

## 迴轉式壓縮機之實驗模態分析

王栢村<sup>1</sup> 葉銘凱<sup>1</sup> 謝宗廷<sup>1</sup> 周建中<sup>2</sup> 陳金龍<sup>2</sup>

<sup>1</sup> 國立屏東科技大學 機械工程系

<sup>2</sup> 瑞智精密股份有限公司

[wangbt@mail.npust.edu.tw](mailto:wangbt@mail.npust.edu.tw) [王栢村 教授]

### 摘要

實驗模態分析或稱模態試驗是一種對結構系統分析的方法，常用以探討評估振動與噪音時，界定結構路徑效應之方式。本文針對使用於冷氣機壓縮冷媒及有噪音之虞的迴轉式壓縮機進行實驗模態分析，首先介紹實驗模態分析之理念，同時說明本文所採用固定加速規與移動衝擊錘的傳統實驗方式，以求得並探討結構之模態特性。三個加速規分別安置在壓縮缸及過濾瓶外殼，由單一輸入單一輸出假設，相當於進行三個獨立模態試驗，經由頻譜分析儀可量測求得結構之加速度與外力之間的頻率響應函數，透過曲線嵌合軟體則可以求得實際結構之模態參數，包含自然頻率、模態阻尼比及模態振型。由三個實驗結果所得到的模態參數進行相互比較，結果呈現有相當的一致性，僅有些微之差異。本文探討對一個典型迴轉式壓縮機進行實驗模態分析步驟，由結構模態的路徑特性，有助於未來對壓縮機之振動噪音評估。

**關鍵詞：**實驗模態分析、模態參數、頻率響應函數

### 1. 前言

目前工業的發展越來越迅速，為了減少產品的開發時間以及大量的人力，因此實驗模態分析的應用也逐漸發展起來，且應用的範圍相當廣泛。

王等人[1]針對 UV 車架結構進行實驗模態分析，實驗過程以利用衝擊錘為激振器，三軸向加速度規為感測器，以固定衝擊錘，移動加速度規的方式進行量測，進而求得 UV 車架的模態參數，包含自然頻率、模態振型以及阻尼比，以做為模型驗證與設計變更之重要參考依據。

胡等人[2]針對 17 吋鋁合金輪圈分別進行有限元素分析以及實驗模態分析，並將兩者所求出之模態參數進行模型驗證，其模態保證指標之對應值大多在 0.7 以上，成功得到等效於實際結構之有限元素模型。胡等人[3]針對前車架與後車架兩種不同材質所組成之機車車架分別進行有限元素分析以及實驗模態分析，並將兩者所求出之模態參數進行模型驗證，其結果在 Y、Z 方向已比對出 10 個模態振型，並證明出車架之有限元素模型等效於實際結構。

邱等人[4]針對手動鑽床分別進行有限元素分析以及實驗模態分析，並將兩者所求出之模態參數進行模型驗證，但由於在有限元素分析中忽略鑽床內部結構，以致於與實驗模態分析之模態振型的對應並不是很理想。

王等人[5]針對一有噪音之虞的迴轉式壓縮機分別進行 receiver test 與 run-up test，以求得壓縮機振動噪音頻帶以及可能的結構自然頻率，實驗結果發現壓縮機可能的自然頻率為 50、100、387.5、659.4 及 1178.1Hz；主要噪音貢獻之頻帶範圍為 200~540、700~1000 及 1050~1600Hz 之間。

本文針對文獻回顧中所提到有噪音之虞的迴轉式壓縮機進行實驗模態分析，找出該結構的模態參數，包含自然頻率、模態振型及阻尼比，以做為後續與 receiver test 及 run-up test 之實驗結果進行比較之依據。由於實驗使用 3 顆加速度計，因此進行一次實驗即可獲得三個獨立之實驗結果，並觀察三者之實驗結果是否有對應。

### 2. 實驗模態分析之理念

圖 1 所示為不同層次系統方塊流程圖，分別包含系統、數學模型、模態域以及頻率域的形式。圖 1(a)所示為系統方塊圖，系統內涵包含幾何形狀、材料性質以及邊界條件，其輸入為典型之外力，輸出為有興趣的位移、速度以及加速度。

一般的振動理論分析流程會先從圖 1(b)物理域形式之方塊圖開始，其中[M]、[C]、[K]為系統內涵，分別代表質塊、阻尼以及勁度矩陣，而輸入為典型之外力，輸出為質塊之位移響應。其中典型的多自由度理論分析之運動方程式為：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\} \quad (1)$$

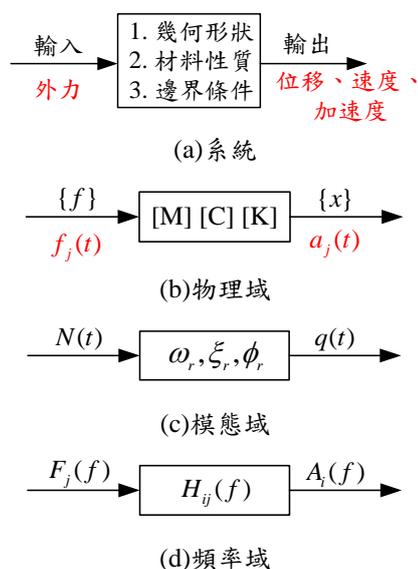


圖 1 不同層次系統方塊流程圖

針對其運動方程式進行理論模態分析可得圖 1(c)模態域形式之方塊圖，其中  $\omega_r$ 、 $\xi_r$ 、 $\phi_r$  為系統內涵，分別代表自然頻率、阻尼比以及模態振型，但是在理論分析並不能求得阻尼比，因此實際上只可求得自然頻率以及模態振型。

圖 1(d)為頻率域形式的系統方塊圖，其中  $H_{ij}(f)$  頻率響應函數為系統內涵，為已知輸出與輸出的比值，若假設為比例阻尼系統可得：

$$H_{ij} = \frac{A_i}{F_j} = \frac{-\omega^2 X_i}{F_j} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{-\omega^2 \phi_{r,i} \phi_{r,j}}{(\omega_r^2 - \omega^2) + i(2\xi_r \omega_r \omega)} \quad (2)$$

其中，

$$\omega = 2\pi f \quad (3)$$

$$\omega_r = 2\pi f_r \quad (4)$$

進行實驗模態分析的流程恰與一般振動理論分析的流程相反，先由圖 1(d)頻率域的方塊圖開始，以本次實驗為例，以固定加速度計，移動衝擊錘的方式進行實驗模態分析，再將輸出以及輸入之訊號傳至 SigLAB 頻譜分析儀進行快速傅立葉轉換進而求得頻率響應函數，將所有量測點量測完畢後，再將全部頻率響應函數的資料匯入 ME'scopeVES 軟體中進行曲線嵌合，進而求得結構之模態參數，如圖 1(c)模態域形式之方塊圖，其中模態參數包含自然頻率、阻尼比以及模態振型。

### 3. 實驗模態分析之步驟

如圖 2 所示為迴轉式壓縮機之實際結構圖，左邊結構為壓縮缸；右邊結構為過濾瓶，在此將壓縮缸以及過濾瓶分別佈上 64 個量測點，共為 128 個實驗量測點。

圖 3 為迴轉式壓縮機之實驗架構圖，在此儀器使用 SigLAB 頻譜分析儀連接衝擊錘與 3 顆加速度計，其中 3 顆加速度計分別固定於壓縮機外殼之規劃量測點編號 1、97 以及 113 號，再以移動衝擊錘的方式針對迴轉式壓縮機外殼結構進行實驗量測，進而求得該結構之頻率響應函數，但由於壓縮缸以及過濾瓶之間隙過於狹小，因此在量測規畫點編號 33~37 號以及 116~120 號間並無進行實驗量測，因此實際上所求得之頻率響應函數之資料只有 118 筆。

而在 SigLAB 頻譜分析儀的設定方面，使用量測頻寬 5000Hz，解析條數 8192 條，解析頻寬為 1.563Hz。最後再將頻譜分析儀所量測得到的頻率響應函數匯入 ME'scopeVES 軟體進行曲線嵌合，以求得實際結構之模態參數，包含自然頻率、模態振型以及阻尼比。



圖 2 迴轉式壓縮機實際結構圖

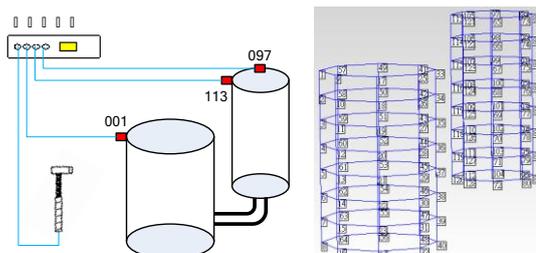


圖 3 迴轉式壓縮機實驗架構圖

## 4. 結果與討論

由於實驗使用三顆加速度計，因此進行一次實驗即可獲得三個獨立實驗模態分析之結果，本節將針對迴轉式壓縮機進行實驗模態分析所得之結果進行比較。

### 4.1 加速度計固定於 97 號點之實驗模態分析

圖 4 所示為迴轉式壓縮機同點與不同點之頻率響應函數，是由 ME'scopeVES 軟體針對量測規劃點編號 97 號位置所量測得到之頻率響應函數進行曲線嵌合之結果，圖中之黑色曲線為實驗所得之頻率響應函數，紅色曲線為人工所合成之頻率響應函數，且可發現實驗與合成曲線皆有對應，代表曲線嵌合結果的正確性。如圖 5 為迴轉式壓縮機同點與不同點之關聯性函數，由圖中可以發現除了在反共振點以外，其餘的曲線皆接近於 1，代表實驗的品質是可靠的。

表 1 所示為加速度計固定於量測規劃點 97 號實驗所得之模態參數對照表，由表中可發現在 2000Hz 的頻寬中找到 19 個模態數，且每個模態數皆有對應的自然頻率、模態振型以及阻尼比。由表中可以發現除了第 1 與第 3 的模態振型外，其餘的模態振型皆是以過濾瓶的響應較為明顯，初步判斷可能原因可能是實驗過程中衝擊錘敲擊壓縮缸外殼所產生的振動受到壓縮缸與過濾瓶間傳輸管的影響，使得振動的傳遞不夠確實，導致實驗的時候不易量測到壓縮缸之響應，進而導致壓縮缸的模態振型的響應不明顯。

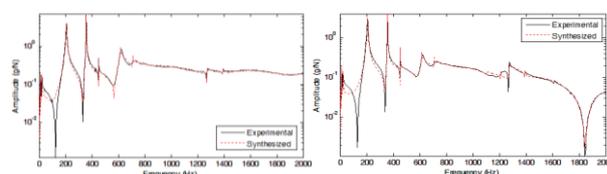


圖 4 同點與不同點之頻率響應函數

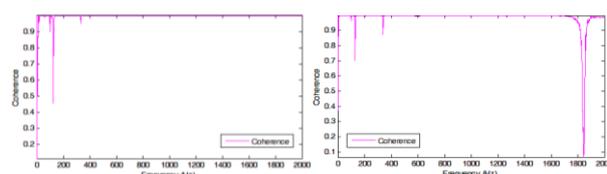
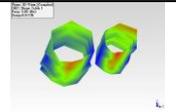
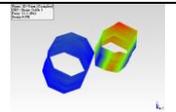
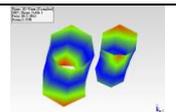
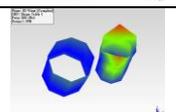
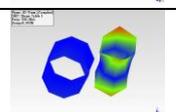
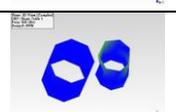
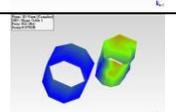
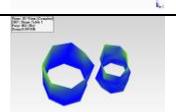
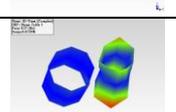
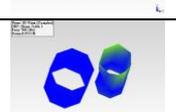
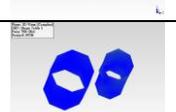
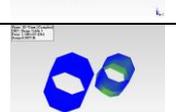
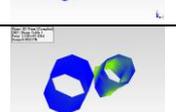
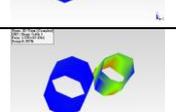
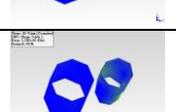
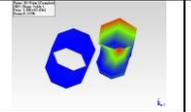
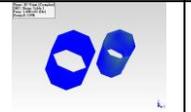
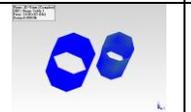
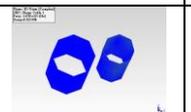


圖 5 同點與不同點之關聯性函數

表 1 加速度計固定於量測規劃點 97 號實驗所得之  
模態參數對照表

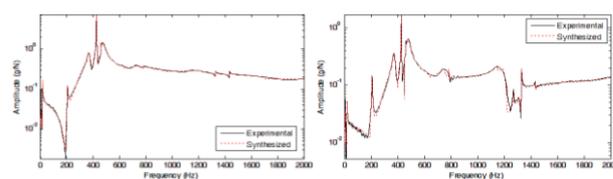
模態數	自然頻率 (Hz)	模態振型	阻尼比 (%)
E-01	3.89		0.6109
E-02	11.11		4.8953
E-03	20.47		5.3545
E-04	208.1		1.1893
E-05	357.59		0.19306
E-06	428.45		0.16853
E-07	451.66		0.07015
E-08	461.64		0.09176
E-09	616.99		0.01591
E-10	708.92		0.05114
E-11	790.3		0.30455
E-12	1140.4		0.0071
E-13	1208.8		0.00217
E-14	1272.2		0.3071
E-15	1330.5		0.14073

E-16	1392.5		0.13331
E-17	1435.7		0.11932
E-18	1614.2		0.08033
E-19	1668.4		0.02179

#### 4.2 加速度計固定於 113 號點之實驗模態分析

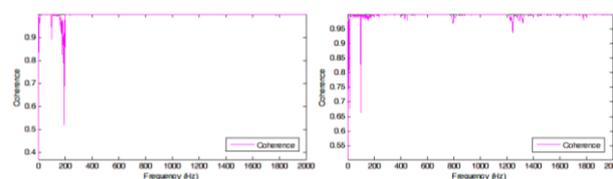
圖 6 所示為迴轉式壓縮機同點與不同點之頻率響應函數，是由 ME`scopeVES 軟體針對量測規劃點的 113 號位置所量測到之頻率響應函數進行曲線嵌合之結果，圖中之黑色曲線為實驗所得之頻率響應函數，紅色曲線為人工所合成之頻率響應函數，且可發現實驗與合成曲線皆有對應，代表曲線嵌合結果的正確性。如圖 7 為迴轉式壓縮機同點與不同點之關聯性函數，由圖中可以發現除了在反共振點以外，其餘的曲線皆接近於 1，代表實驗的品質是可靠的。

表 2 所示為迴轉式壓縮機在加速度計固定於 113 點之實驗量測所得之模態參數對照表，由表中可發現在 2000Hz 的頻寬中找到 21 個模態參數，且每個模態參數皆有對應的自然頻率、模態振型以及阻尼比。由表中可以發現除了第 1、2 及第 3 的模態振型外，其餘的模態振型皆是以過濾瓶的響應較為明顯，且造成此現象的原因推斷與加速度計固定於量測規劃點 97 號位置所量測到之結果相同，應是與壓縮缸與過濾瓶間的傳輸管影響，造成振動的傳遞不夠確實所導致。



(a)  $i=113, j=113$  (b)  $i=113, j=099$

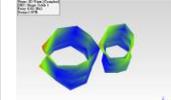
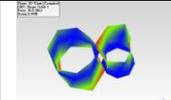
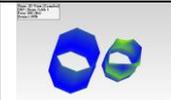
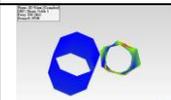
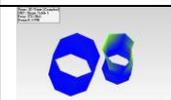
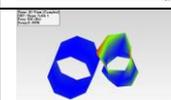
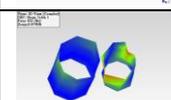
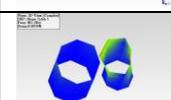
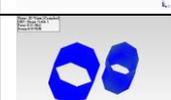
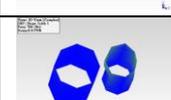
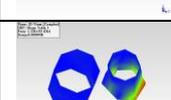
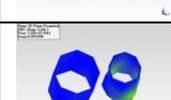
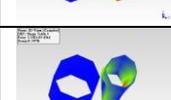
圖 6 同點與不同點之頻率響應函數

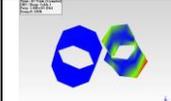
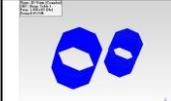
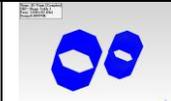
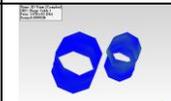
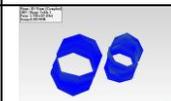
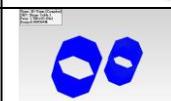


(a)  $i=113, j=113$  (b)  $i=113, j=099$

圖 7 同點與不同點之關聯性函數

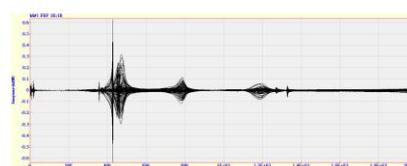
表 2 加速度計固定於 113 點實驗所得之模態參數  
對照表

模態數	自然頻率 (Hz)	模態振型	阻尼比 (%)
E-01	4.82		1.9735
E-02	18.83		5.9369
E-03	208.08		1.0841
E-04	357.59		0.19521
E-05	371.54		0.11445
E-06	428.49		0.16868
E-07	451.7		0.07459
E-08	461.49		0.08185
E-09	613.02		0.01423
E-10	708.43		0.01764
E-11	784.81		0.05719
E-12	1152.4		0.00904
E-13	1216.5		0.00529
E-14	1271.7		0.28162
E-15	1330.1		0.14696

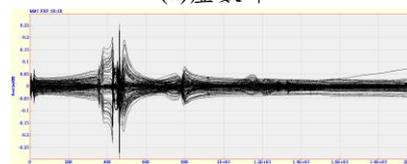
E-16	1435.6		0.12622
E-17	1450.1		0.01333
E-18	1652.1		0.00474
E-19	1671.3		0.00992
E-20	1754.8		0.00149
E-21	1776.7		0.00056

#### 4.3 加速度計固定於 1 號點之實驗模態分析

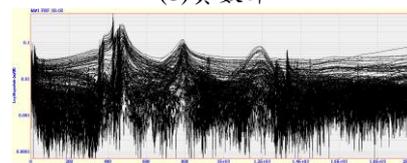
由於加速度計固定於量測規劃點 1 號所量測到的頻率響應函數品質不好，且造成在 ME'scopeVES 軟體中進行曲線嵌合的困難度，因此在此只顯示壓縮機可能的自然頻率以及其對應的操作變形振型。圖 8 所示為量測規劃點 1 號位置之頻率響應函數重疊圖，分別包含虛數部、實數部以及振幅，此為利用 ME'scopeVES 軟體將所有量測到的頻率響應函數一次呈現所得到的結果，由此圖中可以擷取可能的自然頻率以及所對應的操作變形振型。表 3 所示為加速度計固定於 1 號點實驗所得之自然頻率與操作變形振型對照表，在頻寬 2000Hz 中總共擷取到 26 個可能的自然頻率以及對應的操作變形振型。



(a) 虛數部



(b) 實數部

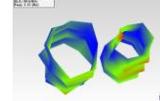
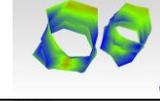
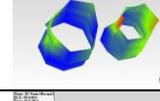
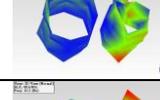
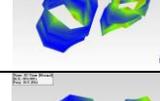
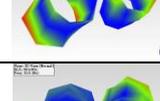
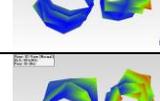
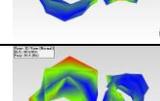
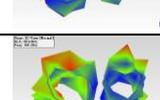
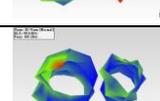
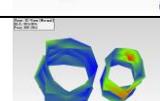


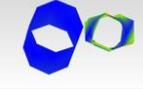
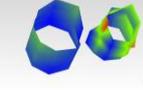
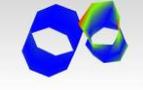
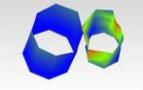
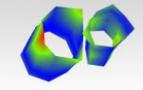
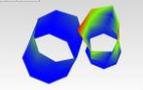
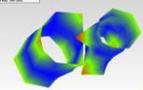
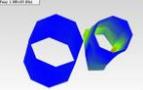
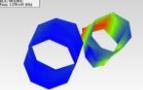
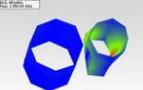
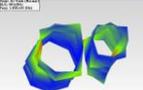
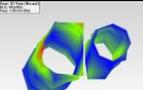
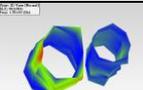
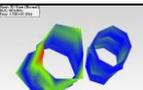
(c) 振幅

圖 8 量測規劃點 1 號位置之頻率響應函數重疊圖

從表中可以發現模態振型在壓縮缸與過濾瓶的響應皆很明顯，相較於加速度計固定於量測規劃點 97 與 113 號位置所量測得到之結果有所差異，其不一樣的地方在於將加速度計固定於過濾瓶時，受到傳輸管的影響，因此量測不到壓縮缸的響應；而將加速度計固定於壓縮缸時，雖受到傳輸管的影響，但卻是量測到過濾瓶的響應，詳細之原因可能與壓縮機內部結構有關，因此有待後續的探討。

表 3 加速度計固定於 1 號點實驗所得之自然頻率與操作變形振型對照表

模態數	自然頻率 (Hz)	操作變形振型
O-01	3.13	
O-02	4.69	
O-03	6.25	
O-04	10.9	
O-05	12.5	
O-06	18.8	
O-07	32.8	
O-08	50	
O-09	59.4	
O-10	100	
O-11	180	
O-12	200	

O-13	358	
O-14	373	
O-15	428	
O-16	452	
O-17	461	
O-18	470	
O-19	786	
O-20	1180	
O-21	1270	
O-22	1330	
O-23	1450	
O-24	1500	
O-25	1700	
O-26	1750	

#### 4.4 三個獨立之實驗結果比較

表 4 所示為三個獨立實驗結果之自然頻率比較表，在此表中是將三者實驗結果之相近的自然頻率排列在一起，且大部分的自然頻率皆有對應。但在表中量測規劃點 1 號部分的模態數明顯較多，原因在於加速度計固定於量測規劃點 1 號所量測得到的頻率響應函數並

沒有進行曲線嵌合，因此也沒有模態振型與操作變形振型進行比較，進而選出正確的自然頻率值。

表 5 所示為兩獨立實驗結果之模態振型對照表，為將量測規劃點 97 及 113 號之自然頻率值相近的模態振型進行比較，其中 MAC 為模態保證指標，若值越接近 1，代表兩兩的振型趨勢越相同；若值越接近 0，則代表兩兩的振型趨勢不同。從表中可以發現只有 4 組模態振型的 MAC 值在 0.6 以上之合理範圍內，其餘的振型對應不佳的原因，初步推斷可能為 2 顆加速度計放置的位置相差了一個 90 度的相位角，造成過濾瓶在量測規劃點 97 號有前後擺動之振型；在量測規劃點 113 號有左右擺動之振型，進而造成 MAC 值偏低的現象。

表 4 三個獨立實驗結果之自然頻率比較表

量測規劃點 97 號		量測規劃點 113 號		量測規劃點 1 號	
mode	fn(Hz)	mode	fn(Hz)	mode	fn(Hz)
E-01	3.89	-	-	O-01	3.13
-	-	E-01	4.82	O-02	4.69
-	-	-	-	O-03	6.25
-	-	-	-	O-04	10.9
E-02	11.11	-	-	O-05	12.5
-	-	E-02	18.83	O-06	18.8
E-03	20.47	-	-	-	-
-	-	-	-	O-07	32.8
-	-	-	-	O-08	50
-	-	-	-	O-09	59.4
-	-	-	-	O-10	100
-	-	-	-	O-11	180
E-04	208.1	E-03	208.08	O-12	200
E-05	357.59	E-04	357.59	O-13	358
-	-	E-05	371.54	O-14	373
E-06	428.45	E-06	428.49	O-15	428
E-07	451.66	E-07	451.7	O-16	452
E-08	461.64	E-08	461.49	O-17	461
-	-	-	-	O-18	470
E-09	616.99	E-09	613.02	-	-
E-10	708.92	E-10	708.43	-	-
E-11	790.3	E-11	784.81	O-19	786
E-12	1140.4	E-12	1152.4	-	-
-	-	-	-	O-20	1180
E-13	1208.8	E-13	1216.5	-	-
E-14	1272.2	E-14	1271.7	O-21	1270
E-15	1330.5	E-15	1330.1	O-22	1330
E-16	1392.5	-	-	-	-
E-17	1435.7	E-16	1435.6	-	-
-	-	E-17	1450.1	O-23	1450
-	-	-	-	O-24	1500
E-18	1614.2	-	-	-	-
-	-	E-18	1652.1	-	-
E-19	1668.4	E-19	1671.3	O-25	1700
-	-	E-20	1754.8	O-26	1750
-	-	E-21	1776.7	-	-

表 5 兩獨立實驗結果之模態振型對照表

量測規劃點 97 號		量測規劃點 113 號		MAC
m DOE	mode shape	m DOE	mode shape	
E-04		E-03		0.906
E-05		E-04		0.702
E-06		E-06		0.126
E-07		E-07		0.467
E-08		E-08		0.603
E-09		E-09		0.032
E-10		E-10		0.055
E-11		E-11		0.037
E-12		E-12		0.011
E-13		E-13		0.116
E-14		E-14		0.708
E-15		E-15		0.064
E-17		E-16		0.002
E-19		E-19		0.156

## 5. 結論

本文介紹實驗模態分析的理念後，並針對迴轉式壓縮機進行實驗模態分析，使用 3 顆加速度計以及衝擊錘作為感測器，以固定加速度計；移動衝擊錘的方式進行實驗量測，因此做一次實驗即可獲得三次獨立之實驗模態分析，最後將三者實驗結果互相比較得到以下結論：

1. 三者之實驗結果顯示迴轉式壓縮機在量測規劃點 97 及 113 號位置之模態振型在壓縮缸的響應不明顯，而在 1 號位置的結果則相反，初步判斷可能是傳輸管影響，造成振動的傳遞不夠確實有關。
2. 雖然大部分的自然頻率皆有對應，但是在模態振型的比對上卻不理想，初步判斷可能的原因為加速度計放置的位置相差了 90 度的相位角，導致振型有前後及左右擺動的差異。
3. 由於傳輸管會影響振動的傳輸，因此未來可以將壓縮缸以及過濾瓶分開進行實驗模態分析，以分別求得壓縮缸與過濾瓶結構的模態參數。

## 6. 參考文獻

- [1] 王栢村，陳昱成，陳勇全，2010，「車架之實驗模態分析實務與振動模態特性探討」，*中華民國振動與噪音工程學會第18屆學術研討會*，台北，論文編號：C-150。
- [2] 胡惠文，呂璋峻，王進富，謝寶賢，2009，「鋁合金輪圈之模態實驗分析與有限元素模型驗證」，*第十七屆中華民國振動與噪音工程學術研討會*，台北，第 219-224 頁。
- [3] 胡惠文，高宗華，陳力齊，2009，「機車車架結構之模態實驗分析與有限元素模型驗證」，*第十七屆中華民國振動與噪音工程學術研討會*，台北，論文編號：C-02。
- [4] 邱武耀，吳柏毅，馮昶欽，陳彥伊，邱柏欽，2009，「手動鑽床之振動特性與模態分析」，*第十七屆中華民國振動與噪音工程學術研討會*，台北，論文編號：A-08。
- [5] 王栢村，謝宗廷，周建中，陳金龍，2012，「迴轉式壓縮機之噪音特性比較分析」，*精密機械與製造科技研討會論文集*，屏東，論文編號：G002。

## Experimental Modal Analysis on a Rotary Compressor

Bor-Tsuen Wang<sup>1</sup>, Ming-Kai Yeh<sup>1</sup>,  
Tsung-Ting Hsieh<sup>1</sup>, Chien-Chung Chou<sup>2</sup>,  
Chin-Lung Chen<sup>2</sup>

<sup>1</sup>National Pingtung University of Science & Technology  
Department of Mechanical Engineering  
<sup>2</sup>Rechi Precision co., LTD

### ABSTRACT

Experimental modal analysis (EMA) or modal testing that is known for system analysis on the structure is frequently performed to characterize the structural path effect for noise and vibration evaluation. This work aims to perform EMA on the rotary compressor that is used to compress the refrigerant for air conditioners and of concern for noise emission. The general approach for EMA is introduced. The conventional EMA procedure by using the roving impact hammer and the fixed accelerometer is adopted to study the structural modal properties. Three different accelerometers are applied and fixed at the compressor and evaporation chamber housings for EMA, respectively. Base on the assumption of single-input and single-out (SISO), there is equivalently three independent tests of EMA. The frequency response functions (FRFs) between the measured acceleration and applied force can be measured by using the frequency spectrum analyzer. The FRFs can then be processed to obtain structural modal parameters, including natural frequencies, modal damping ratios and mode shapes, by the curve-fitting software. The modal characteristics obtained from the three tests are comparatively studied. Results show those modal properties are quite consistent, though there exists some discrepancy among the three tests. This work layouts the EMA procedure for a typical rotary compressor. The characterized structural path information can be helpful for further diagnosis of noise and vibration spectra from receiver tests for the compressor.

**Keywords:** experimental modal analysis (EMA), modal parameter, frequency response function (FRF)

