

國立交通大學
機械工程學系
碩士論文

複合材料板在不同密閉空間之揚聲行為研究

**The Study On Sound Radiation Of Composite
Flat-panel In Different Enclosures**

研究生：張志傑

指導教授：金大仁

中華民國九十七年七月

複合材料板在不同密閉空間之揚聲行為研究

The Study On Sound Radiation Of Composite

Flat-panel In Different Enclosures

研 究 生：張志傑

Student：Jr-Jie Jang

指 導 教 授：金大仁 博士

Advisor：Tai-Yan Kam

國 立 交 通 大 學

機 械 工 程 學 系



A Thesis

Submitted to Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

in Partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master of Science

in

Mechanical Engineering

June 2008

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十七年七月

複合材料板在不同密閉空間之揚聲行為研究

研究生：張志傑

指導教授：金大仁 博士

國立交通大學機械工程研究所

摘要

本文重點分兩部份，第一部份為平面揚聲器的構造以及分析方法說明，其中平面揚聲器的構造包括揚聲板的製作、支承材料的幾何形狀、支承結構的製作、以及整體製作的詳細說明。在分析方面，從有限元素的選擇、系統參數的測量、整體模型的建立以及聲壓計算，都有詳細的說明。第二部份則是研究密閉以及半密閉空間(音箱)對揚聲器揚聲行為所造成的影響。音箱的設計有相當多種，我們就最常見的三種：密閉形音箱、低音回復形音箱、以及被動輻射形音箱等三種，本文對音箱設計做詳細的說明，並探討傳統錐盆揚聲器音箱設計公式是否可適用於平面揚聲器音箱的設計。由於探討後發現平面揚聲器音箱經由公式計算出的設計值與實際值有著相當大的落差，故在使用傳統公式時可能只能作為參考而不能完全依公式來做設計。另外亦做了許多不同音箱設計的實驗來觀察其聲音及聲壓曲線的變化，找出對聲音影響最好的設計方式。在音箱種類上經由實驗可發現後斜式被動輻射形音箱對低音表現有最顯著的加強效果。

The Study On Sound Radiation Of Composite Flat-panel In Different Enclosures

Student : Jr-Jie Jang

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

Department of Mechanical Engineering
National Chiao Tung University

ABSTRACT

Two parts are discussed in this thesis. The first part is about the fabrication and analysis of flat-panel loudspeaker. The speaker fabrication includes the design and fabrication of the composite flat-panel, the determination of geometrical shapes of the elastic supports, and the assembling of the parts. In the theoretical study, we discussed the choice of the finite element types, the determination of system parameters, and analysis of the loudspeaker's sound pressure level (SPL) curve. The second part is to study the sound radiation characteristics of the loudspeaker when it is installed in a closed or semi-hermetic box. There are different designs of the box. We will discuss three kinds of boxes which are commonly used. They are closed-box, the bass reflex box and the passive-radiators box. And then we will investigate experimentally if the box design methods for cone-loudspeaker can be used to design the flat-panel loudspeaker box. We have found the values between the theory and the experiment may be so different that the design methods of cone-loudspeaker box can only be used as a reference. In addition, we also do several different designs to observe the changes of sounds and SPL curve, and try to find the best way to improve them. From our experiment we find that among the different box designs the back oblique passive-radiator box is the most effective one in enhancing bass.

誌謝

在短短兩年的碩士班求學生涯，充滿的許多難忘的回憶，首先要感謝指導教授金大仁博士對我在課業及研究上的細心指導與諄諄教誨，讓我培養出正確的求學態度，以及做事的態度跟方法，並順利完成本篇論文，在此獻上誠摯的謝意。

感謝我的父母從小到大對我無微不至的照顧，父母及兄長的支持與鼓勵，成為我生活上的最大精神支柱，讓我順利無憂的完成碩士班學業。還要感謝于昇學長、昌毅學長、崧任學長、宗鴻學長在課業、研究及生活上的種種指導與協助，以及同窗好友政霖、建儒、宏銘、捷凱的互相切磋與勉勵，使我求學過程中不感孤單，另外也要感謝學弟超強、表哥、蔡餅在各方面的幫忙，並要感謝所有幫助過我的人，最後僅將本文獻給我的家人、師長與朋友。

志傑 2008. 于交大

目錄

中文摘要	i
英文摘要	ii
誌謝	iii
目錄	iv
表目錄	vii
圖目錄	viii
一、	緒論.....	01
1-1	前言.....	01
1-2	文獻回顧.....	02
1-3	研究動機與方法.....	04
二、	揚聲板的振動分析.....	05
2-1	一階剪變形平板理論.....	05
2-1.1	基本假設.....	05
2-1.2	應力應變關係.....	06
2-1.3	構成方程式.....	08
2-2	SHELL91 元素.....	09
2-3	揚聲板的彈性支承.....	09
2-4	應變能與動能.....	10
2-5	特徵值與特徵向量.....	11
2-6	受外力推動的振動系統.....	12
三、	有限元素分析模擬與聲壓計算.....	15
3-1	ANSYS 有限元素模型之建立.....	15
3-1.1	模擬元素的選擇.....	15
3-1.2	ANSYS 模型建立步驟.....	15
3-2	ANSYS 模擬分析中各參數的取得.....	18
3-2.1	質點元素的參數.....	18
3-2.2	彈簧元素的參數.....	19
3-2.3	激振力的給定.....	19
3-2.4	阻尼比的給定.....	19
3-3	聲壓的計算及應用.....	20
3-3.1	聲壓波動方程式.....	20
3-4	ANSYS 模型之驗證.....	23
3-4.1	模擬元素的選擇與收斂性.....	23
3-4.2	聲壓模擬的驗證.....	24
四、	平面揚聲器之研製及實驗.....	26

4-1	彈性支承之功能.....	27
4-2	揚聲器之製作.....	28
4-2.1	揚聲板之製作.....	28
4-2.2	彈性支承之製作.....	28
4-2.3	彈性矽膠懸邊之製作.....	29
4-2.4	平面揚聲器之製作.....	29
4-3	支承研製之問題討論.....	29
4-3.1	支承材料的選擇.....	30
4-3.2	支承形狀之設計.....	30
4-4	揚聲器各種實驗程序.....	31
4-4.1	阻尼量測實驗.....	31
4-4.2	聲壓實驗.....	32
4-4.3	阻抗量測實驗.....	32
4-4.4	參數量測實驗.....	32
五、	密閉及半密閉空間之影響理論.....	34
5-1	音色.....	34
5-2	音箱作動理論.....	35
5-3	音箱元件.....	36
5-3.1	音箱本體材質.....	36
5-3.2	吸音材.....	37
5-4	密閉式音箱.....	38
5-4.1	密閉式音箱製作步驟.....	38
5-4.2	密閉式音箱設計理論.....	39
5-4.3	實驗與討論.....	41
5-5	低音回復式音箱.....	42
5-5.1	低音回復式音箱製作步驟.....	42
5-5.2	低音回復式音箱設計理論.....	43
5-5.3	實驗與討論.....	46
5-6	被動輻射式音箱.....	47
5-6.1	被動輻射式音箱製作步驟.....	47
5-6.2	被動輻射式音箱設計理論.....	48
5-6.3	實驗與討論.....	48
5-7	模擬分析.....	49
六、	結論與未來研究方向.....	51
6-1	結論.....	51

6-2 未來研究方向.....	52
參考文獻	53



表 目 錄

表 3-1	文獻[13]中的材料性質.....	55
表 3-2	文獻[13]與 ANSYS 各元素自然頻率分析比較.....	55
表 5-1	曲線物理特性與聲音感受關連表.....	56
表 5-2	低音孔位置的不同聲音比較表.....	56
表 5-3	被動輻射形音箱被動式單體振動板板面速度、加速度、位移	57



圖目錄

圖 1-1	傳統振動板為錐盆型的揚聲器.....	58
圖 1-2	振動板為平面的揚聲器.....	59
圖 2-1	複合材料積層板座標系統.....	59
圖 2-2	複合材料積層板沿厚度方向之合力與合力矩.....	60
圖 2-3	複合材料三明治板之邊界條件.....	61
圖 2-4	頻率-位移圖.....	61
圖 2-5	Rayleigh Damping.....	62
圖 3-1	ANSYS 模擬 model.....	63
圖 3-2	純珍珠板振動板揚聲器阻抗曲線.....	63
圖 3-3	純珍珠板振動板揚聲器參數值.....	64
圖 3-4	以雷射測速儀量測振動板中心點的位移響應.....	64
圖 3-5	聲壓距離示意圖.....	65
圖 3-6	驗證用碳纖維疊層振動板揚聲器實驗與模擬之聲壓比較...	66
圖 3-7	純巴桑木振動板揚聲器實驗與模擬之聲壓比較.....	66
圖 4-1	振動板之振形.....	67
圖 4-2	激震器組成剖面圖.....	67
圖 4-3	傳統截面為半圓形或波浪型的彈性支承.....	68
圖 4-4	疊層順序.....	68
圖 4-5	熱壓機.....	69
圖 4-6	複合材料積層板之加熱加壓硬化成型製程圖.....	69
圖 4-7	純巴桑木振動板.....	70
圖 4-8	複合材料疊層板.....	70
圖 4-9	波浪型支承製作.....	71
圖 4-10	波浪型支承.....	71
圖 4-11	彈性矽膠懸邊製作.....	72
圖 4-12	彈性矽膠懸邊完成品.....	72
圖 4-13	揚聲器製作半完成品(尚未安裝激振器).....	73
圖 4-14	傳統揚聲器之彈波.....	73
圖 4-15	冂字型支承不同方向之彈性比較.....	74
圖 4-16	冂字型支承.....	74
圖 4-17	冂字波浪型支承不同方向之彈性比較.....	75
圖 4-18	阻尼比量測實驗架設圖.....	75
圖 5-1	密閉形音箱圖.....	76
圖 5-2	切割機.....	76
圖 5-3	吸音棉貼壁法.....	77

圖 5-4	吸音棉填充法.....	77
圖 5-5	內部反力圖.....	78
圖 5-6	吊橋式音箱.....	78
圖 5-7	斜板式音箱.....	79
圖 5-8	吊橋式音箱聲壓曲線圖.....	79
圖 5-9	斜板式音箱聲壓曲線圖.....	80
圖 5-10	音箱深度改變影響.....	80
圖 5-11	低音回復形音箱圖.....	81
圖 5-12	低音管置放圖.....	81
圖 5-13	密閉形音箱與低音回復形音箱曲線比較.....	82
圖 5-14	低音回復形音箱單體與低音孔音壓.....	82
圖 5-15	錐體放射音與孔口放射音相位差.....	83
圖 5-16	不同孔徑及管長低音管.....	83
圖 5-17	2cm、5.517cm、7.5cm 三組音管長度聲壓曲線.....	84
圖 5-18	孔徑 4cm、1.4cm 兩組音管聲壓曲線.....	84
圖 5-19	L 形低音管.....	85
圖 5-20	L 形音管與圓形低音管曲線比較.....	85
圖 5-21	低音回復形音箱與密閉形音箱曲線比較.....	86
圖 5-22	被動輻射形音箱圖.....	86
圖 5-23	被動式揚聲器.....	87
圖 5-24	改變被動型揚聲器振動板板重所致曲線改變.....	87
圖 5-25	前置式被動輻射形音箱.....	88
圖 5-26	側置式被動輻射形音箱.....	88
圖 5-27	後背式被動輻射形音箱.....	89
圖 5-28	前置式被動輻射形音箱聲音曲線.....	89
圖 5-29	側置式被動輻射形音箱聲音曲線.....	90
圖 5-30	後置式被動輻射形音箱聲音曲線.....	90
圖 5-31	密閉形音箱分析模型圖.....	91
圖 5-32	密閉形音箱分析模擬曲線圖.....	91
圖 5-33	被動輻射型音箱模型圖.....	92
圖 5-34	主動式單體分析與實驗曲線比較圖.....	92
圖 5-35	被動式單體分析與實驗曲線比較圖.....	93
圖 5-36	三組音箱聲壓曲線比較圖.....	93

第一章 緒論

1-1 前言

複合材料板是指結合兩種以上不同物質的板子，其帶有原材料之特性與優點，製成性能優異並能滿足需求的一種新材料。複合材料板之構成具有兩大要素：一為基材(matrix)，另為補強材料(reinforcement)二者予以複合，以獲得符合設計需求的新材料。其中以纖維強化的複合材料應用較廣，此種材料在纖維方向具有相對於同等密度之材料較高強度、高勁度之特性，所以可以透過不同疊層的角度或不同的疊層方式之設計來達到實際需求上具備輕質量、高強度、設計上變化性大的材料。

近年來，許多揚聲器的揚聲板也逐漸由單一材料構成之振動板，改以複合材料板取代。而振動板之特性可說是揚聲器品質優劣的重要判斷因素之一。優異的揚聲板必須有兩大特點，一為高剛性，使振動過程中之板變形量十分微小，進而產生平穩之聲壓值；二為重量輕，能夠以較小之出力產生相同或更高之輸出功率，即可減少輸入訊號之功率，而達到低耗電量、省電的優勢。

決定揚聲器品質優劣之另一重點為其支承系統。揚聲器作動時為往復的簡諧運動，必須提供一個穩定的支承系統使其音圈可以在磁隙間穩定的運動，使音圈不產生偏擺，而不至於產生不悅耳的雜音。以揚聲板運動之方式可大致分為兩種區域。一為系統共振頻率 (f_0) 附近之剛體運動，二為 f_0 之後高頻揚聲板變形。當激振頻率到達系統共振頻率 f_0 之後，因揚聲板產生大位移，揚聲器才會有一個平穩之聲壓值，所以我們可以將 f_0 稱為揚聲器之起始頻寬，因此，若需要此揚聲器有良好的低音表現，我們必須將 f_0 降低至所需之目標。而揚聲板在受激振時，亦會發生共振模態，使得揚聲板產生局部的變形，會產生不同的

振幅與相位，因此揚聲板作動時不再是一個剛體運動，若當有反相位振形發生時，會減少推動空氣的體積，因而降低了聲壓，因此揚聲板之變形會對聲壓產生不良的影響。

而在之後，有了好的單體之後，就要開始研究如何給揚聲器一個能加強其聲音的環境。在測量聲壓值時，我們會將揚聲器置放於一障板上，目的是模擬一無限研伸的空間，完全隔絕單體的前後空間使其不會互相影響。而在平常的開放環境中，如何的半密閉空間能對揚聲器有著最好的加強效果，就是我們所要討論的問題。

本文內容包括研製出符合揚聲器系統的彈性支承，目的是使整體揚聲器系統 f_0 下降並在低頻時保持振動板穩定的往復運動；有了穩定的揚聲器後，研究分析揚聲器在不同結構所組成之複合材料音箱中之揚聲行為，並對音箱鑽孔使其成為半密閉空間，找出適當的低音管放置位置，使其聲音的表現能夠更好，並研究其對揚聲板變形行為之影響。

1-2 文獻回顧

在分析平板的理論方面，從古典板理論(Classical Plate Theory，簡稱 CPT)[1] 改進而成的古典積層板理論(Classical Plate Laminated Theory)，對於複合材料薄板的力學分析已經能得到不錯的結果，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。本文中所使用之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。

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

對於聲學與聲壓計算方面，Morse[10]中推導出了聲源在空氣中傳遞之聲壓方程式，在 Takeo[11]中引用出有限元素之聲壓方程式，而 Tan[12]中討論了藉由促動器(actuator)主動控制對平板之聲場的影響。

文獻[13]中陳述了關於揚聲器量測的各參數的討論，文獻[14]中則討論了傳統半圓型或波浪型的彈性懸邊的設計及研製過程。文獻[15]中驗證了三明治結構。

音箱文獻方面，由於平面揚聲器是屬於較新的設計，其本身理論都還在發展階段，故專屬於平面揚聲器所使用的箱體設計文獻還未有人執筆討論，故我們尋找了使用於舊形錐盆狀揚聲器的箱體設計理論[16]、[20]，以及探討密閉形音箱的文獻[17]、探討低音回復形音箱的文獻[18]，以及低音輻射形音箱的文獻[19]。參考其中設計，並實驗其是否可適用於平面揚聲器。

1-3 研究動機與方法

近年來，受到電視與顯示器的平面化影響，所搭配的揚聲器也由傳統之錐盆式揚聲器（圖 1-1）改為平面式揚聲器（圖 1-2）。平面揚聲器之振動板可大致分為圓形與長形兩種，而就以相同面積下考量，長形的揚聲器比圓形揚聲器要來的利用空間，較為容易應用在電視與顯示器中。而將揚聲器置放於電視或顯示器等空間之中，即可視為將揚聲器放置在一半密閉空間裡，在此空間中揚聲器的揚聲行為表現，以及半密閉空間對揚聲器上的複合材料板所造成的影響，即為我們所要研究的主題。

實驗方面，根據既定尺寸 $101 \times 36 \text{mm}$ 之揚聲板，採用一表現較好之設計揚聲板，組裝起來後使用利用 PULSE 訊號分析儀及 Polytec OFV350 雷射測速儀量測系統自然頻率。並由 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、測速儀之頻譜圖比較結果是否一致。

分析方面，以 ANSYS 有限元素分析軟體建立一個與實體幾何相同的模型，繼而分析結構之自然頻率、模態，將分析出來的自然頻率與實驗數值比較，驗證模型的正確性及探討其收斂性；接著再進行簡諧激振分析，計算出不同激振頻率下振動板所有節點之振幅及相位角，輸入由 Fortran 程式所寫成的聲壓公式計算聲壓並由繪圖軟體繪製出聲壓曲線，將曲線與實驗結果相對照，以求模型能真實模擬出實際狀況。當整個模型驗證無誤之後，開始嘗試加以不同大小、結構、低音管之音箱，探討並了解複合材料板振形與聲壓和其所處之半密閉空間之關係，再由實驗驗證是否與分析吻合。

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：

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{\partial u}{\partial x} = u_{0,x} + z\theta_{x,x} = \varepsilon_1^0 + z\kappa_1^0 \\ \varepsilon_2 &= \frac{\partial v}{\partial y} = v_{0,y} + z\theta_{y,y} = \varepsilon_2^0 + z\kappa_2^0 \\ \varepsilon_4 &= \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} = w_{,y} + \theta_y\end{aligned}$$

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

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

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

所產生之旋轉量(Shear Rotation)。

而中間面之曲率為

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

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

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



2-1.2 應力應變關係

複合材料積層板是由多層薄片(Lamina) 疊合而成的，而每一層的纖維排列方向與積層板主軸方向夾一 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

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

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

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

其中

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

其中

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

而

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

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

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

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

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

2-1.3 構成方程式(governing equation)

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

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

其中

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

(i,j=1,2,6)

其中 z_n 為第 n 層薄板之表面到中間面的距離， A_{ij}, B_{ij}, D_{ij} (i,j=1,2,6) 分別代表拉

伸、耦合、彎曲勁度矩陣(Extensional Stiffness Matrix、Coupling Stiffness Matrix、Bending Stiffness Matrix)，將合力及合力矩寫成矩陣形式如下：

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

2-2 Shell 91 元素

平面揚聲器之揚聲板通常為一複合材料疊層結構，中心層為巴沙木材料，表層熱壓上碳纖預浸材或玻纖預浸材。為了使揚聲板在 ANSYS 有限元素分析軟體中，能有一個真實的模擬分析，且符合一階剪變形平板理論，故可以選擇 ANSYS 中的殼元素 SHELL91 元素或 SHELL99 元素，兩種元素最主要的差異在於 SHELL91 元素可用在非線性的結構且具有三明治選項。SHELL91 具有 6 個自由度，每個元素有 8 個節點，常被用來模擬具疊層之殼狀結構或三明治結構。當心層厚度遠大於面層及心層強度遠小於面層時，即為三明治結構。而在開啟三明治選項時，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。

2-3 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2-3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：

$$U_T = \frac{1}{2} \int_s V_n w dS \quad (2.13)$$

$$U_R = \sum_{k=1}^3 \frac{1}{2} \int_S M_n \phi^{(i)} dS \quad (2.14)$$

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：

$$V_n = K_{Ln} w \quad (2.15)$$

$$M_n = \sum_{i=1}^3 K_{Rn} \phi^{(i)} \quad (2.16)$$

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

$$U_T = \frac{K_{L1}}{2} \int_0^b w^2 \Big|_{x=0} dy + \frac{K_{L2}}{2} \int_0^b w^2 \Big|_{x=a} dy + \frac{K_{L3}}{2} \int_0^a w^2 \Big|_{y=0} dx + \frac{K_{L4}}{2} \int_0^a w^2 \Big|_{y=b} dx \quad (2.17)$$

$$U_R = \sum_{i=1}^3 \left[\frac{K_{R1}}{2} \int_0^b (\phi_x^{(i)})^2 \Big|_{x=0} dy + \frac{K_{R2}}{2} \int_0^b (\phi_x^{(i)})^2 \Big|_{x=a} dy + \frac{K_{R3}}{2} \int_0^a (\phi_y^{(i)})^2 \Big|_{y=0} dx + \frac{K_{R4}}{2} \int_0^a (\phi_y^{(i)})^2 \Big|_{y=b} dx \right] \quad (2.18)$$

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)。

2-4 應變能與動能

此節討論複合材料層板的應變能與動能

考慮任一個單層複合材料層板，應變能可表示為：

$$U_p^{(i)} = \frac{1}{2} \int_V [\sigma^{(i)}]^T [\varepsilon^{(i)}] dV \quad i = 1, 2, 3 \quad (2.19)$$

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：

$$U_p = \sum_{k=1}^3 U_p^{(k)} \quad (2.20)$$

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。

$$U = U_p + U_T + U_R \quad (2.21)$$

每一單層板的動能 $T^{(i)}$ 為：

$$T^{(i)} = \frac{\rho^{(i)}}{2} \iint \left[\left(\frac{\partial u_0^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_0^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] dx dy \\ + \frac{\rho^{(i)}}{2} \iint \left[\left(\frac{\partial \phi_x^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi_y^{(i)}}{\partial t} \right)^2 \right] dx dy \quad ; i = 1, 2, 3 \quad (2.22)$$

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：

$$T = \sum_{i=1}^3 T^{(i)} \quad (2.23)$$

複合材料層板的總能量泛函 Π 可表示為：

$$\Pi = U - T \quad (2.24)$$

2-5 特徵值與特徵向量

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

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (2.25)$$

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

$$\{X\} = \{\Phi\}e^{i\omega t} \quad (2.26)$$

$$\{\ddot{X}\} = -\omega^2 \{X\} = -\lambda \{X\} \quad (2.27)$$

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：

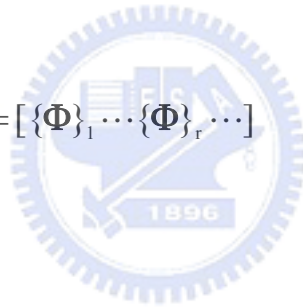
$$([K] - \omega^2[M])\{\Phi\}e^{i\omega t} = \{0\} \quad (2.28)$$

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

$$\det|[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (2.29)$$

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：

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



2-6 受外力推動的振動系統

假設此系統具有比例阻尼(Proportional Damping)

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2.30)$$

其中 α 、 β 將以下述之 Bandwidth Method 和 Rayleigh Damping 取得：

(一) Bandwidth Method

如圖 2-4 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：

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{f_2 + f_1} \quad (2-31)$$

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 2-5 所示)。利用下式可以求得系統 α -damping 和 β -damping：

$$\xi_i = \alpha / (2\Omega_i) + \beta(\Omega_i/2) \quad (2-32)$$

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：

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \sin \omega t \quad (2.33)$$

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

$$\begin{aligned} [\Psi]^T [M] [\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & m_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \\ [\Psi]^T [K] [\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & k_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \\ [\Psi]^T [C] [\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & c_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.34)$$

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

$$[m_r]\{\ddot{x}\} + [c_r]\{\dot{x}\} + [k_r]\{x\} = [\Psi]^T \{F\} \sin \omega t \quad r = 1, 2, \dots, n \quad (2.35)$$

即可求得

$$x_r = \frac{F_r}{k_r} \left(\frac{1 - \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + (2c_r \eta)^2} + j \frac{2c_r \eta}{(1 - \eta^2)^2 + (2c_r \eta)^2} \right) \quad (2.36)$$

其中 $\eta = \bar{\omega} / \omega_r$

因此，系統響應 $\{X\}$ 可得：

$$\{X\} = [\Psi]\{x\} = \sum_{r=1}^n \{\Phi\}_r x_r \quad (2.37)$$



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。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 ANSYS 模型建立步驟

前處理部分：

1. Preprocessor → Element type：選擇振動板 shell91，彈簧元素 spring-damper 14，音圈、支承材料的質點 mass21
2. Preprocessor → Real constant：設定元素之參數，如彈簧常數等。
3. Preprocessor → Material Props → Material Models：設定振動板元素之各材

料性質。

4. Preprocessor → Modeling：由點、線、面建立振動板的模型外觀。
5. Preprocessor → MeshTool：選擇元素參數、材料性質、各元素之尺寸大小，並分割元素。
6. Preprocessor → Modeling → Copy → Nodes：將必須建立懸邊(彈簧)的地方偏移複製，偏移之距離即為彈簧之長度。
7. Preprocessor → Modeling → Create → Elements → Auto Numbered → Thru Nodes：逐一點選以兩個節點為一組之節點來建立彈簧元素，亦可由迴圈程式輔助完成此重複性動作。
8. Preprocessor → Modeling → Create → Keypoints → on Node：逐一點選音圈、支承部份的位置建立 Keypoints。
9. Preprocessor → MeshTool：選擇音圈、支承的元素參數。
10. Preprocessor → Coupling/Ceqn → Coincident Nodes：將音圈元素與振動板模型上相同位置之節點設定成具有相同的自由度，來模擬振動板上附加音圈的真實狀況。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 → Displacement → On Nodes : 限制彈簧元素另一端節點的全部自由度。

14. Solution → Solve → Current Ls : 求解。

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

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

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

即可得到自然頻率及模態。

如果要分析聲壓，在 ANSYS 部分如下：

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

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

13. Solution → Define Loads → Apply → Structural → Force/Moment → On Nodes : 在位於音圈位置上的節點施予 Z 方向且相角為零之推力。

14. Solution → Load Step Opts → Time/Frequenc → Damping : 輸入系統阻尼 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 為純巴桑木振動板揚聲器的阻抗圖和參數值，以下的討論將使用到參數值中的 Mms、Cms 和 BL 值，其實驗過程將在第四章中做敘述。而系統 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 值指的是系統以每牛頓力將可產生的位移，也就是系統柔度 (compliance)。由參數中 Cms=1432.3970，所以：

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

單位：(牛頓/公尺)

3-2.3 激振力的給定

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

3-2.4 阻尼比的給定

如圖 3-4 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 2-31、2-32 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 2-31、2-32 可得：

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

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

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

3-3 聲壓的計算及應用

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

3-3.1 聲壓波動方程式

對平面波而言，一維波動方程式為

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.1)$$

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

$$\frac{d^2 \tilde{p}}{dx^2} + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \tilde{p} = 0 \quad (3.2)$$

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

$$\tilde{p}(x) = \tilde{A}e^{-ikx} + \tilde{B}e^{ikx} \quad (3.3)$$

還原成時間域的代表法

$$p(x, t) = \tilde{A}e^{i(\omega t - kx)} + \tilde{B}e^{i(\omega t + kx)} \quad (3.4)$$

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

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2 \tan \theta} \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.5)$$

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(3.5)可以簡化成

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.6)$$

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

$$\frac{\partial^2 (rp)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 (rp)}{\partial t^2} \quad (3.7)$$

觀察(3.7)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

$$p(r, t) = \frac{1}{r} f_1(r - ct) + \frac{1}{r} f_2(r + ct) \quad (3.8)$$

而一個點聲源只會發出外傳波(outgoing wave)，

$$p(r, t) = \frac{1}{r} f_1(r - ct) \quad (3.9)$$

對於簡諧球面波(harmonic spherical wave) 而言

$$p(r, t) = \frac{\bar{A}}{r} e^{i(\omega t - kr)} \quad (3.10)$$

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

$$p(r, t) = \left(\frac{i\omega \rho_{\text{air}} u_d \delta s}{2\pi r} \right) e^{i(\omega t - kr)} \quad (3.11)$$

對一塊振動板而言，聲壓

$$p(r, t) = \frac{i\omega \rho_{\text{air}}}{2\pi} e^{i\omega t} \int_s \frac{u_d(r, t) e^{-ikr}}{r} dS \quad (3.12)$$

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

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

所以

$$p(r, t) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} e^{i\omega t} \int_s \frac{A_d(r, t) e^{-ikr}}{r} dS \quad (3.13)$$

$$p(r, t) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} \sum_i A_d(r_i, t) \times e^{i(\omega t - kr)} \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.14)$$

$$p(r, t) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} \sum_i (A_d(r_i, t) \times \cos(\omega t - kr_i)) \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.15)$$

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：

$$P(\text{frequency}) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} \sum_i (A(x_i, y_i) \times \cos(\theta_i - kr_i)) \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.16)$$

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(ω/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)

$$\text{SPL} = 20 \log\left(\frac{P_{\text{rms}}}{P_{\text{ref}}}\right) (\text{dB}) \quad (3.17)$$

P_{rms} 為量測點聲壓之均方根值為

$$P_{\text{rms}} = \left[\frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} |p(r,t)|^2 dt \right]^{1/2} \quad (3.18)$$

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

一般在測量聲壓的儀器看到的聲壓曲線即為頻率響應曲線，縱軸為(dB)，橫軸為激振頻率。

3-4 ANSYS 模型之驗證

3-4.1 模擬元素的選擇與收斂性

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 shell99 分析結果和 shell91 且不開三明治選項的分析結果一致，而以理論基礎為多層一階剪變形的 shell91 元素並打開三明治選項所模擬出來的結果和文獻的結果比較起來比 shell99 元素分析出來的結果更為準確。此驗證可得到，模擬三明治板的元素選擇為 shell91 且打開三明治選項是合理的。



3-4.2 聲壓模擬的驗證

經由前面兩節陳述可得之整個揚聲器的振動系統在模擬分析上是由板子 shell91 的薄殼元素、音圈和支承材料 mass21 的質點元素和彈性支承力 spring-damper 14 的彈簧元素所組成的。分析這幾個元素的各參數，其中彈簧元素的彈性係數和質點元素的質量都可以從實驗中得到精確的數值，而薄殼元素中板子的材料常數的給定卻有相當大的問題。由於板子未加勁前是純巴桑木板當材料，而巴桑木是一種天然的木頭材料，材料本身不可能有均勻的材料性質，因此無法用巴桑木實驗驗證 ANSYS 模型的正確性。解決方式為，壓製 8 層 0.125mm 同方向的碳纖疊層板成為厚度和巴桑木一樣的 1mm 的碳纖板，將碳纖板裁成尺寸和巴桑木振動板一樣大小，並以相同的纖維方向，相同的製作程序做出碳纖板揚聲器，簡單來說就是作一個相同的揚聲器，但是

將振動板由 1mm 且材料性質不穩定的巴桑木改成 1mm 材料性質穩定的碳纖板，作實驗得到碳纖板揚聲器的聲壓曲線，再將 ANSYS 模型中板子的材料常數以均勻的碳纖材料常數取代，模擬出碳纖振動板揚聲器的聲壓曲線，互相比較兩條曲線（如圖 3-6）可得知實驗和分析模擬出來的兩條聲壓曲線有相同的趨勢，由此可實驗驗證出此 ANSYS 模型是具參考價值的。再將相同的 ANSYS 模型改以巴桑木的材料常數作模擬的聲壓曲線，和巴桑木振動板揚聲器實驗得到的聲壓曲線作比較，可得到模擬和實驗趨勢相近的聲壓曲線（如圖 3-7）。



第四章 平面揚聲器之研製及實驗

聲音為結構振動使空氣產生速度所造成，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 揚聲板之製作

- (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 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) 於波浪型模具依序放入輔助材與條狀碳纖，如圖 4-9。
- (3) 依 4-2.1 之步驟壓製所需要的波浪型支承，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，再將波浪型碳纖支承取出，如圖 4-10
- (5) 兩條波浪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。

4-2.3 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。

4-2.4 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，將波浪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。但若需要有足夠之衝程時，彈波的直徑勢必要增長，否則揚聲器會在大衝程時就先被彈波限制住，而不能達成我們所預想要的衝程；而如果將彈波的直徑加長，則揚聲器的尺寸將必需要跟

著變寬，空間的利用上就會受到限制。因此本文中，彈波為一選擇性使用之定位音圈支承，以使用碳纖波浪型接腳作為揚聲器的主要支承。

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。依這兩大需求來選擇所使用的材料，最後我們所選擇使用的材料為由碳纖與 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，採用了在拉與伸的情況下 k 值較相近的波浪型支承，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，而這種波浪型彈性支承也能提供良好的彈性，符合所需之 f_0 值。但波浪型支承仍有著往外與往內彈性係數不一致的缺點，如圖 4-15。但相較於先前所使用的 Γ 字型支承(如圖 4-16)，這缺點已得到不錯的改善， Γ 字型支承的拉與伸彈性係數可見圖 4-17。而會造成這種缺點的原因為振動板往外時，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，而這種情況會使聲音聽起來有跳動的感覺。

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 4-18)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 聲壓測式系統(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 密閉及半密閉空間之影響理論

揚聲器的使用範圍很廣，可以安裝在電視上、電腦螢幕上、手機上或一些專業喇叭上面，而單用一揚聲器而不將之加裝在其他物件上的情況是比較少見的。而當將揚聲器裝置在這些空間之中，即可視為將揚聲器置放在一密閉空間或一半密閉空間之中。因此，在成功製造出了一好的揚聲器單體之後，揚聲器所置放的空間會對揚聲器造成什麼影響？在音色上、聲壓曲線表現上，又會有什麼影響？這些都是我們所要研究的問題，而唯有將一良好的揚聲器單體搭配上合適的空間，才能使揚聲器展現出最好的效能。

5-1 音色

音波為空氣的疏密波，進入人耳而激起音的感覺，人耳聽不到的小音波不算是音；非常大的音成為皮膚或耳朵的痛覺，以周波數而言，極低音與高音都聽不到分別稱為超低周波、超音波，人耳能感覺的音波強度及周波數(Hz)有某種界限，人耳可聽音的範圍平均最低可聽限約 20Hz，最高約以 20000Hz 為最高，剛好超過最高可聽限的音在耳內某處只作鳴，卻無聽到音的感覺。人耳感度在 3000Hz 附近最好，這是因為音波由外耳道引到鼓膜，外耳道也可視為一種音響管，具有共振特性，共振周波數與外耳道長度有關，約為 3000Hz，因此人耳感度在 3000Hz 附近最好。

在極低音域，音壓位準若不相當高，聽起來就不大；音壓位準相同的音也因周波數而異其響度(db)位準，所以若改變音響再生裝置的音量，信號音各成分音的感覺位準變化，音色就會不同。即使是良好的再生裝置，若在低位準再生，則成再生帶域狹小、貧弱的音，反之較低等級的再生裝置只要增大音量，也可聽成再生帶域廣而豐潤的音質，原因是耳朵特性因音壓位準而異，特別是低位準時，低音域的感覺位準降低所致。

音分為純音、複合音、樂音、音聲、噪音、自然音等，各種音分別有其特有的屬性。

音的物理性有音的周波數、音壓位準、波形，它們對應於音的高度(pitch)(音調)、音的大小(loudness)(響度)、音色等，其中音色為最重要的角色，音色主要取決於成分音的構造與時間經過，音色為一心理量。但音色的觀感與物理特性評定的好壞則並沒有一定的正相對關係，因此會發生物理特性評定是良好的，但聽起來卻覺得不好的情況發生，所以物理特性評定能當做一項參考指標，但不是絕對的。

目前尚未究明音色表現語與何物理特性有著特別的關係，我們依日本九州藝術工科大学北村教授使 20 名被試者聽 22 種程式音，分七階段評價 64 種音色表現語，將其結果分析因子，將其結果做整合，初步列舉與物理特性易有關連的表現語來敘述個人的見解(表 5-1)。



5-2 音箱作動理論

揚聲器系統最大的難題是低音的再生，低音的再生取決於音箱，音箱有各種形式，各可再生各有特色的音，若不注意音箱的選定和設計，就無法發揮揚聲器的性能。

那麼我們首先要討論的是，什麼是音箱(cabinet)？

在測量揚聲器時，因為揚聲器放射的音波在振動板前面與背面向位相差了 180° ，若只將揚聲器置於開放空間作響，則放射於振動板前面的音與後面的音互相抵消，音壓減小，固我們需要將揚聲器安裝在障板上以將前後音隔絕。若將揚聲器安裝於無限大障板，在半空間放射音波，則可得理論上的周波數特性；但是障板若像室壁般擴大的話，固屬理想，但實用上、設計上都不方便，故會取一可使背後音影響止於最小範圍的障板。為了避免平面障板尺寸增大，而將

此有限障板折曲成箱形，遮斷揚聲器背面的音與前面的音，此即為音箱。

5-3 音箱元件

音箱的成份，一般是以一揚聲器單體以及音箱本體所組成，而為了減低內部的音壓，音箱內部可以加裝吸音棉來達到吸音、制震的效果。

5-3.1 音箱本體材質

影響揚聲器音質的不只是容積，音箱選用的材料太弱的話，會引起板振動，音箱板振動的影響也會殘留相當長的時間，所以選音箱用板材時最好能有以下的性能：

- (1) 面密度良好，遮音性良好
- (2) 揚式係數大，剛性大
- (3) 內部損失大，有制動效果
- (4) 作成音箱時的內部攜音性良好
- (5) 反翹，收縮少，歷久不生間隙
- (6) 加工性優良

材料的選擇上來講，大致上可分為三種材料：木質材料、無機質材料以及合成樹脂材料，以下分開來介紹：

木質材料

此為以木材為主體而加工者，加工性、內部損失、剛性以及價格都很平衡，現在的音箱大都使用此素材。其中木質材料的代表是將木材薄削，使纖維方向直交，以尿素系接著劑貼合奇數塊，積層為合板，或將木材切成長數 mm 的木屑，混加約 10% 尿素系樹脂，加熱加壓製成合成板。其高密度加工，製成剛性大的板，

配合板的均勻性、加工性，成為不可或缺的音箱材料。

無機質材料

砂礫、砂、石膏、碎石及水泥等為豐富的資源，密度、剛性大，適用為音箱用材料，但其單體的加工性不良，作成音箱時過重，性脆，不大有實用性，為了利用此素材的特色，宜與下述的合成樹脂作成複合材較有效。

合成樹脂材料

合成樹脂的特色是可成形為自由形，可用為結合材或填充材而與各種素材形成複合材，但合成樹脂單體得不到充份的剛性，容易共振、價格高，不適於音響用音箱。

另一方面，與無機質材料結合而得的材料兼有無機質的剛性與合成樹脂的內部損失，可廣範圍選擇其值，也容易調節密度，成形性優良，故可作成兼得音響效果與裝潢機能美的形狀，在作為商品大量製造的情況下，是相當盛用的音箱材料。



5-3.2 吸音材

在音箱振動的原因中，對音箱內部音壓上昇所致的壓力變化引起的振動，可在內部充填吸音材抑制內部音壓上升而減低振動。另外，吸音材也可有效除去駐波的影響。音箱內部會發生取決於尺寸的駐波，此駐波發生的內部音壓或駐波激振的板振動傳動到揚聲器，使揚聲器的運動受影響，輸出音壓周波數特性發生山谷，過渡特性劣化。吸音材有密度 $25\text{Kg}/\text{m}^3$ 的玻璃纖維、岩棉、尼龍棉以及粗毛毯等，玻璃纖維等吸音材填入密閉形音箱內部，增大機械阻力，抑制機械系的 Q ，調整低音特性，低音特性或音質因吸音材的填充法而異，應以實驗設定。

5-4 密閉形音箱設計

密閉形音箱(圖 5-1)為音箱中最正統的形式，最常用，此形式是以某容積密閉揚聲器背面，遮斷揚聲器背面的音與正面的音，不會因其干涉而擾亂低音特性，但箱中的空氣與外部隔離，在振動板振動時反覆壓縮箱內固定體積空氣，此時空氣會形成一反力施加於振動板上，進而影響揚聲表現；另外，由於空氣的反覆壓縮、膨脹，若音箱的各部強度不夠強，則易發生音箱板振動而影響特性。

5-4.1 密閉形音箱製作步驟

密閉形音箱，是所有音箱種類裡最基本的一種設計，製作上來講也是最容易的一種，但依照需要先計算好一些音箱設計上的參數，這樣才能讓完成的音箱符合我們的需求。在製作密閉形音箱前，必需先決定箱體材質、揚聲器在面板上的位置、箱體所需的長、寬、高，甚至是吸音棉的材質以及擺設方式都是需要考慮的。而一般為了避免共振的發生，揚聲器會避免設計置放於面板的完全對稱線上(例：正中間)。

在決定好這些參數後就可以依下述步驟開始製作密閉形音箱：

- (1) 將所選用木板以切割機(圖 5-2)裁成我們所需的尺寸，基本上有前後、左右以及上下共六片。面板需另外裁切出揚聲器的置放孔。
- (2) 將揚聲器黏合於面板上。
- (3) 將步驟(1)所裁切出來的木板依設計黏合組裝成一箱體。木板上的黏合一般以白膠來進行黏合會比較穩固，在塗佈好白膠進行黏合後，約需 6~12 小時的置放才能讓板子間的黏合是完全穩固的。
- (4) 若需置放吸音棉，則在將整個箱體完全密合固定前，先將吸音棉置入箱體中。放置法有完全黏合於各板面(圖 5-3)與將整個箱體內部塞滿

吸音材(圖 5-4)兩種方法。

(5) 待白膠完全結合後密閉形音箱的製作即大功告成。

5-4.2 密閉形音箱設計

密閉形音箱的設計上，最主要的變數為箱體的容積大小。一般密閉式音箱容積大小的設計上有「再生到揚聲器之 f_0 時的設計法」、「使 f_{oc} 為揚聲器 f_0 之 n 倍時的設計法」以及「已知 Q_{oc} 值時的設計法」等三種設計法，以下將各別介紹此三種設計法(此為使用於傳統錐盆式音箱的設計公式)[20]。

(1)再生到揚聲器之 f_0 時的設計法

在容積 V_c 的密閉型音箱安裝揚聲器時的低音共振周波數 f_{oc} 可表示為下式：

$$f_{oc} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s_o + s_c}{m_d + 2Bm_{ad}}} \quad [\text{Hz}] \quad (5.1)$$

$$s_e = \frac{\rho_o c^2 (\pi a^2)^2}{V_c} = \frac{1.4 \times 10^6 a^4}{V_c} \quad [\text{N/M}] \quad (5.2)$$

ρ_o 為空氣密度 $1.2 [\text{Kg}/\text{m}^3]$ ， c 為空氣中的音速 $344 [\text{m}/\text{sec}]$ 。

裸置於自由空間中時的最低共振周波數 f'_o 為下式：

$$f'_o = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s_o}{m_d + m_{ad}}} \quad [\text{Hz}] \quad (5.3)$$

密閉形音箱的設計基準若為置於自己空間時的揚聲器單體的 f'_o 與裝入音箱時的 f_{oc} 相等，由式(5.1)(5.3)，下示關係須成立：

$$\frac{s_o + s_c}{m_d + 2Bm_{ad}} = \frac{s_o}{m_d + m_{ad}}$$

由此式可求得 s_c 如下：

$$s_c = \frac{(2B-1)s_o m_{ad}}{m_d + m_{ad}} = 4\pi^2 (2B-1)m_{ad} f_o'^2 \quad [\text{N/M}] \quad (5.4)$$

為了求音箱的容積 V_c ，將式(5.4)代入(5.2)，則可得：

$$V_c = \frac{3c^2 a}{32(2B-1)f_o'^2} = 1.1 \times 10^4 \frac{a}{(2B-1)f_o'^2} [m^3] \quad (5.5)$$

但以此條件設計的話，音箱的體積會非常大，故通常只使用其整數分之一的大小來使用。

(2)使 f_{oc} 為揚聲器 f_o 之 n 倍時的設計法

由式(5.1)(5.3)，無限大障板時的共振頻率 f_o 與安裝於密閉形音箱時的共振頻率 f_o' 之比可表示如下：

$$\frac{f_{oc}}{f_o} = \sqrt{\left(1 + \frac{s_c}{s_o}\right) \left(\frac{m_d + 2m_{ad}}{m_d + 2Bm_{ad}}\right)} \quad (5.6)$$

$B=1$ 時，成為

$$\frac{f_{oc}}{f_o} = \sqrt{1 + \frac{s_c}{s_o}} \quad (5.7)$$

由此二式可知 f_{oc} 一定高於將揚聲器安裝於無限大障板時的共振頻率 f_o ，低音再生界限增高。

實際的低音特性除了 f_o 以外，取決於表示 f_o 之制動狀態的 Q_o ；相對於安裝於無限大障板時的 Q_o ，安裝於密閉形音箱時為 Q_{oc} 的話，它們的比可表示為：

$$\frac{Q_{oc}}{Q_o} = \frac{f_{oc}}{f_o} = \frac{m_d + 2Bm_{ad}}{m_d + 2m_{ad}} \quad (5.8)$$

$B=1$ 時，成為

$$\frac{Q_{oc}}{Q_o} = \frac{f_{oc}}{f_o} = \sqrt{1 + \frac{s_c}{s_o}} \quad (5.9)$$

將 f_{oc} 設定為 f_o 的 n 倍，即可計算音箱的容積，設 $B=1$ ，由式(5.7)可知安裝於音箱時，所需的音箱體積 V_c 如下：

$$V_c = \frac{\rho_o c^2 \pi^2 a^4}{(n^2 - 1)s_o} = 1.4 \times 10^6 \frac{a^4}{(n^2 - 1)s_o} [m^3] \quad (5.10)$$

設 $m_o = m_d + 2m_{ad}$ ，將式(8.10)改寫為：

$$V_c = \frac{\rho_o c^2 a^4}{4m_o(f_{oc}^2 - f_o^2)} = 3.5 \times 10^4 \frac{a^4}{m_o f_o^2 (n^2 - 1)} [m^3] \quad (5.11)$$

此時的 Q_{oc} 由式(5.9)得 $B=1$ 時 $Q_{oc} = nQ_o$ ，成為揚聲器 Q_o 的 n 倍，若為同口徑的揚聲器，則等值質量越大的揚聲器，必要容積越小，因而欲減小音箱時，要用口徑小的揚聲器，用 m_o 大而 f_o 低的揚聲器。

(3) 已知 Q_{oc} 值時的設計法

低音特性因 Q_{oc} 而變化，使 Q_{oc} 為一定值時的音箱容積如下所示， $B=1$ 時

$$V_c = 1.4 \times 10^6 \frac{a^4}{\frac{Q_{oc}^2}{Q_o} - 1s_o} [m^3] \quad (5.12)$$

條件是揚聲器的 Q_o 小於 Q_{oc} 。

實際安裝於音箱時的 Q_{oc} 因箱中的吸音材而變化，很難只以式(5.12)來規定， Q_o 大的揚聲器要裝吸音材，防止 Q_{oc} 上昇。

在實際使用此公式計算後，會發現音箱體積過度偏大，過大的音箱並不符合我們以平面揚聲器製作音箱的目的，故這些公式僅供作為製作密閉形音箱時的參考。

5-4.3 實驗與討論

在密閉式音箱的設計上，我們做了許多種不同的設計，來試著達成使音質更好的目的。

聆聽最基本形的密閉式音箱，其音箱有達到低音加強的效果，但箱音問題嚴重(箱音是因為揚聲器作動導致箱體內部壓力增大，進而使音箱箱體產生板共振產生雜音，使得我們聽到的聲音會比較混雜不清、或者會有迴音的感覺)，在加設吸音棉後箱音問題得以改善，但若再加裝吸音棉時裝的太多太密集，則會

使得整體的音壓下降，故可知在吸音棉的安裝上，適量即可，並非多多益善。

為了達到減低揚聲器的背音在箱內所造成的壓力，以及降低其聲波在打到箱體背面再 180° 反彈回振動板(圖 5.5)的影響，我們試做了吊橋式(圖 5.6)以及斜板式(圖 5.7)兩種密閉式音箱。吊橋式的作用理論是希望藉由內部吊橋的振動，將動能轉為位能，來達到將內部音壓減低的效果；斜板式則是希望讓揚聲器的背後音在碰到斜板時能向左右分散而不會 180° 直接反射回振動板上，以減小揚聲器在密閉式音箱上作動時所受到的阻力。實驗的結果曲線如圖(5.8)、圖(5.9)所示，並沒有明顯的影響。在做實心斜板時，甚至整體聲壓曲線有下降的趨勢，故我們可以得知箱體內部的結構對聲壓曲線的影響有限，而箱體內容積對於聲壓曲線的影響則是比較大的。

由以上針對密閉式音箱所實做的實驗，可以得知箱體容積較小時，由於板振動時內部空氣被壓縮所造成的阻力會較大，整體聲壓曲線下降；反之聲壓曲線則會上升。因此我們做了一組寬度高度相同，只改變深度的實驗，結果如圖(5.10)所示，在深度加深到一定程度後，聲壓曲線便不會有明顯大幅的上升，因此如何在音箱大小與聲壓大小中取一個最佳的組合，是在設計此種音箱時最需仔細評估的一個問題。

5-5 低音回復形音箱

低音回復(bass reflex)形音箱(圖 5-11)，是常用的音箱形式之一，此種音箱的設計為在前方障板設置一孔口，從揚聲器背面放射的一部份音會通過此孔口，整頓來自揚聲器前面的音和相位而放射，增強低音特性。

5-5.1 低音回復形音箱製作步驟

低音回復形音箱的設計變數比起密閉形音箱，又再更多了一些，例如低音

孔的位置、大小、低音管的形狀、長度、材質...等等，都會對低音回復形音箱的音質產生影響，在製作低音回復形音箱時，必須先決定好這些設計參數才能開始製作。

其製作步驟與密閉形音箱類似，只差別在於低音孔的鑿洞與低音管的安置，其製作步驟如下：

- (1) 將所選用木板以切割機(圖 5-2)裁成我們所需的尺寸，基本上有前後、左右以及上下共六片。面板需另外裁切出揚聲器的置放孔以及低音孔。
- (2) 將揚聲器及低音管固定於面板上(圖 5-12)。
- (3) 將步驟(1)所裁切出來的木板依設計黏合組裝成一箱體。木板上的黏合一般以白膠來進行黏合會比較穩固，在塗佈好白膠進行黏合後，約需 6~12 小時的置放才能讓板子間的黏合是完全穩固的。
- (4) 若需置放吸音棉，則在將整個箱體完全密合固定前，先將吸音棉置入箱體中。放置法有完全黏合於各板面(圖 5-3)與將整個箱體內部塞滿吸音材(圖 5-4)兩種方法。
- (5) 待白膠完全結合後低音回復形音箱的製作即大功告成。

5-5.2 低音回復形音箱設計理論

低音回復形音箱較密閉形音箱多了音管以及音孔的設計。

在孔口及音管長的設計上，由文獻[20]可得適用於傳統錐盆式揚聲器低音回復形音箱的製作公式，其將孔口的等值質量(m_l)表示為：

$$m_l = \frac{S_d^2}{D_p} (m_p + m_{ap}) \quad (5.13)$$

其中 S_d 為振動板的實效振動面積 [m^2]， S_p 為孔口斷面積 [m^2]， m_p 為孔口的音響質量， m_{ap} 則為出自孔口的放射質量。

設孔口斷面積 $S_p = l_1 \times l_2$ [m^2]，長度為 l_3 [m]，則

$$m_p = \rho_0 S_p l_3 \quad [\text{kg}] \quad (5.14)$$

ρ_0 為空氣密度 $1.2 [\text{Kg}/\text{m}^3]$

孔口斷面的等值半徑為 a_p ，則孔口的附加質量 m_{ap} 為從孔口看外部的放射所致的附加質量 $8\rho_0 a_p^3/3$ 與內側開口端附加質量 $0.6\rho_0 \pi a_p^3$ 之和，可表示如下：

$$m_{ap} = \frac{8}{3} \rho_0 a_p^3 + 0.6 \rho_0 \pi a_p^3 \quad [\text{kg}] \quad (5.14)$$

設 $a_p = \sqrt{\frac{S_p}{\pi}}$ ，則 m_l 可表成：

$$m_l = \rho_0 \pi a^2 l^3 \left(\frac{S_d}{S_p}\right) + \frac{8}{3} \rho_0 a^3 \sqrt{\frac{S_d}{S_p}} + 0.6 \rho_0 \pi a^3 \sqrt{\frac{S_d}{S_p}} \quad [\text{kg}] \quad (5.15)$$

設孔口的等值質量 m_l 與揚聲器的等值質量 m_0 之比為 β ，則此關係成為

$$\rho_0 \pi a^2 l^3 \left(\frac{S_d}{S_p}\right) + \frac{8}{3} \rho_0 a^3 \sqrt{\frac{S_d}{S_p}} + 0.6 \rho_0 \pi a^3 \sqrt{\frac{S_d}{S_p}} = \beta(m_d + 2Bm_{ad})$$

由此式得孔口的長度 l_3 成為

$$l_3 = \frac{\beta(m_d + 2Bm_{ad})}{\rho_0 \pi a^2} \left(\frac{S_p}{S_d}\right) - 1.45a \sqrt{\frac{S_p}{S_d}} \quad [\text{m}] \quad (5.16)$$

若 l_3 的長度為 5cm 以下，此式的誤差增大，此時 l_3 最好依實驗決定。

為了防止輸入的功率壓縮箱內空氣，需要最小的空氣體積移動量，因此開孔直徑至少必須大於 d_v ，如下式(參考文獻[16])

$$d_v \geq 39.37 \left(\frac{411.25V_d}{\sqrt{f_B}}\right)^{0.5} \quad (5.17)$$

另由參考文獻[17]可知，使用此式時的理想設計條件如下：

$$\beta = 1 \quad \text{或} \quad m_0 = m_1$$

$$\gamma = 1/2 \quad \text{或} \quad s_o = 2s_c$$

$$Q_0 = 1/\sqrt{3}$$

$$x_c = 1/\sqrt{2} \quad (5.18)$$

圖(5-13)為文獻中滿足式(5.18)的理想條件時的輸出音壓頻率特性計算值，此圖的虛線為密閉形音箱的特性，由此圖可知將揚聲器裝入低音回復形音箱時，低音再生界限頻率擴大。

在滿足式(5.18)時，求從揚聲器放射的聲壓及從低音孔口放射的聲壓之頻率特性，則如圖(5-14)的鏈線及虛線所示，再求這些聲壓間的相位差，則如圖(5-15)所示， f_{ob} (亦即滿足式(5.18)的低音回復形音箱中揚聲器的低音再生介限頻率)以下為逆相， f_{ob} 以上為同相，在 f_{ob} 以下的頻率，從揚聲器放射的聲壓與低音孔口放射的聲壓相減，聲壓值急降，但在 f_{ob} 以上的頻率這些聲壓相加，低音再生界限頻率擴大到 f_{ob} 。結果可得圖(5-14)中實線所示的總合輸出聲壓頻率圖。

在實際設計製作後可發現，此式必須將孔口等值質量依理想設計條件來做假設才可得到比較合理的結果。為了與此結果做個比較，我們另由文獻[17]中的音管公式：

$$S_v \geq 0.8 f_B V_D \quad (5.19)$$

其中 f_B 為音箱箱體 f_o ， $f_B = f_o / \sqrt{2}$ 。 V_D 為錐盆振動位移體積

以及音孔公式：

$$d \geq \sqrt{f_B V_D} \quad (5.20)$$

另外還有另一條在網路上找到的設計公式：

$$\text{Längd(m)} = \frac{2000000 \times D^2}{V \times (F)^2} - (0.8 \times D) \quad (5.21)$$

其中 D 為孔口直徑， V 為音箱體積。

在將這三組公式做實際計算後發現，公式(5.19)、(5.20)可得到一組管長為 0.5137CM，孔徑為 8.01CM 的結果，此一組結果相當不理想，孔口過大但音管又過短，是個實際表現相當不理想的設計。探討為什麼會得到此一結果，可發

現是因為計算中的 V_D 是針對傳統錐盆式揚聲器所設計的，但錐盆的位移體積與平面振動板的位移體積有著相當大的差別，故將此代入計算則會得到相當不理想的設計結果。

而在公式(5.16)、(5.17)以及(5.21)這兩組設計上，可以分別得到管長為5.2CM、孔徑為4CM的結果以及管長為5.517CM、孔徑為1.4CM的結果。我們依此設計了不同長寬的數組音管(如圖5-16)，其聲壓曲線分別為圖(5-17)、圖(5-18)。由圖可發現，音孔大小會明顯影響聲壓曲線表現，但音管長度則不會造成明顯的影響。但在聲音表現上，過長的音管由於音管本身也會容易產生共振，故會有多餘的聲音影響導致音箱整體的聲音模糊不清；過短的音管則不會有這問題，但低音加強的部份則不夠明顯。在將音孔孔徑1.4CM以及4CM做比較後發現，4CM的孔徑的低音回復形音箱在聲音的表現上，某一頻率的聲音有相當明顯的加強，但音孔孔徑過大導致音箱聲音在中高音的部份相當破碎不清，1.4CM的孔徑音箱則不會有這問題。

由於式(5.16)、(5.17)設計中必須使用理想條件才能進行設計，故屬於一理論設計值，而以此理想條件設計出的音孔孔徑過大，使聲音混沌不清，故此條公式亦不適合於平面揚聲器音箱的實際設計。而式(5.21)中，設計參數有 f_0 此一數值，式中是由先定的音箱箱體體積、孔徑以及 f_0 來計算出音管長度。首先我們以 f_0 為70hz、孔徑為1.4cm以及與其他公式同大小的體積計算得5.517的音管長度，其聲壓曲線如圖(5-17)所示， f_0 是符合設定值70hz的。但另外做了兩組相同孔徑，不同長度的音管設計，卻可得完全一致的聲壓曲線， f_0 值也都為70hz如圖(5-17)所示，故可知式(5.21)亦不能完全適用於平面揚聲器的音箱設計。

由以上的實驗心得可得知，傳統錐盆式揚聲器音箱設計公式，並不能相當合適的使用在平面揚聲器所製成的音箱上面，在使用上僅能供做設計上的參考，不能將之奉為圭臬。

5-5.3 實驗與討論

低音回復形音箱的設計變數相當多，光是低音孔的位置、大小、低音管的長度、形狀、還有揚聲器與低音孔的相對位置，都會造成聲音表現的不同，但許多的設計變數並沒有存在一個完成的方程式可以藉由來決定這些變數，例如低音孔的位置、大小、低音管的深度及形狀等，我們只能藉由實際實驗，並去試著聆聽比較，來了解一些不同變數所會造成的音質改變。

我們試著在同一密閉形音箱上的各個不同面做了低音孔的設置，其聆聽起來的感受整理如表(5.2)。另外亦做了不同形狀的低音管設計(圖 5.19)，其聲壓表現如圖(5-20)，聲壓曲線上的影響差異並不會很大。

圖(5-21)為實做的密閉形音箱與低音回復形音箱聲壓曲線比較圖，可知低音回復形音箱的低頻段聲壓特性的確是比密閉形音箱的聲壓表現來得優異。

5-6 被動輻射形音箱



被動輻射形(Passive-Radiators)音箱(圖 5-22)，是由低音回復形音箱衍生出來的設計，以一無音圈之被動式揚聲器取代低音孔的設計。其設計與特性表現非常接近低音回復形音箱，但比起低音回復形音箱，避免了低音管諧振所發出的聲音、風雜音、以及內部高頻藉由導管反射出來的聲音。

5-6.1 被動輻射形音箱製作步驟

被動輻射形音箱的設計法與低音回復形音箱的設計相類似，只是將低音孔以及低音管的設計改成一無音圈的被動形揚聲器，其設計上箱體大小可用較小的箱體設計，也不需要再在音箱內部預留導管的空間。設計上我們的變因為箱體大小、被動式揚聲器的位置以及被動式揚聲器的選擇。

製作步驟如下：

- (1) 將所選用木板(圖 5-2)以切割機(圖 5-3)裁成我們所需的尺寸，基本上有前後、左右以及上下共六片。面板需另外裁切出揚聲器的置放孔(圖 5-4)以及被動式揚聲器的置放孔。
- (2) 將揚聲器及被動式揚聲器(圖 5-23)固定於面板上。
- (3) 將步驟(1)所裁切出來的木板依設計黏合組裝成一箱體。木板上的黏合一般以白膠來進行黏合會比較穩固，在塗佈好白膠進行黏合後，約需 6~12 小時的置放才能讓板子間的黏合是完全穩固的。
- (4) 待白膠完全結合後低音回復形音箱的製作即大功告成。

5-6.2 被動輻射形音箱設計理論

被動輻射型音箱的設計上，並沒有一可供計算的公式可以參考，僅能藉由枯燥無味的錯誤嘗試來設計出聲音表現較優異的音箱。值得一提的是，在低音回復形音箱的設計中，是以改變導管長度來修正共振頻率，而在被動輻射形音箱的設計上，則是以增減被動式揚聲器的振動板重量藉以改變 f_B 。

5-6.3 實驗與討論

在測量聲音曲線時，我們發現了被動輻射形音箱的聲音表現跟曲線表現相當的不符合，也就是我們在實際聆聽時，發現這種設計的音箱低音表現是相當好的，但在聲音曲線上的表現卻相當的不理想，甚至比揚聲器單體的聲音表現還不理想。對於此一問題我們做了相當多組的實驗發現問題，我們對測量的距離、角度、甚至是測量的環境都做了相當多組的實驗，但都無法得到我們所希望的一個結果。但在我們將主動、被動式揚聲器做一個分開測量時，則可以得到一低音表現相當良好的曲線，與我們的官感相符合。至此，我們推測在整體音箱的測量時，會有不能忽略的干涉影響存在，故在整體曲線的測量上會測得聲壓較低的值，但在分開測量上則可得到可表達我們感官感受的聲音曲線值。故對於此種設計的音箱測量上，我們都會將音箱整體以及主動、被動式揚聲器

的曲線做一個分開測量，以期能更完整的測量出此一音箱的聲音表現曲線。

在被动輻射形音箱的設計上，我們試著改變了被动式揚聲器振動板的重量，其聲音表現曲線如圖(5-24)所示，可見適度的加重可以加強低音的表現，而實驗聆聽上的感受，在被动式揚聲器振動板加重後，低音表現聽起來更加低沉、混厚，故在改善低音的表現上，被动式揚聲器振動板的板重實為一重要的考量因素。

另外，我們亦針對被动式揚聲器的置放位置做了數組不同的實驗，分別為前置式(圖 5-25)、側置式(圖 5-26)、以及後背式(圖 5-27)三種，音箱內部的箱體體積為一定值，其聲音測量曲線分別為圖(5-28)、圖(5-29)、圖(5-30)。在實際聆聽上，後背式的被动輻射形揚聲器低音表現是最良好的，低音相當沉、音場廣，是最能利用主動式揚聲器背後音的一種設計。

5-7 模擬分析



在音箱的模擬方面，在這一區塊的模擬還相當的缺乏。由於一個完整的音箱模擬分析牽涉到的內容相當的廣泛，其模型包含了振動學、流體力學、流固耦合等問題，並要將之結合討論，問題變的相當複雜，分析起來也變得異常困難。故我們從較簡單音箱形式開始著手分析，並試著將問題簡化，以簡單的模型來分析密閉空間所會造成的影響。

在密閉形音箱的分析上，由於箱內固定體積的空氣在受擠壓時會產生一反推力，此力與內部容積的關係式為 $PV=nRT$ ，故力的大小與振動板板面的位移量有關，而不為一定值，因此我們將內部力假設為一組彈簧，均勻的負荷在振動板板面上，建其模型如圖(5-31)，分析結果如圖(5-32)，由圖可知，分析結果可得與實驗值相同的影響趨勢。固可知我們所設想的簡化情況是與實際的問題是相似的。

另外在被動輻射式音箱的分析上，由於兩個揚聲器的干涉問題相當複雜困難模擬，所以我們將主動與被動式揚聲器分開模擬。在主動式揚聲器的模擬方面，我們以音箱的方式來進行模擬，也就是全面建接角的方式，建模圖如圖(5-33)右邊部份，模擬與實驗比較圖如圖(5-34)，由圖可見其分析趨勢是相符合的。另外在被動式揚聲器的模擬方面，我們以加速規測量各頻率下振動板的位移、速度、以及加速度，將其整理為(表 5-3)，然後以一階自由度的公式(如下所示)

$$F = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx$$

來算出各頻率作用於板的推動力，以均佈力方式加在振動板全板面上，建模如圖(5-33)左邊部份，模擬與實驗比較圖如圖(5-35)，由於音箱主要影響為低頻部份的影響，故分析以 500hz 以前的頻率為我們的分析對象。由圖可知，在被動式揚聲器的模擬上我們亦可得相當類似的結果。



第六章 結論與未來研究方向

6-1 結論

在設計音箱時，我們所希望能達到的效果是阻隔揚聲器單體的前後音，使揚聲器的前後音不會互相干涉抵消，並利用音箱的設計來加強揚聲器低音的功率。但在加強低音的同時，由於揚聲器的背面音作動在音箱內部，音箱內部壓力升高使得音箱箱體產生板共振，因而會產生聲音失真的問題。

在做了這麼多組實驗後，我們發現，在設計音箱時都必須面對的問題就是該要如何消耗揚聲器振動板在音箱內部所產生的空氣壓力，因為若箱體過小，內部過高的壓力會使箱體本身板產生共振，使聲音失真、模糊。若使用半密閉式、也就是低音回復形的音箱，音孔的設計則會決定由內部釋放出來的音會不會影響揚聲器的正面音，以及低音管本身共振所產生的額外音，使得音箱的效果大打折扣。要如何有效消除、甚至是利用單體在音箱內部產生的背面音，是在音箱設計上非常重要的一個問題。

比較以上所做各種不同音箱的實驗，將密閉式、低音回復式以及被動輻射式三種設計中各取一表現較優異的同容積音箱來做比較，由聲壓曲線圖可以發現(圖 5-36)在低音的部份，後斜式被動輻射式音箱的表現是最好的，能大幅提升揚聲器在低頻部份的聲壓值。在實驗聆聽方面，後斜式的被動輻射形音箱的聲音表現是這幾組音箱設計裡面最優異的，沒有聲音延遲、聲音失真的問題，

低音的再生效果亦是各種設計中最好的。所以這種設計的音箱能將內部音做最大的利用來取得最好的聲音表現。

6-2 未來研究方向

在音箱設計這一塊領域的研究，有相當多的難題還有待克服，許多的變數影響還有待實驗來研究，像是被動輻射形音箱最佳的體積設計、被動式單體的選擇、低音回復形音箱低音管的長度及大小對聲音表現的影響；另外在音箱整體的模擬上，由於牽涉到了相當多不同的領域問題，例如：空氣分子震動、音箱本體材料共振、甚至是低音管對密閉空間流場的影響、被動式揚聲器對密閉空間流場的影響，一層牽涉一層，相當的困難複雜。

要想知道各細節設計對聲音表現的影響，只有靠大量確實的實驗才能慢慢了解，而在音箱行為的模擬上，也有待在各領域的理論上有更深入的了解，才能將完整的音箱情況模擬出來。也唯有待將音箱內部的模型建立起來，才能逐步往音箱最佳設計的方向來進行研究。

參考文獻

1. Reddy, J. N. , Energy and Variational Methods in Applied Mechanics , Junuthula Narasimha , 1945.
2. Mindlin, R. D. , Influence of Rotatory Inertia and Shear Deformation on Flexural Motion of Isotropic , Elastic Plates , J. Applied Mechanics , 18 , pp. 33-38 , 1951.
3. Whitney, J. M. , Shear Correction Factor Laminates Under Static Load , J. Applied Mechanics , 40 , pp.302-304 , 1973.
4. Whitney, J. M. , Stress Analysis of Thick Laminated Composite and Sandwich Plates , J. Applied Mechanics , 40 , pp.302-304 , 1973.
5. Reissner, E. , Finite deflection of sandwich plates J. Aeronaut. Sci. July , 435-440 , 1948.
6. Liaw, B. D. and Little, R. W. , Theory of bending multiplayer sandwich plates , AAIA J. , 5 , 301-304 , 1967.
7. Azar, J. J. , Bending theory of multiplayer orthotropic sandwich plates , AIAA J. , 6 , 2166-2169 , 1968.
8. O'Connor, D. J. , A finite element package for the analysis of sandwich construction , Compos. Struct. , 8 , 143-161 , 1987.
9. Kanematsu, H. H. , Hirano, Y. and Iyama, H. , Bending and vibration of CFRP-faced rectangular sandwich plates , Compos. Struct. , 10 , 145-163 , 1988.
10. Morse, P. M. and Ingrad, K. U. , Theoretical Acoustics , McGraw-Hill , NY , 1968 , rpt. Princeton University Press, NJ , pp.375-379 , 1986.
11. Shindo, T. , Yashima, O. and Suzuki, H. , Effect of Voice- Coil and Surround on Vibration and Sound Pressure Response of Loudspeaker Cones , Journal of the Audio Engineering Society, Vol. , 28 , No. 1 , pp. 31-51 , 1997.
12. Tan, C. C. and Hird, C. I. , Active Control of the Sound Field of a Constrained Panel by an Electromagnetic Actuator-an Experimental Study , Applied Acoustics , 52 , pp.31-51 , 1997.
13. Leach, W. JR. , Schafer, R. , Barnwell, T. , Time-Domain Measurement of

- Loudspeaker Driver Parameters , IEEE Transactions on Acoustics , Speech , and Signal Processing V27 , No.6 , 734-739 , 1979.
- 14.Kazue Satoh , Hiroyuki Takewa , and Mikio Iwasa , A High Fidelity Small-Size Loudspeaker , IEEE Transactions on Consumer Electronixs , Vol.43 , No.3 , AUGUST 1977 .
 - 15.Bardell, N. S. , Dunsdon, J. M. , Langley, R. S. , Free vibration analysis of coplanar sandwich panels , Composite Structures , V38 , No.1-4 , 463-475 , 1997.
 - 16.Engebretson , M .E . , Low Frequency Sound Reproduction , JAES,May 1984
 - 17.SMALL, R H , Closed-box loudspeaker systems , JAES, 20 (10) and 21 (1) (1973)
 - 18.SMALL, R H , Vented-box loudspeaker systems , JAES, 21 (5), (6), (7) and (8) (1973)
 - 19.SMALL, R H , Passive-radiator loudspeaker systems , JAES, 22(8) and (9) (1974)
 - 20.賴耿陽編譯,揚聲器之設計與製作, 啟學書局, 台北市, 1979.



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

表 5-1 曲線物理特性與聲音感受關連表

	音色表現語	關係深刻的物理屬性
美的因子形	清澈 混濁 輕快 不暢快	高音域無變形或雜音 高音域有變形或雜音 中音域稍凹下，量感不足 動性域狹小
力動因子形	動人 莊重 不很滿意	中低域隆起，有量感 低域隆起，有量感 音壓位準低，量感不足
金屬因子形	尖銳 硬感 消瘦 銳利 豐澤	高音域(2000~6000Hz)隆起 高音域隆起，高音成份過多 中音域的量感不足 過渡波形良好 臨場感豐富，音場的形成有特色
*	柔和	高音域特性無峯值，高音域垂下
複合形	卑劣 平衡 纖細	全帶域有變形或雜音 感覺位準的周波數特性平衡 高音域伸長，高音域分解能良好

表 5-2 低音孔位置的不同聲音感比較

前側	反射音音量利用量最大，反射聲音距聽者最近、最直接。反射音與正面疊合影響最大。
後側	反射音影響比正面小，反射聲音到聽者時間比正面反射孔要長些。優點是音場大，缺點是特定頻率很容易模糊，音箱距各牆的距離及音箱角度都會使聲音效果不同。
上側	反射音效果比前方小，也比後方略小。反射聲音到聽者時間比背面反射孔要更長些，因此反射聲音與正面聲音的時間差更大，一般的反射聲音中高低頻都不太適合在與正面聲音疊合利用（因為時間差大，聲音疊合後，聲音會模糊）
下側	這種聲音效果很像背反射孔的特性，音場大，但也容易聲音模糊。但與背反射孔效果不同的是，轉動音箱角度時對聲音影響不大，一般是調喇叭距牆位於來調音。

表 5-3 被動輻射形音箱被動式單體振動板板面速度、加速度、位移表

Hz	加速度 a	速度 v	位移 x(t)
70	48.2652 m/S ²	0.100945 m/s	0.000235 m
80	85.10175 m/S ²	0.170694 m/s	0.000334 m
90	146.169 m/S ²	0.267813 m/s	0.000441 m
100	186.39 m/S ²	0.298715 m/s	0.000491 m
110	157.4505 m/S ²	0.227102 m/s	0.000343 m
120	136.8495 m/S ²	0.181976 m/s	0.000245 m
130	129.9825 m/S ²	0.159413 m/s	0.000196 m
140	129.0015 m/S ²	0.148622 m/s	0.000147 m
150	129.492 m/S ²	0.139793 m/s	0.000147 m
160	129.9825 m/S ²	0.126059 m/s	0.000147 m
170	120.1725 m/S ²	0.111196 m/s	0.000103 m
180	107.91 m/S ²	0.094765 m/s	8.34E-05 m
200	81.27585 m/S ²	0.064893 m/s	4.91E-05 m
250	43.2621 m/S ²	0.028498 m/s	4.91E-05 m
300	33.8445 m/S ²	0.018168 m/s	9.32E-06 m
350	32.22585 m/S ²	0.014813 m/s	4.91E-06 m
400	40.46625 m/S ²	0.015671 m/s	4.91E-06 m
450	10.05525 m/S ²	0.003973 m/s	2.94E-06 m
500	2.3544 m/S ²	0.000804 m/s	0 m



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

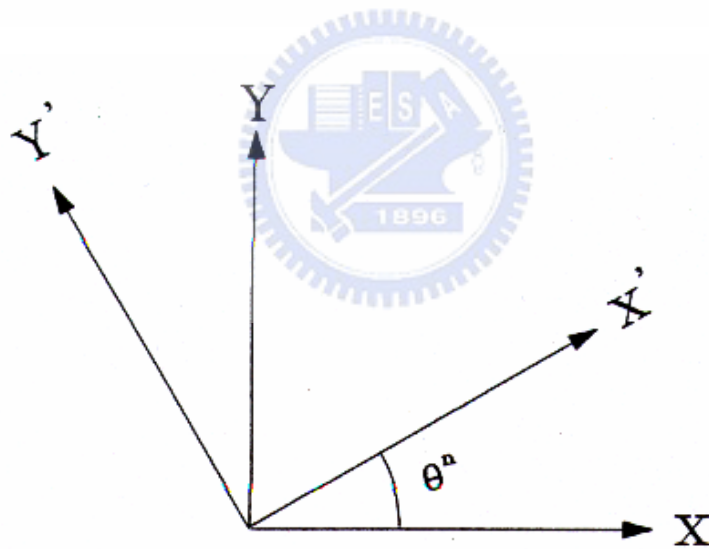
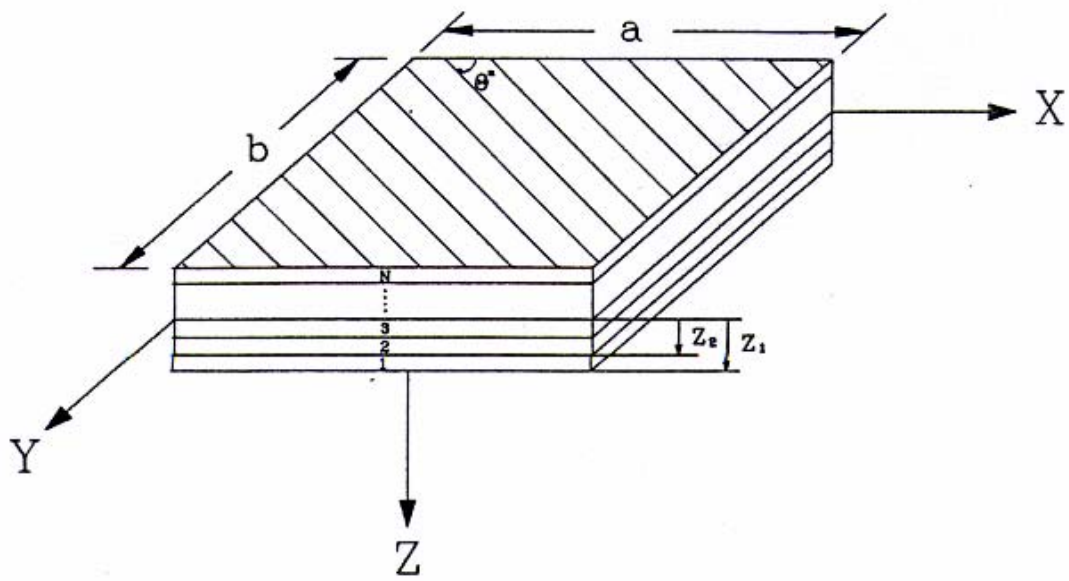
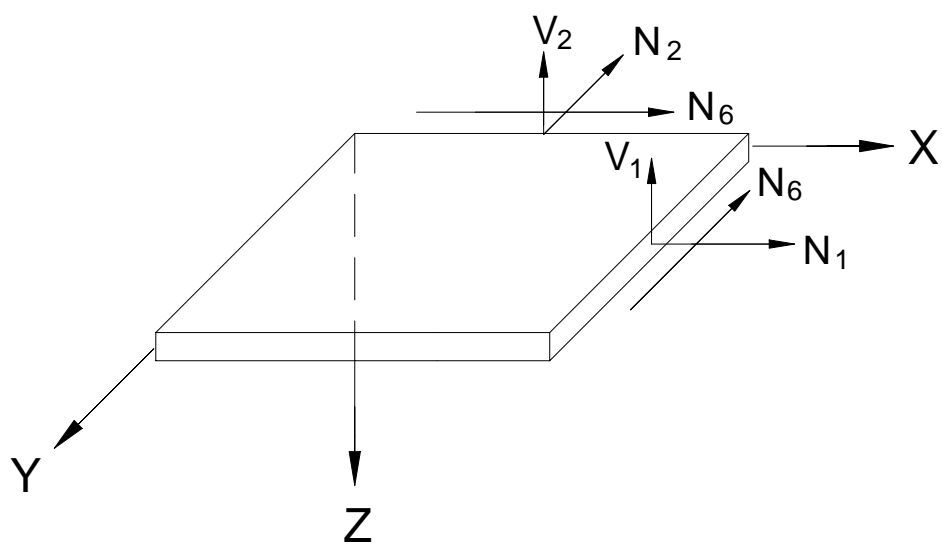


圖 2-1 複合材料積層板座標系統



平板所受應力的合力圖

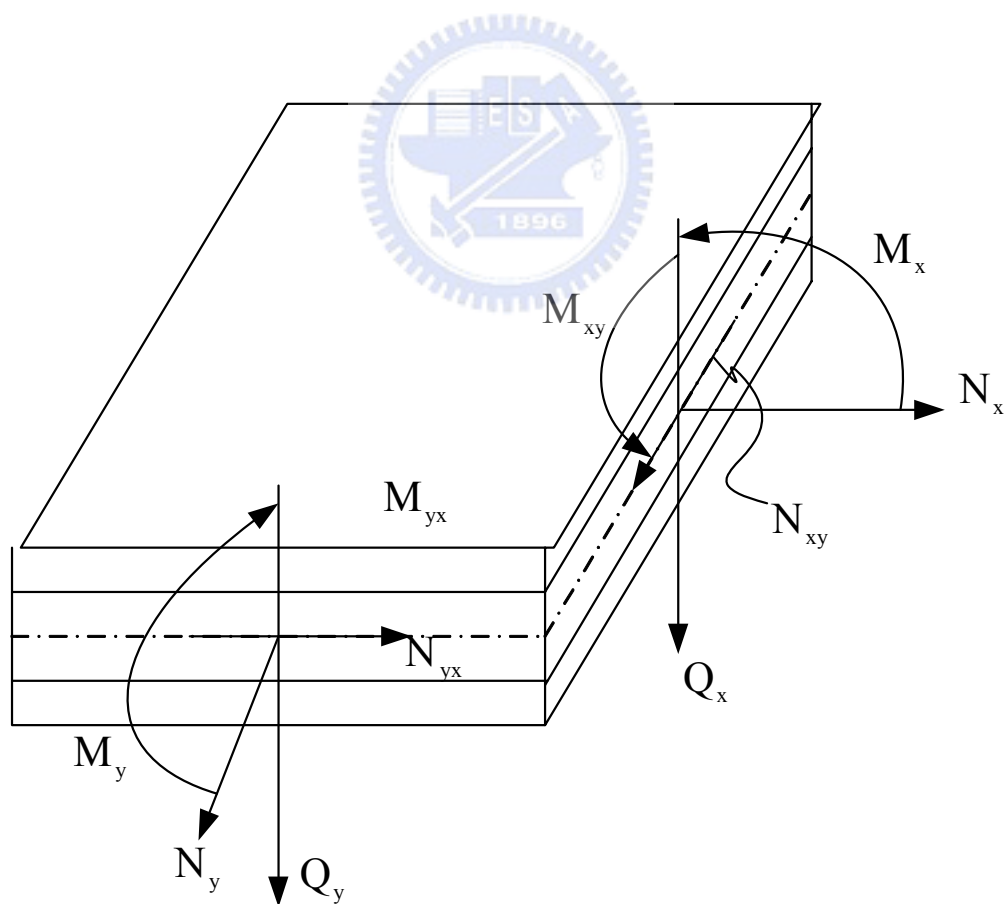


圖 2-2 複合材料積層板沿厚度方向之合力與合力矩

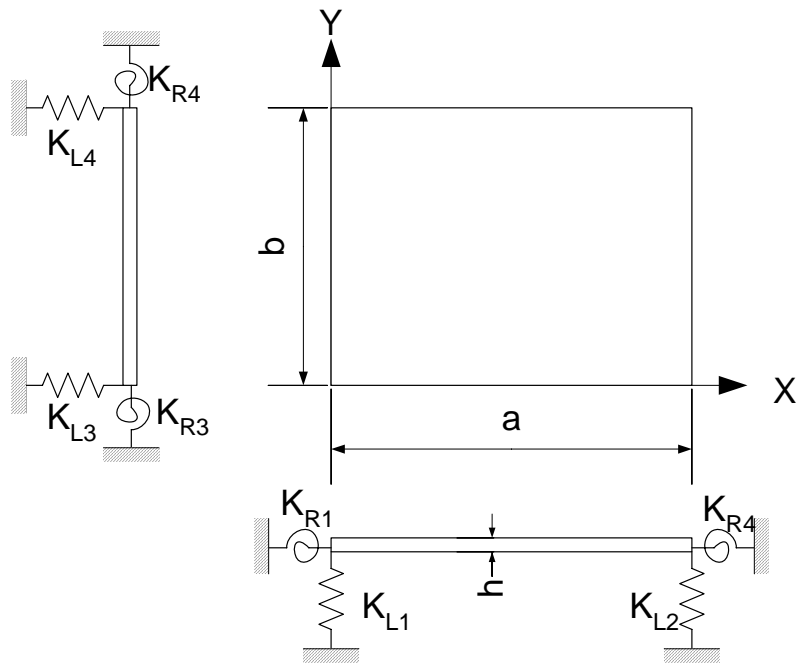


圖 2-3 複合材料三明治板之邊界條件

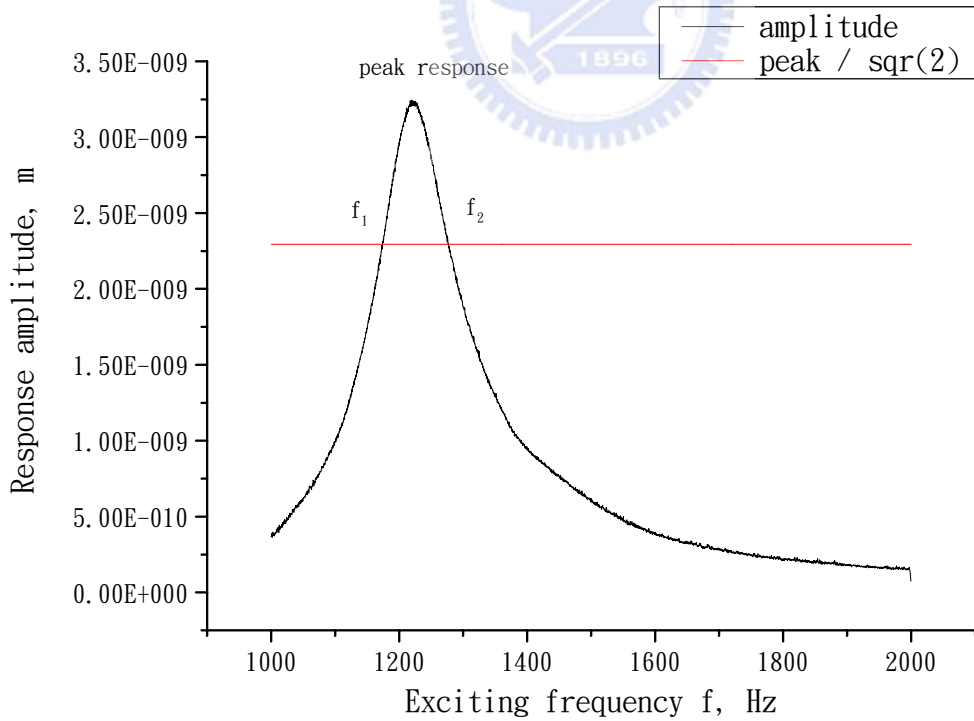


圖 2-4 頻率-位移圖

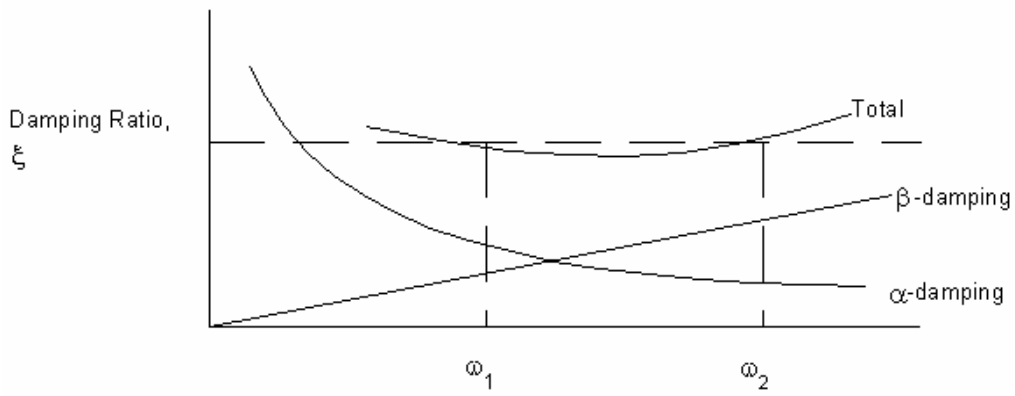


圖 2-5 Rayleigh Damping



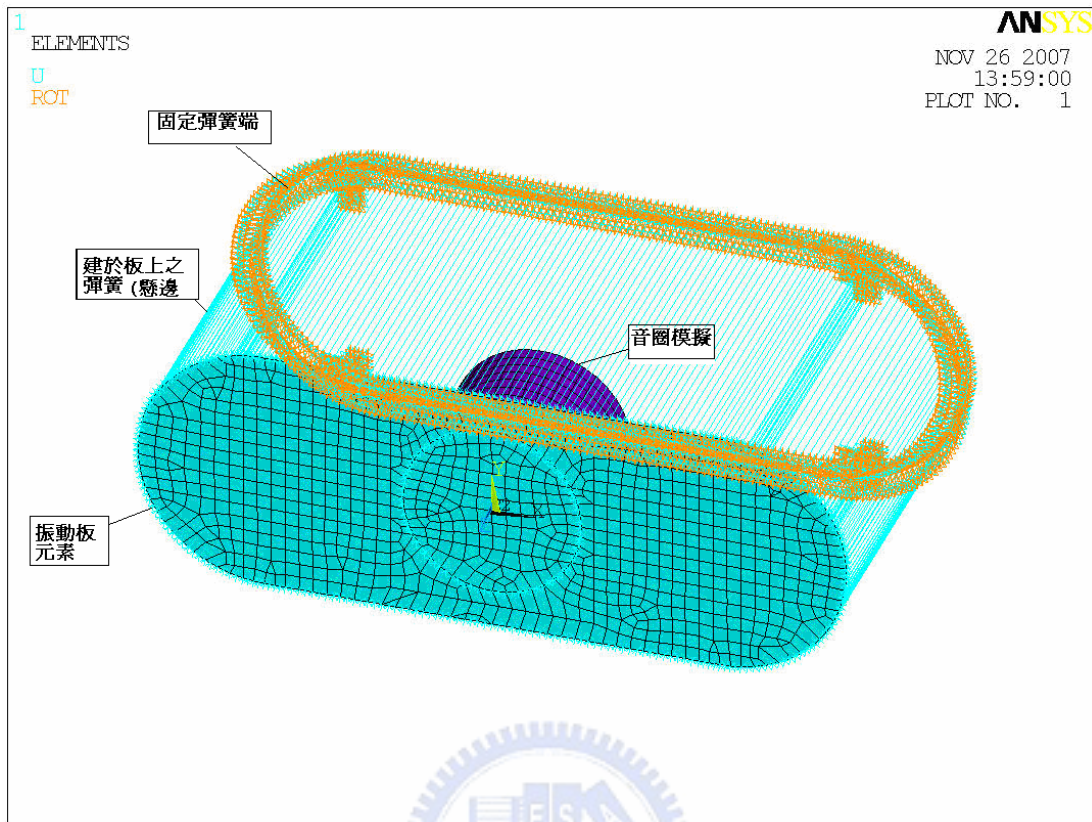


圖 3-1 ANSYS 模擬 model

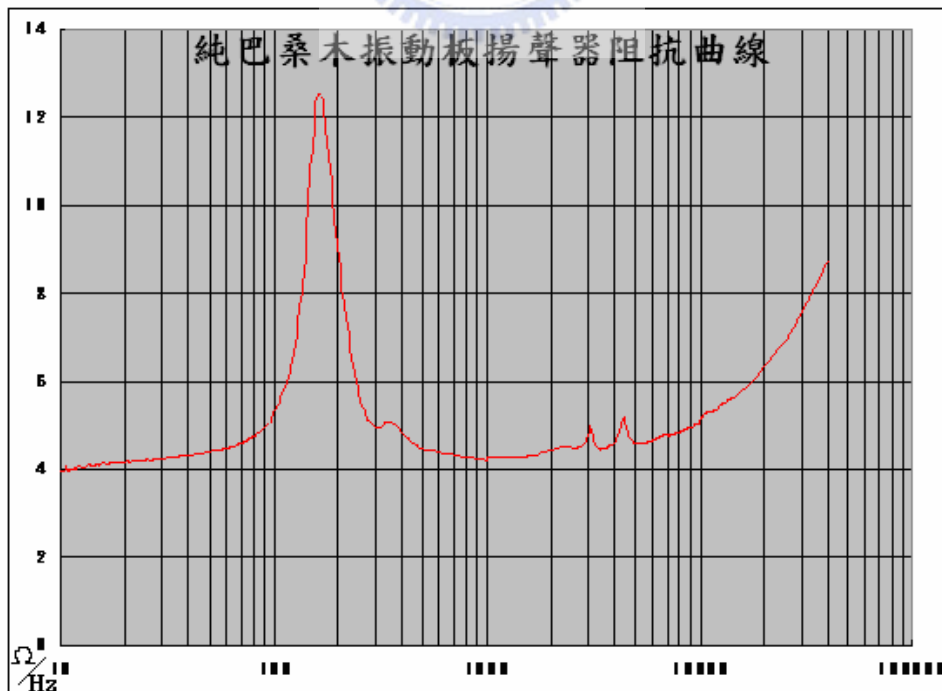


圖 3-2 純巴桑木振動板揚聲器阻抗曲線

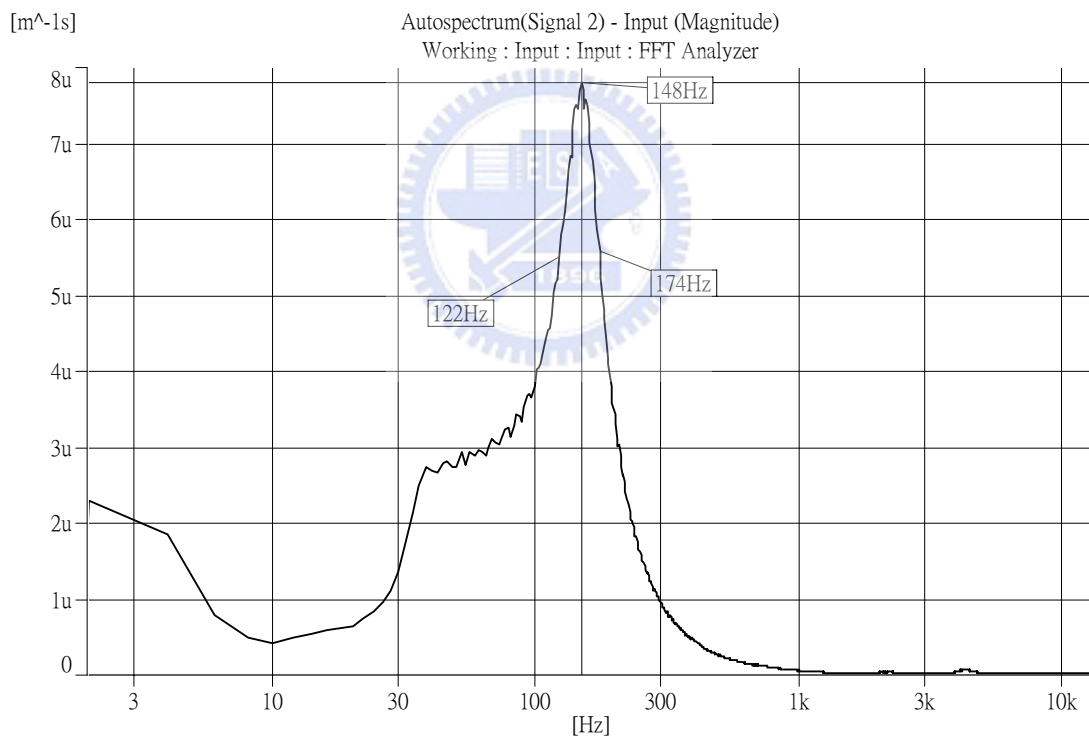
----- Electrical/Mechanical Parameters -----

BL (Flux*Length)= 1.3982 TM

Cms(Compliance)=1432.3970 uM/N

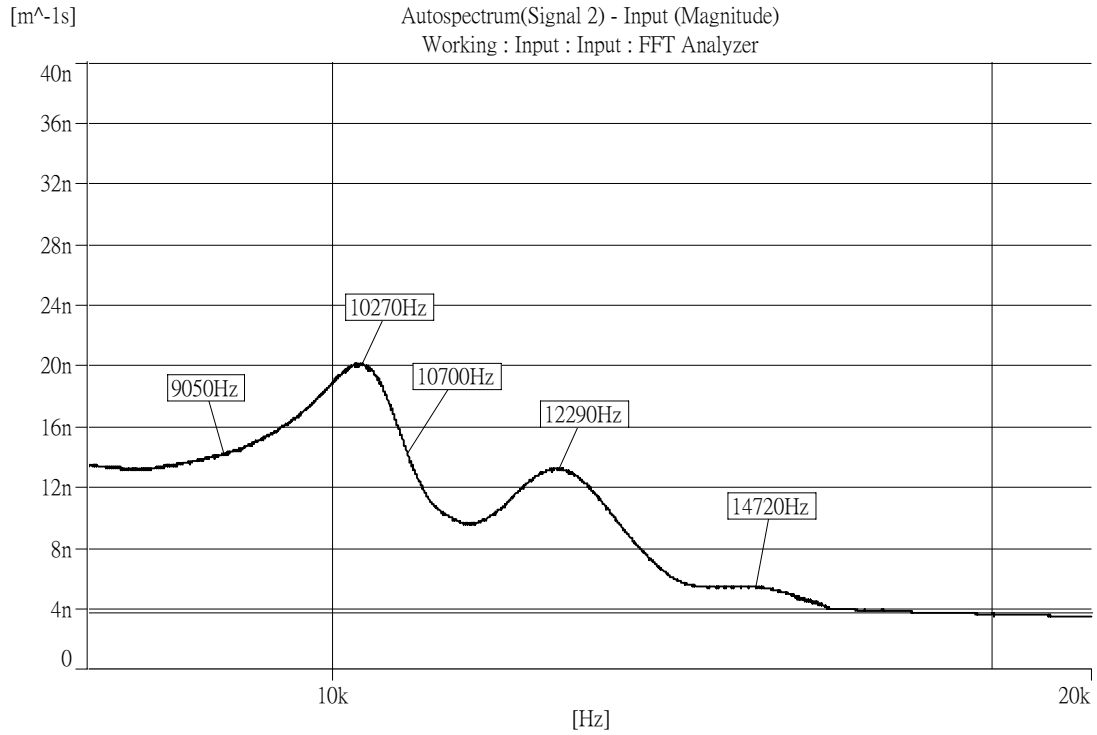
Mms(Total Mass)= 0.6609 Gram

圖 3-3 純巴桑木振動板揚聲器參數值



(a) 低頻部份之位移響應

圖 3-4 以雷射測速儀量測振動板中心點的位移響應



(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

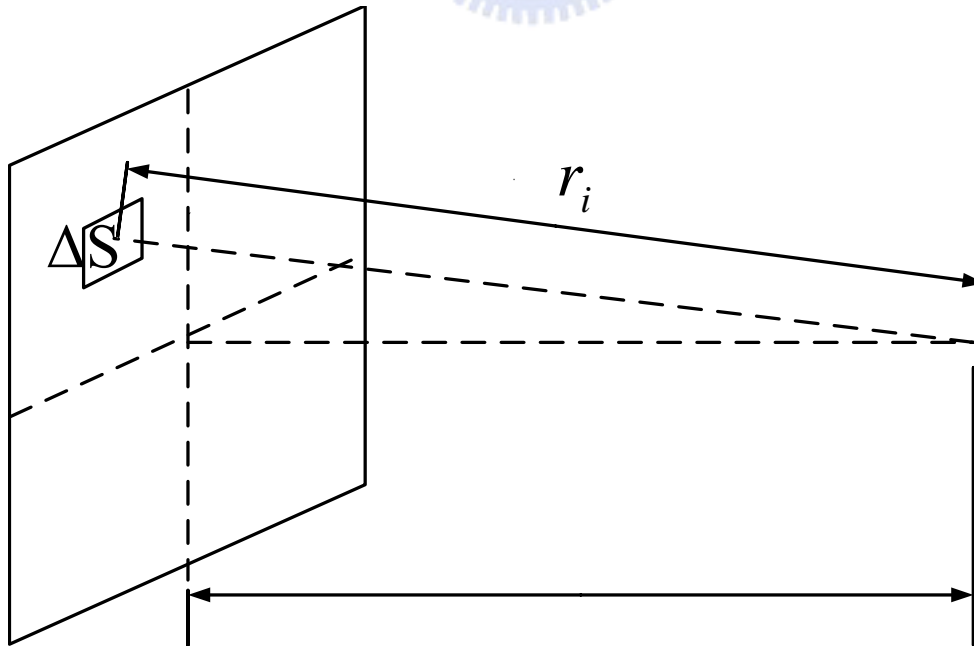


圖 3-5 聲壓距離示意圖

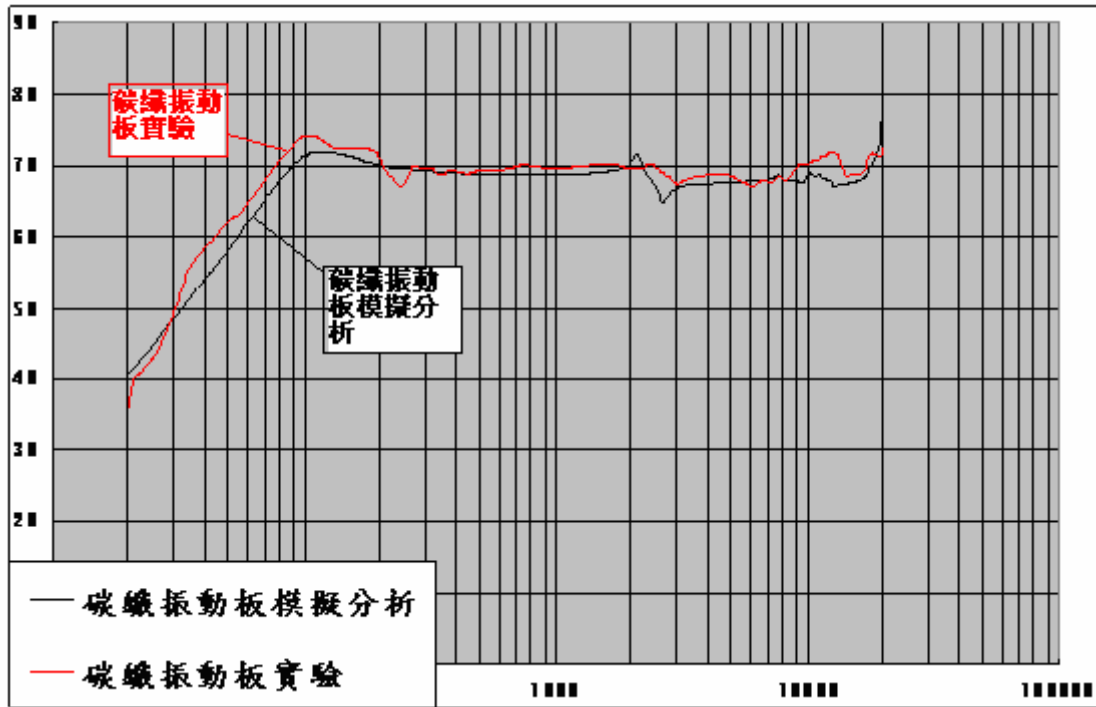


圖 3-6 驗證用碳纖維疊層振動板揚聲器實驗與模擬之聲壓比較

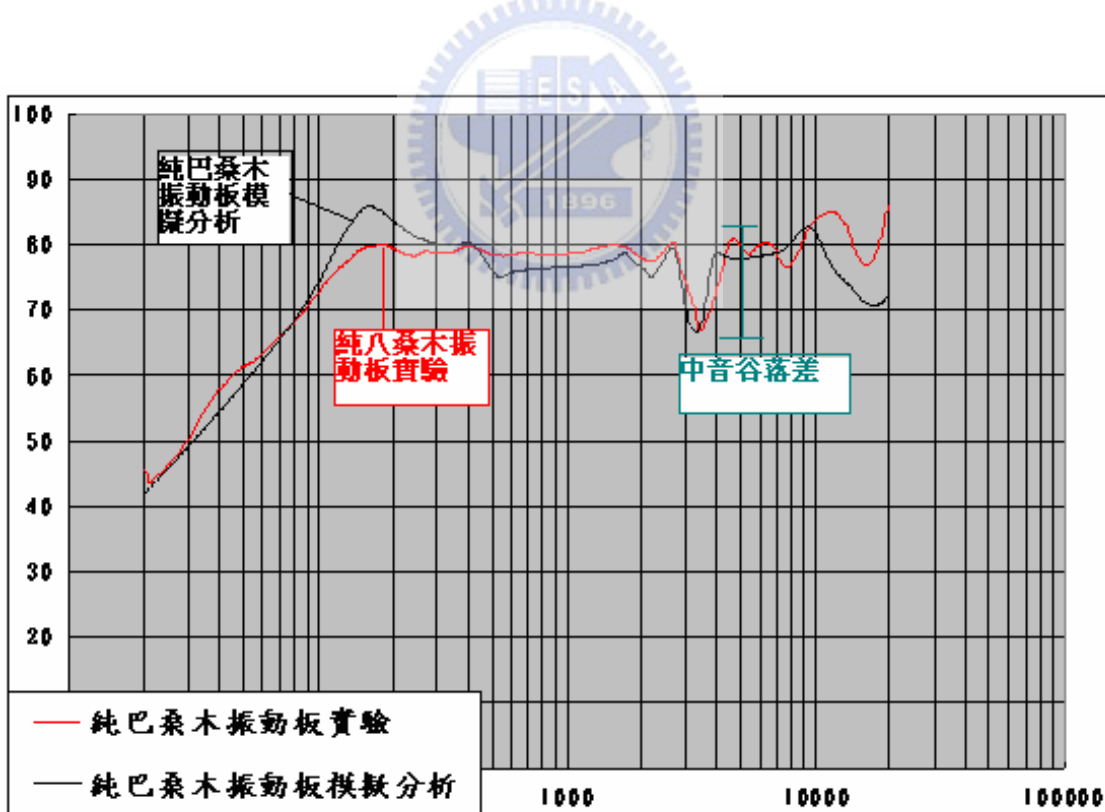


圖 3-7 純巴桑木振動板揚聲器實驗與模擬之聲壓比較

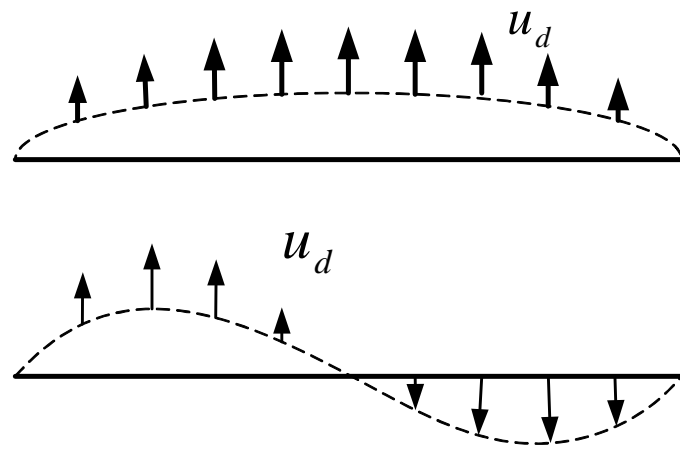


圖 4-1 振動板之振形

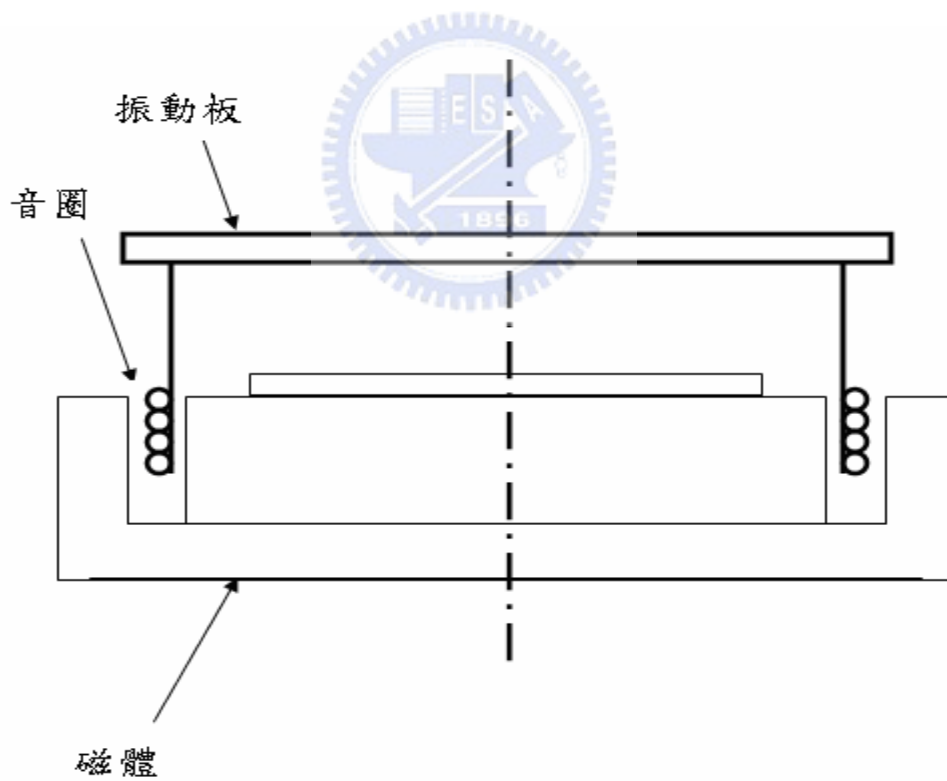


圖 4-2 激震器組成剖面圖



圖 4-3 傳統截面為半圓形或波浪型的彈性支承

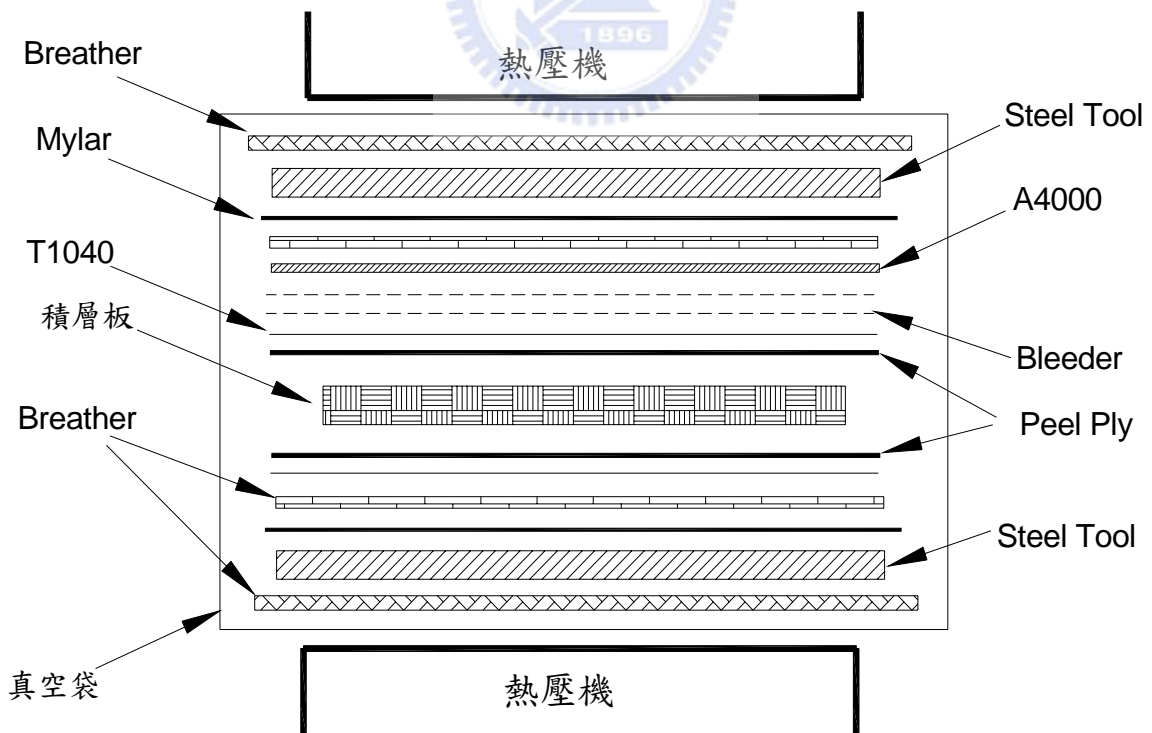


圖 4-4 疊層順序



圖 4-5 熱壓機

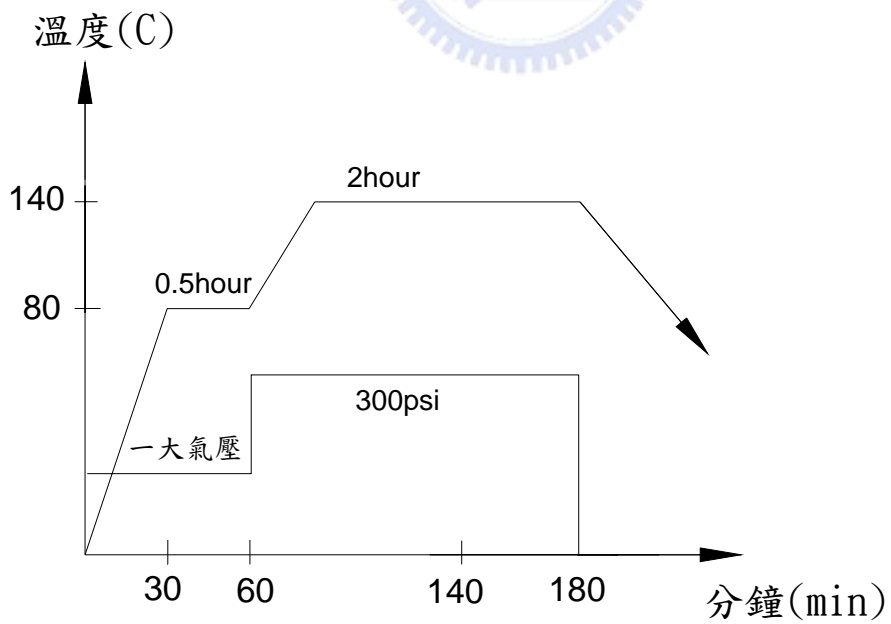


圖 4-6 複合材料積層板之加熱加壓硬化成型製程圖



圖 4-7 純巴桑木振動板



圖 4-8 複合材料疊層板

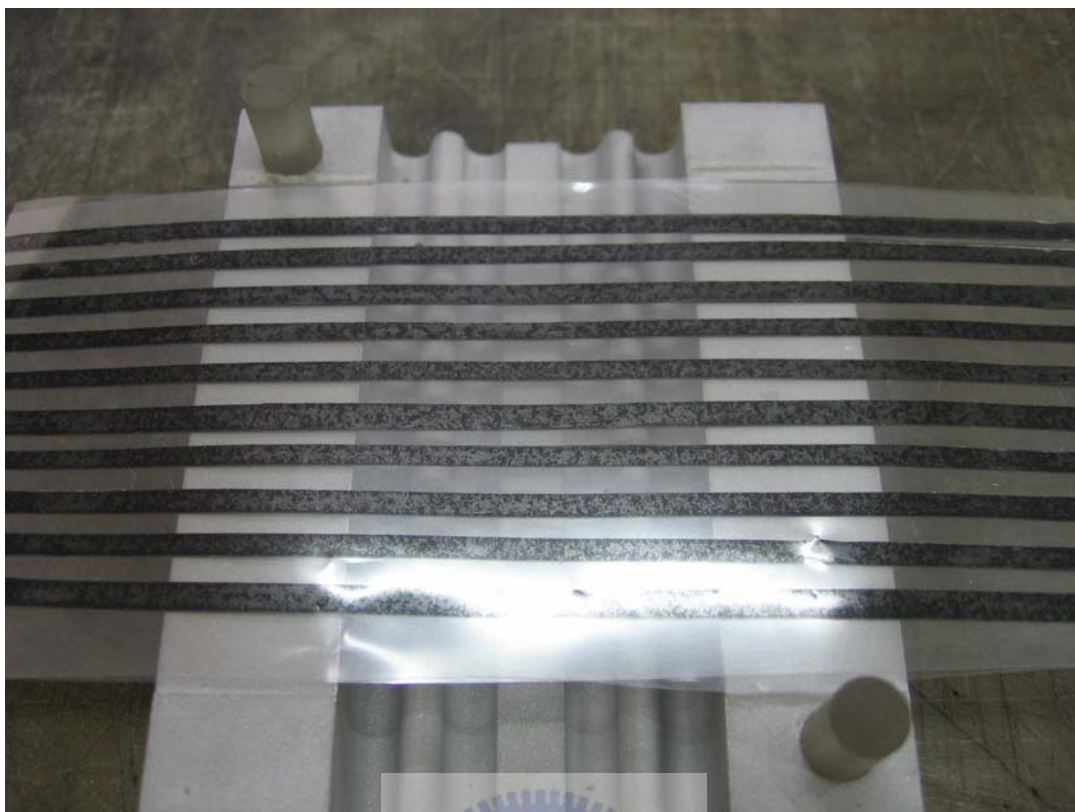


圖 4-9 波浪型支承製作



圖 4-10 波浪型支承



圖 4-11 彈性矽膠懸邊製作



圖 4-12 彈性矽膠懸邊完成品

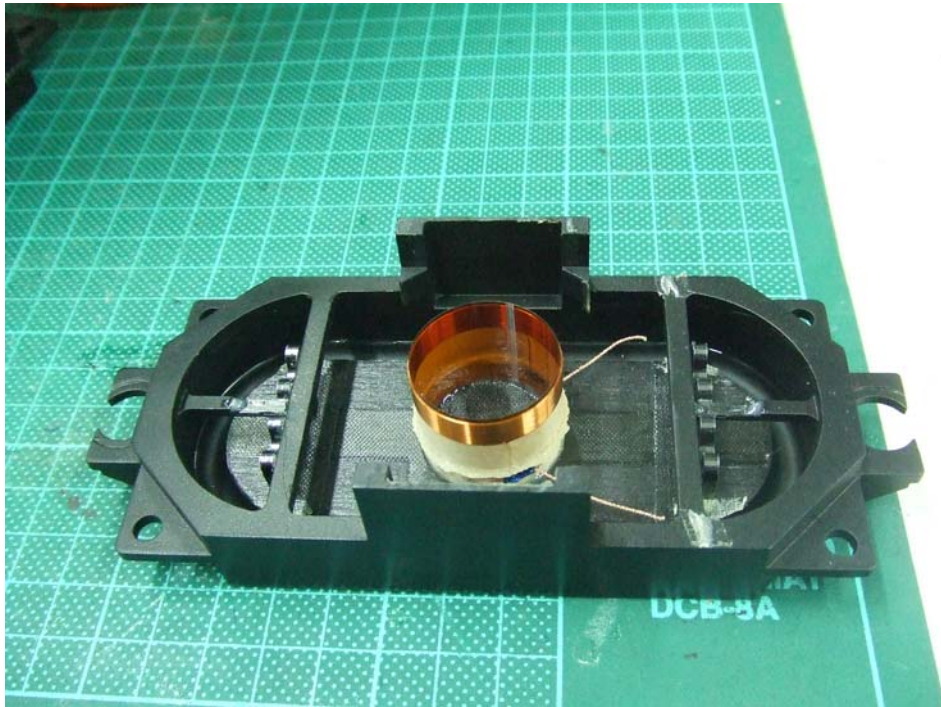


圖 4-13 揚聲器製作半成品(尚未安裝激振器)



圖 4-14 傳統揚聲器之彈波

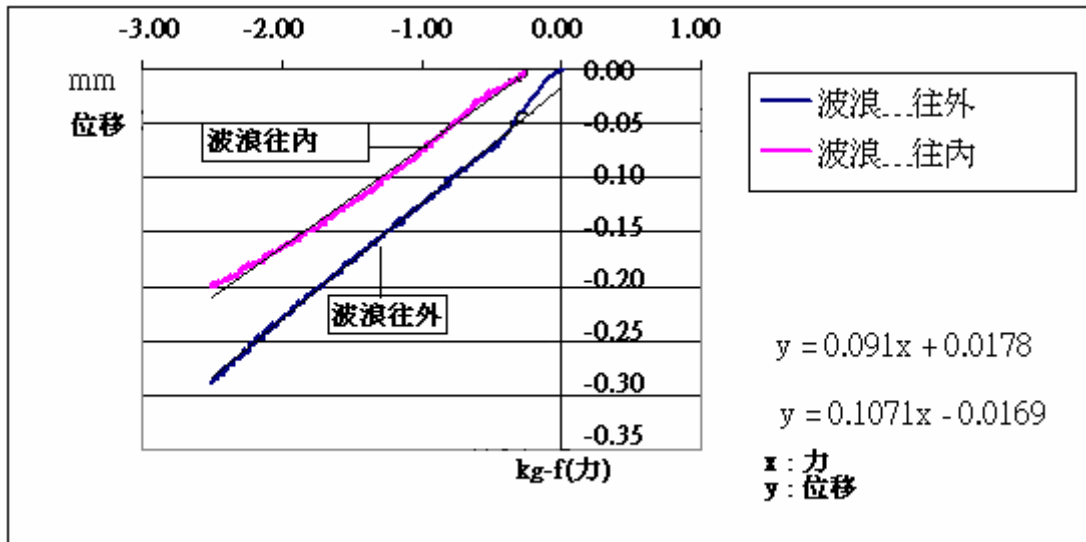


圖 4-15 波浪型支承不同方向之彈性比較

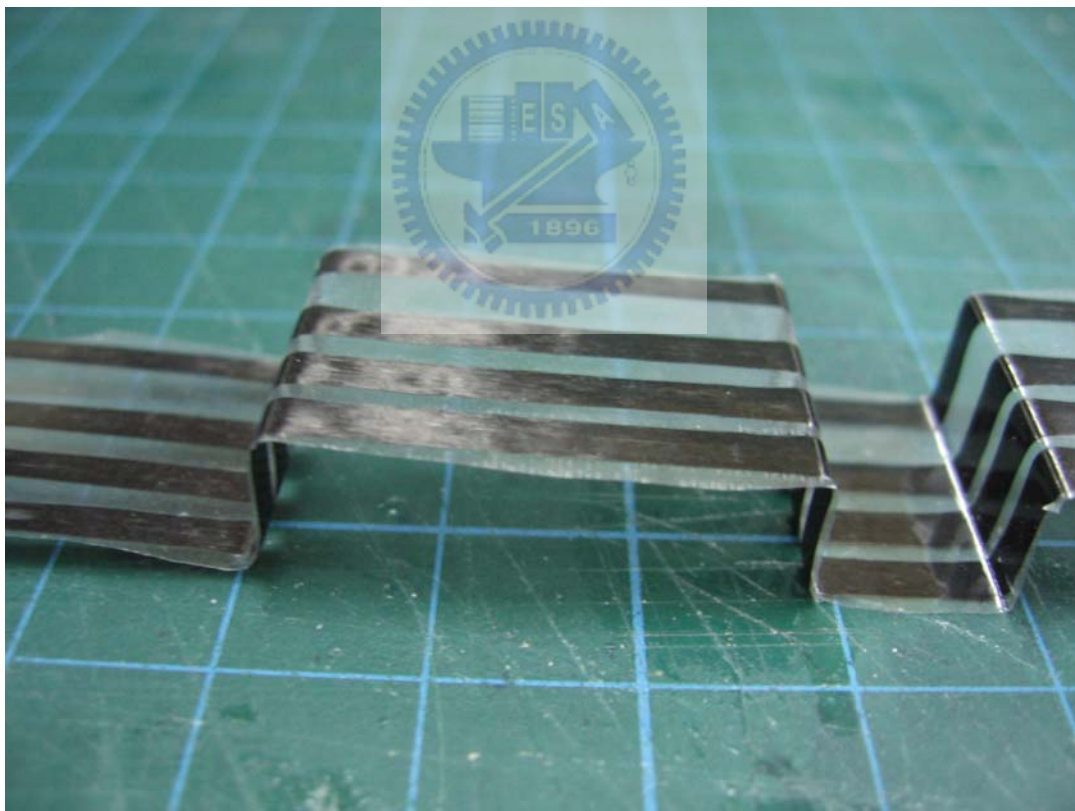


圖 4-16 ㄇ字型支承

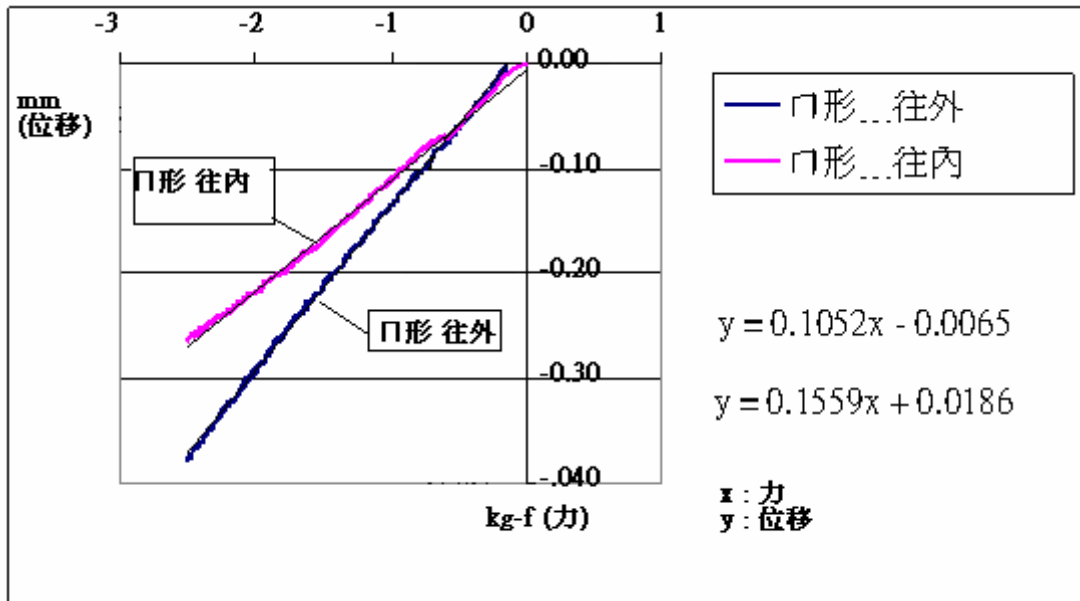


圖 4-17 冂字型支承不同方向之彈性比較



圖 4-18 阻尼比量測實驗架設圖

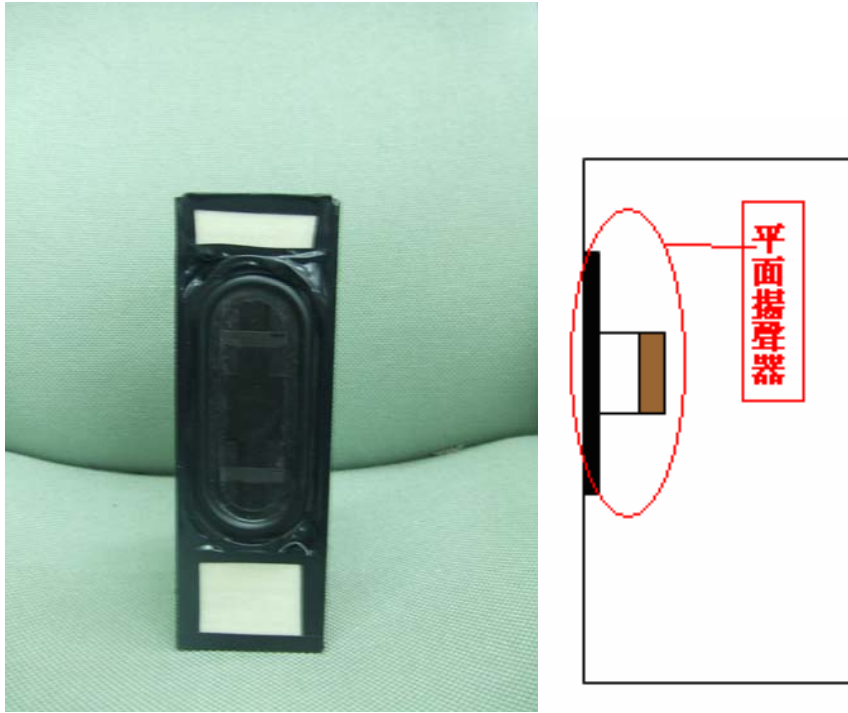


圖 5-1 密閉形音箱圖



圖 5-2 切割機



圖 5-3 吸音棉貼壁法



圖 5-4 吸音棉填充法

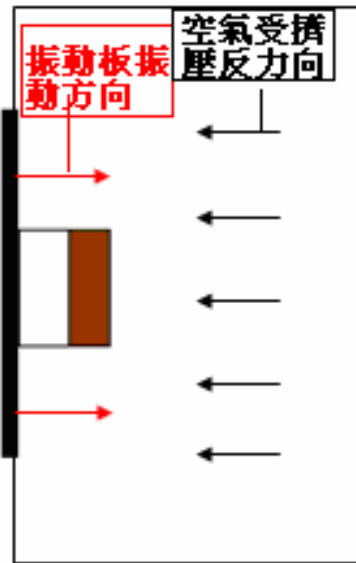


圖 5-5 內部反力圖



圖 5-6 吊橋式音箱

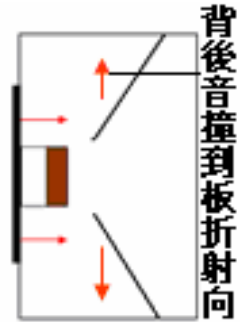


圖 5-7 斜板式音箱

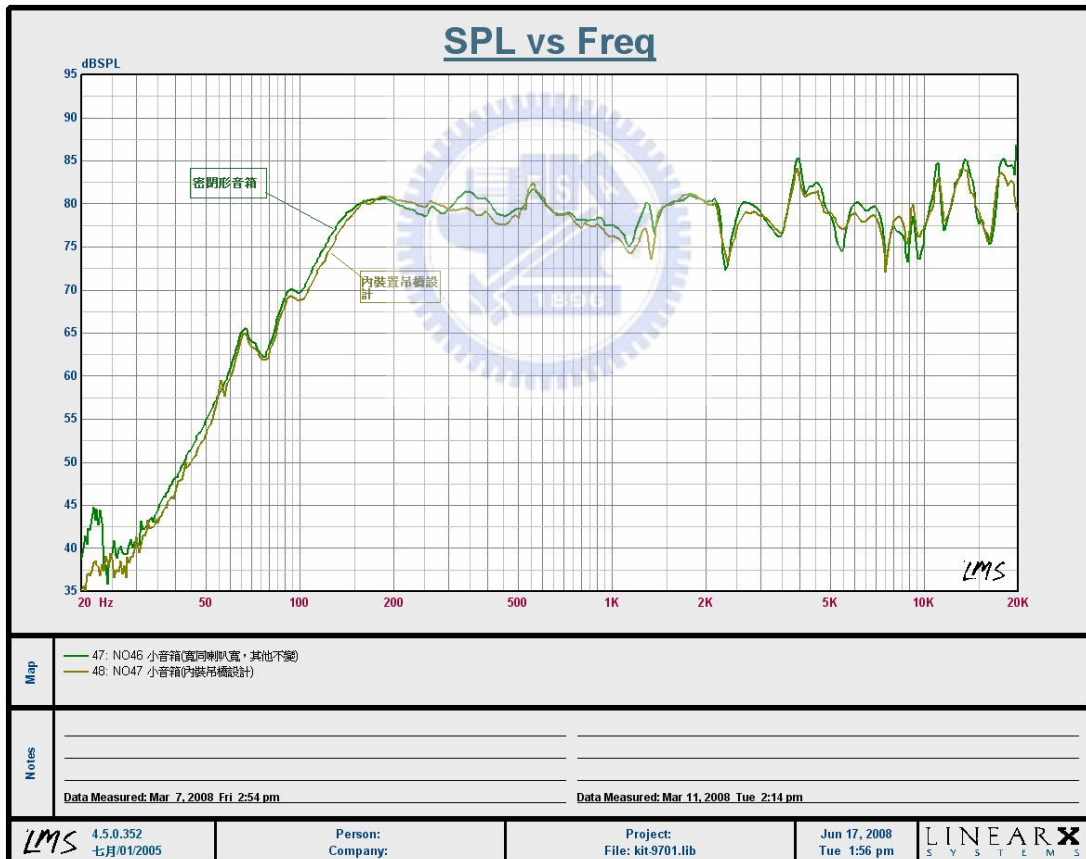


圖 5-8 吊橋式音箱聲壓曲線圖

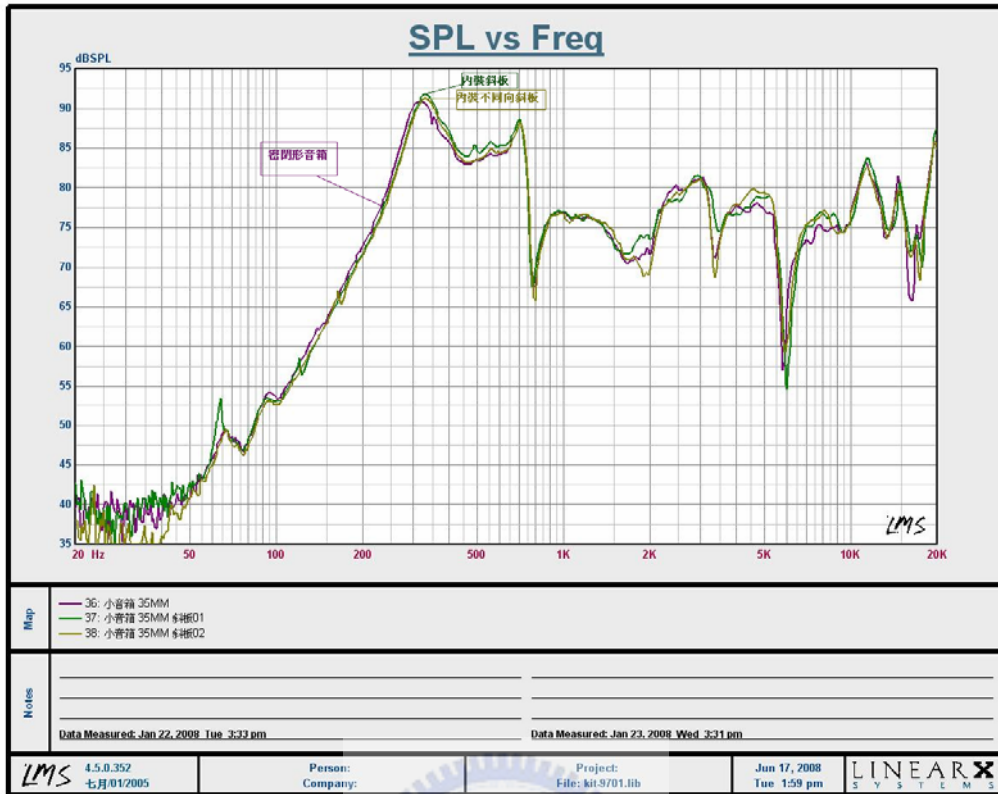


圖 5-9 斜板式音箱聲壓曲線圖

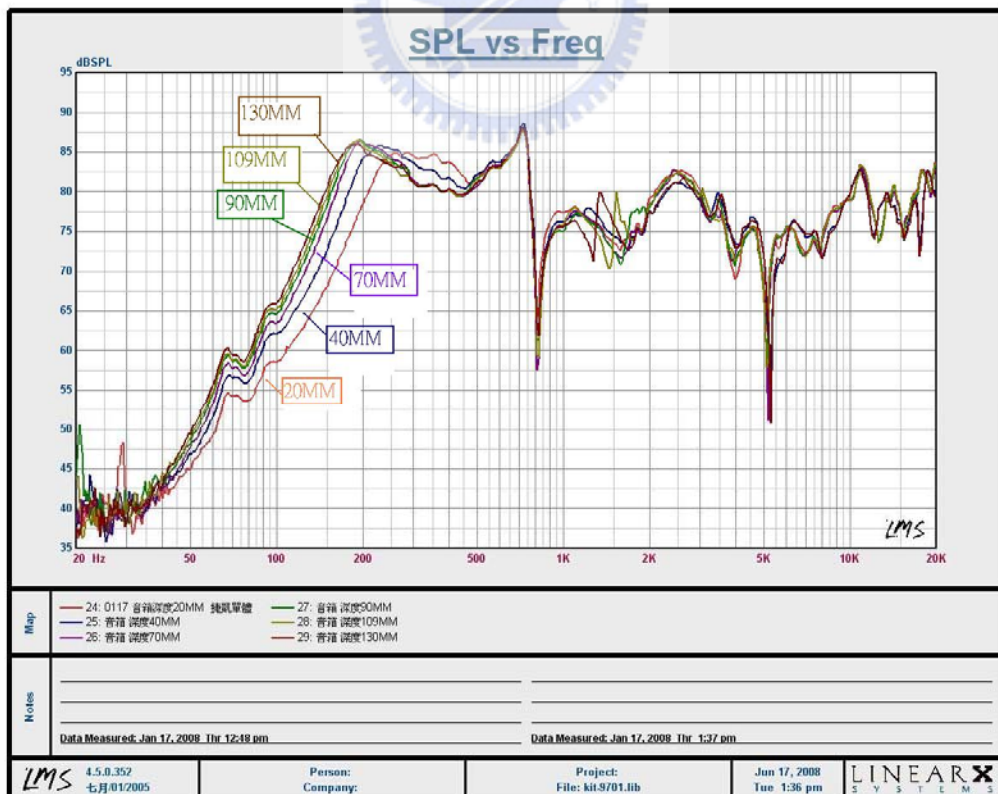


圖 5-10 音箱深度改變

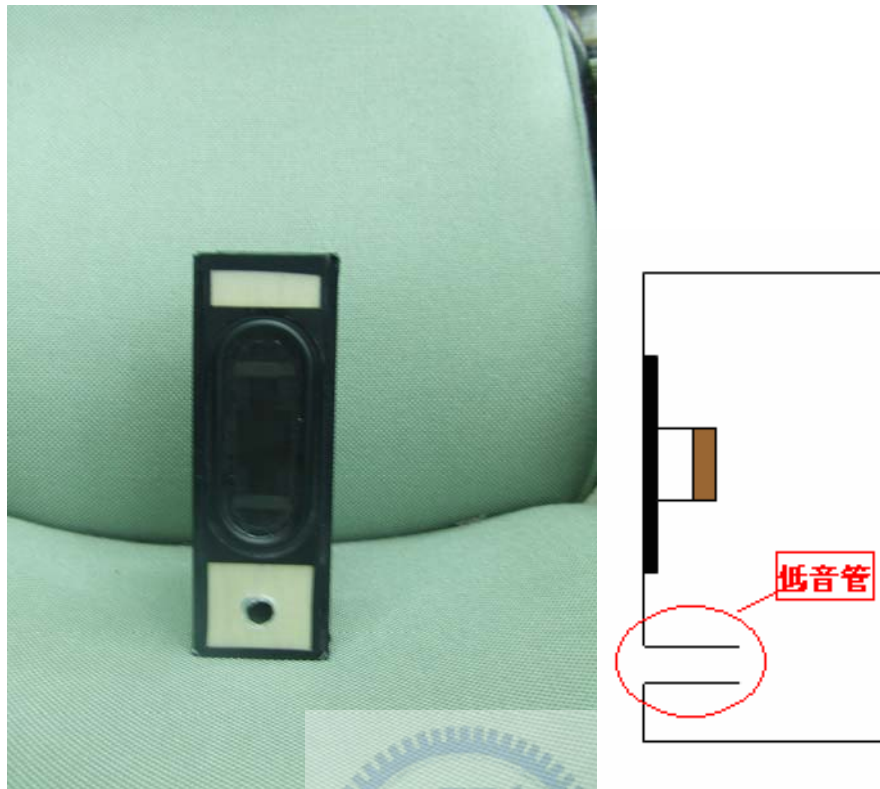


圖 5-11 低音回復形音箱圖



圖 5-12 低音管置放圖

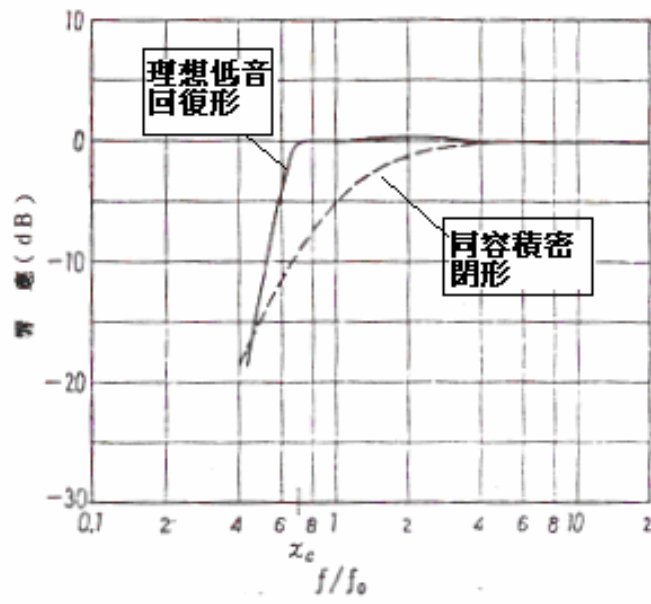


圖 5-13 密閉形與低音回復形音箱比較

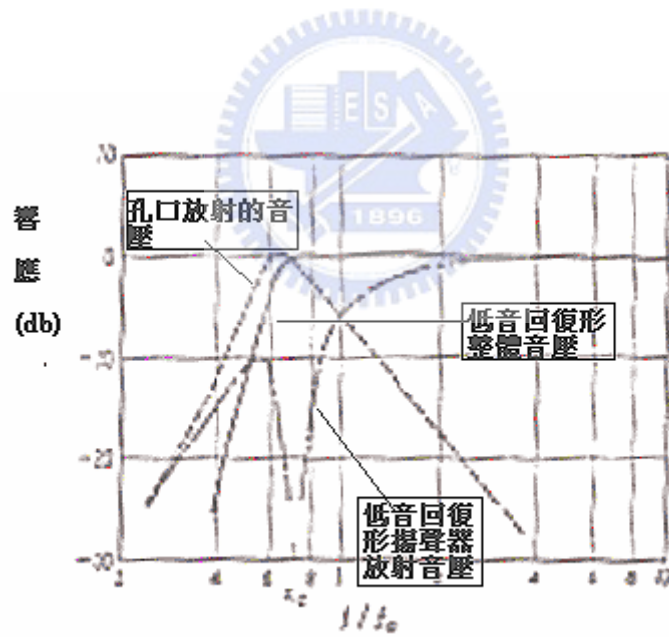


圖 5-14 低音回復形音箱單體與低音孔音壓

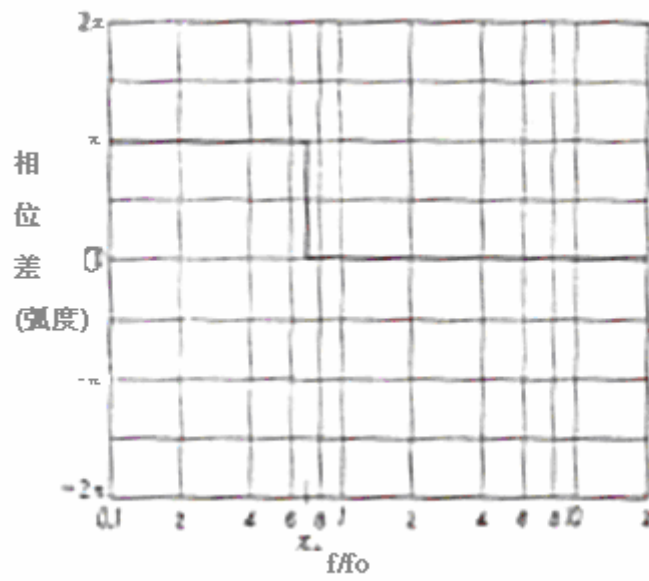


圖 5-15 錐體放射音與孔口放射音的相位差

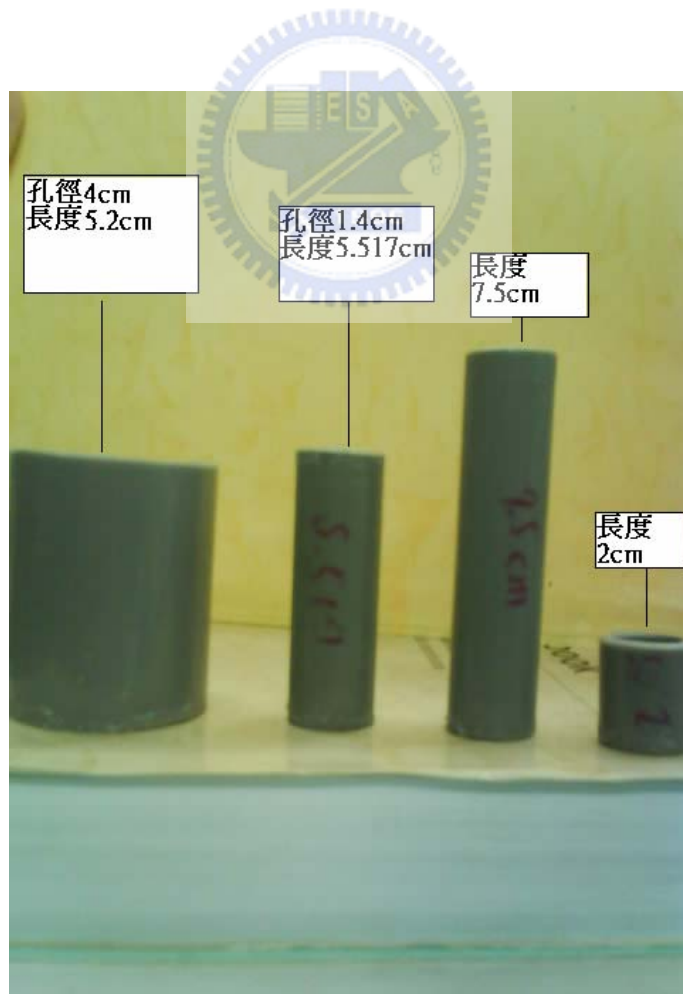


圖 5-16 不同孔徑及管長的音管

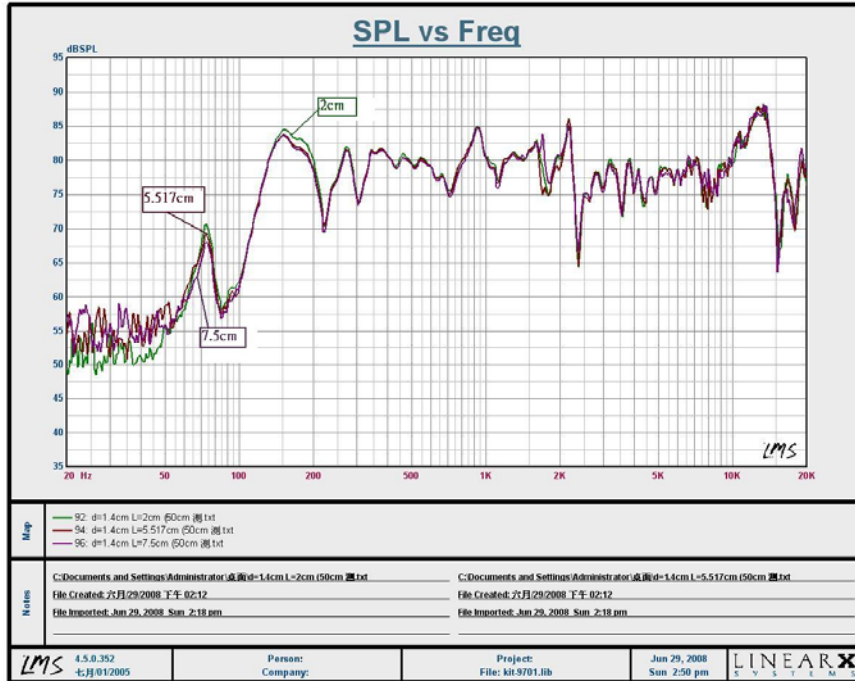


圖 5-17 2cm、5.517cm、7.5cm 三組音管長度聲壓曲線

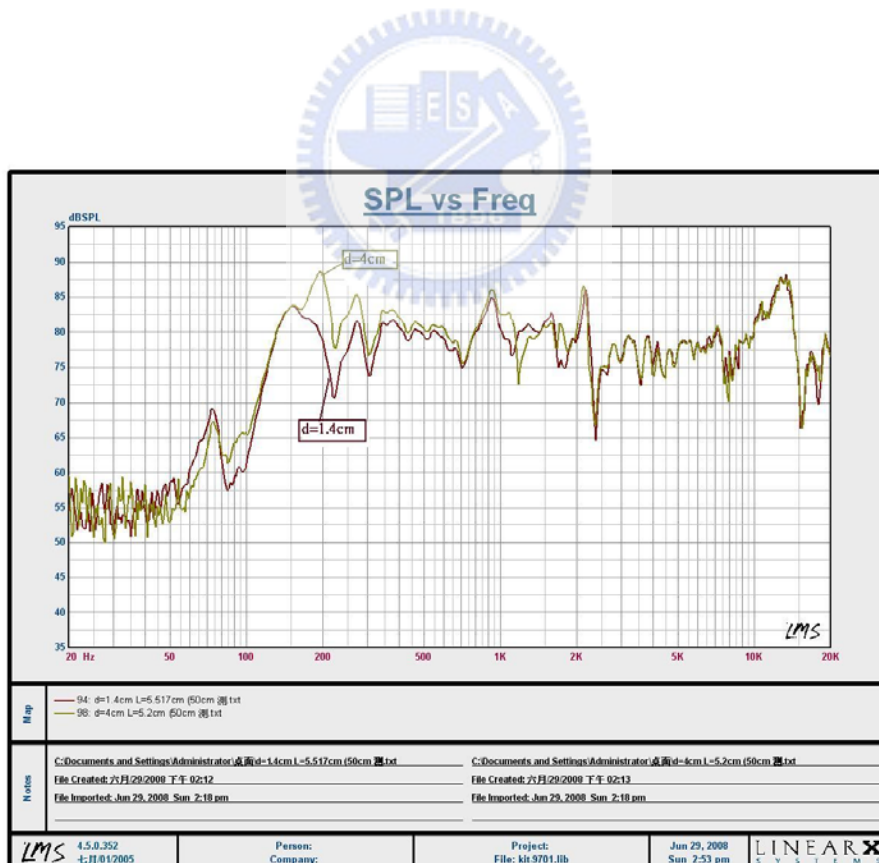


圖 5-18 孔徑 4cm、1.4cm 兩組直徑音管聲壓曲線

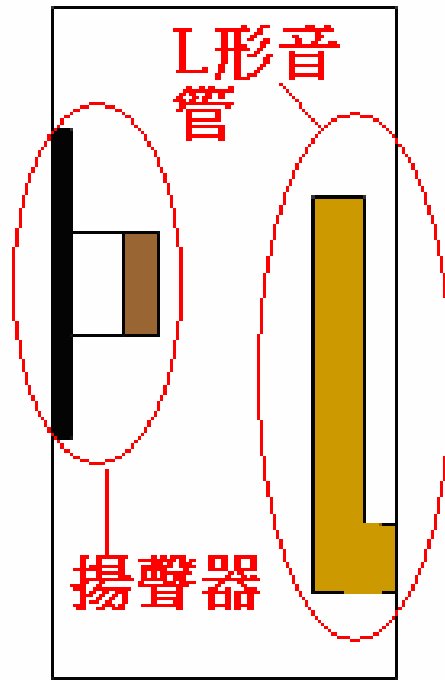


圖 5-19 L 型低音管

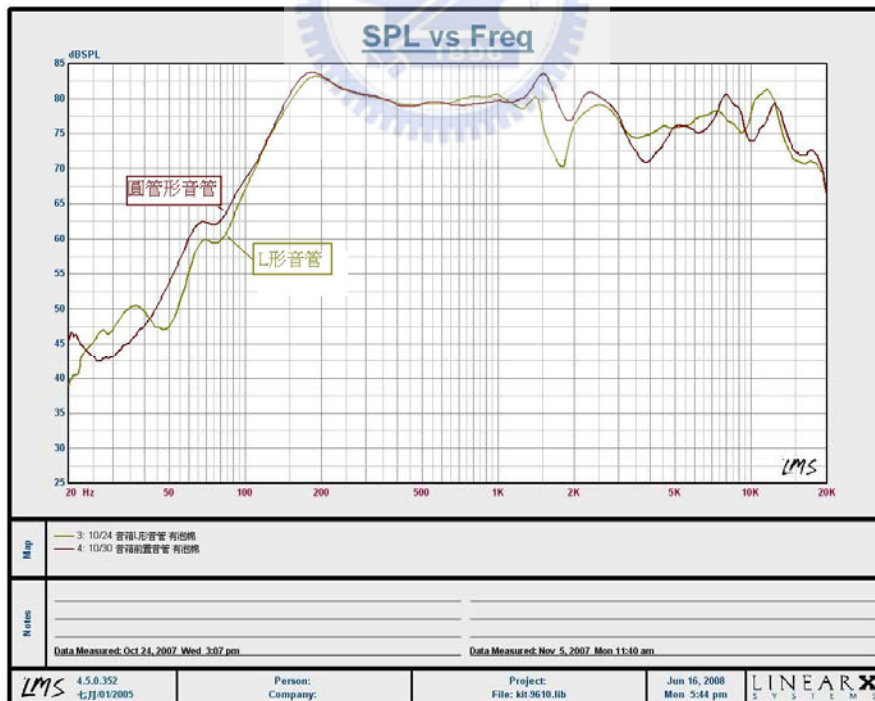


圖 5-20 L 形音管與圓形音管比較

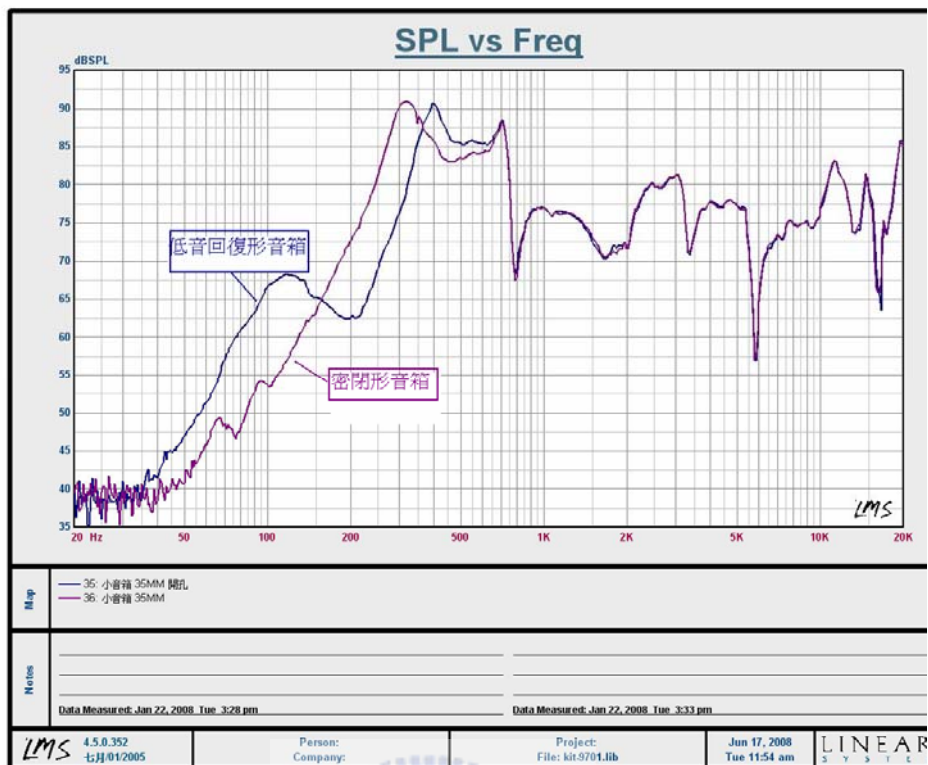


圖 5-21 低音回復形音箱與密閉形音箱比較曲線

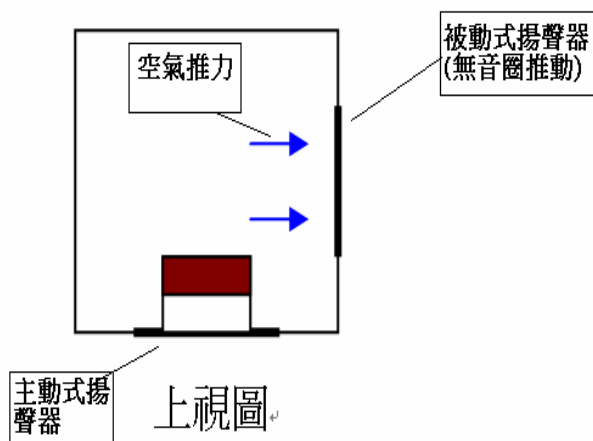


圖 5-22 被動輻射形音箱圖

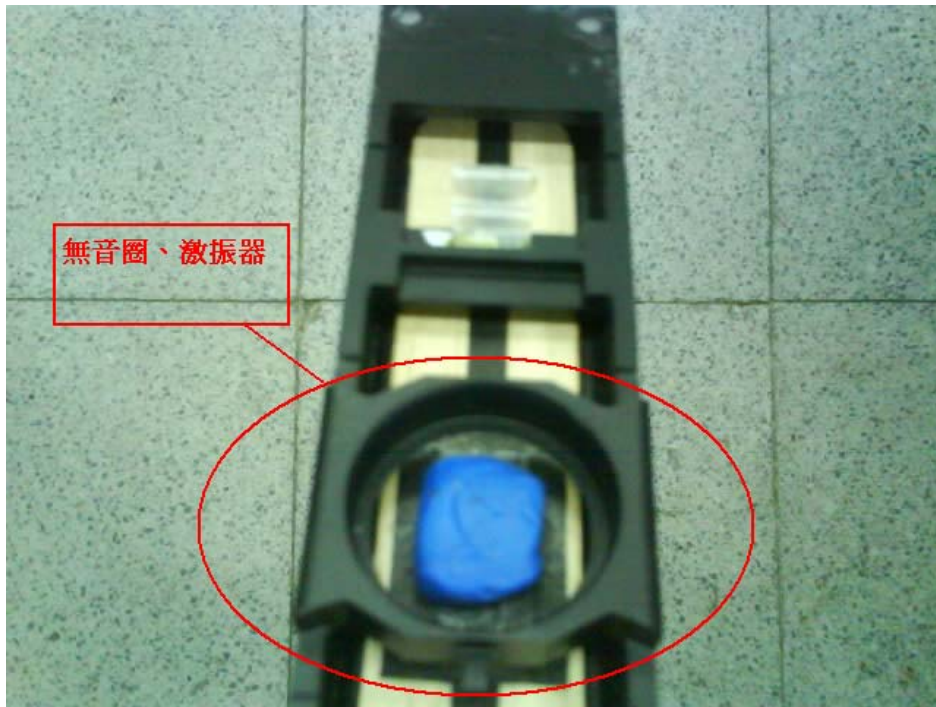


圖 5-23 被動式揚聲器

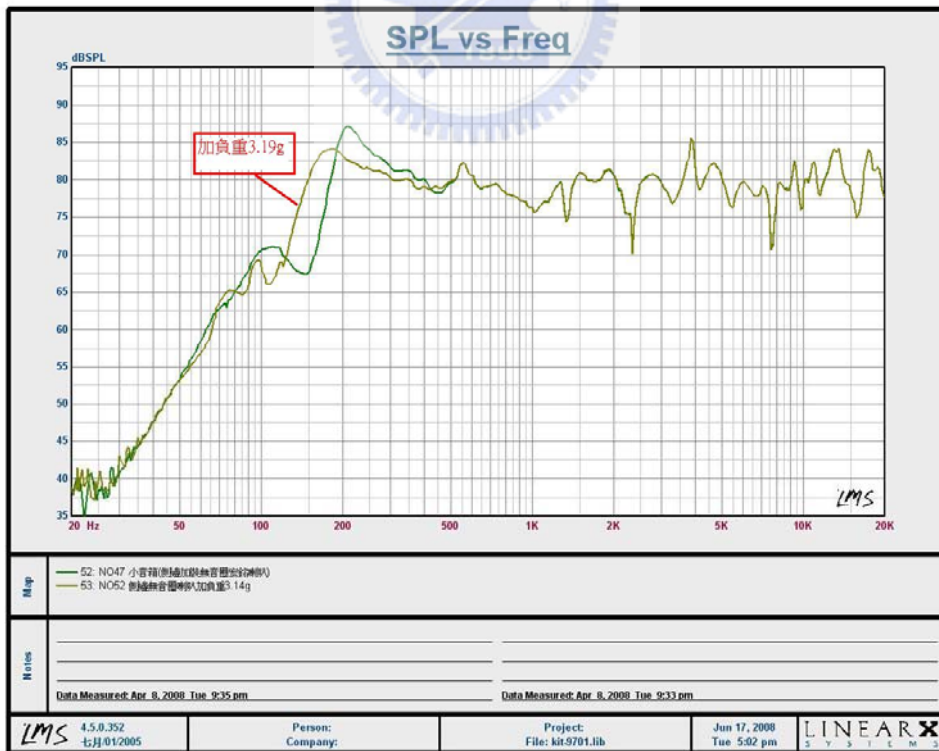


圖 5-24 改變被動式揚聲器振動板重量所致曲線影響

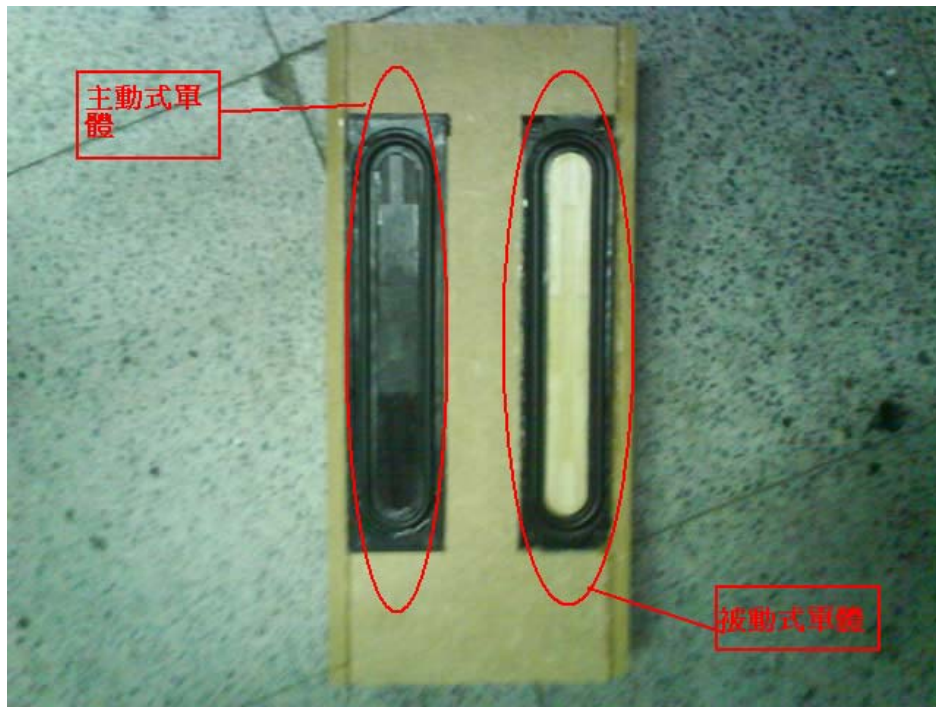


圖 5-25 前置式被動輻射形音箱



圖 5-26 側置式被動輻射形音箱



圖 5-27 後置式被動輻射形音箱

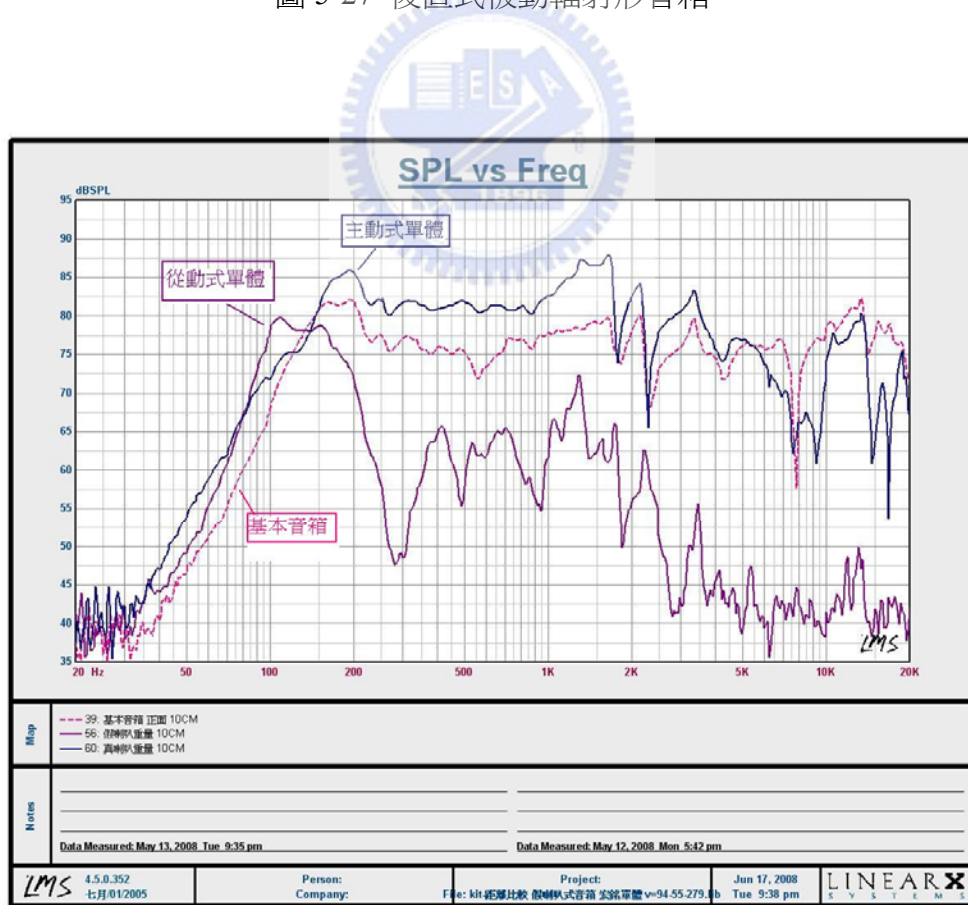


圖 5-28 前置式被動輻射形音箱聲音曲線

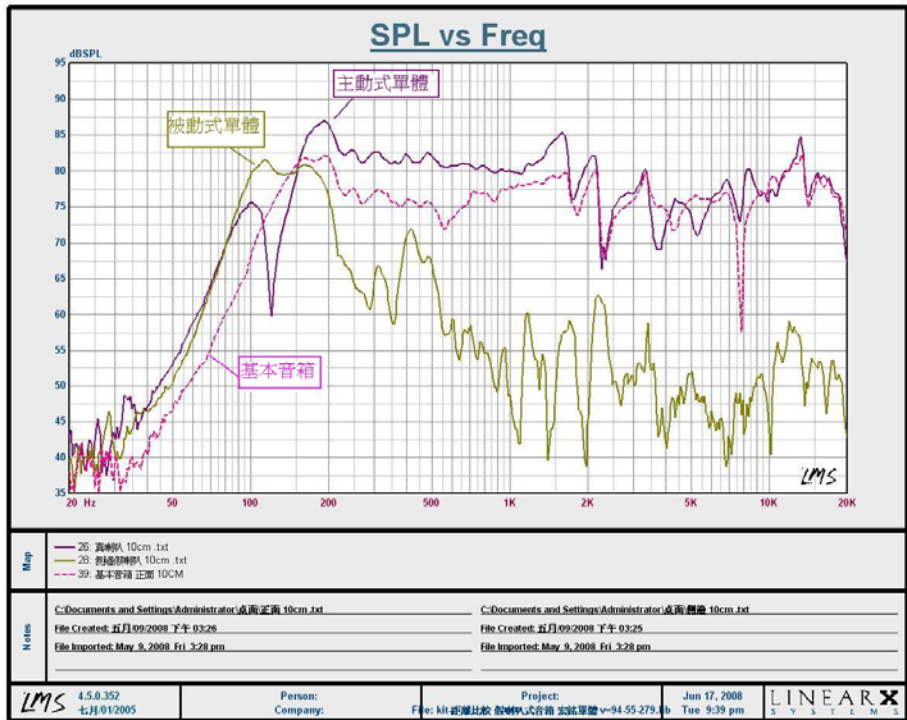


圖 5-29 側置式被動輻射形音箱聲音曲線

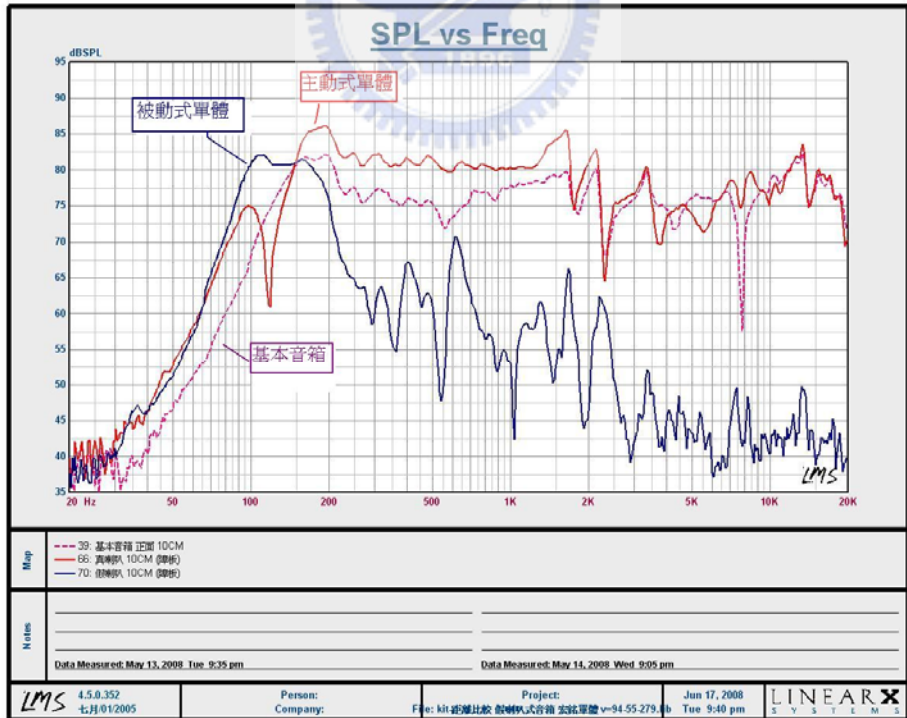


圖 5-30 後置式被動輻射形音箱聲音曲線

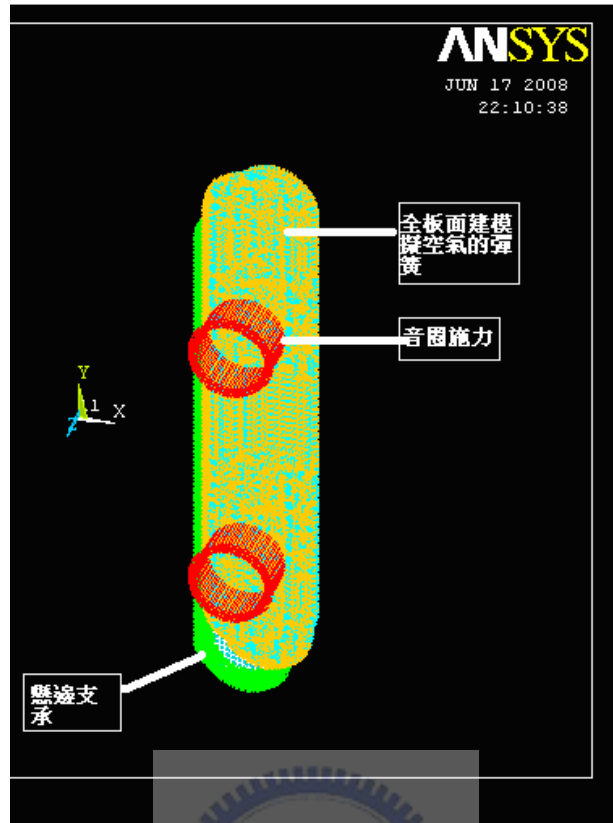


圖 5-31 密閉型音箱分析模型圖

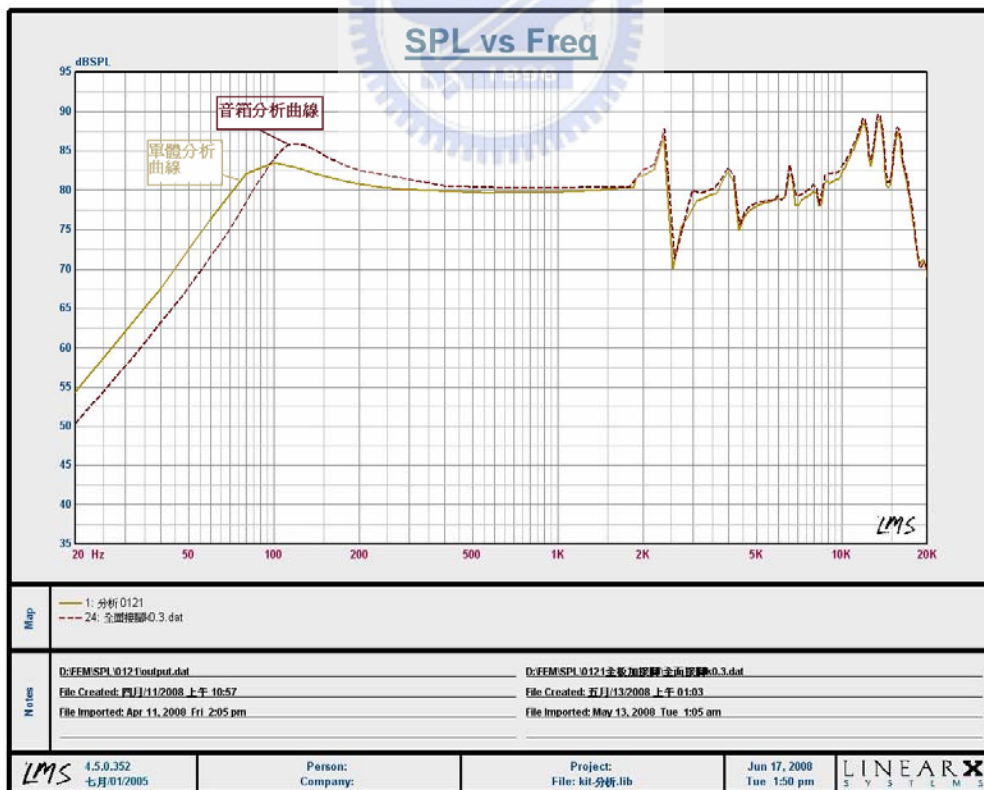


圖 5-32 密閉形音箱分析模擬曲線圖

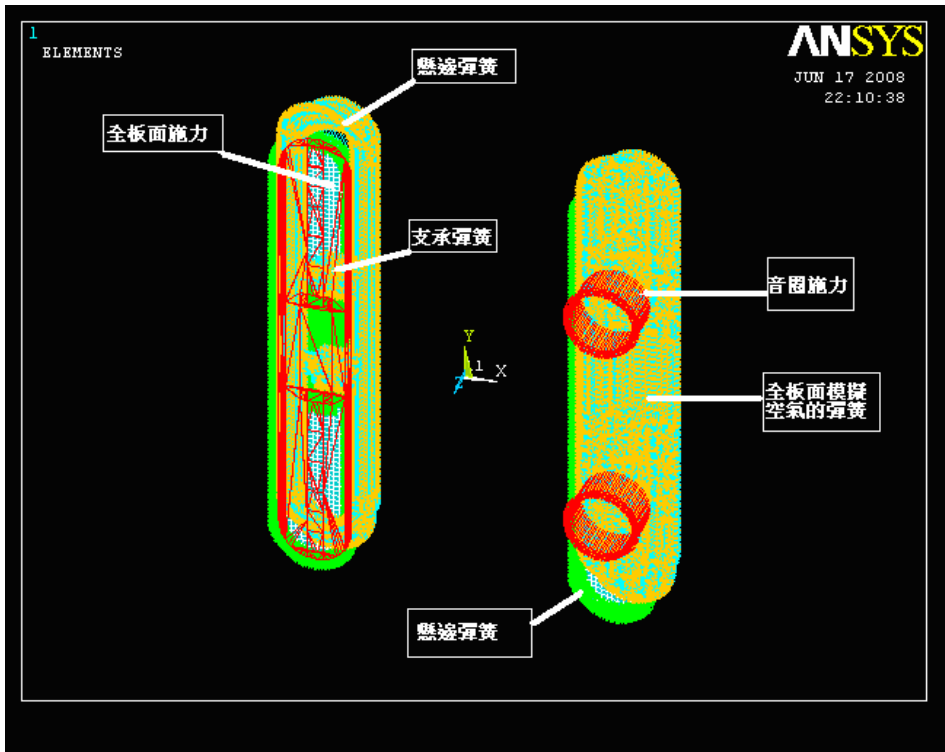


圖 5-33 被動輻射形音箱分析模型圖

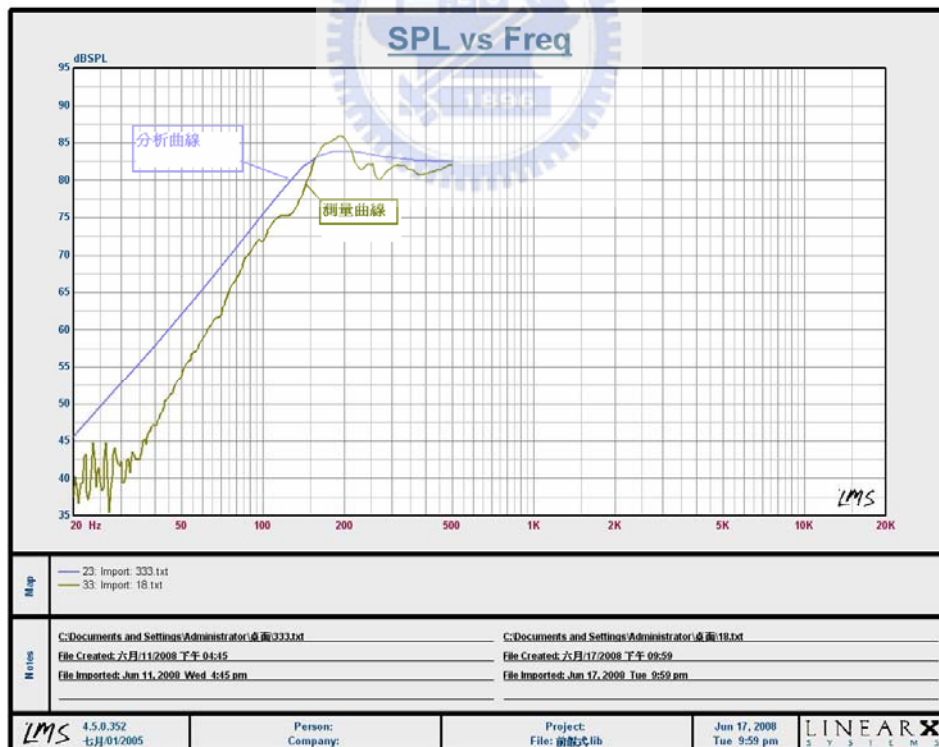


圖 5-34 主動式單體分析與實驗比較圖

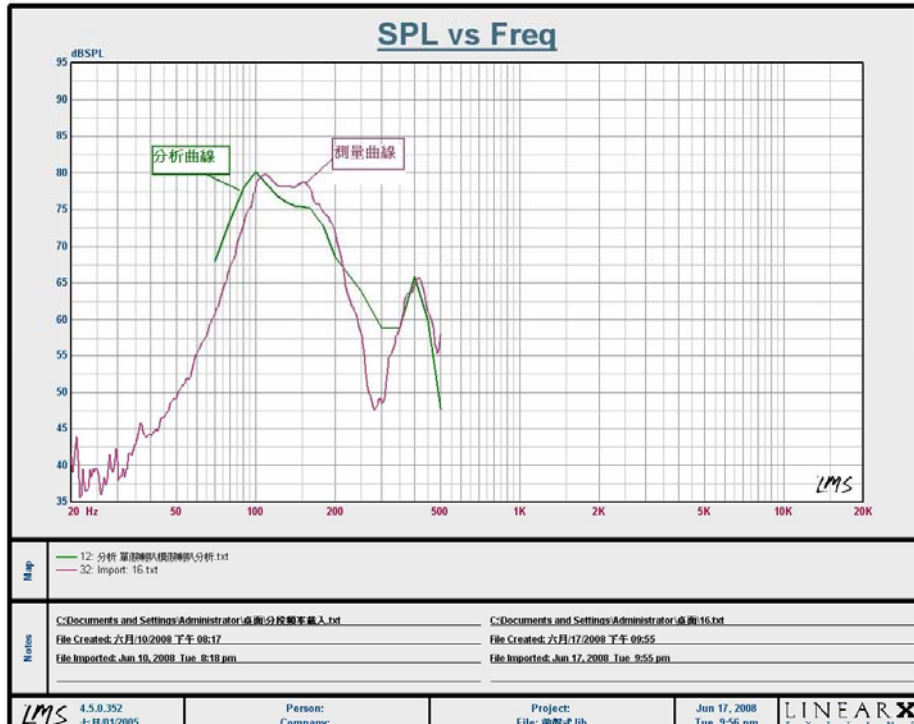


圖 5-35 被動式單體分析與實驗比較圖

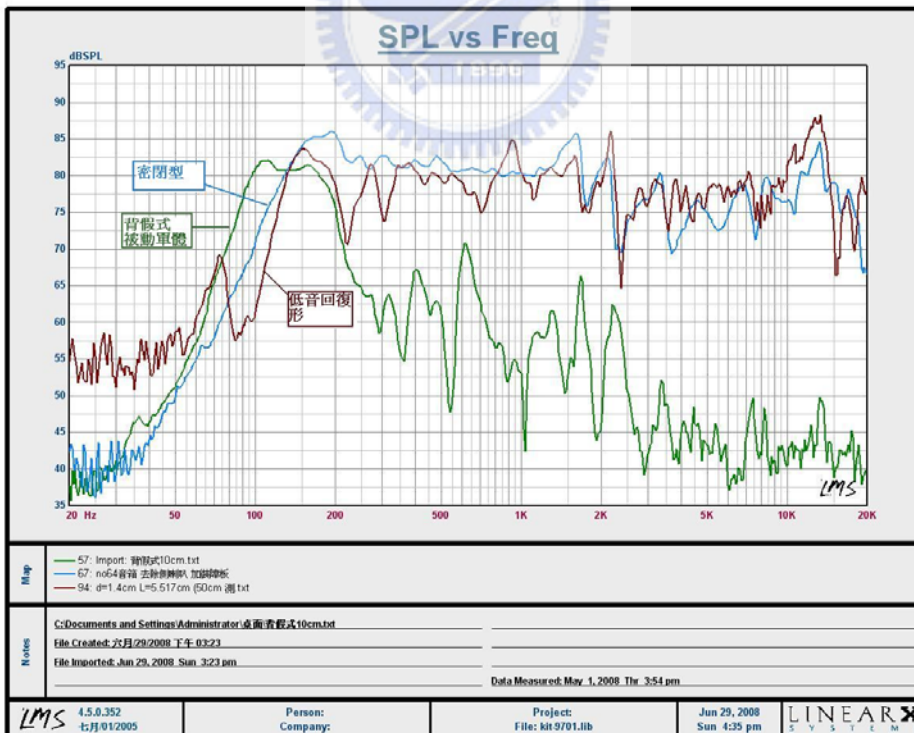


圖 5-36 三組音箱聲壓曲線比較圖