

## 壓縮機於空調機邊界之模擬與振動特性探討

王栢村<sup>1</sup> 陳冠鈞<sup>1</sup> 張博鈞<sup>1</sup> 梁秀璋<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

### 摘要

空調機中，迴轉式壓縮機連接到管路並安裝在三個橡膠墊上，壓縮機的邊界效應包括橡膠墊和管路。本文旨在建立壓縮機有限元素模型的模擬技術和實驗驗證，包括橡膠腳墊和管路邊界。壓縮機有限元素模型以 8 個節點立體元素構建，均需適當設定所有零件的幾何和材料參數，以及零件之間接觸界面的接觸類型和剛度值。首先，針對自由邊界的壓縮機分別進行理論模態分析(TMA)和實驗模態分析(EMA)，由模型驗證程序中，以實驗所得的模態參數為基準，可校正所設定的模擬參數，以驗證壓縮機有限元素模型能等效於實際結構。其次，以撓性矩陣方法模擬腳墊邊界，對具有腳墊邊界的壓縮機進行 TMA 和 EMA，以實驗取得的模態參數為基準，校正腳墊之撓性矩陣，以吻合實際壓縮機結構特性。最後，含腳墊邊界的壓縮機模型帶入已驗證的管路模型，也進行 TMA 和 EMA 以獲得結構振動模態。結果顯示，空調機邊界下的壓縮機模型含腳墊及管路邊界之模擬分析，可以合理地預測壓縮機結構的剛體模態和撓性體模態，並與實驗所得到的振動模態相對應。本文介紹了壓縮機的建模技術從自由邊界、腳墊邊界、到含腳墊和管路實際邊界，以及對應的實驗驗證，也建立了經校正和驗證的空調機邊界壓縮機模型，可供未來的其他應用分析。

**關鍵詞：**迴轉式壓縮機、空調機、邊界之模擬、振動模態

### 1. 前言

壓縮機可謂冷氣機的心臟，是不可或缺的零件，但是單單了解壓縮機之振動特性是沒辦法去了解壓縮機對於冷氣機中的影響，或是其他零件與壓縮機之相互影響，因此我們針對壓縮機連接空調機的邊界進行模型驗證，以探討壓縮機空調邊界的振動特性。

Ferit 等人[1]為保護古早時期使用水泥磚牆，透過實驗模態分析去比對有興趣之材料，探討哪個材料能有效的加固結構或是能改善結構，使其增強水泥磚拱門。王等人[2]將迴轉式壓縮機進行系統性的分解，分為泵、外殼、儲液瓶、轉定子之次系統，依序針對次系統進行模型驗證，了解次系統間的接觸行為，建構等效實體有限元素模型。J. Bretosa 等人[3]藉由模型驗證，理論與實驗模態參數之比對，討論木琴條本身的振動特性，發現與木琴條的材質、剪切模量、楊氏係數與密度有關，助於後續木琴與馬巴林條製作。王等人[4]針對壓縮機橡膠腳墊進行模擬與驗證，建構有限元素模型時，成功以

joint 元素快速模擬橡膠腳墊之特性，完成壓縮機橡膠腳墊邊界。王等人[5]對於空調機內部管路系統進行模型驗證，以實驗模態參數與理論模態參數做比對，完成等效實體空調機內部管路之有限元素模型。

Y.L.Xu 等人[6]針對建造好塔的一座長吊橋，建立一個三維動態的有限元素模型，電纜和塔分別對應相應的元素，進行模態分析，透過結果了解塔和電纜之間的相互作用及動態特性，結果表明在較低的固有頻率下，Global 模態有塔和電纜之間的相互作用，也從測量中驗證塔與電纜之間的動態關係，可以幫助了解建造塔的過程。Zhang 等人[7]為追求高品質的車子，增加車子 NVH 指標，採用 FEA 有限元素模型模擬單個部件的殼體振動特性；Multi-Body Analysis(MBA)模擬所有移動的旋轉部件，針對 6610 引擎進行分析，利用 AVL EXCITE 進行強制振動的計算，並進一步的對內燃機進行最佳化。C. Symous 等人[8]以提高飛機的航空安全，透過 FEA 去建構飛機有限元素模型，再藉由用 SAFESA 的方式，定期去評估飛機的機身品質，把關飛機的航空安全。

對壓縮機於空調機邊界之模擬與振動特性，首先：

1. 針對壓縮機自由邊界進行模型驗證，透過王等人[2]先前次系統接觸行為之模擬與材料參數的確認經驗，用於本次不同機型之壓縮機模擬，得到自由邊界壓縮機之模型，完成空調邊界之第一步。
2. 運用等效於實體結構壓縮機之有限元素模型做基礎，加入王等人[4]壓縮機橡膠腳墊進行模擬與驗證的技巧—joint 元素，模擬腳墊對於壓縮機之效應，完成腳墊邊界之模擬，探討腳墊對於壓縮機之影響，完成空調邊界之第二步。
3. 接著第三步，運用王等人[5]相同機型之空調機內部管路系統模型驗證之等效幾何管路，加入至壓縮機腳墊邊界，完成壓縮機空調邊界之有限元素模擬，並透過理論分析結果，比對單純管路結構、空調邊界之模擬與腳墊邊界之比對，探討管路、腳墊對於壓縮機之振動特性。

### 2. 壓縮機自由邊界模型驗證

#### 2.1 壓縮機自由邊界實驗模態分析

圖 1 為壓縮機自由邊界實驗儀器與量測圖，壓縮機用多數線條懸吊著，模擬自由邊界，圖 2 為壓縮機自由邊界佈點規劃，壓縮機 12 個點、腳架 3 個點、過濾瓶與連接管 9 個點，運用固定驅動器衝擊錘，移動感測器加速規的方式，固定敲擊第 1 點，移動量測 24 點之加速響應，傳至電腦裡，藉由 SVM 軟體得到頻率響應函數與傅立葉頻譜，再經由 ME'ScopeVES 軟體截取實驗



模態參數，完成壓縮機自由邊界之實驗模態分析。

## 2.2 壓縮機自由邊界理論模態分析

圖 3 為壓縮機幾何模型：分為外殼、過濾瓶、定子、轉子、泵與軸，幾何結構皆為根據實際 2D 設計圖繪製 3D 零件，其中轉子部分實際結構複雜，再加上材料很輕不影響主要振動且又以銅線纏繞，因此簡化至纏繞定子結構長方體，全部結構皆以 3-D 20-Node Structural Solid 結構元素(Solid186)與 3-D 10-Node Tetrahedral Structural Solid 結構元素(Solid187)建構。

幾何模型確立之後，其材料參數是依據前王等人[2]迴轉式壓縮機模型驗證，校正每一零件之揚氏係數與浦松氏比，且機型上差別在於儲液瓶之部分結構，因此在材料參數上沒有做很大的調整。

了解次系統零件之間接觸行為，整理如表 1 壓縮機接觸行為，鎖固、熱套、點焊與條焊在有限元素模型中為 Bonded，以 3-D 8-Node Surface-to-Surface Contact 接觸元素(CONTACT174)與 3-D Target Segment 接觸元素(TARGE170)來設定主被動接觸，滑動接觸為 No Separation 的方式以 2-D/3-D Node-to-Surface Contact 接觸元素 CONTACT175 設定。

模型的邊界條件為自由邊界，沒有任何外力負荷，分割部分為自由分割，分割出 574458 個節點與 270744 個元素，完成圖 4 壓縮機實體轉換有限元素模型。以壓縮機有限元素模型進行理論模態分析，在 0~5000Hz 的頻率下，獲得理論模態參數，並以實驗模態參數做比對。

## 2.3 壓縮機自由邊界模型驗證

表 2 壓縮機理論與實驗模態參數自然頻率比對總表，其實驗模態參數皆有對應理論模態參數，頻率誤差只有 O-03/F-10、O-04/F11、O10/F-23、O12/F-25 外，其餘皆低於 10%，自然頻率對應良好。

模態振型部分，表 3 壓縮機自由邊界物理意義比對表，F-07/O-01 中，F-07 為過濾瓶 X 方向擺動，O-01 為壓縮機、過濾瓶 X 方向擺動；F-08 為壓縮機與過濾瓶 X 方向擺動，O-02 為壓縮機、過濾瓶 X 方向擺動；F-10 為過濾瓶 X 方向擺動，O-03 為壓縮機、過濾瓶 Y 方向擺動；看得出振型的趨勢都有對應，實驗模態參數皆有對應一個理論模態參數，而未對應上理論模態參數，有可能佈的點數無法表達出這些模態，或是接觸行為上不夠完全等效實體，不過卻能表現出實體結構具有的模態參數，代表模態振型比對是良好的；從自然頻率與模態振型比對良好，自由邊界模型驗證成功，完成空調邊界第一步，並用於下一步壓縮機腳墊邊界。

## 3. 壓縮機腳墊邊界模型驗證

### 3.1 壓縮機腳墊邊界實驗模態分析

圖 5 為壓縮機腳墊邊界實驗儀器與量測圖，不同於自由邊界實驗模態分析，壓縮機由三個腳墊支撐於花崗岩平台上，圖 6 為壓縮機腳墊邊界 EMA 佈點規劃，其佈點數與自由邊界相同，以移動加速規固定衝擊錘的方式進行敲擊，獲得 24 個點加速響應，傳至電腦裡，藉由 SVM 軟體得到頻率響應函數與傅立葉頻譜，再經由

ME'ScopeVES 軟體截取實驗模態參數，完成壓縮機腳墊邊界之實驗模態分析。

### 3.2 壓縮機腳墊邊界理論模態分析

圖 7 為壓縮機腳墊邊界實體轉換有限元素模型，運用第一步完成之自由邊界壓縮機有限元素模型，加入 joint 元素，初步先輸入 6 個方向動態剛性(3 方向 x、y、z 平移與旋轉)，進行理論模態分析，得到理論模態參數，並與實驗模態參數比對，觀察模態振型不同處，調整動態剛性值，以逆尋的方式，找出腳墊的動態剛性值。

### 3.3 壓縮機腳墊邊界模型驗證

透過逆尋的方式獲得之腳墊的動態剛性值為表 4 元素腳墊動態剛性值，進行理論模態分析，獲得理論模態參數，並與實驗模態參數做比對為表 5 腳墊邊界理論與實驗模態參數自然頻率比對總表，可以看出其對應之模態參數自然頻率誤差皆低於 10% 以下，結果非常的好；在表 6 腳墊邊界理論與實驗模態參數物理意義比對表，F-01/P-01、F-02/P-02 與 F-03/P-03 主要為剛體模態，出現 x、y、z 平移與旋轉模態；在彈性體模態上對應之物理意義其振型趨勢皆一致，腳墊邊界的模型驗證非常成功，完成空調邊界的模擬第二步，也代表 joint 元素之模擬可以等效實體腳墊之效應。

## 4. 壓縮機空調機邊界模擬

### 4.1 壓縮機空調機邊界模型建立

壓縮機空調邊界為管路加腳墊之模擬，先前王等人[4]已完成相同機型內部管路系統有限元素模型，將壓縮機腳墊邊界之模型加入等效管路幾何模型，為圖 8 壓縮機空調邊界實體轉換有限元素模型，壓縮機與管路的連接為 Bonded 接觸，管路延伸至空調機的連接處為固定邊界，完成空調邊界壓縮機之有限元素模型。

### 4.2 壓縮機空調機邊界振動特性

運用空調邊界壓縮機之有限元素模型進行理論模態分析，獲得空調邊界下壓縮機之理論模態參數，去比對壓縮機腳墊邊界之理論模態參數，如表 7 壓縮機腳墊邊界與空調邊界理論模態參數比對總表，發現說只有前六個剛體模態自然頻率值有所不同，彈性體模態自然頻率誤差皆在 10% 以內。

表 8 空調邊界腳墊與管路加腳墊模態參數物理意義比對表，F-01/P-01、F-02/P-02 與 F-03/P-03 為剛體模態，都有呈現 x、y、z 方向平移與旋轉，從彈性體 F-07/P-26 為壓縮機、儲液瓶 x 方向擺動、F-20/P-61 為腳架 Z 方向擺動、儲液瓶內管 X 方向擺動，其剛體模態與彈性體模態物理意義皆相同，振型趨勢都相同，代表管路設計加進壓縮機模型，其產生的效應與腳墊相同，並不會影響壓縮機彈性體模態的自然頻率與模態振型，只會因為管路增加壓縮機的拘束或是管路本身的剛性影響，而導致壓縮機剛體模態之自然頻率值改變而已，且空調邊界壓縮機之有限元素模型驗證成功。

## 5. 結論

單純的壓縮機對於系統上來說就是一個零件，需要結合其他零件成為一個系統，才能真正發揮壓縮機的功能。

用，因此壓縮機空調邊界模擬是很重要的，我們先從本身之壓縮機模型自由邊界下去驗證，下一步慢慢增加其他零件邊界，再來是壓縮機腳墊邊界之驗證，最後加入等效幾何管路，完成壓縮機空調機邊界模擬，並探討其振動特性，有以下3點結論：

1. 壓縮機自由邊界模型驗證：藉由前人努力之經驗，以簡單24點實驗模態分析，獲得壓縮機實驗模態參數；建立有限元素模型接觸技巧與材料參數選用，並透過理論模態分析，獲得理論模態參數，快速達到壓縮機自由邊界模型驗證。
2. 壓縮機腳墊邊界模型驗證：以joint元素模擬腳墊邊界效果，加入至壓縮機自由邊界之有限元素模型，成功模擬腳墊對於壓縮機之效應。
3. 壓縮機空調邊界模擬與振動特性探討：壓縮機腳墊邊界模型加入先前王等人[5]所建立之等效管路有限元素模型，完成空調邊界之模擬。並探討壓縮機在加入管路、腳墊與單純腳墊的狀況，發現加入管路只會改變剛體模態之自然頻率，不會影響彈性體模態自然頻率與物理意義。

## 6. 致謝

本文承蒙瑞智精密股份有限公司的合作與經費補助，提供其壓縮機、管路與腳墊，得以完成「壓縮機於空調機邊界之模擬與振動特性探討」，特此致謝。

## 7. 參考文獻

- [1] F. Cakira, H. Uysal, "Experimental modal analysis of brick masonry arches strengthened prepreg composites," *Cultural Heritage*, vol. 16, pp 284-292, 2015.
- [2] 王栢村, 林聖傑, 楊佩宜, 張博鈞, 林谷樺, 「結合CAE與EMA於迴轉式壓縮機之模型驗證」, 第二十四屆中華民國振動與噪音工程學術研討會, 高雄, 第159~165頁, 2016。
- [3] J. Bretosa, C. Santamaria, J. Alonso Moralb, "Finite element analysis and experimental measurements of natural eigenmodes and random responses of wooden bars used in musical instruments," *Applied Acoustics*, vol. 56, pp 141-156, 1999.
- [4] 王栢村, 張博鈞, 梁秀瑋, 「壓縮機橡膠腳墊之模擬與驗證」, 第二十五屆中華民國振動與噪音工程學術研討會, 桃園, 2017。
- [5] 王栢村, 陳冠鈞, 張博鈞, 吳盈輝, 梁秀瑋, 「空調機內部管路系統之模擬與驗證」, 中華民國力學學會第四十一屆全國力學會議, 台南, D-1156, 2017
- [6] Y.L. Xu, J.M. Ko, Z. Yu, "Modal Analysis of Tower-cable system of Tsing Ma long suspension bridge," *Engineering Structures*, Vol. 19, pp 857-867, 1997.
- [7] J. Zhang, J. Han, "CAE process to simulate and optimise engine noise and vibration" *Mechanical System and single Processing*, Vol.20, pp 1400-1409, 2005
- [8] C.Symous, A.Morris, "Analytic certification of Airframes," *Aircraft Engineering and Aerospace*

*Technology*, Vol. 69, pp. 235~240, 1997

# Simulation and Vibration Characteristics of Compressor at Air Conditioner Boundary

Bor-Tsuen Wang<sup>1</sup>, Guan-Zhou Chen<sup>1</sup>, 1  
Bo-Jun Zhang<sup>1</sup>, Hsiu-Wei Liang<sup>2</sup>

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

2 Rechi Precision Co., LTD

## ABSTRACT

In air conditioner, the rotary compressor are connected to pipe lines and rested on three rubber pads. The boundary effects of compressor include the rubber pads and pipe lines. This work aims to establish the simulation techniques and experimental verification of finite element (FE) model of the compressor with both the pad boundary and pipeline boundary. The compressor FE model containing all components' geometry and material properties are built by 8 node brick elements. Those interfaces between components are specified with proper connection parameters for contact types and stiffness values. The compressor in free boundary condition is first considered to perform theoretical modal analysis (TMA) and experimental modal analysis (EMA), respectively. Through model verification procedure base on the experimental modal data, we can validate compressor FE model to calibrate the specified simulation parameters and get the equivalent numerical model. Next, the compressor in rubber pad boundary is considered. The pad boundary is simulated by joint flexibility matrix method. By performing TMA and EMA on the compressor with pads, we can obtain the calibrated joint flexibility matrix for pad boundary. Finally, the compressor rested on pads and connection to pipe lines that are verified in advance is also performed TMA and EMA, respectively, to obtain structural vibration modes. Results show the compressor FE model in air conditioner boundaries, i.e. pads and pipelines, can reasonably predict the rigid body modes and flexible body modes of the compressor that are comparable with the experimentally extracted modes. This work demonstrates the modeling techniques of the compressor from free boundary, pad boundary to practical boundaries with pads and pipelines as well as the experimental verification. The calibrated and validated compressor FE model in air conditioner boundaries are well established and can be useful for future applications.

**Keywords:** rotary compressor, air conditioner, boundary



simulation, vibration modes

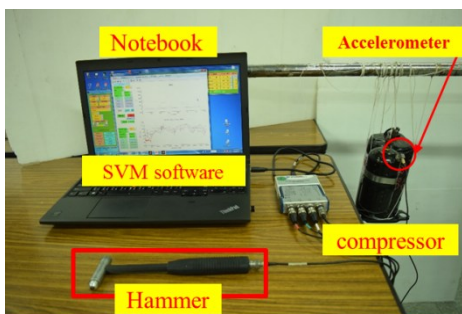


圖 1 壓縮機自由邊界實驗儀器與量測圖

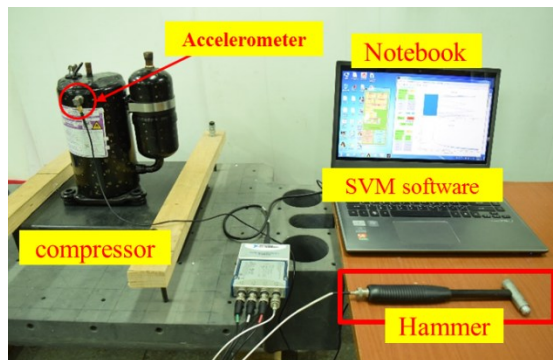


圖 5 壓縮機腳墊邊界實驗儀器與量測圖

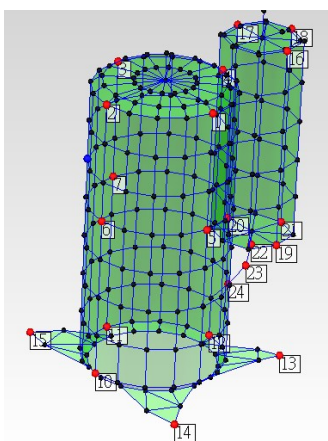


圖 2 壓縮機自由邊界 EMA 佈點規劃

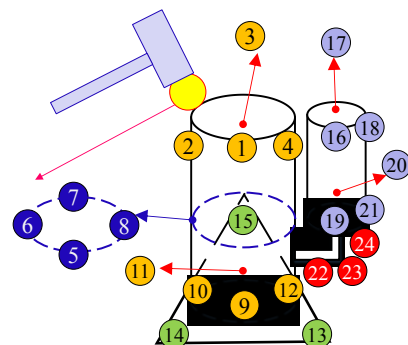


圖 6 壓縮機腳墊邊界 EMA 佈點規劃

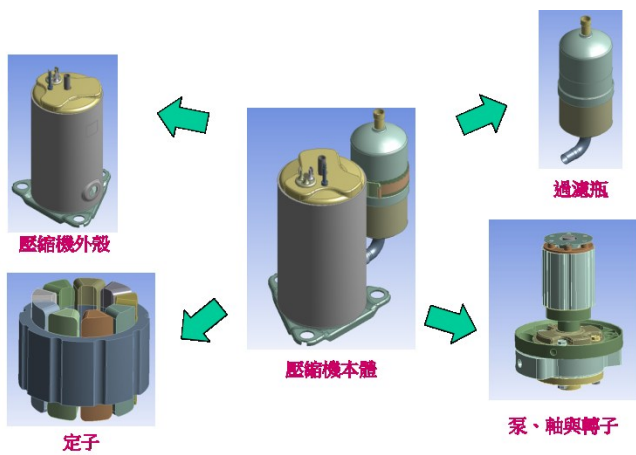


圖 3 壓縮機幾何模型

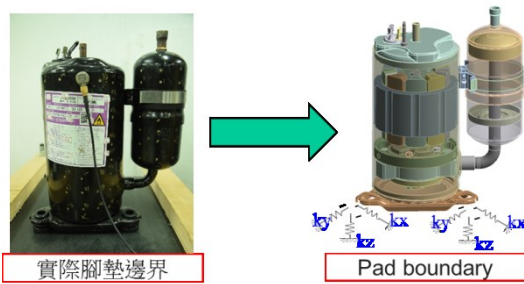


圖 7 壓縮機腳墊邊界實體轉換有限元素模型

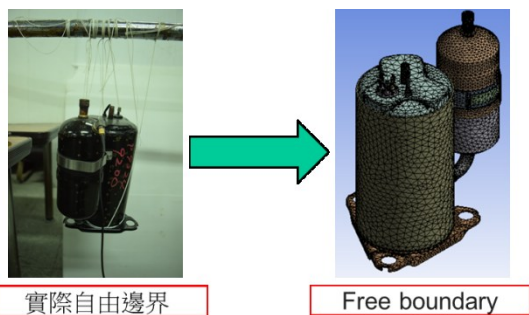


圖 4 壓縮機自由邊界實體轉換有限元素模型

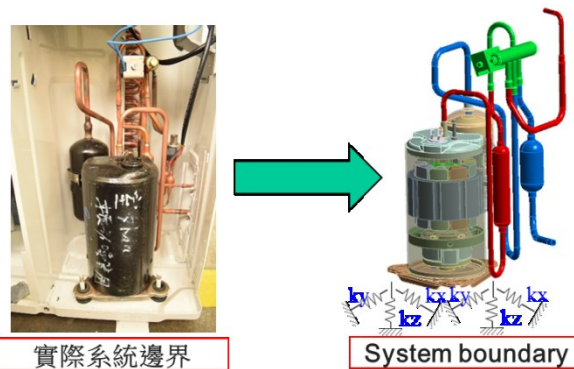


圖 8 壓縮機空調邊界實體轉換有限元素模型

表 1 壓縮機各零件接觸行為

組裝方式	壓縮機之區域	接觸模擬方式
銲接螺絲鎖固	<ul style="list-style-type: none"> <li>過濾瓶零件與零件間之結合</li> <li>壓縮機外殼與其他零件間之結合.</li> <li>泵成品之結合</li> </ul>	接觸： Bonded
熱套	<ul style="list-style-type: none"> <li>定子與壓縮機外殼</li> <li>轉子成品與軸</li> </ul>	
點銲	<ul style="list-style-type: none"> <li>紅體與壓縮機外殼</li> </ul>	
條銲	<ul style="list-style-type: none"> <li>腳架與壓縮機底蓋</li> </ul>	接觸：No Separation
滑動接觸	<ul style="list-style-type: none"> <li>軸、環、葉片與其他泵零件間接觸</li> <li>閥片與上支座間接觸</li> </ul>	

表 4 腳墊動態剛性值

方向	X	Y	Z
動態剛性 $k(N/m)$	2714.00	2677.00	26800.00
扭轉剛性 $K_{\theta}(N-m/rad)$	84.50	83.60	14.40

表 2 壓縮機理論與實驗模態參數自然頻率比對總表

ODS		FEA		頻率比
Mode	Frequency [Hz]	Mode	Frequency [Hz]	
O-01	216	F-07	230.54	-6.73%
O-02	317	F-08	313.44	1.12%
-	-	F-09	319.39	-
O-03	345	F-10	400.16	-15.99%
O-04	440	F-11	490.18	-11.40%
O-05	501	F-12	495.52	1.09%
O-06	620	F-13	608.87	1.89%
-	-	F-14	646.41	-
-	-	F-15	661.91	-
-	-	F-16	665.71	-
-	-	F-17	775.57	-
O-07	848	F-18	793.23	6.46%
-	-	F-19	881.16	-
O-08	932	F-20	964.97	-3.54%
O-09	1080	F-21	1152.4	-6.77%
-	-	F-22	1152.7	-
O-10	1400	F-23	1238.6	11.53%
O-11	1550	F-24	1514.7	2.28%
O-12	1680	F-25	1881.9	-12.02%

表 3 壓縮機自由邊界物理意義比對表

TMA 模態振型	EMA 模態振型
F07-230.54 Hz	O01-216 Hz
F08-313.44 Hz	O02-317 Hz
F10-490.18 Hz	O03-345 Hz

表 5 腳墊邊界理論與實驗模態參數自然頻率比對總表

EMA		FEA		誤差%	物理意義
Mode	自然頻率(Hz)	Mode	自然頻率(Hz)		
E01	4.38	F01	4.35	0.72	Y 平移剛體運動
E02	4.38	F02	4.35	0.65	X 平移剛體運動
E03	9.69	F03	9.80	-1.09	$\theta_z$ 旋轉剛體運動
E04	14.7	F04	14.53	1.13	Z 平移剛體運動
E05	17.8	F05	17.37	2.42	$\theta_x$ 旋轉剛體運動
E06	19.1	F06	18.50	3.16	$\theta_y$ 旋轉剛體運動
E07	212	F07	230.66	-8.80	壓縮機、儲液瓶 X 方向運動
E08	325	F08	313.51	3.54	壓縮機(軸)、儲液瓶 X 方向運動
E09	434	F10	400.18	7.79%	腳架壓縮機(軸)、儲液瓶 Y 方向運動
E10	489	F11	490.20	-0.25	儲液瓶內管 X 方向運動
E11	523	F12	495.55	5.25	儲液瓶內管 Y 方向運動
E12	606	F13	609.93	-0.65	儲液瓶 Z 方向運動、內管 Y 方向運動
E13	906	F19	882.58	2.58	腳架 Z 方向運動、儲液瓶內管 X 方向運動
E14	965	F20	969.34	-0.45	腳架 Z 方向運動、儲液瓶內管 X 方向運動
E15	1370	F21	1238.64	9.59	儲液瓶內管 Y 方向運動

表 6 腳墊邊界理論與實驗模態參數物理意義比對表

TMA 模態振型	EMA 模態振型
F01-4.35 Hz	O01-4.38 Hz
F02-4.35 Hz	O02-4.38 Hz
F03-9.8 Hz	O03-9.69 Hz

表 7 壓縮機腳墊邊界與空調邊界理論模態參數比對總表

Pad		Pad + Pipe		差異%	物理意義
mode	自然頻率 (Hz)	mode	自然頻率 (Hz)		
F01	4.35	P01	5.19	-19.30	Y 平移剛體運動
F02	4.35	P02	5.48	-25.87	X 平移剛體運動
F03	9.79	P03	11.94	-21.91	$\theta_z$ 旋轉剛體運動
F04	14.528	P04	15.17	-4.38	Z 平移剛體運動
F05	17.338	P06	18.51	-6.78	$\theta_x$ 旋轉剛體運動
F06	18.654	P07	20.01	-7.27	$\theta_y$ 旋轉剛體運動
F07	230.66	P26	225.06	2.43	壓縮機、儲液瓶 X 方向運動
F08	313.52	P31	313.57	-0.02	壓縮機(軸)、儲液瓶 X 方向運動
F09	319.4	P33	328.72	-2.92	轉子 Z 方向旋轉
F10	400.18	P37	401.54	-0.34	腳壓縮機(軸)、儲液瓶 Y 方向運動
F11	490.2	P42	492.71	-0.51	儲液瓶內管 X 方向運動
F12	495.55	P43	499.68	-0.83	儲液瓶內管 Y 方向運動
F13	609.93	P47	586.41	3.86	儲液瓶 Z 方向運動、內管 Y 方向運動
F14	648.88	P48	639.04	1.52	儲液瓶 X 方向運動、內管 X 方向運動
F15	735.39	P52	732.63	0.38	腳架 Z 方向運動、液瓶 Y 方向運動
F16	739.88	P53	738.01	0.25	腳架 Z 方向運動、液瓶 X 方向運動
F17	778.29	P54	757.08	2.73	腳架 Z 方向運動、液瓶 Y 方向運動
F18	856.85	-	-	-	腳架 Z 方向運動
F19	882.58	P58	864.55	2.04	腳架 Z 方向運動、儲液瓶內管 X 方向運動
F20	969.34	P61	950.74	1.92	腳架 Z 方向運動、儲液瓶內管 X 方向運動

表 8 空調邊界腳墊與管路加腳墊模態參數物理意義比對表

空調邊界腳墊	空調邊界管路加腳墊
F01-4.34 Hz	P01-5.1886 Hz
F02-4.35 Hz	P02-5.4764 Hz
F03-9.79 Hz	P03-11.936 Hz