

耳罩之結構剛性對隔音效能之提升

詹博淵¹、徐茂濱²、盧士一³

摘 要

本研究以有限元素結構模型與間接邊界元素流體模型耦合的分析方式探討耳罩的聲振耦合現象，模擬得到聲音穿透耳罩後在其內部之聲壓分佈。初步實驗結果顯示現有的耳罩在 1000Hz 以上的隔音效果較為優異，可達 30dB 以上，而在 1000Hz 以下之隔音效果則較差，在 125Hz 1/1 八音程頻帶的插入損失不足 3dB，在 250Hz 約為 7 至 10dB，因此本研究的目標為提升耳罩在 1000Hz(含)頻帶以下的隔音效果。

本研究以數種不同的肋條分佈來強化耳罩的結構剛性，以期改善其隔音效果。模擬結果顯示以十字環圈型肋條強化後的隔音效果最佳，與原始耳罩相較，在 125Hz 時隔音量可增加 10.7dB，250Hz 時增加 9.8dB，500Hz 時增加 8.8dB，1000Hz 時增加 11.4dB。另外，增加環圈肋條的寬度及厚度對隔音效果亦大有幫助。研究分析得知，除了須提高整體結構之剛性之外，尚須抑制結構的振動量，才能有效地增加隔音效果。

¹ 國立臺灣科技大學機械工程研究所 碩士研究生

² 國立臺灣科技大學機械工程研究所 副教授

³ 行政院勞委會 勞工安全衛生研究所 勞工衛生組 副研究員

前 言

勞工在工作環境中若長久暴露於高音量之噪音環境下，會對聽力造成嚴重的危害。防止職業性聽力損失的發生，最好是以工程方法來降低噪音源的噪音，然而若無法做到時，政府也已有法令明文規定使用防音防護具之場合及其必要性，以避免勞工之聽力遭受噪音傷害。

耳罩使用適當的緩衝材料可使外殼與面頰密合，佩戴後因受到外殼的阻隔使得達到令聲音衰減的功能。然而耳罩外殼因外部的噪音以致引起振動，外殼的振動同時造成聲音傳至內部空間進入人耳，影響耳罩之防音性能[1]。本論文分析耳罩的聲壓分佈，進而了解影響隔音性能的因子，提出加強耳罩結構的方法，建立出改良模型，以做為開發設計產品之參考。

簡易耳罩模型之模擬

在 SYSNOISE 中，針對不同的研究目的有不同的分析方法；本研究為了探討耳罩的聲振耦合現象，因此選用有限元結構模型與間接邊界元素流體模型耦合的分析方式，其理論公式[2]如下：

$$\begin{bmatrix} K_S - \omega^2 M_S & C^T \\ C & \frac{H(\omega)}{\rho\omega^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \mu \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_S \\ \frac{F_A}{\rho\omega^2} \end{bmatrix}$$

K_S —結構模型的勁度矩陣 (Structural stiffness matrices)

M_S —結構模型的質量矩陣 (Structural mass matrices)

C —幾何耦合矩陣 (Geometrical coupling matrix)

$H(\omega)$ —間接邊界元影響矩陣 (BEM Indirect influence matrix)

F_S —結構模型的負載向量 (Structural load vectors)

F_A —流體模型的負載向量 (Acoustic load vectors)

u —節點位移 (Vectors of nodal displacements)

μ —節點壓力跳動量 (Vectors of nodal jumps of pressure)

由於SYSNOISE沒有建構模型及劃分網格的功能，必須以其他CAD軟體或有限元素軟體來建構，本研究採用ANSYS軟體來建構模型，圖 1 為模態分析與聲場模擬之流程圖。

以ANSYS前處理器的CAD功能建立出簡化的耳罩模型並劃分網格，尺寸為長 10.8cm 寬 8cm 高 4cm 厚度 3mm，如圖 2 所示。選用薄殼元素 Shell63，材料參數參考[3]為PVC材質，邊界條件設為自由懸空狀態，求得自然頻率；將邊界條件定為自由懸空狀態的原因為：耳罩的硬質外殼邊緣附著一圈極易變形的軟墊。由於自然頻率繁多，僅列八個於表 1 中；由於邊界為自由懸空，因此前六個模態為剛體模態，不列入表中。

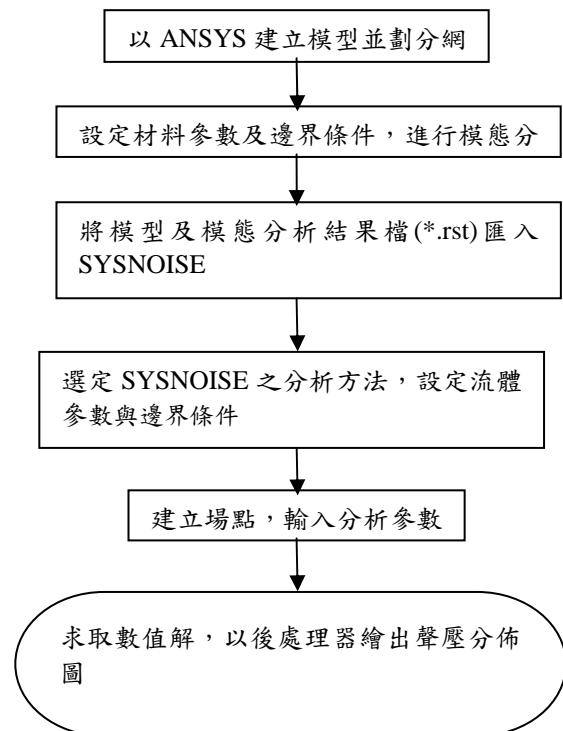


圖 1 聲場分析流程圖

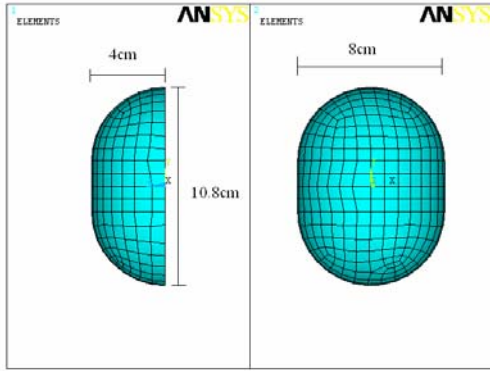


圖 2 耳罩 ANSYS 模型圖

表 1 耳罩自然頻率

Mode No.	自然頻率(Hz)	模態形式
1	328.54	n=2a
2	404.92	n=2s
3	881.93	n=3s
4	979.04	n=3a
5	1639.7	n=4a
6	1647.7	n=4s
7	2351.9	n=5a
8	2553.8	n=5s

將模態依周向變形波數分類，其中n為周向變形波數，s表示模態對稱(symmetric)於90度，a表示模態非對稱(asymmetric)於90度，將節線圖繪於圖3，由節線圖可以發現變形均發生在耳罩杯口邊緣。

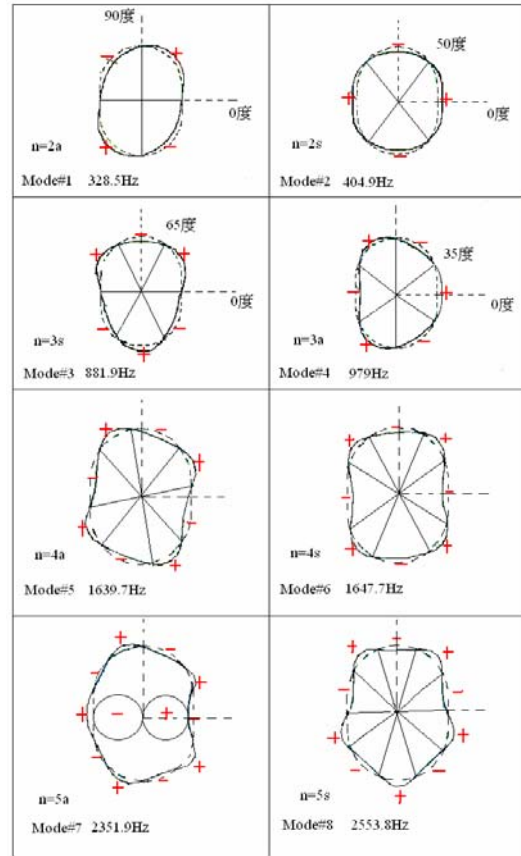


圖 3 耳罩模態節線圖

將ANSYS建立的模型網格與模態分析的結果檔(*.rst)匯入SYSNOISE，聲場分析方式選擇間接邊界法(Indirect)，匯入的模型如圖4所示，空氣的密度設為 1.225 kg/m^3 ，聲速為 340 m/sec 。場點設置於耳罩杯口位置，其中第25場點在場點平面中心，約為耳道口的位置。將模擬得到之各頻率聲壓分佈圖列於圖5至圖8。

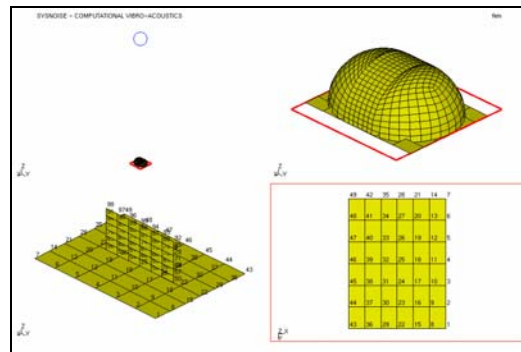


圖 4 耳罩邊界元素模型場點位置圖

耳罩插入損失實驗

根據CNS 8454 的量測規範，耳罩插入損失的量測環境，必須在迴響室(擴散音場)，實驗信號為粉紅噪音，將聲學試驗頭型裝置在三角架上與全向性揚聲器置於迴響室中，兩者距離 1m 如圖 9 所示。於沒有佩戴耳罩時，先量測 125Hz、250Hz、500Hz、1000Hz、2000Hz、4000Hz、8000Hz 之音壓位準；再將耳罩定位後 30 秒，再次量測所有頻帶之音壓位準。每一試驗頻率之兩音壓位準差值，即為本標準之插入損失。礙於訊號產生器最大功率的限制，因而選定分別量測 90dB、100dB 及 105dB 時之插入損失，實驗結果列於圖 10。由實驗的結果可以發現，在 1/1 八音程中心頻率 125Hz 的插入損失不足 3dB，在 250Hz 約 7 至 10dB，500Hz 約 22 至 25dB，1000Hz 以上的插入損失可達 30dB 以上；由此可知耳罩在低於 250Hz 之隔音效果極差，而在 1000Hz 以上隔音效果才較為優異。

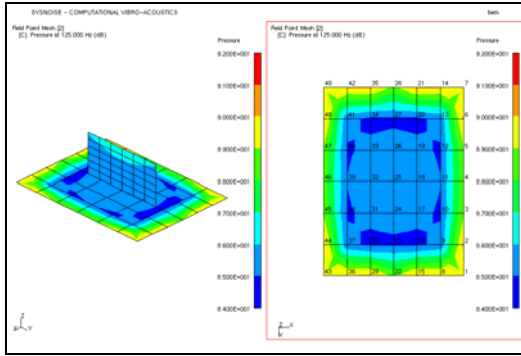


圖 5 125Hz 聲壓分佈圖

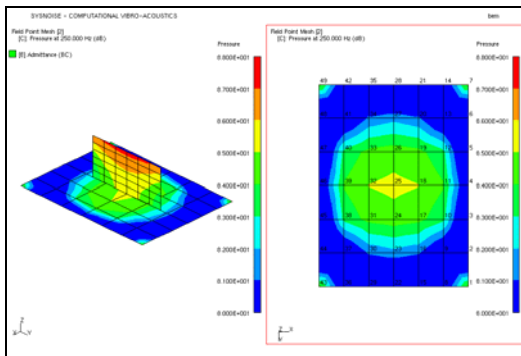


圖 6 250 Hz 聲壓分佈圖

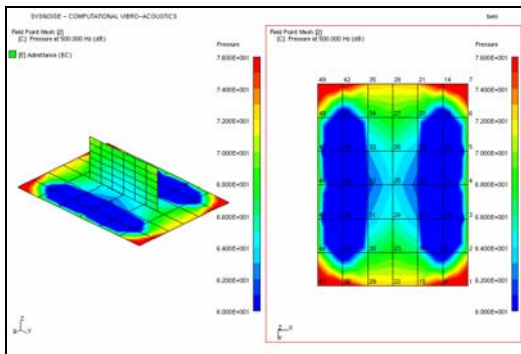


圖 7 500 Hz 聲壓分佈圖

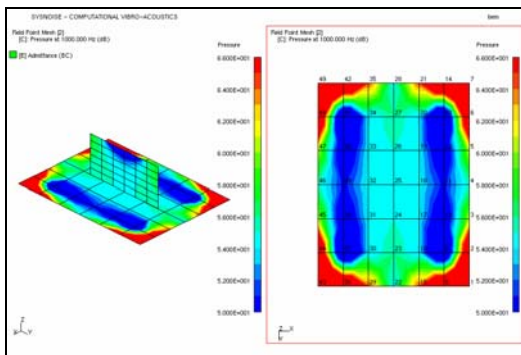


圖 8 1000Hz 聲壓分佈圖



圖 9 聲學試驗頭型及揚聲器放置圖

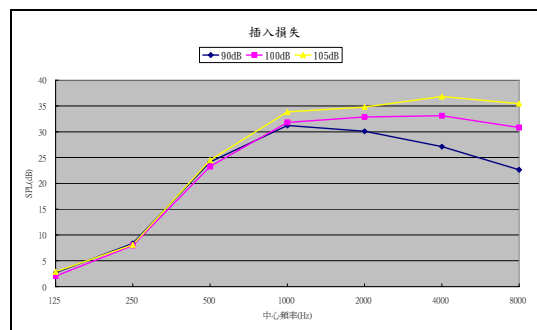


圖 10 不同功率音源時之插入損失圖

改良耳罩模型之模擬

由插入損失實驗結果顯示，耳罩在 1000Hz 以上的隔音效果較為優異，可達 30dB 以上，而在 1000Hz 以下之隔音效果則較差。耳罩為一小空間且質量很輕的結構體，主要係以較高之剛性來控制其穿透損失特性，耳罩之剛性愈強，穿透損失愈高。在使用同一材質的情況下，唯有改變結構，增加耳罩的結構剛性才可以提高自然頻率，加強其在低頻之隔音效果。若能將自然頻率提升至 1420Hz 以上，應能改善 1000Hz 頻帶以下時的隔音效果。基於這種考量，吾人應對出現在 1000Hz 以下的前四個模態 328.5Hz、404.9Hz、881.9Hz 及 979Hz 進行改良，若在耳罩外殼各模態振幅最大處以肋條強化結構之剛性，不但能有效提高各該模態之頻率，且可有效減少其振幅。

單一形式肋條結構

由圖 3 的模態節線圖可以發現振幅最大處均出現在耳罩外殼周圍，有鑑於此提出數種改變結構的方式，如圖 11 所示：

- (1) 交叉型肋條結構
- (2) 十字型肋條結構
- (3) 骨頭型肋條結構
- (4) 環圈型肋條結構

肋條寬度及厚度均為 1cm，材料參數與原結構相同，邊界條件同樣為自由懸空狀態；將上述四種肋條結構及原始結構的自然頻率列於圖 12，結果顯示四種肋條結構均使剛性大幅提升，而環圈型肋條第 1 模態頻率從 328.5Hz 提升至 561.1Hz (加強 1.7 倍)，第 2 模態頻率從 404.9Hz 提升至 619.8Hz (加強 1.5 倍)，與其他三種肋條結構相比提升較少，而第 3 模態頻率從 881.9Hz 提升至 1574.3Hz (加強 1.8

倍)，第 4 模態頻率從 979Hz 提升至 1647.4Hz (加強 1.7 倍) 與其他三種肋條結構相比提升較多。

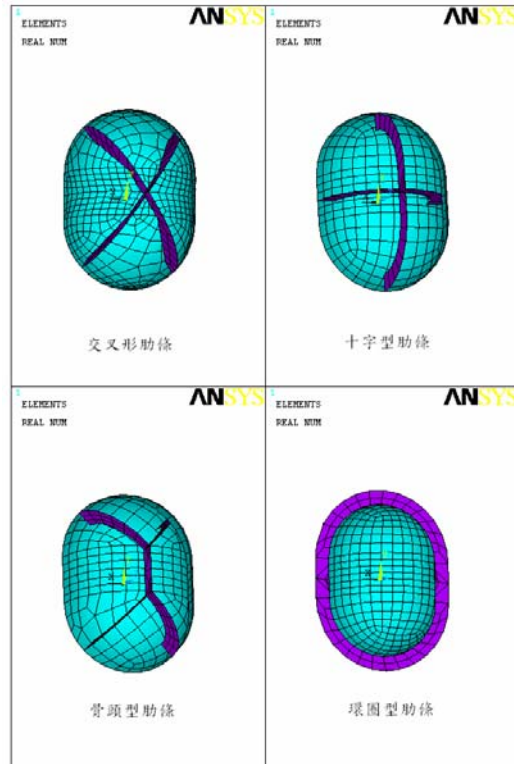


圖 11 單一形式肋條結構模型圖

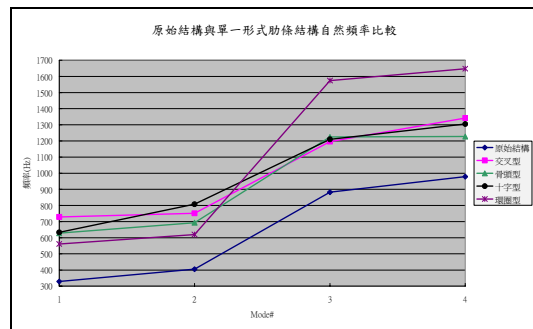


圖 12 單一形式肋條結構自然頻率圖

將四種單一形式肋條結構經模態分析的 ANSYS 結果檔 (*.rst) 匯入 SYSNOISE 進行聲場模擬。流體參數、邊界條件、場點網格與音源設置皆與先前相同，模型與場點位置如同圖 4 所示。將模擬所得第 25 場點的聲壓值列於圖 13；結果顯示結構改良後的聲壓值在 125Hz 時，交叉型與骨頭型肋條降低 3.1dB，十字型肋條降低 3.7dB，環圈型肋條降低 7dB；在 250Hz 時交叉型

肋條降低 3.7dB，十字型肋條降低 5.7dB，骨頭型肋條降低 5.3dB，環圈型肋條降低 6.1dB；顯示隔音效果已有提升，其原因可從圖 12 看出改良結構的自然頻率均在 355Hz(250Hz 的上限頻率)之上，已避開因共振而導致隔音效果降低；比較這四種單一形式肋條結構，以環圈型的隔音效果提升最多，其餘結構差異不大，推測其原因為環圈型肋條結構對於前四個模態振幅最大處皆有強化，因而能有效抑制了整體的振動。

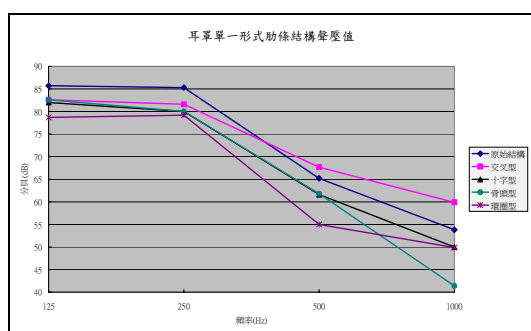


圖 13 單一形式肋條結構第25場點聲壓值

組合型肋條結構之模擬

四種單一形式肋條結構均能改善耳罩的隔音效果，以環圈型為最佳，因此本小節將這四種肋條結構加以組合運用，目的在於能同時強化前四個模態的振幅最大處，觀察是否隔音效果能進一步提升。有限元素模型的材料參數與原結構相同，邊界條件同樣為自由懸空狀態，交叉組合後提出四種組合型肋條結構，模型如圖 14 所示，將模擬所得之自然頻率列於圖 15；將模擬所得第 25 場點的聲壓值列於圖 16。

(1) 交叉環圈型肋條結構

第 1 模態頻率為 706.6Hz，第 2 模態頻率為 721.9Hz，與交叉型肋條相比略低於其第 1 模態 729.3 Hz 及第 2 模態 751.5Hz，而第 3 模態頻率為

1624.4Hz，第 4 模態頻率為 1649.1Hz，與交叉型肋條相比高於其第 3 模態 1196.1 Hz 及第 4 模態 1341.9Hz。在聲場模擬方面，比較圖 16 及圖 13，交叉環圈型在 125Hz 比交叉型低 6.2dB，250Hz 時低 3.8dB，而在 500Hz 及 1000Hz 時相差不大。

(2) 十字環圈型肋條結構

第 1 模態頻率為 649.1Hz，與十字型肋條相比高於其第 1 模態 633.6 Hz；第 2 模態頻率為 736.0Hz 低於十字型的 807.7Hz，而第 3 模態頻率為 1603.9Hz 及第 4 模態頻率為 1610.7Hz，均高於十字型肋條之第 3 模態 1210.4Hz 及第 4 模態 1305.0Hz。比較圖 16 及圖 13，可知十字環圈型在 125Hz 比十字型低 7.0dB，250Hz 時低 4.1dB，500Hz 時低 5.2dB，1000Hz 時低 7.6dB，隔音效果均提高不少。

(3) 交叉十字型肋條結構

第 1 模態頻率為 894.8Hz，高於交叉型的 729.3 Hz(加強 1.2 倍)及十字型的 633.6 Hz(加強 1.4 倍)；第 2 模態頻率為 973.0Hz，高於交叉型的 751.5 Hz(加強 1.3 倍)及十字型的 807.7 Hz(加強 1.2 倍)；第 3 模態頻率為 1436.9Hz，高於交叉型的 1196.1 Hz(加強 1.2 倍)及十字型的 1210.4 Hz(加強 1.2 倍)；第 4 模態頻率為 1665.8Hz，高於交叉型的 1341.9 Hz(加強 1.2 倍)及十字型的 1305.0 Hz(加強 1.3 倍)；可以發現同時施加交叉型及十字型肋條比交叉肋條或十字肋條單一使用時更能提升剛性。而在聲場模擬方面，交叉十字型在 125Hz 比交叉型低 1.1dB，比十字型低 0.5dB；在 250Hz 比交叉型低 3.2dB，比十字型低 1.2dB；在 500Hz 比交叉型低 19.8dB，比十字型低 13.7dB；在 1000Hz 比交叉型低 11.1dB，比十字型低 1.2dB，故知在 125Hz 與 250Hz 時之改進成效不大。

(4) 交叉十字環圈型肋條結構

第 1 模態頻率為 756.2Hz，略高於交叉型的 729.3 Hz、十字型的 633.6 Hz(加強 1.2 倍)及環圈型的 561.1 Hz(加強 1.3 倍)；第 2 模態頻率為 803.3Hz，高於交叉型的 751.5 Hz(加強 1.1 倍)及環圈型的 619.8 Hz(加強 1.3 倍)，但略低於十字型的 807.7 Hz；第 3 模態頻率為 1619.9Hz，高於交叉型的 1196.1 Hz(加強 1.4 倍)，十字型的 1210.4Hz(加強 1.3 倍)及環圈型的 1574.3 Hz；第 4 模態頻率為 1668.4Hz，高於交叉型的 1341.9 Hz(加強 1.2 倍)，十字型的 1305.0 Hz(加強 1.3 倍)及環圈型的 1647.4 Hz，可以得知組合三種基本肋條後的剛性比單一形式肋條結構還高。比較圖 16與圖 13，交叉十字環圈型在 125Hz、250Hz 及 500Hz 的聲壓值均低於交叉型、十字型與環圈型，在 1000Hz 時略高於十字型及環圈型(但相差不足 1dB)，隔音效果還是優於單一形式肋條結構。

綜合以上所述，組合型肋條結構能更進一步抑制振動，加強隔音效果；十字環圈型與交叉十字環圈型在隔音表現上均較好。

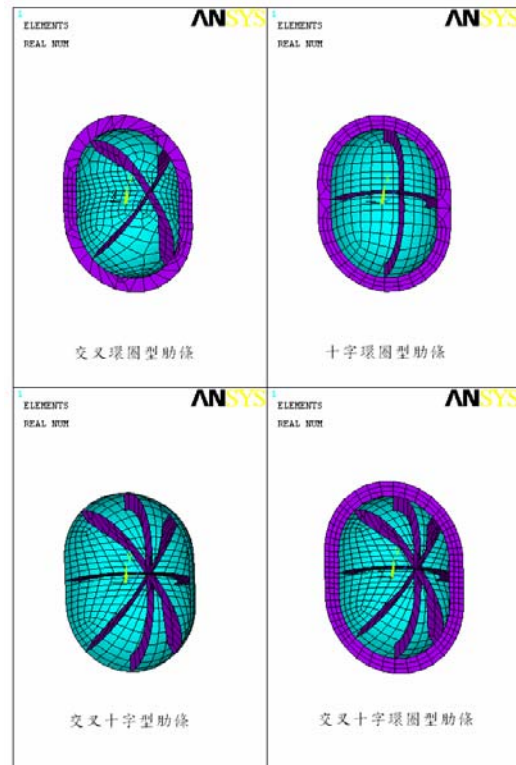


圖 14 組合型肋條結構模型圖

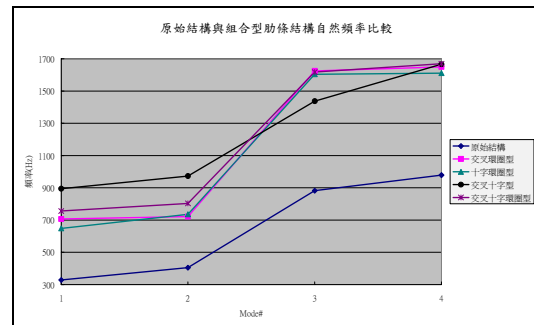


圖 15 組合型肋條結構自然頻率圖

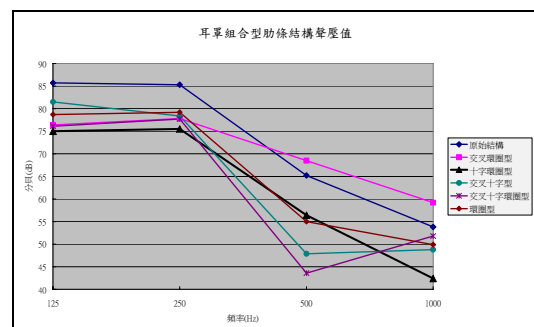


圖 16 組合型肋條結構第 25 場點聲壓值

組合型肋條結構(鋼肋條)之模擬

組合型肋條的隔音效果比單一形式肋條更佳，但是使用了較多的材料，使得質量增加也讓使用者佩戴的負擔加重。因此本小節考慮更換肋條的材質，期望能減少肋條之質量而不減低其強化結構之效果；基於此考量選用鋼(Steel)作為強化肋條的材質。鋼的密度 ($7800\text{kg}/\text{m}^3$) 為 PVC 密度 ($1300\text{kg}/\text{m}^3$) 的 6 倍，使用原 PVC 材料的肋條厚度為 1cm，換成鋼材之後肋條厚度約為 1.67mm 即可保持質量相同，因此在本模擬中定為 1.5mm 使整體肋條質量略為降低。

有限元素模型的外殼部份材料仍為 PVC，肋條的部份換成鋼材，邊界條件同樣為自由懸空狀態，模型如同圖 14。將模態分析所得之自然頻率列於圖 17；聲場模擬所得第 25 場點的聲壓值列於圖 18。

比較圖 17 與圖 15 可以發現，肋條換成鋼材之後四種組合型肋條之第 1 模態頻率均提高到 1000Hz 以上，剛性均大幅度提升，而在各種組合型肋條中以有環圈肋條型之結構的頻率提升較多。但是比較圖 18 與圖 16 可得知，將肋條換成鋼材的改良結構模擬所得的聲壓值與原材質肋條相差不大，隔音效果並未加強。

將肋條材質換成鋼材後，雖然自然頻率會因結構剛性之大幅提升而同樣地增高許多，但在聲場模擬的結果卻顯示隔音效果並未增加，據此判斷應為其他因素所導致。影響聲場的另一因素為結構的振動量，因此須觀察結構的位移；由於正向(normal)位移(其實是正向質點速度)才會對耳罩內之聲壓有所影響。

以十字環圈型肋條為例，將兩種

肋條材質(PVC與鋼)之正向位移列於圖 19，結果顯示在 125Hz 及 250Hz 時鋼肋條的位移僅略大於 PVC 肋條，而在 500Hz 及 1000Hz 兩者相差更小，顯示換成鋼材後對結構面各點之正向速度振動之抑制不佳。

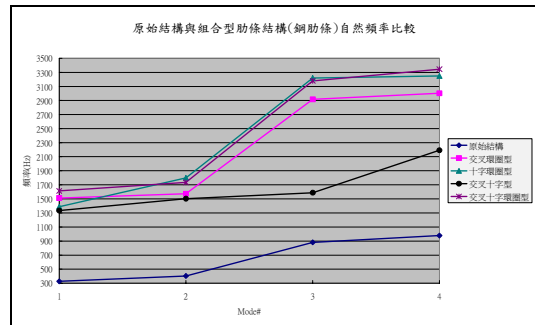


圖 17 組合型肋條結構(鋼肋條)自然頻率圖

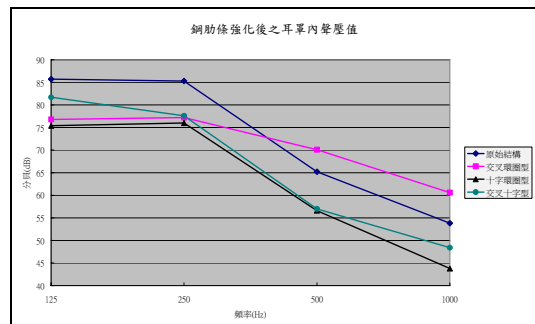


圖 18 鋼肋條強化後之耳罩內第 25 場點聲壓值

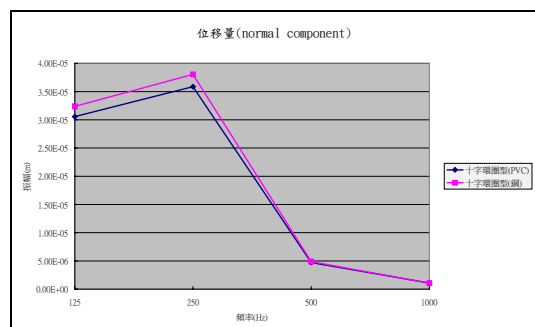


圖 19 PVC 材質肋條與鋼肋條強化結構之正向最大位移值

環圈型肋條之探討

由單一形式肋條結構及組合型肋條結構的模擬分析結果得知，環圈型

肋條的施加對於改善耳罩隔音效果其功效最為顯著，因此本小節針對環圈型肋條做進一步的探討。

以隔音效果最佳的十字環圈型肋條為例，將環圈肋條的寬度及厚度均增為 2cm，建立出新的有限元素模型如圖 20所示；材料同樣為PVC材質，邊界條件為自由懸空狀態，將自然頻率列於圖 21，觀察可以發現環圈肋條增加寬度及厚度對於剛性的提升有極為顯著的效果。

聲場模擬所得第 25 場點的聲壓值列於圖 22，可以得知增加環圈肋條寬度及厚度在各頻率的隔音效果均有提升，與 1cm寬及厚的環圈肋條相比，在 125Hz時增加 4.9dB，在 250Hz時增加 4.6dB，在 500Hz時增加 4.2dB，在 1000Hz時增加 9.1dB。

將十字環圈型肋條(1cm&2cm)的正向位移列於圖 23，顯示在 125Hz、250Hz、500Hz三個頻率時十字環圈型肋條 2cm的正向位移均約為環圈肋條為 1cm時之一半，可見證環圈肋條對抑制振動量極為有效。

將所有改良模型與耳罩原始結構相比較之隔音效果增加值列於圖 24，結果顯示以十字環圈型肋條的隔音效果最佳，與耳罩原始結構相比較，在 125Hz時增加 10.7dB，250Hz時增加 9.8dB，500Hz時增加 8.8dB，1000Hz時增加 11.4dB。在環圈型肋條的探討中，可以得知增加環圈肋條寬度及厚度對隔音效果能進一步提升，與耳罩原始結構相比較，十字環圈型肋條(寬度及厚度 2cm)在 125Hz時增加 15.6dB，250Hz時增加 14.4dB，500Hz時增加 13dB，1000Hz時增加 20.5dB。

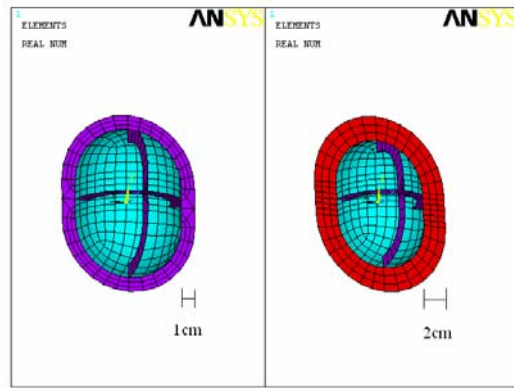


圖 20 十字環圈型肋條(1cm & 2cm) 結構模型圖

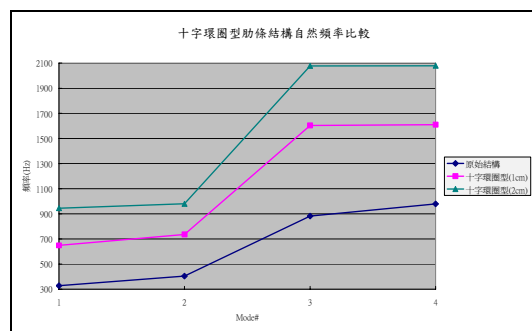


圖 21 十字環圈型肋條結構自然頻率比較圖

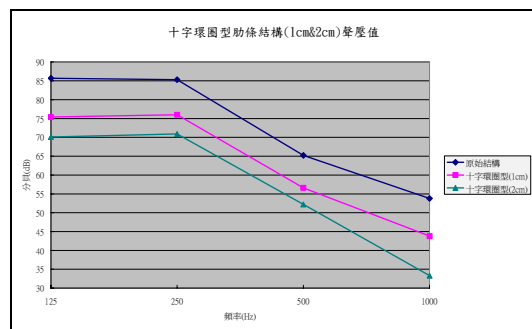


圖 22 十字環圈型肋條結構 (1cm&2cm)第 25 場點聲壓值

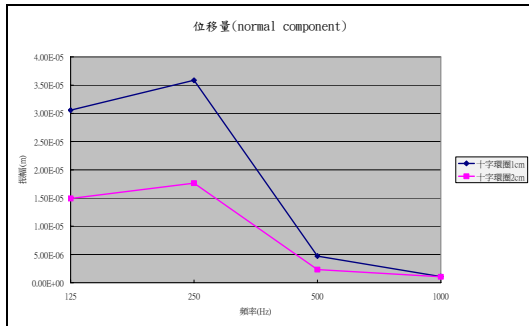


圖 23 十字環圈型肋條(1cm&2cm)之正向最大位移值

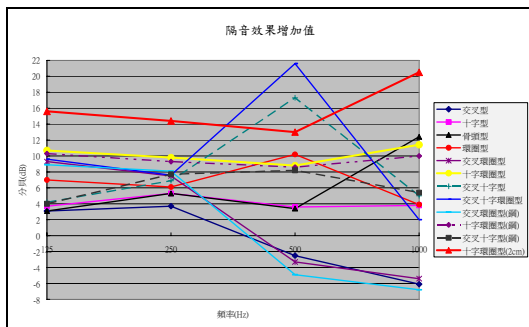


圖 24 改良模型隔音效果增加值

結論

- (1) 本研究以實驗量測耳罩的插入損失，在 1/1 八音程中心頻率 125Hz 的插入損失不足 3dB，在 250Hz 時約 7 至 10dB，500Hz 時約 22 至 25dB，1000Hz 以上則可達 30dB 以上；故知原耳罩在低於 250Hz 之隔音效果極差，而在 1000Hz 以上之隔音效果才滿足所需。
- (2) 本研究提出了數種以肋條強化結構的方式，提升耳罩的剛性以改善隔音效果。模擬結果顯示，除了提高剛性之外還須同時抑制結構的振動量，才能有效地增加隔音效果。

- (3) 肋條施加的位置必須在結構動態振幅最大處，才能有效地提升剛性，在各種單一形式肋條中，以環圈型肋條的效果最為顯著；而組合型肋條亦優於單一形式肋條，模擬結果以十字環圈型之組合肋條的隔音效果為最佳，與耳罩原始結構相比較，在 125Hz 時增加 10.7dB，250Hz 時增加 9.8dB，500Hz 時增加 8.8dB，1000Hz 時增加 11.4dB。在環圈型肋條的探討中，可以得知增加環圈肋條的寬度及厚度後能對隔音效果做更進一步的提升，與耳罩原始結構相比較，十字環圈型肋條(寬度及厚度 2cm)在 125Hz 時增加 15.6dB，250Hz 時增加 14.4dB，500Hz 時增加 13dB，1000Hz 時增加 20.5dB。

參考文獻

- [1] 張錦松、韓光榮、張錦輝，噪音振動控制，高立圖書有限公司，2004。
- [2] LMS Inc. Company, SYSNOISE Ver 5.5 User's Manual, 2000.
- [3] Vergara, F., Gerges, S. N., and Birch, R. S., "Numerical and Experimental Study of Impulsive Sound Attenuation of an Earmuff," Shock and Vibration, Vol. 9, No. 4, pp. 245-251, 2002.