

壓電薄膜感應器於樑結構實驗模態分析及 ODS 量測

王栢村¹

¹ 國立屏東科技大學
機械工程系 教授

吳德和²

² 國立屏東科技大學
機械工程系 副教授

陳柏宏³

³ 國立屏東科技大學
機械工程系 研究生

摘要

本文應用壓電薄膜感應器於實驗模態分析，透過實驗分析所得之模態參數與理論分析進行比對，確認其理論模型可行性及適用性，再進行 ODS 之理論分析，並說明壓電材料樑於操作狀態下之實驗方法，爾後進行操作狀態下之 ODS 量測，得知壓電樑之 ODS 資料且與理論 ODS 進行比對，透過共振激振及非共振激振結果顯示，壓電材料之操作狀態下模態振型可由實驗及理論得之並有良好之吻合。因此本文確認壓電薄膜於實驗模態分析與操作狀態下之 ODS 量測之可行性與適用性，未來可應用於其他操作狀態下結構量測之依據。

關鍵詞：壓電薄膜、樑、操作變形振型、模態振型。

一、前言

壓電轉換器有著靈敏度高、質量輕、便宜、且方便使用之特性。廖[1]針對壓電薄膜感應器做更詳細之介紹，以使用於量測、光學元件、電子元件上，張[2]提出了各種壓電驅動器及感應器之種類及其原理並說明應用之場合及其他結構上。由王[3]中可以瞭解智慧型材料系統(Smart or Intelligent Material Systems)，其系統包括了驅動器(Actuator)、感應器(Sensor)及控制器(Controller)等功能。以振動與噪音領域之應用之一為壓電片(PZT)及壓電薄膜(PVDF)居多。

在實際結構當中，其結構往往處於操作狀態下，因此，操作狀態下之實驗模態分析是現今研究課題之一，Johansen and Madsen[4]提出操作變形振型是一種不用透過激振資料之量測，便可以得到結構之振型。Hermans *et al.*[5]利用在操作狀態下之響應，不必透過激振資料來獲得結構之模態參數。不但如此，操作狀態下之實驗模態分析還可以表現實際結構在操作狀態下之真正動態特性。Herman and Hermans[6]提出應用操作狀態下之量測應用於航空、橋樑及車輛，透過及時操作量測進行健康監測及破壞檢測會有效率，同

時也可以反應出結構實際特性。因此，Geberson and Stone[7]藉由實驗得知機械之操作振型因表面動能所產生之破壞進行分析。

Pai and Young[8]便對一完整樑的高階操作變形振型(operational deflection shape, ODS)量測，由實驗來瞭解各種破壞型式的樑，如表面細長孔、邊有細長孔、表面有洞、內部有洞、及疲勞破壞等。再藉由數值推導得到邊界影響檢測(BED)，而在結構的邊界層是為一非零解，所以破壞位置會因為破壞而產生一新邊界層，所以破壞位置亦為一非零解，透過實驗 ODS 量測並針對各種不同型式的破壞，將實驗的結果及數值的推導及做 BED，便可以得到更明確的診斷樑結構之微小破壞。Waldron *et al.*[9]則是利用有限元素分析及理論分析模擬並決定去如何選擇激振參數，以證明其結構之破壞。並得知 ODS 和激振之振幅和位置有關，以速度之 ODS 量測而言若激振為結構之共振點，且當阻尼比小時，其會和結構之模態振型相似。Parloo *et al.*[10] 應用靈敏度法則將操作狀態下之模態振型調整成為真正結構之模態振型。經由理論分析推導為一操作比例因數，利用微小質量之增加來得到模態振

型之比例因數，爲了由操作振型變形得到真正比例之模態振型，將理論分析所得之微小質量增加於結構，雖然影響了整體結構之自然頻率，不過所增加之頻率和實際誤差很小，仍屬於可接受之範圍。

本文目的爲應用壓電薄膜感應器進行傳統實驗模態分析及操作狀態下之實驗模態分析，並與理論分析進行比對，驗證其壓電感應器取代傳統加速度計有其可行性，並成功的於操作狀態下進行實驗模態分析，

二、理論分析

2.1 自由振動分析

考慮一樑結構長度爲 L_b ，可得到其系統運動方程式如下：

$$\left[E_b I_b \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} \right] + C_b \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = f(x,t) \quad (1)$$

其中， E_b 爲樑之楊氏係數， I_b 爲截面積慣性矩， w 爲樑之側向位移， C_b 爲懸臂樑的阻尼係數， ρ_b 爲樑的密度， A_b 爲樑的截面積。利用數值方法求解則自然頻率可求得

$$\omega_r = (\alpha_r L_b)^2 \sqrt{\frac{E_b I_b}{\rho_b A_b L_b^4}} = (\alpha_r)^2 \sqrt{\frac{E_b I_b}{\rho_b A_b}} \quad (2)$$

對應之模態振型函數爲

$$\phi_r(x) = \frac{[\cosh \alpha_r x - \cos \alpha_r x - \sigma_r (\sinh \alpha_r x - \sin \alpha_r x)]}{\sqrt{\rho_b A_b L_b}} \quad (3)$$

2.2 壓電薄膜方程式

考慮一矩形壓電薄膜感應器，黏貼於樑之表面，其壓電薄膜之形狀函數(shape function)可表示爲：

$$\Gamma(x) = u(x - x_{p1i}) - u(x - x_{p2i}) \quad (4)$$

其中， $u(x)$ 爲步階函數(step function)， x_{p1i} 及 x_{p2i} 分別爲第 i 個壓電薄膜之兩端位置座標，壓電薄膜感應方程式：

$$q_p(t) = \frac{t_b + t_p}{2} b_p e_{31} \int_0^{L_b} \Gamma(x) \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} dx \quad (5)$$

其中， t_b 爲樑之厚度， t_p 爲壓電薄膜之厚度， b_p 爲壓電薄膜之寬度， e_{31} 爲壓電場強度常數(piezoelectric

field intensity constant)。所以將式(5)代入式(6)，可得：

$$q_p(t) = \frac{t_b + t_p}{2} b_p e_{31} e^{i\omega t} \sum_{r=1}^{\infty} Q_r [\phi'_r(x_{p2i}) - \phi'_r(x_{p1i})] \quad (6)$$

又因壓電薄膜有類似其電容之效應產生，所以壓電薄膜之電壓爲：

$$\begin{aligned} V_p(t) &= \frac{q_p(t)}{\varepsilon A_p} t_p \\ &= \frac{t_b + t_p}{2\varepsilon A_p} t_p b_p e_{31} e^{i\omega t} \sum_{r=1}^{\infty} Q_r [\phi'_r(x_{p2i}) - \phi'_r(x_{p1i})] \\ &= \frac{t_b + t_p}{2\varepsilon A_p} t_p b_p e_{31} e^{i\omega t} \sum_{r=1}^{\infty} \frac{F_j \phi_r(x_j) [\phi'_r(x_{p2i}) - \phi'_r(x_{p1i})]}{(\omega_r^2 - \omega_s^2) + i(2\xi_r \omega_r \omega_s)} \end{aligned} \quad (7)$$

其中， $V_p(t)$ 爲壓電薄膜之電壓， $q_p(t)$ 爲壓電薄膜之電量， ε 爲壓電薄膜之電容係數(permittivity)， A_p 爲壓電薄膜之面積。

2.3 簡諧分析

當在結構座標 $x = x_j$ 受簡諧外力作用時，其外力的型式可寫成如下式：

$$f(x,t) = F_j \delta(x - x_j) e^{i\omega_s t} \quad (8)$$

其中， F_j 爲簡諧外力大小， x_j 爲外力作用位置， ω_s 爲簡諧激振頻率。

由於輸入爲簡諧激振，所以輸出亦爲簡諧響應，利用擴充原理可假設系統位移響應如下：

$$w(x,t) = \sum_{r=1}^{\infty} \phi_r(x) q_r(t) = \sum_{r=1}^{\infty} \phi_r(x) Q_r e^{i\omega_s t} \quad (9)$$

經由數值疊代可解得：

$$Q_r = \frac{F_j \phi_r(x_j)}{(\omega_r^2 - \omega_s^2) + i(2\xi_r \omega_r \omega_s)} \quad (10)$$

因此，懸臂樑結構令 $x = x_i$ 爲簡諧力 F_j 作用於時 $x = x_j$ 之簡諧力輸入之位移響應，則頻率響應函數如下式：

$$H_{a_i, f_j} = \frac{X_i}{F_j} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\phi_r^f(x_j) \phi_r^a(x_i)}{(\omega_r^2 - \omega_s^2) + i(2\xi_r \omega_r \omega_s)} \quad (11)$$

令 x_j 爲第 j 個簡諧外力作用之位置，在 x_{p1i} 、 x_{p2i} 之位置時，其壓電薄膜電壓輸出之頻率響應函數如下：

$$H_{p_i, f_j} = \frac{V_p}{F_j}$$

$$= \frac{t_b + t_p}{2\epsilon A_p} t_p b_p e_{31} \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\phi_r(x_j) [\phi_r'(x_{p2_i}) - \phi_r'(x_{p1_i})]}{(\omega_r^2 - \omega_s^2) + i(2\xi_r \omega_r \omega_s)} \quad (12)$$

令 x_{p_i} 為第 i 壓電薄膜中點位置座標, l_p 為壓電薄膜之長度, $x_{p1_i} = x_{p_i} - \frac{l_p}{2}$, $x_{p2_i} = x_{p_i} + \frac{l_p}{2}$ 。

所以壓電薄膜電壓輸出之頻率響應函數通式如下:

$$H_{p_i, f_j} = \frac{V_p}{F_j} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\phi_r^f(x_j) \phi_r^p(x_{p_i})}{(\omega_r^2 - \omega_s^2) + i(2\xi_r \omega_r \omega_s)} \quad (13)$$

其中

$$\phi_r^f(x_j) = \frac{1}{\sqrt{\rho_b A_b L_b}} \phi_r(x_j) \quad (14)$$

$$\phi_r^p(x_{p_i}) = \frac{(t_b + t_p) t_p b_p e_{31} [\phi_r'(x_{p2_i}) - \phi_r'(x_{p1_i})]}{2\epsilon A_p \sqrt{\rho_b A_b L_b}} \quad (15)$$

$\phi_r^f(x_j)$ 為點力之特徵函數, 其物理意義為懸臂樑之位移振型, $\phi_r^p(x_{p_i})$ 為壓電薄膜感應之特徵函數, 其物理意義為壓電薄膜兩端斜率差振型。

樑之操作變形振型理論得知, 令 $V_p(t) = V_i(\omega_s) e^{i\omega_s t}$, 因此, 壓電薄膜電壓輸出響應可以改寫成如下:

$$\{V(\omega_s)\} e^{i\omega_s t} = \begin{Bmatrix} V_1(\omega_s) \\ V_2(\omega_s) \\ \vdots \\ V_m(\omega_s) \end{Bmatrix} e^{i\omega_s t} \quad (16)$$

其中

$$V_i(\omega_s) = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{F_j \phi_r^f(x_j) \phi_r^p(x_{p_i})}{(\omega_r^2 - \omega_s^2) + i(2\xi_r \omega_r \omega_s)} \quad (17)$$

$\{V(\omega_s)\}$ 即是一系統受簡諧外力激振下之壓電薄膜操作變形振型。

經由壓電薄膜之頻率響應函數、電壓輸出響應及簡諧外力激振, 可以得到系統輸入及輸出之關係:

$$\{V(\omega)\} = [H_{p_i, f_j}(\omega)] \{F(\omega)\} \quad (18)$$

三、實驗分析

3.1 模型驗證

主要對一壓電材料樑進行實驗模態分析, 以求得結構之模態參數(Modal Parameter), 包括自然頻率

(Natural Frequency)、阻尼比(Damping Ratio)及模態振型(Mode shape), 並與理論分析及有限元素分析所得之模態參數進行比較, 以驗證實驗模態分析所得之模態參數之正確性, 配合最佳化分析進而驗證壓電材料樑有限元素模型之正確性。表 1(a)為樑結構之材料性質與尺寸, 表 1(b)為壓電薄膜之材料性質與尺寸。

表 1、壓電樑結構之材料性質與尺寸

(a) 樑之材料性質與尺寸

材料	鋼
長度 (L_b)	0.3 m
寬度 (b_b)	0.04 m
厚度 (t_b)	0.002 m
密度 (ρ_b)	8436 kg/m ³
楊氏係數 (E_b)	191.2 × 10 ⁹ N/m ²
蒲松比 (ν_b)	0.322

(b) 壓電材料之材料性質與尺寸

材料	壓電薄膜
長度 (L_p)	0.01 m
寬度 (b_p)	0.04 m
厚度 (t_p)	54 × 10 ⁻⁶ m
密度 (ρ_b)	1800 kg/m ³
楊氏係數 (E_b)	2 × 10 ⁹ N/m ²
蒲松比 (ν_b)	0.33
壓電場強度常數 (e_{31}, e_{32})	23 × 10 ⁻³ cl/m
壓電薄膜之電容係數 (ϵ)	132.81 × 10 ⁻¹² F/m

3.2 ODS 量測方法

本文對一壓電材料樑結構施以一簡諧外力激振 $f_j = F_j e^{i\omega_s t}$, 可知其外力振幅為 $|F_j|$ 及週期為 T , 假設外力激振訊號為正弦波, 因此, 當 $t = 0$, 則 $f_j(t) = 0$, 所以簡諧外力可表示為:

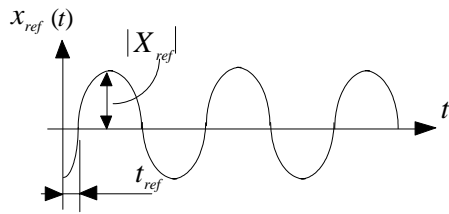
$$f_j(t) = F_j \sin(\omega_s t) = F_j \sin(2\pi f_s t) \quad (19)$$

圖 1(a)及圖 1(b)分別為參考點響應及壓電薄膜響應之訊號圖, 由於系統受到一簡諧外力激振, 如圖 1(C), 懸臂樑各的壓電材料之響應亦為簡諧形式輸出, 因此可得到參考點響應振幅 $|X_{ref}|$ 及時間域訊號

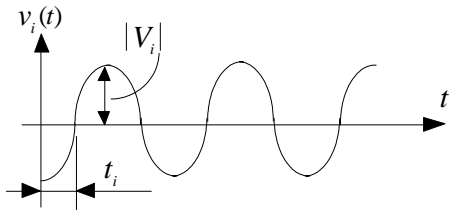
差 t_{ref} ，在壓電薄膜響應振幅為 $|V_i|$ 及時間域訊號差 t_i ，經由角度換算可以得知響應訊號與激振訊號之時間域訊號差。

$$\phi_{ref} = t_{ref} \times 2\pi f_s \times 180 / \pi - \hat{\phi} \quad (20)$$

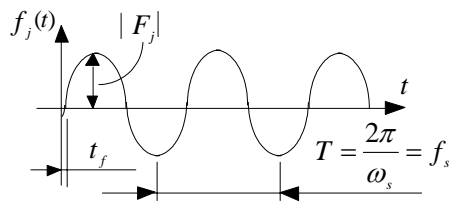
$$\phi_i = t_i \times 2\pi f_s \times 180 / \pi - \hat{\phi} \quad (21)$$



(a) 參考點響應



(b) 壓電薄膜響應



(c) 簡諧外力激振

圖 1、時域之 ODS 量測訊號圖

本文以參考點相位值為依據，進行壓電薄膜之相位角量測結果修正，其修正式如下：

$$\phi'_i = \phi_i + (\phi_{ref} - \phi_{ref,i}) \quad (22)$$

因此，參考點響應 $x_{ref}(t)$ 及相位 ϕ_{ref} 則可表示為：

$$x_{ref}(t) = |X_{ref}| \sin(2\pi f_s t - \phi_{ref}) \quad (23)$$

$$\phi_{ref} = \angle X_{ref}(\omega_s) \quad (24)$$

第 i 個壓電感應器響應 $v_i(t)$ 及相位 ϕ_i 可表示為：

$$v_i(t) = |V_i| \sin(2\pi f_s t - \phi_i) \quad (25)$$

$$\phi_i = \angle V_i(f_s) \quad (26)$$

因此，如圖 2 所示可知，透過頻域法所量測得之系統

訊號只需得知簡諧外力振幅 $|F_j(f_s)|$ 及相位角

$\angle F_j(f_s)$ ，再記錄其參考點之振幅 $|X_{ref}(f_s)|$ 和相位角

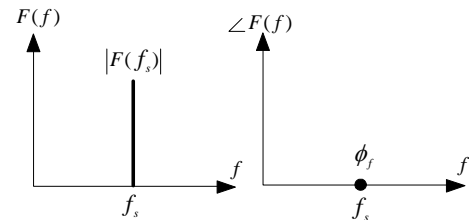
$\angle X_{ref}(f_s)$ 以及壓電薄膜之振幅 $|V_i(f_s)|$ 和相位角

$\angle V_i(f_s)$ ，透過式(24)修正即可得到壓電薄膜之實際

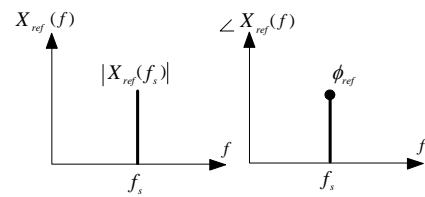
相位角 $\angle V_i(f_s)$ ，最後將所得之壓電薄膜振幅及修正後之相位角連線，即可得到如圖 3 所示壓電樑結構 ODS，可知 ODS 為各點之電壓絕對值輸出。頻域法之表示式如下所示：

$$|ODS| = |V(f_s)| = \begin{Bmatrix} |V_1| \\ |V_2| \\ \vdots \\ |V_i| \end{Bmatrix} \quad (27)$$

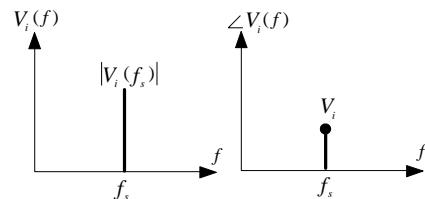
$$\angle ODS = \{\angle V(f_s)\} = \begin{Bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \vdots \\ \phi_i \end{Bmatrix} \quad (28)$$



(a) 簡諧外力激振



(b) 參考點響應



(c) 壓電薄膜響應

圖 2、頻域法之 ODS 量測訊號圖

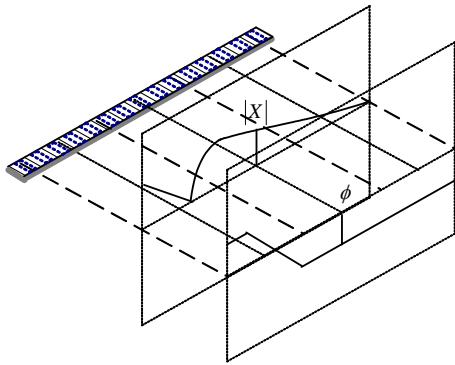
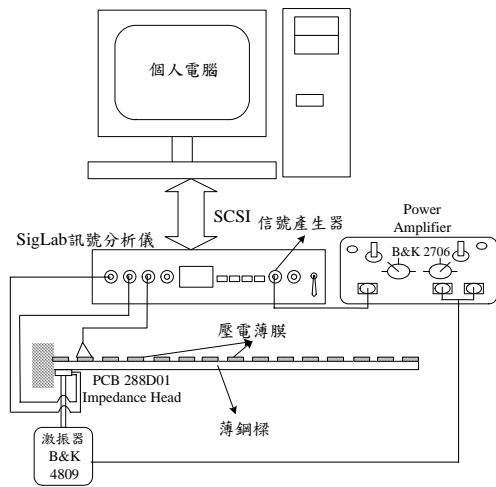


圖 3、ODS 示意圖

圖 4(a)為 ODS 量測之實驗儀器架構示意圖，實體照片如圖 4(b)所示，由 ODS 可知結構需要受到一簡諧外力激振，因此，利用訊號產生器透過放大器驅動激振器，對一壓電樑結構進行簡諧外力激振，由於阻抗頭具有同時量測外力及加速度計之功能，因此，將阻抗頭固定於懸臂樑第 1 點，定義第 1 點為參考點。



(a) 示意圖



(b) 實體照片

圖 4、ODS 量測之實驗儀器架構圖

四、結果與討論

4.1 模型驗證結果

4.1.1 頻率響應函數驗證

圖 5(a)及 5(b)分別為 $i=1, j=1$ 及 $i=15, j=1$ 之頻率響應函數， i, j 代表衝擊錘輸入與壓電薄膜量測位置均在第 1 點，所得為同點之頻率響應函數(Point FRF)，可看出各共振點間均有一反共振點，而 $i \neq j$ 時，所得為轉移頻率響應函數(Transfer FRF)則無此現象。實驗與實驗合成(synthesized)之頻率響應函數曲線相當吻合，表示曲線嵌合之正確性。由理論分析、有限元素分析與實驗之結果比較顯示同點之頻率響應，理論分析之頻率響應函數和實驗所得之曲線有良好之吻合性，在有限元素分析中之圖形結果也大致上相當吻合。

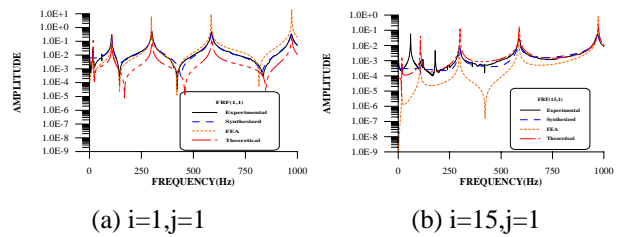


圖 5、頻率響應函數比較圖

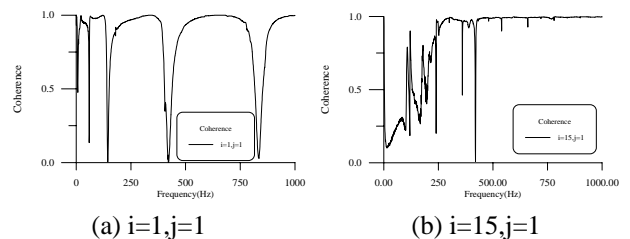


圖 6、關連性函數

圖 6(a)及 6(b)為對應圖 5(a)及 5(b)之關連性函數，可以看出除夾持端邊界及反共振點因響應小使得關連性較差外，其餘關連性函數值均趨近於 1，顯示實驗量測品質之可靠性。

4.1.2 模態參數之驗證

表 2 為實驗所得之阻尼比，由表中可以得知阻尼比介於 0.3%-0.52%間，比一般鋼材之阻尼比 0.1%較

高，其原因為壓電薄膜和鋼樑間之膠合面之影響，才會有較高之阻尼比效應產生。

表 2、實驗所得之阻尼比修正值

阻尼比	實驗值(%)	修正值(%)
ξ_1	1.77	0.390
ξ_2	0.732	0.518
ξ_3	0.575	0.499
ξ_4	0.373	0.324

表 3、理論分析、有限元素與實驗分析之自然頻率比較表

自然頻率 (Hz)	第一模態	第二模態	第三模態	第四模態
實驗分析	16.6	107	300	587
有限元素分析	16.92	106.01	297.52	585.54
誤差	1.94%	-0.93%	-0.83%	-0.25%
理論分析	17.089	107.097	299.877	587.642
誤差%	-2.861%	0.091%	-0.041%	0.109%

表 3 為實驗分析、理論分析及有限元素分析所得之前 4 個模態自然頻率比較，可以看出，有限元素分析所得之自然頻率誤差除第 1 模態誤差在 2% 為最大外，其餘誤差值均在 1% 以內。在理論分析之中，由於理論分析中並未考慮其壓電薄膜質量對懸臂樑之影響，透過樑之楊氏係數調整，可以得知第 1 模態誤差最大值為 3%，其餘 3 個模態誤差均在 0.1% 以下，因此，實驗分析、理論分析及有限元素分析之前 4 個模態自然頻率有良好之吻合。

圖 7(a)-圖 7(d) 為理論分析、有限元素分析與實驗分析振型之比較圖形，在此需注意的是，此模態振型實際物理意義為如式(2-34)所示壓電材料樑之兩端斜率模態振型差亦即壓電薄膜之電壓輸出。由圖 7 可觀察得知，第 1 個模態除部分點比對不佳外，後 3 個模態均有良好之吻合性可以說均顯示了壓電材料樑之兩端斜率振型差之特性。所以整體而言，實驗振型之節點皆與有限元素分析及理論分析振型之節點都能相吻合。

4.2 ODS 量測結果

4.2.1 共振激振

本實驗取懸臂樑前 4 個模態進行共振激振，激振頻率為 $f_s = 16.6\text{Hz} \approx f_1$ 、 $f_s = 107\text{Hz} \approx f_2$ 、 $f_s = 305\text{Hz} \approx f_3$ 及 $f_s = 587\text{Hz} \approx f_4$ 。由表 4 理論與實驗之 ODS 模態振型比對，可得知共振激振之前 4 個模態之 MAC 值除第 4 個模態比對為 0.74 外，其餘 3 個模態之 MAC 比對均在 0.88 以上。圖 8(a)至圖 8(d) 為理論與實驗之 ODS 比較，由圖 8(a)可知因為部分點不佳，導致影響實驗與理論之比對。由圖 8 知道，實驗與理論 ODS 之形狀相似，均有在比例上之誤差。整體而言理論與實驗之 ODS 於共振激振下除部分點結果不佳外，其於均有良好之吻合性。

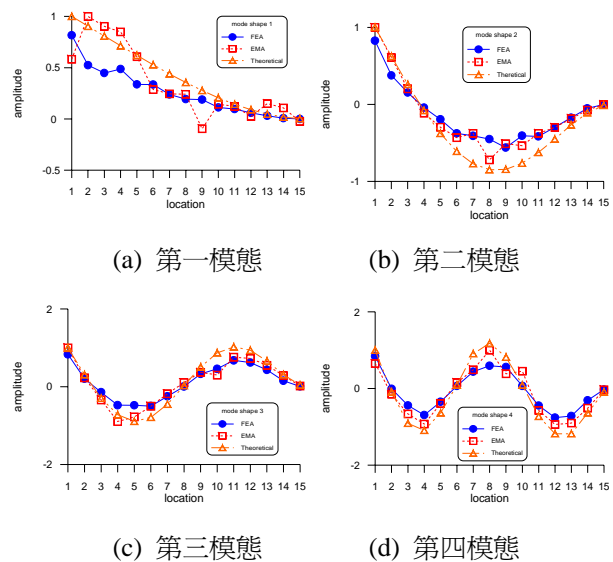


圖 7、理論與實驗振型比較圖

表 4、理論與實驗之 ODS 模態振型比對表

模態振型比對		MAC	MSF
共振激振	$f_s = 16.6\text{Hz} \approx f_1$	0.88586	0.30152-i0.89160
	$f_s = 107\text{Hz} \approx f_2$	0.93327	0.95987-i0.10916
	$f_s = 305\text{Hz} \approx f_3$	0.96252	0.78136-i0.59328
	$f_s = 587\text{Hz} \approx f_4$	0.74890	0.81065-i0.30291
非共振激振	$f_1 < f_s = 51.25\text{Hz} < f_2$	0.73378	-0.68701+i0.51166
	$f_2 < f_s = 202\text{Hz} < f_3$	0.76104	-0.80300-i0.34093
	$f_3 < f_s = 410\text{Hz} < f_4$	0.76194	0.76466+i0.42100

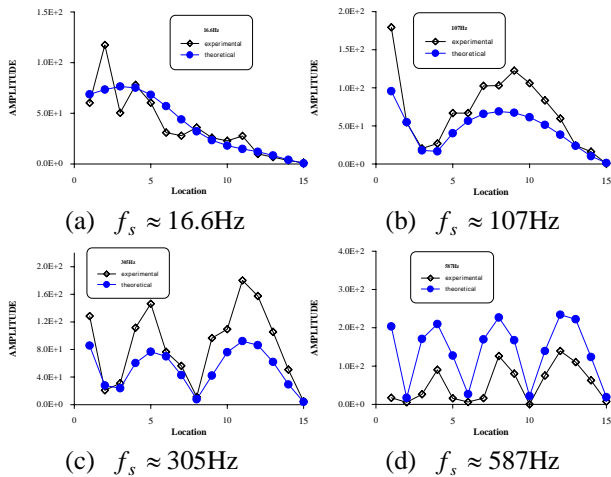


圖 8、共振激振理論與實驗比較圖

4.2.2 非共振激振

非共振激振分別取懸臂樑 3 個非共振模態進行激振，激振頻率為 $f_1 < f_s = 51.25\text{Hz} < f_2$ 、 $f_2 < f_s = 202\text{Hz} < f_3$ 及 $f_3 < f_s = 410\text{Hz} < f_4$ ，由表 4 可得知非共振激振之 3 個模態 MAC 值，3 個模態比對均為 0.73 左右，係來自於相位角之影響，圖 9(a) 至圖 9(c) 為理論與實驗之非共振 ODS 比較，整體理論及實驗振型比對有相位角之影響，因此振型有偏移之現象產生，因為低頻之故使得部分點不佳，導致影響實驗與理論之比對。圖 9(b) 及圖 9(c) 知道，實驗與理論 ODS 之形狀相似，不但有在比例上之誤差且有相位角之影響，整體而言理論與實驗之 ODS 於非共振激振下除部分點結果不佳外，其於均有良好之吻合性。

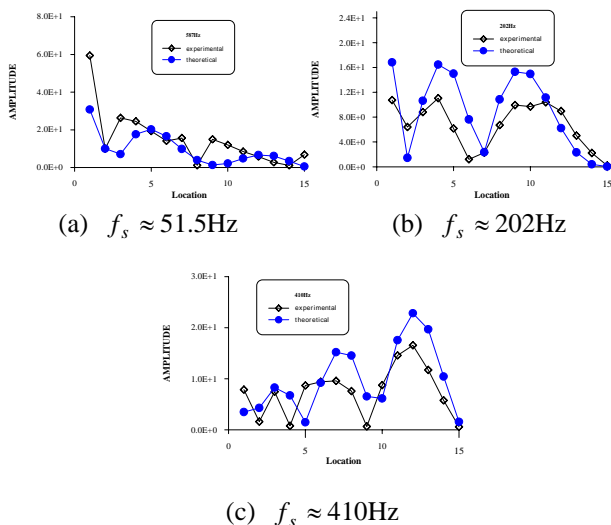


圖 9、非共振激振理論與實驗比較圖

伍、結論

本文旨在利用壓電材料樑實驗模態分析之結果進行理論及有限元素分析比對，透過模態參數之比較驗證其所架構理論模型之正確性，並驗證理論 ODS 與實驗之適用性及準確性，可以得到以下結論：

1. 模型驗證分析結果得知自然頻率及模態振型均有良好之比對。
2. 透過共振激振與非共振激振得知，理論 ODS 和實驗量測所得之 ODS 有良好之吻合性。
3. 非共振激振之比對有相位角差，系來自於系統阻尼產生複數模態所造成之影響。
4. ODS 理論與分析得知振型比對有比例上之差異，初步歸於壓電薄膜之材料性質及黏著層效應所影響。
5. 確定理論分析之正確性，以便爾後進行又 ODS 預測模態振型。

誌謝

本文學門：結構與振動，計畫名稱：智慧型材料結構系統於作業狀態之模態測試，計畫編號：NSC91-2212-E-020-003，計畫執行期限：91/08/01 ~ 92/07/31，計畫主持人：王栢村 教授及吳德和 副教授，由國科會經費補助特此申謝。

六、參考文獻

1. 廖秋峰，1988，「PVDF 高分子壓電性及焦電性薄膜」，材料與社會，第二十二期，第 37-39 頁。
2. 張所鉉，1995，「智慧型系統之致動器與感應器」，科儀新知，第十六卷，第六期，第 30-41 頁。
3. 王栢村，1994，「智慧型材料系統簡介」，噪音會訊，第五期，二月，第 31-36 頁。
4. Johansen, S., and Madsen, K. D., 1992, "Operating Deflection Shapes a Fast Developing Technique," Proceeding of the 10th International Modal Analysis Conference, San Diego, California, Vol. 2, pp. 1181-1188.
5. Hermans, L. Herman, V., Mathieu, L., and Coppens, D., 1997, "Modal Parameter Extraction From

In-Operation Data,” Proceeding of the 15th International Modal Analysis Conference, Orlando, Florida, Vol. 1, pp. 531-539.

6. Herman, V., and Hermans, L., 1999, “Applications of Structural Model Identification During Normal Operating Conditions: an Overview of the Eureka Project Sinopsys,” Proceeding of the 17th International Modal Analysis Conference, Kissimmee, Florida, Vol. 1, pp. 27-34.
7. Geberson, H. A., and Stone, P. L., 1992, “Classification of Diagnostic Machinery Vibrations With Operational Shapes Analysis,” Proceeding of the 10th International Modal Analysis Conference, San Diego, California, Vol. 2, pp. 1381-1388.
8. Pai, P. F., and Young, L. G., 2001, “Damage Detection of Beams Using Operational Deflection Shapes,” International Journal of Solids and Structures, Vol. 38, pp. 3161-3192.
9. Waldron, K., Ghoshal, A., Schulz, M. J., Sundaresan, M. J., Ferguson, F., Pai, P. F., and Chung, J. H., 2002, “Damage Detection Using Finite Element and Laser Operational Deflection Shapes,” Finite Element in Analysis and Design, Vol. 38, pp. 193-226.
10. Parloo, E., Verboven, P., Guillaume, P., and Overmeire, M. V., 2002, “Sensitivity-Based Operational Mode Shape Normalisation,” Mechanical System and Signal Processing, Vol. 16, No. 5, pp. 757-767.

Experimental Modal Analysis and ODS Measurement of Beam Structure by PVDF Sensor

Bor-Tsuen Wang

*Department of Mechanical Engineering
National Pingtung University of Science and Technology,
Pingtung, Taiwan, R.O.C., Professor*

Der-Ho Wu

*Department of Mechanical Engineering
National Pingtung University of Science and Technology,
Pingtung, Taiwan, R.O.C., Associate Professor*

Po-Hung Chen

*Department of Mechanical Engineering
National Pingtung University of Science and Technology,
Pingtung, Taiwan, R.O.C., Graduate Student*

Abstract

This paper applies PVDF sensors to experimental modal analysis (EMA). The theoretical model of PVDF-beam can be validated through the comparison of theoretically and experimentally determined modal parameters. The operational deflection shape (ODS) of the PVDF-beam is also numerically and experimentally measured, respectively. Both ODS results for on- and off-resonance excitation conditions are shown and reveal reasonably good agreement. This work demonstrates the feasibility of the use of PVDF sensors in structural modal testing as well as in ODS measurement. The developed methodology can also be applied to other structures in harmonic operation conditions.

Keywords: PVDF, beam, operational deflection shape, mode shape.