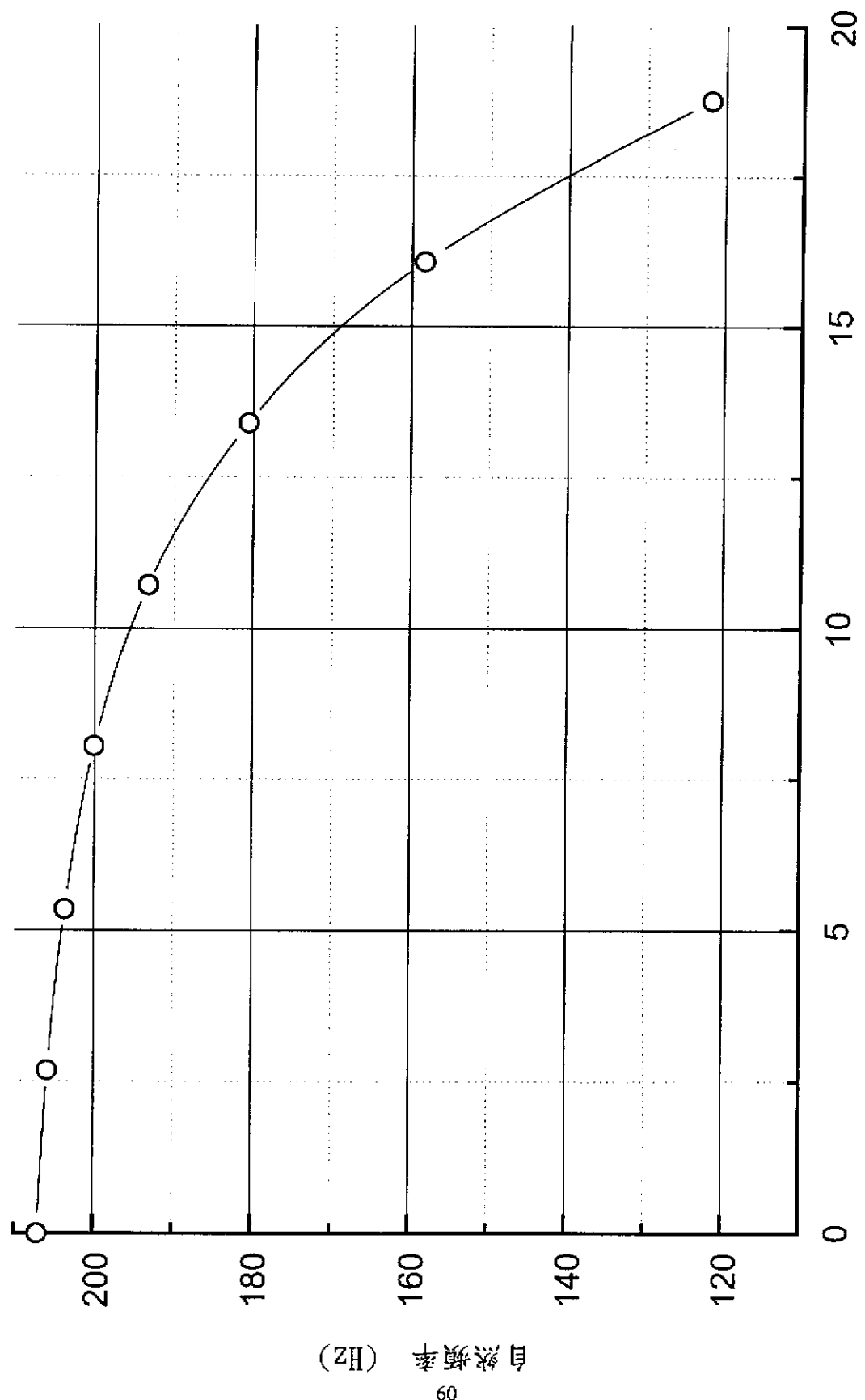
彈簧元素

AA'線段為元件破裂路徑
圖(十五)、葉片作振動分析所採用之有限單元網格示意圖



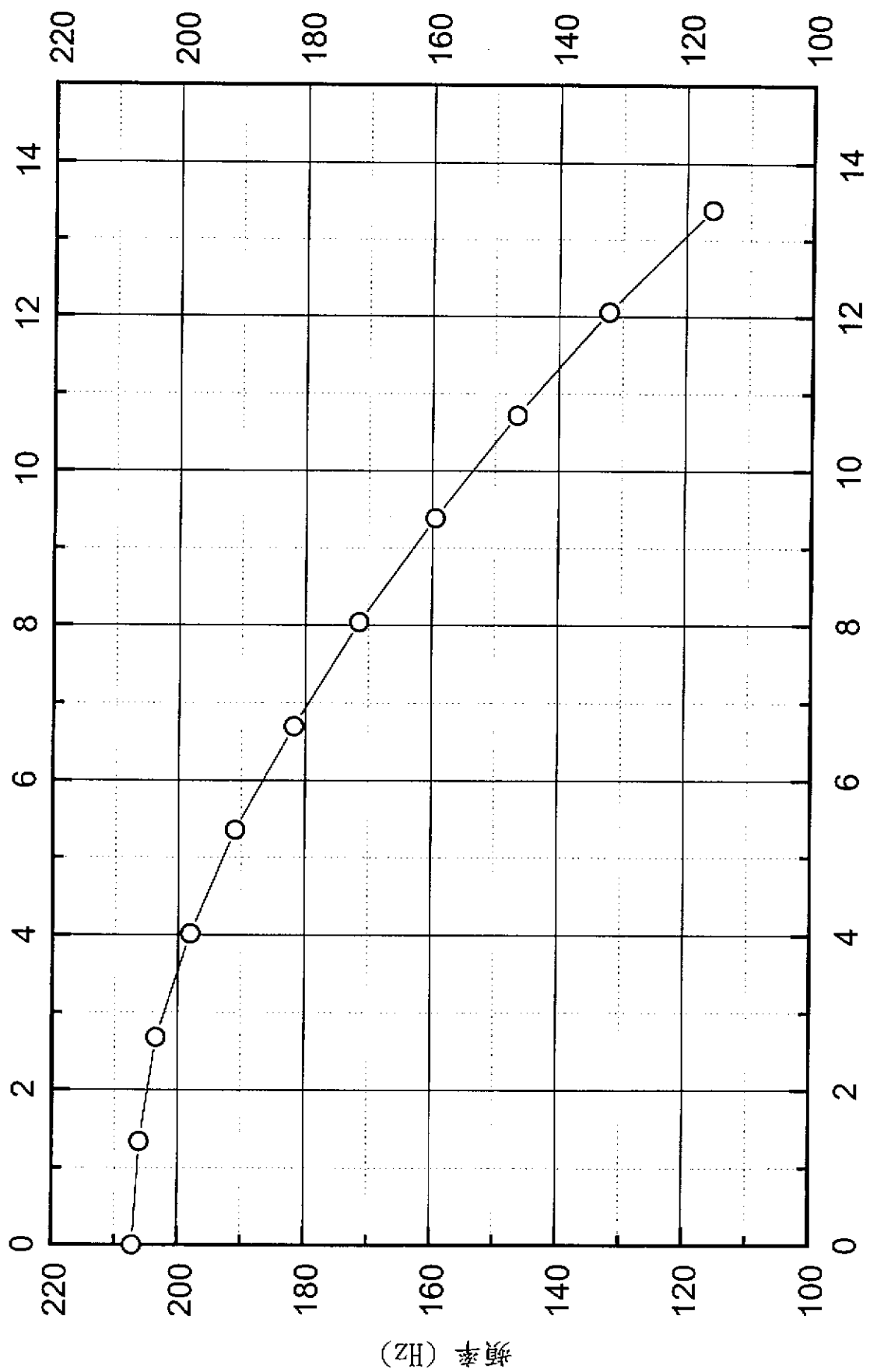
圖(十六)、含裂縫的葉片

—○— Nastran 之理論分析



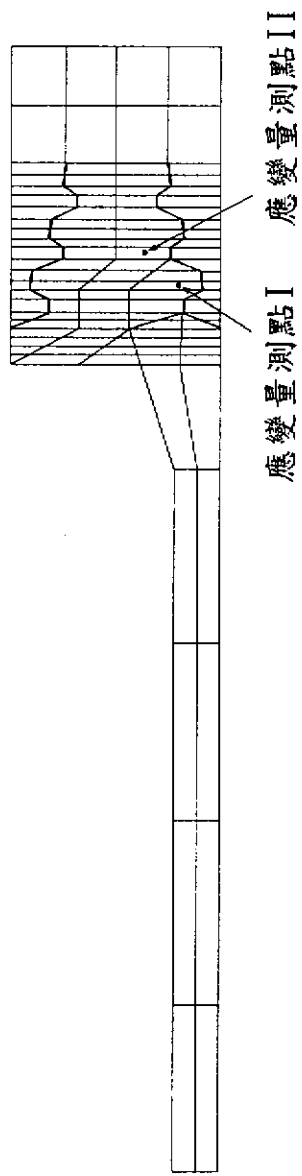
破裂長度
圖(十七) 破裂長度與自然頻率之關係圖(使用完整葉片之等效彈簧常數)

—○— 裂縫長度對頻率曲線

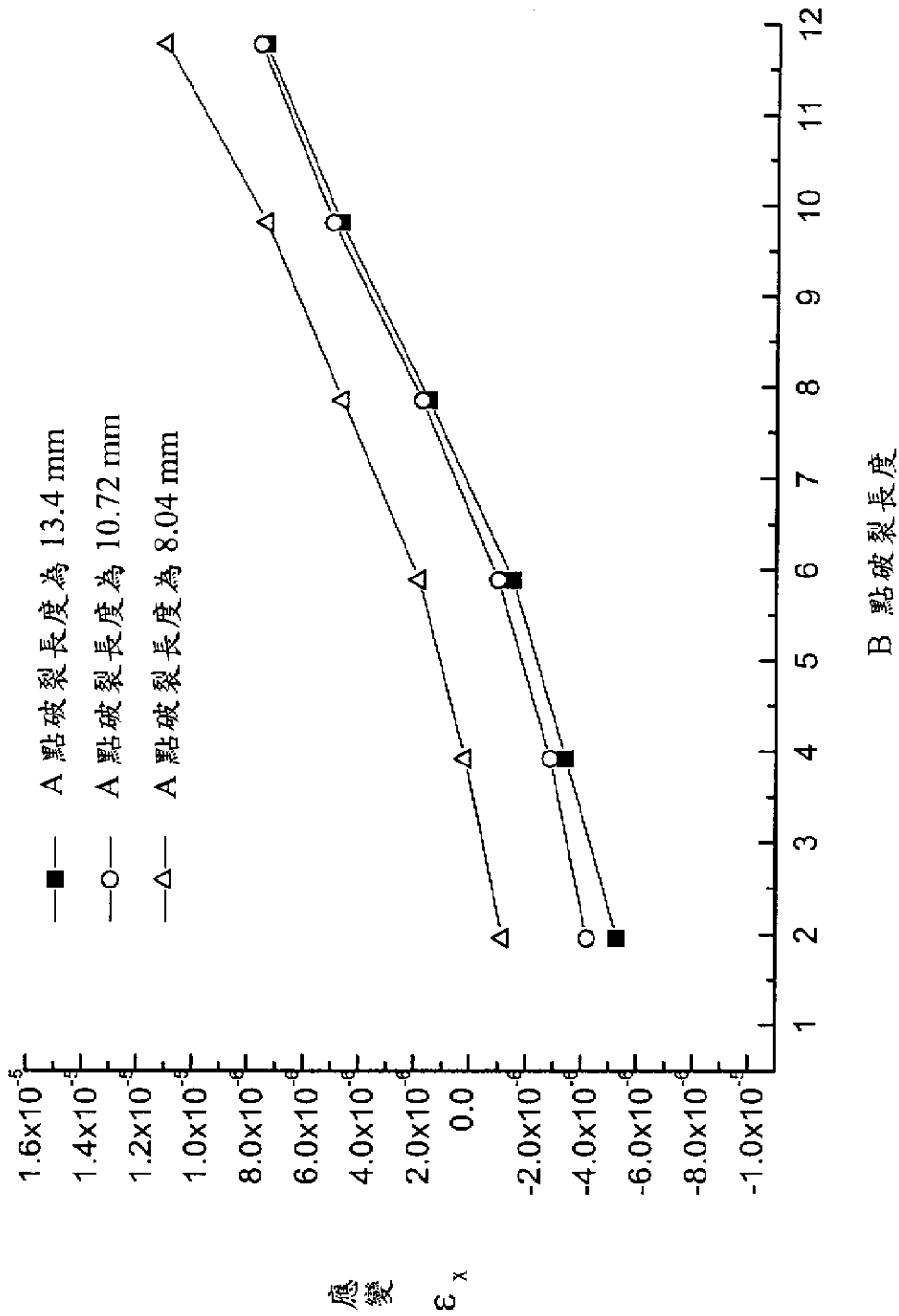


A點裂縫長度 (mm)

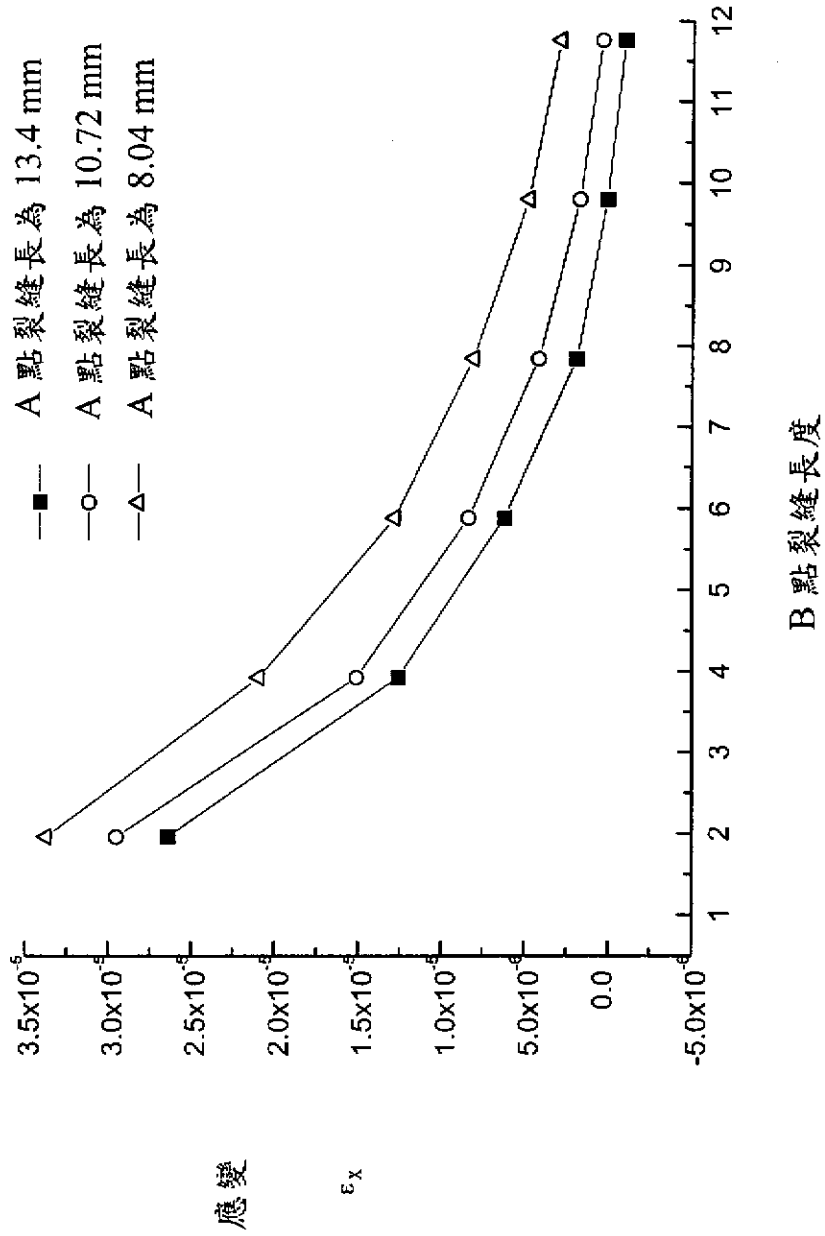
圖(十八) 裂縫長度對第一個自然頻率之曲線圖(使用受損葉片之等效彈簧常數)



圖(十九)、應變量測點示意圖

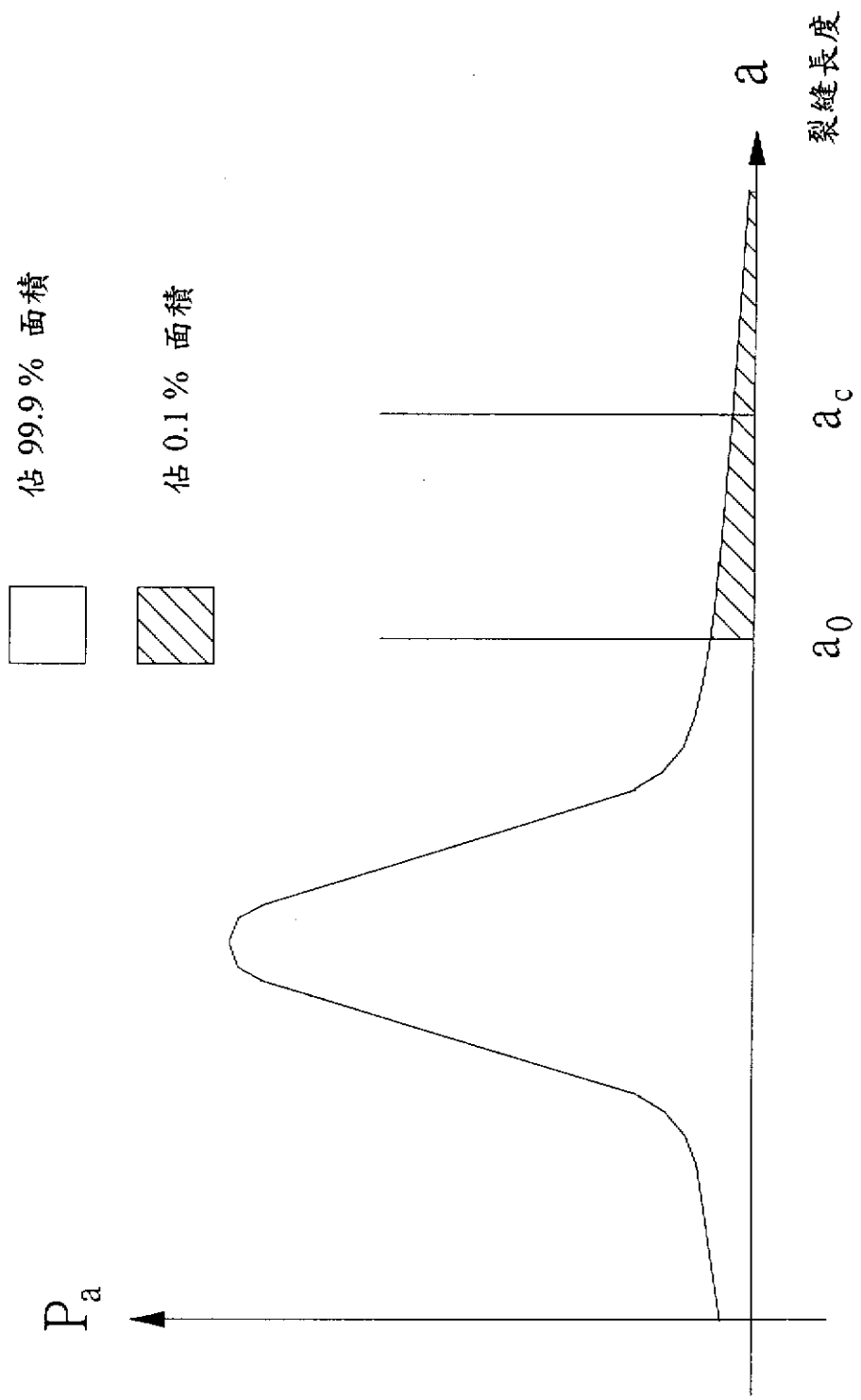


圖(二十)、第二條裂縫長度與應變大小之關係圖(應變觀測點 I)

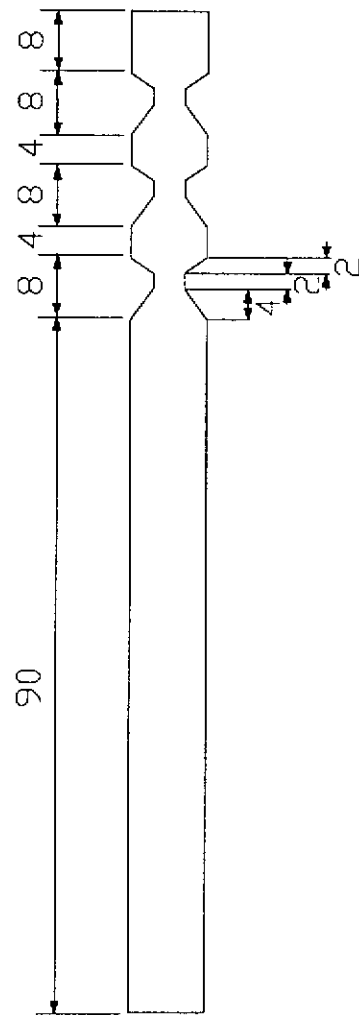
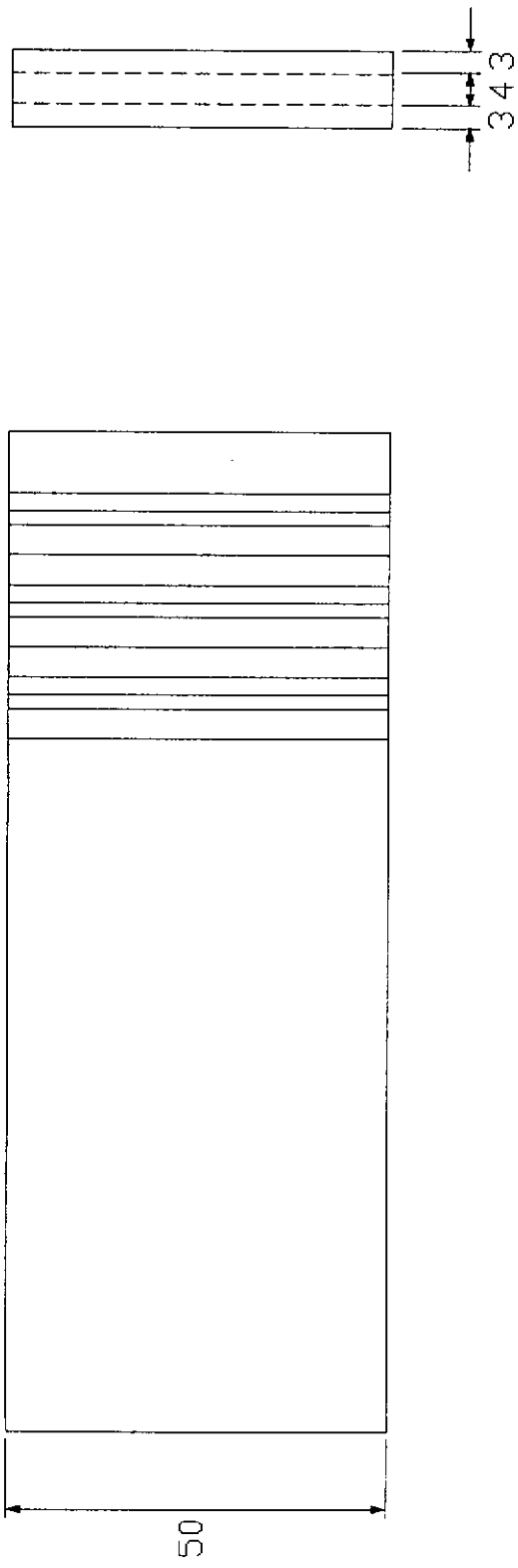


圖(二十一)、第二條裂縫長度與應變大小關係圖(應變觀測點 II)

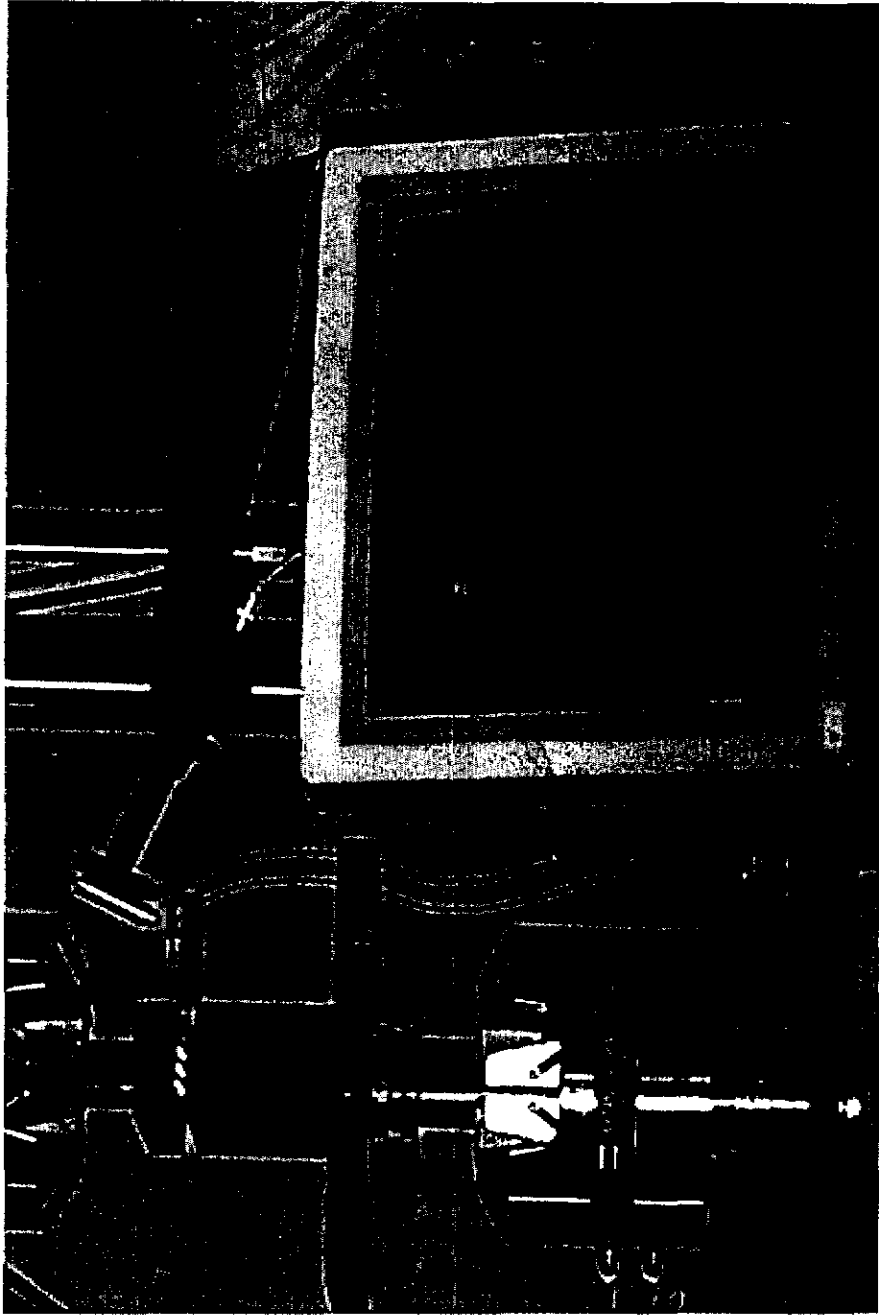
裂縫長度之機率密度



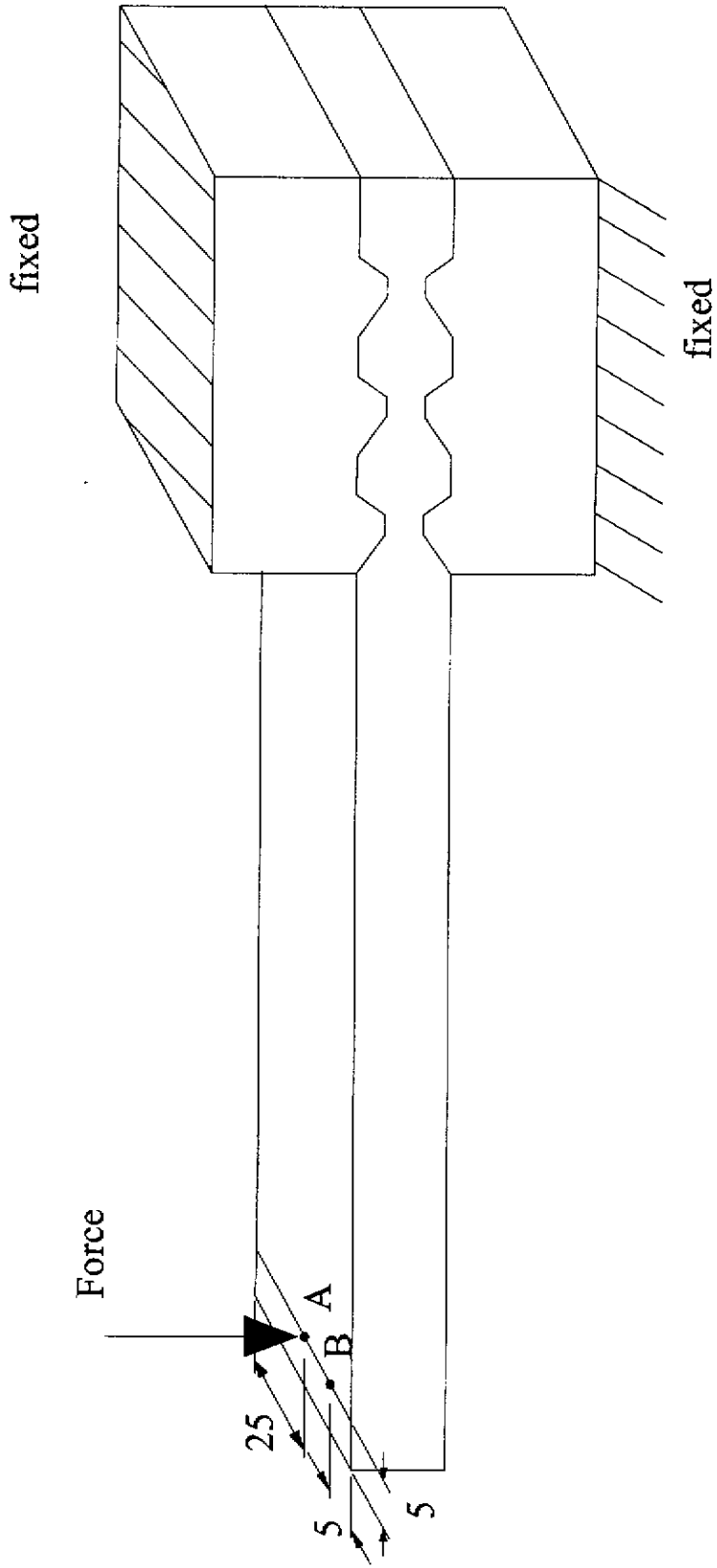
圖(二十二)、裂縫長度之機率密度函數



圖(二十三)、擬葉片之試片



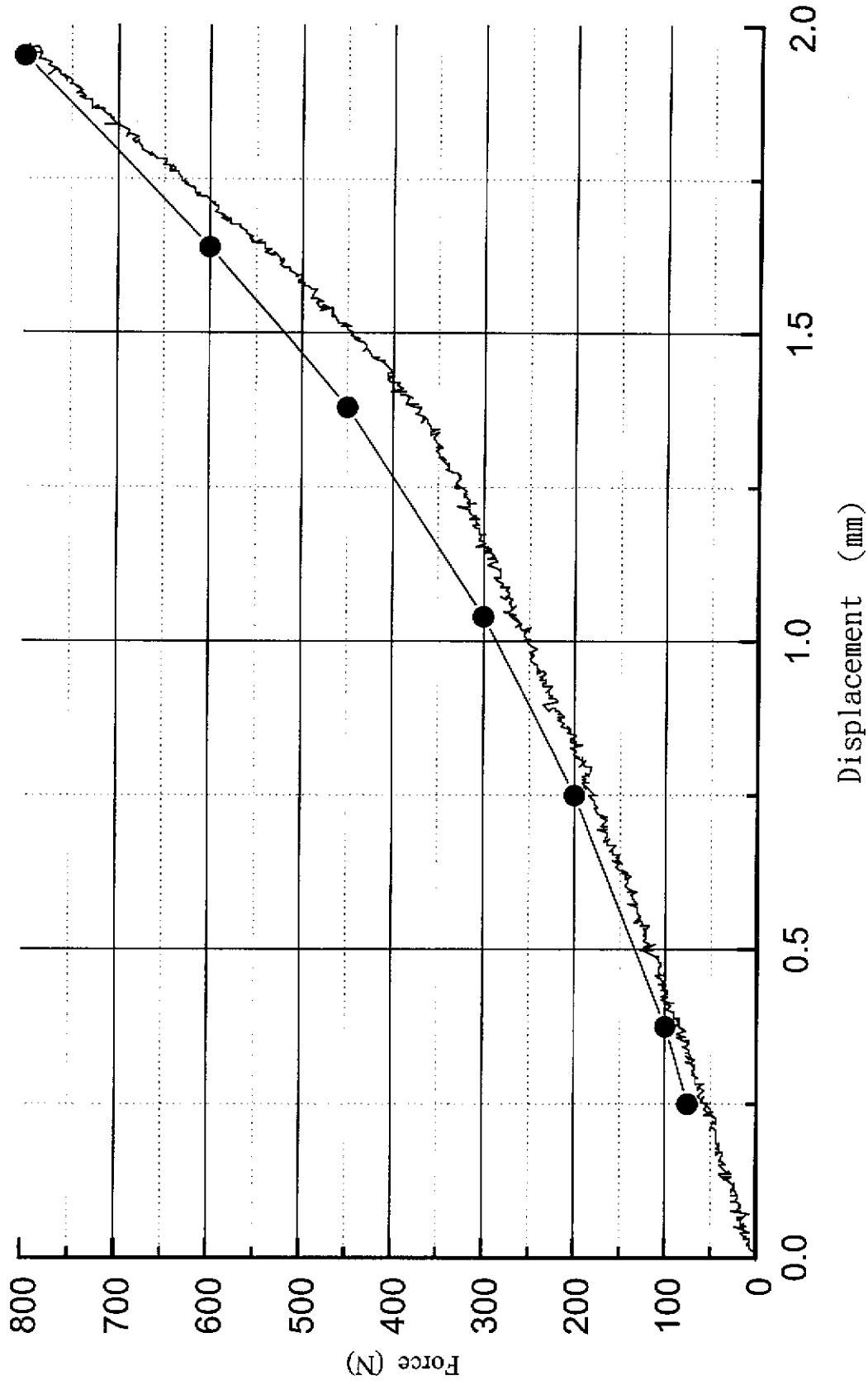
圖(二十四)、振動試驗裝置



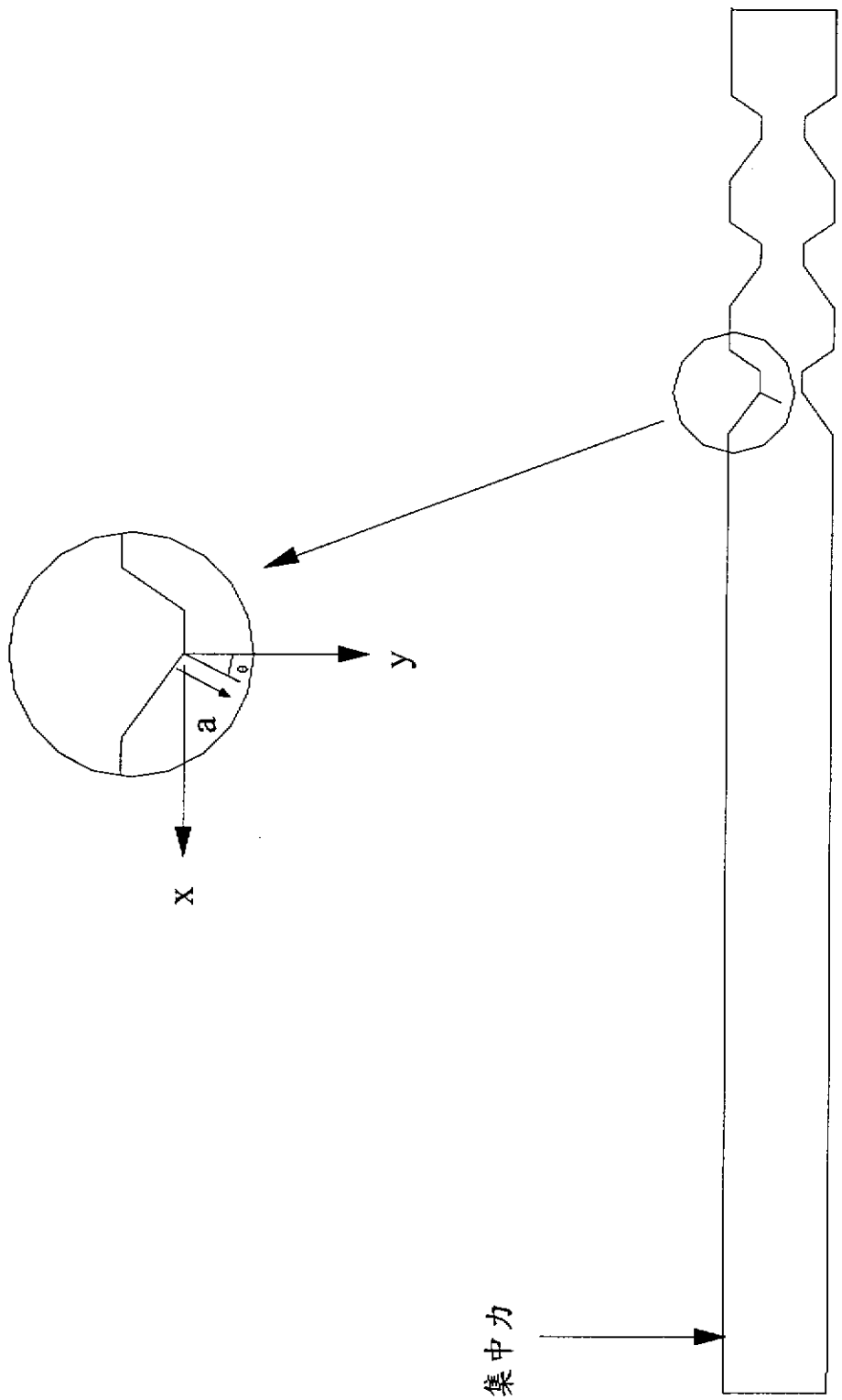
單位：mm

圖(二十五)、模擬試片之邊界及受力狀況

——— 實驗
 —●— 以 Ideas 分析之曲線 (幾何間隙=0.02mm)

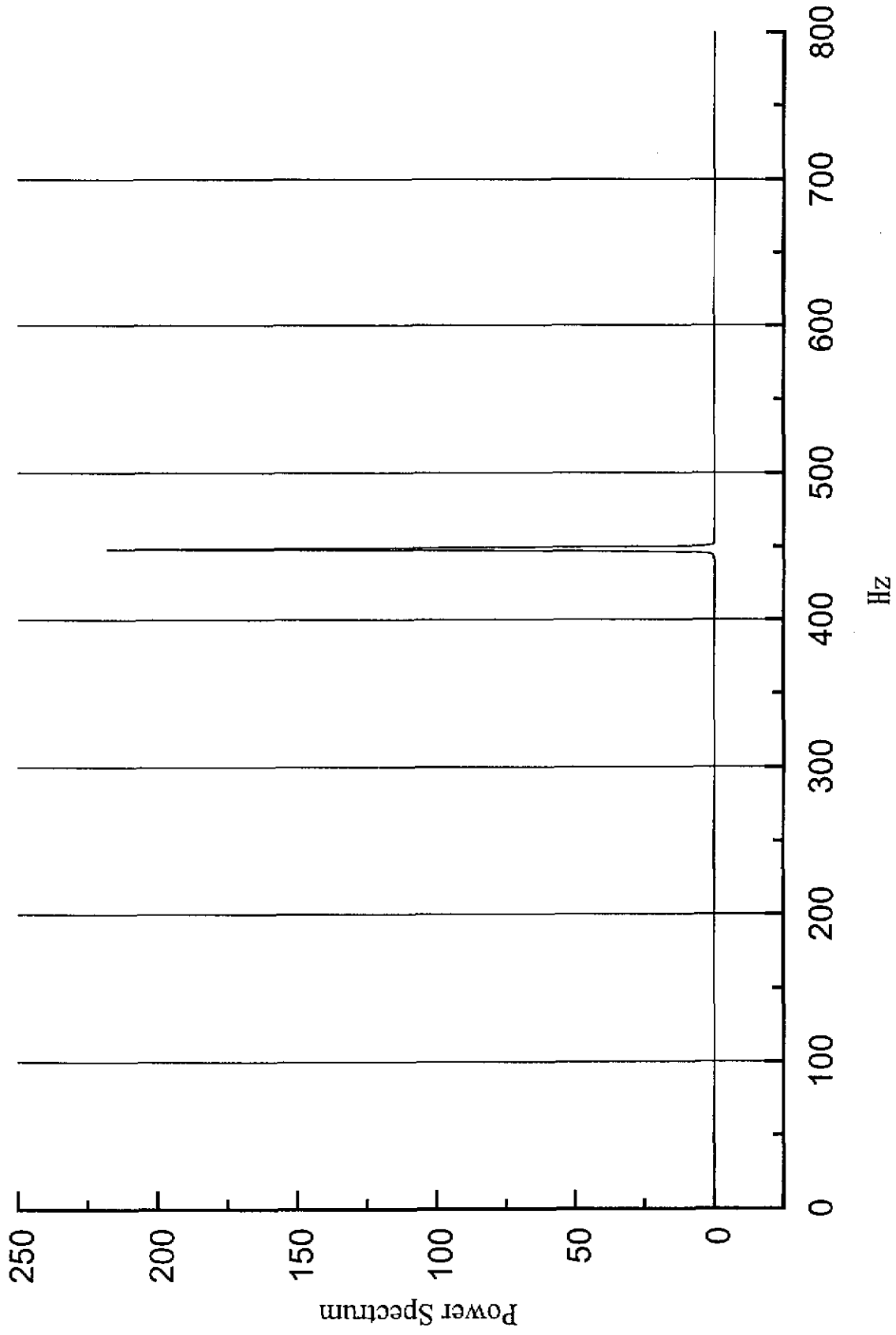


圖(二十六) 模擬葉片試片受力位移圖



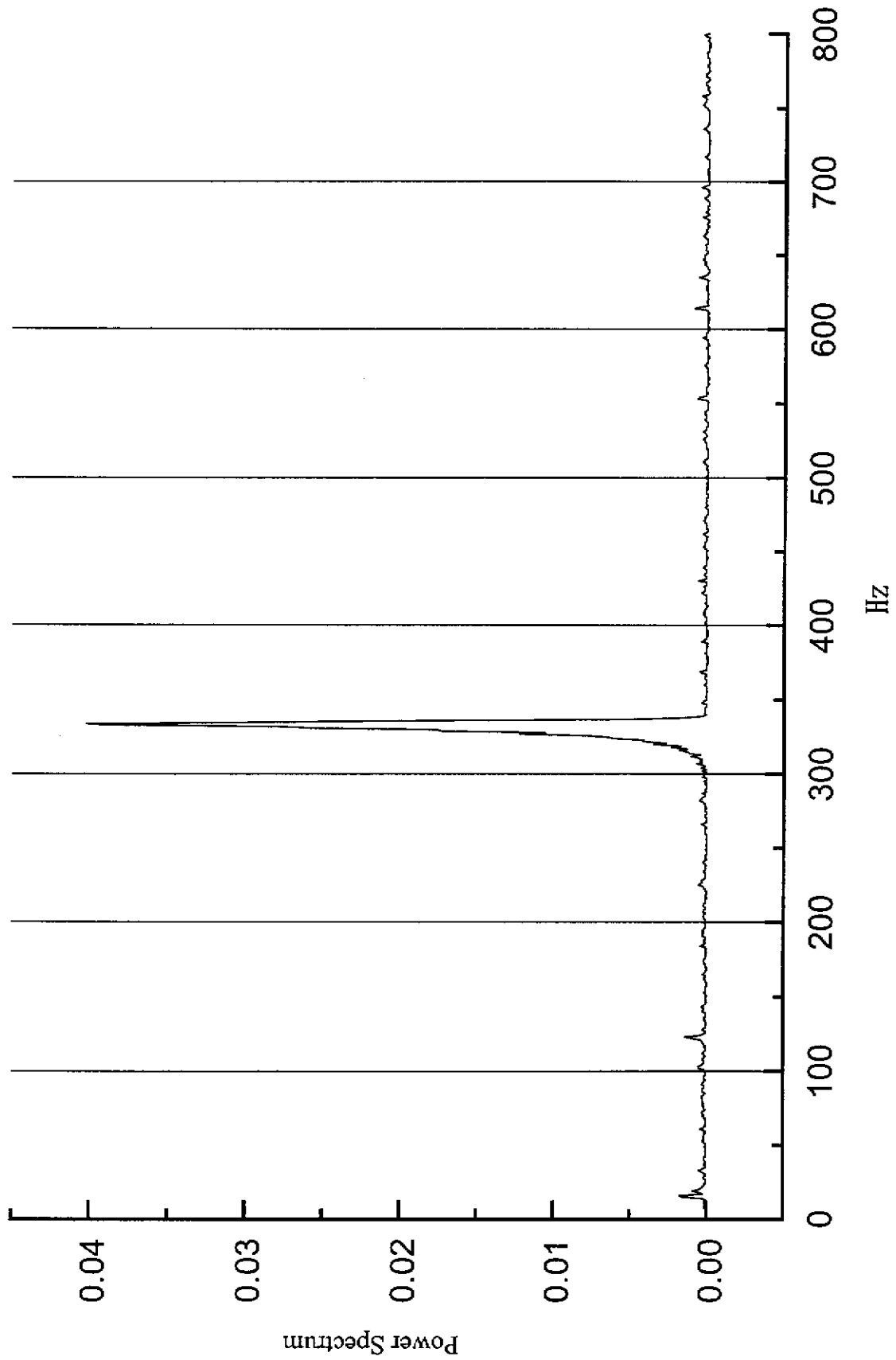
圖(二十七)、試件產生裂縫之狀況

—— 自然頻率譜曲線



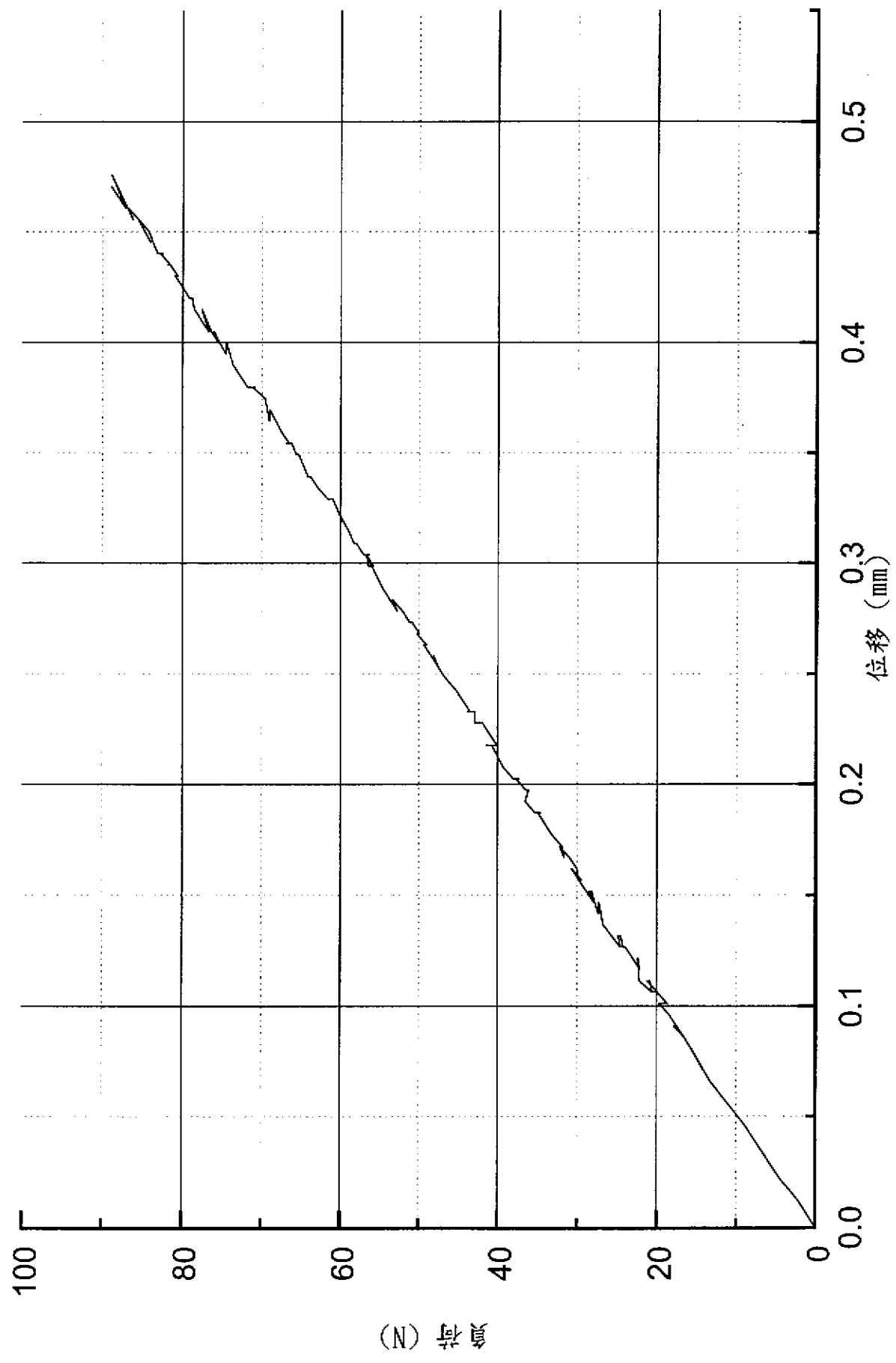
圖(二十八) 未受損葉片之自然頻率量測圖

—— 自然頻率譜曲線

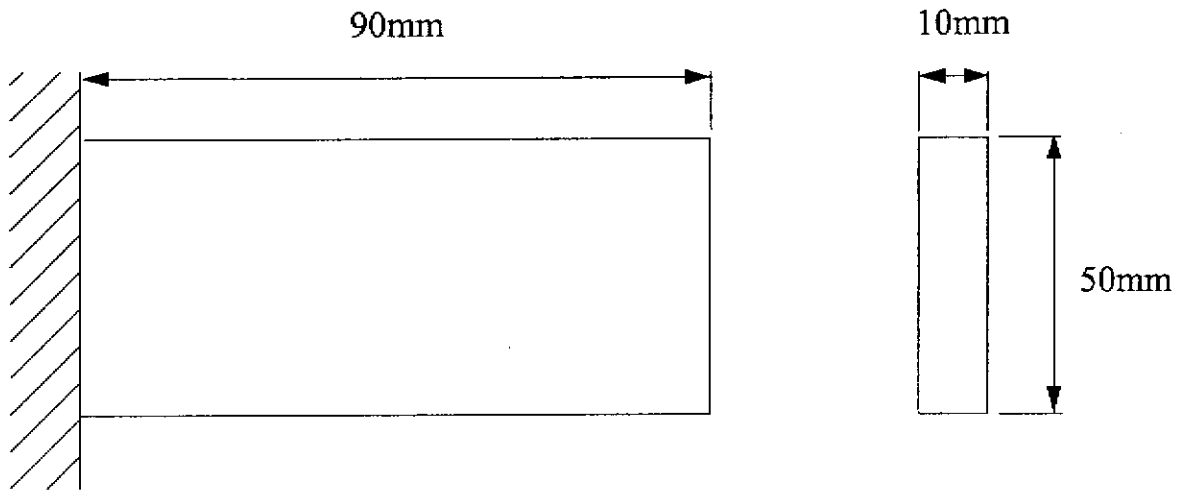


圖(二十九) 受損葉片之自然頻率量測圖

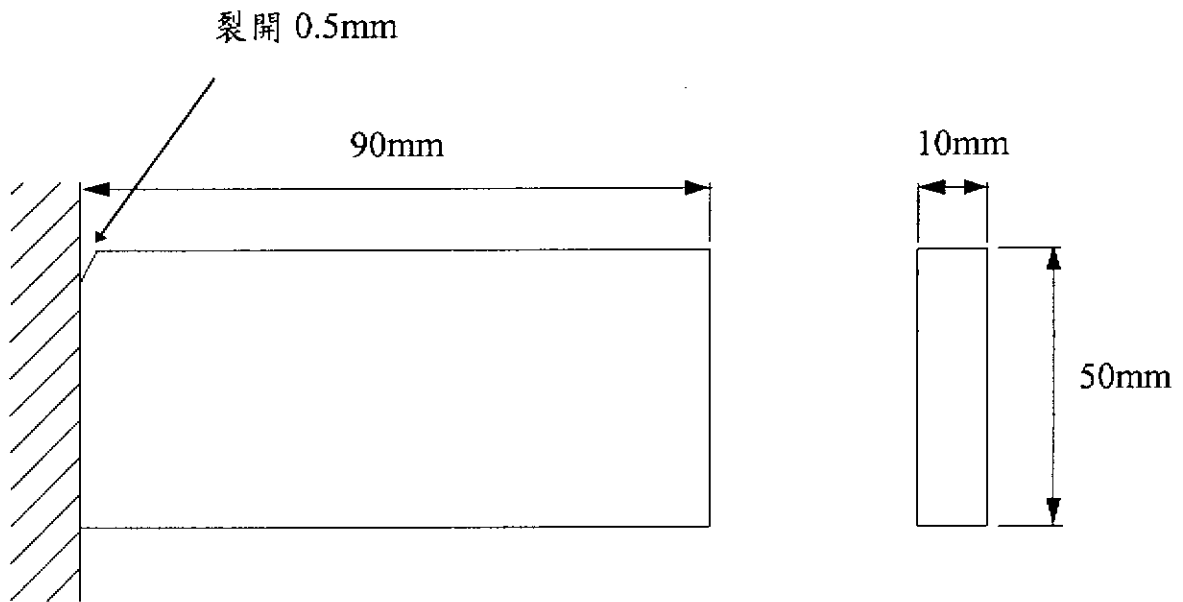
—— 負荷位移曲線



圖(三十) 擬葉片含1.0mm裂縫之負荷位移曲線



(a) 無裂縫之鋁合金試件



(b) 有裂縫之鋁合金試件

圖(三十一)、有、無裂縫之鋁合金試件