

## 壓電智慧型材料結構系統之應用與發展

王栢村

國立屏東科技大學機械工程系教授兼工學院院長

TEL: (08)770-3202 轉 7017

FAX: (08)774-0142

E-mail: wangbt@mail.npust.edu.tw

<http://140.127.6.133/lab>

### 摘要

本文對有關壓電智慧型材料結構系統之應用做一系統性回顧。首先介紹壓電材料結構系統之理論分析方法，其次就壓電智慧型材料結構系統提出四個應用領域，包括振動與噪音控制、智慧型結構測試、外力預測及破壞檢測，分別由文獻回顧介紹其應用理念、方法及實例探討，最後提出未來發展之探討。

關鍵字：智慧型材料、壓電、系統應用

### 一、前言

壓電材料有質量輕、體積小，以及具有良好的壓電特性，其中壓電片(PZT)及壓電薄膜(PVDF)適合當作驅動器或感應器。如圖1為典型壓電材料示意圖，正壓電效應(Direct Piezoelectric Effect)：材料受壓力場作用，會產生電場響應可作感應器。逆壓電效應(Converse Piezoelectric Effect)：材料受電場作用，會產生壓電應變之效應可作驅動器。

有關壓電片的理論模式，已有許多學者提出，Crawley and de Luis [1]最早完整地提出壓電片與結構耦合的靜態模式，包括理想黏在結構表面及嵌合於結構中兩種不同組合的驅動器；並以此推導與懸臂樑耦合之動態模式，最後以實驗證明理論模式。Wang and Rogers [2]應用古典複合層板理論(Classical Laminate Plate Theory)於壓電驅動器，得到驅動器的等效力及彎矩。Wang and Rogers [3]並利用其結果發展層板的應變能模式(Strain Energy Model)，導出純彎曲變形壓電片耦合於複合層板及樑的驅動模式。關於壓電薄膜之的理論模式亦有許多論文研究，Hubbard [4]發展出壓電薄膜的均佈參數模式(Distributed Parameter Model)，並推導動條狀壓電薄膜的驅動及感應理論，可從事一維樑的振動控制。Lee and Moon [5]發展出模態驅動器及感應器(Modal Actuator/Sensor)理論，利用各種特定形狀之壓電薄膜，可分別求出特定的模態參數。Collins et al. [6]則提出特定形狀之壓電薄膜的設計、製造及應用。

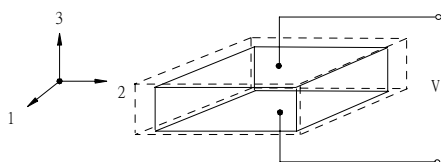


圖 1、壓電效應示意圖

目前壓電轉換器已經被廣泛應用於結構振動、噪音控制等領域中[7-25]。亦有研究將壓電轉換器發展於模態分析之應用，Sun et al. [26]由壓電片的 electric admittance 推導出頻率響應函數，進行樑的實驗模態分析，得到曲率振型。Wang [27]則推導出傳統轉換器與壓電轉換器四種組合，彼此頻率響應函數及振型(mode shape)的關係，其結果可應用於簡支樑的實驗模態分析。Wang [28]則提出任意驅動器及感應器形式於結構模態測試之理論分析，也給予應用壓電轉換器於結構測試之理論基礎。

本文旨在對壓電材料結構之相關研究作一系統性之回顧，著重在筆者近年之研究成果之整理與探討，希藉由本文之回顧能對壓電材料智慧型結構之應用有一整體發展概念。

### 二、壓電材料結構系統之分析

圖2為複合材料樑具有壓電驅動器之示意圖[2]，以複合材料理論建立壓電驅動器之理論分析模型，壓電驅動器可以隱含於任意之疊層，圖3為單一壓電驅動器於某一疊層之動作示意圖，可產生一等效力  $P_{eq}^k$  及等效力矩  $M_{eq}^k$ 。假設壓電片黏貼於一樑之上下兩側如圖4所示，給予上下相差180度之電位差，將可形成純彎曲之驅動效應，即  $P_{eq} = 0$ ，等效力矩為作用在壓電驅動器兩端之彎曲力矩大小相等方向相反。幾種典型之壓電驅動器效應整理如表1，包括(1)純彎曲(pure bending)，(2)純引伸(pure extension)，(3)單邊非對稱驅動(axisymmetric)，(4)中間層引伸驅動。

類似一維樑的複合材料理論分析理念也可擴充應用到板結構[3]，如圖5為複合材料板包含壓電驅動器之數學模型，表2為壓電驅動幾種可能模式，包括：垂直面均佈力、線均佈力、線均佈力矩及點力作用於端點等，如以圖6為例做說明，如同圖4純彎曲驅動之壓電樑擴充到二維之壓電板純彎曲驅動模式，其等效力形式為作用於壓電驅動器四週之線均佈力矩。

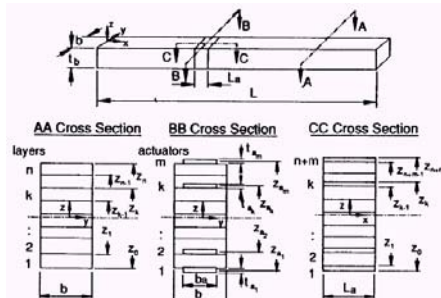


圖 2、複合材料樑具有壓電驅動器之示意圖[2]

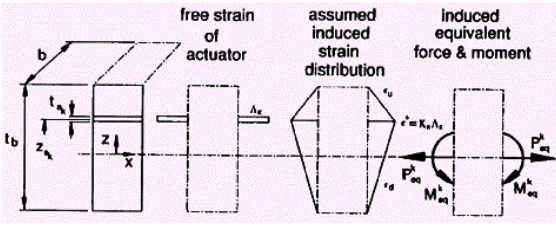


圖 3、單一壓電驅動器之動作示意圖[2]

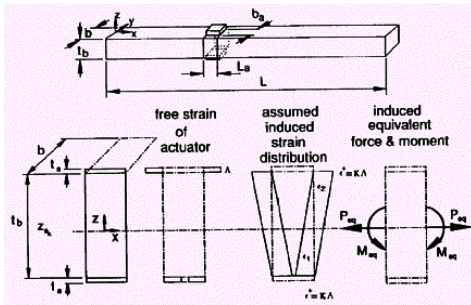


圖 4、純彎曲壓電驅動器[2]

表 1、幾種壓電驅動器安排之效應[2]

case	strain-energy	pin-force
(1) pure bending 	$M_e = \frac{1}{6} \frac{t_a^2 E_b}{t_a + t_b} b \lambda$	same $(\downarrow = -\frac{1}{t_a} \frac{E_b}{E_a})$
(2) pure extension 	$P_e = \frac{2}{6} \frac{t_b E_b}{t_a + t_b} b \lambda$	$P_e = \frac{2}{2} \frac{t_b E_b}{t_a + t_b} b \lambda$
(3) 	$P_e = \frac{1}{6} \frac{t_b E_b}{t_a + t_b} b \lambda$ $M_e = \frac{1}{2} \frac{t_b E_b}{t_a + t_b} b \lambda$	$P_e = \frac{1}{1} \frac{t_b E_b}{t_a + t_b} b \lambda$ $M_e = \frac{1}{2} \frac{t_b E_b}{t_a + t_b} b \lambda$
(4)	$P_e = \frac{1}{1} \frac{t_b E_b}{t_a + t_b} b \lambda$	same

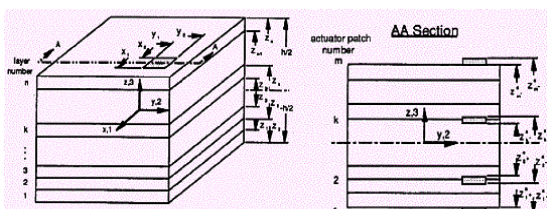


圖 5、複合材料板包含壓電驅動器之數學模型[3]

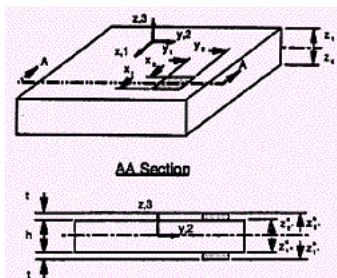


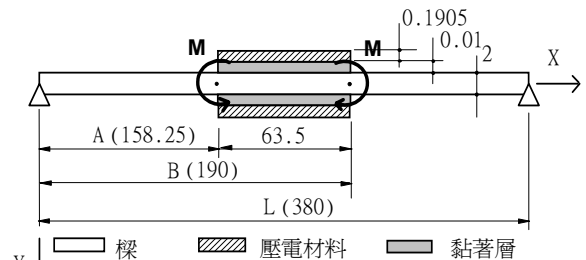
圖 6、方板純彎曲壓電驅動器[3]

王和曾[29]在應用商用有限元素軟體，以熱應變來模擬壓電應變，完全不需推導壓電元素模型，即可以分析壓電材料應用於樑結構之驅動情形，所探討之簡支樑系統如圖 7，同時考慮具有黏著層情況之驅動反應情形，建立有限元素幾何模型及邊界條件之設定如圖 8，並描述所使用之分析技巧，最後數值分析以變形、正向應力、剪應力之分佈分別與 Wang and Rogers[2]如圖 8(a)及 Clark et al.[30] 如圖 8(b)之理論結果做分析比較，同時有限元素分析也考慮具有黏著層效應之結果。比較結果顯示，有限元素分析與理論模式有相當程度之吻合。

王等人[32]採用類似之分析技巧，使用有限元素分析之熱膨脹分析來模擬樑受壓電材料作用下之變形及應力分析，各別考慮了不同邊界及不同壓電材料位置的情形，探討論分析之合理性。圖 10 係以樑元素建立有限元素模型，施以由理論分析求得知壓電驅動器等效力矩  $M$ ，可求得壓電樑之變形及應力；圖 11 則為以熱應變取代壓電應變之有限元素模型示意圖；圖 12(a)及(b)分別為在簡支樑及懸臂樑有相同壓電驅動器作用下之結構變形。

表 2、二維壓電驅動器等效力示意圖[3]

$H(x, y) = [H(x - x_1) - H(x - x_2)][H(y - y_1) - H(y - y_2)]$	
$\frac{\partial H}{\partial x} = [\delta(x - x_1) - \delta(x - x_2)][H(y - y_1) - H(y - y_2)]$	
$\frac{\partial H}{\partial y} = [H(x - x_1) - H(x - x_2)][\delta(y - y_1) - \delta(y - y_2)]$	
$\frac{\partial^2 H}{\partial x^2} = [\delta'(x - x_1) - \delta'(x - x_2)][H(y - y_1) - H(y - y_2)]$	
$\frac{\partial^2 H}{\partial y^2} = [H(x - x_1) - H(x - x_2)][\delta'(y - y_1) - \delta'(y - y_2)]$	
$\frac{\partial^2 H}{\partial x \partial y} = [\delta(x - x_1) - \delta(x - x_2)][\delta(y - y_1) - \delta(y - y_2)]$	



單位:mm  
圖 7、壓電材料樑系統示意圖[29]

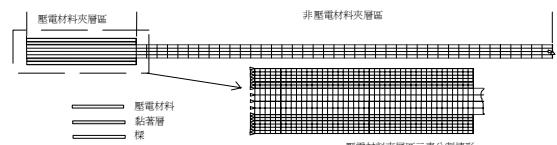


圖 8、壓電材料系統元素分割[29]



王等人[33]及 Wang *et al.*[30]以有限元素分析(Finite Element Analysis, FEA)應用泛用型商業軟體(ANSYS)對圖 13(a)之懸臂樑(cantilever beam)結構搭配壓電薄膜感應器做理論模型分析,實驗方法與架構如圖 13(b)圖 14(a)所示為模擬一陣列之方形壓電薄膜感應器黏貼在懸臂樑結構表面上,在受點力激振下之振動模態分析。在有限元素分析中懸臂樑結構使用三維立體元素(Solid45),壓電薄膜使用三維耦合場立體元素(Solid5),有限元素模型示意如圖 14(b),將壓電薄膜與懸臂樑之結構幾何模型耦合在一起,首先對此結構進行模態分析(modal analysis),求得結構之自然頻率(natural frequency)與振型(mode shape),其中點力激振器與壓電片感測器之特徵函數可分別定義為位移振型及壓電薄膜兩端斜率差振型,針對懸臂樑而言,此壓電薄膜兩端之斜率差振型可證明與位移振型具有比例以及映射之關係。壓電樑結構之前四個側向彎曲模態振型如圖 15。

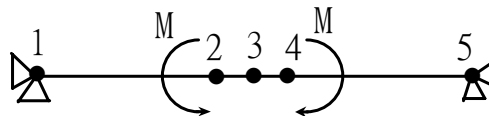


圖 10、純彎曲理論有限元素模型[32]

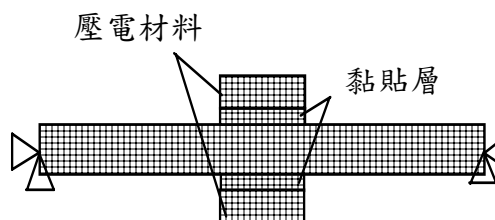
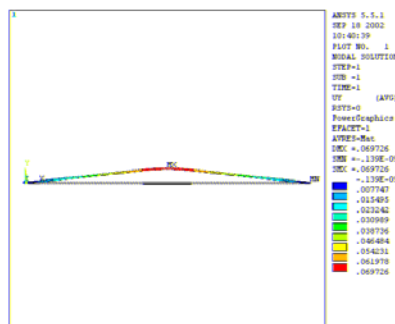


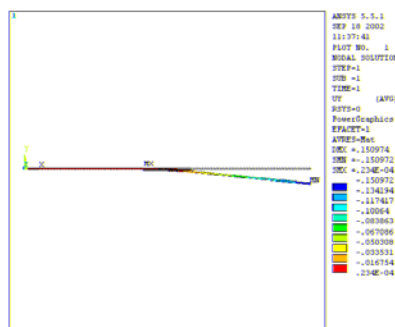
圖 11、簡支樑有限元素模型[32]

本節介紹壓電材料結構之理論分析方式,包括結合複合材料理論之力學分析,應用熱變形模擬壓電變形之等效分析,以及直接應用壓電元素之有限元素分析等,綜合討論如下:

1. 壓電結構理論模式,由於不同結構及壓電驅動器或感應器形式差異,理論分析模型則需另行推行,以適應不同結構特性之需求。
2. 以熱應變模擬壓電應變有其簡易性,可以在結構靜力分析下取代複雜之壓電特性分析,不過僅適於變形及應力之探討,較不適於動態分析之應用。
3. 以商用 FEA 軟體而言,已經提供了壓電元素,經適當之驗證分析,未來更可適用於不同複雜結構、邊界效應之壓電結構分析,同時不論是靜力或動態分析均可適用。

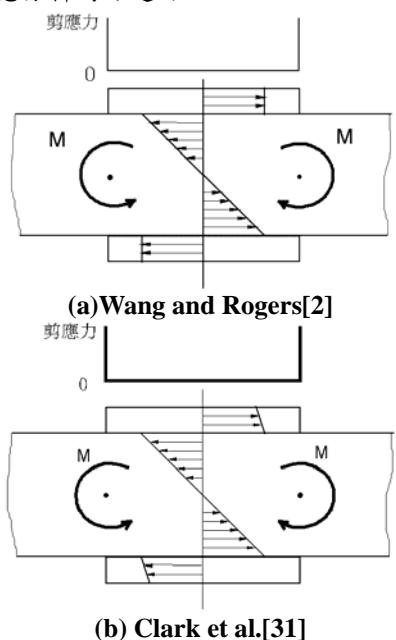


(a) 簡支樑



(b) 懸臂樑

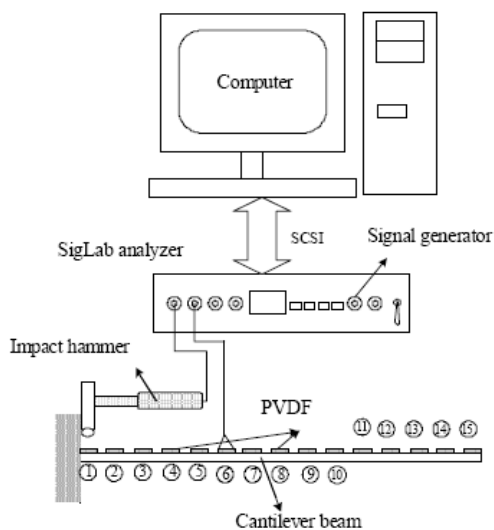
圖 12、壓電樑結構之位移圖[32]



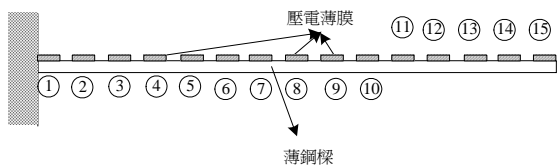
(a) Wang and Rogers[2]  
(b) Clark et al.[31]  
圖 9、理論正向應力與剪應力



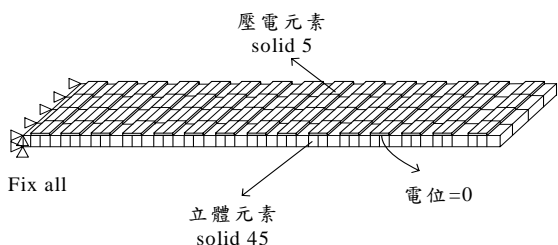
(a) 實體照片



(b) 實驗架設圖  
圖 13 實驗測試圖[30]



(a) 系統示意圖



(b) 有限元素模型  
圖 14、壓電材料樑模型圖[33]

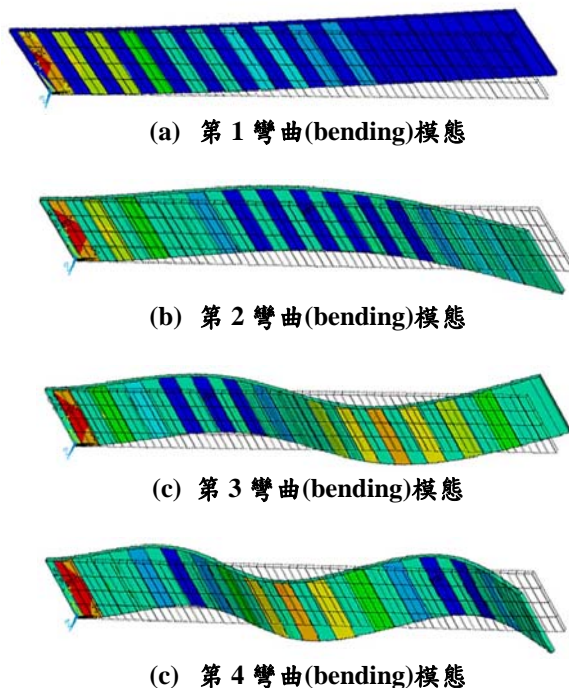


圖 15、壓電樑結構之模態振型[33]

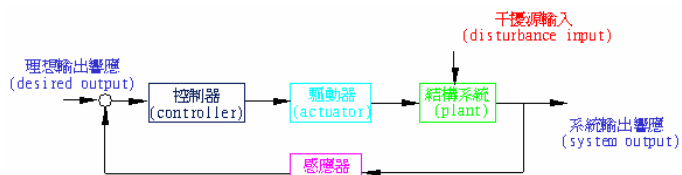


圖 16、主動控制系統方塊圖

### 三、壓電智慧型材料結構系統之應用

本節將對壓電智慧型材料結構系統之應用分四部份分別探討。

#### 4.1 智慧型材料結構系統於控制之應用

典型的主動控制系統方塊圖如圖 16，包含了驅動器、感應器、控制器及結構系統等，由感應器量測得知系統輸出，經由與系統之預定輸出值做比較，再藉由控制器之計算送出控制信號給驅動器，以控制系統之輸出響應。圖 17 為智慧型材料結構控制系統理念演變，被動控制：係透過改變結構系統之形狀，尺寸，材料性質，藉以達到控制之目的，或者以阻尼 (Damping) 材料吸振，以振動吸收器 (Absorber) 吸收振動能量，以振動隔離器 (Isolator) 隔離振動，以隔音、吸音方式減少噪音等方式。主動控制：則需有如圖 16 之系統元件以期能控制結構振動、或音場響應。智慧型控制理念則將結合被動控制及主動控制元件，整合於一結構系統使達到振動或是噪音控制之需求。

Wang [17]在探討樑振動之混合主動和被動控制的可行性。考慮之系統如圖 18，乃是一簡支樑受協振點力之干擾激振，利用簡潔的均佈驅動器，如壓電驅動器，為主動控制源，來減小樑的橫向振動，並採用最小平方前饋控制方式，同時，也加上被動控制元件之一的阻塊適當地置於樑上，因而藉著改變樑的物理性質來減小樑之橫向振動。利用線性平方法求小值理論，可計算最佳的控制電壓，以供給壓電驅動器，使能得到最小的成本函數，此成本函數乃是由一串加速度感應器測量而得的加速度最小平方和或為理想之均佈加速度感應器所測得之最小平方和。圖 19 為不同感應器數目振動控制效果之比較，本研究討論了主動壓電驅動器控制源以及被動控制元件阻塊在樑之振動控制效果，結果顯示樑之振動在混合主動與被動控制是可行的。本研究也提供了智慧型材料結構系統的設計原則。

Wang [20]進一步導入壓電薄膜感應器於智慧型材料結構系統之主動振動控制，所考慮之系統如圖 20，並比較壓電薄膜與傳統加速度計兩者感應器控制效果，圖 21 為不同壓電薄膜感應器位置於結構振動控制之比較。

聲音之產生與傳播，可歸類一是來自流場流動所引發之介質波動，如吹口哨、管樂器發聲機制等；再則是來自結構振動所引發之介質波動結構噪音如圖 22 所示，當結構體由於外在音源或者結構本體之干擾力而產生結構振動，將引發結構聲音輻射之效應，瞭解聲音之傳遞及噪音控制，可由音源(source)、傳播路徑(path)及接受者響應(receiver)三個方向考慮。

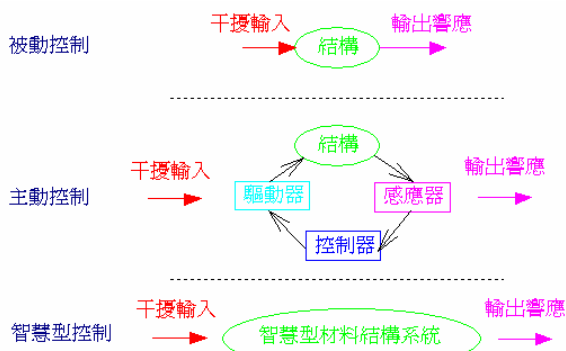


圖 17、智慧型材料結構控制系統理念

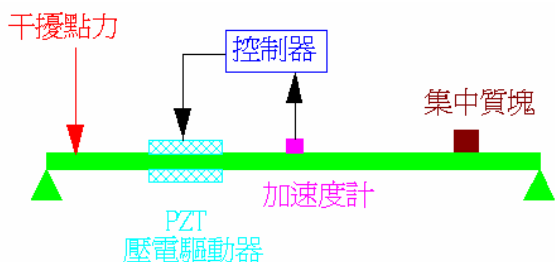


圖 18 簡支樑之結構振動混合主動與被動控制[17]

Displacement Distribution of the Beam for Different Number of Accelerometers,  $f=33\text{Hz}$

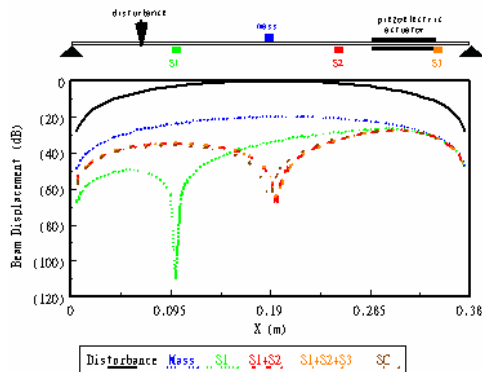


圖 19 不同感應器數目於結構振動混合主動與被動控制之比較[17]

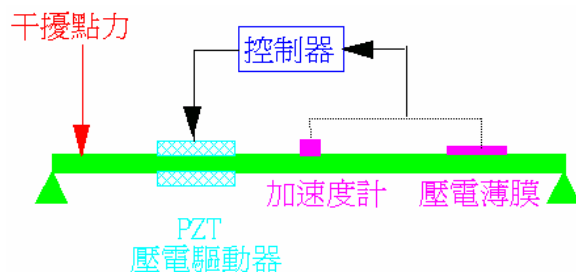


圖 20 加速度計與壓電薄膜感應器之比較[20]

Effect of Different Location of PVDF Sensors,  $f=130\text{Hz}$

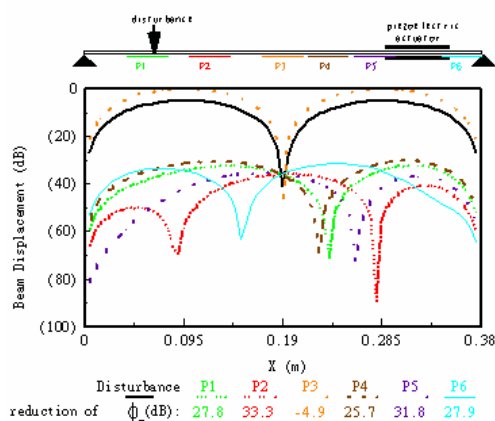


圖 21 不同壓電薄膜感應器位置於結構振動控制之比較[20]

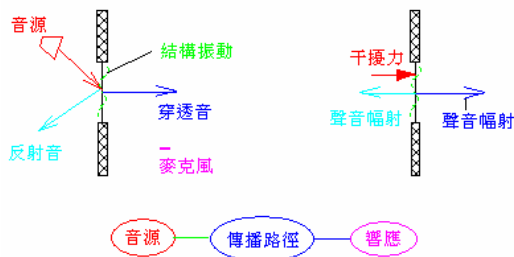


圖 22 聲音之產生與傳播

Wang [23]使用壓電驅動器及壓電薄膜感應器進行主動控制無限長剛體屏障的簡支樑之遠場聲音輻射如圖 23，樑假設受到簡諧激振之點力干擾源，壓電材料黏貼在樑上作驅動器以控制樑之遠場聲音輻射，壓電薄膜則作為結構之感應器，應用一求最小值方法，來計算最佳之壓電驅動器輸入電壓，使能將成本函數最小化，此成本函數為感應器信號之最小平方值。分別作輻射指向圖和波數分析以評估控制效果，結果顯示，使用此精簡均佈式驅動器及感應器能有效減小遠場之聲音輻射，在共振激振時，可減小聲壓位階 20~50dB，但是在非共振激振時，聲壓減小很少，甚至會有盈溢現象，乃由於不適當的驅動器及感應器位置，證明使用結構型驅動器及近場之感應器作遠場聲音輻射控制之有效性，更為智慧型材料結構系統之潛在應用。圖 24(a)及(b)分別為共振及非共振激振時控制前、後之聲音輻射指向圖。

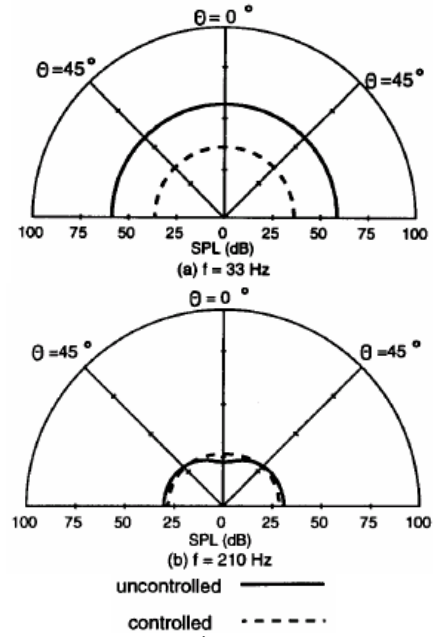


圖 24 樑結構之聲音輻射指向圖[23]

Wang [24]探討發展一套設計方法應用於主動結構噪音控制中壓電驅動器與感應器之最佳化位置設計。考慮在無限長剛體屏障之簡支樑受一簡諧激振點力作用如圖 23，在最小平方前饋控制方式下，以壓電晶片黏貼於樑之表面作為控制驅動器，又以壓電薄膜作為結構型誤差感應器。架構以輻射聲能為基礎之目標函數，並定義壓電驅動器及感應器位置為設計參數之最佳化問題，配合線性平方最佳控制理論計算驅動器之控制電壓，以遺傳學演算法求得片狀壓電驅動器及感應器之最佳位置，結果顯示最佳化之壓電驅動器及感應器比任意選擇者，有較佳之聲音輻射控制，特別在非共振激振時，更可有效減少散溢(spill over)現象。圖 25 為不同設計流程之壓電驅動器與壓電薄膜感應器最佳化位置，圖 26 為最佳化之樑結構聲音輻射指向圖比較，可看出不論共振或非共振激振狀態，最佳化之壓電驅動器與壓電薄膜組合均有較佳之聲音輻射控制效果。

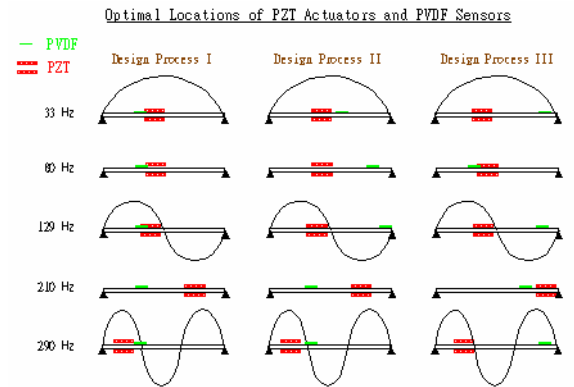


圖 25 壓電驅動器與壓電薄膜感測器位置最佳化[24]

Wang [25]也探討壓電驅動器與麥克風感測器於結構噪音控制之最佳化位置如圖 27。圖 28 為不同數目之麥克風於最佳化安置後，聲音輻射控制效果之比較，大體上麥克風愈多控制效果愈好。

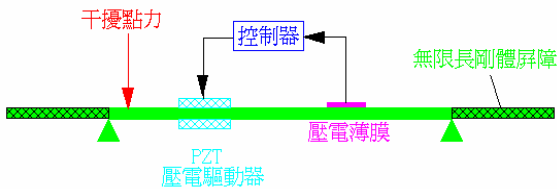


圖 23 智慧型材料結構之噪音控制[23]

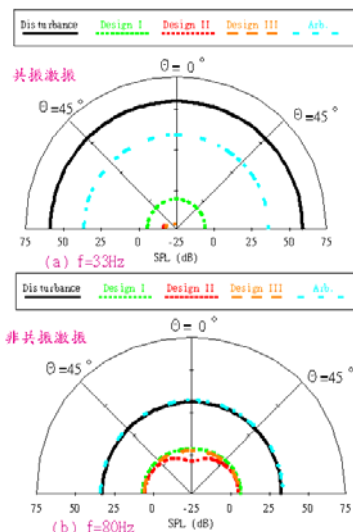


圖 26 最佳化之樑結構聲音輻射指向圖比較[24]



Wang [32]進一步發展以一陣列之加速度計或壓電薄膜作波數感測，結構系統如圖 29，考慮一具無限長剛體屏障之簡支樑，受簡諧外力激振，以壓電片為驅動器，將此陣列式感測器信號取離散波數轉換以求取波數轉換函數，圖 30 為以壓電薄膜作波數感測之控制信號流程圖，並以在超音波域之任一個波數平方值定義為成本函數，再以最小平方求小值法可求得輸入壓電驅動器之控制電壓，分別以加速度計及壓電薄膜進行波數感測，並評估二者在聲音幅射控制之效果。圖 31 為以不同數目之陣列壓電薄膜作波數感測控制之樑結構聲音幅射指向圖比較，結果顯示對應於波數方位角之聲壓及成本函數均可大幅降低，因此以離散波數轉換之波數感測可達到控制效果。本文提供以壓電材料為基礎之波數感測方式，加強了智慧型材料結構系統在主動噪音控制之感測能力。

智慧型材料結構系統係指結構系統具有感知與自我調整能力，以滿足工程需求與適應外在環境之變化，以質量輕體積小之壓電片做驅動器，另以壓電薄膜做感測器可應用於結構振動與噪音控制。結合主動與被動控制原理做結構樑之振動控制[17,20]，進而做樑結構之聲音幅射分析與控制[21,23]；比較三種實用型感測器，包括加速度計、麥克風及壓電薄膜[22]，並分別對麥克風與壓電驅動器應用於聲場控制之最佳化位置作分析[34]，以及完全以壓電材料作感測與驅動器之最佳化設計[24]，另外，發展應用壓電薄膜作波數域(wavenumber domain)感測技術之建立[32]，以及配合壓電薄膜作波數域感測時之最佳壓電驅動器位置的分析設計[35]，又針對各種可能應用選為作主動控制之成本函數做系統性之比較分析[36]，以期更有效地做結構噪音控制，及應用到其它結構系統。

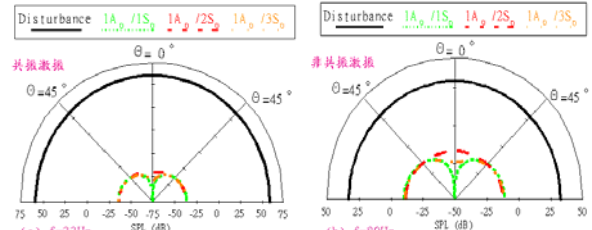


圖 28 最佳化之樑結構聲音幅射指向圖比較[25]

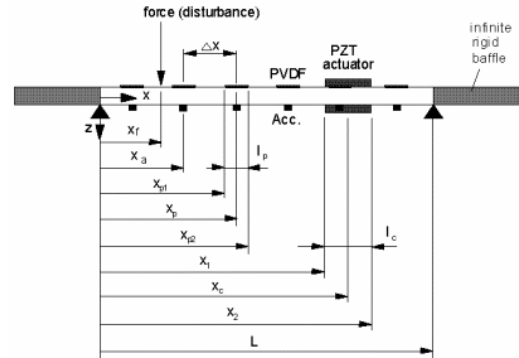


圖 29 加速度計或壓電薄膜作波數感測之噪音控制[34]

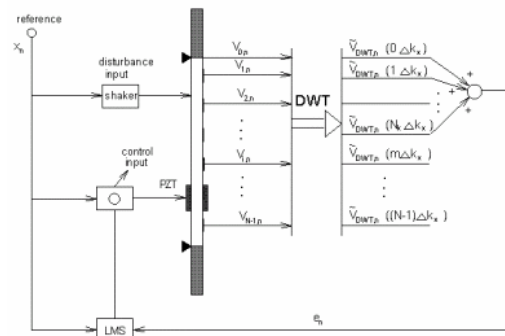


圖 30 波數感測控制信號流程圖[34]

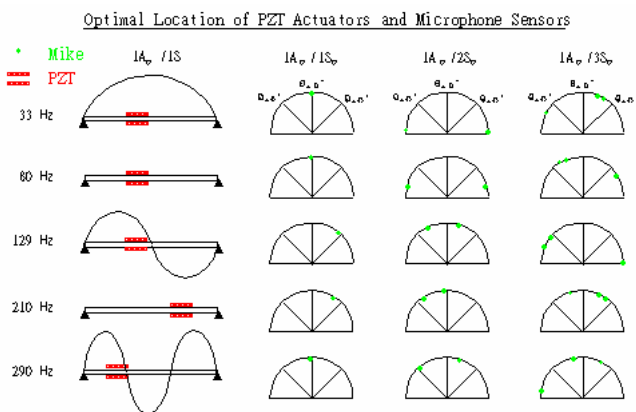


圖 27 壓電驅動器與麥克風感測器位置最佳化[25]

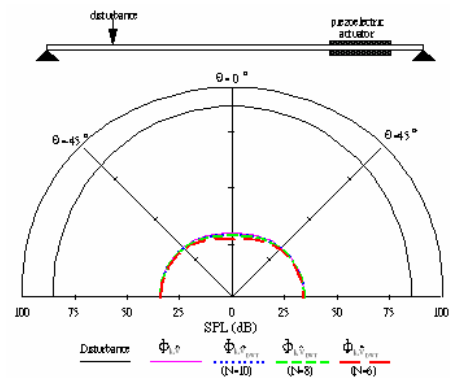


圖 31 波數感測控制之樑結構聲音幅射指向圖比較[34]

#### 4.2 智慧型材料結構系統應用於結構測試

結構振動問題之實驗量測分析可概分成兩大方向：

##### 1. 信號分析(signal analysis)：

以圖 32 典型的系統方塊圖(system block diagram)作說明，信號分析係針對所量測之輸出響應(response)以了解此輸出信號之特性，以作為其他之工程應用，典型之信號分析如振動位準(vibration level)、噪音位準(sound level)，操作變形振型(operational deflection shape, ODS)，振動強度(vibration intensity)，聲音強度(sound intensity)，溫度等。信號分析不在了解輸入狀態或系統之內涵，而在由適當的輸出響應來了解在未知之輸入時的系統狀態。

##### 2. 系統分析(system analysis)

系統分析之目的則在了解系統之內涵，而系統之內涵可以由三個層次說明如下：

(1) 物理域形式：如圖 33(a)為對應於單自由度振動系統之物理域形式系統方塊圖，其中  $m$ 、 $c$  及  $k$  為系統之內涵，分別代表質塊、阻尼及彈簧元件，也是代表系統內涵可度量之物理量，亦即質量、阻尼係數及彈簧常數。而典型之輸入物理量為外力  $f(t)$ ，而輸出物理量為系統質塊之位移響應  $x(t)$ 。若為線性系統，則此系統內涵包括質量、阻尼係數及彈簧常數，並不會因輸入量之大小不同而有所改變。

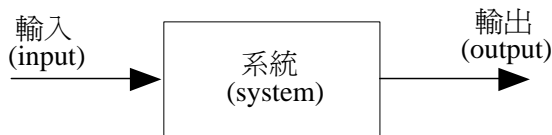


圖 32 典型之系統方塊圖

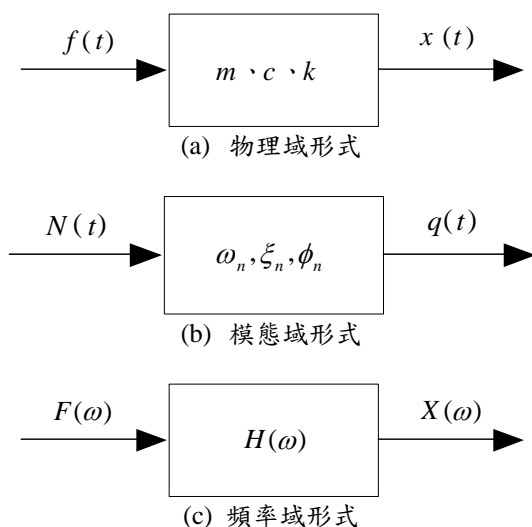


圖 33 對應於單自由度振動系統之系統方塊圖

- (2) 模態域形式：如圖 33(b)為對應於單自由度振動系統之模態域形式系統方塊圖，其中  $\omega_n$  為自然頻率及  $\zeta$  為阻尼比，分別為此單自由度振動系統之模態參數，代表此系統模態域之內涵。若系統為多自由度系統或連續系統則模態振型  $\phi_n$  亦為系統內涵，同樣此模態參數為系統內涵，且為系統之固有特性不會因輸入之不同而變化。任意一個結構系統皆有其固有之振動自然模態(natural modes of vibration)，每一個振動自然模態皆有其對應之模態參數(modal parameter)，模態參數包括自然頻率(natural frequency)，阻尼比(damping ratio)及模態振型(mode shape)。「結構系統」之「模態參數」就如同一種「材料」之「密度」、「楊氏係數」等材料性質，材料性質不會因製作成不同形狀、尺寸之結構而改變其密度及楊氏係數，而模態參數為一結構系統之固有性質，只要材料、形狀、尺寸、邊界條件不變，不會因受力或其他外部干擾而有所改變。
- (3) 頻率域形式：如圖 33(c)所示為對應於單自由度振動系統之頻率域形式系統方塊圖，其中  $H(\omega)$  為頻率響應函數，當輸入為外力形式時，輸出為系統位移時，此頻率響應函數代表輸入與輸出之關係，在控制領域通稱為轉移函數(transfer function)，在振動分析上，則通稱為頻率響應函數(frequency response function, FRF)也代表系統內涵。頻率響應函數實際上是系統物理參數或模態參數之函數，也就是在求得輸入與輸出間之關係，可表示如下：

$$\text{系統內涵} = \frac{\text{輸出}}{\text{輸入}} \quad (1)$$

實驗模態分析(Experimental Modal Analysis)或實驗模態測試(Experimental Modal Testing)，最主要目的在發展具體之方法步驟及實驗量測方式，以求得實際結構之數學模型，可表示成模態參數之數學模型或表示成物理參數之數學模型。具體之實驗模態分析步驟如圖 34，分成四個階段：

1. 量測階段：必須具備適當之量測儀器，以量測得輸入及輸出響應，並應有適當之量測技術以確保量測品質及其正確性。典型之輸入為外力，以力轉換器(force transducer)量測，而結構輸出響應典型之感測器(sensor)為加速度計(accelerometer)。
2. 信號處理階段：對已量得之輸入及輸出信號之時間域響應，通常需進行濾波(filtering)、取樣(sampling)、數位至類比轉換(A/D converting)、加權(weighting)、快速傅立葉轉換(fast Fourier Transform, FFT)等信號處理過程，以獲得圖示之各種函數，其中最重要的是頻率響應函數  $H(\omega)$ ，有關信號處理及分析技術本文不深入探討。



3. 模態參數擷取階段：由前階段已量測可得到系統內涵之頻率響應函數，透過各種曲線嵌合(curve fitting)技術或稱模態參數擷取方法(modal parameter extraction method)，可以求得表示系統內涵之模態參數，亦即可得到模態參數形式表示之數學模型，有關模態參數擷取方法如 Ewins [37]。
4. 資料分析階段：經適當之分析過程，可由模態參數形式之數學模型，求得物理參數形式之數學模型，再作為其他後續應用之分析。

Wang and Wang [39]以理論模擬分析提出以壓電驅動器取代傳統使用之衝擊錘或激振器，配合加速度計作感應器，對懸臂樑作實驗模態分析。文中先以理論推導加速度計與壓電驅動器間之頻率響應轉換函術，並得知加速度振型為位移振型，而壓電驅動器振型為其兩端斜率差振型，在懸臂樑之應用，二者恰為鏡像映射關係，實驗證明可成功地得到前四個模態之自然頻率與阻尼比，除了低頻的第一個振型差異較大外，其餘振型皆與理論振型相當吻合。此測試方式將可應用到結構系統偵測，甚至遙控檢測。王和王[39]、王和陳[40]分別以實驗方式驗證其可行性，圖 35 為壓電材料樑智慧型結構模態測試系統架構圖，圖 36(a)及(b)分別為壓電樑實體照片及系統示意圖。圖 37(a)及(b)分別為實驗求得及理論分析之壓電感應器模態振型(PVDF sensor mode shape)，此振型物理意義為壓電薄膜感應器其兩端斜率差振型，在懸臂樑之應用，恰為鏡像映射關係如圖 37 所示。

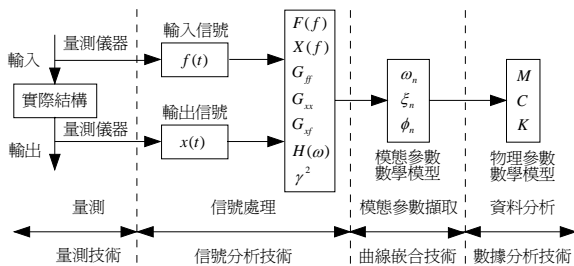


圖 34 實驗模態分析具體步驟

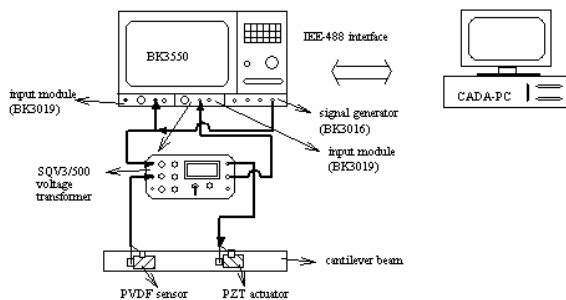
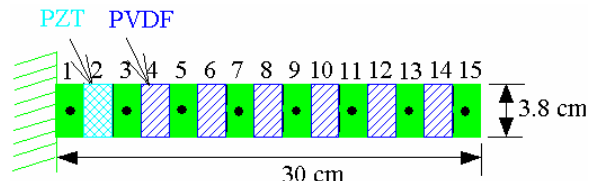


圖 35 壓電材料樑智慧型結構模態測試系統架構圖 [40]

王和許[41]利用 ANSYS 軟體進行壓電轉換器之懸臂樑結構分析模擬，圖 38 為具壓電轉換器懸臂樑之理念有限元素模型和其黏貼在懸臂樑表面之壓電薄膜和壓電片編號，圖 39 為利用有限元軟體分析得到的前四個模態之壓電薄膜振型圖，而由圖 40 PVDF-PZT 之有限元素分析、理論分析和實驗振型比較圖可瞭解，實驗分析之振型有幾個節點比較不理想，導致振型差異稍大外，理論和有限元素之振型均吻合的不錯，且在有限元素分析中，黏貼 7 片和 15 片分析之振型結果比對吻合均不錯。故整體上，有限元素振型之節點與理論和實驗之節點均有相吻合。

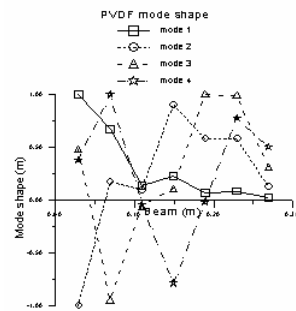


(a) 實體照片

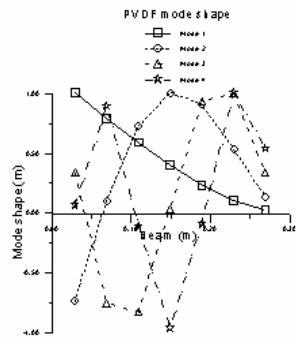


(b) 示意圖

圖 36 壓電材料樑結構[40]



(a) 實驗振型



(b) 理論振型

圖 37 壓電材料樑結構模態振型[40]

Wang and Chen [39]進一步將前述一維壓電樑結構測試理念擴充到二維板結構，圖 41 為壓電材料板智慧型結構模態測試系統架構圖，以壓電陶瓷(PZT)及壓電薄膜(PVDF)分別為驅動器及感應器，圖 42(a)及(b)分別為壓電材料板實體照片及系統示意圖。由理論分析及實驗驗證可以完全以壓電轉換器取代傳統模態測試使用之衝擊錘及加速度計，並可以合理的求得結構模態參數，圖 43 及 圖 44 分別為理論及實驗求得之前四個模態振型，可看出相當吻合。

王和許[42]利用有限元素模擬壓電薄膜，黏貼在簡支板結構表面作為感應器，受到點力或由壓電片激振之驅動器之振動模態分析，圖 45 為利用有限元素軟體分析得到前四個模態振型圖，在由圖 46 可瞭解，有限元素分析之四個模態振型在第  $f_{1,1}$  模態和第  $f_{2,2}$  模態中有幾各節點誤差稍微大外，但其模態振型均有出現，且和實驗與理論振型吻合的不錯，表示有限元素分析可以成功模擬出簡支板模態振型。

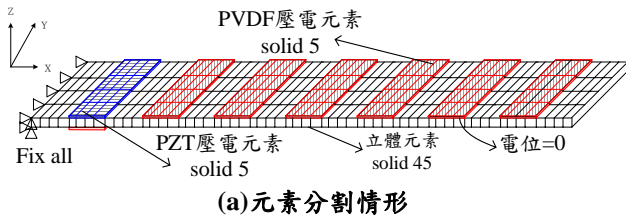


圖 38、PVDF-PZT 之理念有限元素模型[41]

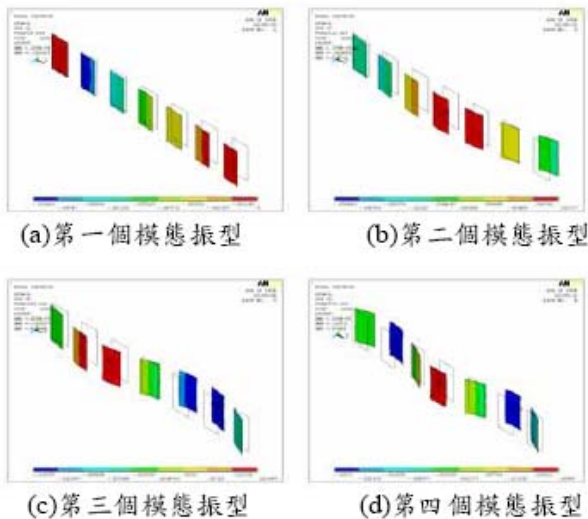


圖 39 PVDF-PZT 之有限元素振型圖[41]

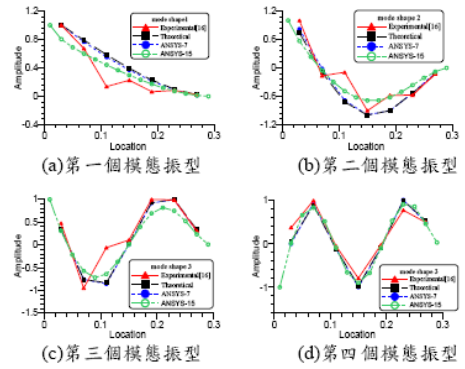


圖 40 PVDF-PZT 之有限元素分析、理論分析和實驗振型比較圖[41]

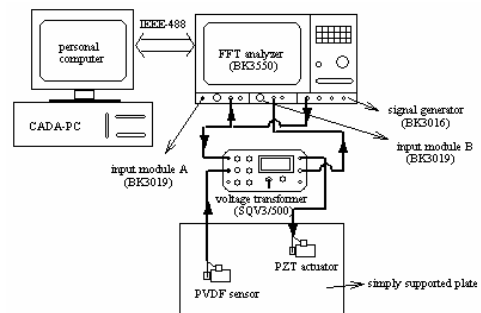
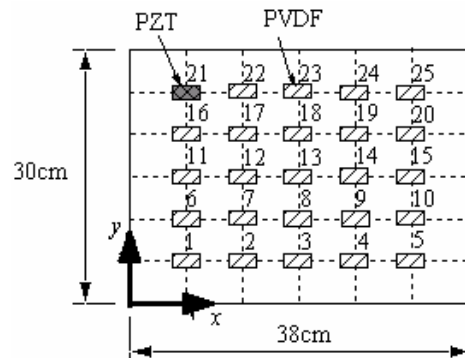


圖 41 壓電材料板智慧型結構模態測試系統架構圖 [39]



(a) 實體照片



(b) 示意圖

圖 42 壓電材料板結構[39]

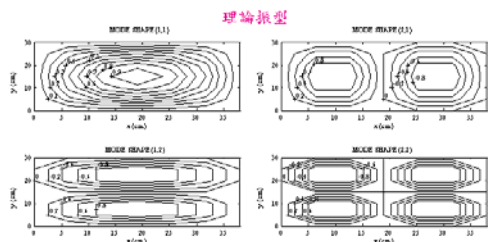


圖 43 壓電材料板結構理論模態振型[39]

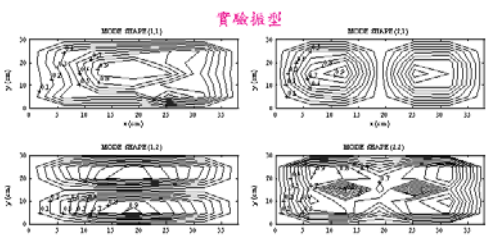
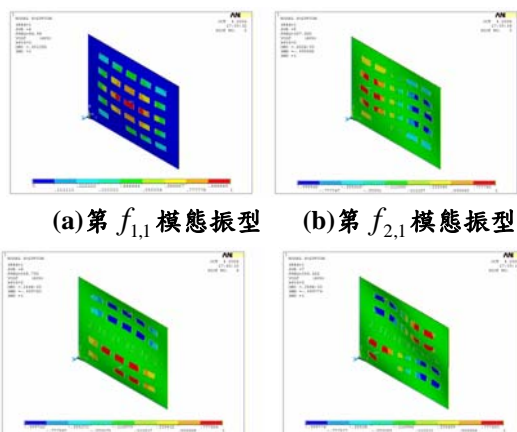
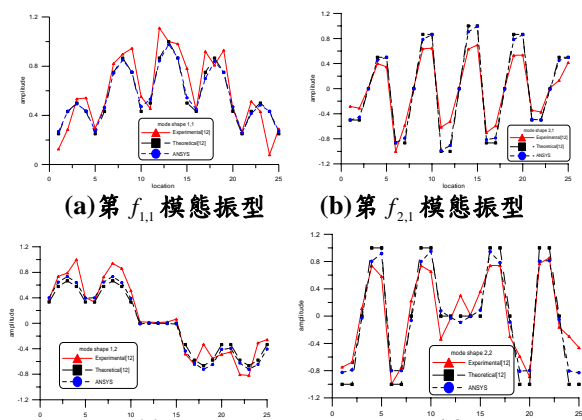


圖 44 壓電材料板結構實驗模態振型[39]



(a) 第  $f_{1,1}$  模態振型 (b) 第  $f_{2,1}$  模態振型  
(c) 第  $f_{1,2}$  模態振型 (d) 第  $f_{2,2}$  模態振型

圖 45 PVDF-force 之有限元素振型圖[42]



(a) 第  $f_{1,1}$  模態振型 (b) 第  $f_{2,1}$  模態振型  
(c) 第  $f_{1,2}$  模態振型 (d) 第  $f_{2,2}$  模態振型

圖 46 PVDF-PZT 之模態振型比較[42]

Wang [28]推導任意形式之驅動器與感測器之實驗模態分析理論基礎，並成功的應用到壓電驅動器 (PZT actuator)及壓電薄膜感測器(PVDF sensor)於結構模態分析與測試陣列式之壓電轉換器(transducer)。一維樑與二維板結構已完成理論與實驗驗證應用智慧型材料結構系統作模態測試，對傳統型與壓電式轉換器以簡支樑之特性響應作比較分析[27]，並提出應用於模態測試之可行性，並以懸臂樑為測試體作可行性分析探討[38]與實驗驗證[39,40]，也擴充至板結構之分析[40]，及實驗證明[43,44]。

為瞭解結構之動態特性，需透過實驗模態分析 (Experimental Modal Analysis, EMA)之方法進行，以求得實際結構之模態參數(Modal Parameter)。一般而言，實驗模態分析往往需要輸入及輸出，在輸入方式則採用衝擊錘(hammer)或是激振器(shaker)進行，而結構之響應輸出則使用加速度計量測，再將量測所得輸入及輸出之訊號輸入頻譜分析儀，透過快速傅立葉轉換(Fast Fourier Transform, FFT)進行處理，便可以得頻率響應函數(Frequency Response Function, FRF)，再透過模態參數擷取方法(Modal Parameter Extraction Method)進而得知模態參數。此傳統模態分析方法可以完整獲得系統輸入及輸出關係，但結構須在靜止狀況下進行，由於會有以上限制條件，故發展一結構於操作狀態下之實驗模態分析有其必要性。

在實際結構當中，其結構往往處於操作狀態 (Operating Condition)下，因此，結構於操作狀態下之響應輸出即為操作變形振型 (Operating Deflection Shapes, ODS)。當結構系統承受簡諧激振外力輸入時，其輸出響應亦為簡諧形式。故發展僅藉由單純量測輸出(output only)的響應，即操作變形振型，來預測結構系統模態振型的分析模式。採用單純量測輸出的響應分析方式，除了可改善傳統模態分析須在靜止狀態下的缺點，亦可提高模態測試分析的適用性及速度，且利用此方式量測而獲得的操作變形振型，不但可瞭解結構系統的實際振動行為，亦可作為破壞檢測或外力預測等分析的參考依據。

當結構系統受簡諧外力激振時，其輸出響應亦為簡諧形式。由頻率響應函數得知，結構系統輸出響應為頻率響應函數與外力之乘積，而結構系統之模態參數如自然頻率、阻尼比及模態振型，其中之自然頻率與阻尼比可經一次實驗模態分析求得，加上簡諧激振外力為已知；因此，利用結構系統輸出響應即操作變形振型在理論上便可預測出結構系統的模態振型。

Wang and Wu [44,46]將針對樑結構系統於操作狀態下，使用時域法、頻域法二種操作變形振型量測方法，將實驗所量測的 ODS 配合實驗模態分析所得到的自然頻率、阻尼比及激振外力，代入所發展的模態振型預測模式中，分別探討共振狀態與非共振狀態下所得之預測模態振型的結果。圖 47 為由 ODS 預測模態振型之理念示意圖，以加速度計進行簡諧操作狀態下之模態測試系統架構及懸臂樑之量測點規劃分別



如圖 48(a)及(b)。圖 49(a)及(b)為應用時間域法求得之 ODS 及預測之模態振型圖，圖 49(c)及(d)為應用頻率域法分析結果，兩種方法均可合理的預測得到結構模態振型。

王和陳[47] 進一步將前述操作狀態下之模態測試理念，導入應用智慧型材料結構，針對一壓電材料樑結構於操作狀態下，採頻率域法量測操作變形振型，並配合一次實驗模態分析所得之自然頻率、阻尼比與外力大小，分別代入模態振型預測程式中，最後進行共振激振與非共振激振之狀況下預測之所得之模態振型結果探討。圖 50(a)及(b)為壓電材料樑結構於簡諧操作狀態下模態測試之系統架構示意圖及實體照片。圖 51 為理論驗證分析於第 2 個模態共振激振下之 ODS 振型與預測之振型圖；圖 52 則為實驗驗證結果，圖 52(a)-(d)分別為由預測模式求得之前四個壓電薄膜模態振型之預測與理論值比較，顯示有不錯之預測，圖 52(e)則為其對應之實驗與預測之 ODS。由這一模態振型預測模式可合理地求得壓電材料樑之模態振型，亦有助於操作狀態下之實驗模態分析進行。由共振激振及非共振激振結果顯示，壓電材料樑之操作狀態下模態振型可由預測程式得到良好之預測。

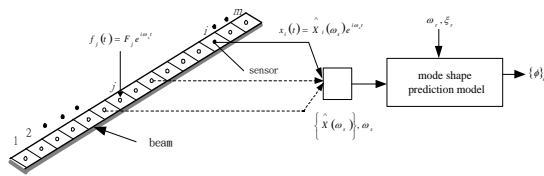
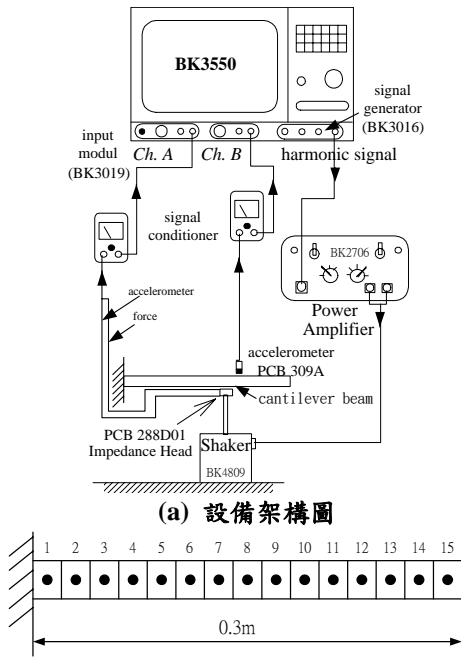


圖 47 由 ODS 預測模態振型之理念[45]



(a) 設備架構圖

(b) 量測點編號

圖 48 以加速度計進行簡諧操作狀態下之模態測試系統架構[44]

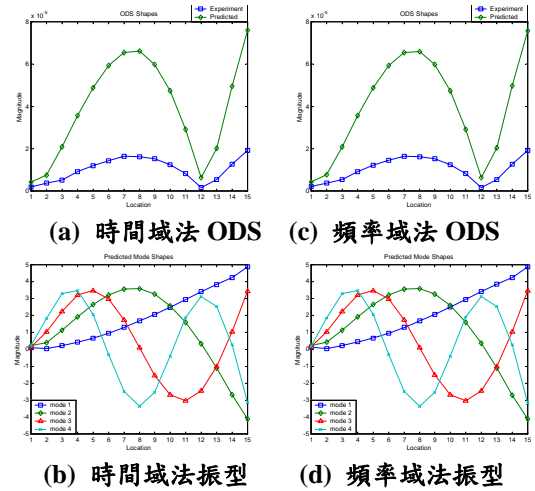
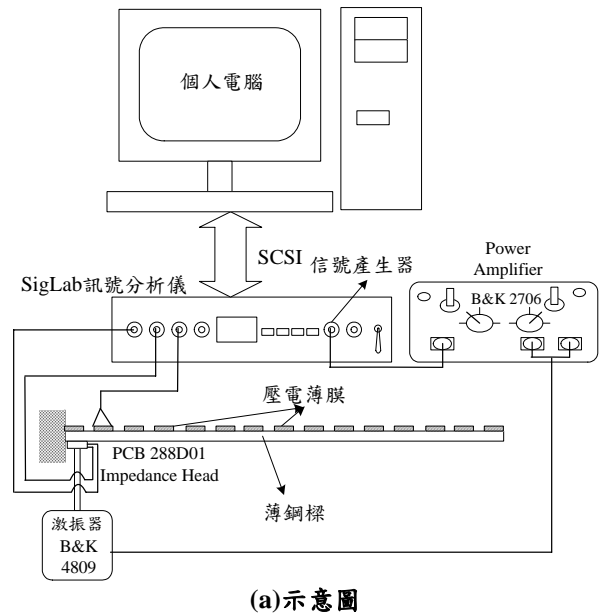


圖 49 共振激振下振型預測， $f_s = 90\text{Hz} \approx f_2$  [44]

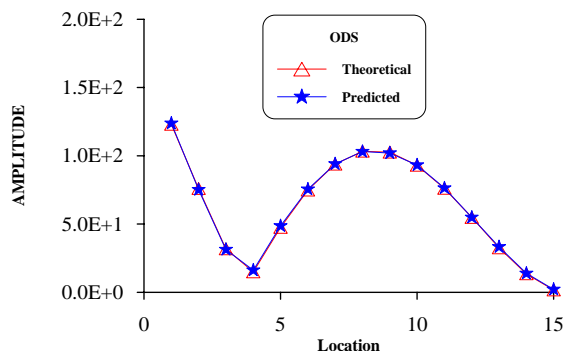


(a) 示意圖

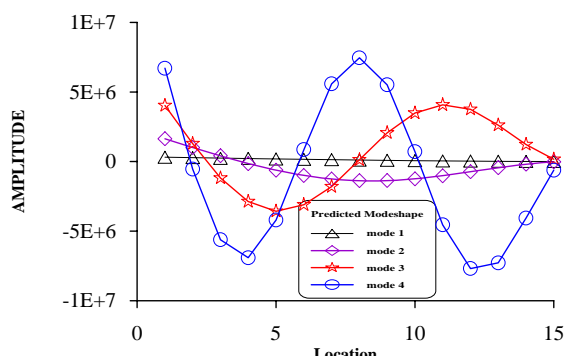


(b) 實體照片

圖 50 ODS 量測之實驗儀器架構圖[47]

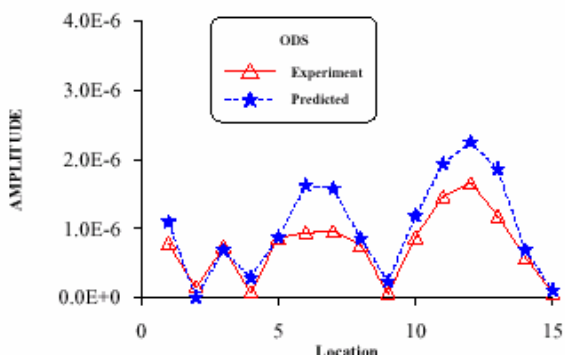


(a) 理論與預測之 ODS 振型比較



(b) 預測所得之振型

圖 51 第 2 模態共振激振下之 ODS 振型與預測之振型圖[47]



(e) 實驗與預測 ODS

圖 52 第 3,4 模態非共振激振下之 ODS 預測振型[47]

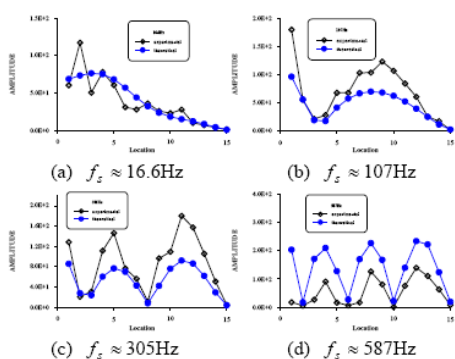


圖 53 共振激振理論與實驗比較圖[48]

王等人[48] 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較，確認其理論模型可行性及適用性，再進行 ODS 之理論分析，並說明壓電材料標於操作狀態下之實驗方法，圖 53 為共振激振理論與實驗比較圖中可瞭解，理論與實驗之 ODS 形狀相似，但均有比例上之誤差，藉由以上文獻之瞭解可對未來可進行更複雜結構之振動模擬分析。

結構系統之模態測試通常係在結構呈靜止或於實驗室之控制環境下進行的，而對實際結構，往往有外力干擾或實際運轉條件，因此結構系統於作業狀態之模態測試與分析相形重要。探討結構系統於作業狀態下，特別是在簡諧外力激振條件下，經由量測系統之操作變形振型，發展模態振型預測模式，以僅有系統之輸出響應時，特別是在作業狀態中之結構，可完整求得結構系統之模態參數，綜合討論如下：

1. 已發展出多自由度系統之操作變形振型求得系統模態振型之預測模式[49]。以加速度計為感測器量測多自由度系統受簡諧外力激振下之操作變形振型響應，進而由預測模式求得系統之模態振型[50]。
2. 進而拓展至連續系統之模態振型預測模式，以懸臂樑及簡支樑結構配合加速度感測器分別進行模態分析、簡諧分析及操作變形振型分析。以在僅已知輸出響應條件下，預測出系統模態振型之模態參數[44,5,46]。
3. 也導入智慧型材料結構系統之應用，以壓電材料樑為例，探討以壓電薄膜感測器所量測之操作變形振型，預測求得結構完整之模態參數資訊[48]。

### 4.3 智慧型材料結構系統應用於外力預測

外力測定或外力預測(force prediction)其理念如同響應預測以圖 54 作說明，有了正確之理論數學模型足以代表實際結構系統特性，當假設系統之輸出響應可以度量，而且為已知時，理論上輸出及系統內涵均為已知，即可求得系統之輸入。

外力預測為逆向工程問題之一，典型之外力預測構想如圖 55，由模型驗證已得到系統之理論數學模型，假設有適當之感測器可度量結構系統受輸入負荷之輸出響應，透過外力預測模式，將可求得輸入負荷之內涵。

外力測定之主要效益，在已知系統及輸出響應下能預測外力大小、作用位置等輸入參數之內涵，對評估負荷狀態以及瞭解結構之安全性或健康監測均有其重要性。

外力預測的方法有很多種，但在進行預測時必須先架構數學模型以符合實際結構。理論模式(theoretical modeling)或實驗模式(experimental modeling)都是常使用的方法。而這些模式都有不同的探討觀點。

第一，典型結構的離散系統(discrete system)及連續系統(continuous system)都曾被探討過，如 Huang et al.[51]將銑床簡化成一剛性桿(rigid bar)與兩組支撐彈簧，進而預測出銑床在切削時所產生之衝擊力。Lim and Pilkey[52]則是採用離散系統進行十個間隔(ten-bay)的桁架結構的動態響應時間函數之預測。在探討結構外力預測問題時，其中包含了簡單結構及複雜結構。簡單結構如桿件(bar)[53]，樑(beams)[54-63]，平板(plates) [64-66]，複合材料薄板(composite laminates) [67]等。所以理論模式對於簡單結構的分析可以被廣泛地定義與求解。而對複雜結構而言，如工具機，旋轉機械[67,69]及電腦零件[70]等，所以實驗模式對於複雜結構的分析亦可被廣泛地運用。

第二，在求得結構系統響應，常被採用的方法有時間域方法與頻率域方法。在時間域方法中，對輸入外力與輸出響應的旋轉積分方程式的結果能以公式來表示，如 Green's function 應用在波傳遞響應分析，而脈衝響應函數(impulse-response function, IRF)則對結構振動響應有直接關係。在頻率域方法中，頻率響應函數(frequency response function, FRF)可由理論分析(theoretical modal analysis, TMA)或實驗模態分析(experimental modal analysis, EMA)獲得。在某些狀況下，模態域之方法可由系統的模態參數(modal parameter)來表示，亦可發展出預測系統的響應。Kim and Kim[71]利用模態模式(modal model)的方法建構系統的 FRF。所以作用之外力便可由 FRF 之反矩陣預測得知。Busby and Trujillo[54]則是以理論模態分析(TMA)方法求得系統的模態參數，並且更進一步地評估系統的響應，而後求得未知外力作用的時間歷程。

第三，主要的求解方法是在解出系統的方程式，可由有限元素法(FEM)來評估預測感應器的響應[67]，或是動態程式(dynamic programming) [63,72,73]、迴旋法(convolution)及分散法(deconvolution) [74]與模態分析[61,71,75]等。

Wang and Chui [76] 發展一外力預測模式求取衝擊外力作用於簡支樑之大小、時間歷程與作用位置，衝擊外力型式假設成理想衝擊力，王等人則[77]假設為三角力以符合實際衝擊外力之三角波型式。圖 56 為樑結構受衝擊外力之預測理念架構圖，首先可由理論模態分析(TMA)或實驗模態分析(EMA)得到結構系統之自然頻率、模態阻尼比及振型等模態參數，當結構受到衝擊外力時，結構之加速度時間域響應可量測並記錄，預測之響應則可根據模態域分析得到表示成外力大小與作用時間歷程及作用位置之函數，定義預測與量測響應間的誤差平方和為目標函數，進而架構最佳化問題以求得此衝擊力之大小與作用時間歷程，以及相關於外力作用位置之模態振型，經與實際結構模態振型做比較分析，則可找到衝擊外力之作用位置。圖 57(a)及(b)為簡支樑受未知衝擊外力分別採用時間域法及頻率域法之作用位置預測結果。由理論與實驗的結果可得知所發展之預測外力模式之可行性，並

可應用至其他結構。

王等人[78]主要運用前述所發展之外力預測模式，應用於懸臂樑結構上，求取未知衝擊外力作用於懸臂樑之大小、時間歷程與作用位置，圖 58 為懸臂樑及未知外力作用位置示意圖；圖 59 為未知外力預測流程圖；圖 60(a)及(b)則分別為不同作用力位置及不同量測響應位置的懸臂樑預測外力位置之結果。所發展之外力預測模式可適用於類似之樑結構，未來將可結合不同感測器應用此外力預測模式以解決外力預測問題。

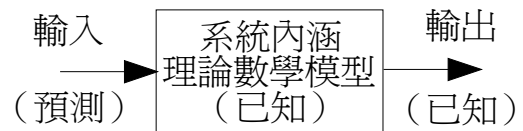


圖 54 外力測定理念示意圖

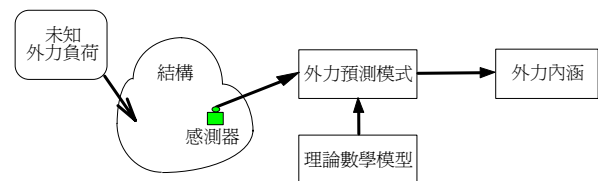


圖 55 外力測定構想示意圖

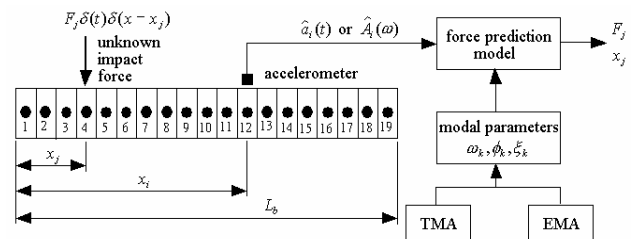


圖 56 樑結構受衝擊外力之預測[76]

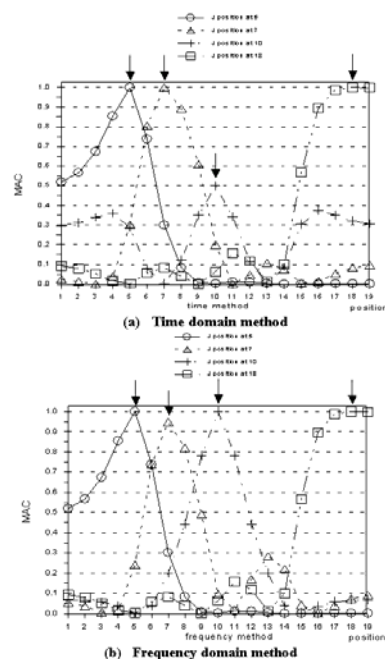


圖 57 簡支樑衝擊外力作用位置之預測[76]



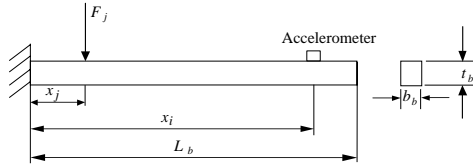


圖 58 懸臂樑尺寸及未知外力作用位置圖[78]

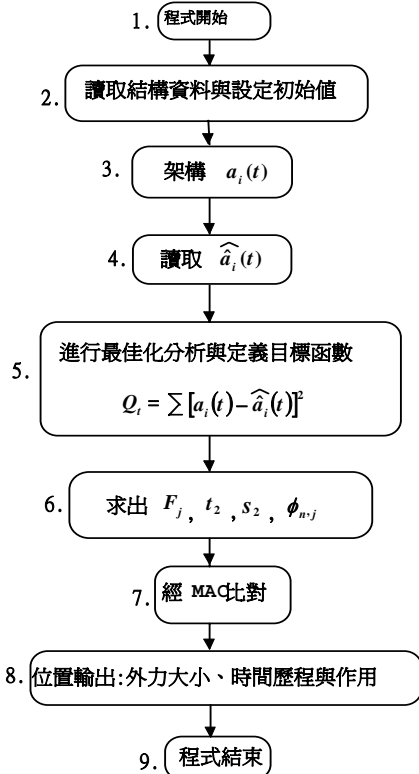


圖 59 外力預測流程圖[78]

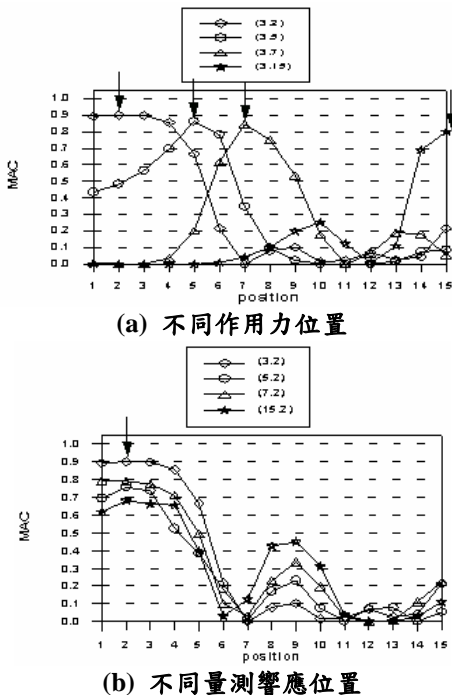


圖 60 懸臂樑預測外力位置之結果[78]

王等人[79]則應用智慧型材料發展一外力預測模式求取衝擊外力作用於簡支樑之大小、時間歷程與作用位置，衝擊外力型式假設成三角力以符合實際衝擊外力之三角波型式。圖 61 為壓電材料樑結構受衝擊外力預測之系統架構示意圖。圖 62(a)及(b)則為壓電材料樑結構受未知衝擊外力，分別在不同作用力位置及不同量測響應位置的懸臂樑預測外力位置之結果。由理論與實驗的結果可得知應用壓電智慧型材料結構於預測外力模式應用之可行性。

Wang[80]發展可適用於任意結構之衝擊力與簡諧外力預測方法。Wang *et al*[81]進一步引用其外力預測模式求取未知簡諧外力作用於樑結構之大小及作用位置，其簡諧外力假設為點力的形式，表 3 為不同激振頻率之預測結果，而圖 63 為預測出作用位置之圖形，其作用位置為第 2 及 7 點，外力大小為 2.32N、1.07N 及 1.68N。由表 3 與圖 63 可觀察出其外力預測程式經由反覆最佳化運算後逐漸地收斂，而後求得之預測值與實際值相當接近。唯有組合(1,7)外力為 1.07N 預測出之作用位置為第 8 點，與實際作用點(第 7 點)有稍微差距。圖 64 為三種分析組合相位角調整後之響應圖形及預測外力大小之結果收斂圖，由圖 64 可觀察出，其所求得之預測值與實際值相接近。

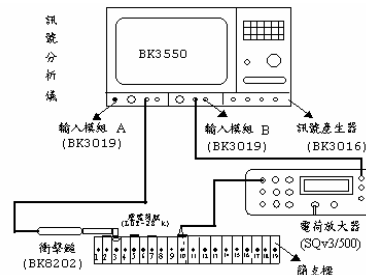


圖 61 壓電材料樑結構受衝擊外力之預測[79]

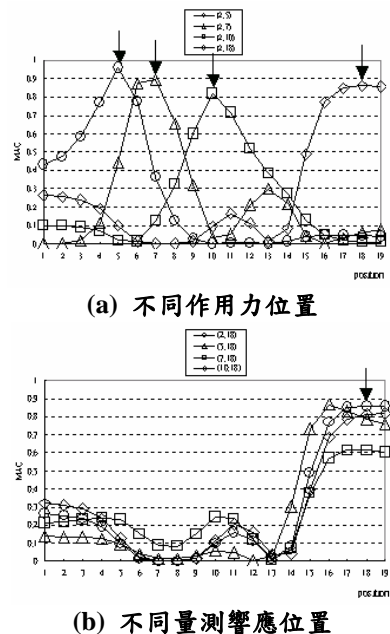


圖 62 壓電材料樑結構受衝擊外力之作用位置預測 [79]

表 3 不同激振頻率之預測結果[81]

(i, j)	Excitation frequency (Hz)	Applied force (N)	Predicted force (N)	Predicted location	Phase angle (degree)
(5,2)	107	2.32	2.42(4%)	2	16.41
(1,7)	202	1.07	1.14(7%)	8	31.23
(1,7)	305	1.68	1.61(-4%)	7	19.75

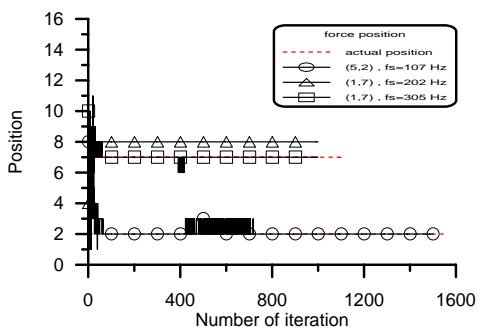
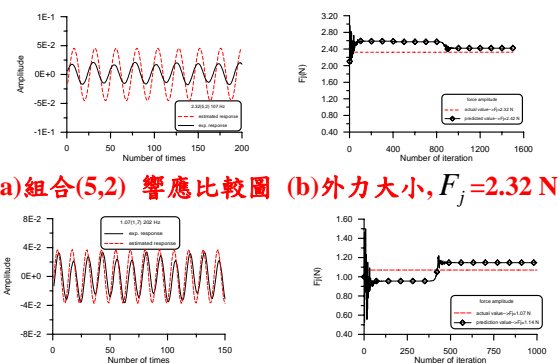
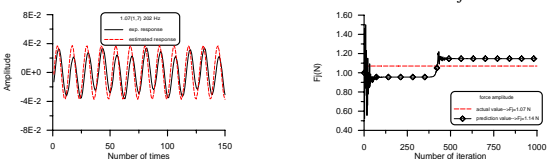


圖 63 不同激振頻率於預測外力位置之結果[81]



(a)組合(5,2) 響應比較圖 (b)外力大小,  $F_j=2.32\text{ N}$



(c)組合(1,7) 響應比較圖 (d)外力大小,  $F_j=1.07\text{ N}$

圖 64 不同激振頻率之預測結果[81]

本節介紹筆者所發展之外力預測模式求取未知衝擊力與簡諧力作用於任意樑結構之位置與大小的系列研究結果。基於結構之模態特性分別發展時間域與頻率域兩種方法，首先可由理論分析或由實驗模態分析得到結構系統之自然頻率、模態阻尼及振型等模態參數，當結構受到衝擊外力時，時間域與頻率域之響應可分別量測並記錄，預測之響應則可根據模態域分析得到表示成外力大小及作用位置之函數，接著可定義預測與量測響應間之最小誤差平方和為目標函數，而後架構最佳化問題以求得此衝擊力之大小，以及相關於外力作用位置之模態振型，經與實際結構模態振型做比較分析，則可找到衝擊外力或簡諧力之作用位置。主要的研究結果如下：

1. 已發展出以加速度計為感測器之外力預測模式的理論基礎[77,80]，可適用於未知衝擊外力作用於懸臂樑[78]及簡支樑結構[76,77]，可預測出衝擊外力之大小及作用位置，以及未知簡諧外力之預測[81]。

2. 導入智慧型材料結構系統之壓電薄膜為感測器量取簡支樑之響應，透過外力預測模式成功地預測出衝擊外力之大小及作用位置[79]。
3. 成功的發展一外力預測模式，當簡支樑結構物受衝擊外力作用時，衝擊外力型式假設成三角力型式，以符合實際衝擊外力型式。
4. 外力預測模式中，適當參數之選取，對外力作用位置、時間歷程或作用力大小之預測結果都有相當高的準確度，可證實以壓電薄膜為感應器進行外力預測之可行性。
5. 成功的將智慧型材料之壓電薄膜導入本預測模式中，有助於智慧型材料結構系統於外力預測研究發展。

#### 4.4 智慧型材料結構系統應用於破壞檢測

健康監測之目的在透過適當之感測器對結構系統作輸出響應之量測，以瞭解結構系統是否正常，就破壞檢測而言，Rytter[82]定義了結構損壞辨識 (damage identification) 四個層次：

- 層次 I：判定結構是否損壞。
- 層次 II：預測結構損壞位置+層次 I。
- 層次 III：預測結構損壞程度+層次 II。
- 層次 IV：預測結構損壞後之壽命+層次 III。

結構系統之健康監測或破壞檢測方法可概分兩類：

1. 基於信號分析：如 4-2 節所述，信號分析僅在瞭解系統之輸出響應，以圖 65 之正常與異常系統之輸入與輸出方塊圖作說明，由呈現異常之系統的輸出響應信號  $\hat{x}(t)$  與正常系統之輸出響應  $x(t)$  進行比較分析可得知結構系統之健康狀態，更進一步可由信號分析與處理技術可以達到破壞檢測之目的。
2. 基於系統分析：如 4-2 節所述，系統分析在瞭解系統之內涵有三個層次，包括物理參數、模態參數及頻率響應函數。如圖 65 所示，可藉由正常與異常系統之內涵改變情形，以判斷結構系統之健康狀態，再藉由系統內涵之變化特性可達到破壞檢測之目的。

王和梁[83]發展一套基於結構模態參數變化之結構缺陷位置預測模式，以一具缺陷懸臂樑為例如圖 66。首先以有限元素法探討分析有無缺陷懸臂樑之自然頻率及位移振型之變化特性，圖 67 為以有限元素分析所得之有無缺陷樑振型差圖，可看出峰值對應位置即為缺陷位置，並以實驗模態分析進行模型驗證。最後發展一缺陷位置自動預測程式，在已知有無缺陷結構之自然頻率與位移振型的條件下，經由自然頻率變化差值百分比，以及位移振型差之比較分析，可求得結構缺陷指標，作為判斷結構缺陷所在，其程式架構流程圖分別如圖 68(a)及(b)。結果顯示缺陷位置預測模式對不同缺陷寬度、深度、位置及多個缺陷時，均有很好的預測適應性，圖 69 為不同缺陷位置之理論預測結果，所發展的缺陷位置預測模式將可應用到其他類型結構。

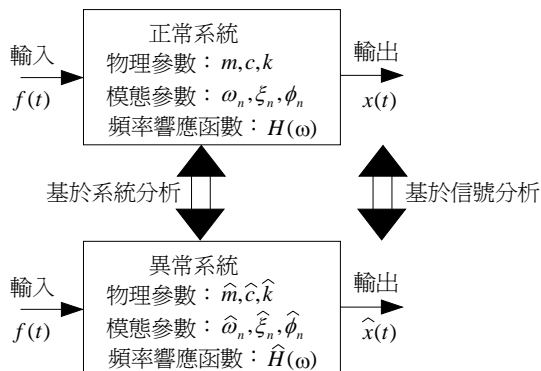
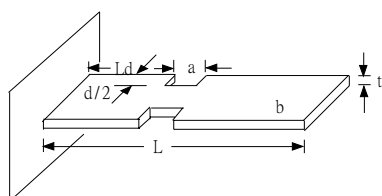
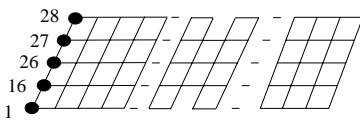


圖 65 健康監測與破壞檢測構想示意圖



(a) 雙邊缺陷懸臂樑之幾何模型



● fixed all DOF

(b) Shell63 元素之有限元素模型分割情形

圖 66 雙邊缺陷樑之幾何模型及有限元素分割情形 [83]

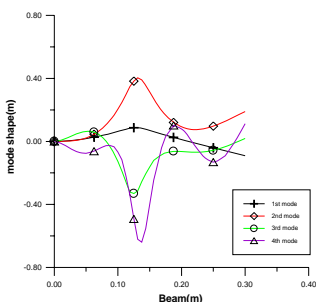
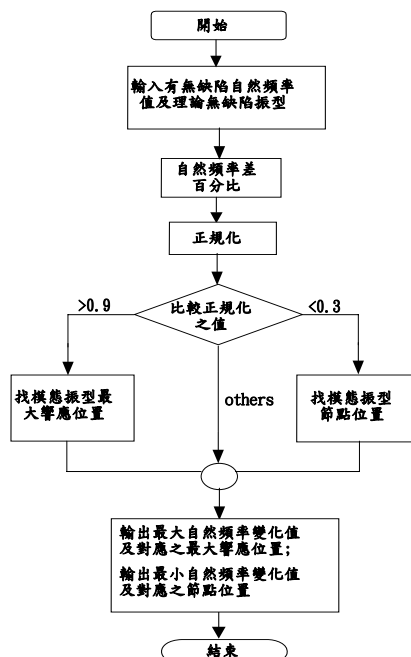
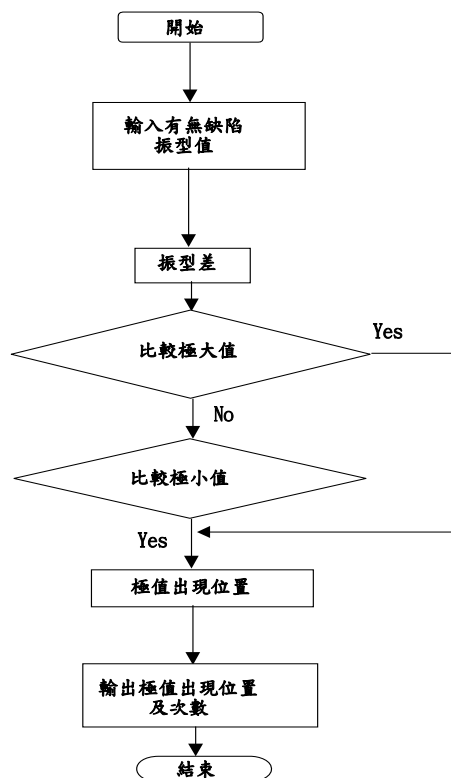


圖 67 Shell63 元素分析有無缺陷樑振型差圖 [83]



(a) 自然頻率變化特性之程式架構流程圖



(b) 位移振形差變化特性之程式架構流程圖

圖 68 程式架構流程圖 [83]





1. 以有限元素分析搭配實驗模態分析，探討樑結構有缺陷產生時，結構在自然頻率及模態振型上變化特性，最後由探討得到之特性，發展一自動缺陷預測模式，預測缺陷發生之位置[83]。
2. 成功地驗證以壓電薄膜為感測器壓電片為驅動器，得到之自然頻率值及斜率差振型，將之代入自動缺陷預測軟體，能成功地找出缺陷可能發生位置[84]。
3. 以懸臂樑結構進行實驗，發展基於實驗模態分析之破壞預測方法，未來還可應用到如二維板[85]及其他形式結構之破壞診斷。

#### 四、未來發展

壓電材料結構為智慧型材料結構系統之一環，其發展與應用有其極大之潛力，以下僅就筆者之涉獵範疇提出個人看法[86]：

1. 智慧型材料驅動器與感測器之發展：包括，材料與製程技術、新形式設計，如結合機構設計之 X-frame, bimorph, thunder, C-block, rotary motor 等形狀之設計。
2. 智慧型材料結構系統之動態數學模型化，考慮耐久性、疲勞、以及可靠度之分析。
3. 電控系統整合：包括電能與機械能轉換，信號分析與處理。
4. 智慧型材料結構與系統之應用產業，諸如航空太空工業之飛機、衛星等；交通工具業之船艦、汽

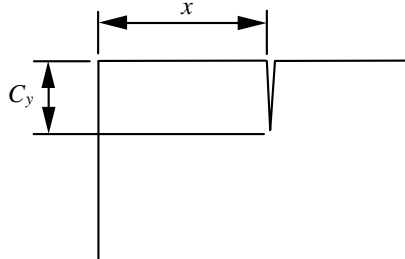
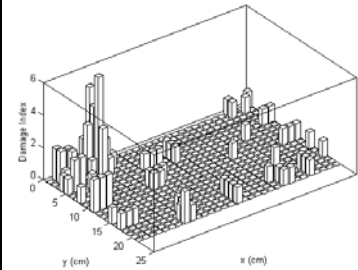
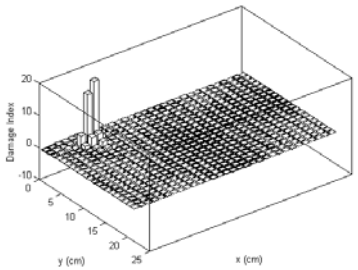
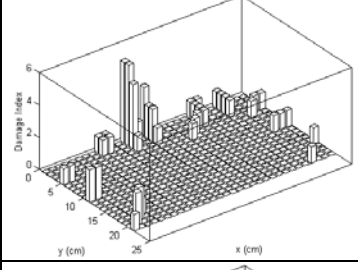
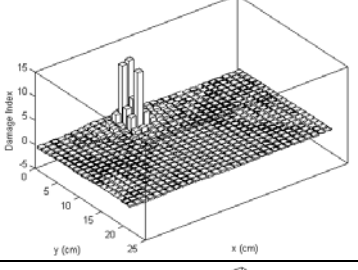
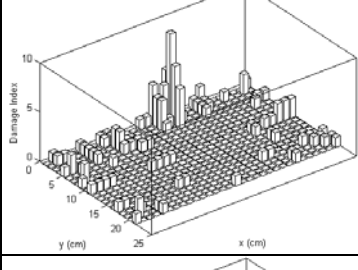
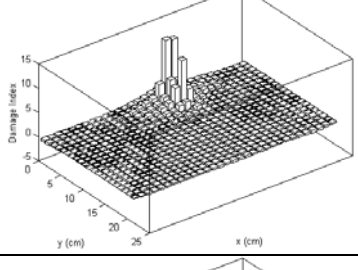
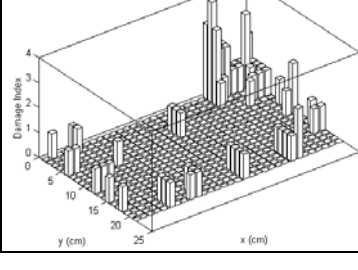
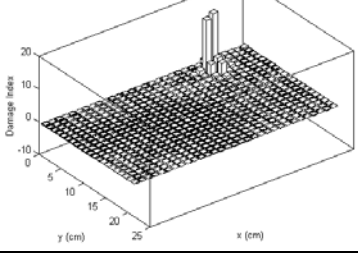
機車等；土木工業之建築物、橋樑等；電子相關產業之電腦及其週邊設備、與相關產品；以及微機電工業與奈米科技之應用。

5. 系統整合與實用化（商業化）牽涉到多重技術領域之結合，包括：主動控制模式、信號分析與處理、振動與噪音分析技術、阻尼與隔振技術、最佳化設計、破壞檢測技術、外力預測技術、健康監測技術等。

#### 五、結論

本文嘗試就筆者於近年從事於壓電智慧型材料結構系統之應用與發展做一概略性介紹[87]，主要研究經費承蒙國科會專題研究計畫之補助。就研究時程之發展來看，係由智慧型材料結構系統於主動結構振動與噪音控制(active structural vibration and acoustic control)之應用開始；其次，導入智慧型結構測試(smart structural testing, SST)理念，以壓電轉換器取代傳統轉換器進行傳統之實驗模態分析，也完成發展簡諧操作狀態下之模態測試技術；進而發展出以結構振動特性為基礎之破壞監測(damage detection)的非破壞試驗(non-destructive test, NDT)方法，也同時建立一套外力預測(force prediction)方法，可同時預測衝擊外力及簡諧外力大小、時間歷程及作用位置，都與壓電智慧型材料結構系統做整合，未來將致力於智慧型材料結構系統之功能整合與實用化。

表 4 板結構之裂痕破壞位置理論分析預測結果[85]

				
case	$C_y$ (cm)	$x$ (cm)	$D_{ij,S}$	$D_{ij,\beta}$
A	4.8	7.2		
B	4.8	14.4		
C	4.8	21.6		
D	4.8	28.8		



## 六、參考文獻

1. Crawley, E. F. and de Luis, J., 1987, "Use of Piezoelectric Actuators as Elements of Intelligent Structures," *AIAA Journal*, Vol. 25, pp. 1373-1385.
2. Wang, B. T., and Rogers, C. A., 1991, "Modeling of Finite-Length Spatially Distributed Induced Strain Actuators for Laminate Beams and Plates," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 2, No. 1, pp. 38-58.
3. Wang, B. T., and Rogers, C. A., 1991, "Laminate Plate Theory for Spatially Distributed Induced Strain Actuators," *Journal of Composite Materials*, Vol. 25, No. 4, pp. 433-452.
4. Hubbard, J. E., 1987, "Distributed Sensors and Actuators for Vibration Control in Elastic Components," *Noise-Con 87*, Vol. pp. 407-412.
5. Lee, C. K. and Moon, F. C., 1990, "Modal Sensors/Actuators," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 57, pp. 434-441.
6. Collins, S. A., Padilla, C. E., Notestine, R. J., von Flotow, A. H., Schmitz, E., and Ramey, M., 1992, "Design, Manufacture, and Application to Space Robotics of Distributed Piezoelectric Film Sensors," *Journal of Guidance Control*, Vol. 15, pp. 396-403.
7. Dimitriadis, E. K., Fuller, C. R., and Rogers, C. A., 1991, "Piezoelectric Actuators for Distributed Vibration Excitation of Thin Plates," *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 113, No. 57, pp. 100-107.
8. Liang, C., Rogers, C. A., and Fuller, C. R., 1991, "Acoustic Transmission and Radiation Analysis of Adaptive Shape Memory Alloy Reinforced Laminated Plates," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 144, No. 3, pp. 475-482.
9. Clark, R.L. and Fuller, C. R., 1992, "Control of Sound Radiation with Adaptive Structures," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 2, No. 3, pp. 431-452.
10. Bailey, T. and Hubbard, J. E., 1986 "Distributed Piezoelectric-Polymer Active Vibration Control of a Cantilevered Beam," *Journal of Guidance Control*, Vol. 6, pp. 605-611.
11. Clark, R.L. and Fuller, C. R., 1991, "Control of Sound Radiation with Adaptive Structures," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 2, pp.431-452.
12. Clark, R.L. and Fuller, C.R., 1992, "Active Structural Acoustic Control with Adaptive Structures Including Wavenumber Considerations," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 2, pp. 431-452.
13. Clark, R.L., Burdisso, R.A., and Fuller, C.R., 1992, "Design Approaches for Shaping Polyvinylidene Fluoride Sensors in Active Structural Acoustic Control (ASAC)," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 4, pp. 354-365.
14. Wang, B. T., Fuller, C. R., and Dimitriadis, E. K., 1991, "Active Control of Structurally Radiated Noise Using Multiple Piezoelectric Actuators," *AIAA Journal*, Vol. 29, No. 11, pp. 1802-1809.
15. Wang, B. T., Fuller, C. R., and Dimitriadis, E. K., 1991, "Active Control of Noise Transmission Through Rectangular Plates Using Multiple Piezoelectric or Point Force Actuators," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 90, No. 5, pp. 2820-2830.
16. Wang, B. T., and Fuller, C. R., 1992, "Near-Field Pressure, Intensity, and Wave-Number Distributions for Active Structural Acoustic Control of Plate Radiation: Theoretical Analysis," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 92, No. 3, pp. 1489-1498.
17. Wang, B. T., 1993, "A Feasible Study of Hybrid Structural Vibration Control," *Bulletin of National Pingtung Polytechnic Institute*, Vol. 2, pp. 9-27.
18. Wang, B. T., Burdisso, R. A., and Fuller, C. R., 1994, "Optimal Placement of Piezoelectric Actuators for Active Structural Acoustic Control," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 5, No. 1, pp.67-77.
19. Wang, B. T., and Fuller, C. R., 1994, "The Effect of Distributed or Discrete Pressure and Acceleration Sensors on Active Structural Acoustic Control Systems," *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 1, pp. 30-39.
20. Wang, B. T., 1994, "The Performance of Accelerometers and PVDF Sensors in Active Structural Vibration Control," *Bulletin of National Pingtung Polytechnic Institute*, Vol. 3, pp. 81-92.
21. Wang, B. T., 1994, "Hybrid Active and Passive Control for Structural Sound Radiation," *The Journal of the Acoustical Society of the Republic of China*, Vol. 2, No. 2, pp. 1-16.
22. Wang, B. T., 1994, "The Performance of Accelerometers, Microphones and PVDF Sensors in Active Structural Acoustic Control," *The Chinese Journal of Mechanics*, Vol. 10, No. 3, pp.191-199.
23. Wang, B. T., 1994, "Active Control of Far-Field Sound Radiation by a Beam Physical System Analysis," *Smart Materials and Structures*, Vol. 3, pp. 476-484.
24. Wang, B. T., 1995, "Optimal Placement of Piezoceramic Transducers for Active Sound Radiation Control of Baffled Simply-Supported Beam," *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers*, Vol. 16, No. 4, pp. 383-393.

25. Wang, B. T., 1996, "Optimal Placement of Microphones and PZT Actuators for Far-Field Sound Radiation Control," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 99, No. 5, pp. 2975-2984.
26. Sun, F. P., Liang, C., and Rogers, C. A., 1994, "Experimental Modal Testing Using Piezoceramic Patches as Collocated Sensor-Actuators," *Proceedings of the 1994 SEM Spring Conference and Exhibits*, pp. 871-879.
27. Wang, B. T., 1996, "Characterization of Transfer Functions for Piezoceramic and Conventional Transducers," *Journal of Intelligent Material Structures and Systems*, Vol. 7, No. 4, pp. 390-398.
28. Wang, B. T., 1998, "Structural Modal Testing with the Use of Various Forms of Actuators and Sensors," *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.12, No.5, pp. 627-639.
29. 王栢村, 曾文饒, 1996, 「壓電材料樑之靜態響應分析」, *技術學刊*, 第十一卷, 第四期, 第 495-500 頁。
30. Wang, B. T., Chen, P. H., and Chen, R. L., 2006, "Finite Element Model Verification for the Use of Piezoelectric Sensor in Modal Analysis," *Journal of Mechanics*, Vol. 22, No. 2, pp. 107-114.
31. Clark, R. L., Fuller, C. R., and Wicks, A. L., 1991, "Characterization of Multiple Piezoelectric Actuators for Structural Excitation," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 90, No. 1, pp.346-357.
32. 王栢村, 呂世鑫, 劉健烽, 2002, 「壓電驅動模式於樑變形與應力分析之評估」, *ANSYS 2002 台灣區用戶大會暨論文發表會*, 屏東, 第 155-161 頁。
33. 王栢村, 陳柏宏, 陳榮亮, 2003, 「壓電薄膜感應器於懸臂樑實驗模態分析之有限元素模型驗證」, *中華民國振動與噪音工程學會第十一屆學術研討會論文集*, 第 80-88 頁。
34. Wang, B. T., 1998, "The PVDF Based Wavenumber Domain Sensing Techniques for Active Sound Radiation of a Simply-Supported Beam," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 103, No. 4, pp. 1904-1915.
35. Wang, B. T., 1997, "Optimal Location of PZT Actuator for the PVDF Based Wavenumber Sensing Approach in Active Sound Radiation Control," *Proceedings of ACTIVE-97*, pp. 719-732.
36. Wang, B. T., 1996, "The Evaluation of Cost Functions for Active Sound Radiation Control of a Simply-Supported Beam," *Journal of Acoustical Society of Republic of China*, Vol. 4, No. 1, pp. 39-61.
37. Ewins, D. J., 1986, *Modal Testing: Theory and Practice*, Research Studies Press Ltd., Letchworth, Hertfordshire, England.
38. Wang, B. T., and Wang, C. C., 1997, "Feasibility Analysis of Using Piezoceramic Transducers for Cantilever Beam Modal Testing," *Journal of Smart Materials and Structures*, Vol. 6, pp.106-116.
39. 王重杰, 王栢村, 1997, 「應用壓電驅動器於懸臂樑之實驗模態分析」, *技術學刊*, 第十二卷, 第三期, 第 419-425 頁。
40. 王栢村, 陳榮亮, 2002, 「應用壓電薄膜感應器於結構之實驗模態分析」, *中華民國振動與噪音工程學會第十屆學術研討會論文集*, 第 263-273 頁。
41. 王栢村, 許家振, 2004, 「應用有限元素法於具壓電轉換器之懸臂樑模態分析」, *中國機械工程學會第二十一屆全國學術研討會論文集*, 論文編號 113。
42. 王栢村, 許家振, 2004, 「應用有限元素法於具呀電轉換器簡支板之模態分析」, *ANSYS 2004 台灣區用戶大會暨論文發表會*, 第 161-169 頁。
43. Wang, B. T., and Chen, R. L., 2000, "The Use of Piezoceramic Transducers for Smart Structural Testing," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 11, No. 9, pp. 713-724.
44. 王栢村, 陳榮亮, 1998, 「應用壓電晶片感應器於簡支板之實驗模態分析」, *力學期刊*, 第十四卷, 第二期, 第 147-154 頁。
45. Wang, B. T., and Wu, Y. H., 2002, "Mode Shape Prediction Model from ODS for Beam Structures," *Proceedings of the Nineteenth National Conference of the Chinese Society of Mechanical Engineers*, Hu-wei, pp. 427-434.
46. Wang, B. T., and Wu, Y. H., 2002, "Determination of Mode Shapes from ODS for Simply Supported Beam," *Proceedings of the International Symposium on Experimental Mechanics, The First Asian Conference on Experimental Mechanics*, Taipei, Paper No. A234.
47. 王栢村, 陳柏宏, 2003, 「簡諧操作狀態下之壓電樑模態振型測定」, *第二十屆機械工程研討會*, 第 521-528 頁。
48. 王栢村, 吳德和, 陳柏宏, 2003, 「壓電薄膜感應器於樑結構實驗模態分析及 ODS 量測」, *中華民國第二十七屆全國力學會議*, 論文編號: 94。
49. Wang, B. T., 2001, "Determination of Mode Shapes from the Operational Deflection Shape," *The 8<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration*, pp. 1941-1948.
50. 王栢村, 胡華良, 2002, 「多自由度系統於簡諧激振狀態下之模態分析」, *中華民國振動與噪音工程學會第十屆學術研討會論文集*, 第 253-262 頁。

51. Huang, H., Pan, J., and McCormick, P. G., 1997, "Prediction of Impact Forces in a Vibration Ball Mill Using an Inverse Technique," *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 19, pp. 117-126.
52. Lim, T. W., and Pilkey, W. D., 1992, "A Solution to the Inverse Dynamics Problem for Lightly Damped Flexible Structures Using a Model Approach," *Computers and Structures*, Vol. 43, pp.53-59.
53. Bell, R. G., and Rodeman, R., 1988, "External force Estimation from Transient Response Data," *Proceedings of the 6th International Modal Analysis Conference*, pp. 588-593.
54. Busby, R., and Trujillo, M., 1987, "Solution of an Inverse Dynamic Problem," *Computers and Structures*, Vol. 25, pp. 109-117.
55. Doyle, J. F., 1984, "An Experimental Method for Determining the Dynamic Contact Law," *Experimental Mechanics*, Vol. 24, pp. 10-16.
56. Doyle, J. F., 1984, "Further Development in Determining the Dynamic Contact Law," *Experimental Mechanics*, Vol. 24, pp. 265-270.
57. Choi, K., and Chang, F. K., 1996, "Identification of Impact Force and Location Using Distributed Sensor," *AIAA Journal*, Vol. 34, pp. 136-143.
58. Fabunmi, J. A., 1986, "Effects of Structural Modes on Vibratory Force Determination by the Pseudoinverse Technique," *AIAA Journal*, Vol. 24, pp. 504-509.
59. Fabunmi, J. A., 1987, "Feasibility of Dynamic Load Determination From Measured Mobilities," *Proceedings of the 1987 SEM Conference on Experimental Mechanics*, pp. 805-850.
60. Han, M. C., and Wicks, A. L., 1990, "Force Determination With Slope and strain Response Measurement," *Proceedings of the 8th International Modal Analysis Conference*, pp. 365-372.
61. Hansen, M., and Starkey, J. M., 1990, "On Prediction and Improving the Condition of Modal-Model-Based Indirect Force Measurement Algorithms," *Proceedings of the 8th International Modal Analysis Conference*, pp. 115-120.
62. Hillary, B., and Ewins, D. J., 1984, "The Use of Strain Gauges in Force Determination and Frequency Response Function Measurement," *Proceedings of the 2nd International Modal Analysis Conference*, pp. 627-634.
63. Hollandsworth, P. E., and Busby, H. R., 1989, "Impact Force Identification Using the General Inverse Technique," *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 8, pp. 315-322.
64. Doyle, J. F., 1987, "Determining the Contact Force During the Transverse Impact of Plates," *Experimental Mechanics*, Vol. 27, pp. 68-72.
65. Doyle, J. f., 1987, "Experimental Determining the Contact Force During the Transverse Impact of an Orthotropic Plate," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 118, pp. 441-448.
66. Elliott, K. B., Juang, J. N., and Robinson, J., 1988, "Force Prediction Using Singular-Value Decomposition," *Proceedings of the 6th International Modal Analysis Conference*, pp. 1582-1588.
67. Shin, E. S., 2000, "Real-Time Recovery of Impact Force Based on Finite Element," *Computer and Structures*, Vol. 76, pp.621-635.
68. Verhoeven, J., 1988, "Excitation Force Identification of Rotating Machines Using Operational Rotor/Stator Amplitude Data and Analytical Synthesized Transfer Function," *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 110, pp. 307-314.
69. Vyas, N. S., and Wicks, A. L., 2001, "Reconstruction of Turbine Blade Forces from Response Data," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 36, pp. 177-188.
70. Avitabile, P., Piergentili, F., and Lown, K., 1999, "Generation of Input Forcing Functions Through the Use of Measured Response and System Transfer Relations," *Proceedings of the 17th International Modal Analysis Conference*, pp.309-315.
71. Kim, Y. R., and Kim, K. J., 1997, "Indirect Input Identification by Modal technique," *Proceedings of the 15th International Modal Analysis Conference*, pp.1263-1270.
72. Shaw, J., 2001, "Noniterative Solution of Inverse Problem by the Linear Least Square Method," *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 25, pp. 683-686.
73. Yang, C. Y., 1996, "Solution of an Inverse Vibration Problem Using a Linear Least-Squares Error Method," *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 20, pp. 785-788.
74. Wu, E., Tsai, T. D., and Tseng, L. H., 1998, "A Deconvolution Method for Force Reconstruction in Rods Under Axial Impact," *Journal of Acoustical Society America*, Vol. 104, pp. 1418-1426.
75. Desanghere, G., and Snoeys, R., 1985, "Indirect Identification of Excitation Force by Modal Coordinate transformation," *Proceedings of the 3rd International Modal Analysis Conference*, pp. 309-315.
76. Wang, B. T., and Chui, T. S., 2003, "Determination of Unknown Impact Force Acting on Simply Supported Beam," *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 17, No. 3, pp. 683-704.
77. 王栢村, 吳德和, 吳建德, 1999, 「樑結構受衝擊力之外力預測」, *中國機械工程學會第16屆全國學術研討會論文集*, 第 273-280 頁。
78. 王栢村, 吳德和, 陳重彰, 2002, 「懸臂樑結構系統之未知衝擊外力預測」, *技術學刊*, 第 17 卷, 第 2 期, 第 181-192 頁。



79. 王栢村, 吳德和, 吳建德, 2000, 「智慧型材料結構系統應用於未知衝擊外力之預測」, 中國機械工程學會第 17 屆全國學術研討會論文集, 第三冊下集固力與設計, 第 907-914 頁。
80. Wang, B. T., 2002, "Prediction of Impact and Harmonic Forces Acting on Arbitrary Structure: Theoretical Formulation," *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 16, No. 6, pp. 935-953.
81. Wang, B. T., Hu, H., and Liu, J. F., 2003, "Prediction of Unknown Harmonic Force Acting on Beam by PVDF Sensors," *Processing of ICAST2006 : 17<sup>th</sup> International Conference on Adaptive Structures and Technologies*, Paper No. : 137
82. Rytter, A., 1993, *Vibration Based Inspection of Civil Engineering Structures*, Ph. D. Dissertation, Department of Building Technology and Structural Engineering, Aalborg University, Denmark.
83. 王栢村, 梁偉光, 2001, 「基於模態參數之結構缺陷預測」, *檢測科技*, 第 18 卷, 第 6 期, 第 204-214 頁。
84. 王栢村, 梁偉光, 2000, 「應用智慧型材料結構系統於結構缺陷預測」, *中華民國振動與噪音工程學會第八屆學術研討會論文集*, 第 65-73 頁。
85. 王栢村, 曹文昌, 2002, 「板結構之裂縫破壞檢測」, *中華民國第二十六屆全國力學會議*, 虎尾, 論文編號: J024。
86. 王栢村, 2000, 「智慧型材料結構國際研討會出席國際會議報告」, *科學發展月刊*, 第 28 卷, 第 9 期, 第 721-723 頁。
87. <http://140.127.6.133/lab> 屏東科技大學振動噪音實驗室網頁。

## Applications and Develop of Piezoelectric Intelligent Material Structure System

Bor-Tsuen Wang

Department of Mechanical Engineering

TEL: (08)770-3202 ext 7017

FAX: (08)774-0142

E-mail: wangbt@mail.npust.edu.tw

<http://140.127.6.133/lab>

### Abstract

This paper presents the literature review regarding to intelligent or smart material structural systems, in particular for piezoelectric transducers. First, the working principle of piezoelectric material integrated with structures is discussed. Four categories of its applications, including vibration and acoustical control, smart structural testing, force prediction and damage detection, are then presented, respectively. This work addresses those application ideas, methodology and practical case studies. Finally, the future development in the field of smart material structures is also revealed.

**Keyword :** smart material, piezoelectric, system application