

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文



具消音器之小型揚聲器聲傳研究

The Study of Small Loudspeaker with Muffler

研究 生：任志明

指 導 教 授：金大仁

中華民國九十九年八月

具消音器之小型揚聲器聲傳研究

The Study of Small Loudspeaker with Muffler

研 究 生：任志明

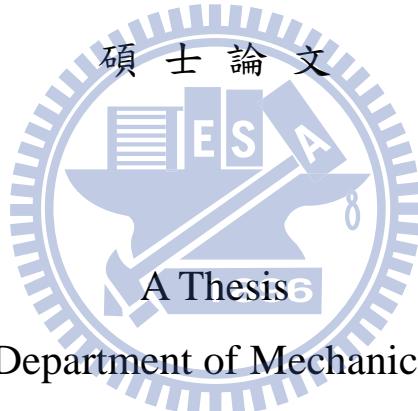
Student : Jhih-Ming Ren

指 導 教 授：金 大 仁 教 授

Advisor : Professor Tai-Yan Kam

國 立 交 通 大 學

機 械 工 程 學 系



Submitted to Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

in Partial Fulfillment of the Requirement

for the Degree of Master of Science

in

Mechanical Engineering

August 2010

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中 華 民 國 九 十 九 年 八 月

具消音器之小型揚聲器聲傳研究

研究生：任志明

指導教授：金大仁 教授

國立交通大學機械工程學系

摘要

本研究主要是在探討如何設計出體積小、感度高、低音佳且具有消音構造的小型平面揚聲器。因為空間上與衝程上的限制，小型揚聲器在低音的表現普遍不佳，倘若又要能夠承受大瓦數的驅動就更不容易了，為了提升大功率下揚聲板振動的穩定性，特別設計出一平面彈性支承來穩定揚聲板的振動，以達到承受大瓦數的目標。但由於小型揚聲器應用於助聽器時，其回饋音會對助聽器產生不良的影響，必須藉由一消音結構來消除不必要的聲波，以減低或消除回饋音。

The Study of Small Loudspeaker with Muffler

Student : Jhih-Ming Ren

Advisor : Professor Tai-Yan Kam

Department of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

Abstract

This study is to investigate how to design a small flat-panel loudspeaker with muffler which can be used in a hearing aid. Because of the space and stroke limitations, the performance of a small loudspeaker in bass is generally poor, not to mention the inability to undertake high-wattage driving. Therefore, to enhance the stability of a vibration plate under high-wattage driving, we design a flat-flexible support to stabilize the vibration plate and make it able to undertake high-wattage driving. When the small loudspeakers are applied to the hearing aids, the feedback noise will cause adverse effects on the hearing aids. In this study, a muffler is used to remove the unwanted sound (noise) to reduce or eliminate the audio feedback. A series of tests is performed to validate the suitability of the use of the proposed muffler in a hearing aid.

誌謝

在這短短的兩年碩士求學過程，充滿許多難忘的回憶，對我的人生影響重大，要感謝我的家人、老師、同學及朋友對我求學的全力支持，讓我可以順利地完成我的學業。

感謝指導教授金大仁博士的耐心指導，讓我在完成學業及論文外，學習到正確的求學態度及做人處世的道理。感謝學長昌毅、崧任、欣翰、宗鴻、致翔、奕樵、琮鐘、秉達的照顧，提供我許多學業上及生活上的協助，並在我遇到困難時，提供寶貴的意見。

感謝同窗好友正平、立武、浩翔、耀民、建順在這兩年來的互相勉勵，讓我在學習過程中不會感到孤單，感謝學弟柏毅、竣惟、達裕、柏聞、黃鈺、祖建、峻嘉讓我的生活充滿歡樂，僅以此文獻給所有關心我的人。

志明 2010.8 于交大

目錄

中文摘要.....	I
英文摘要.....	II
誌謝.....	III
目錄.....	i
表目錄.....	iii
圖目錄.....	iv
第一章 緒論.....	1
1-1 前言.....	1
1-2 文獻回顧.....	1
1-3 研究動機.....	2
1-4 研究方法.....	3
1-4-1 Dummy Head 聲傳模擬.....	4
1-4-2 揚聲器聲傳量測.....	4
第二章 基本理論.....	5
2-1 非線性理論.....	5
2-1-1 牛頓-拉福森法.....	5
2-1-2 收斂準則.....	6
2-2 勞倫茲力 (Lorentz Force).....	7
2-3 聲壓理論.....	8
2-4 一階剪變形平板理論.....	11
2-4-1 位移與應變.....	11
2-4-2 應變與應力.....	12
2-5 多層一階剪變形平板理論.....	15

2-5-1 位移與應變.....	15
2-5-2 應變與應力.....	18
2-6 雙自由度振動理論.....	19
第三章 揚聲器之研製.....	21
3-1 揚聲器之設計與製作.....	21
3-2 揚聲器系統參數量測.....	22
第四章 彈性支承之研製.....	24
4-1 彈性支承之設計.....	24
4-2 彈性支承之非線性分析.....	25
第五章 有限元素法模擬分析.....	26
5-1 模擬元素的選擇.....	26
5-2 模擬分析之參數.....	26
5-3 材料常數的給定.....	26
5-4 激振力的給定.....	27
5-5 有限元素模型建立.....	27
5-6 揚聲器聲壓模擬分析結果驗證.....	27
第六章 消音器之研製.....	28
6-1 消音器簡介.....	28
6-2 消音器之設計.....	28
第七章 實驗結果與討論.....	30
7-1 揚聲器之模擬分析與實驗結果.....	30
7-2 消音器之實驗結果.....	32
第八章 結論與未來研究工作.....	34
參考文獻.....	35

表目錄

表 4-1 材料常數.....	37
表 4-2 受力與位移關係圖.....	37
表 5-1 揚聲器參數.....	37
表 5-2 材料常數表.....	38
表 7-1 各式彈性支承.....	39
表 7-2 CASE5 之主要振動模態.....	41
表 7-3 揚聲器設計參數表.....	43



圖目錄

圖 1-1 陣列式放大電路示意圖.....	44
圖 1-2 助聽器示意圖.....	44
圖 1-3 助聽器配戴圖.....	45
圖 1-4 Dummy Head 構造圖.....	45
圖 1-5 Dummy Head 模擬量測.....	46
圖 1-6 LMS 聲傳量測系統.....	46
圖 1-7 Dummy Head 量測系統示意圖.....	47
圖 1-8 揚聲器量測圖.....	47
圖 1-9 揚聲器量測系統示意圖.....	48
圖 2-1 懸臂樑力與位移圖.....	48
圖 2-2 牛頓法求近似解(收斂).....	49
圖 2-3 牛頓法求近似解(發散).....	49
圖 2-4 音圈與激振器示意圖.....	50
圖 2-5 量測點與振動板表面元素示意圖.....	50
圖 2-6 複合材料板座標系.....	51
圖 2-7 複合材料板沿厚度方向之合力與合力矩.....	51
圖 2-8 多層一階剪變形位移場示意圖.....	52
圖 2-9 積層板之幾何與層數系統.....	52
圖 2-10 雙自由度振動系統.....	53
圖 2-11 揚聲器單體受力圖.....	53
圖 2-12 共振腔內部氣體受力圖.....	53
圖 3-1 揚聲板之振形.....	54
圖 3-2(a) 平面揚聲器爆炸圖.....	54

圖 3-2(b) 平面揚聲器剖面圖.....	55
圖 4-1 不同尺寸之傳統彈波.....	55
圖 4-2 不同設計之平面彈性支承.....	56
圖 4-3 彈性支承有限元素模型.....	56
圖 4-4 懸臂之位移點.....	57
圖 5-1 揚聲器有限元素模型.....	57
圖 5-2 模擬分析與實驗結果對照圖.....	58
圖 6-1 反應型消音器.....	58
圖 6-2 耗散型消音器.....	59
圖 6-3 消音器運作示意圖.....	59
圖 6-4 反向聲波示意圖.....	60
圖 6-5 聲波消除示意圖.....	60
圖 6-6 整體系統示意圖.....	61
圖 6-7 複合式消音結構.....	61
圖 6-8 吸音材之應用.....	62
圖 7-1 無彈性支承之聲壓曲線圖.....	62
圖 7-2 音谷模態圖.....	63
圖 7-3 CASE1 之聲壓曲線圖.....	63
圖 7-4 CASE2 之聲壓曲線圖.....	64
圖 7-5 CASE3 之聲壓曲線圖.....	64
圖 7-6 CASE4 之聲壓曲線圖.....	65
圖 7-7 CASE5 之聲壓曲線圖.....	65
圖 7-8 揚聲板加勁示意圖.....	66
圖 7-9 各種材料加勁之聲壓曲線圖.....	66
圖 7-10 揚聲器聲壓比較圖.....	67

圖 7-11 Dummy Head 耳道模擬聲壓曲線圖.....	67
圖 7-12 人耳聲壓增益曲線圖.....	68
圖 7-13 消音器之聲壓曲線比較圖.....	68



第一章 緒論

1-1 前言

隨著時代的進步與科技的發展，世界各國的生育率普遍呈現下滑的趨勢，伴隨而來的是日益嚴重的人口老化問題，許多的老年人都有聽力上的障礙，依照程度的不同可分為輕度、中度、中重度、重度、極重度等，其聽力損失分別為 40dB、55dB、70dB、90dB 以及 90dB 以上，如果聽力損失是屬於輕度（40 分貝者）仍可聽到一般說話聲，故不勉強其配戴助聽器，一般來說，中度以上聽力損失者，都需要配戴助聽器來協助其有更好的生活適應。隨著聽力障礙程度的不同，所需的助聽器也不一樣，對重度聽力障礙的患者而言必須配戴具有高功率輸出的助聽器，由於高功率助聽器最大的問題就是聲音的失真與回饋這兩部分。目前市面上所販售的助聽器主要是以回授電路的方式將回饋音消除，但是回授電路會增加整體的製作成本與耗電程度，我們希望以機械力學的角度切入，思考如何解決聲音的失真與回饋。

1-2 文獻回顧

消音器的研究起源很早，在1954年，Davis等人 [1] 即開始對引擎使用之消音器進行理論及實驗之探討，在1978年，Sullivan與Crocker [2] 開啟了對槽孔型消音元件之分析與研究，Wang [3] 針對消音器內槽孔之數目對消音性能的影響做了深入的研究，Munjal [4] 提出了以複合材料多層板做為消音器之外殼結構，減低整體的共振並增加消音效果，Chiu與Chang [5-6] 對消音器共振箱結構提出最佳化設計方法，Ersoy與Kucuk [7] 以PNF、WCC、TLF等纖維編織而成的吸音材料為基礎，探討其不同的疊層厚度對聲音的吸收率，Wang [8] 探討了吸

音材料對共振型消音器性能之影響，Rao [9] 以雙自由度振動系統求得兩個質量系的頻率響應。

在小型平面揚聲器方面，隨著可攜式電子商品的普及而逐漸受到矚目與重視，許多知名學者以各種不同的設計方式，試著延伸小型平面揚聲器的低頻響應範圍，降低初始頻率 F_0 ，並提高低頻聲壓感度。Hwang [10] 運用了不同的懸邊截面形狀設計以降低初始頻率 F_0 ，Satoh [11] 藉由彈波穩定音圈的往復運動，提升聲音的品質，Paul [12] 以特殊的懸邊壓製方式，延伸低頻的頻率響應範圍，Yu [13] 探討了複合材料平板對聲壓曲線的改善，發現得到寬廣的頻率響應範圍，且具有聲音清亮、厚度薄、重量輕等優點，Jenkins [14] 探討高分子複合材料板之機械性質及頻率響應特性，發現擁有高剛性、低密度及低阻尼等優勢，Ohyaba [15] 以平面式的彈波設計取代傳統波浪式彈波，藉著厚度與幾何形狀的改變來滿足不同情況的需求。

在分析複合材料平板方面，Mindlin [16] 提出了一階剪變形理論 (The first-order shear deformation theory, 簡稱 FSDT)，將側向剪力的影響加以考慮，但由於假設側向剪力分布為常數，並不符合實際的情況，於是 Whitney [17-18] 便提出了剪力修正因子來加以修正，使 FSDT 能夠用於長厚比大於 15 的結構上，在此本文對揚聲板之分析以一階剪變形理論為主。對於聲學與聲壓計算方面，Morse [19] 推導出了聲源在空氣中傳遞之聲壓方程式，為本文對聲壓計算的基礎。

1-3 研究動機

一般市售之助聽器中所使用的小型揚聲器，其頻寬大約落在 2KHz~5KHz 之間，相較於人耳可聽到的頻率範圍 20Hz~20KHz 明顯不足，目前最常見的解決方法是使用一陣列式放大電路，如(圖 1-1)

所示，各個放大器分別負責各個聲波頻帶，依照揚聲器其原始聲壓曲線來決定各個放大器之放大倍率，實現各個頻率範圍都有一致的聲壓表現，但是經過放大器放大後的聲音會有失真的問題存在，聲壓感度的問題雖然得到了改善，卻衍生出聲音清晰度不足的問題。我們希望研製出一頻寬、感度與清晰度皆能媲美一般喇叭之小型揚聲器，不需依靠放大電路就能解決一般市售助聽器皆會遇到的問題，並減低整體耗電程度。

目前市售助聽器為了解決長時間配戴所產生的耳朵悶塞等不適感，紛紛將助聽器設計成開放式結構，讓揚聲器發出之聲音聽起來更自然，並消除耳朵悶塞的感覺，但聲音經由助聽器上的麥克風接收後，經過放大電路將所接收到的聲音訊號放大，再由揚聲器將放大後的訊號轉成聲音傳送出來，聲音一部分進入到使用者的耳朵裡，另一部分則傳到周遭環境，因為助聽器的麥克風與揚聲器的距離非常接近，放大過後的聲音會被麥克風再次的接收放大，產生不必要的聲音回饋，對助聽器有著不良的影響。我們希望製作一消音器結構與助聽器做結合，不需依靠回授電路就能將回饋音消除。

1-4 研究方法

本研究主要需克服的問題為聲音的失真與回饋，就聲音的失真而言，其根本原因為揚聲器本身的聲傳表現不佳所造成的結果，因此我們先以改善失真為第一考量，待製作出理想的揚聲器之後，再依照其聲傳特性來設計與其匹配的消音器以消除回饋音。最後設計一月彎形外殼將助聽器本體、揚聲器以及消音器整合成一完整系統（圖 1-2），提升整體配戴時的美觀及舒適性，其配戴示意圖如（圖 1-3）所示。

1-4-1 Dummy Head 聲傳模擬

本研究之量測主要是透過一 Dummy Head 來模擬人耳部分，其內部構造如（圖 1-4）所示，我們將其內部填滿了吸音材以減少量測聲壓時聲音共振的情況，並置於無響室內（圖 1-5），以 LMS 聲傳量測系統（圖 1-6）測量聲音通過耳道對聲壓感度造成的影響，並量測各種不同構造之消音器對回饋音消除的效果。

（圖 1-7）為 Dummy Head 整體量測系統示意圖。在模擬耳道部分，我們將麥克風置入 Dummy Head 內部，並與揚聲器保持 2.5 公分的距離，以模擬人耳道真實長度。在消音器量測部分，我們將麥克風直接對準消音器的排氣孔，並盡可能的以近距離的方式測量其聲壓曲線，以獲得消音器排氣孔之初始聲壓。在此也會量測麥克風位置點聲壓以比較加裝消音器前後對麥克風位置點聲壓的影響。

1-4-2 揚聲器聲傳量測

在揚聲器的量測方面，我們將製作完成的揚聲器置於無響室內的障板上與麥克風距離 1 公分（圖 1-8），以 1w 標準功率量測，障板主要的功能為隔離揚聲器前後的聲波以消除聲音的干涉影響，確保得到正確的實驗數值，其整體量測系統示意圖如（圖 1-9）所示。

第二章 基本理論

2-1 非線性理論

一般結構的變形分析可區分為線性和非線性，從（圖 2-1）常見的懸臂樑，施予一 F 力，得一位移 v ，若變形量小則 F 與 v 呈線性關係，如（圖 2-1a）所示；反之，變形量大則為非線性問題，如（圖 2-1b）所示。

常見非線性應力分析有三類：1. 幾何 2. 材料 3. 接觸分析等問題。這裡假設分析的複材皆為線彈性材料，無塑變問題，邊界上也無接觸問題，只考慮大位移下的幾何非線性問題。

幾何非線性可略分兩大類：1. 大位移小應變 2. 大位移大應變。前者是指材料變形後應變值小，材料性質仍屬線彈性範圍，但位移量大，Green's 應變仍是非線性，如彈性薄板的大撓曲問題。後者是指材料位移量和應變量大，已經屬於材料非線性的問題，如金屬塑性加工或橡膠的大應變。在有限元素分析中，非線性問題必須依賴數值疊代方法來做分析，如牛頓-拉福森法來求解。

2-1-1 牛頓-拉福森法

有限單元法在求解非線性問題時，較長使用的疊代方法為牛頓法，它主要是以近似方式求解非線性方程式的根。假設某結構物受力 F 和位移 u 之關係圖，如（圖 2-2）所示。

以函數 $F(u^k)$ 表示此非線性函數，分析時必須先設定若干個負荷增量 $F(u^1)、F(u^2)、\dots、F(u^k)$ 。以第一增量 $F(u^1)$ 為例，由起始點 0 開始搜尋，作一剛度切線 k_{t0} 與 $F(u^1) = 0$ 交於 A 點，如（圖 2-2）所示，

並於 A 點作垂直線後可得第一個位移增量 u_a^1 ，表示如下：

$$k_{t0}\Delta u = \Delta F_1 \quad \Delta u = k_{t0}^{-1}\Delta F \quad u_a^1 = 0 + \Delta u \quad (2-1)$$

$$\delta_a = F(u^1) - F(u_a^1) \quad (2-2)$$

其中(2-1)式為第一增量中的第一個位移增量 u_a^1 計算式，而為求收斂性則由負荷公差來做收斂的計算，如(2-2)式所示，表示為第一次負荷增量 $F(u^1)$ 和副增量 $F(u_a^1)$ 差值，若差值趨近於零則第一增量搜尋將會停止。因此我們可以應用牛頓-拉福森法來求解非線性問題及其收斂性，非線性位移可由通式(2-3)式求得，其中 m 為設定的負荷增量， n 為每一個負荷增量中的副增量，而負荷公差則由(2-4)式來做計算。

$$u_n^m = u_{n-1}^m + k_{tn}^{-1}\delta_n \quad (2-3)$$

$$\delta_n = F(u^m) - F(u_n^m) \quad (2-4)$$

2-1-2 收斂準則



在牛頓-拉福森法中每一負荷增量內可切成若干個副增量，第一副增量結束後又以 a 點為第二次搜尋的起始點，以此類推來求得非線性方程式的根，而當負荷公差趨近於零則為收斂，繼續第二個負荷增量的搜尋，故負荷增量和副增量的設定，將會影響搜尋時間與收斂性，因此在有限元素非線性分析中必須有收斂公差為準則，如下式：

$$|F_{app} - F(u^k)| \leq \delta \quad \delta \text{為收斂公差} \quad (2-5)$$

若非線性函數太複雜或起始點位置 F_0 不對，疊代分析便會發散，無法求得準確的目標解，如（圖 2-3）所示，若是增量和副增量取的不適當，便會錯過下一個搜尋的起始點，導致求得的位移增量不正確，使整個系統無法取得收斂值。

2-2 勞倫茲力 (Lorentz Force)

如（圖 2-4）一圓形激振器的剖面模型，當音圈通電後會受到電磁力（Lorentz Force）而做上下往復運動，假設音圈卷幅在磁場範圍中的總長度為 L ，音圈通過的電流為 I ，激振器之磁通密度為 B ，線圈在激振器中會產生一個與磁場方向和電流方向垂直之推力 F 。其推力關係如下：

$$\vec{F} = \int (\vec{I} \times \vec{B}) dl \quad (2-6)$$

其中 B 為磁通密度，單位為 T(Tesla)；電流 I 的單位為 A(安培)；力量 F 的單位為 N(牛頓)。因所需的推力方向固定，所以式 (2-6) 可以簡化為純量關係式：

$$F = BLI \quad (2-7)$$

F 即為揚聲系統的激振力，其中 BL 值可由量測取得，且由於線圈阻抗 R 為已知，而本文量測聲壓時使用標準的量測功率為一瓦，再由 $P = I^2 R$ (其中 P 為功率， I 為電流) 即可計算出 I 值，即確定了分析中所需的激振力 F 。

2-3 聲壓理論

對平面波而言，一維波動方程式為：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2-8)$$

其中 c 為聲音之速度，在常溫 24°C 時， $c=343\text{m/s}$ 。利用 D'Alembert 法可求得：

$$p(x, t) = f_1(x - ct) + f_2(x + ct) \quad (2-9)$$

f_1, f_2 為任意函數，對於諧波聲場，可直接求解：

$$\frac{d^2 \tilde{p}}{dx^2} + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \tilde{p} = 0 \quad (2-10)$$

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

$$\tilde{p}(x) = \tilde{A}e^{-ikx} + \tilde{B}e^{ikx} \quad (2-11)$$

還原成時間域的表示法：

$$p(x, t) = \tilde{A}e^{i(\omega t - kx)} + \tilde{B}e^{i(\omega t + kx)} \quad (2-12)$$

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：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} + \frac{2 \partial p}{r \partial r} + \frac{1}{r^2 \tan \theta} \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2-13)$$

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，式(2-13)可以簡化成：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{2 \partial p}{r \partial r} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2-14)$$

其中 r 為點聲源距量測點的距離，上式可改寫成：

$$\frac{1}{r} \frac{\partial^2}{\partial r^2} (rp) = \frac{1}{r} \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} (rp) \quad (2-15)$$

故

$$\frac{\partial^2(p)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2(p)}{\partial t^2} \quad (2-16)$$

觀察(2-16)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：

$$p(r,t) = f_1(r-ct) + f_2(r+ct) \quad (2-17)$$

所以

$$p(r,t) = \frac{1}{r} f_1(r-ct) + \frac{1}{r} f_2(r+ct) \quad (2-18)$$

而一個點聲源只會發出外傳波(outgoing wave)，所以

$$p(r,t) = \frac{1}{r} f_1(r-ct) \quad (2-19)$$

對於簡諧球面波(harmonic spherical wave)而言

$$p(r,t) = \frac{\bar{A}}{r} e^{i(\omega t - kr)} \quad (2-20)$$

對面積為 δs 的微小揚聲板而言，距離揚聲板 r 的聲壓可由Rayliegh's first integral計算出來，積分形式如下：

$$p(r,t) = \left(\frac{i\omega \rho_{air} u_d \delta s}{2\pi r} \right) e^{i(\omega t - kr)} \quad (2-21)$$

其中 u_d 為振動板元素表面之速度， r 為量測點至振動板元素之距離， $\rho_{air}=1.1614\text{kg/m}^3$ 為空氣密度， $i = \sqrt{-1}$ ，因此對一塊振動板而言，聲壓可寫為：

$$p(r,t) = \frac{i\omega \rho_{air}}{2\pi} e^{i\omega t} \int \frac{u_d(r,t) e^{-ikr}}{r} ds \quad (2-22)$$

設 $A_d(r,t) = A e^{i(\omega t - kr)}$

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

所以

$$p(r,t) = \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} e^{i\omega t} \int \frac{A_d(r,t) e^{-ikr}}{r} ds \quad (2-23)$$

$$p(r, t) = \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} \sum_i A_d(r_i, t) \times e^{i(\omega t - kr)} \frac{\Delta S}{r_i} \quad (2-24)$$

$$p(r, t) = \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} \sum_i [A_d(r_i, t) \times \cos(\omega t - kr_i)] \frac{\Delta S}{r_i} \quad (2-25)$$

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：

$$p(\text{frequency}) = \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} \sum_i [A(x_i, y_i) \times \cos(\theta_i - kr_i)] \frac{\Delta S}{r_i} \quad (2-26)$$

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 2-5) 所示， k 為波數 (ω/c) ， $i = \sqrt{-1}$ 。

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，人耳對音量的感覺也是比較接近對數尺度。

我們定義聲壓位準 (Sound Pressure Level)

$$SPL = 20 \log \left(\frac{|P_{rms}|}{P_{ref}} \right) \text{ (dB)} \quad (2-27)$$

P_{rms} 為量測點聲壓之均方根值為：

$$P_{rms} = \left[\frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} |p(r, t)|^2 dt \right]^{1/2} \quad (2-28)$$

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

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。

2-4 一階剪變形平板理論

本研究所使用之揚聲板屬於厚板，對於厚板而言，古典平板理論將不適用，必須考慮到剪應變的影響，故採用一階剪變形理論（The first order shear deformation theory，FSDT）作分析。

2-4-1 位移與應變

當平板不為薄板時，則需考慮剪應變 γ_{yz} 與 γ_{xz} 所產生的變形，其基本假設有： 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。其位移場表示如下：

$$\begin{aligned} u(x, y, z) &= u_0(x, y) + z\theta_x(x, y) \\ v(x, y, z) &= v_0(x, y) + z\theta_y(x, y) \\ w(x, y, z) &= w_0(x, y) \end{aligned} \quad (2-29)$$

其中 u, v, w 分別在平板參考座標中 x, y, z 上之位移分量，而 u_0, v_0, w_0 分別代表積層板中間面在方向 x, y, z 上之位移量， $\theta_x(x, y), \theta_y(x, y)$ 則分別代表垂直於 x, y 軸之截面的旋轉量（Shear rotation）。

故應變與位移關係為：

$$\begin{aligned}
\epsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u_0}{\partial x} + z \frac{\partial \theta_x}{\partial x} = \epsilon_x^0 + z \frac{\partial \theta_x}{\partial x} \\
\epsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial v_0}{\partial y} + z \frac{\partial \theta_y}{\partial x} = \epsilon_y^0 + z \frac{\partial \theta_y}{\partial x} \\
\epsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{\partial w_0}{\partial z} = 0 \\
\gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} = \theta_y + \frac{\partial w}{\partial y} \\
\gamma_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = \theta_x + \frac{\partial w}{\partial x} \\
\gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) + z \left(\frac{\partial \theta_x}{\partial y} + \frac{\partial \theta_y}{\partial x} \right) = \gamma_{xy}^0 + z \left(\frac{\partial \theta_x}{\partial y} + \frac{\partial \theta_y}{\partial x} \right)
\end{aligned} \tag{2-30}$$

由以上的應變場可以看出， γ_{yz} 和 γ_{xz} 沿厚度方向為一常數分佈，與實際之拋物線分佈有所不同。

2-4-2 應變與應力

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表示如下：

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \tag{2-31}$$

且

$$\begin{aligned}
Q_{11} &= \frac{E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \\
Q_{12} &= \frac{\nu_{12}E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \\
Q_{22} &= \frac{E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \\
Q_{44} &= G_{23} \\
Q_{55} &= G_{13} = G_{12} \\
Q_{66} &= G_{12}
\end{aligned} \tag{2-32}$$

其中 Q_{ij} 為勁度係數 (Reduced stiffness)， E_i 為楊氏模數， ν_{ij} 為蒲松比， G_{ij} 為剪力模數。

由座標轉換的關係 (圖 2-6)，求出積層平板主軸方向 XYZ 座標系的應力及應變關係為

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & 0 & 0 & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & 0 & 0 & \bar{Q}_{26} \\ 0 & 0 & \bar{Q}_{44} & \bar{Q}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & \bar{Q}_{45} & \bar{Q}_{55} & 0 \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & 0 & 0 & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \tag{2-33}$$

且

$$\begin{aligned}
\bar{Q}_{11} &= Q_{11}C^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{22}S^4 \\
\bar{Q}_{12} &= (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66})C^2S^2 + Q_{12}(C^4 + S^4) \\
\bar{Q}_{22} &= Q_{11}S^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{22}C^4 \\
\bar{Q}_{16} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})C^3S + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})CS^3 \\
\bar{Q}_{26} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})CS^3 + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})C^3S \\
\bar{Q}_{66} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{66}(C^4 + S^4) \\
\bar{Q}_{44} &= Q_{44}C^2 + Q_{55}S^2 \\
\bar{Q}_{55} &= Q_{55}C^2 + Q_{44}S^2 \\
\bar{Q}_{45} &= (Q_{55} - Q_{44})CS
\end{aligned} \tag{2-34}$$

其中

$$C = \cos \theta_i, \quad S = \sin \theta_i$$

對整個複合材料積層板而言，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（圖2-7），其結果如下：

$$\begin{aligned} N_i &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \sigma_i^n dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (\varepsilon_i^0 + z \theta_{i,i}) dz = A_{ij} \varepsilon_i^0 + B_{ij} \theta_{i,i} \\ (Q_x, Q_y) &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} (\sigma_{xz}^n, \sigma_{yz}^n) dz \\ M_i &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \sigma_i^n z dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (z \varepsilon_i^0 + z^2 \theta_{i,i}) dz = B_{ij} \varepsilon_i^0 + D_{ij} \theta_{i,i} \end{aligned} \quad (2-35)$$

其中 $i, j = 1, 2, 6$ ， Z_n 則代表第 n 層板之下表面至中間面的距離， A_{ij} 為拉伸勁度矩陣（Inplane stiffness matrix）、 B_{ij} 為偶合勁度矩陣（Bending-stretching coupling stiffness matrix）、 D_{ij} 為彎曲勁度矩陣（Bending stiffness matrix）。

$$\begin{aligned} (A_{ij}, B_{ij}, D_{ij}) &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (1, z, z^2) dz; \quad i, j = 1, 2, 6 \\ A_{ij} &= k_\alpha k_\beta \sum_{n=1}^N \bar{Q}_{ij}^n t_n \quad ; \quad i, j = 4, 5 \end{aligned} \quad (2-36)$$

其中， k_α 、 k_β 為剪力修正係數，是參考Whitney所建議之方式決定修正係數。再將沿厚度方向之合力（Force resultant）與合力矩（Moment resultant）寫成矩陣，表示如下：

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ Q_y \\ Q_x \\ N_{xy} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & 0 & 0 & A_{26} & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ 0 & 0 & A_{44} & A_{45} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{45} & A_{55} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{16} & A_{26} & 0 & 0 & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & 0 & 0 & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & 0 & 0 & B_{26} & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & 0 & 0 & B_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{0,x} \\ v_{0,y} \\ w_{,y} + \theta_y \\ w_{,x} + \theta_x \\ u_{0,y} + v_{0,x} \\ \theta_{x,x} \\ \theta_{y,y} \\ \theta_{x,y} + \theta_{y,x} \end{Bmatrix} \quad (2-37)$$

若考慮疊層角度對稱之複合材料積層板，且橫向振動問題，可假設 $u_0 = 0$ 、 $v_0 = 0$ ，式 (2-37) 可簡化成：

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \\ Q_y \\ Q_x \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} & 0 & 0 \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} & 0 & 0 \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_{44} & A_{45} \\ 0 & 0 & 0 & A_{45} & A_{55} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_{x,x} \\ \theta_{y,y} \\ \theta_{x,y} + \theta_{y,x} \\ \theta_y + w_{,y} \\ \theta_x + w_{,x} \end{Bmatrix} \quad (2-38)$$

2-5 多層一階剪變形平板理論

本研究在玻璃纖維加勁部份屬於複合材料三明治板，其面層與心層間材料性質差異大，故採用多層一階剪變形理論分析，將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，並考慮層與層之間位移的連續性（圖 2-8）。

2-5-1 位移與應變

將複合材料三明治板的每一層當作一個一階剪變形位移場，並考慮層與層之間位移的連續性（圖 2-8）。故假設各層獨自之位移場為：

$$\begin{aligned}
u^{(i)} &= u_0^{(i)}(x, y) + z^{(i)}\phi_x^{(i)}(x, y) \\
v^{(i)} &= v_0^{(i)}(x, y) + z^{(i)}\phi_y^{(i)}(x, y) \\
w^{(i)} &= w_0^{(i)}(x, y) = w^{(i)}(x, y) \\
(i &= 1, 2, \dots, M)
\end{aligned} \tag{2-39}$$

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 2-8）所示，上下面層為玻璃纖維，中心層為巴沙木，依據式（2-39），並考量每一層於交界面上的位移連續性，可得第一層、第二層及第三層的位移場為：

$$\begin{aligned}
u^{(1)} &= u_0^{(1)}(x, y) + z^{(1)}\phi_x^{(1)}(x, y) \\
v^{(1)} &= v_0^{(1)}(x, y) + z^{(1)}\phi_y^{(1)}(x, y) \\
w^{(1)} &= w^{(1)}(x, y) = w(x, y)
\end{aligned} \tag{2-40a}$$

$$\begin{aligned}
u^{(2)} &= u_0^{(2)} + z^{(2)}\phi_x^{(2)} = u_0^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_x^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(2)}\phi_x^{(2)} + z^{(2)}\phi_x^{(2)} \\
v^{(2)} &= v_0^{(2)} + z^{(2)}\phi_y^{(2)} = v_0^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_y^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(2)}\phi_y^{(2)} + z^{(2)}\phi_y^{(2)} \\
w^{(2)} &= w(x, y)
\end{aligned} \tag{2-40b}$$

$$\begin{aligned}
u^{(3)} &= u_0^{(3)} + z^{(3)}\phi_x^{(3)} = u_0^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_x^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(3)}\phi_x^{(3)} + z^{(3)}\phi_x^{(3)} \\
v^{(3)} &= v_0^{(3)} + z^{(3)}\phi_y^{(3)} = v_0^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_y^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(3)}\phi_y^{(3)} + z^{(3)}\phi_y^{(3)} \\
w^{(3)} &= w(x, y)
\end{aligned} \tag{2-40c}$$

其中 $t^{(i)}$ 代表第 i 層之厚度。若假設厚度方向應變保持不變，即 $\varepsilon_z = 0$ ，因此應變與位移之關係可表示為：

$$[\varepsilon] = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial v^{(i)}}{\partial y} \\ \frac{\partial u^{(i)}}{\partial y} + \frac{\partial v^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial u^{(i)}}{\partial z} + \frac{\partial w^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial v^{(i)}}{\partial z} + \frac{\partial w^{(i)}}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad i=1,2,3 \quad (2-41)$$

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。

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 (2-40) 代入式 (2-41)，可得到應變張量 $[\varepsilon]$ ：



$$[\varepsilon^{(1)}] = \begin{Bmatrix} z^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial x} \\ z^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial y} \\ z^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial y} + z^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial x} \\ \phi_x^{(1)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(1)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad (2-42a)$$

$$\left[\begin{matrix} \varepsilon^{(2)} \end{matrix} \right] = \left\{ \begin{matrix} \frac{1}{2} t^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial x} + \frac{1}{2} t^{(2)} \frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial x} + z^{(2)} \frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial x} \\ \frac{1}{2} t^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial y} + \frac{1}{2} t^{(2)} \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial y} + z^{(2)} \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial y} \\ \frac{1}{2} t^{(1)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial x} \right] + \frac{1}{2} t^{(2)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial x} \right] + z^{(2)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial x} \right] \\ \phi_x^{(2)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(2)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{matrix} \right\} \quad (2-42b)$$

$$\left[\begin{matrix} \varepsilon^{(3)} \end{matrix} \right] = \left\{ \begin{matrix} -\frac{1}{2} t^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial x} - \frac{1}{2} t^{(3)} \frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial x} + z^{(3)} \frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial x} \\ -\frac{1}{2} t^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial y} - \frac{1}{2} t^{(3)} \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial y} + z^{(3)} \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial y} \\ -\frac{1}{2} t^{(1)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial x} \right] - \frac{1}{2} t^{(3)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial x} \right] + z^{(3)} \left[\frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial x} \right] \\ \phi_x^{(3)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(3)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{matrix} \right\} \quad (2-42c)$$

2-5-2 應變與應力

複合材料多層一階剪變形平板理論，其單層之應力與應變關係與一階剪變形平板理論是相同的，故其內容與 2-4-2 一樣。需要注意的是，因為本文的多層一階剪變形平板理論其座標軸只有第一層是置於其中間面，於其他層處並非如此。因此，若將複合材料三明治板分成三個分層時，不管上、下面層其疊層角度對稱與否（圖 2-9），式（2-37）並不能直接簡化成式（2-38），因為上、下面層處的 B_{ij} 矩陣並非為零。

2-6 雙自由度振動理論

本研究將揚聲器單體及消音器共振腔內之氣體視為兩個單一自由度的剛體，揚聲器透過氣體導管內部空氣推動共振腔內之氣體，因此我們把氣體導管內部壓力視為一個 K 值作用在揚聲器以及共振腔內部氣體上，經由氣體導管內部空氣的連結成為雙自由度振動系統（圖 2-10）。

其中 V 為氣體導管內部體積， ΔP 為氣體導管內部壓力， k_{s1} 為揚聲器之 k 值， m_1 為揚聲器單體質量， A_{a1} 為揚聲器振動板面積， m_2 為共振腔內部空氣質量，且 $m_2 = \rho \times L \times A_{a2}$ ，其中 ρ 為空氣密度 (1.1614 kg/m^3)， L 為共振腔長度， A_{a2} 為共振腔截面積大小。

接著分別畫出揚聲器單體之受力圖（圖 2-11）及共振腔內部氣體之受力圖（圖 2-12），如下：

其中 f_{p1} 為氣體導管內部空氣之作用力， f_{c12} 為氣體導管阻尼之作用力， f_{s1} 為揚聲器彈性支承之作用力， f_{c1} 為揚聲器阻尼之作用力， F 為揚聲器之激振力（其中 c_1 、 c_{12} 為假設值）。

其中 f_{p2} 為氣體導管內部空氣之作用力， f_{c21} 為氣體導管阻尼之作用力， f_{c2} 為共振腔阻尼之作用力（其中 c_2 、 c_{12} 為假設值）。

由（圖 2-11）與（圖 2-12），我們可列出揚聲器單體及共振腔內部氣體之運動方程式如下：

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 - c_{12}) \dot{x}_1 - c_{12} \dot{x}_2 + k_{s1} x_1 + A_{a1} \Delta P = F \quad (2-43)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_{12} \dot{x}_1 + (c_{12} + c_2) \dot{x}_2 + A_{a2} \Delta P = 0 \quad (2-44)$$

其中 $\Delta P = k \frac{\Delta V}{V}$ ， k 為 Bulk modulus，Bulk modulus of air = $1.42 \times 10^5 \text{ pa}$ ， ΔV 為氣體導管內部體積變化 = $A_{a1} x_1 + A_{a2} x_2$ ，因此 ΔP 可寫成：

$$\Delta P = k \frac{(A_{a1}x_1 + A_{a2}x_2)}{V} \quad (2-45)$$

將(2-45)式代回(2-43)式與(2-44)式，我們可得新的運動方程式
如下：

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 - c_{12})\dot{x}_1 - c_{12}\dot{x}_2 + \left(k_{s1} + k \frac{A_{a1}^2}{V} \right) x_1 + k \frac{A_{a1}A_{a2}}{V} x_2 = F \quad (2-46)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_{12}\dot{x}_1 + (c_{12} + c_2)\dot{x}_2 + k \frac{A_{a1}A_{a2}}{V} x_1 + \left(k \frac{A_{a2}^2}{V} \right) x_2 = 0 \quad (2-47)$$

為了計算初始共振頻率，將(2-46)式與(2-47)式中阻尼項以及外力項忽略，整理得：

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{s1} + \frac{A_{a1}^2}{V} & k \frac{A_{a1}A_{a2}}{V} \\ k \frac{A_{a1}A_{a2}}{V} & k \frac{A_{a2}^2}{V} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2-48)$$

令(2-48)式中之 $k_{s1} + \frac{A_{a1}^2}{V} = k_{11}$ ， $k \frac{A_{a1}A_{a2}}{V} = k_{12} = k_{21}$ ， $k \frac{A_{a2}^2}{V} = k_{22}$ ，
整理得：

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2-49)$$

因為系統為簡諧運動，將 $\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{bmatrix} e^{i\omega t}$ 帶入(2-49)式中，求得：

$$\left(\begin{bmatrix} -m_1 & 0 \\ 0 & -m_2 \end{bmatrix} \omega^2 + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \right) \{A\} e^{i\omega t} = 0 \quad (2-50)$$

當 A 有值時則 $\det|K| - \omega^2[M]| = 0$ ，整理得：

$$(m_1 m_2) \omega^4 - (m_1 k_{22} + m_2 k_{11}) \omega^2 + (k_{11} k_{22} - k_{12} k_{21}) = 0 \quad (2-51)$$

上式求出的 ω_1^2 ， ω_2^2 為系統之特徵值，而 ω_1 ， ω_2 即為系統之自然頻率。

第三章 揚聲器之研製

在揚聲器研究方面當其受大瓦數驅動時，振動板在不同激振頻率下會產生各種共振模態，其局部變形會造成不同的振幅與相位，當反向相位振形發生時，會減少推動空氣的體積，因而降低了聲壓，造成聲音的失真（圖 3-1），我們希望以彈性支承對振動板做適當的加勁，並提供適當的支承力以增加振動時的穩定性，藉此減低振動板模態變形的幅度，進而改善揚聲器的聲傳表現。

3-1 揚聲器之設計與製作

我們所設計的電磁動圈式平面揚聲器其結構主要可分為振動板、懸邊、彈性支承、激振器、音圈及外框（圖 3-2），其外觀尺寸為長 20mm，寬 20mm，高 5mm，其製作步驟如下：

1. 振動板之製作

振動板使用的材料主要為巴沙木板，其為一直徑 14mm，厚度 0.3mm 之圓板，其製作步驟如下：

- (1) 將 1mm 厚之巴沙木板置於砂光機上，反覆研磨至所需之厚度 0.3mm。
- (2) 以工具裁剪成所需之形狀大小即可。

2. 懸邊之製作

懸邊使用的材料主要為 0.1mm 厚之 PU 薄膜，其製作步驟如下：

- (1) 將 PU 薄膜裁剪成 $5\text{cm} \times 5\text{cm}$ 之大小。
- (2) 開啟熱壓機設定溫度為 140°C ，壓力為 $20\text{kg}/\text{cm}^2$ 。
- (3) 將裁剪好之 PU 薄膜兩層相疊置於模具內。
- (4) 將固定好之模具置於熱壓機上，先以溫度 140°C ，壓力

20kg/cm²熱壓 10 分鐘後，關掉溫度加熱器待其冷卻至室溫即可。

3. 彈性支承之製作

以玻璃纖維製作片狀彈性支承的步驟如下：

- (1) 將玻璃纖維布裁剪成30cm × 30cm之大小。
- (2) 依照比例調和成形所需之RTM膠。
- (3) 將RTM膠塗佈於玻璃纖維布上。
- (4) 以溫度120°C，壓力20kg/cm²熱壓30分鐘後，關掉溫度加熱器待其冷卻至室溫。
- (5) 取出成形之玻璃纖維板，裁切成所設計之彈性支承形狀。

4. 揚聲器之製作

所需之零件備妥後，即可依下列步驟組裝揚聲器：

- (1) 將振動板黏著於懸邊。
- (2) 將黏好的懸邊及振動板黏著於外框。
- (3) 利用定位器將音圈與振動板黏合，等待黏著劑乾燥固定後取出音圈定位器。
- (4) 將彈性支承與振動板及外框黏合。
- (5) 最後將激振器與外框結合即完成揚聲器製作。

3-2 揚聲器系統參數量測

1. 基本設備

- (1) LMS量測系統（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。
- (4) 麥克風。

2. 聲壓量測

- (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) 設定麥克風與揚聲器中心之距離。
- (4) 由電腦發出訊號至揚聲器，經麥克風接收聲壓訊號後，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 0.33333)，即可得出頻率響應之聲壓曲線圖。

3. 阻抗量測

- (1) 將揚聲器連接系統輸出端。
- (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) 進行阻抗量測。

第四章 彈性支承之研製

本研究在解決聲音失真方面主要的方法為設計一彈性支承，其功用主要可分為兩種，首先應用支承之高剛性的特性，對揚聲器其振動板有加勁的功用，使聲壓曲線更趨近於平滑的理想狀態，減少因振動板之模態變形而產生的聲音失真之影響，另一個功用為對整體振動系統提供一平行振動方向之拘束力，定位音圈之位置以增加其振動時的穩定性，避免在低頻率大振幅時因音圈的位移過大與激振器產生摩擦而造成不必要的雜音。

由於彈性支承會隨著振動板快速往返的運動，因此材料的抗疲勞性為重要考量之一，又由於在振動過程中，質量對於聲壓的高低有很大的影響，所以重量輕也是選擇材料的重要考量因素，故本文選用編織玻璃纖維預浸材為製作彈性支承的製作材料。

4-1 彈性支承之設計

傳統彈波的截面為波浪狀、或鋸齒狀，針對不同揚聲器的設計與應用上，如欲改變其彈性、可容許的振動幅度等，通常可藉由改變其彈波大小、截面波浪弧度及截面波浪的數量來達到需求（圖 4-1）。但是由於本研究之揚聲器其空間上的限制，無法將傳統彈波置入揚聲器內，必須改以平面式的設計來符合本研究之需求。

在平面彈性支承之設計上，除了考量材料本身的特性之外，亦可透過支承的形狀、寬度、厚度的改變，達到不同揚聲器所需之彈性係數。如同懸壁樑一樣，在固定的厚度與材料下，藉由改變懸壁樑之總長或寬度，其等效彈性係數也不同。我們可以輕易的改變彈性支承的尺寸及形狀來符合不同的揚聲器（圖 4-2）。

4-2 彈性支承之非線性分析

本研究之平面彈性支承因其厚度非常薄，在變形時容易產生幾何非線性的問題而使聲音失真，我們希望找出在揚聲器其作動幅度範圍內最適合的支承厚薄度，以避免幾何非線性的問題產生。

在彈性支承分析方面，因為其為幾何非線性中平板的大位移小應變問題，在此主要是以牛頓－拉福森法來求解，應用 ANSYS 分析軟體建立其有限元素模型（圖 4-3），給定施力分析其力與位移之關係。

在此對兩種不同寬度之彈性支承做分析，分別是 1mm 及 1.5mm，同寬度再細分成 0.1mm、0.2mm、0.3mm 三種厚度，給定的力由 0 到 1.4 牛頓，增量為 0.2 牛頓，因為其為對稱形狀，我們只取其中一懸臂做分析，取其五個點（圖 4-4）探討受力後之位移量，由分析結果可知”點 5”之位移量最大，因此我們只須探討”點 5”之力與位移關係即可確定彈性支承是否為線性變形。表（4-1）為所使用之玻璃纖維材料常數，表（4-2）為受力與位移之分析結果。

由表（4-2）可知，寬度 1mm 與 1.5mm 之彈性支承其受力與位移之關係在厚度為 0.2mm 時開始呈現線性化的趨勢，其受力後最大的變形量分別為 1.125mm 與 0.92mm，大約是我們所設計的揚聲器之最大衝程，為了確保其在衝程範圍內保持線彈性的材料特性，我們以 0.2mm 厚度之玻璃纖維疊層做為彈性支承之製作材料。

第五章 有限元素法模擬分析

本文以 ANSYS 有限元素軟體建立揚聲器整體的模型，並將上述實驗所測得的參數值輸入電腦進行簡諧激振分析，待計算出不同激振頻率下揚聲板上所有節點之振幅及相位角後，再以聲壓計算程式求得各個頻率下的聲壓值並繪製出聲壓曲線，最後將分析結果與實驗數據做比對，以驗證模型的正確性。

5-1 模擬元素的選擇

本研究選用符合一階剪變形理論的殼元素 Shell99 模擬單一層揚聲板、懸邊、音圈以及彈性支承等，以及符合多層一階剪變形理論的殼元素 Shell91 模擬具有纖維加勁之三明治揚聲板，上述之殼元素皆可設定疊層之數目、各疊層之纖維角度以及各疊層之材料常數，故藉此元素模擬本研究之揚聲器。我們也使用 MASS21 元素來模擬黏著劑在平板邊緣所存在的等效質量效應。

5-2 模擬分析之參數

模擬分析所使用到的各項參數，可由阻抗實驗中所測得的各項數值經由公式換算而得，如表 (5-1) 所示。

5-3 材料常數的給定

模擬分析所使用到的各項材料常數如表 (5-2) 所示。

5-4 激振力的給定

由 2-2 可知 $F=BLI$ 即為揚聲系統的激振力，其中 BL 值可由參數量測實驗取得，且由於線圈阻抗 R 為已知，而本文量測聲壓時使用標準的量測功率為一瓦，再由 $P = I^2 R$ (其中 P 為功率， I 為電流) 即可計算出 I 值，即確定了分析中所需的激振力 F 。

5-5 有限元素模型建立

依照上述之各種元素與材料常數，以及揚聲器之實際尺寸參數建立出有限元素模型如（圖 5-1）所示。

5-6 揚聲器聲壓模擬分析結果驗證

（圖 5-2）為揚聲器之模擬分析與實驗結果對照圖，可看出分析結果與實驗數據大致上吻合，因此我們以此模型為基礎來分析振動板之模態變形，藉此設計合適的彈性支承，以更進一步改善揚聲器失真的問題。

第六章 消音器之研製

6-1 消音器簡介

用於噪音處理的消音器主要可分為反應型消音器與耗散型消音器，反應型消音器主要是應用共振腔中管路幾何形狀的變化來改變對聲音的阻抗（圖 6-1），進而達到消音的目的。而耗散型消音器主要是應用各種不同的吸音材料組合（圖 6-2），對聲音能量的吸收來達到消音的目的。一般我們所見的消音器主要用於大型機械其排氣噪音的處理，如柴油引擎發電機及汽車引擎，揚聲器其實也可視為排氣噪音源之一，因為其原理為推動空氣來產生聲音，主要是由音圈與激振器的電磁交互作用所產生的力量推動振動板，振動板進而推動空氣來產生聲音。就助聽器而言，揚聲器產生之聲音分別會往耳朵內部與周遭環境傳播，由於向周遭環境傳播的聲音會被助聽器再次接收放大而產生回饋音，因此我們希望製作一小型消音器與揚聲器做結合，達到減低或消除回饋音的目標。

6-2 消音器之設計

我們設計一導管連通耳道與外部使助聽器成為一開放式結構，這樣雖能消除耳朵長時間下來所累積的不適感，但這也是回饋音產生的主要因素，因此我們將導管接上一消音器，使其由耳朵所傳導出來的聲音能夠得到消除，避免產生回饋音，如（圖 6-3）所示，當聲音經由氣體導管傳送到消音器之後，聲波會在共振腔內反射產生一反向波形的聲波（圖 6-4），反向聲波會與原聲波產生破壞性干涉而互相消除（圖 6-5），這就是共振腔的聲音共振相消原理。（圖 6-6）為我們所設計的消音器及揚聲器與助聽器結合成一系統，為了符合配戴的舒適

性，特別設計成符合人體耳朵外形的構造。

聲波之波長會隨著振動頻率的高低而變化，對低頻之聲波而言有著較長的波長，必須以較長的共振腔結構來消除低頻之聲波，相對的高頻之聲波所需要的共振腔結構較短，因此針對各頻率所需設計一複合式消音結構，如(圖 6-7)所示，我們將設計好之系統參數代入(2-51)式中，初步估算出低、中、高頻共振腔之自然頻率，其計算結果分別為 500Hz、1500Hz、4000Hz，由計算結果可知我們所設計之消音器共振腔大小符合需求。此外，我們將各個共振腔加入吸音材吸收聲波之振動能量，如（圖 6-8）所示，不同密度之吸音材有著不同的吸音特性，對高頻音而言需要較高密度的吸音材，反之對低頻音而言則需要較低密度的吸音材，依照聲波之頻率挑選出最適合的吸音材，以增強各個頻率下之消音效果。



第七章 實驗結果與討論

7-1 揚聲器之模擬分析與實驗結果

本研究設計之揚聲器於未加入彈性支承時所測得的聲壓曲線如（圖 7-1）所示，由圖可知揚聲器在 4KHz~8KHz 之間有一個深約 15dB 的音谷產生，對揚聲器來說這是非常不樂於見到的，因此我們應用有限元素模型來分析音谷產生之原因，設法改善此問題。

由（圖 7-1）可知未加上任何支承與加勁之揚聲器其聲壓曲線在 4KHz~8KHz 之間有一個音谷產生，經由 ANSYS 分析其模態如（圖 7-2）所示。由分析結果明顯可以看出音谷產生的原因主要是振動板其模態變形所造成的，因為振動板本身剛性的不足，使其變形量過大導致推動的空氣前後相消，為了解決此問題，我們設計了許多不同幾何形狀之彈性支承，試圖抑制振動板之模態變形並穩定其振動，以改善揚聲器之聲壓曲線。本研究主要設計了五種彈性支承，其幾何形狀與設計參數如表（7-1）所示。

CASE1 實驗所得之聲壓曲線圖如（圖 7-3）所示。由圖可看出在 4KHz~8KHz 之間的音谷有了很大的改善，但是由於支承寬度只有 1mm，無法提供足夠的支承力穩定音圈與振動板，造成在低頻時音圈摩擦到激振器產生不必要的雜音。

CASE2 實驗所得之聲壓曲線圖如（圖 7-4）所示。由圖可看出在 4KHz~8KHz 之間的音谷雖然有了改善，但是由於支承寬度由 1mm 提升至 1.5mm，支承厚度由 0.2mm 提升至 0.3mm，使得整體重量增加，再加上幾何形狀的改變，支承懸臂長明顯縮短導致整體支承之等效 K 值過高，造成揚聲器 F_o 大幅提升至 650Hz，聲壓也大幅下降 5dB ~10dB。

CASE3 實驗所得之聲壓曲線圖如（圖 7-5）所示。由圖可看出在 4KHz~8KHz 之間的音谷並無得到改善，其主要原因為此 CASE 之振動板並無加勁，只有中央部分使用珍珠板與支承做連結，導致整體剛性不足而產生音谷。

CASE4 實驗所得之聲壓曲線圖如（圖 7-6）所示。由圖可看出在 4KHz~8KHz 之間的音谷得到了改善，其初始頻率 F_0 也無太大差別，只不過整體之聲壓曲線因為支承重量的關係而下降了 5dB，整體重量過重的原因為加勁的部分為了與支承做連接，使得厚度必須增加至 0.6mm 厚，導至整體聲壓下降。

CASE5 實驗所得之聲壓曲線圖如（圖 7-7）所示。由圖可看出在 4KHz~8KHz 之間的音谷有了明顯的改善，其初始頻率 F_0 也大約維持在 430Hz，由於整體重量的減輕使得聲壓曲線相較於加上支承前僅下降了 2dB，與 CASE4 相比稱加了 3dB，整體重量過重的問題得到了改善。CASE5 之主要振動模態如表 (7-2) 所示。

由表 (7-2) 模態分析圖可知，揚聲板之振動變形為影響 CASE5 中音聲壓下滑的因素之一，因此我們試著以三明治的方式來加勁揚聲板（圖 7-8），在此分別以玻纖、碳纖、鋁片為主要加勁材料，分析其對聲壓曲線之影響（圖 7-9）。

由（圖 7-9）可看出，因為三明治加勁之振動板重量較重，中音聲壓曲線下滑的情況還是存在著，不過由於三明治加勁的方式使得振動板剛性增加，在高音的頻寬能有效的延伸至 10KHz，使整體聲壓曲線更趨於理想。

（圖 7-10）為本文所研製之揚聲器與一般市售助聽器所使用之揚聲器其聲壓比較圖，可以看出本研究之揚聲器其整體頻寬明顯優於市售助聽器所使用之揚聲器，越寬廣的頻寬意味著越能將麥克風所接收

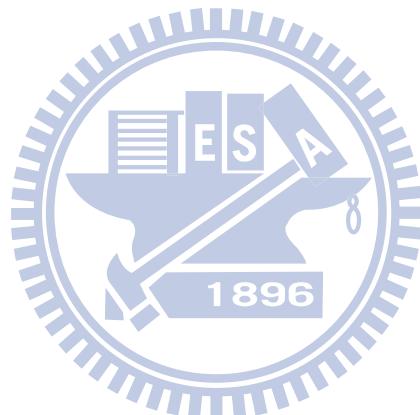
到的聲音重現出來，並且有較高的聲音品質與清晰度，不需依靠電路就能擁有較好的聲傳表現。在此也列出一條直徑 10mm 之揚聲器分析曲線，其設計參數如表 (7-3) 所示，可看出整體頻寬仍然維持一定水平，若將本研究之 20mm 大小之揚聲器縮小至 10mm，初步估計其重量可由現有的 5.27g 減輕至 1.32g，除了重量更輕之外也一樣保有頻寬廣之優點。

7-2 消音器之實驗結果

(圖 7-11) 為 Dummy Head 耳道模擬實驗之聲壓曲線圖，由於耳道對聲音有集中放大的作用，整體聲壓曲線於中音的部分有明顯的增加，大約有 10dB 的增益，對照於人耳聲壓增益曲線 (圖 7-12)，可知 Dummy Head 之模擬實驗結果為合理的。

我們將設計好之消音器配戴於 Dummy Head 上，並量測各種不同構造之消音器其聲壓曲線，如 (圖 7-13) 所示，分別比較有無消音器之影響以及麥克風位置之聲壓曲線，以了解消音器之消音效果。圖中藍色曲線為揚聲器置於 Dummy Head 上所測得的聲壓曲線，由紫色曲線可看出在未加上消音器前，氣體導管由耳內所傳出的聲壓大小約為 80dB，主要有三個 Peak 分別在頻率 400Hz、1700Hz、4500Hz，當我們加上單一共振腔構造之消音器之後，由圖中紅色曲線可看出導管所傳出的聲壓曲線經過消音器之後在 400Hz 與 1700Hz 的 Peak 有大約 20dB 的下降，4500Hz 的 Peak 也有大約 10dB 的下降，此時在麥克風位置之聲壓為綠色曲線，相較於加上消音器前有明顯的消除效果，接下來我們更進一步的對消音器做改善，圖中青色曲線為加上複合式消音器所測得之聲壓曲線，相較於單一共振腔結構之消音器有更好的效能，在 400Hz 的 Peak 增加了 2dB 的消音效果，1700Hz 的 Peak 則是

完全消除，4500Hz 的 Peak 也較原先增加了 3dB 的消音效果，由橘色曲線可知，此時在麥克風位置點聲壓明顯低於未加消音器之聲壓，除了在 5KHz 之頻率範圍有些許聲音未消除，其餘頻率之聲音皆有良好的消除效果，對回饋音之問題有顯著的改善。



第八章 結論與未來研究工作

本研究製作出的平面揚聲器，經由 LMS 聲傳量測系統所測得的聲壓曲線可知其 f_o 約落在 450Hz，距離揚聲器 1cm 處以 1W 標準功率測得的聲壓平均落在 105dB，目前設計出改良的三明治揚聲板結構，主要目的為增加揚聲板整體剛性，藉此達到更理想的聲傳表現，以 ANSYS 模擬分析的結果顯示，新的揚聲板結構可以將高音的頻寬延伸至 10KHz，使揚聲器聲傳表現更趨於理想。

本研究之揚聲器在頻寬方面大幅領先市售助聽器之揚聲器，在聲壓感度方面也維持了一定的水準，因此我們不需要透過複雜的放大電路輔助，即可在低、中、高頻皆有良好的聲傳表現，減少了電路的耗電量以增加助聽器的使用時間，此外在整體製作成本方面也因為少了複雜的電路而能有效的降低。

在消音器系統部分，我們以 Dummy Head 模擬之結果顯示，複合式消音器結構能有效的消除氣體導管所傳出的聲音，避免對麥克風產生影響，對回饋音之問題有顯著的改善。

未來可望透過改良彈性支承之設計，如減輕整體重量，以改善中音聲壓下降的幅度。經由分析結果顯示，長 10mm × 寬 10mm × 高 5mm 之大小的揚聲器即可滿足極重度聽障患者 (90dB) 的需求，未來可更進一步縮小揚聲器的體積以減輕重量。

在消音器方面，未來可經由調整中音共振腔的設計參數，如腔體大小、吸音材種類等，以增進對 5KHz 頻段的消除效果。

參考文獻

- [1] D. D. Daivs, J. M. Stokes, D. Moorse, L. Steven, "Theoretical and Experimental Investigation of Mufflers with Components on Engine Muffler Design," NACA Report, 1192, 1954.
- [2] J. W. Sullivan and M. J. Crocker, "Analysis of Concentric-tube Resonators Having Unpartitioned Cavities," Journal of Acoustic Society America, Vol. 64, No. 1, 207-215, 1978.
- [3] C. N. Wang, "A Numerical Scheme for the Analysis of Perforated Intruding Tube Muffler Components," Applied Acoustics, 215-286, 1995.
- [4] M. L. Munjal, "Prediction of the Break-out Noise of the Cylindrical Sandwich Plate Muffler Shells," Applied Acoustics, 153-161, 1998.
- [5] M. C. Chiu, Y. C. Chang, "Shape Optimization of Multi-chamber Cross-flow Mufflers by SA Optimization," Journal of Sound and Vibration, 526-550, 2008.
- [6] M. C. Chiu, "Shape Optimization of Multi-chamber Mufflers with Plug-inlet Tube on a Venting Process by Genetic Algorithms," Applied Acoustics, 495-505, 2010.
- [7] S. Ersoy, H. Kucuk, "Investigation of Industrial Tea-leaf-fibre Waste Material for its Sound Absorption Properties," Applied Acoustics, 215-220, 2009.
- [8] C. N. Wang, "Numerical Decoupling Analysis of a Resonator with Absorbent Material," Applied Acoustics, Vol. 58, 109-122, 1999.
- [9] S. S. Rao, "Mechanical Vibration 4th Edition," Pearson Education, 381-409, 2004.
- [10] S. M. Hwang, J. H. Kwon, K. S. Hong, "Development of Woofer Microspeakers Used for Cellular Phones," IEEE Transactions on

Magnetics, Vol. 41, No. 10, 2005.

- [11]K. Satoh, H. Takewa, M. Lwasa, "A High Fidelity Small-sized Loudspeaker," IEEE Transactions on Consumer Electronics, Vol. 43, No. 3, 1997.
- [12]C. P. Paul, A. T. Wang, "Dynamical Modeling and Experimental Validation of a Micro-speaker with Corrugated Diaphragm for Mobile Phones," Microsyst. Technol. , Vol. 13, 1241-1252, 2007.
- [13]X. Yu, R. Rajamani, K. A. Stelson, T. Cui, "Carbon Nanotube-based Transparent Thin Film Acoustic Actuators and Sensors," Sensors and Actuators, Vol. 132, 626-631, 2006.
- [14]M. J. Jenkins, P. J. Hine, J. N. Hay, I. M. Ward, "Mechanical and Acoustic Frequency Responses in Flat Hot-compacted Polyethylene and Polypropylene Panels," Applied Polymer Science, Vol. 99, 2789-2796, 2006.
- [15]T. Ohyaba, S. Takahashi, "Damper for a Speaker Apparatus," United States Patent, No. 6144753, 2000.
- [16]R. D. Mindlin, "Influence of Rotatory Inertia and Shear Deformation on Flexural Motion of Isotropic Elastic Plates," Applied Mechanics, Vol. 18, 33-38, 1951.
- [17]J. M. Whitney, "Shear Correction Factor Laminates Under Static Load," Applied Mechanics, Vol. 40, 302-304, 1973.
- [18]J. M. Whitney, "Stress Analysis of Thick Laminated Composite and Sandwich Plates," Applied Mechanics, Vol. 40, 302-304, 1973.
- [19]P. M. Morse, K. U. Ingrad, "Theoretical Acoustics," McGraw-Hill, 375-379, 1986.

表 4-1 材料常數

	EX(GPa)	PRXY	DENS(Kg/m ³)
玻璃纖維	18.3	0.145	1533

表 4-2 受力與位移關係圖

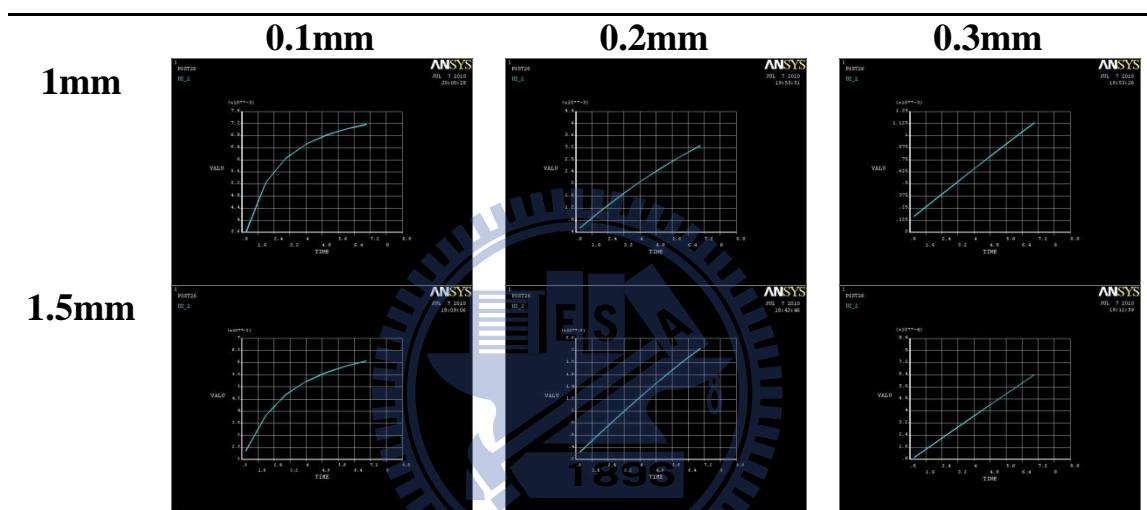


表 5-1 揚聲器參數

Revc	4.12 Ohm
Fo	452 Hz
Cms	2.299m M/N
Mms	258.376m g
BL	670.201m T
Qts	1.703

表 5-2 材料常數表

	巴沙木	PU 薄 膜	音圈內 壁	漆包 線	玻纖	碳纖	鋁片
EX (Pa)	3.7E9	25E6	129E6	110E9	18.3E9	138E9	68E9
EY (Pa)	0.055E9					7.5E9	
EZ (Pa)	0.055E9					7.5E9	
PRXY	0.03	0.3	0.33	0.343	0.145	0.03	0.36
PRYZ	0.3					0.3	
PRXZ	0.03					0.03	
GXY (Pa)	0.05E9					4.5E9	
GYZ (Pa)	0.05E9/6					4.5E9/6	
GXZ (Pa)	0.05E9					4.5E9	
DENS (kg/m³)	300	1200	1500	8930	1533	1400	2698

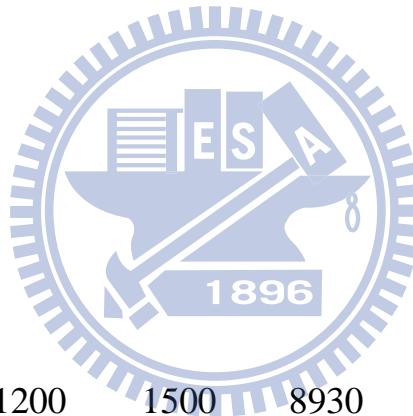
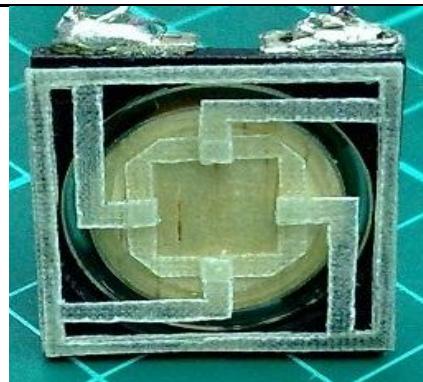


表 7-1 各式彈性支承

CASE1		支承材質：玻纖 0.2mm 厚 支承寬度：1mm 加勁材質：玻纖 0.6mm 厚 加勁寬度：1mm
CASE2		支承材質：玻纖 0.3mm 厚 支承寬度：1.5mm 加勁材質：玻纖 0.6mm 厚 加勁寬度：1.5mm
CASE3		支承材質：玻纖 0.2mm 厚 支承寬度：1.5mm 墊片材質：珍珠板 0.6mm 厚 墊片面積：3mm×3mm
CASE4		支承材質：玻纖 0.2mm 厚 支承寬度：1.5mm 加勁材質：玻纖 0.6mm 厚 加勁寬度：1.5mm

CASE5



支承材質：玻纖 0.2mm 厚

支承寬度：1.5mm

加勁材質：玻纖 0.2mm 厚

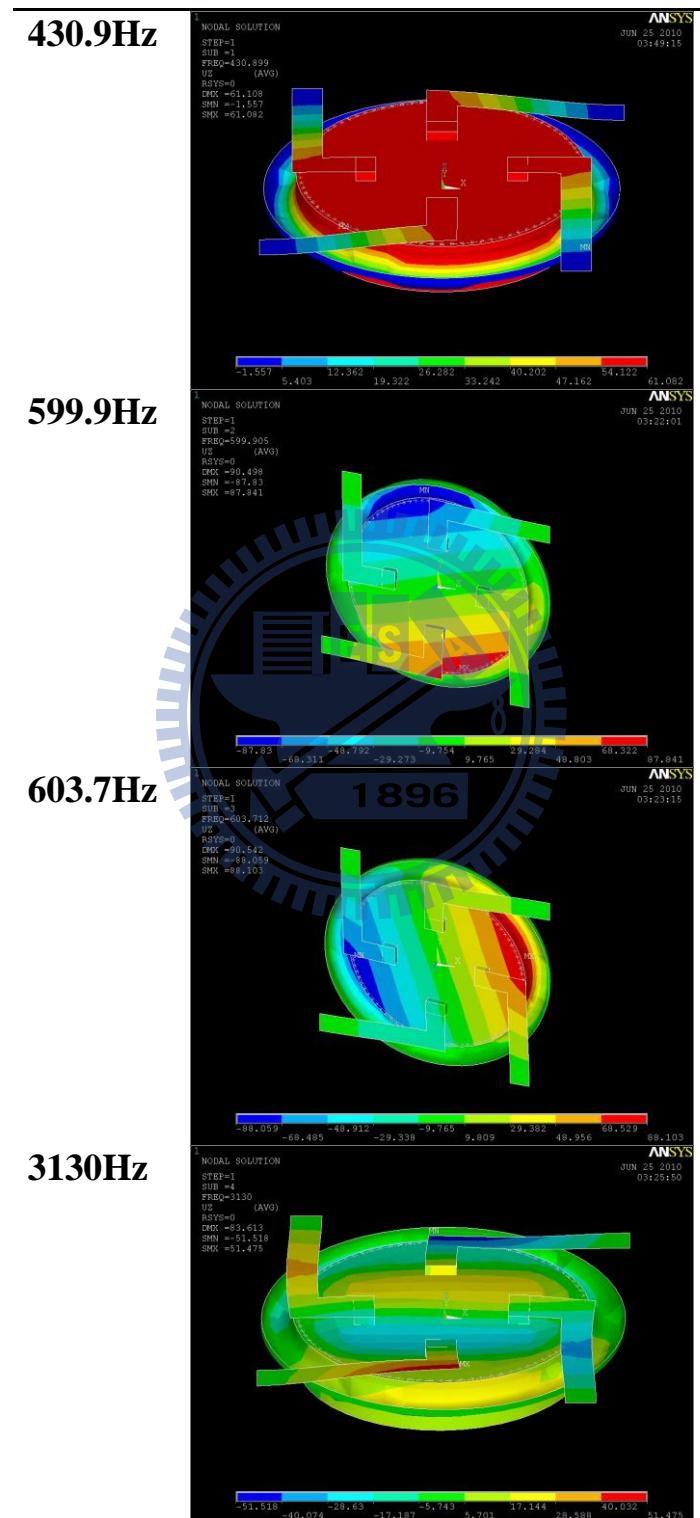
加勁寬度：1.5mm

墊片材質：玻纖 0.4mm 厚

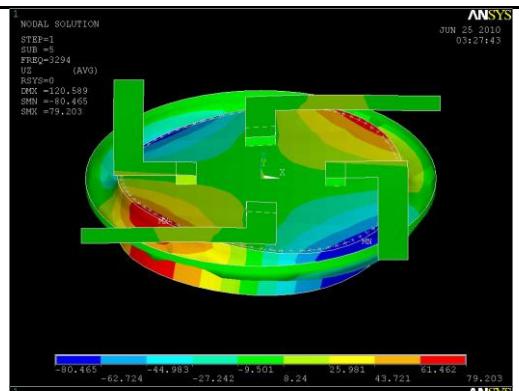
墊片面積：1.5mm×1.5mm



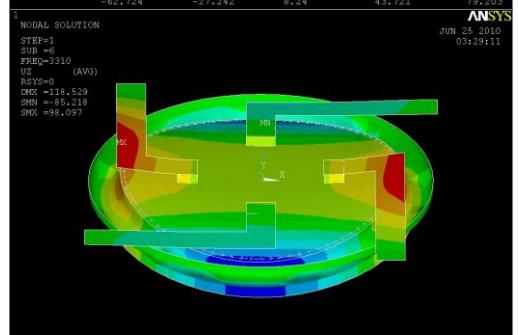
表 7-2 CASE5 之主要振動模態



3294Hz



3310Hz



5761Hz

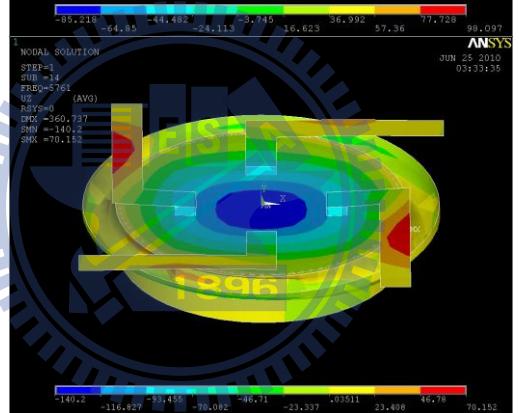


表 7-3 揚聲器設計參數表

	本研究之揚聲器	減重模擬之揚聲器
體積	長 20mm 寬 20mm 高 5mm	長 10mm 寬 10mm 高 5mm
重量	5.27g	1.32g
音圈	4Ω	4Ω
振動板	直徑 20mm 厚度 0.3mm	直徑 10mm 厚度 0.2mm
激振器	670.201m T	350m T
彈性支承	寬度 1.5mm 厚度 0.2mm	寬度 1mm 厚度 0.1mm



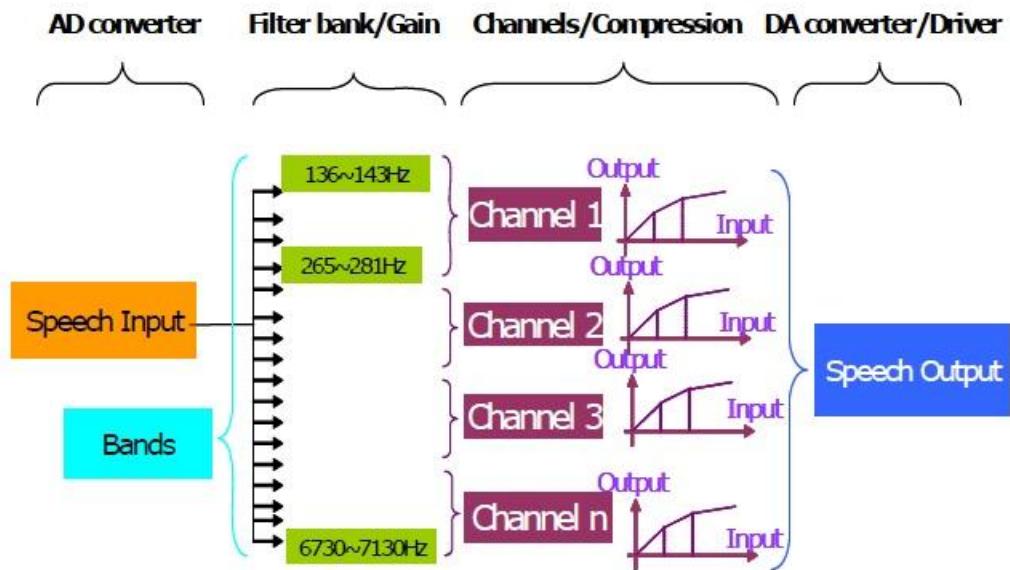


圖 1-1 陣列式放大電路示意圖



圖 1-2 助聽器示意圖

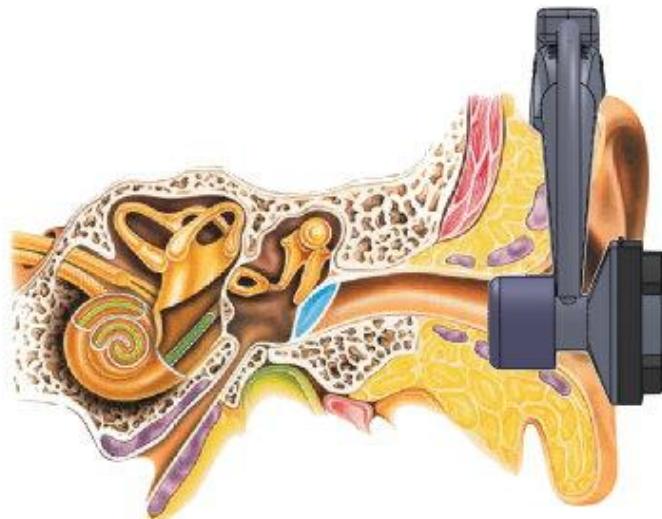


圖 1-3 助聽器配戴圖

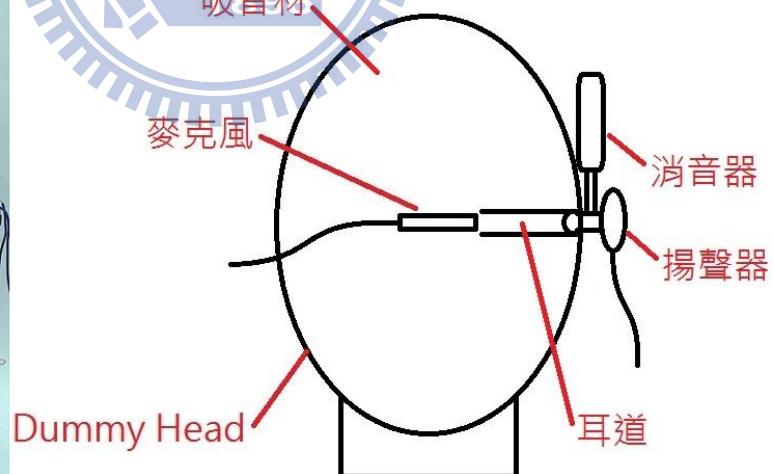


圖 1-4 Dummy Head 構造圖



圖 1-5 Dummy Head 模擬量測

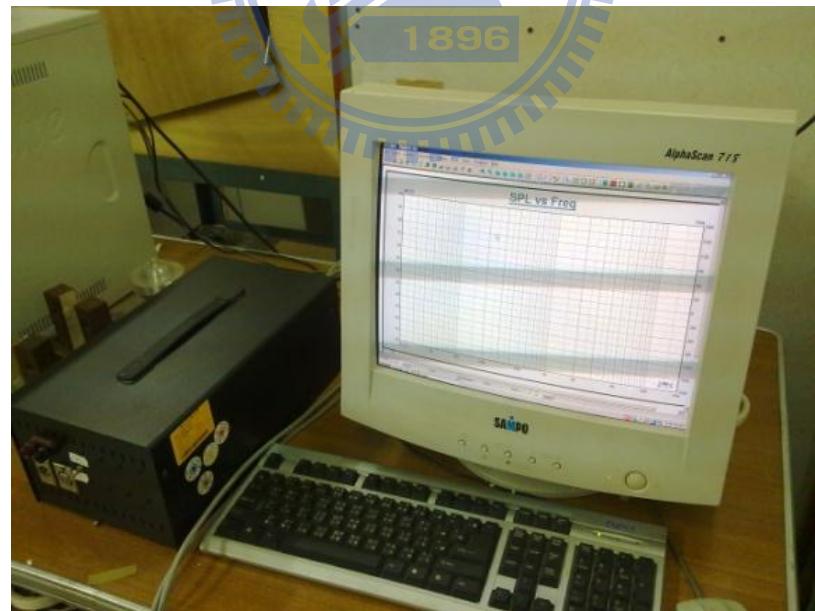


圖 1-6 LMS 聲傳量測系統

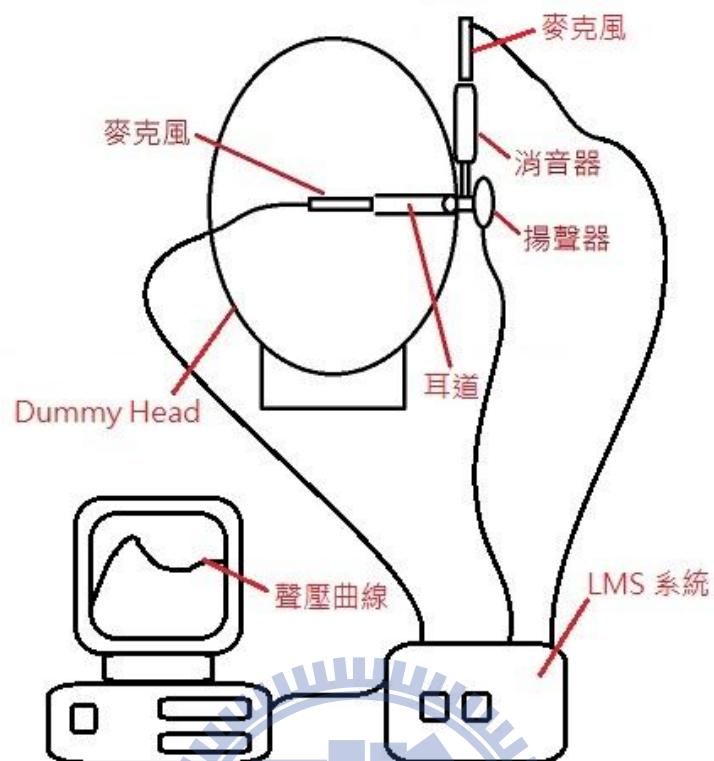


圖 1-7 Dummy Head 量測系統示意圖



圖 1-8 揚聲器量測圖

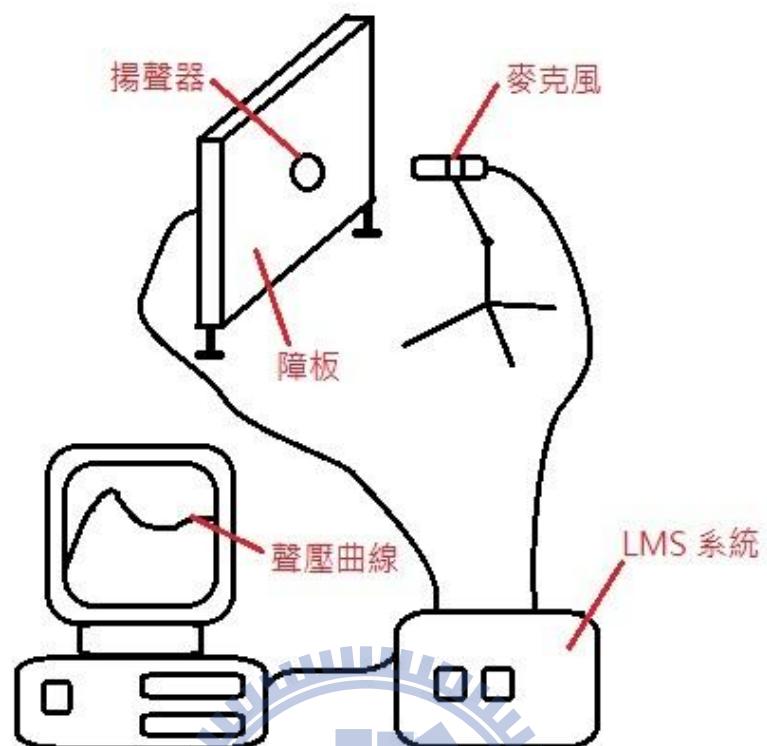


圖 1-9 揚聲器量測系統示意圖

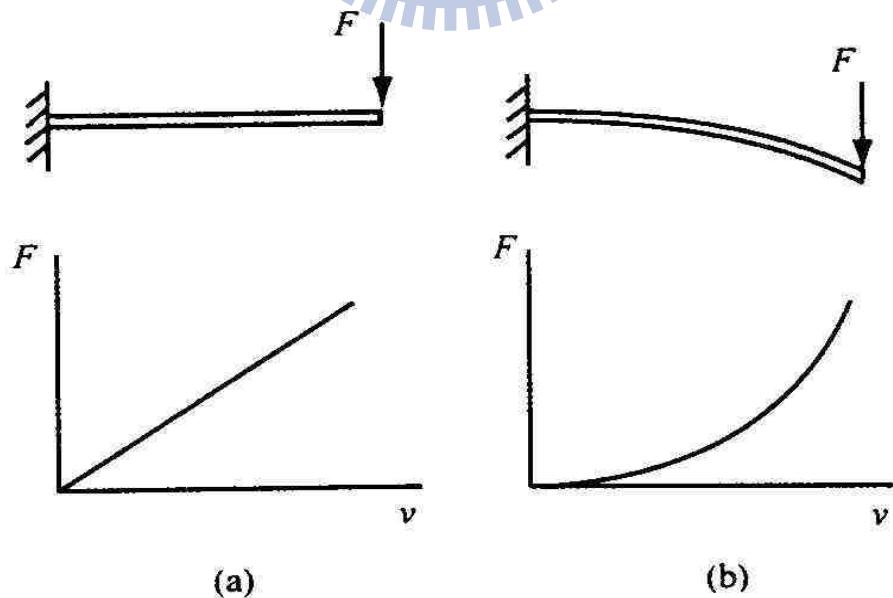


圖 2-1 懸臂樑力與位移圖 (a) 線性；(b) 非線性

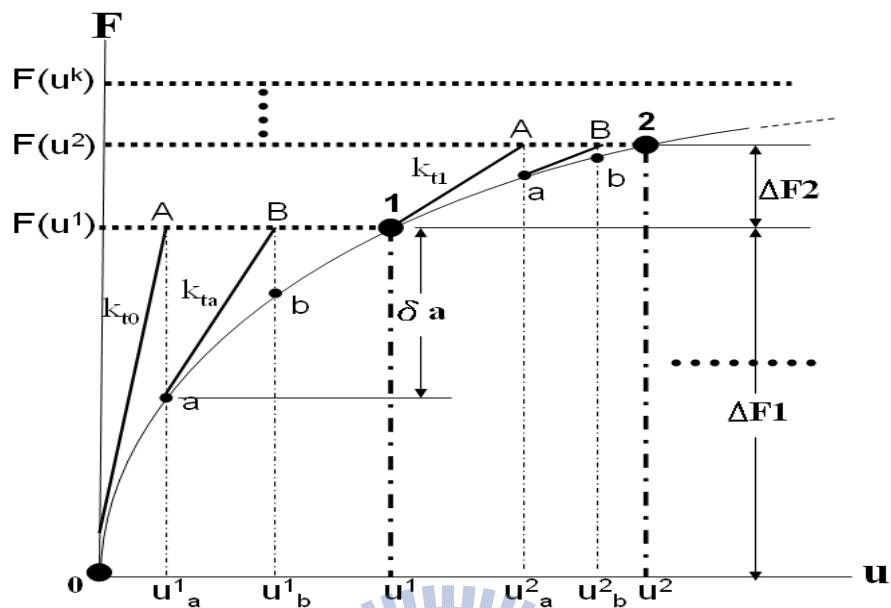


圖 2-2 牛頓法求近似解 (收斂)

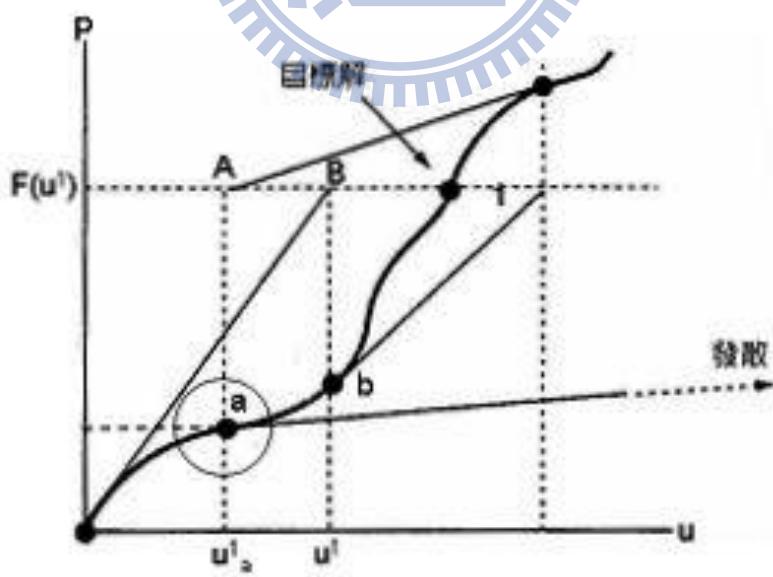


圖 2-3 牛頓法求近似解 (發散)

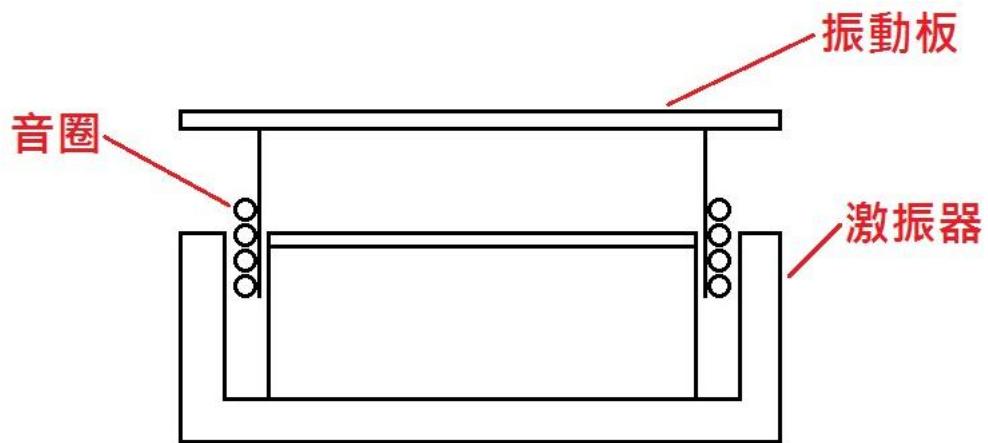


圖 2-4 音圈與激振器示意圖

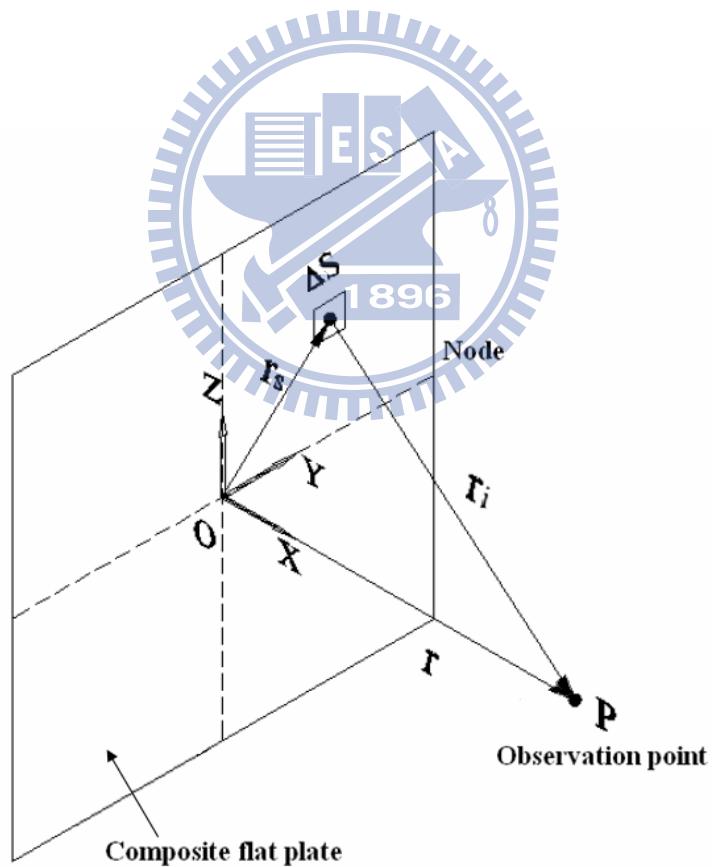


圖 2-5 量測點與振動板表面元素 ΔS 示意圖

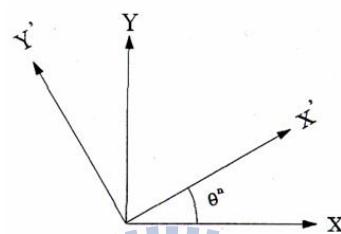
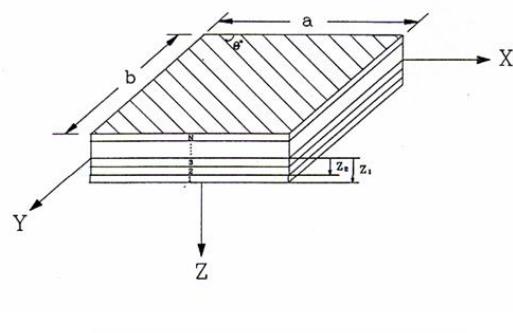


圖 2-6 複合材料板座標系

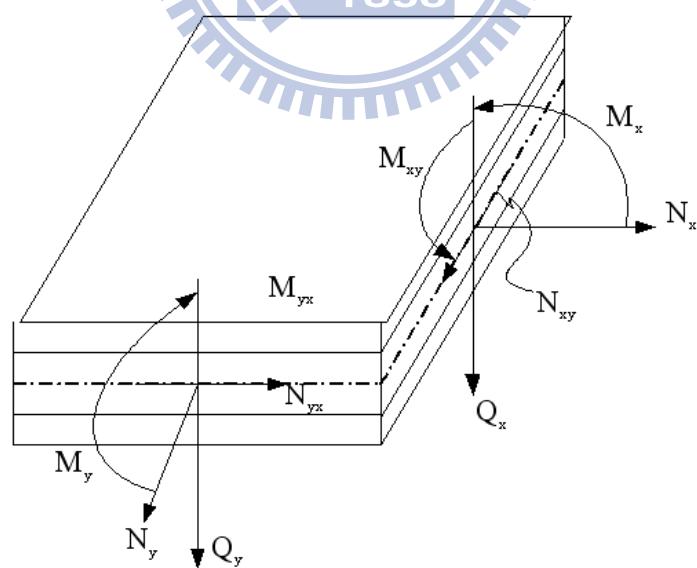


圖 2-7 複合材料板沿厚度方向之合力與合力矩

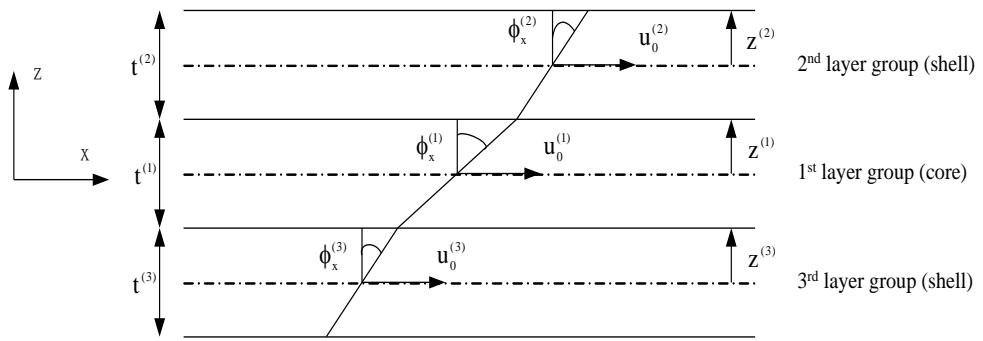


圖 2-8 多層一階剪變形位移場示意圖

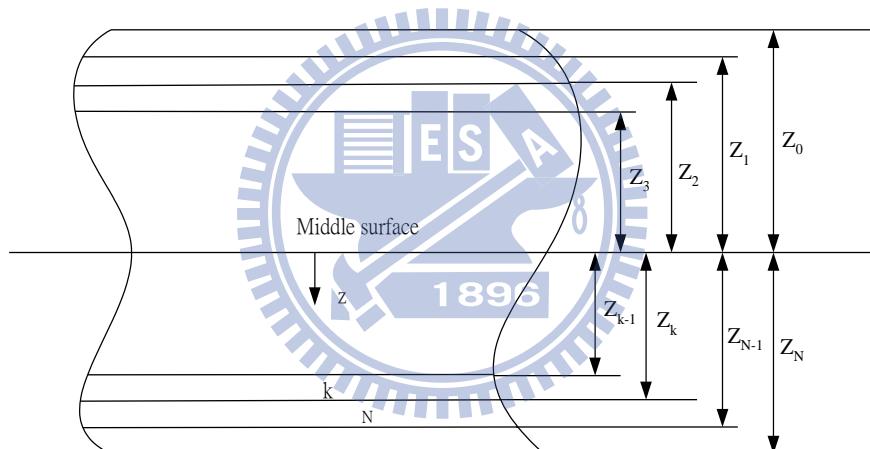


圖 2-9 積層板之幾何與層數系統

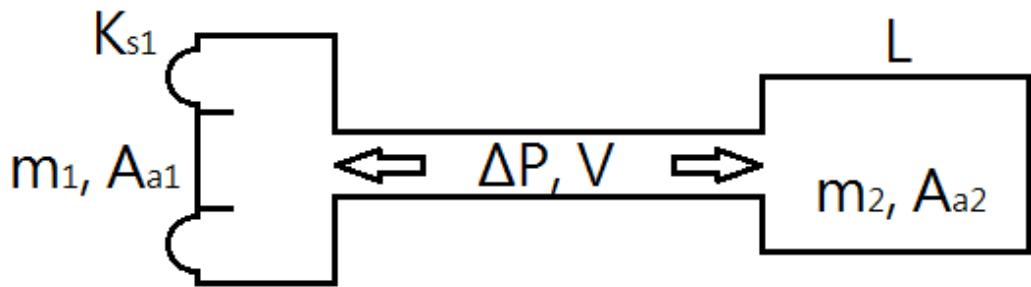


圖 2-10 雙自由度振動系統

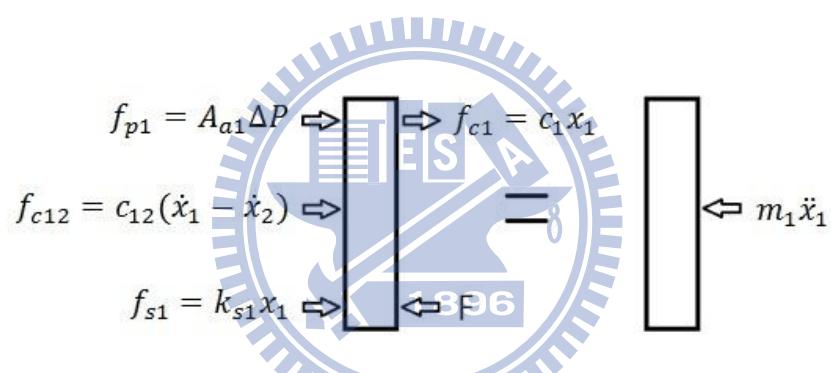


圖 2-11 揚聲器單體受力圖

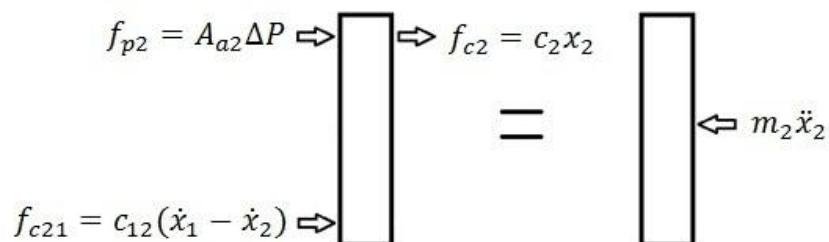


圖 2-12 共振腔內部氣體受力圖

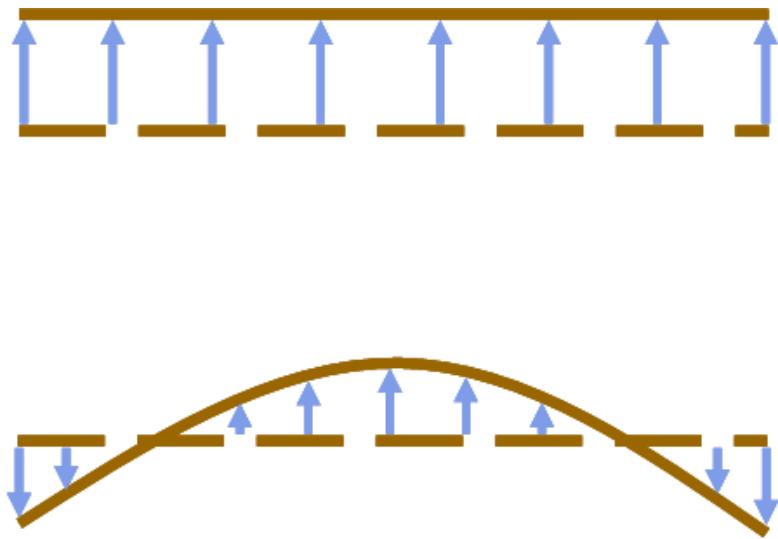


圖 3-1 揚聲板之振形

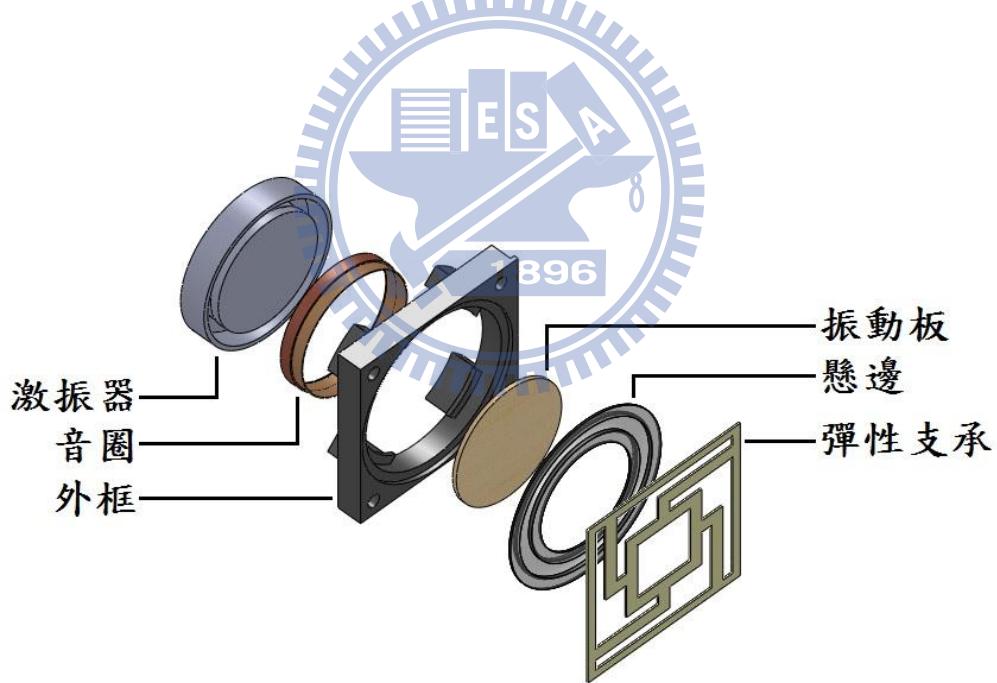


圖 3-2(a) 平面揚聲器爆炸圖

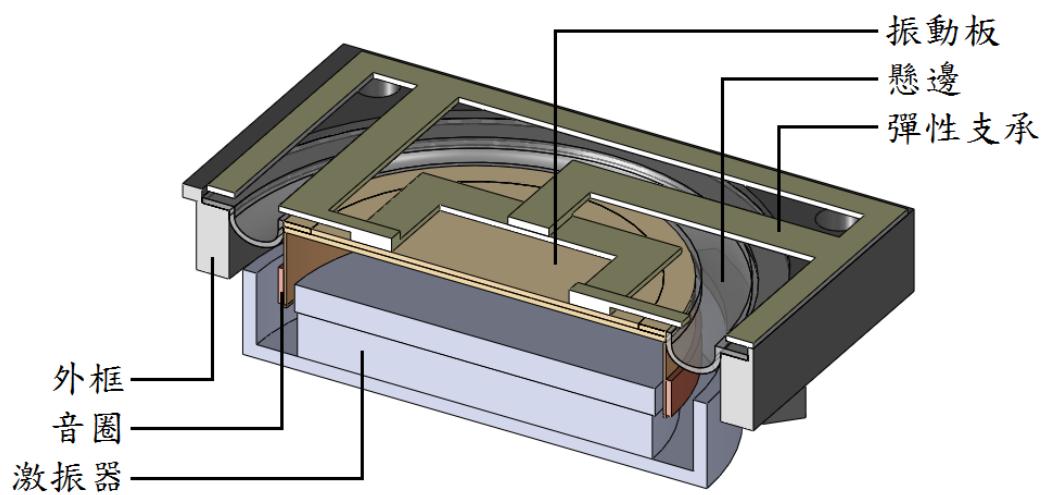


圖 3-2(b) 平面揚聲器剖面圖



圖 4-1 不同尺寸之傳統彈波



圖 4-2 不同設計之平面彈性支承



圖 4-3 彈性支承有限元素模型

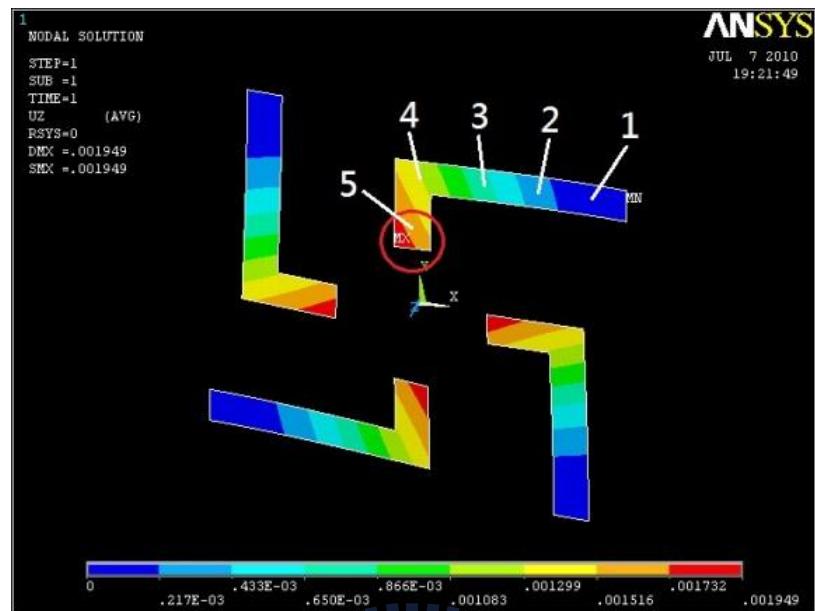


圖 4-4 懸臂之位移點

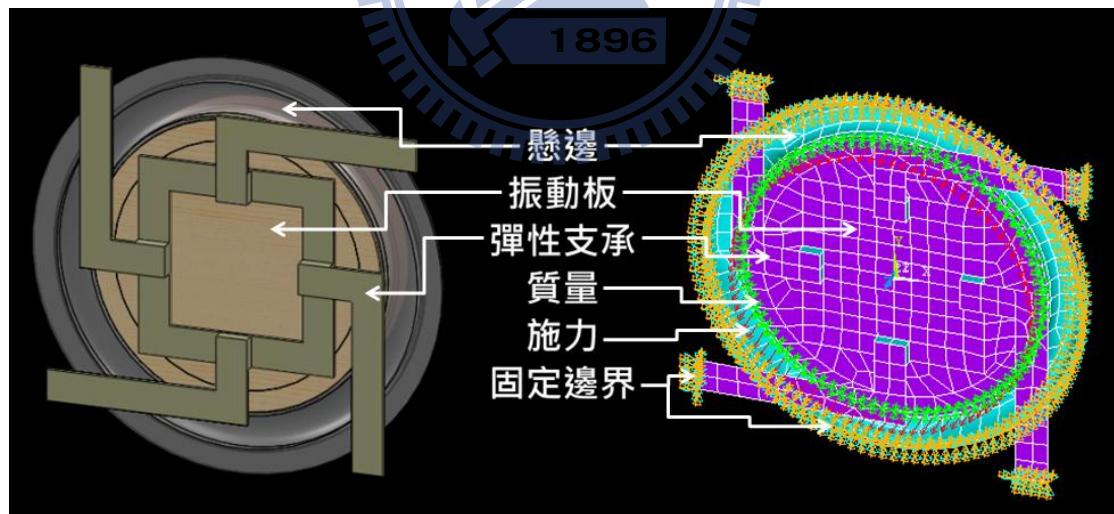


圖 5-1 揚聲器有限元素模型

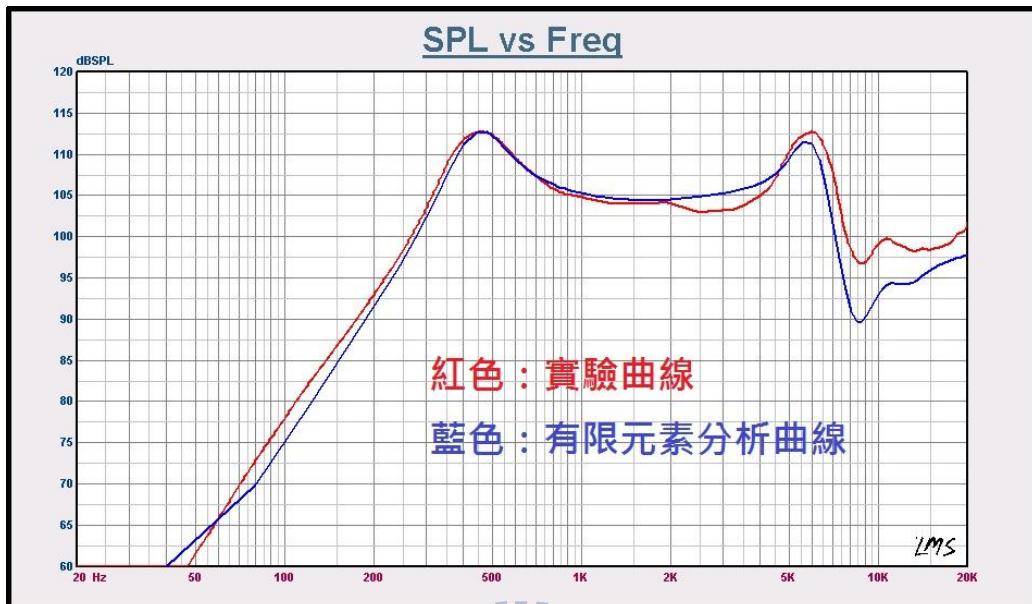


圖 5-2 模擬分析與實驗結果對照圖

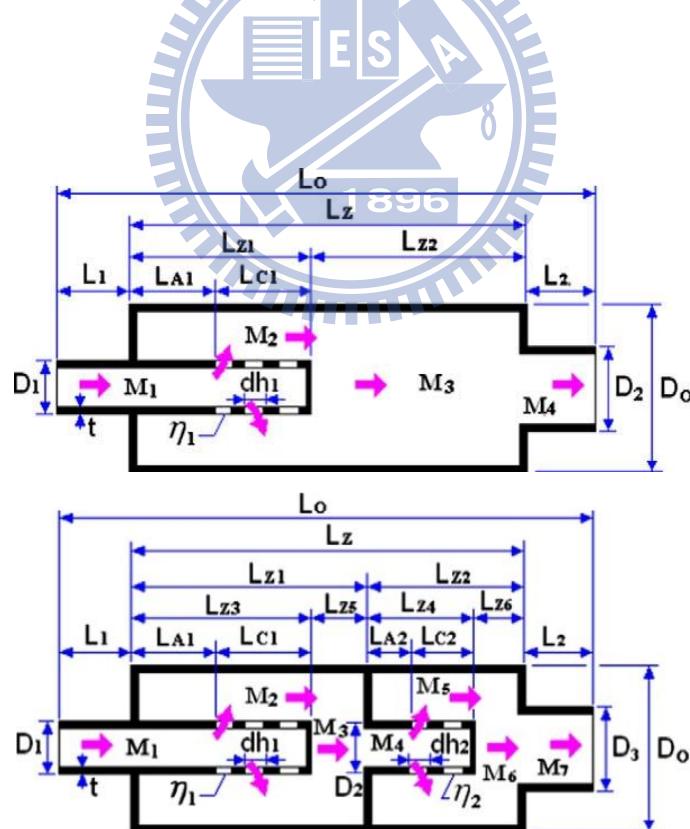


圖 6-1 反應型消音器

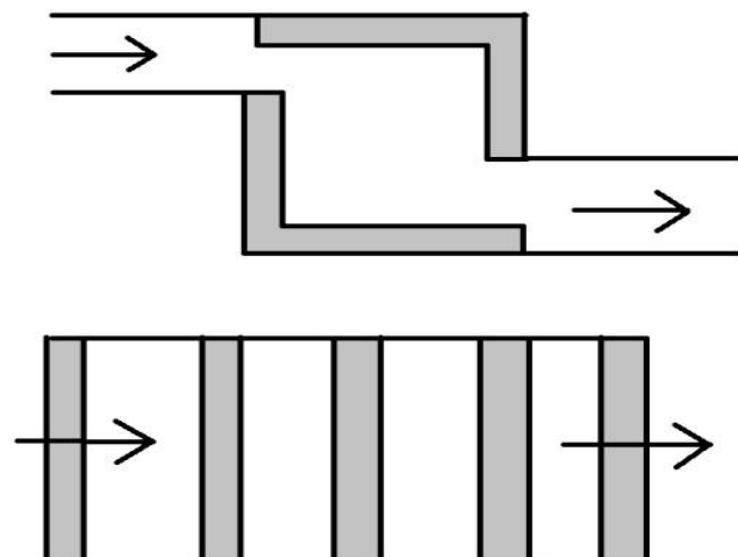


圖 6-2 耗散型消音器

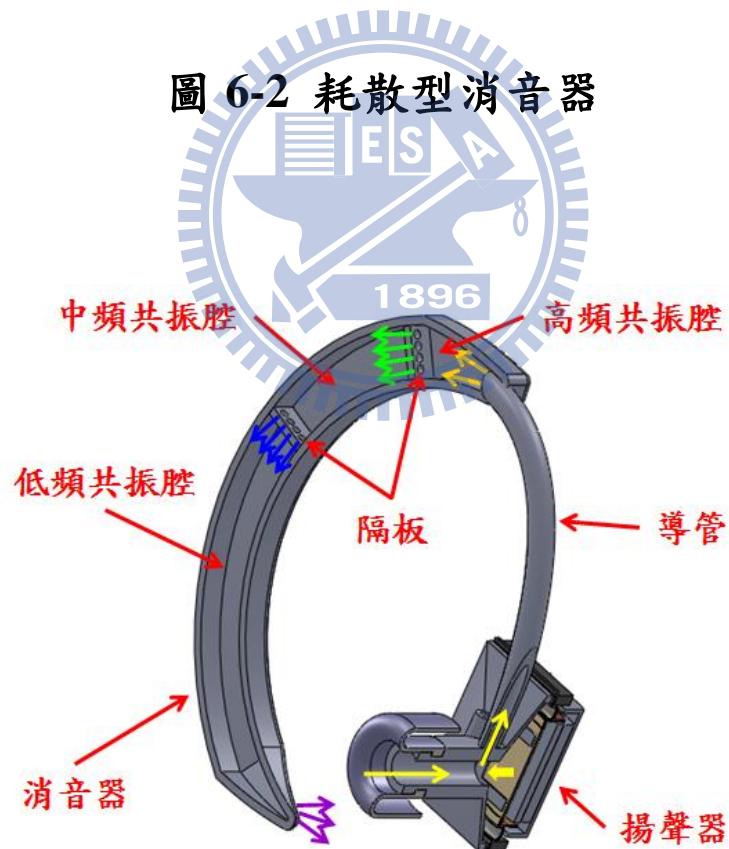


圖 6-3 消音器運作示意圖

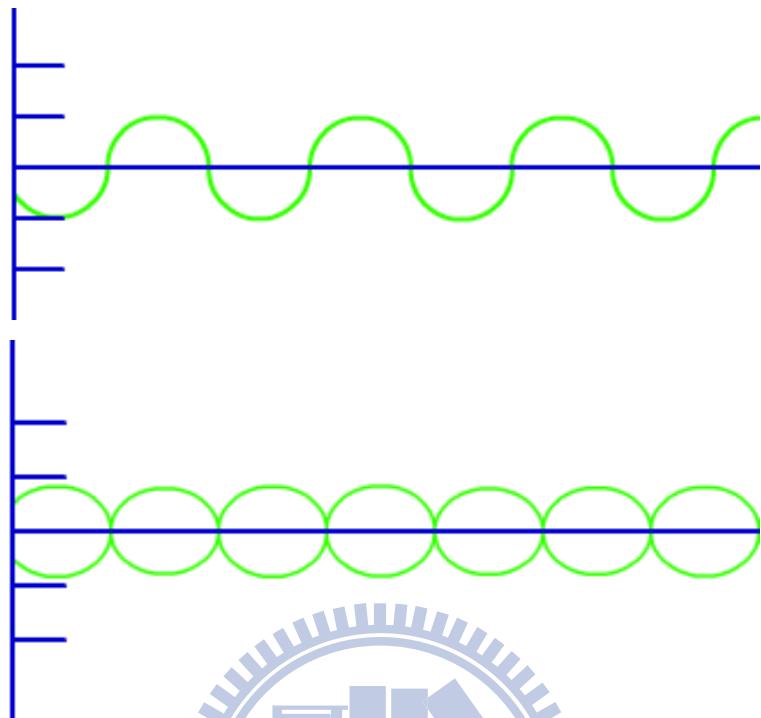


圖 6-4 反向聲波示意圖

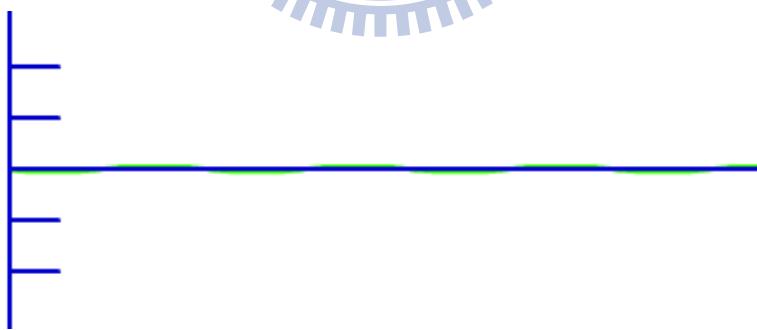


圖 6-5 聲波消除示意圖

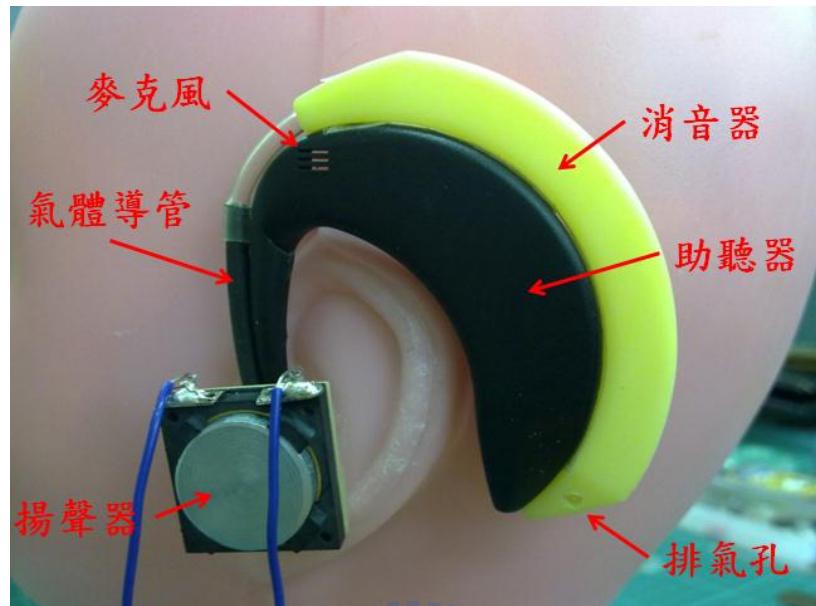


圖 6-6 整體系統示意圖

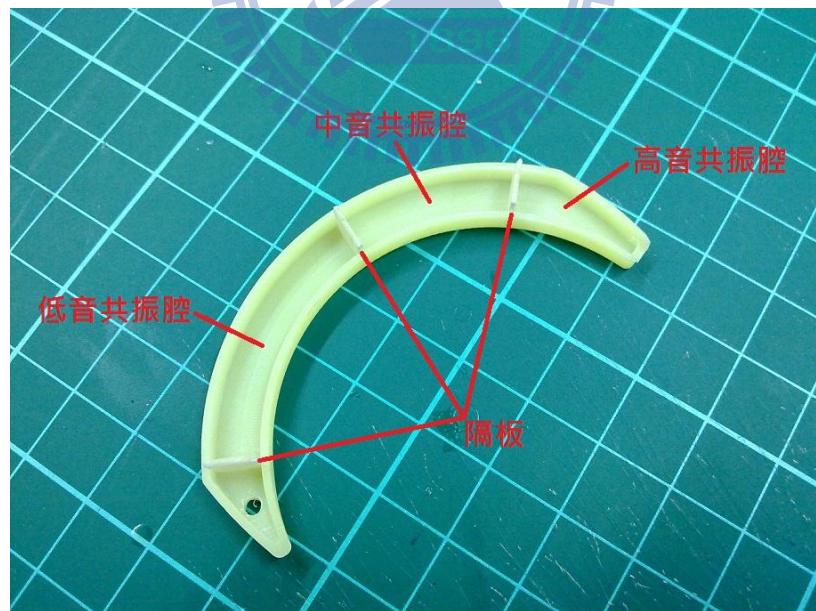


圖 6-7 複合式消音結構



圖 6-8 吸音材之應用

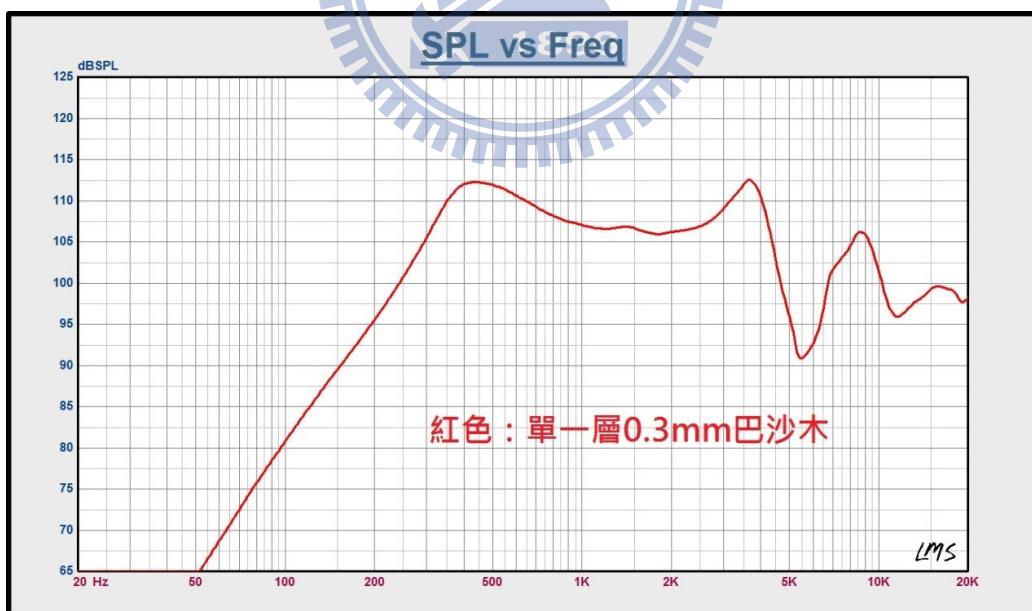


圖 7-1 無彈性支承之聲壓曲線圖

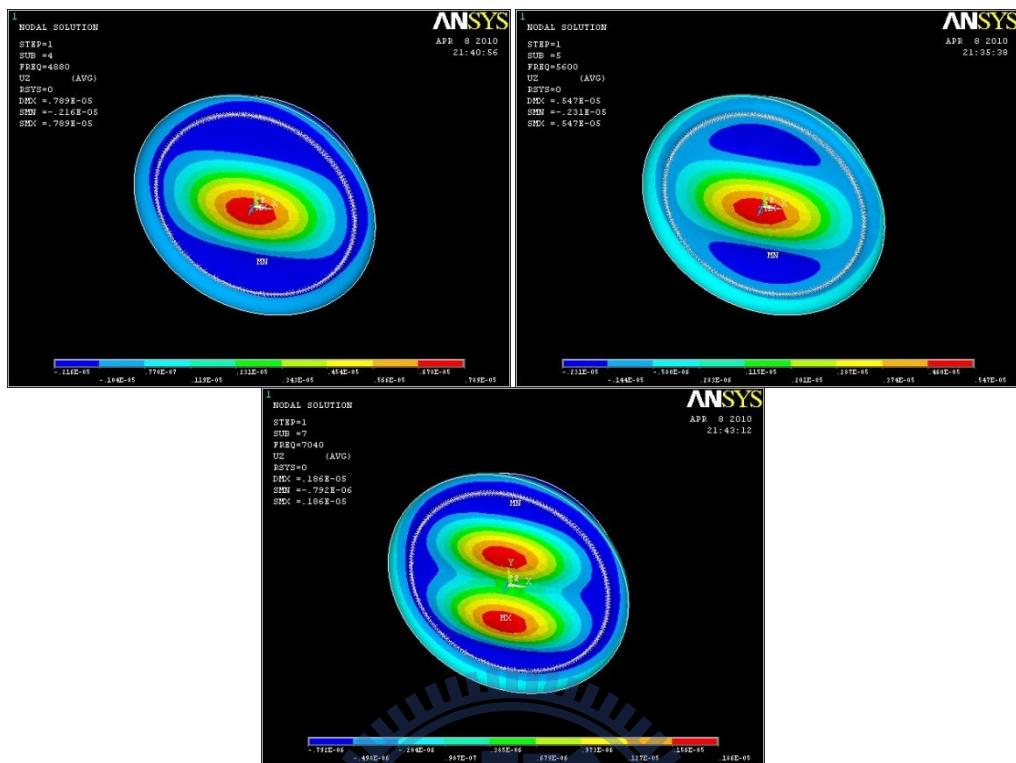


圖 7-2 音谷模態圖：左上 4880Hz；右上 5600Hz；下

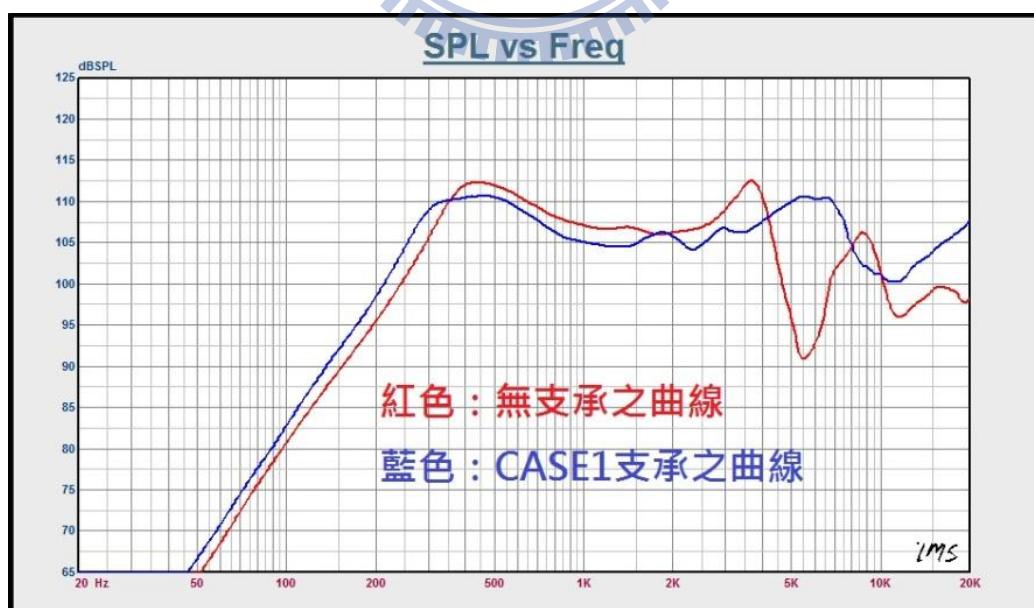


圖 7-3 CASE1 之聲壓曲線圖

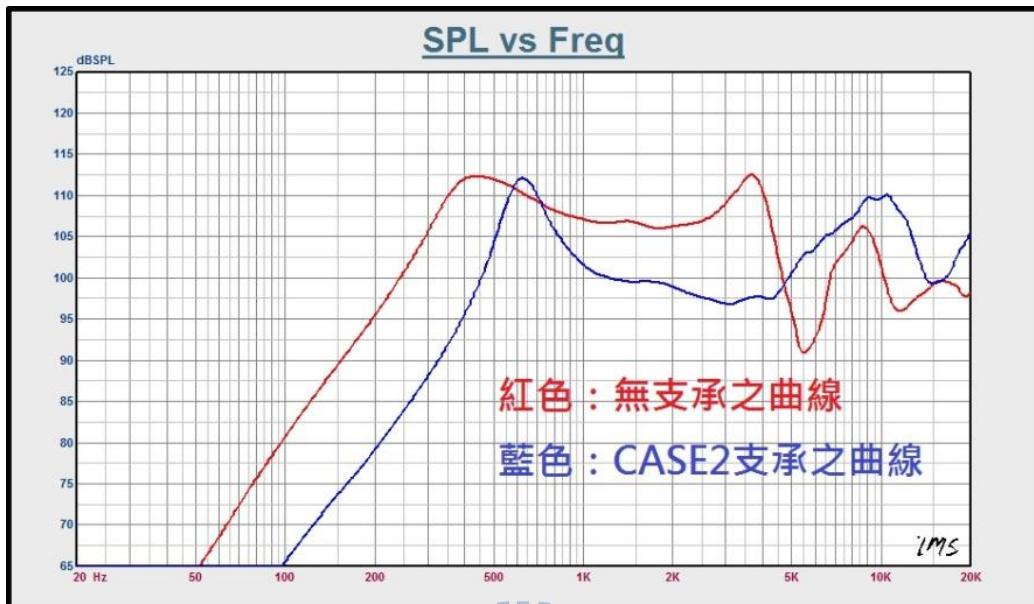


圖 7-4 CASE2 之聲壓曲線圖

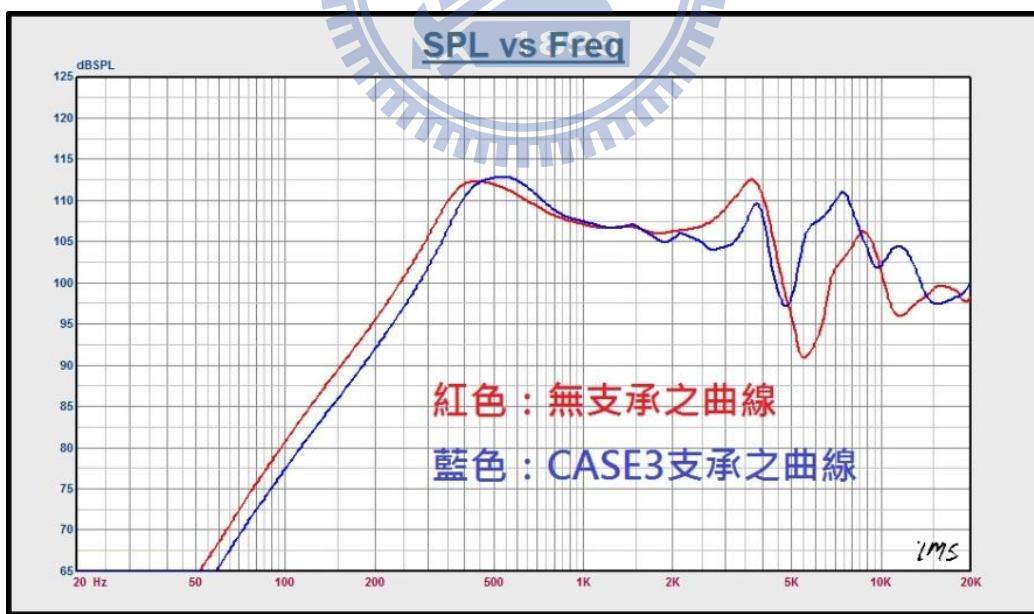


圖 7-5 CASE3 之聲壓曲線圖

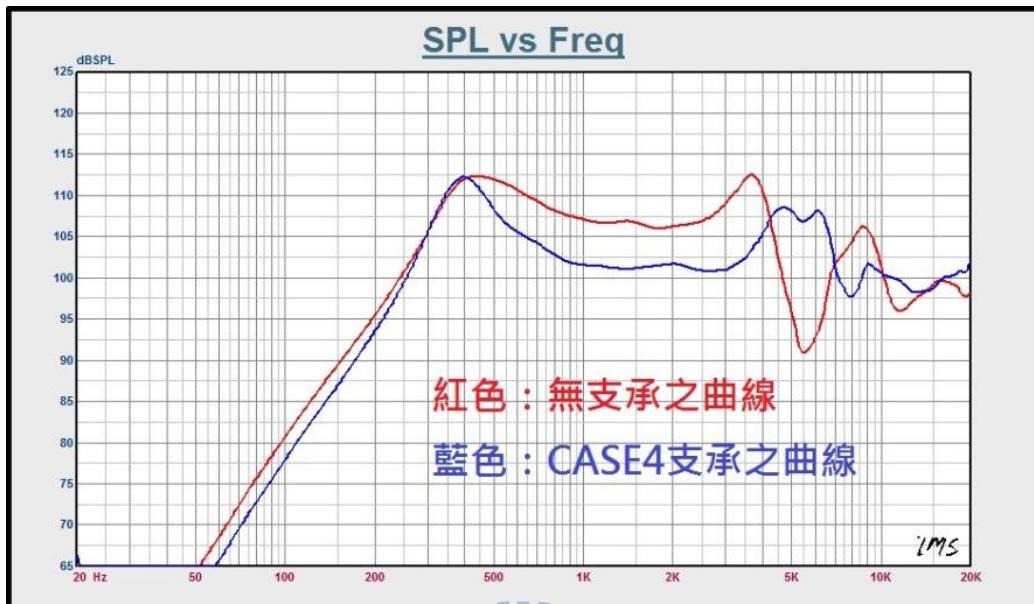


圖 7-6 CASE4 之聲壓曲線圖

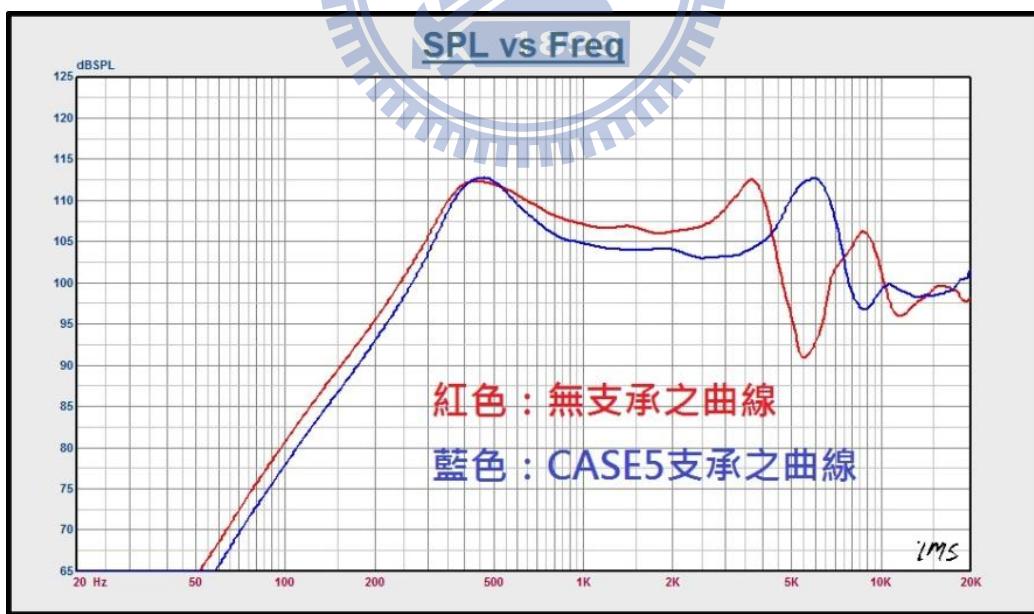


圖 7-7 CASE5 之聲壓曲線圖

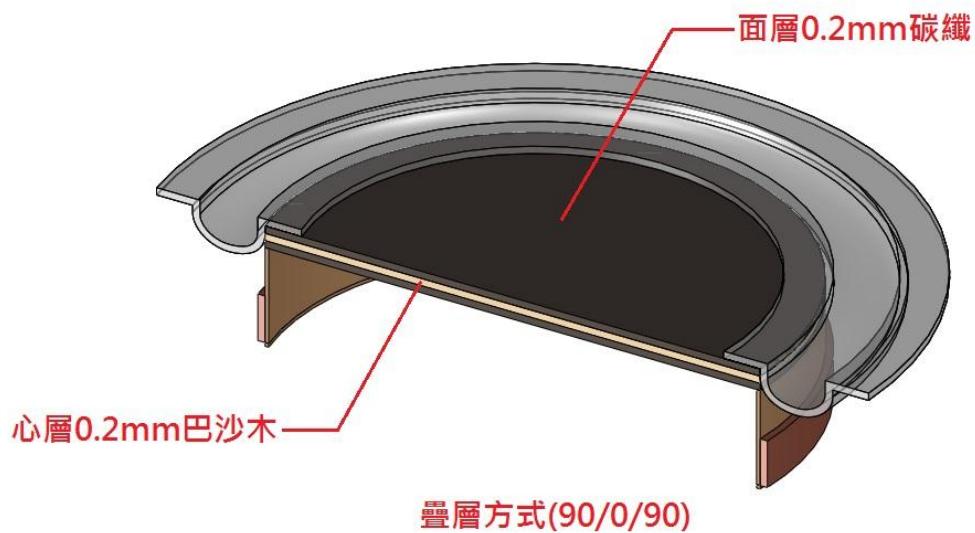


圖 7-8 揚聲板加勁示意圖

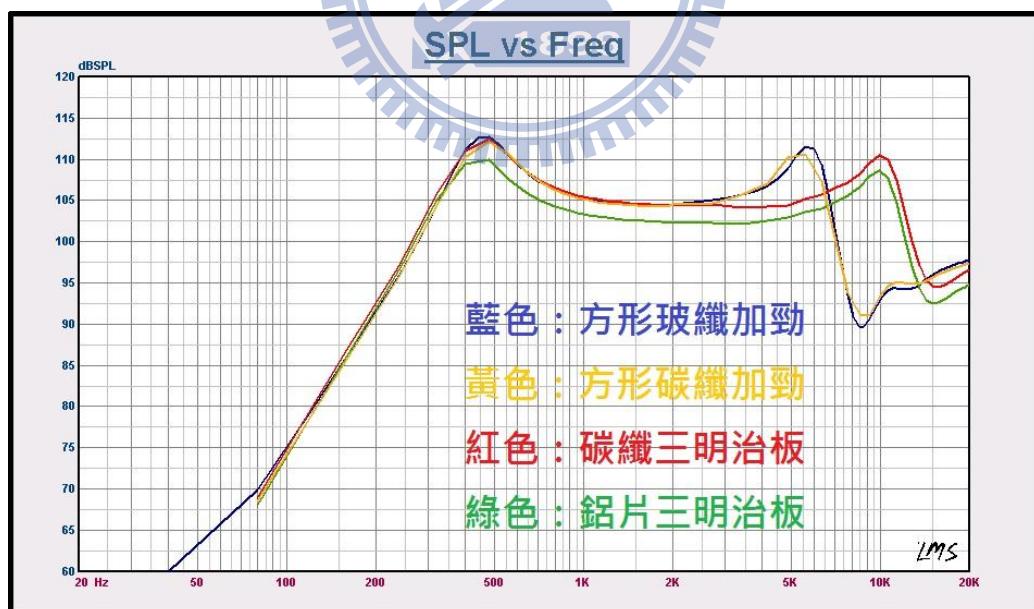


圖 7-9 各種材料加勁之聲壓曲線圖

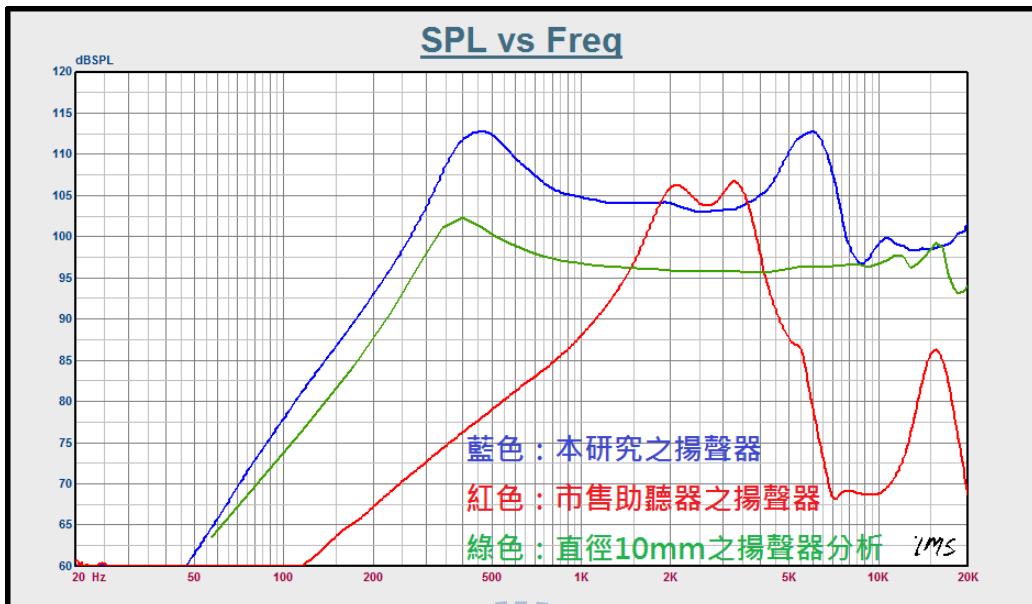


圖 7-10 揚聲器聲壓比較圖

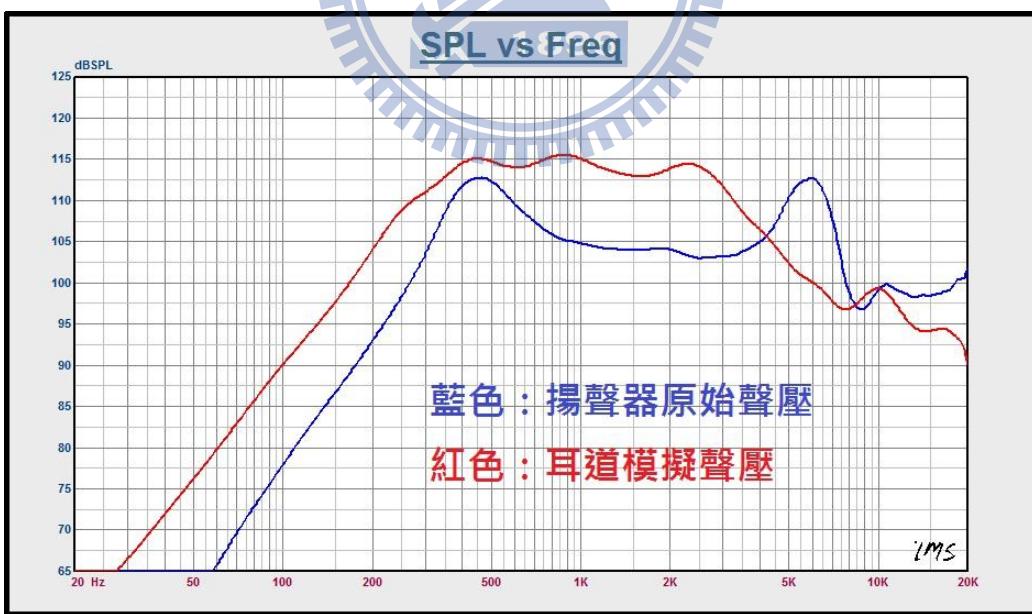


圖 7-11 Dummy Head 耳道模擬聲壓曲線圖

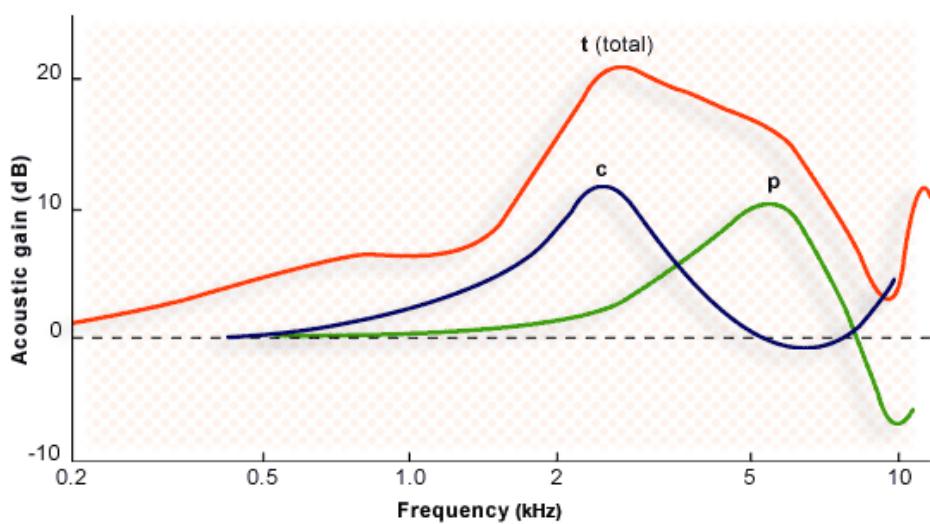
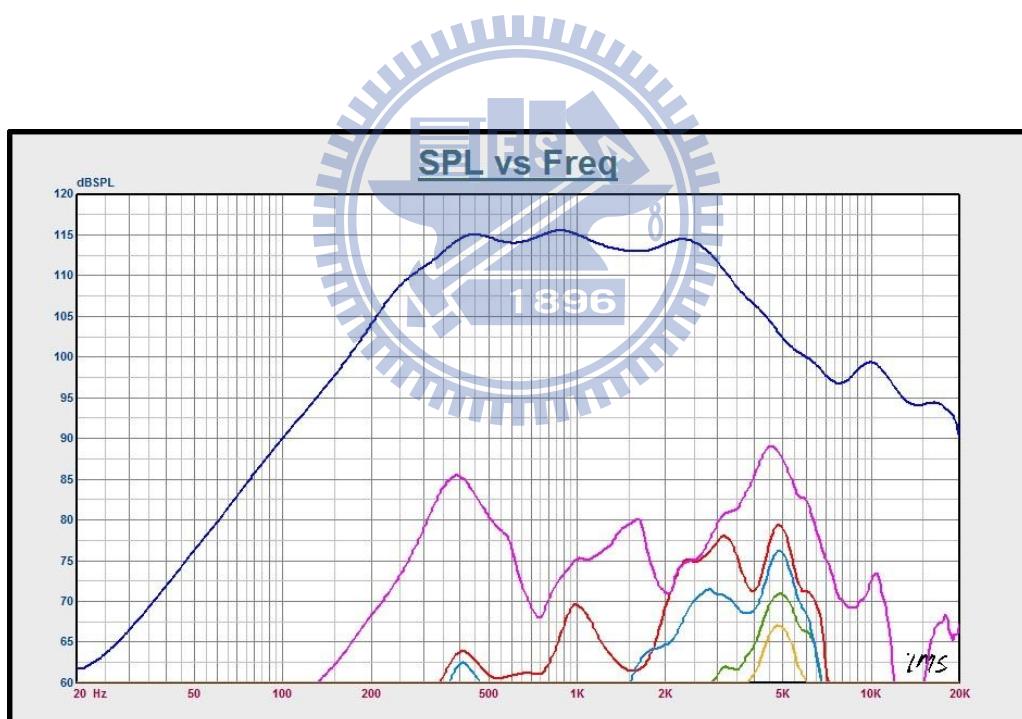


圖 7-12 人耳聲壓增益曲線圖



藍色：耳道模擬之聲壓

紫色：未加消音器之麥克風位置聲壓

紅色：消音器之排氣孔聲壓

青色：複合式消音器之排氣孔聲壓

綠色：加上消音器之麥克風位置聲壓

橘色：加上複合式消音器之麥克風位置聲壓

圖 7-13 消音器之聲壓曲線比較圖