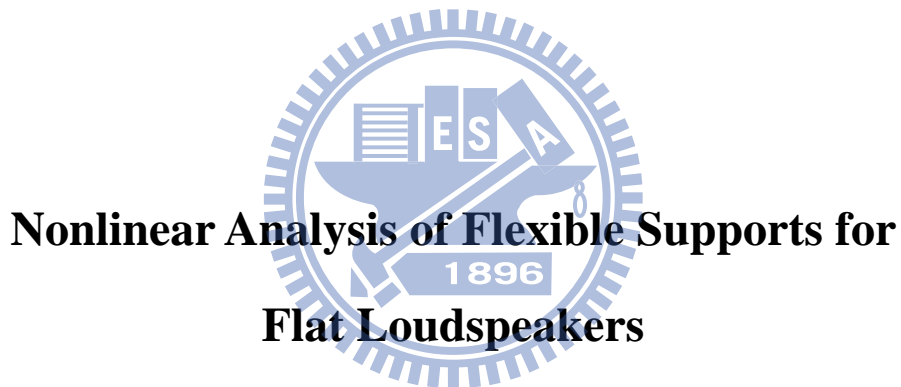


國立交通大學
機械工程學系
碩士論文

平面揚聲器中彈性支承的非線性行為研究



研究生：蔡秉達

指導教授：金大仁 博士

中華民國九十八年八月

平面揚聲器中彈性支承的非線性行為研究

Nonlinear Analysis of Flexible Supports for Flat Loudspeakers

研究生：蔡秉達

Student : Pin-Ta Tsai

指導教授：金大仁 教授

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

The logo of National Chiao Tung University is a circular emblem. It features a central shield with a book and a gear, surrounded by the letters 'NCTU'. Below the shield is the year '1896'. The entire emblem is encircled by a gear-like border.

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
August 2009
Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十八年八月

平面揚聲器中彈性支承的非線性行為研究

研究生：蔡秉達

指導教授：金大仁 博士

國立交通大學機械工程學系

摘要

平面喇叭受彈性支承和音圈的物性與電性影響，聲壓隨著瓦數的增加呈現衰減或扭曲情形，未能把原音完整的表現出來。其中，當彈性支承受較大的變形量時，由於幾何非線性的影響而產生剛度硬化或軟化現象，以致造成喇叭的非線性衝程。本文將探討不同設計的彈性支承，其中包括接腳與懸邊，而接腳分 2-D 與 3-D 兩種。研究如何調整懸邊形狀、尺寸的參數，以提高支承勁度的線性變形量和正反方向的對稱度。首先利用靜力實驗找出各種彈性支承設計的力與位移關係圖，並量測喇叭的聲壓曲線。使用 ANSYS 建構彈性支承和揚聲板系統的有限單元模型，進行靜力的非線性分析和在線性範圍內的簡諧激震分析。藉比較理論與實驗的結果，以確立支承的材料性質與了解其線性的衝程量。最後分析 2-D 與 3-D 接腳搭配懸邊的最佳組合，並由聲壓的實驗與理論值比較得知，最佳的彈性支承可增加聲壓的線性範圍。

Nonlinear Analysis of Flexible Supports for Flat Loudspeakers

Student : Pin-Ta Tsai

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

Department of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

ABSTRACT

Due to the physical and electrical characteristics of flexible supports and voice coil, the Sound Pressure Level (SPL) may behave nonlinearly with the increase of voltage rather than varying linearly. In general, owing to geometric nonlinearity, the rigidity of a flexible support may experience hardening or softening when subjecting large deformation. In this thesis, we discuss several designs of flexible supports including elastic damper (2D or 3D) and suspension. The purpose is to enlarge the range for linear deformation while at the same time maintain the symmetry for positive and negative directions of deformation when designing the elastic dampers and suspension. The goal can be achieved by adjusting the shape and dimension of the flexible supports. First, we find the load-displacement curve of a flexible support via the static experiment, and then we use ANSYS to construct a finite element model of the speaker. Based on the nonlinear deformation and linear harmonic exciting analyses, the SPL curve is obtained and used to verify the results of static and SPL tests so that we can identify the material properties of the supports and find out the linear

displacement ranges of the supports. Finally, we use two optimal support combinations including 2-D or 3-D elastic supports and suspension to study the SPL curves of the speaker theoretically and experimentally. The results show that the choices of the optimal flexible supports can produce larger linear range for the SPL curves.



誌謝

碩士兩年的求學過程中，充滿各式各樣的難忘回憶，使我的人生更添光彩，這都要感謝指導教授金大仁博士的細心、耐心指導，不僅在研究領域上不吝指教，對於求學態度和處世道理更是諄諄教誨，更感謝讓我能夠順利完成學業及論文。

感謝家人、女友家安、朋友的陪伴，有你們的鼓勵讓我在求學過程中充滿力量，順利完成學業。感謝博士班學長昌毅、于昇、崧哥、小 A、宗鴻的傾囊相授，在學業和生活上的協助；感謝畢業學長捷凱、宏銘、arb、政霖、志傑的教導，在我遇到困難時給予寶貴的意見。

最後感謝同窗好友表哥、超強、阿鐘、恩寶、蛤蟆精兩年來的互相勉勵，在碩士生涯中不會孤單，一起努力完成學業；感謝學弟立武、浩翔、志明、耀民、正平、建順讓我的生活充滿歡樂，使得求學過程更加豐富。並要謝謝一路上幫助過我的朋友們，僅以本文獻給所有關心我的人。

秉達 2009.8 于交大

目錄

中文摘要	i
英文摘要	ii
誌謝	iv
目錄	v
表目錄	vii
圖目錄	viii
第一章 緒論	1
1-1 前言	1
1-2 研究動機與方法	2
1-3 文獻回顧	3
第二章 非線性理論	5
2-1 非線性薄板理論	5
2-1.1 非線性位移與應變場	5
2-1.2 合力關係式	7
2-1.3 控制方程式	7
2-1.4 有限元素解非線性位移	9
2-2 牛頓-拉福森法	11
2-2.1 收斂準則	12
第三章 有限元素非線性靜力分析與聲壓模擬計算	13
3-1 ANSYS 有限元素模型之建立	13
3-1.1 模擬元素的選擇	13
3-1.2 薄殼元素的介紹	13
3-1.3 ANSYS 模型建立步驟	14
3-2 ANSYS 模擬分析中各參數的取得	17
3-2.1 質點元素的參數	18
3-2.2 彈簧元素的參數	18
3-2.3 激振力的給定	18
3-2.4 阻尼比的給定	18
3-3 彈性支承非線性靜力分析	19
3-3.1 接腳分析	19
3-3.2 懸邊分析	20
3-4 聲壓的模擬及應用	20
3-4.1 聲壓波動方程式	20
第四章 彈性支承之研製與實驗架設	24
4-1 彈性支承之功能	24

4-2	揚聲器之製作.....	25
4-2.1	複合材料疊層板之製作.....	25
4-2.2	振動板之製作.....	26
4-2.3	彈性支承：接腳之製作.....	26
4-2.4	彈性 PU 懸邊之製作.....	27
4-2.5	平面揚聲器之製作.....	27
4-3	彈性支承研製與實驗討論.....	27
4-3.1	支承材料的選擇.....	28
4-3.2	支承形狀之設計.....	28
4-3.3	彈性支承：懸邊實驗與模擬.....	28
4-3.4	彈性支承：懸邊實驗與模擬.....	29
4-4	揚聲器各種實驗程序與儀器架設.....	30
4-4.1	阻尼量測實驗.....	30
4-4.2	聲壓實驗.....	31
4-4.3	阻抗量測實驗.....	32
4-4.4	參數量測實驗.....	32
4-4.5	聲壓模擬驗證.....	32
第五章	彈性支承討論與聲傳影響.....	33
5-1	彈性支承：接腳.....	33
5-1.1	2-D 接腳.....	33
5-1.2	3-D 接腳.....	34
5-2	彈性支承：懸邊.....	34
5-2.1	傳統懸邊.....	34
5-2.2	改變懸邊圓弧處設計.....	35
5-2.3	改變懸邊高度設計.....	36
5-3	彈性支承非線性行為與聲傳影響.....	37
第六章	結論與未來研究方向.....	38
6-1	結論.....	38
6-2	未來研究方向.....	39
參考文獻	40

表目錄

表 3-1	文獻[17]中的材料性質.....	42
表 3-2	本文振動板揚聲器參數值.....	42
表 5-1	個接腳的非線性分析.....	43
表 5-2	D5 懸邊非線性分析.....	43
表 5-3	D7-D5 懸邊各點非線性分析.....	43
表 5-4	D7-D5 懸邊非線性分析.....	44
表 5-5	D7-D5-H1 懸邊非線性分析.....	44
表 5-6	各彈性支承組合的非線性分析.....	45



圖目錄

圖 1-1	傳統振動板為錐盆型的揚聲器.....	46
圖 1-2	振動板為平面式的揚聲器.....	46
圖 1-3	揚聲器的結構圖.....	47
圖 1-4	揚聲板不同瓦數下的 Harmonic Spectrum.....	47
圖 1-5	電壓與聲壓無因次化關係圖.....	48
圖 2-1	懸臂樑力與位移圖 (a)線性;(b)非線性.....	48
圖 2-2	薄板示意圖.....	49
圖 2-3	板子受力圖 (a)內部 ; (b)邊緣處.....	49
圖 2-4	牛頓法求近似解(收斂).....	50
圖 2-5	牛頓法求近似解(發散).....	50
圖 3-1	平面式揚聲器簡化之數學模型.....	51
圖 3-2	多層一階剪變形位移場示意圖(三層).....	51
圖 3-3	本文碳纖三明治振動板揚聲器阻抗曲線.....	52
圖 3-4	頻率-位移圖.....	52
圖 3-5	Rayleigh Damping.....	53
圖 3-6	ANSYS 模型：片狀接腳與波浪型接腳.....	53
圖 3-7	ANSYS 模型：懸邊.....	54
圖 3-8	ANSYS 模型：揚聲系統.....	54
圖 3-9	聲壓距離示意圖.....	55
圖 4-1	振動板之振形.....	55
圖 4-2	激震器組成剖面圖.....	56
圖 4-3	傳統截面為半圓形或波浪型的彈性支承.....	56
圖 4-4	疊層順序.....	57
圖 4-5	熱壓機.....	57
圖 4-6	複合材料積層板之加熱加壓硬化成型製程圖.....	58
圖 4-7	揚聲器振動板.....	58
圖 4-8	片狀接腳.....	59
圖 4-9	波浪接腳模具.....	59
圖 4-10	PU 懸邊與模具.....	60
圖 4-11	揚聲器製作完成品.....	60
圖 4-12	傳統揚聲器之彈波.....	61
圖 4-13	彈性支承靜力實驗 I：拉伸試驗機.....	61
圖 4-14	使用拉伸試驗機量測力與位移關係圖.....	62
圖 4-15	彈性支承靜力實驗 II：手動負載實驗.....	62
圖 4-16	使用手動負載實驗量測力與位移關係圖.....	63

圖 4-17	D7-D5-H1 懸邊+個接腳的靜力實驗圖.....	63
圖 4-18	阻尼比量測實驗架設圖.....	64
圖 4-19	聲壓量測實驗架設圖.....	64
圖 4-20	聲壓實驗與模擬圖：純懸邊之揚聲器.....	65
圖 5-1	2-D 接腳改進圖(a)(b)(c).....	66
圖 5-2	3-D 接腳改進圖(a)(b)(c)(d).....	67
圖 5-3	最佳設計片狀與波浪接腳之力與位移關係圖.....	68
圖 5-4	D5 懸邊.....	69
圖 5-5	D5 懸邊力與位移關係圖.....	69
圖 5-6	D7-D5 懸邊.....	70
圖 5-7	D7-D5 懸邊各點的位移頻譜圖.....	70
圖 5-8	懸邊墊高設計改進圖(a)墊高 1mm；(b)墊高 2mm.....	71
圖 5-9	D7-D5-H1 懸邊.....	72
圖 5-10	各懸邊設計的勁度關係圖.....	72
圖 5-11	相似位移下的懸邊剖面圖(a)D5；(b)D7-D5-H1.....	73
圖 5-12	D7-D5-H1 懸邊正負 Z 方向的勁度圖.....	73



第一章 緒論

1-1 前言

現代的顯示器、電視、筆記型電腦等產品逐漸平面化、薄型化的影響下，許多揚聲器為因應需求而發展出有別於一般傳統錐盆型振動板的揚聲器，如圖 1-1 所示，研發出以複合材料製作之振動板為主的平面型揚聲器，如圖 1-2 所示，其中又以空間利用較為彈性的長形平面揚聲器為首。一般較常見的電磁動圈式平面揚聲器，其結構大致可分為振動板、懸邊、彈波、音圈及場磁鐵，如圖 1-3 所示。

複合材料的使用已經慢慢由高科技的航太業轉變到與我們日常生活息息相關的材料，傳統錐盆揚聲器所使用的震動板為一鼓紙，缺點為剛性不夠導致容易破裂，因此我們將複合材料質輕與剛性高的特性用於平面揚聲器的振動板上。由於其整體剛性夠而使振動板不易變形，中音谷便可以延後，產生平穩之聲壓值。質輕的表現，使得揚聲板在相同的功率下，可產生較大的振幅響應，讓平面揚聲器可達到較高功率的表現。

在彈性支承方面，傳統錐盆揚聲器所使用的彈性支承為圓形彈波，而在空間受限的情況下，傳統彈波不容易使用空間，平面揚聲器使用的是複材接腳作為彈性支承，較為能夠使用空間並其更能抗疲勞，如何設計出更具效率且更能承受大瓦數的揚聲器，並且改善其線性聲壓的表現。本文即是探討具複材彈性支承：接腳與懸邊、複材加勁振動板之長形高功率平面揚聲器的非線性行為，設計並實際製作出適合高功率揚聲器的複材彈性支承，增加系統的回復性並不致使 F_0 上升過多，在大振幅的功率下具有高度線性的表現，以達到具線性聲壓表現為目的。

1-2 研究動機與方法

由圖 1-4 可看出，1 瓦輸出的功率下其激振力為一正常的諧波函數，但加高至 15 瓦其諧波圖形產生變形現象，為一非線性的表現，而造成非線性現象為以下因素影響，像是彈性支承：懸邊和接腳的幾何非線性、音圈卷幅的設計、總諧波失真，而本文專注於彈性支承的幾何非線性研究。對於平面式揚聲器而言，彈性支承扮演著決定性的角色，如何設計能夠穩定作動和高度線性的支承便是主要研究目標之一。

本文先行設計並實際製作出適用於平面揚聲器的彈性支承，包括了波浪型和片狀型接腳，以及不同幾何形狀的彈性懸邊，增加系統的回復性及穩定性，在低音的大振幅運動時仍能避免不穩定的現象發生，並且抑制彈性支承在高功率時雜音的產生，提高揚聲器的最大容許功率，最後探討其不同設計對於線性程度的改善。

本文先利用靜力實驗與分析來了解彈性支承：懸邊和接腳的線性範圍，使用兩種方法來量測力與位移關係圖，分別為拉伸試驗機和手動負載實驗，由兩者實驗分別探討其各自優缺點與準確性。在理論分析方面使用有限元素分析軟體 ANSYS，來做非線性的靜力分析，和實驗做比對來確立實驗架構，以利了解不同彈性支承設計的線性範圍。

由圖 1-5 可知道隨著電壓的增大，聲壓並不是為線性的輸出，反而是呈現衰減的情形，故本文最後探討彈性支承受幾何非線性影響下，對聲壓的影響並加以改善。聲壓量測方面使用 LMS 系統，量測聲壓與頻率的關係圖，並量測揚聲器的阻抗與參數值，以便帶入 ANSYS 簡諧激振模型做計算。分析方面一樣使用 ANSYS 軟體進行分析，首先在軟體中建立相對應的有限元素模型，進行系統之模態及簡諧激振響應分析，計算不同激振頻率下振動

板各點之振幅及相位角，將其輸入以聲壓公式寫成的Fortran程式計算出聲壓，進而繪製出聲壓曲線。比對分析與實驗所得的兩條曲線，可求模型能適當地模擬出實際狀況，而實際上理論分析為一線性振幅響應，故在改善彈性支承的幾何非線性後，表現出的聲壓值若能接近我們ANSYS所分析出的線性響應，就能達到本文所期待的線性聲壓表現，以及增加所能承受的功率。

1-3 文獻回顧

在板子分析方面，對於本文振動板視為厚板，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(CPT)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)[1]，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，於是文獻[2、3]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。

在研究三明治板的文獻方面，文獻[4]推導控制方程式研究應用小變形、等向性三明治板的力學行為，文獻將面層假設為薄膜，並忽略中心層平行面層的應力。文獻[5]提出用有限元素法來分析三明治結構，他以平面彈性元素來構建中心層，樑元素來構建面層。文獻[6]用 Ritz method 來分析矩型板的彎曲和振動。文獻[7]考慮了複合材料平板的非線性公式，利用 *von Kármán plate theory* 求解複材平板的非線性應力方程，並帶入有限單元法計算，求解過程中使用牛頓-拉福森法做數值疊代求解。

在聲學與聲壓計算方面，文獻[8]中推導出了聲源在空氣中傳遞之聲壓

方程式，以球面座標表示 3-D 波動方程式，模擬聲音在空氣中的傳遞方式。在文獻[9]中引用出利用有限元素和聲壓方程式作結合，計算出揚聲器推動的聲壓量。文獻[10]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[11]中陳述了關於揚聲器量測的各參數的討論，配合電學公式可計算出我們所需的揚聲器個參數，以利未來研究所用。

揚聲器彈性支承研究方面，文獻[12]中討論了傳統半圓型或波浪型彈波的設計及研製過程，波浪型彈波在改善低頻時的大位移的非線性行為與不穩定運動有改善的情形，隨著懸邊的半徑設計，並有著不同的剛度和振幅變化，對於本文懸邊和接腳設計上有參考的價值。文獻[13]為加強小尺寸喇叭的低頻聲壓，將螺旋狀的懸邊做半徑和高度的最佳化設計，理論和實驗有良好的吻合性，有助於本文在改變懸邊設計上，增加其線性程度。

在非線性分析方面，文獻[14]中利用幾何非線性的動態方程式和電學方程式，研究揚聲器在大變形時非線性的振動分析，考慮了二次和三次非線性項的參數 β 與 Γ 參數，利用不同激振下的頻率來求得，最後與實驗作比較，有良好的預測和實驗結果。文獻[15]闡述了揚聲器於高功率下因受到場磁鐵的磁場非線性分布、彈性支承的幾何非線性、聲場的非線性流體分布，造成聲傳的失真，利用非線性的流場動態方程式和非線性的磁場分布對擴音器做有限元素分析，對於模擬具大功率輸出的擴音器，有良好的分析指標，有助於本文在探討造成聲壓非線性行為的原因。

第二章 非線性理論

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

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

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



2-1 非線性薄板理論

在薄板非線性理論中較常使用的為 *von Kármán plate theory*。考慮一薄板的非線性問題，表面受 z 方向的 $q(x,y)$ 均佈力，並且於板子邊緣施加單位長度的相切力 \bar{N}_{vs} 和正向力 \bar{N}_v ，如圖 2-2 所示，薄板 Γ 其厚度為 h 。

2-1.1 非線性位移與應變場

計算前先由 Kirchhoff 假設：垂直於板子中性面的斷面在變形前和變形後依舊垂直於中性面，並且假設為小應變量和旋轉量，其變形後的位移場假設如下：

$$\begin{aligned}
u_1(x_1, x_2, x_3) &= u(x, y) - z \frac{\partial w(x, y)}{\partial x} = u(x, y) - z\theta_x \\
u_2(x_1, x_2, x_3) &= v(x, y) - z \frac{\partial w(x, y)}{\partial y} = v(x, y) - z\theta_y \\
u_3(x_1, x_2, x_3) &= w(x, y)
\end{aligned} \tag{2.1}$$

其中 u 、 v 、 w 為中性面的位移量，並且考慮了 bending action 的項次，而 $\theta_x = \frac{\partial w}{\partial x}$ 、 $\theta_y = \frac{\partial w}{\partial y}$ 為剪應變產生之旋轉量。從位移場就可計算

出所需的應變場如下：

$$e_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}) \quad \omega_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} - u_{j,i}) \tag{2.2a}$$

$$\varepsilon_{ij} = e_{ij} + \frac{1}{2}\omega_{ki}\omega_{kj} \quad i, j, k=1, 2, 3 \tag{2.2b}$$

where

$$\varepsilon_{11} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 - z\kappa_x \quad \varepsilon_{22} = \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2 - z\kappa_y \tag{2.2c}$$

$$\varepsilon_{12} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y}\right) - z\kappa_{xy}$$

$$\varepsilon_{33} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2 \quad \varepsilon_{13} \cong \varepsilon_{23} \cong 0$$

2.2(a)式為薄板的應變量和旋轉量，應變張量係由兩者相加得到，展開後應變張量每一項可由 2.2(c)式表示，而 κ_x 、 κ_y 、 κ_{xy} 為彎矩應變，2.2(c)則為張量矩陣內每個分量的表示式，其中包含了非線性的二次項式。

2-1.2 合力關係式

考慮薄板部分的受力情形，如圖 2-3(a)所示，其中 $N_x(N_y)$ 表示 $x(y)$ 方向單位長度下的in-plane正向力， N_{xy} 表示 x 方向單位長度下的in-plane剪力； $M_x(M_y)$ 表示以 $y(x)$ 方向為軸且單位長度下的彎矩； M_{xy} 表示以 x 方向為軸且單位長度下的扭力； $Q_x(Q_y)$ 表示正向 $x(y)$ 方向與在 $y(x)$ 方向單位長度的 z 方向剪力。圖 2.3(b)為薄板邊緣處的合力分佈，其合力可表示為 2.4 式， α 為方向角，其結果如下：

$$(N_{ij}, M_{ij}) = \int_{-h/2}^{h/2} (1, z) \sigma_{ij} dz \quad ; i, j = x, y \quad (2.3)$$

$$Q_x = \frac{\partial M_x}{\partial x} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} \quad Q_y = \frac{\partial M_y}{\partial y} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial x}$$

$$\bar{N}_v = N_x \alpha_{vx}^2 + 2N_{xy} \alpha_{vx} \alpha_{vy} + N_y \alpha_{vy}^2 \quad (2.4)$$

$$\bar{N}_{vs} = (N_y - N_x) \alpha_{vx} \alpha_{vy} + N_{xy} (\alpha_{vx}^2 + \alpha_{vy}^2)$$

2-1.3 控制方程式

這裡我們使用變分法來求得所需的方程式，對總應變能和總位能做一次變分，表示如下：

(Strain Energy)

$$\delta^{(1)}U = \iiint_V \bar{\sigma}_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dv = \iiint_V \tau_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dv \quad (2.5a)$$

(Potential Energy)

$$\delta^{(1)}V = -\iint_R q \delta w dx dy + \oint_{\Gamma} \bar{N}_v \delta u_v ds - \oint_{\Gamma} \bar{N}_{vs} \delta u_s ds \quad (2.5b)$$

$$= -\iint_R q \delta w dx dy + \iiint_V \rho \delta U \ddot{U} dV$$

由構成理論假設，沿著板子厚度的應力應變關係滿足 Hooke's

law，因此這裡我們只觀察 $i,j=1,2$ ，其中 δw 為均佈力 q 的微小虛位移量， u_v 和 u_s 分別為 \bar{N}_v 正向力與 \bar{N}_{vs} 相切力所產生的 in-plane 位移量。相對於邊界來看，可視為 surface traction，其中 ρ 為板子密度、 U 為位移量。最後將(2.2)、(2.3)、(2.4)式帶入(2.5)式，並由總勢能 2.6 式，為總應變能和總位勢能的總和，對其作一次變分等於零，如下：

$$\delta^{(1)}\pi = \delta^{(1)}U + \delta^{(1)}V = 0 \quad (2.6)$$

展開後取出我們所需要的合力方程式，簡化過後可由邊界條件得出三個合力方程式，如下：

$$\frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial x} = 0 \quad (2.7a)$$

$$\frac{\partial N_y}{\partial y} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial y} = 0 \quad (2.7b)$$

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + 2\frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x\partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} + q + N_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + 2N_{xy} \frac{\partial^2 w}{\partial x\partial y} + N_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0 \quad (2.7c)$$

2.7(a)、(b)式為平面應力平衡方程式，2.7c 式可和古典板理論比較發現，由於考慮了 in-plane 的分佈力，多了非線性項次

$N_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + 2N_{xy} \frac{\partial^2 w}{\partial x\partial y} + N_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}$ 。若將 2.3 式 moment stress 重新整理如下：

$$M_x = -D \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right] \quad M_y = -D \left[\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right] \quad (2.8)$$

$$M_{xy} = -(1-\nu)D \frac{\partial^2 w}{\partial x\partial y}$$

D 為彎矩剛度 ($D = Eh^3 / 12(1-\nu^2)$)，並以 Airy Stress function 來表

示我們的正向應力，如下：

$$N_x = \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} \quad N_y = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \quad N_{xy} = -\frac{\partial^2 \phi}{\partial x \partial y} \quad (2.9)$$

最後可得非線性的位移方程式如下：

$$\nabla^4 \phi = -\frac{Eh}{2} L(w, w) \quad (2.10)$$

$$\nabla^4 w = \frac{L(\phi, w)}{D} + \frac{q}{D} \quad (2.11)$$

我們所需的 z 方向位移量 w，為一個 biharmonic 方程式，如 2.11 式所示，相較於古典版理論多了一個 $L(\phi, w)$ 的非線性運算子，而非線

性運算子表示法為 $L(a, b) = \frac{\partial^2 a}{\partial x^2} \frac{\partial^2 b}{\partial y^2} - 2 \frac{\partial^2 a}{\partial x \partial y} \frac{\partial^2 b}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 b}{\partial x^2} \frac{\partial^2 a}{\partial y^2}$ 。

2-1.4 有限元素解非線性位移

由上述的薄板非線性方程是對一微小面積的板做非線性應力分析，若為分析本文所使用的彈性支承，則使用有限單元法來求解。係將彈性支承分割成有限個小單元體，而每一單元體稱之為網格元素，將每一元素視為一微小面積的 *von Kärman plate* 來做加總，即可求得整塊彈性支承的非線性應力分析。

考慮一若干個節點的元素，將位移場 U 以形狀函數表示如下：

$$U = \sum_{i=1}^m (N_i I) \nabla_i \quad (2.12a)$$

$$= N_e \nabla_e$$

$$\nabla_i = \{u_i, v_i, w_i, \theta_{xi}, \theta_{yi}\}^T \quad ; i = 1, \dots, m \quad (2.12b)$$

$N_i I$ 為以等參單元(isoparameter)表示形狀函數(shape function)，另乘上一個 5x5 的單位矩陣 I。2.11b 式為節點位移矩陣，m 為節點數。將每一元素的位移矩陣 2.11a 式帶入總勢能 2.6 式，即可求得我們所需的虛功方程式 2.12 式，如下表示：

$$\sum_{k=1}^n [\delta N_e^T (\int_{A_e} B^T \bar{\sigma} dA - \int_{S_e} N_e^T q dS + \int_V N_e^T N_e \ddot{\nabla}_e dV)]_k = 0 \quad (2.13)$$

n 為揚聲板分割的 element 數， B^T 為位移與應變之間的關係矩陣， A_e 、 S_e 分別為每一元素的中性面面積和表面面積。由上式整理後可得我們所需的非線性合力方程式，如下表示：

$$\sum_{k=1}^n A^T [\int_{A_e} B^T \bar{\sigma} dA - \int_{S_e} N_e^T q dS + \int_V N_e^T N_e \ddot{\nabla}_e dV]_k = 0 \quad (2.14)$$

第一式為 internal nodal force，第二式為均佈力 q 的外部施力， A^T 為 Congruent Matrix， $\ddot{\nabla}_e$ 為 Global 節點加速度矩陣。

由上式以有限單元法求得之非線性合力方程式，若已知施力大小就可求得本文非線性靜力分析所需的 z 方向位移量，而在有限元素法中做非線性分析需使用數值疊代方法做運算，則使用牛頓-拉福森法 (Newton Raphson Method) 來做數值疊代和收斂，以下為此法的介紹，

並為之後彈性支承非線性靜力分析使用。

2-2 牛頓-拉福森法

有限單元法在求解非線性問題和收斂性，較長使用的疊代方法為牛頓法，它主要是以近似方式求解非線性方程式的根。假設某結構物受力 F 和位移 u 之關係圖，如圖 2-4 所示，以函數 $F(u^k)$ 表示此非線性函數，分析時必須先設定若干個負荷增量 $F(u^1)$ 、 $F(u^2)$ 、...、 $F(u^k)$ 。以第一增量 $F(u^1)$ 為例，由起始點 0 開始搜尋，作一剛度切線 k_{t0} 與 $F(u^1)=0$ 交於 A 點，如圖 2-4 所示，並於 A 點作垂直線後可得第一個位移增量 u_a^1 ，表示如下：

$$k_{t0}\Delta u = \Delta F_1 \quad \Delta u = k_{t0}^{-1}\Delta F \quad u_a^1 = 0 + \Delta u \quad (2.15)$$

$$\delta a = F(u^1) - F(u_a^1) \quad (2.16)$$

2.15 式為第一增量中的第一個位移增量 u_a^1 計算式，而為求收斂性則由負荷公差來做收斂的計算，如 2.16 式所示，表示為第一次負荷增量 $F(u^1)$ 和副增量 $F(u_a^1)$ 差值，若差值趨近於零則第一增量搜尋將會停止。因此我們可以利用牛頓-拉福森法來求解非線性問題和收斂性，非線性位移可由通式 (2.17) 式求得，其中 m 為設定的負荷增量， n 為每一個負荷增量中的副增量，而收斂值的評斷標準則由 2.18 式來做判斷。

$$u_n^m = u_{n-1}^m + k_{tm}^{-1}\delta n \quad (2.17)$$

$$\delta n = F(u^m) - F(u_n^m) \quad (2.18)$$

2-2.1 收斂準則

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

$$\left| F_{app} - F(u^{(k)}) \right| \leq \delta \quad \delta \text{ 為收斂公差} \quad (2.19)$$

圖 2-4 分析是收斂的，若是非線性函數太複雜或起始點位置 F_0 不對，疊代分析便會發散，無法求得準確的目標解，如圖 2-5 所示，若是增量和副增量取的不適當，便會錯過下一個搜尋的起始點，如圖 2-5 的 a 點，導致求得的位移量不精確，且整個系統無法取得收斂值。

第三章 有限元素非線性靜力分析與聲壓模擬計算

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 非線性靜力分析與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，由本文揚聲器構造可簡化為一簡單的數學模型(如圖 3-1)。其中將選用符合多層一階剪變形理論的殼元素 shell91 來模擬振動板碳纖三明治加勁的區域。揚聲板上附加的物件還有音圈和彈性支承的材料，由於音圈部份變形量較小，就以線性薄殼元素 shell99 來模擬；另外彈性支承：接腳和懸邊則建構實體模型模擬，以非線性薄殼元素 shell91 模擬。而固定彈性支承、音圈的膠和本身重量則用 mass21 質量元素來模擬其固定在板上節點的重量 M_S 、 M_F 、 M_C ，而音圈施予揚聲板為環狀激振力 $F(t)$ 。

3-1.2 薄殼元素的介紹

由於複合材料三明治板的面層與夾心層間材料性質差異性很大，而且面層是由不同纖維方向的複合材料層板所組成；因此，面層與夾心層間在同一方向的勁度會有很大的差異，由文獻[1]、[2]、[3]可知，複合材料三明治板沿整個厚度方向的位移並不如一階剪變形位移場平板理論所假設的整個板厚度為一斜率相同的直線，故將整個複合材料三明治板的每一層當作一個一階剪變形的位移場，並考慮每一層與層之間位移的連續性(如圖 3-2)。之後將以此位移場為基礎，分析複合材料三明治板

的自然頻率與模態。

Shell99 為一 3-D 薄殼元素，其用於在邊長與厚度比大於 10 倍以上的平面或薄殼結構，若結構的邊寬與厚度比較小時建議使用元素 solid46。但 shell99 沒有像 shell91 具有非線性的特性，所以它會需要較低的矩陣公式編輯時間。Shell99 最多疊層可達 250 層，當超過 250 層時，使用者可以輸入結構矩陣建立。Shell99 每個節點具有 6 個自由度：平移在 x, y, z 方向和繞 x, y, z 軸旋轉。

Shell91 與 Shell99 大致上相似，但最多可以允許夾層數為 100 層，Shell91 可用於塑性、大的應變行為和一種特別的三明治選項是 Shell99 所沒有的，Shell91 也可以用於分析大變形行為，故適合本文揚聲板、接腳、懸邊模擬使用。當 Shell91 要使用在三明治板時，要注意必需要遵守心層厚度大於疊層總厚度的 $5/7$ ，最好大於 $5/6$ ，且面層的楊氏系數大於心層楊氏系數 4 倍，最好是超過 100 倍。Shell91 每個節點具有 6 個自由度：平移在 x, y, z 方向和繞 x, y, z 軸旋轉。另外，心層與面層使用巴桑木和碳纖材料，其材料性質由表 3-1 可得。

3-1.3 ANSYS 模型建立步驟

前處理部分：

1. Preprocessor → Element type：選擇振動板、接腳、懸邊為 shell91 元素，音圈元素 shell99，固定音圈、支承材料的膠為質點元素 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、彈性支承元素之各材料性質。

4. Preprocessor → Modeling：由點、線、面建立振動板、彈性支承及音圈的模型外觀。
 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 → Create → Keypoints → on Node：逐一點選音圈、支承部份的位置建立 Keypoints。
 7. Preprocessor → MeshTool：選擇音圈、支承的元素參數。
 8. Preprocessor → Coupling/Ceqn → Coincident Nodes：將音圈元素與振動板模型上相同位置之節點設定成具有相同的自由度，來模擬振動板上附加音圈的真實狀況。到此前處理即算完成，接下來可以做模態分析或是聲聲分析部分。
- 非線性靜力分析部分：**
9. Solution → Analysis Type → New Analysis：選擇分析型態，選擇靜態分析 Static。
 10. Solution → Unabridged Menu → Analysis Options：[NLGEOM] Large deform effects 勾選。

在非線性分析中要設定適當的增量和副增量，這裡我們使用負荷增量來做計算，而設定副增量數有若干種方法，本文使用自動分割副增量的模式。利用[AUTOTS,ON]啟動自動分割副增量，於指令碼中輸

入[NSUBST, Ori, Max, Min]，Ori 表示該負荷增量原始設定的分割數，Max 為自動分割最多段，Min 是最少切幾段，因此 ANSYS 程式可根據非線性計算過程的收斂性，來自動調整副增量的多寡。

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。

分析聲壓部分如下：

18. Solution → Analysis Type → New Analysis：選擇分析型態，簡諧頻率

響應分析點選“Harmonic”。

19. 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。

20. 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。

21. Solution → Load Step Opts → Time/Frequenc → Damping：輸入系統阻

尼 α 、 β 的值。

22. Solution → Load Step Opts → Time/Frequenc → Freq and Substps：輸入

欲分析頻率響應之頻寬。

23. Solution → Solve → Current Ls：求解。

24. 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 3-3、表 3-2) 為本文碳纖三明治揚聲板揚聲器的阻抗圖和參數值，以下的討論將使用到參數值中的 Mms、Cms 和 BL 值，其實驗過程將在第四章中做敘述。而系統 α -damping 和 β -damping 也可從阻

尼量測實驗中陳述的方法取得。

3-2.1 質點元素的參數

質點元素方面，固定音圈、彈性支承的膠質量可在組裝前直接以電子秤量測，然後將振動板、音圈、支承材料的所有的質量加總再和參數值中的 M_{ms} 值作比較和驗證，實驗中量測加總的質量和 M_{ms} 的值是吻合的，其中 M_{ms} 值是揚聲器振動板系統之重量，因此可以確認所有的質點元素的參數值是可以給定的。

3-2.2 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。

3-2.3 阻尼比的給定

假設此系統具有比例阻尼(Proportional Damping)

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (3.1)$$

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

(一) Bandwidth Method

如圖 3-4 所示，為一振動板中心之頻率-位移響應圖，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：

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{f_2 + f_1} \quad (3.2)$$

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 3-5 所示。利用下式可以求得系統 α -damping 和 β -damping：

$$\xi_i = \alpha \frac{1}{2\Omega_i} + \beta \frac{\Omega_i}{2} \quad (3-3)$$

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

從文獻[19]可知道 α -damping 對低頻影響較大，而對高頻沒什麼影響； β -damping 對高頻影響較大對低頻沒什麼影響。 α -damping 的改變較會影響 F_0 的值， α -damping 越大阻尼比就越小，而 F_0 的峰值也會越低。 β -damping 越大，高頻部分的聲壓曲線會有平緩的趨勢。

3-3 彈性支承非線性靜力分析

本文探討彈性支承：接腳、懸邊非線性行為對其揚聲行為的影響，故使用 ANSYS 軟體對不同設計的接腳和懸邊做非線性的靜力分析，依照上述 3-1、3-2 節中來建構模型並作分析。

3-3.1 接腳分析

本文探討兩種不同設計之接腳：2-D 接腳與 3-D 接腳，如圖 3-6 所示，兩者皆為使用複合材料，故使用 Shell91 薄殼元素模擬。這裡需要注意的是，為模擬接腳實際上在板子的振動情形，給定施力前需設定邊界條件，除了 z 方向的位移外其他自由度需限制住。另外波浪型接腳使用的單方

向的玻纖複材，故在圓弧處需另外設定其 Local Coordinate，最後非線性分析使用負荷增量控制，求得我們所需之位移量。

3-3.2 懸邊分析

本文探討不同形狀設計的懸邊對其非線性的改善，因此建構出與實驗同等的模型，如圖 3-7 為 D7-D5-H1 懸邊的模型。這裡為節省非線性分析的時間，我們建構出 1/4 系統模型，在懸邊外圍限制住，而板子和懸邊邊緣處使用位移對稱的邊界條件。另外，本文所使用的為碳纖三明治加勁的揚聲板，將其視為剛性高而板子的微變形量對非線性的靜力分析影響甚小，故揚聲板設定為剛體且可減少分析的時間。

3-4 聲壓的模擬及應用

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(圖 3-8)，其中建構實體懸邊和音圈，固定使用的膠則用質量元素。最後可得振動板上各節點的座標和各頻率下各節點的振幅、相角(如 3-1.3 節後面的結果所述)，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。

3-4.1 聲壓波動方程式

對平面波而言，一維波動方程式為

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.4)$$

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

$$\frac{d^2 \tilde{p}}{dx^2} + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \tilde{p} = 0 \quad (3.5)$$

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

$$\tilde{p}(x) = \tilde{A}e^{-ikx} + \tilde{B}e^{ikx} \quad (3.6)$$

還原成時間域的代表法

$$p(x, t) = \tilde{A}e^{i(\omega t - kx)} + \tilde{B}e^{i(\omega t + kx)} \quad (3.7)$$

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

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

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(3.8)式可以簡化成

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

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

$$\frac{\partial^2 (rp)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 (rp)}{\partial t^2} \quad (3-10)$$

觀察(3.10)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

$$p(r,t) = \frac{1}{r}f_1(r-ct) + \frac{1}{r}f_2(r+ct) \quad (3.11)$$

而一個點聲源只會發出外傳波(outgoing wave) ,

$$p(r,t) = \frac{1}{r}f_1(r-ct) \quad (3.12)$$

對於簡諧球面波(harmonic spherical wave)而言

$$p(r,t) = \frac{\bar{A}}{r}e^{i(\omega t - kr)} \quad (3.13)$$

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

$$p(r,t) = \left(\frac{i\omega\rho_{\text{air}}}{2\pi r} u_d \delta s \right) e^{i(\omega t - kr)} \quad (3.14)$$

對一塊振動板而言，聲壓

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

設 $A_d(r,t) = Ae^{i(\omega t - kr)}$

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

所以

$$p(r,t) = \frac{-\omega^2\rho_{\text{air}}}{2\pi} e^{i\omega t} \int_{\delta s} \frac{A_d(r,t)e^{-ikr}}{r} dS \quad (3.16)$$

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

$$p(r,t) = \frac{-\omega^2\rho_{\text{air}}}{2\pi} \sum_i (A_d(r_i,t) \times \cos(\omega t - kr_i)) \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.18)$$

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：

$$P(\text{frequency}) = \frac{-\omega^2 \rho_{\text{air}}}{2\pi} \sum_i (A(x_i, y_i) \times \cos(\theta_i - kr_i)) \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.19)$$

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 3-9 所示， k 為波數 ($\frac{\omega}{c}$)， $j = \sqrt{-1}$ 。

其中振幅 $A(x_i, y_i)$ 、相角 θ_i 、距離 r_i 的結果可由 ANSYS 進行網格分割時，由節點取得上述的資料。(3.19) 式的聲壓方程式中， ΔS 表示揚聲板分割成形狀面積大小相似的四節點板元素，表示板子上任一個節點所包圍的微小面積。將前述所得的每一個節點振幅相角與每一個節點之距離代入(3.19)式中，利用 Fortran 語言撰寫程式將聲壓值做累加，即可得全板的均方根聲壓值。

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

聲壓位準(Sound Pressure Level)

$$\text{SPL} = 20 \log\left(\frac{P_{\text{rms}}}{P_{\text{ref}}}\right) (\text{dB}) \quad (4.17)$$

P_{rms} 為量測點聲壓之均方根值為

$$P_{\text{rms}} = \left[\frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} |p(r, t)|^2 dt \right]^{1/2} \quad (4.18)$$

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

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

第四章 彈性支承之研製與實驗架設

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，由於振動板之變形有凹有凸(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和碳纖三明治加勁方式，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與架設。

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，這對揚聲器的高功率表現有不良影響，其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以承受大功率的振動，且在往復過程中能將振動板和激振器之間定位，使音圈不至於和磁鐵產生磨擦，而產生不穩定的運動，並且在低頻的大振幅下，能給予振動板穩定的支承力，使得揚聲器在低頻時能有更真實的表現。

4-2 揚聲器之製作

4-2.1 複合材料疊層板之製作

- (1)首先由冷凍庫中取出複合材料碳纖預浸材，並在室溫下靜置 12~14 小時。
- (2)將預浸材依需要的疊層數目、角度和大小剪裁、堆疊。
- (3)在鐵板上依序放置輔助材及複合材料(如圖 4-4)，並抽真空，再將模具送上熱壓機(如圖 4-5)，依加溫時間-溫度關係及溫度-壓力關係(如圖 4-6)來控制複合積層板成型條件，所示。

(4)等時間一到，關掉熱壓機的溫度，使試片在室溫下自然冷卻，待冷卻到室溫時，再將積層板取出，即製作完成。

4-2.2 振動板之製作

(1)首先先依需要裁出所需要的巴桑木的尺寸，本文探討的揚聲器振動板尺寸皆為長度 100mm、寬度 20mm、厚度 1.5mm 形狀如(圖 4-7)。

(2)依照 4-2.1 之步驟壓製出所需要的複材疊層板，本文用來碳纖加勁巴桑木板用的複材板皆為厚度為 0.125mm 的單層碳纖維疊層板。

(3)將 AB 膠以 A 膠比 B 膠等於 1:0.8 的比例混合調成。

(4)將製作完成的複合材料疊層板依照需要切割成適當的寬度和長度,再依照需要的結構用 AB 膠將切割完成的複合材料疊層板黏合在振動板需要的位置上。

(5)最後放置陰涼處 18 小時，使其完全密合。

4-2.3 彈性支承：接腳之製作

這裡探討兩種不同設計的接腳：1.片狀接腳 2.波浪型接腳

片狀接腳：

(1)將交織玻纖布裁切成兩塊 30mm x 30mm 正方形，並對齊的堆疊起來。

(2)將 A 劑與 B 劑以 2：1 重量比混和攪拌。

(3)將混和調成的膠硬化前淋至裁切好的交織玻纖布，並使玻纖布均勻的吸收膠量。

(4)依 3-2.1 之步驟熱壓吸收膠量的玻纖布，使 AB 劑混和的膠慢慢硬化。

(5)等時間一到，關掉熱壓機的溫度，使片狀玻纖布在室溫下自然冷卻待冷卻到室溫時，將片狀型玻纖取出。

(6)最後裁切為本文所設計形狀的片狀接腳(圖 4-8)。

波浪型接腳：

- (1)將玻纖預浸材裁切成 15mm x 15mm 大小正方形。
- (2)依 3-2.1 之步驟壓製所需要的波浪型支承，所製作出玻纖支承為一層玻纖與上下一層 PE 薄膜共三層壓制而成，熱壓前先將此三層玻纖片放置於熱壓機上，烤軟後放置於模具上，然後慢慢的使上下模閉合。
- (3)等時間一到，關掉熱壓機的溫度，使波浪接腳在室溫下自然冷卻待冷卻到室溫時，再將波浪型玻纖支承取出(圖 4-9)。
- (4)最後利用模具裁切本文需要 12mm 寬的波浪接腳。

4-2.4 彈性 PU 懸邊之製作

- (1)首先裁切適當大小之 PU 薄膜。
- (2)將三層同樣 PU 薄膜相疊，使用滾輪將三層薄膜刷平並將內部氣泡擠掉，至入懸邊模具中，並將薄膜中心處割開以利成型，至入熱壓機中加壓成型。
- (4) 以 80°C 乾烤 20 分鐘，待冷卻後，即可將懸邊取出，如圖 4-10。

4-2.5 平面揚聲器之製作

- (1)由上述 4-2.1~4 所製作之零件備妥，即可一下列步驟組裝平面揚聲器。
- (2)將振動板與外框固定於定位器中，將兩種不同設計接腳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 4-11。

4-3 彈性支承研製與實驗討論

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 4-12。但若需要有良好的高功率表現，彈波的直徑勢必要增長，如此揚聲器的整體寬度會被彈波所限制，較不適合長形揚聲器之製作。因此本文中，不以彈波作為定位音圈之機構，而使用複材接腳和 PU 懸邊作為揚聲器主要之支承。本節討論揚聲器彈性支承設計過程中所遇之問題與解決方法。

4-3.1 支承材料的選擇

由於揚聲器作動時為往復的週期運動，所以支承材料本身要能夠有良好的抗疲勞性，而且支承黏著於振動板上，會將重量附加於其上，為了使聲壓位準有較高之表現，所以必須選擇質量輕的材料。綜合以上，支承材料的選擇有兩大重點，一為抗疲勞性；二為質量輕。因此，懸邊材料選為 PU 材質，波浪接腳使用單方向玻纖材質，片狀接腳由交織玻纖布與膠所組成之複材結構，其滿足了耐疲勞與質量輕之兩大重點。

4-3.2 彈性支承形狀之設計

本文設計不同的彈性支承：懸邊與接腳，傳統懸邊設計上其線性程度較不佳，由文獻[12]、[13]可知在改變波浪半徑有助於改善非線性，於是本文將探討不同形狀設計的懸邊 D7-D5、D7-D5-H1，能夠減低非線性現象的程度。接腳方面，研製兩種結構的接腳，2-D 接腳和 3-D 接腳設計，要求在正反彈性運動上可以相同的彈力作動，且可承受較大的位移量，並且有高度線性表現為主要目標，因此往後之製作皆會採用此設計，其揚聲器組裝完成圖(如圖 4-11)。

4-3.3 彈性支承：懸邊實驗與模擬

本文討論之彈性支承：懸邊與接腳，由 3-3 節 ANSYS 分析出的力

與位移關係來討論不同形狀對改善非線性的幫助，本節要建立出實驗彈性支承的實驗架構。

本文建立兩種不同實驗架構：拉伸試驗機與手動負載實驗。圖(4-13)為使用材料拉伸試驗機來對彈性支承做勁度實驗，首先進行系統矯正和力與位移歸零，設定機台行進的最終位移量，然後就可量測不同的施力值(Kgf)。圖(4-14)為新設計 D7-D5-H1 懸邊的力與位移關係圖，可看出線性範圍部分相當吻合，而非線性範圍對的準度有差，原因為機台的 Load Cell 為 200N 的規格，相較於懸邊最大能承受的負荷 5N 其靈敏度較低，因此另外進行第二種勁度實驗。圖(4-15)為手動負載實驗，首先將揚聲器固定於水平的桌面，架設一高平台作為量測點的固定端，這裡使用的負載為厚度與重量相似的錢幣，將其一一疊加至揚聲板上，並利用數位式游標卡尺量測固定端和負載上端的距離。由圖(4-15)公式就可算出所需的位移量，進而得到力與位移關係圖(4-16)，可看出整體趨勢有符合分析的結果，因此可驗證 ANSYS 的分析結果，並且確立了 PU 懸邊材料常數為 25Mpa。

4-3.4 彈性支承：接腳實驗與模擬

本文探討兩種不同設計接腳，由 3.3 節分析的結果和實驗做驗證。首先將接腳和純懸邊的揚聲器做結合，同樣經由上節的拉伸試驗機實驗來做力與位移的關係圖(4-17)。由整體的勁度 K 值減去上節 D7-D5-H1

懸邊實驗的K值，可分別得到波浪型和片狀型接腳的K值，分別為93N/m和81 N/m，最後和3-3節 ANSYS 分析出的勁度97N/m和83 N/m相當接近，因此可驗證實驗和分析的可信度。

4-4 揚聲器聲壓實驗程序與儀器架設

本文實驗主要以 B&K 訊號分析儀和 LMS 聲壓量測儀器為主要架構，我們將利用振動分析儀求得本文所使用揚聲器之各類參數，代入3-4節聲壓模擬，並和 LMS 系統量測出的聲壓值做比較來做驗證，最後利用 LMS 量測不同彈性支承的組合對其聲壓的影響，和線性的聲壓分析做比較。

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 聲壓測試系統(內含寬頻雜訊產生器、聲壓頻譜分析)
- (2) 桌上型電腦
- (3) 訊號放大器(Amplifier)
- (4) 麥克風

將揚聲器 (如圖 4-19)所示般架設在障板上。

量測步驟如下：

- (1) 將揚聲器架設妥當。
- (2) 軟體內部校正及外部校正，並將環境設定完成(如：測試頻寬、測試速度、解析度)。
- (3) 麥克風放置在離揚聲器中心一公尺外之同一高度腳架上。
- (4) 待一切準備就緒，啟動電腦發出訊號，由麥克風接收聲壓訊號，傳回電腦。
- (5) 將曲線平滑處理，平滑的參數是 1/3(Octave Width to Smooth By

0.3333)，即可得出頻率響應之聲壓分貝圖。

4-4.3 阻抗量測實驗

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

4-4.4 參數量測實驗

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

量測出兩條阻抗曲線後，輸入振動板的面積和附加的質量即可計算出所要的參數。

4-4.5 聲壓模擬的驗證

經由前面兩節陳述可得知整個揚聲器的振動系統在模擬分析上是由揚聲板和懸邊 shell91 的殼元素、音圈材料 shell99 元素所組成的。本文揚聲器之揚聲板採用碳纖三明治加勁，組裝後量測聲壓曲線。再與 ANSYS 中建立之相同模型，計算出各 NODE 點位移與相角，經由 3-4 節聲壓公式計算後所得之曲線，互相比較兩條曲線（如圖 4-20）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，由此可實驗驗證出使用 ANSYS 模型是可模擬出揚聲器真實的聲傳行為。

第五章 彈性支承討論與聲傳影響

本文探討在一定功率下，我們希望好的揚聲器其聲壓值和輸入的能量呈線性關係。由文獻[15]可知大功率的輸出將影響揚聲行為，其中包括了場磁鐵的磁場非線性分布、彈性支承的幾何非線性、聲場的非線性流體分布等，本文專注於彈性支承：懸邊和接腳的幾何非線性問題，由不同的設計來改善彈性支承的線性勁度，以利增加揚聲器的作動衝程。故以下為討論不同設計的改善，並且對於揚聲行為的助益。

5-1 彈性支承：接腳

傳統彈波的使用，易受揚聲器本身設計而侷限住外型 and 效能，且使用布類材質將隨著時間而變質，抗疲勞程度也隨之降低。本文研究的平面式揚聲器在加強振動板往復運動中，使用複合材料接腳來代替傳統彈波，扮演著質輕、耐用、穩定、高度線性勁度的角色，其利用空間上有大大的優勢，因應不同形狀的外框，設計適當的接腳進行組裝，因此本文將探討不同設計的接腳受到大變形時，非線性的位移量是否和線性差異大，而導致平面式揚聲器在大瓦數輸出時，接腳影響振動板的揚聲行為。

5-1.1 2-D 接腳

接腳的設計可分為 2-D 與 3-D 兩種規格，2-D 接腳係由一懸臂樑為基本的規格，而懸臂樑在大變形下會產生剛度硬化的現象，不是個線性度佳的彈簧，故本文設計片狀接腳來做分析，如圖 3-7 所示，片狀接腳係由數個懸臂樑組合而成，可增加衝程並配合空間上的使用。圖 5-1(a)、(b)皆由數個片狀懸臂樑組成，雖可增加衝程距離但依舊表現出剛度硬化情形。因此，最後將懸臂樑往內做延伸的設計，如圖 5-1(c)所示，由靜力實驗得出彈簧常數為 81 (N/m)，將其接腳搭配 D7-D5-H1 懸邊由聲壓實驗測得 F_0 為 98.9Hz，此設計除了增加支承的變形量，由

圖(5-3)、表(5-1)可看出 5mm 的衝程內其非線性程度皆在 10%以內，但為求更好的線性衝程，我們考慮 3-D 的立體設計。

5-1.2 3-D 接腳

3-D 接腳設計先於考慮簡單的門字型設計，如圖 5-2(a)所示，可得出呈現剛度軟化的曲線，其線性範圍也較不佳，且在正、反方向的彈性係數差異大，導致往復運動不對稱，使聲音聽起來會有跳動的情形。因此考慮了以圓弧代替懸臂樑的設計，如圖 5-2(b) 所示，將圓弧設計為同一方向呈現的勁度和門字型設計相差不大，由於圓弧受到拉和壓的往復運動中，會呈現出不同的剛度變化。因此，利用不同的圓弧方向設計不僅可以增加衝程，而且觀察出不同方向的圓弧組合，可相互抵銷剛度軟化的現象，而提升了線性衝程，由圖 5-2(c)所示，但在正、負方向的勁度不一樣，原因為圓弧半徑設計不同。

因此最後以同半徑的波浪造型為我們 3-D 接腳設計，圖 5-2(d)所示，在勁度的對稱性方面有明顯的改善。由靜力實驗得出彈簧常數為 93 (N/m)，將其接腳搭配 D7-D5-H1 懸邊由聲壓實驗測得 F_0 為 113.9Hz，和片狀接腳相差不大。由圖(5-3)、表(5-1)可看出，相較於 2-D 設計的片狀接腳，3-D 的波浪接腳在 5mm 的衝程下，差異值皆在 5% 以內，此接腳設計更加符合本文所期待的高度線性支承。

5-2 彈性支承：懸邊

一般揚聲器皆使用懸邊來固定振動板，而懸邊的勁度較接腳的大，因此扮演著重要的彈簧角色。由第三章選定了 PU 材料為我們懸邊的材質，並由有限分析軟體確立其材料常數，來做未來分析的數值。

5-2.1 傳統懸邊

圖(5-4)為平面式揚聲器的傳統懸邊，因應狹長型的振動板，設計為長 100mm 和寬 20mm 的尺寸，在半圓設計為固定直徑 5mm。由第四章非線性靜力分析方法中可將此尺寸的模型帶入，得到力與位移關係，如圖 5-5 所示，這裡我們觀察其非線性程度表(5-2)，差異值為靜力線性分析與非線性分析之間的差異百分比，可以觀察出傳統懸邊的設計在超過 2mm 的衝程，其差異程度超過 10%。另外，傳統設計上都會有剛度硬化的現象，也就是說隨著位移增大，勁度 K 值也會越來越大，導致高功率輸出時位移無法推出去，發聲行為受到限制而有聲壓衰減的現象。所以傳統的設計以不敷本文的期待，以下為改變不同幾何形狀，對於改善非線性現象的所作出的貢獻。

5-2.2 改變懸邊圓弧處設計

傳統懸邊的設計已不符合本文期待的，具有高度線性的勁度關係，故進行提高線性範圍的形狀設計。考慮了懸邊在揚聲器扮演的重要彈簧角色，所以彈簧是否均勻分布，將影響揚聲板邊緣處在往復運動所受到的力是否均勻。

因此，我們改變圓弧處的半圓半徑為 7mm，重新設計成新的 D7-D5 懸邊，如圖 5-6 所示，利用 ANSYS 做簡諧激震來看 D7-D5 懸邊，並抓揚聲板上三點的振幅量 A、B、C，如圖(5-7)所示，可看出在 F_0 的頻率下揚聲板為一剛體運動，而三個點的振幅卻相差甚大，故在圓弧處和直線處的振幅量受到勁度不同的影響。由表(5-3)可看出和傳統設計相比較，差異值由 9.63%降低至 9.17%，此設計可改善圓弧處的非線性位移。但若增加圓弧處的半圓半徑勢必減小揚聲板的面積，而使聲壓值降低，因此在不影響聲壓下改善半圓半徑就得改變外框的設計。

由表(5-4)可看出 D7-D5 直線處的非線性現象依舊沒有減低，和傳統 D5 懸邊相近，對於剛度硬化現象並無改善，因此考慮了最後的懸邊設計。

5-2.3 改變懸邊高度設計

D7-D5 懸邊雖能改善彈簧均勻分布的情形，其非線性現象和傳統設計 D5 懸邊一樣，可想到的原因為圓弧設計的形狀，雖然較平面式的彈性支承(如懸臂樑)有較大的線性衝程表現，但在大衝程下非線性位移依舊無法改善。因此，考慮了揚聲板既有的尺寸與外框的配置，在不改變揚聲板面積下考慮了提高懸邊的高度來做設計。

圖(5-8)為兩種不同的墊高設計，半圓的直徑在直線處 5mm，圓弧處依舊 7mm，另外墊高 1mm 和 2mm 來做分析，由上視圖可發現墊高 2mm 的設計在圓弧處類似垂直的變形量，而 1mm 設計是較有弧度的變形，並且由剖面圖可發現 1mm 變形時呈現 s 形狀，更能增加變形量，因此墊高 2mm 設計在超過 2mm 的位移量其正反方向的勁度呈現較不對稱的情形，呈現軟化現象。由勁度圖來看可觀察出墊高設計確實能夠改善非線性曲線，但高度設計有一定的極限值，最後考慮了墊高 1mm 的設計，如圖(5-9)所示，與以上兩種設計相比較，如圖(5-10)所示，新設計改善了剛度硬化的現象。整理成數據來看，如表(5-5)所示，在 5mm 的衝程內差異值皆在 10% 以內，已經符合本文的期待，另外，在 4mm~5mm 的衝程有剛度軟化至剛度硬化的現象，由圖(5-11)可觀察在相近的位移下懸邊的剖面圖，D5 變形處是較平滑的形狀改變，D7-D5-H1 的變形處是呈現一個 S 型的形狀改變，由此可見新墊高的設計，改變了傳統波浪在變形時的形狀改變，提高了線性衝程，但在 4mm 處能有接近 10% 的差異值，不過相對於傳統的懸邊設計已有改善。

5-3 彈性支承非線性行為與聲傳影響

由靜力實驗和非線性的靜力分析來對彈性支承做分析後，可以找出符合本文期待的高度線性衝程的彈性支承組合，接下來要探討其組合的揚聲行為。

好的彈性支承其正、反方向的彈簧常數要相近，若勁度值相差太大導致揚聲板往復運動不對稱，將會使揚聲器的聲音聽起來有跳動的感覺。觀察新設計的 D7-D5-H1 懸邊在正反方向的勁度關係圖，如圖(5-12)所示，正、負方向的勁度差異在 7% 左右，為可接受的範圍。

為探討彈性支承組合的揚聲行為，我們將三種不同組合來做聲壓實驗，給定不同電壓值來求得聲壓無因次化的數值，並和線性的振動響應來做比較，線性減去非線性值的比例為我們觀察的聲壓差異值，如表 5-6 所示。比較傳統錐盆式喇叭的設計和使用片狀接腳與 D7-D5-H1 懸邊組合的揚聲器，差異值相近，傳統錐盆喇叭皆為高衝程的設計，可看出此組合已可滿足一般市面上的高衝程揚聲器。最後我們使用最佳線性衝程的波浪接腳，可看出差異值皆為 10% 以內，其聲壓的線性程度已超越傳統揚聲器，而其中差異值在 2V 處較接近 10%，可看出波浪接腳線性程度佳，而 D7-D5-H1 懸邊的非線性現象影響了揚聲行為，剛度的變化改變了聲壓輸出。

第六章 結論與未來研究方向

6-1 結論

揚聲器在每個功率輸出下的聲壓值並不為線性的響應，反而是隨著能量增加聲壓值衰減的現象。本文主要研究如何設計彈性支承，來減低受幾何非線性行為而使勁度產生的非線性差異度，然後進一步改善聲壓輸出的線性響應。

彈性支承分為兩部分：接腳和懸邊，本文利用非線性靜力分析與實驗做驗證，來探討彈性支承的最佳設計。接腳方面，2-D 設計的片狀接腳利用懸臂樑的組合，來增加衝程和改善非線性現象，由最後的設計確實改善了非線性差異度，並且使聲壓的差異值和傳統錐盆喇叭相比擬。3-D 接腳最後利用波浪設計成功減低非線性差異值，位移量的線性表現較 2-D 設計佳，並由均勻的波浪設計可改善勁度的對稱性，使得揚聲板能夠穩定的往復運動，並且使聲壓的差異值減至最低。2-D 接腳較 3-D 接腳有著正反勁度對稱的優勢，故未來若要設計高衝程，可考慮增加懸臂樑的路徑組合，利用不同的平面幾何形狀來增加線性範圍。3-D 接腳線性表現較 2-D 接腳佳，未來可考慮加大波浪半徑和波浪個數來增加衝程，並研究其中形狀和尺寸間的參數組合，來提升高衝程的線性程度。

懸邊方面，D7-D5 懸邊改變了圓弧處的半圓半徑，有助於彈簧均勻分布在揚聲板上，使震動板可以受穩定的力量來推動，最佳的 D7-D5-H1 懸邊設計可以改善剛度硬化的現象，並且使的高衝程的非線性差異值大大的減低，在 5mm 的衝程內皆為 10% 以內的非線性差異度。而未來要增加懸邊的衝程，圓弧處的半圓半徑可因應揚聲板面積和外框尺寸的限制，來做最佳的半徑設計，以求改善彈簧分布的均勻性。墊高設計有其一定的限制，由上節分析中可得越高的設計對於勁度對稱性有不良影響，高度設計越小越

能改善對稱性和減低非線性現象，故要因應高衝程的變形量，除了可改變半圓半徑設計，也可對高度做最適當的尺寸設計，或可研究將半圓設計改為波浪設計，是否能夠增加高度線性的位移量。

改善了靜力分析下的非線性值，最後將這些組合來做聲壓值的比較。由兩種設計接腳搭配 D7-D5-H1 懸邊來討論。傳統錐盆喇叭雖有大衝程的彈波設計，卻和片狀型接腳組合有相似的差異值。換成波浪型接腳後，其效果大大的改善非線性聲壓的表現，對於聲壓輸出有極好的貢獻，隨著功率的增大而有穩定的聲壓輸出，達到本文所期待的高度線性聲壓之揚聲器。

6-2 未來研究方向

高功率下必產生大位移響應，複材彈性支承能保有最佳的回復性和耐用性為基本要求外，未來若要設計更大衝程的揚聲器，可由上述的參考設計來做修改，設計出衝程更大且更具線性化的彈性支承，並且在勁度的對稱性有更加的改善。

本文所建立的 ANSYS 模型為線性的聲壓輸出，而揚聲器在實際情況下，其音圈電性也會受高功率影響，施力不為穩定輸出，場磁鐵的磁場分布也不是線性分布。故未來可考慮其他非線性的因素，例如對音圈的卷幅設計作最佳化，或者考慮其工作溫度是否對其電性產生影響，更完整的解決非線性因素對於聲傳的影響。另外諧波失真對於聲傳行為也很重要，未來可進一步探討彈性支承的非線性，是否會造成失真的現象，並來改善。

参考文献

1. R. D. Mindlin, Influence of Rotatory Inertia and Shear Deformation on Flexural Motion of Isotropic, Elastic Plates, *J. Applied Mechanics*, vol.18, pp. 33-38, 1951.
2. J. M. Whitney, Shear Correction Factor Laminates Under Static Load, *J. Applied Mechanics*, vol.40, pp.302-304, 1973.
3. J. M. Whitney, Stress Analysis of Thick Laminated Composite and Sandwich Plates, *J. Applied Mechanics*, vol.40, pp.302-304, 1973.
4. E. Reissner, Finite deflection of sandwich plates *J. Aeronaut. Sci.* July, pp.435-440, 1948.
5. D. J. O'Connor, A finite element package for the analysis of sandwich construction, *Compos. Struct.* , vol.8, pp.143-161, 1987.
6. H. H. Kanematsu, Y. Hirano and H. Iyama, Bending and vibration of CFRP-faced rectangular sandwich plates, *Compos. Struct.* , vol.10, pp.145-163, 1988.
7. T. Y. Kam, Reliability analysis of nonlinear laminated composite plate structures, *Composite Structures* 25 (1993) 503-510.
8. P. M. Morse and K. U. Ingrad, *Theoretical Acoustics*, McGraw-Hill, NY, 1968, rpt. Princeton University Press, NJ, pp.375-379, 1986.
9. T. Shindo, O. Yashima and H. Suzuki, 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.
10. C. C. Tan and C. I. Hird, Active Control of the Sound Field of a Constrained Panel by an Electromagnetic Actuator-an Experimental Study, *Applied Acoustics*, vol.52, pp.31-51, 1997.
11. W. Leach, JR., R. Schafer, T. Barnwell, Time-Domain Measurement of Loudspeaker Driver Parameters, *IEEE Transactions on Acoustics, Speech and Signal Processing*, vol .27, no.6, pp.734-739, 1979.
12. K. Satoh, H. Takewa, and M. Iwasa, A High Fidelity Small-Size Loudspeaker,

13. J.H. Kwon, S.M. Hwang, Analysis of acoustic characteristics according to design parameter of diaphragm, *Journal of Materials Processing Technology* 187-188 (2007) 442-446.
14. Q. Nicolas and C. Antoine, Nonlinear Modal Approach For Electrodynamic Loudspeaker Modeling, *International Congress on Acoustics Madrid 19th*, pp.2-7, Sep 2007
15. T. Tsuchiya, Y. Kagawa, M. Doi, T. Tsuji, Finite element simulation of non-linear acoustic generation in a horn loudspeaker, *Journal of Sound and Vibration* 266 (2003) 993-1008.
16. 王柏村, 振動學, 全華書局, 台北市, 1996。
17. 陳捷凱, 彈性支承對複合材料板的振動與聲傳之影響研究, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2008
18. 徐國真, 具附加點質量長型平面揚聲器之研製, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2007。
19. 陳建勳, 揚聲平板之最佳設計參數研究, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2006。
20. 許哲瑋, 具條狀支撐方形平面揚聲器之研製, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2006
21. 趙慶博, 平板揚聲器之設計與失真研究, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 新竹市, 2006