

迴轉式壓縮機組裝於冷氣機之噪音特性探討

王栢村¹ 陳柏儂¹ 余易璋¹ 林聖傑¹ 王文志²

¹ 國立屏東科技大學 機械工程系

² 瑞智精密股份有限公司

摘要

迴轉式壓縮機與冷氣機系統匹配的振動噪音問題，一直是相關領域業界欲了解與解決的重要議題。本文以接受端測試(Receiver Test)探討迴轉式壓縮機與冷氣機對應之噪音特性比較。由於消音棉常用於包覆壓縮機本體降低噪音，冷氣機也有外殼保護內部零組件或是降噪的目的，本文將規劃實驗探討消音棉與外殼對降低冷氣機噪音的影響。以麥克風量測壓縮機與冷氣機對應位置之噪音量測，並分別由聲音壓力位準、1/3 八音頻帶頻譜及線性自身功率頻譜探討噪音特性之差異。結果顯示消音棉可有效降低中心頻率 1600Hz 以上的頻帶，達到降低噪音總量 2.43dBA；而冷氣機外殼並無明顯的降噪效果，甚至會引發額外的噪音。重要的發現，單獨壓縮機的高噪音中心頻帶如 800、1250 及 1600Hz，在冷氣機噪音則大大降低；由冷氣機的噪音頻譜，可發現 250 及 400Hz 的中心頻帶對壓縮機單體的噪音改善也同等重要，在對應高噪音中心頻率區間有壓縮機結構振動模態的現象，值得爾後深入觀察其效應。本文以實驗手法探討壓縮機組裝到冷氣機的噪音關聯性探討，提供對壓縮機單體的噪音改善策略。

關鍵詞：迴轉式壓縮機、冷氣機、系統組裝、接受端測試、消音棉

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。為了要有效改善組裝時產生的振動與噪音參考噪音測量和診斷定製程序相關文獻，王等人[1]主要目的為建立機械噪音量測程序與診斷流程，並以一有異音產生之虞的迴轉式壓縮機為例，說明噪音量測與診斷之理念，接著對壓縮機進行接受端測試所獲得的線性頻譜及 1/3 八音頻譜，了解壓縮機較高噪音貢獻度之頻帶範圍，再針對壓縮機進行路徑測試，獲得壓縮機外殼之模態參數，最後再將接受端測試與路徑測試之結果進行比較探討結果顯示壓縮機在頻率 1000 及

1600Hz 有較高的噪音貢獻度。王等人[2]以雙螺桿壓縮機為例，建立噪音量測程序與診斷流程，其收受端測試為探討雙螺桿壓縮機於不同工作狀況下之噪音特性與結構振動之關聯性分析，而路徑測試為進行實驗模態分析，擷取結構模態參數，其目的為探討雙螺桿壓縮機之高噪音可能來自結構共振效應，結果顯示 1/3 八音頻帶中高噪音貢獻度頻帶，主要來自轉子嚙合頻率，並經路徑噪音診斷得知可能有結構自然頻率與嚙合頻率共振效應。

關於空調機與冷氣機振動與噪音關聯性探討，楊[3]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[4]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。

了解噪音與振動之關聯性後對壓縮機進行噪音診斷找出噪音之來源，王等人[5]建立雙螺旋壓縮機之聲音壓力位準量測程序與噪音值宣告，首先說明聲音功率位準計算與噪音值宣告方式之理論分析，其次依量測步驟對單一雙螺旋壓縮機進行實驗量測，最後由量測獲得 A 加權聲音壓力位準，求得雙螺旋壓縮機之聲音功率位準與噪音值宣告。王等人[6]以接受端測試(Receiver test)探討迴轉式壓縮機運轉狀態下之振動與噪音，利用穩態運轉及啟動運轉二種方式進行接受端振動與噪音量測，結果顯示穩定運轉量測可測得明確之轉速倍頻頻率及可能結構自然頻率。牛等人[7]針對螺桿式壓縮機噪聲超標問題進行理論與實驗分析，進而確定噪聲控制之方法。

本文主要對迴轉式壓縮機組裝於冷氣機時的噪音特性探討，首先是對壓縮機與無外殼無消音棉冷氣機噪音探討比較，找出壓縮機組裝在冷氣機時噪音的貢獻度頻帶，在對冷氣機有/無消音棉的噪音特性差異，了解消音棉對壓縮機組裝於冷氣機噪音之影響。在對冷氣機探討有/外殼時對於冷氣機噪音之影響。最後進行壓縮機與有消音棉及有外殼時冷氣機之噪音比對，找出還需改善冷氣機較高噪音貢獻頻帶。

2. 量測與診斷理念

聲音通常伴隨著運作中的系統產生，系統因接收到輸入開始運作，進而產生振動再由振動產生聲響，此聲響可能是悅耳的，也可能是逆耳的；悅耳的

聲音如樂器，透過聲響的組合令人愉悅、放鬆，而逆耳則會使人急躁、厭煩，也就是所謂的噪音。圖 1 為聲響傳遞路徑圖，系統接收到輸入而產生輸出，相當於結構接收到振動源(source)產生振動，再經由傳遞路徑(path)，最後再被接收端(receiver)接收。在此本文進行迴轉式壓縮機組裝於冷氣機上為例，說明實際運作系統的聲音傳遞路徑。

運作中的系統，因運作方式不同而有不同的振動源，以迴轉式壓縮機組裝於冷氣機上來說，其振動源為即迴轉式壓縮機運作時產生之振動或是壓縮機與冷氣機組裝匹配的結構，例如風扇、腳墊。而傳遞路徑分為兩種，結構傳遞(Structure Path)及空氣傳遞(Air Path)，結構傳遞為由壓縮機內之馬達一層層向外擴展的結構，此路徑皆為結構傳遞，此部分主要探討結構的模態參數，自然頻率及模態振型，與後續接收端所測得噪音頻譜比對，了解聲音源是否為結構所產生。空氣傳遞路徑則是冷氣機最外層結構傳遞聲響到接收端，透過聲音壓力位準(Sound pressure level)、1/3 八音頻帶頻譜(1/3 Octave band spectrum)、線性頻譜(Linear spectrum)，了解冷氣機在有/無消音棉、有/無制振裝置下之聲音特性，以及結構的振動與空氣中的聲音頻率之關聯性。如圖 2 為消音棉及制振裝置實際結構圖。接受端則是系統產生的聲響，被人體或儀器接收到，透過頻譜分析儀連接麥克風及加速度規量測，以了解聲音主要的頻帶，如圖 3 為接受端噪音診斷流程圖，由圖中可以發現振動與噪音的量測程序是由上而下，是將量測所得到的振動與噪音線性頻譜，利用後處理工具程式轉換為 1/3 八音頻譜與總噪音量；而噪音診斷流程則是由下而上，來探討振動與噪音兩者之間的關聯性。本文主要探討消音棉及制振裝置對於冷氣機噪音之影響。

3. 實驗方法與步驟

此小節將詳細介紹接收端量測實驗架構，主要介紹冷氣機在有/無消音棉、有/無外殼置下六個量測位置的接受端量測，探討有/無消音棉及外殼時對於冷氣機噪音特性之影響。

首先量測儀器的安裝，有頻譜分析儀與感測器、筆記型電腦之連接，感測器包含麥克風，其中麥克風應架設距離冷氣機約 30 公分處，並對準冷氣機之 M1~M6 位置，如圖 4 為冷氣機噪音量測實驗架設示意圖；為了探討消音棉對於冷氣機的噪音是否有影響，對冷氣機進行在無外殼時有/無消音棉時的噪音量測，如圖 5 為冷氣機有/無消音棉之實驗量測圖。也進行冷氣機在有/無外殼時噪音影響之實驗量測，如圖 6 為冷氣機有/無外殼之實驗量測圖。

儀器參數的設定，由於主要探討的頻帶範圍在 5000Hz 以內，因此噪音的量測頻寬設定在 0~5000Hz，量測時間至少設定 30 秒。其中量測噪音必須大於背景噪音 10dB 以上，量測出來之數據不會因背景噪音影響。

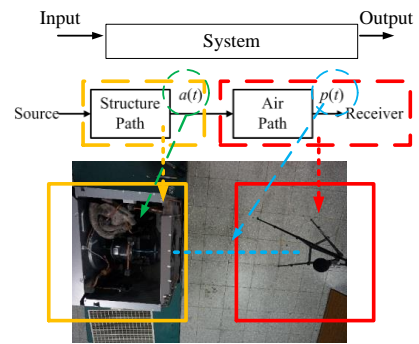


圖 1 聲音傳遞路徑圖

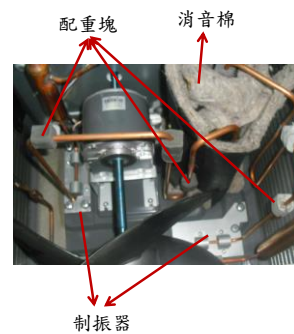


圖 2 消音棉及制振裝置實際結構圖

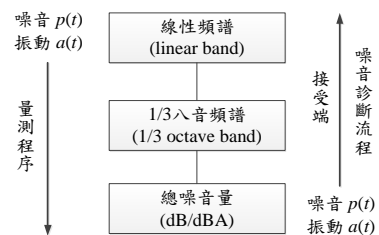


圖 3 接受端噪音診斷流程圖

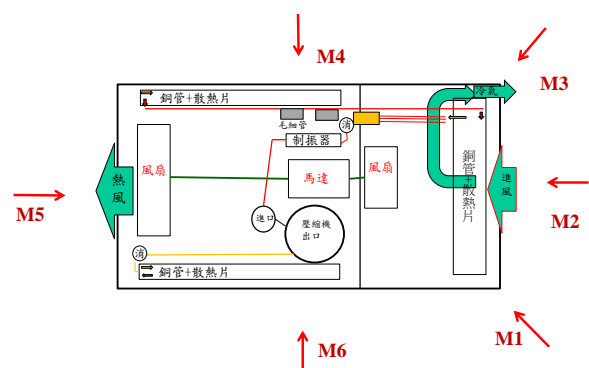
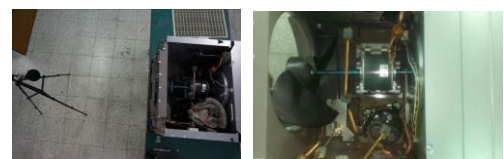


圖 4 冷氣機噪音量測實驗架設示意圖



(a)有消音棉 (b)無消音棉
圖 5 冷氣機有/無消音棉之實驗量測圖



(a)有外殼 (b)無外殼
圖 6 冷氣機有/無外殼之實驗量測圖

4. 結果與討論

4.1 迴轉式壓縮機與冷氣機之噪音特性關聯性

此小節的介紹是為了了解當迴轉式壓縮機組裝在冷氣機時的聲音特性差異，首先冷氣機是採無外殼無消音棉情況下，模擬壓縮機在沒有防振防噪的情況下聲音差異。以總聲音壓力位準來看如表 1 為壓縮機與冷氣機聲音壓力位準比較表，壓縮機的聲音壓力位準都比冷氣機大，差異最大的位置在 M4。由圖 7 迴轉式壓縮機與冷氣機噪音之 1/3 八音頻帶頻譜圖得出壓縮機組裝到冷氣機時主要的噪音較高的頻率 800~1600Hz 有被降低，但在冷氣機時出現了 250、400Hz 噪音貢獻度較高的中心頻率，最後由圖 8 線性頻譜圖可以看出 250、400Hz 可能是結構之結構自然頻率。

表 1 迴轉式壓縮機與冷氣機聲音壓力位準比較表

音量比較	有冷媒	無消音棉、無外殼	壓縮機-冷氣機
	壓縮機	冷強風冷氣機	
M1	61.13	48.56	12.57
M2	57.38	48.62	8.76
M3	58.67	48.34	10.33
M4	62.13	49.27	12.86
M5	55.82	49.08	6.74
M6	63.21	50.82	12.39

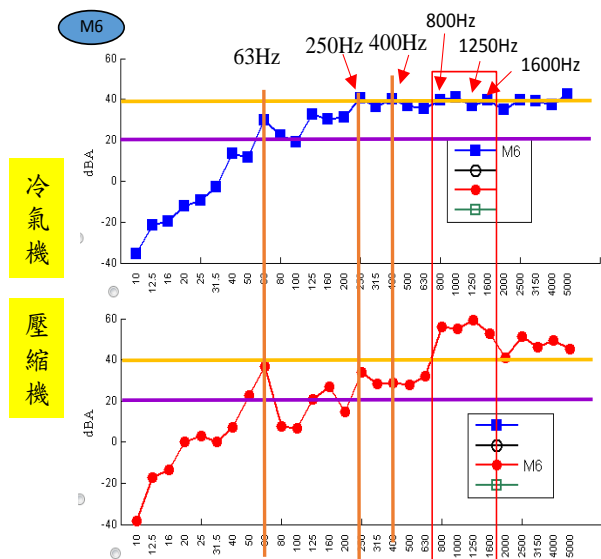


圖 7 迴轉式壓縮機與冷氣機噪音之 1/3 八音頻帶頻譜

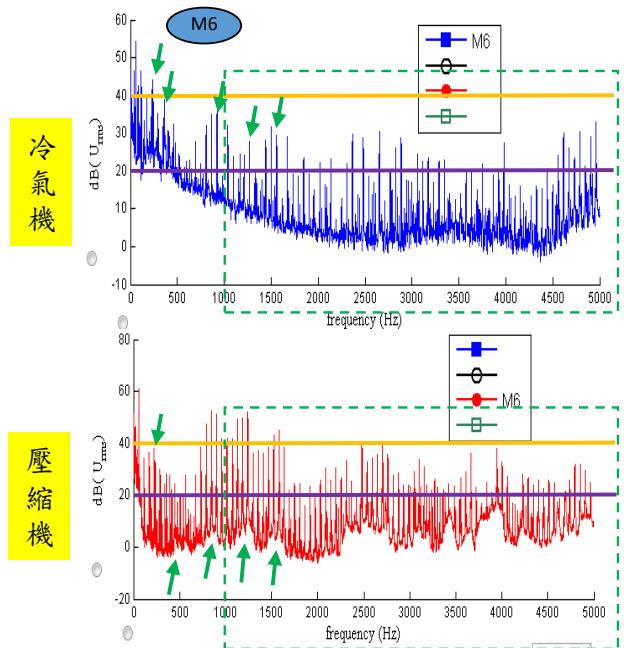


圖 8 迴轉式壓縮機與冷氣機噪音之線性頻譜圖

表 2 冷氣機之 M6 位置無外殼之有/無消音棉聲音壓力位準差異總表

Bare_cold_high	無消音棉	有消音棉	無消音棉-有消音棉
M1	48.56	47.02	1.55
M2	48.62	47.35	1.27
M3	48.34	46.83	1.51
M4	49.27	48.47	0.79
M5	49.08	46.85	2.23
M6	50.82	48.39	2.43

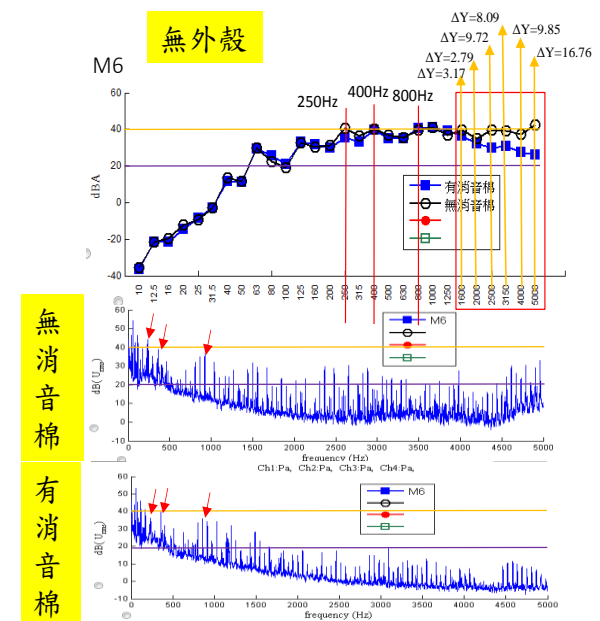


圖 9 冷氣機有/無消音棉噪音 1/3 八音頻帶及線性頻譜

表 3 壓縮機組裝在冷氣機上有/無外殼之聲音壓力位準總表

cold_high	無外殼	有外殼	無外殼-有外殼
M1	47.02	47.36	-0.34
M2	47.35	47.51	-0.16
M3	46.83	46.48	0.35
M4	48.47	48.72	-0.25
M5	46.85	50.49	-3.63
M6	48.39	48.15	0.24

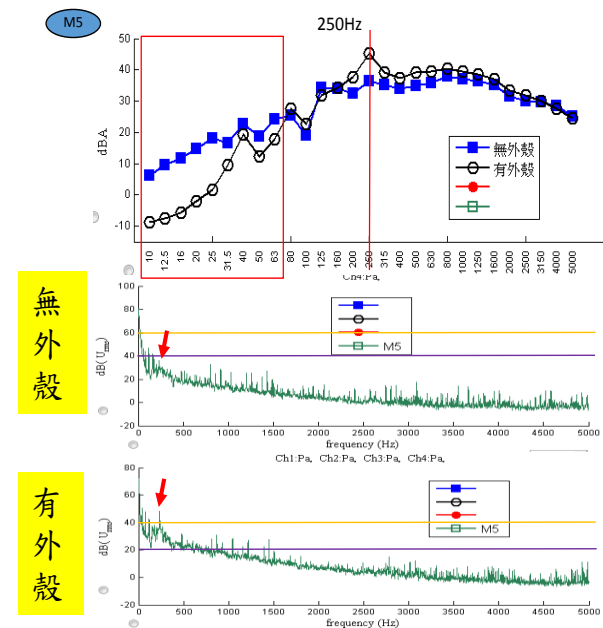


圖 10 冷氣機有/無外殼噪音 1/3 八音頻譜及線性頻譜

4.2 壓縮機組裝在冷氣機上有/無消音棉之噪音特性影響

此小節在說明，當冷氣機裝上消音棉時可以使得聲音有甚麼樣的變化，了解消音棉可以隔掉的頻帶噪音，表 2 為冷氣機之 M6 位置無外殼之有/無消音棉聲音壓力位準差異總表，從表中可以得出在無外殼時消音棉都有把聲音降下來，相差最大的位置在 M6 位置。由圖 9 為冷氣機之 M6 位置無外殼冷氣機有/無消音棉噪音 1/3 八音頻譜及線性頻譜圖可以看出消音棉可以降低中心頻率 1600Hz 以上的的峰值，最高可降到 16.76dBA，但較高噪音之中心頻率 250、400Hz 仍存在。

4.3 壓縮機組裝在冷氣機上有/無外殼之噪音特性影響

此小節在說明當如果對冷氣機有/無外殼時噪音特性的影響，由表 3 壓縮機組裝在冷氣機上有/無外殼之聲音壓力位準總表可以得知當冷氣機裝上外殼時對於整體的噪音沒甚麼影響，雖然出現有外殼時噪音量大於無外殼，但除了 M5 位置適送風口相差較大

以外其餘都在 1dBA 以內，可能是裝上外殼後結構的振動所產生的。由圖 10 為冷氣機有/無外殼噪音 1/3 八音頻譜及線性頻譜圖可以得知，冷氣機裝上外殼後，把低頻率的噪音阻隔掉，在 M5 位置會有噪音變大的現象可能是在中心頻率 250Hz 位置有明顯的上升，可能是裝上外殼後產生的結構共振的影響

4.4 迴轉式壓縮機與有消音棉有外殼冷氣機之噪音特性比較

此小節在介紹當冷氣機裝上有外殼及有消音棉時與壓縮機的噪音特性得比較，以表 4 聲音壓力位準總表來看差異最大的位置一樣在 M6 的位置，但冷氣機加入消音棉及外殼後整體的噪音量有降低。由圖 11、12 為迴轉式壓縮機與冷氣機噪音之 1/3 八音頻帶頻譜圖及線性頻譜圖得出壓縮機組裝到冷氣機時主要的噪音較高的頻率 800~1600Hz 有被降低，但中心頻率 250、400、800、1250、1600Hz 依然是主要噪音貢獻度的頻帶，但壓縮機組裝到冷氣機時中心頻率 800~1600Hz 有明顯的下降，而中心頻率 250、400Hz 為冷氣機最主要需改善的噪音貢獻度頻帶。

表 4 迴轉式壓縮機與有消音棉有外殼冷氣機之聲音壓力位準總表

噪音量比較	有冷媒	有消音棉、有外殼	壓縮機-冷氣機
	壓縮機	冷強風冷氣機	
M1	61.13	47.36	13.77
M2	57.38	47.51	9.86
M3	58.67	46.48	12.19
M4	62.13	48.72	13.40
M5	55.82	50.49	5.33
M6	63.21	48.15	15.06

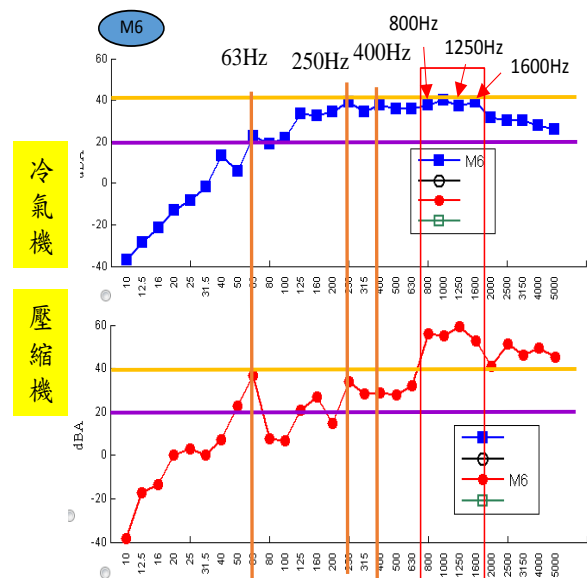


圖 11 迴轉式壓縮機與冷氣機噪音之 1/3 八音頻帶頻譜圖

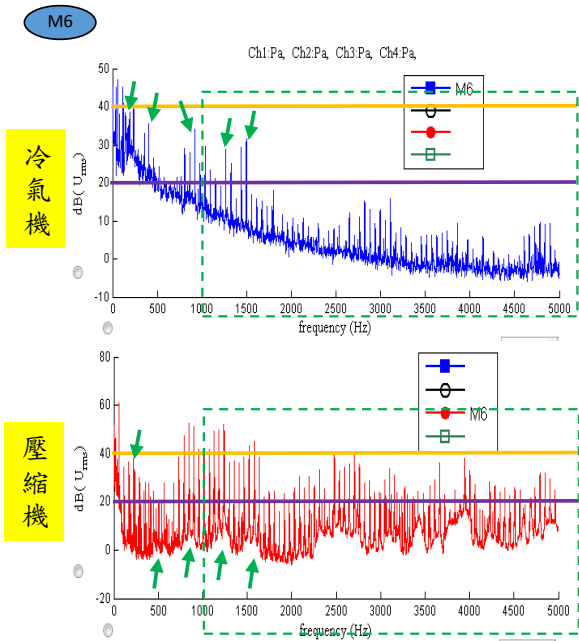


圖 12 迴轉式壓縮機與冷氣機噪音之線性頻譜圖

4. 結論

迴轉式壓縮機組裝於冷氣機在有/無消音棉及有/無外殼下噪音特性的影響，綜合結論如下：

- 迴轉式壓縮機組裝於冷氣機後，原先壓縮機主要高噪音貢獻頻帶 800、1000、1600Hz 有明顯的降低，在冷氣機的噪音頻譜出現了 250、400Hz 高噪音的中心頻率。
- 消音棉組裝於冷氣機上有改善冷氣機的噪音，在中心頻率 1600Hz 以上較高頻率有降下來的趨勢，達到降低總量 2.43dBA，中心頻率 250、400Hz 仍存在。
- 有/無外殼對於冷氣機的噪音影響，冷氣機裝上外殼後把較低頻率的噪音隔掉在 M5 位置會有噪音變大的現象可能是在中心頻率 250Hz 位置有明顯的上升，可能是裝上外殼後產生的結構共振的影響
- 最後進行的壓縮機與有消音棉有外殼時冷氣機的噪音比較，得出結果有把中心頻率 800~1600Hz 有被降低，但中心頻率 250、400、800、1250、1600Hz 依然是主要噪音貢獻度的頻帶，但壓縮機組裝到冷氣機時中心頻率 800~1600Hz 有明顯的下降，而中心頻率 250、400Hz 為冷氣機最主要需改善的噪音貢獻度頻帶。

5. 誌謝

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. 王栢村，葉銘凱，林建敦，吳秉修，周建中，陳金龍，2013，「機械噪音測量和診斷定制程序：迴轉式壓縮機之應用」，中國機械工程學會 102 年度年會暨第 30 屆全國學術研討會，宜蘭，論文編號：1931。
2. 王栢村，王文志，王廷維，黃啟順，2013，「機械噪音測量和診斷定制程序：雙螺桿壓縮機之應用」，中華民國振動與噪音工程學會第 21 屆學術研討會，台北，論文編號：A0011。
3. 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。
4. 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
5. 王栢村，王文志，謝長鴻，黃啟順，2013，「雙螺旋壓縮機之聲功率與噪音值宣告」，2013 精密機械與製造科技研討會，台北，論文編號：G-017。
6. 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。
7. 牛群峰，錢林方，黃均人，2007，「螺桿壓縮機噪聲分析與控制」，噪聲與振動控制，南京，第 3 期，第 119-122 頁。

Noise Characteristics Study of the Rotary Compressor Assembly to Air Conditioner

Bor-Tsuen Wang¹, Po-Hao Chen¹,
Yi-Zhang Yu¹, Sheng-Jie Lin¹,
Wen-Chih Wang²

¹National Pingtung University of Science and
Technology Department of Mechanical

² Rechi Precision Co., LTD

Abstract

The assembly of the rotary compressor to the air conditioner may incur unwanted noise and vibration problems that are the critical issue to explore. This work aims to perform the receiver test (R-Test) on the rotary compressor and air conditioner, respectively, so as to examine the noise levels before and after the assembly of the rotary compressor into the air conditioner. Since insulation layers are generally wrapped around the compressor body to reduce the noise level, and the body case of the air conditioner is also applied to protect the inner components or reduce the noise emission, the experiments are also designed to examine the effect of insulation layers and body case on the noise emission of the air conditioner. Microphones are applied at the same locations to measure the radiated sound for the bare compressor only as well as the air conditioner with the same installed compressor. The overall sound pressure levels (SPLs), the one-third octave spectra and the auto spectra are examined, respectively. Results show the insulation layers can effectively reduce the high frequency ranges above the 1600Hz central frequency bands with the total reduction of SPL 2.8-16.8dBA. The body case does not contribute to the noise reduction at all or even incur additional noise. The important found out is that the high SPLs of the bare compressor at several central frequencies, such as 800, 1250, and 1600Hz, are largely reduced when the compressor assembled to the air conditioner. In examining the noise level of the air conditioner, the relatively critical bands for the compressor may need to take 250 and 400Hz bands into account additionally. Corresponding to these critical frequency bands, several structural resonant frequencies appearing on the noise spectrum for the compressor can still be observed for the conditioner and need to study. This work presents the experimental approach in characterizing the effective solution of compressor noise, in particular, assembly to the air conditioner. The approach in improving the bare compressor can be enlightened with different aspects.

Keywords: rotary compressor, air conditioner, system assembly, receiver test, insulation layer