

第一章 緒論

1-1 前言

複合材料顧名思義就是把不只一種的材料結合在一起而稱之。而一般我們常使用的大多為碳纖維與玻璃纖維兩種。碳纖維生產之發源地在日本，故早期日本為碳纖維生產之主要國家，其產量佔全世界 60% 以上，相反地美國為碳纖維主要之消費國，全世界約 60% 碳纖維為美國所用。碳纖其特性就是輕、夠韌以及機械性質夠強。至於玻璃纖維，在第一次世界大戰時，德國首先將玻璃短纖維代替石綿作為斷熱材，開啟了玻璃纖維工業化的時代。爾後，進入 1930 年代，則有美國 Owens Illinois Glass 公司與日本日東紡績公司開始生產玻璃長纖維。至第二次世界大戰時，美國軍事研究單位發明了將玻璃纖維與不飽和聚酯樹脂組合成 FRP (Fiber Reinforced Plastics) 複合材。因此，複合材料時代之來臨與玻璃纖維工業之啟蒙發展有密切之關係。當然，其他多種材料如同玻璃纖維亦因戰爭之際會，在非預期狀況下應醞而生。玻纖的優點也不少，像是具高機械強度和剛性、最高的疲勞強度、耐反覆衝擊性強和復原性良好。

在工業來說，早在十年前一般日常用品就已經用到。但限於單價過高所以不常見到，像是知名球鞋品牌 NIKE 早在 1995 就因為碳纖維的強度硬度足夠抗扭，而把其運用在鞋底。當然在我們台灣造船公司也早已開始廣泛使用碳纖維與玻璃纖維。在油價高漲時代，很多汽車產業也慢慢傾向使用複合材料取代某些部位，其目的不再是以前車廠所想的安全考量而已，更經濟的考量就是車身變輕油耗下降。所以，複合材料的使用已經慢慢由高科技的航太業轉變到與我們日常生

活息息相關的材料了。有鑒於此，我們也將其輕與剛性高的特性用於平面揚聲器的振動板上。也就是因為其整體剛性夠振動板不易變形，中音谷便可以延後，換句話說就是其振型的第一個模態頻率會延遲出現，產生平穩之聲壓值。整體表現夠輕，使我們不需要太多的力便可以達到我們想要的功率。

傳統揚聲器介於振動板以及外框之間懸掛振動板的我們稱之為彈簧，但其多以圓形為主，而我們現行所使用的平面揚聲器多改為長型平面揚聲器。所以傳統揚聲器的彈簧已不再適用，所以我們便利用碳纖維及玻璃纖維的高韌性以及高回復性，製作類似彈簧效果的彈性支承，連接揚聲器外框與震動板使其有良好的往復運動。一般我們所做的成品希望第一個共振頻率夠低($f_0 = 130 \sim 150$ Hz)，因為這樣便可以使我們所聽到的低音效果更加明顯。再來便是第二個共振頻率，也就是我們常說到的中音谷，振動板在高頻時會產生變形不再是一個剛體運動，也因此推動空氣的量便減少造成了聲壓的降低，所以揚聲板的變形會對聲壓產生不良的影響。

本文重點在探討用怎樣的彈性支承可以使其最穩固有可以讓其剛性下降以至於 f_0 下降，再來就是振動板上如何加勁複合材料可以產生更柔和的聲音也可以讓中音谷延後發生及落差變小使整體聲壓曲線更平滑。

1-2 研究動機與方法

由於 LCD 面板最近越來越流行，其已經不是只用於電腦螢幕的小尺寸，液晶電視已是非常普及化的產品。早期液晶電腦螢幕不需要附加喇叭，然而現在做到大尺寸電視時，喇叭反倒變成一個不可

缺少且佔很重要地位的產品。在早期錐盆式揚聲器（圖 1-1）厚度較厚，比較不適用於要求厚度較薄的平面液晶電視。所以經由改良後的平面揚聲器（圖 1-2）會更有利也方便空間使用於平面液晶電視。一般平面揚聲器有圓型與長型兩種，本文所探討的為長型平面揚聲器。

在本文研究的長型平面揚聲器中，我們將致力於振動板的加勁方法(根據既定尺寸 116x26mm 如圖 1-3)以及彈性支承的型態。振動板加勁的方法不同第一會改變的就是重量，直接會影響的便是

f_0 ($f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$)，再來就是加勁材料不同也會引響到振動板的剛性

以及聲音的高低音。先前我們大多只以碳做為加勁，因碳纖維可以使振動板的剛性增加，使中音谷往後延音域變廣。但是經由測試後，我們可以發現，若加勁改為玻璃纖維時，聲音會變的較為渾厚解高音時不會像碳纖維加勁時有點尖銳，其中以交織的玻璃纖維聲音較為渾厚。加上玻璃纖維比起碳纖的重量要重所以也有利於 f_0 下降，當然加勁的方法也將引響聲音好壞，這也是我們要探討的問題之一。彈性支承方面，我們想找出夠穩固剛度夠彈性回復力好但剛度也不可以太大才有利於 f_0 下降。

實驗來說我們會使用 LMS 聲壓頻譜儀量測聲壓及阻抗，記錄聲壓曲線並與儀器量測之阻抗圖、測速儀之頻譜圖。再運用 PULSE 訊號分析儀及 Polytec OFV350 雷射測速儀量測系統自然頻率。便可以驗證其頻率是否相符合。當然我們也會使用 ANSYS 分析，先建好模，再輸入實驗所測出的常數之後，便可去分析自然頻率、模態。於是可以跟實驗對照頻率是否相吻合，吻合後就可以去對照頻率去看其模態圖便可以知道中音谷時振動板如何變化。把分析出來的數值放入寫好的 Fortran 程式中，便可以跑出分析的聲壓圖在與實驗的聲壓突變可以做出比較與對照(如圖 1-3)。這樣便可以方便我們來研究即找出最適

當的加勁方法，使聲壓曲線達到我們想要的理想平滑。

1-3 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。M. Chiba[10]與 P.M. Ciancio[11]也是利用 Ritz method 模擬具附加質量之 cantilever plate 模態行為。而從文獻[18,19]可以知道彈性支承對不同板子的理論計算方式。

對於聲學與聲壓計算方面，Morse[12]中推導出了聲源在空氣中傳遞之聲壓方程式，在 Takeo[13]中引用出有限元素之聲壓方程式，而 Tan[14]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[15]中陳述了關於揚聲器量測的各參數的討論，文獻[21]探討平面揚聲器的設計。文獻[16]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，文獻[20]中也提到錐形揚聲器振動板造型與懸邊的關係。



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，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 $\varepsilon_z = 0$ 。
- 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：

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{\partial u}{\partial x} = u_{0,x} + z\theta_{x,x} = \varepsilon_1^0 + z\kappa_1^0 \\ \varepsilon_2 &= \frac{\partial v}{\partial y} = v_{0,y} + z\theta_{y,y} = \varepsilon_2^0 + z\kappa_2^0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_4 &= \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} = w_{,y} + \theta_y \\ \varepsilon_5 &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} = w_{,x} + \theta_x \\ \varepsilon_6 &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = (u_{0,y} + v_{0,x}) + z(\theta_{x,y} + \theta_{y,x}) = \varepsilon_6^0 + z\kappa_6^0\end{aligned}\quad (2.2)$$

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 θ^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：

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

其中

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

且

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

其中 \bar{Q}_{ij}^n 為彈性係數， E_i^n 為楊氏模數， ν_{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

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

其中

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

(2.7)

其中

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

而

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

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

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

2-1.3 控制方程式(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

$$N_i = \sum_{n=1}^N \int_{Z_n}^{Z_{n+1}} Q_{ij}^n \varepsilon_{ij} dz = \sum_{n=1}^N \int_{Z_n}^{Z_{n+1}} Q_{ij}^n (\varepsilon_j^0 + z \kappa_j^0) dz = A_{ij} \varepsilon_j^0 + B_{ij} \kappa_j^0$$

$$M_i = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} z Q_{ij}^n \varepsilon_{ij} dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} Q_{ij}^n (z \varepsilon_j^0 + z^2 \kappa_j^0) dz = B_{ij} \varepsilon_j^0 + D_{ij} \kappa_j^0 \quad (2.10)$$

其中

$$\begin{aligned} A_{ij} &= \int_{-h/2}^{h/2} Q_{ij}^n dz = \sum_{n=1}^N Q_{ij}^n (z_{n+1} - z_n) \\ B_{ij} &= \int_{-h/2}^{h/2} Q_{ij}^n z dz = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^N Q_{ij}^n (z_{n+1}^2 - z_n^2) \\ D_{ij} &= \int_{-h/2}^{h/2} Q_{ij}^n z^2 dz = \frac{1}{3} \sum_{n=1}^N Q_{ij}^n (z_{n+1}^3 - z_n^3) \end{aligned} \quad (i,j=1,2,6) \quad (2.11)$$

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：

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

2-1.4 位移與應變

假設層板一層的位移場為

$$\begin{aligned} u &= u_0(x, y) + z \phi_x(x, y) \\ v &= v_0(x, y) + z \phi_y(x, y) \\ w &= w_0(x, y) = w(x, y) \end{aligned} \quad (2.13)$$

其中， u 、 v 、 w 分別為平板參考座標中 x 、 y 、 z 上之位移分量，

而 u_0 、 v_0 、 w_0 分別代表層板中間面在方向 x 、 y 、 z 上之位移量， ϕ_x 、 ϕ_y 、 ϕ_z 則分別代表為垂直於 x 、 y 軸之截面的旋轉量。

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

$$[\varepsilon] = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad (2.14)$$

其中 ε_x 、 ε_y 為平板參考座標中 x 、 y 上之應變， ε_{xy} 為平板參考座標中 x 、 y 上之剪應變， ε_{yz} 為平板參考座標中 y 、 z 上之剪應變， ε_{xz} 為平板參考座標中 x 、 z 上之剪應變。



2-1.5 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：

$$\Rightarrow \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & Q_{23} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{13} & Q_{23} & Q_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ 0 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (2.15)$$

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：

$$\begin{aligned}
 Q_{11} &= \frac{1 - \nu_{23} \nu_{32}}{E_2 E_3 \Delta} \\
 Q_{12} &= \frac{\nu_{21} + \nu_{31} \nu_{23}}{E_2 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{12} + \nu_{32} \nu_{13}}{E_1 E_3 \Delta} \\
 Q_{13} &= \frac{\nu_{31} + \nu_{21} \nu_{32}}{E_2 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{13} + \nu_{12} \nu_{23}}{E_1 E_2 \Delta} \\
 Q_{22} &= \frac{1 - \nu_{13} \nu_{31}}{E_1 E_3 \Delta} \\
 Q_{23} &= \frac{\nu_{23} + \nu_{12} \nu_{31}}{E_1 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{23} + \nu_{21} \nu_{13}}{E_1 E_3 \Delta} \\
 Q_{33} &= \frac{1 - \nu_{12} \nu_{21}}{E_1 E_2 \Delta} \\
 Q_{44} &= G_{23}, \quad Q_{55} = G_{13}, \quad Q_{66} = G_{12} \\
 \text{其中 } \Delta &= \frac{1 - \nu_{12} \nu_{21} - \nu_{13} \nu_{31} - \nu_{32} \nu_{23} - 2\nu_{21} \nu_{32} \nu_{13}}{E_1 E_2 E_3}
 \end{aligned} \tag{2.16}$$

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：

$$\{\sigma\} = [\bar{Q}] \{\varepsilon\} \tag{2.17}$$

展開寫成

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{13} & 0 & 0 & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{21} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{23} & 0 & 0 & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{13} & \bar{Q}_{23} & \bar{Q}_{33} & 0 & 0 & \bar{Q}_{36} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{44} & \bar{Q}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{45} & \bar{Q}_{55} & 0 \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{36} & 0 & 0 & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ 0 \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \tag{2.18}$$

其中

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



$$C = \cos \theta_i, \quad S = \sin \theta_i \quad (2.19)$$

而主軸方向與 $x-y$ 方向夾角為 θ (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：

$$\begin{aligned}
N_i &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \sigma_i^n dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (\epsilon_j^0 + z\kappa_j^0) dz = A_{ij}\epsilon_j^0 + B_{ij}\kappa_j^0 \\
(Q_x, Q_y) &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} (\sigma_{xz}^n, \sigma_{yz}^n) dz \\
M_i &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \sigma_i^n z dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (z\epsilon_j^0 + z^2\kappa_j^0) dz = B_{ij}\epsilon_j^0 + D_{ij}\kappa_j^0
\end{aligned} \quad (2.20)$$

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)、偶合勁度矩陣(Coupling stiffness matrix)、彎曲勁度矩陣(Bending stiffness matrix)：

$$(A_{ij}, B_{ij}, D_{ij}) = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n(1, z, z^2) dz \quad i, j=1, 2, 6 \quad (2.21)$$

2-2 揚聲板的彈性支承

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：

$$U_T = \frac{1}{2} \int_S V_n w dS \quad (2.22)$$

$$U_R = \sum_{k=1}^3 \frac{1}{2} \int_S M_n \phi^{(i)} dS \quad (2.23)$$

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：

$$V_n = K_{L_n} w \quad (2.24)$$

$$M_n = \sum_{i=1}^3 K_{R_n} \phi^{(i)} \quad (2.25)$$

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

$$U_T = \frac{K_{L1}}{2} \int_0^b w^2 \Big|_{x=0} dy + \frac{K_{L2}}{2} \int_0^b w^2 \Big|_{x=a} dy + \frac{K_{L3}}{2} \int_0^a w^2 \Big|_{y=0} dx + \frac{K_{L4}}{2} \int_0^a w^2 \Big|_{y=b} dx \quad (2.26)$$

$$U_R = \sum_{i=1}^3 \left[\frac{K_{R1}}{2} \int_0^b (\phi_x^{(i)})^2 \Big|_{x=0} dy + \frac{K_{R2}}{2} \int_0^b (\phi_x^{(i)})^2 \Big|_{x=a} dy + \frac{K_{R3}}{2} \int_0^a (\phi_y^{(i)})^2 \Big|_{y=0} dx + \frac{K_{R4}}{2} \int_0^a (\phi_y^{(i)})^2 \Big|_{y=b} dx \right] \quad (2.27)$$

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

2-3 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：

$$U_p^{(i)} = \frac{1}{2} \int_V [\sigma^{(i)}]^T [\epsilon^{(i)}] dV \quad i=1,2,3 \quad (2.28)$$

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：

$$U_p = \sum_{k=1}^3 U_p^{(k)} \quad (2.29)$$

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。

$$U = U_p + U_T + U_R \quad (2.30)$$

每一單層板的動能 $T^{(i)}$ 為：

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

$$+ \frac{\rho^{(i)}}{2} \iint \left[\left(\frac{\partial \phi_x^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi_y^{(i)}}{\partial t} \right)^2 \right] dx dy \quad ; i = 1, 2, 3 \quad (2.31)$$

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：

$$T = \sum_{i=1}^3 T^{(i)} \quad (2.32)$$

複合材料層板的總能量泛函 Π 可表示為：

$$\Pi = U - T \quad (2.33)$$

2-4 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：

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (2.34)$$

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

$$\{X\} = \{\Phi\} e^{i\omega t} \quad (2.35)$$

$$\{\ddot{X}\} = -\omega^2 \{X\} = -\lambda \{X\} \quad (2.36)$$

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

代回式(2.36)可得：

$$([K] - \omega^2[M])\{\Phi\}e^{i\omega t} = \{0\} \quad (2.37)$$

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

$$\det |[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (2.38)$$

上式即為此系統之特徵方程式， ω_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：

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

2-5 受外力的振動系統

假設此系統具有比例阻尼(Proportional Damping)

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2.39)$$

其中 α 、 β 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：

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{f_2 + f_1} \quad (2-40)$$

ξ 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 α -damping 和 β -damping：

$$\xi_i = \alpha / (2\Omega_i) + \beta(\Omega_i / 2) \quad (2-41)$$

ξ_i ：第 i 個模態之阻尼比

Ω_i ：第 i 個模態之角自然頻率

α ：與質量矩陣有關的阻尼比

β ：與勁度矩陣有關的阻尼比

振動系統之運動方程式可寫為：

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\}\sin\omega t \quad (2.42)$$

因為 $[M]$ 、 $[K]$ 、 $[C]$ 為實對稱矩陣，所以我們將其對角化為：

$$\begin{aligned} [\Psi]^T [M] [\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & m_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \\ [\Psi]^T [K] [\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & k_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \\ [\Psi]^T [C] [\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & c_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.43)$$

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

$$[m_r]\{\ddot{x}\} + [c_r]\{\dot{x}\} + [k_r]\{x\} = [\Psi]^T \{F\} \sin\omega t \quad r=1,2,\dots,n \quad (2.44)$$

即可求得

$$x_r = \frac{F_r}{k_r} \left(\frac{1 - \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + (2c_r \eta)^2} + j \frac{2c_r \eta}{(1 - \eta^2)^2 + (2c_r \eta)^2} \right) \quad (2.45)$$

其中 $\eta = \bar{\omega} / \omega_r$

因此，系統響應 $\{X\}$ 可得：

$$\{X\} = [\Psi] \{x\} = \sum_{r=1}^n \{\Phi\}_r x_r \quad (2.46)$$



第三章 有限元素分析模擬與聲壓計算

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殼元素 shell 91 來模擬振動板三明治加勁的區域，及單層 2mm 心層未加勁的區域。懸邊則是以薄殼元素 shell199 模擬。揚聲板上附加的物件還有音圈和支承的材料，因為音圈部份的材料強度較揚聲板低，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質點元素 mass21 來模擬音圈的質量附加在振動板的節點上，而支承之重量較振動板為輕，暫且忽略支承重量之影響，另外彈性支承則以彈簧元素 spring-damper14 模擬。

3-1.2 薄殼元素的介紹

Shell199 為一 3-D 薄殼元素，其用於在邊長與厚度比大於 10 倍以上的平面或薄殼結構，若結構的邊寬與厚度比較小時建議使用元素 solid46。但 shell199 沒有像 shell191 具有非線性的特性，

所以它會需要較低的矩陣公式編輯時間。Shell199 最多疊層可達 250 層，當超過 250 層時，使用者可以輸入結構矩陣建立。Shell199 每個節點具有 6 個自由度：平移在 x, y, z 方向和繞 x, y, z 軸旋轉。

Shell191 與 Shell199 大致上相似，但最多可以允許夾層數為 100 層，Shell191 可用於塑性、大的應變行為和一種特別的三明治選項是 Shell199 所沒有的。Shell191 也可以用於分析大變形行為。當 Shell191 要使用在三明治板時，要注意必需要遵守心層厚度大於疊層總厚度的 5/7，最好大於 5/6，且面層的楊氏係數大於心層楊氏係數 4 倍，最好是超過 100 倍。Shell191 每個節點具有 6 個自由度：平移在 x, y, z 方向和繞 x, y, z 軸旋轉。



3-1.3 ANSYS 模型建立步驟

前處理部分：

1. Preprocessor → Element type：選擇振動板 shell91，懸邊元素 shell99，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。建立完成的模型(如圖 3-1 所示)。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 → Displace-

ment → 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 α 、 β 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 3-2、圖 3-3 為珍珠板揚聲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 α -damping 和 β -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 Mms 值作比較和驗證，實驗中量測加總的質量和 Mms 的值是吻合的，其中 Mms 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 Cms 值計算出來，其中，Cms 值指的是系統柔度 (compliance) 即每牛頓力將可產生的位移。由參數中 Cms=596.044，所以：

$$\text{彈簧彈性係數 (k)} = 10^6 / \text{Cms} = 10^6 / 596.044 = 1677.728$$

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 3-4 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 α -damping 對低頻影響較大對高頻沒什麼影響而 β -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 α -damping 和 β -damping。其中，包括低頻的第一個自然頻率 (如圖 3-4a) 忽略 β -damping 的影響來計算 α -damping，還有在高頻區 10KHz 之後找一個明顯的突起 (如圖 3-4b) 忽略 α -damping 的影響來計算 β -damping。

在第一個自然頻率忽略 β -damping 的影響來計算 α -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 α -damping: 的影響來計算 β -damping 由式 2-42、2-43 可得:

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

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

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°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

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

還原成時間域的代表法

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

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

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

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 δs 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

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

對一塊振動板而言，聲壓

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

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

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

所以

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

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

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

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， ρ_{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， ω 為當時之激振頻率， θ_i 為板子當時之相位角， r_i 為量測點與振動板表面元素 ΔS 之距離(如圖 3-5)， k 為波數($\frac{\omega}{c}$)， $j = \sqrt{-1}$ 。

其中 $A(x_i, y_i)$ 、 θ_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)

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

P_{rms} 為量測點聲壓之均方根值為

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

聲壓參考值 $P_{ref} = 2 \times 10^{-5}$ 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 模擬元素的選擇與收斂性

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 shell91 分析結果一致。

自然頻率對於簡諧激振分析(Harmonic Analysis)上有很大的影響，若在 ANSYS 分析模型的網格不夠細密，會造成模擬分析上的誤差，所以在更進一步研究系統分析前，必須先確認 ANSYS 模型所分割之網格密度是否在收斂範圍內，因此以三種不同的網格密度，分析 0~20kHz 內的自然頻率，圖 3-6 為均質之珍珠板振動板之自然頻率收斂圖，可在圖中看出自然頻率皆已達到收斂值，但考慮分析運算的時間與精確度，往後分析模型之網格大小皆以元素數目 1595 來進行模擬。

3-4.2 聲壓模擬的驗證

經由前面兩節陳述可得知整個揚聲器的振動系統在模擬分析上是由揚聲板 shell91 的殼元素、音圈材料 mass21 的質點元素和彈性支承 spring-damper 14 的彈簧元素所組成的。因此先選定由均質珍珠板為揚聲器之揚聲板，組裝後量測聲壓曲線。再與 ANSYS 中建立之相同模型，計算出各 NODE 點位移與相角，經由聲壓公式計算後所得之曲線，互相比較兩條曲線(如圖 3-7)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。接下來則選定非等向性之純巴桑

木為揚聲板，重複上述之驗證過程，得實驗與模擬之聲壓曲線如圖 3-8，可知有些許的不同但趨勢大致上是相同的，其主因為巴桑木為天然材料，材料常數並非一穩定值，因此，亦可驗證 ANSYS 之正確性。



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所造成，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，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。

在單一自由度剛體運動方面，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，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。

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 116mm、寬度 26mm、厚度 2mm 形狀如圖 4-7。
- (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振動板需要的位置上（如圖 4-7）。
- (5)最後放置陰涼處 18 小時，使其完全密合。

4-2.3 彈性支承之製作

- (1)將碳纖預浸材或其他纖維材沿纖維向裁切成 2mm 條狀。
- (2)於口字型模具依序放入輔助材與條狀碳纖，如圖 4-8。
- (3)依 4-2.1 之步驟壓製所需要的口字型支承，所製作出碳纖支承為一層碳纖與一層 PE 薄膜共兩層壓制而成。
- (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，再將口字型碳纖支承取出，如圖 4-9、4-10
- (5)兩條口字型支承為一組系統固定於橫樑中，並於黏著振動板處在以泡綿膠接黏兩側增加支承與板之接觸面積。

4-2.4 彈性矽膠懸邊之製作

- (1)首先裁切適當大小之不織布。
- (2)不織布下方貼放一層 PE 薄膜，以防止矽膠污染桌面，並於兩側放置 1mm 的玻纖墊片，擠出適量之矽膠於不織布上，以刮刀將矽膠平整的塗布於不織布上如圖 4-11。
- (3)將塗布矽膠後之不織布，以 100°C 乾烤五分鐘，以加速其硬化時間。
- (4)將塗布矽膠後之不織布，至入懸邊模具中，至入熱壓機中加壓成型，待冷卻後，即可將懸邊取出，如圖 4-12。

4-2.5 平面揚聲器之製作

- (1)由上述 4-2.1~4 所製作之零件備妥，即可一下列步驟組裝為平面揚聲器。
- (2)將振動板與外框固定於定位器中，將口字型支承系統黏著於振動板與外框。

(3)以音圈定位器將音圈黏著於振動板上。

(4)在將懸邊黏著於振動板與外框，等待黏著劑乾燥固定，即完成揚聲器製作。如圖 4-13。

4-3 支承研製之問題討論

在傳統錐盆式揚聲器中，定位音圈使其在磁隙中穩定運動的機構為彈波，而其作法通常是以纖維布壓製成環狀如圖 4-14。但若需要有良好的彈性時，彈波的直徑勢必要增長，如此揚聲器的整體寬度會被彈波所限制，較不適合長形揚聲器之製作。因此本文中，不以彈波作為定位音圈之機構，而使用碳纖門字型支承作為揚聲器主要之支承。

本節討論揚聲器彈性支承設計過程中所遇之問題與解決方法。

4-3.1 支承材料的選擇

由於揚聲器作動時為往復的週期運動，所以支承材料本身要能夠有良好的抗疲勞性，而且支承黏著於振動板上，會將重量附加於其上，為了使聲壓位準有較高之表現，所以必須選擇質量輕的材料。綜合以上，支承材料的選擇有兩大重點，一為抗疲勞性；二為質量輕。先前的設計為使用塑膠薄片作為支承材料，但其不耐疲勞，若經常時間振動，塑膠片容易會在轉折處發生破裂而導致失效。因此，最後的材料選為由碳纖與 PE 薄膜所組成之複材結構，其滿足了耐疲勞與質量輕之兩大重點。

4-3.2 支承形狀之設計

為了方便製作彈性支承，採用了幾何形狀簡單的門字型支承，在製作時只需要將適當寬度的碳纖條置於模具中，在以 4-2.1 之方法即可製作出所需的彈性支承，而這種門字型彈性支承也能提供良好的彈

性，符合所需之 f_0 值。但 Γ 字型支承有一缺點為，振動板往外與往內之彈性係數並不一致，如圖 4-15。振動板往外時，由於 Γ 字型支承垂直段受拉力不易變形，只能藉由水平段提供變形，如此導致彈性係數較大，而往內時， Γ 字型支承垂直段受壓力會往側向彎曲，增加了柔軟度，因此導致彈性係數較低。在彈性支承往外與往內彈性係數不同之情況下，振動板運動並不對稱，如此會使聲音聽起來有跳動的感覺。為解決此問題，於是在 Γ 字型支承水平段上增加了波浪設計，提高其變形能力，經由實驗後發現，往外與往內之彈性係數已相當接近如圖 4-16，因此往後之製作皆會採用此設計。

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 4-17)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 4-18)所示般架設在障板上。

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著在板子中央處，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 揚聲系統設計與模擬探討

本章節分兩部分來探討。一是揚聲板上的加勁方法，可以抑制板子變形進而改善音質與聲壓曲線。彈性支承部分，若是不夠穩固的彈性支承則會造成承受瓦數不夠大，以及容易磨到音圈造成雜音。所以本章的節第一部份，平面揚聲系統的設計。第二部份為探討模擬分析方法。

5-1 揚聲板設計

5-1.1 材料的選擇

一般來說，在揚聲板上加上碳纖維條或是玻璃纖維條的行稱為加勁。其目的是為了讓揚聲板剛性增加，使揚聲板產生的中音谷的頻率不在較低的頻率出現。選擇的材料不同也往往會影響到

f_0 ($f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$) 先前本文大多只考慮以碳纖維作為加勁材料，其

原因是碳纖維剛性較大。碳纖維也有另一項優點就是輕，但是由

$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$ 可以知道，重量重可以讓 f_0 低，所以重低音便可以出

色點。若太重，聲音感度(dB)降低也不好。於是本文會選擇玻璃

纖維，重量比碳纖維稍微重，也不至於影響感度太多。不過玻璃

纖維畢竟會比碳纖維來的剛性不夠，所以本文會搭配碳纖維加勁

使揚聲板剛性增加。音質方面，由於碳纖維輕所以感度高聲音嘹亮，但在高音會過為刺耳。於是本文改用玻璃纖維作測試，發現刺耳的聲音減少，且在一些低音聽不到的鼓聲變得比較明顯。而玻璃纖維又分為兩種，單方向玻璃纖維與編織玻璃纖維(如 5-1)其中效果又以編織玻璃纖維較為出色。

5-1.2 揚聲板的加勁方式

本文設計的考量不但要音質低音會更好，在製作方面也可以簡化以利製作。本文先以有限元素軟體模擬本文所要的加勁方式，再經由轉檔為 SPL 聲壓圖，便可以知道我們設計的加勁方式好與不好，可行性與否。

由於加勁的設計不只要考量到本文想要的音質，也需要考到中音谷發生的頻率。於是本文於正面先行設計只加一條編織玻璃纖維(如圖 5-2)，但是經由 SPL 聲壓圖(如圖 5-3)測出來發現中音谷往前移動。這便表示板子剛性不夠，第一個模態(如圖 5-4)提早出現所以需要改善這種狀況，改變設計加勁方法。於是本文在揚聲板的兩側加上兩條 2mm 的碳纖維條圖(如圖 5-5)，為了就是要增加其強度使其中音谷位置(如圖 5-6)與先前設計碳纖維條加勁時第一個模態(如圖 5-7)落的頻率差不多。

5-2 彈性支承的設計與改良

基本的彈性支承已再第四章介紹過，在此本文要做的是要怎麼接在揚聲板上最合適最穩固，甚至可以承受較大的瓦數。本文介紹彈性支承的製作方法以及改善方法。

5-2.1 彈性支承的演進與接法改良

早期本文的平面揚聲器大多著重在可以負荷 10 瓦，所以本文就使用四邊用碳纖維接條(如圖 5-8)。重點在於，本文需求要穩，但是碳纖維的剛性較高，所以往往會讓 f_0 ($f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$) 值較高。也因此本文必需降低其剛度，好讓低音的表現可以稍明顯，因為 f_0 的表現往往跟低音出來的效果有牽連性的關係。

於是本文嘗試以相同的彈性支承方式但換彈性支承材料，本文利用玻璃纖維取代碳纖維，這樣剛度有達到本文的期望”下降”。但因碳纖維的剛性要遠比玻璃纖維小，所以穩定也隨之下降。四個彈性支承都是玻璃纖維，第一個缺點就是當在重大打擊的鼓聲時，揚聲板的回穩時間會要比碳纖維彈性支承所需要的時間久。也因此，在鼓聲結束時閱聽人可以聽到一些尾音，使其覺得鼓聲尾音收的不漂亮有雜音。第二個缺點就是彈性支承太

軟，因為犧牲了剛度得到更好的低音，但是這樣的設計連 10W 也承受不了。

有鑒於此，本文把碳纖維與玻璃纖維一起使用(如圖 5-9)。

本文將四邊的碳纖維彈性支承各減半，在另一邊換成玻璃纖維彈性支承，但是為了防止玻璃纖維過軟，本文將玻璃纖維的彈性支承裁的比較寬(12mm)以求穩定。測試後的效果，穩定已達到需求，但是若要承受更大的瓦數仍顯不足。於是本文在寬 12mm 的玻璃纖維彈性支承上再加上一條 2mm 碳纖維條(如圖 5-10)以增加其剛度。

改善後的接法，穩定度有明顯改善且 f_0 也跟之前彈性支承接法所測出來差的差不多。再來本文便著手在 f_0 如何下降，本文將圖 5-9 中的半條碳纖維腳架拆除。剛度下降，穩定度也夠，但是卻不可以承受過大的瓦數。

5-2.2 彈性支承的製作與須知

一開始，當本文想將玻璃纖維的彈性支承與碳纖維的彈性支承合而為一時，本文使用黏合的方法將兩者合在一起(如圖 5-10 左邊的彈性支承)。本文所使用的玻璃纖維寬為 12mm，碳纖維寬為 2mm，波浪型半徑皆為 2mm。

玻璃纖維彈性支承與碳纖維彈性支承的製作方法：

- (1)先將玻璃纖維或碳纖維裁成適當大小(以符合模具為主)
- (2)在玻璃纖維或碳纖維上下面各放上一片薄型真空袋
- (3)將熱壓機設定適當溫度(壓碳纖維彈性支承時溫度一般設定為 150°C，玻璃纖維彈性支承時溫度一般設定為 120°C)
- (4)在將步驟(2)完成品放到彈性支承製具之前建議先將碳纖維片或玻璃纖維片放至熱壓機上 10 秒鐘讓其稍為軟化，以利公母模製具壓合
- (5)將步驟(4)完成品放入熱壓機中，壓上 20 分鐘關掉溫度但不要卸除壓力讓其自然冷卻至常溫後再行卸除

在彈性支承黏合之後，本文經由長時間的測試之後，發現這種黏合方法會讓玻璃纖維彈性支承與碳纖維彈性支承分開。同時，本文也發現彈性支承下方需要與平面揚聲器和振動板黏合處的接觸面為光滑的真空袋，經由長時間測試之後，同樣也發現有些部份會有脫離的現象。於是本文將對這兩種缺點加以改善。

首先本文希望把碳纖維彈性支承和玻璃纖維彈性支承不再是用黏合方式合而為一，而是在壓彈性支承之前就可以把兩者合在一起。而且本文希望把真空袋拿掉，尤其是彈性支承背面，這樣黏貼面就會比起之前的作法粗造許多，以利本文以後黏貼之後的

測試，不會因為黏接面光滑在經過長時間測試後而鬆脫。本文所使用的玻璃纖維寬為 12mm，碳纖維寬為 2mm，波浪型半徑皆為 2mm。

玻璃與碳纖維彈性支承的製作方法：

- (1) 先將玻璃纖維裁成適當大小(以符合模具為主) 再將碳纖維裁成 2mm 的碳纖維條，先將碳纖維條貼在丈量好間格的玻璃纖維上，將碳纖維依序貼上(如圖 5-11)以利未來裁切
- (2) 在玻璃纖維與碳纖維上面放上一片薄型真空袋，下面則先放上一層離型布再放上一片薄型真空袋(注意:不可以上下皆放上離型布，玻璃纖維在 0 度方性很脆弱，若沒有至少一層薄型真空袋彈性支承會很容易裂開)
- (3) 將熱壓機設定適當溫度(因為較厚，所以設定為 150°C)
- (4) 在將步驟(2)完成品放到彈性支承製具之前，建議先將碳纖維與玻璃纖維片放至熱壓機上 20 秒鐘讓其稍為軟化，以利公母模製具壓合
- (5) 將步驟(4)完成品放入熱壓機中，壓上 20 分鐘關掉溫度但不
要卸除壓力讓其自然冷卻後再行卸除

5-3 彈性支承實驗與模擬

本文將有限元素分析將用兩種不同的分析方法。先將彈性支承以拉彈簧方式取代實體彈性支承(如圖 5-12)，第二部份就是在有限元素軟體內建立實體彈性支承分析(如圖 5-13)。本文將利用兩種彈性支承做為分析，材料皆為玻璃纖維，寬度分別為 12mm 以及 20mm 兩種。揚聲板則有三種，純巴沙木、碳纖三明治板、圖 5-2 的加勁方式被面改為碳纖維材質。本文先針對分析時所使用的 Shell199 做實驗與模擬的對照，將碳纖三明治板模擬出的聲壓曲線圖對照用加速規敲出此種加勁法揚聲器的自然頻率。得到結果可以知道 Shell199 的模擬與實驗結果相符(如圖 5-14)。



5-3.1 彈性支承以彈簧模擬取代分析

在本文第三已有詳細敘述 ansys 模擬的相關步驟，在此本文會用重點式的敘述分析過程

1. 使用 SolidWork 畫出揚聲板與板上加勁輪廓，存為 IGS 檔
2. 匯入 Ansys 中，給予材料參數(參見 3-1.3)
3. 建立音圈並給予材料參數(參見 3-1.3)
4. 在懸邊與彈性支承處以彈簧元素 spring-damper 14 拉彈簧，
並在揚聲板邊緣加上 mass21 模擬懸邊重量(參見 3-1.3)
5. 以 element size $2e-3$ m 對所有物件作 mesh

6. 設定邊界條件，在彈性支承與懸邊彈簧頂端固定所有自由度

(參見 3-1.3)

7. 給予諧和力作模態分析，並將其檔案轉為 SPL 聲壓檔與實驗做比較

5-3.2 實體彈性支承分析

實體彈性支承必須考慮到局部座標，若有一方沒有注意，容易造成結果不對稱

1. 因為需要劃實體彈性支承，建議揚聲板以及彈性支承一起在 ANSYS 內建出模型(參見 3-1.3)，建模時要注意，因 ANSYS 是由點、線、面逐一組成，由點拉線的順序須遵守右手定則方向。如此可以確保每個面法向量一至，以免造成分析後的不對稱

2. 在建立實體彈性支承時，因其波浪型所以要將座標利用局部座標 (Local)轉為圓柱座標系統，在 Mesh 之後可使每個元素的元素座標一至

3. 建立音圈並給予材料參數(參見 3-1.3)

4. 在懸邊處以彈簧元素 spring-damper 14 拉彈簧，並在揚聲板邊緣加上 mass21 模擬懸邊重量(參見 3-1.3)

5. 以 element size $2e-3$ m 對所有物件作 mesh
6. 設定邊界條件，在彈性支承與懸邊彈簧頂端固定所有自由度
(參見 3-1.3)
7. 於音圈上端給予諧和力作模態分析，並將其檔案轉為 SPL 聲壓
檔與實驗做比較

5-3.3 音圈以質量塊模擬分析

本文將試著把音圈用 MASS21 質量塊取代，與實驗相比判斷其是否仍為準確

1. 建模可參照 5-3.2 第一點
2. 在建立實體彈性支承時，因其波浪型所以要將座標利用局部座標 (Local) 轉為圓柱座標系統，在 Mesh 之後可使每個元素的元素座標一至
3. 在懸邊處以彈簧元素 spring-damper 14 拉彈簧，並在揚聲板邊緣加上 mass21 模擬懸邊重量(參見 3-1.3)
4. 音圈改為用 mass21，將音圈用重量取代
5. 以 element size $2e-3$ m 對所有物件作 mesh
6. 設定邊界條件，在彈性支承與懸邊彈簧頂端固定所有自由度
(參見 3-1.3)

7. 給予諧和力在揚聲板作模態分析，並將其檔案轉為 SPL 聲壓檔
與實驗做比較

5-4 實驗模擬探討

5-4.1 彈性支承寬度 12mm

本文將探討三種材質的揚聲板之實驗與模擬所得到的結果。本文也以兩種不同建模方式來分析。

首先探討以巴山木的分析結果(如圖 5-14~17)。之前，本文多以拉彈簧方式分析所有模擬。可以發現利用此分析法分析出來的結果，在 f_0 與第一個中音谷出現的頻率及中音谷落下深度與實驗相符合。但是，往往在 5000Hz 左右會出現第二個中音谷，若排除掉此中音谷，高頻的曲線與實驗值比較下趨勢大體上符合。本文於是將彈性支承在模擬內建立實體的彈性支承，分析後 f_0 與第一個中音谷出現的頻率及中音谷落下深度與實驗相符合，在 5000Hz 左右會出現第二個中音谷也消失，在高頻的整體趨勢來說比較平滑，且高頻的曲線趨勢會符合實驗值。

若是以相同兩種分析方式來分析碳纖三明治板時(如圖 5-18~21)，本文發現在 f_0 與第一個中音谷出現的頻率及中音谷落下深度與實驗相符合，且兩種模擬方式所模擬出來在高頻的結果

也都與實驗值相似的平滑。彈簧模擬彈性支承的分析結果，在 5000Hz 左右會出現第二個中音谷消失了。所以若加勁使揚聲板的剛性夠大時，因本身揚聲板剛性很大在高頻時兩側的振動量也減少不若一般加勁擾動的大。所以彈性支承的分析也不會造成太大的引響。

如圖 5-2 的加勁方式被面改為碳纖維材質以拉彈簧方式做模擬分析時(如圖 5-22~25)，其分析結果與純巴山木的揚聲器相似。分析出來的結果，在 f_0 與第一個中音谷出現的頻率及中音谷落下深度與實驗相符合，5000Hz 左右會出現第二個中音谷。於是將接腳在模擬內建立實體的彈性支承，分析後 f_0 與第一個中音谷出現的頻率及中音谷落下深度與實驗相符合，5000Hz 左右會出現第二個中音谷同樣也消失，在高頻的整體趨勢來說也較實驗較符合。

5-4.2 彈性支承寬度 20mm

因本文先前測試的結果，彈性支承以 20mm 得到的結果在振動時得知較 12mm 穩固。相同的本文採取實體彈性支承的建模分析及彈性支承處拉彈簧取代作分析。

先探討以巴山木的分析結果(如圖 5-26~29)。可以發現利用拉彈簧取代彈性支承分析出來的結果，在 f_0 與第一個中音谷出現


的頻率及中音谷落下深度與實驗曲線相同。但是，在 5000Hz 左右會出現第二個中音谷，若忽略此中音谷，高頻的模擬曲線與實驗曲線比較下趨勢大體上符合。在模擬內建立實體的彈性支承分析後， f_0 與第一個中音谷出現的頻率及中音谷落下深度與實驗曲線相符，5000Hz 左右會出現第二個中音谷也消失，在高頻的整體趨勢比較平滑。若將兩個模擬曲線與實驗曲線比較，因實體彈性支承的模擬在高頻不會出現第二個中音谷所模擬曲線趨勢較與實驗曲線符合。

以相同兩種分析方式來分析碳纖三明治板時(如 5-30~33)，本文發現在 f_0 與第一個中音谷出現的頻率及中音谷落下深度與實驗相符合，且兩種模擬方式所模擬出來在高頻的結果也都與實驗曲線相似。拉彈簧模擬彈性支承的分析，5000Hz 左右會出現第二個中音谷消失。所以若加勁使揚聲板的剛性增強許多時，本身揚聲板剛性夠大大在高頻時不會有太大的變形量。所以彈性支承的分析也不會造成太大的引響。

如圖 5-2 的加勁方式被面改為碳纖維材質以拉彈簧方式做模擬分析時(如圖 5-34~37)，得到結果與純巴山木的揚聲器雷同。分析出來的結果，在 f_0 與第一個中音谷出現的頻率及中音谷落下

深度與實驗相符合，5000Hz 左右會出現第二個中音谷。將彈性支承在模擬內建立實體的彈性支承分析， f_0 與第一個中音谷出現的頻率及中音谷落下深度與實驗曲線符合，且 5000Hz 左右會出現第二個中音谷一樣也消失，在高頻的整體趨勢來說同樣比較平滑。將兩個分析曲線與實驗曲線比較，因為實體彈性支承的模擬在高頻不會出現第二個中音谷所以較與實驗符合。若將彈性支承拉彈簧的第二中音谷排除，高音的曲線趨勢一樣會接近實驗值。

5-4.3 將音圈省略分析



由於本文先前模擬結果以實體彈性支承效果較好，本文將以實體彈性支承為基礎將音圈省略作模擬分析，發現 f_0 及第一個中音谷位置與實驗值相符合(如圖 5-38)。整體的趨勢與實驗值雷同，但差別在 10k 時雖然同樣出現音谷，不過與實驗曲線有所出入，因此建議模擬時彈性支承用實體彈性支承以及音圈也須建在內一同模擬得到結果與實驗值較為符合。

5-4.4 兩種模擬在高頻的差異原因

所以本文將 f_0 、第一個中音谷以及 5000Hz 左右出現音谷的模態圖比較後，發現 f_0 ，第一個中音谷的模態圖大致相同。本文比

較一字型加勁接腳為 12mm 在 5040Hz 的模態圖之後(如圖 5-39)，發現若用拉彈簧得到的變形位移較實體接腳模擬的模態圖位移大。將純巴沙木振動板 5040Hz 模態圖(如圖 5-40)比較後發現用拉彈簧的模擬在板子邊緣兩側的變形較多，用實體接腳的在板子邊緣兩側的變形較沒那麼複雜。所以兩種模擬方法在 5000Hz 出現的音谷差異可由模態發現這兩種原因。



第六章 結論與未來的研究方向

6-1 結論

本文的研究裡面主要分為兩大區塊。一是揚聲器系統的設計，像是平面揚聲器的揚聲板上的複合材料的加勁方法，以及材料的選擇，還有找出最佳的彈性支承方式使平面揚聲器能夠最穩固且勁度可以不用太大。另一方面，本文找出較佳的模擬分析方式。

以現行的研究來說，本文可以確定碳纖維的加勁方式會讓高音很尖銳，低音不夠沉穩。但整體來說，聲音很嘹亮。玻璃纖維來說，聲音較為低沉渾厚，高音表現不會過於刺耳。但是玻璃纖維比起碳纖維要來的剛度小很多，使用玻璃纖維加勁整體揚聲板的剛性會下降。因此，中音谷會比碳纖維加勁方法來的往前移動。有鑒於此，我們將利用上述兩者的特性，不再只是用單純碳纖維與玻璃纖維加勁，而是共同使用找出我們所要的音色。

彈性支承來說，之前我們使用純碳纖維彈性支承，因其剛度較大使 f_0 總是介於 150~160 Hz。這樣會使低音表現不是很出色，一般要降到 130 Hz 左右低音較為出色。於是我們使用玻璃纖維作我們彈性支承，玻璃纖維整體剛度是下降，但過於軟會造成不可以承受大一點的瓦數。且於重低鼓聲時振動板的回穩時間過長。

有鑑於此本文將碳纖維彈性支承使用 12mm 與 20mm 兩種測試，本文得到當彈性支承寬度 20mm 時穩地度較好且可以承受較大瓦數。

本文也以這兩種寬度彈性支承作模擬分析。本文以兩種方法做分析比較。分別使用建立實體彈性支承以及彈性支承以彈簧模擬作取代。因為模態圖的差異，本文得到的結果以建立實體彈性支承模擬出的結果與實驗較為符合。本文再將音圈省略掉以質量塊取代其重量模擬，得到結果雖然模擬曲線與實驗曲線類似，但是建立音圈得到的模擬曲線較為準確。因此建議模擬時彈性支承用實體彈性支承以及音圈也須建在內一同模擬得到結果與實驗值較為符合。



6-2 未來的研究方向

本文已找到可以接受的彈性支承設計，但在做掃頻測試時，發現此種設計彈性支承會出現不小的雜音。本文希望可以改變其設計讓其穩定夠且能多增加阻尼的效果讓其可以在做掃頻時因震動所發出的雜音可以減少。再者，此種彈性支承在與揚聲器黏合時通常在黏合上方會多加一墊片，為的是怕在長時間振動後會脫落。所以在未來彈性支承的研究方向，將以兩方面作為方向。一是要改變設計，讓其在經過長時間振動後更不易脫落。二是在改

變設計同時希望可以把阻尼的概念加入設計中，這樣可以使得彈性支承在共振頻率時不會出現雜音。



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. , pp.435-440 , 1948.
6. Liaw, B. D. and Little, R. W. , Theory of bending multiplayer sandwich plates , AAIA J. , 5 , pp.301-304 , 1967.
7. Azar, J. J. , Bending theory of multiplayer orthotropic sandwich plates , AIAA J. , 6 , pp. 2166-2169 , 1968.
8. O'Connor, D. J. , A finite element package for the analysis of sandwich construction , Compos. Struct. , 8 , pp.143-161 , 1987.
9. Kanematsu, H. H. , Hirano, Y. and Iyama, H. , Bending and vibration of CFRP-faced rectangular sandwich plates , Compos. Struct. , 10 , pp.145-163 , 1988.
10. Chiba M. , Sugimoto T., Vibration characteristics of a cantilever plate with attached spring-mass system, J. Sound and Vibration , pp.237-263, vol.260,2003
11. Ciancio P.M., Rossit C.A., Approximate study of the free vibrations of a cantilever anisotropic plate carrying a concentrated mass, J. Sound and Vibration, pp.621-628, vol.302 ,2007
12. Morse, P. M. and Ingard, K. U. , Theoretical Acoustics , McGraw-Hill ,

- NY , 1968 , rpt. Princeton University Press, NJ , pp.375-379 , 1986.
- 13.Shindo, T. , Yashima, O. andSuzuki, 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.
 - 14.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.
 - 15.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 , pp.734-739 , 1979.
 - 16.Satoh k., Takewa H., and Iwasa M., A High Fidelity Small-Size Loudspeaker , IEEE Transactions on Consumer Electronics , Vol.43 , No.3 , 1997 .
 - 17.Bardell, N. S. , Dunsdon, J. M. , Langley, R. S. , Free vibration analysis of coplanar sandwich panels , Composite Structures , V38 , No.1-4 , pp.463-475 , 1997.
 - 18.A. W. Leissa, P. A. A. Laura, R. H. Gutierrez, Vibrations of Rectangular Plates With Nonuniform Elastic Edge Supports, Transaction of the ASME, V.47, PP.891-895, 1980
 - 19.Nartia Y., Iwato N., Vibration Studies for Symmetrically Laminated Circular and Elliptical Plate Resting on Elastic Point Support, Composites Science and Technology, 39, pp.75-88, 1990
 - 20.Shindo T., Tashima O., Suzuki H., Effect Voice-Coil and Surround on Vibration and Sound Pressure Response of Loudspeaker Cones, Journal of The Audio Engineering Society, V.28, No.7/8, pp.490-498, 1980
 - 21.Mingsian R. Bai and Talung Huang, Development of panel

loudspeaker system: Design, evaluation and enhancement, J. Acoust. Soc. Am., Vol.109, No. 6, pp.2751-2761, 2001

- 22.王柏村, 振動學, 全華書局, 台北市, 1996。
- 23.徐國真,具附加點質量長型平面揚聲器之研製,國立交通大學機械工程研究所碩士論文,新竹市, 2007。
- 24.許哲璋,具條狀支撐方形平面揚聲器之研製,國立交通大學機械工程研究所碩士論文,新竹市, 2006
- 25.陳建勳,複合材料三明治板揚聲器之最佳參數研究,國立交通大學機械工程研究所碩士論文,新竹市,2006
- 26.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。
- 27.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。
- 28.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。
- 29.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。
- 30.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。

表 3-1 文獻[15]中的材料性質

	面層	心層
E1(GPa)	68.9	0.37
E2(GPa)	68.9	0.15
E3(GPa)	68.9	0.15
Poisson' s ratio	0.3	0.3
G12(GPa)	26.5	0.134
G23(GPa)	26.5	0.052
G13(GPa)	26.5	0.134
Density(ρ)(Kg/ m ³)	2770	122



表 3-2 文獻[15]與 ANSYS 各元素自然頻率分析比較

	文獻[15]	Shell191 (開啟三明治 選項)	Shell91 (不開啟三 明治選項)	Shell99
Mode 1(Hz)	23.05	23.275	23.464	23.464
Mode 2(Hz)	43.91	44.649	45.167	45.167
Mode 3(Hz)	71.06	70.092	72.1	72.1
Mode 4(Hz)	78.37	79.926	81.311	81.311
Mode 5(Hz)	90.85	90.887	93.795	93.795
Mode 6(Hz)	123.82	125.22	129.92	129.92



圖 1-1 傳統振動板為錐盆式的揚聲器



圖 1-2 振動板為平面式的揚聲器

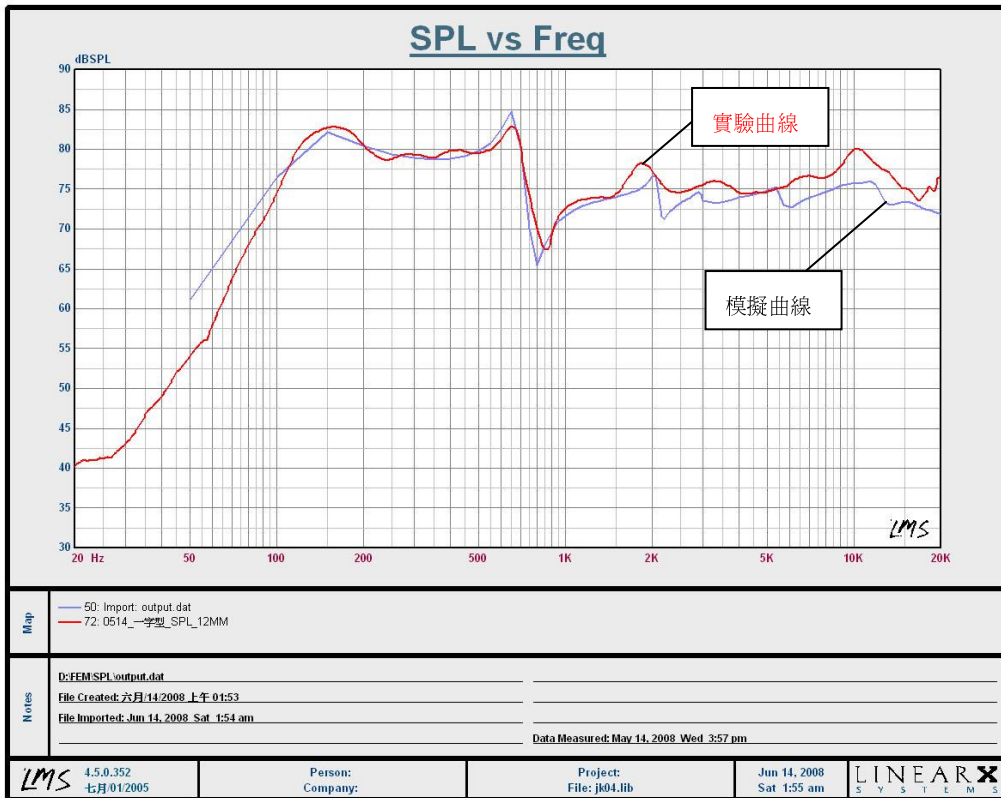


圖 1-3 實驗與模擬的對照



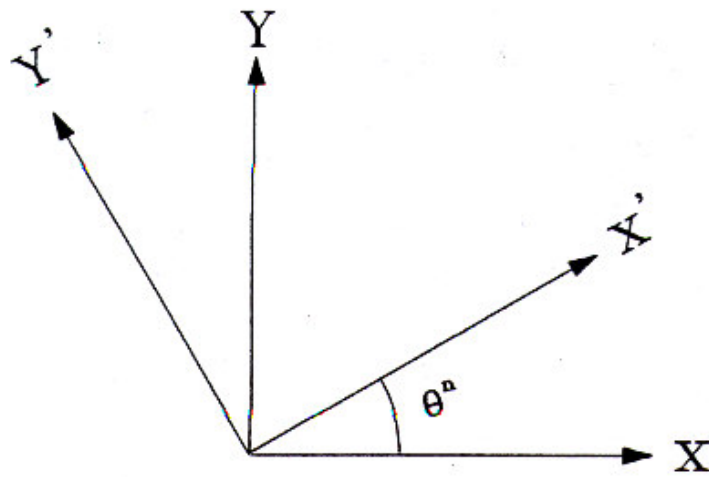
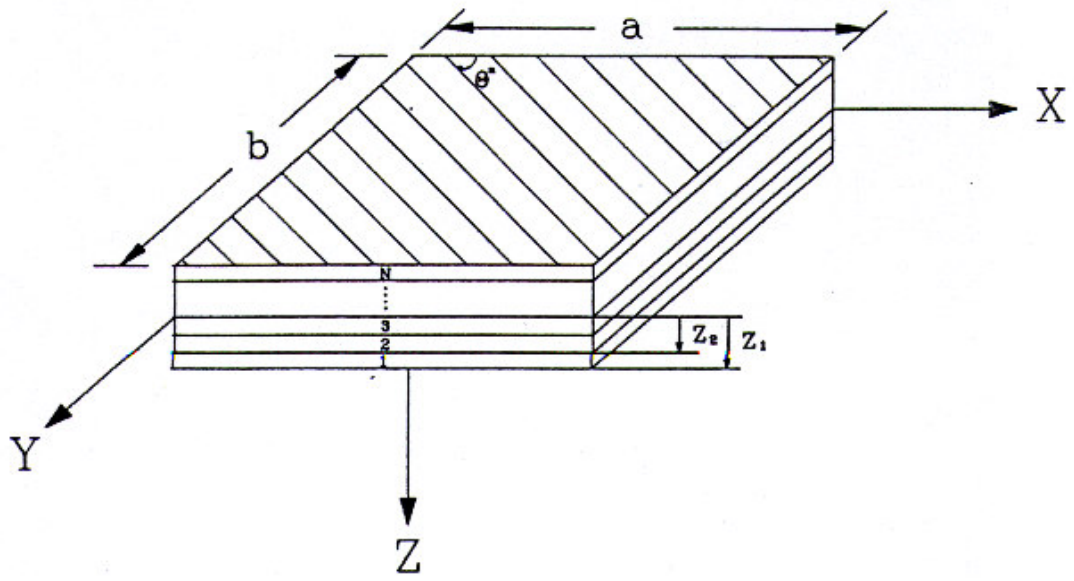
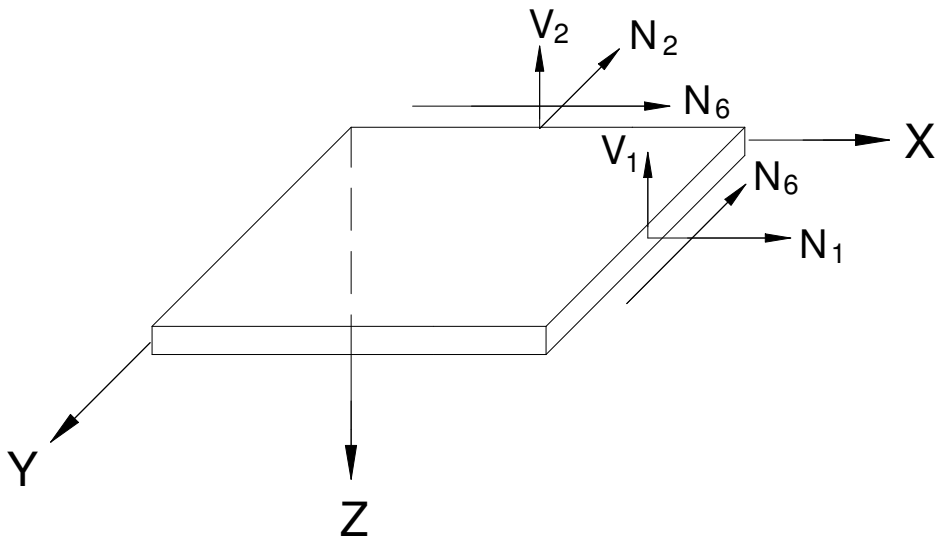


圖 2-1 複合材料積層板座標系統



平板所受應力的合力圖

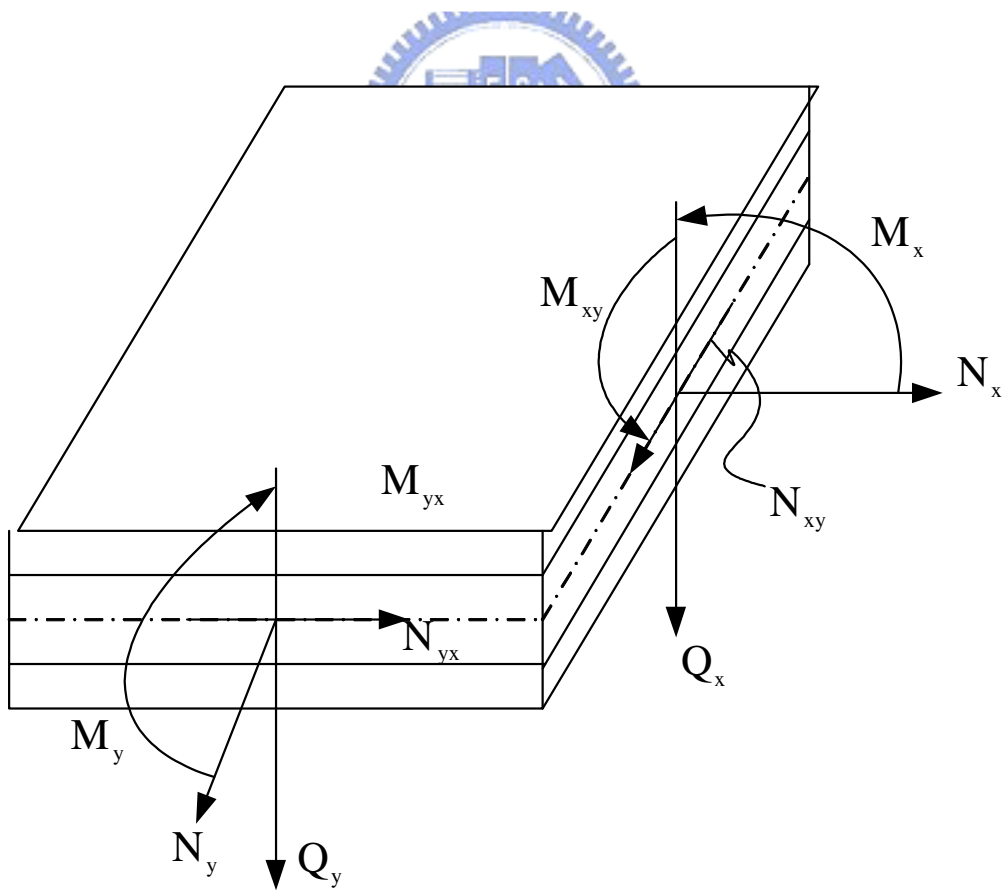


圖 2-2 複合材料積層板沿厚度方向之合力與合力矩

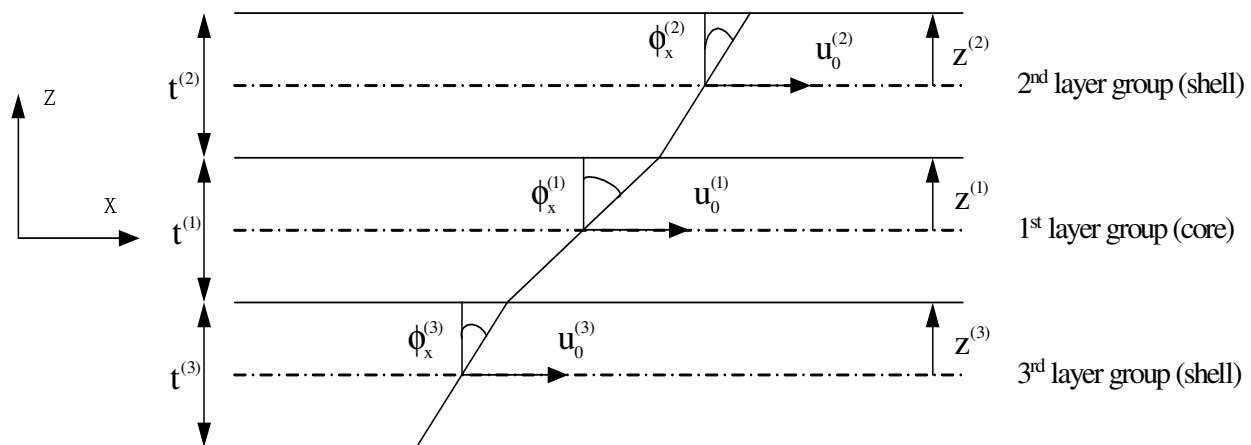


圖 2-3 多層一階剪變形位移場示意圖(三層)

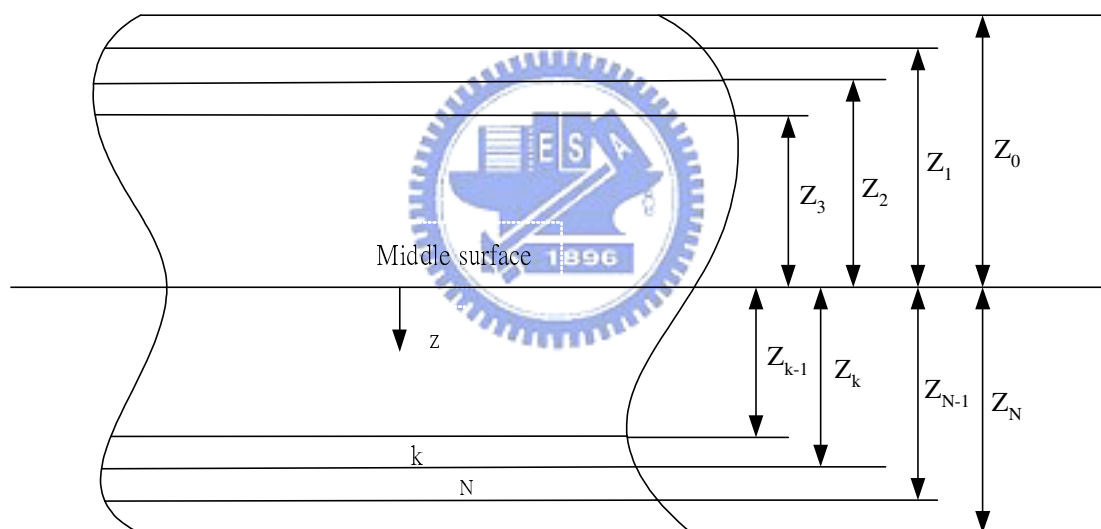


圖 2-4 積層板之幾何與層數系統

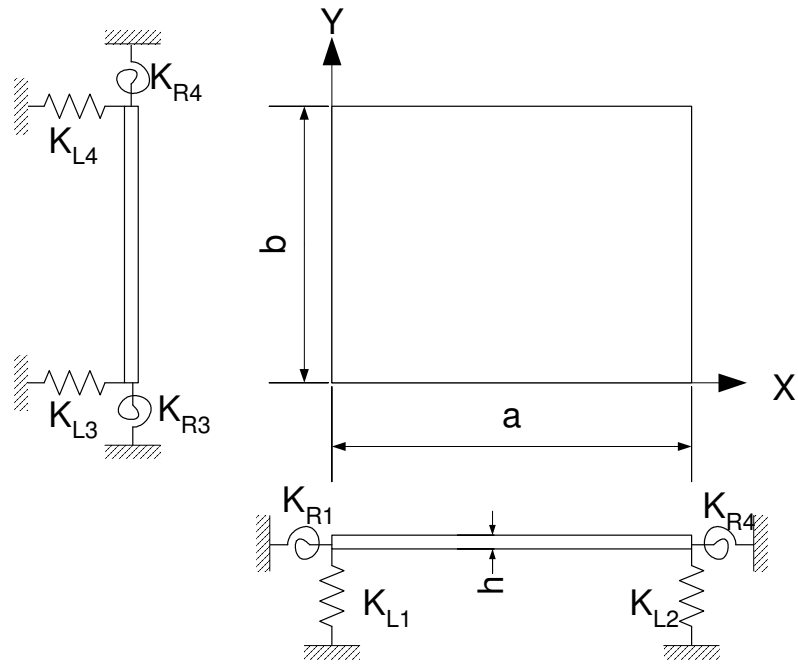


圖 2-5 複合材料三明治板之邊界條件

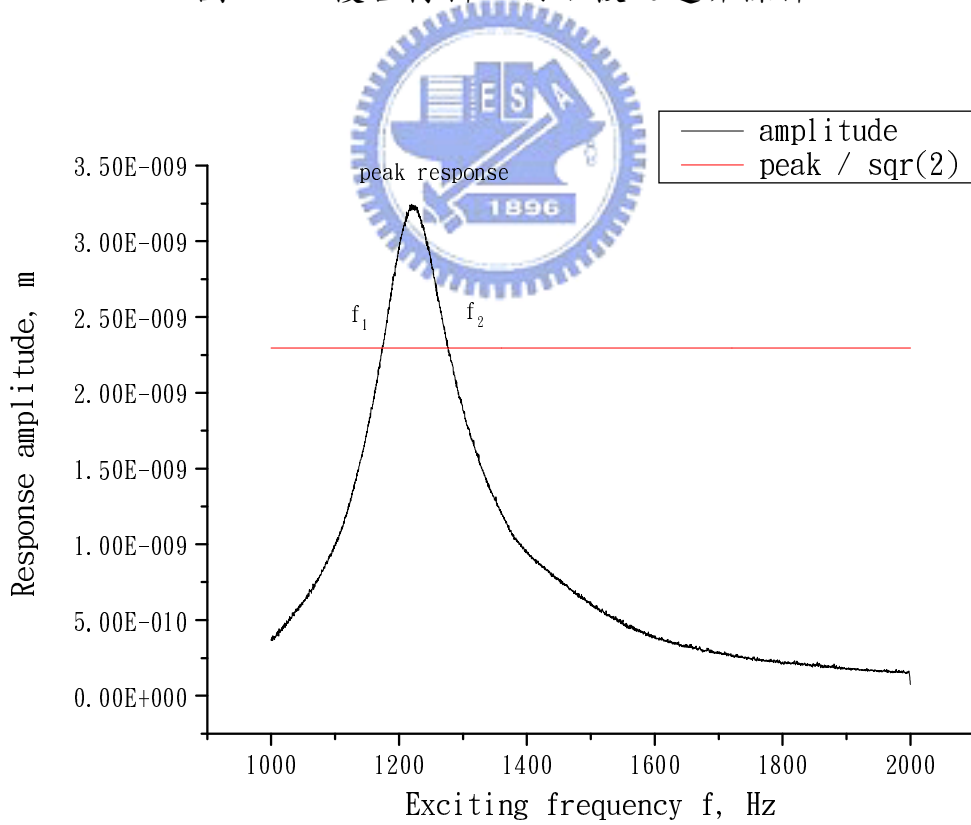


圖 2-6 頻率-位移圖

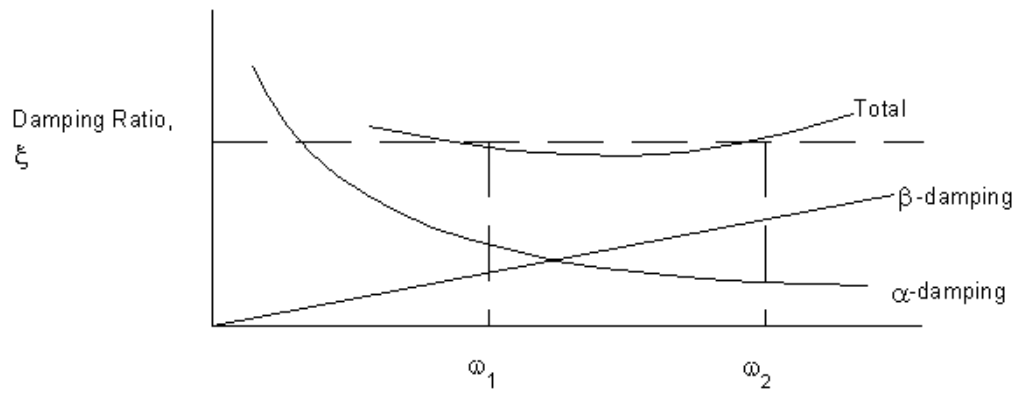


圖 2-7 Rayleigh Damping



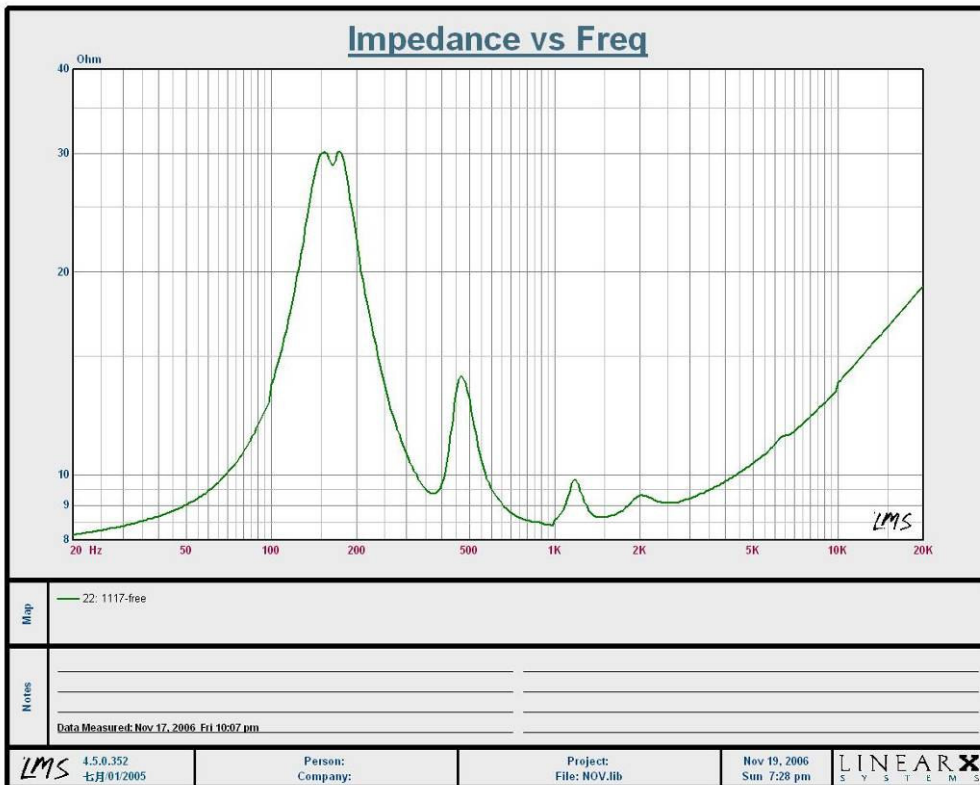


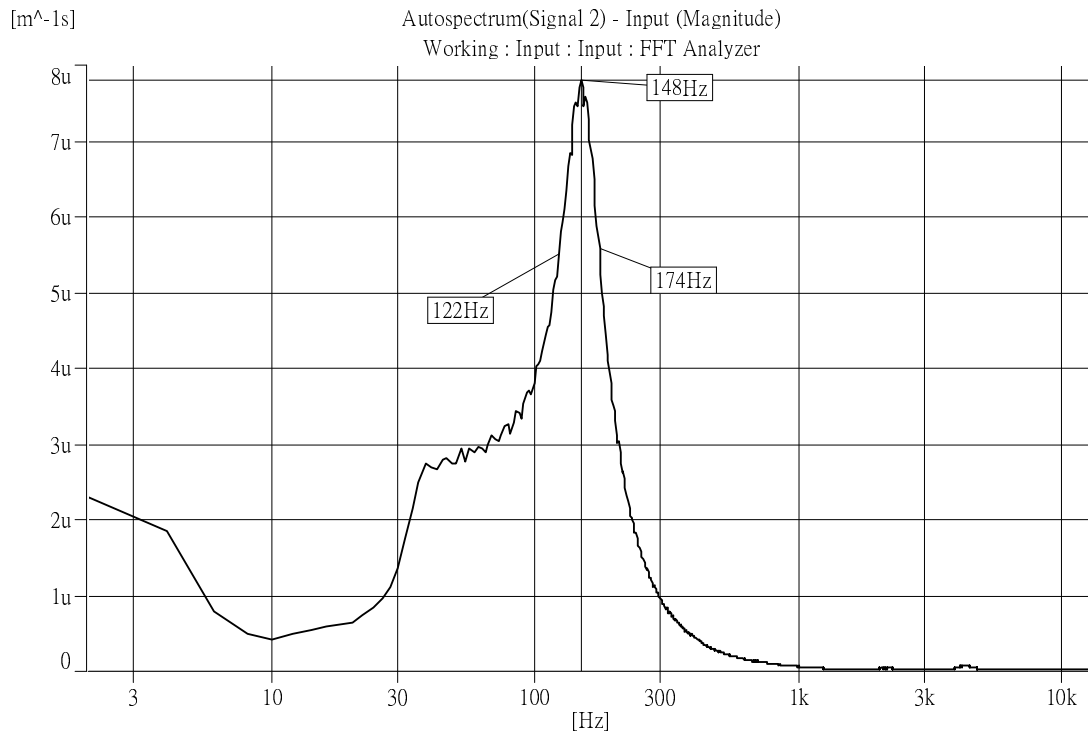
圖 3-1 純珍珠板振動板揚聲器阻抗曲線

Mass Added to Cone= 2.89 Gram

----- Electrical/Mechanical Parameters -----

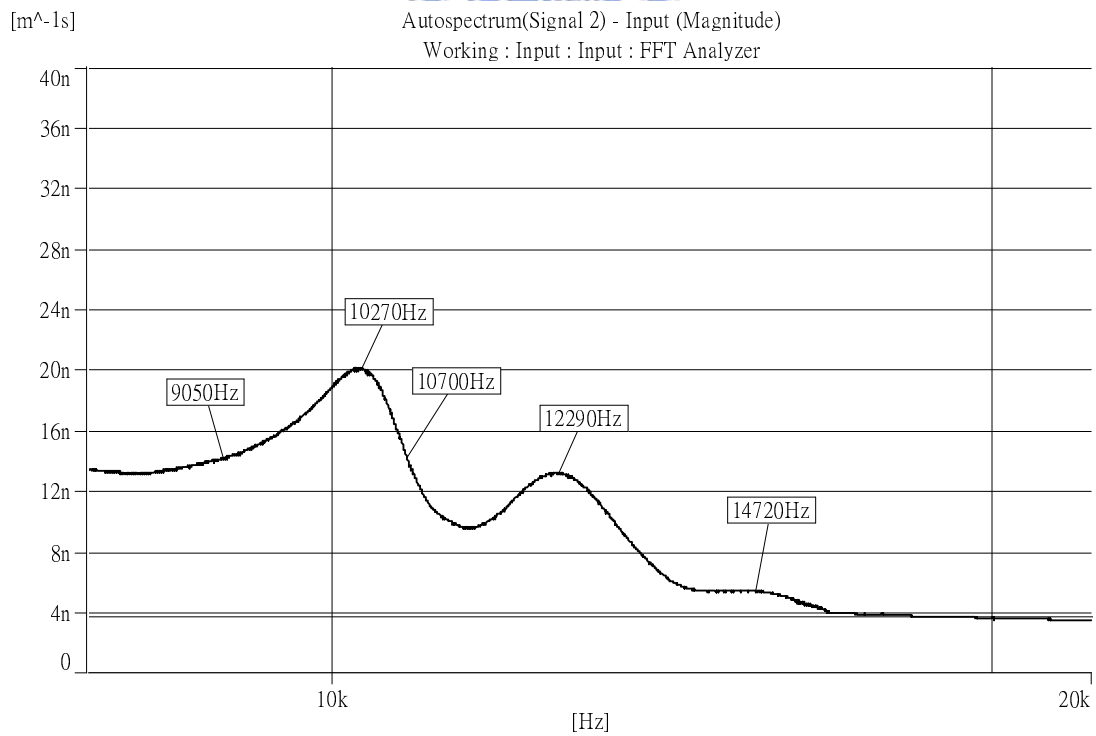
Revc(DC VC Res) = 7.60 Ohm	Qms (Mech Q) = 2.539
Fo (Res Freq) = 163.5751 Hz	Qes (Elec Q) = 0.839
Zo (Zmax at Fo) = 12.5498 Ohm	Qts (Total Q) = 0.631
Sd (Piston Area)= 0.0011 sqM	Vas(Acoustic Vol) = 727.239 uM
BL (Flux*Length)= 3.96 TM	Cms(Compliance)= 569.044 uM/N
no (Ref Effncy) = 0.0741 %	Mms(Total Mass)= 1.72 Gram
SPLo(SPL at 1W) = 85.7168 dB	Mmd(Diaphragm Mass)= 1.68 Gram

圖 3-2 純珍珠板振動板揚聲器參數值



(a) 低頻部份之位移響應

圖 3-3 以雷射測速儀量測振動板中心點的位移響應



(b) 高頻部份之位移響應

圖 3-4 以雷射測速儀量測振動板中心點的位移響應

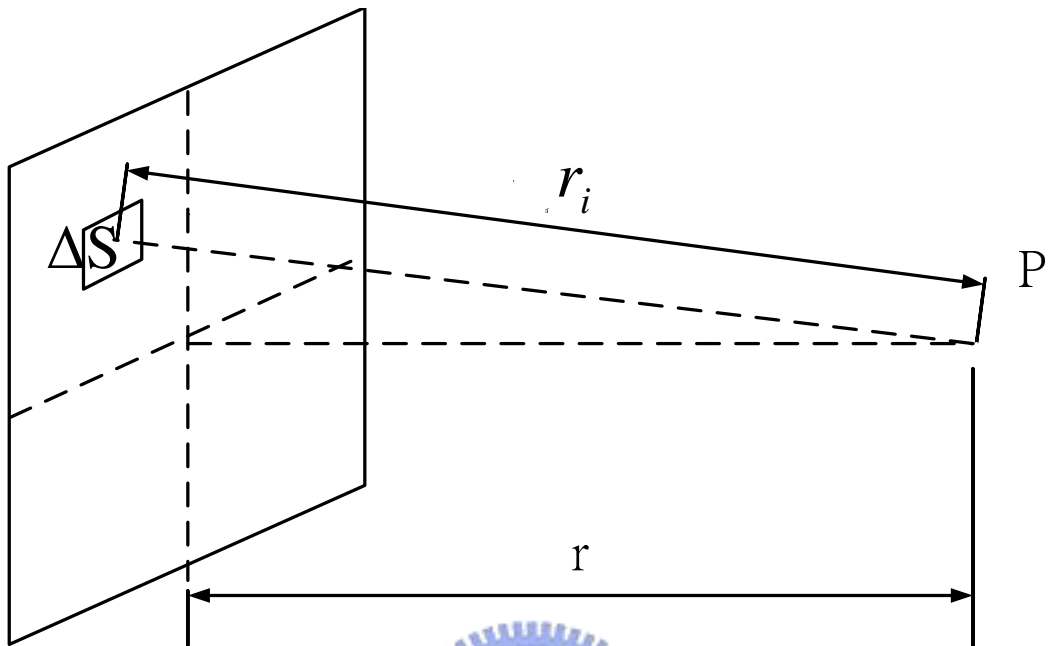


圖 3-5 聲壓距離示意圖

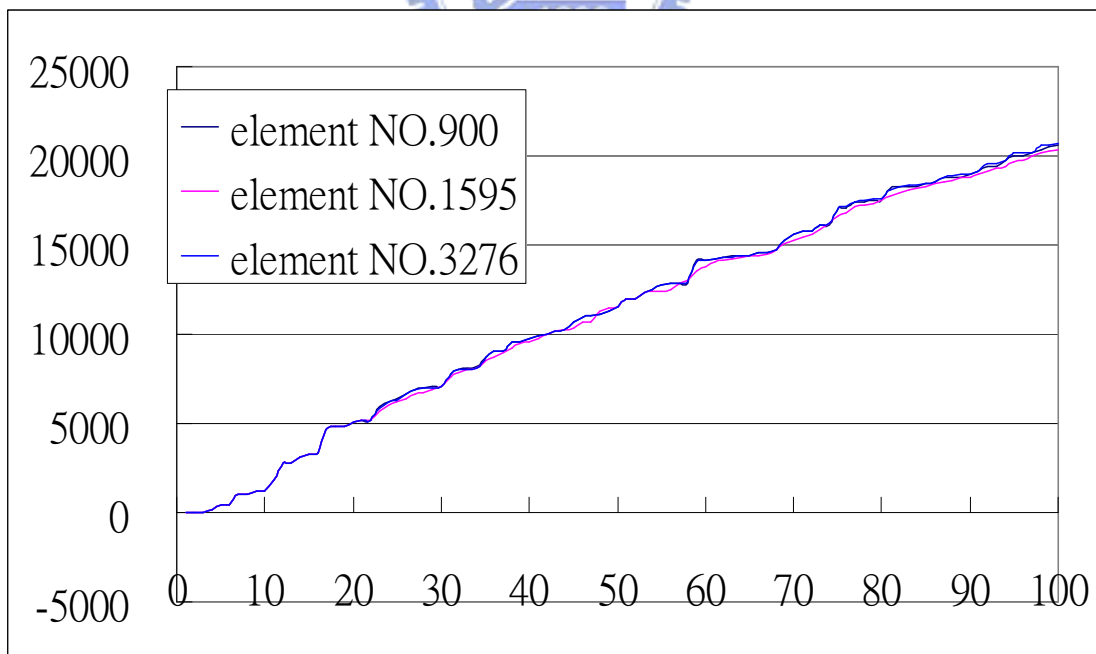


圖 3-6 自然頻率網格收斂圖

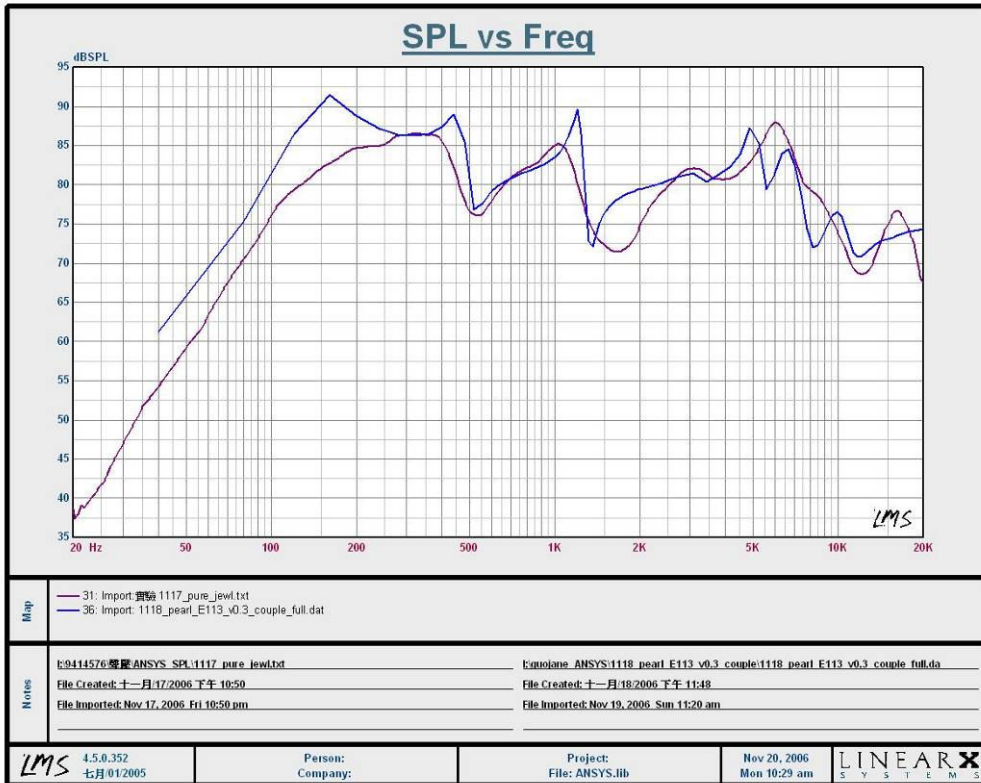


圖 3-7 純珍珠板振動板揚聲器實驗與 ANSYS 模擬比較

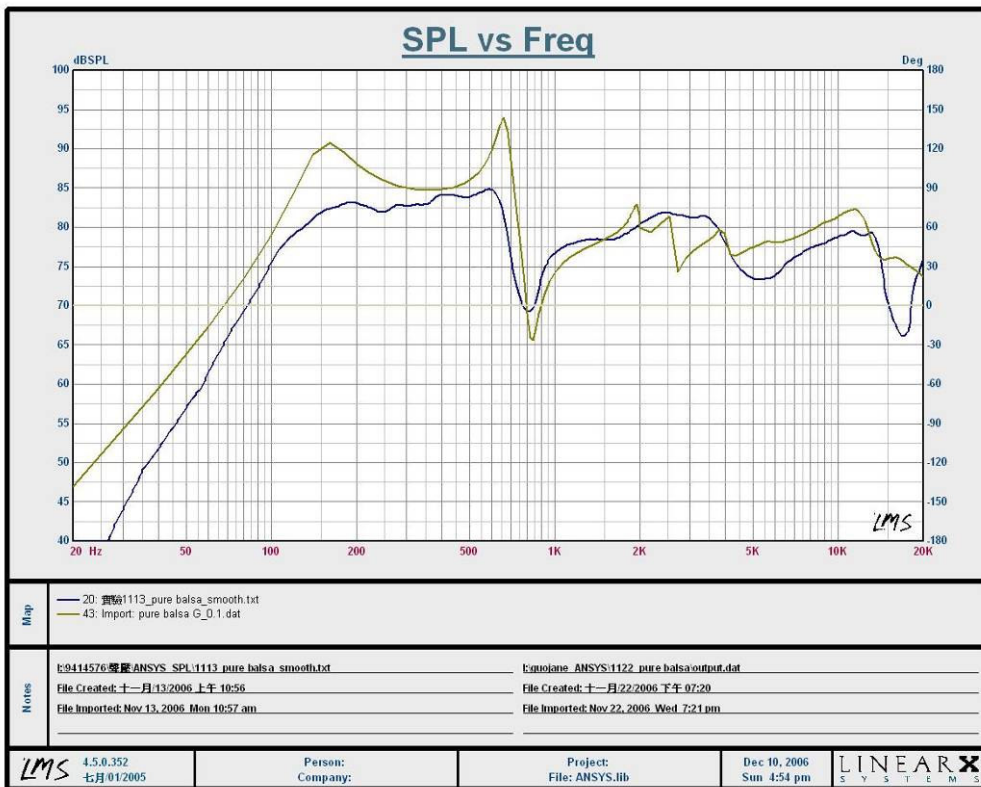


圖 3-8 純巴桑木振動板揚聲器實驗與 ANSYS 模擬比較

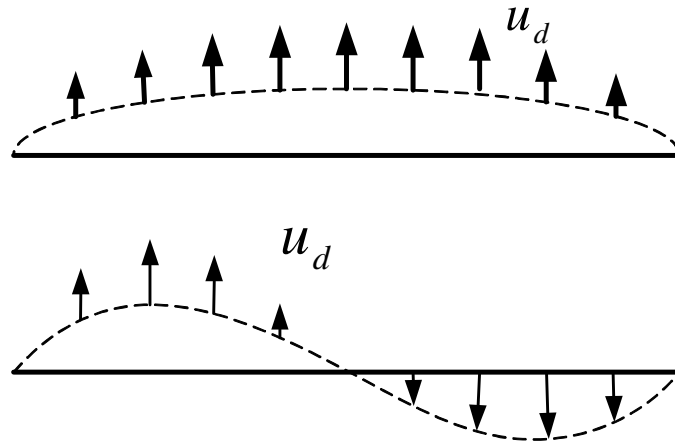


圖 4-1 振動板之振形

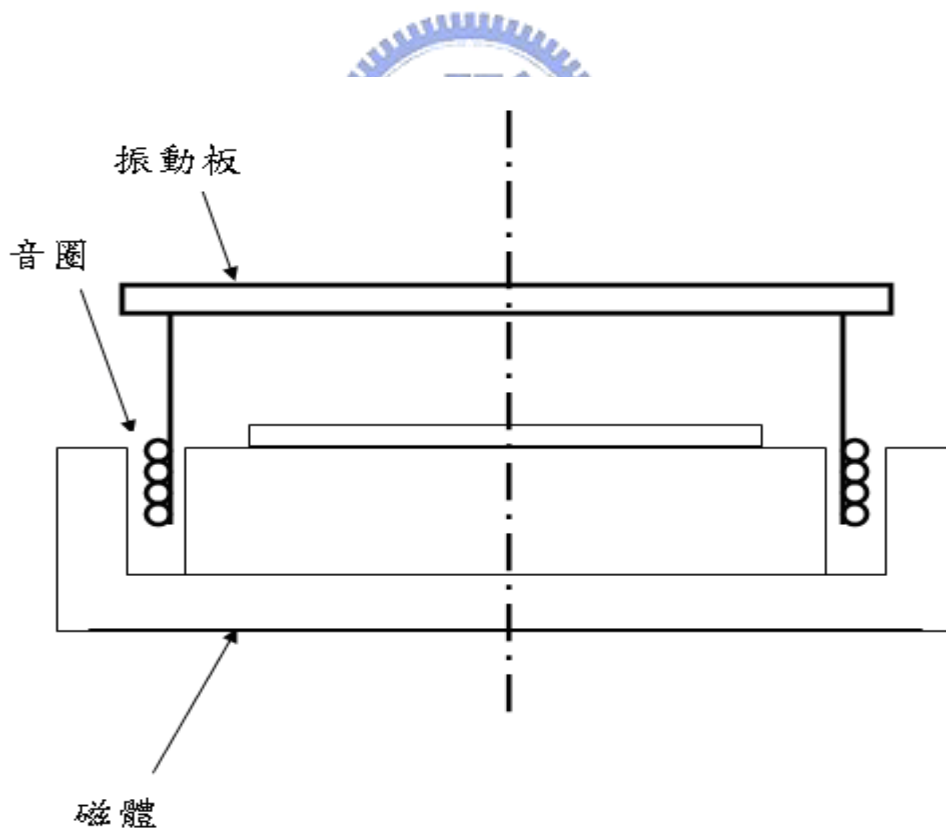


圖 4-2 激震器組成剖面圖



圖 4-3 傳統截面為半圓形或波浪型的彈性支承

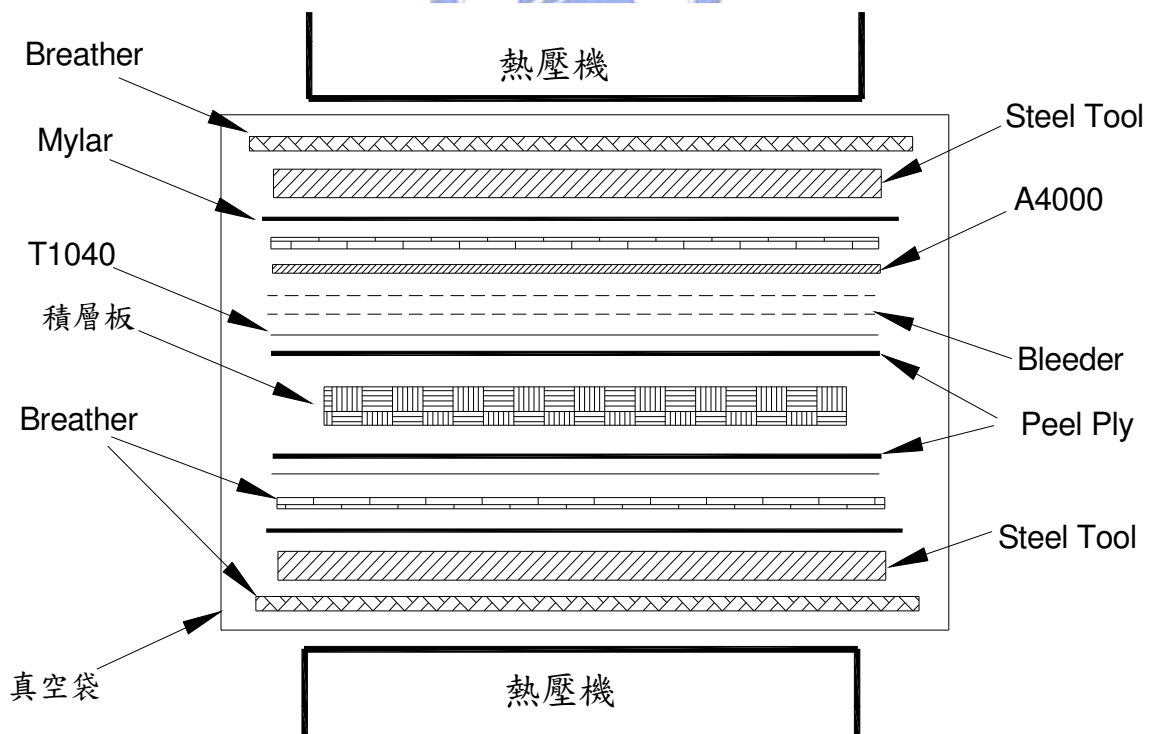


圖 4-4 疊層順序



圖 4-5 熱壓機

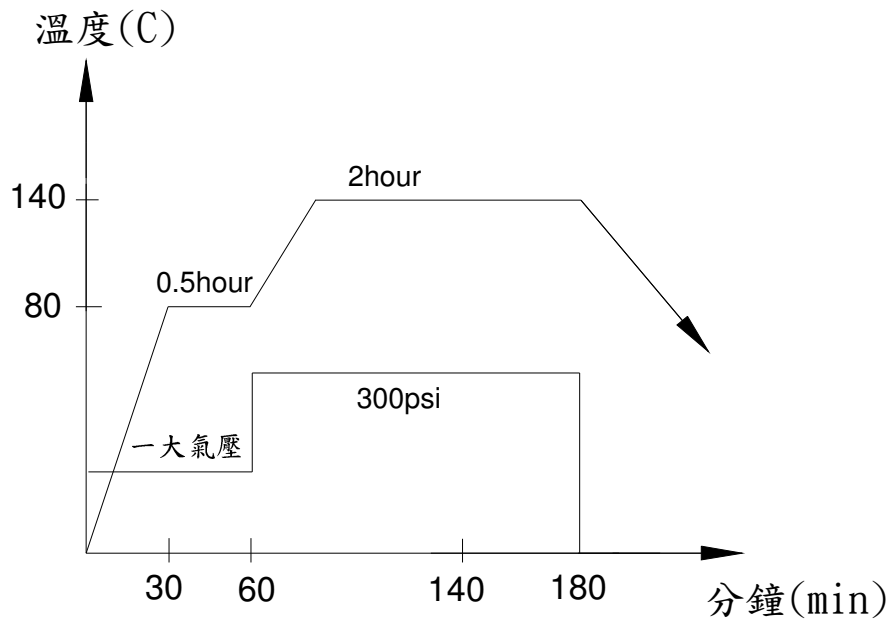


圖 4-6 複合材料積層板之加熱加壓硬化成型製程圖

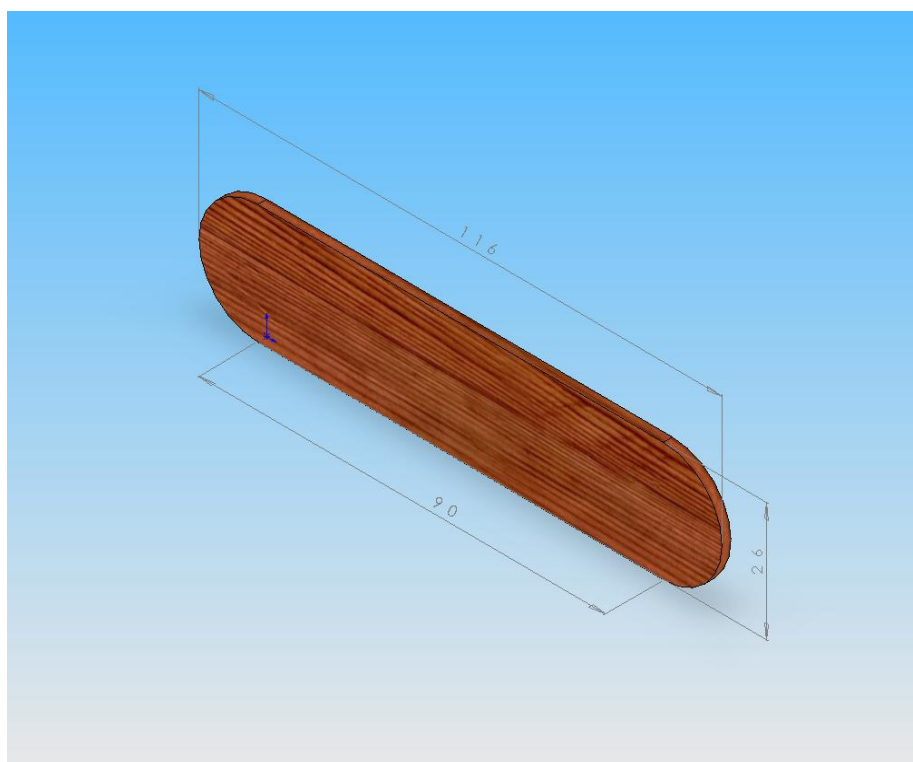


圖 4-7 揚聲器振動板

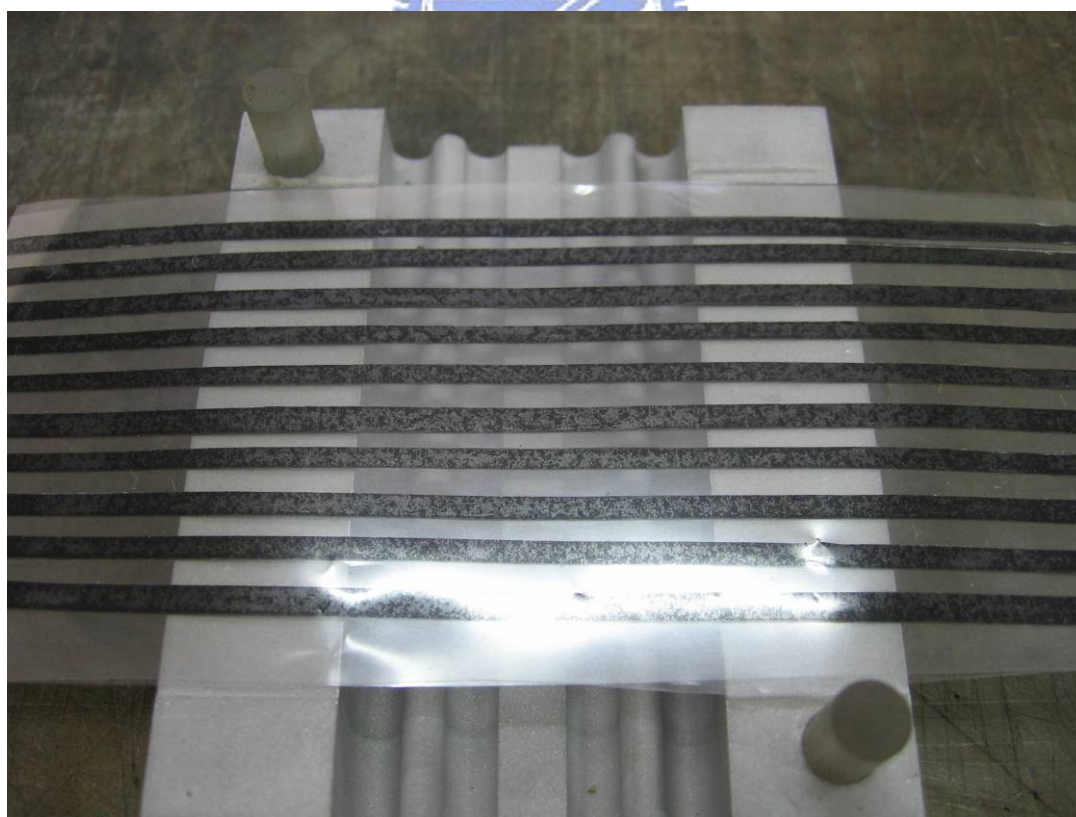


圖 4-8 ㄇ字型支承製作

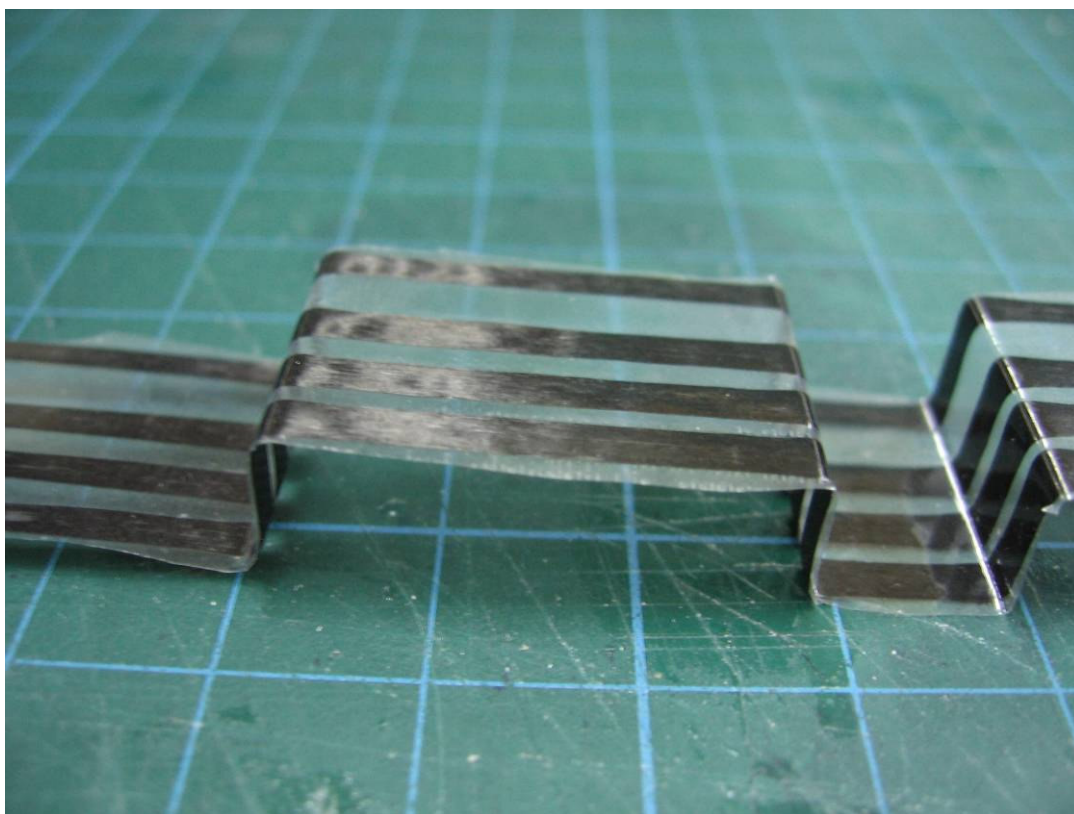


圖 4-9 冂字型支承

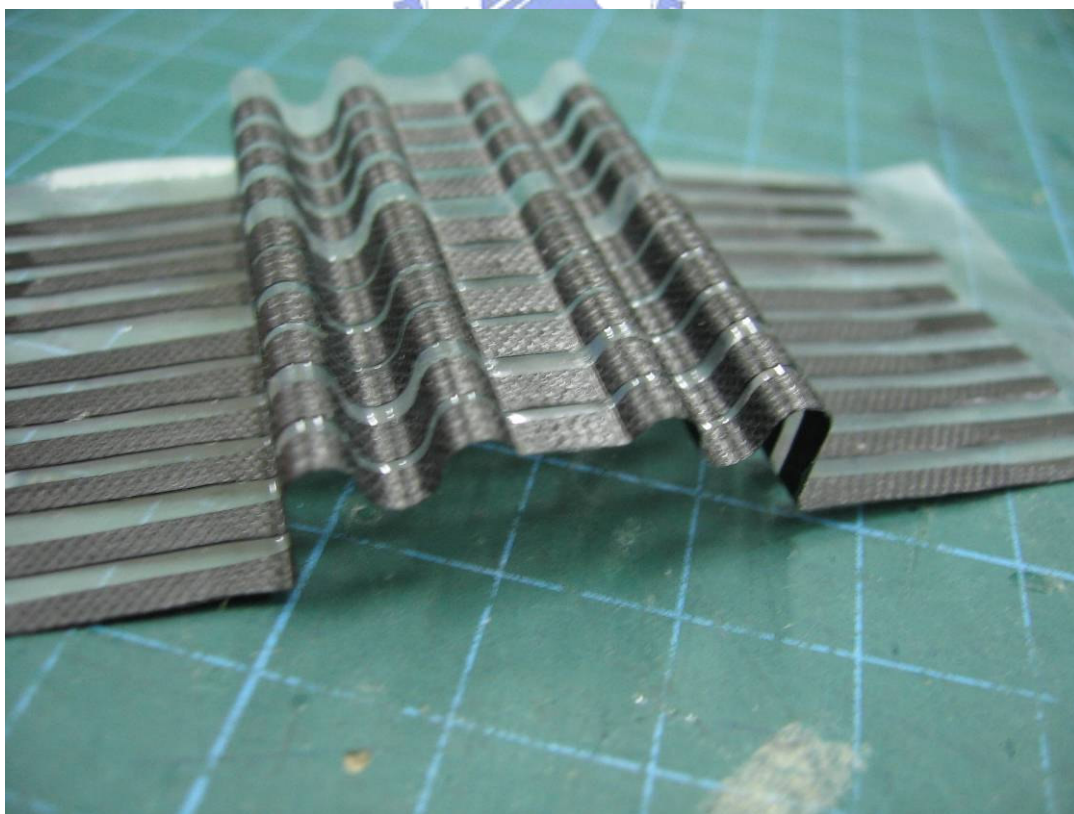


圖 4-10 冂字波浪支承



圖 4-11 彈性矽膠懸邊製作



圖 4-12 彈性矽膠懸邊完成品

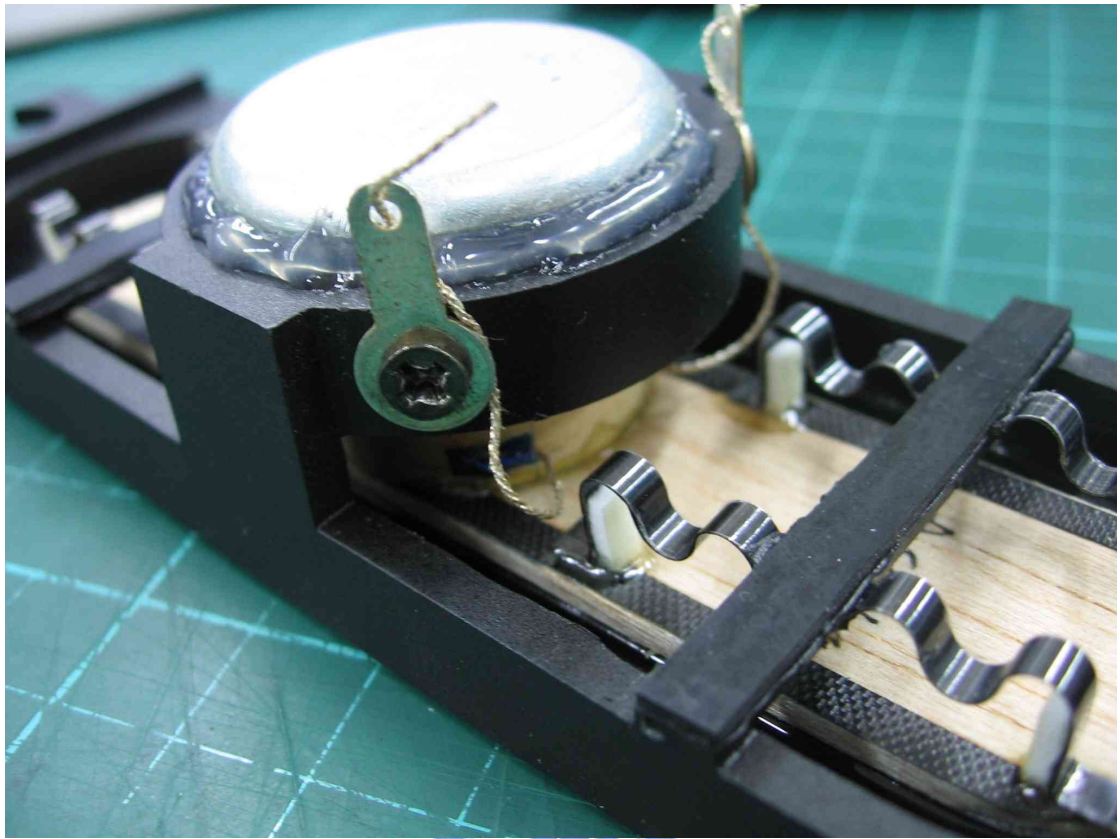


圖 4-13 揚聲器製作完成品



圖 4-14 傳統揚聲器之彈波

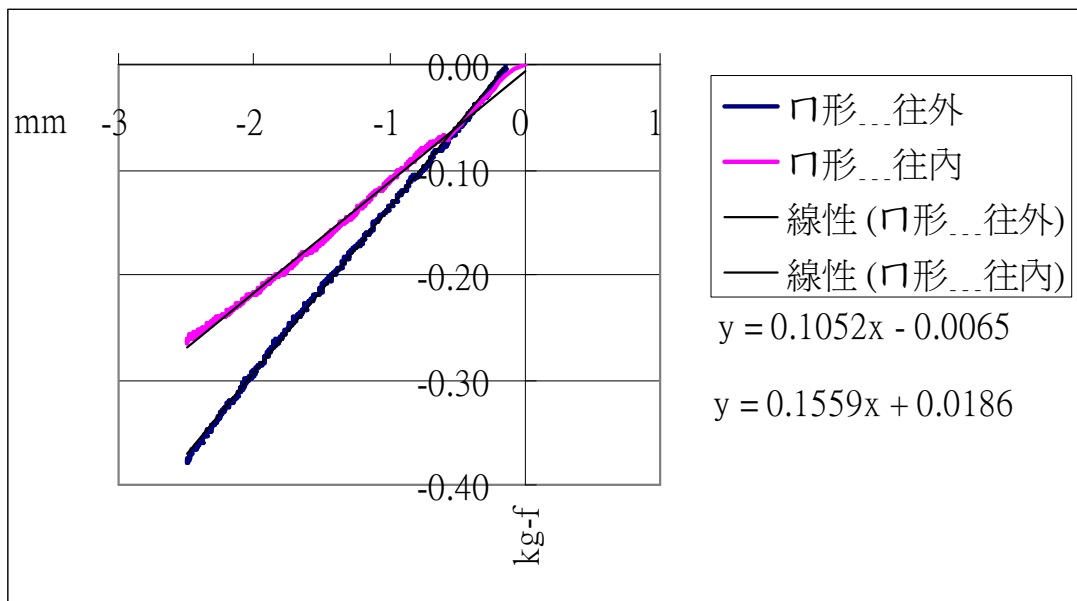


圖 4-15 〇字型支承不同方向之彈性比較

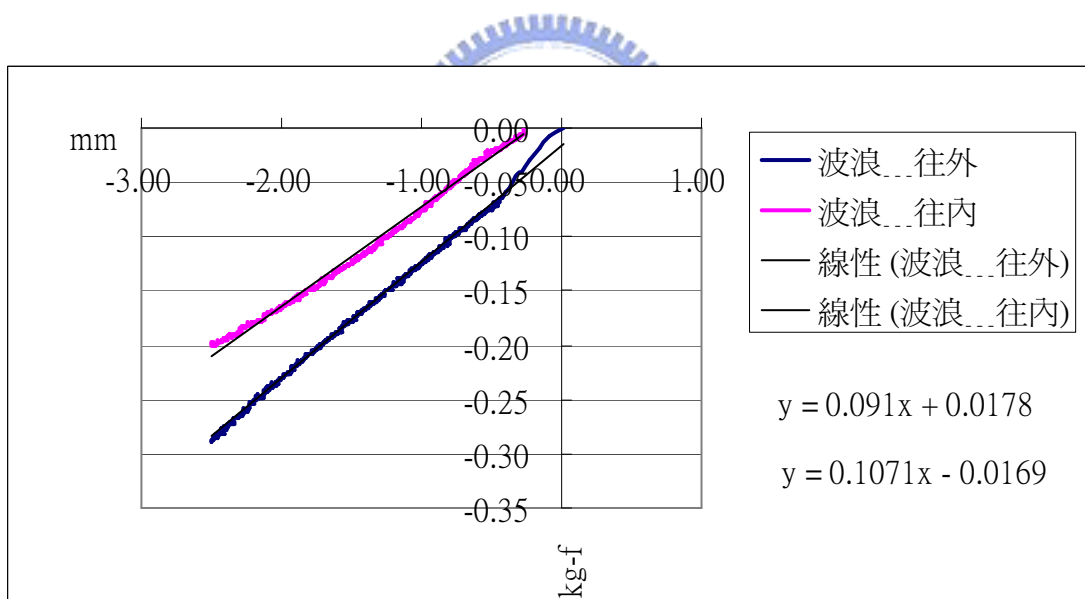


圖 4-16 〇字波浪型支承不同方向之彈性比較



圖 4-17 阻尼比量測實驗架設圖

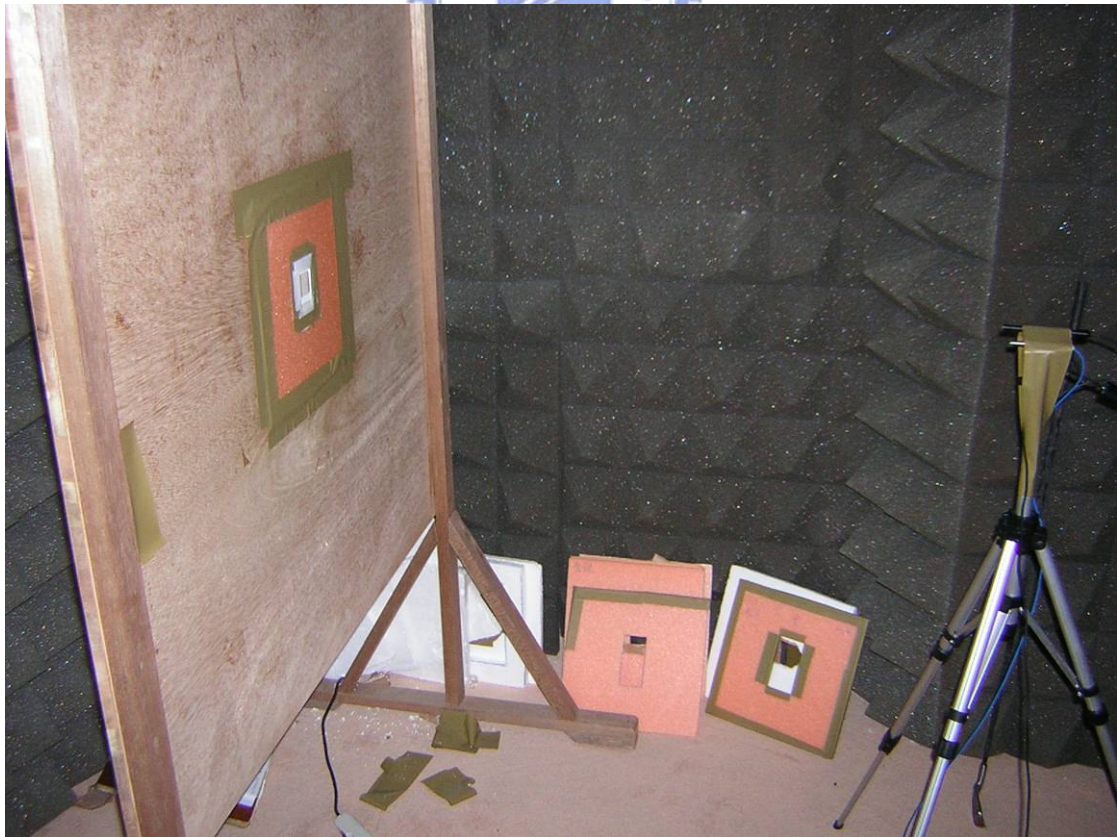


圖 4-18 聲壓量測實驗架設圖

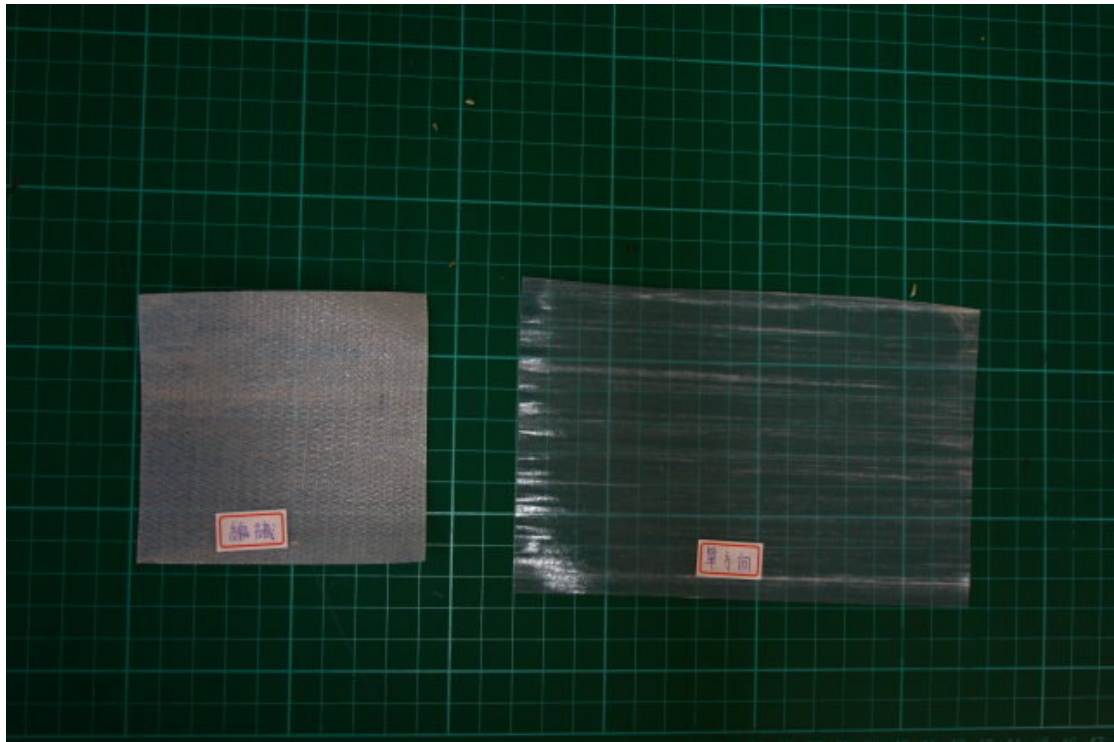


圖 5-1 兩種玻璃纖維的圖(左:編織玻纖, 右:單方向玻纖)

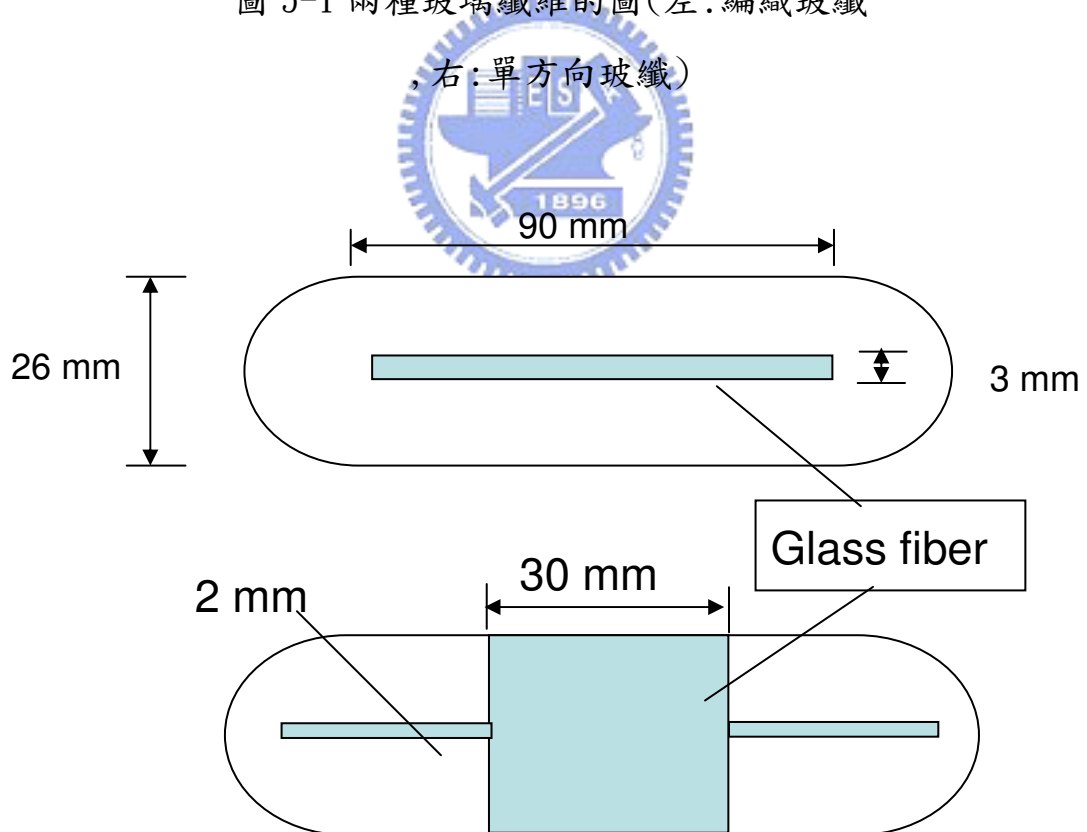


圖 5-2 加勁圖一(正面只加一條編織玻璃纖維, 反面為十字型編織玻璃纖維加勁)

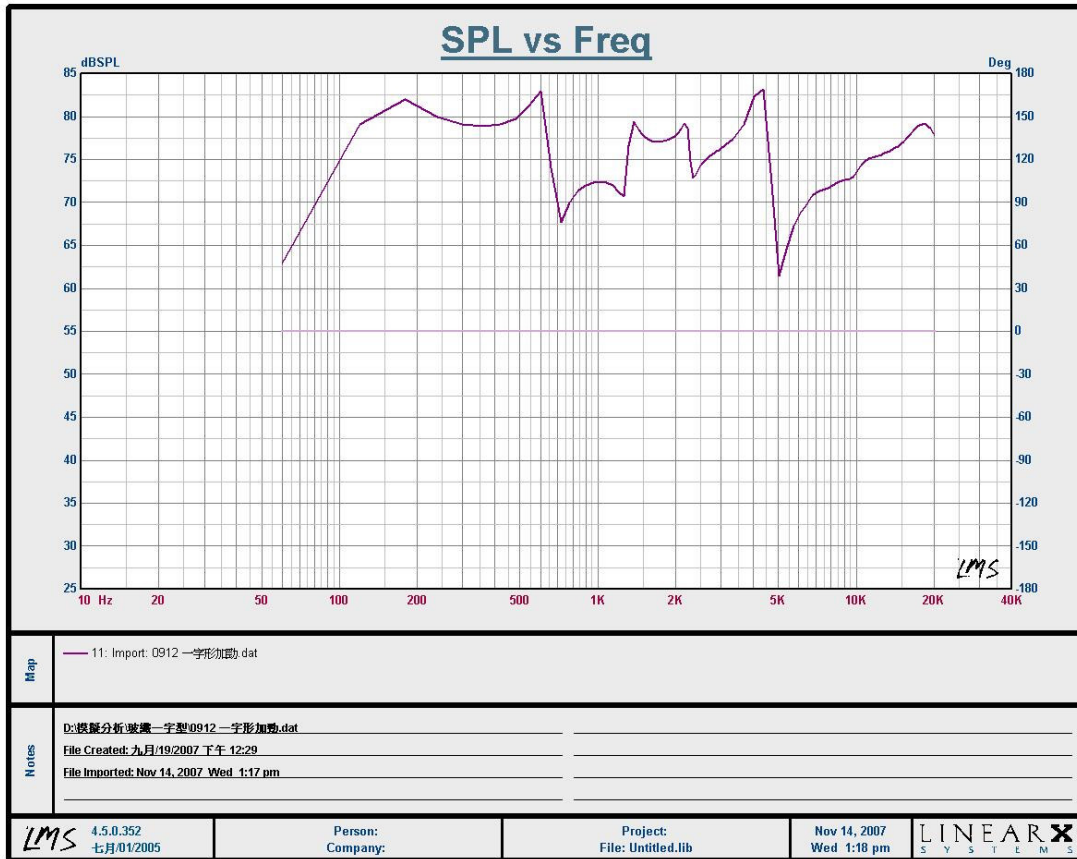
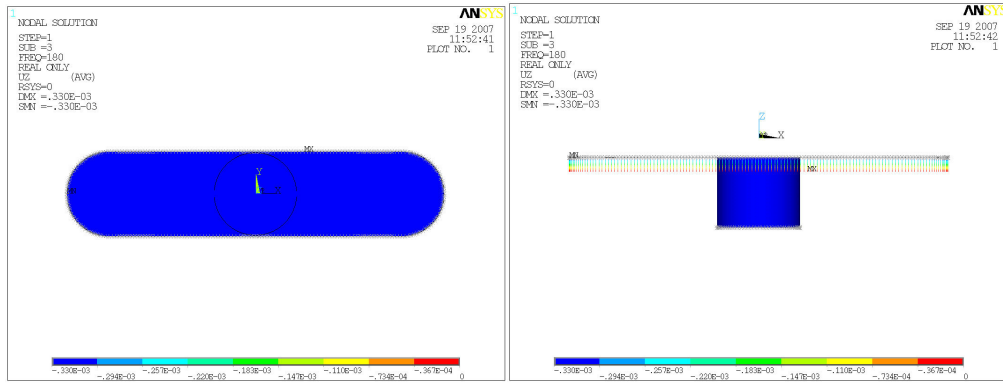


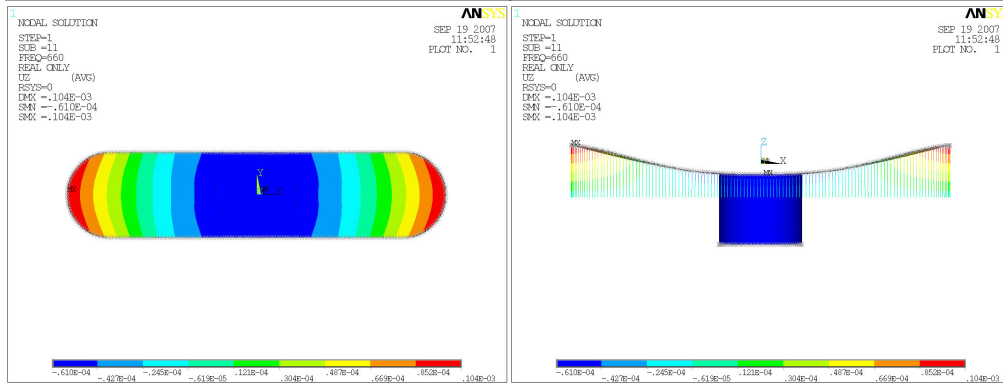
圖 5-3 加勁圖一經由 Ansys 模擬出來後轉成聲壓圖





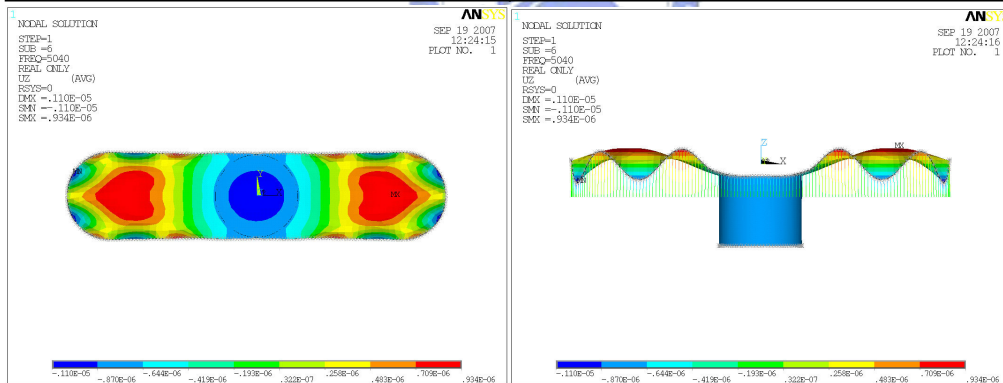
180 Hz

180 Hz



660 Hz

660 Hz



5040 Hz

5040 Hz

圖 5-4 加勁圖一模態圖

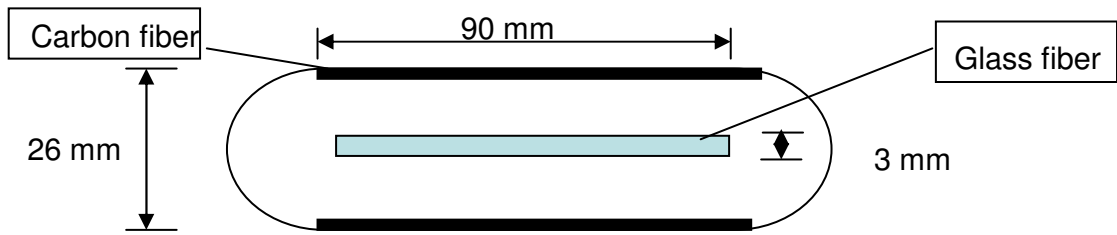


圖 5-5 加勁圖二(正面加一條編織玻璃纖維且在兩側各加上 2mm 碳纖維條，反面與圖 5-2 相同)

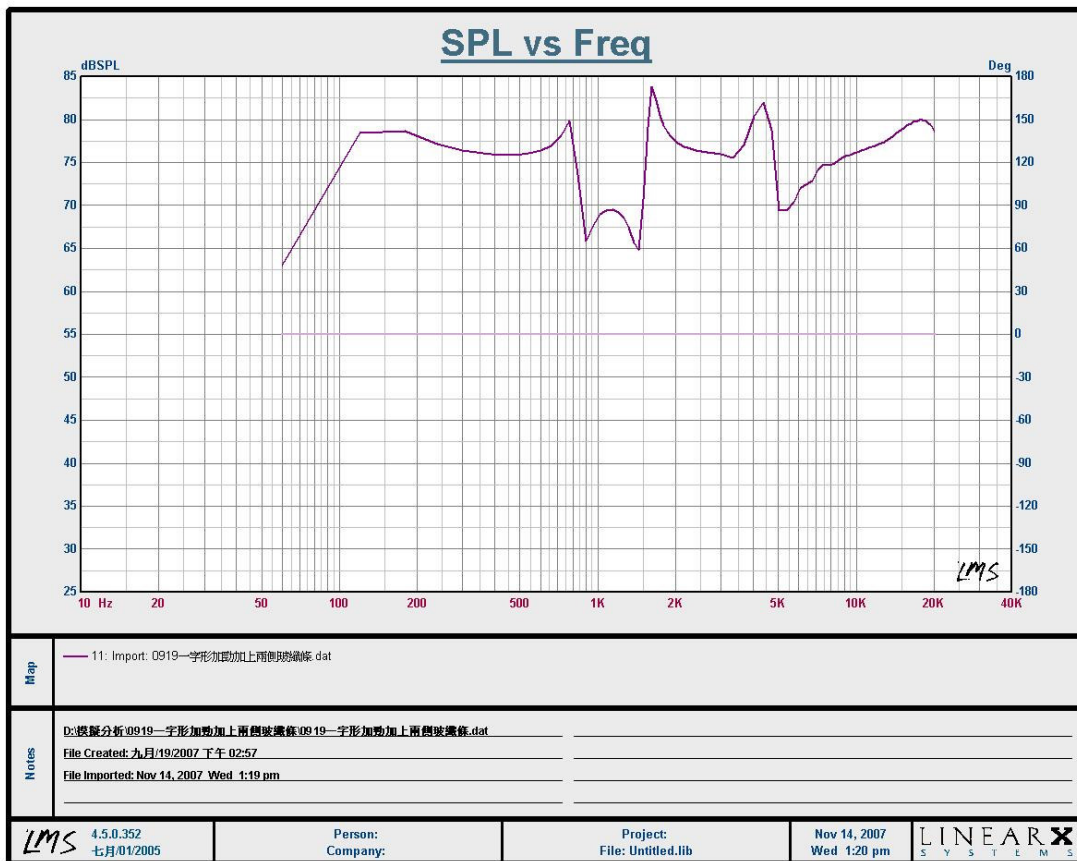


圖 5-6 加勁圖二經由 Ansys 模擬出來後轉成聲壓圖

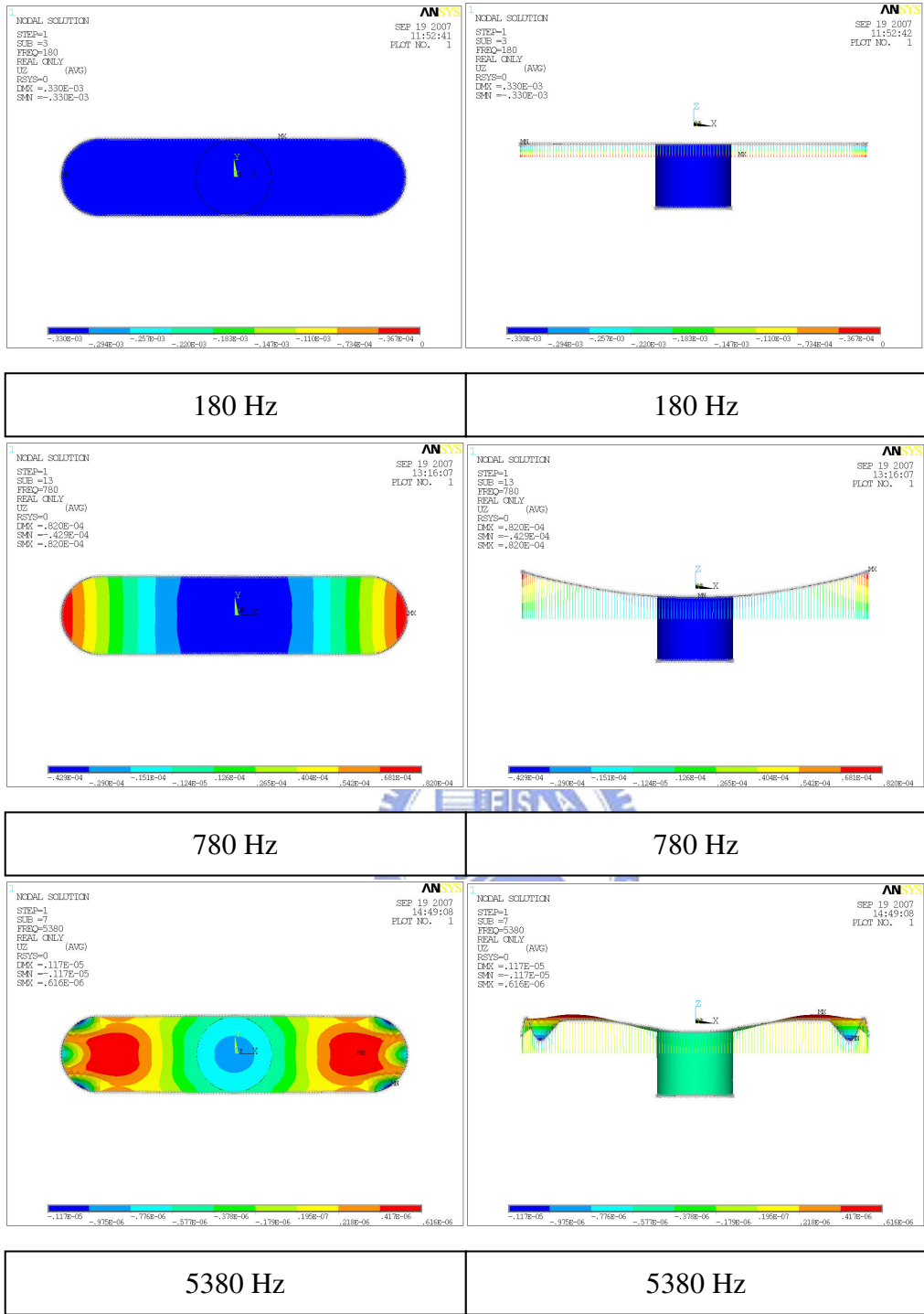


圖 5-7 加勁圖二模態圖

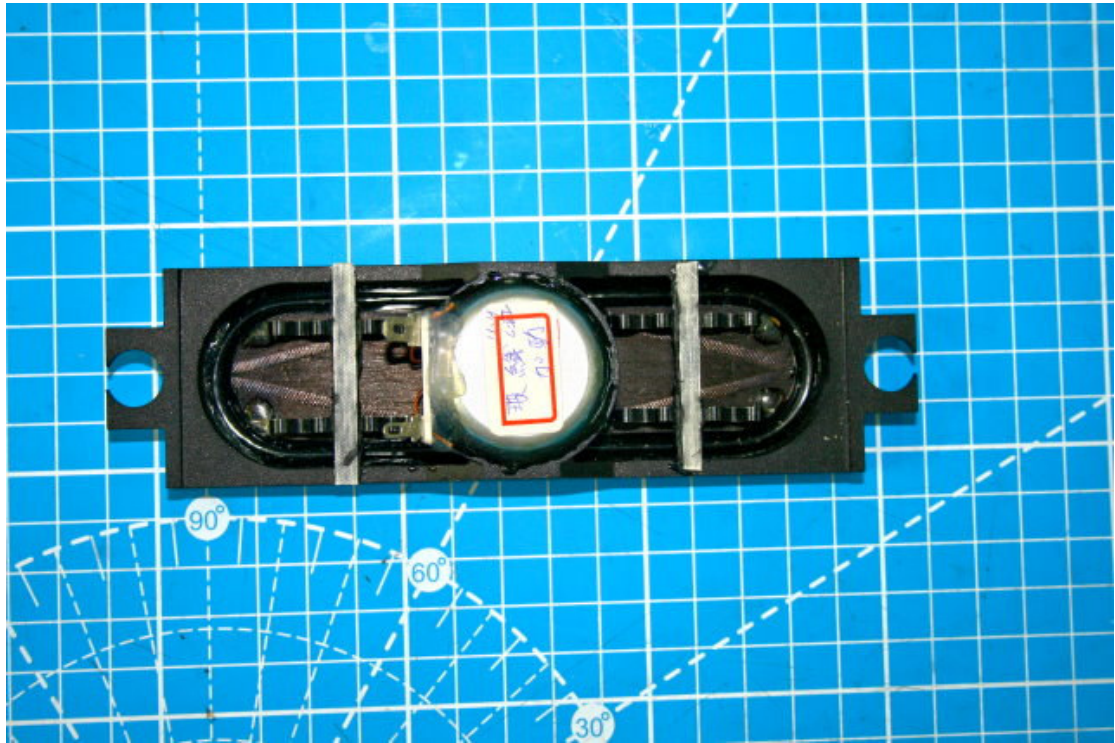


圖 5-8 四碳纖維彈性支承接法

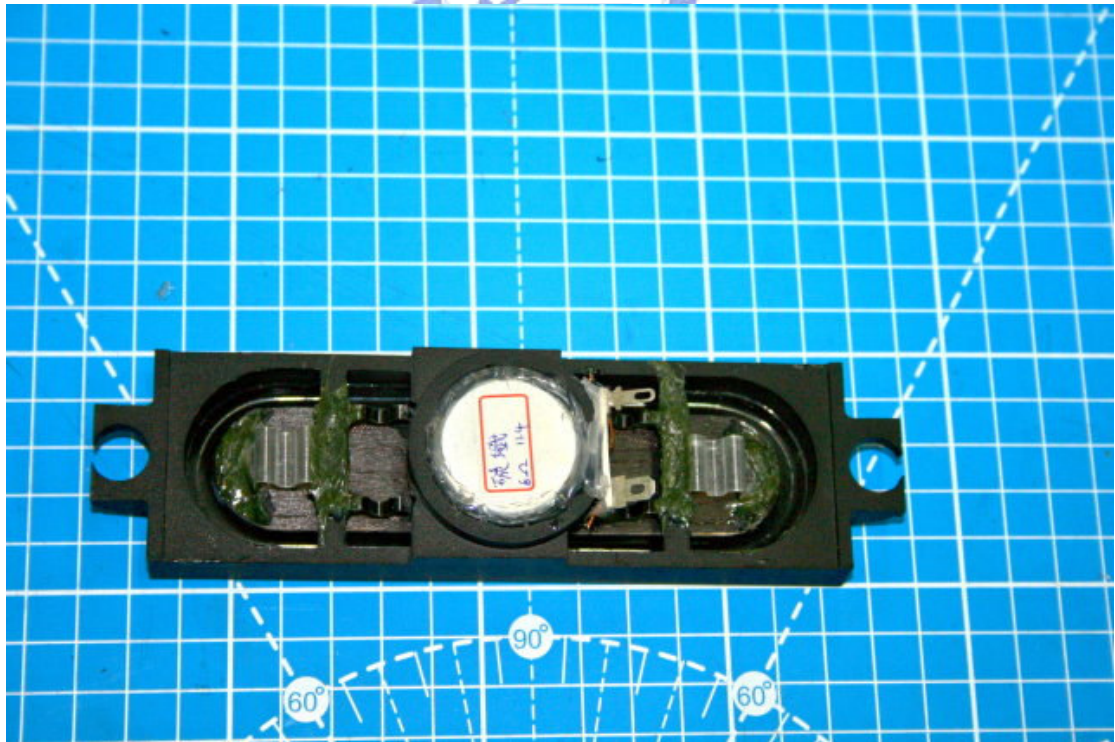


圖 5-9 彈性支承碳纖維與玻璃纖維一起使用接法

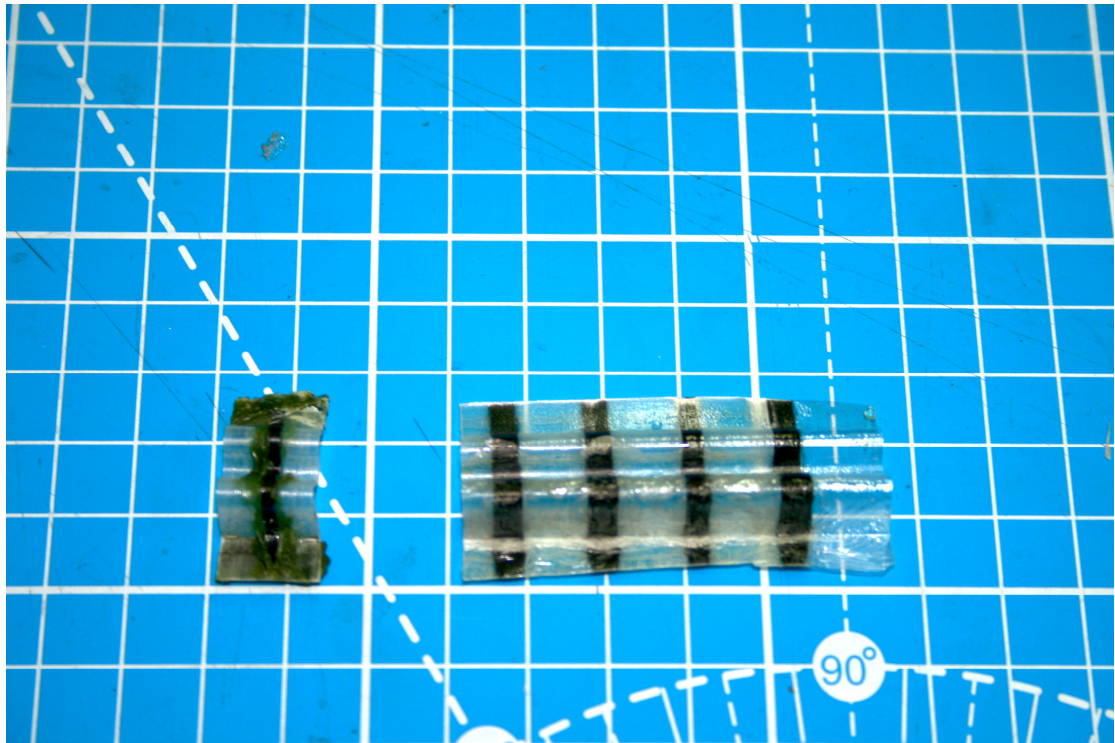


圖 5-10 12mm 的玻璃纖維彈性支承上再加上一條 2mm 碳纖維條

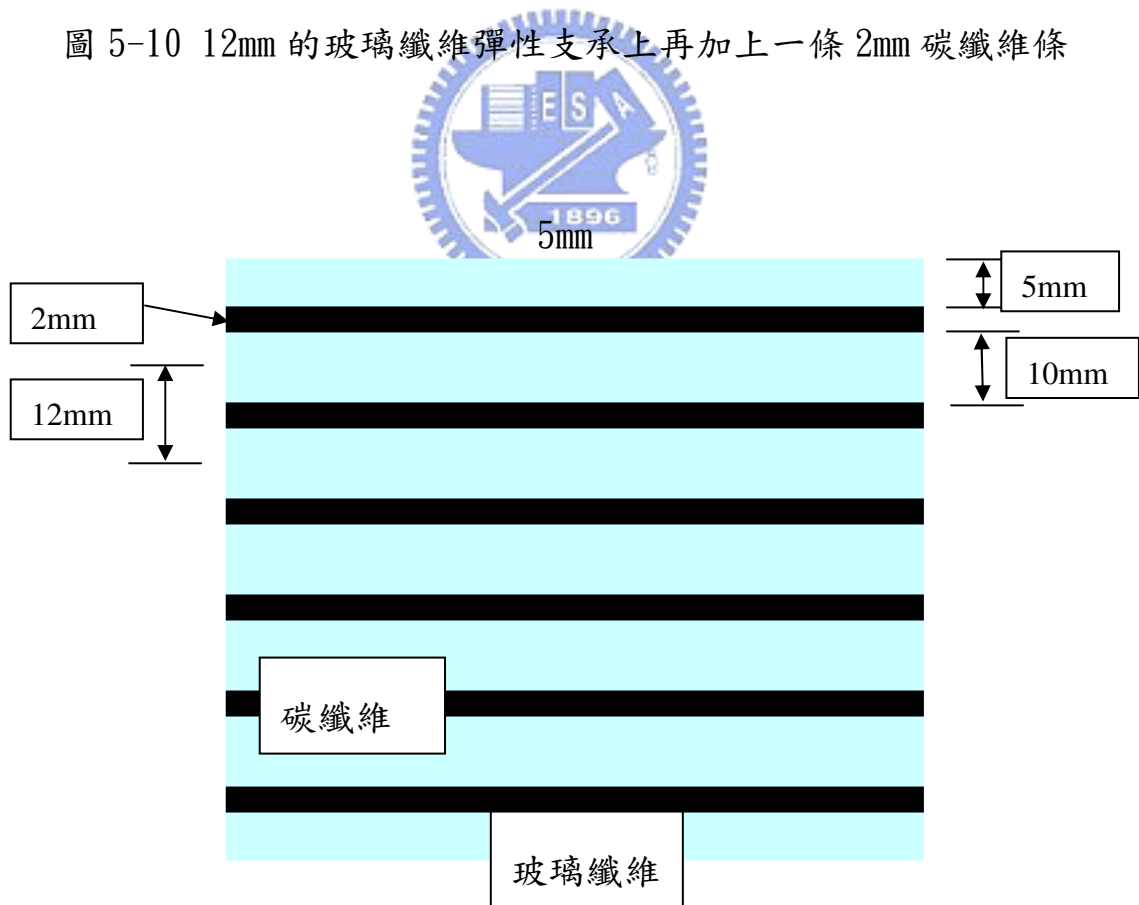


圖 5-11 碳纖維與玻璃纖維彈性支承的黏貼方式

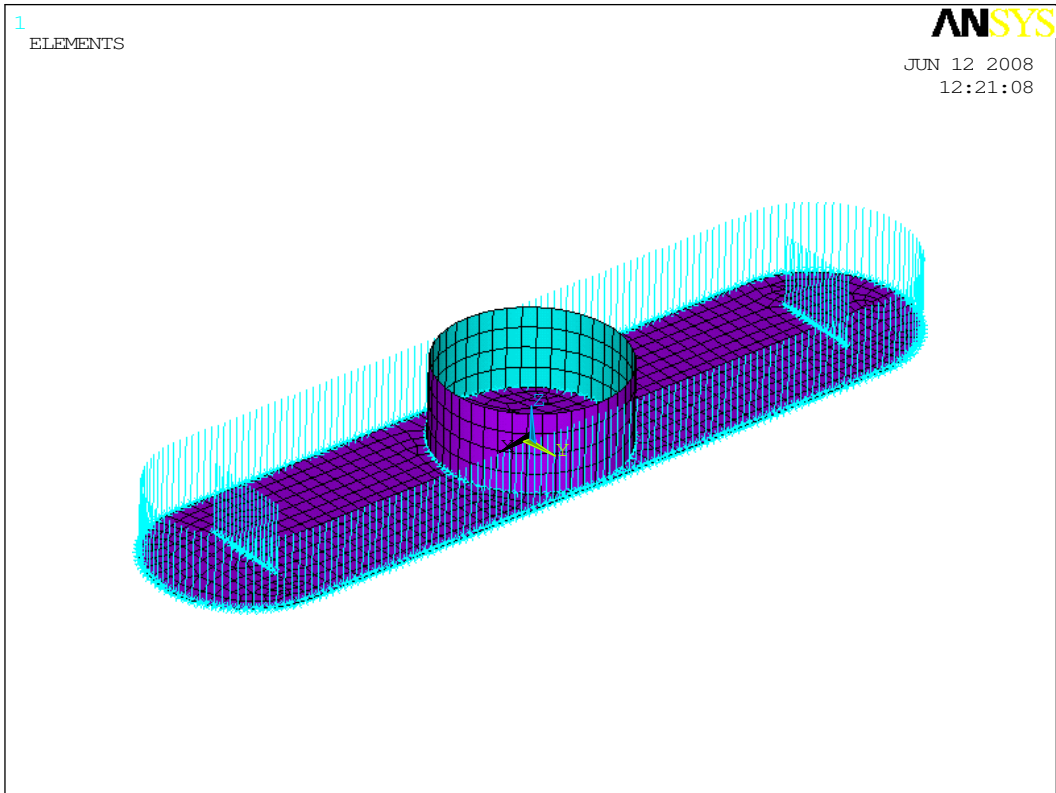


圖 5-12 以拉彈簧方式取代實體彈性支承

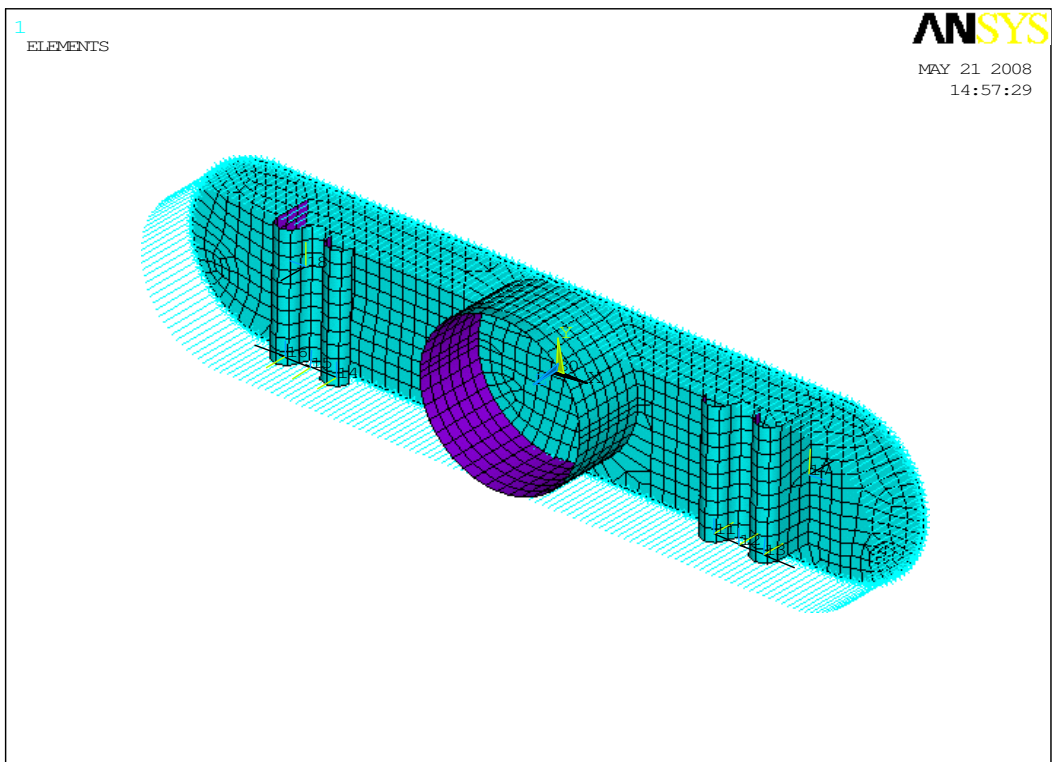


圖 5-13 實體彈性支承分析

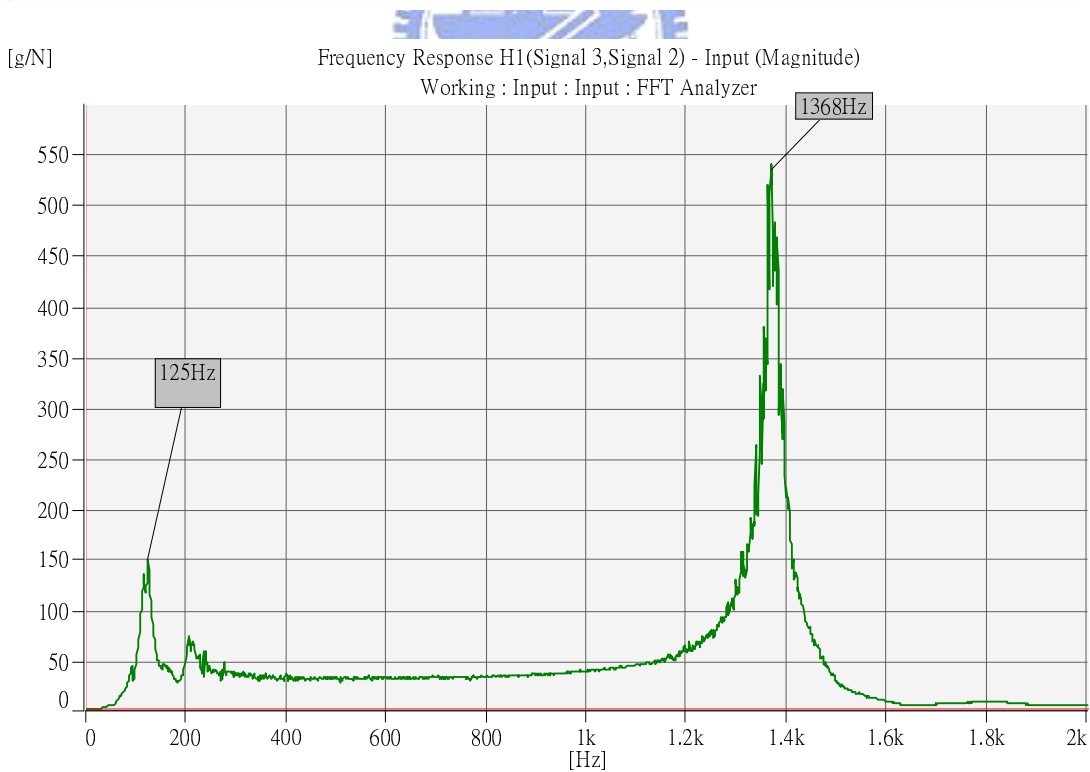
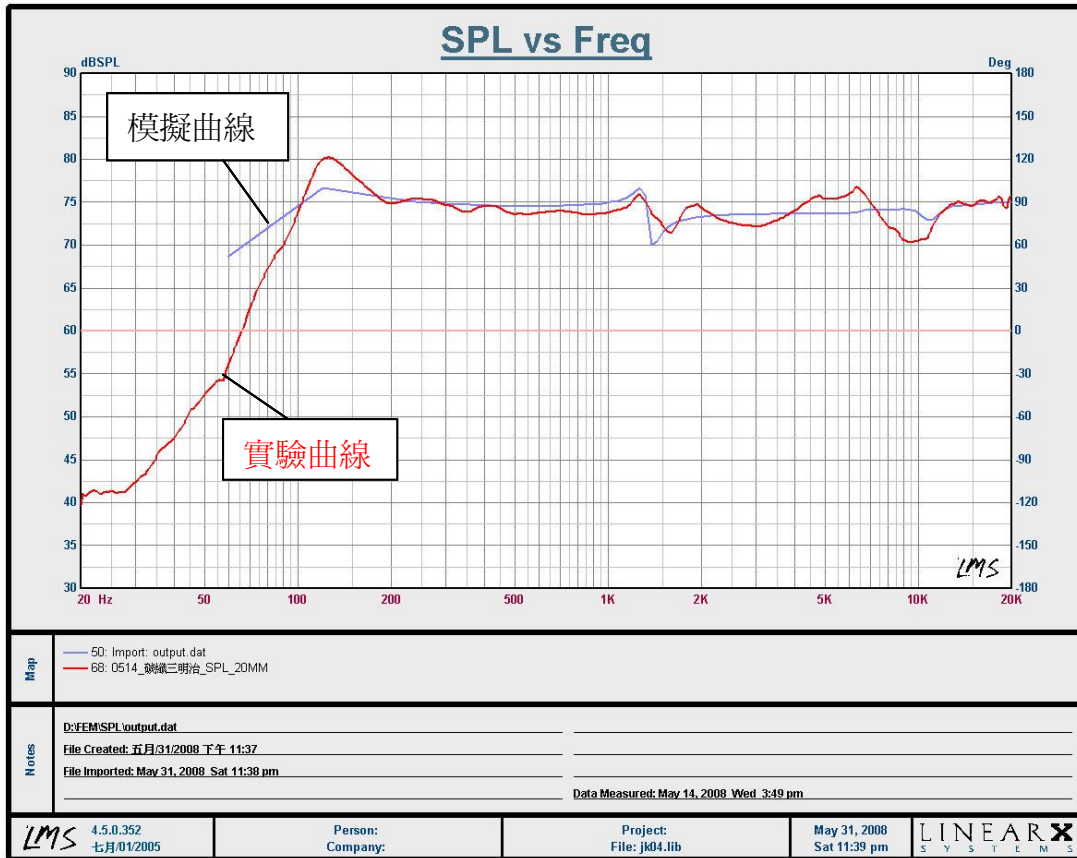


圖 5-14 碳纖三明治板模擬與實驗確認圖

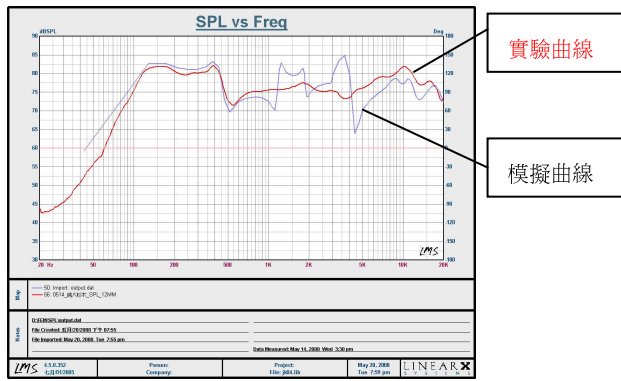


圖 5-15 純巴沙木揚聲板以 12mm 彈簧取代彈性支承之聲壓模擬實驗比較圖

比較圖

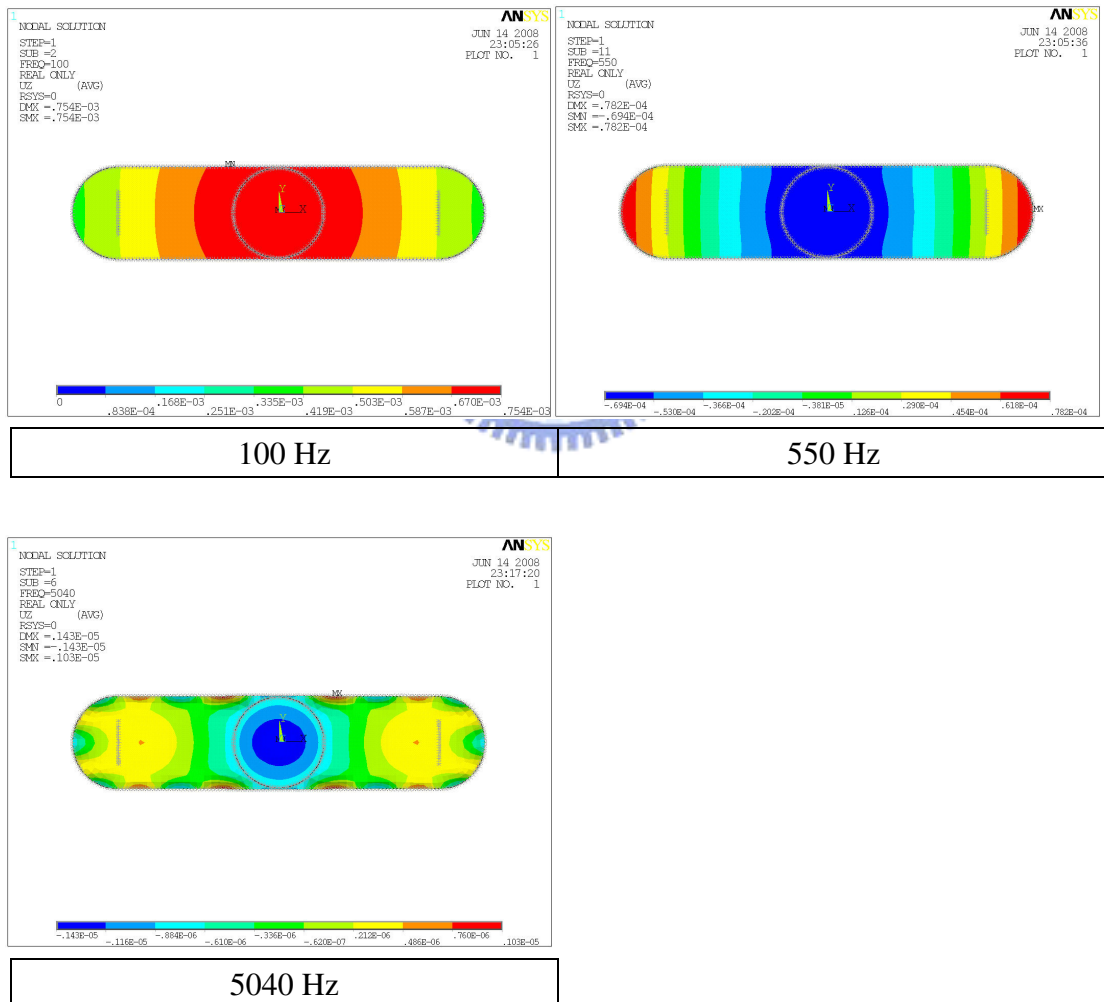
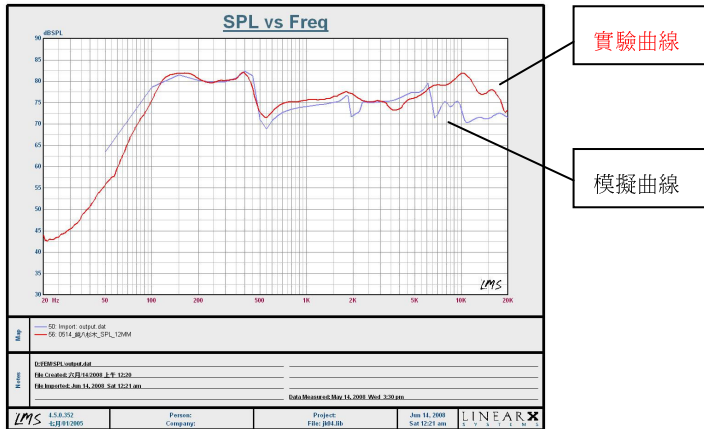


圖 5-16 純巴沙木揚聲板以 12mm 彈簧取代彈性支承之模態圖

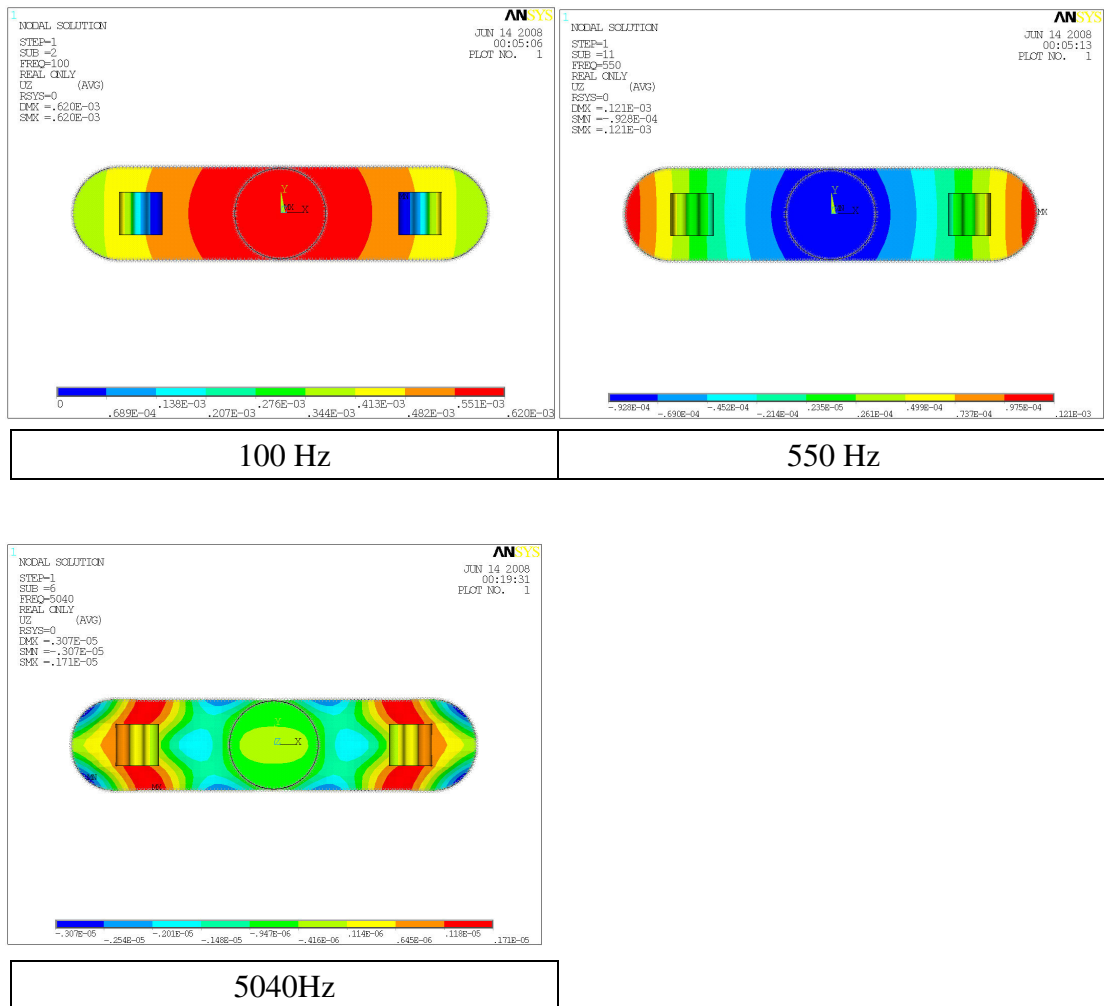


實驗曲線

模擬曲線

圖 5-17 純巴沙木揚聲板以 12mm 實體彈性支承之聲壓模擬實驗比較

圖



100 Hz

550 Hz

5040Hz

圖 5-18 純巴沙木揚聲板彈性支承以 12mm 實體彈性支承之模態圖

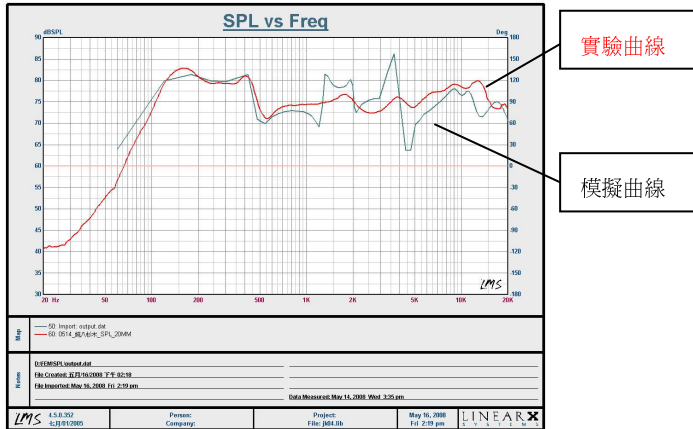


圖 5-19 純巴沙木揚聲板以 20mm 彈簧取代彈性支承之聲壓模擬實驗

比較圖

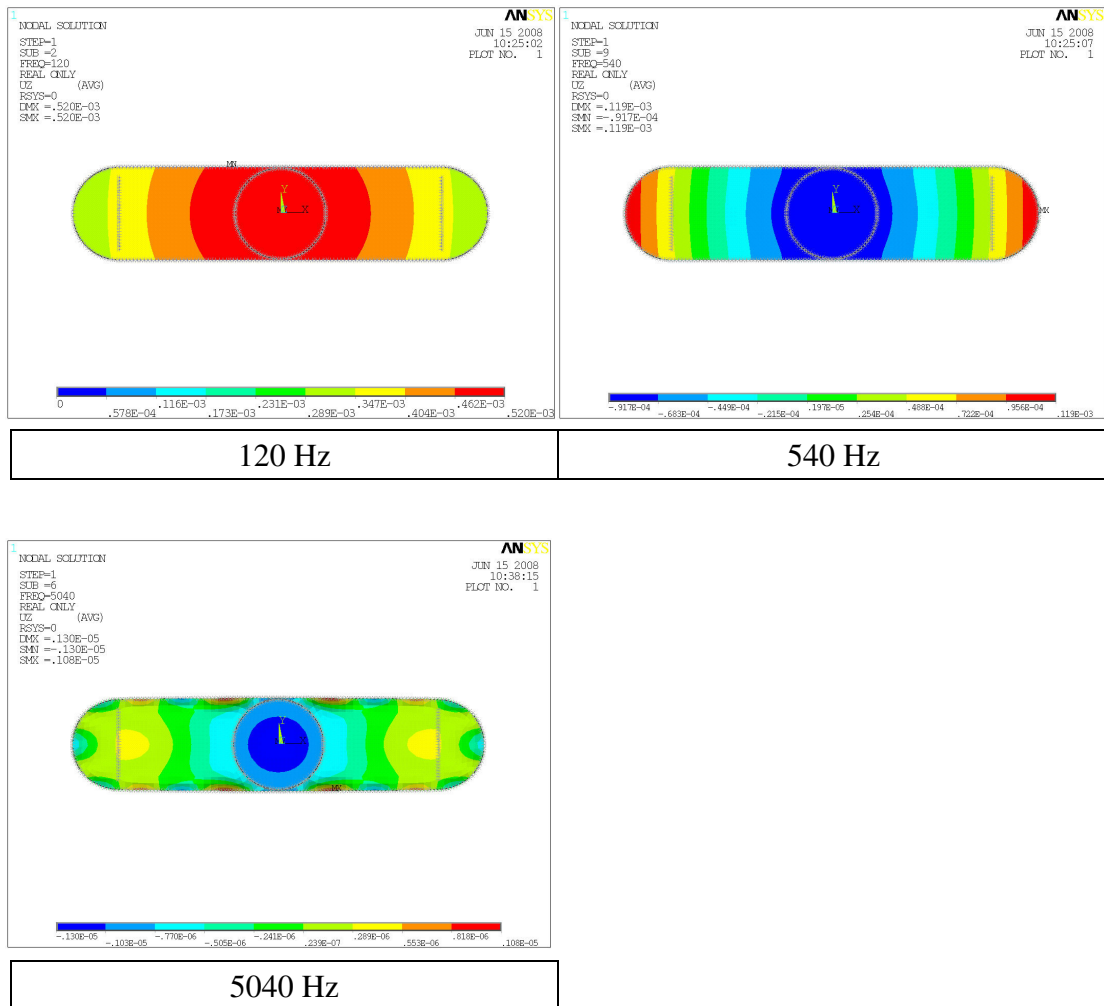
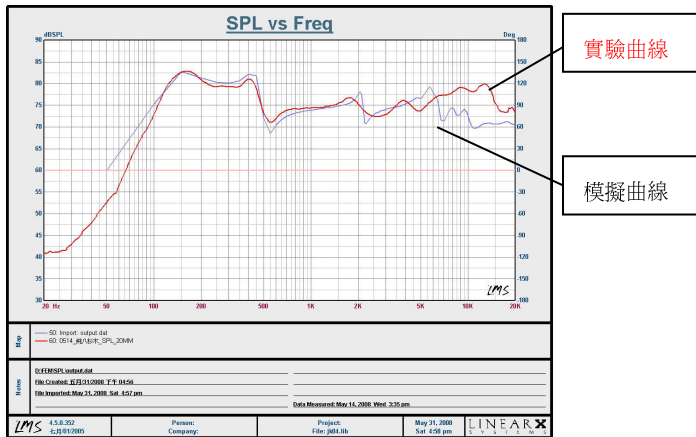


圖 5-20 純巴沙木揚聲板以 20mm 彈簧取代彈性支承之模態圖



實驗曲線

模擬曲線

圖 5-21 純巴沙木揚聲板以 20mm 實體彈性支承之聲壓模擬實驗比較

圖

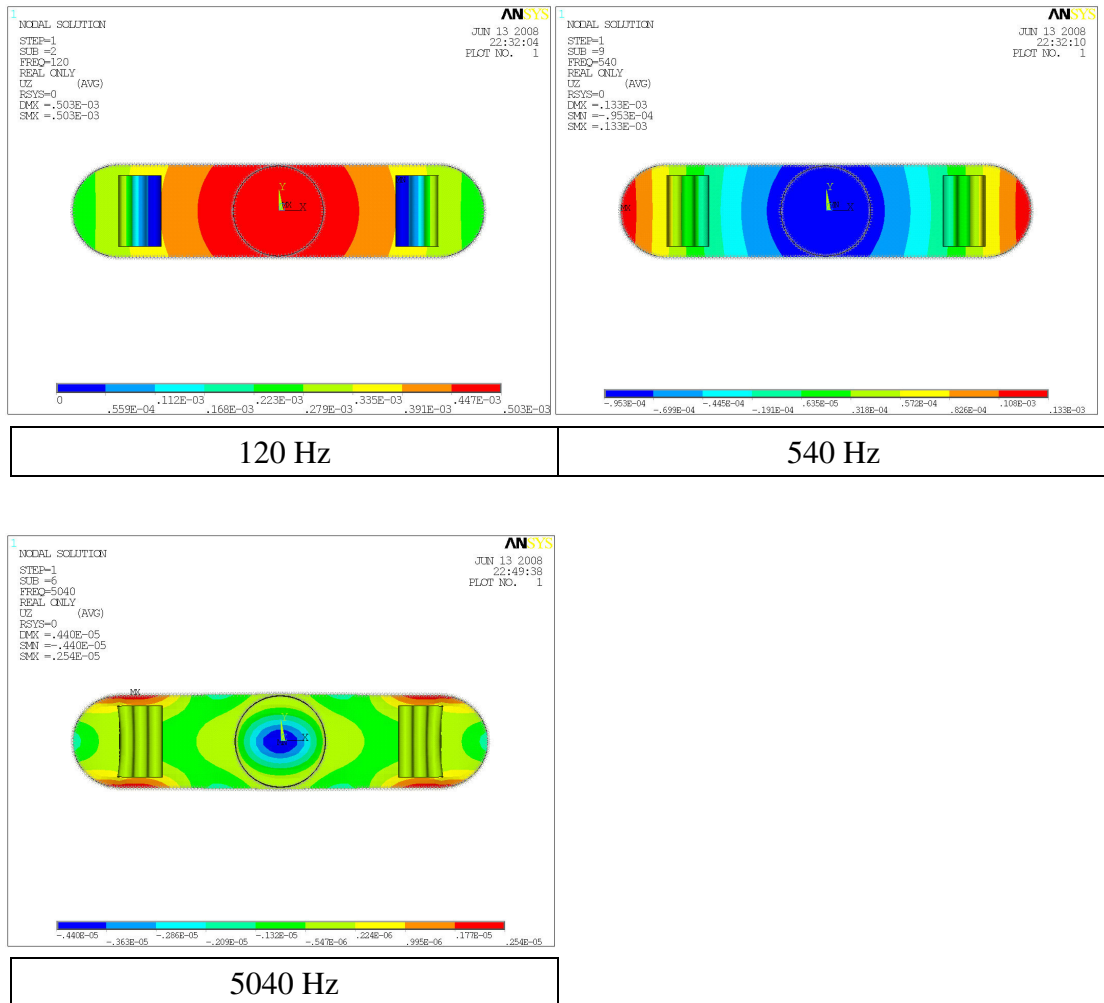
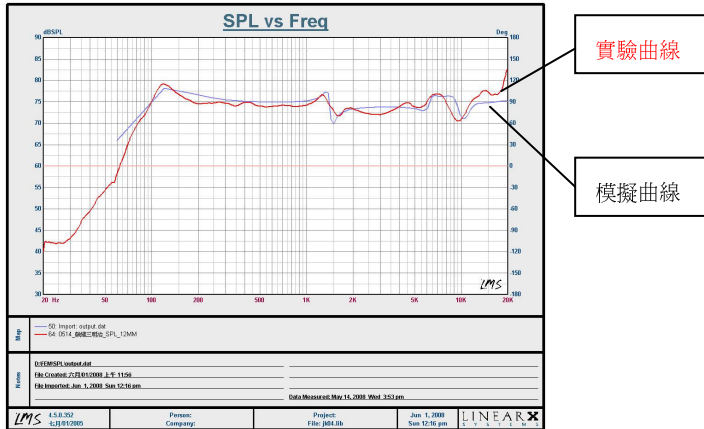


圖 5-22 純巴沙木揚聲板彈性支承以 20mm 實體彈性支承之模態圖



實驗曲線

模擬曲線

圖 5-23 碳纖三明治揚聲板彈性支承以 12mm 彈簧取代之聲壓模擬實

驗比較圖

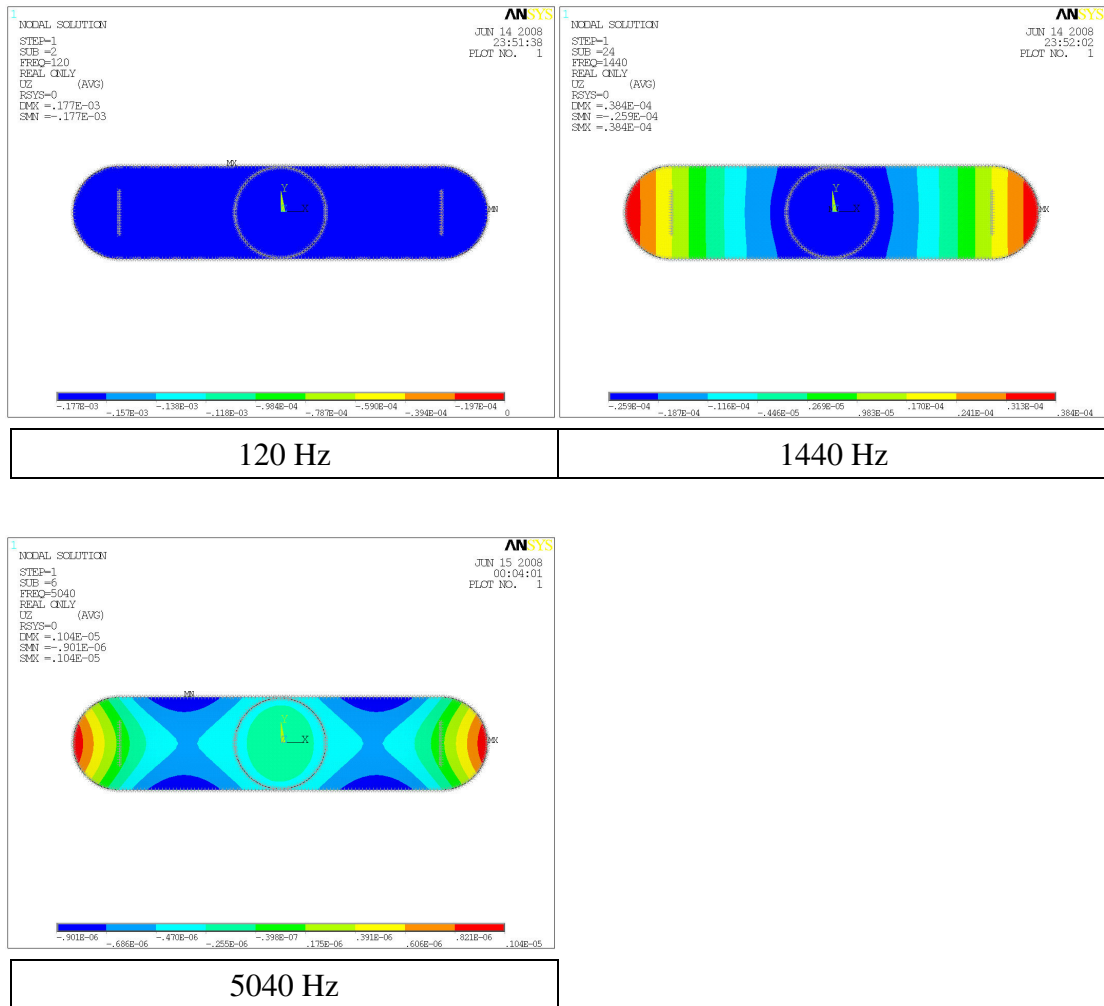


圖 5-24 碳纖三明治揚聲板彈性支承以 12mm 彈簧取代彈性支承之模

態圖

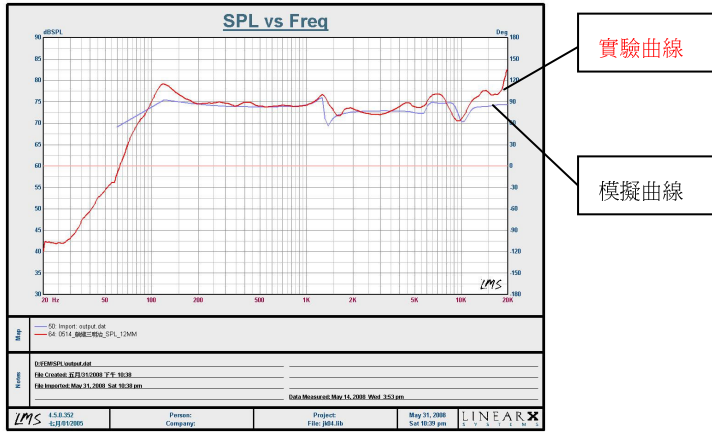


圖 5-25 碳纖三明治揚聲板以 12mm 實體彈性支承之聲壓模擬實驗比較圖

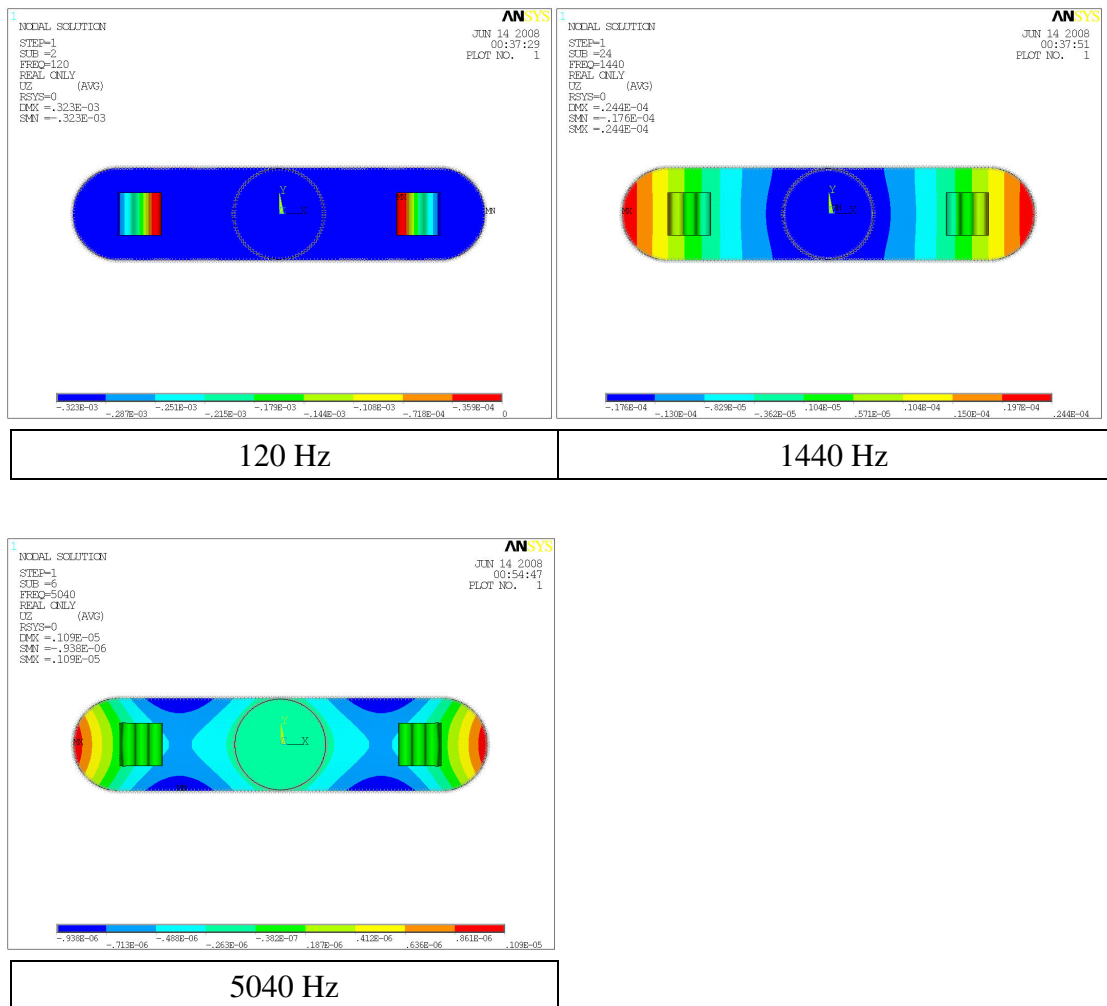


圖 5-26 碳纖三明治揚聲板以 12mm 實體彈性支承之模態圖

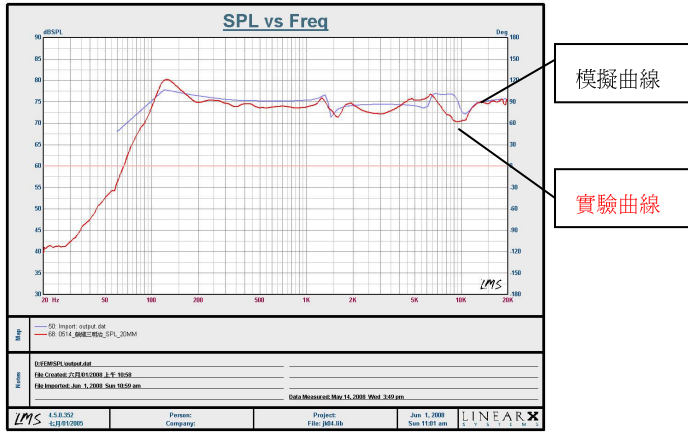


圖 5-27 碳纖三明治揚聲板彈性支承以 20mm 彈簧取代彈性支承之聲壓模擬實驗比較圖

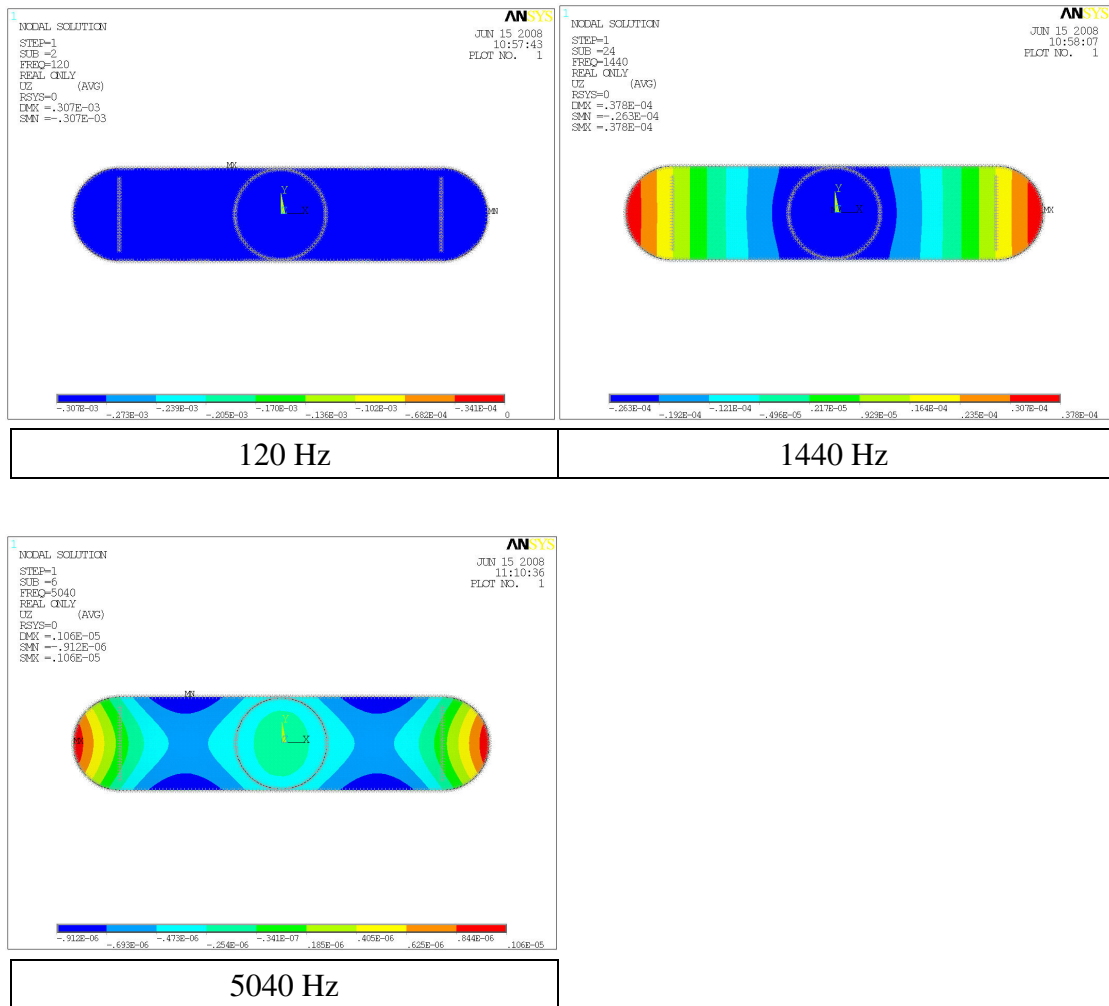
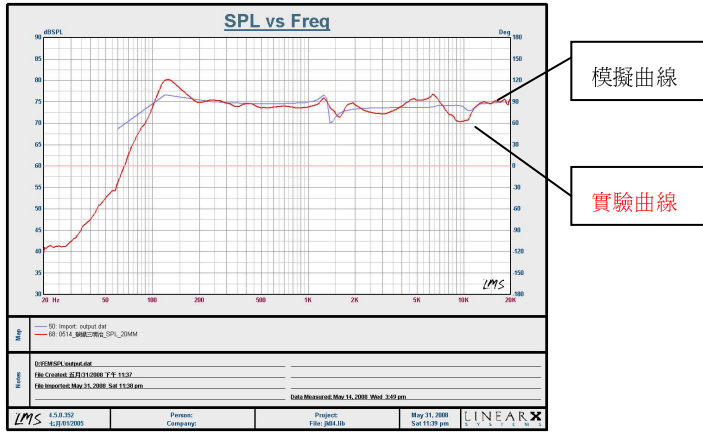


圖 5-28 碳纖三明治揚聲板彈性支承以 12mm 彈簧取代彈性支承之模態圖



模擬曲線

實驗曲線

圖 5-29 碳纖三明治揚聲板以 20mm 實體彈性支承之聲壓模擬實驗比較圖

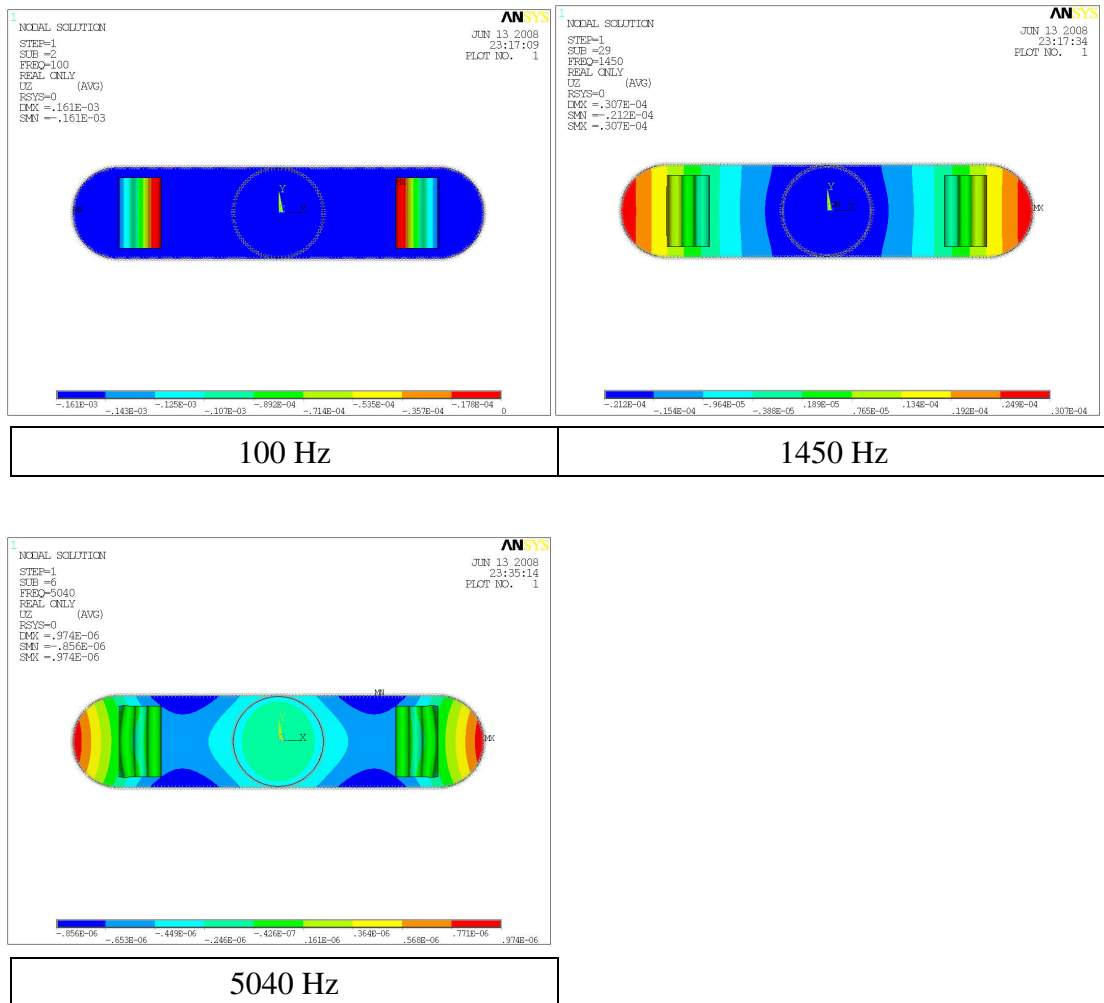
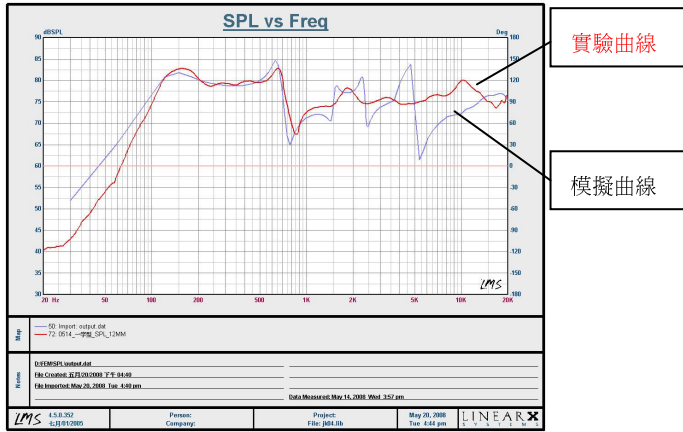


圖 5-30 碳纖三明治揚聲板以 20mm 實體彈性支承之模態圖



實驗曲線

模擬曲線

圖 5-31 一字型揚聲板彈性支承以 12mm 彈簧取代之聲壓模擬實驗比較圖

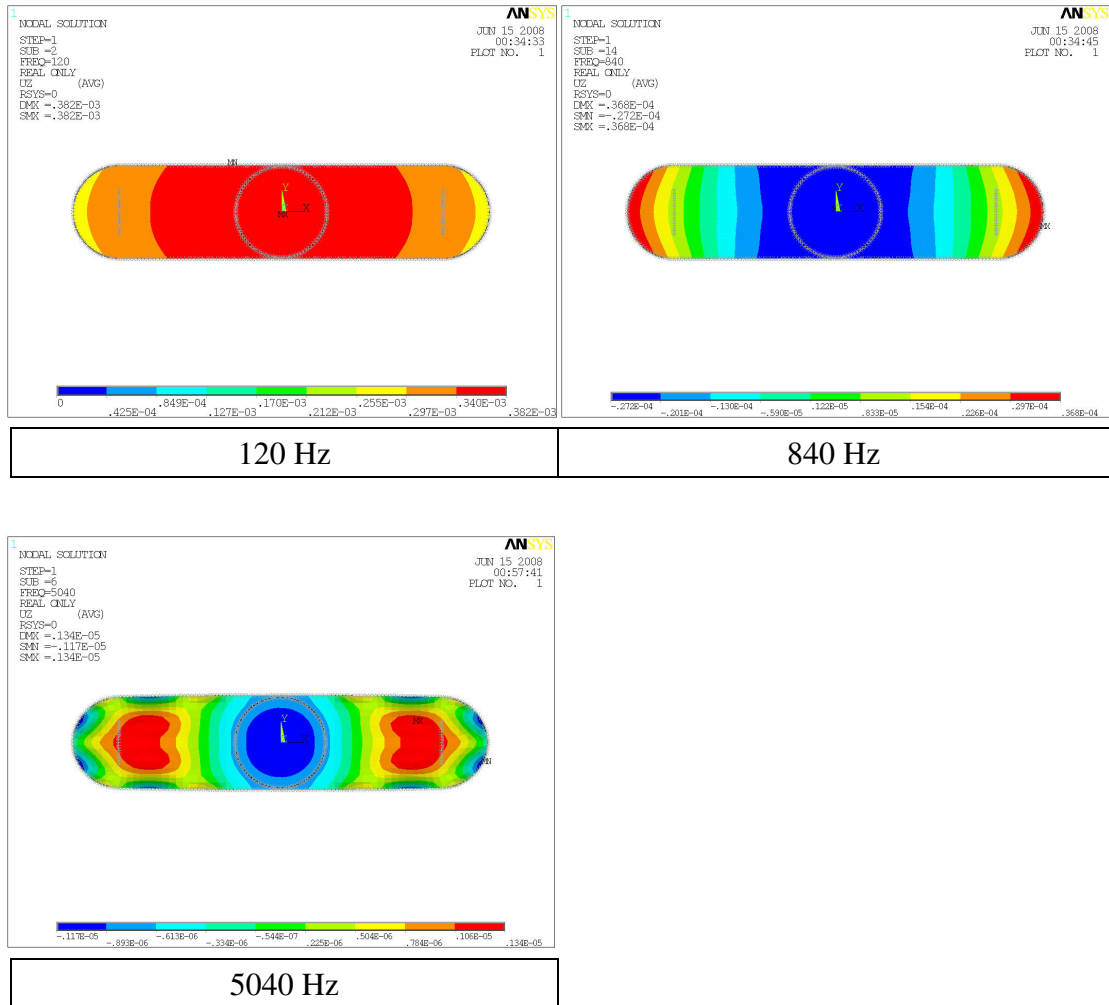


圖 5-32 一字型揚聲板彈性支承以 12mm 彈簧取代之模態圖

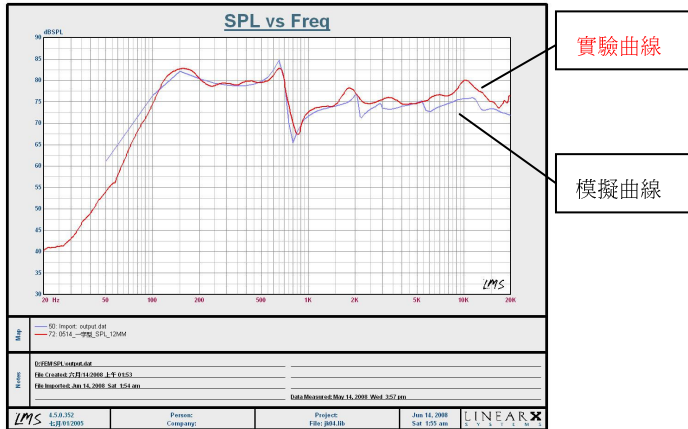


圖 5-33 一字型揚聲板彈性支承以 12mm 實體彈性支承之聲壓模擬實驗比較圖

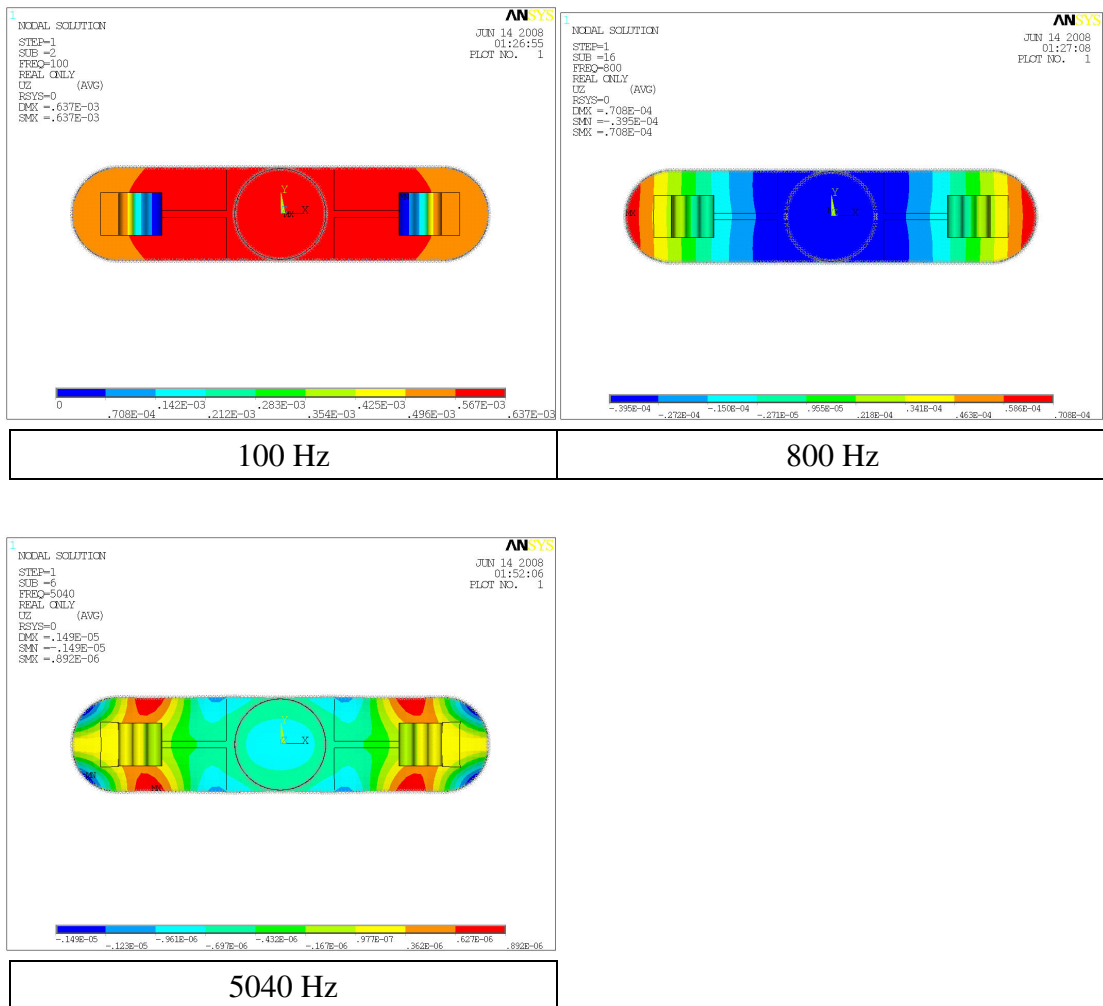
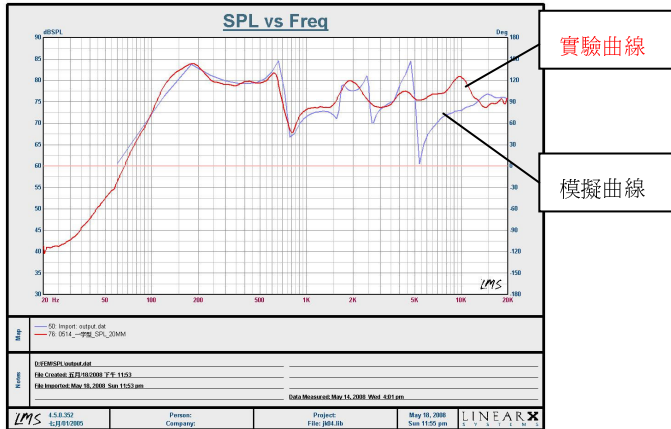


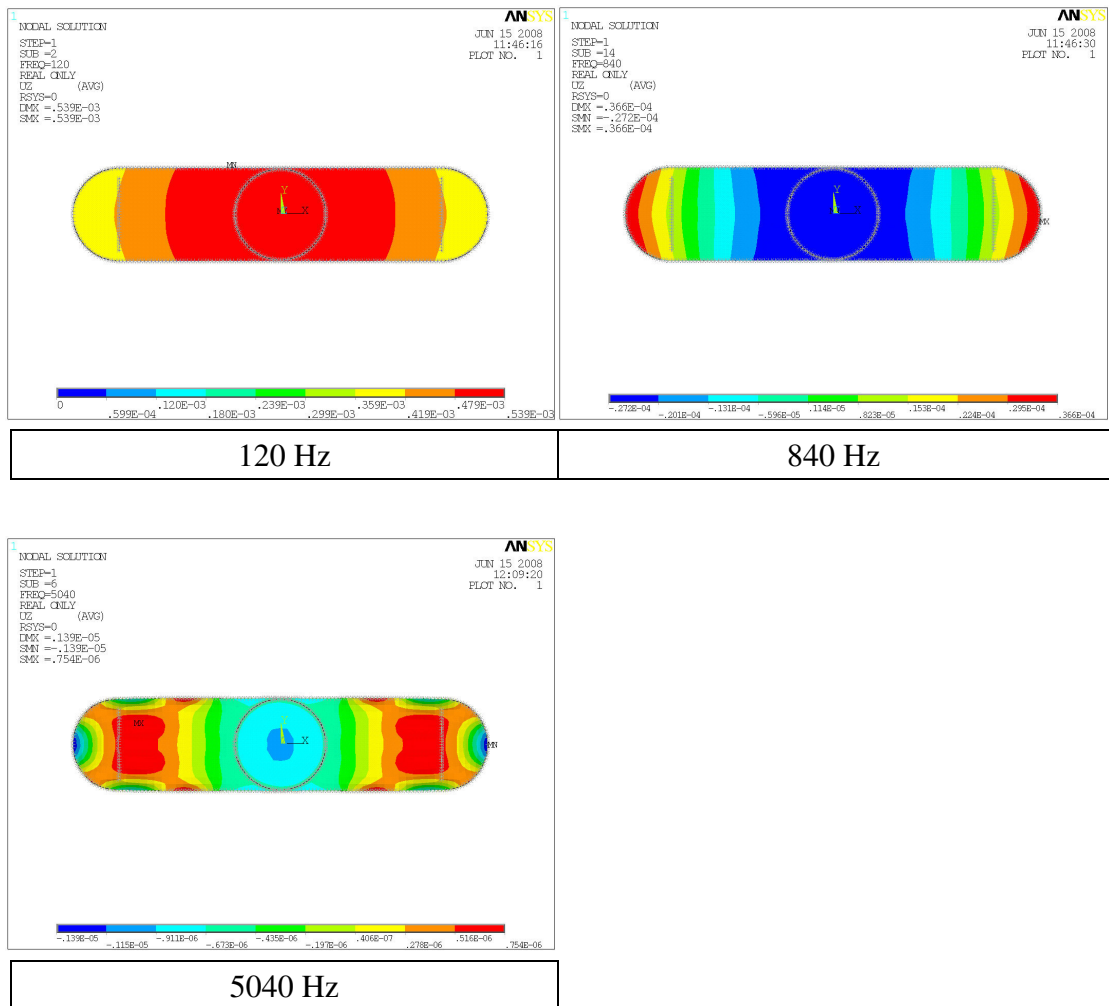
圖 5-34 一字型揚聲板彈性支承以 12mm 實體彈性支承之模態圖



實驗曲線

模擬曲線

圖 5-35 一字型揚聲板彈性支承以 20mm 彈簧取代之聲壓模擬實驗比較圖

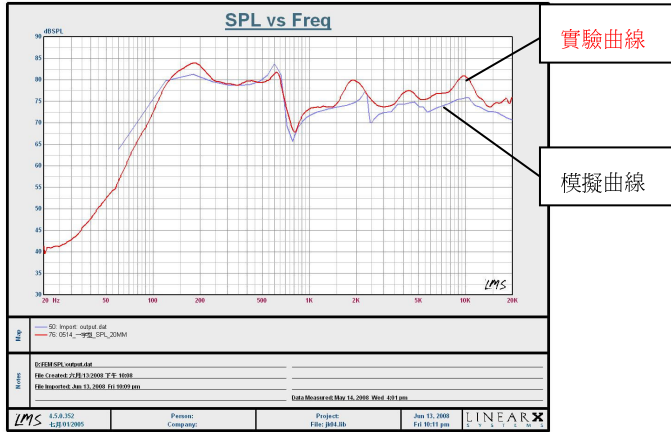


120 Hz

840 Hz

5040 Hz

圖 5-36 一字型揚聲板彈性支承以 20mm 彈簧取代之模態圖



實驗曲線

模擬曲線

圖 5-37 一字型揚聲板彈性支承以 20mm 實體彈性支承之聲壓模擬實

驗比較圖

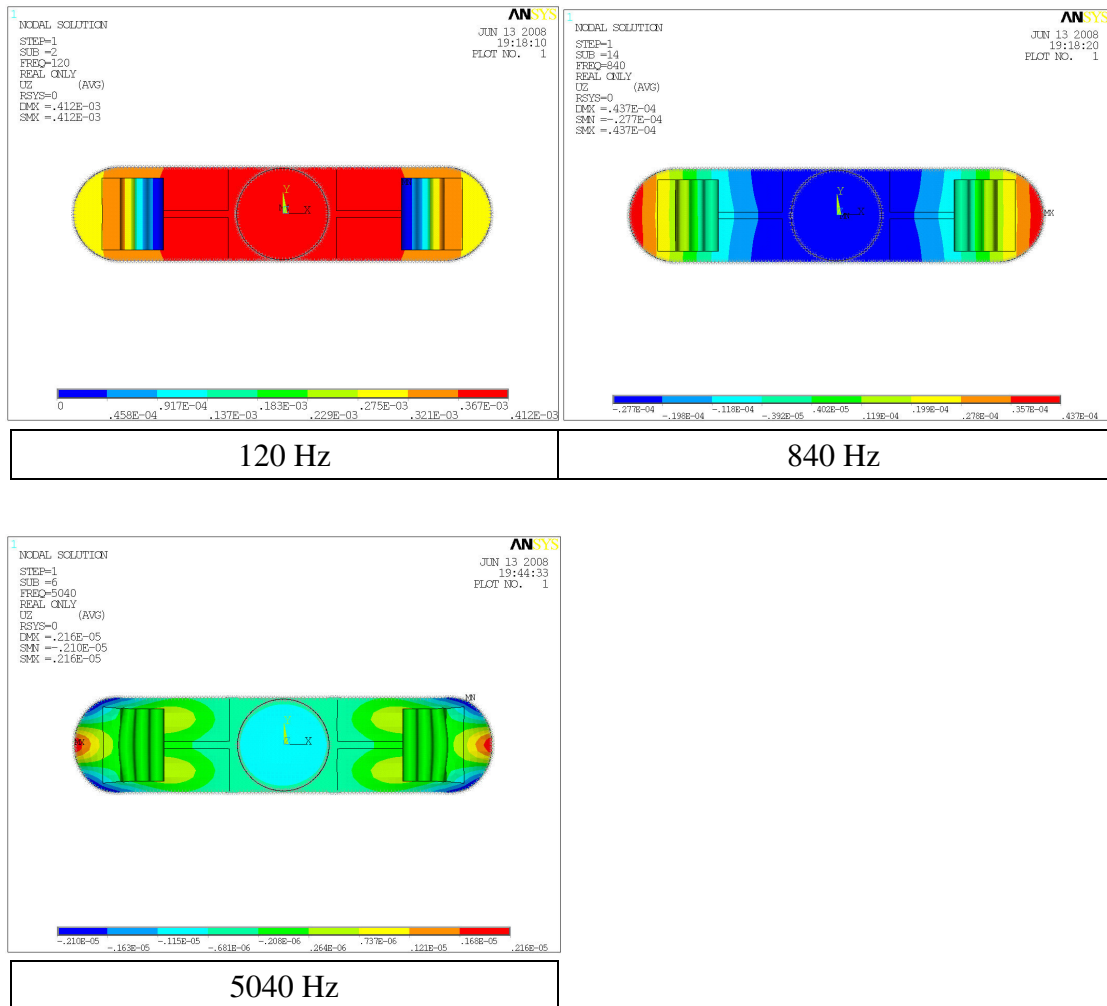
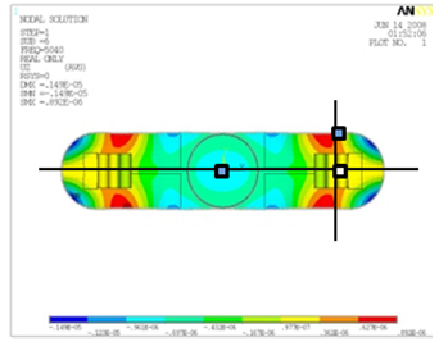
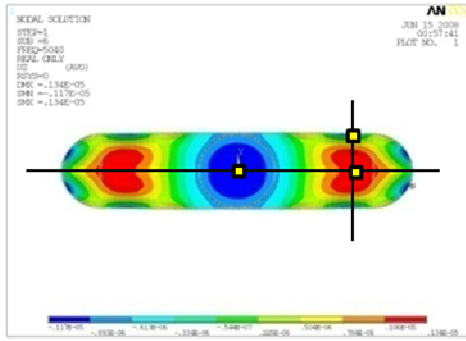


圖 5-38 一字型揚聲板彈性支承以 20mm 實體彈性支承之模態圖



橫向	模擬接腳	實體接腳
	-0.12e-5	-0.85e-6
	0.13e-5	0.14e-6

縱向	模擬接腳	實體接腳
	0.44e-6	0.785e-6
	0.13e-5	0.14e-6

圖 5-39 5040Hz 模態變形比較圖 1

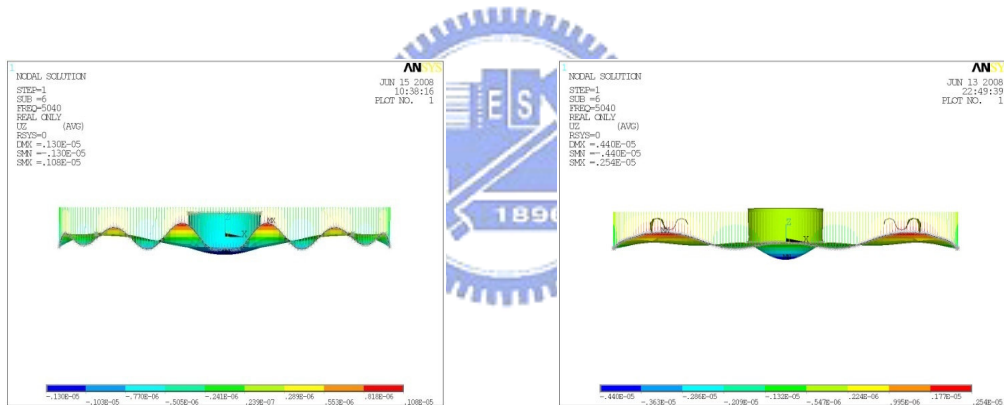


圖 5-40 5040Hz 模態變形比較圖 2

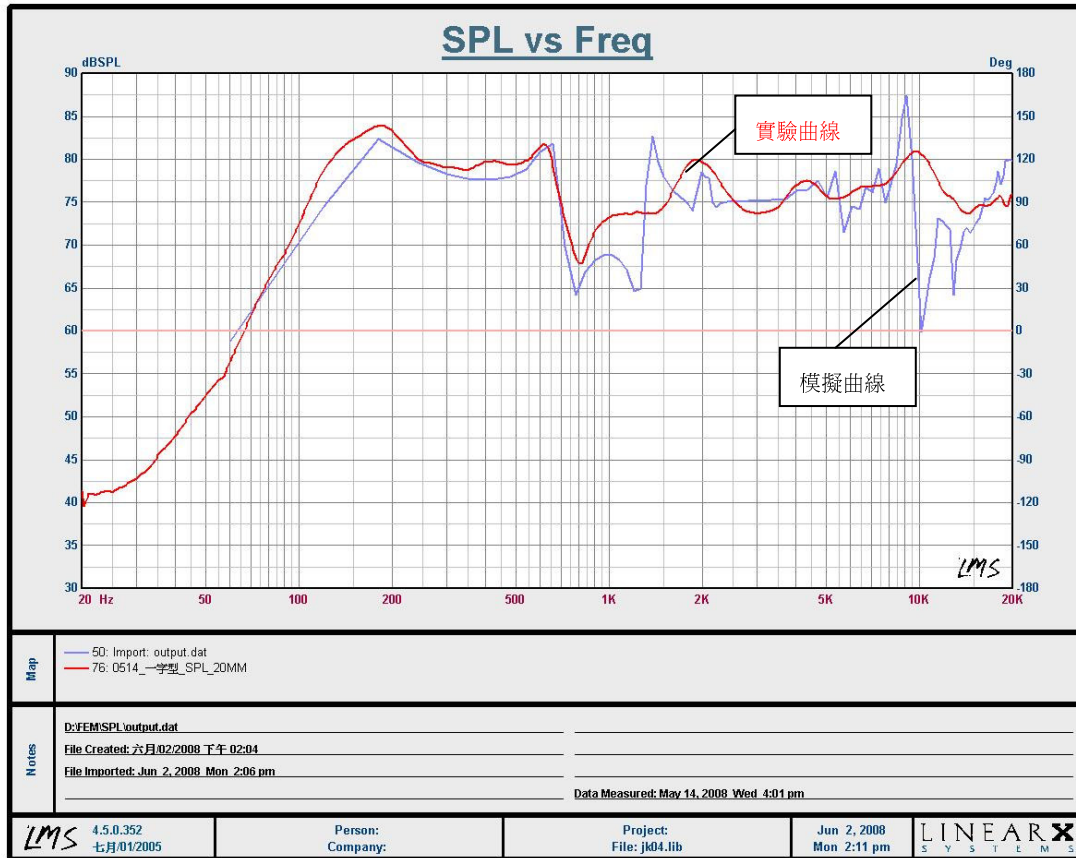


圖 5-41 無音圈實體彈性支承之聲壓模擬實驗比較圖