

行政院國家科學委員會專題研究計畫 成果報告

總計畫

計畫類別：整合型計畫

計畫編號：NSC94-2212-E-009-020-

執行期間：94年08月01日至95年07月31日

執行單位：國立交通大學機械工程學系(所)

計畫主持人：金大仁

共同主持人：賴峰民，吳家宏

報告類型：精簡報告

處理方式：本計畫可公開查詢

中 華 民 國 95 年 10 月 31 日

小型奈米碳管加勁複合材料平板式揚聲器研發--總計畫

計畫編號：NSC 94-2212-E-009-020-

執行期間：94 年08 月01 日至95 年07 月31 日

主持人：金大仁 教授

國立交通大學機械工程學系

一、中文摘要

本計畫主要研究以特製的懸邊支承，設計尺寸為 26mm×16mm×5.5mm 及 26mm×15mm×6mm 的微型平板揚聲器，使其具有大頻寬、高感度等特性。之後對振動板披覆奈米材料加勁，探討其對揚聲器聲壓感度及揚聲器頻寬的影響。

關鍵字：微型揚聲器、振動、聲壓、奈米加勁

Abstract

The project is focused on new suspensions applied to small flat-panel speakers having large frequency response range and high sound pressure level. The influence of on the nanomaterial-reinforced plate frequency response range and sound pressure level are discussed.

Keywords: Small loudspeaker, vibration, sound pressure level (SPL), nanomaterial

二、緣由與目的

消費性及家用電子產品將影音結合以提供消費者更佳的使用品質已是時代的潮流，過去大多數小型電子產品在聲音方面的需求並不太高，一般而言，所用之喇叭只要在入聲的頻段(600Hz~3KHz)有不錯的表現便可以接受。但當電子產品的功能越來越多和效率變得更高後，人們對聲音的要求就變得越高和更挑剔了，希望連音樂方面的聲音也能有更好的表現。傳統的小型殼狀揚聲器因以傳播中高音為主，所以要降低其頻率以增加低音的響應著實

有困難，在傳統的設計思維中找出路也就難有突破。利用平板作為揚聲器的發展已有一段歷史，其中有以平板的活塞運動來作為發聲的渠道[1-3]，這類平板揚聲器的音質及效率常受板的重量和剛性影響而有音壓低或中高音嚴重衰減等不良效果，因此未能廣為流傳；另有以板的撓性變形方式作為揚聲的原理[4]，這類平板揚聲器雖有不錯的中音表現，但因低音嚴重不足，高音太尖及需較大的揚聲面積，而使整體效果不佳。本研究藉由研發一新型微型揚聲器，比較在不同振動板及支承對揚聲器在各頻率區域聲壓表現的影響。

三、基本振動與聲壓理論

3.1 低頻範圍之揚聲方式

低頻時揚聲板是以單一自由度振動方式揚聲，考慮揚聲器系統之運動方程式為

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + Kx = F_0 \sin wt = BLI \sin wt$$

其中 M 為揚聲器系統質量， K 是系統的勁度， C 為系統阻尼。在各頻率的振幅可表示為

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

其中 ξ 為阻尼比， $Wn = \sqrt{K/M}$ 為自然頻率。一般量測系統中測得之聲壓感度可表示為

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

其中 $P_{ref} = 2 \times 10^{-5}$ pascal，而 P_{rms} 為量測位置聲壓

之均方根值，可表示為

$$P_{rms} = \frac{w^2 \rho_{air} \Delta s}{2\sqrt{2}\pi R} \times X(w)$$

其中 ρ_{air} 為空氣密度， Δs 為振動板面積， R 為揚聲器與量測點的距離。

3.2 中高頻範圍之揚聲方式

以一階剪變形考慮三明治板心層位移場為

$$u^{(1)}(x, y, z, t) = u_0(x, y, t) + \xi^{(1)}\theta_x^{(1)}(x, y, t)$$

$$v^{(1)}(x, y, z, t) = v_0(x, y, t) + \xi^{(1)}\theta_y^{(1)}(x, y, t)$$

$$w^{(1)}(x, y, z, t) = w_0(x, y, t)$$

而面層上層位移場為

$$u^{(2)}(x, y, z, t) = u^{(1)}(x, y, \frac{h}{2}, t) + \xi^{(2)}\theta_x^{(2)}(x, y, t)$$

$$v^{(2)}(x, y, z, t) = v^{(1)}(x, y, \frac{h}{2}, t) + \xi^{(2)}\theta_y^{(2)}(x, y, t)$$

$$w^{(2)}(x, y, z, t) = w_0(x, y, t)$$

下層位移場為

$$u^{(3)}(x, y, z, t) = u^{(1)}(x, y, \frac{-h}{2}, t) + \xi^{(3)}\theta_x^{(3)}(x, y, t)$$

$$v^{(3)}(x, y, z, t) = v^{(1)}(x, y, \frac{-h}{2}, t) + \xi^{(3)}\theta_y^{(3)}(x, y, t)$$

$$w^{(3)}(x, y, z, t) = w_0(x, y, t)$$

其中垂直板方向位移量 w_0 與各層在 x 、 y 方向之變形旋轉角度 θ_x 、 θ_y 為

$$w_0(x, y, t) = W(x, y) \sin \omega t$$

$$\theta_x^{(k)}(x, y, t) = \Theta_x^{(k)}(x, y) \sin \omega t \quad k = 1 \sim 3$$

$$\theta_y^{(k)}(x, y, t) = \Theta_y^{(k)}(x, y) \sin \omega t$$

又

$$W(x, y) = \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J C_{ij}^{(1)} \phi_i^{(1)}(x) \phi_j^{(1)}(y)$$

$$\Theta(x, y) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N C_{mn}^{(2k)} \phi_m^{(2k)}(x) \phi_n^{(2k)}(y)$$

$$\Theta(x, y) = \sum_{p=1}^P \sum_{q=1}^Q C_{pq}^{(2k+1)} \phi_p^{(2k+1)}(x) \phi_q^{(2k+1)}(y)$$

在中高頻板之運動可由變分法推得。板子的位能為

$$U_p = \frac{1}{2} \int_0^a \int_0^b \sigma \epsilon dx dy$$

懸邊位能受拉伸勁度 k_L 與旋轉勁度 k_R 影響為

$$U_B = \frac{1}{2} \oint k_L W^2 dl + \frac{1}{2} \oint k_R \left(\frac{\partial W}{\partial n} \right)^2 dl$$

而振動系統總動能為

$$T = \int_0^a \int_0^b \left(\frac{\partial W}{\partial t} \right)^2 dx dy$$

外力做功 W_e 則是推力 P 乘上位移 W 。

對總勢能 $L = \int_{t_1}^{t_2} (T + U_p + U_B - W_e) dt$ 作一次變分找最小值可得矩陣方程

$$[M]\{\ddot{C}\} + [K]\{C\} = \{F\}$$

解出上式便可得到板子上各點的位移。

平板振動系統之聲壓 SPL 與一維自由度系統相同，唯在量測位置之聲壓均方根值

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

$$\text{其中 } p(r, t) = \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} e^{j\omega t} \int_S \frac{w_0(r_s, t) e^{-jkR}}{R} dS。$$

四、微型揚聲器的製作

在本研究中所製作的微型揚聲器有兩種，其框架形狀示意圖如圖 1(A 型)、圖 2(B 型)，其中 A 型總厚度為 5.5mm，B 型總厚度為 6mm。振動板則分別有巴沙木板及具奈米氧化矽加勁之巴沙木板三明治結構兩種。

微型揚聲器包含框架、振動板、懸邊支承、音圈、磁迴等部份。其中框架、音圈、磁迴對形狀尺寸的精確度要求較高，需藉由加工機及繞線機製造。而振動板與懸邊支承的製作及揚聲器的組裝，則可藉由輔助定位工具手工製作。其主要製作方法為：

1. 在厚度 1mm 的泡棉雙面膠畫上預定要裁切的懸邊支承形狀(如圖 3)。根據不同的揚聲器形狀與尺寸，搭配合適的支承設計。
2. 將支承以外多餘的泡棉切除。圖 4 為裁切好的支承與加工好的框架。
3. 把切割好的泡棉膠支承黏貼至揚聲器框架上。圖 5 中 A 型白色框架與泡棉膠支承大

小尺寸完全相同，因此只要藉由對齊邊線黏貼，即可完成支承與框架間之結合與定位。而 B 型黑色框架則於放置泡棉膠支承處，有一與泡棉膠支承形狀大小相同之凹槽，在黏貼時只要將切割好之泡棉膠放入凹槽中，即可自動完成懸邊支承之定位動作。

4. 將厚度約為 0.5mm 的巴沙木板與具奈米氧化矽加勁之巴沙木板分別裁切成與懸邊支承相配合的尺寸與形狀。
5. 將振動板與框架上的支承連接起來(成品如圖 6 所示)。其做法有二：
 - i. 在振動板與支承鄰接面處分別塗上接著劑直接黏合。
 - ii. 將支承接腳略長的泡棉膠在厚度方向切成一半，並以[泡棉膠/振動板/泡棉膠]的方式在支承與振動板相連的地方夾住振動板。
6. 利用框架與圖 7 中之定位器將音圈黏著於振動板上。
7. 使用防水膠布將揚聲器正面振動板與框架間的空隙，以不拉緊的方式覆蓋住。
8. 將磁迴放入框架中並黏牢。連接音圈錦織線與電線等電路即完成如圖 8 之微型揚聲器。

在製作過程中需考慮與注意的事項為：

1. 在支承材料的考量上，選用泡棉膠作為微型揚聲器的懸編支承是因為考慮到其剛性適中，可以在微小推力下便有足夠的振幅推動空氣產生好的聲壓感度。另外又因泡棉具有足夠的阻尼，可以快速的吸收掉傳導至框架上及回傳至振動板的餘震，減少周邊對揚聲器振動系統的干擾。
2. 由於泡棉膠不易切割，又因揚聲器尺寸微小，支承接腳極細，在切割時須用筆刀以向下壓切的方式而非拖拉筆刀切割，如此才能使泡棉膠的切口平滑，並可避免泡棉膠因過度變形或斷裂而影響組裝時的準確性。

3. 在支承與框架黏接時，需特別注意定位問題。因振動板的定位受支承定位的影響極大，若因此造成整個振動系統的質心偏移，將使得揚聲器作動不穩定，在聲音的表現上有雜音產生。因此除了可以利用平板作黏貼對齊的輔助工具之外，也應注意泡棉膠的切口是否有毛邊需要修剪。

4. 因振動板厚度極薄，又巴沙木具有纖維方向性，在切割時易造成纖維與纖維的分離，所以在振動板的裁切上需特別注意板子的完整性。除了刀片必須鋒利及避免重壓之外，板子的形狀應盡量簡化減少切割複雜度。
5. 在前述製作步驟 5 的方法一中，雖然其接合方法因接合面積極小，可能有容易脫落的疑慮，但因之後將於振動板上覆蓋上一層防水膠布，而此覆蓋動作亦有助於振動板與支承的連接，故在之後的實測過程中，並無發生接腳脫離之現象。而方法二則具有較穩固的連接能力，對於支承與振動板間只有單點連接的設計型態來說，此方法是較佳的連接方式。唯其需要在厚度方向做切割，在製作上較為困難與費時。
6. 音圈與振動板的黏接需注意黏著劑的用量及塗抹的均勻性以避免音圈沒黏牢或沾黏過多殘膠阻礙振動系統的正常運動。
7. 揚聲器作動時背面也會因振動板的推動而有聲波的傳遞，若不將此間隙封蓋將造成聲音繞射干擾。又為了避免此封蓋影響原本揚聲器的特性，故選用重量輕、剛性差、對此振動系統影響較小之方法。另外由於防水膠布具有纖維方向性，在覆蓋時需使其纖維向平行於縫隙，減少對振動系統剛性的加成。

五、奈米加勁平板之製作

奈米加勁巴沙木板是由奈米複合材料為面層、巴沙木板為心層所組成的三明治結構。而面層奈米複合材料為樹脂與二氧化矽奈米顆粒的混合，其中奈米顆粒佔全部比重的百分之

四(4%wt)。而三明治結構的製作方法如下述五個步驟。

1. 將顆粒直徑 12nm 的二氧化矽(Degussa Taiwan Ltd. AE200)與樹脂(Shell epoxy resin Epikote 828)混合。利用機械式攪拌器(圖 9)在 80°C 以 800rpm 的轉速持續攪拌四個小時將二氧化矽分散於樹脂中。
2. 以功率約 90-120 瓦的超音波震盪器持續震盪 30 分鐘以進一步分散樹脂中的奈米二氧化矽顆粒(圖 10)。
3. 將步驟二中分散好的混合樹脂與硬化劑(D230)比為 1:0.32 混合攪拌 15 分鐘。把充分混合好的奈米複合材料以如圖 11 網版印刷的方式均勻塗佈於巴沙木板表面。
4. 將塗好奈米加勁的巴沙木板置於抽真空箱中 30 分鐘將樹脂中的氣泡排除(如圖 12)。
5. 在完成上述步驟的加勁巴沙木板上覆蓋鐵氟龍布並以鐵板壓平如圖 13 所示，放置於溫下 24 小時待其硬化即完成如圖 14 之巴沙木板。

六、結果與討論

由聲壓公式中可以發現， P_{rms} 與振動板面積及振幅成正比。而振幅與推力成正比、與勁度成反比。又在自然頻率($\omega_n = \sqrt{K/M}$)附近振幅達到最大。因此揚聲器在聲壓感度的提升上，可以朝以下幾個方向作調整。

1. 降低振動系統勁度
2. 適當控制振動系統重量幫助壓低自然頻率，同時避免推力不足。

振動板在高頻會有對聲壓感度不良影響的變形，因此振動板的剛性也是改善聲壓感度要考慮的方向。

圖 15 與圖 16 分別表示 A 型與 B 型揚聲器在功率 1 瓦、量測距離 10 公分的聲壓趨勢。A 型揚聲器在大於自然頻率(f_0)700hz 之各頻率有不錯的聲壓感度，而 B 型揚聲器則因振動板面積較小而聲壓略小於 A 型，但在大於 f_0 700hz 之各頻率聲壓差異也不大。

A 型揚聲器在巴沙木振動板的情形下，因

為振動系統質量小、振動板面積大，因此其聲壓感度在各頻率均有不錯的表現。而在奈米氧化矽加勁板的情形下，因振動系統加重，使得振動幅度減小，整體聲壓感度變差。雖然加勁板振動系統也有類似 B 型加勁揚聲器 f_0 降低至 500hz、音谷往高頻區域移動的情形，但因振動系統太重、音圈推力不足，整體聲壓感度被壓制，在 500hz 至 700hz 區段仍不如純巴沙木振動板，無法達到頻寬延伸的目的。

B 型揚聲器在巴沙木振動板的情形下，因為推動空氣分子的面積相對 A 型較小，因此其聲壓感度在各頻率雖亦不錯，但整體而言不如 A 型。而在奈米氧化矽加勁板的情形下，振動系統變重，使得振動幅度減小，整體聲壓感度也略差，但卻因為板子的強化而使得高頻處的聲壓反而略有提升。同時此增加的重量亦將揚聲器的第一個自然頻率(f_0)壓低至 400hz 附近，聲壓曲線也因而向低頻延伸，使得此型揚聲器在低頻區及高頻區同時獲得改善。

七、參考文獻

1. Kazuhide, S., Katsumasa, S., Seiichi, I., 1980, "Dynamic Loudspeaker", Japan Patent No.56-132098.
2. Akira, H., 1986, "Sound Generating Diaphragm", Japan patent No. 64-007800.
3. Satoshi, T., Kosaku, M., Mitsuru, Y., Yoshio, S., 1980, "Speaker", Japan patent No.57-002193.
4. Graham, B., Neil, H., 2000, "Acoustic Device", EU patent No. WO0078090.

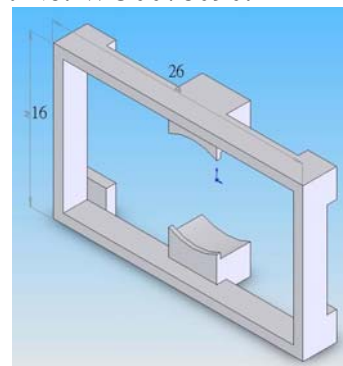


圖 1 A 型揚聲器框架

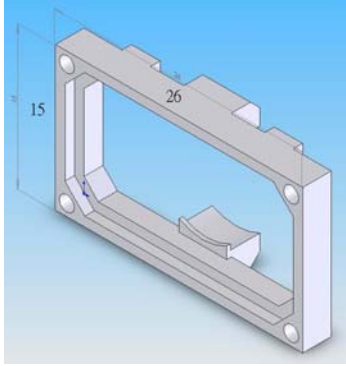


圖 2 B 型揚聲器框架

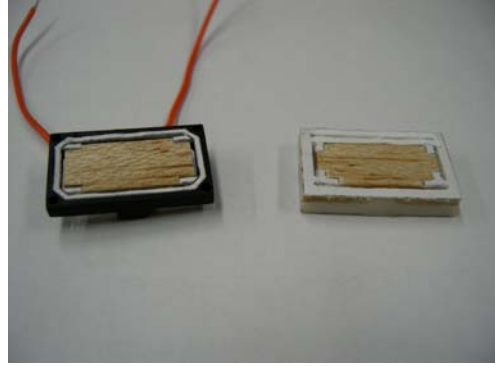


圖 6 振動板定位於揚聲器



圖 3 懸邊支承材料



圖 7 揚聲器半成品與磁迴、音圈定位器

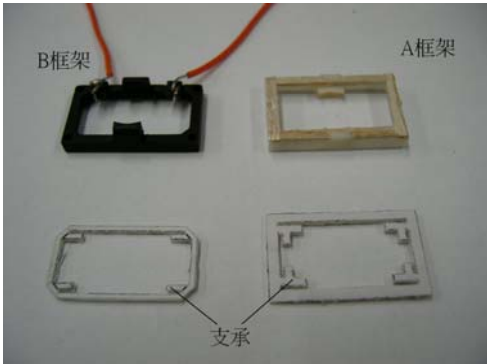


圖 4 框架實體與割好之支承

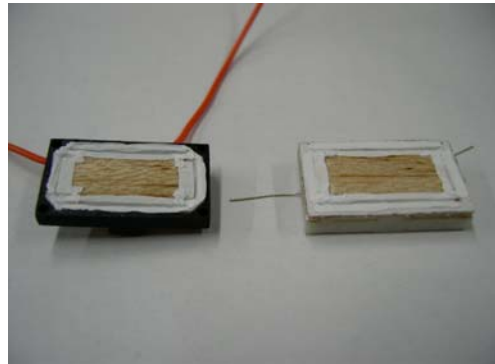


圖 8 組裝完成之揚聲器

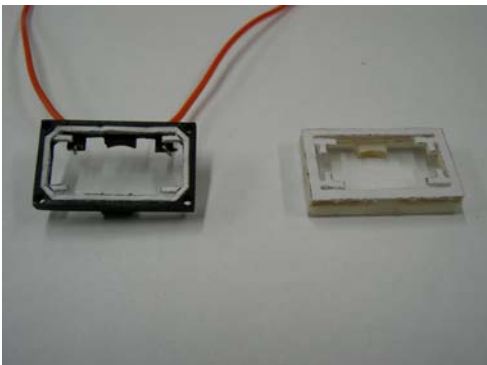


圖 5 支承定位於框架上



圖 9 機械式攪拌



圖 10 超音波震盪



圖 11 網版印刷



圖 12 抽真空



圖 13 壓平成形



圖 14 巴沙木板與加勁巴沙木板

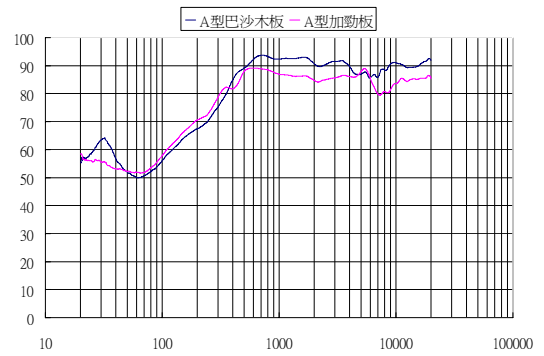


圖 15 不同振動板 A 型揚聲器聲壓曲線

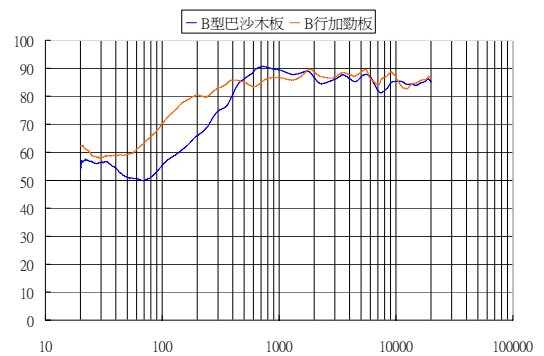


圖 16 不同振動板 B 型揚聲器聲壓曲線