

響鈴板聲音特性探討與模型驗證

*王栢村¹、薛聿蒨¹、潘昱豪¹、趙佐晨¹、邱昱勛¹、楊茂川¹、吳盈輝²

¹ 國立屏東科技大學 機械工程系

² 國立內埔高級農工職業學校 機械科

*Email: wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

響鈴板為不銹鋼製成的打擊樂器，依照不同的尺寸設計，每個尺寸有對應的音階。本文主要探討 F4 音階響鈴板結構的聲音特性，並建構響鈴板分析模型以及進行模型驗證。首先，量測打擊響鈴板之聲音訊號，運用時頻分析、頻譜分析及衰減率分析，探討其音準、音色及連續性之聲音特性。同時，評估不同感測器的量測聲音品質，探討不同硬度琴槌敲擊的聲音特徵，以及敲擊響鈴板不同位置的聲音差異比較。其次，採用有限元素分析(Finite Element Analysis, FEA)，建構響鈴板有限元素模型，據以進行模態分析可得到理論模態參數，包括自然頻率、模態振型，進行簡諧響應分析可得到頻率響應函數(Frequency Response Function, FRF)。由實驗模態分析(Experimental Modal Analysis, EMA)可得到響鈴板的實驗模態參數。將 FEA 與 EMA 的模態參數進行比較，探討分析模型的合理性，結果顯示，分析模型可以有效預測得到結構自然頻率，也就是響鈴板的發聲頻率，對應的模態振型也相當吻合。根據響鈴板敲擊聲音特性分析與結構模型驗證之結果，發現不同感測器能夠量測到等效的聲音頻率，及可瞭解每個主要發聲頻率和結構振動模態的自然頻率相關，而不同敲擊位置由於對應模態振型的特徵，會有不同的聲音頻譜。本文提出的實驗流程與 FEA 分析方法可以用來設計不同幾何、材料的響鈴板。

關鍵字：聲音特性分析、模型驗證、有限元素分析、實驗模態分析

1. 前言

響鈴板為一種不銹鋼製之打擊樂器，演奏方式為利用琴槌敲奏，敲擊可使結構振動並傳遞至空氣以發出聲音。Wang *et al.*[1]針對 C6 音階響鈴板進行模型驗證，取得響鈴板之等效有限元素模型，以便後續進行設計變更。王等人[2]以簡諧倍頻音設計響鈴板，透過修改幾何尺寸，開發出不同音階之響鈴板。

關於樂器之聲音特性，王[3]以工程聲學講述聲音之音高與音階頻率之頻率比關係，並彙整成音階頻率對照表，以快速得知不同音階對應之音階頻率。

聲音特性大致分為音準、音色與衰減率，音準為決定聲音音高之頻率，此頻率稱為基音頻率，音色由多個泛音頻率所組成，其與基音頻率呈整數倍關係，衰減率則決定聲音之持續時間，衰減率越低聲音持續

時間越長。Wang *et al.*[4]利用泛音頻率與基音頻率之整數倍關係，配合特殊幾何形狀，開發能產生簡諧倍頻音之等寬泛音板。王等人[5]建立工具機結構之模擬分析技術，並以 EMA 取得之實驗模態參數與 FEA 取得理論模態參數進行模型驗證。單一零組件、次組件以及整體組件由小到大進行驗證，研究結果可確認多組件分析模型等效於實際結構。

精密麥克風經常作為量測聲音之感測器，但其量測成本較高，若無精密的量測需求，透過手機量測更為方便迅速，劉等人[6]以精密麥克風作為量測儀器，並由量測得到之吸聲係數與距離的關聯性，探討麥克風最佳的量測位置，發現對準受測物中心時，量測到之聲音輻射品質最佳。李等人[7]透過不同的手機系統外接麥克風，與噪音計量測粉紅噪音比較三者之聲音大小總量，發現 iOS 系統量測值最接近噪音計。

當樂器被演奏時，樂器結構之振動會傳遞至空氣以發出樂音，Deutsch [8]提出對樂音本質的理解，認為聲音的產生是藉由結構振動傳遞至空氣，使其產生聲波傳到人耳，而人類可透過聲波之音高與響度分辨不同聲音之差異。

本文以不同感測器、槌頭硬度及敲擊位置探討響鈴板之聲音特性，感測器包含精密麥克風與智慧型手機，敲擊位置包含中間點與角落點，接著以精密麥克風量測之聲音壓力自身功率頻譜，加速度規量測之加速度頻率響應函數校正響鈴板之有限元素模型，以探討 EMA 與聲音之關聯性，未來可應用於易受質量效應影響之結構的模型驗證，以取得更仿真之分析模型，確認分析模型與實際結構之等效性，最後探討聲音特性分析之聲音頻譜與 EMA 之振動模態的關聯性。

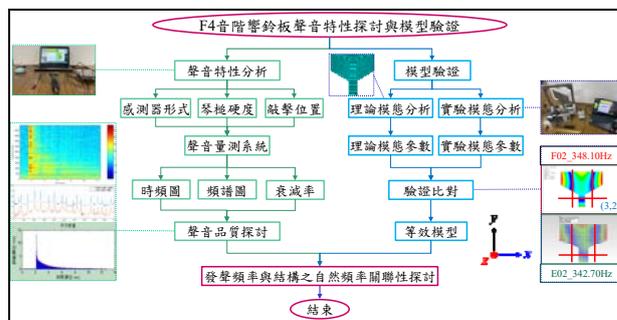


圖 1 F4 音階響鈴板聲音特性探討與模型驗證流程圖

2. F4 音階響鈴板之聲音特性探討

本文欲了解響鈴板於不同工況下之聲音特性，圖 1 為 F4 音階響鈴板聲音特性探討與模型驗證流程圖，分為聲音特性分析與模型驗證，其中聲音特性分析之目的為比較琴槌硬度、敲擊位置以及儀器形式對量測結果差異，將量測到的訊號透過「客制化振動噪音量測系統」(Sound and Vibration Measurement System, SVM)[9]轉換成頻率與振幅，接著透過「聲音量測系統」(Sound Measurement System, SM)[10]進行時頻分析、頻譜分析以及衰減率分析，以取得之時頻圖、聲音壓力頻譜與衰減率圖探討聲音特性；模型驗證以聲音壓力頻譜做為標準來校正 FEA 模型，EMA 以衝擊錘作為激振器，由加速度規量測加速度並採用 SVM 取得每個實驗量測點之加速度頻率響應函數，最後進行曲線嵌合取得實驗模態參數，接著比較分析模型與實際結構之等效性，最後探討聲音特性分析之聲音頻譜與 EMA 之振動模態的關聯性。

圖 2 為 F4 音階響鈴板實際結構，圖 3 為響鈴板聲音特性分析之儀器架設圖，實驗量測將響鈴板以棉繩懸吊於不銹鋼鐵架模擬實際邊界，以精密麥克風 (130E20-LW033326) 對準響鈴板中心前約 10 公分，若擺放位置過於靠近響鈴板，會導致不易敲擊，反之放置過遠量測到之結果較不精準，接著以激音槌敲擊響鈴板量測其聲音輻射，並以智慧型手機 (iPhone 12) 置於精密麥克風下方。

使用精密麥克風量測需搭配訊號擷取卡 (NI-9234)，其取樣頻率為 5,000Hz，解析條數為 12,800，頻率解析度為 0.39Hz，F4 音階頻率為 349.23Hz[3]，以簡諧倍頻音特性發現取樣頻率 5,000Hz 已涵蓋十多倍頻之模態，作為響鈴板聲音特性探討十分足夠，手機則以內建錄音程式進行聲音量測。

以精密麥克風與手機量測之時間域聲音壓力訊號於 SM 進行時頻分析、頻譜分析與衰減率分析，得到兩者的時頻圖、聲音壓力自身功率頻譜圖與衰減率圖。

2.1 不同感測器對響鈴板之聲音特性影響

本節以智慧型手機 (iPhone 12) 與精密麥克風同時量測 F4 音階響鈴板敲擊角落之樂音，探討兩者於時頻圖、聲音壓力自身功率頻譜與衰減率圖之差異。

表 1 為不同感測器敲擊響鈴板之聲音特性，時頻圖之 X 軸為時間，單位為 sec，Y 軸為頻率，單位為 Hz，Z 軸為聲音壓力位準，單位為 dB，麥克風量測之聲音壓力位準較手機明顯，且低頻率至高頻率皆平均分布，當中較明顯之紅色橫線為峰值頻率之特徵，但手機於量測 10 秒後仍有量測到細微的聲音，推測手機之聲音衰減函數較精密麥克風低。

頻譜圖之 X 軸為時間，單位是 Hz，Y 軸為振幅，藍線為麥克風量測結果，橘線為手機量測結果，兩者振幅值有些許差異，推測是因單位不同所導致，而麥

克風與手機之峰值頻率均有對應，說明若無需精確的聲音振幅，手機作為量測儀器是可靠的。

衰減率圖之 X 軸為時間，單位為 sec，Y 軸為振幅，單位為 Volt，麥克風衰減率為 0.62，手機為 0.25，說明手機之聲音持續時間較長。

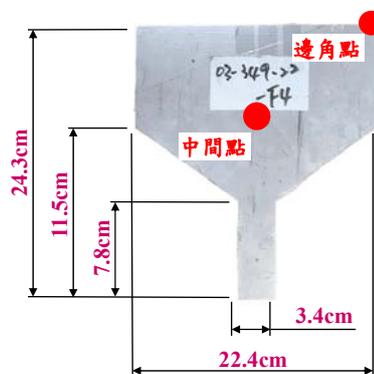


圖 2 F4 音階響鈴板實際結構

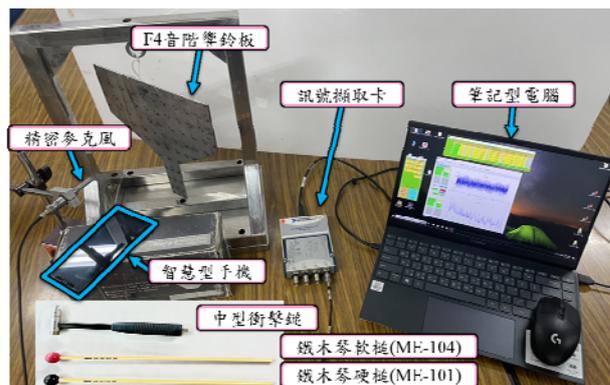


圖 3 響鈴板聲音特性分析之儀器架設圖

表 1 不同感測器敲擊響鈴板之聲音特性

	智慧型手機 (iPhone 12)	精密麥克風 (130E20)
時頻圖		
頻譜圖		
衰減率	$\sigma = 0.25$	$\sigma = 0.62$

2.2 不同琴槌頭硬度對響鈴板之聲音特性影響

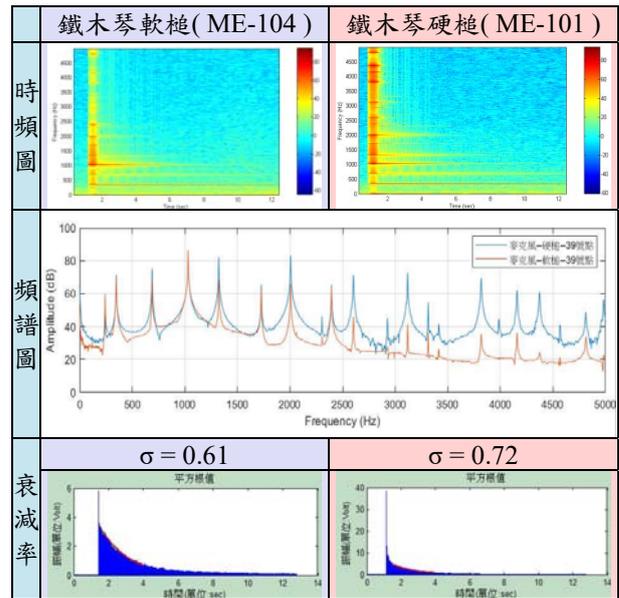
本節以鐵木琴軟槌(ME-101)與鐵木琴硬槌(ME-104)作為激音槌，敲擊響鈴板中點，探討兩者對時頻圖、聲音壓力自身功率頻譜與衰減率圖之差異。

表 2 為不同硬度琴槌敲擊響鈴板之聲音特性，時頻圖之 X 軸為時間 sec，Y 軸為頻率 Hz，Z 軸為聲音壓力位準 dB，軟槌之聲音壓力位準於低頻率較高，硬槌則低頻至高頻皆高，可觀察出軟槌僅能激發低頻率，硬槌則可激發高頻率峰值。

頻譜圖之 X 軸為頻率 Hz，Y 軸為聲音壓力位準 dB，藍線為硬槌作為激音槌之量測結果，橘線為軟槌作為激音槌之量測結果，硬槌激發之高頻率峰值較軟槌多，符合時頻圖中聲音壓力分布，說明軟槌敲奏之音色之音高較低，硬槌則較高。

衰減率圖之 X 軸為時間 sec，Y 軸為振幅 Volt，軟槌之衰減率為 0.61，硬槌為 0.72，說明軟槌之聲音持續時間較硬槌長。因此藉由軟槌與硬槌敲奏會產生不同音色之結果，說明不同的泛音組合於聽感上的差異。

表 2 不同硬度琴槌敲擊響鈴板之聲音特性



2.3 不同敲擊位置對響鈴板之聲音特徵比較

本節以鐵木琴硬槌(ME-104)作為激音槌，精密麥克風作為感測器，量測響鈴板之中間點與邊角點之聲音輻射，探討兩者於時頻圖、聲音壓力自身功率頻譜與衰減率圖之影響，表 3 為敲擊響鈴板不同位置之聲音特性，時頻圖之 X 軸為時間，其單位為 sec，Y 軸為頻率，單位為 Hz，Z 軸為聲音壓力位準，單位為 dB，由時頻圖發現，敲擊中間點時，每個頻率之聲音壓力位準特徵較邊角點明顯。

頻譜圖之 X 軸為頻率，單位為 Hz，Y 軸為聲音壓力位準，單位為 dB，藍線為敲擊邊角點之量測結果，橘線為敲擊中間點之量測結果，兩者峰值波型趨勢相近，敲擊中間點激發之峰值較邊角點少。

衰減率圖之 X 軸為時間單位為 sec，Y 軸為振幅，單位為 Volt，中間點之衰減率為 0.72，邊角點為 0.61，表示敲擊邊角點響鈴板之聲音持續時間較長，其中邊角點之波型出現波谷現象，推測原因為向懸吊狀態之邊角點施力，將與懸吊處產生較大力矩，造成響鈴板整體晃動，而麥克風為單一指向式，因此量測之數據出現段差，故只取前段做衰減率計算。

表 4 為敲擊不同位置激發之聲音頻率總表，其中包含敲擊中間點與邊角點之聲音頻率和振幅，以及兩者之聲音頻率和振幅差異，中間點之模態 03、05、07 與 09 沒有被激發，僅激發對應之偶數模態，推測是因響鈴板的簡諧頻音設計，是以激發基音頻率、02 二倍頻音 04 與三倍頻音 05，當作主要發聲頻率，其中二倍頻音為基音頻率的 2 倍，頻率比為 2，三倍頻音之頻率比則為 3，頻率比為 2 表示兩者音階相差八度音，由此可知此音色主要會發出特定之樂音，此設計使得聽感上更為豐富。

表 3 敲擊響鈴板不同位置之聲音特性

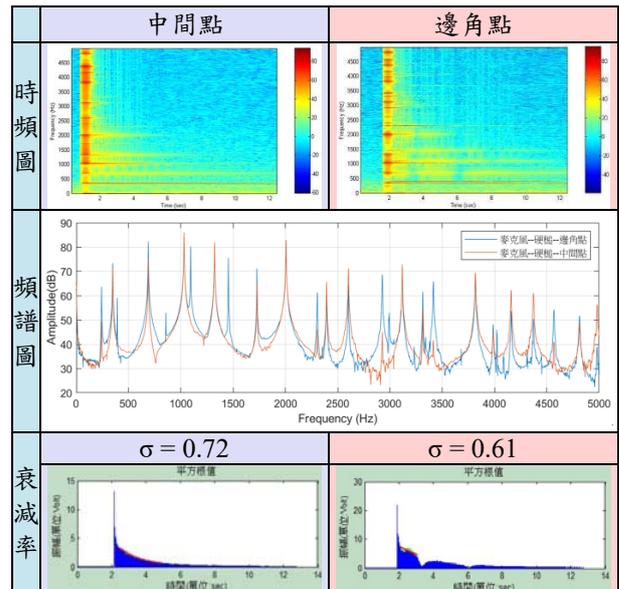


表 4 敲擊不同位置激發之聲音頻率總表

模態數	聲音頻率(Hz)			振幅(dB)		
	AVG: -0.01%			AVG: 7.73%		
	RMS: 0.03%			RMS: 21.08%		
	中間點	邊角點	差異(%)	中間點	邊角點	差異(%)
01	241.49	241.49	0.00	49.38	63.76	29.12
02	348.30	348.30	0.00	71.39	73.45	2.89
03	--	391.26	--	--	59.12	--
04	688.47	688.47	0.00	75.38	82.23	9.09
05	--	856.82	--	--	52.90	--
06	1030.97	1030.97	0.00	85.52	86.00	0.56

表 4 敲擊不同位置激發之聲音頻率總表(續)

模態數	聲音頻率(Hz)			振幅(dB)		
	AVG: -0.01%			AVG: 7.73%		
	RMS: 0.03%			RMS: 21.08%		
	中間點	邊角點	差異(%)	中間點	邊角點	差異(%)
07	--	1094.82	--	--	80.31	--
08	1322.38	1322.38	0.00	81.95	79.85	-2.56
09	--	1455.89	--	--	75.51	--
10	1726.40	1727.56	-0.07	65.64	71.19	8.46
11	2005.04	2006.20	-0.06	82.95	82.38	-0.69
12	2304.58	2304.58	0.00	46.19	61.19	32.47
13	2393.98	2393.98	0.00	65.63	61.64	-6.08
14	2602.96	2602.96	0.00	71.20	64.13	-9.93
15	2926.88	2926.88	0.00	45.02	68.71	52.62
16	3118.44	3117.28	0.04	72.85	69.32	-4.85
17	3314.65	3314.65	0.00	54.45	61.50	12.95
18	3415.66	3415.66	0.00	41.67	65.83	57.98
19	3817.36	3817.36	0.00	69.46	67.26	-3.17
20	3986.87	3986.87	0.00	44.61	48.08	7.78
21	4158.69	4159.85	-0.03	62.25	53.67	-13.78
22	4372.32	4372.32	0.00	61.17	50.44	-17.54
23	4566.2	4569.69	-0.08	41.11	54.29	32.06
24	4812.34	4813.50	-0.02	48.86	51.71	5.83
25	4981.84	4979.52	0.05	56.31	38.96	-30.81

3.響鈴板之模型驗證

本章介紹 F4 音階響鈴板之模型驗證，驗證分析模型是否等效於實際結構，首節將介紹響鈴板之理論模態分析(Theoretical Modal Analysis, TMA)，次節將介紹響鈴板之 EMA，末節將比對 TMA 與 EMA 之模態參數，取得 F4 音階響鈴板之等效分析模型。

3.1 響鈴板之有限元素分析

對結構進行 TMA 可取得其理論模態參數，包含理論自然頻率與理論模態振型，進行簡諧響應分析可取得理論 FRF，本節將以 F4 音階響鈴板作為研究對象，介紹 TMA 與簡諧響應分析之過程。

首先於電腦繪圖軟體繪製響鈴板之幾何模型，並將其匯入有限元素分析軟體，以建立響鈴板之有限元素模型，圖 4 為 F4 音階響鈴板之有限元素模型，模型之材料為不銹鋼，實際密度為 $7,974.18\text{kg/m}^3$ ，蒲松氏比為 0.3，楊氏係數經聲音頻率修正後為 206GPa，結構阻尼比為 0.0013，邊界設定為自由邊界，元素採用二次六面體立體元素 SOLID186，元素分割採用 Auto mesh，元素大小為 0.2mm，元素數量為 12,644 個，節點數量為 71,361 點。

模態分析不考慮外力與結構阻尼效應，分析頻率範圍為 0-5,000Hz，最終求解出 32 個模態，簡諧響應分析頻率範圍為 0-5,000Hz，頻率點數為 12,800，根據圖 5 之 F4 音階響鈴板實驗量測點分布，輸入點力大小為 1N，方向為-Z，輸入位置於響鈴板之邊角點

11 號點，輸出點位置於中間點與邊角點 11 號點與 39 號點，以取得同點與不同點加速度 FRF。

3.2 響鈴板之實驗模態分析

對結構進行 EMA 可取得其實驗模態參數，包含實驗自然頻率、模態振型與模態阻尼比，模態阻尼比於 TMA 無法取得。

本節將針對 F4 音階響鈴板進行 EMA，圖 5 為 F4 音階響鈴板實驗量測點分布，量測點共 77 點，其中響鈴板正中間點為 39 號點，邊角點為 11 號點，圖 6 為響鈴板之實驗模態分析儀器架設圖，採用棉繩將響鈴板懸吊於不銹鋼鐵架擬自由邊界，使用中型衝擊錘對每個量測點點位進行敲擊，並將單軸向加速度規(378C65-LW160133)安裝於 11 號點背面量測 Z 方向之結構振動信號，以移動衝擊錘固定加速度規作為量測方法，訊號擷取卡之取樣頻率為 5,000Hz，解析條數為 12,800，頻率解析度為 0.39Hz，加速度規量測聲音訊號，但此訊號為類比訊號，需透過訊號擷取卡傳輸至筆電中的 SVM 取得每個實驗量測點之 FRF，再匯入曲線嵌合軟體進行曲線嵌合，取得合成 FRF 與實驗模態參數，下節將比較實驗模態參數與理論模態參數，驗證分析模型與實際結構之等效性，以便後續與聲音特性進行關聯性探討。

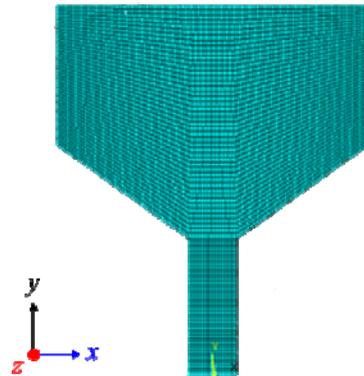


圖 4 F4 音階響鈴板之有限元素模型

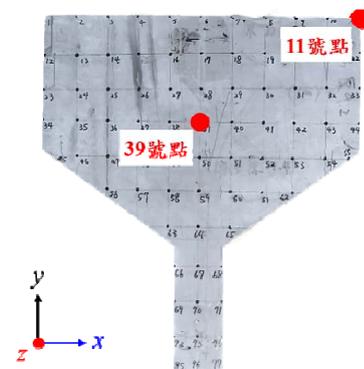


圖 5 F4 音階響鈴板實驗量測點分布

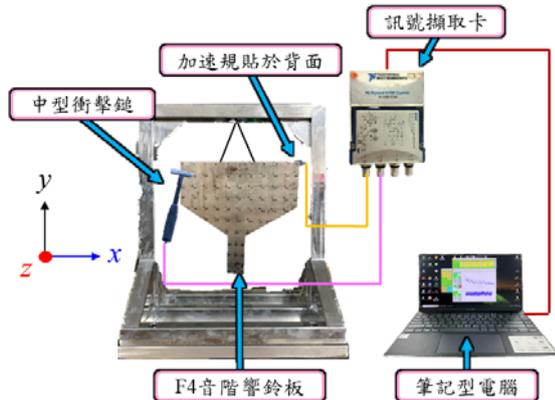


圖 6 響鈴板之實驗模態分析儀器架設圖

3.3 響鈴板模型驗證之結果

探討響鈴板模型驗證結果與其結構振動特性，表 5 為分析與實驗之自然頻率總表，為 TMA 及 EMA 之自然頻率、頻率誤差百分比、模態阻尼比、模態振型物理意義以及模態保證指標 (Modal Assurance Criterion, MAC)。

結果顯示，FEA 共有 27 個模態，EMA 共有 26 個模態，自然頻率平均(AVG)誤差百分比為 2.69%，RMS 為 2.95%，紅色粗體字為最大/小自然頻率誤差百分比，其中第 5 模態自然頻率誤差最小，第 12 模態最大，EMA 自然頻率大部分較 FEA 低，推測是因 EMA 受加速度規之質量效應影響，導致整體質量偏高，模態阻尼比平均為 0.13%，為響鈴板之結構阻尼比。

模態振型物理意義之定義為(X 方向振動部分數量, Y 方向振動部分數量)，發現低頻率之模態振型物理意義數字小，表示結構振動特性較單純，符合簡單結構之模態振型振動特性，其中模態 F16 為 X 方向局部搖擺模態，而 EMA 僅量測 Z 方向之振動，故無對應之實驗模態。

MAC 為模態振型相似度指標，當趨近於 1 表示模態振型物理意義對應良好，反之說明差異性大，從表中可以發現 MAC 平均為 0.686，RMS 為 0.690，其中 FEA 之第 2 模態自然頻率趨近於 F4 基音頻率 349.23Hz，與其二倍頻音和三倍頻音之 MAC 均大於 0.675，表示模態振型對應良好，但第 27 模態 MAC 僅 0.284，推測是因高頻率模態之振動特性較複雜，導致模態振型相似度較低。

圖 7 為加速度合成頻率響應函數對應模態振型圖，圖 7(a)為 0~2500Hz，圖 7(b)為 2500~5000Hz，FRF 以實數部呈現，周圍為該峰值對應之實驗與理論模態，編號格式為模態振型類型與模態編號_自然頻率，模態振型類型分為理論 F 與實驗 E，理論模態振型右下角之註記為模態振型物理意義，模態振型之深藍色部分為無振動部分，反之為振動部分，由此區分振動部分數量，判斷模態振型物理意義，模態 F02 為基音頻率之模態振型其之物理意義為(3, 2)，屬於全域之彎曲模態，左右兩邊向中間彎折，與柄部呈同向

擺盪，頂部則為反向。

圖 8 為分析與實驗之頻率響應函數吻合性比較圖，圖 8(a)為同點加速度頻率響應函數，圖 8(b)為不同點加速度頻率響應函數，藍線為實驗 FRF，紅線為理論 FRF，上方頻譜為加速度 FRF，下方為關聯性函數，其特性為於 FRF 反共振點不為 1，其餘趨近於 1，常作為實驗品質之判斷依據。

圖 8 之比對結果顯示，分析與實驗基音頻率對應良好，高頻率部分則有些許偏差，符合質量效應現象，且敲擊點位符合振動部分，表示數據分析正確。同點頻率響應函數之輸入輸出點位置皆於 11 號點，將出現獨特之峰值特徵，特徵為每兩個峰值即有一反共振點，且分析與實驗之特徵皆相同，而不同點頻率響應函數，輸入點於 39 號點輸出點於 11 號點，可發現分析之 FRF 有未激發之模態，推測原因為 39 號點位於模態振型之節線上，而實驗之模態 E03、E07 與 E09 於 EMA 有激發出模態，與 FEA 結果不相符，推測為加速度規固定於響鈴板上，導致幾何結構改變，振動部份產生偏移，因此無法準確敲擊於節線上。

表 5 分析與實驗之自然頻率總表

模態數	自然頻率 (Hz)		頻率誤差 (%)	模態 阻尼比 (%)	物理 意義 (x, y)	MAC
	FEA	EMA				
	AVG:2.69		AVG:0.13		AVG:0.69	
			RMS:2.95	RMS:0.16		RMS:0.69
01	238.90	240.50	-0.67	0.08	(1, 3)	0.874
02	348.10	342.70	1.58	0.10	(3, 2)	0.922
03	391.76	384.10	1.99	0.07	(2, 2)	0.914
04	698.76	675.50	3.44	0.04	(1, 4)	0.936
05	856.79	853.90	0.34	0.28	(4, 1)	0.725
06	1053.40	1014.70	3.81	0.08	(3, 4)	0.675
07	1120.90	1072.80	4.48	0.08	(4, 2)	0.770
08	1338.60	1320.30	1.39	0.18	(3, 5)	0.740
09	1479.20	1432.90	3.23	0.10	(4, 4)	0.710
10	1744.40	1719.70	1.44	0.04	(5, 3)	0.555
11	1759.90	1728.30	1.83	0.03	(4, 3)	0.476
12	2050.00	1936.70	5.85	0.53	(3, 5)	0.739
13	2363.90	2274.70	3.92	0.16	(4, 5)	0.622
14	2443.20	2396.30	1.96	0.14	(5, 5)	0.570
15	2667.30	2602.10	2.51	0.09	(3, 6)	0.602
16	2872.10	-	-	-	X 搖擺模態	
17	2987.70	2888.10	3.45	0.15	(6, 2)	0.685
18	3200.40	3082.50	3.82	0.25	(5, 6)	0.713
19	3366.20	3320.70	1.37	0.10	(6, 6)	0.630
20	3535.90	3388.40	4.35	0.16	(4, 5)	0.689
21	3900.80	3797.00	2.73	0.13	(5, 7)	0.796
22	4087.30	3963.90	3.11	0.15	(6, 5)	0.765
23	4246.90	4127.00	2.91	0.16	(5, 5)	0.578
24	4451.70	4356.70	2.18	0.05	(6, 4)	0.419
25	4660.60	4514.90	3.23	0.12	(4, 5)	0.809
26	4968.20	4804.40	3.41	0.07	(5, 5)	0.649
27	5095.20	4985.20	2.21	0.08	(5, 5)	0.284

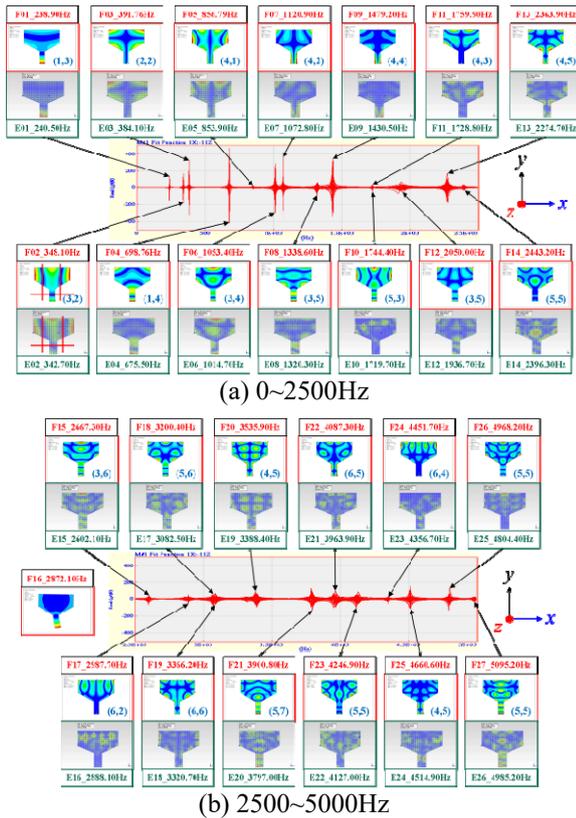


圖 7 加速度合成頻率響應函數對應模態振型圖

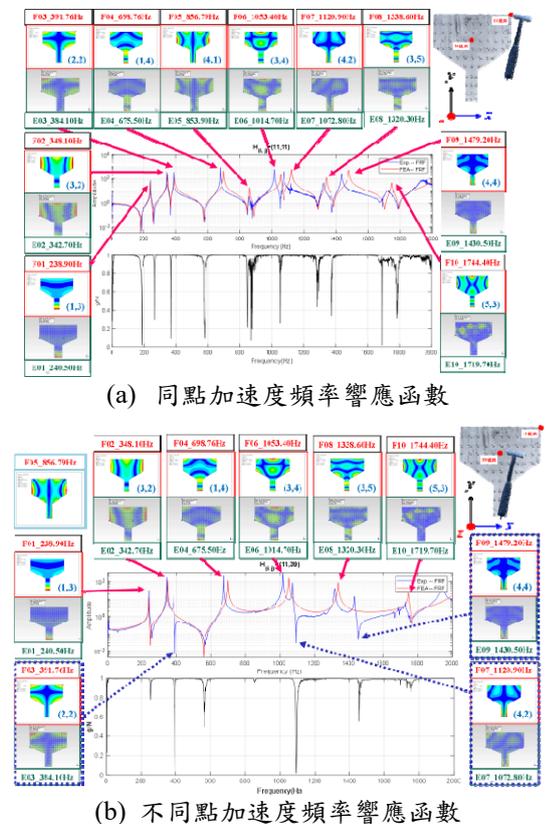


圖 8 分析與實驗之頻率響應函數吻合性比較

4. F4 音階響鈴板之聲音輻射與結構振動之關聯性探討

本章以 EMA 之中型衝擊錘作為激音槌，精密麥克風作為感測器，量測敲擊 F4 音階響鈴板不同點的聲音輻射，圖 10 為聲音壓力頻譜與結構位移模態振型對應圖，X 軸為頻率，單位為 Hz，Y 軸為聲音壓力位準，單位為 dB，藍線為敲擊 11 號點量測到之聲音壓力自身功率頻譜，橘線為敲擊 39 號點量測到之聲音壓力自身功率頻譜，虛線區域為 F4 音階響鈴板簡諧倍頻音之模態振型，點線區域為敲擊 39 號點時未被激發之模態。由於 39 號點為中間點，恰好位於部分模態振型之節線上，導致模態未被激發，而 11 號點為邊角點，模態振型振動部分較多之區域，故可激發大部分模態。

根據 2.3 節之結果，敲擊虛線區域中模態振型共同之振動部分，並於點線區域之模態振型共同節線中，即可在激發簡諧倍頻音之情況下，透過高頻率快速衰減之特性，設計感興趣之特定音色。

表 6 為結構振動與腔體振動之頻率總表，左側為模態數、FEA、EMA 與 Sound 頻率數據，右側為 FEA 與 Sound 及 EMA 與 Sound 之頻率誤差，兩者誤差於模態數 02、04 與 06 皆不超過 2.18%，前者 AVG 為 1.80%，RMS 為 2.07%，後者 AVG 為 -0.91%，RMS 為 1.25%，其中 FEA 與 Sound 之模態數 02 頻率誤差為 -0.06%，由於聲音特性分析不受質量效應所影響，其聲音頻率為結構相對準確的自然頻率，未來可根據上述聲音特性與結構振動之關聯性，發展出多種音階之樂器。

5. 結論

本文針對 F4 音階響鈴板進行聲音特性分析探討了響鈴板於不同條件下敲奏之聲音特性，並透過 EMA 與 TMA 進行模型驗證，成功取得了 F4 音階響鈴板的等效模型，並於最後探討響鈴板之聲音特性與結構振動的關聯性，結果顯示：

- (1) 精密麥克風與智慧型手機量測聲音輻射時，可取得相同數量之模態，且頻率皆有對應，而振幅有些許差異，若不考慮聲音振幅，以手機量測之信號進行頻譜分析是可靠的。
- (2) 使用不同硬度之琴槌作為響鈴板激音槌時，軟槌敲擊之聲音持續時間較長，激發模態主要為低頻率，而硬槌雖聲音持續時間較短，但可激發出較多高頻率模態。
- (3) 敲擊響鈴板中間點時，響鈴板音色較佳且響度較高，而敲擊邊角點，可激發之模態較多。

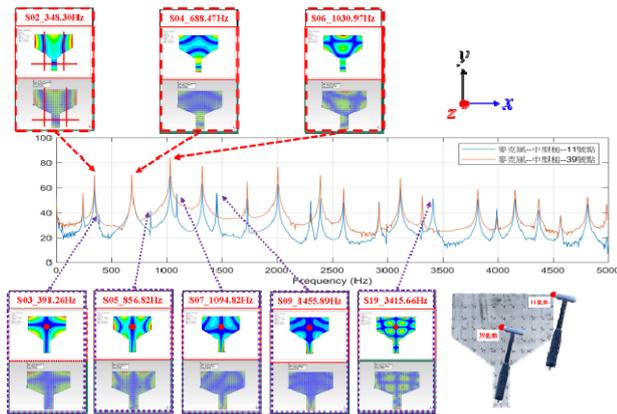


圖 9 聲音壓力頻譜與結構位移模態振型對應

表 6 結構振動與腔體振動之頻率總表

模態數	FEA	EMA	Sound	FEA 與 Sound 頻率誤差	EMA 與 Sound 頻率誤差
				AVG:1.80%	AVG:-0.91%
				RMS:2.07%	RMS:1.25%
01	238.90	240.50	241.49	-1.07%	-0.41%
02	348.10	342.70	348.30	-0.06%	-1.61%
03	391.76	384.10	391.26	0.13%	-1.83%
04	698.76	675.50	688.47	1.49%	-1.88%
05	856.79	853.90	856.82	0.00%	-0.34%
06	1053.40	1014.70	1030.97	2.18%	-1.58%
07	1120.90	1072.80	1094.82	2.38%	-2.01%
08	1338.60	1320.30	1322.38	1.23%	-0.16%
09	1479.20	1432.90	1455.89	1.60%	-1.58%
10	1744.40	1719.70	—	—	—
11	1759.90	1728.30	1727.56	1.87%	0.04%
12	2050.00	1936.70	2006.20	2.18%	-3.46%
13	2363.90	2274.70	2304.58	2.57%	-1.30%
14	2443.20	2396.30	2393.98	2.06%	0.10%
15	2667.30	2602.10	2602.96	2.47%	-0.03%
16	2872.10	—	—	—	—
17	2987.70	2888.10	2928.04	2.04%	-1.36%
18	3200.40	3082.50	3118.44	2.63%	-1.15%
19	3366.20	3320.70	3314.65	1.56%	0.18%
20	3535.90	3388.40	3415.66	3.52%	-0.80%
21	3900.80	3797.00	3818.52	2.15%	-0.56%
22	4087.30	3963.90	3986.87	2.52%	-0.58%
23	4246.90	4127.00	4159.85	2.09%	-0.79%
24	4451.70	4356.70	4371.16	1.84%	-0.33%
25	4660.60	4514.90	4568.53	2.02%	-1.17%
26	4968.20	4804.40	4812.34	3.24%	-0.16%
27	5095.20	4985.20	4981.84	2.28%	0.07%

6. 參考文獻

1. B. T. Wang, P. C. Chen, Y. G. Tsai, Y. H. Wu, Development of pentagonal plates with harmonic sound as percussion instrument, The 26nd International Congress on Sound and Vibration (ICSV26), Montreal, No. 458, 2019

2. 王栢村、吳盈輝、陳伯晉、蔡曜光、蘇秉翔，具簡諧倍頻音之響鈴板、具有該響鈴板的擊樂器及該響鈴板的設計方法，中華民國發明專利，高雄、台灣，I762856，2022

3. 王栢村，音階標準頻率，振動噪音實驗室科普專欄，第 48 篇，2018

4. B. T. Wang and Y. L. Tsai, Modification design of harmonic sound plate with equal width for metallophone, The International Symposium on Musical Acoustics (ISMA), Le Mans, France, pp. 71-75, 2014

5. 王栢村、謝宗廷、陳正陽、周芳俊，組合結構之有限元素模擬技術與模型驗證，應用聲學與振動學刊，第 5 卷，第 1 期，第 11-22 頁，2013

6. 劉剛田、吉曉民，基於聲壓頻譜分析的吸聲係數測量方法研究，機械科學與技術學刊，第 33 卷，第 4 期，第 601-604 頁，2014

7. 李昆哲、張奕瑞、邱奕豪、周芳儀、吳煜庭、李健泓，行動裝置於噪音量測之應用性探討，台灣聲學學會第 35 屆學術研討會，台北、台灣，論文編號：A4，2022

8. D. Deutsch, The Psychology of Music (Second Edition), pp. 1-23, Gulf Professional Publishing, 1999

9. 王栢村，SVM 容制化振動噪音量測系統(Sound and Vibration Measurement System)，振動噪音產學技術聯盟，2015

10. 王栢村，SM 聲音量測系統(Sound Measurement System)，振動噪音產學技術聯盟，2017

Sound Characteristics of Bell Plate and its Model Verification

*Bor-Tsuen Wang¹, Yu-Chien Xue¹, Yu-Hao Pan¹, Zuo-Chen Chao¹, Yu-Xun Qiu¹, Mao-Chuan Yang¹, Ying-Hui Wu²

¹Department of Mechanical Engineering, National Pingtung University of Science and Technology

²Machinery Division, National Nei-Pu Senior Agricultural-Industrial Vocational School

*Email: wangbt@mail.npust.edu.tw

Abstract

The bell plate is a percussion instrument made of stainless steel. It is designed to have different sizes, and each size has a corresponding musical scale. This paper mainly discusses the sound characteristics of the F4 scale bell plate structure, and constructs the bell plate

numerical model to conduct model verification (MV). First, this work measures the sound response of striking the bell plate, and uses time-frequency analysis, spectral analysis and decay rate analysis to discuss the sound characteristics of its pitch, timbre, and continuity. At the same time, we evaluate the measured sound quality of different sensors, explore the sound characteristics of hammers with different hardness, and compare the differences when hitting different positions on the bell plate. Secondly, Finite Element Analysis (FEA) is adopted to construct the finite element model of the bell plate, and the theoretical modal parameters can be obtained by performing modal analysis, including natural frequencies and mode shapes. Harmonic response analysis can get the frequency response functions (FRFs). The experimental modal parameters of the bell plate can be obtained by Experimental Modal Analysis (EMA). The modal parameters of FEA and EMA are compared to discuss the feasibility of the numerical model. Results show that the numerical model can effectively predict natural frequencies, that is, the percussion sound frequencies of the bell plate measured via different sensors with good agreements, and the corresponding mode shapes are also quite consistent. Based on the analysis of the sound characteristics of the bell plate and the verification of the structural model, we can understand that each main sound frequency is related to the natural frequency of the structural vibration mode, and different striking positions will have different sound spectrum due to the characteristics of the corresponding mode shapes. The experimental approach and FEA analysis method proposed in this paper can be used to design bell plates with different geometries and materials.

Keywords : Sound Characteristic Analysis, Model Verification (MV), Finite Element Analysis (FEA), Experimental Modal Analysis (EMA)