

高爾夫木桿鈦球頭於振動模態與敲擊聲音之關聯性探討

王栢村¹、丁國基²、黃裕仁³、陳詠升³

¹ 國立屏東科技大學 機械工程系 教授

² 國立屏東科技大學 機械工程系 研究生

³ 大田精密工業股份有限公司研發中心

E-mail:wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

本文對高爾夫木桿鈦球頭結合有限元素分析與實驗模態分析進行模型驗證並探討不同衝擊頭對球頭振動與聲音關聯性。首先以ANSYS架構球頭限元素模型並進行模態分析，同時也由實驗模態分析求得實際結構模態參數，並以實驗之自然頻率為基準，執行球頭參數最佳化分析，使理論模型與實際球頭模態參數相吻合完成模型驗證，於實驗模態分析時，也架設麥克風以不同衝擊頭量測球頭聲音線性頻譜，以期了解振動模態與聲音輻射之關聯性。結果顯示鈦球頭有限元素模型在模態參數，即自然頻率與模態振型與實驗對應上相當吻合，並得到等效實際結構之有限元素模型。而不同衝擊頭則激發出不同聲音頻譜特性，且經觀察後發現，球頭頻率響應函數與聲音峰值頻率有重大關聯性。本文所驗證球頭等效模型於未來可進一步對高爾夫球具振動特性與擊球聲音進行一完整探討。

關鍵字：有限元素分析、實驗模態分析、振動模態、聲音輻射、模態參數。

1. 前言

高爾夫球是目前相當受歡迎的運動項目之一，而球場上的競爭越來越激烈，往往因球具的品質影響比賽的結果，因此對球具的品質要求也越來越講究，而在種種的需求下，開發新式球具都必須消耗大量的設計時間及耗材成本，因此逐漸以電腦模擬技術以縮短開發時間及成本，以現代工業的技術製造出高品質的球具並非難事，但球具必須包含及打擊性能佳及打擊聲響悅耳兩種特性，使擊球性能增加提升球賽可看性的同時擁有極佳擊球聲響。

在高爾夫球桿的設計與開發上有關振動與聲音在目前大都結合有限元素分析(Finite Element Analysis, FEA)與實驗模態分析(Experimental Modal Analysis, EMA)的方法做探討，在王等人[1]對一高爾夫球頭素片進行實驗模態分析，結合最佳化分析求得球頭之機械性質，並進一步對球頭做模型驗證，接著探討聲音與振動模態之關連性，結果發現在打擊面、頂面及底面，三個面之振動模態皆有與聲音較大之關連性。王等人[2]進行球頭及球桿聲音量測，探討球頭與球具聲音關聯性以及室內與室外球具擊球聲音之差異，發現由於室內敲擊力與室外不同，導致室內擊球聲音較低，且發現所研究之高爾夫球桿，於球頭與球具在振動及聲音之響應曲線圖皆很相似表示此球桿不因球頭組桿後對振動及聲音無顯著的影響。王等人[3]利用理

論有限元素分析與實驗模態分析，對球頭結構進行模型驗證，並且透過聲音量測結果探討球頭聲音與振動之關係，藉此由球桿振動特性來改善球桿的聲音品質。王等人[4]對5種不同高爾夫球桿進行室外擊球聲音量測，將所量測到之聲音頻譜，以樂音的角度進行差異性探討，而由分析結果推測，擊球聲音頻譜較高之峰值比例在2、1.5個全音之球桿有較佳之擊球聲響。而康等人[5]結合儀器對不同樂器進行聲音頻譜分析，定義出好聽聲音基準，並進行實際擊球，擷取擊球聲響頻譜圖與理論進行比較評估，建立起聲音頻譜特性與聲音品質之關係。翁與康[6]對不同1號木桿利用聲音量測做頻譜及音質分析，發現較大振幅的峰值稱為基音，基音的數目和強弱則影響到聲音的音色，最後再藉由模擬方法，得到結構設計對於音響性質改變的影響。Roberts *et al.*[7]將擊球聲響分為分成五種特性，利用主觀與客觀兩種方式進行分析，探討五種擊球聲響特性之關聯性。

而在球桿及球頭振動方面之研究，在 Cheong *et al.*[8]中對單獨球桿以結合四種實驗測試與 CAE 軟體數值進行比對分析，探討材料對高爾夫球桿(shaft)之機械參數的影響，由分析之結果得知球桿製造時，底層紋路鋪設對其特性有重大影響。王等人[9]則對一碳纖維高爾夫球桿以有限元素分析結合實驗模態分析進行模型驗證，當中以實驗自然頻率為基準，進行最佳化分析求得球桿機械性質，最後得到球桿等效模型。王等人[10]對一碳纖維高爾夫球桿以立體元素使用三種不同材料模型，建構球桿有限元素模型，同時結合自由邊界與固定邊界之實驗模態分析進行最佳化分析，分析結果發現，相同模態振型在固定邊界下之自然頻率皆比自由邊界高，阻尼也較自由邊界大，而三種不同材料模型中得知，等向性材料模型所求得之自然頻率誤差最大，以非等向性材料模型誤差最小。Hocknell *et al.*[11]利用雷射振動儀對中空高爾夫球頭進行實驗模態分析，同時建構球頭有限元素模型，並對球頭有限元素模型進行驗證。

本文主要目的在對高爾夫鈦球頭進行模型驗證，以得到等效結構之有限元素模型，並探討不同衝擊頭對球頭聲音頻譜之差異及與振動模態之關聯性，而所得鈦球頭之等效模型，可進一步應用於爾後完整球具之相關研究。

2. 有限元素分析

2.1 有限元素模型建構

圖 1 為鈦球頭實體圖，由於球頭為複雜曲面結構，因此首先利用 CAD 軟體 UG(Unigraphics)進行打擊面、頂蓋及底蓋幾何曲面修改，在球桿接合處部分則建構實體幾何形狀，再匯入 ANSYS 建構如圖 2 有限元素模型，假設結構為等向性材料，以線性殼元素 (shell63) 及線性立體元素 (solid45) 將其分為 73 不同厚度如圖 3 所示，而球頭材質雖皆為 Ti64 但表面經過不同處理，因此如圖 4 給予 5 個不同材料參數，而表 1 為球頭材料性質與厚度分佈位置，與圖 3 球頭位置相互對應。分析時以 mapped-mesh 分割，共分為 7761 個節點與 7243 個元素，模擬無外力負荷下自由邊界情況，進行模態分析以求得模態參數包括自然頻率與模態振型，再進一步於打擊面施予與實驗相對應位置之一單位外力，進行簡諧分析求取理論頻率響應函數。

2.2 最佳化分析

模型驗證目的在找到鈦球頭的材料機械性質，進行最佳化分析時，將有限元素分析之自然頻率與實驗模態分析所得之自然頻率，利用最小平方方法使誤差值必需在±10%內，表 2 為鈦球頭最佳化後材料性質，其最佳化問題定義如下：

1. 目標函數：

$$\varepsilon = \sum_{n=1}^N \varepsilon_n^2 = \left(\frac{f_n - \hat{f}_n}{\hat{f}_n} \right)^2 \quad (1)$$

其中 f_n 為理論自然頻率， \hat{f}_n 為實驗自然頻率，各模態頻率誤差 ε_n 設定在±10%內。

2. 設計變數

本文中以為等向性材料模擬鈦球頭，因此設計變數為圖 4 中鈦球頭 5 個部位之楊氏係數 (E_i), $i=1,2,3,4,5$ 與蒲松比 (ν_i), $i=1,2,3,4,5$ 。

3. 實驗方法與步驟

實驗模態分析在取得球頭之頻率響應函數與關聯性函數，並進一步由頻率域經曲線嵌合軟體，得到球頭模態域下之模態參數，而由文獻[1]得知擊球聲音與球頭有重大關聯性，因此也進行打擊聲音量測，以期了解球頭衝擊音之部位。

3.1 球頭振動模態分析

首先規劃圖 5 實驗量測點，分別於打擊面、頂蓋及底蓋各規劃 121 點，因此共量測 363 點，圖 6(a)為球頭實驗量測圖，使用棉線懸吊模擬自由邊界，以加速度計作為感測器固定於打擊面，再以衝擊錘做為激振器對球頭進行激振，透過頻譜分析儀將量測振動訊號由快速傅立葉轉換可得到頻率響應函數，如圖 7 所示，並應用曲線嵌合軟體建構出完整球頭模型進一步求得球頭模態參數，即自然頻率、模態振型，使得與有限元素模型比對上有較佳對應性。

3.2 衝擊聲音量測

本文以麥克風做為感應器，架設位置如圖 6(b)所示，位於頂蓋平面夾角 60 度距離 0.1m 處，以圖 6(c)鋼質及高爾夫球兩種不同衝擊頭做為激振器對打擊面中心位置進行衝擊聲音之量測，透過頻譜分析儀可得到自身功率頻譜密度函數 (autospectrum)，即不同衝擊頭所產生之球頭聲音線性頻譜。

4. 結果與討論

經由球頭有限元素分析與實驗模態分析，並應用最佳化分析概念，進行球頭有限元素模型參數修正，因此可針對高爾夫球頭振動特性與聲音關聯性做一探討。

4.1 球頭模型驗證

傳統在模型驗證主要以模態參數做為探討方向，因此可先對圖 8 球頭頻率響應函數及關聯性函數圖進行探討，以確認實驗之品質，討論如下：

- (1) 首先由關聯性函數圖確認實驗品質，由圖 8 關聯性函數圖與頻率響應函數，其對應下除在反共振點值較偏低外，其餘值皆接近 1，表示實驗之品質相當良好。
- (2) 在圖 8 頻率響應函數圖中有三條曲線，Experimental 為實驗 FRF、Synthesized 為嵌合曲線，Theoretical 為理論 FRF，由圖中可看出同點與不同點實驗與嵌合曲線幾乎重疊，表示曲線嵌合 (curve fitting) 所得到之模態參數即自然頻率與模態振型具有相當高之準確性。
- (3) 理論 FRF 在 0~4500Hz 與實驗幾乎重疊，而 4500Hz 以上整體趨勢與峰值也都有良好對應，因此就頻率響應函數比對結果來看可說是相當良好。

在確認實驗品質正確性及理論 FRF 與實驗對應上相當良好，因此可以以實驗所得到之模態參數做為基準，將實驗與理論模態參數彙整成表 3，包括球頭 FEA、EMA 自然頻率與模態振型比較及模態振型保證指標 (MAC)，進行實驗與理論自然頻率與模態振型比較，討論如下：

- (1) 由表 3 得知球頭理論分析與實驗量測對應自然頻率除 2404.7Hz、3323.6Hz、3841.4Hz、5436.2Hz 及 7868.9Hz 誤差在 3~4%，其餘所對應模態絕大多數皆在 2% 以內，顯示在自然頻率驗證品質相當良好。
- (2) 在模態振型方面，可由模態振型保證指標 (MAC) 數值比對做判斷，其值越接近 1，代表模態振型對應性佳。以 E2、E4 模態為例，頻率誤差在 1.9% 內，MAC 比對打擊面、頂蓋及底蓋皆在 0.75 以上，代表模態對應良好。
- (3) 由表 3 可發現頂蓋與底蓋 MAC 對應上，其值偏低，乃因實驗時加速度計固定在打擊面上，且頂蓋與底蓋多不規則曲面所導致。從

- (4) 球頭結構角度來看，除打擊面厚度較均勻外，頂蓋分為48個不同厚度，底蓋則分為19個不同厚度，且以線性殼元素(shell63)架構球頭，將每一不同厚度區塊，視為均勻且相同厚度，與實際結構中每個不同厚度區塊是漸變而成有些許差異，因此推測也是造成頂蓋與底蓋MAC值偏低原因之一。
- (5) 就打擊面而言，整體趨近平面因此可做為MAC參考面，且其值大都在0.6~0.99之間顯示出振型對應上可說是相當良好。

綜合以上幾點來看，球頭有限元素模型在模態參數，即自然頻率及模態振型與實驗量測比對上有一致吻合度，因此此有限元素模型可視為等效鈦球頭實體結構。

4.2 球頭衝擊音與振動模態關聯性

表4球頭振動模態振與聲音頻率對照表，圖9及圖10則分別為不同衝擊頭振動與聲音線性頻譜與不同衝擊頭聲音線性頻譜比較圖，一般高爾夫球員在進行揮桿時，皆以球頭打擊面中心點作為擊球基準點，因此將針對球頭打擊面中心點，進行不同衝擊頭振動模態與衝擊音探討，討論如下：

- (1) 圖9(a)為以鋼衝擊頭所量得之頻率響應曲線與聲音線性頻譜，得知聲音線性頻譜在頻率4018.75Hz、4137.5 Hz、4237.5 Hz、4462.5 Hz、5031.3 Hz有較大之擊球聲響，分別為62.26 dB、60.2 dB、70.66 dB、60.28 dB、60.65dB，且都為球頭打擊面(1,1)振動模態。
- (2) 圖9(b)為以高爾夫球衝擊頭所量得之頻率響應曲線與聲音線性頻譜中，可發現較大擊球聲響分佈在頻率1731.25Hz、2000Hz、3651.5Hz、4238.1Hz、4720.2Hz，此頻率峰值不但涵蓋打擊面、頂蓋與底蓋(1,1)模態，也包括頂蓋(3,1)及底蓋(1,3)模態，因此可推測以高爾夫球做為衝擊頭，三個球頭面face、crown、sole之(1,1)、(3,1)、(1,3)模態會主導擊球聲音可能性相當大。
- (3) 對鋼質及高爾夫球衝擊頭進行衝擊聲音線性頻譜比較，可由圖10可明顯看出鋼質衝擊頭衝擊時與球頭接觸時間短，導致激發頻寬高，使得在高頻4000~10000Hz激發出較高之聲響，反之，高爾夫球衝擊頭接觸時間長，使得低頻頻率被激發出較高之聲響。
- (4) 而由表4為球頭振動模態振與聲音頻率對照表，可看出兩種衝擊頭所激發聲音皆與振動模態相互對應，都涵蓋打擊面(1,1)模態，且鋼質較高爾夫球衝擊頭衝擊聲響平均高出8~9dB，顯示鋼質衝擊頭可激發出較高之衝擊聲響。

5. 結論

本文結合有限元素分析與實驗模態分析，對高爾夫木桿鈦球頭進行模型驗證，以及振動模態與聲音關聯性分析，經由上述之討論得到以下幾點結論：

- (1) 球頭模型經由CAD將曲面重新建置，並於CAE中使用線性殼元素及線性立體元素架構出球頭有限元素模型使得分析模型在幾何形狀更加細緻與精準。
- (2) 本文進行之在實驗模態分析，對打擊面、頂蓋及底蓋同時量測，可減少打擊面、頂蓋及底蓋獨立實驗所造成頻率之誤差。
- (3) 建構球頭有限元素模型在與實驗量測比對下，自然頻率大都在2%內，且振型比對MAC值多在0.6~0.99之間表示模型驗證相當成功，此有限元素模型可等效於球頭實體結構。
- (4) 球頭聲音頻譜量測，使用鋼頭衝擊鉗所激發頻寬高，因此在高頻部分產生較高之聲響，而高爾夫球頭衝擊鉗衝擊頻寬小較能將低頻聲音激發出來。
- (5) 承(4)鋼頭與高爾夫球頭衝擊頭所激發聲音皆與振動模態相互對應，鋼頭衝擊鉗聲響集中在4000~5000Hz峰值頻率，且都為打擊面(1,1)模態，而高爾夫球頭衝擊鉗則平均分佈在1700~4700Hz，並且包含頂蓋及底蓋(1,1)、(1,3)、(3,1)模態。

6. 參考文獻

1. 王栢村，陳又毓，許燕吉，高毓廷，黃裕仁，謝佳雄，2007，「高爾夫球頭聲音與振動模態關聯性探討」，2007『屏東科技大學』暨『北京科技大學』第二屆學術交流研討會，屏東，論文編號：C006。
2. 王栢村，陳又毓，高毓廷，黃裕仁，陳詠升，2007，「高爾夫球具擊球聲音與振動模態關聯性探討」，第十六屆中華民國振動與噪音工程學術研討會，台北，論文編號：048。
3. 王栢村，林昆正，徐川洋，2003，「高爾夫球頭振動與聲音相關聯性之探討」，中華民國音響學會第十六屆學術研討會論文集，台北，第212-219頁。
4. 王栢村，李建興，許燕吉，高毓廷，謝佳雄，2006，「不同高爾夫球桿擊球之音頻特性分析」，中華民國音響學會第十九屆學術研討會論文，台南，第67-73頁。
5. 康淵，溫柏青，鍾文仁，張永鵬，王俊傑，2003，「高爾夫球木桿頭力學與音響」，中華民國第二十屆機械工程研討會論文集，台北，第1009-1016頁。
6. 翁焜煌，康淵，2005，「高爾夫1號木桿頭打擊聲響品質之頻譜分析研究」，大專高爾夫學刊，第三期，第26-39頁。
7. Roberts, J. R., Jones, R., Mansfield, N. J., and Rothberg, S. J., 2005, "Evaluation of Impact Sound on the Feel of a Golf Shot," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 287, pp. 651-666.

8. Cheong, S. K., Kang, K. W., Jeong, S. K., 2006, "Evaluation of the Mechanical Performance of Golf Shafts," *Engineering Failure Analysis 13th*, pp. 464-473.
9. 王栢村, 洪研庭, 劉文全, 2003, 「碳纖維高爾夫球桿材料機械性質探討」, *中華民國振動與噪音工程學會第十一屆學術研討會論文集*, 台北市, 第63-69頁。
10. 王栢村, 廖學任, 李建興, 2005, 「不同材料模型於碳纖維之機械性質探討」, *第十三屆中華民國振動與噪音工程學術研討會*, 彰化, 論文編號：E3。
11. Hocknell, A., Mitchell, S. R., Jones, P., and Rothberg, S. J., 1998, "Hollow Golf Club Head Modal Characteristics: Determination and Impact Applications," *Experimental Mechanics*, Vol. 38, pp. 140-146.

Correlation Study Between Vibration Modes and Sound of Titanium Golf Club Head

Bor-Tsuen Wang¹, Kuo-Chi Ting², Yu-Ren Huang³,
Yung-Sheng Chen³

¹ Professor

² Graduate student

^{1,2} Department of Mechanical Engineering National
Pingtung University of Science and Technology

³ Engineer

³ O-TA Precision Industry Co., Ltd

Abstract

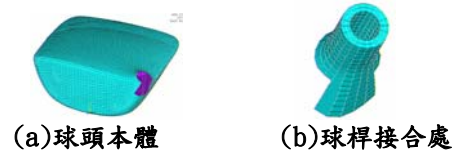
This work combines both finite element analysis (FEA) and experimental modal analysis (EMA) to perform model verification for a titanium golf club head and discusses the impact sound characteristics correlated to vibration modes of the club head. First, the finite element code, ANSYS software, is used to construct the FE model and solve for modal parameters of the club head. The EMA is then carried out to experimentally determine the modal properties. Base on the experimental results, the FE model of the club head can be adjusted and validated. In experiments, the impact sound spectra are also recorded for different types of impact heads and studied to realize the correlation between the structural sound radiation and vibration modes. Results show that the FE model for the club head can be well verified in terms of modal parameters comparison. The peak resonant frequencies of the club head impact sound due to different impact heads reveal different peak amplitudes of sound pressure levels and are strongly related to the club head vibration modes. The validated club head FE model can be applied to further analysis for impact sound prediction of different club head designs.

Keywords: finite element analysis (FEA), experimental modal analysis (EMA), vibration modes, sound radiation, modal parameters

8. 圖與表

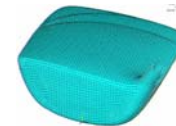


圖1鈦球頭實體圖



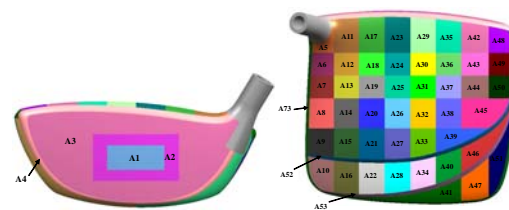
(a)球頭本體

(b)球桿接合處



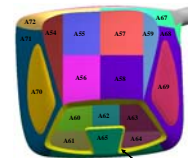
(c)完整鈦球頭有限元素模型

圖2鈦球頭有限元素模型示意圖



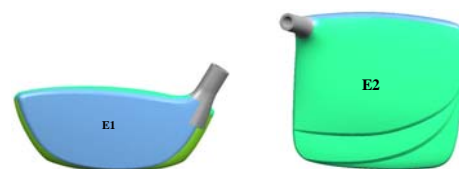
(a)打擊面

(b)頂蓋



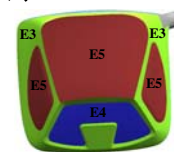
(c)底蓋

圖3球頭厚度位置分佈圖



(a)打擊面

(b)頂蓋



(c)底蓋

圖4鈦球頭材料性質位置分佈圖

表 1 球頭各部位之材料性質與厚度

位置	厚度mm	位置	厚度mm	位置	厚度mm	材料性質	位置
A1	3.3	A26	0.74	A51	1.05	E1	打擊面 A1~A4
A2	3.14	A27	0.81	A52	0.85		
A3	2.8	A28	1.05	A53	0.9		
A4	1.5	A29	0.58	A54	0.8		
A5	1.3	A30	0.6	A55	0.9	E2	頂蓋 A5~A53 A73
A6	0.58	A31	0.52	A56	0.8		
A7	0.6	A32	0.78	A57	0.9		
A8	0.72	A33	0.65	A58	0.8		
A9	0.72	A34	1.05	A59	0.8	E3	底蓋 A65,A67,A68 A71,A72
A10	1	A35	0.57	A60	0.88		
A11	0.82	A36	0.65	A61	0.78		
A12	0.58	A37	0.62	A62	0.8		
A13	0.72	A38	0.73	A63	0.72	E4	底蓋 A60~A64
A14	0.78	A39	0.63	A64	0.72		
A15	0.84	A40	1.05	A65	0.8		
A16	1	A41	1.05	A66	1.1		
A17	0.64	A42	0.82	A67	1.36	E5	底蓋 A54~A59 A69,A70
A18	0.57	A43	0.71	A68	1.3		
A19	0.67	A44	0.63	A69	0.72		
A20	0.62	A45	0.7	A70	0.85		
A21	0.67	A46	1.05	A71	0.8		
A22	0.84	A47	1.05	A72	1.36		
A23	0.6	A48	0.93	A73	0.7		
A24	0.54	A49	0.8				
A25	0.65	A50	0.8				

表 2 鈦球頭材料性質

材料性質	E1	E2	E3	E4	E5
楊氏係數 E_x (GPa)	106.23	124.55	137.84	141.35	132.56
蒲松比 ν_{xy}	0.322	0.323	0.31	0.34	0.33

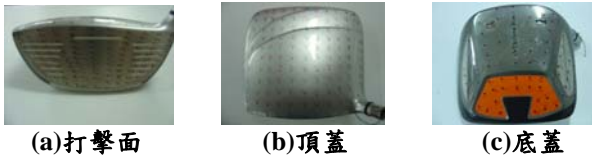


圖 5 敲擊點規劃圖

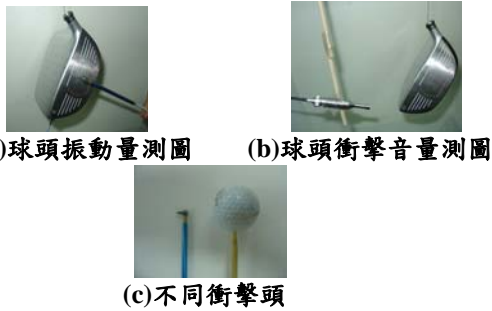


圖 6 球頭振動與聲音量測圖

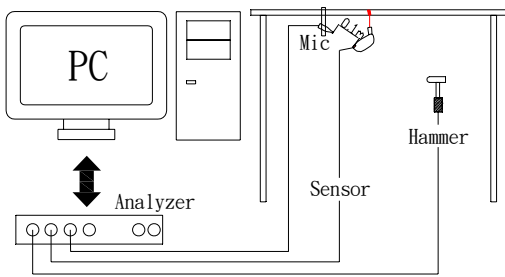
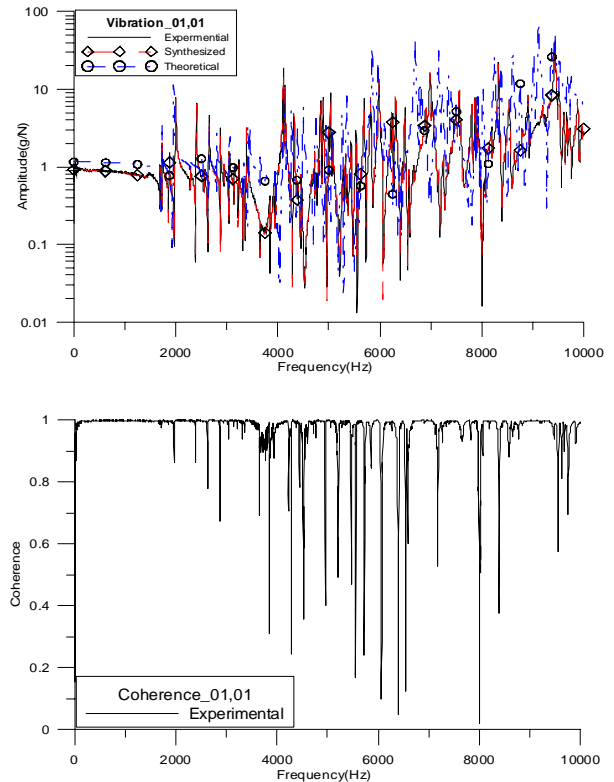
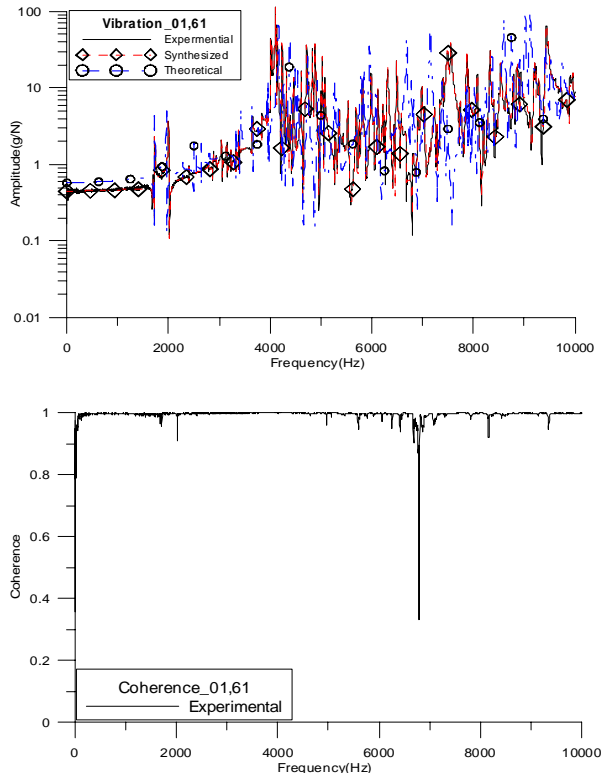


圖 7 球頭振動與聲音儀器架設示意圖



(a) $H_{ij}=H_{01,01}$



(b) $H_{ij}=H_{01,61}$

圖 8 球頭頻率響應函數及關聯性函數圖

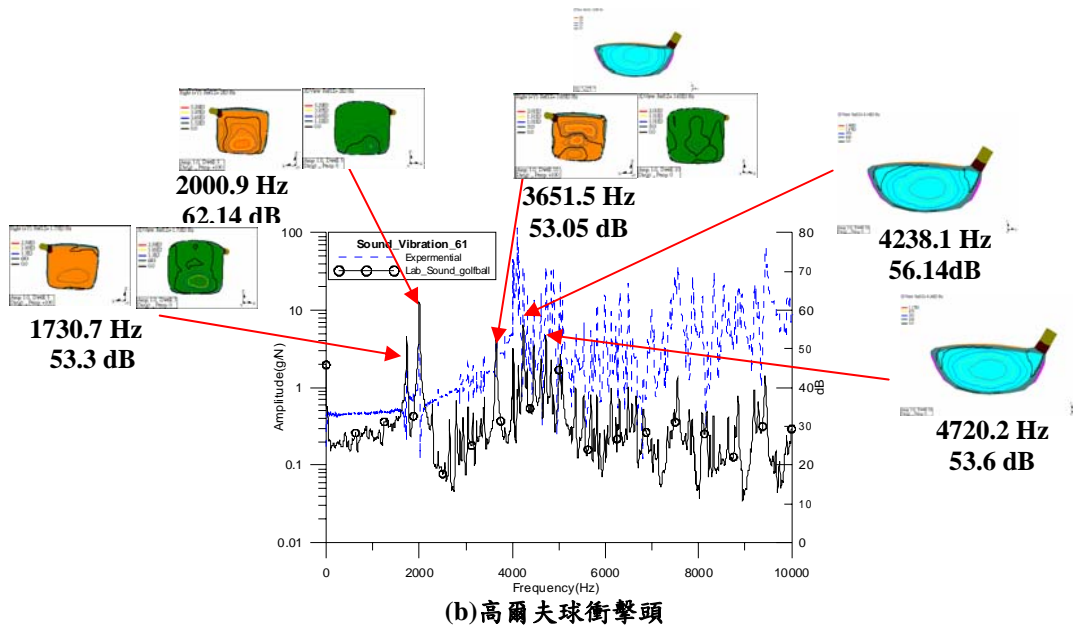
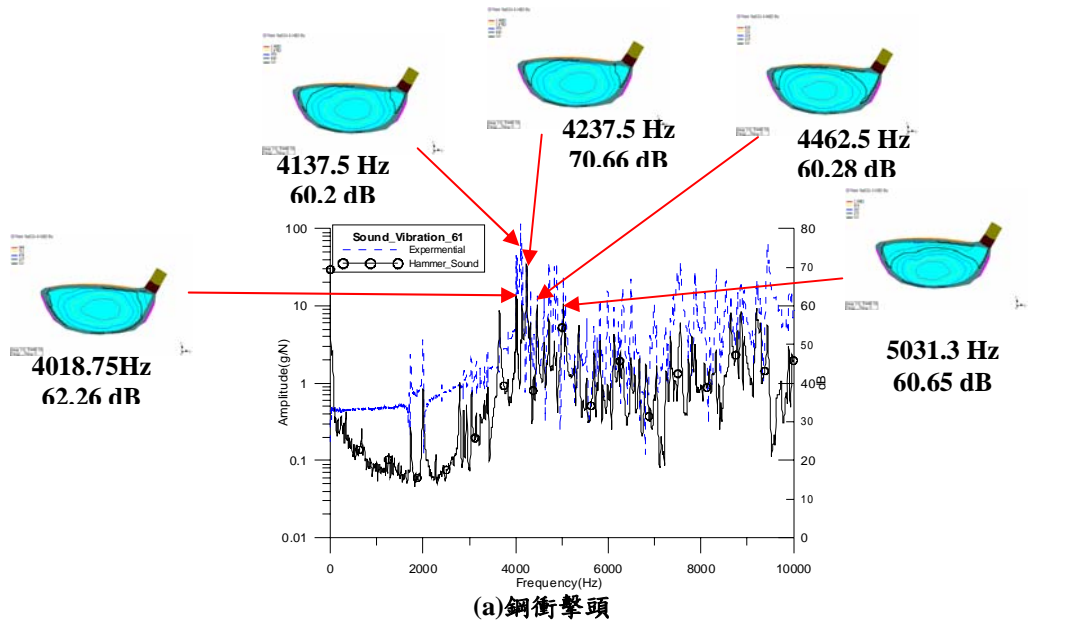


圖 9 不同衝擊頭振動與聲音線性頻譜圖

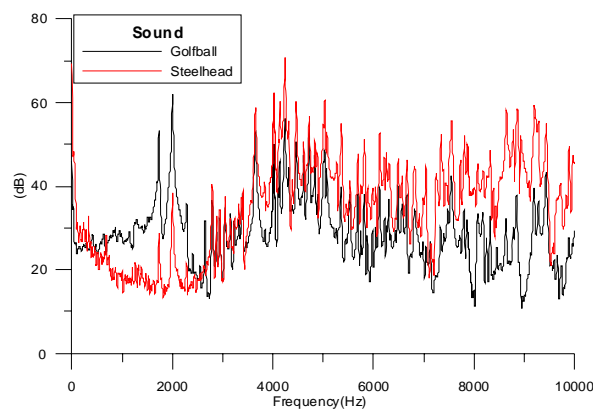


圖 10 不同衝擊頭聲音線性頻譜比較圖

表 3 球頭 FEA 與 EMA 自然頻率與模態振型保證指標(MAC)比較表

EMA			FEA			MAC			EMA			FEA			MAC		
Mode	Freq.(Hz)	Damp%	Mode	Freq.(Hz)	Err%	Face	Crown	Sole	Mode	Freq.(Hz)	Damp%	Mode	Freq.(Hz)	Err%	Face	Crown	Sole
E01	1692.7	0.169							E47	6048.6	0.107	F35	5962.3	-1.43	0.79	0.032	0.003
E02	1730.7	0.185	F01	1731.9	0.07	0.99	0.97	0.84	E48	6124.4	0.075	F37	6176.8	0.86	0.839	0.016	0.003
E03	1869.4	0.158							E49	6222.9	0.088						
E04	2000.9	0.166	F02	1963.8	-1.85	0.964	0.925	0.57	E50	6254.9	0.077	F38	6283.1	0.45	0.876	0.027	0.209
E05	2285.2	0.164	F03	2285.5	0.01	0.891	0.909	0.423	E51	6311.8	0.118	F39	6392.5	1.28	0.536	0.16	0.003
E06	2404.7	0.06	F04	2499.4	3.94	0.173	0.684	0.013	E52	6441.2	0.104						
E07	2550.5	0.175	F05	2546.6	-0.15	0.106	0.452	0.174	E53	6489.4	0.084						
E08	2649.8	0.143	F06	2652.1	0.09	0.623	0.92	0.011	E54	6571.7	0.07	F40	6526.5	-0.69	0.364	0.112	0.1
E09	2792.6	0.114	F08	2805.2	0.45	0.351	0.761	0.025	E55	6670.0	0.113	F41	6696	0.39	0.41	0.123	0.03
E10	2877.3	0.066							E56	6807.1	0.121	F43	6821.8	0.22	0.418	0.001	0.115
E11	2943.0	0.143							E57	6905.0	0.114	F44	6988.1	1.20	0.789	0.002	0.108
E12	3048.1	0.123	F09	3057.5	0.31	0.036	0.798	0.201	E58	6987.8	0.141						
E13	3151.7	0.148							E59	7022.7	0.107						
E14	3229.8	0.06							E60	7068.0	0.088						
E15	3323.6	0.105	F11	3418.1	2.84	0.839	0.269	0.682	E61	7141.3	0.081	F45	7074.3	-0.94	0.249	0.063	0.027
E16	3383.2	0.105	F12	3450.4	1.99	0.688	0.203	0.387	E62	7246.3	0.137						
E17	3651.5	0.18	F13	3655.5	0.11	0.81	0.554	0.59	E63	7281.3	0.078						
E18	3841.4	0.094	F14	3757.2	-2.19	0.819	0.645	0.292	E64	7340.1	0.058	F47	7221.9	-1.61	0.793	0.04	0.111
E19	3926.5	0.135							E65	7402.0	0.075						
E20	4019.1	0.061	F15	3959.6	-1.48	0.956	0.222	0.1	E66	7491.5	0.243	F51	7569.4	1.04	0.516	0.032	0.191
E21	4107.8	0.08							E67	7554.7	0.139						
E22	4135.8	0.077	F17	4170.3	0.83	0.933	0.094	0.043	E68	7734.9	0.089						
E23	4238.1	0.07	F18	4268.3	0.71	0.77	0.018	0.104	E69	7808.4	0.086						
E24	4318.3	0.078							E70	7868.9	0.111	F55	8027.1	2.01	0.767	0.001	0.158
E25	4384.0	0.139	F19	4388.3	0.10	0.874	0.107	0.013	E71	7923.3	0.107						
E26	4461.8	0.073	F20	4499.5	0.84	0.691	0.085	0.043	E72	8077.6	0.112	F56	8158.5	1.00	0.839	0.018	0.119
E27	4612.6	0.09	F21	4544.3	-1.48	0.929	0.283	0.219	E73	8194.7	0.085	F58	8252.8	0.71	0.628	0.172	0.1
E28	4668.5	0.128							E74	8327.7	0.071	F60	8374.7	0.56	0.626	0.045	0.001
E29	4720.2	0.094	F22	4746	0.55	0.534	0.04	0.203	E75	8399.2	0.074						
E30	4762.6	0.149	F23	4815.6	1.11	0.499	0.066	0.232	E76	8538.4	0.08	F61	8462.4	-0.89	0.529	0.031	0.1
E31	4835.7	0.11							E77	8644.3	0.121	F62	8607.3	-0.43	0.666	0.023	3E-04
E32	4885.2	0.1	F24	4941.6	1.15	0.672	0.219	0.001	E78	8789.6	0.08	F63	8755.8	-0.38	0.656	0.227	0.052
E33	5005.2	0.101	F25	5003.6	-0.03	0.727	0.054	0.049	E79	8857.8	0.088	F64	8913.3	0.63	0.687	0.317	0.01
E34	5030.6	0.078							E80	8912.4	0.12	F65	9026.5	1.28	0.41	0.012	0.001
E35	5069.4	0.073	F26	5059	-0.21	0.703	2E-04	1E-04	E81	9135.8	0.068						
E36	5278.4	0.111	F28	5266.7	-0.22	0.621	0.05	1E-04	E82	9200.2	0.064	F66	9117.9	-0.89	0.44	0.04	0.003
E37	5324.9	0.121							E83	9222.1	0.089						
E38	5361.2	0.101							E84	9290.8	0.082						
E39	5436.2	0.185	F29	5288.9	-2.71	0.653	0.02	0.03	E85	9436.1	0.067	F70	9424.8	-0.12	0.636	0.001	0.148
E40	5534.7	0.092	F31	5572.6	0.68	0.865	0.065	0.175	E86	9491.4	0.096						
E41	5693.8	0.087	F32	5705	0.20	0.323	0.044	0.221	E87	9622.9	0.145	F73	9726.8	1.08	0.636	0.08	0.063
E42	5751.1	0.076	F33	5798.7	0.83	0.702	0.025	0.001	E88	9666.1	0.113						
E43	5819.5	0.1							E89	9701.7	0.1						
E44	5875.4	0.074	F34	5851.2	-0.41	0.936	0.007	0.003	E90	9730.4	0.103						
E45	5934.2	0.113							E91	9881.4	0.089						
E46	5985.2	0.104							E92	9964.5	0.094	F75	9796.3	-1.69	0.572	0.04	0.004

表 4 球頭振動模態振與聲音頻率對照表

物理意義	振動頻率		高爾夫球衝擊頭		物理意義	振動頻率		鋼衝擊頭	
			聲音頻率	dB值				聲音頻率	dB值
Crown(1,1) Sole(1,1)	E02	1730.7	1731.25	53.3	Face(1,1)	E20	4019.1	4018.75	62.26
Crown(1,1) Sole(1,1)	E04	2000.9	2000	62.14	Face(1,1)	E22	4135.8	4137.5	60.2
Face(1,1) Crown(1,3) Sole(3,1)	E17	3651.5	3646.88	53.05	Face(1,1)	E23	4238.1	4237.5	70.66
Face(1,1)	E23	4238.1	4234.38	56.14	Face(1,1)	E26	4461.8	4462.5	60.28
Face(1,1)	E29	4720.2	4718.75	53.6	Face(1,1)	E34	5030.6	5031.3	60.65