

室外機之振動噪音檢測分析與評估 Noise and Vibration Measurement, Analysis and Evaluation for Outdoor Unit of Conditioner

王栢村¹

Bor-Tsuen Wang¹

國立屏東科技大學 機械工程系¹

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

梁秀璋² 周世剛² 陳金龍²

Hsiu-Wei Liang², Shih-Kang Chou², Chin-Lung Chen²

瑞智精密股份有限公司²

²Rechi Precision Co., LTD

摘要

隨著生活品質提升，室外機的振動噪音已逐漸成為值得關注之議題。在室外機系統中，壓縮機為主要噪音來源，儘管壓縮機為室外機系統激振元件，但室外機系統之振動噪音仍會與其他元件相互影響。本文主要目的在建立室外機系統於運轉情況下之振動噪音檢測分析手法。分別對室外機系統進行收受端測試(Receiver Test)及路徑端測試(Path test)。使用麥克風及加速度計為感測器量測室外機於製熱工況下，不同壓縮機轉速之振動噪音。於噪音頻譜可看出此室外機之噪音特性為 Broad band noise。從不同轉速下之振動頻譜時頻圖可看出噪音與振動頻譜兩者之關聯性，藉此找出時頻圖中貢獻度高之頻帶及頻率。室外機系統路徑端測試採用實驗模態分析(EMA)方法，對室外機機殼、壓縮機及管路進行量測。路徑端測試結果可用以輔助噪音診斷，結果顯示室外機系統中機殼之前板、右側板、左側板、上蓋及配管為主要影響噪音之相關結構。本文除在建立完整振動噪音檢測分析手法外，也透過實驗模態分析輔助判斷可能與噪音相關之室外機結構，未來此振動噪音檢測手法也可應用於其他案例中。

關鍵字：室外機、收受端測試、路徑端測試、實驗模態分析。

ABSTRACT

The outdoor unit of conditioner is of concern for its noise and vibration (N&V). The major noise source in the conditioner that consists of many components may be blamed from the compressor. Although the compressor is the component that can excite the whole system, the outdoor unit's N&V can be interaction effect among components. This work develops the measurement plan to examine the operating N&V for the outdoor unit. Both the Receiver and Path Tests are conducted, respectively. Several microphones and accelerometers are placed accordingly to measure the system's N&V for Receiver Test at different running speeds of compressor for air-conditioner mode. The noise spectrum can be observed as the broad band characteristics. The vibration spectrum as well as the time-frequency plot at different speeds can be related to noise spectrum and identified for the critical bands of frequencies that contribute to N&V significantly. The structural modal testing on the case body and inner components, such as the compressor and pipe lines, of the outdoor unit is carried out and known as the Path Test, i.e. experimental modal analysis (EMA). Results from Path-Test can assist to diagnosis the structural path for noise transmission. The case bodies and pipe lines are strongly related to the radiated noise at some spectral response. Other than the Receiver Test for N&V on the outdoor unit, this work also performs EMA on the components of outdoor unit and helps to identify the noise radiation from the structural path. The experimental approach in studying N&V of outdoor unit can be applied to other products as well.

Keywords: outdoor unit of conditioner, receiver test, path test, experimental modal analysis (EMA)

一、前言

現今社會空調設備已成為家家戶戶所必備之設備，過去較常使用的窗型機也逐漸被分離式空調取代，分離式空調分為室外機及室內機，雖室外機擺放於室外，當安裝於較為擁擠之住宅區中，室外機之噪音將導致周遭人們感到不適。故建立室外機系統振動噪音檢測分析，將有助於研發人員做為設計及改善之依據。

王等人[1]針對雙螺旋式壓縮機在不同工況下對噪音特性之影響，透過 1/3 八音頻帶找出不同工況時主要噪音貢獻度，判斷可能的異音來源。王等人[2]透過收受端測試對迴轉式壓縮機在固定運轉及 Run-up 情況下，探討兩者之間之噪音特性及振動貢獻頻帶，進而找出壓縮機可能之自然頻率。林等人[3]提出迴轉機械噪音源的確認方式，透過噪音源(Source)、傳輸途徑(Path)及接受端(Receiver)方式，進而探討迴轉式壓縮機之噪音議題。Silveria[4]針對往復式壓縮機振動與噪音傳遞路徑進行探討，從流程圖說明振動噪音的改善流程，透過主要噪音頻帶為參考依據，找出並對噪音來源進行改善。Woo *et al.*[5]量測運轉狀態下之壓縮機噪音頻譜，透過實驗搭配模擬分析方式對壓縮機元件與噪音之關聯性，藉由改善馬達轉子、定子及泵浦主體有效降低近 6dB，同時也說明選用正弦波電流訊號控制器，能有效減少高頻強度。

本文透過收受端測試(Receiver Test)及路徑端測試(Path test)對室外機系統進行實務量測，探討室外機系統之噪音、振動特性兩者之關聯性，並找出高貢獻度頻帶及頻率，最後再與路徑端測試結果相互比對，得到和室外機系統噪音相關之結構元件。

二、室外機振噪實驗規劃與檢測理念

本章主要針對室外機於量測實驗規劃架構以及檢測流程理念做一詳盡說明，建立振噪檢測分析流程。

2.1 量測實驗規劃

圖 1 為室外機收受端實驗架設圖，以 T1 標準試驗進行製熱工況，圖(a)以麥克風做為感測器，置於室外機中心前方及後方 1 公尺處，高度皆為離地 1 公尺；圖(b)以加速度計做為感測器，將加速度計黏貼於上蓋、前板及右側板，總共 5 個量測點。噪音量測頻寬設定為 20kHz；振動量測頻寬設定為 6.4kHz，取樣點數皆為 6400 點。室外機運轉工況為 2000RPM 至 4100RPM，每個

轉速間隔 100RPM，共 22 個轉速；風扇馬達為固定 800RPM。

圖 2 為室外機路徑端實驗架設圖，路徑端測試方式使用實驗模態分析(EMA)，EMA 主要在瞭解結構靜態時之振動特性。實驗採固定衝擊鉗，移動加速度規進行量測，共有 131 點量測規畫點。量測頻寬設定為 2kHz；取樣點數為 3200 點。

2.2 振噪檢測理念

以下針對室外機從量測至檢測理念做一說明。聲音傳遞流程為輸入端產生振動源，經由結構路徑(Structure path)傳遞振動，再經由空氣路徑(Air path)傳遞聲音，使得收受端(Receiver)接收到聲音。圖 3 為振動噪音量測與檢測流程，收受端測試時，噪音量測時以麥克風做為感測器；振動量測時以加速度計做為感測器。所量測之時間域訊號經快速傅立葉轉換後可得到頻率域訊號，再取平均量測次數後得到線性頻譜(Gpp)。由頻譜累加會得到 1/3 八音頻帶，藉由頻帶累加便可得到噪音及振動之總量。噪音與振動檢測流程與量測流程相反，如圖 4 所示，檢測流程如下：

1. 首先以各轉速噪音與振動總量與允收標準進行比對，若該轉速總量高於允收標準，則列入後續探討範圍。
2. 對超出允收標準轉速之 1/3 八音頻帶判別噪音與振動貢獻度較高之頻帶。
3. 由 1/3 八音頻帶貢獻度高之上下限頻率，對應噪音與振動線性頻譜，找出該頻帶下轉速倍頻頻率及可能之結構自然頻率。
4. 將各轉速線性頻譜之重疊圖轉為時頻圖(Contour Plot)，可從時頻圖找出貢獻度高之頻帶或頻率。
5. 將時頻圖中貢獻度高之頻帶或頻率與結構路徑端測試結果中之模態參數相互比對，可得出與噪音及振動相關之室外機結構，即完成室外機系統振噪檢測流程。

三、室外機振噪檢測之結果與討論

本章主要在探討室外機噪音、振動收受端之結果與室外機結構之關聯性。透過噪音振動檢測分析找出貢獻度高頻帶下之可能結構自然頻率後，再與 EMA 結果比對，找出對室外機系統噪音相關之結構。

3.1 噪音檢測分析

於 2.2 節中已介紹振動噪音檢測流程，本節就噪音檢測分析結果進行探討，結果如下：

1. 從圖 5 各轉速平均之 1/3 八音頻帶圖中，可觀察出 250~3150Hz 頻帶皆超過 40dBA，且呈現近似等高之現象，為 Broad band noise。
2. 圖 6 為噪音線性頻譜重疊圖，從圖 6(a) 0~20kHz 線性刻度可看出 5kHz 後噪音值皆低於 0dBA，故可將診斷範圍縮小至 5kHz 內。從圖 6(b) 0~5kHz 對數刻度之線性頻譜，可看出 200Hz~3kHz 為貢獻度較高之區間，與圖 5 中平均 1/3 八音頻帶具有一致性。
3. 圖 7 為 4000RPM 噪音高貢獻頻帶下之頻率圖，找出 1/3 八音頻帶中貢獻度高之轉速倍頻與 Side band 頻率相互比對，便可得到結構可能之自然頻率。
4. 將各轉速頻譜重疊，可得近似於 Run-up 測試之時頻圖，如圖 8 各轉速重疊之噪音時頻圖所示，可看出 250Hz 到 2kHz 間有相當明顯 Broad band noise。
3. 將噪音轉速倍頻與振動 Side band 頻率相互比對，便可得到結構可能之自然頻率。
4. 從圖 14 振動噪音時頻圖比較，可看出噪音與振動時頻圖整體趨勢一致，250Hz 到 2kHz 間皆有明顯之 Broad band noise。
5. 可從圖 14 振動時頻圖中，找出貢獻度高之頻帶及頻率，6 個頻帶：301~417Hz、454~520Hz、574~676Hz、1230~1310Hz、1410~1510Hz、1640~1720Hz；4 個頻率：934Hz、1120Hz、1920Hz、2050Hz，將分別對此 6 個頻帶、4 個頻率進行探討。
6. 表 2 為室外機結構關聯總表，由表中可知各個高貢獻頻帶對應之室外機結構，301~417Hz 頻帶為：上蓋、前板、左側板、室外機系統、壓縮機及配管；454~520Hz 頻帶為：前板、左側板、右側板、室外機系統及配管；574~676Hz 頻帶為：前板、右側板、左側板、上蓋、冷凝器及室外機系統；1230~1310Hz 頻帶為：上蓋、右側板、冷凝器、壓縮機及配管；1410~1510Hz 頻帶為：上蓋、前板、右側板、冷凝器及配管；1640~1720Hz 頻帶為：前板、右側板及配管。
7. 表 2 中高貢獻頻率所對應之室外機結構，934Hz 頻率為：上蓋及右側板；1120Hz 頻率為：右側板、左側板及上蓋；1920Hz 頻率則無對應；2050Hz 已超出實驗量測取樣頻率。
8. 透過實驗模態分析，可知機殼板金件與管路之模態數量相當多，於上述頻率及頻帶範圍下板金件與管路模態已難以辨識其物理意義，但可從圖 15 可看出，機殼板金件多為面的局部模態；管路皆為吐出管的局部模態。
9. 已知 400Hz 及 500Hz 頻帶於 1/3 八音頻帶中貢獻度最高，在綜合時頻圖高貢獻度頻帶、頻率，故可知前板、右側板、左側板、上蓋及配管影響最大。
10. 由表 2 可知，室外機結構與噪音振動特性除機殼板金件之影響外，也與壓縮機及配管有關聯。

3.2 振動檢測分析

於 2.2 節中已介紹振動噪音檢測流程，本節就振動檢測分析結果進行探討，結果如下：

1. 圖 9 為振動線性頻譜重疊圖，此重疊圖以對數刻度顯示，從圖中可看出在低頻時振幅略高，故針對 200Hz 到 3kHz 之間探討。
2. 從圖 10(a) 0~6.4kHz 線性頻譜圖，可知 1kHz 以下貢獻度最高，1kHz 以上振幅偏低。
3. 圖 10(b) 為 0~1kHz 線性頻譜圖，找出頻譜中之轉速倍頻與 Side band 頻率，便可得到結構可能之自然頻率。
4. 將各轉速頻譜重疊，可得近似於 Run-up 測試之時頻圖，如圖 11 各轉速重疊之振動時頻圖所示，可看出 250Hz 到 2kHz 間有相當明顯 Broad band noise。

3.3 振噪關聯性探討

在前兩節中已針對室外機噪音與振動檢測分析做一探討，本節將結合噪音與振動檢測及 EMA 結果進行探討，結果如下：

1. 從圖 12 振噪頻譜與 1/3 八音頻帶比較中，可知高貢獻度頻帶為：315Hz、400Hz、500Hz、630Hz、800Hz、1000Hz，其中又以 400Hz 及 500Hz 頻帶最高。
2. 已知噪音線性頻譜與 1/3 八音頻帶高貢獻度頻帶之關聯，故可找出噪音頻譜區間內之轉速倍頻頻率對應振動轉速倍頻附近之 Side band，如圖 13 噪音高貢獻頻帶於 4000RPM 下之比對圖所示。

四、結論

本文應用振動與噪音檢測分析及實驗模態分析技術對室外機系統進行探討，透過收受端測試及路徑端測試確認室外機系統結構與噪音之關聯性，建立室外機系統振噪檢測分析流程。

從室外機噪音振動特性分析到室外機系統實驗模態分析，確認室外機噪音與振動時頻圖特性相同，再由振動時頻圖找出高貢獻之頻帶及頻率，找出與噪音關聯之室外機結構。綜合 1/3 八音頻帶高貢獻度頻帶為 400Hz 及 500Hz 頻帶及振動時頻圖中高貢獻度之頻帶及頻率，可知室外機系統中：前板、右側板、左側板、上蓋及配管為主要影響噪音相關之結構。

機殼板金件之模態振型多為面的局部模態；配管之模態振型多為吐出管之局部模態，可針對機殼板金件面積較大的位置黏貼丁基膠或結構變更以及吐出管位置安裝制振塊進行改善。未來此振動噪音檢測手法也可應用於其他案例中。

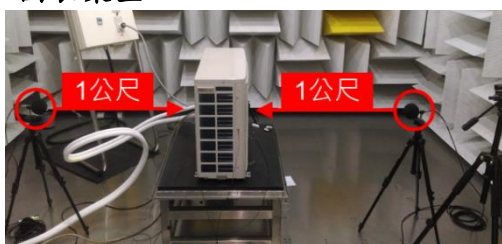
五、致謝

本文承蒙瑞智精密股份有限公司 105 年度產學合作計畫「壓縮機與室外機系統組裝匹配基於振動噪音之設計分析與實驗探討」經費補助，特此致謝。

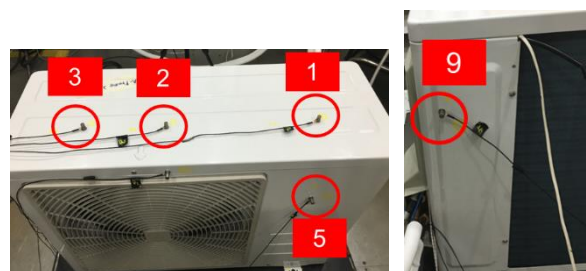
六、參考文獻

- [1]王栢村，謝長鴻，王文志，黃啟順，劉家良，2012，「雙螺旋式壓縮機於不同工況下之噪音特性分析」，中華民國振動與噪音工程學會第 20 屆學術研討會，彰化，論文編號：C-01。
- [2]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」，2012 精密機械與製造科技研討會，屏東，論文編號：G022。
- [3]林鴻裕，王栢村，吳志興，1992，「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。
- [4]M. Silveira, "Noise and Vibration Reduction in Compressors for Commercial Applications," *International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, IN, USA, Paper No.C065, 2004
- [5]S. Woo, U. Lee, C.Sung, C.Shin, and S.Kim, "Noise Reduction in Two-Cylinder Rotary Compressor," *International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, IN, USA, Paper 1897, 2008

七、圖表彙整



(a)麥克風架設圖



(b)加速度計架設圖

圖 1 室外機收受端實驗架設圖



圖 2 室外機路徑端實驗架設圖

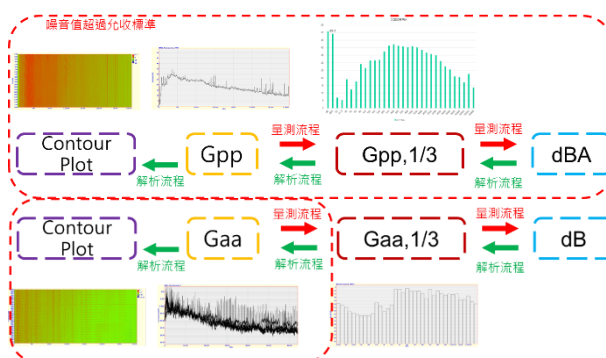


圖 3 振動噪音量測與檢測流程

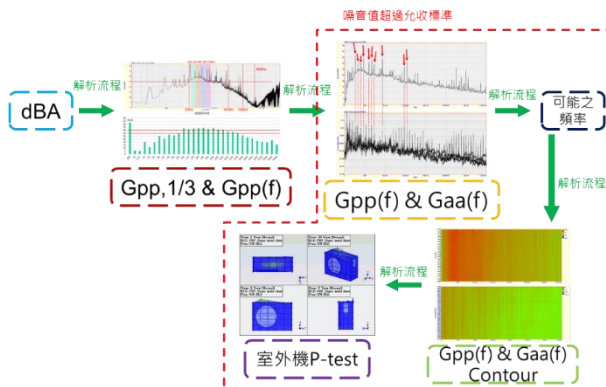


圖 4 振動噪音關聯性解析流程

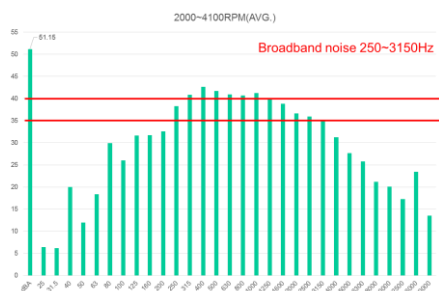


圖 5 各轉速平均之 1/3 八音頻帶

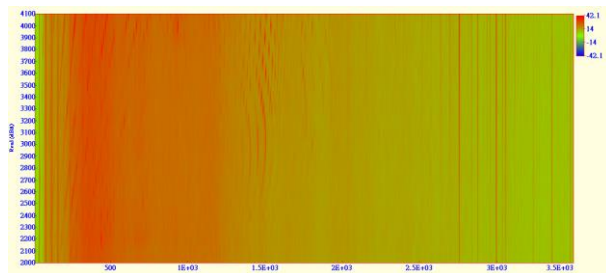
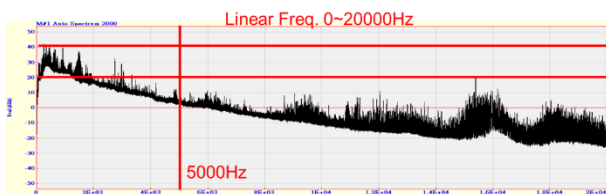
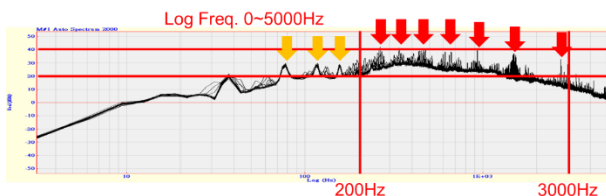


圖 8 各轉速重疊之噪音時頻圖



(a) 0~20kHz 線性刻度



(b) 0~5kHz 對數刻度
圖 6 噪音線性頻譜重疊圖

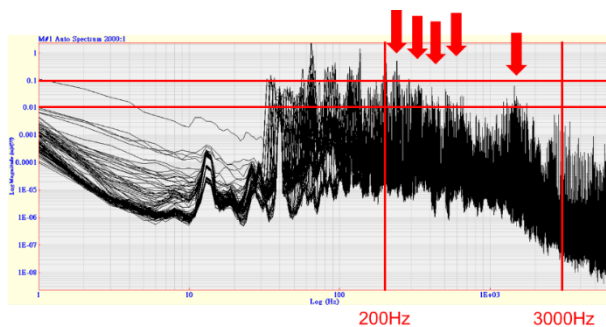
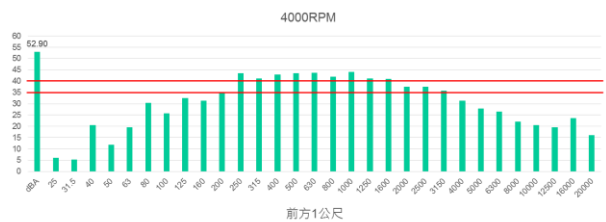
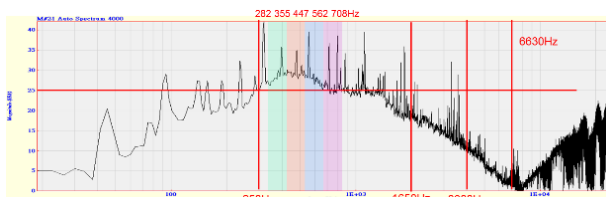


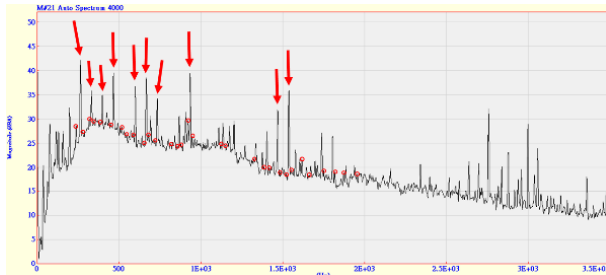
圖 9 振動線性頻譜重疊圖



(a) 1/3 八音頻帶

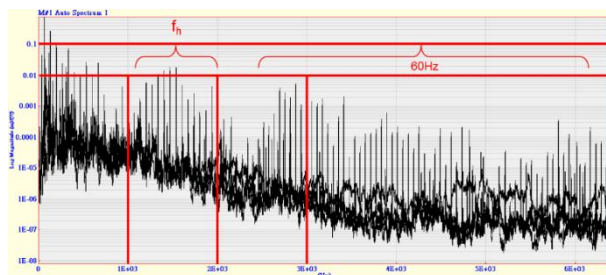


(b) 0~20kHz 對數刻度

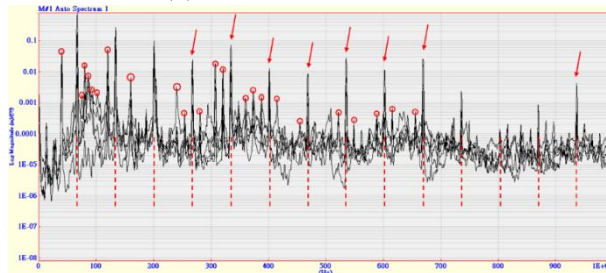


(c) 0~3.5kHz 線性刻度

圖 7 4000RPM 噪音高貢獻頻帶下之頻率



(a) 0~6.4kHz 線性頻譜



(b) 0~1kHz 線性頻譜

圖 10 4000RPM 振動高貢獻頻帶下之頻率

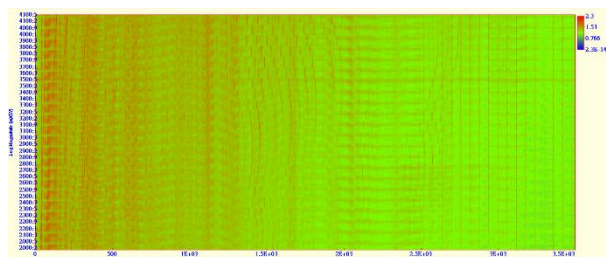


圖 11 各轉速重疊之振動時頻圖

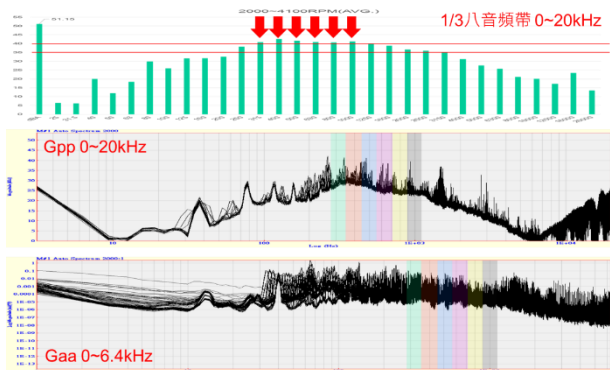


圖 12 振噪頻譜與 1/3 八音頻帶比較圖

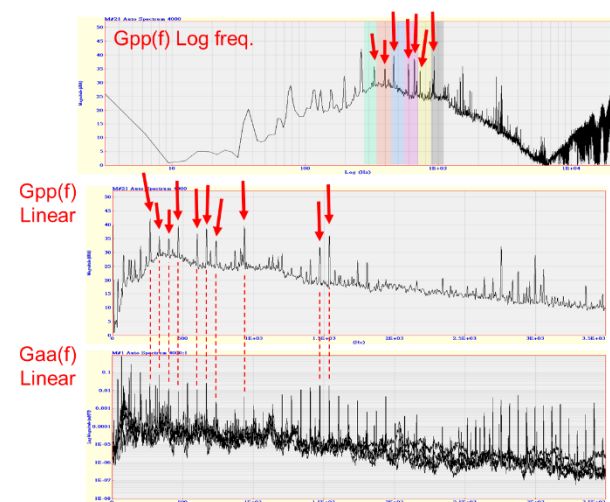


圖 13 噪音高貢獻頻帶於 4000RPM 下之比較

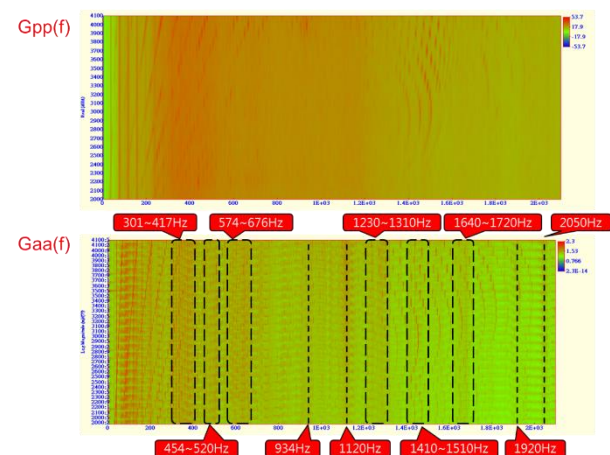
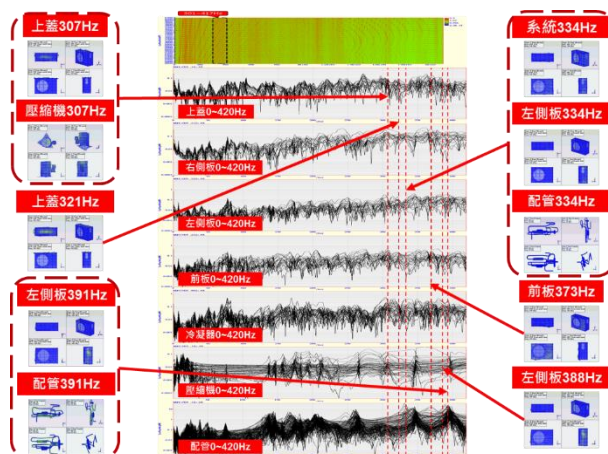
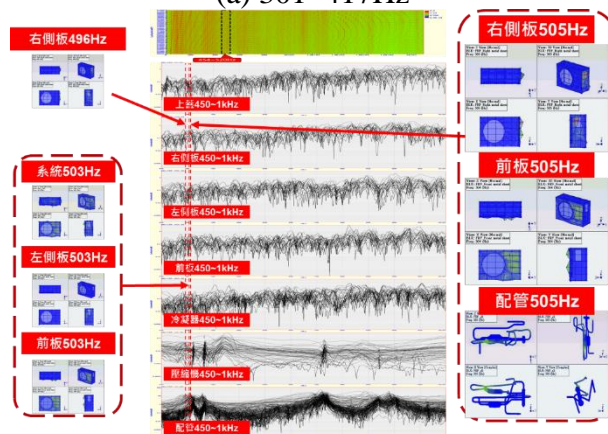


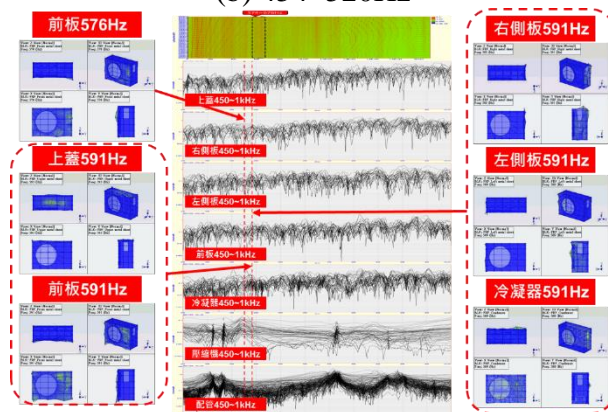
圖 14 振動噪音時頻圖比較



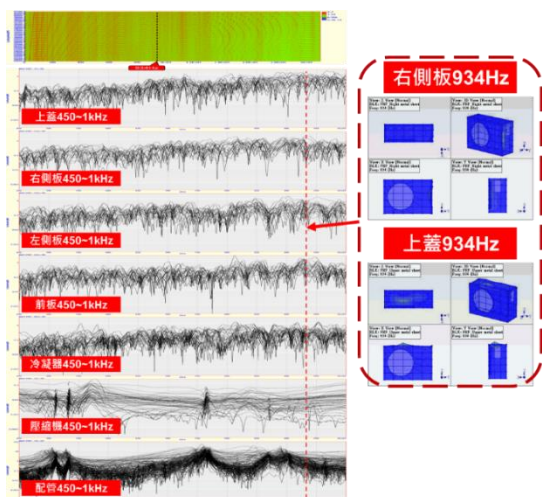
(a) 301~417Hz



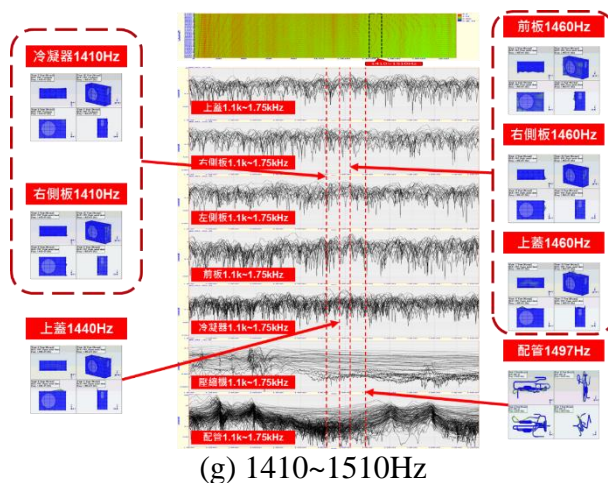
(b) 454~520Hz



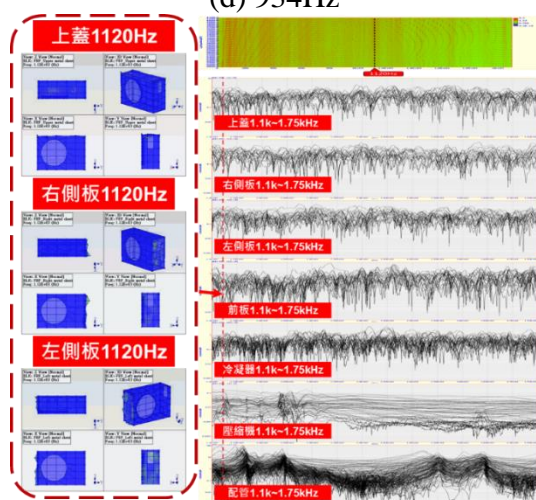
(c) 574~676Hz



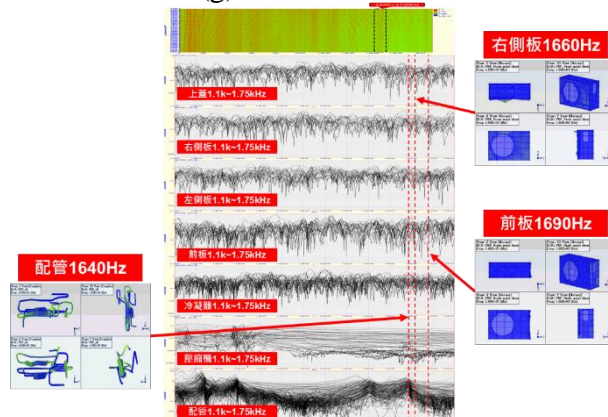
(d) 934Hz



(g) 1410~1510Hz

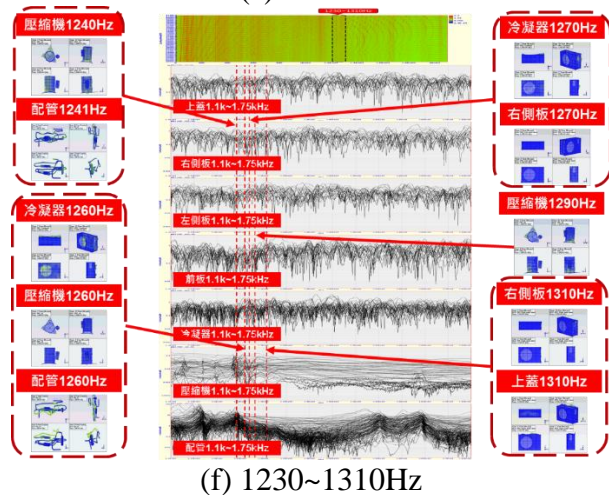


(e) 1120Hz



(h) 1640~1720Hz

圖 15 各頻帶下之結構自然頻率



(f) 1230~1310Hz

表 1 各轉速下之噪音值

轉速 (RPM)	dBA	轉速 (RPM)	dBA	總dBA量
2000	50.32	3100	50.85	51.15
2100	50.41	3200	51.14	
2200	51.09	3300	51.09	
2300	50.77	3400	50.92	
2400	50.88	3500	51.12	
2500	50.75	3600	51.25	
2600	50.76	3700	51.33	
2700	50.73	3800	51.6	
2800	50.77	3900	52.18	
2900	50.78	4000	52.9	
3000	50.91	4100	52.85	

表 2 室外機結構關聯總表

頻帶(Hz)	頻率(Hz)	相關	頻帶(Hz)	頻率(Hz)	相關	頻帶(Hz)	頻率(Hz)	相關
301 ~417	307 308	上蓋 壓縮機	574 ~676	576	前板	1410 ~1510	1410	右側板 冷凝器
	321	上蓋		591	系統 上蓋 前板 右側板 左側板 冷凝器		1440	上蓋
	334	系統 左側板 配管	934	934	右側板 上蓋		1460	上蓋 前板 右側板
	373	前板	1120	1120	左側板 右側板 上蓋		1497	配管
	388	左側板	1230 ~1310	1240	壓縮機 配管	1640 ~1720	1640	配管
	390 391	左側板 配管		1260	冷凝器 壓縮機 配管		1660	右側板
496	右側板	1270		右側板 冷凝器	1690		前板	
454 ~520	503	系統 左側板 前板	1290	壓縮機	1920	X	X	
	505	右側板 前板 配管	1310	上蓋 右側板	2050	X	X	