

## 運轉下迴轉式壓縮機之噪音特性與各部位振動聯性探討

王栢村<sup>1</sup> 陳柏偉<sup>1</sup> 余易璋<sup>1</sup> 林聖傑<sup>1</sup> 陳金龍<sup>2</sup> 王文志<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)

### 摘要

迴轉式壓縮機是冷氣機系統中主要的元件，因應市場上的冷氣機主要以靜音為主要的品質要求，迴轉式壓縮機運轉產生的噪音相當受重視。本文以接受端測試(Receiver Test)及路徑端測試(Path Test)探討迴轉式壓縮機運轉狀態下之振動與噪音之關聯性，穩定運轉於固定轉速在有/無冷媒不同的工況下進行量測。以麥克風量測運轉噪音；加速度計量測壓縮機各位置振動。結果顯示以有/冷媒的噪音與振動特性比較結果得出 800、1250Hz 高貢獻度頻帶。最後與路徑端測試(Path Test)之實驗模態分析(EMA)與操作模態分析(OMA)結果進行比對，結果得出 1250Hz 高貢獻度頻帶對應的實驗模態振型與操作模態振型，主要明顯的振動模態有壓縮機本體、儲液瓶、進出口銅管、托架、彎管及腳墊，初步推測噪音可能是由結構共振的影響。未來進行迴轉式壓縮機與冷氣機組裝匹配振動與噪音量測可利用對應之量測位置探討壓縮機組裝在冷氣機上時高噪音貢獻度頻帶，進行噪音診斷找出冷氣機可能之噪音來源。

**關鍵詞：**迴轉式壓縮機、收受端測試、路徑端測試、實驗模態分析、操作模態分析。

### 1. 前言

現今人們對於生活品質的要求越來越高，因此產品要因應人們的需求，現在的業界對於產品的性能、品質、可靠度中的品質越來越受重視。迴轉式壓縮機與冷氣機系統組裝匹配之噪音振動問題，一直也都是業界想了解與解決的重點之一。因此協助廠商建立一套冷氣機系統振動噪音量測診斷流程與改善作業程序，找出冷氣機系統結構所產生的振動噪音來源，有助於廠商之研發人員能有改善與設計之參考。

關於冷氣機及壓縮機參考文獻中收受端測試之振動與噪音關聯性探討，楊[1]主要研究直流變頻空調機與單體壓縮機之噪音與振動關聯性，結果顯示壓縮機噪音與空調機之間不是簡單的線性關係，壓縮機噪音的大幅度改善，不代表空調機噪音有降低。王等人[2]主要對雙螺旋式壓縮機探討其噪音與振動之關聯性，使用標準噪音計與頻譜分析儀分別量測不同滑閥負載下之噪音與振動特性，並比較不同滑閥負載下主要噪音與振動貢獻度頻帶之關係。Tree and Shryock[3]提到壓縮機外殼之聲音與振動關聯性，壓縮機外殼本身不會產生噪音，而是經由壓縮機內部結構產生共振效應傳遞至外殼而產生噪音。

關於噪音診斷之改善方法，林等人[4]指出噪音控制問題可由噪音源(Source)、傳輸途徑(path)及接受端

(receiver) 來確認迴轉機械內部的噪音源，因此建立一套較客觀的方法來取代，由人的感覺來確認噪音源以減低主觀因素的影響。Kim et al. [5]利用表面振動和聲音強度的量測方法應用於確認壓縮機異常噪音的傳遞模式。Seo et al. [6]探討改善空氣傳遞及結構傳遞噪音的改善方法空氣傳遞所產生之噪音改善方法：設計新的風扇和導流罩、重新排列熱交換器以降低系統阻力。結構傳遞所產生之噪音改善方法：隔音材料裝置於過濾瓶中、重新安排壓縮機的裝置角度。John et al.[7]探討水冷式螺旋壓縮機與風冷式螺旋壓縮機的噪音問題，常會有純音的現象，出現純音的因素有暖通空調系統中的風扇葉片的倍頻聲音、封閉式壓縮機低沉的嗡嗡聲、離心式或螺桿式壓縮機惱人的基調聲。Hwang et al. [8]主要探討運轉中壓縮機在不同轉速下的噪音與振動特性，從實驗得知外殼產生的噪音是由於結構的共振所產生的，在 2500Hz 頻帶下產生高噪音，結果得知利用吸振腳墊使得 2500Hz 頻帶的共振頻率有效改善使得振動與噪音明顯降低。

本文主要探討定頻迴轉式壓縮機在有/無冷媒工況振動與噪音的差異。首先對壓縮機在有冷媒運轉下各位置的噪音特性探討，在與壓縮機各部位的振動作關聯性分析找出高振動噪音貢獻度的頻率範圍後，再利用 Receiver Test(R-Test)得出較高貢獻度的中心頻帶所對應的可能結構自然頻率在與 Path Test(P-Test)的實驗模態分析 EMA 與操作模態分析 OMA 結果作比對，近而找出迴轉式壓縮機的噪音來源。

### 2. 實驗規劃

本節主要介紹迴轉式壓縮機組裝於冷氣機上系統運作流程及收受端與路徑端測試之理念並建立噪音診斷分析流程。

#### 2.1 迴轉式壓縮機之介紹

迴轉式壓縮機為冷氣機系統結構之重要核心，圖 1 為迴轉式壓縮機結構示意圖，進出口銅管是主要冷媒送出及回收的重要兩個結構，托架與彎管主要是連接壓縮機本體與儲液瓶，壓縮機下三個腳墊主要是吸收壓縮機在轉動時產生的振動。圖 2 為冷氣機的系統運作流程圖，首先由儲液瓶內的低溫低壓氣態冷媒到本體內經由轉子轉動壓縮冷媒使得本體充滿高溫高壓冷媒，由本體上得出口銅管傳出到冷氣機系統結構管路，經過凝結器後使得冷媒變成低溫高壓液態冷媒到毛細管，經過毛細管壓力轉換由低溫高壓液態冷媒轉成低溫低壓液態冷媒，冷媒到蒸發器後汽化變成低溫低壓氣態冷媒，使得室內溫度降低，最後低溫低壓氣態冷媒回到儲液瓶。

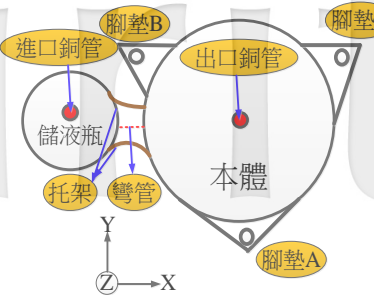


圖 1 迴轉式壓縮機結構示意圖

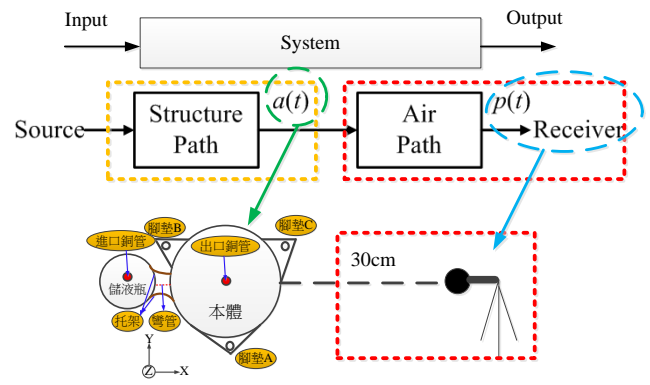


圖 3 聲音傳遞路徑圖

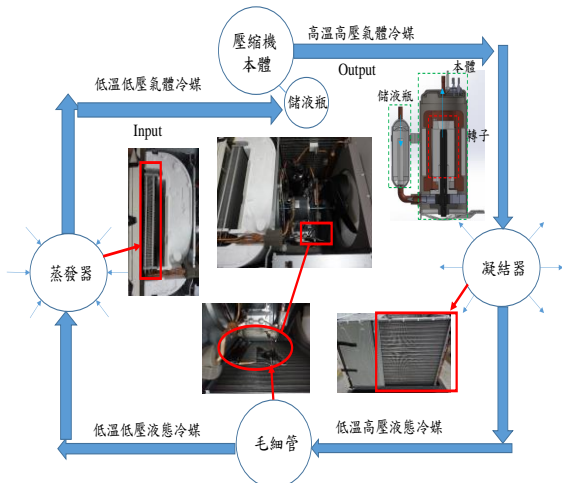


圖 2 冷氣機的系統運作流程圖

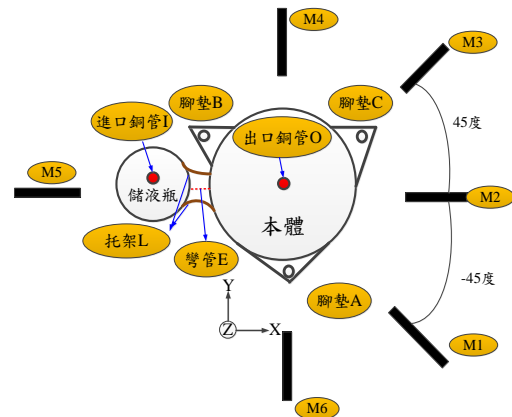
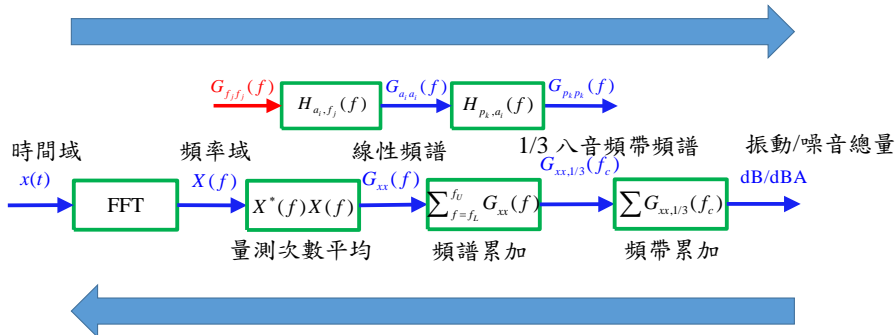


圖 5 收受端實驗量測示意圖

噪音與振動量測信號處理流程



噪音與振動分析診斷流程

圖 4 R-test 信號處理流程圖

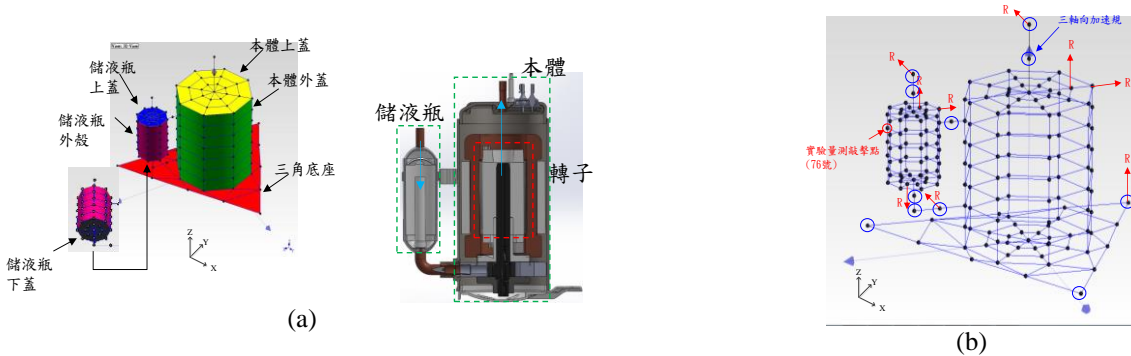


圖 6 壓縮機實驗點數規畫示意圖



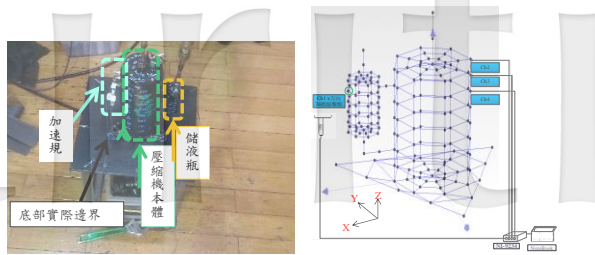


圖 7 壓縮機實驗量測圖

表 1 壓縮機有/無冷媒下之聲音壓力位準總表

壓縮機噪音量測	有冷媒	無冷媒	有冷媒-無冷媒
M1	61.4	49.3	12.10
M2	59.6	51.1	8.50
M3	60.1	51.3	8.80
M4	62.9	52.6	10.30
M5	60.2	52.4	7.80
M6	63.9	53.8	10.10

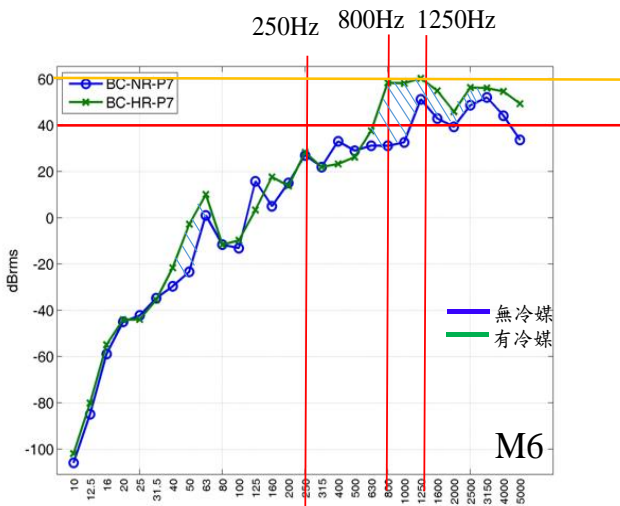


圖 8 噪音 1/3 八音頻帶頻譜圖

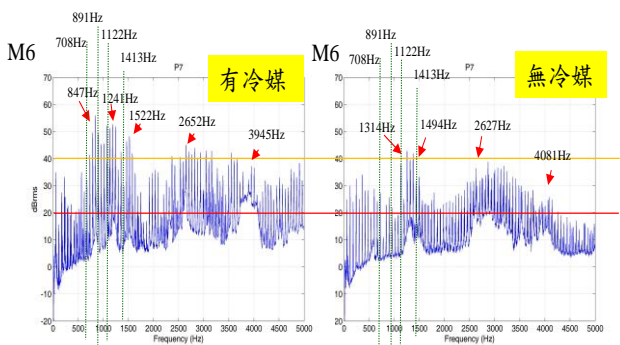


圖 9 噪音線性頻譜圖

## 2.2 量測與診斷理念

以下針對收受端與路徑端之量測與診斷理念，收受端之理念：圖 3 為聲音傳遞路徑圖，聲音的傳遞流程，

輸入端產生的振動源(source)，經由系統端結構路徑 (Structure Path) 的傳遞發出聲音在經由空氣路徑 (Air Path) 傳遞而輸出聲音使得收受端 (Receiver) 收到聲音，在此本文主要探討收受端與路徑端的關係，透過圖 4 為 R-test 信號處理流程圖進行收受端之信號處理流程及診斷流程。收受端之信號處理流程先利用加速度規、麥克風當感測器量測信號，得出噪音、振動之時間域  $x(t)$  信號接著轉換為頻率域  $X(f)$  信號，接著量測次數取平均得出自身功率頻譜密度函數  $G_{xx}(f)$  又稱線性頻譜 (Linear Spectrum)，依照人耳可聽到的頻率範圍區分成 8 個中心頻率，為了提高位準變化分析準度對每一頻帶之上限頻率與下限頻率再以等比的方式再分為 3 個頻帶，把每個頻帶的的線性頻譜進行累加得出 1/3 八音頻帶頻譜 (1/3 Octave Band Spectrum,  $G_{xx,1/3}(f_c)$ )，最後為了容易解讀及判斷數據進行頻帶累加，得出振動總量為加速度位準 (Acceleration Level)，單位: dB、噪音總量為聲音壓力位準 (Sound Pressure Level)，單位: dBA。了解不同的工況下透過頻譜分析儀連接麥克風及加速度規量測得出聲音與振動的關聯性，找出高噪音與振動貢獻度的頻帶。

本文之收受端測試之噪音量測以麥克風為感測器，並規劃 M1~M6 六個位置，而振動量測以 3 軸向加速度規為感測器，並規劃量測位置有 3 個腳墊 ABC、進口銅管 I、出口銅管 O、托架 L、彎管 E，如圖 5 收受端實驗量測示意圖。在有/無冷媒兩個工況下量測探討壓縮機有/無冷媒運轉時的噪音與振動之差異。

路徑端之理念：為了要診斷出收受端測試結果得出的高噪音振動貢獻度頻帶範圍可能為結構共振所產生的噪音，並進行路徑端測試，路徑端測試方式分別有實驗模態分析 (EMA) 及操作模態分析 (OMA)，實驗模態分析與操作模態分析的差異在於輸入的來源不同，實驗模態分析主要是對結構靜態時了解結構之特性而操作模態分析則是對結構動態時了解結構運轉時的結構特性。本文之路徑端測試採用固定衝擊錘與 76 號實驗量測敲擊點，移動加速度規的方式進行量測，依結構動態特性規劃 160 個量測點，使用單軸與三軸向加速規，黏貼於量測規劃點，單軸: 1~149 點、本體外殼: 1~64 點、腳墊 65~73 點、儲液瓶 74~135 點、本體上蓋 136~149 點；三軸: 150~160 點 (冷媒進出口、彎管、三個腳墊頂點)。如圖 6 為壓縮機實驗點數規畫示意圖。量測頻寬  $f_c$  為 5000Hz，解析係數  $N_c$  為 6400 條，採用實際壓縮機下裝上腳墊之實際邊界，如圖 7 為壓縮機實驗量測圖。

## 2.3 噪音與振動分析與診斷流程

由 2.2 節介紹收受端測試信號處理流程，圖 4 為 R-test 信號處理流程圖，一般收受端測試以麥克風及加速度規為感測器，量測到時間域訊號經由快速傅立葉轉換得到頻率域訊號。把頻率域訊號取平均量測次數會得出線性頻譜。為了容易解讀及判斷數據進行頻譜累加得出 1/3 八音頻帶頻譜，頻帶累加得出振動與噪音總量。

噪音與振動分析診斷流程與與量測信號處理流程相反，噪音分析診斷步驟有以下

- (1) 首先以噪音與振動總量來判別各量測位置的振動噪音大小，噪音總量稱為聲音壓力位準，單位為 dBA；而振動總量稱為加速度位準，單位為 dB。
- (2) 以 1/3 八音頻帶頻譜來判別振動與噪音貢獻度最高的頻帶。
- (3) 藉由 1/3 八音頻帶頻譜判別的頻帶範圍找出影響高噪音振動貢獻度頻帶之頻率位置，找出可能之結構自然頻率( $f_n$ )及轉速倍頻頻率( $f_{ii}$ )。
- (4) 將分析結果儲存，將高噪音振動貢獻度頻帶下可能的結構自然頻率與路徑端測試結果得出的模態參數比對，診斷噪音是否由結構的共振所產生。

表 2 壓縮機有/無冷媒加速度位準總表

出口銅管O	有冷媒	無冷媒	有冷媒-無冷媒
X方向	137.71	142.37	-4.65
Y方向	139.54	128.16	11.38
Z方向	134.52	131.18	3.34
進口銅管I	有冷媒	無冷媒	有冷媒-無冷媒
X方向	137.97	134.84	3.13
Y方向	147.18	131.50	15.68
Z方向	137.03	126.33	10.70
彎管E	有冷媒	無冷媒	有冷媒-無冷媒
X方向	135.97	138.05	-2.07
Y方向	143.19	132.78	10.41
Z方向	124.98	127.72	-2.74
托架L	有冷媒	無冷媒	有冷媒-無冷媒
X方向	138.70	142.08	-3.39
Y方向	141.38	141.25	0.13
Z方向	130.36	142.92	-12.56
腳墊A	有冷媒	無冷媒	有冷媒-無冷媒
X方向	142.37	139.10	3.27
Y方向	133.32	132.08	1.25
Z方向	132.20	127.98	4.22
腳墊B	有冷媒	無冷媒	有冷媒-無冷媒
X方向	143.95	131.43	12.52
Y方向	132.75	139.25	-6.50
Z方向	129.46	125.22	4.24
腳墊C	有冷媒	無冷媒	有冷媒-無冷媒
X方向	138.90	132.72	6.18
Y方向	133.88	140.38	-6.50
Z方向	143.80	126.10	17.69

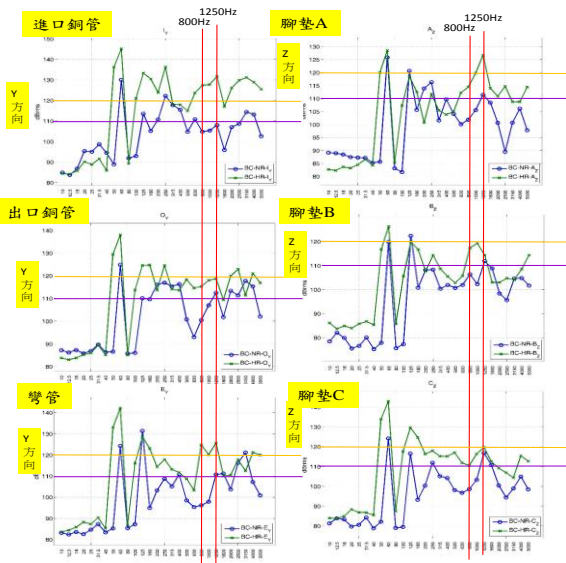
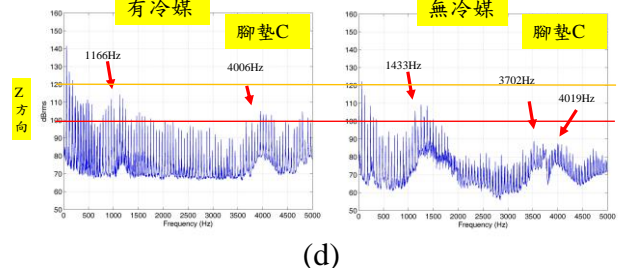
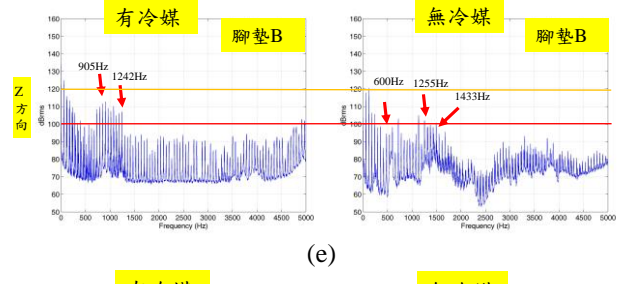
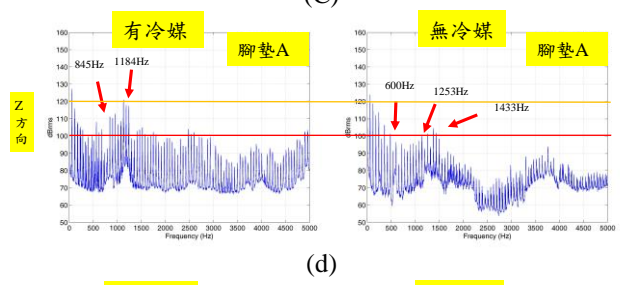
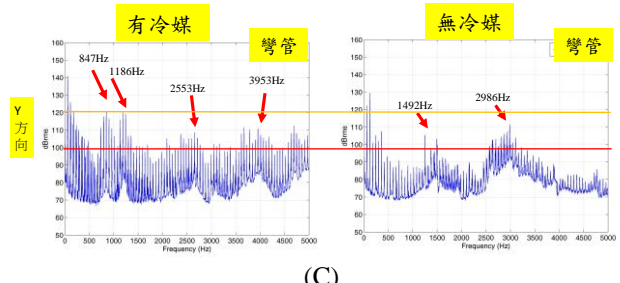
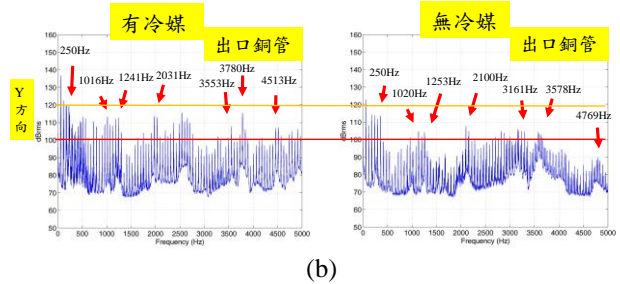
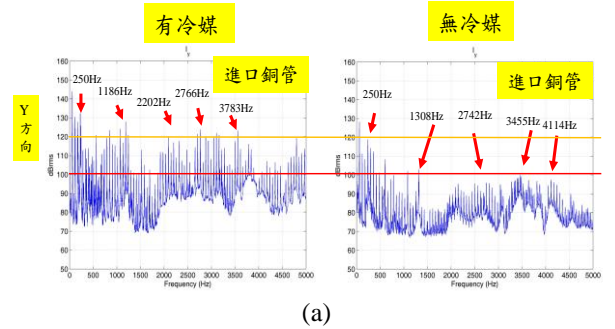


圖 10 振動 1/3 八音頻帶頻譜圖

圖 11 振動線性頻譜圖



### 3. 結果與討論

本文主要在探討定頻迴轉式壓縮機在有/無冷媒工況振動與噪音的差異。利用收受端得出較高貢獻度的中心頻率所對應的可能結構自然頻率在與路徑端測試的實驗模態分析 EMA 與操作模態分析 OMA 結果作比對結果如下。

#### 3.1 收受端之噪音與振動之關聯性分析

本節對迴轉式壓縮機以固定轉速 3600RPM 在有/無冷媒兩種工況下進行收受端測試，以下就實驗結果，探討分析迴轉式壓縮機的噪音與振動之關聯性分析：

噪音量測：

- (1) 聲音壓力位準(dBA):表 1 為壓縮機有/無冷媒下之聲音壓力位準總表，由表中可以發現有冷媒及無冷媒的噪音總量最大的位置都在 M6，而有/無冷媒噪音總量相差最大的位置在 M1、M4、M6 位置，初步推測可能是由於 M1、M4、M6 位置都較靠近壓縮機本體，噪音最大的位置可能是由本體所產生的。
- (2) 1/3 八音頻帶頻譜(高噪音貢獻度頻帶分析):圖 8 為 M6 位置之噪音 1/3 八音頻帶頻譜圖，由圖中可以發現綠色線為壓縮機在有冷媒下運轉，顯示 800、1250Hz 為主要的噪音貢獻度頻帶；藍色線為壓縮機在無冷媒下運轉，顯示 1250Hz 為主要的噪音貢獻度頻帶；M6 位置量測到有/無冷媒噪音差異最大的範圍在低頻率 40~63Hz、高頻率 800~2500Hz 兩個頻率範圍，推測冷媒流動的壓力會使得高頻率的噪音提高。
- (3) 線性頻譜:利用線性頻譜來判斷影響高噪音貢獻度頻帶之頻率，將 1/3 八音頻譜 800 及 1250 Hz 較高噪音貢獻度頻帶之中心頻率範圍對應於噪音線性頻譜，並判斷出可能影響較高噪音貢獻度頻帶之頻率，圖 9 為噪音線性頻譜圖，圖中顯示有/無冷媒下皆有 1250Hz 較高噪音貢獻度頻帶，可能是由結構共振所產生，在有冷媒時出現 1241Hz 的可能結構自然頻率( $f_r$ )，而無冷媒時出現的 1314Hz 頻率可能是結構自然頻率。在有/無冷媒噪音之線性頻譜中出現一條一條的峰值為壓縮機之轉速倍頻頻率( $f_h$ )

振動量測：

- (1) 加速度位準(dB):表 2 為壓縮機有/無冷媒加速度位準總表，由表中發現在有冷媒時進出口銅管、彎管及托架振動總量最大出現在 Y 方向，而腳墊 A、B 振動總量最大出現在 X 方向，腳墊 C 出現在 Z 方向。進出口銅管、彎管之有/無冷媒振動總量差異最大的方向在 Y 方向；托架、腳墊 A、C 之有/無冷媒差異最大的方向在 Z 方向；腳墊 B 之有/無冷媒差異最大的方向在 X 方向。
- (2) 1/3 八音頻帶頻譜:可用來分析高振動貢獻度頻帶，圖 10 振動 1/3 八音頻帶頻譜，由圖中可以發現綠色線為壓縮機在有冷媒下運轉，藍色線為壓縮機在無冷媒下運轉，顯示 800~1250Hz 為有/無冷媒

差異最大的頻帶，推測冷媒流動的壓力會使得高頻率的振動提高，而 800、1250Hz 兩個中心頻率為主要振動貢獻度頻帶。

- (3) 線性頻譜:可用來判斷影響高振動貢獻度頻帶之頻率，將 1/3 八音頻譜 1250Hz 較高振動貢獻度頻帶之中心頻率範圍對應振動線性頻譜，並判斷出可能影響較高振動貢獻度頻帶之頻率，圖 11 為振動線性頻譜圖，圖中顯示有/無冷媒下皆有 1250Hz 較高噪音貢獻度頻帶，可能是由結構共振產生，進出口銅管及腳墊在 1250Hz 頻帶範圍都有出現可能之結構自然頻率( $f_r$ )。

壓縮機收受端測試噪音與振動關聯性分析:由振動與噪音量測結果得出噪音與振動都有 1250Hz 較高噪音與振動貢獻度頻帶，頻帶範圍也出現明顯的可能結構自然頻率，下節將會說明收受端與路徑端測試的比對結果，診斷出壓縮機高噪音振動貢獻度頻帶的出現的模態振型特性。

#### 3.2 迴轉式壓縮機路徑端之噪音診斷

本節由路徑端測試進行噪音診斷，探討高噪音貢獻度與結構自然頻率有無共振效應，由於噪音振動傳遞路徑是由內至外，而實驗方式則由外至內，以剝洋蔥方式進行，因此以迴轉式壓縮機外殼為例，進行實驗模態分析及操作模態分析，由量測結果獲得 160 個量測點之頻率響應函數，再進行曲線嵌合擷取模態參數，包含自然頻率與模態振型，以下說明路徑測試之噪音診斷結果：

- (1) 圖 12 為 EMA 同點頻率響應函數圖，結果顯示合成與實驗曲線相當一致，表示曲線嵌合品質良好，並由曲線嵌合 0-5000Hz，擷取出 56 個模態參數。
- (2) 由收受端測試結果針對高噪音貢獻度 800Hz 與 1250Hz 頻帶之上下限範圍中，所擷取到之自然頻率進行探討，圖 13 為 EMA 頻率響應函數重疊圖(虛數部)，圖中 800Hz 頻帶中出現的自然頻率模態數為 E-22 而 1250Hz 頻帶中出現的出現的自然頻率有模態數為 E-29。
- (3) 表 3 為壓縮機外殼之實驗模態分析模態參數對照表，表中主要以較高噪音貢獻度 250、800、1000、1250 及 1600 Hz 頻帶所對應的中心頻率範圍內之模態，包含自然頻率、模態振型以及振動模態之物理意義來探討高噪音貢獻度頻帶對應之模態振型，診斷出可能的噪音源。由收受端測試可以得出 1250Hz 貢獻度頻帶為振動與噪音主要貢獻度頻帶，對應之自然頻率為 E-29\_1234.9Hz，物理意義為進出口銅管 Y 方向作動及儲液瓶膨脹模態。
- (4) 表 4 為壓縮機外殼操作模態分析模態參數對照表，表中主要以較高噪音貢獻度 250、800、1000、1250 及 1600 Hz 頻帶所對應的中心頻率範圍內之模態，包含自然頻率、模態振型以及振動模態之物理意義來探討高噪音貢獻度頻帶對應之模態振型，診斷出可能的噪音源。由收受端測試可以得出 1250Hz 貢獻度頻帶為振動與噪音主要貢獻度頻帶，對應之自然頻率為 O-163\_1130Hz、



O-171\_1206Hz, 物理意義為 3 個腳墊 Z 方向同動、進出口銅管 Y 方向作動、本體與儲液瓶膨脹模態。由於操作模態振型是模擬實際壓縮機運轉時會產生的振動量測, 振動較明顯的地方在壓縮機本體、儲液瓶、彎管、托架、進出口銅管及 3 個腳墊, 初步判斷本文探討之迴轉式壓縮機, 規劃的進出口銅管、托架、彎管、腳墊 ABC 量測位置皆是在 1250Hz 頻帶範圍下壓縮機運轉時振動較明顯, 未來在量測冷氣機收受端測試時可以對應壓縮機收受端測試位置, 探討壓縮機組裝在冷氣機上時 1250Hz 頻率範圍是否還是高噪音貢獻度頻帶。

#### 4. 結論

本文應用振動與噪音量測技術於迴轉式壓縮機, 透過實驗量測中獲得之振動與噪音頻譜進行解析, 以收受端測試與路徑測試來確認噪音源, 收受端結果顯示迴轉式壓縮機有/無冷媒噪音與振動之關聯性, 噪音與振動總量有冷媒運轉時比無冷媒大, 由 1/3 八音頻帶頻譜得知 800、1250Hz 為高噪音貢獻度頻帶, 且從線性頻譜顯示可能是來自結構產生之共振影響, 經由噪音診斷流程路徑端測試之外殼噪音診斷結果顯示 1250Hz 高貢獻度頻帶對應的實驗模態振型與操作模態振型, 主要明顯的振動源有壓縮機本體、儲液瓶、進出口銅管、托架、彎管及 3 個腳墊, 初步判斷本文探討之迴轉式壓縮機, 規劃的進出口銅管、托架、彎管、腳墊 ABC 量測位置皆是在 1250Hz 頻帶範圍下壓縮機運轉時振動較明顯。未來進行迴轉式壓縮機與冷氣機組裝匹配振動與噪音量測時, 可利用對應之量測位置探討壓縮機組裝在冷氣機上時高噪音貢獻度頻帶, 進行噪音診斷找出冷氣機可能之噪音來源, 可提供定頻迴轉式壓縮機等產業, 改善振動噪音。

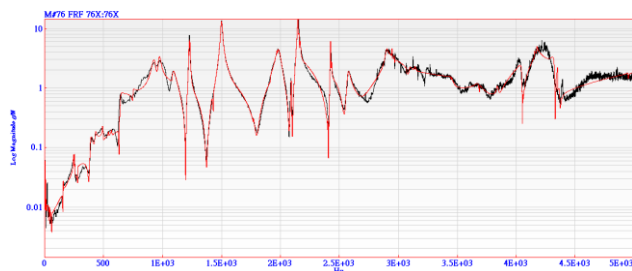


圖 12 EMA 同點頻率響應函數圖(H76\_76)

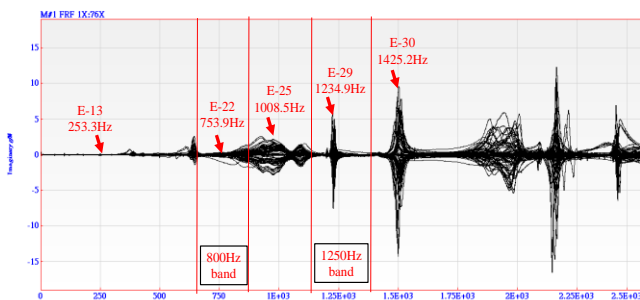


圖 13 EMA 頻率響應函數重疊圖(虛數部)

表 3 壓縮機外殼之實驗模態分析模態參數對照表

EMA 模態數/ 自然頻率(Hz)	模態振型	物理意義
E-13/ 253.3		1. 進出口管同動 2. 本體及儲液瓶使得腳墊作動
E-22/ 753.9		1. 進口銅管 Y 方向彎曲作動 2. 彎管 Y 方向彎曲作動
E-25/ 1008.5		1. 本體 Y 方向平移 2. 3 個腳墊 Z 方向作動
E-29/ 1234.9		1. 進出口銅管 Y 方向作動 2. 儲液瓶膨脹模態
E-30/ 1425.2		1. 進出口銅管 Y 方向作動 2. 本體膨脹模態

表 4 壓縮機外殼操作模態分析模態參數對照表

OMA 模態數/ 自然頻率(Hz)	模態振型	物理意義
O-40/ 250		1. 進出口 Y 方向同動 2. 本體與儲液瓶頂蓋之膨脹模態
O-127/ 748		1. 出口銅管 Y 方向作動 2. 3 個腳墊 Z 方向作動
O-163/ 1130		1. 3 個腳墊 Z 方向同動 2. 進出口 Y 方向彎曲 3. 本體膨脹模態
O-171/ 1206		1. 進口銅管 Y 方向作動
O-194/ 1417		2. 3 個腳墊 Z 方向作動 3. 本體底部膨脹模態



## 5. 致謝

本文承蒙瑞智精密股份有限公司 103 年度產學合作計畫「壓縮機與空調機系統組裝匹配對振動噪音之影響評估」經費補助，特此致謝。

## 6. 參考文獻

- [1] 楊煥弟，2009，「壓縮機噪聲振動與空調外機噪聲關係分析」，*噪聲與振動控制*，第 29 期，第 1 卷，第 149-152 頁。
- [2] 王栢村，王文志，謝長鴻，黃啟順，劉家良，2012，「雙螺旋式壓縮機之噪音與振動關聯性分析」，*2012 年能源與冷凍空調學術研討會*，台北，論文編號：No.17。
- [3] Tree, D. R., and Shryock, R. A., 1976, "Effects of the Suspension System and Housing on the Noise Output of Rotating Vane Compressor," *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, paper197.
- [4] 林鴻裕，王栢村，吳志興，迴轉機械內部噪音源的確認，*第七屆全國技術及職業教育研討會*，民國81年3月20-21日，1992
- [5] Kim, J. D., Lee, B. C., Bae, J. Y., Ban, J. O., and Kim, Y. H., 1998, "Noise Reduction of a Rotary Compressor Using Structural Modification of the Accumulator," *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, paper 1265.
- [6] Seo, S. H., Park, J. K., and Cho, K. S., 2000, "Source Identification and Reduction of Noise for the Outdoor Unit of Room Air Conditioner," *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, paper 1486.
- [7] John A. Paulauskis, 1999, "Addressing Noise Problems In Screw Chillers," *American Society of Heating*, pp. 22-25
- [8] Hwang, W., Oh, I., Kim, B., Park, S., and Ryu, K., 2006, "A Study on Noise Radiation from Compressor Shell", *International Compressor Engineering Conference, Purdue University, USA*, Paper 1760.

## ABSTRACT

The rotary compressor is the key component in air. As the sound quality of air conditioner of concern, the noise generation mechanism becomes a critical issue to examine. This work presents both the receiver test (R-Test) and the path test (P-Test), respectively, to study the correlation between noise and vibration of rotary compressor in operating conditions. In particular, since the refrigerant is pumped in high pressure, the experiments are designed to investigate the compressor noise with and without the refrigerant compulsive pressure effects. The radiated sound pressure levels from the compressor are measured by microphones and the vibration response at different locations of the compressor are also measured by accelerometers. The R-Test is mainly to examine the noise and vibration levels and one-third octave band spectra as well as their auto spectra in linear bands. The critical bands of high noise and vibration levels can be identified and majorly contributed from rotating speed harmonics. Some possible structural resonances are also observed. The P-Test, i.e. experimental modal analysis (EMA) and operational modal analysis (OMA), respectively, is then carried out on the rotary compressor to explore the possible cause due to structural resonant effects. Results show the critical bands of high noise levels at 800 and 1250 Hz are obtained by the noise and vibration at with and without refrigerant test. Then, the structural modal parameters of P-Test can be obtained from experimental modal analysis (EMA) and operational modal analysis (OMA), respectively. The critical band of high noise levels corresponding to the experimental mode shapes and operational mode shapes is 1250 Hz. The main mode shapes are including compressor, copper tube, Bracket, Bending of copper tube and vibration absorber. The source of noise is caused by resonance of structural vibration. This experimental approach can also be adopted for air conditioner system of noise and vibration receiver tests. The diagnosis of experimental methodology can be further applied to measure the noise and vibration of the assembly of the rotary compressor into the air conditioner, as well as the study to find the air conditioner system's noise source.

**Keywords:** rotary compressor, receiver test, path test, experimental modal analysis, operational modal analysis

## Noise Characteristics of Rotary Compressor in Operating and its Correlation Study on Vibration

Bor-Tsuen Wang<sup>1</sup>, Po-Hao Chen<sup>1</sup>,  
Yi-Zhang Yu<sup>1</sup>, Sheng-Jie Lin<sup>1</sup>,  
Chin-Lung Chen<sup>2</sup>Wen-Chih Wang<sup>2</sup>

<sup>1</sup>National Pingtung University of Science and  
Technology Department of Mechanical

<sup>2</sup> Rechi Precision Co., LTD