

過濾瓶擺動模態引發壓縮機振動之分析診斷與改善可行性探討

*王栢村¹、蔡文俊¹、楊茂川¹、吳盈輝²

¹ 國立屏東科技大學機械工程系

² 國立內埔高級農工職業學校 機械科

*Email: wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

噪音問題在家用電器備受重視，本文針對具異音問題之雙缸壓縮機說明降噪設計之過程，首先透過麥克風量測運轉壓縮機，確定異音頻率為 1060 Hz 與 1380 Hz，接著為了瞭解異音如何產生，進行實驗模態分析(Experimental Modal Analysis, EMA)，取得異音頻率對應之模態振型，得知異音是由過濾瓶下半部擺動模態所激發，然而為了得知更具體的振動零組件並加以設計，透過模型驗證後之壓縮機模型進行有限元素分析(Finite Element Analysis, FEA)，並透過剖面功能得知過濾瓶下半部擺動模態之根源為其內管擺動，故後續透過 FEA 調整托架與加強板，增加過濾瓶下半部之約束性以減振降噪，重新進行分析並記錄每次分析之結果，最終將托架下移且新增加強板於內管下半部，降低了問題頻帶之振動總量 1 dB。本文建立了一套噪音量測分析診斷流程，未來也可應用在其他有振動噪音問題的系統。

關鍵字：壓縮機、過濾瓶、振動分析、診斷與改善

1. 前言

在壓縮機的噪音問題中，產生噪音的原因基本上都是過濾瓶，但是實際是過濾瓶的哪些部位造成在 EMA 中是無法觀察的。本文以 CAE 的方式針對過濾瓶進行全面性的剖析，得知問題的根本原因，並藉由比較模擬不同修改後的幾何模型分析結果，來改善因過濾瓶產生噪音的問題。

關於壓縮機共振問題之根本，Li *et al.*[1]為了抑制迴轉式壓縮機的共振問題，發現過濾瓶是主要造成共振之原因，透過變更過濾瓶之幾何設計，最終決定在過濾瓶內部新增擋板來抑制，新增後發現其振動總

量降低了 14 dB、總噪音量減少 1.5 dB。王等人[2]利用 EMA 與噪音量測的手法來診斷迴轉式壓縮機之噪音來源，並得知主要來源於過濾瓶，包括托架、彎管以及過濾瓶本體。Xu *et al.*[3]利用數值分析的方式模擬了壓縮機內部冷媒的流動、結構振動與外部噪音，對比實驗結果準確，並發現振動源大多來自彎管。Sandoval *et al.*[4]對故障之壓縮機進行振動與聲學分析，透過這兩種分析得知壓縮機故障為葉片共振而導致。

為了能夠更加了解壓縮機的模態，因此需要進行

EMA，王等人[5]透過有效的 EMA 流程，成功比較了不同位置下的振動響應，發現除了壓縮機模態振型因受到傳輸管的影響振動的傳遞而變的不明顯，其餘大部分的模態振型皆有對應。Tahmasbi *et al.*[6]對一台馬達軸承進行故障診斷，以振動分析為診斷方式，確定了問題為共振與潤滑不足為故障之根本原因，並透過調整其轉速讓振幅減少 21%，可證明利用振動分析進行故障診斷的可行性。王等人[7]針對多功能車輛之車架進行 EMA 並深入探討其振動特性，且深入介紹了 EMA 之實務方法與步驟。

關於設計改善，王等人[8]發現迴轉式壓縮機運轉時有異音，通過振動分析得知主因為過濾瓶擺動造成，並利用 CAE 模擬新增托架與變更彎管材料參數以達到降低振幅之效果。Liang *et al.*[9]發現一往復式壓縮機進口管道發生異常，進行振動分析並發現原因是壓力脈動與其噪音產生共振，並利用改變幾何包括調整進口管道長度、增加其半徑，更改後其振動量降低至 API618 之標準內。Houlei *et al.*[10]針對降低壓縮機本體振幅進行優化，通過做了振動測量與結構優化實驗最終決定透過新增一葉片彈簧，結果顯示振幅明顯下降。

本文針對迴轉式壓縮機進行了噪音特徵分析與 EMA，並經由對比發現了共振問題後，利用 CAE 發現了問題之根源在於托架以及加強板之位置，最終利用 CAE 模擬壓縮機在有無托架與加強板之案例，通過改變幾何的方式改善過濾瓶的振動問題，來建立一套有效的量測分析診斷流程。

2. 壓縮機運轉噪音之根源分析

欲瞭解迴轉式壓縮機運轉時產生噪音的原因，因此分別進行了噪音特徵分析與 EMA，進行這兩種分析的主要目的在於，得知可能產生噪音的頻率與了解壓縮機的模態，得知這兩項資訊後便可經由對比，初步推估噪音產生之原因。

2.1 壓縮機運轉噪音特徵分析

為了得知異音頻帶的位置，因此進行了噪音特徵分析，圖 1 為麥克風量測儀器架設圖，圖 1(a)為實驗儀器架設圖，本次實驗在無響室下進行，並在壓縮機轉速達到 3600 rpm 時所量測，圖 1(b)為麥克風架設位置，正中央為壓縮機，周圍的點為麥克風，麥克風

與壓縮機的距離為 30 cm；為了能夠更加全面了解壓縮機的噪音特徵，因此採八支精密麥克風量測的方式進行。

完成噪音特徵分析後可得到壓縮機之噪音頻譜，圖 2 為迴轉式壓縮機之特徵噪音頻譜，本文透過移動平均濾波器原理對數據進行平滑化處理，得到濾除轉速倍頻峰值的平滑曲線，藉此方便辨識主要的噪音貢獻頻率範圍，其中在 1000 至 1500 Hz 之間出現的兩個較高的噪音峰值，分別是 1060 Hz 與 1380 Hz。

2.2 壓縮機之實驗模態分析

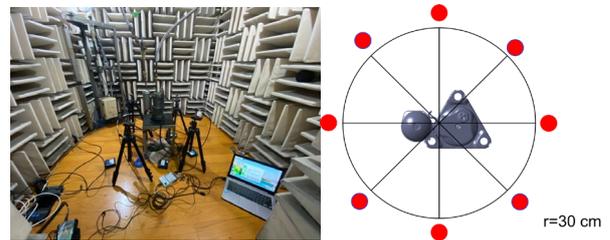
得到可能噪音來源的頻率後，進行 EMA 了解壓縮機的自然頻率與結構振動模態，以便更加準確地了解異音頻率壓縮機振幅最大的位置。

進行 EMA 首先要進行佈點規劃，圖 3 為迴轉式壓縮機之實驗模態分析佈點規劃，圖 3(a)為前視圖，圖 3(b)為俯視圖，因迴轉式壓縮機之主要作動零組件為馬達與缸體，以 90 度同等間距環繞本體與過濾瓶總共佈上 24 個點，分別圍繞在馬達轉子、馬達定子及缸體部位附近之外殼，為了更加精確地獲得托架的振動響應，因此於托架上佈 4 個點，最後於三個腳墊上各別佈上 1 個點以便取得腳墊的振動響應。佈點規劃完成後接著就要開始進行實驗，圖 4 為實驗模態分析之儀器架設圖，實驗儀器使用三軸向加速度計、中型衝擊錘、筆記型電腦與訊號擷取卡，因壓縮機為複雜結構其許多點位敲擊難度太高，故實驗以移規定錘的方式進行，藉由中型衝擊錘敲擊壓縮機頂蓋上之敲擊點，平均敲擊次數為三次，量測之三個軸向之加速度響應訊號為類比訊號需透過訊號擷取卡轉換為數位訊號，傳輸至筆電，透過本實驗室自行研發的客制化振動噪音量測系統 (Sound and Vibration Measurement System) 進行快速傅立葉轉換為頻率與振幅，量測頻寬為 5,000 Hz，頻率解析條數為 12,800 條，頻率解析度為 0.39 Hz，最後由曲線嵌合軟體取得實驗模態參數與頻率響應函數 (Frequency Response Function, FRF)。

2.3 壓縮機結構振動模態與噪音特徵關聯性探討

透過噪音特徵分析，得知可能造成噪音的峰值，而 EMA 則是取得壓縮機的模態振形與自然頻率與 FRF，有了這兩項資訊即可將兩實驗結果進行比對，觀察壓縮機造成異音的原因。圖 5 為迴轉式壓縮機結構振動模態與噪音之關聯，圖 5(a)為壓縮機頻率響應函數與噪音特徵頻譜關聯圖，對比 EMA 與經平滑化後噪音特徵分析頻率響應函數圖發現，在 1000 Hz 前有三個峰值與壓縮機之自然頻率產生共振，但其噪音表現影響較小故不討論，本次主要探討的目標為 1000 至 2000 Hz，而在頻率達到 1040.63 Hz 與 1418.75 Hz 時運轉產生的噪音與壓縮機之自然頻率產生共振造成噪音；圖 5(b)為壓縮機異音頻率對應之結構位移

模態，觀察兩峰值所對應之結構振動模態可發現主要振動的地方皆為過濾瓶，為此可確定造成壓縮機產生異音之根本原因在於過濾瓶。



(a) 實驗儀器架設圖 (b) 麥克風架設位置

圖 1 麥克風量測儀器架設圖

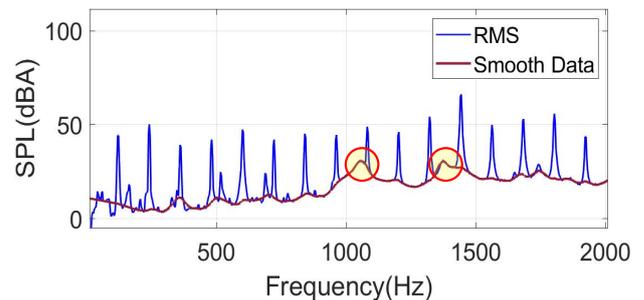
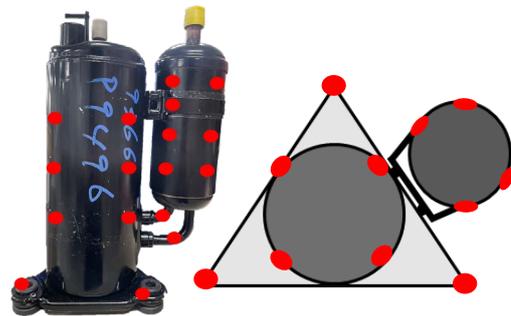


圖 2 迴轉式壓縮機之特徵噪音頻譜



(a) 前視圖 (b) 俯視圖

圖 3 迴轉式壓縮機之實驗模態分析佈點規劃

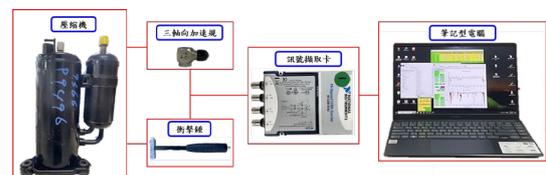
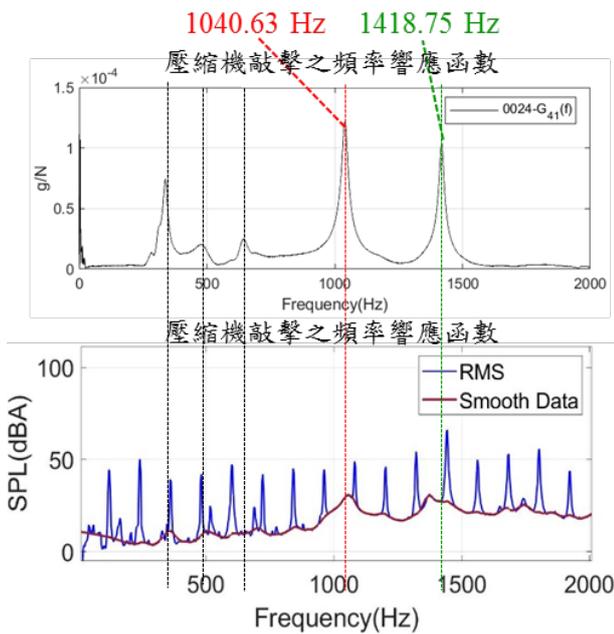
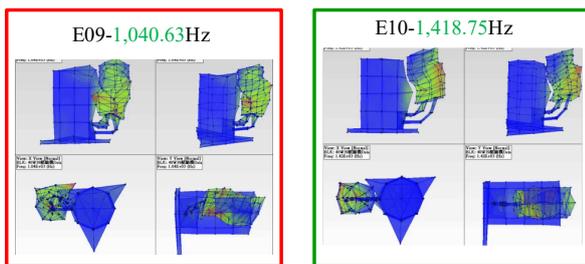


圖 4 實驗模態分析之儀器架設圖



(a) 壓縮機頻率響應函數與噪音特徵頻譜關聯圖



(b) 壓縮機異音頻率對應之結構位移模態

圖 5 迴轉式壓縮機結構振動模態與噪音之關聯

3. 引發壓縮機振動之過濾瓶擺動模態全面剖析

針對過濾瓶的擺動模態進行全面性的觀察與剖析，需要與實際結構等效之模型，因此引用王等人[8]經由模型驗證取得之壓縮機模型，文中利用比對 FEA 與 EMA 之自然頻率與模態振型來進行驗證，其模態振型物理意義皆有相對應，且自然頻率比對結果誤差皆為 $\pm 3\%$ 以內表示其模型驗證成功。

取得與實際結構等效之模型後，即可觀察內部，圖 6 為迴轉式壓縮機問題模態之剖面解析，觀察過濾瓶內部可看到兩問題模態有相同的特徵，皆為內管帶動過濾瓶整體進行擺動，且擺動的範圍只在下半部，由此可確認幾何設計改良的重點要從托架以及加強板進行更動。

得知設計改良的主軸後，便要進行模擬，確認托架與加強板原始位置是否能夠抑制過濾瓶的擺動，因此分別進行原始、無托架&加強板、無加強板與無托架之 4 種分析案例；圖 7 為迴轉式壓縮機不同案例之頻率響應函數圖，輸入點為 45 度角敲擊頂蓋邊角，大小為 1 牛頓(N)，輸出點為過濾瓶下方，將四個不

同案例的 FRF 進行疊圖觀察，可發現主要關注的兩個問題模態無論在哪種案例中振幅皆無下降的趨勢，且其餘峰值也無明顯的變動，這能夠說明目前托架與加強板的位置對於抑制過濾瓶或內管的擺動效果並不理想，且四個案例之結構模態振型具有一致性，振幅最大處皆在過濾瓶的內管與下半部。

4. 過濾瓶幾何設計改良前後之差異

經由不同案例的分析結果證實，托架與加強板原始的位置對抑制過濾瓶振動的效果並不顯著，且不管有無此兩零件，也對過濾瓶振動大小變化的影響不大，預計對托架與加強板進行設計變更，達到抑制內管與過濾瓶下半部的擺動，圖 8 為迴轉式壓縮機之幾何變動示意圖，將托架下移 77 mm，並在相同位置處新增一塊加強板，加強內管在過濾瓶下半部之約束力。

幾何的設計變更確認後，接著進行模擬觀察變更後之效果，圖 9 為迴轉式壓縮機設計變更後之有限元素模型，邊界限制和材料參數皆與原始相同，接觸條件為主動接觸元素 (CONTA174) 和被動接觸元素 (TARGE170)，並使用二次角錐體元素 (SOLID187) 進行分割，元素大小為 5 mm，節點數為 740,125 個，元素數量為 405,684 個，模態分析頻率範圍為 0 至 3,000 Hz，簡諧響應分析輸入點與原始分析之輸入相同，約為 45 度角敲擊頂蓋邊角，大小為 1 牛頓(N)，因主要對比原始與改良後之效果，故輸出點位設定於過濾瓶上方、中間與下方，頻率範圍為 0 至 2,000 Hz，頻率解析條數為 400 條，頻率解析度為 5 Hz。

完成分析後接續比對原始與設計改良後之差異，表 1 為迴轉式壓縮機改良前後之自然頻率總表，設計變更後除了 F07 與 F08 外大部分自然頻率具有一致性，而主要觀察的兩個問題模態 F12 與 F15，其自然頻率變化也無明顯的差異，故接下來觀察其頻率響應函數之對比，圖 10 為迴轉式壓縮機改良前後 FRF 對比圖，針對峰值變化較大之模態進行觀察，首先是 F07 與 F08，透過觀察其模態振型可發現自然頻率會下降約 90 Hz，其原因在於此兩個模態振型過濾瓶的擺動主要是在上半部，而設計變更後托架因下移導致上半部的約束力不足造成頻率下降。

接著是 F14 與 F15，此兩個模態在設計變更後振幅與自然頻率均上升，推測原因是原始之模態振型，過濾瓶擺動的範圍皆在下半部，而設計變更後因下半部剛性提高故自然頻率上升。最後，是主要觀察之問題模態 F12 與 F16，因約束了內管與過濾瓶下半部，F12 在設計變更後振幅大幅度的下降，F16 設計變更後其自然頻率提高且振幅下降，推測是因過濾瓶下半部被約束所造成。而為了確認過濾瓶其他位置經設計變更後振幅皆下降因此觀察了其他位置，圖 11 為過濾瓶不同位置 FRF 對比圖，比較的位置為過濾瓶上、中與下方，其 FRF 之趨勢均相同且主要觀察之問題

模態在不同位置的變化也具有一致性。

經由觀察原始對比設計變更後之 FRF，得知托架下移新增加強板的設計變更針對 F12 與 F16 此兩問題模態是有效的，接下來就要確認此變更是否對壓縮機在 1000 Hz 以上的振動是否有所改善，表 2 為迴轉式壓縮機不同部位位移振動總量對比表，表 2(a) 為 0 至 2000 Hz 之振動總量，經計算後其振動總量是上升的，推估是受到前六個剛體模態的影響造成，而表 2(b) 為 1000 至 2000 Hz 之振動總量，也是本文的主要觀察的範圍，其振動總量下降了約 1 dB 左右代表此設計變更是有效的。

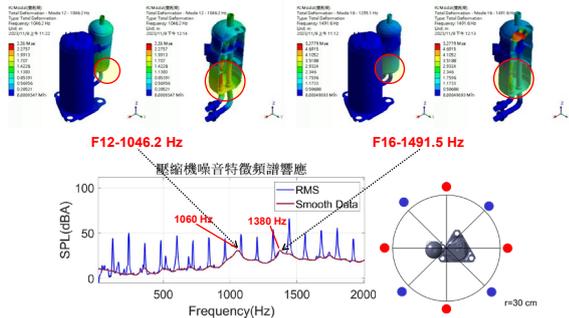


圖 6 迴轉式壓縮機問題模態之剖面解析

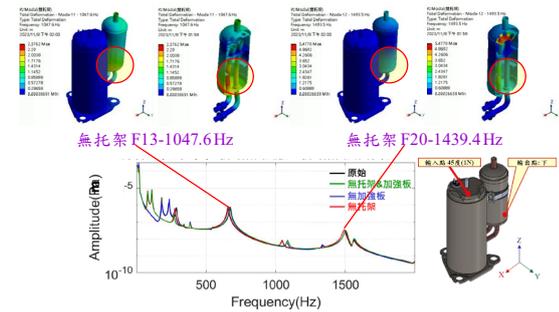


圖 7 迴轉式壓縮機不同案例之頻率響應函數圖

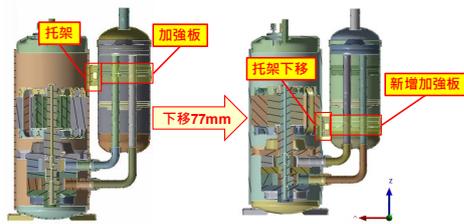


圖 8 迴轉式壓縮機之幾何變動示意圖

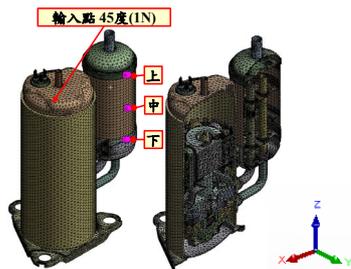


圖 9 迴轉式壓縮機設計變更後之有限元素模型

表 1 迴轉式壓縮機改良前後之自然頻率總表

編號	自然頻率 (Hz)		物理意義	Diff (Hz)
	Before	After		
F01	6.12	5.14	(rigid-X)	-0.97
F02	6.23	5.49	(rigid-Y)	-0.73
F03	10.84	10.56	(rigid-Z)	-0.27
F04	14.93	15.32	(rigid-Z)	0.4
F05	20.41	17.01	(rigid-Y)	-3.39
F06	22.85	19.22	(rigid-X)	-3.63
F07	179.86	107.57	(global-bending-Y)	-72.29
F08	232.29	140	(global-bending-X)	-92.29
F09	286.91	280.88	(global-bending-Y)	-6.03
F10	540.94	546.08	(local-壓條)	5.14
F11	655.98	634.32	(global-bending-Z)	-21.66
F12	1046.2	1029.8	(global-bending-Y)	-16.4
F13	1129.2	1144.9	(local-壓條)	15.7
F14	1301.1	1328.6	(local-壓條)	27.5
F15	1335.8	1364	(local-壓條)	28.2
F16	1491.6	1518.7	(global-bending-X)	27.1
F17	1557.5	1563	(global-bending-X)	5.5
F18	1928.6	1813.7	(local-腳架)	-114.9
F19	1994.5	1906.2	(local-腳墊)	-88.3

表 2 迴轉式壓縮機不同部位位移振動總量對比表
(a) 0 至 2000 Hz 之振動總量

單位: dB	過濾瓶上	過濾瓶中	過濾瓶下
Before	216.82	216.11	215.81
After	220.27	219.44	218.63
diff	3.45	3.33	2.82

(b) 1000 至 2000 Hz 之振動總量

單位: dB	過濾瓶上	過濾瓶中	過濾瓶下
Before	182.8	183.18	185.69
After	181.82	182.28	185.06
diff	-0.98	-0.9	-0.63

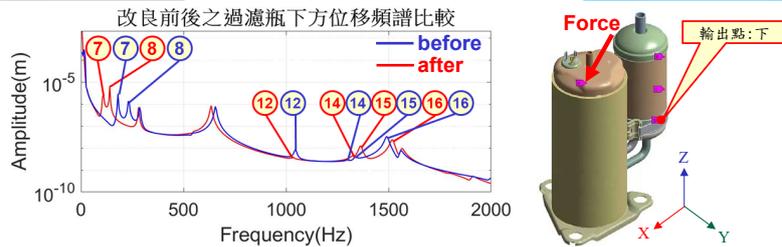
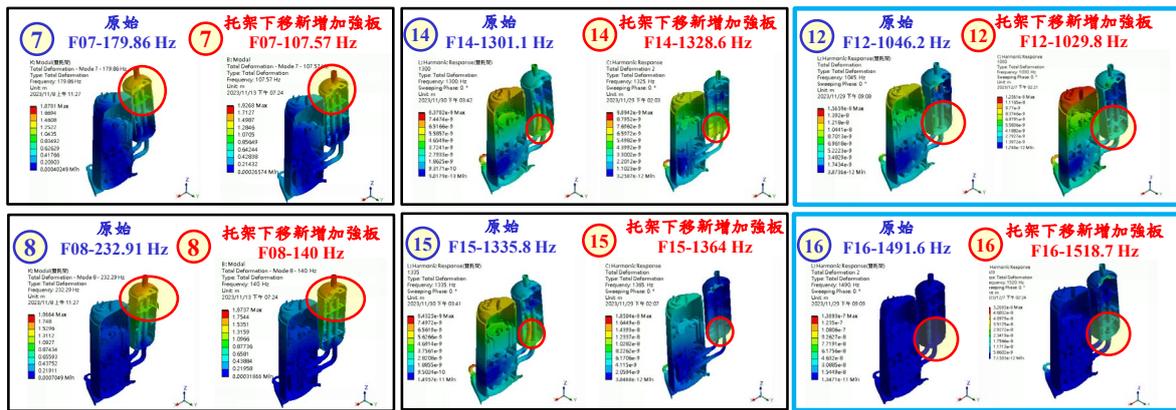


圖 10 迴轉式壓縮機改良前後 FRF 對比圖

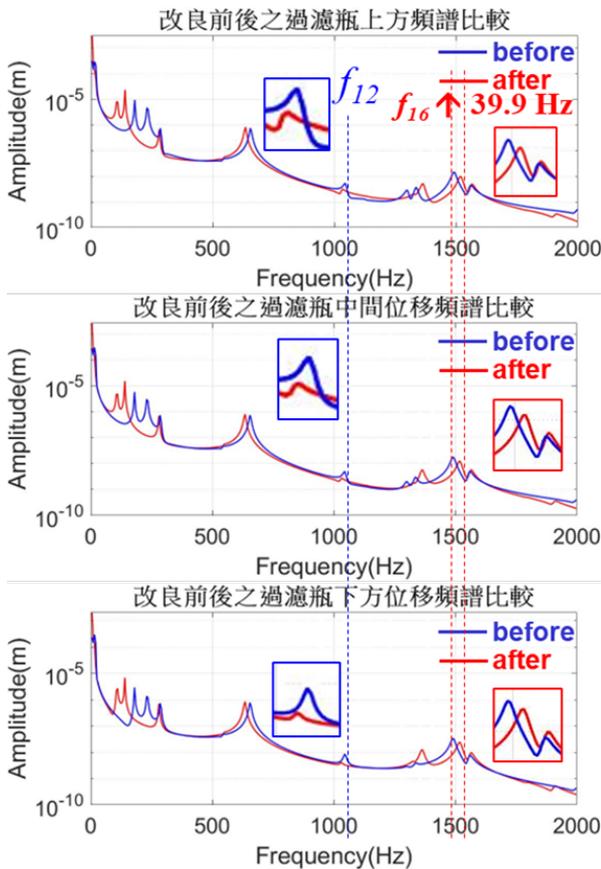


圖 11 過濾瓶不同位置 FRF 對比圖

5. 結論

本文首先對迴轉式壓縮機進行了噪音特徵分析與 EMA，比較兩實驗之數據，得知主要造成共振的頻率為 1046.2 Hz 與 1491.6 Hz，並觀察對應的模態振型，得知共振主因為過濾瓶。確認了共振的主因後，利用 CAE 以過濾瓶為主軸進行 4 種不同案例的診斷，包括原始、無托架&加強板、無加強板與無托架。通過上述 4 個種類的分析結果，確認過濾瓶托架與加強板，原始位置的設計對於抑制問題模態效果不佳，且都有著內管與下半部在擺動的特徵，此特徵為壓縮機產生異音的來源。因此，將托架下移 77 mm 並在相同位置新增加強板來抑制問題模態，且為了增加此設計變更的可靠性，分別比對過濾瓶不同位置之響應，結果顯示，1000 至 2000 Hz 之振動總量下降約 1 dB，且振幅也明顯的下降，達到預期的目標。未來，可採用本文所建立的有效量測分析診斷流程，針對結構進行診斷並改善。

6. 參考文獻

1. L. Li, J. Wu, X. Zhou, and Q. Gao, Noise Reduction of accumulators for R410A rotary compressors, International Compressor Engineering Conference, USA, No. 1857, 2008
2. 王栢村、陳柏傑、余易璋、林聖傑、王文志、陳金龍，運轉下迴轉式壓縮機之噪音特性與各部位振動聯性探討，第二十三屆中華民國振動與噪音工程學術研討會，台北，台灣，論文編號：A-5，2015

3. C. Xu, H. Zhou, and Y. Mao, Analysis of vibration and noise induced by unsteady flow inside a centrifugal compressor, *Aerospace Science and Technology*, Vol. 107, No. 106286, 2020
4. O. R. Sandoval, L. H. J. Machado, V. M. Hanriot, F. Troysi, and M. T. C. Faria, Acoustic and vibration analysis of a turbocharger centrifugal compressor failure, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 139, No. 106447, 2022
5. 王栢村、葉銘凱、謝宗廷、周建中、陳金龍，迴轉式壓縮機之實驗模態分析，第 20 屆中華民國振動與噪音工程學會學術研討會，彰化，台灣，論文編號：C-09，2012
6. D. Tahnasbi, H. Shirali, S. S. M. N. Souq, and M. Eslampanah, Diagnosis and root cause analysis of bearing failure using vibration analysis techniques, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 158, No. 107954, 2024
7. 王栢村、陳昱成、陳勇全，車架之實驗模態分析實務與振動模態特性探討，第 18 屆中華民國振動與噪音工程學會學術研討會，台北，台灣，論文編號：C-150，2010
8. 王栢村、薛聿蒨、潘昱豪、趙佐晨、邱昱勳，壓縮機托架結構之分析與改善，大學專題，國立屏東科技大學機械工程系，屏東，台灣，2023
9. Z. Liang, S. Li, J. Tain, L. Zhang, C. Feng, and L. Zhang, Vibration cause analysis and elimination of reciprocating compressor inlet pipelines, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 48, pp. 272-282, 2015
10. C. Houlei, X. Nana, L. Jingtao, and Y. Luwei, Vibration reduction of pulse tube cryocooler driven by single piston compressor, *Cryogenics*, Vol. 48, pp. 816-818, 2012

great concern. This paper focuses on the process of noise reduction design for a dual-cylinder compressor with abnormal sounds. Firstly, the compressor's operation is measured using a microphone to identify abnormal frequencies at 1060 Hz and 1380 Hz. Subsequently, to understand the origin of the abnormal noise, experimental modal analysis(EMA) is conducted to obtain modal shapes corresponding to the abnormal frequencies. It is found that the abnormal noise is induced by the vibration mode of the lower part of the accumulator. To further identify specific vibrating components and design solutions, finite element analysis(FEA) is performed on the validated compressor model. Using sectional functionality, it is revealed that the root cause of the vibration mode in the lower part of the accumulator is the movement of its inner tube. Consequently, adjustments are made to the bracket and reinforcement plate through FEA to enhance the constraint of the lower part of the accumulator for vibration reduction and noise mitigation. Results from multiple analyses are recorded, showing a reduction of 1 dB in the total vibration level of the problematic frequency band after relocating the bracket and adding a reinforcement plate to the lower part of the inner tube. This article establishes a systematic process for noise measurement, analysis, and diagnosis, which can be applied to other systems experiencing vibration noise issues in the future.

Keywords: Compressor, Filter Bottle, Vibration Analysis, Diagnosis, and Improvement

Analysis, Diagnosis, and Feasibility Study on Improvement of Compressor Vibration Caused by Accumulator Swing Mode

Bor-Tsuen Wang¹, Wen-Chun Tsai¹,
Mao-Chuan Yang¹, Ying-Hui Wu²

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

² Department of Mechanical Engineering,
National Nei-Pu Senior Agricultural Industrial
Vocational School

*Email: wangbt@mail.npust.edu.tw

Abstract

The issue of noise in household appliances is of