

# 第一章 緒論

## 1-1 前言

複合材料是指結合兩種或以上不同之物質，將以結合，擷取原材料之特性與優點，製成性能優異並能滿足需求的一種新材料。複合材料之構成有兩大要素：一為基材(matrix)，另為補強材料(reinforcement)二者予以複合，以獲得符合設計需求的新材料，其中以纖維強化的複合材料應用較廣，此種材料在纖維方向具有相對於同等密度之材料較高強度、高勁度之特性，所以可以透過不同疊層的角度或不同的疊層方式之設計來達到實際需求上具備輕質量、高強度、設計上變化性大的材料。目前複合材料已被廣泛的應用在航太、造船、飛彈、汽車、休閒運動器材等對於重量敏感及有高強度需求的結構上。

近年來由於顯示器、電視等商品逐漸平面化的影響下，許多揚聲器為因應平面化的需求而發展出有別於一般傳統振動板為錐盆型的揚聲器(如圖 1-1)的振動板為平面的揚聲器(如圖 1-2)，而複合材料在輕質量、高強度上又符合振動板的需求,本文即是探討具彈性支承複合材料板之振動特性及發聲行為。

揚聲器振動板的運動可分成兩種，一種是在第一個自然頻率  $f_0$  附近發聲頻率低時的剛體運動，一種是  $f_0$  之後發聲頻率高時的振動板的變形。對揚聲器而言，激振頻率達到振動板的第一個自然頻率即  $f_0$  值時，揚聲器會因為振動板的大變形而開始產生較高的聲壓位準值，在此之後振動板才會有較良好的聲壓位準值，所以振動板之  $f_0$  值亦可視為揚聲器的有效頻寬的起點。而對於振動板的變形而言，由於板子變形時板子各個不同區域會有

推出或吸入空氣使聲音輸出相互抵消的現象產生，又因為揚聲器振動板在各個不同頻率下會有不同形狀的變形所以整體聲壓曲線才会有高高低低的現象。

本文內容包括研製出符合揚聲器系統的彈性支承，目的是使整體揚聲器系統  $f_0$  下降並在低頻時保持振動板穩定的往復運動，且研究分析板子的變形，找出較整體三明治板最佳的加勁方式，使整體聲壓曲線更平滑起伏落差更小。

## 1-2 文獻回顧

在分析平板的理論方面，從古典板理論(Classical Plate Theory，簡稱 CPT)[1]改進而成的古典積層板理論(Classical Plate Laminated Theory)，對於複合材料薄板的力學分析已能得到不錯的結果，但只適用於長厚比大於 80 之平板；對於厚板而言，由於複合材料積層板之側向剪力模數(Shear modulus)比沿纖維方向的楊氏係數(Young's modulus)低很多，且在厚度上較薄板高出許多，因此容易產生側向剪變形，所以古典板理論不適合分析較厚之複合材料板。為此，Mindlin 提出了一階剪變形理論(The First-order Shear Deformation Theory，簡稱 FSDT)[2]，首先將側向剪力的影響加以考慮，但是因為假設側向剪力分布為常數，並不符合實際的情況，於是 Whitney[3、4]便提出了剪力修正因子來加以修正，此種理論比較適合用在長厚比大於 15 的結構上；之後，學者又提出了各種高階剪變形的理論，雖有提高理論值與實際狀況相比之準確性，但往往較適用於厚板結構（長厚比大於 15）之情況，且其計算上比較複雜許多，而本文中使用的複合材料結構板並不在厚板結構的範圍內，所以仍以一階剪變形理論為主，來分析振動板之變形行為。

在研究三明治板的文獻方面，Reissner[5]推導 governing eqn.應用在小變形、等向性的三明治板，文獻假設面層像薄膜，而且忽略了中心層平行面層的應力。從此，許多文獻也在三明治板的理論慢慢的變化。後來 Liaw and Little[6]根據 Reissner 理論解出了多層三明治結構彎曲的問題。Azar[7]延伸 Liaw and Little 的結果來討論非等向性面層。O'Connor[8]提出用有限元素來分析三明治結構，他用平面彈性元素來構建中心層，樑元素來構建面層。Kanematsu[9]用 Ritz method 來分析矩型板的彎曲和振動。

對於聲學與聲壓計算方面，Morse[10]中推導出了聲源在空氣中傳遞之聲壓方程式，在 Takeo[11]中引用出有限元素之聲壓方程式，而 Tan[12]中討論了藉由促動器(actuator)主動控制對平板之聲場的影響。文獻[13]中陳述了關於揚聲器量測的各參數的討論，文獻[14]中則討論了傳統半圓型或波浪型的彈性懸邊的設計及研製過程。

### 1-3 研究方法

本文先是研製出適合的揚聲器振動板彈性支承，支撐住振動板，使振動板能定向、定位，使振動板能保持固定方向的往復運動，並在此為前提下盡量壓低系統的  $f_0$ ，使揚聲器的起始頻率更低，進而讓揚聲器的低音表現更好有效頻寬更寬。

而在第一個自然頻率  $f_0$  之後，則因為振動板的振動模態變形，造成振動板推動的空氣有正有負互相抵消，使的聲壓會有某一段突然下降，稱之為中音谷(如圖 3-7)，傳統對振動板的加勁方式是在整面巴桑木板上下各黏一片碳纖基層板，此種兩片碳纖夾一層巴桑木的結構一般稱之為三明治結構，但是由於加勁的面積過大造成附加的質量太大進而影響了整個揚聲器的效

率。本文中則是透過 ANSYS 分析，找出最佳的三明治結構加勁的面積和位置，以期能在最少的加勁面積下有效的改善中音谷的影響。

實驗方面將製作出來的揚聲器以 LMS 量測聲壓、阻抗、參數，在利用 PULSE 訊號分析儀及 Polytec OFV350 雷射測速儀量測揚聲器系統自然頻率，並將各儀器間所量測的數據互相作比較結果是否一致。

在分析部份,以 ANSYS 有限元素分析軟體來建立一個在幾何形狀上和揚聲器振動板實體一樣的模式並驗證之。藉由 ANSYS 進行簡諧激振響應分析，計算不同激振頻率下振動板各點之振幅及相位角，將其輸入以聲壓公式寫成的 Fortran 程式計算出聲壓，在由繪圖軟體繪製出聲壓曲線。並將分析模擬出來自然頻率和實驗的參數和聲壓圖還有簡諧激振分析所模擬出來各頻率的變形圖作比較，找出影響聲壓落差變形的自然模態，然後在找出最適合的三明治結構加勁的位置和寬度，最後再實驗驗證分析的結果。

## 第二章 複合材料疊層板的振動分析

本章敘述平板的振動分析。其中用來計算振動板變形量的平板的理論有用到一階剪變形和多層一階剪變形兩種。由於本文中振動板有不同區域的加勁，未加勁部份為純巴桑木板，使用一階剪變形來進行分析，而加勁的部份屬於三明治結構，則使用多層一階剪變形來進行分析。

### 2-1 一階剪變形平板理論

#### 2-1.1 基本假設

一階剪變形理論 FSDT(The First Order Shear Deformation Theory)來作為積層板分析的基礎，其基本假設如下：

- 1.板的長、寬為板的厚度的 15 倍以上。
- 2.板的截面變形後仍保持平面。
- 3.厚度仍保持不變，即  $\epsilon_z = 0$ 。
- 4.板的變形量  $u, v, w$  很小。

其位移場的假設如下：

$$\begin{aligned}u &= u_0(x, y, t) + z\theta_x(x, y, t) \\v &= v_0(x, y, t) + z\theta_y(x, y, t) \\w &= w(x, y, t)\end{aligned}\tag{2.1}$$

其應變場如下：

$$\begin{aligned}\epsilon_1 &= \frac{\partial u}{\partial x} = u_{0,x} + z\theta_{x,x} = \epsilon_1^0 + z\kappa_1^0 \\ \epsilon_2 &= \frac{\partial v}{\partial y} = v_{0,y} + z\theta_{y,y} = \epsilon_2^0 + z\kappa_2^0 \\ \epsilon_4 &= \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} = w_{,y} + \theta_y\end{aligned}$$

$$\varepsilon_5 = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} = w_{,x} + \theta_x$$

$$\varepsilon_6 = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = (u_{0,y} + v_{0,x}) + z(\theta_{x,y} + \theta_{y,x}) = \varepsilon_6^0 + z\kappa_6^0 \quad (2.2)$$

其中  $u$ 、 $v$ 、 $w$  分別代表積層板在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向之位移量， $t$  代表時間， $u_0$ 、 $v_0$  分別代表積層板中間面在  $x$ 、 $y$  方向上的位移，而  $\theta_x = -\frac{\partial w}{\partial x}$ 、 $\theta_y = -\frac{\partial w}{\partial y}$  是

剪應變所產生之旋轉量(Shear Rotation)。

而中間面之曲率為

$$\kappa_1^0 = -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$$

$$\kappa_2^0 = -\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}$$

$$\kappa_6^0 = -2\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$



## 2-1.2 應力應變關係

複合材料積層板是由多層薄片(Lamina) 疊合而成的，而每一層的纖維排列方向與積層板主軸方向夾一  $\theta^n$  角(如圖 2-1)，則在材料座標系  $X'Y'Z'$  座標的構成方程式(Constitutive Equation)為：

$$\bar{\sigma}_{5 \times 1} = \bar{Q}_{5 \times 5}^n \bar{\varepsilon}_{5 \times 1} \quad (2.3)$$

其中

$$\bar{Q}_{5 \times 5}^n = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11}^n & \bar{Q}_{12}^n & 0 & 0 & 0 \\ \bar{Q}_{12}^n & \bar{Q}_{22}^n & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{Q}_{66}^n & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{44}^n & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{55}^n \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

且

$$\begin{aligned}
 \bar{Q}_{11}^n &= \frac{E_1^n}{(1 - \nu_{12}\nu_{21})} & \bar{Q}_{12}^n &= \frac{E_2^n \nu_{12}}{(1 - \nu_{12}\nu_{21})} \\
 \bar{Q}_{22}^n &= \frac{E_2^n}{(1 - \nu_{12}\nu_{21})} & \bar{Q}_{66}^n &= G_{12}^n \\
 \bar{Q}_{44}^n &= G_{23}^n & \bar{Q}_{55}^n &= G_{13}^n
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

其中  $\bar{Q}_{ij}^n$  為彈性係數， $E_i^n$  為楊氏模數， $\nu_{ij}$  為蒲松比， $G_{ij}^n$  為剪力模數。

由座標轉換的關係，求出積層平板主軸方向 XYZ 座標系的應力及應變關係

$$\underline{\sigma}_{5 \times 1}^n = (\underline{T}^n)^{-1} \underline{\bar{Q}}_{5 \times 5}^n [(\underline{T}^n)^{-1}]^t \underline{\varepsilon}_{5 \times 1}^n = \underline{Q}_{5 \times 5}^n \underline{\varepsilon}_{5 \times 1}^n \tag{2.6}$$

其中

$$(\underline{T}^n)^{-1}_{5 \times 5} = \begin{bmatrix} C^2 & S^2 & -2SC & 0 & 0 \\ S^2 & C^2 & 2SC & 0 & 0 \\ SC & -SC & C^2 - S^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -S \ C \end{bmatrix} \tag{2.7}$$

其中

$$C = \cos(\theta^n) \quad S = \sin(\theta^n)$$

而

$$\underline{Q}_{5 \times 5}^n = \begin{bmatrix} Q_{11}^n & Q_{12}^n & Q_{16}^n & 0 & 0 \\ Q_{12}^n & Q_{22}^n & Q_{26}^n & 0 & 0 \\ Q_{16}^n & Q_{26}^n & Q_{66}^n & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{44}^n & Q_{45}^n \\ 0 & 0 & 0 & Q_{45}^n & Q_{55}^n \end{bmatrix} \tag{2.8}$$

其中  $\underline{\bar{Q}}_{5 \times 5}^n$  矩陣與  $\underline{Q}_{5 \times 5}^n$  矩陣間之關係為：

$$Q_{11}^n = \bar{Q}_{11}^n C^4 + 2(\bar{Q}_{12}^n + 2\bar{Q}_{66}^n) C^2 S^2 + \bar{Q}_{22}^n S^4$$

$$\begin{aligned}
Q_{12}^n &= (\bar{Q}_{11}^n + \bar{Q}_{22}^n - 4\bar{Q}_{66}^n)C^2S^2 + \bar{Q}_{12}^n(C^4 + S^4) \\
Q_{22}^n &= \bar{Q}_{11}^nS^4 + 2(\bar{Q}_{12}^n + 2\bar{Q}_{66}^n)C^2S^2 + \bar{Q}_{22}^nC^4 \\
Q_{16}^n &= (\bar{Q}_{11}^n - \bar{Q}_{12}^n - 2\bar{Q}_{66}^n)C^3S + (\bar{Q}_{11}^n - \bar{Q}_{12}^n + 2\bar{Q}_{66}^n)CS^3 \\
Q_{26}^n &= (\bar{Q}_{11}^n - \bar{Q}_{12}^n - 2\bar{Q}_{66}^n)CS^3 + (\bar{Q}_{11}^n - \bar{Q}_{12}^n + 2\bar{Q}_{66}^n)C^3S \\
Q_{66}^n &= (\bar{Q}_{11}^n + \bar{Q}_{22}^n - 2\bar{Q}_{12}^n - 2\bar{Q}_{66}^n)C^2S^2 + \bar{Q}_{66}^n(C^4 + S^4) \\
Q_{44}^n &= \bar{Q}_{44}^nC^2 + \bar{Q}_{55}^nS^2 \\
Q_{45}^n &= \bar{Q}_{55}^nCS - \bar{Q}_{44}^nCS \\
Q_{55}^n &= \bar{Q}_{44}^nS^2 + \bar{Q}_{55}^nC^2
\end{aligned} \tag{2.9}$$

### 2-1.3 構成方程式(governing equation)

因複合材料積層板與一般平板理論有所差異，其差異性在於複合積層平板必須考慮到每一層薄片的力學性質，然後再將它們累加起來，始可得到合應力及合應力矩(Stress and Moment Resultants) (如圖 2-2)，複合積層平板之應力與應力矩為

$$\begin{aligned}
N_i &= \sum_{n=1}^N \int_{Z_n}^{Z_{n+1}} Q_{ij}^n \varepsilon_{ij} dz = \sum_{n=1}^N \int_{Z_n}^{Z_{n+1}} Q_{ij}^n (\varepsilon_j^0 + z\kappa_j^0) dz = A_{ij}\varepsilon_j^0 + B_{ij}\kappa_j^0 \\
M_i &= \sum_{n=1}^N \int_{Z_n}^{Z_{n+1}} z Q_{ij}^n \varepsilon_{ij} dz = \sum_{n=1}^N \int_{Z_n}^{Z_{n+1}} Q_{ij}^n (z\varepsilon_j^0 + z^2\kappa_j^0) dz = B_{ij}\varepsilon_j^0 + D_{ij}\kappa_j^0
\end{aligned} \tag{2.10}$$

其中

$$\begin{aligned}
A_{ij} &= \int_{-h/2}^{h/2} Q_{ij}^n dz = \sum_{n=1}^N Q_{ij}^n (z_{n+1} - z_n) \\
B_{ij} &= \int_{-h/2}^{h/2} Q_{ij}^n z dz = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^N Q_{ij}^n (z_{n+1}^2 - z_n^2) \\
D_{ij} &= \int_{-h/2}^{h/2} Q_{ij}^n z^2 dz = \frac{1}{3} \sum_{n=1}^N Q_{ij}^n (z_{n+1}^3 - z_n^3)
\end{aligned} \tag{2.11}$$

(i,j=1,2,6)



其中  $z_n$  為第  $n$  層薄板之表面到中間面的距離， $A_{ij}, B_{ij}, D_{ij}$  ( $i, j=1, 2, 6$ ) 分別代表拉伸、耦合、彎曲勁度矩陣 (Extensional Stiffness Matrix、Coupling Stiffness Matrix、Bending Stiffness Matrix)，將合力及合力矩寫成矩陣形式如下：

$$\begin{Bmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \\ M_1 \\ M_2 \\ M_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{0,x} \\ v_{0,y} \\ u_{0,y} + v_{0,x} \\ \theta_{x,x} \\ \theta_{y,y} \\ \theta_{x,y} + \theta_{y,x} \end{Bmatrix} \quad (2.12)$$

## 2-2 多層一階剪變形平板理論

由於複合材料三明治板的面層與夾心層間材料性質差異性很大，而且面層是由不同纖維方向的複合材料層板所組成；因此，面層與夾心層間在同一方向的勁度會有很大的差異，所以複合材料三明治板沿整個厚度方向的位移並不如一階剪變形位移場平板理論所假設的整個板厚度為一斜率相同的直線，故我們將整個複合材料三明治板的每一層當作一個一階剪變形的位移場，並考慮每一層與層之間位移的連續性(如圖 2-3)。之後將以此位移場為基礎，分析複合材料三明治板的自然頻率與模態。

### 2-2.1 位移與應變

多層一階剪變形平板理論是將複合材料三明治層板的每一層當作一個一階剪變形的平板來分析。假設層板任一層的位移場為

$$\begin{aligned}
\mathbf{u}^{(i)} &= \mathbf{u}_0^{(i)}(x, y) + z^{(i)} \phi_x^{(i)}(x, y) \\
v^{(i)} &= v_0^{(i)}(x, y) + z^{(i)} \phi_y^{(i)}(x, y) \\
w^{(i)} &= w_0^{(i)}(x, y) = w^{(i)}(x, y) \\
(i &= 1, 2, \dots, M)
\end{aligned} \tag{2.13}$$

其中， $u^{(i)}$ 、 $v^{(i)}$ 、 $w^{(i)}$  分別為任一層在平板參考座標中  $x$ 、 $y$ 、 $z$  上之位移分量，而  $u_0^{(i)}$ 、 $v_0^{(i)}$ 、 $w_0^{(i)}$  分別代表任一層之層板中間面在方向  $x$ 、 $y$ 、 $z$  上之位移量， $\phi_x^{(i)}$ 、 $\phi_y^{(i)}$  則分別代表為任一層垂直於  $x$ 、 $y$  軸之截面的旋轉量。

本文中將層數設為三層，如圖 2-4 所示，上下面層為非等向性材料，中心層為等向性材料，依據式(2.13)，並考量每一層於交界面上的位移必須連續，可得每一層的位移場為

$$\begin{aligned}
\mathbf{u}^{(1)} &= \mathbf{u}_0^{(1)}(x, y) + z^{(1)} \phi_x^{(1)}(x, y) \\
v^{(1)} &= v_0^{(1)}(x, y) + z^{(1)} \phi_y^{(1)}(x, y) \\
w^{(1)} &= w^{(1)}(x, y) = w(x, y)
\end{aligned} \tag{2.14a}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{u}^{(2)} &= \mathbf{u}_0^{(2)} + z^{(2)} \phi_x^{(2)} = \mathbf{u}_0^{(1)} + \frac{1}{2} t^{(1)} \phi_x^{(1)} + \frac{1}{2} t^{(2)} \phi_x^{(2)} + z^{(2)} \phi_x^{(2)} \\
v^{(2)} &= v_0^{(2)} + z^{(2)} \phi_y^{(2)} = v_0^{(1)} + \frac{1}{2} t^{(1)} \phi_y^{(1)} + \frac{1}{2} t^{(2)} \phi_y^{(2)} + z^{(2)} \phi_y^{(2)} \\
w^{(2)} &= w(x, y)
\end{aligned} \tag{2.14b}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{u}^{(3)} &= \mathbf{u}_0^{(3)} + z^{(3)} \phi_x^{(3)} = \mathbf{u}_0^{(1)} - \frac{1}{2} t^{(1)} \phi_x^{(1)} - \frac{1}{2} t^{(3)} \phi_x^{(3)} + z^{(3)} \phi_x^{(3)} \\
v^{(3)} &= v_0^{(3)} + z^{(3)} \phi_y^{(3)} = v_0^{(1)} - \frac{1}{2} t^{(1)} \phi_y^{(1)} - \frac{1}{2} t^{(3)} \phi_y^{(3)} + z^{(3)} \phi_y^{(3)} \\
w^{(3)} &= w(x, y)
\end{aligned} \tag{2.14c}$$

其中  $t^{(i)}$  為第  $i$  層厚度。

假設厚度方向應變仍保持不變  $\varepsilon_z=0$ ，應變可表示為：

$$[\boldsymbol{\varepsilon}] = \begin{Bmatrix} \boldsymbol{\varepsilon}_x \\ \boldsymbol{\varepsilon}_y \\ \boldsymbol{\varepsilon}_{xy} \\ \boldsymbol{\varepsilon}_{xz} \\ \boldsymbol{\varepsilon}_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial v^{(i)}}{\partial y} \\ \frac{\partial u^{(i)}}{\partial y} + \frac{\partial v^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial u^{(i)}}{\partial z} + \frac{\partial w^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial v^{(i)}}{\partial z} + \frac{\partial w^{(i)}}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad i=1,2,3 \quad (2.15)$$

其中  $\boldsymbol{\varepsilon}_x$ 、 $\boldsymbol{\varepsilon}_y$  為平板參考座標中  $x$ 、 $y$  上之應變， $\boldsymbol{\varepsilon}_{xy}$  為平板參考座標中  $x$ 、 $y$  上之剪應變， $\boldsymbol{\varepsilon}_{yz}$  為平板參考座標中  $y$ 、 $z$  上之剪應變， $\boldsymbol{\varepsilon}_{xz}$  為平板參考座標中  $x$ 、 $z$  上之剪應變。

對於層板的橫向振動(transverse vibration)問題，可假設  $u_0^{(1)}(x, y) = 0$  及  $v_0^{(1)}(x, y) = 0$ ，並將式(2.14)代入式(2.15)，可得到應變張量  $[\boldsymbol{\varepsilon}]$ ：

$$[\boldsymbol{\varepsilon}^{(1)}] = \begin{Bmatrix} z^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial x} \\ z^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial y} \\ z^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial y} + z^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial x} \\ \phi_x^{(1)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(1)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad (2.16a)$$

$$[\epsilon^{(2)}] = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2}t^{(1)} \left[ \frac{\partial\phi_x^{(1)}}{\partial y} + \frac{\partial\phi_y^{(1)}}{\partial x} \right] + \frac{1}{2}t^{(2)} \left[ \frac{\partial\phi_x^{(2)}}{\partial y} + \frac{\partial\phi_y^{(2)}}{\partial x} \right] + z^{(2)} \left[ \frac{\partial\phi_x^{(2)}}{\partial y} + \frac{\partial\phi_y^{(2)}}{\partial x} \right] \\ \frac{1}{2}t^{(1)} \frac{\partial\phi_x^{(1)}}{\partial x} + \frac{1}{2}t^{(2)} \frac{\partial\phi_x^{(2)}}{\partial x} + z^{(2)} \frac{\partial\phi_x^{(2)}}{\partial x} \\ \frac{1}{2}t^{(1)} \frac{\partial\phi_y^{(1)}}{\partial y} + \frac{1}{2}t^{(2)} \frac{\partial\phi_y^{(2)}}{\partial y} + z^{(2)} \frac{\partial\phi_y^{(2)}}{\partial y} \\ \phi_x^{(2)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(2)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{array} \right\} \quad (2.16b)$$

$$[\epsilon^{(3)}] = \left\{ \begin{array}{l} -\frac{1}{2}t^{(1)} \left[ \frac{\partial\phi_x^{(1)}}{\partial y} + \frac{\partial\phi_y^{(1)}}{\partial x} \right] - \frac{1}{2}t^{(3)} \left[ \frac{\partial\phi_x^{(3)}}{\partial y} + \frac{\partial\phi_y^{(3)}}{\partial x} \right] + z^{(3)} \left[ \frac{\partial\phi_x^{(3)}}{\partial y} + \frac{\partial\phi_y^{(3)}}{\partial x} \right] \\ -\frac{1}{2}t^{(1)} \frac{\partial\phi_x^{(1)}}{\partial x} - \frac{1}{2}t^{(3)} \frac{\partial\phi_x^{(3)}}{\partial x} + z^{(3)} \frac{\partial\phi_x^{(3)}}{\partial x} \\ -\frac{1}{2}t^{(1)} \frac{\partial\phi_y^{(1)}}{\partial y} - \frac{1}{2}t^{(3)} \frac{\partial\phi_y^{(3)}}{\partial y} + z^{(3)} \frac{\partial\phi_y^{(3)}}{\partial y} \\ -\frac{1}{2}t^{(1)} \left[ \frac{\partial\phi_x^{(1)}}{\partial y} + \frac{\partial\phi_y^{(1)}}{\partial x} \right] - \frac{1}{2}t^{(3)} \left[ \frac{\partial\phi_x^{(3)}}{\partial y} + \frac{\partial\phi_y^{(3)}}{\partial x} \right] + z^{(3)} \left[ \frac{\partial\phi_x^{(3)}}{\partial y} + \frac{\partial\phi_y^{(3)}}{\partial x} \right] \\ \phi_x^{(3)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(3)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{array} \right\} \quad (2.16c)$$

## 2-2.2 應力與應變關係

考慮一個單層複合材料平板，在材料主軸方向的應力與應變關係可以表示如下：

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{array} \right\} = \left[ \begin{array}{cccccc} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & Q_{23} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{13} & Q_{23} & Q_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66} \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{l} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ 0 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{array} \right\} \quad (2.17)$$

下標1、2代表主軸方向，也就是各層纖維的方向，而  $Q_{ij}$  為彈性係數，定義如下：

$$Q_{11} = \frac{1 - \nu_{23} \nu_{32}}{E_2 E_3 \Delta}$$

$$Q_{12} = \frac{\nu_{21} + \nu_{31} \nu_{23}}{E_2 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{12} + \nu_{32} \nu_{13}}{E_1 E_3 \Delta}$$

$$Q_{13} = \frac{\nu_{31} + \nu_{21} \nu_{32}}{E_2 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{13} + \nu_{12} \nu_{23}}{E_1 E_2 \Delta}$$

$$Q_{22} = \frac{1 - \nu_{13} \nu_{31}}{E_1 E_3 \Delta}$$

$$Q_{23} = \frac{\nu_{23} + \nu_{12} \nu_{31}}{E_1 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{23} + \nu_{21} \nu_{13}}{E_1 E_3 \Delta}$$

$$Q_{33} = \frac{1 - \nu_{12} \nu_{21}}{E_1 E_2 \Delta}$$

$$Q_{44} = G_{23}, \quad Q_{55} = G_{13}, \quad Q_{66} = G_{12}$$

$$\text{其中 } \Delta = \frac{1 - \nu_{12} \nu_{21} - \nu_{13} \nu_{31} - \nu_{23} \nu_{32} - 2\nu_{21} \nu_{32} \nu_{13}}{E_1 E_2 E_3} \quad (2.18)$$

因複合材料是由不同角度的層板疊合而成，所以必須將主軸方向的材料性質，轉換至層板的座標  $x-y$  方向，如圖2-1所示。則在材料主軸座標系的構成方程式 (Constitutive equation) 為：

$$\{\sigma\} = [\bar{Q}] \{\epsilon\} \quad (2.19)$$

展開寫成

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{13} & 0 & 0 & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{21} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{23} & 0 & 0 & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{13} & \bar{Q}_{23} & \bar{Q}_{33} & 0 & 0 & \bar{Q}_{36} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{44} & \bar{Q}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{45} & \bar{Q}_{55} & 0 \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{36} & 0 & 0 & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ 0 \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

$$\text{其中 } \bar{Q}_{11} = Q_{11} C^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) C^2 S^2 + Q_{22} S^4$$

$$\bar{Q}_{12} = (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66}) C^2 S^2 + Q_{12} (C^4 + S^4)$$

$$\begin{aligned}
\bar{Q}_{13} &= Q_{13}C^2 + Q_{23}S^2 \\
\bar{Q}_{22} &= Q_{11}S^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{22}C^4 \\
\bar{Q}_{23} &= Q_{23}C^2 + Q_{13}S^2 \\
\bar{Q}_{33} &= Q_{33} \\
\bar{Q}_{16} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})C^3S + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})CS^3 \\
\bar{Q}_{26} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})CS^3 + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})C^3S \\
\bar{Q}_{36} &= (Q_{13} - Q_{23})CS \\
\bar{Q}_{66} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{66}(C^4 + S^4) \\
\bar{Q}_{44} &= Q_{44}C^2 + Q_{55}S^2 \\
\bar{Q}_{55} &= Q_{55}C^2 + Q_{44}S^2 \\
\bar{Q}_{45} &= (Q_{55} - Q_{44})CS \\
C &= \cos \theta_i, \quad S = \sin \theta_i
\end{aligned} \tag{2.21}$$

而主軸方向與  $x-y$  方向夾角為  $\theta$  (如圖2-1)，從整個複合材料積層板而言，必須考慮各單層板之應力沿厚度方向積分，可得複合材料積層板的合力與合力矩如，如圖2-4所示，其結果如下：

$$\begin{aligned}
N_i &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \sigma_i^n dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (\epsilon_j^0 + z\kappa_j^0) dz = A_{ij}\epsilon_j^0 + B_{ij}\kappa_j^0 \\
(Q_x, Q_y) &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} (\sigma_{xz}^n, \sigma_{yz}^n) dz \\
M_i &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \sigma_i^n z dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (z\epsilon_j^0 + z^2\kappa_j^0) dz = B_{ij}\epsilon_j^0 + D_{ij}\kappa_j^0
\end{aligned} \tag{2.22}$$

其中  $i, j=1, 2, 6$ ， $z_n$  則為第  $n$  層板之下表面至中性面的距離，如圖2-6所示， $A_{ij}$ 、 $B_{ij}$ 、 $D_{ij}$  分別代表拉伸勁度矩陣(extensional stiffness matrix)、耦合勁度矩陣(Coupling stiffness matrix)、彎曲勁度矩陣(Bending stiffness matrix)：

$$(A_{ij}, B_{ij}, D_{ij}) = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (1, z, z^2) dz \quad i, j = 1, 2, 6 \quad (2.23)$$

### 2-3 三明治板的彈性支承

對於在平板邊界上有彈性支承的情況，可模擬成如圖2-5所示，邊界之彈性支承以橫向(Translation)及旋轉(Rotation)彈簧加以表示，而其所引起的應變能為：

$$U_T = \frac{1}{2} \int_S V_n w dS \quad (2.24)$$

$$U_R = \sum_{k=1}^3 \frac{1}{2} \int_S M_n \phi^{(i)} dS \quad (2.25)$$

其中， $U_T$ 為橫向彈簧所引起的應變能， $U_R$ 為旋轉彈簧所引起的應變能， $S$ 為彈性支承的邊界， $V_n$ 為橫向力， $M_n$ 為彎矩。

橫向力  $V_n$  及彎矩  $M_n$  可分別表示為：

$$V_n = K_{L_n} w \quad (2.26)$$

$$M_n = \sum_{i=1}^3 K_{R_n} \phi^{(i)} \quad (2.27)$$

將式(2.26)和(2.27)代入式(2.24)及(2.25)可將應變能表示為：

$$U_T = \frac{K_{L1}}{2} \int_0^b w^2 \Big|_{x=0} dy + \frac{K_{L2}}{2} \int_0^b w^2 \Big|_{x=a} dy + \frac{K_{L3}}{2} \int_0^a w^2 \Big|_{y=0} dx + \frac{K_{L4}}{2} \int_0^a w^2 \Big|_{y=b} dx \quad (2.28)$$

$$U_R = \sum_{i=1}^3 \left[ \frac{K_{R1}}{2} \int_0^b (\phi_x^{(i)})^2 \Big|_{x=0} dy + \frac{K_{R2}}{2} \int_0^b (\phi_x^{(i)})^2 \Big|_{x=a} dy + \frac{K_{R3}}{2} \int_0^a (\phi_y^{(i)})^2 \Big|_{y=0} dx + \frac{K_{R4}}{2} \int_0^a (\phi_y^{(i)})^2 \Big|_{y=b} dx \right] \quad (2.29)$$

其中， $K_{L_n}$ 為平板四邊的橫向剛性(Translational stiffness)， $K_{R_n}$ 為平板四邊的旋轉剛性(Rotational stiffness)。

## 2-4 應變能與動能

此節討論複合材料層板的應變能與動能

考慮任一個單層複合材料層板，應變能可表示為：

$$U_p^{(i)} = \frac{1}{2} \int_V [\sigma^{(i)}]^T [\epsilon^{(i)}] dV \quad i = 1, 2, 3 \quad (2.30)$$

應用上式與(2.14)、(2.19)式，可求得 $U_p^{(1)}$ 、 $U_p^{(2)}$ 及 $U_p^{(3)}$ ，複合材料層板彎曲的應變能為：

$$U_p = \sum_{k=1}^3 U_p^{(k)} \quad (2.31)$$

總應變能 $U$ 為複合材料層板彎曲的應變能( $U_p$ )與彈性支承引起的應變能( $U_T$ 、 $U_R$ )之總和。

$$U = U_p + U_T + U_R \quad (2.32)$$

每一單層板的動能 $T^{(i)}$ 為：

$$T^{(i)} = \frac{\rho^{(i)}}{2} \iint \left[ \left( \frac{\partial u_0^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_0^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] dx dy$$

$$+ \frac{\rho^{(i)}}{2} \iint \left[ \left( \frac{\partial \phi_x^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left( \frac{\partial \phi_y^{(i)}}{\partial t} \right)^2 \right] dx dy \quad ; i = 1, 2, 3 \quad (2.33)$$

應用上式與(2.14)式，可求得 $T^{(1)}$ 、 $T^{(2)}$ 及 $T^{(3)}$ ，複合材料層板的最大動能為：

$$T = \sum_{i=1}^3 T^{(i)} \quad (2.34)$$

複合材料層板的總能量泛函 $\Pi$ 可表示為：

$$\Pi = U - T \quad (2.35)$$



## 2-5 特徵值與特徵向量

一般探討結構系統的基本模態，係假設為無阻尼狀態下的自由振動模態，其運動方程式可寫為：

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (2.36)$$

其中， $[M]$ 為質量矩陣； $[K]$ 為勁度矩陣； $\{X\}$ 為位移向量；而對任何線性結構系統而言(該系統之受力與變形關係為線性)，上式中之 $[M]$ 、 $[K]$ 均為實數對稱(Real Symmetric)矩陣。

求解任何線性結構系統時，通常假設在結構系統中，各不同部位之振動為簡諧運動，且其振頻與相位均為相同，即

$$\{X\} = \{\Phi\}e^{i\omega t} \quad (2.37)$$

$$\{\ddot{X}\} = -\omega^2\{X\} = -\lambda\{X\} \quad (2.38)$$

其中 $\{\Phi\}$ 為實向量； $\omega$ 為簡諧運動之角頻率； $\lambda = \omega^2$ 。

代回式(2.36)可得：

$$([K] - \omega^2[M])\{\Phi\}e^{i\omega t} = \{0\} \quad (2.39)$$

上式中 $\{\Phi\}$ 有非零解之條件為 $[K] - \omega^2[M]$ 為奇異性(Singular)，亦即為：

$$\det |[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (2.40)$$

上式即為此系統之特徵方程式， $\omega_r$ 為系統之第  $r$  各自然頻率，而相對應之 $\{\Phi\}_r$ 為特徵向量，寫成矩陣型式為：

$$\begin{bmatrix} \ddot{\cdot} & & 0 \\ & \omega_r^2 & \\ 0 & & \ddot{\cdot} \end{bmatrix}, [\Psi] = [\{\Phi\}_1 \cdots \{\Phi\}_r \cdots]$$

## 2-6 受外力的振動系統

假設此系統具有比例阻尼(Proportional Damping)

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2.41)$$

其中  $\alpha$ 、 $\beta$  將以下述之 Bandwidth Method 和 Rayleigh Damping 取得:

### (一) Bandwidth Method

如圖 2-6 所示為一振動板中心之頻率-響應圖，其中 Peak response 為某一共振頻率相對應之振幅， $f_1$  及  $f_2$  為曲線和  $peak/\sqrt{2}$  之交點。利用下式求得共振頻率之阻尼比：

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{f_2 + f_1} \quad (2.42)$$

$\xi$  為此共振頻率之阻尼比。

### (二) Rayleigh Damping

由 Bandwidth Method 得到每一共振頻率相對應之阻尼比後，可從任二組共振頻率響應得到系統阻尼比(如圖 2-7 所示)。利用下式可以求得系統  $\alpha$ -damping 和  $\beta$ -damping：

$$\xi_i = \alpha / (2\Omega_i) + \beta (\Omega_i / 2) \quad (2.43)$$

$\xi_i$ ：第  $i$  個模態之阻尼比

$\Omega_i$ ：第  $i$  個模態之角自然頻率

$\alpha$ ：與質量矩陣有關的阻尼比

$\beta$ ：與勁度矩陣有關的阻尼比

振動系統之運動方程式可寫為：

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \sin \omega t \quad (2.44)$$

因為[M]、[K]、[C]為實對稱矩陣，所以我們將其對角化為：

$$\begin{aligned}
 [\Psi]^T[M][\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & m_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \\
 [\Psi]^T[K][\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & k_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \\
 [\Psi]^T[C][\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & c_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{2.45}$$

我們將 $\{X\}=[\Psi]\{x\}$ 代入(2.43)式並乘上 $[\Psi]^T$ 可改寫成為：

$$[m_r]\{\ddot{x}\} + [c_r]\{\dot{x}\} + [k_r]\{x\} = [\Psi]^T\{F\}\sin\omega t \quad r=1,2,\dots,n \tag{2.46}$$

即可求得

$$x_r = \frac{F_r}{k_r} \left( \frac{1-\eta^2}{(1-\eta^2)^2 + (2c_r\eta)^2} + j \frac{2c_r\eta}{(1-\eta^2)^2 + (2c_r\eta)^2} \right) \tag{2.47}$$

其中  $\eta = \bar{\omega}/\omega_r$

因此，系統響應 $\{X\}$ 可得：

$$\{X\}=[\Psi]\{x\}=\sum_{r=1}^n\{\Phi\}_r x_r \tag{2.48}$$

## 第三章 有限元素分析模擬

本文使用的有限元素分析軟體為 ANSYS，本章先是敘述整個 ANSYS 模型的建立方式、實驗上分析參數的取得，還有陳述 ANSYS 分析模擬揚聲器聲壓曲線時所需要的聲壓公式。最後驗證 ANSYS 模型的正確性。

### 3-1 ANSYS 有限元素模型之建立

#### 3-1.1 模擬元素的選擇

本節在陳述 ANSYS 有限元素模擬分析揚聲器振動板的過程，其中將選用符合多層一階剪變形理論的 shell 91 元素並開啟三明治選項來模擬振動板三明治加勁的區域，另外將選用符合一階剪變形理論的 shell 91 元素但不開啟三明治選項來模擬單層 1mm 純巴桑木未加勁的區域。板子上附加的東西還有音圈和支承的材料，因為音圈部份的材料強度較低，因此分析模擬過程中假設音圈不影響板子的結構因此音圈部份僅以 mass21 元素以質點的元素模擬音圈的質量附加在振動板的節點上、而支承材料的部份同音圈的假設也以質點的元素模擬支承材料的質量附加在振動板的節點上，另外彈性支承的支承力則在支承材料的節點上以 spring-damper14 的彈簧元素限制其 X、Y 方向의 自由度而彈簧另一端限制所有的自由度固定住。

#### 3-1.2 ANSYS 模型建立步驟

前處理部分：

1. Preprocessor → Element type：選擇振動板 shell91，彈簧元素

spring-damper 14，音圈、支承材料的質點 mass21

2. Preprocessor → Real constant：設定元素之參數，如彈簧常數等。
3. Preprocessor → Material Props → Material Models：設定振動板元素之各材料性質。
4. Preprocessor → Modeling：由點、線、面建立振動板的模型外觀。
5. Preprocessor → MeshTool：選擇元素參數、材料性質、各元素之尺寸大小，並分割元素。
6. Preprocessor → Modeling → Copy → Nodes：將必須建立懸邊(彈簧)的地方偏移複製，偏移之距離即為彈簧之長度。
7. Preprocessor → Modeling → Create → Elements → Auto Numbered → Thru Nodes：逐一點選以兩個節點為一組之節點來建立彈簧元素，亦可由迴圈程式輔助完成此重複性動作。
8. Preprocessor → Modeling → Create → Keypoints → on Node：逐一點選音圈、支承部份的位置建立 Keypoints。
9. Preprocessor → MeshTool：選擇音圈、支承的元素參數。
10. Preprocessor → Coupling/Ceqn → Coincident Nodes：將音圈元素與振動板模型上相同位置之節點設定成具有相同的自由度，來模擬振動板上附加音圈的真實狀況。

到此前處理即算完成，接下來可以做模態分析或是聲聲分析部分。

首先說明模態分析部分：

11. Solution → Analysis Type → New Analysis：選擇分析型態，自然頻率模態分析點選“Modal”。

12. Solution → Analysis Type → Analysis Options：No. of modes to extract 為要分析的模態個數。

13. Solution → Define Loads → Apply → Structural → Displacement → On Nodes：限制彈簧元素另一端節點的全部自由度。

14. Solution → Solve → Current Ls：求解。

15. General Postproc → Results Summary：列出所有的自然頻率。

16. General Postproc → Read Results → By Pick：選出想看 Mode Shapes 的自然頻率。

17. General Postproc → Plot Results → Contour Plot → Nodal Solu：再選 Nodal Solution → Z-Component of displacement，列出 Z 方向的位移。

即可得到自然頻率及模態。

如果要分析聲壓，在 ANSYS 部分如下：

11. Solution → Analysis Type → New Analysis：選擇分析型態，簡諧頻率響應分析點選“Harmonic”。

12. Solution → Define Loads → Apply → Structural → Displacement → On Nodes：限制彈簧元素另一端節點的全部自由度。

13. Solution → Define Loads → Apply → Structural → Force/Moment → On

Nodes：在位於音圈位置上的節點施予 Z 方向且相角為零之推力。

14. Solution → Load Step Opts → Time/Frequenc → Damping：輸入系統阻尼  $\alpha$ 、 $\beta$  的值。

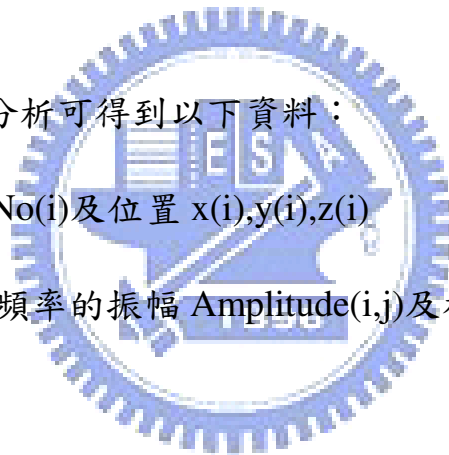
15. Solution → Load Step Opts → Time/Frequenc → Freq and Substps：輸入欲分析頻率響應之頻寬。

16. Solution → Solve → Current Ls：求解。

17. TimeHist Postpro → List Variables：輸出振動板模型全部節點的振幅及相角。

由上面簡諧激振分析可得到以下資料：

1. 節點編號 NodeNo(i) 及位置  $x(i), y(i), z(i)$
2. 第 i 節點在第 j 頻率的振幅 Amplitude(i,j) 及相角 phase(i,j)



### 3-2 ANSYS 模擬分析中各參數的取得

ANSYS 分析模擬上的質點元素、彈簧元素的各參數和模擬音圈激振的施力皆可由實驗取得。如圖 3-1、圖 3-2 為純巴桑木振動板揚聲器的阻抗圖和參數值，以下的討論將使用到參數值中的 Mms、Cms 和 BL 值，其實驗過程將在第四章中做敘述。而系統  $\alpha$ -damping 和  $\beta$ -damping 也可從阻尼量測實驗中陳述的方法取得。

#### 3-2.1 質點元素的參數

質點元素方面，音圈、支承材料質量可在組裝前直接以電子秤量測，

然後將振動板、音圈、支承材料的所有的質量加總再和參數值中的  $M_{ms}$  值作比較和驗證，實驗中量測加總的質量和  $M_{ms}$  的值是吻合的，其中  $M_{ms}$  值是揚聲器振動板系統之重量，因此可以確認所有的質點元素的參數值是可以給定的。

### 3-2.2 彈簧元素的參數

彈簧元素方面，彈簧彈性係數的給定可由參數中的  $C_{ms}$  值計算出來，其中， $C_{ms}$  值指的是系統以每牛頓力將可產生的位移。由參數中  $C_{ms}=1432.3970$ ，所以：

$$\text{彈簧彈性係數 (k)} = 10^6 / C_{ms} = 10^6 / 1432.397 = 698.1$$

單位：(牛頓/公尺)

### 3-2.3 激振力的給定

激振器施力方面，第四章中有提及激振力  $F=BLI$ ，而  $BL$  值也可由參數中取得， $I$  值為流過激振器線圈的電流，由於線圈阻抗  $R$  可由三用電錶量出，而本文量測聲壓時使用標準的量測功率為一瓦，再由公式  $W=I^2R$  (其中  $W$  為功率， $I$  為電流， $R$  為阻抗) 即可計算出  $I$  值，因此分析中激振力也是可給定的。

### 3-2.4 阻尼比的給定

如圖 3-3 為阻尼量測試驗時量測振動板中心點各頻率的位移圖，由於  $\alpha$ -damping 對低頻影響較大對高頻沒什麼影響而  $\beta$ -damping 對高頻影響較大對低頻沒什麼影響，因此，本文取了兩個頻率來計算  $\alpha$ -damping 和  $\beta$ -damping。其中，包括低頻的第一個自然頻率 (如圖 3-3a) 忽略  $\beta$ -damping 的影響來計算  $\alpha$ -damping，還有在高頻區 10KHz 之後找一個明顯的突起 (如圖 3-3b) 忽略  $\alpha$ -damping 的影響來計算  $\beta$ -damping。



在第一個自然頻率忽略  $\beta$ -damping 的影響來計算  $\alpha$ -damping 由式 2-42、2-43 可得：

$$\xi = (174 - 122) / (174 + 122) = \alpha / (2 \times 2 \times 3.14 \times 148)$$

$$\alpha = 326.7$$

在 10KHz 後自然頻率忽略  $\alpha$ -damping 的影響來計算  $\beta$ -damping 由式 2-42、2-43 可得：

$$\xi = (10730 - 9150) / (10730 + 9150) = (\beta \times 2 \times 3.14 \times 10270) / 2$$

$$\beta = 2.46 \times 10^{-6}$$

此阻尼比為純巴桑木振動板揚聲器所量測計算出來的，由模擬的聲壓曲線比較有加阻尼比和未加阻尼比兩條曲線發現模擬分析中阻尼比對聲壓曲線的影響不大，因此，本文加勁後振動板的模擬皆以此數值代入。

### 3-3 聲壓的計算及應用

依照上述 3-1、3-2 節中敘述的 ANSYS 模型建立的方式和建立 ANSYS 模型過程中需要參數的取得，所建立的 ANSYS 模型做簡諧激振分析，可以得到振動板上各節點的座標和各頻率下各節點的振幅、相角(如 3-1.2 節中的結果所述)，將以上 ANSYS 模擬得到的數據代入本節所推導的聲壓公式，即可得到振動板在各頻率下的聲壓，即可依此畫出聲壓曲線。

#### 3-3.1 聲壓波動方程式

對平面波而言，一維波動方程式為

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.3)$$

其中  $c$  為聲音之速度，在常溫  $24^\circ\text{C}$  時， $c=343\text{m/s}$ 。利用特徵曲線法(method of characteristics)可求得

$$p(x,t) = f_1(x - ct) + f_2(x + ct),$$

$f_1, f_2$  為任意函數，對於諧波聲場，可直接求解

$$\frac{d^2 \tilde{p}}{dx^2} + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \tilde{p} = 0 \quad (3.4)$$

令  $k = \omega/c$ ，為波數(wave number)，可求得

$$\tilde{p}(x) = \tilde{A}e^{-ikx} + \tilde{B}e^{ikx} \quad (3.5)$$

還原成時間域的表示法

$$p(x,t) = \tilde{A}e^{i(\omega t - kx)} + \tilde{B}e^{i(\omega t + kx)} \quad (3.6)$$

其中  $\tilde{A}, \tilde{B}$  為未定複數，對於點聲源而言，3-D 波動方程式在球面座標(spherical coordinate)為

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2 \tan \theta} \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.7)$$

因為點聲源是一個完全對稱的聲源，所以我們可以預期它所產生的聲場應該不會有方向性，所以可忽略與角度相關的項，所以式(3.7)可以簡化成

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.8)$$

其中  $r$  為點聲源距量測點的距離

上式可改寫成

$$\frac{1}{r} \frac{\partial^2}{\partial r^2} (rp) = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} (rp)$$

故

$$\frac{\partial^2(rp)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2(rp)}{\partial t^2} \quad (3.9)$$

觀察(3.9)式的形式，可以發現它的形式和前面的一維波動方程式是一樣的，所以其解為

$$rp = f_1(r - ct) + f_2(r + ct)$$

所以

$$p(r, t) = \frac{1}{r} f_1(r - ct) + \frac{1}{r} f_2(r + ct) \quad (3.10)$$

而一個點聲源只會發出外傳波(outgoing wave)，

$$p(r, t) = \frac{1}{r} f_1(r - ct) \quad (3.11)$$

對於簡諧球面波(harmonic spherical wave)而言

$$p(r, t) = \frac{\bar{A}}{r} e^{i(\omega t - kr)} \quad (3.12)$$

對面積為 $\delta s$ 的微小振動板而言，距離振動板 $r$ 的聲壓可由 Rayleigh's first integral 計算出來，積分形式如下

$$p(r, t) = \left( \frac{i\omega\rho_{\text{air}} u_d \delta s}{2\pi r} \right) e^{i(\omega t - kr)} \quad (3.13)$$

對一塊振動板而言，聲壓

$$p(r, t) = \frac{i\omega\rho_{\text{air}}}{2\pi} e^{i\omega t} \int_s \frac{u_d(r, t) e^{-ikr}}{r} dS \quad (3.14)$$

設  $A_d(r, t) = A e^{i(\omega t - kr)}$

則  $u_d(r, t) = i\omega A e^{i(\omega t - kr)} = i\omega A_d(r, t)$

所以

$$p(r, t) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} e^{i\omega t} \int_s \frac{A_d(r, t) e^{-ikr}}{r} dS \quad (3.15)$$

$$\mathbf{p}(r, t) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} \sum_i A_d(r_i, t) \times e^{i(\omega t - kr)} \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.16)$$

$$\mathbf{p}(\mathbf{r}, t) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} \sum_i (A_d(r_i, t) \times \cos(\omega t - kr_i)) \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.17)$$

現在假設聲源的力是簡諧激振的模式，並且其簡諧激振響應的解採用穩態解。並考慮聲音接收處是位於垂直中心點  $r$  處，接收時間考慮使用的頻率區間，則：

$$P(\text{frequency}) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} \sum_i (A(x_i, y_i) \times \cos(\theta_i - kr_i)) \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.18)$$

其中  $p(r, t)$  為量測點與振動板距離  $r$  處的聲壓， $\rho_{\text{air}}$  為空氣密度， $u_d(r, t)$  為振動板表面元素之速度大小， $A(x_i, y_i)$  為振動板表面元素之振幅大小， $\omega$  為當時之激振頻率， $\theta_i$  為板子當時之相位角， $r_i$  為量測點與振動板表面元素  $\Delta S$  之距離(如圖 3-4)， $k$  為波數( $\frac{\omega}{c}$ )， $j = \sqrt{-1}$ 。

其中  $A(x_i, y_i)$ 、 $\theta_i$ 、 $r_i$  的結果可由有限單元分析軟體 ANSYS 進行簡諧激振響應分析得到。

在實務上，通常量測聲音使用的尺度是分貝(decibel)符號是(dB)，它基本上是一個對數尺度(log scale)，採對數尺度主要原因是聲音的動態範圍非常之大，同時人耳對音量的感覺也是比較接近對數尺度。

聲壓位準(Sound Pressure Level)

$$\text{SPL} = 20 \log\left(\frac{P_{\text{rms}}}{P_{\text{ref}}}\right) (\text{dB}) \quad (3.19)$$

$P_{\text{rms}}$  為量測點聲壓之均方根值為

$$P_{\text{rms}} = \left[ \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} |p(r, t)|^2 dt \right]^{1/2} \quad (3.20)$$

聲壓參考值  $P_{\text{ref}} = 2 \times 10^{-5}$  pa

一般在測量聲壓的儀器看到的聲壓曲線即為頻率響應曲線，縱軸為

(dB)，橫軸為激振頻率。

### 3-4 ANSYS 模型之驗證

#### 3-4.1 模擬元素的選擇

由參考文獻[15]中的三明治結構驗證，其尺寸為延著纖維方向為 1.83 公尺、垂直纖維方向為 1.22 公尺、心層厚度為 0.0064 公尺、面層厚度為 0.000406 公尺，三明治疊層方向為 $[0^0/0^0/0^0]$ ，其中，心層和面層材料的材料常數和密度(如表 3-1)，而其三明治板的邊界條件為簡支承(simple support)。以此相同的尺寸、材料常數、支承條件，再以不同的 ANSYS 元素作自然頻率的模態分析取其前六個頻率與文獻中的結果做比較(如表 3-2)。由表中比較結果可得，理論基礎為一階剪變形的元素 shell99 分析結果和 shell91 且不開三明治選項的分析結果一致，而以理論基礎為多層一階剪變形的 shell91 元素並打開三明治選項所模擬出來的結果和文獻的結果比較起來比 shell99 元素分析出來的結果更為準確。此驗證可得到，模擬三明治板的元素選擇為 shell91 且打開三明治選項是合理的。

#### 3-4.2 聲壓模擬的驗證

經由前面兩節陳述可得之整個揚聲器的振動系統在模擬分析上是由板子 shell91 的薄殼元素、音圈和支承材料 mass21 的質點元素和彈性支承力 spring-damper 14 的彈簧元素所組成的。分析這幾個元素的各參數，其中彈簧元素的彈性係數和質點元素的質量都可以從實驗中得到精確的

數值，而薄殼元素中板子的材料常數的給定卻有相當大的問題。由於板子未加勁前是純巴桑木板當材料，而巴桑木是一種天然的木頭材料，材料本身不可能有均勻的材料性質，因此無法用巴桑木實驗驗證 ANSYS 模型的正確性。解決方式為，壓製 8 層 0.125mm 同方向的碳纖疊層板成為厚度和巴桑木一樣的 1mm 的碳纖板，將碳纖板裁成尺寸和巴桑木振動板一樣大小，並以相同的纖維方向，相同的製作程序做出碳纖板揚聲器，簡單來說就是作一個相同的揚聲器，但是將振動板由 1mm 且材料性質不穩定的巴桑木改成 1mm 材料性質穩定的碳纖板(如圖 3-5)，作實驗得到碳纖板揚聲器的聲壓曲線，再將 ANSYS 模型中板子的材料常數以均勻的碳纖材料常數取代，模擬出碳纖振動板揚聲器的聲壓曲線，互相比較兩條曲線(如圖 3-6)可得知實驗和分析模擬出來的兩條聲壓曲線有相同的趨勢，由此可實驗驗證出此 ANSYS 模型是具參考價值的。再將相同的 ANSYS 模型改以巴桑木的材料常數作模擬的聲壓曲線，和巴桑木振動板揚聲器實驗得到的聲壓曲線作比較，可得到模擬和實驗趨勢相近的聲壓曲線(如圖 3-7)。

## 第四章 平面揚聲器之研製及實驗

聲音為結構振動使空氣產生速度造成，平面揚聲器振動板主要以振動板的剛體運動與振動板的變形兩種效應產生聲音，也因為激振器推動振動板，使振動板表面元素之空氣產生速度，進而產生聲壓，由於振動板之振形有凹有凸(如圖 4-1)，所以產生之空氣速度亦有正有負，因此聲壓才有高低起伏的現象，本文所探討的純巴桑木揚聲器振動板在頻率 3000Hz 左右會有幅度較大的聲壓起伏，一般這個起伏較大的聲壓變化稱為中音谷，在一條平滑的聲壓中，中音谷的出現將使的聲音在中音谷部份無法表現，導致揚聲器無法表現出所有頻率的聲音而影響揚聲器的品質。揚聲器單體的基本結構(如圖 4-2)可分為振動板部分、音圈部分、磁鐵部分，由電磁學的電能轉為力學能的公式為：

$$F=IBL$$

其中 F 為激振力(N)，B 為磁場大小(Tesla)，I 為電流大小(A)，L 為線圈長(M) 振動板由音圈電磁力產生推力 F，來激振揚聲器振動板。

在剛體運動方面，由振動學公式  $f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$  (其中 K 為系統之彈性係數、M 為系統質量)，其中頻率在  $f_0$  之後才開始有較平穩的聲壓值表現，並且頻率在  $f_0$  之後，彈簧的影響已不存在，而只剩下質量與力量的物體運動關係，所以在一定的激振力下降低彈性支承的彈性係數、增加振動板的剛性和減低質量將是改善揚聲器的關鍵點。

本章陳述內容主要為介紹彈性支承的功能，再敘述具彈性支承之平面揚聲器的製作過程，及過程中所遇到之問題及解決的方法，還有揚聲器的各種實驗的程序。而針對加強振動板的剛性改善中音谷的部份，將在第五

章之中討論。

#### 4-1 彈性支承之功能

傳統錐盆式喇叭單體的外圍都會有一圈支承，用來將錐盆固定在框架上，讓錐盆能夠藉音圈的控制而前後運動，並且使錐盆能在運動完畢後歸回原位，簡而言之，支承的主要功能就是定向和定位。常見的支承截面形狀為弧形、半圓形或波浪形，材質則有紙、泡綿、布、橡膠，其中布及紙在製作時需塗上一層膠使材料成型，故製作完成之支承會較硬並缺乏彈性，而泡綿及橡膠的材質較柔軟且具有彈性，製作上只需加熱加壓即可成型，通常視需要而選擇材質搭配及設計截面之形狀。而傳統截面為半圓形或波浪型的彈性支承(如圖 4-3)雖已達到降低整個振動系統彈性支承彈性係數的效果，但是這種支承在低音承受稍大一點振幅時，及呈現出明顯的非線性的彈性支承力，這對揚聲器低音的原音重現有非常大的不良影響，解決方式如本文敘述，建立以玻璃纖維或碳纖維為材料的彈性機構做支承頂住揚聲器振動板使揚聲器振動板能定位且定向並且在振動完畢時能歸回原位。

如前文所敘述，一個好的揚聲器彈性支承的彈性係數要越小越好，使得揚聲器的起始頻率  $f_0$  下降，但是越低的  $f_0$  將造成越大的振幅，且運動過程中的穩定度勢必大大的下降，一個好的揚聲器支承的設計，就是在降低振動系統  $f_0$  為前提下，能保持振動板定向穩定運動，且在往復過程中能將振動板和激振器之間定位，使音圈不至於和磁鐵產生磨擦，而產生不穩定的運動，並且在低頻的大振幅下，能給予振動板穩定的支承力，使得揚聲器在低頻時能有更真實的表現。



## 4-2 揚聲器之製作

### 4-2.1 複合材料疊層板之製作

- (1)首先由冷凍庫中取出複合材料預浸材，並在室溫下靜置 12~14 小時。
- (2)將預浸材依需要的疊層數目、角度和大小剪裁、堆疊。
- (3)在鐵板上依序放置輔助材及複合材料(如圖 4-4)，並抽真空，再將模具送上熱壓機(如圖 4-5)，依加溫時間-溫度關係及溫度-壓力關係(如圖 4-6)來控制複合積層板成型條件，所示。
- (4)等時間一到，關掉熱壓機的溫度，使試片在室溫下自然冷卻，待冷卻到室溫時，再將積層板取出，即製作完成。

### 4-2.2 振動板之製作

- (1)首先先依需要裁出所需要的巴桑木的尺寸，本文探討的揚聲器振動板尺寸皆為長度 33mm、寬度 33mm、厚度 1mm。
- (2)依照 4-2.1 之步驟壓製出所需要的複材疊層板，本文用來加勁巴桑木板用的複材板皆為厚度為 0.125mm 的單層碳纖維疊層板。
- (3)將 AB 膠以 A 膠比 B 膠等於 1:0.8 的比例混合調成。
- (4)將製作完成的複合材料疊層板依照需要切割成適當的寬度和長度，再依照需要的結構用 AB 膠將切割完成的複合材料疊層板黏合在巴桑木需要的位置上(如圖 4-7)。
- (5)最後放置陰涼處 18 小時，使其完全密合。

### 4-2.3 條狀支撐之製作

- (1) 首先先製作搭接複和材料振動板和條狀支撐結構間的材料(如圖 4-8)。
- (2) 將 AB 膠以 A 膠比 B 膠等於 1:0.8 的比例混合調成。
- (3) 用 AB 膠將搭接材料黏合在振動板需要的位置上(如圖 4-9)。
- (4) 最後放置陰涼處 18 小時，使其完全密合。
- (5) 將接合好搭接材料的振動板放置在自製的定位器上(如圖 4-10~4-11)並放上平面喇叭的框架(如圖 4-12)。
- (6) 再依照 4-2.1 之步驟壓製出所需要的複材疊層板，本文用來做支承用的條狀支撐結構皆用一層玻璃纖維上下各疊一層 PC 薄膜共三層壓製而成。
- (7) 將步驟(6)中壓製好的複合材料疊層板上下各用雙面膠黏上一層紙，紙上印出條狀支撐結構所需要的形狀，並依形狀切割出需要的彈性結構(如圖 4-13)。
- (8) 依序將製作出來的彈性結構用 AB 膠黏合在步驟(5)中已經定位完成的振動板和框架上(如圖 4-14)，且依照設計將已經剪裁加工成需要形狀的塑膠片黏合在框架上，並依設計將所需要的泡綿切割成需要的大小，一邊黏上雙面膠黏在所需要的位置上(如圖 4-15~4-16)。
- (9) 最後，用 AB 膠黏上音圈，並放置陰涼處 18 小時，使其完全密合即完成。

### 4-3 支承研製之問題討論

本節藉由 4-2.3 之製作過程之順序，來討論揚聲器支承設計過程中所

遇到的問題及解決的方法，直到最後設計出 4-2.3 中符合平面揚聲器彈性支承需要的設計。

### 4-3.1 支承的材料選擇

支承材料最直接影響到揚聲器的部份是黏合在板子上的支承材料所附加在振動板上的質量，為了讓整體聲壓位準(dB)有較高的水平，振動板和附加的總質量是越低揚聲器越有效率，因此，支承材料應選擇密度低的材料。其它材料選擇的因素就是要選擇阻尼較大的材料，讓揚聲器整體的阻尼較大可讓較早的振動行為不至於過分的影響之後的振動，而避免有太大的失真發生，所以最後設計中所選擇的支承材料為具彈性的發泡材料，此材料符合重量輕阻尼大的要求。

支承體積較小的一對支承材料之所以選擇巴桑木的原因是因為彈性支承的定位、定向的功能，因為支承需要對振動板和激振器磁鐵之間做定位，以避免在振動過程中因為振動板偏離原位，導致音圈和磁鐵間產生磨擦，影響揚聲器的效率並產生多餘的噪音。巴桑木有足夠的剛性可使支承在運動過程中不變形又不至於太重，(如圖 4-17)中所示巴桑木這一對支承材料黏合在彈性支承結構的一端，另一端則牢固的黏合在揚聲器的框架上，整個支承有足夠的剛性固定振動板和框架間 X 方向和 Y 方向的相對位置讓振動板在框架間只能延 Z 方向往復的運動。所以巴桑木這對較小的支承並沒有提供足夠的支承力，主要的功能在定位，在定向上只限制了振動板 X 方向、Y 方向和沿著 Z 方向旋轉的自由度，並沒有限制住振動板沿著 X 方向和 Y 方向旋轉的自由度。

### 4-3.2 支承材料形狀的設計

主要功能為定位用的巴桑木支承材料，由於定位的功能所以需求上要能在大振幅時保持形狀不變形並且不破壞，因此，基於減輕重量的考量，整個巴桑木的支承材料體積是越小越好。最後決定設計的大小(如圖 4-8)，已經能達到振動過程不變形不破壞的標準，且整體體積不大，所以附加的質量已經很小對整體的聲壓輸出影響不大，已經達到需求。

另一對支承材料為白色發泡材料，在 4-3.1 中已經解釋過為何要選擇這種材料。這對支承的功能在於限制住振動板沿著 X 方向和 Y 方向旋轉的自由度，以補足上述巴桑木支承不足的地方，而形狀上原先只是單純的兩片 2mm 的白色發泡材料(如圖 4-18)，但因為材料剛性不夠所以容易因為劇烈振動後變形，最後改善的方式為加厚材料兩邊的厚度並在表面上加一小塊碳纖肋條，結果得到如此的設計形狀(如圖 4-8)，並達到需要的要求。

### 4-3.3 條狀支撐結構設計

本文用來做支撐用的條狀結構皆用一層玻璃纖維上下各疊一層 PC 薄膜共三層壓製而成，並將壓製好的複合材料疊層板上下各用雙面膠黏上一層紙，紙上印出條狀支撐所需要的形狀，並依形狀切割出需要的條狀結構。這麼做可確保每次做出來的結構都有相同的強度和支承力，不會像原始的作法(如圖 4-19)一樣，在黏合的過程中因為用膠量的不同造成各條狀支撐的支承力皆不相同，使的整個揚聲器振動板各點的支承力不同，造成在振動過程的不穩定而產生不必要的噪音且使得揚聲器效率

下降，而上下各加一層 PC 薄膜則是用來加強玻璃纖維疊層板非纖維方向的強度避免在切割過程中玻璃纖維疊層板的破壞。

支撐結構最後又設計了一個結構(如圖 4-15~4-16)可用泡綿上下夾住彈性體，在未加這個結構前，揚聲器在振動過程中，條狀支承也會隨著振動且會撞擊到揚聲器的框架產生噪音，此設計是利用泡綿壓制住結構體的振動避免結構體的共振產生不必要的噪音並增加支承的穩定度。而另一對支承(如圖 4-15)一端黏著白色發泡材料，另一端也是使用同前的方法，用白色發泡材料夾住條狀結構的另一端，這種設計可讓振動板承受比一端完全黏合在框架上更大的振幅，且在振動時能有更好的回彈力。

#### 4-4 揚聲器各種實驗程序



##### 4-4.1 阻尼量測實驗

本實驗使用 B&K 的 PULSE 頻譜分析儀和雷射測速儀進行振動板之頻率-響應量測，並藉由 Bandwidth Method 來計算各激振頻率之系統阻尼比。

(一) 基本設備有:

- (1) PULSE 信號收集及處理器
- (2) PULSE 軟體
- (3) Polytec OFV350 雷射測速儀
- (4) Polytec OFV2500 測速儀控制器
- (5) 個人電腦

#### (6)組裝好之平面揚聲器

將儀器(如圖 4-20)所示般架設。

#### (二)實驗程序

(1)將待測之平面揚聲器放置在一固定台上。

(2)啟動 PULSE 程式，設定好量測頻寬、解析度、激發方式、訊號模擬方法等。

(3)先將 OFV2500 控制器接上 OFV350 雷射測速儀對平面揚聲器進行對焦，盡量使控制器接受訊號強度達到最大，再將 PULSE 訊號分析儀之訊號(輸出電壓)經電纜線接到激振器上。

(4)驅動激振器，並將傳回的訊號分析處理，由於所傳回之訊號為振動板之速度，需要將訊號對時間做一次積分以便得到振動板的位移響應。

(5)利用 Bandwidth Method 處理振動板之位移響應，以得到某自然頻率之阻尼比。

#### 4-4.2 聲壓實驗

聲壓量測以 LINEARX 公司出的 LMS 聲壓測試系統。

設備介紹如下：

(1)LMS 聲壓測試系統(內含寬頻雜訊產生器、聲壓頻譜分析)

(2)桌上型電腦

(3)訊號放大器(Amplifier)

(4)麥克風

將揚聲器 (如圖 4-21)所示般架設在棧板上。

量測步驟如下：

(1)將揚聲器架設妥當。

(2)軟體內部校正及外部校正，並將環境設定完成(如：測試頻寬、測試速度、解析度)。

- (3)麥克風放置在離揚聲器中心一公尺外之同一高度腳架上。
- (4)待一切準備就緒，啟動電腦發出訊號，由麥克風接收聲壓訊號，傳回電腦。
- (5)將曲線平滑處理，平滑的參數是 1/3(Octave Width to Smooth By 0.3333)，即可得出頻率響應之聲壓分貝圖。

#### 4-4.3 阻抗量測實驗

同上使用 LMS 系統，經過校正後，可量測出揚聲器系統的阻抗圖，圖中阻抗曲線第一個突起的頂峰頻率就是整個揚聲器系統的第一個自然頻率  $f_0$ 。

#### 4-4.4 參數量測實驗

同阻抗量測試驗，量測出第一條同上未加質量時的阻抗曲線，再附加額外的質量黏在板子中央處，所附加的質量要讓附加質量後量測出的阻抗曲線的第一個突起頂峰頻率較第一條阻抗曲線的第一個突起頂峰的頻率值減少 20%~50% 才可計算出準確的參數值，一般來說所附加的質量接近振動板的質量即可在此範圍內。

量測出兩條阻抗曲線後，輸入振動板的面積和附加的質量即可計算出所要的參數。

## 第五章 振動板加勁結果與討論

在第三章中使用 8 層 0.125mm 同方向碳纖預浸材壓製而成的 1mm 碳纖疊層板來模擬 1mm 巴桑木板當振動板做實驗，以此碳纖振動板用相同的支承設計所製造出的揚聲器量測出的聲壓和 ANSYS 模擬分析的結果做對照驗證。對照驗證出結果顯示第三章中 ANSYS 用來模擬揚聲器振動板的模型是合理且正確的。因此，現在用相同的 ANSYS 模型將碳纖的材料常數改用巴桑木的材料常數，可模擬出正確的純巴桑木振動板揚聲器的聲壓曲線，以此模擬曲線和實驗純巴桑木振動板在相同支承設計下的聲壓量測圖做對照(如圖 3-7)，由圖中可見，實驗和分析整體趨勢非常相近，又在一次驗證了這個 ANSYS 模型。

由圖中可以很明顯的看到純巴桑木振動板揚聲器的聲壓曲線在 3000Hz 附近有很明顯的起伏落差稱之為中音谷，這個落差極大的中音谷對整體的聲壓表現有非常不良的影響，因此，本文就利用驗證正確的 ANSYS 模型來做模擬，就可知道此純巴桑木振動板揚聲器的中音谷，是由何種形式的自然振動模態來產生，再加以分析影響聲壓的模態，找出模態中變形較大的部份判斷出想要減少變形需要在結構上加強的部份，以此觀念為基礎，減小產生中音谷的模態的變形進而減小中音谷的落差，使整體聲壓曲線起伏落差更小更平滑，而揚聲器將會有更好的表現。

### 5-1 加勁前的聲壓曲線

如圖(圖 3-7)所示純巴桑木振動板揚聲器整體聲壓在 3000Hz 左右出現了一小一大的中音谷落差，因此本節的目的即是找出造成此中音谷落差的自然振動模態，並討論此模態的變形。



### 5-1.1 外力激振下產生之模態

將 ANSYS 模擬做模態的分析可得到純巴桑木振動板所有自然頻率的振動模態(如圖 5-1)，圖中共 30 個自然頻率振動模態，分別從 0Hz~7154Hz。由於中音谷落差發生在 3000Hz 左右，本節先找出 0Hz~5000Hz 內自然振動頻率的模態再加以討論。

為了判斷是否所有自然振動模態皆影響聲壓的起伏落差，將相同的 ANSYS 模擬分別在 0Hz~5000Hz 以內施加各種頻率的音圈施力作簡諧激振分析，如此，即可得到純巴桑木揚聲器振動板在受 0Hz~5000Hz 的音圈施力下振動板的變形圖(如圖 5-2)。

觀察受激振力的變形圖(如圖 5-2)的結果，可得到一個現象，振動板在所有受不同頻率的力激振出來的變形圖中，可以明顯的看出振動板的變形並非所有自然頻率的振動模態皆會出現，出現的變形皆為上下對稱同時左右也對稱的振形，由此現象可看出整條聲壓曲線的高低落差皆是由所有上下對稱同時左右也對稱的自然振動模態所影響。

經由對照自然振動模態(圖 5-1)和受不同頻率激振力下的變形圖(如圖 5-2)的結果，觀察振動板在受各個頻率激振力下的變形情形，判斷板子在受激振力下會產生什麼形式的變形，即可辨別出是由哪些自然頻率的振動模態在影響整個聲壓曲線的起伏落差。判斷對照結果可以找出振動板在受頻率 0Hz~5000Hz 的激振力產生的變形圖皆是由圖 5-3a~圖 5-3g 的幾個自然振動模態所混合而成的。

因此，經由本節的討論，可以得到在頻率 0Hz~5000Hz 間影響聲壓

曲線的高低起伏的所有自然振動頻率模態如圖(圖 5-3a~圖 5-3g)。

## 5-1.2 造成聲壓落差之模態

經由 5-1.1 節的討論，已經知道是何種的自然振動模態在影響聲壓的起伏落差，也找出頻率 0Hz~5000Hz 之內所有影響聲壓曲線高低的自然振動模態(如圖 5-3a~圖 5-3g)。再觀察經由 ANSYS 模擬出來的聲壓圖(如圖 3-4)比較圖 5-3 的自然振動模態可以看到如圖 5-3a 為系統影響聲壓的第一個自然頻率，為揚聲器聲壓起始頻率，由聲壓圖中可以很明顯的看到聲壓感度的尖峰頻率同圖 5-3a 的自然振動頻率。如圖 5-3b 為第二個影響聲壓落差的自然振動模態造成頻率在 500Hz 左右的聲壓落差、如圖 5-3c 這個自然振動模態造成了頻率在 2000Hz 左右的聲壓落差，而聲壓曲線中橫跨 2667Hz~4081Hz 且聲壓高低落差達 14dB 的中音谷聲壓落差由受激振力的變形圖可明顯的看出此中音谷是由如圖 5-3d~圖 5-3f 三個自然模態混合影響所致。

經由上一段的討論已經可以知道頻率 0Hz~5000Hz 中，哪個聲壓的落差是由哪個模態造成。由模擬分析的聲壓圖中可以看到，在 500Hz 左右和在 2000Hz 左右的聲壓落差皆在 5dB 左右，這些小幅度的聲壓落差對揚聲器整體的聲壓表現影響並不大，而橫跨頻率 2667Hz~4081Hz 的中音谷，由於對揚聲器的影響頻寬達 1400Hz 且聲壓落差高達 14dB，導致此中音谷對揚聲器在頻率 2667Hz~4081Hz 中，聲壓表現最大有 14dB 的落差，使得聲音在頻率 2667Hz~4081Hz 中表現不出來，而造成揚聲器整體的聲壓表現不良。

### 5-1.3 三明治板聲壓表現

過去對平面揚聲器振動板的加勁方式大多以整片振動板三明治結構的方式，將振動板延著垂直纖維剛性較差的方向上下各貼一層碳纖維積層板來加強振動板，藉此減少振動板的變形，因而導致振動板部分的面積將空氣向外推、部份的面積將空氣向內吸以至於聲壓互相抵消下降的情形發生。

由於厚度 1mm 的純巴桑木振動板，密度只有  $200\text{KG}/\text{M}^3$  左右整塊純巴桑木振動板重量只有 0.24 公克，而用來加勁的碳纖維積層板雖然厚度只有 0.125mm，但是密度高達  $1500\text{KG}/\text{M}^3 \sim 1550\text{KG}/\text{M}^3$ ，光是只有用來加勁的上下兩片碳纖維積層板部分，重量就高達 0.41 公克，再加上巴桑木部分，揚聲器振動板部份重量就高達 0.65 公克，比原先純巴桑木振動板多了 0.41 公克，重了多達 2.7 倍的重量。將與純巴桑木相同的 ANSYS 模擬分析中，原來的純巴桑木部份，改成一層 0.125mm 的碳纖維積層板加上一層 1mm 的巴桑木板再加上一層 0.125mm 的碳纖維積層板以  $[0^\circ/90^\circ/0^\circ]$  的對稱三明治結構代替純巴桑木振動板的部分作簡諧激振分析，如此模擬出來的三明治振動板揚聲器聲壓圖和純巴桑木振動板模擬出來的聲壓做比較(如圖 5-11)所示，雖然中音谷落差有改善，但是，三明治振動板整體聲壓整整比純巴桑木振動板整體聲壓低了超過 6dB 以上，因此，雖然三明治的振動板結構已經有讓聲壓平滑的趨勢了，但是重量增加太多的不良影響，也已經大大的影響到整個揚聲器發聲的效率。

經由 5-1.2 的討論，可以知道影響整個揚聲器聲壓落差最大的中音谷是由如圖 5-3d~圖 5-3f 三個自然模態混合影響而成。接著觀察此三個

模態的振形可發現，造成揚聲器最大中音谷落差的振動模態，振動板皆為小區域性的變形造成部分面積在推空氣時，部份面積在吸空氣，兩兩相抵消各自的聲壓，由於是小區域面積的變形造成中音谷，所以可以選擇性的在不同的區域加上三明治結構，用來補強變形較大的部份又能減低因為太大片的碳纖維積層板加勁造成重量大幅的增加最後整體聲壓下降的不良後果。

## 5-2 局部加勁對聲壓的影響

經由 5-1 節的分析討論，以經知道純巴桑木的聲壓和造成中音谷的自然振動模態，也比較過整片巴桑木板以三明治結構的加勁方式的優缺點，得到的結論就是選擇性的在不同的區域加上三明治結構來達到振動板加勁的功能且不至於增加太多重量。

因此，本節將 ANSYS 模型的振動板部分分成 22 塊面積編號 1~22(如圖 5-4)，可分別的將不同塊面積設定成三明治板其他面積依然為巴桑木板作分析，如此排列組合分析模擬出各個不同面積為三明治結構加勁的振動板之聲壓圖並討論之。以下討論將各種不同區域的三明治加勁表示法如下： $(A\sim B)(C\sim D)$ 即表示在 22 塊面積中從 A 到 B 且從 C 到 D 皆為三明治結構，其他未涵蓋到的部份皆為純巴桑木，以此方式來表示加勁的振動板。其中，巴桑木板部份皆為 90 度方向，而加勁的碳纖維板皆為 0 度方向。

### 5-2.1 由內而外遞增加勁面積

此小節先以 ANSYS 模擬出三明治加勁部分分別有寬度 3mm 的

(11~12)、6mm 的(10~13)、12mm 的(8~15)、18mm 的(6~17)、24mm 的(4~19)、30mm 的(2~21)、33mm 的(1~22), 如圖 5-5a~圖 5-11a 所示為各自加勁區域的顯示，淺色部分為純巴桑木，深色部分為三明治結構加勁的部份，還有各自造成中音谷聲壓落差的自然振動模態圖。

如圖 5-5b~圖 5-11b 所示為模擬出來的聲壓曲線和純巴桑木模擬出來的聲壓曲線做比較，由於加勁的目的在減低中音谷的落差，於是便將每條曲線未受模態變形影響聲壓前的聲壓值和中音谷最低聲壓處的聲壓值擷取出來做比較(如表 5-1)。將加勁寬度和中音谷聲壓落差值製成趨勢圖(如圖 5-22a)。由聲壓圖(如圖 5-5b 和圖 5-6b)和落差的趨勢圖(如圖 5-22a)中的趨勢可知，由內逐漸增加三明治面積的加勁方式，很明顯的剛開始三明治寬度為 3mm、6mm 時雖然中音谷落差各自有縮小 0.34dB 和 1.26dB 但是因為加勁的關係，整體聲壓也下降了 2.09dB 和 2.79dB，如此的加勁方式不但中音谷落差改善有限反而得到了整體聲壓下降的反效果。

在繼續增加三明治加勁的寬度，由圖 5-7b 和 5-22a 中趨勢可看到當寬度加到 12mm 時，中音谷聲壓的落差就明顯的縮小至 5.85Db，而整體聲壓值跟純巴桑木振動板比較下降了約 3.7dB，而再繼續加寬三明治結構至整面振動板皆為三明治結構，其中，中音谷落差值也只有上下約 1dB 左右的變化而整體重量卻隨之增加而降低了揚聲器的聲壓，聲壓降低最多達整體三明治板的 6dB。

經由上述的討論，結論是對於此種由內向外逐漸增加三明治加勁寬度的加勁方式，很明顯的整片三明治結構的振動板(1~22)沒有最好的效

果，反而是三明治加勁寬度加至 12mm 的振動板(8~15)中音谷落差已經明顯縮小，而揚聲器整體聲壓卻不至於下降如整體三明治一樣，是此種加勁趨勢裡表現最好的聲壓曲線(如圖 5-7b)。

## 5-2.2 由外而內遞增加勁面積

此小節探討由外逐漸向內增加三明治加勁寬度的振動板聲壓的趨勢。首先，以 ANSYS 模擬出由外而內逐漸增加加勁寬度的振動板聲壓模擬出來。其中有兩邊各 3mm 的(1~2)(21~22)、4.5mm 的(1~3)(20~22)、6mm 的(1~4)(19~22)、9mm 的(1~6)(17~22)、12mm 的(1~8)(15~22)、15mm 的(1~10)(13~22)、16.5mm 的(1~11)(11~22)，如圖 5-11a~圖 5-17a 所示為各自加勁區域的顯示，淺色部分為純巴桑木，深色部分為三明治結構加勁的部份，還有各自造成中音谷聲壓落差的自然振動模態圖。

如圖 5-11b~5-17b 圖所示為分析出來的聲壓圖，同 5-2.1 的討論方式，如表 5-2 和圖 5-22b 所示，由外而內逐漸增加加勁寬度，當一開始加勁寬度為兩邊各 3mm 的(1~2)(21~22)曲線時，中音谷聲壓落差馬上由未加勁的 13.28dB 降到了加勁後的 5.72dB，在繼續增加加勁的寬度後，由圖 5-22b 可明顯的看見更寬的加勁對中音谷落差改善有限，最小的中音谷落差為加勁寬度為 9mm 的(1~6)(17~22)曲線時的 3.2dB，但是中音谷落差縮小幅度只有 2.52dB 卻讓加勁多出來的質量多了 3 倍，整體聲壓下降了近 2dB，之後再加寬加勁寬度至整面三明治板反而中音谷落差加大且增加了多出來的質量。

經由上述的討論，對於此種由外向內逐漸增加三明治加勁寬度的加

勁方式，結果顯示整片三明治結構效果並不好，而在這節的趨勢裡最佳的聲壓曲線為加勁寬度兩邊各 3mm 的(1~2)(21~22)曲線，在最不影響整體質量的前提下，已能使中音谷落差有大幅的縮小(如圖 5-17b)。

### 5-2.3 等面積下加勁位置改變

本小節探討固定三明治加勁寬度皆為 3mm，且對稱分布在純巴桑木上離中心不同位置的加勁方式。首先，以 ANSYS 模擬出各曲線。其中加勁部分離中心 0mm 的(10~11)(12~13)、3mm 的(8~9)(14~15)、6mm 的(6~7)(16~17)、9mm 的(4~5)(18~19)、12mm 的(2~3)(20~21)、13.5mm 的(1~2)(21~22)，如圖 5-17a~圖 5-21a 和圖 5-5a 所示為各自加勁區域的顯示，淺色部分為純巴桑木，深色部分為三明治結構加勁的部份，還有各自造成中音谷聲壓落差的自然振動模態圖。

如圖 5-17b~圖 5-21b 和圖 5-5b 所示為分析出來的聲壓圖，由於每個加勁的寬度皆相同，只有位置不同，所以理論上加勁後振動板重量皆相同，所以整體聲壓感度是一樣的，因此分辨加勁位置後效果的好壞只需看中音谷聲壓落差來判斷。

由聲壓圖很明顯的看出加勁位置距離中心 0mm~9mm 的曲線中音谷落差皆差不多，落差皆在 10.4dB~12dB 內，並沒有多大的改善，當加勁距離離中心 12mm 時，即加勁區域為(2~3)(20~21)的振動板(如圖 5-18)，中音谷落差降到 6.81dB，而距離增加到 13.5mm 時，即加勁區域為(1~2)(21~22)的振動板(如圖 5-17)，中音谷隨即縮小到 5.72dB。

經由上述的討論，可知道這種相同加勁寬度不同加勁位置的方式，最好的是距離中心 13.5mm 且兩邊各用 3mm 三明治加勁的(1~2)(21~22)曲線(如圖 5-17b)。

#### 5-2.4 最佳的加勁方式

經過上面 5-2.1~5-2.3 三個小節中不同寬度和不同位置的三明治結構加勁的討論，可以知道最有效的加勁方式就是在加勁寬度越小的前提下，中音谷落差能縮得越小越好。

再比較這三個小節的討論中最好的三條曲線，由於 5-2.2 和 5-2.3 節中最好的曲線皆為(1~2)(21~22)曲線，而 5-2.1 中最好的(8~15)曲線加勁寬度較(1~2)(21~22)曲線寬了 6mm 但是中音谷落差又大了一點點，因此很明顯的這一系列的加勁方式最好的還是(1~2)(21~22)曲線。

### 5-3 模擬結果討論與驗證

經由 5-2 節一系列的討論，結論為這一系列的加勁方為最好的是(1~2)(21~22)曲線。此節的目的在實驗驗證這條曲線且和未加勁的曲線作比較並討論。

依照第四章的製作程序，製作出同(1~2)(21~22)模擬曲線一樣的加勁方式的揚聲器實體，量測其聲壓曲線，並將實驗中加勁前後的聲壓曲線(如圖 5-23)和分析模擬加勁前後的聲壓曲線共四條(如圖 5-17b)互相對照並比較。



將影響加勁區域為 (1~2) (21~22)聲起伏落差的自然模態放大觀察之 (如圖 5-24a~圖 5-24d)。經由比較加勁前後實驗和分析模擬的聲壓曲線圖 (如圖 5-23 和圖 5-17b),同時將加勁後影響中音谷聲壓落差的自然振動頻率的模態和加勁前影響中音谷聲壓落差的自然振動頻率的模態互相比較可得到以下的三點討論:

圖中顯示:

- (1) 加勁前後因為振動板增加了加勁的質量所以整體的聲壓會有些許的下降,此現象同時在實驗和模擬中都有相同的趨勢。
- (2) 經由模擬分析比較加勁前後中音谷的發生是由哪些自然振動模態所影響。圖中顯示加勁前,聲壓在 2000Hz 左右有個較小的中音谷落差是由圖 5-3c 中的模態所造成,而 3000Hz 左右較大較深的中音谷落差是由圖 5-3d~圖 5-3f 的模態造成、加勁前如圖 5-3c 的自然振動模態,在加勁後往高頻移動 (如圖 5-24a) 和其他的模態混和造成了一個影響頻率較寬的中音谷,如此,模擬中加勁前一小一大的中音谷落差變成加勁後剩下一個頻寬較寬的中音谷落差,也很明顯的表現在實驗中。
- (3) 加勁後中音谷落差較加勁前減小了許多,利用加勁振動板來減少中音谷的落差也是本文研究的最終目標,此現象也很明顯的表現在實驗和模擬的曲線中,加勁後中音谷落差皆明顯的小了許多。

由前面幾點可以看到加勁前後實驗的曲線趨勢的變化和分析模擬加勁前後的趨勢變化非常相近。因此,本章各節中所描述,利用分析模擬找出最佳的三明治加勁形式的方法,在此節中的實驗裡得到了驗證。

## 第六章 結論與未來研究方向

### 6-1 結論

本文中有兩大重點，第一個重點在於彈性支承的研製，第二個重點在利用分析的方法改善中音谷落差。

彈性支承的研製過程中，支承材料的選擇為密度低阻尼比大的白色發泡材料，而用來定位的支承則使用巴桑木，巴桑木剛性較強才不會因為變形而導致振動板和框架間產生位移，另外，支承材料的形狀設計也達到了附加質量輕且可靠度高的目標。而彈性支承彈性結構的研製結果也可以成功的讓振動板各方向均勻的受到支承力，並研製出泡綿的機構來抑制住彈性結構不必要的振動。此揚聲器振動板便可以定向定位穩定的在框架間作往復的運動，且振動系統的第一個自然頻率也壓低在 150Hz 左右，如此的彈性支承已經符合揚聲器的需要。

對於中音谷落差的改善方面，分析結果顯示傳統整面三明治結構的加勁方式對於中音谷落差的改善有限，且對整體振動板附加的質量太大，導致整體聲壓感度下降。因此改以和三明治結構相同的加勁方式，但是只加在不同區域而不是加勁整面巴桑木板。因此改以不同寬度不同位置的加勁區域作 ANSYS 分析，結果顯示加勁區域位置在 (1~2) (21~22) 的振動板對中音谷落差的改善最好且因加勁附加的質量也有限，在經過實驗的驗證，很明顯的只加勁 (1~2) (21~22) 的振動板，中音谷落差較純巴桑木和整體三明治板的揚聲器小了許多。

## 6-2 未來研究方向

由本文的分析可知道加勁不是加越多效果越好，而是要加在需要的地方才不至於造成太大的重量負擔。本文皆是仿造三明治板，加勁方向皆為巴桑木較弱的方向而改變加勁的區域和寬度，如此作法以獲得不錯的效果，未來將以影響聲壓的自然振動模態作為參考，在加勁的角度、形狀、或加勁的方式作變化，以期待能找出更佳加勁方式，使揚聲器在中音谷的落差更平緩、整體聲壓的表現更有效率。



## 参考文献

1. Reddy, J. N. , Energy and Variational Methods in Applied Mechanics , Junuthula Narasimha , 1945.
2. Mindlin, R. D. , Influence of Rotatory Inertia and Shear Deformation on Flexural Motion of Isotropic , Elastic Plates , J. Applied Mechanics , 18 , pp. 33-38 , 1951.
3. Whitney, J. M. , Shear Correction Factor Laminates Under Static Load , J. Applied Mechanics , 40 , pp.302-304 , 1973.
4. Whitney, J. M. , Stress Analysis of Thick Laminated Composite and Sandwich Plates , J. Applied Mechanics , 40 , pp.302-304 , 1973.
5. Reissner, E. , Finite deflection of sandwich plates J. Aeronaut. Sci. July , 435-440 , 1948.
6. Liaw, B. D. and Little, R. W. , Theory of bending multiplayer sandwich plates , AIAA J. , 5 , 301-304 , 1967.
7. Azar, J. J. , Bending theory of multiplayer orthotropic sandwich plates , AIAA J. , 6 , 2166-2169 , 1968.
8. O'Connor, D. J. , A finite element package for the analysis of sandwich construction , Compos. Struct. , 8 , 143-161 , 1987.
9. Kanematsu, H. H. , Hirano, Y. and Iyama, H. , Bending and vibration of CFRP-faced rectangular sandwich plates , Compos. Struct. , 10 , 145-163 , 1988.
10. Morse, P. M. and Ingard, K. U. , Theoretical Acoustics , McGraw-Hill , NY , 1968 , rpt. Princeton University Press, NJ , pp.375-379 , 1986.
11. Shindo, T. , Yashima, O. and Suzuki, H. , Effect of Voice-Coil and Surround on Vibration and Sound Pressure Response of Loudspeaker Cones , Journal of the Audio Engineering Society, Vol. , 28 , No. 1 , pp. 31-51 , 1997.
12. Tan, C. C. and Hird, C. I. , Active Control of the Sound Field of a Constrained Panel by an Electromagnetic Actuator-an Experimental Study ,

- Applied Acoustics , 52 , pp.31-51 , 1997.
13. Leach, W. JR. , Schafer, R. , Barnwell, T. , Time-Domain Measurement of Loudspeaker Driver Parameters , IEEE Transactions on Acoustics , Speech , and Signal Processing V27 , No.6 , 734-739 , 1979.
  14. Kazue, Satoh , Hiroyuki, Takewa , and Mikio, Iwasa , A High Fidelity Small-Size Loudspeaker , IEEE Transactions on Consumer Electronixs , Vol.43 , No.3 , AUGUST 1977 .
  15. Bardell, N. S. , Dunsdon, J. M. , Langley, R. S. , Free vibration analysis of coplanar sandwich panels , Composite Structures , V38 , No.1-4 , 463-475 , 1997.
  16. 王柏村, 振動學 , 全華書局 , 台北市 , 1996。
  17. 戴建郎, 平板受橢圓激震器激震之振動研究 , 國立交通大學機械工程研究所碩士論文 , 新竹市 , 2005。
  18. 施志鴻, 具彈性支撐複合材料圓板之振動與聲傳研究 , 國立交通大學機械工程研究所碩士論文 , 新竹市 , 2004。
  19. 蘇鎮隆, 複合材料板的聲傳平滑研究 , 國立交通大學機械工程研究所碩士論文 , 新竹市 , 2004。
  20. 彭國晉, 具加勁複合材料結構板之聲傳研究 , 國立交通大學機械工程研究所碩士論文 , 新竹市 , 2004。
  21. 詹東恩, 複合材料三明治板之振動與聲射研究 , 國立交通大學機械工程研究所碩士論文 , 新竹市 , 2003。
  22. 陳正義, 具彈性支承複合材料板之聲傳研究 , 國立交通大學機械工程研究所碩士論文 , 新竹市 , 2003。