

國立交通大學
機械工程學系
碩士論文

平板揚聲器之設計與失真研究

**The Design and Distortion Study of
Flat Panel Loudspeaker**



研 究 生：趙慶博

指導教授：金大仁

中 華 民 國 九 十 五 年十二月

平板揚聲器之設計與失真研究

The Design and Distortion Study of Flat Panel Loudspeaker

研 究 生：趙慶博

Student：Ching-Po Chao

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

December 2006

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十五年十二月

誌謝

在這兩年半碩士班求學過程中，首先要感謝指導教授金大仁博士對我在研究方法上的指正與諄諄教誨，讓我培養出正確的求學態度，順利完成本篇論文，在此獻上誠摯的謝意。

感謝我的父母及二姐的經濟支持，以及弟弟的精神鼓勵，讓我順利無憂的完成碩士班學業。還要感謝偉芬學姊、清榮學長、志明學長、昌毅學長、于昇學長、崧任學長、建郎學長、維成學長、加融學長及耀文學長在課業、研究及生活上的種種指導與協助，以及同窗好友欣翰、哲瑋、建勳、宗鴻互相切磋與勉勵，使我求學過程中不感孤單，另外也要感謝學弟國真、聖傑、永立、魁原、志傑、建儒、宏銘、政霖的在各方面的幫忙，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。

慶博 2007.12 于交大

平板揚聲器之設計與失真研究

研究生：趙慶博

指導教授：金大仁 博士

國立交通大學機械工程研究所

摘要

本文採用無彈波並且以結構性支承取代傳統懸邊支承的設計，以及不同的碳纖肋條加勁複材三明治板，實際製作研發一新型之全音域長方形平板揚聲器，並比較各種支承的優缺點。介紹各種不同形式的失真並以諧波失真為主要探討對象。以數學的方式說明諧波失真如何產生，以及奇次諧波大於偶次諧波的原因。探討驅動力與懸邊勁度非線性對低頻失真的影響。探討中高頻失真與共振頻率及最大失真頻率與中音谷關係。討論揚聲器各項參數對失真曲線的影響，以及降低失真的可行方法。探討現行的諧波失真量測誤差來源，並以雷射測位儀所測得的位移失真與麥克風所測得的聲壓失真比較。

The Design and Distortion Study of Flat Panel Loudspeaker

Student : Ching-Po Chao

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

Department of Mechanical Engineering
National Chiao Tung University

ABSTRACT

An innovative design of flat panel loudspeaker is proposed, which adopts no spider and uses structural supports instead of conventional suspension. Different reinforced composite sandwich panels are fabricated and used to make a rectangular flat panel loudspeaker with frequency response range from 120Hz to 20kHz. Harmonic distortions of the flat-panel speakers are measured to study the cause of the distortions. The influences of the nonlinearity of motor force and suspension stiffness on low frequency distortion are investigated and the relation between the mid-frequency-dip and mode shape and the cause of distortion in mid-frequency range are also studied. The displacement distortion recorded from LDV(Laser Doppler Velocimeter) and the sound pressure distortion measured by microphone are used to study the sources of measurement inaccuracy.

目錄

中文摘要	i
英文摘要	ii
誌謝	iii
目錄	iv
表目錄	vi
圖目錄	vii
一、	緒論.....	1
1.1	前言.....	1
1.2	文獻回顧.....	2
1.3	研究動機及範圍.....	3
二、	聲壓與失真之計算和原理.....	5
2.1	勞倫茲力(Lorentz force).....	5
2.2	將模型簡化為單一自由度之聲壓計算.....	5
2.2.1	單一自由度振動響應.....	5
2.2.2	單一自由度聲壓公式.....	6
2.3	失真之種類與計算.....	9
2.3.1	失真的種類.....	9
2.2.2	失真的計算.....	10
2.2.2.1	諧波失真與總諧波失真.....	10
2.2.2.2	傅立葉級數.....	11
三、	失真理論.....	13
3.1	純數學上的失真理論.....	13
3.1.1	系統有二次非線性項時之輸出反應.....	13
3.1.2	系統有三次非線性項時之輸出反應.....	14
3.2	低頻失真預測經驗公式.....	15
3.2.1	公式推導.....	15
3.2.2	低音喇叭低頻線性振動幅度.....	18
3.2.3	單一自由度振幅公式與文獻振幅公式.....	18
四、	平面揚聲器製作與實驗架設.....	20
4.1	平面揚聲器製作.....	20
4.1.1	外框設計與製作及音圈的訂做.....	20
4.1.2	複材三明治板之製作.....	20
4.1.3	音圈與場磁鐵之製作.....	21
4.1.4	懸邊製作.....	21
4.1.5	揚聲器組裝.....	21

4.2	實驗設備與儀器之架設.....	22
4.3	聲壓相關實驗.....	23
五、	實驗結果與討論.....	24
5.1	傳統錐形喇叭之失真量測結果.....	24
5.2	音圈卷幅高度的影響.....	24
5.2.1	不同的音圈卷幅對失真的影響.....	24
5.2.2	由量測波形來判斷失真程度.....	25
5.2.3	其他參數對失真的影響.....	26
5.3	低頻線性振幅探討.....	26
5.3.1	低頻線性振幅公式驗證.....	26
5.3.2	大變形分析.....	27
5.3.3	振幅與功率關係.....	28
5.4	共振頻率及中音谷與失真率之關係.....	29
5.5	雷射測位儀測得之位移失真.....	29
5.6	綜合討論.....	31
5.6.1	不同揚聲器設計比較.....	31
5.6.2	實例綜合分析.....	33
六、	結論與未來研究方向.....	35
參考文獻	37



表 目 錄

表 3.1	各頻率下之聲壓及阻抗.....	39
表 3.2	計算單自由度振幅各常數項.....	39
表 4.1	實驗所使用的音圈尺寸.....	39
表 5.1	諧波訊號與基本波訊號的分貝差值與失真率轉換對照 表.....	40
表 5.2	無響室量測傳統喇叭 H2 與 H3 失真率.....	40
表 5.3	材料常數.....	41
表 5.4	麥克風於不同位置所測得之失真.....	41
表 5.5	碳纖三明治板於各電壓及頻率下之振幅.....	41
表 5.6	碳纖三明治板 1W 振幅比較.....	41
表 5.7	各頻率下的振幅.....	42
表 5.8	各頻率下之失真.....	42



圖 目 錄

圖 2.1	內磁式激震器.....	43
圖 2.2	單一自由度振動響應模型.....	43
圖 2.3	聲壓距離示意圖.....	44
圖 3.1	具二次非線性項輸入與輸出關係圖.....	44
圖 3.2	純線性和具有二次非線性項之輸出反應比較 ($\varepsilon=0.25$) ...	45
圖 3.3	純線性和具有二次非線性項之輸出反應比較 ($\varepsilon=0.5$)	45
圖 3.4	具三次非線性項輸入與輸出關係圖.....	46
圖 3.5	純線性、二次非線性和三次非線性之輸出反應比較 ($\varepsilon=0.25$)	46
圖 3.6	單自由度振幅公式與文獻振幅公式比較.....	47
圖 4.1	揚聲器主要結構.....	47
圖 4.2	三明治板製作及輔助材料疊層順序.....	48
圖 4.3	熱壓機.....	48
圖 4.4	複合材料積層板之加熱加壓硬化成型製程圖.....	49
圖 4.5	複合材料三明治板完成圖.....	49
圖 4.6	音圈的結構.....	50
圖 4.7	場磁鐵的結構.....	50
圖 4.8	平面揚聲器製作流程(1).....	51
圖 4.9	平面揚聲器製作流程(2).....	51
圖 4.10	平面揚聲器製作流程(3).....	52
圖 4.11	平面揚聲器製作流程(4).....	52
圖 4.12	平面揚聲器製作流程(5).....	53
圖 4.13	平面揚聲器製作流程(6).....	53
圖 4.14	平面揚聲器製作流程(7).....	54
圖 4.15	平面揚聲器製作流程(8).....	54
圖 4.16	平面揚聲器製作流程(9)	55
圖 4.17	平面揚聲器製作流程(10)	55
圖 4.18	平面揚聲器製作流程(11)	56
圖 4.19	平面揚聲器製作流程(12)	56
圖 4.20	平面揚聲器製作流程(13)	57
圖 4.21	平面揚聲器製作流程(14)	57

圖 4.22	平面揚聲器製作流程(15)	58
圖 4.23	平面揚聲器製作流程(16)	58
圖 4.24	平面揚聲器製作流程(17)	59
圖 4.25	MLSSA 聲壓頻譜儀.....	59
圖 4.26	聲壓實驗架設.....	60
圖 5.1	失真量測實驗設備架設圖.....	60
圖 5.2	傳統錐形喇叭失真量測圖.....	61
圖 5.3	傳統喇叭實驗桌上量測 H2 的失真率(1W 平均值 3.6%).....	61
圖 5.4	傳統喇叭無響室內量測 H2 的失真率(1W 平均值 1.8%).....	62
圖 5.5	傳統喇叭實驗桌上量測 H3 的失真率(1W 平均值 20%).....	62
圖 5.6	不同的音圈卷幅與失真的關係(1).....	63
圖 5.7	不同的音圈卷幅與失真的關係(2).....	63
圖 5.8	4 號喇叭 3mm 卷幅音圈之失真波形.....	65
圖 5.9	4 號喇叭 2mm 卷幅音圈之失真波形.....	67
圖 5.10	不同的功率下之聲壓趨勢變化.....	68
圖 5.11	不同距離下之聲壓趨勢變化.....	68
圖 5.12	不同支承失真變化圖.....	69
圖 5.13	12 號喇叭 1W 功率之低頻失真情形.....	69
圖 5.14	11 號喇叭 0.5W 功率之低頻失真情形.....	70
圖 5.15	L 形橡膠受力與位移關係圖.....	70
圖 5.16	泡綿加碳纖支承之勁度與位移關係.....	71
圖 5.17	泡綿加碳纖支承之勁度與位移關係.....	71
圖 5.18	量測振幅及勁度與位移關係實驗設備架設.....	72
圖 5.19	各頻率電壓與振幅關係.....	72
圖 5.20	碳纖三明治板 1W 振幅比較.....	73
圖 5.21	不同加勁三明治板模態圖.....	75
圖 5.22	巴沙木板中音谷失真率與聲壓曲線.....	76
圖 5.23	井字加勁板中音谷失真率與聲壓曲線.....	76
圖 5.24	碳纖三明治板中音谷失真率與聲壓曲線.....	76
圖 5.25	標準喇叭中音谷失真率與聲壓曲線.....	77
圖 5.26	雷射測位儀量測架設圖.....	77
圖 5.27	碳纖三明治振動板上測量位移失真之點及其模態.....	78
圖 5.28	LDV 所量測各點位移失真率.....	78
圖 5.29	LDV 所測得碳纖三明治振動板上各點位移之時域及頻域圖.....	80
圖 5.30	三種不同振動板，由左至右 A 板、B 板、C 板.....	80
圖 5.31	雙層 U 型碳纖支承不同邊緣加勁板聲壓比較.....	81
圖 5.32	4 點與 6 點支承失真變化圖.....	81
圖 5.33	4 點與 6 點支承聲壓曲線比較.....	82

圖 5.34	邊緣加勁板與碳纖三明治板聲壓比較.....	82
圖 5.35	Helmholtz 共振子與其相對應之活塞自由振動.....	83
圖 5.36	加低音回復孔對聲壓之影響比較.....	83
圖 5.37	揚聲器支承設計 1—凹形泡綿支承.....	84
圖 5.38	揚聲器支承設計 2—8 支橡膠腳支承.....	84
圖 5.39	揚聲器支承設計 3—6 支橡膠腳支承.....	85
圖 5.40	揚聲器支承設計 4—雙層 U 型碳纖支承.....	85
圖 5.41	揚聲器支承設計 5—雙層 U 型泡綿碳纖支承.....	86
圖 5.42	揚聲器支承設計 6—U 型碳纖支承.....	86
圖 5.43	揚聲器支承設計 7—4 支碳纖臂支承.....	87
圖 5.44	揚聲器支承設計 8—4 支碳纖臂+膠棉阻尼支承.....	87
圖 5.45	揚聲器支承設計 9—碳纖積層板結構加強.....	88
圖 5.46	線性振幅與量測振幅及失真率對照圖.....	88
圖 6.1	IEC 60268-5 標準障板尺寸 (mm)	89



第一章 緒論

1.1 前言

傳統錐型喇叭的錐形結構振動板之剛性較大失真率低，及它可推動的空氣較多可發出較大的音量，又製程純熟、成本低，因此過去數十年來一直是主流。

但是隨著數位時代的來臨，數位電視 HDTV(高畫質數位電視, high definition TV) 朝薄形化發展，揚聲器也朝輕、薄、短、小化發展。如何在空間受限(細長或薄型)情形下，發展更具效率之揚聲器，以及如何改善細長形之平面揚聲器之激震效率，平面揚聲器因此產生。其結構可概略分為外部的振動平板、懸邊、內部之彈波、音圈、及磁回。一般揚聲器依激震器驅動的方式可分為，電磁型揚聲器、帶型揚聲器、靜電型揚聲器、電磁動圈式揚聲器及壓電型揚聲器。目前市場上最普遍的是電磁動圈式揚聲器，因為成本低廉且製程成熟，也就是俗稱為單體的部份。

在目前人類使用的工具除了不斷從輕、薄、短、小下持續改進，並且在能源的節省方面亦同時不遺餘力地克盡所能。在研究喇叭的範圍裡亦不例外，如何在有限空間內，設計與使用最大出力之揚聲器，改善頻率響應之曲線，便成為最主要的目標。由於市場應用電磁動圈式揚聲器應用面廣泛，不管是在家庭、公共場所、各式交通工具、隨身電子工具中，舉凡需要聲音的地方，均可見其蹤影。其尺寸大小可以從幾公尺的大型喇叭到耳機尺寸的小型喇叭等，都使用著動圈式激震器。動圈式激震器喇叭的特性大致上可以分成二種：音質及音量，通常來講，我們希望可以聽到的是一個優美的音質及合適的音量。但是實際上動圈式激震器的效率普遍較低，因此如何兼顧省能及性能，

將是未來喇叭發展的方向。

1.2 文獻回顧

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

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

構建中心層，樑元素來構建面層。Kanematsu[9]用 Ritz method 來分析矩型板的彎曲和振動。

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

在失真方面，賴耿陽[20]中對於圓錐揚聲器的各種失真作分類及發生原因作一般性探討，[15]為國際電工委員會對揚聲器失真量測所製作之規範，Gander[18]中提出圓錐揚聲器於低頻時之線性振幅預估公式，Errede S.[19]以數學推導方式，說明二次諧波與三次諧波之來源與差異。

1.3 研究動機及範圍

根據維基百科所解釋：失真（畸變）是指一個物體、影像、聲音或其他資訊形式的原始形狀（或其他特性）受到改變。失真通常是不被希望存在的，但在某些情形下，反而希望有些失真出現。例如電吉他。雖然失真的效應有時被認為是噪音，但是外來的信號源以及隨機的噪音並不是失真。諧波失真是由放大器的非線性引起的，失真的結果是使放大器輸出產生了原信號中沒有的諧波分量，使聲音失去了原有的音色，嚴重時聲音會破音、刺耳。多媒體音箱的諧波失真在標稱額定功率時的失真度均為 10%，要求較高的一般應該在 1%以下。諧波失真還有奇、偶次之分，人們通過試驗和分析發現，奇次諧波失真可使人煩躁不安，而少量的偶次諧波則能使音色更好聽。

因為在頻率響應的平坦度方面（消除中音谷）及感度提高方面已有多人研究。而失真這個名詞較為專業也較為抽象，其在通訊傳播方面及電力傳送方面應用較多，但在揚聲器方面國內很少有相關的論文

提及。希望能夠以失真度的量測搭配聲壓曲線來判斷一只揚聲器的品質。本文所探討的失真類型主要為諧波失真，將探討其發生的機制與原理以及量測的方法。

總諧波失真，英文全稱 Total Harmonic Distortion，簡稱 THD。在解釋總諧波失真之前，我們先來了解一下何為諧波失真。諧波失真是指平面振動板在工作過程中，由於會產生諧振現象而導致平面振動板重放聲音時出現失真。儘管平面振動板中只有基頻信號才是聲音的原始信號，但由於不可避免地會出現諧振現象（在原始聲波的基礎上生成二次、三次甚至多次諧波），這樣在聲音信號中不再只有基頻信號，而是還包括諧波即其倍頻成分，這些倍頻信號將導致平面振動板放音時產生失真。對於普通平面振動板允許一定諧波信號成分存在，但必須是以對聲音基頻信號輸出不產生大的影響為前提條件。

而總諧波失真是指用信號源輸入時，輸出信號（諧波及其倍頻成分）比輸入信號多出的額外諧波成分，通常用百分數來表示。一般說來，這一個值越小越好。

第二章 聲壓與失真之計算和原理

2.1 勞倫茲力(Lorentz force)

如圖 2.1 為一個圓形激震器的剖面模型。當音圈通電後會受到電磁力(Lorentz force)而開始作上下運動。若音圈的總長度為 L ，電流為 I ，則在磁場中，音圈會受到一個垂直磁場方向與電流方向的力量 F 。激震器的磁路設計，即是在音圈的放置範圍內，提供一個橫方向近似均勻的磁場。其推力的關係式如下：

$$\vec{F} = \int (\vec{I} \times \vec{B}) dl \quad (2.1)$$

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)。三者的方向關係可用佛來明左手定則表示，中指為電流方向，食指為磁場方向，大拇指則為力量的方向。因為我們所需要的推力方向固定，亦即使音圈上下振動的方向，所以式(2.1)可以簡化為純量關係式：

$$F = BLI \quad (2.2)$$

2.2 將模型簡化為單一自由度之聲壓計算

2.2.1 單一自由度振動響應

揚聲器系統之運動可以簡化為受週期性外力激振的單一自由度剛體振動，如圖 2.2 所示。其中 M (Mass) 為整個揚聲器系統移動的質量，包含音圈、振動板、懸邊及彈波。 K (Stiffness) 是整個系統的勁度，由懸邊與彈波所造成的。 C (Damping) 是整個系統的阻尼。整個系統的運動方程式如下：

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + Kx = F \sin \omega t = BLI \sin \omega t \quad (2.3)$$

可以得到公式解如下：

$$X(\omega) = \frac{BLI}{\sqrt{(K - M\omega^2)^2 + (C\omega)^2}} \quad (2.4)$$

其中

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad , \quad C_c = 2M\omega_n \quad , \quad \xi = \frac{C}{C_c} \quad (2.5)$$

$$\frac{C\omega}{K} = \frac{C}{C_c} \frac{C_c\omega}{K} = 2\xi \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2.6)$$

將關係式(3.3)與(3.3)代入(3.2)可得到另一形式的公式解：

$$X(\omega) = \frac{\frac{BLI}{K}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} \quad (2.7)$$

其中 ω_n 為自然頻率(角頻率)， C_c 為臨界阻尼， ξ 為阻尼比。

2.2.2 單一自由度聲壓公式

對於點聲源而言，3D 波動方程式在球面座標如下式：

$$\frac{\partial^2 P}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 P}{\partial \phi^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{r^2 \tan \theta} \frac{\partial P}{\partial \theta} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} \quad (2.8)$$

其中 P 為聲音壓力， r 為點聲源與量測點的距離， c 為聲速。因為點聲源是完全對稱的聲源，其聲場不會有方向性，所以式(2.8)可以簡化如下：

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial^2 P}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} \\
\Rightarrow & \frac{1}{r} \frac{\partial^2 (rP)}{\partial r^2} = \frac{1}{r} \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 (rP)}{\partial t^2} \\
\Rightarrow & \frac{\partial^2 (rP)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 (rP)}{\partial t^2}
\end{aligned} \tag{2.9}$$

式(2.9)之解為：

$$\begin{aligned}
rP &= f_1(r-ct) + f_2(r+ct) \\
\Rightarrow P(r,t) &= \frac{1}{r} f_1(r-ct) + \frac{1}{r} f_2(r+ct)
\end{aligned} \tag{2.10}$$

其中 f_1 和 f_2 為任意函數。因為一個點聲源只會發出外傳波(outgoing wave)，所以式(2.10)可以簡化如下：

$$P(r,t) = \frac{1}{r} f_1(r-ct) \tag{2.11}$$

對於簡諧球面波而言式(3.11)變為式(3.12)的形式：

$$P(r,t) = \frac{\bar{A}}{r} e^{j(\omega t - kr)} \tag{2.12}$$

其中 \bar{A} 為未定複數， ω 為角頻率， k 為波數。對於微小的振動板 δs 而言，距離振動板 r 的聲場可由 Rayleigh's first Integral 計算得到：

$$P(r,t) = \left(\frac{j\omega \rho_{air} \mu_d \delta s}{2\pi r} \right) e^{j(\omega t - kr)} \tag{2.13}$$

其中 μ_d 為振動板表面元素之速度大小。因此對一塊振動板而言，其聲場為：

$$P(r,t) = \frac{j\omega \rho_{air}}{2\pi} e^{j\omega t} \int_s \frac{\mu_d(r,t) e^{-jkr}}{r} ds \tag{2.14}$$

假設振動板表面元素之振幅大小為：

$$A_d(r_i, t) = A e^{j(\omega t - kr_i)} \tag{2.15}$$

則振動板表面元素之速度大小為：

$$\mu_d(r_i, t) = j\omega A e^{j(\omega t - kr_i)} = j\omega A_d(r, t) \quad (2.16)$$

代入聲場方程式：

$$\begin{aligned} P(r, t) &= \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} e^{j\omega t} \int_s \frac{A_d(r_i, t) e^{-jkr_i}}{r} ds \\ &= \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} \sum_i A_d(r_i, t) \times e^{j(\omega t - kr_i)} \frac{\Delta s}{r_i} \end{aligned} \quad (2.17)$$

代換 ωt 為相角 $\theta_i = \omega t = \tan^{-1} \frac{c_i \omega}{k_i - m_i \omega^2}$

$$\begin{aligned} P(r, t) &= \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} \sum_i A e^{j(\theta_i - kr_i)} e^{j(\theta_i - kr_i)} \frac{\Delta s}{r_i} \\ &= \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} \sum_i A e^{j(2\theta_i - 2kr_i)} \frac{\Delta s}{r_i} \end{aligned} \quad (2.18)$$

而聲壓 SPL (Sound Pressure Level) 之定義為，

$$SPL = 20 \log \left(\frac{|P_{rms}|}{P_{ref}} \right) \quad (2.19)$$

其中 P_{rms} 為量測點聲壓之均方根值， $P_{ref} = 2 \times 10^{-5}$ pascal， SPL 單位則為 dB。


假設振動板為剛體且相較於量測距離振動板很小，則相角 θ 與量測距離 r 不會改變。將 2.2 節得到位移量 $X(\omega)$ 視為振動板的振幅，可得到單一自由度聲音壓力的均方根值如下：

$$\begin{aligned}
P_{rms} &= \sqrt{\frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} P^2(r, t) dt} \\
&= \frac{w^2 \rho_{air} A \Delta s}{2\pi r} \sqrt{\frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} e^{j(4\theta_i - 4kr_i)} dt} \\
&= \frac{w^2 \rho_{air} A \Delta s}{2\sqrt{2}\pi r} \quad (2.20) \\
&= \frac{w^2 \rho_{air} \Delta s}{2\sqrt{2}\pi r} \times \frac{\frac{BLI}{K}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{w}{W_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi \left(\frac{w}{W_n}\right)\right]^2}}
\end{aligned}$$

其中 A 為振動板振幅， Δs 為振動板的面積， r 為量測點的距離。

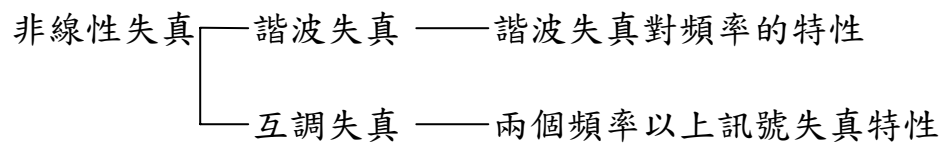
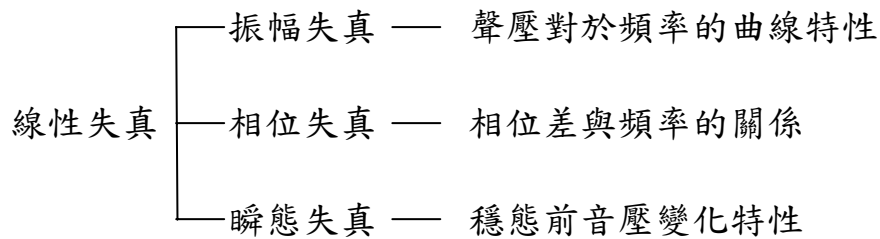
2.3 失真之種類與計算

2.3.1 失真的種類



一般的失真是指諧波失真，廣義的失真還包括有振幅失真、相位失真、瞬態失真和互調失真，可分為線性失真與非線性失真。所謂非線性失真是指其輸出信號增加了原信號沒有頻率成份，輸出波形與輸入波形不同。諧波失真是指聲音重播中增加了原信號沒有的高次諧波成分而導致的失真；互調失真影響到的主要是聲音的音調方面；瞬態失真是因為揚聲器具有一定的慣性質量存在，盆體的震動無法跟上瞬間變化的電信號的震動而導致的原信號與重播音色之間存在的差異。諧波失真常以百分數表示，數值越小表示失真度越小。普通多媒體音箱的失真度以小於 5% 為宜，而通常低音炮的失真度普遍較大，小於

10%就可以接受了。



2.2.2 失真的計算

2.2.2.1 諧波失真與總諧波失真

諧波失真是指平面振動板在工作過程中，由於會產生諧振現象而導致平面振動板重放聲音時出現失真。儘管平面振動板中只有基頻信號才是聲音的原始信號，但由於不可避免地會出現諧振現象（在原始聲波的基礎上生成二次、三次甚至多次諧波），這樣在聲音信號中不再只有基頻信號，而是還包括由諧波及其倍頻成分，這些倍頻信號將導致平面振動板放音時產生失真。

總諧波失真是指用信號源輸入時，輸出信號（諧波及其倍頻成分）比輸入信號多出的額外諧波成分，通常用百分數來表示。一般說來，這一個值越小越好。

n 次諧波失真係數[15]：

$$d_{nf} = \frac{p_{nf}}{p_t} \times 100\% \quad (2.22)$$

總諧波失真係數：

$$d_t = \frac{\sqrt{p_{2f}^2 + p_{3f}^2 + p_{4f}^2 + \dots}}{p_t} \times 100\%$$

$$= [d_{2f}^2 + d_{3f}^2 + d_{4f}^2 + \dots]^{1/2}$$

$$\text{以 dB 表示為 } L_{dt} = 20 \log \frac{d_t}{100} \quad (2.23)$$

因為諧波失真通常很小，因此可以第一諧波聲壓取代總聲壓值

若 p_{nf} 以 dB 的單位表示(記為 \tilde{p}_{nf})，因為 $\tilde{p}_{nf} = 20 \log \left(\frac{p_{nf}}{p_0} \right)$ 及

$$\tilde{p}_f = 20 \log \left(\frac{p_f}{p_0} \right), \text{ 所以 } d_{nf} = 10^{\frac{(\tilde{p}_{nf} - \tilde{p}_f)}{20}}$$

2.2.2.2 傅立葉級數

若一連續函數 $f(t)$ 為週期性且其週期為 T ，那麼它就能以傅立葉級數

無窮地趨近

$$f(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \left[a_n \cos \frac{2n\pi t}{T} + b_n \sin \frac{2n\pi t}{T} \right] \quad (2.24)$$

而其係數可由下式求得

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} f(t) dt$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} f(t) \cos \frac{2n\pi t}{T} dt$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} f(t) \sin \frac{2n\pi}{T} t dt \quad (2.25)$$

或者可將上式寫成

$$f(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos\left(\frac{2n\pi}{T} t - \phi_n\right) \quad (2.26)$$

其中

$$\begin{aligned} A_0 &= a_0 \\ A_n &= \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \\ \phi_n &= \tan^{-1}\left(\frac{b_n}{a_n}\right) \end{aligned} \quad (2.27)$$

振動板受簡諧激振時，以 $f(t)$ 代表其輸出聲壓反應的壓力對時間變化，在無失真狀況下， $f(t)$ 只有一項，即 A_1 項。但是在有失真的情形發生時，就會有其他項產生， A_0 對應於直流項、 A_1 是基頻項、 A_2 是二次諧波項、 A_3 是三次諧波項、 $A_2 \sim A_n$ 為因失真所產生的項。對照 (2.20) 式，因為振動板在低頻時是呈現剛體運動的狀態，若能測得振動板上任一點的位移對時間的函數 $A(t)$ ，將其作傅立葉展開可以得到 A_1 以及 $A_2 \sim A_n$ 的諧波項。將其代入 (2.20) 式可分別得到 P_f 、 P_{2f} 、 P_{3f} ，在經由 (2.22) 式的計算即可得到諧波失真率。

第三章 失真理論

3.1 純數學上的失真理論

3.1.1 系統有二次非線性項時之輸出反應

在各種物理領域中，人們都非常希望任何輸入信號 S_i 的輸出反應 R_o ，能呈現完全線性的關係。數學上，這種關係可寫成：

$$R_o(S_i) = K S_i \quad (3.1)$$

此處的 K 為輸出反應與輸入信號之間的比例常數。即輸入若為一正弦波，則輸出也必為正弦波。

假設輸出與輸入之間的函數關係為多項式的關係，並且最高次項為二次項。藉由改變多項式的係數之後，利用 EXCEL 來模擬失真的波形。

現在考慮一具有二次項少許非線性反應的假想系統：

$$R_o(S_i) = K(S_i + \epsilon S_i^2) = K S_i (1 + \epsilon S_i) \quad (|\epsilon S_i| \ll 1) \quad (3.2)$$

非線性參數 ϵ 具有與 $1/S_i$ 相同的因次，此處假設其值很小，即 $|\epsilon S_i| \ll 1$ (非線性參數 ϵ 可以是正數也可以是負數，但是其絕對值必須遠小於一)。如此一來，除了線性項 $K S_i$ 之外，現在還多了一個二次非線性反應項 $\epsilon K S_i^2$ 。請注意 S_i^2 是有可能發生的非線性項當中的最低階項。對於輸入信號為 S_i ，輸出信號為 $R_o(S_i)$ ，其整個系統的反應圖如(圖 3.1)所示：

我們仍舊假設輸入信號為一純餘弦波，即具有單一頻率 f 的信號。輸入信號為 $S_i(t) = A_i \cos(\omega t)$ ，那麼 $R_o(S_i)$ 便變成時間 t 的顯函數，即：

$$\begin{aligned} R_o(t) &= R_o(S_i(t)) = K(S_i(t) + \epsilon S_i^2(t)) = K S_i(t) + \epsilon K S_i^2(t) \\ &= K A_i \cos(\omega t) + \epsilon K A_i^2 \cos^2(\omega t) \end{aligned} \quad (3.3)$$

利用三角函數恆等式 $\cos^2 \theta = \frac{1}{2}(1 + \cos 2\theta)$

我們可以得到

$$R_0(t) = KA_i \cos(\omega t) + 1/2 \varepsilon KA_i^2 + 1/2 \varepsilon KA_i^2 \cos(2\omega t) \quad (3.4)$$

從這裡我們可以看到，此類輸入信號為單一頻率 f 的二次項非線性反應，其輸出除了基本頻率 f (也稱做第一諧波) 之外，還有一個較小的第二諧波分量，振幅為 $1/2 \varepsilon KA_i^2$ 。另外，輸出信號也有一個偏離平均值的平移項，或稱為直流項。(圖 3.2) 與 (圖 3.3) 分別為 $\varepsilon=0.25$ 及 $\varepsilon=0.5$ 之純線性和具有二次非線性項之輸出反應比較。

3.1.2 系統有三次非線性項時之輸出反應

另外一個例子，我們考慮一具有二次項少許非線性反應的假想系統：

$$Ro(Si) = K(Si + \varepsilon Si^3) = KSi(1 + \varepsilon Si^2) \quad (|\varepsilon Si^2| \ll 1) \quad (3.5)$$

非線性參數 ε 具有與 $1/Si^2$ 相同的因次，此處假設其值很小，即 $|\varepsilon Si^2| \ll 1$ (非線性參數 ε 可以是正數也可以是負數，但是其絕對值必須遠小於一)。如此一來，除了線性項 KSi 之外，現在還多了一個二次非線性反應項 εKSi^3 。請注意 Si^3 是所有可能發生的非線性項當中的第二低階項。對於輸入信號為 Si ，輸出信號為 $Ro(Si)$ ，其整個系統的反應圖如(圖 3.4)所示：

我們仍舊假設輸入信號為一純餘弦波，即具有單一頻率 f 的信號。輸入信號為 $Si(t) = A_i \cos(\omega t)$ ，那麼 $Ro(Si)$ 便變成時間 t 的顯函數，即：

$$\begin{aligned} Ro(t) &= Ro(Si(t)) = K(Si(t) + \varepsilon Si^3(t)) = KSi(t) + \varepsilon KSi^3(t) \\ &= KA_i \cos(\omega t) + \varepsilon KA_i^3 \cos^3(\omega t) \end{aligned} \quad (3.6)$$

利用三倍角公式 $\cos 3\theta = 4 \cos^3 \theta - 3 \cos \theta$ 我們可以得到

$$Ro(t) = KA_i(1 + 3/4 \varepsilon Ai^2) \cos(\omega t) + 1/4 \varepsilon KA_i^3 \cos(3\omega t) \quad (3.7)$$

從這裡我們可以看到，此類輸入信號為單一頻率 f 的純三次項非線

性反應，其輸出除了基本頻率 f (也稱做第一諧波)之外，還有一個為小的第二諧波分量，其振幅為 $1/4\epsilon K A_i^3$ ，由 $\cos(3\omega t)$ 項所造成。必須注意這裡並沒有常數項或直流項產生。因此，我們現在可以了解到，對於上一個二次非線性反應的例子中，為什麼會有二次諧波及直流項的產生。它們分別是 $\cos(\omega t) * \cos(\omega t) = 1/2[\cos(2\omega t) + \cos(0\omega t)]$ 當中的和項($f+f=2f$)及差項($f-f=0f$)的頻率。

(圖 3.5)針對線性相對於二次非線性及三次非線性的輸出反應波形做一個比較，其波形為兩個完全的週期，流逝時間為 $t=0.002$ s，頻率 $f=1000\text{Hz}$ ， $A_i=K=1.0$ ，和一個相對上較大的非線性參數 $\epsilon=+0.25$ ，以使非線性項的效應增加而更容易在圖中看出差別來。

如同二次項非線性的例子一般，三次項非線性的輸出反應波形也不再是一個純餘弦函數。它在波峰及波谷都比純餘弦的波形還來得尖且高。此種三次項非線性的失真輸出波，除了基本波的頻率之外，還有第三次諧波(亦即 $3f$)的分量產生。而揚聲器系統中的非線性參數 C 、 K 、 B_1 一般都呈現左右對稱狀態，為一奇函數 $f(x)=f(-x)$ ，因此可說明為何所量到的諧波分量都是奇次諧波較高，其中又以三階諧波最高。

3.2 低頻失真預測經驗公式[18]

3.2.1 公式推導

在無限大障板中的一個活塞運動往障板單側發散的軸向聲強大小可表示成

$$I = 2\rho c u^2 \sin^2 \left[\frac{k}{2} \left(\sqrt{r^2 + a^2} - r \right) \right] \quad (3.9)$$

其中

I = 聲強

ρ = 空氣密度，室溫 20°C 下為 1.21kg/m^3

c = 空氣中聲速，343m/s

u = 活塞運動速度

k = 波速， $2\pi/\lambda = \omega/c$

r = 量測點與活塞中心點距離

a = 活塞半徑

又

$$\sqrt{r^2 + a^2} = r \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right)^{1/2} \cong r \left(1 + \frac{a^2}{2r^2} \right) \quad (3.10)$$

所以

$$I = 2\rho c u^2 \sin^2 \left(\frac{ka^2}{4r} \right) \cong 2\rho c u^2 \frac{k^2 a^4}{16r^2} = \frac{\rho c k^2 a^4 u^2}{8r^2} \quad (3.11)$$

而聲強與壓力之間的關係為

$$I = \frac{p^2}{2\rho c} \quad (3.12)$$

比較 (3.11) 與 (3.12) 式可得

$$p^2 = \frac{(\rho c)^2 (ka^2 u)}{4r^2}, p = \frac{\rho c k a^2 u}{2r} \quad (3.13)$$

由上式解得活塞速度 u ，

$$u = \frac{2rp}{\rho c k a^2} \quad (3.14)$$

對於簡諧激振運動，活塞之位移可表示成：

$$x = x_0 \sin \omega t \quad (3.15)$$

$$u = \frac{dx}{dt} = \omega x_0 \cos \omega t = u_0 \cos \omega t \quad (3.16)$$

所以活塞的位移振幅

$$x_{peak} = x_0 = \frac{u_0}{\omega} \quad (3.17)$$

(3.14) 代入 (3.17) 可得：

$$x_0 = \frac{2rp}{\rho c(k\omega)a^2} = \frac{2rp}{\rho c\left(\frac{\omega^2}{c}\right)a^2} = \frac{2rp}{\rho c(2\pi f)^2 a^2} = \frac{rp}{2\rho\pi^2 f^2 a^2} \quad (3.18)$$

若音源向外發送的音波為障板兩側，立體角度為 $4\pi sr$ ，因為面積增為兩倍，因此上式須乘上 2

$$x_0 = \frac{rp}{\rho\pi^2 f^2 a^2} \quad (3.19)$$

因為

$$p = \sqrt{2}p_{rms} \quad (3.20)$$

$$SPL = 20 \log \left(\frac{p_{rms}}{p_{ref}} \right) \quad (3.21)$$

$$p_{ref} = 20\mu N / m^2 \quad (3.22)$$

所以

$$\begin{aligned} x_0 &= \frac{r * \sqrt{2}p_{rms}}{2\rho\pi^2 f^2 a^2} = \frac{1000mm \cdot 20 \times 10^{-12} N \cdot mm^{-2} \cdot 10^{SPL/20}}{\sqrt{2} \cdot 1.21 \times 10^{-9} kg \cdot mm^{-3} \cdot s^{-2} \cdot a^2 mm^2} \\ &= \frac{1.184 \cdot 10^{SPL/20}}{f^2 a^2} \frac{N}{kg \cdot s^{-2}} = \frac{1.184 \cdot 10^{SPL/20}}{f^2 a^2} m \\ &= \frac{(1.184 \times 1000) 10^{SPL/20}}{f^2 a^2} mm \end{aligned} \quad (3.23)$$

上式是振動板振幅、聲壓值、正弦波頻率及口徑大小之間的關係式，適用於圓形振動板。要用於矩形板要再作修改，由於圓面積 $A=\pi a^2$ ， $a^2=A/\pi$ 。所以：

$$x_0 = \frac{3720 \times 10^{SPL/20}}{f^2 A} \quad (3.24)$$

上式的意思是說，一個埋在無限大障板內，具有振動板面積為A的揚聲器，以f的頻率激震它，若它在中心軸 1 米的地方所量得的聲壓值是 SPL，則其相對應的振動板振幅為 x_0 。

本論文所使用的板子尺寸為 $A=96mm \times 36mm=3456mm^2$ 因此上式可再簡化成

$$x_0 = \frac{1.076 \times 10^{SPL/20}}{f^2} \quad (3.25)$$

3.2.2 低音喇叭低頻線性振動幅度

在文獻[18]中 MARK R.GANDER 提出，在低頻之下，振膜可視為一往復振動的剛體活塞運動。揚聲器的主要失真來自於驅動力的非線性，即音圈卷幅高度與導磁片高度之間的關係所決定。根據卷幅高度與導磁片高度之間的關係，音圈可分為高卷幅音圈、等卷幅音圈、與小卷幅音圈。一般的動圈式揚聲器為了有大的音量輸出，皆採用高卷幅音圈。在文獻中，低音喇叭為了有高傳真的效果，第三諧波失真與基本波相差 30dB 以上，或者失真率在 3.2% 以下。其振幅必須在卷幅高度與導磁片高度差值的一半加上卷幅高度的 15% 以內。即：

$$x_{\max} = \frac{\text{卷幅高度} - \text{導磁片高度}}{2} + 15\% (\text{卷幅高度}) \quad (3.26)$$

文獻作者並以數個實例驗證其正確性，誤差多在 20% 以內，在此姑且稱之 Gander 線性振幅公式。在第五章中會用實驗加以驗證，配合文獻振幅公式及第五章中振幅與電壓呈現正比的關係，就可以估計線性功率的約略值。

3.2.3 單一自由度振幅公式與文獻振幅公式

因為在低頻時失真的大小受到振幅的影響，而振幅的計算相當複雜，必須找到一個簡單計算式子，來迅速估計振幅也才能估計揚聲器所能承載的最大功率。由單一自由度振幅是由 (3.7) 式配合 LMS 所量得的參數計算得到，其計算非常複雜，不利工程計算。文獻[18]的振幅公式則大幅簡化了計算，只要知道某頻率所對應的聲壓值就可算出其振幅來。

單一自由度振幅公式為

$$x_{0SDOF} = \frac{\delta_{st}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} = \frac{\delta_{st}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (\frac{r}{Qms})^2}} (m) \quad (3.27)$$

其中

$\delta_{st} = \frac{BLI}{K}$ 為頻率等於零的位移，即靜位移。

$\frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (\frac{r}{Qms})^2}}$ 為共振效應引起的位移放大倍率。

而

$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{f}{f_n}$ 為頻率與自然頻率的比值。

$K = \frac{10^6}{Cms}$ 為懸邊及彈波的總勁度(stiffness)

$I = \frac{\sqrt{2}V_{rms}}{R}$ 為電流振幅，因此要乘上係數 $\sqrt{2}$ ，R 則必須代入所量得阻抗圖中的實際阻抗。

$Qms = \frac{1}{2\xi}$ 為品質因數 (quality factor) 是用來衡量一振動系統消

散能量的指標。高的 Q 值代表能量消散較慢，也就是阻尼低，其所量測到的阻抗圖形也會較尖銳。。

文獻振幅公式[18]為

$$x_0 = \frac{3720 \times 10^{SPL/20}}{f^2 Area} = \frac{1.076 \times 10^{SPL/20}}{f^2} (mm) \quad (3.28)$$

其中 SPL 要代入 1m1W 所量測的聲壓值，Area 須帶入振動板的面積，單位為 mm，若加上懸邊則需另外加上懸邊振動部份面積的一半。

第四章 平面揚聲器製作與實驗架設

4.1 平面揚聲器製作

平面揚聲器結構可分為振動板、音圈、場磁鐵、懸邊及外框，示意圖如(圖 4.1)。

4.1.1 外框設計與製作及音圈的訂做

- (1) 首先先決定板子的長寬尺寸及選擇激震器的尺寸
- (2) 決定衝程大小、卷幅及電阻規格向音圈製造廠訂購
- (3) 用 CAD 軟體設計出外框及音圈定位治具向 CNC 加工工廠訂做 20 組外框，以便實驗對照用。

4.1.2 複材三明治板之製作

使用材料為複材與 Balsa 木，製作步驟如下：

- (1) 製作前先從冷凍庫中取出複合材料預浸材，並在室溫下回溫 12~14 小時。
- (2) 裁剪出所需預浸材之大小及角度及所需的輔助材。
- (3) 在鐵板上依序放置輔助材及複合材料(圖 4.2)，抽真空，再將模具送上熱壓機(圖 4.3)，依加溫時間-溫度關係及溫度-壓力關係(圖 4.4)來控制複合積層板成型條件。
- (4) 熱壓完成後，使試片在室溫下自然冷卻，待溫度到達室溫後，再將積層板取出，並將板子裁剪成所需之大小。
- (5) 將 Balsa 木裁剪成實驗所需之尺寸
- (6) 使用 AB 膠，以 A 膠比 B 膠等於 1:0.8 的比例混合調成，將其均勻塗在積層板上，再精準地黏著在核心層上。
- (7) 最後放置陰涼處 18 小時，使其完全密合(圖 4.5)。

4.1.3 音圈與場磁鐵之製作

音圈部分先用碳纖放在模具中，中間打氣使其和模具密合，再以熱壓機熱壓成型。成型好的音圈壓成圓形，放在繞線機上繞上線徑 ψ 為 0.04 mm 的漆包線，如(圖 4.6)，，其中 d_1 為內徑， d_2 為外徑， t 為厚度， t_v 為卷幅， h 為高度，本文中實驗所使用的音圈尺寸如表 4.1 所示。場磁鐵部分則先開好模具，製作外型，以AB膠黏好成型後再充磁，結構如(圖 4.7)。

4.1.4 懸邊製作

製作模具，公模與母模的間隙為 0.2mm，作為容納懸邊材料的空間。將厚不織布中間割數道縫隙，放入模具裡，再放入熱壓機裡，以攝氏 100 度加壓加熱半小時，取出冷卻 3 分鐘即可完成。

4.1.5 揚聲器組裝

- (1) 裁切長寬各為 90mm 及 30mm 厚度為 2mm 的巴沙木(圖 4.8)
- (2) 裁切寬度為 3mm 長度與巴沙木板四邊相同的長條共四條(圖 4.9)
- (3) 在一保麗龍板上畫出與保麗龍板大小一致的外框(圖 4.10)
- (4) 將巴沙木條對準所話好的框邊黏好(圖 4.11)
- (5) 在不織布上畫出適當之形狀，並裁切下來(圖 4.12)
- (6) 在框內側塗上少許的白膠(圖 4.13)
- (7) 將不織布黏於框內側(圖 4.14)
- (8) 將不織布先摺出痕以利後續步驟(圖 4.15)
- (9) 將巴沙木板置於定位方框內側，外框置於定外方框外側，將不織布的內圍以白膠黏於巴沙木上(圖 4.16)
- (10) 將要製作的懸邊外型仔細地畫在泡綿上(圖 4.17)

- (11) 以雕刻刀先切割內側(圖 4.18)
- (12) 再切割外側(圖 4.19)
- (13) 將泡綿懸邊黏於巴沙木上(圖 4.20)
- (14) 製作泡綿懸邊支臂(圖 4.21)
- (15) 將支臂黏著於泡綿懸邊與外框之間(圖 4.22)
- (16) 將音圈置於音圈定位器間，塗上 AB 膠，配合內框將音圈固定在振動板上(圖 4.23)
- (17) 以鉚錫將錦絲線鉚在端子板上(圖 4.24)

4.2 實驗設備與儀器之架設

我們將一 40cmX40cm 的木頭障板鑽一個略小於喇叭口徑的洞，將喇叭緊緊埋入固定著。再以二塊大鐵塊與二支 C 型夾將小障板固定在實驗桌上，以降低振動。然後將麥克風架在三角架上，與桌子分離以免干擾，距離障板的喇叭約 20cm~30cm，近距離量測可使直接音的訊號較大、反射音的訊號相對較小，使誤差減低。然後將麥克風線連接麥克風與 B&K 頻譜分析儀的輸入端，將訊號線連接揚聲器端子與 B&K 頻譜分析儀的輸出端。啟動 B&K Pulse 分析軟體，將 PULSE 分析軟體的環境設定完成(如：測試頻寬、解析度、激發方式)，輸出一正弦波的電壓經訊號線到揚聲器端子，使振動板振動發出聲音，經空氣傳播至麥克風，麥克風將聲音的訊號轉換成電流訊號，經麥克風線傳至 B&K 頻譜分析儀，可以得到時間域上的波形，再使用 B&K Pulse 分析軟體可以得到頻率域上頻譜。記錄基頻與二倍頻率、三倍頻率的訊號大小值代入公式即可知道失真率。

實驗設備：

- (1) B&K 頻譜分析儀及 B&K Pulse 分析軟體

- (2) 麥克風及麥克風線
- (3) 訊號線
- (4) 三腳架
- (5) 小木障板
- (6) 大鐵塊
- (7) C 型夾

4.3 聲壓相關實驗

首先使用 MLSSA 聲壓頻譜儀如(圖 4.25)測量揚聲器系統之系統參數，其原理為先量測原本揚聲器的阻抗與頻率關係，將近似於揚聲器的質量的物體另外附加於振動板中央，量測另一組阻抗與頻率，利用兩組數據比較而得到系統的各項相關參數。

聲壓量測實驗則是使用 LMS 聲壓測試系統(內含寬頻雜訊產生器、聲壓頻譜分析)，搭配訊號放大器(Amplifier)、個人電腦以及麥克風來進行量測，實驗架設如(圖 4.26)所示，其程序如下：

- (1) 將平面揚聲器固定於障板上。
- (2) 麥克風放置於距離揚聲器中心一公尺之同一高度腳架上。
- (3) 校正 LMS 聲壓測試系統並設定好測量相關參數。
- (4) 啟動電腦發出訊號，由麥克風接收聲壓訊號，傳回電腦。即可得出頻率響應之聲壓分貝圖。

第五章 實驗結果與討論

因為失真的種類以及產生的來源相當的多，實驗儀器的功能也不太完善。無法以連續掃頻的方式，量測諧波失真與頻率的關係。因此我們主要量測的頻率選定為 100Hz、200Hz、500Hz、1kHz、2kHz 和 5kHz。並只量測第二諧波失真 (H2) 與第三諧波失真 (H3)。而因為第二諧波失真很低，又剛好是基本波頻率的偶數倍，使人耳對第二諧波失真的容忍值較大，所以不加以深入探討；而失真的最大分量為第三諧波失真，所以以其值來代表整體的失真率，本文中未特別註明時，失真率即指第三諧波失真 (H3)。失真量測實驗設備架設如 (圖 5.1)

5.1 傳統錐形喇叭之失真量測結果

本實驗所使用之喇叭為 6 歐姆，口徑 5in 之喇叭，架設圖如(圖 5.2)。(圖 5.3)與(圖 5.4)分別為無響室外與無響室內不同功率下之 H2 失真情形。從 (圖 5.3) 我們可以發現，除了 1kHz 的失真率在 10% 以上，其餘頻率均在 5% 以下。而在不同的功率下，第二諧波失真 H2 幾乎相同，因此我們推斷 H2 與功率沒有關係。無響室內與無響室外所量測的結果只有在 1kHz 有較大差異外，其餘頻率大致相同，為了實驗的一致性與方便性，其餘實驗均在無響室外的實驗桌上進行量測。(圖 5.5) 為無響室外第三諧波失真情形，從圖中可發現失真率大概與功率成正比。且跟第二諧波相同，最大的失真率均落在 1kHz，其餘頻率均在 20% 以下。

5.2 音圈卷幅高度的影響

5.2.1 不同的音圈卷幅對失真的影響

從 (圖 5.6) 中可看出，在 200Hz 之前，3mm 卷幅的揚聲器之失

真比 2mm 卷幅的揚聲器之失真來得低，這是因為在低頻時，振動板為大幅度之剛體往復運動，其主要的失真來源為驅動力的非直線性。即 BL 值未能保持恆定，而高卷幅音圈運動時，其線圈較不易跑出磁場外，BL 值變化也較小，因此失真也較小。在高頻部份則看不出有任何趨勢。(圖 5.7)中，4mm 的音圈卷幅在各頻率下的諧波失真幾乎都比 2mm 音圈卷幅還要低。所以高卷幅的音圈其線性特性較好，線性振幅也較大，但是在磁隙內的線圈部份較少，所以其效率也較低。所以還是要根據實際應用的需求來決定選取高卷幅音圈或是低卷幅音圈。

5.2.2 由量測波形來判斷失真程度

在(圖 5.8)及(圖 5.9)中我們將量測到的時間域上的波形抓取下來，越接近正弦波波形的表示失真率越小。我們可發現失真率在 10%以下的波形都相當地接近正弦波，如(圖 5.8)中 500Hz1W 及(圖 5.9)中 500Hz1W 的波形就相當地接近正弦波。而失真率在 20%以下的波形也大致上接近正弦波，波形變形程度不會太多。如(圖 5.8)中的 100Hz1W 及(圖 5.9)中的 200Hz1W。而失真率在 20%至 40%的波形，雖然可以清楚辨別其非正弦波，但仍可清楚辨別波峰波谷的所在及有幾個完整的波形。如(圖 5.8)中之 200Hz3W 及(圖 5.9)中 100Hz3W 的部份。而失真率在 40%以上的波形，則多了幾個小了山峰起伏，比起原始訊號正弦波已經走樣甚多。基於以上的理由，我們根據失真率的程度，將揚聲器在該頻率之下的表現分成下列幾個等級。

- (1) 良：失真率 10%以下
- (2) 普通：失真率 10%至 20%之間
- (3) 差：失真率 20%至 40%之間
- (4) 劣：失真率 40%之上

5.2.3 其他參數對失真的影響

我們已經知道功率愈大其諧波失真也愈大，接著要探討功率對聲壓趨勢是否有影響。對同一只揚聲器輸入 1W 及 3W 的功率，並量測其聲壓曲線，再將 3W 的曲線往下平移 4.77dB，如(圖 5.10)，可發現 2 條曲線幾乎重疊在一起。所以從聲壓曲線並無法判斷一只揚聲器的失真程度，聲壓曲線所呈現的是一種線性失真或可說是振幅失真，而諧波失真所呈現的是一種非線性失真。

接下來探討不同距離量測對聲壓趨勢的影響，對同一只揚聲器在不同距離-20cm 及 100cm 量測聲壓，再將 20cm 所量得的曲線往下平移 14dB 如(圖 5.11)。從圖中可觀察到，100cm 的曲線在 65Hz、130Hz、240Hz 及 500Hz 處的聲壓值比 20cm 曲線還高；90Hz、360Hz 及 800Hz 處則較低。這可能是因為實驗用的障板是 120cmX120cm 的正方形且洞口開在中間所致，這會使背面波與前面波在某些頻率產生干涉而呈現相消與相長的情況。若使用 IEC 60268-5 中的障板將會使此情形減少。其寬為 1350mm、高為 1650mm，洞口距離中心右方 150mm、上方 225mm 處。

再來從(圖 5.12)中可發現，4 點支承的失真較 6 點失真小，100Hz 處失真較大的原因是其勁度較軟，振幅較大所引起。而 6 點支承有 2 點通過振動板的長對稱軸，會產生迴轉的不穩定效果，所以失真較大。

5.3 低頻線性振幅探討

5.3.1 低頻線性振幅公式驗證

本實驗所使用的音圈卷幅高度為 3mm，導磁片厚度為 2mm，因此由線性振幅預測公式：

$$x_{\max} = \frac{3-2}{2} + 0.15 \times 3 = 0.95\text{mm}$$

而在所量測的失真(圖 5.13)上，失真 30dB 處為 97Hz，而其該頻率下的 SPL 為 77dB，因此其振幅為：

$$x_0 = \frac{1.076 \times 10^{77/20}}{97^2} = 0.81mm$$

兩者相當接近，相差約 15%

另一個例子，使用 11 號喇叭，0.5W 來量測失真，量測結果如(圖 5.14)。第三諧波與基本波相差 30dB 時，頻率為 83Hz，而 1 米 1W 的 SPL 為 77dB，相當於 0.5W 時的 74dB，該點振幅為：

$$x_0 = \frac{1.076 \times 10^{74/20}}{83^2} = 0.78mm$$

與預測公式相差 18%。此公式並未將懸邊的非線性因素考慮進去，所以誤差較大，但仍有其利用價值，配合文獻振幅公式 (3.26) 及第五章中振幅與電壓呈現正比的關係，就可以估計線性功率的約略值。

5.3.2 大變形分析

我們為了知道揚聲器的支承在大變形的情況下，是否會有幾何非線性的行為產生，即勁度係數不是常數而是位置的函數，做了有限軟體分析。揚聲器的其中一種支承設計共有 6 隻 L 型橡膠支承作為懸邊，其截面尺寸為高 1mm、寬 2.2mm，長邊 14mm、短邊 9.5mm。橡膠材料常數經 MTS 拉伸試驗機測得楊氏係數 $E=5.0\text{MPa}$ ，以 ANSYS 軟體中的 Beam3 元素作靜力分析，並啟用大變形選項 (NLGEOM,ON)，施加不同外力，經軟體分析疊代至收斂值，得到一位移。(圖 5.15) 為受力與位移關係圖。從圖中可看到，兩者關係雖非呈直線關係，但在音圈衝程範圍 4mm 內仍呈現高度線性關係，所以此種支承設計可以使懸邊對失真的影響減至最低。但是此種設計並不穩定，且回復力不夠，因此沒有採用。另外，(圖 5.16)為使用 MTS 拉伸試驗機量測碳纖支承

之勁度與位移關係，大約 1.3mm 為兩個方向對稱之線性振幅範圍。(圖 5.17)為泡綿加碳纖支承之勁度與位移關係，線性振幅範圍約為 2.3mm。未來可以設計各種不同的支承，以有限分析軟體中的大變形分析以及實驗來求出其線性範圍，並配合專門量測失真的儀器，來找出較佳的支承設計，並求出線性功率。

5.3.3 振幅與功率關係

(圖 5.18)是用來量測振動板振幅的實驗裝置，儀器包括掃頻儀及 MTS 拉伸試驗機。量測步驟首先是以微小的電壓 0.1V 給揚聲器，將偵測頭降至剛好碰到振動板發出聲音時，將座標值歸零，將偵測頭升至適當位置，再施加要測試的電壓，將偵測頭降至剛好碰到振動板發出聲音，紀錄其座標值，此即該電壓下振動板產生的振幅。從(圖 5.19)可看出電壓與振幅成正比，而電壓的平方與功率成正比，因此功率與振幅的平方成正比，即振幅增為 2 倍功率增為 4 倍。而功率每增加為 2 倍，聲壓值增加 3dB；因此振幅增為 2 倍時，聲壓值增加 6dB。

(圖 5.20)為碳纖三明治板 1W 時，單自由度振幅、文獻振幅與量測值之比較。文獻振幅與量測值的趨勢較像，兩者皆是經由實驗程序得到。文獻振幅是經由量測聲壓值代入文獻振幅公式間接得到，量測值是直接測量得到。量測值在 80Hz 與 120Hz 部份較大的原因是，該頻率振幅較大，在量測時須將框壓住，由於框是塑膠材質較軟，產生些微變形所致。

所以我們可利用 3.2 節的 Gander 線性振幅公式，以及量測支承的線性振幅，來判斷究竟是 $Bl(x)$ 或是 $k(x)$ 才是主要限制其線性振幅的主要因素。藉由更準確的失真量測儀器量測以及測出 $Bl(x)$ 及 $k(x)$ ，再設定一個可接受的失真率，譬如 10%，假設 $Bl(x_{Bl})=aBl(0)$ 及 $k(x_k)=bk(0)$

時會超出此失真率，量測多組數據決定待求係數 a 、 b 。 a 、 b 值決定之後，量測 $Bl(x)$ 及 $k(x)$ 就可估計其線性範圍。

5.4 共振頻率及中音谷與失真率之關係

(圖 5.22)~(圖 5.25)中為各種不同的平面振動板及標準喇叭，在最大中音谷附近的聲壓值與諧波失真對照圖。首先我們先量測揚聲器的整個聲壓曲線圖，再針對聲壓落差最大的中音谷附近頻率取數點量測其諧波失真，並加以比較。純巴沙木振動板方面，從(圖 5.21)中可看出其長邊方向的第一個彎曲模態頻率為 891Hz；剛好其中音谷就落在 900Hz 附近，其最大失真率頻率也落在 950Hz 附近。井字加勁振動板方面，從(圖 5.21)中可看出其長邊方向的第一個彎曲模態頻率為 1333Hz；而實驗結果剛好其中音谷就落在 1170Hz 附近，其最大失真率頻率也落在 1250Hz 附近。碳纖三明治振動板方面，從(圖 5.21)中可看出其長邊方向的第一個彎曲模態頻率為 2210Hz，而實驗結果其中音谷落在 2380Hz 附近，其最大失真率頻率並不明顯但也落在 2380Hz 附近。在傳統錐形喇叭身上也發現相同的情形。所以我們可以做出一個結論：最大的諧波失真會在最大的中音谷頻率產生，而最大的中音谷是由於振動板在長邊方向的第一個彎曲模態所產生，所以若我們可以把該模態頻率往後移至 5000Hz 之後，則其第三諧波分量的頻率就會超過 15000Hz，落在人們聽不到的範圍。

5.5 雷射測位儀測得之位移失真

因為麥克風所量測的訊號誤差過大，因此再以雷射測位儀 (Laser Doppler Velocimeter, LDV) 量測作比較及驗證。(圖 5.26) 是 LDV 量測位移失真之儀器架設。(圖 5.27) 是碳纖三明治振動板上測量位移失真之點及其第一彎曲模態之振形。(圖 5.28) 是 LDV 所量測各點位移失

真率。(圖 5.29) 是 LDV 所測得碳纖三明治振動板上各點位移之時域及頻域圖。由(圖 5.28~29)可看出在 200Hz 以下，基頻 H1 以及第三諧波 H3 的強度，三點大致相同；500Hz 與 1000Hz 時 H1 大致相同，H3 最大與最小的強度差 10dB 以上；2000Hz 以上則是 H1 與 H3 的差異均變得較大。由此可看出 500Hz 之前，振動板呈現剛體運動的狀態。500Hz 至 1000Hz 之間，振動板無法承受前後劇烈的加速度，使得第三諧波開始增加。2000Hz 以上則是因為有共振模式的出現，而使主要訊號 H1 也開始出現變化；而第三點因為靠近節線位置，振動幅度較小，使得基本頻率振幅 H1 較低，而失真率是 H3 與 H1 的比值，所以其失真率才較大。100Hz 至 5000Hz 的六點諧波失真平均值，中心點為 5.11%、角落點為 3.82%、第三點為 6.51%，仍然是靠近第一彎曲模式節線位置的失真最大。

麥克風與雷射測位儀 (LDV) 所測得的失真率差異在於：麥克風所量到的是整個振動板所造成聲壓的變形率，此所測得的是整個揚聲器系統的諧波失真，但是由於量測環境的反射波過多使得所量到的值比實際值大了數倍。雷射測位儀所測得的是單點位移的失真率，而位移的失真率就相對於壓力的失真率，也沒有反射波的問題所以較為準確，因此只要在振動板上取的點數多，再將各點測得之失真率取平均值，即可接近實際的諧波失真。另外 500Hz 之前屬於剛體運動，因此量測一點之失真即可代表整體失真。

(表 5.4) 中是障板與麥克風於不同位置所測得之失真，比較第一列與第二列，發現第二列的 H1 與 H3 都因為牆壁的反射聲波形成同相位的相加效應，而 H3 增加量又較多因此使量得的失真率較實際值大的多。第三列則是與揚聲器正面與背面等距的地方測得，因為正面與背面聲波到達麥克風時剛好形成逆相位，使 H1 大幅降低，使得失真

率增加;第四列因為無障板阻隔正反面聲波也使得 H1 同樣大幅降低失真率增加。因此要得到準確的量測數據還是要有一個偏位洞口的標準障板及吸音性能良好的無響室才行。

5.6 綜合討論

在量測諧波失真時跟聲壓量測一樣，也是要以 1m1W 來量測，但是實驗所用的無響室較為簡陋，以 1m 來量測時波形會變形嚴重，noise 很高，可能是無響室的海綿不能完全吸音使反射音波一起進入麥克風所致，所以最後決定用近場的量測方式取代，以 20cm 的距離取代 1m，使反射波的強度減低，量測的波形變形程度就大幅降低。但是仍發現有些頻率耳朵聽起來是無變形的音，但是麥克風所接收到的波形卻嚴重變形。所以可能是無響室過小，對於某些頻率的反射率較高，直射波與反射波同時進入麥克風產生干涉的結果。所以在無響室所量測到的值仍然較實際值為高，在諧波失真上只能做到定性的討論，較難做到定量的討論。因為量測時間較久，會佔用無響室過久，因此實驗不在無響室進行，而改用自製小障板近距離量測，其值比在無響室所測得的還要大一些。

5.6.1 不同揚聲器設計比較

三種不同的邊緣加勁方式的板（圖 5.30）：A 板-邊緣加勁+SiO₂塗布板，B 板-井字加勁板，C 板-邊緣加勁板。此三種板的聲壓曲線的趨勢大致相同（圖 5.31），但是 C 板的中音谷落差較小，因此選擇 C 板作為揚聲器的振動板。而 4 點與 6 點支承相比較下，在聲壓方面 4 點支承中音谷落差 10dB 小於 6 點支承的 13dB（圖 5.32）；4 點支承的六頻率平均諧波失真率為 17% 小於 6 點支承的 21%（圖 5.33），因此以 4 點支承作為選擇。

邊緣加勁板之聲壓曲線已相當平坦，但是其中音谷的落差有 12dB。改用碳纖三明治板後，其中音谷落差降成 6dB，有大幅改善（圖 5.34）。

以 Helmholtz 共振子原理作成之低音回復管（圖 5.35）：Helmholtz 共振子的空氣柱質量 $m = \rho al$ 而其內部空氣所造成的等效彈簧常數為 $K = \frac{\rho a^2 v^2}{V}$ 所以其共振頻率為 $f = \frac{v}{2\pi} \sqrt{\frac{a}{Vl}}$ 。其中 a 是空氣柱頸部面積， l 為其長度， V 是共振子內部空氣體積， v 是聲速（ $v \cong 344m/s$ ）。（圖 5.36）為單體喇叭與有回復孔喇叭之頻率響應比較，可看出有回復孔的喇叭在低頻的頻率響應靈敏度較高。而此實驗用音箱內部尺寸為 275mmx55mmx55mm，回復孔內部尺寸為 $d=22mm$ 、 $L=30mm$ ，計算得出其共振頻率為 $f=214Hz$ ，與其增強的頻率響應部份大致符合（圖 5.36）。若以數個不同共振頻率的 Helmholtz 共振子當作回復孔，經由適當尺寸的尺寸設計，或許能相當程度補償原本的頻率響應，使之更加平坦。

在揚聲器支承設計方面，（圖 5.37）至圖（5.45）是一些較具代表性並且前後相關的設計。（圖 5.37）凹形泡綿支承設計能使 F_0 降至 100Hz 以下，但是泡綿的回復力不足，跟不上音圈動作，低頻不穩定。（圖 5.38）橡膠腳支承設計則是在大幅振動下無法使振動板回復至平衡位置，產生永久變形。（圖 5.39）6 支橡膠腳支承設計會產生偏擺運動比 8 支腳還不穩定。（圖 5.40）雙層 \square 型碳纖支承穩定度大為增加，但是其 4 個角落變形較大容易打到板子，因此改採（圖 5.42）單層 \square 型碳纖支承設計。（圖 5.41）是 \square 型泡綿與碳纖混合支承，也是因為泡綿剛性與回復力不夠，作動不佳。再來將（圖 5.42）單層 \square 型碳纖支承（6 點支承）再簡化成（圖 5.43）4 支碳纖臂支承，發現其 F_0 可降至 100Hz 以下，其失真率又比 6 點支承還低，結構又較簡單，但是

在播放連續重低音訊號時會有大幅震盪停不下來的現象，因此在碳纖維支承再黏上一層膠綿來當作阻尼制動，發現 Q_{ms} 參數值有大幅下降，重低音播放時，大幅震盪現象也有改善。再來就是將連接碳纖維的木頭懸臂改成碳纖維積層板使其結構更牢固，如（圖 5.45）。

5.6.2 實例綜合分析

以（圖 5.45）的揚聲器來做各式各樣的實驗，並探討振幅公式的準確性、失真與振幅關係、線性預測振幅公式與振幅功率關係。

（圖 5.27）是碳纖維三明治振動板上測量位移失真之點及其第一彎曲模態之振形。（圖 5.28）是 LDV 所量測各點位移失真率。由此可看出 500Hz 之前，振動板呈現剛體運動的狀態。500Hz 至 1000Hz 之間，振動板無法承受前後劇烈的加速度，使得第三諧波開始增加。2000Hz 以上則是因為有共振模態的出現，而使主要訊號 H1 也開始出現變化；而第三點因為靠近節線位置，振動幅度較小，使得基本頻率振幅 H1 較低，而失真率是 H3 與 H1 的比值，所以其失真率才較大。而此模態剛好是發生中音谷的頻率位置，所以如果能改善中音谷問題也能改善中高頻的失真問題，或增加板子剛性將中音谷移到 5000Hz 以上，會使失真頻率大於 15000Hz，也能改善此問題。

此揚聲器的 F_0 為 170Hz，音圈卷幅為 4mm，導磁片厚度為 3mm。根據 Gander 線性振幅預測公式（3.26）式（諧波失真率到達 3% 時之振幅），此揚聲器的允許振幅為 0.95mm，即振幅小於 0.95mm 時失真率會在 3% 以下。而其支承的勁度（圖 5.17），在 1.5mm 的範圍內，向內勁度與向外勁度相同而且成線性關係，因此在 1.5mm 的振幅範圍內主要的失真來源是 B1 值的非線性造成的；又 1W 的功率之下，振幅最大值在 120Hz，其振幅為 0.75mm，根據 5.3.3 節 振幅與功率的關係可

推得懸邊所限制的線性功率為 4W。而 Gander 線性振幅預測公式並未考慮懸邊的勁度影響，其只考慮音圈卷幅與導磁片高度，也就是 BI 值而已，因此以此預測振幅與實驗比較。

實際量測其振幅並且以 LDV 量測 3 點位移失真(圖 5.46)，發現在 120Hz~220Hz 之間(F_0 附近)，振幅愈大，失真愈大。但是小於 120Hz 時，雖然振幅變小，失真率卻沒變低，反而振幅愈小失真率愈大，可能愈低頻時慣性作用愈明顯，使得振動板跟不上音圈的施力所致；另一原因是小於 120Hz 時雖然第三諧波失真 H3 變化不大，但由於聲壓值變小，使基頻 H1 也變小，而失真率是 H1 與 H3 的比值，因此使得失真率變高。在 1W 的功率之下，振幅最大值在 120Hz，其振幅為 0.75 mm，失真率為 4.5%，由此可以推得，在失真率 3% 之下，其實際振幅會小於 0.75mm，與預測值 0.95mm 有落差。造成原因可能是板子厚度在熱壓時產生改變以及表面不平整，使軸向的定位不準，造成音圈卷幅並未對準導磁片，使線性振幅減少。也有可能是量測時的安裝夾持不穩使得所量測的失真率較實際值大所造成。實際所量測失真率 3% 所對應的頻率是 140Hz，振幅是 0.7mm，也比預測的線性振幅 0.95mm 小。

以所量的聲壓值反推的振幅值較實際測量值為低，可能是低頻時障板相對其波長大小，使部份聲波從背面跑到前面，與前面聲波產生干涉，使聲壓值較無限障板下量得的聲壓值低，所以以振幅公式算的振幅值較小；另外也可能是障板的剛性不夠所造成。

第六章 結論與未來研究方向

之前認為聲壓曲線越平滑，所表現出來的聲音也會越完美，但是聲壓曲線平坦只是音質的眾多特性之一，從其中並不能判斷輸出的信號有無遭到扭曲。非線性失真是另外一個重要的特性，尤其是總諧波失真，它是輸出信號與輸入信號相似程度的指標，其值愈低代表所聽到聲音愈接近原始信號。其造成的原因主要是由於揚聲器元件的非線性特性所致，如磁通密度沿軸向分佈的非線性、懸邊與彈波之勁度非線性、線圈電感值非線性等所致。磁通密度非線性的影響可以藉由 Gander 線性振幅公式來估算其線性振幅，又由振幅與功率的關係可以得到允許的功率輸入。懸邊與彈波的勁度非線性可以藉由有限分析軟體的大變形分析及實際量測力與位移關係來進一步探究。

在低頻時振動板主要是呈現剛體前後運動，高於第一共振頻率時振幅愈大失真愈大，但在第一共振頻率之前雖然振幅隨頻率遞減，失真率卻遞增。在中高頻時則主要是由於振動板分割振動所致，即共振模態附近的諧波失真會較高，因為其聲壓值下降，使基頻 H1 訊號值降低，雖然第三諧波值 H3 變化不大，也會使失真率上升。因此要減少中高頻失真，可加強振動板剛性使其模態頻率大於 5000Hz；或是採用內阻尼大的振動板材料，使分割振動振幅減小。高音圈卷幅之失真小於低音圈卷幅。

由於沒有理想的測試環境，反射波的影響過大使諧波失真量測的值過大。未來可考慮採用免用無響室的儀器測試系統或專門的失真儀器，才能進行多點頻率量測，才能量測出失真的準確值，並且能有一個校正值。或者可以雷射測位儀在振動板上取數點量測在做平均可較接近實際的值。而目前實驗所使用的障板並非標準障板，障板的尺寸

為 120cmX120cm，洞口在中間，如此易使前面音波與背面音波產生建設性干涉及破壞性干涉使聲壓曲線特性產生起伏情形。之後應照 IEC 60268-5 國際標準的標準障板製造，以避免此情形發生。

目前實驗中所製作的揚聲器在各頻率下已有很好的音質表現。惟在連續低頻訊號下如鼓聲，會有振動幅度過大，瞬態表現不良情形，但在碳纖支承以泡綿包覆其阻尼會增加使其低頻響應更平穩，對於阻尼應落在什麼範圍可得到較佳的效果可再深入探究。未來可嘗試其他不同心層材料，試試看會不會因為內阻尼增加而使分割振動的振幅降低使中高頻諧波失真減低。



參考文獻

1. Reddy, J. N., 1945, Energy and Variational Methods in Applied Mechanics., Junuthula Narasimha.
2. Mindlin, R. D., 1951, Influence of Rotatory Inertia and Shear Deformation on Flexural Motion of Isotropic, Elastic Plates., J. Applied Mechanics, 18, pp. 33-38.
3. Whitney, J. M., 1973, Shear Correction Factor Laminates Under Static Load., J. Applied Mechanics, 40, pp.302-304.
4. Whitney, J. M., 1973, Stress Analysis of Thick Laminated Composite and Sandwich Plates., J. Applied Mechanics, 40, pp.302-304.
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 Ingard K. U., 1986, Theoretical Acoustics. McGraw-Hill, NY, 1968;rpt. Princeton University Press, NJ, pp.375-379.
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., 1997, Active Control of the Sound Field of a

- Constrained Panel by an Electromagnetic Actuator-an Experimental Study., Applied Acoustics, 52, pp. 31-51.
13. Zhou, H. B. and Li, G. Y., "Free vibration analysis of sandwich plates with laminated faces using spline finite point method." Comput. Struct., 1996, 59, (2), 257-263。
 14. 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。
 15. International Standard IEC60268-5, "Sound system equipment—part 5: Loudspeakers." 3rd edition, 2003
 16. Rossing T. D., Moore F. R., "The science of sound." 3rd edition.
 17. Rao S.S., "Mechanical Vibrations." 3rd edition, pp.777-785
 18. Gander M.R., "Moving-coil Loudspeaker Topology as an indicator of linear excursion capacity" J. Audio Eng. Soc. Vol.29, No.1/2.1981 Jan/Feb
 19. Errede S., "Theory of Distortion—I." UIUC Physics 398 EMI
 20. 賴耿陽編譯, "揚聲器之設計與製作" 啟學出版社, 台北市, 1979
 21. 施志鴻, "具彈性支撐複合材料圓板之振動與聲傳研究", 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2004。
 22. 蘇鎮隆, "複合材料板的聲傳平滑研究", 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2004。
 23. 彭國晉, "具加勁複合材料結構板之聲傳研究", 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2004。
 24. 詹東恩, "複合材料三明治板之振動與聲射研究", 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2003。
 25. 陳正義, "具彈性支承複合材料板之聲傳研究", 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2003。

頻率	聲壓	電阻	單自由度振幅	文獻振幅
f(Hz)	spl(dB)	阻抗 R(Ω)	XoSDOF(mm)	Xo(mm)
50	64.3	8.6	0.82	0.71
60	66.3	8.8	0.88	0.62
70	70.1	9.1	0.95	0.70
80	74	9.6	1.05	0.84
90	77.5	10.6	1.16	1.00
100	80.8	13.1	1.24	1.18
110	82.7	18.5	1.26	1.21
120	83	24.2	1.31	1.49
130	81.5	20.8	1.19	0.76
140	79.6	22.4	0.69	0.52

表 3.1 各頻率下之聲壓及阻抗

常數項	Bl	Qms	2ξ	fn	K	V _{rms}
	2.76	4.58	0.2183406	121.1	1623.903865	2.83

表 3.2 計算單自由度振幅各常數項

漆包線長度 L(m)	8
內徑 d ₁ (mm)	25.2
外徑 d ₂ (mm)	25.6
厚度 t(mm)	0.15
卷幅 t _v (mm)	2, 3, 4
高度 h(mm)	10.2
線徑 ψ (mm)	0.04
阻抗(Ω)	8
質量 m(g)	0.56

表 4.1 實驗所使用的音圈尺寸

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
89.1%	79.4%	70.8%	63.1%	56.2%	50.1%	44.7%	39.8%	35.5%	31.6%
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
28.2%	25.1%	22.4%	20.0%	17.8%	15.8%	14.1%	12.6%	11.2%	10.0%
21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
8.9%	7.9%	7.1%	6.3%	5.6%	5.0%	4.5%	4.0%	3.5%	3.2%
31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
2.8%	2.5%	2.2%	2.0%	1.8%	1.6%	1.4%	1.3%	1.1%	1.0%
41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
0.9%	0.8%	0.7%	0.6%	0.6%	0.5%	0.4%	0.4%	0.4%	0.3%
51	52	53	54	55	56	57	58	59	60
0.3%	0.3%	0.2%	0.2%	0.2%	0.2%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%

表 5.1 諧波訊號與基本波訊號的分貝差值與失真率轉換對照表

失真率 % 功 率	100	200	500	1000	2000	5000
0.5W(H2)	1.1	1.1	1.4	2.5	1.1	2.2
0.5W(H3)	3.5	5	10	28.2	5.6	1.3
1W(H2)	1.3	1.1	1.4	2.8	1.1	2.8
1W(H3)	3.5	14.1	28.2	20	20	15.8
2W(H2)	1.3	1	1	2.2	0.9	2.5
2W(H3)	5	20	35.5	28.2	28.2	28.2

表 5.2 無響室量測傳統喇叭 H2 與 H3 失真率

	碳纖複合材料	巴沙木
$E_1(\text{GPa})$	147.503	3.7
$E_2(\text{GPa})$	9.223	0.055
ν_{12}	0.306	0.02
$G_{12}(\text{GPa})$	6.835	0.01
$\rho(\text{Kg/m}^3)$	1747	280
$t(\text{mm})$	0.125	2

表 5.3 材料常數

	H1(dB)	H3(dB)	THD(dB)	THD(%)
遠離牆正面	79.7	56.7	-23	7.1%
近牆正面	81	62.8	-18.2	12.3%
近牆障板側面	58.4	52.9	-5.5	53.1%
無障板	67.9	48.9	-19	11.2%

表 5.4 麥克風於不同位置所測得之失真

電壓 (V)	功率(W)	80Hz	120Hz	170Hz	220Hz	400Hz
1.41	0.25	0.18	0.23	0.3	0.13	0.06
2	0.5	0.29	0.41	0.39	0.21	0.09
2.83	1	0.45	0.75	0.51	0.3	0.13
4	2	0.84	1.09	0.67	0.43	0.15
4.9	3	1.14	1.32	0.85	0.53	0.18
5.66	4	1.36	1.55	0.94	0.58	0.18

表 5.5 碳纖三明治板於各電壓及頻率下之振幅

頻率 (Hz)	SDOF 振幅(mm)	文獻振幅(mm)	量測值(mm)
80	0.365	0.273	0.45
120	0.445	0.541	0.75
170	0.601	0.469	0.51
220	0.495	0.235	0.3
400	0.093	0.057	0.13

表 5.6 碳纖三明治板 1W 振幅比較

頻率 (Hz)	80	120	170	220	400
1w 量測振幅	0.45	0.75	0.51	0.3	0.13
10cm 量測 1m 等效聲壓 (dB)	64.2	77.2	82	80.5	78.6
聲壓值反算之振幅(mm)	0.273	0.541	0.469	0.235	0.057
線性允許振幅	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85

表 5.7 各頻率下的振幅

頻率 (Hz)	80	120	170	220	400
第一點失真	13.5%	4.1%	1.0%	0.5%	1.5%
第二點失真	13.2%	4.0%	1.3%	0.7%	2.9%
第三點失真	15.1%	4.9%	1.3%	0.7%	1.2%
三點平均失真	13.9%	4.3%	1.2%	0.6%	1.9%

表 5.8 各頻率下之失真



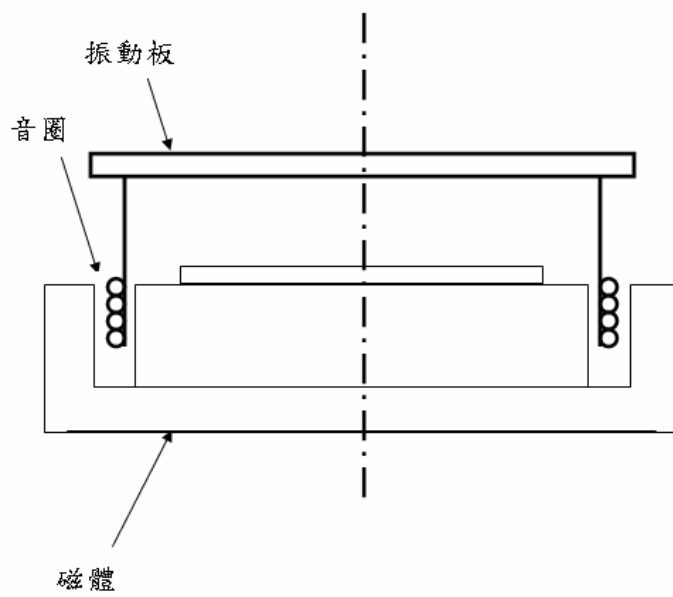


圖 2.1 內磁式激震器

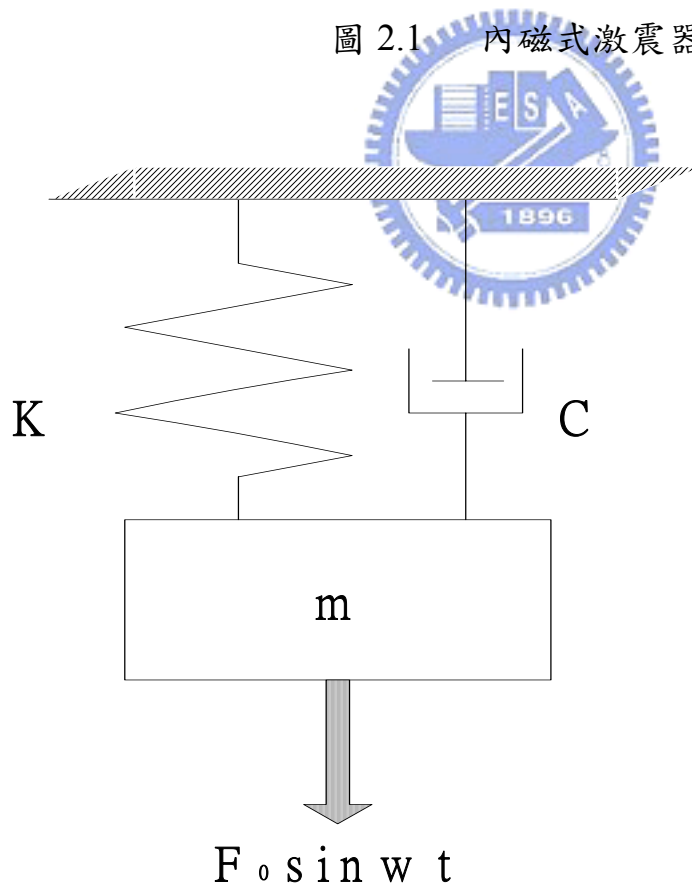


圖 2.2 單一自由度振動響應模型

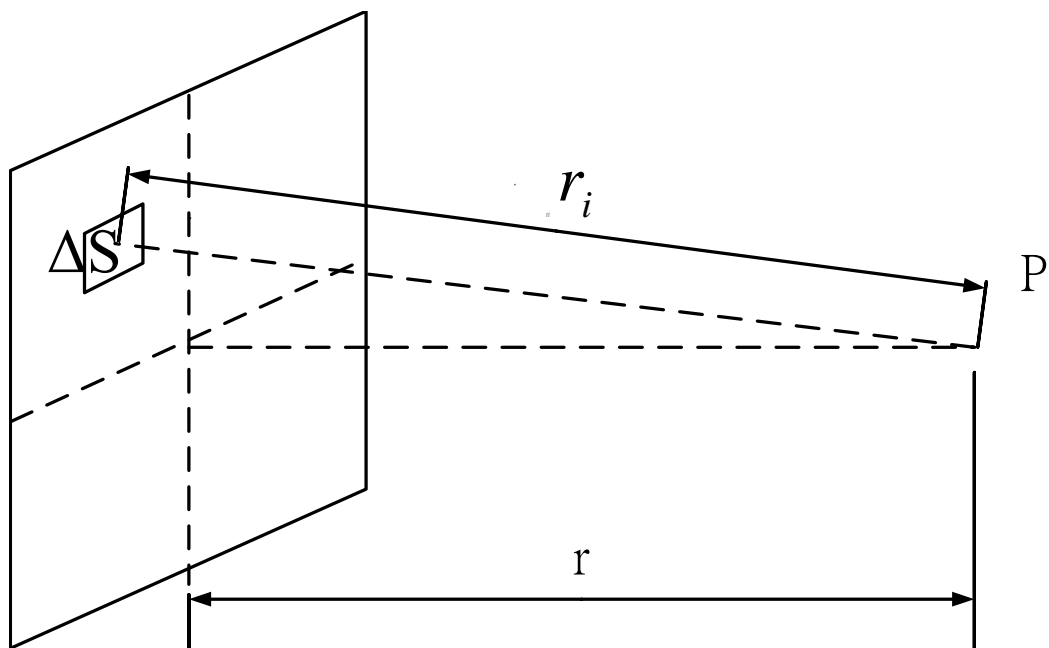


圖 2.3 聲壓距離示意圖

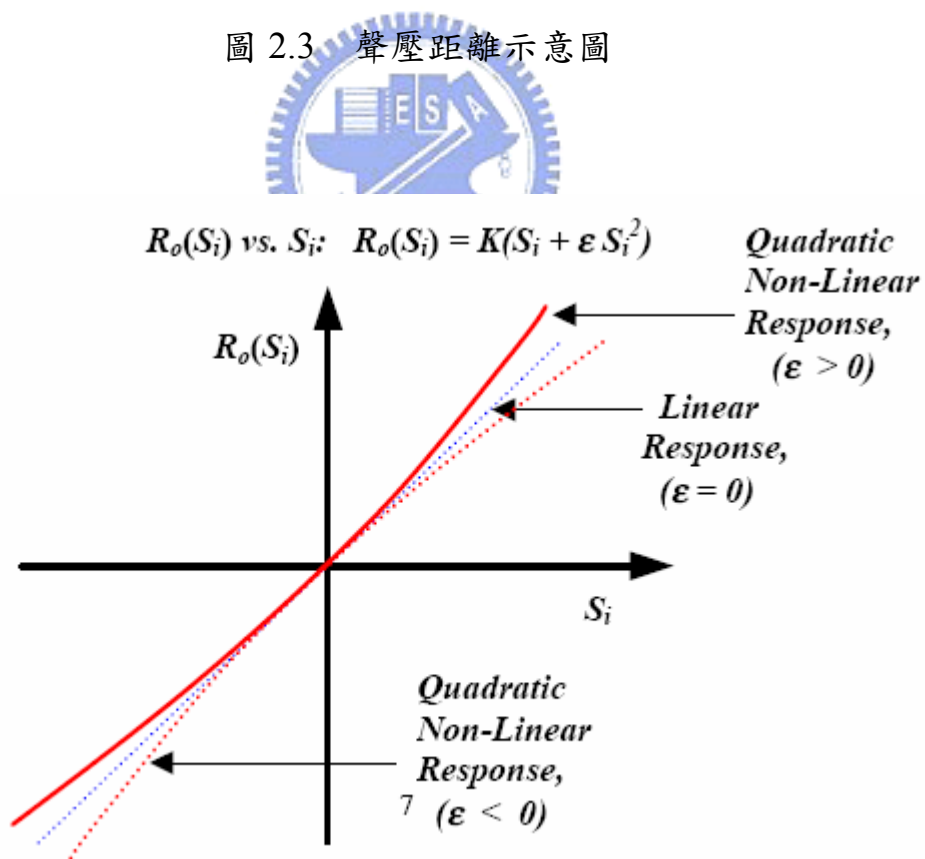


圖 3.1 具二次非線性項輸入與輸出關係圖

線性與非線性反應比較

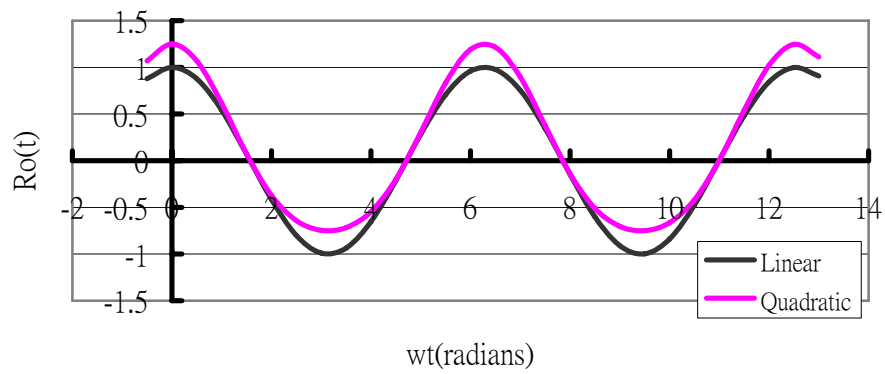


圖 3.2 純線性和具有二次非線性項之輸出反應比較 ($\varepsilon=0.25$)

線性與非線性反應比較

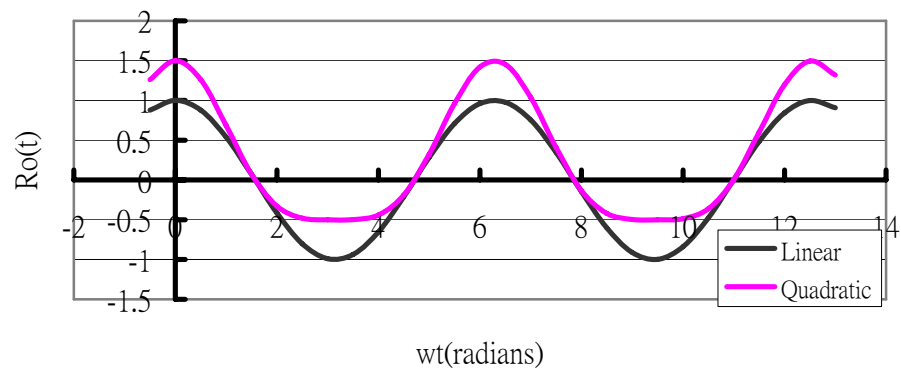


圖 3.3 純線性和具有二次非線性項之輸出反應比較 ($\varepsilon=0.5$)

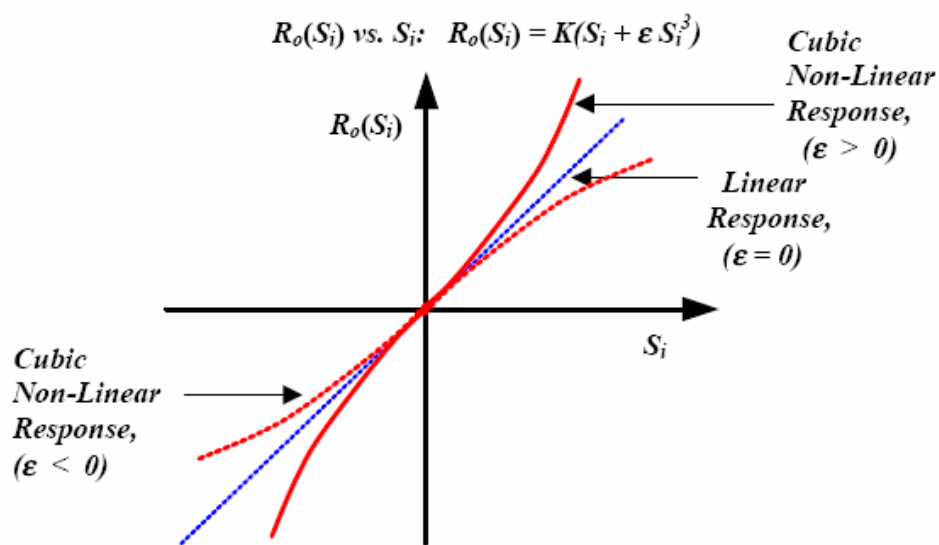


圖 3.4 具三次非線性項輸入與輸出關係圖



線性與非線性反應比較

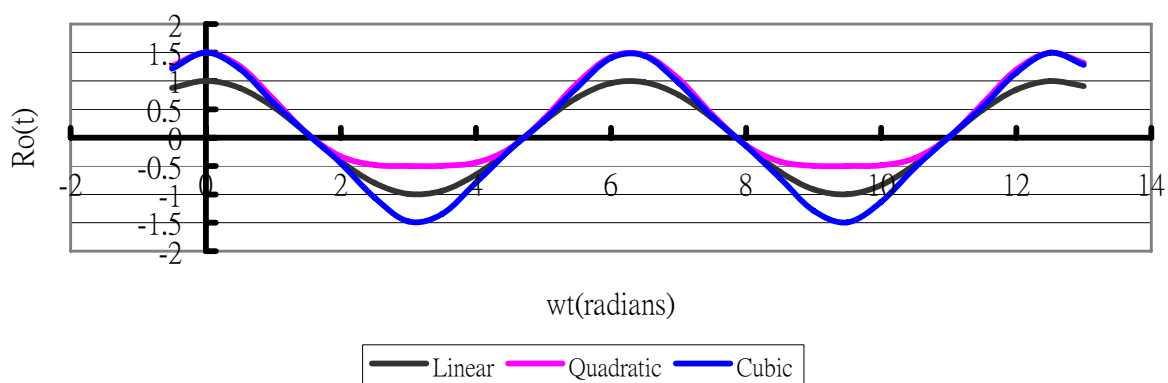


圖 3.5 純線性、二次非線性和三次非線性之輸出反應比較 ($\epsilon=0.25$)

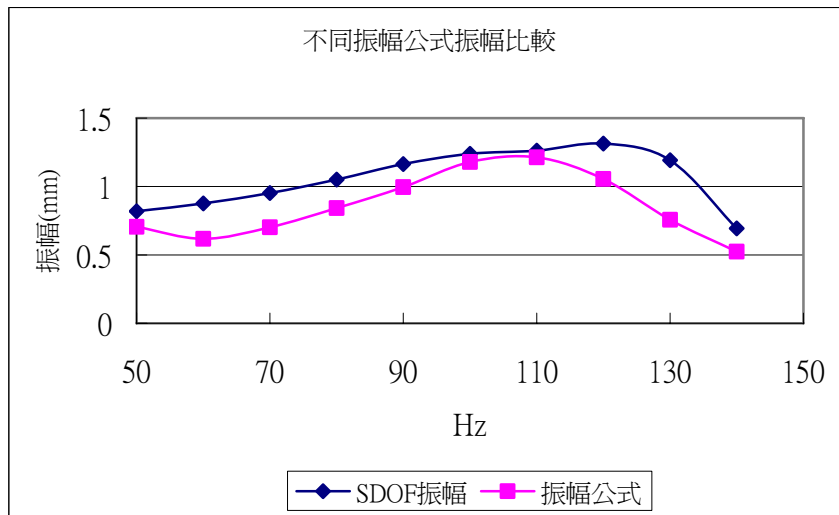


圖 3.6 單自由度振幅公式與文獻振幅公式比較

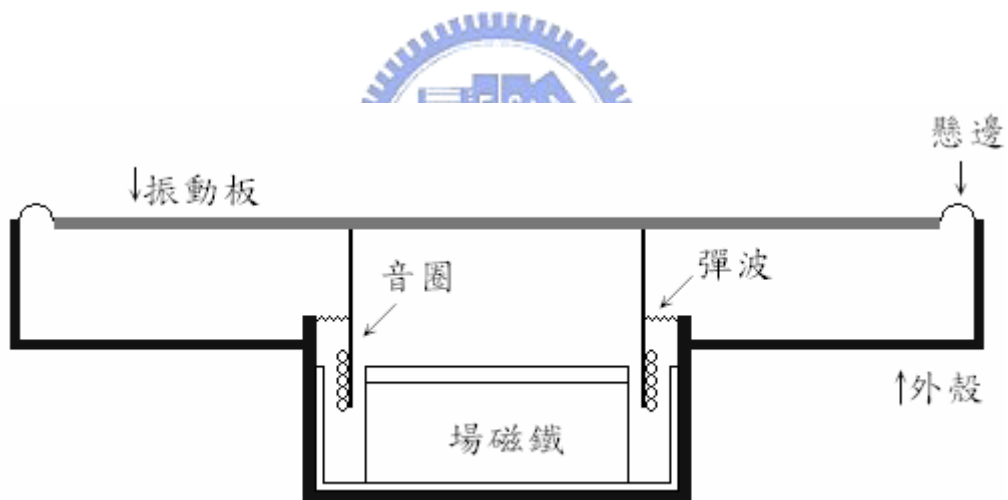


圖 4.1 揚聲器主要結構

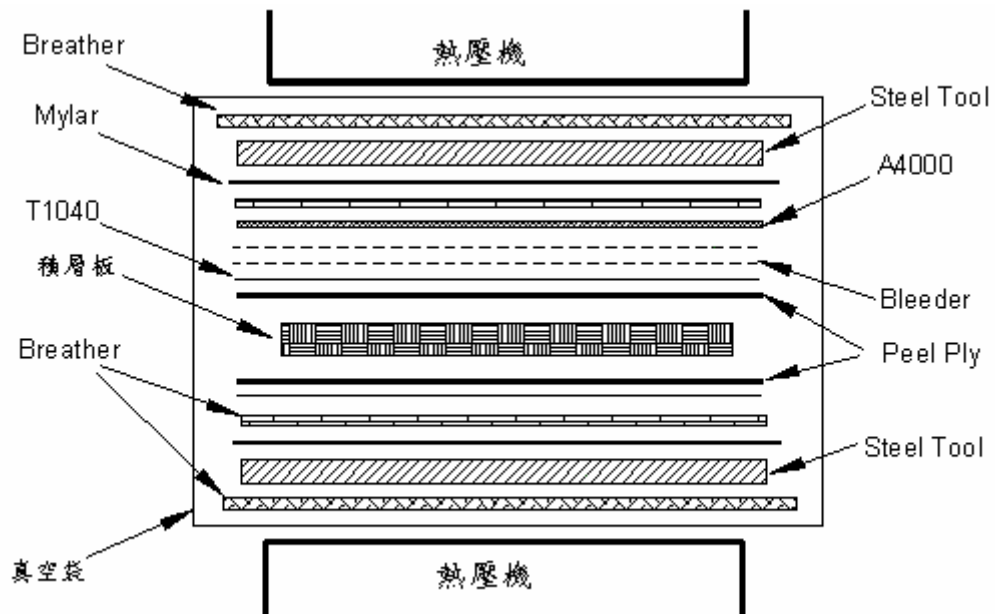


圖 4.2 三明治板製作及輔助材料疊層順序



圖 4.3 熱壓機

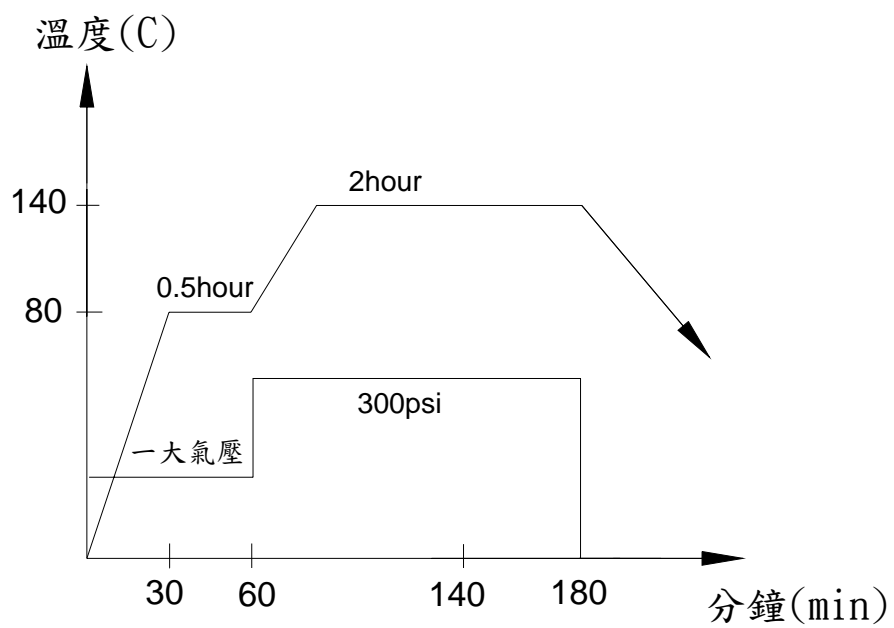


圖 4.4 複合材料積層板之加熱加壓硬化成型製程圖

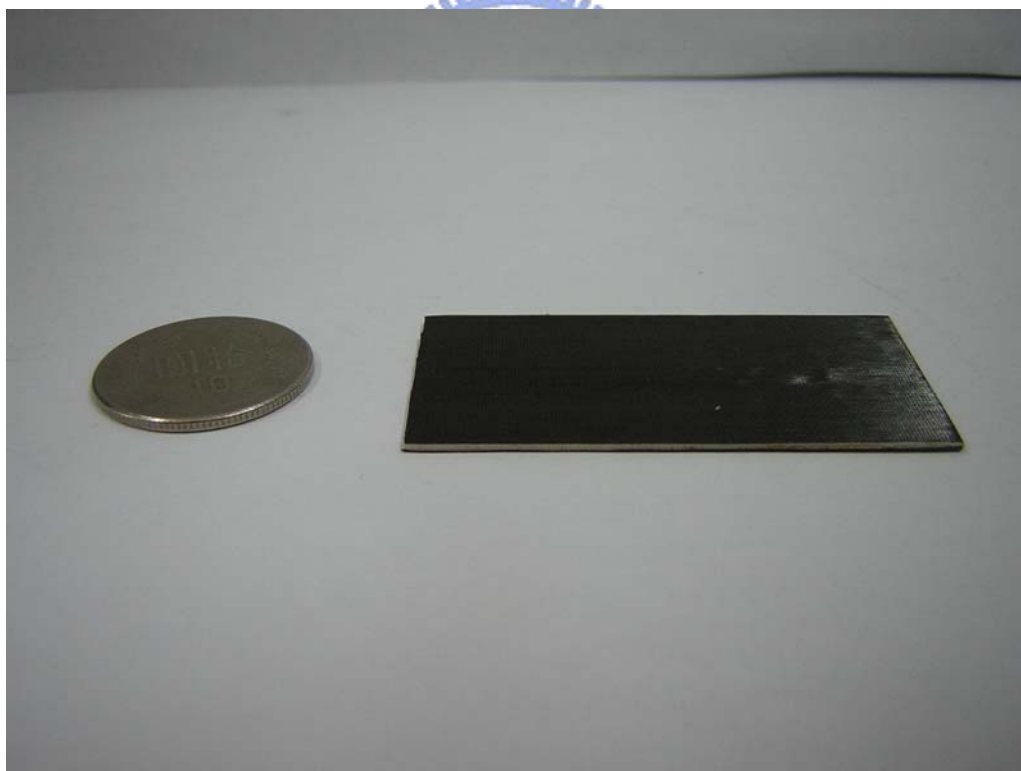


圖 4.5 複合材料三明治板完成圖

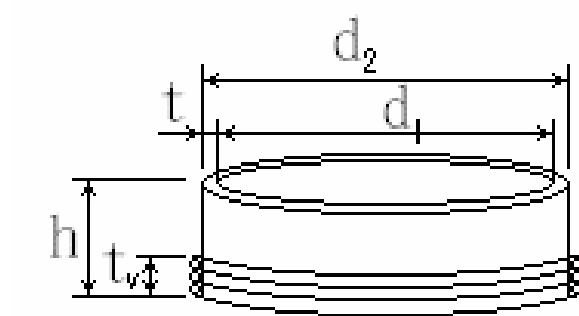


圖 4.6 音圈的結構

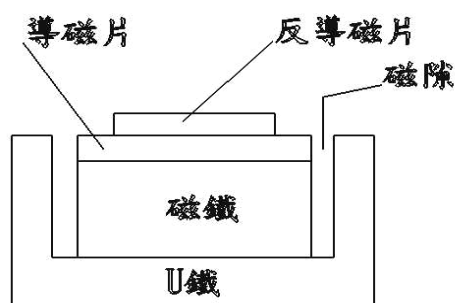


圖 4.7 場磁鐵的結構

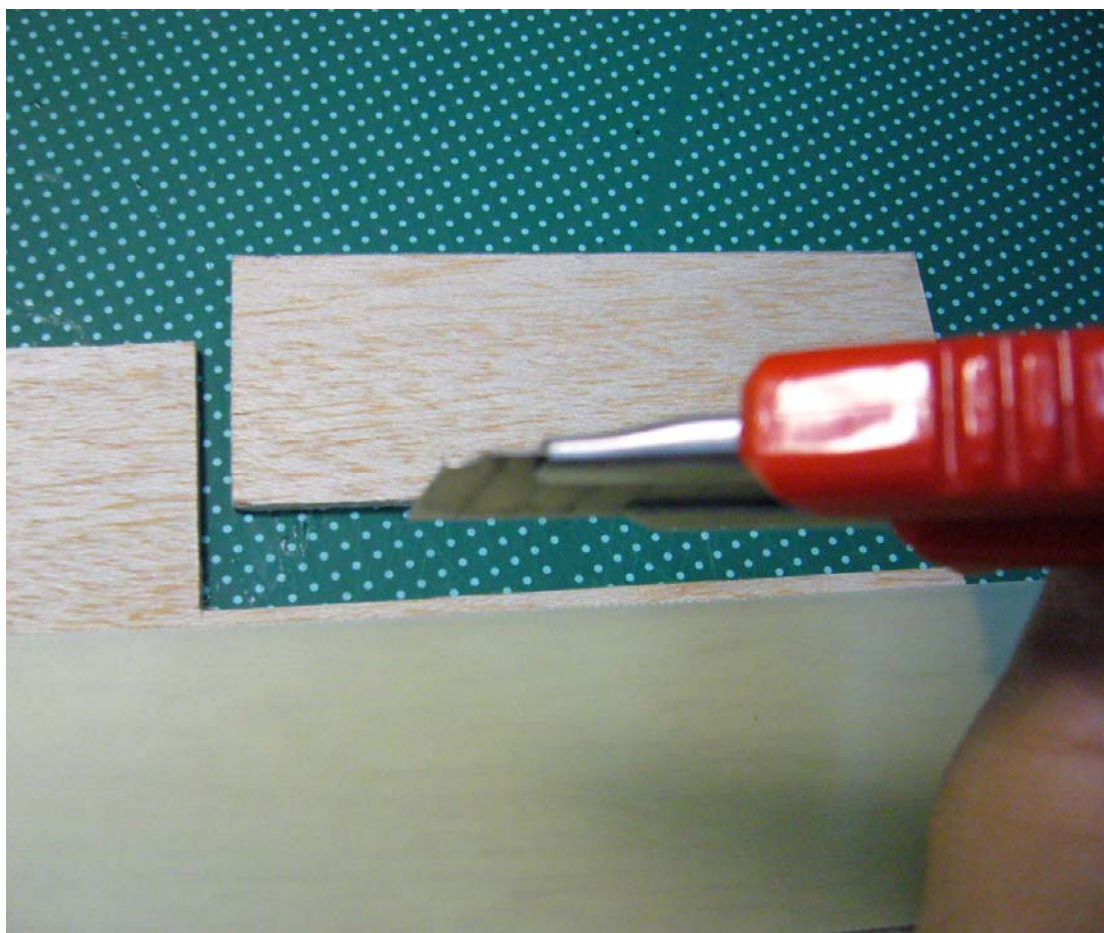


圖 4.8 平面揚聲器製作流程(1)

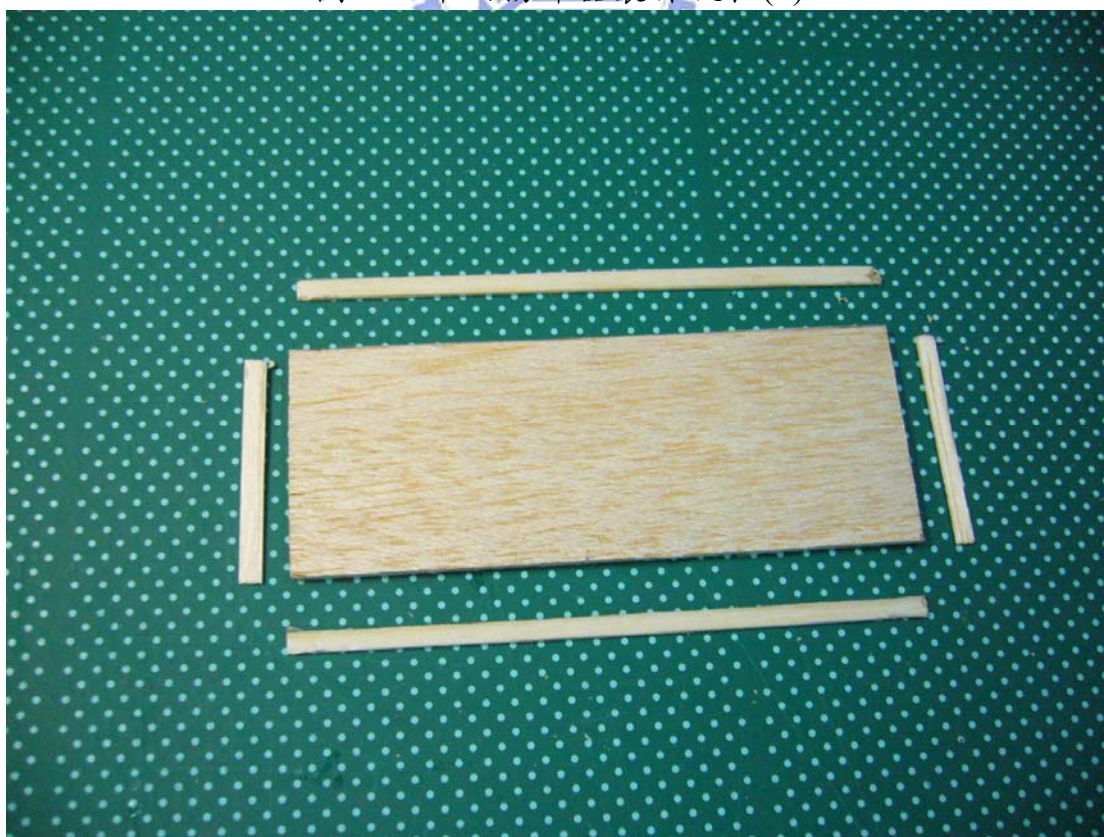


圖 4.9 平面揚聲器製作流程(2)

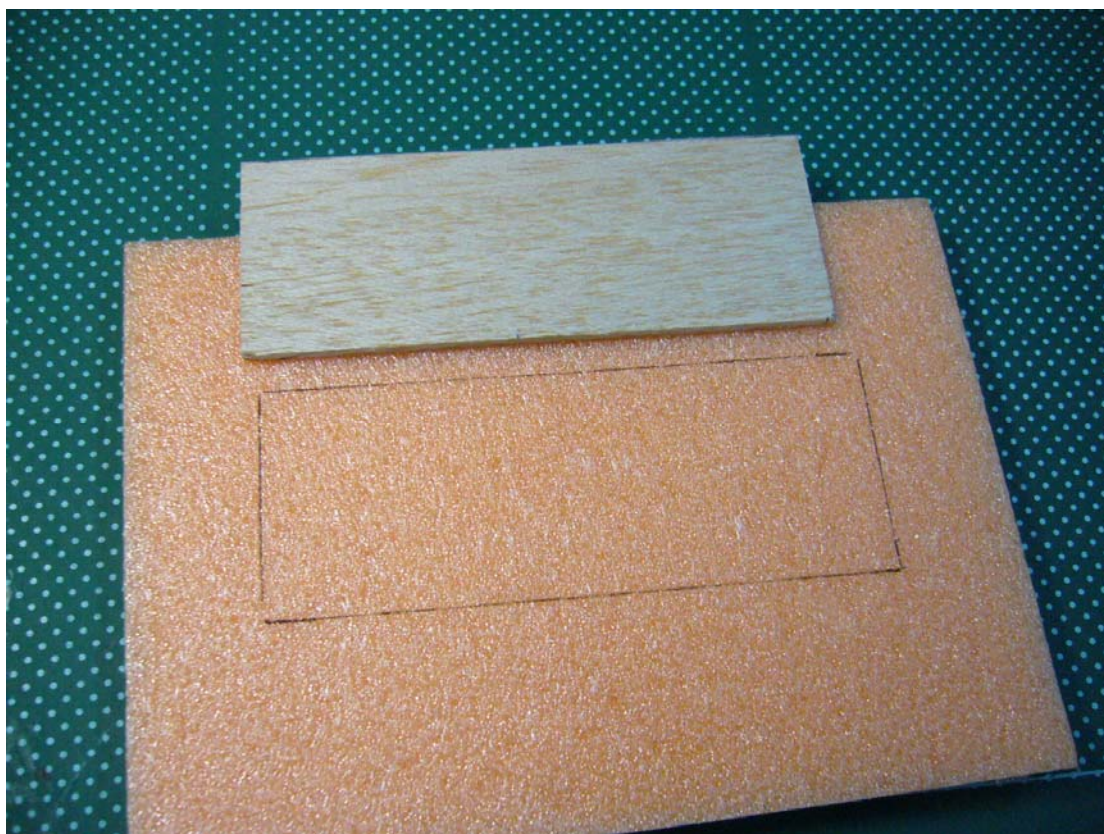


圖 4.10 平面揚聲器製作流程(3)

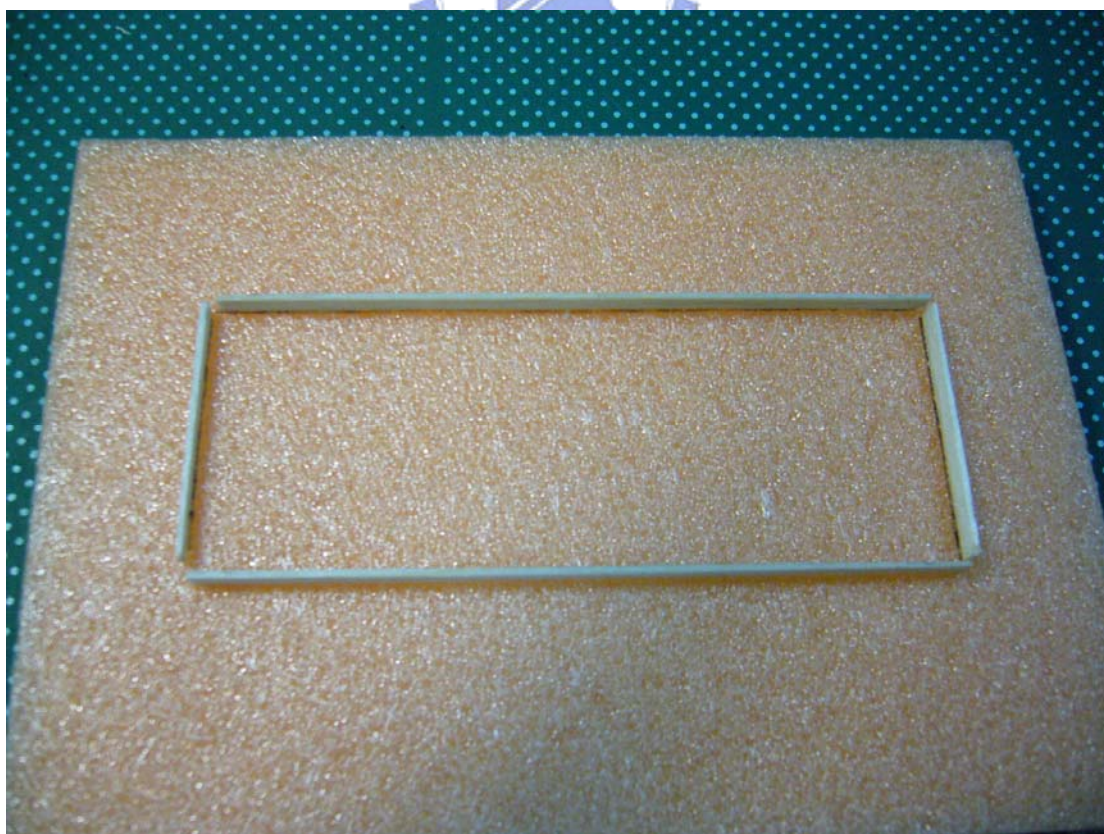


圖 4.11 平面揚聲器製作流程(4)

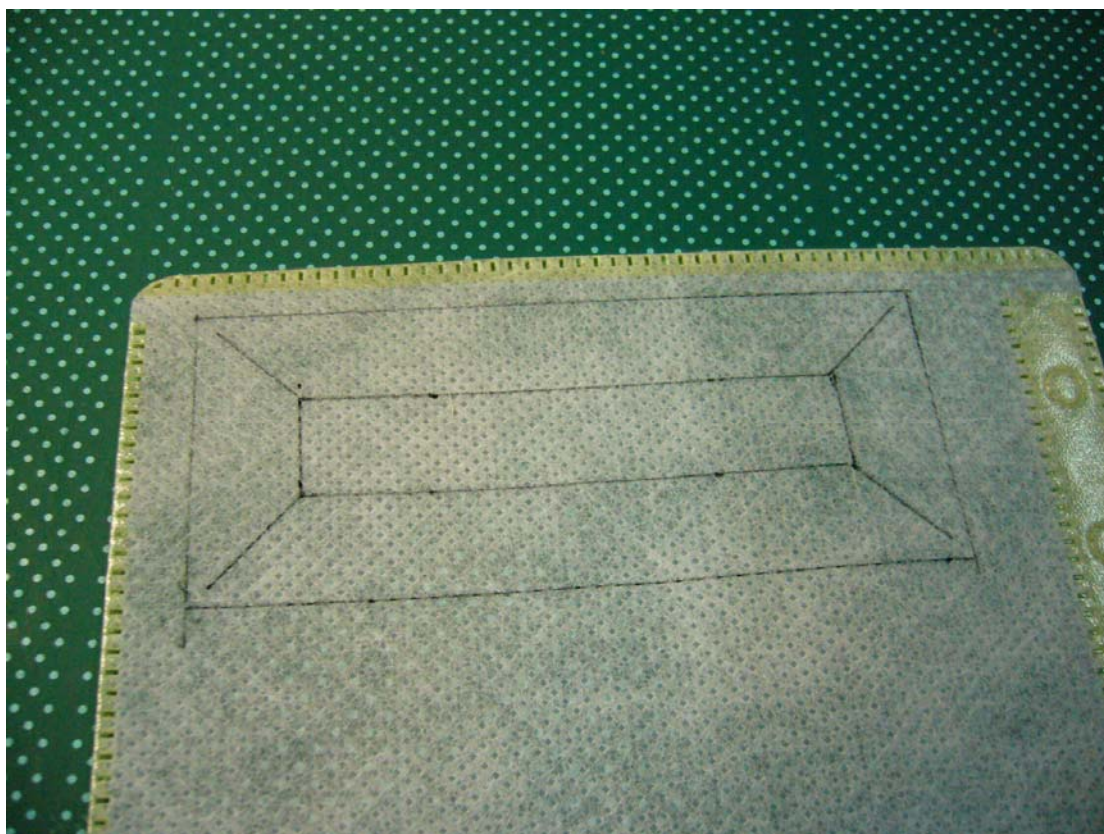


圖 4.12 平面揚聲器製作流程(5)

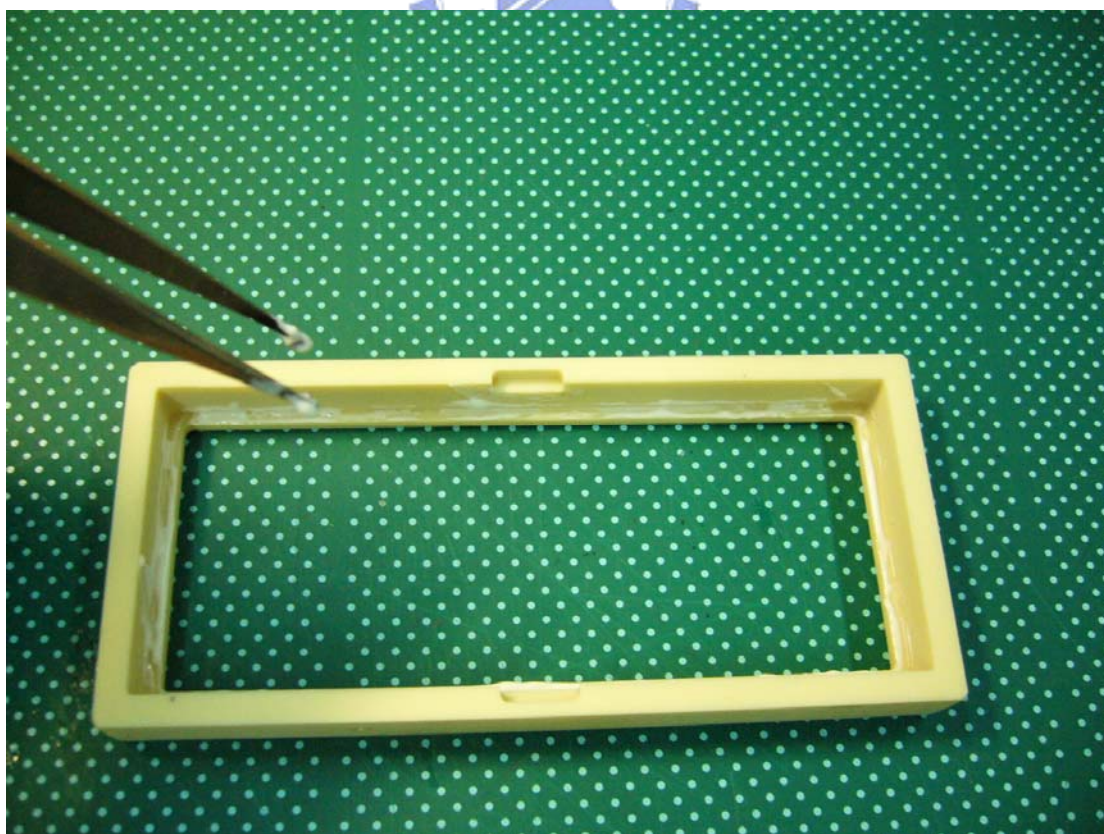


圖 4.13 平面揚聲器製作流程(6)

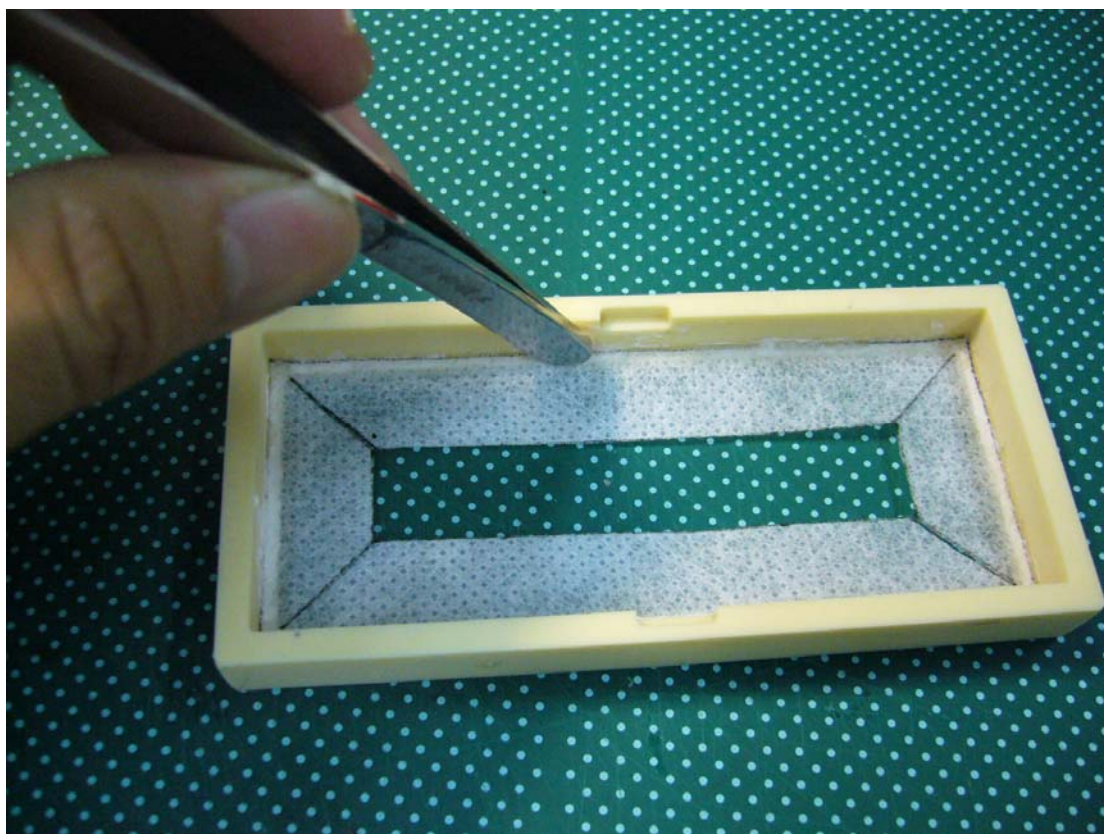


圖 4.14 平面揚聲器製作流程(7)

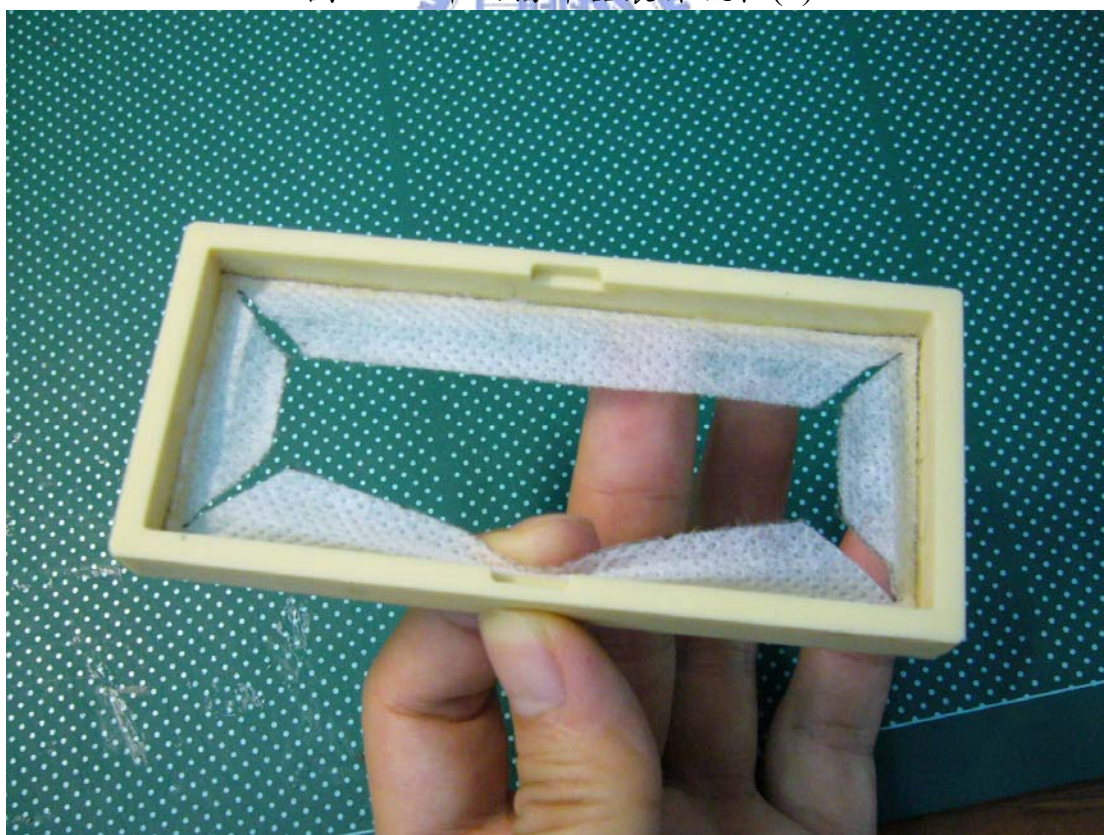


圖 4.15 平面揚聲器製作流程(8)

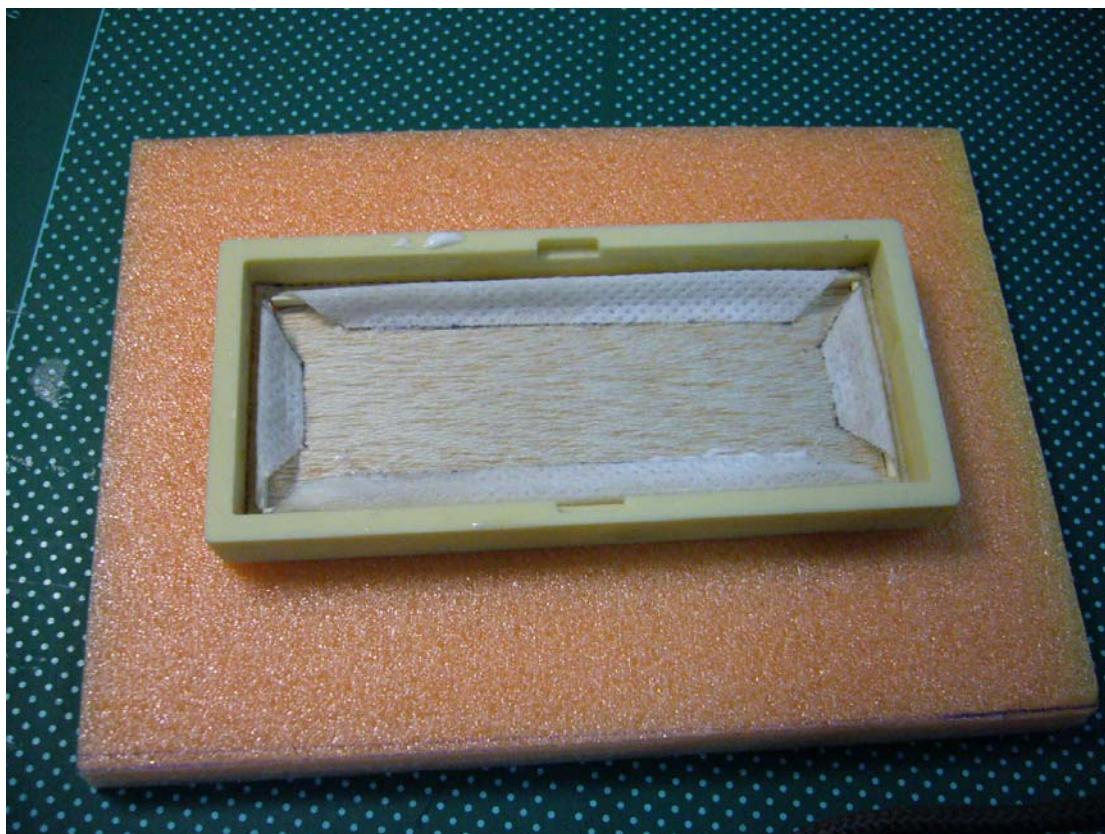


圖 4.16 平面揚聲器製作流程(9)

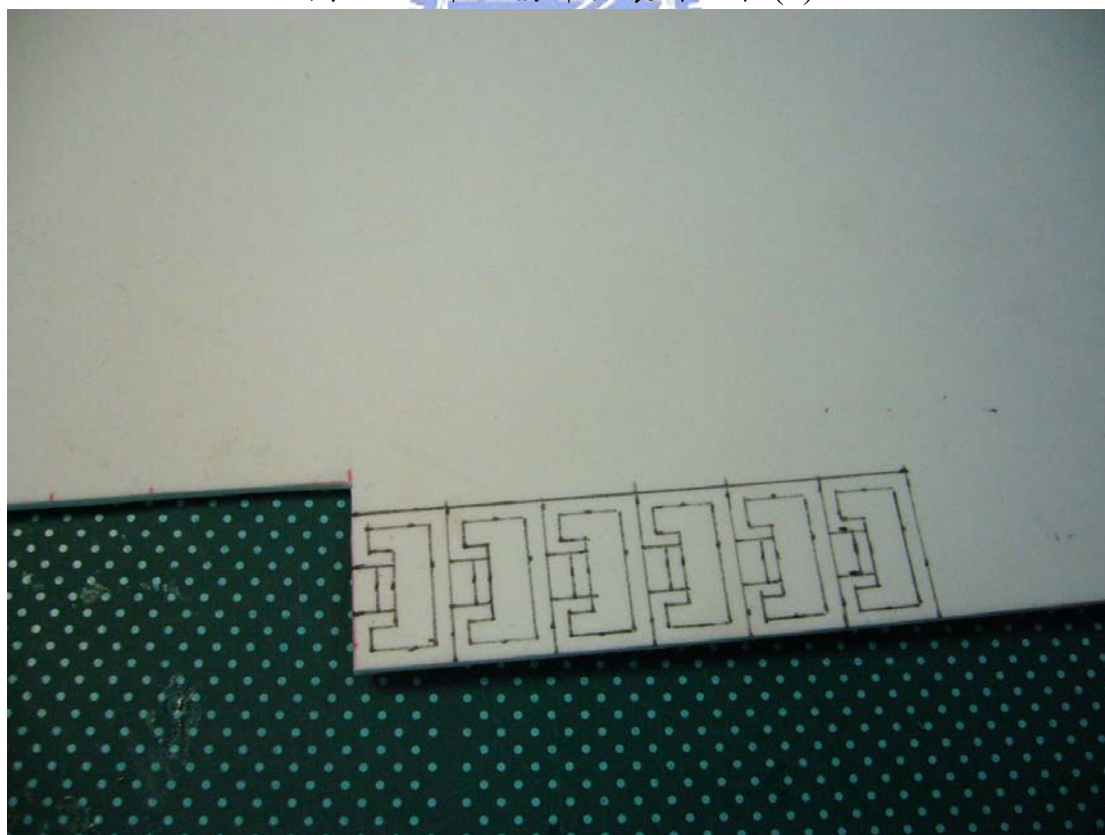


圖 4.17 平面揚聲器製作流程(10)



圖 4.18 平面揚聲器製作流程(11)

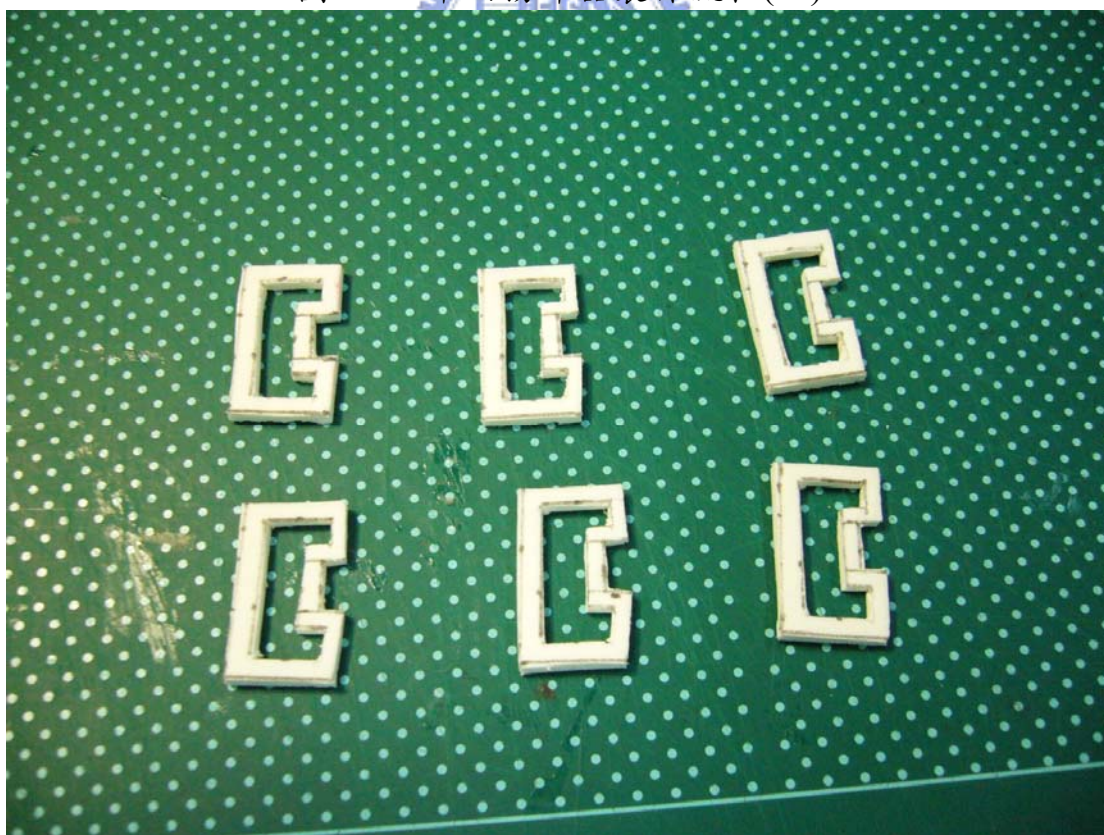


圖 4.19 平面揚聲器製作流程(12)



圖 4.20 平面揚聲器製作流程(13)



圖 4.21 平面揚聲器製作流程(14)

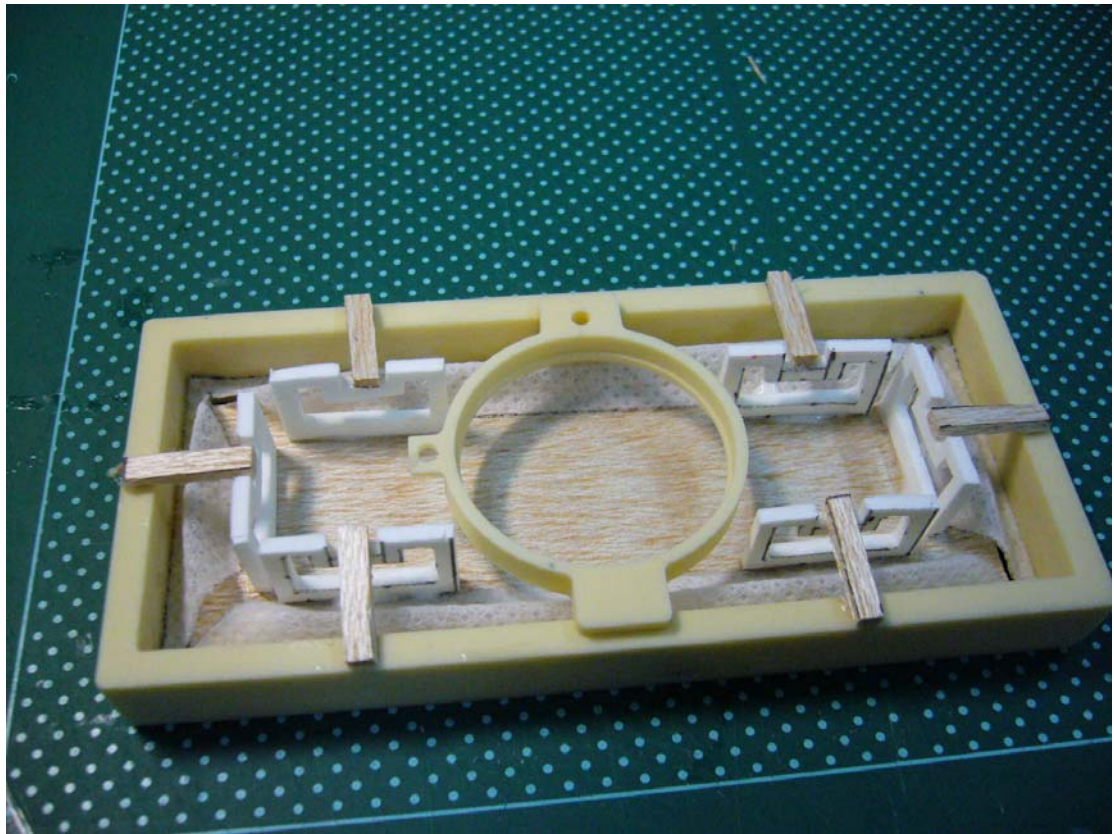


圖 4.22 平面揚聲器製作流程(15)

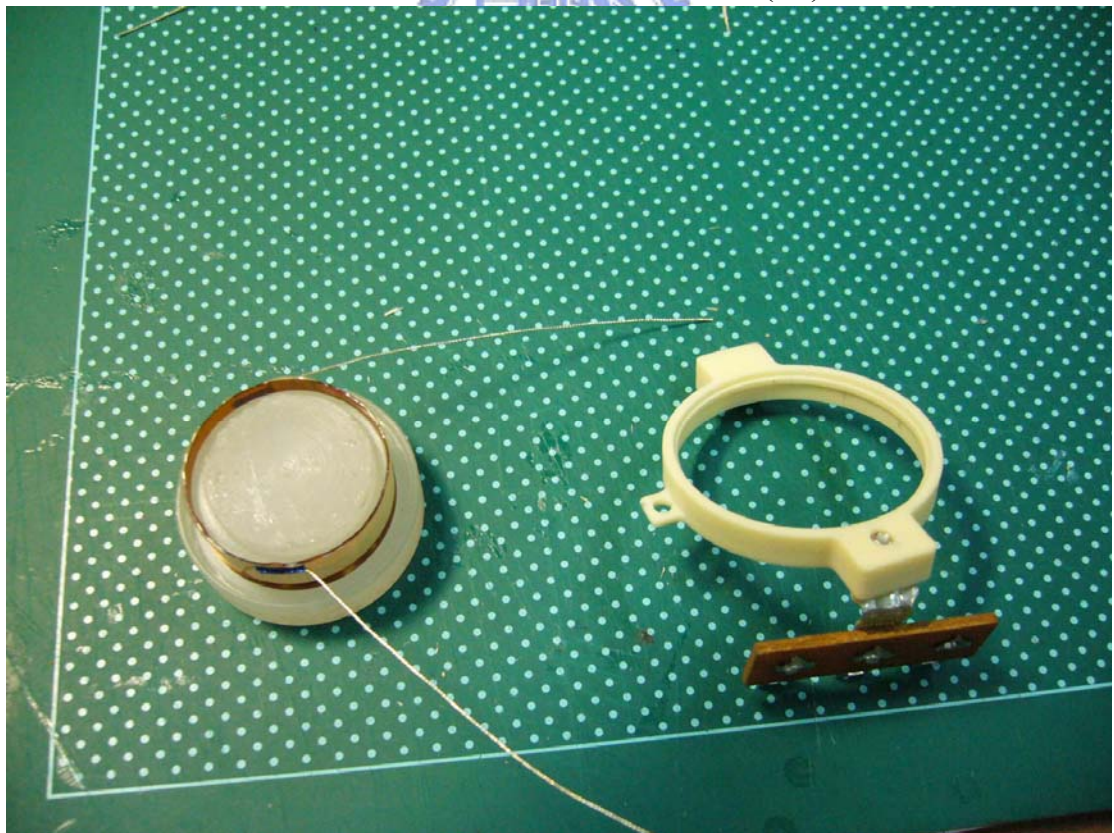


圖 4.23 平面揚聲器製作流程(16)



圖 4.24 平面揚聲器製作流程(17)



圖 4.25 MLSSA 聲壓頻譜儀

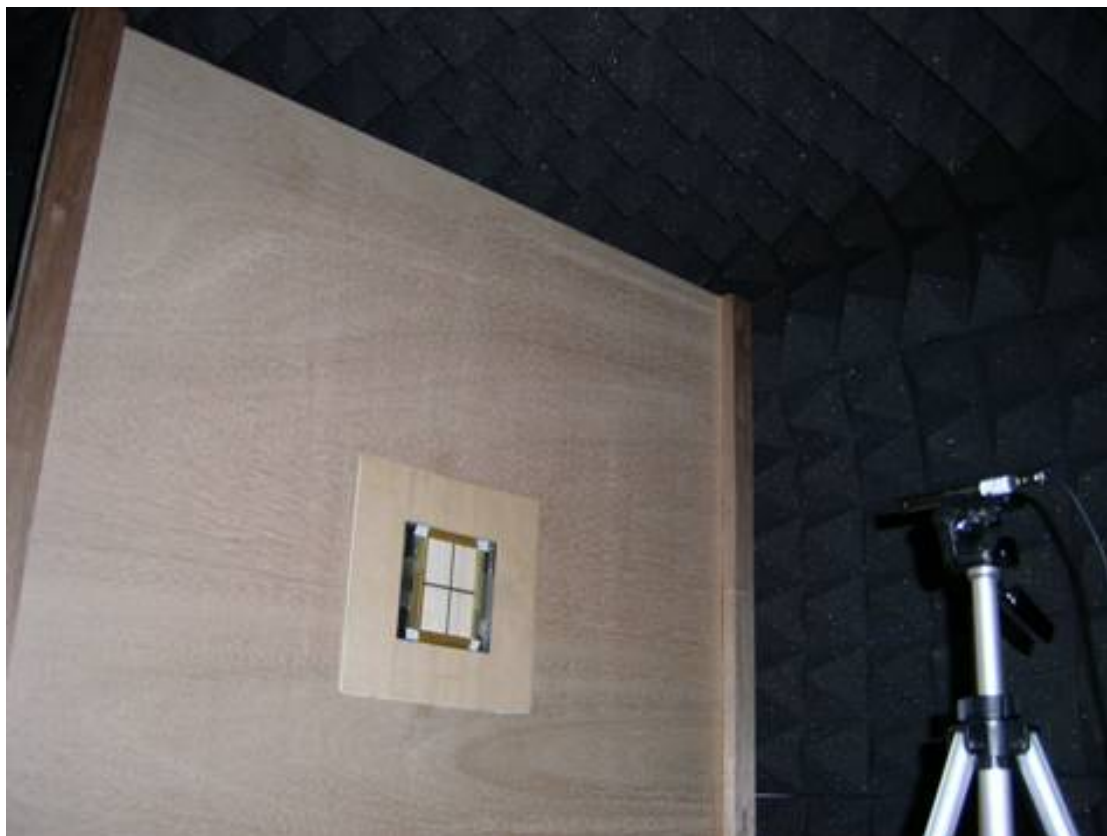


圖 4.26 聲壓實驗架設



圖 5.1 失真量測實驗設備架設圖



圖 5.2 傳統錐形喇叭失真量測圖

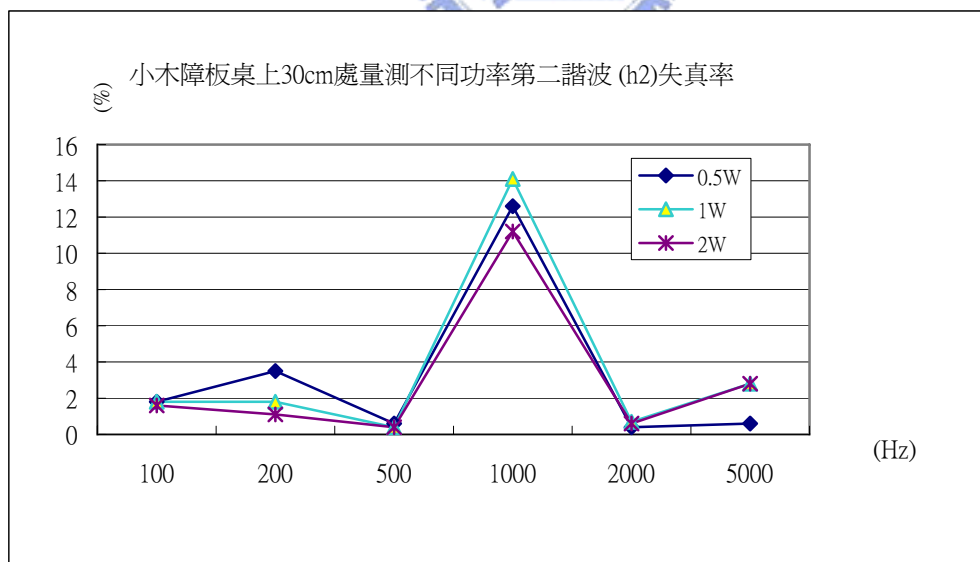


圖 5.3 傳統喇叭實驗桌上量測 H2 的失真率(1W 平均值 3.6%)

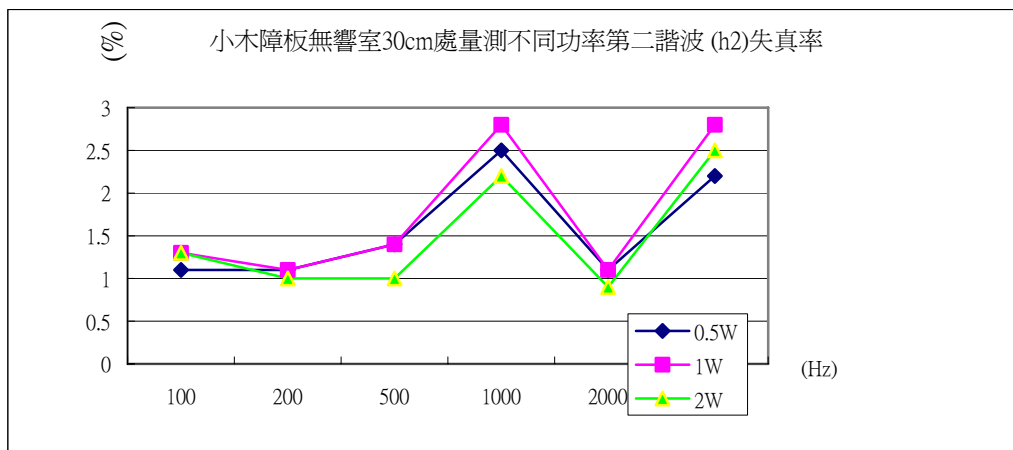


圖 5.4 傳統喇叭無響室內量測 H2 的失真率(1W 平均值 1.8%)

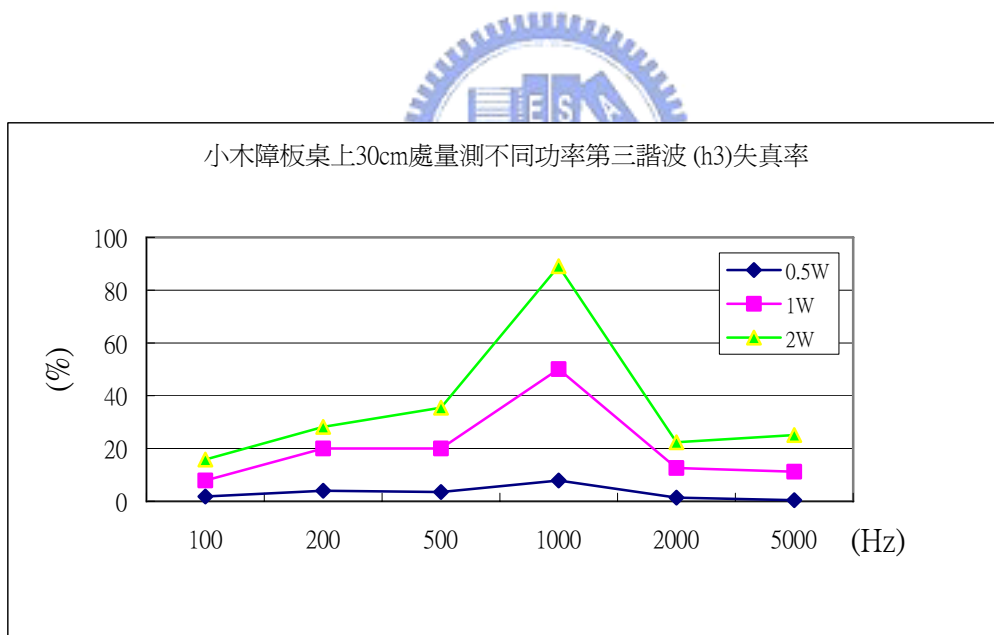


圖 5.5 傳統喇叭實驗桌上量測 H3 的失真率(1W 平均值 20%)

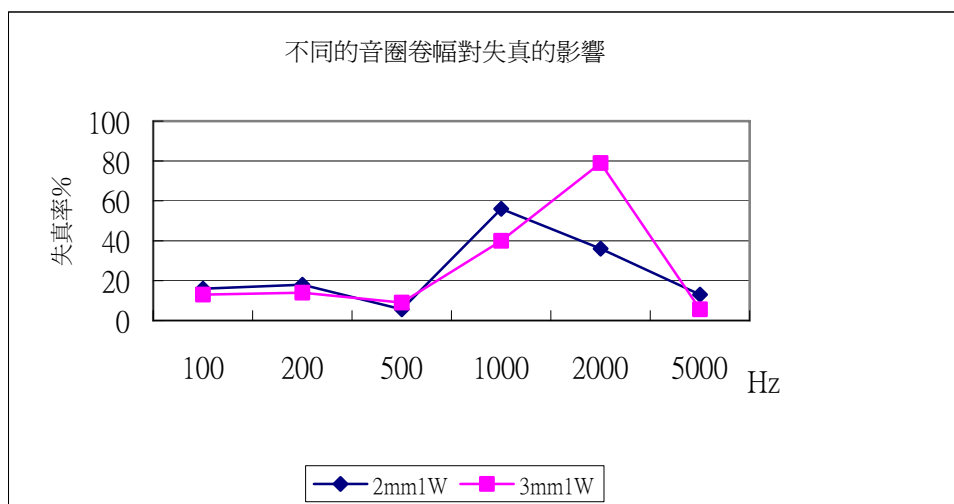


圖 5.6 不同的音圈卷幅與失真的關係(1)

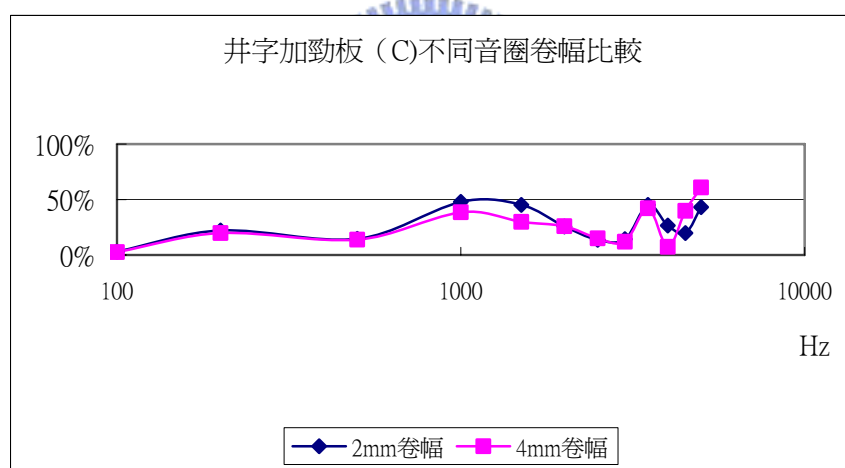
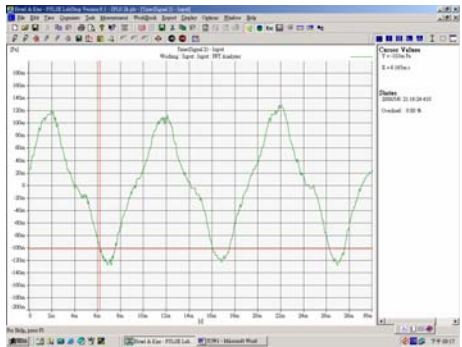
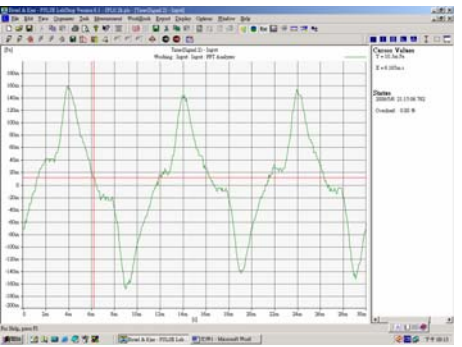
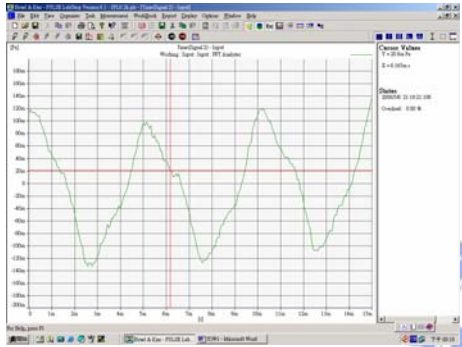
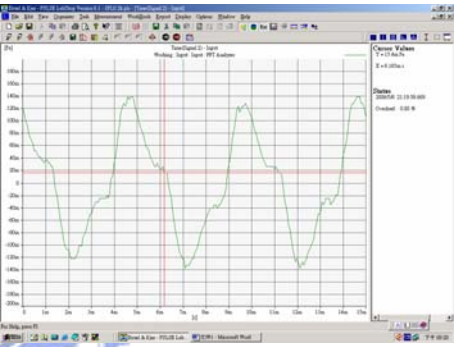
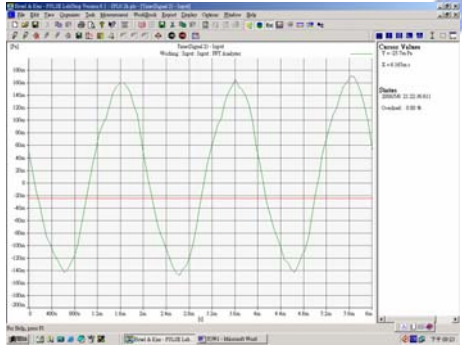
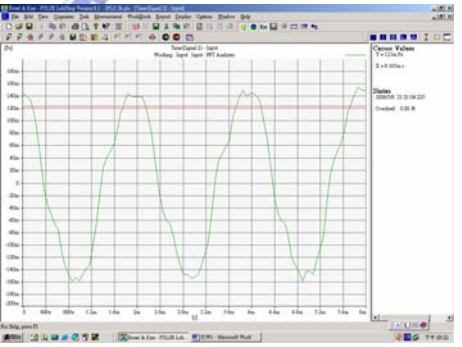
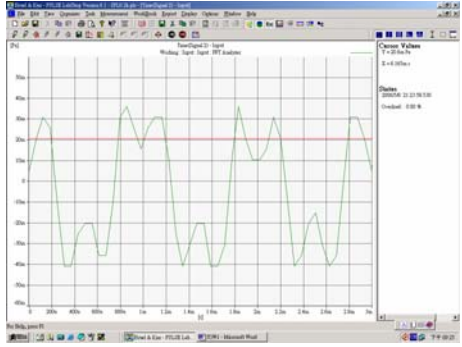
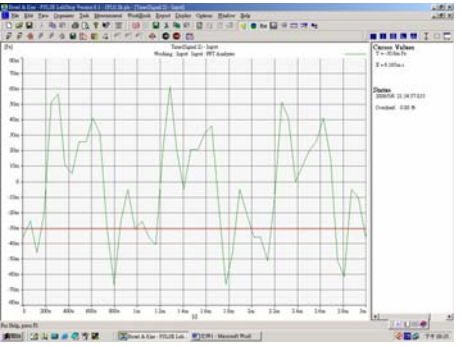


圖 5.7 不同的音圈卷幅與失真的關係(2)

<p>100Hz 1W (13%)</p> 	<p>3W (18%)</p> 
<p>200Hz 1W (14%)</p> 	<p>3W (22%)</p> 
<p>500Hz 1W (9%)</p> 	<p>3W (14%)</p> 
<p>1000Hz 1W (40%)</p> 	<p>3W (56%)</p> 

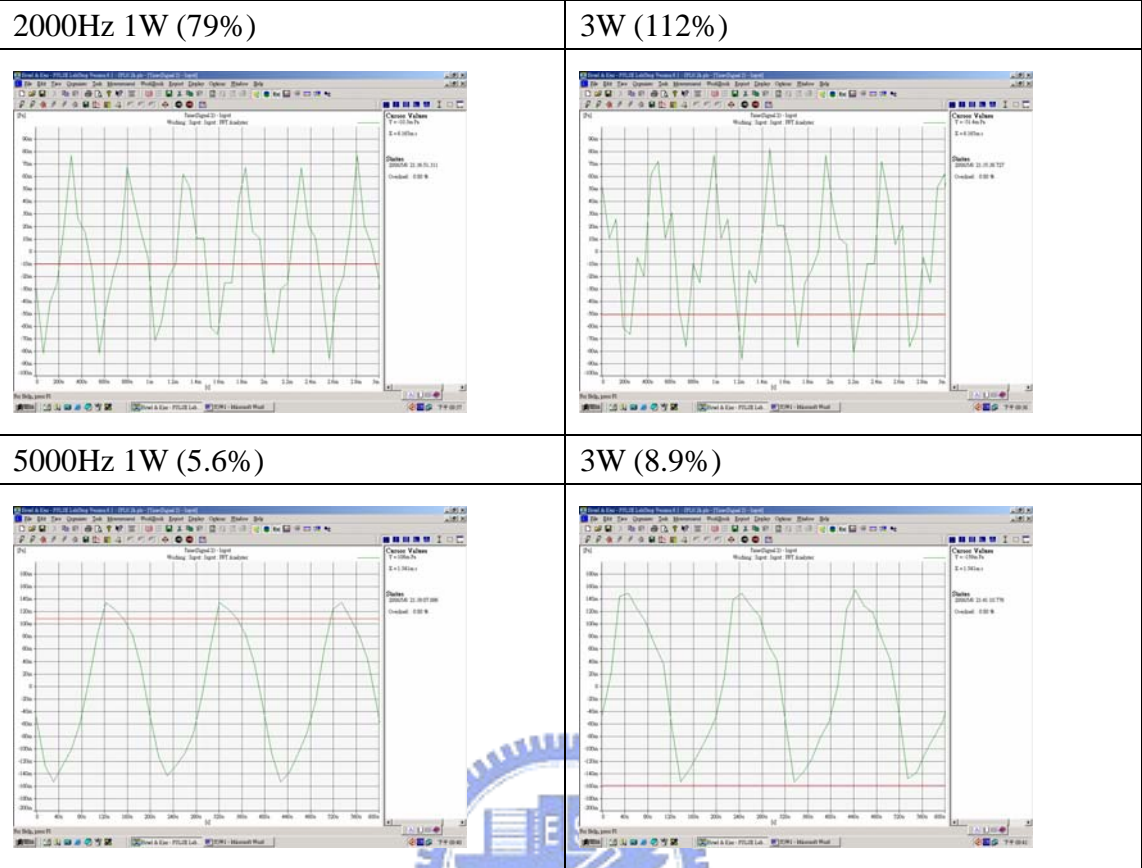
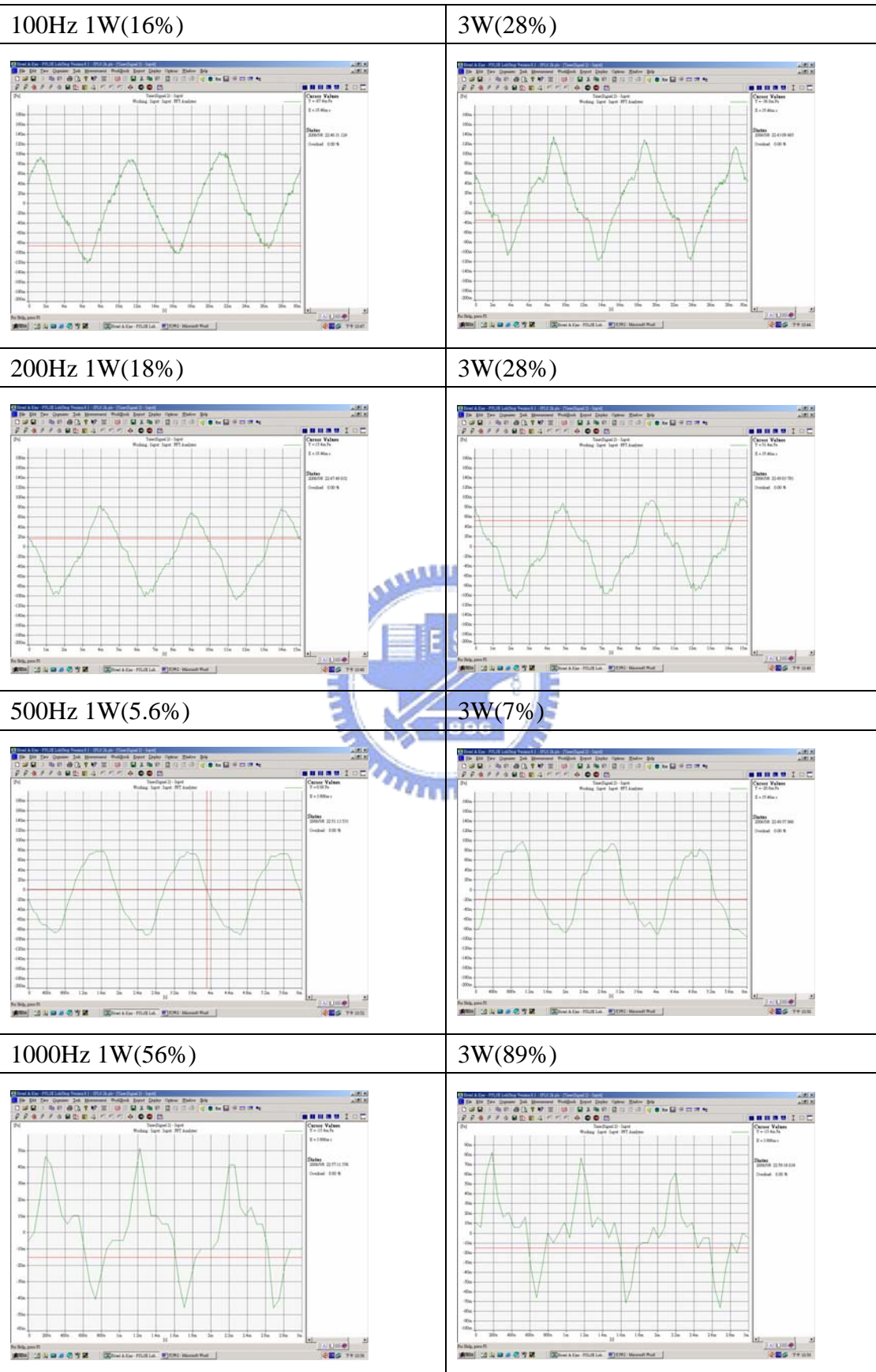


圖 5.8 4 號喇叭 3mm 卷幅音圈之失真波形



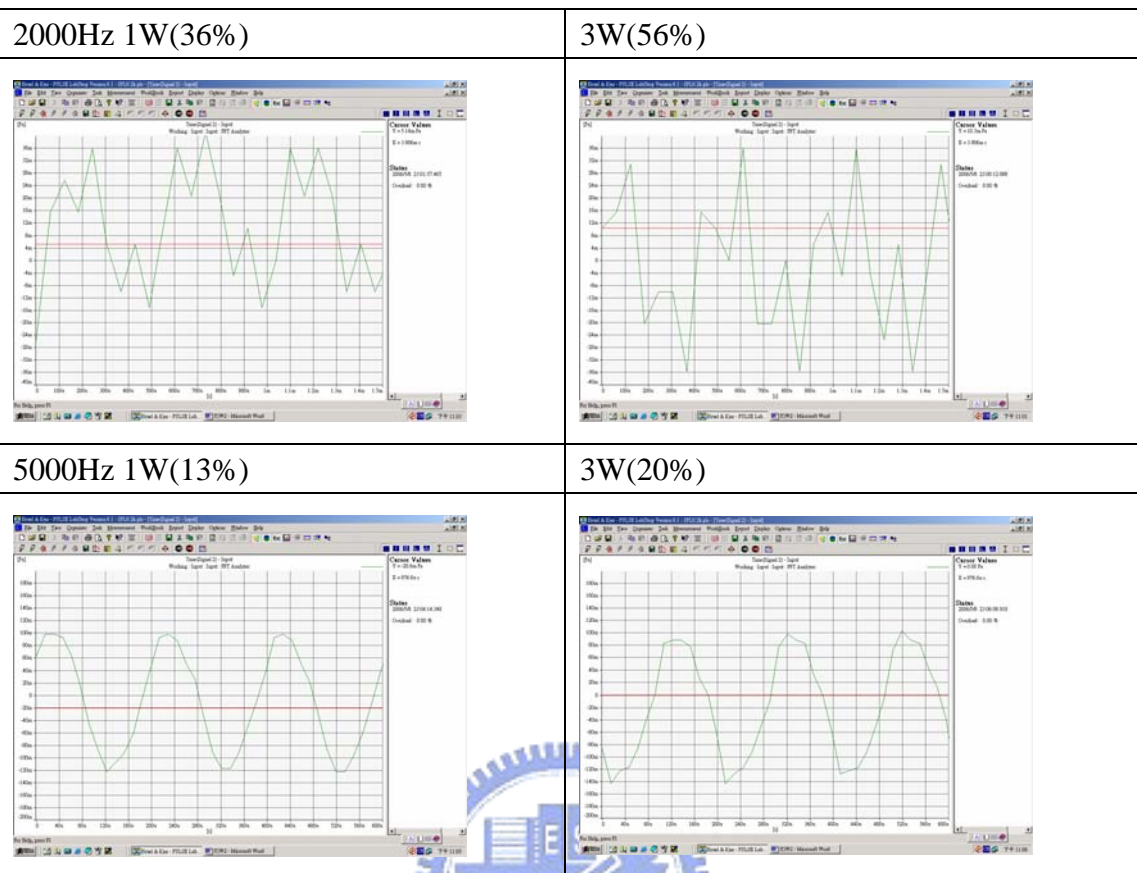


圖 5.9 4 號喇叭 2mm 卷幅音圈之失真波形

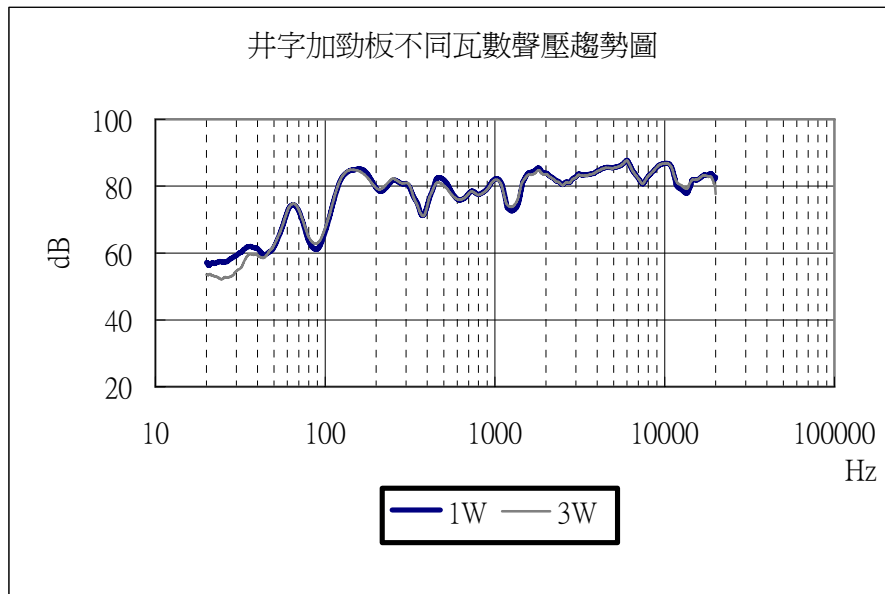


圖 5.10 不同的功率下之聲壓趨勢變化

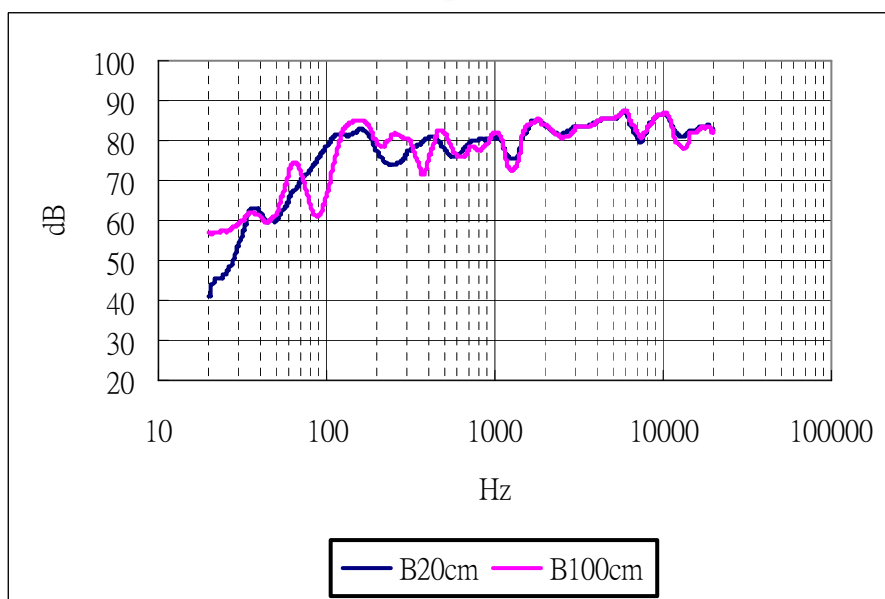


圖 5.11 不同距離下之聲壓趨勢變化

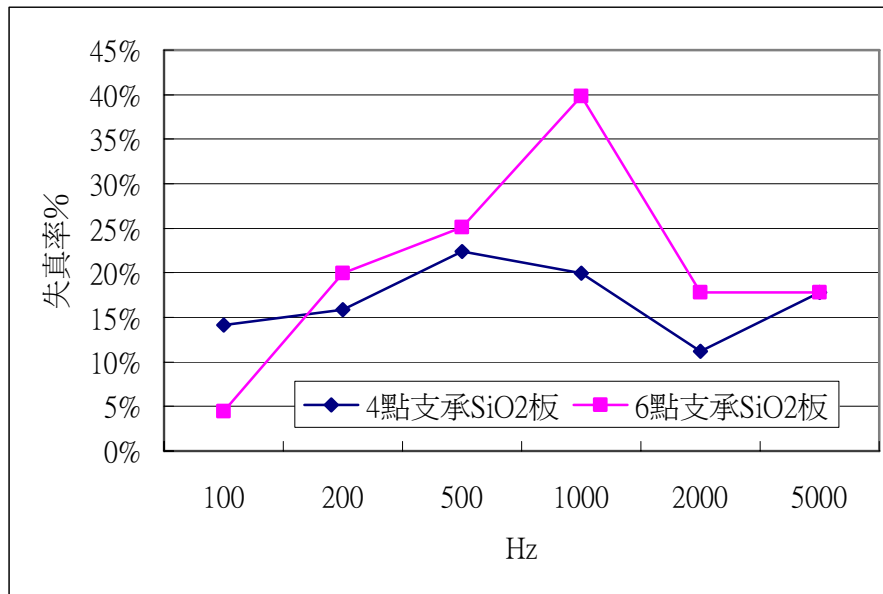


圖 5.12 不同支承失真變化圖

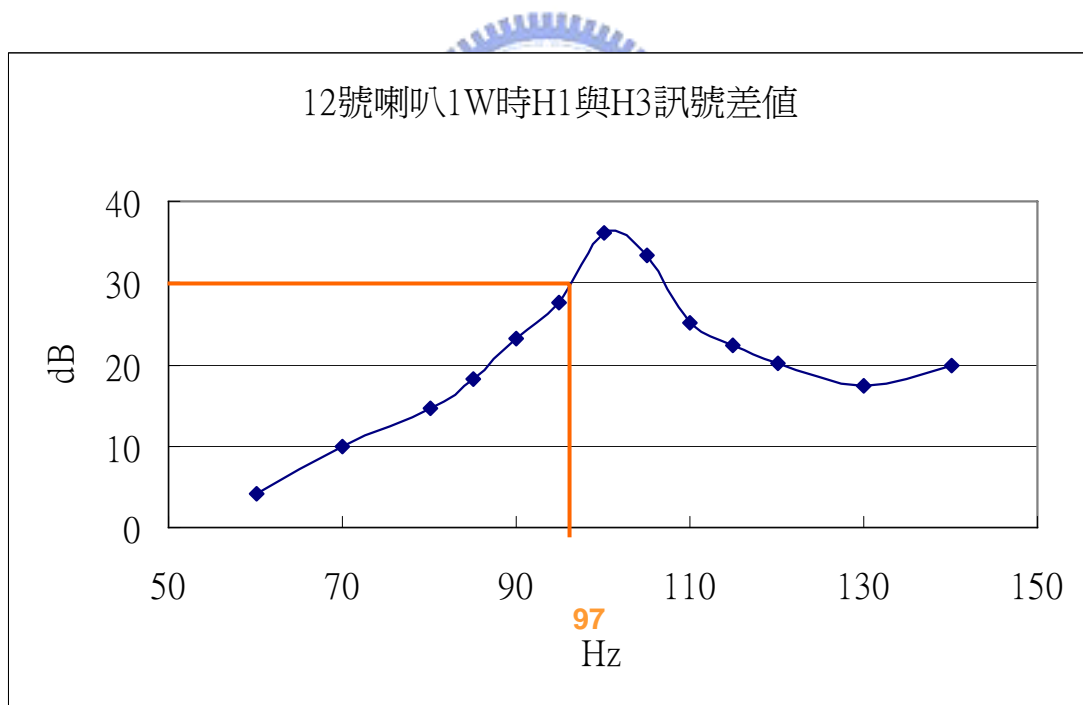


圖 5.13 12 號喇叭 1W 功率之低頻失真情形

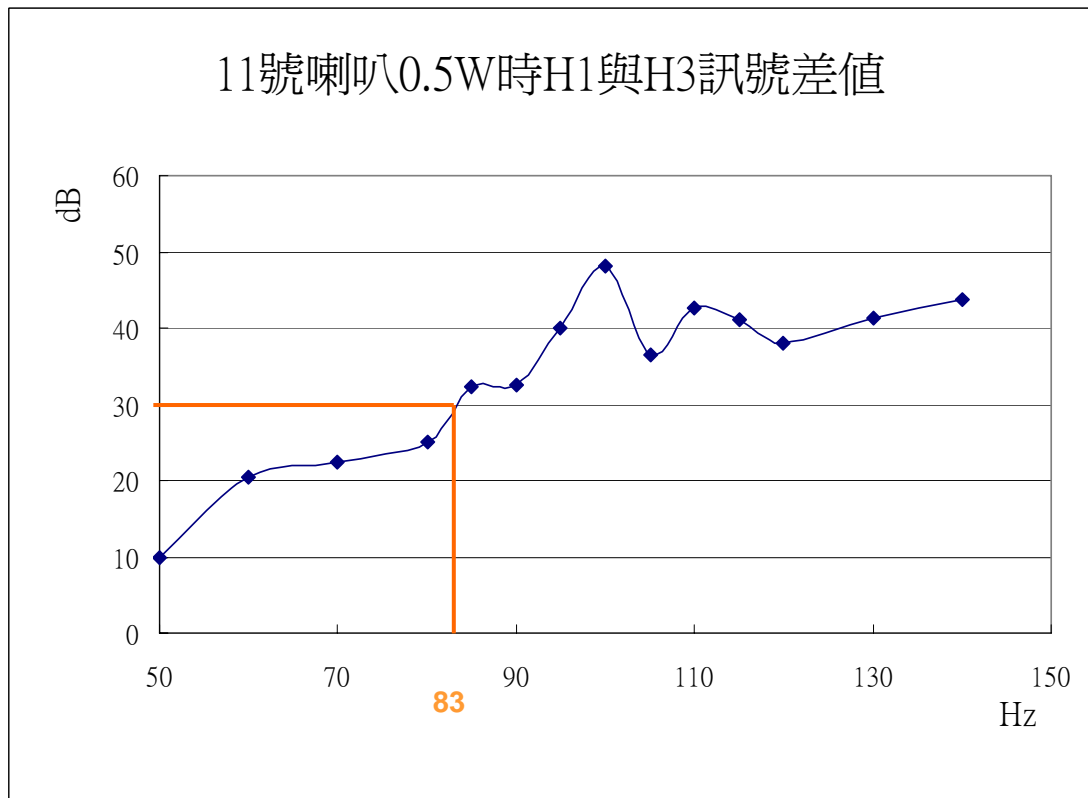


圖 5.14 11 號喇叭 0.5W 功率之低頻失真情形

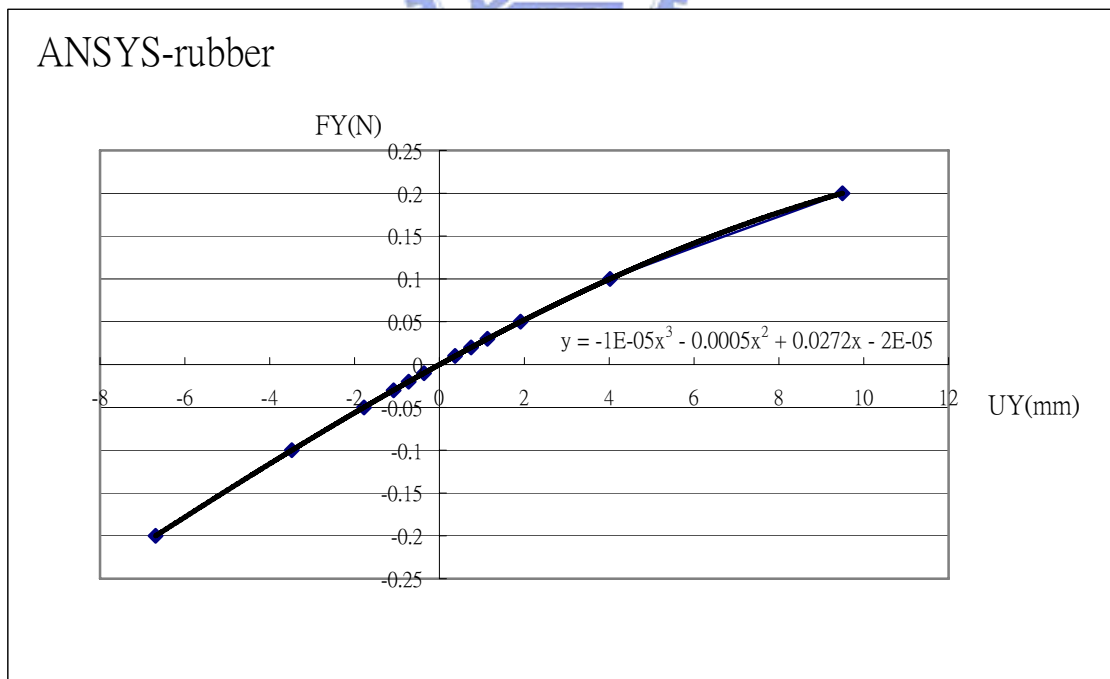


圖 5.15 L 形橡膠受力與位移關係圖

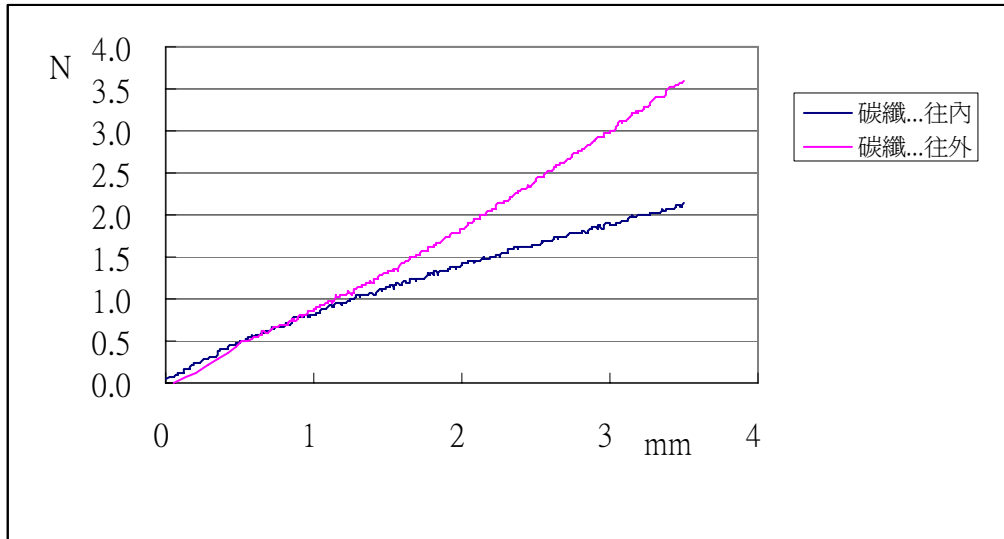


圖 5.16 泡綿加碳纖支承之勁度與位移關係

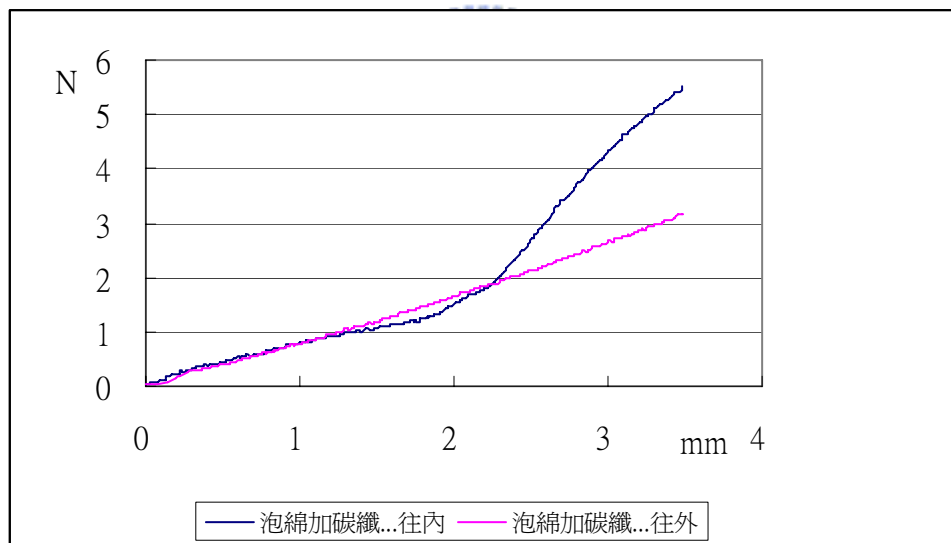


圖 5.17 泡綿加碳纖支承之勁度與位移關係



圖 5.18 量測振幅及勁度與位移關係實驗設備架設

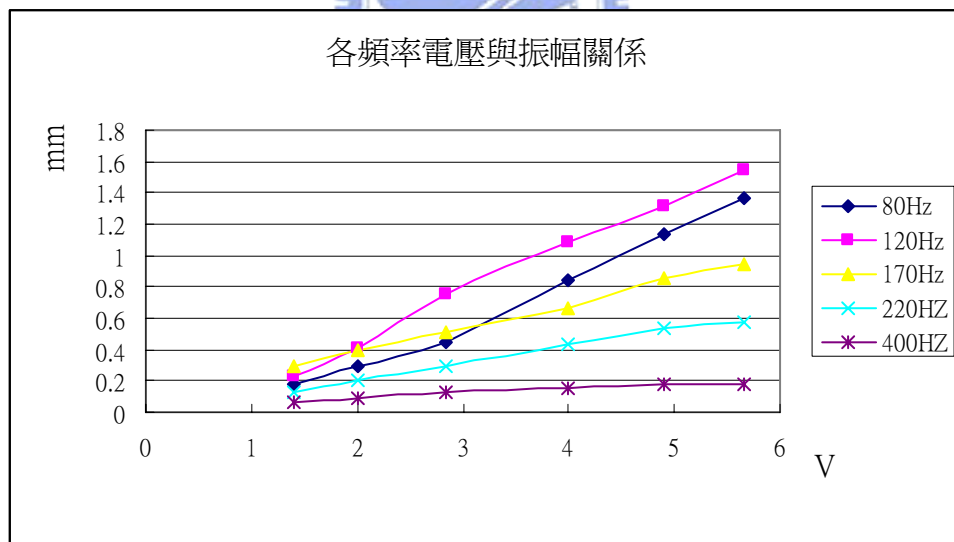


圖 5.19 各頻率電壓與振幅關係

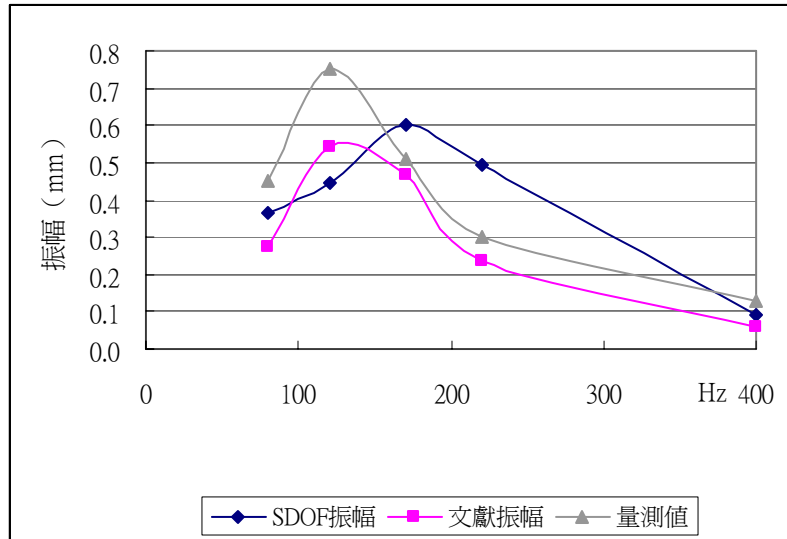
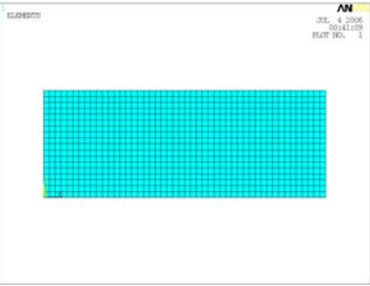
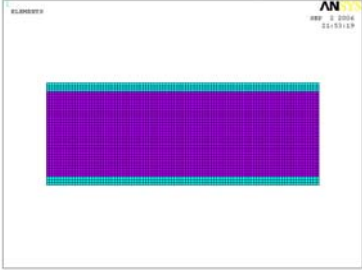
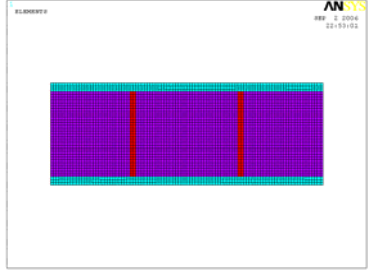
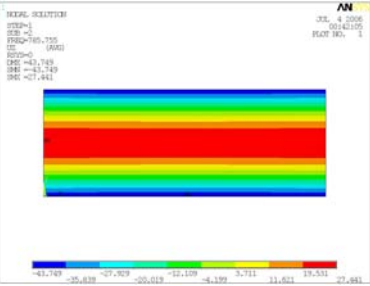
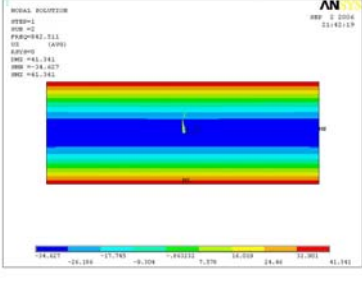
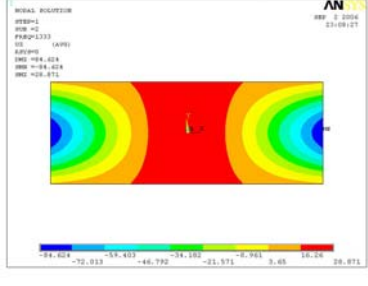
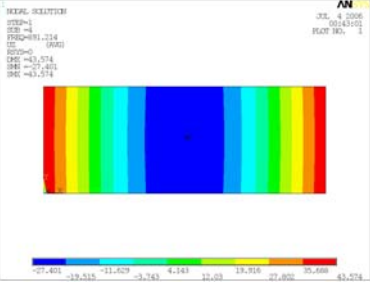
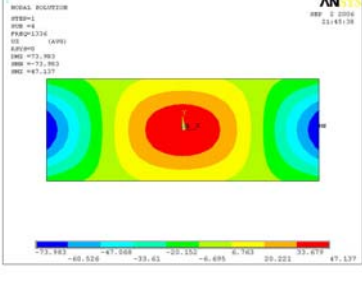
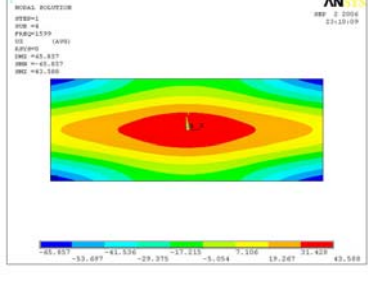
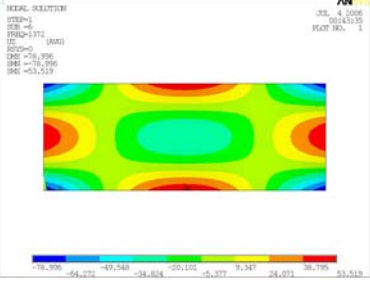
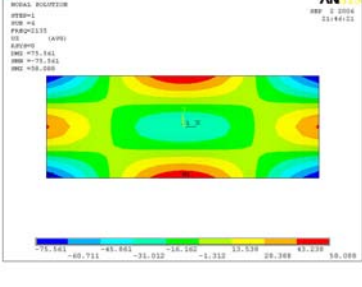
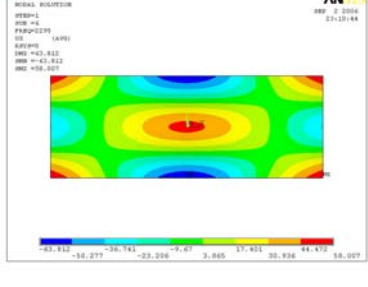
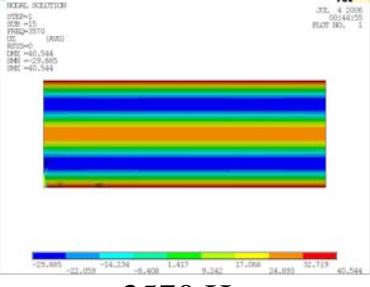
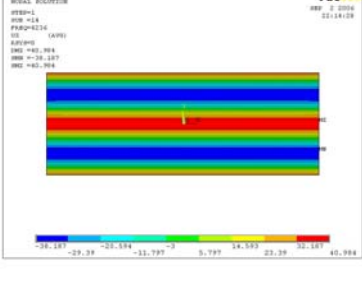
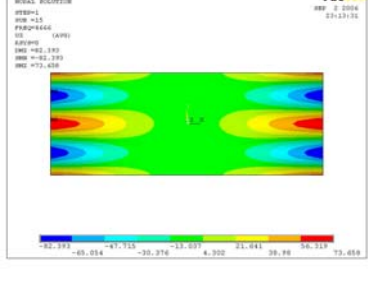


圖 5.20 碳纖三明治板 1W 振幅比較



板子尺寸 96mm*36mm*2mm		
純巴沙木	兩側碳纖加勁	井字碳纖加勁
		
 <p>786 Hz</p>	 <p>843 Hz</p>	 <p>1333 Hz</p>
 <p>891 Hz</p>	 <p>1336 Hz</p>	 <p>1599 Hz</p>
 <p>1372 Hz</p>	 <p>2135 Hz</p>	 <p>2295 Hz</p>
 <p>3570 Hz</p>	 <p>4236 Hz</p>	 <p>4666 Hz</p>

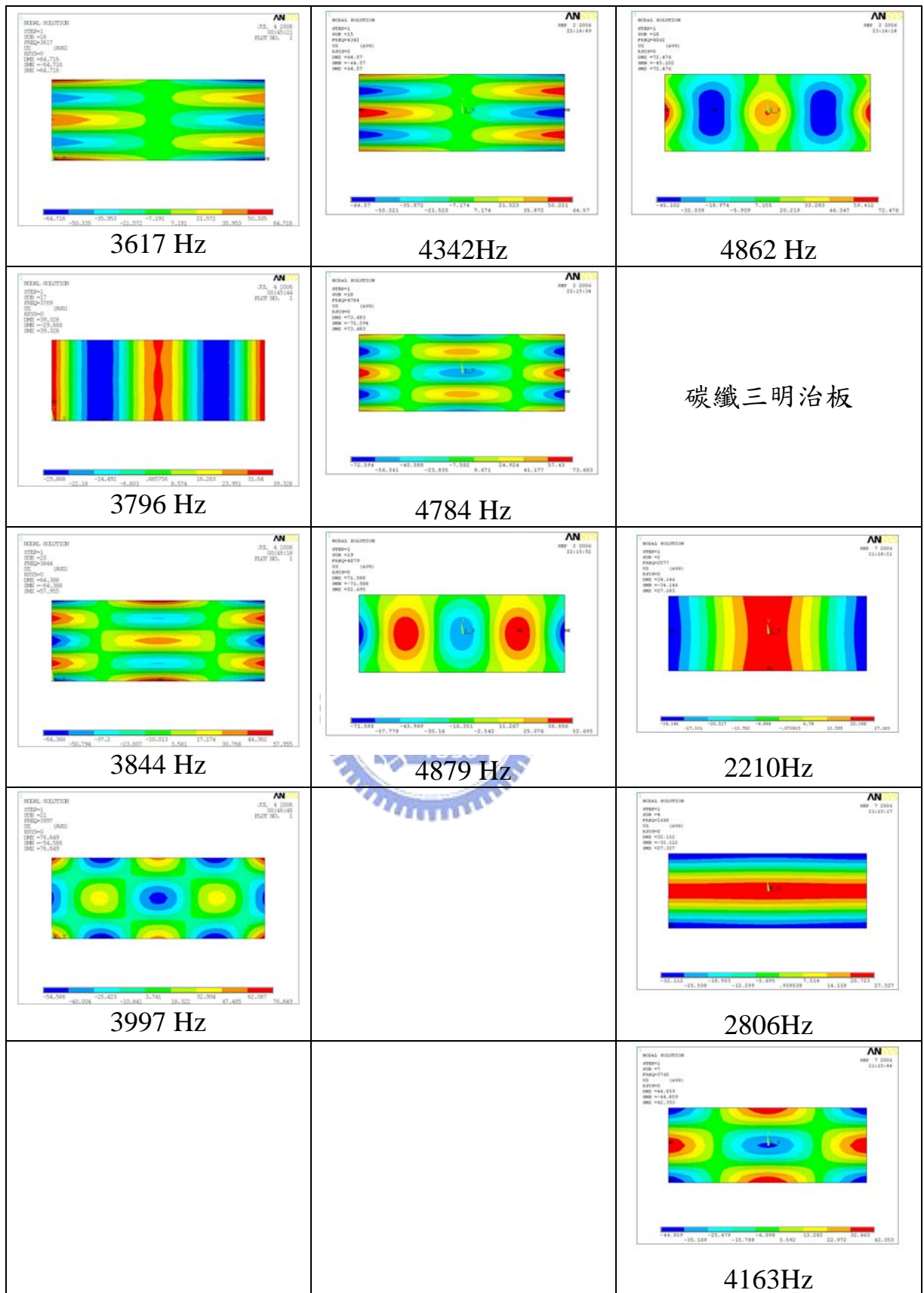


圖 5.21 不同加勁三明治板模態圖

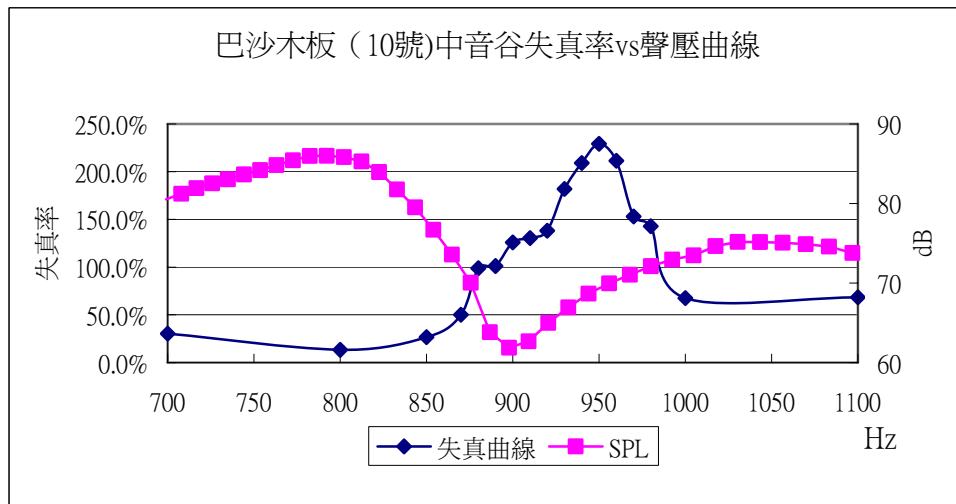


圖 5.22 巴沙木板中音谷失真率與聲壓曲線

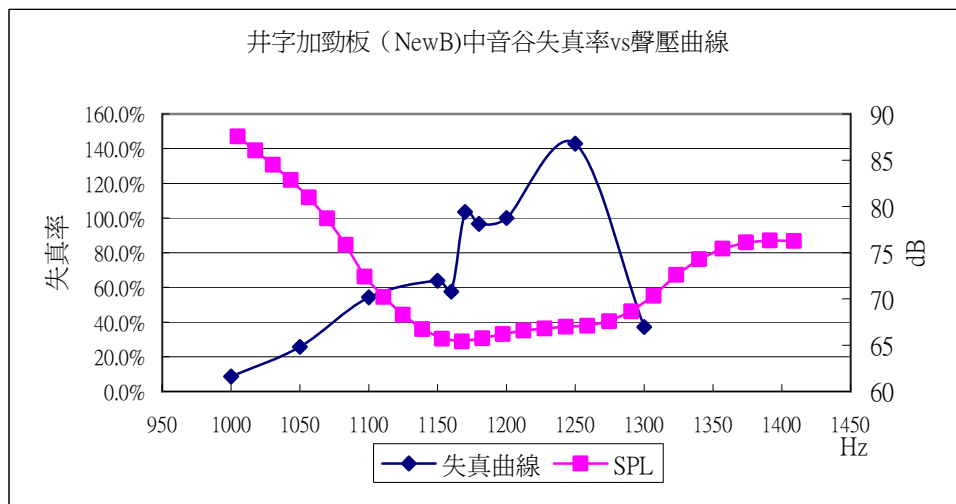


圖 5.23 井字加勁板中音谷失真率與聲壓曲線

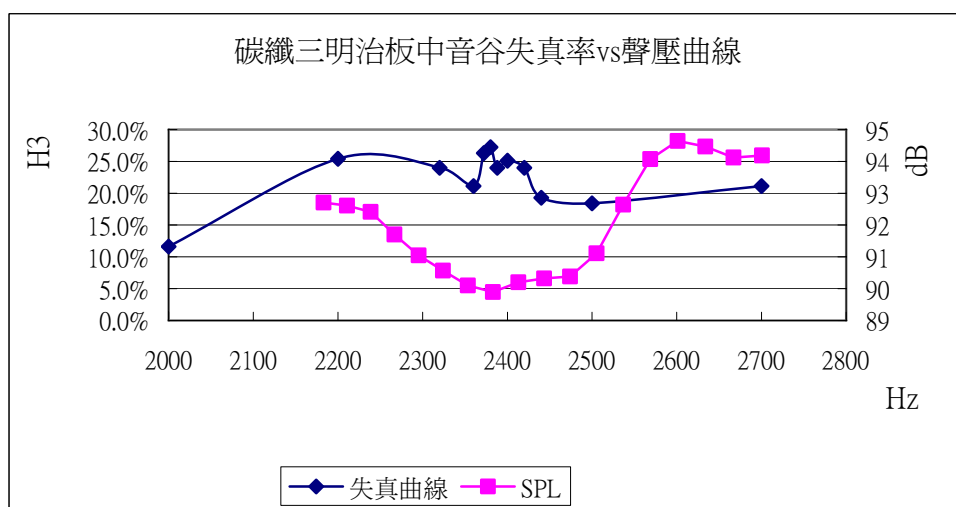


圖 5.24 碳纖三明治板中音谷失真率與聲壓曲線

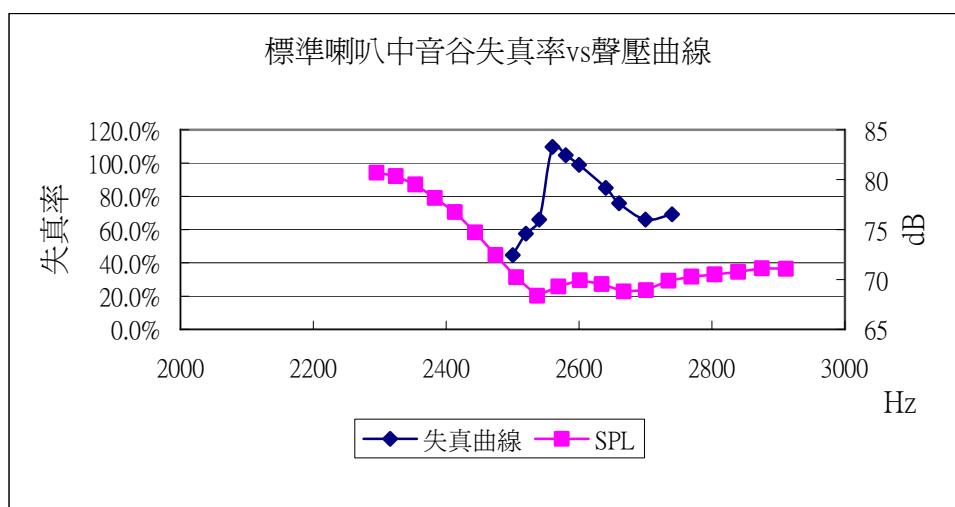


圖 5.25 標準喇叭中音谷失真率與聲壓曲線



圖 5.26 雷射測位儀量測架設圖

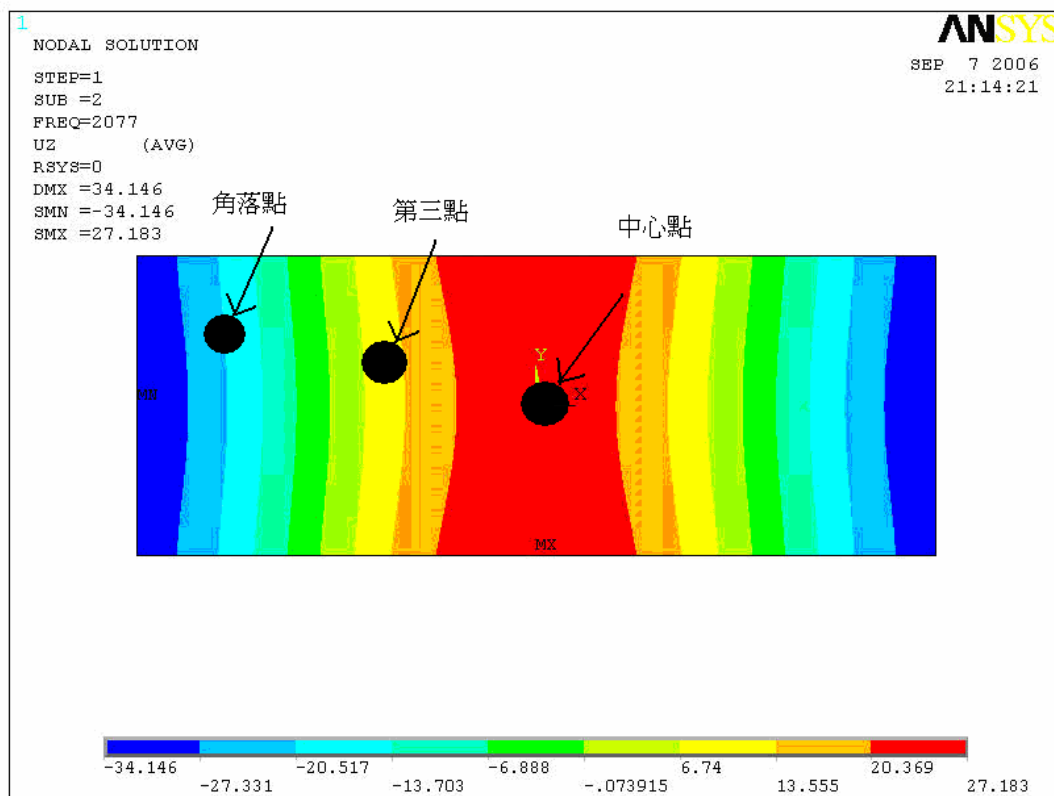


圖 5.27 碳纖三明治振動板上測量位移失真之點及其第一彎曲模態

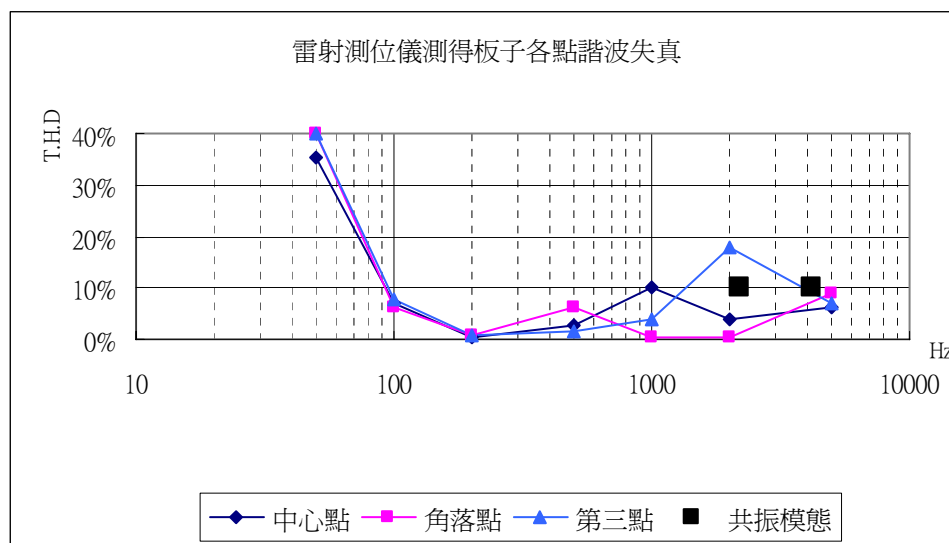
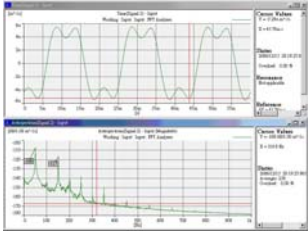
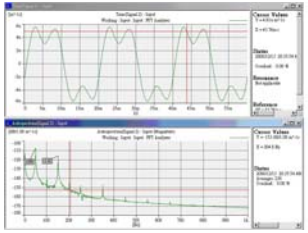
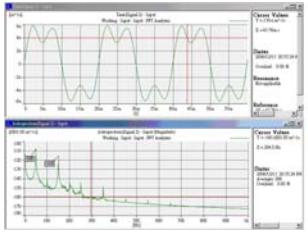
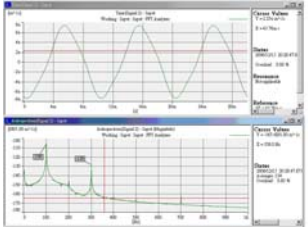
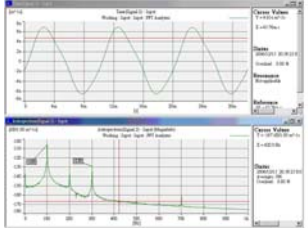
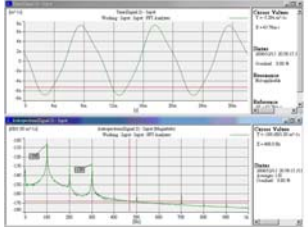
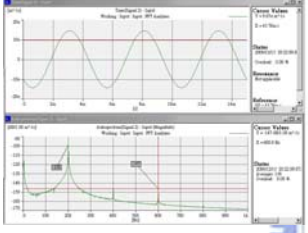
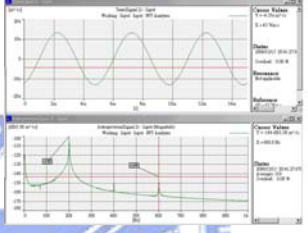
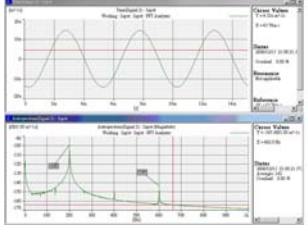
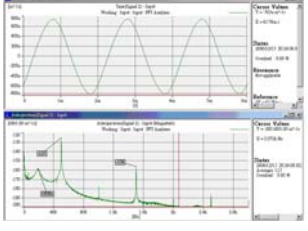
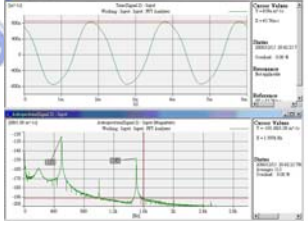
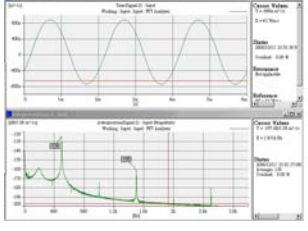
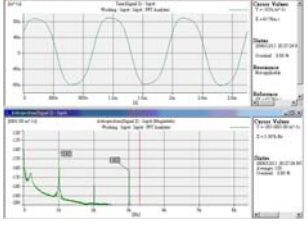
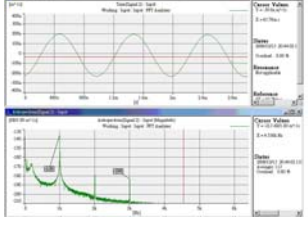
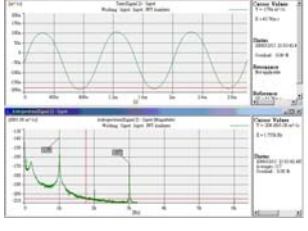
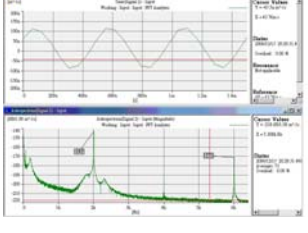
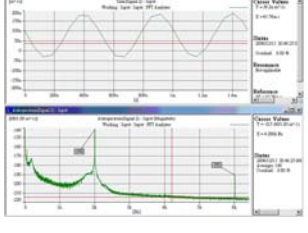
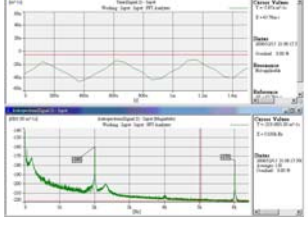


圖 5.28 LDV 所量測各點位移失真率

	中心點	角落點	第三點
50Hz	 <p>H1=-108dB H3=-117dB</p>	 <p>H1=-108dB H3=-116dB</p>	 <p>H1=-108dB H3=-116dB</p>
100Hz	 <p>H1=-106dB H3=-129dB</p>	 <p>H1=-106dB H3=-130dB</p>	 <p>H1=-106dB H3=-128dB</p>
200Hz	 <p>H1=-100dB H3=-147dB</p>	 <p>H1=-100dB H3=-144dB</p>	 <p>H1=-100dB H3=-144dB</p>
500Hz	 <p>H1=-125dB H3=-156dB</p>	 <p>H1=-125dB H3=-149dB</p>	 <p>H1=-124dB H3=-160dB</p>
1000Hz	 <p>H1=-143dB H3=-163dB</p>	 <p>H1=-136dB H3=-184dB</p>	 <p>H1=-139dB H3=-167dB</p>
2000Hz	 <p>H1=-143dB H3=-171dB</p>	 <p>H1=-142dB H3=-191dB</p>	 <p>H1=-160dB H3=-175dB</p>

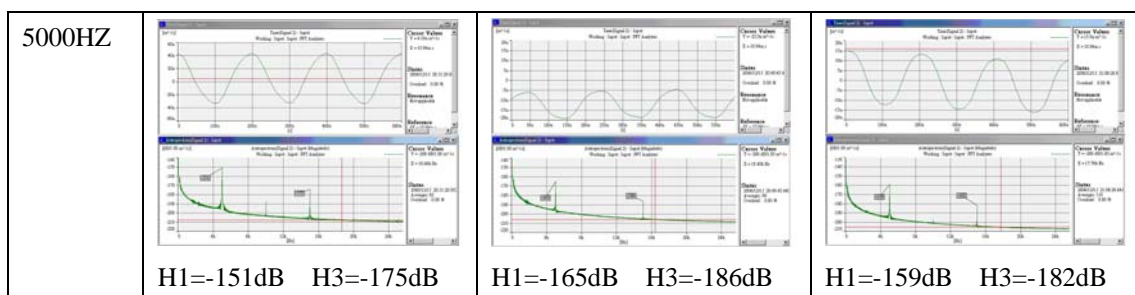


圖 5.29 LDV 所測得碳纖三明治振動板上各點位移之時域及頻域圖

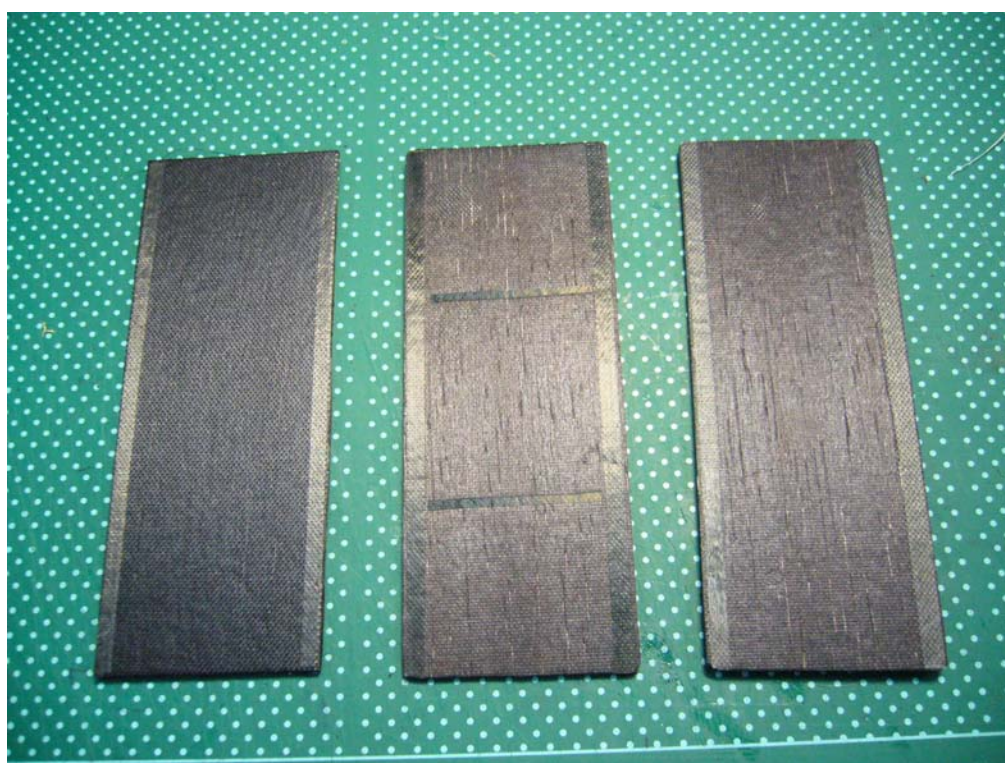


圖 5.30 三種不同振動板，由左至右 A 板、B 板、C 板

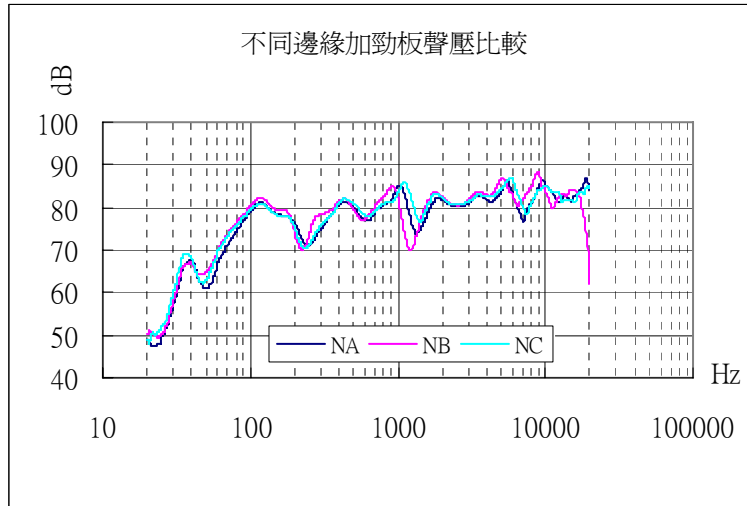


圖 5.31 雙層門型碳纖支承不同邊緣加勁板聲壓比較

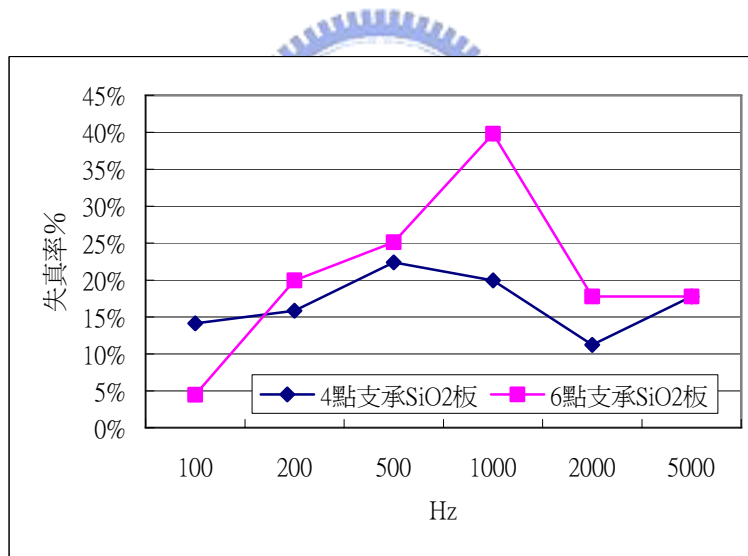


圖 5.32 4 點與 6 點支承失真變化圖

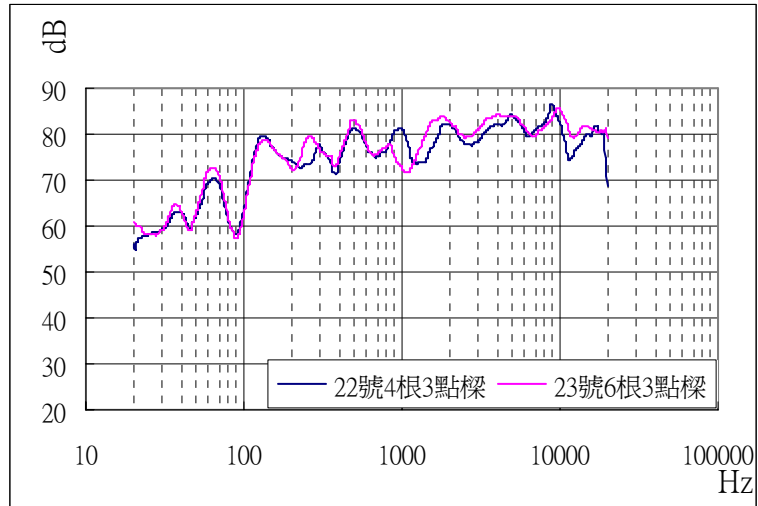


圖 5.33 4 點與 6 點支承聲壓曲線比較

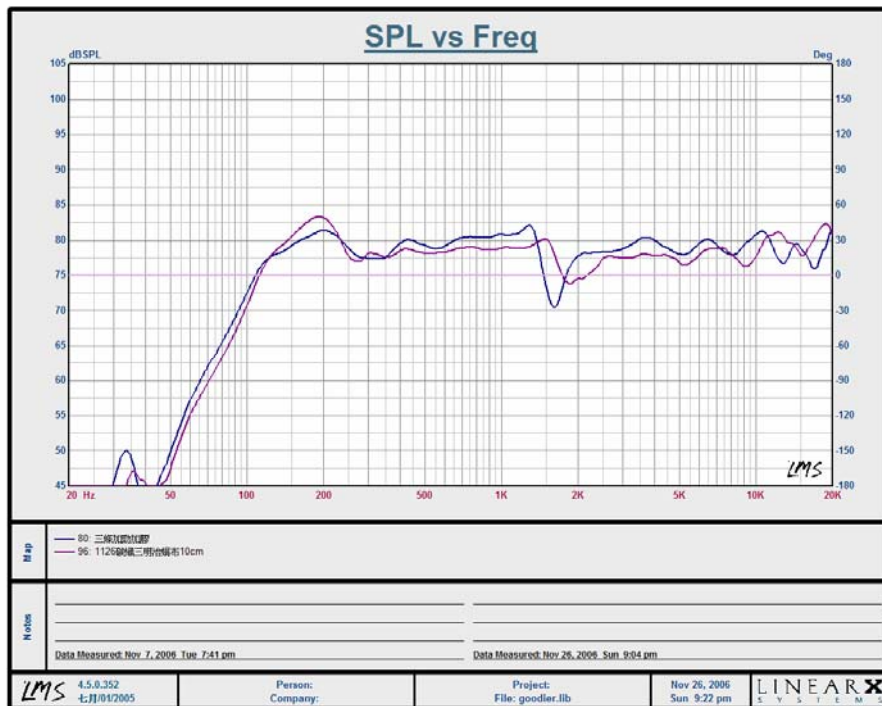


圖 5.34 邊緣加勁板與碳纖三明治板聲壓比較

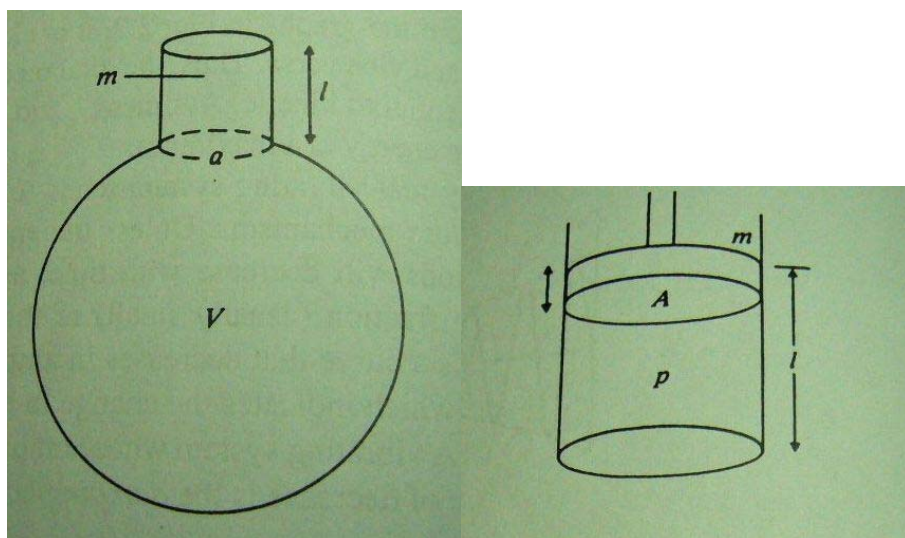


圖 5.35 Helmholtz 共振子與其相對應之活塞自由振動

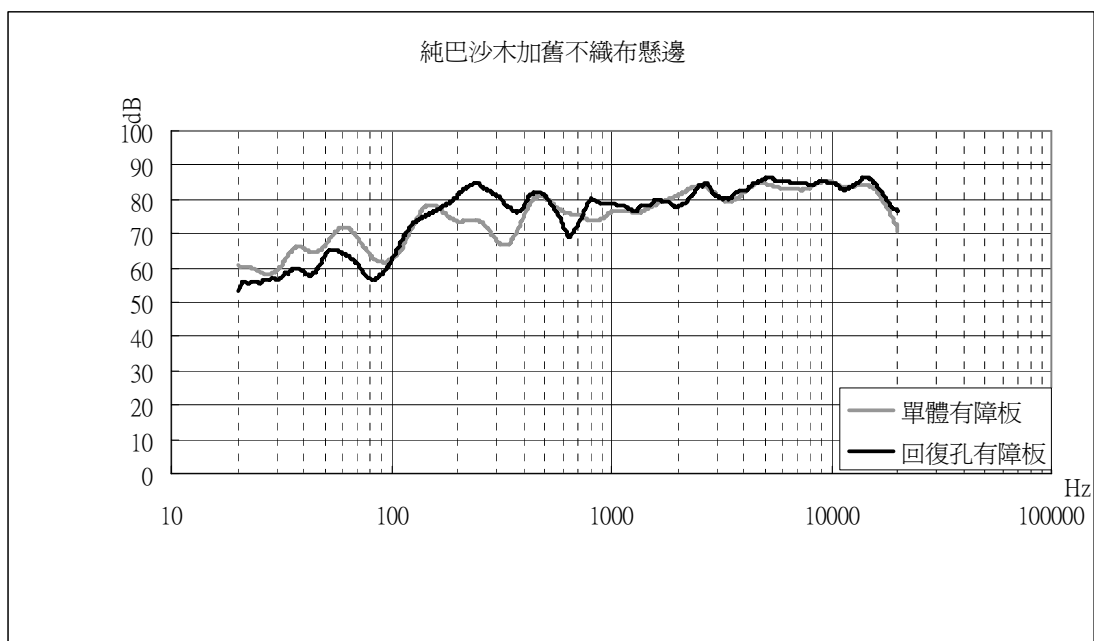


圖 5.36 加低音回復孔對聲壓之影響比較

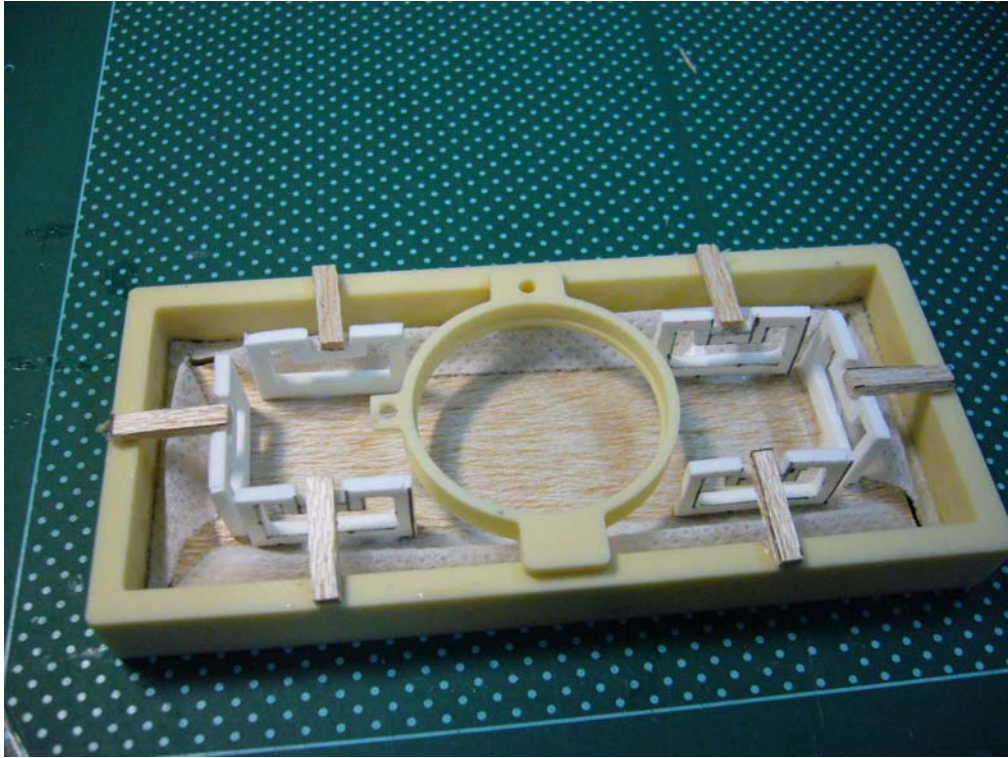


圖 5.37 揚聲器支承設計 1—凹形泡綿支承

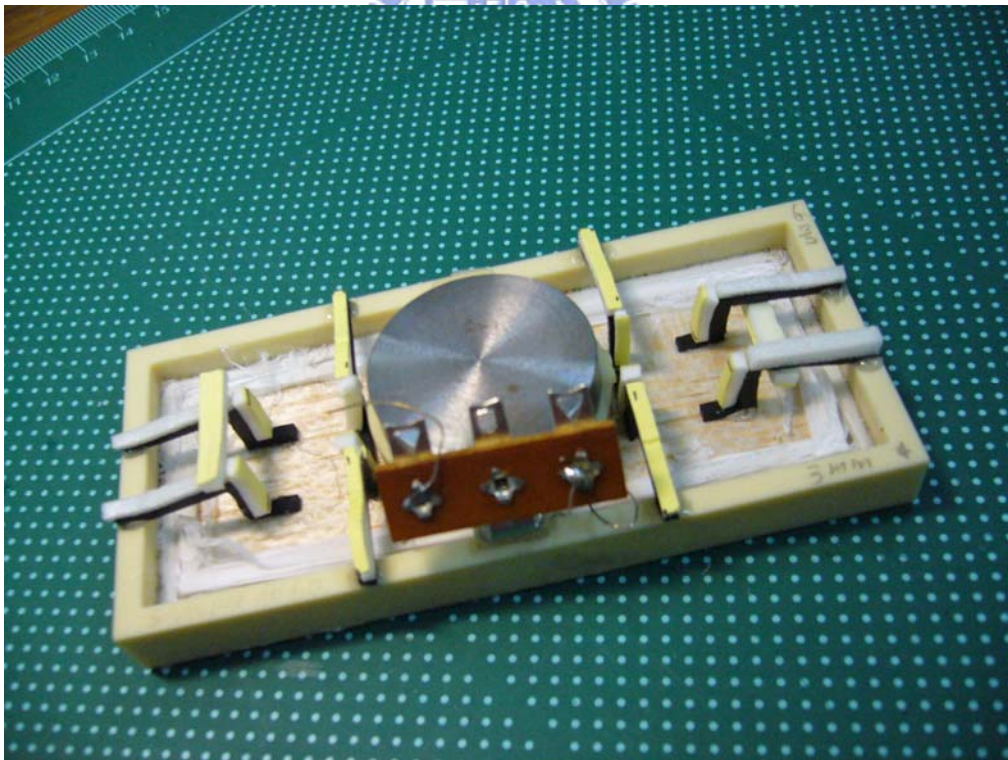


圖 5.38 揚聲器支承設計 2—8 支橡膠腳支承

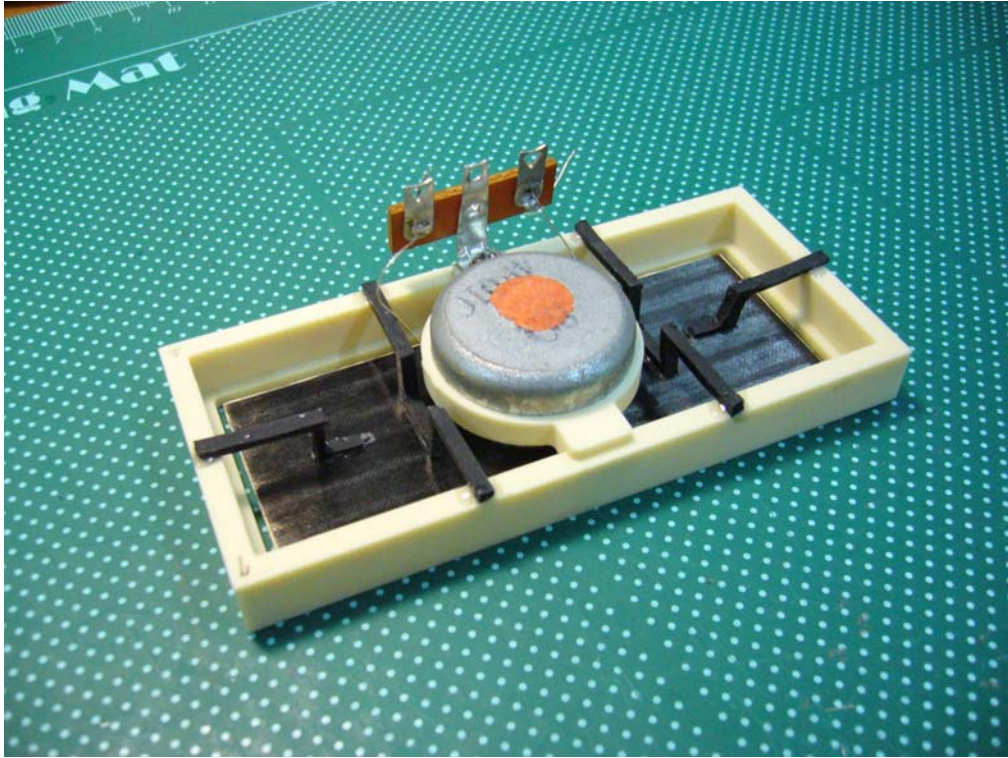


圖 5.39 揚聲器支承設計 3—6 支橡膠腳支承

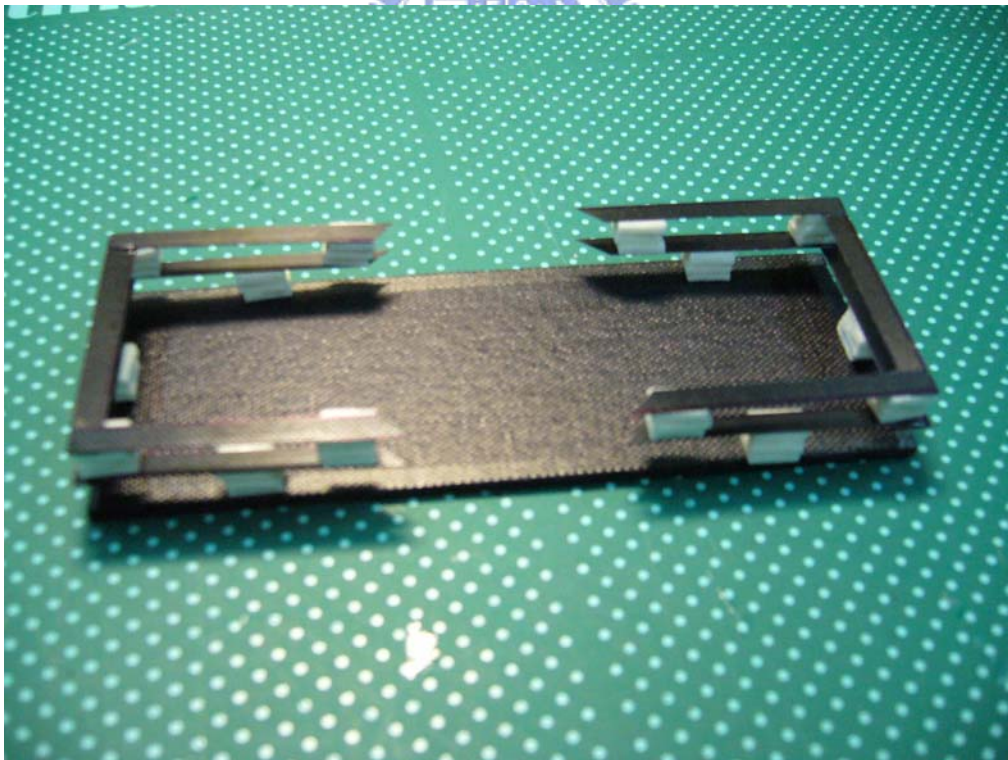


圖 5.40 揚聲器支承設計 4—雙層門型碳纖支承

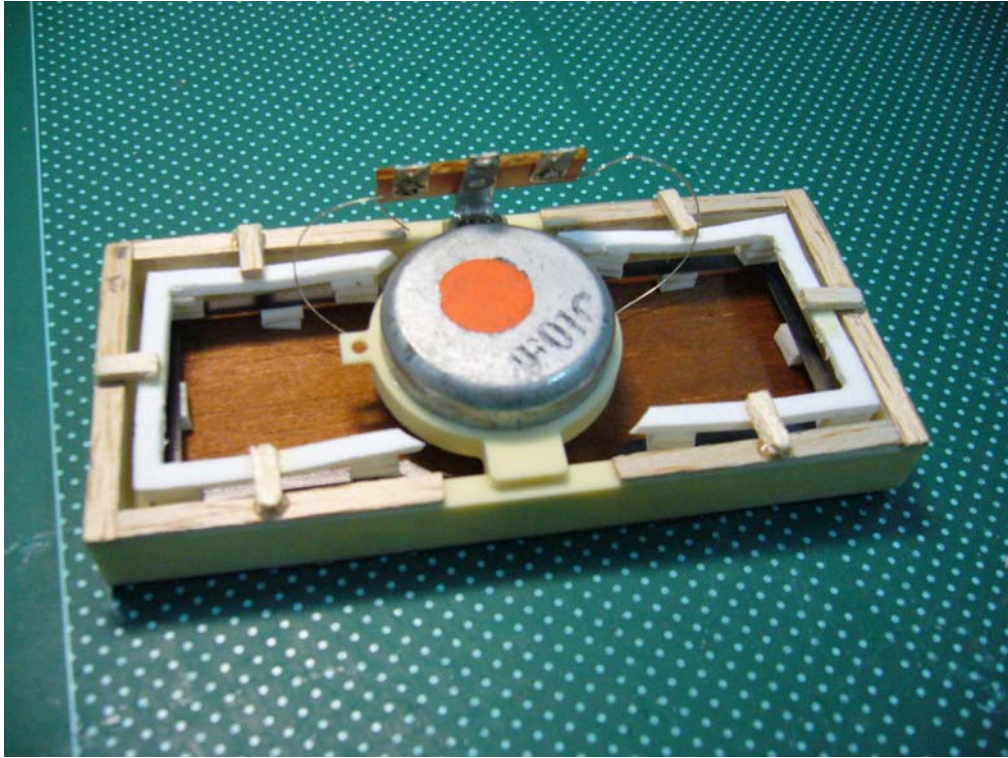


圖 5.41 揚聲器支承設計 5—雙層 Γ 型泡綿碳纖支承

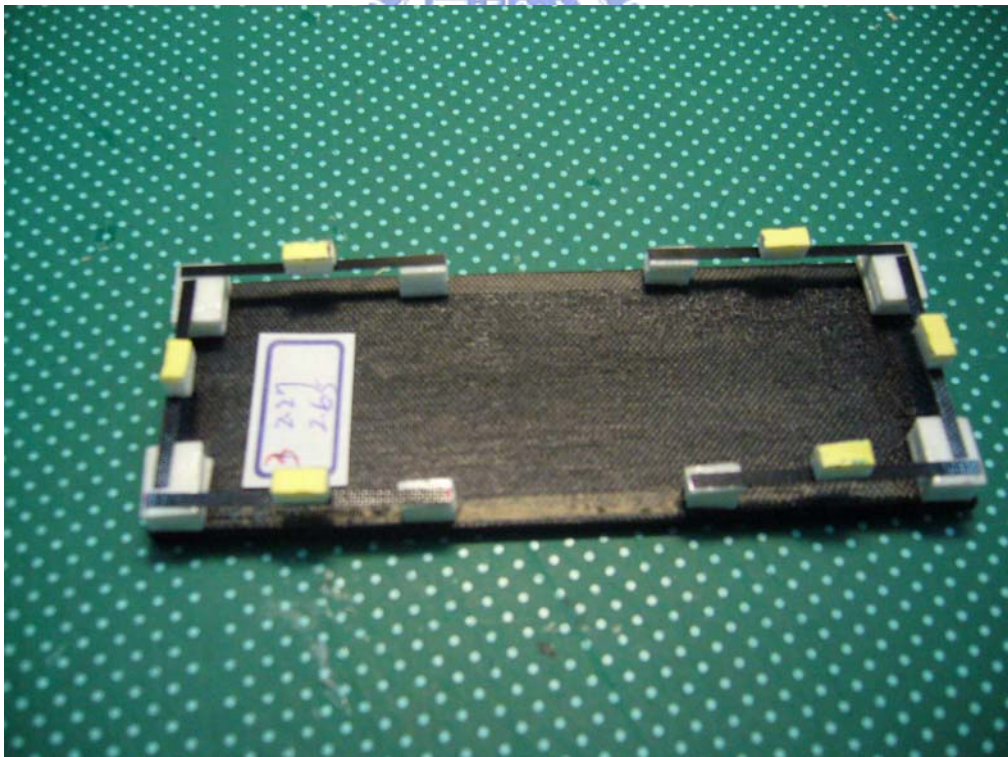


圖 5.42 揚聲器支承設計 6— Γ 型碳纖支承

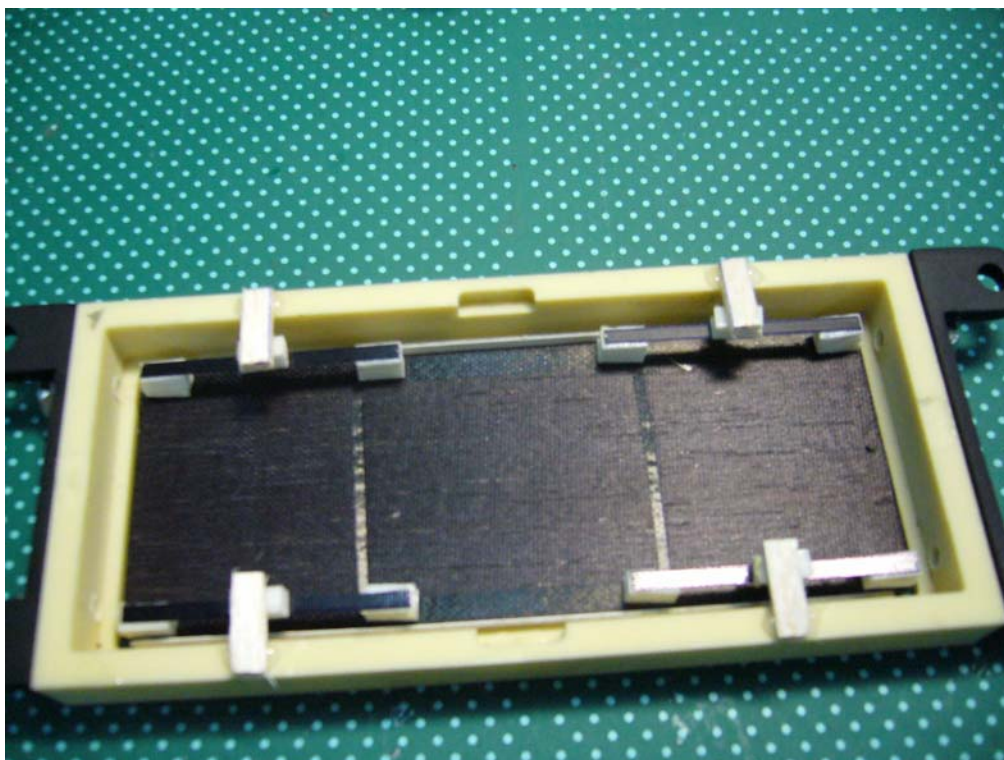


圖 5.43 揚聲器支承設計 7—4 支碳纖臂支承



圖 5.44 揚聲器支承設計 8—4 支碳纖臂+膠棉阻尼支承

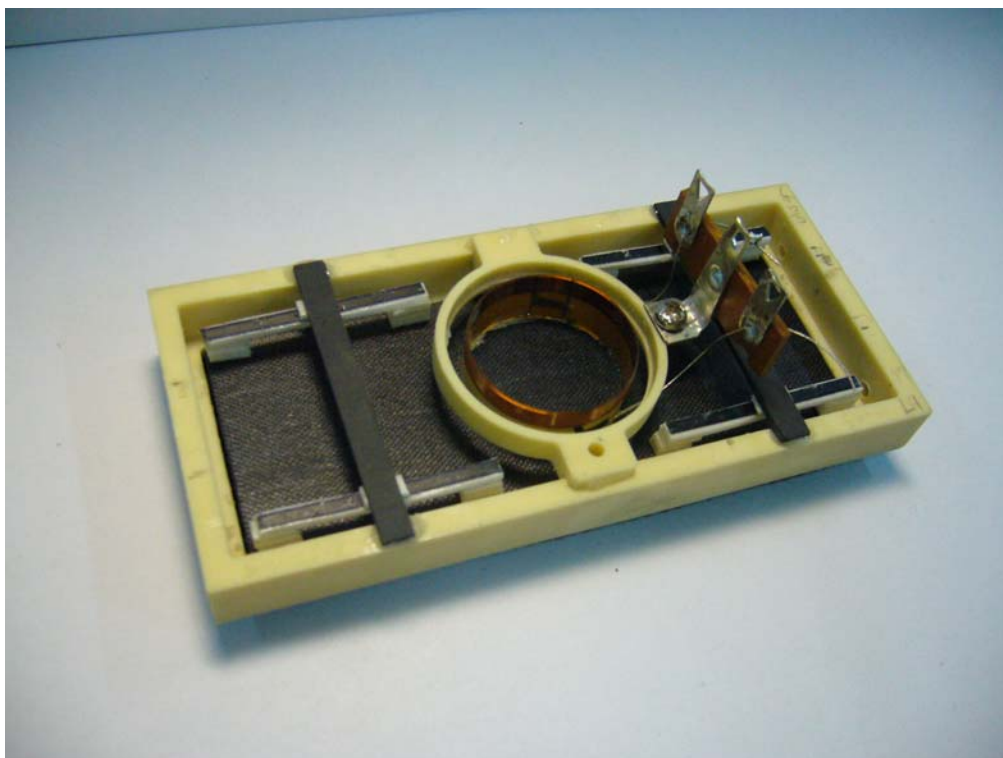


圖 5.45 揚聲器支承設計 9—碳纖積層板結構加強

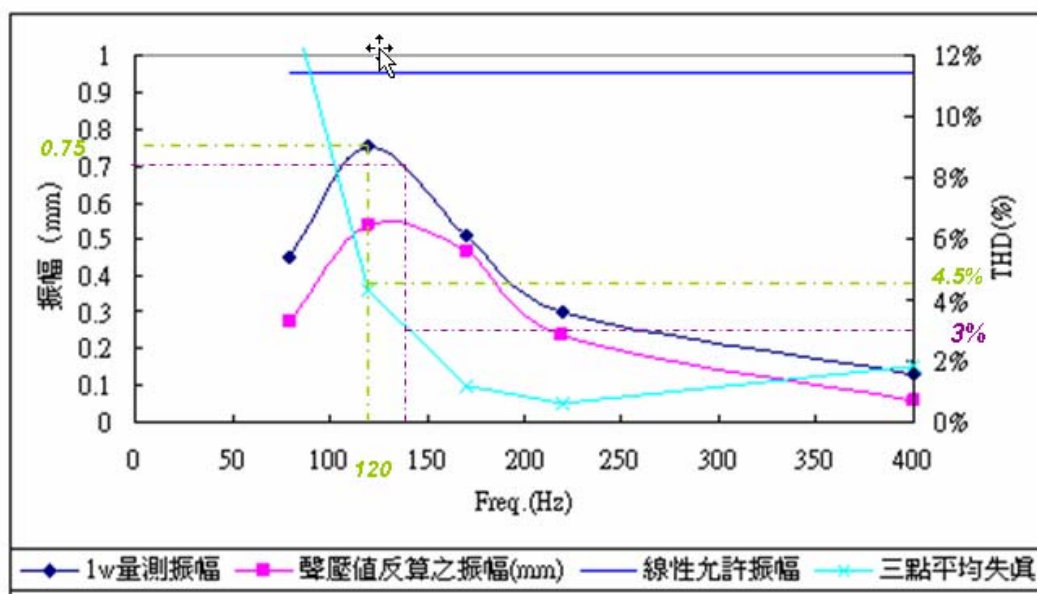


圖 5.46 線性振幅與量測振幅及失真率對照圖

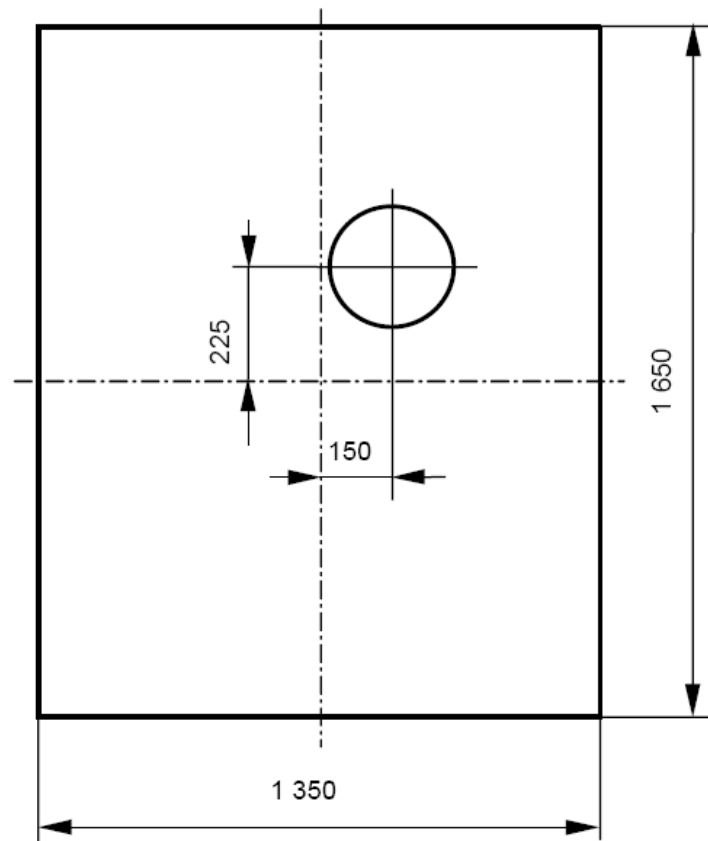


圖 6.1 IEC 60268-5 標準障板尺寸 (mm)

