

激振器音圈結構之實驗模態分析與模型驗證

王栢村 林政凜

國立屏東科技大學 機械工程系

李昆達

金頓科技股份有限公司 研發處處長

國科會計劃編號：NSC 92-2622-E-020-004-CC3

摘要

本文主要是採用有限元素分析配合實驗模態分析，對激振器之音圈結構進行模型驗證。首先建構有限元模型進行模態和簡諧響應分析，以求得理論之模態參數和頻率響應函數，再與實驗量測結果求得之模態參數和頻率響應函數比較驗證，以確認有限元素模型之正確性。結果顯示有限元素分析與實際模態分析結果相當吻合，音圈結構模態特性可以被確認且有助於設計考慮，所發展之分析模型可以應用於設計變更諸如尺寸最佳化。

關鍵詞：有限元素分析、實驗模態分析、激振器、音圈

一、前言

振動測試是環境試驗之重要項目之一，因應國內諸如電子、機電、機械產業於產品可靠度測試需求，振動試驗機需求成長快速，目前多以國外進口，國內也有相當之生產技術，亟待提升設計研發相關技術，以提升品質與進口產品競爭，同時因應多樣化振動試驗機機種之開發需求。

音圈結構為振動試驗機之激振器的主要組件之一，音圈結構包含電樞結構及線圈，其動態

特性影響激振器效能及振動試驗機品質，應用有限元素分析(FEA)軟體導入電腦輔助工程分析(CAE)技術建立理論分析模式，及實驗模態分析(EMA)技術於實際音圈結構之振動特性檢測，分別由理論及實驗探討音圈結構之振動特性，以符合振動試驗機之測試規格要求。

音圈主要是在使激振器利用線性馬達原理[1-2]，產生線性之上下移動，音圈驅動方式應用於激振器，因屬大型結構，在工作頻率範圍音圈結構之振動特性將影響激振器效能，鮮少學術性文獻探討激振器音圈結構之設計分析，多列為商業技術性機密國內激振器之生產相關技術已有，但對如音圈結構之設計分析能力尚待提升，音圈驅動器原理之應用始於揚聲器，諸多文獻以揚聲器居多，又多著重於磁場特性分析。

有關音圈設計之文獻，大多集中在揚聲器、電磁激振器[3-8]及電腦周邊如磁碟機[9]位置控制等，鮮少有對大型激振器之音圈結構問題有深入的探討分析。尤其相較於電磁激振器之應用為迷你型，如 Honda and Yamasaki[6]製造一微小電磁激振器，在無負載時其轉速可達 400rpm，並可逆向運轉。而在大型振動試驗機之激振器的音圈結構屬大型，對結構動態特性在低頻率之影響甚鉅。音圈結構振動特性必須符合振動試驗機之設

計要求。

在激振器的分析方面，文獻中有諸多的方法進行分析，如 Hong and Hwang[10]以數值分析的方法來分析具有跨隙激磁之電樞效應的氣隙磁場分佈。亦有利用有限元素法(FEM)進行激振器之動態響應特性分析[7,11]。

本文主要目的是對激振器之音圈，利用有限元素分析，得到結構自然頻率及模態振型之振動模態參數，將實驗模態分析及有限元素分析進行模型驗證，以確認有限元素模型之正確性。未來可應用於分析試件結構整體性及研究其動態特性。

二、問題定義與分析目標

2-1.問題定義

圖 1 為激振器(Shacker)內有一鎂合金材料之音圈，上面有螺紋孔與八個肋(葉片)，將音圈的尺寸簡化，如表 1 為高為 0.25m、圓形結構頂面 0.2m、底面為 0.207m，肋寬為 0.006m，鎂合金楊氏係數為 $45 \times 10^9 \text{N/m}^2$ ，蒲松比為 0.29，利用實驗模態分析配合有限元素分析，求得結構振動特性。

2-2.分析目標

利用有限元素分析方法求得音圈之模態參數，與實驗模態分析所求得系統之頻率響應函數及模態參數加以比較驗證，來驗證所架構的有限元素模型的正確性及適用性。分析項目如下：

- (1)模態分析(modal analysis) 如圖 2(a)典型的振動問題分析方塊圖所示，主要是由輸入參數為楊氏係數、密度、蒲松比求得系統之模態參數，模態參數包含自然頻率、模態振型。
- (2)簡諧響應分析如圖 2(b)典型的振動問題分析方塊圖所示，由輸入參數 $F(\omega)$ 與輸出參數 $X(\omega)$ ，求得系統之輸出與輸入比 $H(\omega)$ 為其頻率響應之函數。

三、分析方法

3-1.有限元素分析

以有限元素方法分析，將音圈結構以 SOLID45 元素模擬，在 Pro/ENGINEER 建好圖形，利用圖形交換格式檔(IGES)，輸入 IGES 檔到 ANSYS 中分析，以得到結構振動特性。音圈結構之有限元素模型說明如下：

1.元素型式：線性立體元素 (SOLID45)。

2.元素分割：考慮音圈為一體結構，為左右對稱，但為求得實際結構的振動特性，所以使用整體分析如圖 3 為有限元素模型。

3.位移限制條件：考慮為 free-free，所以不用設定。

4.負荷條件：模態分析部分為無任何設定。簡諧響應分析輸入一單位簡諧外力 $F = 1e^{i\omega t}$ 之力在軸向端面，以求得與實驗模態分析對應的軸向端面、葉片之方向、環形之徑向之頻率響應之函數。

3-2. 實驗模態分析

圖 4 為音圈進行實驗模態分析之實驗架構圖，首先利用綁好的橡膠繩，穿過激振器音圈中空軸心，懸吊在架子上型成自由懸吊情況，其實驗之原理為利用衝擊錘對激振器音圈激振，加速度計作感測器。加速度計來量測其響應訊號。透過頻譜分析儀(SigLab)來接收輸入訊號及響應訊號，並求得系統之頻率響應函數。透過 ME'scope 軟體作曲線嵌合(curve-fitting)分析，來得到自然頻率、振型、阻尼比。

實驗量測點數規劃如圖 5，圖 5(a)為頂面圓分八等分每一等分兩點共 16 點，圖 5(b)上環每一等分兩點加下環對應八個葉片點葉片中間再加一點共 32 點，圖 5(c)葉片一個葉片在同方向上分三排每排五點共十五點，八個葉片 120 點，總點數 168 點。

將三個加速度計依序固定於所欲量測之位置，移動加速度計做感應器，配合衝擊錘為驅動器來量測其激振器音圈。本實驗是以衝擊錘固定敲擊第 12 點敲擊圖 6 所示 1 的地方，得到 1、2、3 位置方向對應有限分析頻率響應函數之環之徑向、葉片、軸向端面之方向、對應之 x、y、z 等三方向，敲擊次數為 3 次取平均，時間域下觀察是否有二次衝擊。敲擊一次可得到三筆資料，總共獲得 56 組 168 個頻率響應函數。依序量測各點並記錄之，以進行曲線嵌合求得激振器音圈之模態參數與頻率響應函數。

3-3. 模型驗證

圖 7 主要在介紹模型驗證之觀念。在實驗模態分析中，主要是以分析實際結構，因此驗證必須以實驗模態分析結果作為比較之基準；在有限元素分析中，進行收斂性分析主要在於確認有限元素模型之正確性。最後，由有限元素分析之系統內涵與實驗模態分析之結果進行比較驗證，若是不符合則修正材料性質或適當邊界條件，一般結構之幾何性質通常可經由分析模型明確地定義，經過反覆修正、驗證，則可模擬出實際結構之有限元素模型。

四、結果與討論

本節以完成模態驗證之結果作比較分析。

4-1. 頻率響應函數(FRF)與關聯性函數探討

圖 8 為實驗模態分析頻率響應函數圖形與合成曲線(synthesize)互相比對。本實驗以衝擊錘固定敲擊第 12 點位置如圖 8(a)所示，分別得到圖 8(a)第 12 點軸向端面、圖 8(b)位置相對於葉片第 15 點之第 82 點葉片位置、圖 8(c)為第 128 點環之徑向、方向之頻率響應函數，綜合討論分析如下：

(1)圖 8 左邊三個圖形，實線實驗所得到的 FRF；

對應右邊三個圖為關聯數函數，若越接近 1 表示實驗結構之頻率響應函數正確性越好。大致都接近於 1，只有同點在頻率較低或反共振點的位置有較低的情形，那是因為響應較小而導致關聯性偏低緣故。虛線為合成曲線為由曲線嵌合得到，用來驗證實驗得到結果的合理性。

(2)圖 8(a)輸入輸出點階為第 12 點，而頻率響應函數稱為同點頻率響應函數(point FRF)；圖 8(b)與 8(c)輸入輸出點階為不同點，而此頻率響應函數稱為轉移頻率響應函數(transfer FRF)。

(3)一般激振器有興趣的頻率在 2KHz 以內，如圖 8(c)頂面軸向頻率在 1490Hz 較明顯。

(4)由圖 8(b)葉片部位之自然頻率也都在 1200-1500Hz 明顯看出多個峰值；而葉片其中以 431.25Hz 為第一個 torsion mode 以 2KHz 以內 Peak 明顯較環形與頂面多，以振動觀點來說 2KHz 以內葉片影響較大。

4-2 模態參數之驗證探討

自然頻率之比較

表 2 為有限元素分析所得 3000Hz 以內前 30 個模態之自然頻率及對應模態振型總表，表 3 則是 EMA 與 FEA 前 15 個模態之對應比較表，綜合討論如下：

- 1.編號 R-1~R-6 為剛體模態(rigid body mode)，其頻率皆為 0Hz，此乃音圈為自由邊界合理之物理現象。F-1~F-24 為 3000Hz 以內音圈之彈性模態(flexible body mode)。
- 2.表 3 EMA 所得模態以 E 表示，可觀察得知 FEA 之 F-7、F-9、F-11、F-12，實驗中並無求得，此乃因如 F-6 及 F-7 為軸對稱成對出現之對稱模態，兩個軸對稱模態之頻率相近，實驗中，無法明確辨別，僅得一個模態。
- 3.除 F-3 與 E-3 誤差 6.17%，及 F-10 與 E-7 誤差 14.59%外，其餘各模態皆在正負 5%以內。

模態振型(mode shapes)

音圈結構模態振型對激振器之規格特性需求相當重要，各彈性模態之振型有其特殊意義，列舉 FEA 與 EMA 說明如下：

表 2 為有限元素分析模態振型總表，綜合討論如下：

- (1) 編號 R-1 到 R-6 為剛體運動(rigid body mode) 效應的現象；編號 F-1 到 F-24 代表彈性模態 (flexible body mode) 振型。
- (2) F-1 音圈本體第一個扭轉模態(torsion mode)。
- (3) F-2 頂面、環不動狀態下之第一個葉片同向彎曲模態。
- (4) F-3~F-9 也是頂面、環不動之各葉片彎曲模態。
- (4) F-10 與 F-11 分別為 x 方向及 y 方向軸向之第一側彎模態兩個為軸對稱模態，自然頻率相接近。
- (5) F-12 一樣為頂面不動，葉片第二個同向彎曲模態。
- (6) F-13 也為頂面不動、環呈四方形，葉片為彎曲模態。
- (7) F-14 與 F-15 也為頂面不動、環呈六方形，葉片為彎曲模態。

表 4 為實驗模態分析與有限元素分析做比較驗證振型，結果顯示有多處相似之處。

阻尼比之驗證

在實驗進行中，由於量測加速度響應而加了對數加權函數(Exponential Window)，所量得之響應有阻尼加重之效應，其值並不真正的阻尼比，故必須加以修正。表 5 為實驗與修正後之值。結果顯示修後的阻尼比較一般鋼鐵材料低，可能為鎂合金的原因。

五、結論與建議

本文是利用有限元素分析，先由模態分析求得系統之模態參數，包含自然頻率、模態振型，與實驗模態分析做比較驗證，重要結果如下：

1. 理論與實驗大致上音圈振動模態參數如自然頻率與模態振型有合理的對應。
2. 理論與實驗對應的自然頻率可能會跑掉，實務中，軸對稱模態在高頻僅能求得一個模態，而有限元素分析可明確得到二個對應模態。
3. 本文實驗係以單軸向加速度計進行實驗模態分析，少數實驗振型尚不能確認，未來可使用三軸向加速度規，以便更進一步表達三維模態振型。
4. 經模態驗證之有限元素分析模型可做為後續尺寸最佳化之設計變更分析。

六、誌謝

本研究承蒙國科會計畫與金頓科技股分限公司經費支助，特以誌謝。國科會計畫編號 NSC 92-2622-E-020-004-CC3。

七、參考文獻

1. Tak Kenjo 著，曹昭陽 譯，2001，*電動馬達與控制*，五南圖書出版公司，台北
2. 許中平 黃煌嘉 編譯，1989，*線型伺服電動機*，全華科技圖書股份有限公司，台北
3. Li, Z., Varlow, B. R., and Renforth, L. A., 2000, "Optimal Design of Autorecloser Electromagnetic Actuator," *IEE Proceedings, Electric Power Applications*, Vol. 147, pp. 431-435.
4. Rajanathan, C. B., Shi, Z. W., and Sapeluk, A. T., 1999, "Design and Control of an Electromagnetic Actuator Without Mechanical Springs," *IEEE Transaction on Energy Conversion*, Vol. 14, pp. 643-648.
5. Honda, T., and Yamasaki, J., 1998, "Fabrication of a Micromotor Driven by Electromagnetic Vibration," *Journal of Applied Physics*, Vol. 83, No. 11, pp. 7115-7117.
6. Böhm, S., Burger, G. J., Korthorst, M. T., and

Roseboom, F., 2000, "A Micromachined Silicon Valve Driven by a Miniature Bi-Stable Electro-Magnetic Actuator," *Sensors and Actuators*, Vol. 80, pp. 77-83.

7. Sidell, N., and Jewell, G. W., 1999, "The Design and Construction of a High Temperature Linear Electromagnetic Actuator," *Journal of Applied Physics*, Vol. 85, No. 8, pp. 4901-4903.
8. Koh, C. S., and Mohammed, O. A., 1994, "Optimum Design of Voice Coil Motor With Constant Torque Coefficients Using Evolution Strategy," *Journal of Applied Physics*, Vol. 75, No. 10, pp. 6045-6047.
9. Hong, C. G., and Hwang, G. J., 1987, "Numerical Analysis of Magnetic Field Distribution in an Air Gap with the Effect of Armature Reaction," *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, Vol. 10, No. 2, pp. 129-137.
10. Gollee, R., Roschke, T., and Gerlach, G., 1999, "A Finite Element Method Based Dynamic Analysis of a Long-Stroke linear Actuator," *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol. 196, pp. 943-945.
11. So, E. C. T., and Yang, S. J., 1993, "Calculation of Stator Radial Vibration for a Hybrid Stepping Motor Using 3D Finite element Method," *Journal of Applied Physics*, Vol. 73, No. 10, pp. 6799-6801.

Experimental Modal Analysis and Model Verification of Voice-Coil Structure of Shaker

Bor-Tsuen Wang, Cheng-Huang Lin
Department of Mechanical Engineering
National Pingtung University of Science and Technology

David Lee
King Design Company
NSC 92-2622-E-020-004-CC3

Abstract

The paper adopts finite element analysis (FEA) and experimental modal analysis (EMA) to perform model verification for the voice-coil structure of shakers. The finite element model is first constructed to perform modal analysis and harmonic response analysis to theoretically determine modal parameters and frequency response function, respectively. Experimental modal testing is then carried out. By the comparison of modal parameters, the finite element model can be validated. Both FEA and EMA results agree reasonably well. In particular, the modal characteristics of the voice-coil structure can be identified and beneficial to design consideration. The developed analytical model can also be used for further design modification such as the dimension optimization.

Key words: Finite Element Analysis, Experimental Modal Analysis, Shaker, Voice-Coil

表 1、音圈各參數表

種類	尺寸
音圈高	0.25(m)
圓形結構頂面	0.2(m)
底面為	0.207(m)
肋寬	0.006(m)
鎂合金楊氏係數(E_x)	45e9(N/m ²)
密度(ρ)	1840(kg/m ³)
蒲松比(ν)	0.29

表 2、理論各模態振型

編號	修正後 頻率(Hz)	正視圖	下視圖	上視圖	立體圖
R-1	0				
R-2	0				
R-3	0				
R-4	0				
R-5	0.002				
R-6	0.002				
F-1	431.251				
F-2	1233.019				
F-3	1377.115				
F-4	1385.725				
F-5	1392.522				
F-6	1408.336				
F-7	1412.867				
F-8	1476.895				
F-9	1498.373				
F-10	1937.504				
F-11	1947.609				
F-12	2230.499				
F-13	2286.416				
F-14	2335.762				
F-15	2340.656				
F-16	2360.775				
F-17	2363.811				

表 2、理論各模態振型(續)

F-18	2380.078				
F-19	2403.505				
F-20	2415.876				
F-21	2424.621				
F-22	2622.323				
F-23	2790.662				
F-24	2816.037				

表 3、各模態之自然頻率

Mode	FEA	EMA		誤差 %
	Hz	Mode	Hz	
F-1	431.25	E-1	432	-0.17
F-2	1233.019	E-2	1229.68	0.27
F-3	1377.115	E-3	1292.188	6.17
F-4	1385.725	E-4	1337.5	3.48
F-5	1392.522	E-5	1348.438	3.17
F-6	1408.336	E-6	1415.625	-0.52
F-7	1412.867		X	X
F-8	1476.895	E-7	1445.313	-2.2
F-9	1498.373		X	X
F-10	1937.504	E-8	2220.13	-14.59
F-11	1947.609		X	X
F-12	2230.499		X	X
F-13	2286.416	E-9	2340	-2.34
F-14	2335.762	E-10	2435.9	-4.29
F-15	2340.656		X	X

表 4、理論與實驗對應模態振型狀況

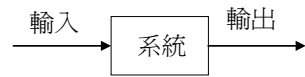
編號	頻率(Hz)	正視圖	下視圖	上視圖	立體圖
F-1	理論 431.251				
E-1	實驗 432				
F-2	理論 1233.019				
E-2	實驗 1229.68				
F-10	理論 1937.504				
E-8	實驗 2220.13				
F-13	理論 2286.416				
E-9	實驗 2340				

表 5、阻尼比及其修正值

	實驗值 (%)	修正值 (%)
E-1	0.296	0.0309
E-2	0.175	0.0819
E-3	0.156	0.0672
E-4	0.283	0.1975
E-5	0.207	0.1222
E-6	0.168	0.0868
E-7	0.213	0.1335
E-8	0.222	0.1704
E-9	0.152	0.1031
E-10	0.103	0.0561

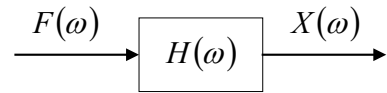


圖 1、音圈實體圖



系統物理參數： ρ, E, ν
模態參數： $\omega_n, \{\phi_n\}$

(a) 模態分析



$$X(\omega) = H(\omega)F(\omega)$$

(b) 簡諧響應分析

圖 2、典型的振動問題分析方塊圖

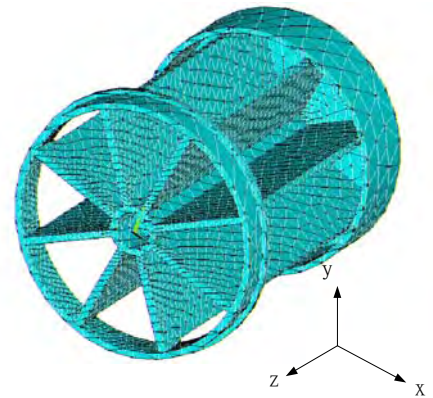


圖 3、有限元素模型

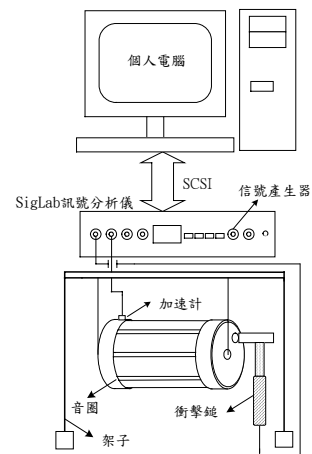
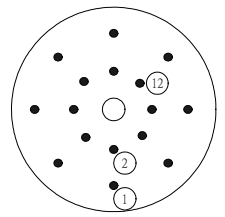
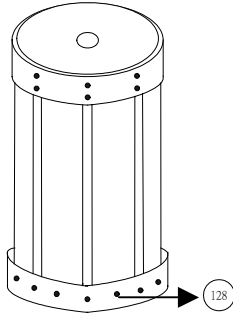


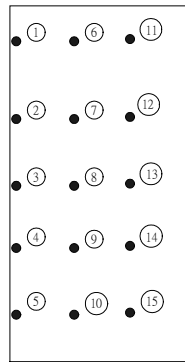
圖 4、結構特性分析之實驗架構圖



(a) 頂面圓部位



(b) 環部位



(c) 葉片部位

圖 5、點數規劃

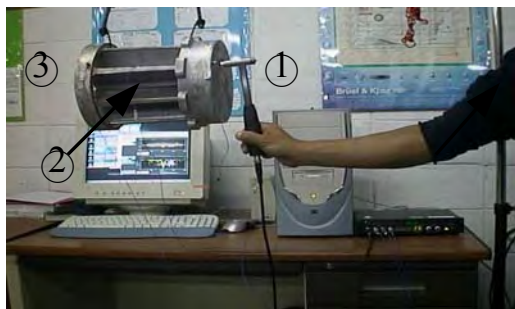


圖 6、敲擊示意圖

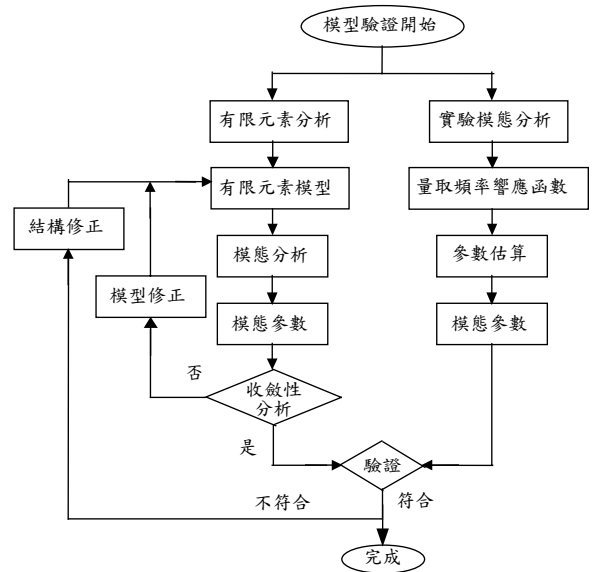
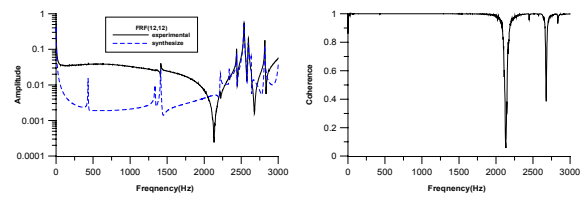
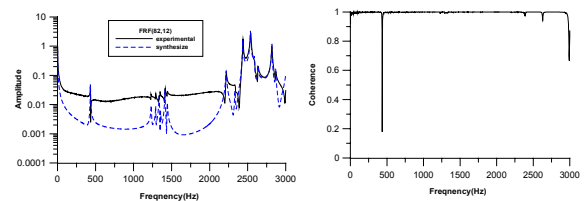


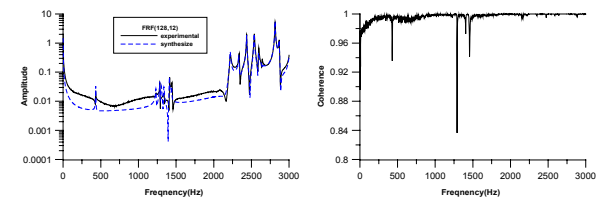
圖 7、模型驗證之流程圖



(a) 環(x 方向)之響應函數(FRF)與關聯性函數



(b) 葉片(y 方向)之響應函數(FRF)與關聯性函數



(c) 頂面(z 方向)之響應函數(FRF)與關聯性函數

圖 8、響應函數與關聯性函數之驗證比較