

迴轉式壓縮機儲液瓶之模型驗證

王栢村¹ 林建敦¹ 吳秉修¹ 周建中¹ 陳金龍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

*通訊: wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

用於冷氣機的迴轉式壓縮機，主要由泵本體及儲液瓶所組成。本主要發展儲液瓶之有限元素模型，以能探討其結構振動模態特性，有助於壓縮機振動與噪音之診斷分析。分別採用有限元素分析(FEA)與實驗模態分析(EMA)，進行儲液瓶之模型驗證。首先說明儲液瓶組合過程之模型驗證理念，共有八個層次之儲液瓶組合結構，每一階段之組合結構均執行EMA與FEA，以驗證實際結構與對應的有限元素模型之結構模態參數，最後完成儲液瓶之模型校驗。結果顯示，每一階段儲液瓶組合結構之驗證分析，EMA與FEA所得到的自然頻率與模態振型均有良好對應。儲液瓶之模態特性可藉由有限元素模型作動態觀察，特別是無法量測的儲液瓶內部結構模態。本文應用模型驗證技術於儲液瓶結構，也獲得完整組合之儲液瓶經校驗後的等效有限元素模型。所建立的分析技術不僅可作為初始設計評估，也有助於輔助壓縮機之振動噪音診斷分析。

關鍵詞：有限元素分析、實驗模態分析、模型驗證、儲液瓶。

1. 前言

儲液瓶為迴轉式壓縮機將冷媒做液、氣態分離的重要組件之一，迴轉式壓縮機主要應用於家用冷氣機及冰箱等家電用品，為了使產品不斷提升品以滿足顧客之需求與市場競爭針對迴轉式壓縮機進行改善設計與研究，以導入有限元素法有效縮短製程成本，將3D繪圖軟體繪製之CAD圖檔匯入有限元素分析軟體進行結構之靜力分析，分析後可得知模型易受破壞的應力集中處，可由此作為輔助判斷直接進行圖型的改良，無須製作出實體測試後才能得到結構特性，以縮短開發時間並有效節省材料與成本。

胡等人[1]於文獻中探討機車車架之振動特性，對機車車架進行實驗模態分析與有限元素分析，以求得模態參數包含結構自然頻率、模態振型與阻尼比，將其進行比較驗證，由頻率響應函數與關聯性函數進行探討，自然頻率誤差以及模態振型之對應性，確認有限元素模型等效於實際結構。胡等人[2]運用有限元素分析與實驗模態分析之驗證手法進行鋁合金輪圈之模型驗證，分別進行軸向與徑向之實驗模態分析，求得結構自然頻率、模態振型與阻尼比，由於實驗求得兩個方向之結果，可得知部分模太會因方向問題而無法激發出來，整體自然頻與誤差範圍在-4.5%以內。Wang *et al.*[3]對壓縮機進行噪音的量測，在1600Hz的頻率值有最高的噪音量，同時也針對壓縮機與過濾瓶有無安裝固定背帶之兩種測試以探討有何不同特性與結果，可得知過濾瓶在

2000Hz的共振頻所呈現為剛體模態，其中945Hz與1746Hz為固定背帶的模態，但結果顯示固定背帶的加裝並沒有減低振動量，以模態分析與拓樸優化法進行分析，只運用原始設計變數的10%，目標頻率1744Hz已移轉至超過2500Hz，可得知比原始設計在高噪音的頻帶頻率降低了，同時增加上下支架提高剛性。王等人[4]對一自行車車架與前叉以及組件進行模型驗證，以堆疊的概念進行次組合結構之模型驗證，模型驗證之後進行響應預測，模擬車架與前叉受力後之便行量與應力強度是否符合歐盟規範，由於車架與前叉在衝擊力試驗響應預測之結果並未符合歐盟規範，因此將繼續針對實際結構進行試驗比對驗證，變更設計達到要求。王等人[5]以不同材質壘球棒進行振動特性與性能之評估，以木棒與鋁棒運用有限元素分析與實驗模態分析得到之模態參數進行模型驗證，針對甜蜜區與振行能量累加之關聯性進行探討，求得之自然頻率與模態振型並未對應推測為金屬球棒厚度不同而有所差異，球棒振行進行累加品質指標越小表該處振動量越小，傳遞給打擊者的振動也越小。Kim *et al.*[6]透過表面振動以及聲音強度的量測來確認壓縮機的異音傳遞方式，運用麥克風針對壓縮機外殼進行量測與評估噪音水平，其中在2048Hz的頻率有異常高的峰值，針對壓縮機外殼進行實驗量測以麥克風為感測器，壓縮機本體進行次組合之模型驗證程序，共分為5個case，對於等效整體壓縮機之有限元素模型進行模態分析，發現在2059Hz的頻率所對應的模態振型與麥克風所量得的噪音頻率2048Hz相近，為了減低壓縮機整體的噪音量進行模型的修整，於過濾瓶新增L型支架以固定過濾瓶內管，並在過濾瓶的本體加上橡膠墊圈，整體模型之修改使得壓縮機之噪音頻譜下降20dB。

本文主要研究目的為確認儲液瓶之有限元素模型等效於實際結構，藉由堆疊儲液瓶次組件之模型驗證流程已完成模型之確認。將儲液瓶分為8個層次，實驗部份分別運用麥克風與加速規進行量測，以探討各個層次對於整體儲液瓶之影響，最後再以實驗得到之結構模態參數回到有限元素模型進行修正，以達成驗證之目的。

2. 儲液瓶次組合結構層次之模型驗證

本節首先針對儲液瓶次組合結構堆疊模型驗證之結果進行說明，圖1為儲液瓶次組合結構之組合流程，由彎管與內管焊接之結構開始進行堆疊並透過各層次之模型驗證以了解對整體儲液瓶之影響，圖2為模型驗證之流程圖，主要進行實驗模態分析與有限元素分析，藉由所得到的模態參數進行比對驗證，目的為確認有限元素模型能夠等效於實際結構。接著說明有限分析之目

的在於輔助診斷以及響應預測，而在本文中有限元素分析主要目的在於輔助診斷，以了解結構內部之模態參數與系統特性。再來進行實驗模態分析之理念說明，圖 3 為不同層次系統方塊流程圖，分別包含系統、數學模型、模態域以及頻率域的形式。圖 3-(a)所示為系統方塊圖，系統內涵包含幾何形狀、材料性質以及邊界條件，其輸入為典型之外力，輸出為有興趣的位移、速度以及加速度。

一般的振動理論分析流程會先從圖 3-(b)物理域形式之系統方塊圖開始，其中[M]、[C]、[K]為系統內涵，分別代表質塊、阻尼以及勁度矩陣，而輸入{f}為典型之外力向量，輸出{x}、{ẋ}、{ẍ}分別為質塊之位移、速度及加速度向量。其中典型的多自由度理論分析之運動方程式為：

$$[M] \ddot{x} + [C] \dot{x} + [K] x = \{f\} \quad (2-1)$$

針對式(2-1)運動方程式進行理論模態分析可得圖 3-(c)模態域形式之系統方塊圖，其中 ω_r 、 $\{\phi_r\}$ 、 ξ_r 為系統內涵，分別代表自然頻率、模態振型向量以及阻尼比， N_r 為模態外力， q_r 為模態座標，但是在理論分析並不能求得阻尼比，因此實際上只可求得自然頻率以及模態振型。

圖 3-(d)為頻率域形式的系統方塊圖，其中 $H_{ij}(\omega)$ 頻率響應函數為系統內涵，為已知輸出 A_i 與輸入 F_j 的比值， A_i 為第 i 點加速度， F_j 為第 j 點外力，若假設為比例阻尼系統可得：

$$H_{ij}(\omega) = \frac{A_i}{F_j} = \frac{-\omega^2 X_i}{F_j} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{-\omega^2 \phi_{r,i} \phi_{r,j}}{(\omega_r^2 - \omega^2) + i(2\xi_r \omega_r \omega)} \quad (2-2)$$

其中，

$$\omega = 2\pi f \quad (2-3)$$

$$\omega_r = 2\pi f_r \quad (2-4)$$

ω 為激振頻率， ω_r 為第 r 個自然頻率， ξ_r 為第 r 個模態阻尼比， $\phi_{r,i}$ 為第 i 點輸出第 r 個模態振型， $\phi_{r,j}$ 第 j 點輸入第 r 個模態振型。

進行實驗模態分析的流程恰與一般振動理論分析的流程相反，先由圖 3-(d)頻率域的系統方塊圖開始，以本次實驗為例，以固定加速度計，移動衝擊錘的方式進行實驗模態分析，再將輸出以及輸入之訊號傳至 SigLAB 頻譜分析儀進行快速傅立葉轉換進而求得頻率響應函數，將所有量測點量測完畢後，再將全部頻率響應函數的資料匯入 ME scopeVES 軟體中進行曲線嵌合，進而求得結構之模態參數，如圖 3-(c)模態域形式之系統方塊圖，其中模態參數包含自然頻率、阻尼比以及模態振型。

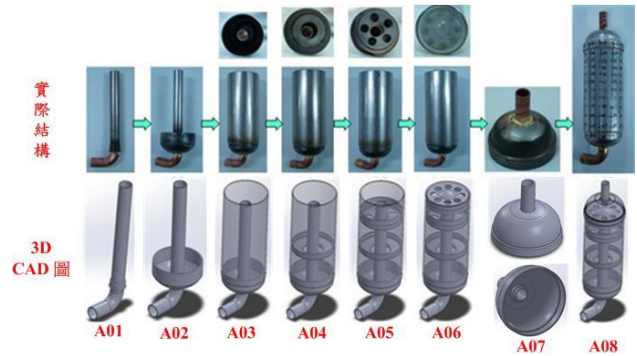


圖 1、儲液瓶次組合結構組合流程圖

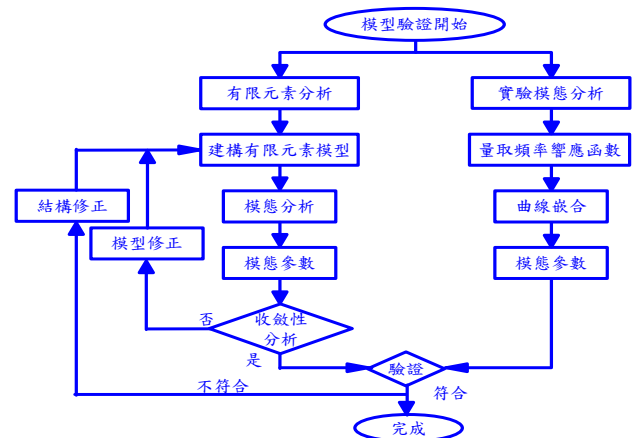


圖 2、模型驗證流程圖

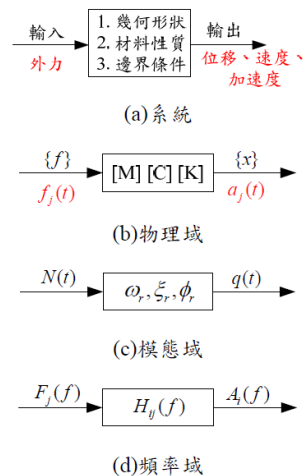


圖 3、不同層次之系統方塊流程圖

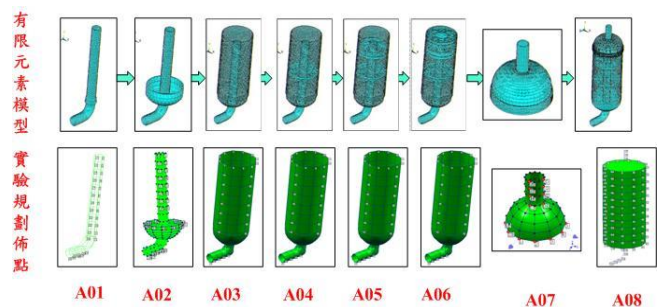


圖 4、儲液瓶次組合各層次之幾何尺寸

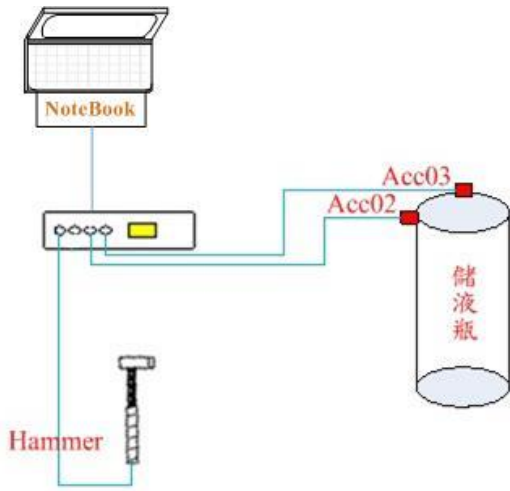


圖 5、儲液瓶實驗模擬示意圖

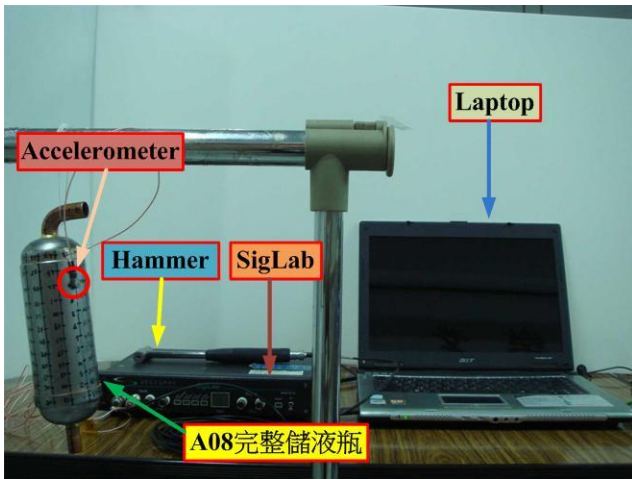


圖 6、儲液瓶實驗架構示意圖

表 1、有限元素分析之公螺旋轉子模態振型圖

儲液瓶 零組件名稱	S01- 下蓋	S02- 本體	S03- 上蓋	S04- 內管	S05- 檔板
材料規格	JIS G3141	JIS G3141	JIS G3141	JIS G3141	JIS G3141
材質	SPCC	SPCC	SPCC	SPCC	SPCC
材料密度 (kg/m ³)	7385.4	7685.2	6904.8	7923.5	4750.5
楊氏係數 (GPa)	170	194.6	198.5	195	116.7
浦松比	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28
最小自然 頻率誤差(%)	-0.34	-0.68	-6.02	-5.05	-0.18
最大自然 頻率誤差(%)	-4.73	1.75	5.68	4.88	-3.53
自然頻率 平均誤差(%)	-0.51	0.15	-1.61	-2.79	-0.21

表 1、有限元素分析之公螺旋轉子模態振型圖(續)

儲液瓶 零組件名稱	C01- 接續管	C02- 彎管	S06- 加強板	S07- 隔板
材料規格	JIS H3300	JIS H3300	JIS G3141	JIS G3141
材質	C1220T- 1/2H	C1220T- 1/2H	SPCC	SPCC
材料密度 (kg/m ³)	8582.7	8895	7035.3	7124.6
楊氏係數 (GPa)	113.5	118.5	121.3	136.8
浦松比	0.28	0.28	0.28	0.28
最小自然 頻率誤差(%)	-0.8	-5.02	-8.19	-2.44
最大自然 頻率誤差(%)	0.73	5.02	1.72	4.95
自然頻率 平均誤差(%)	-0.01	-0.98	-2.19	1.01

3. 有限元素分析與實驗模態分析

模型驗證要進行有限元素分析，本節說明如何建構有限元素模型以及實驗架構之規劃，圖 4 為儲液瓶次組合結構之有限元素模型與實驗點數規劃流程圖，首先由 3D 繪圖軟體(Solidworks)繪製 CAD 圖檔，再匯入有限元素分析軟體(ANSYS)建構幾何模型，其模型使用線性立方體元素(Solid 186)，每個元素有 8 個節點，每個節點自由度為 u 、 v 、 w 三個方向位移。表 1 為儲液瓶各零組件之材料參數，均採等向性材料模型，包含密度、以校正過後之楊氏係數以及浦松比，有限元素分割採固定元素大小進行自由分割(Free Mesh)，無設定邊界條件及外力負荷，以模擬自由邊界方式進行模態分析，求得理論模態參數，包含自然頻率、模態振型。

接著說明儲液瓶次組合結構各層次之實驗模態分析，實驗儀器架設如圖 5 所示，包括頻譜分析儀(SigLab)、衝擊錘(PCB 086C03)、單軸向加速度規(ENDEVCO 27AM1-10)、筆記型電腦等。如圖 4 所示為進行 EMA 需對儲液瓶各層次之次組合結構分別進行規劃實驗量測點數，藉由實驗量測獲得的頻率響應函數(FRF)匯入曲線嵌合軟體，以求得儲液瓶次組合結構各層次之實際模態參數，包含自然頻率、模態振型及阻尼比。

4. 結果與討論

本節將對儲液瓶各層次之模型驗證結果與完整儲液瓶由實驗模態分析所獲得之實驗數據與有限元素分析結果進行比對驗證，包括自然頻率及模態振型。

由表 2(a)及(b)為儲液瓶第一層次(A01)與第二層次(A02)之模型驗證結果，表中可看出 A01 為主要為內管與彎管的模態，整體頻率誤差最小值為-1.31%，出現在 E-07 與 F-08 所對應之模態振型，整體頻率誤差最大值为 8.72%，出現在 E-04 與 F-04 所對應之模態振型，整體頻率誤差稍微偏大，但振型之對應良好，A02 主要

為彎管、內管以及下蓋的模態，E-02 和 F-02 整體頻率最小誤差為 0.33%，而誤差最大為 13.07%，出現在 E-06 和 F-06 對應之模態振型，頻率誤差大但振型對應良好。

表 2、儲液瓶各層次模型驗證結果表(續)

表 2、儲液瓶各層次模型驗證結果表
(a) A01

模態數	EMA		FEA		誤差 (%)	物理意義
	自然頻率 (Hz)	模態數	自然頻率 (Hz)	模態數		
E-01	2288.7	F-01	2191.1	4.26	第一彎曲模態_Y	
E-02	3179.8	F-02	3046.3	4.20	第一彎曲模態_X	
E-03	4272.9	F-03	4083.2	4.43	第一彎曲模態_Y	
E-04	5625.2	F-04	5134.3	8.72	第一彎曲模態_X	
E-05	8148.3	F-05	7502.9	7.92	第二彎曲模態_X	
E-06	8955.3	F-06	8668.1	3.20	第二彎曲模態_Y	
E-07	9611.5	F-08	9737.5	-1.31	彎管(θ, z)=(2,1)模態	

E-01_2288.7Hz F-01_2191.1Hz

第一彎曲模態

(b) A02

模態數	EMA		FEA		誤差 (%)	物理意義
	自然頻率 (Hz)	模態數	自然頻率 (Hz)	模態數		
E-01	1576.8	F-01	1588.5	-0.74	第一彎曲模態_Z	
E-02	1657.1	F-02	1651.7	0.33	第一彎曲模態_X	
E-03	1977.2	F-03	1971.4	0.29	下蓋(θ, y)=(2,1)模態	
E-04	1994.7	F-04	1972.3	1.12	下蓋(θ, y)=(2,1)模態	
E-05	2481.3	F-05	2607.2	-5.07	彎管第一彎曲模態_Y	
E-06	3538.9	F-06	3076.4	13.07	彎管第一彎曲模態_X	
E-07	4524.9	F-08	4397.2	2.82	第一彎曲模態_X	
E-08	4981.0	F-09	4829.9	3.03	下蓋(θ, y)=(3,1)模態	
E-09	4990.6	F-10	4830.4	3.21	下蓋(θ, y)=(3,1)模態	

E-09_4990.6Hz F-10_4830.4Hz

下蓋(θ, y)=(3,1)模態

(c) A03

模態數	EMA		FEA		誤差 (%)	物理意義
	自然頻率 (Hz)	模態數	自然頻率 (Hz)	模態數		
E-01	667.9	F-02	655.7	-1.82	內管第一彎曲模態_X	
E-02	1287.2	F-03	1274.8	-0.96	本體(θ, y)=(2,1)模態	
E-03	1293.2	F-04	1275.2	-1.39	本體(θ, y)=(2,1)模態	
E-06	3574.2	F-07	3539.2	-0.97	本體(θ, y)=(3,1)模態	
E-07	3587.9	F-08	3545.9	-1.17	本體(θ, y)=(3,1)模態	
E-08	4260.0	F-09	4067.3	-4.52	本體(θ, y)=(2,2)模態	
E-09	4323.2	F-10	4067.6	-5.91	本體(θ, y)=(2,2)模態	
E-10	4650.9	F-13	4492.2	-3.41	本體(θ, y)=(3,2)模態	
E-11	6755.1	F-17	6722.7	-0.47	本體(θ, y)=(4,1)模態	
E-12	6848.2	F-18	6727.0	-1.76	本體(θ, y)=(4,1)模態	

E-12_6848.2Hz F-18_6727.0Hz

本體(θ, y)=(4,1)模態

(d) A04

模態數	EMA		FEA		誤差 (%)	物理意義
	自然頻率 (Hz)	模態數	自然頻率 (Hz)	模態數		
E-01	662.7	F-01	659.41	-0.49	內管第一彎曲模態_Z	
E-02	2019.7	F-03	1960.8	-2.92	本體(θ, y)=(2,1)模態	
E-03	2023.4	F-04	1961.1	-3.08	本體(θ, y)=(2,1)模態	
E-04	2888.5	F-06	2547.5	-11.80	彎管第一彎曲模態_X	
E-05	3740.0	F-07	3705.2	-0.93	本體(θ, y)=(3,1)模態	
E-06	3751.8	F-08	3705.4	-1.23	本體(θ, y)=(3,1)模態	
E-07	5768.7	F-16	6818.9	18.21	本體(θ, y)=(4,1)模態	
E-08	6885.6	F-17	6818.9	-0.97	本體(θ, y)=(4,1)模態	
E-09	6946.3	F-18	6845.3	-1.45	本體(θ, y)=(3,2)模態	

E-01_2288.7Hz F-01_2191.1Hz

本體(θ, y)=(4,1)模態

(e) A05

模態數	EMA		FEA		誤差 (%)	物理意義
	自然頻率 (Hz)	模態數	自然頻率 (Hz)	模態數		
E-01	1973.7	F-01	2142.4	8.55	彎管第一彎曲模態_Z	
E-02	3225.1	F-02	2492.3	-22.72	彎管第一彎曲模態_X	
E-03	4174.4	F-03	4007.6	-4.00	第一彎曲模態_X	
E-04	4298.9	F-04	4034.7	-6.15	第一彎曲模態_Z	
E-05	4796.7	F-06	4179.5	-12.87	本體(θ, y)=(2,1)模態	
E-06	5667.1	F-07	5324.4	-6.05	本體(θ, y)=(3,1)模態	
E-07	5735.2	F-08	5325.2	-7.15	本體(θ, y)=(3,1)模態	

E-06_5667.1Hz F-07_5324.4Hz

本體(θ, y)=(4,1)模態

(f) A06

模態數	EMA		FEA		誤差 (%)	物理意義
	自然頻率 (Hz)	模態數	自然頻率 (Hz)	模態數		
E-01	2225.2	F-01	2109.0	-5.22	彎管第一彎曲模態_Y	
E-02	2547.3	F-02	2444.3	-4.04	彎管第一彎曲模態_X	
E-04	4321.6	F-04	4041.9	-6.47	第一彎曲模態_X	
E-05	4372.0	F-05	4064.9	-7.02	第一彎曲模態_Z	
E-06	5447.9	F-06	4334.8	-20.43	加強板(θ, θ)=(1,0)模態	
E-07	5762.6	F-07	5811.0	0.83	彎管+內管軸向模態_Y	
E-08	6187.1	F-08	6136.3	-0.82	擋板(θ, θ)=(1,1)模態	
E-09	6237.0	F-09	6219.7	-0.27	擋板(θ, θ)=(1,1)模態	
E-10	6273.4	F-10	6272.8	-0.01	內管呼吸模態	

E-02_2547.3Hz F-02_2444.3Hz

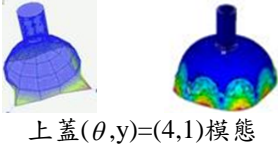
側環(θ, x)=(2,1)模態

表 2、儲液瓶各層次模型驗證結果表(續)

(g)A07

模態數	EMA		FEA		物理意義
	自然頻率 (Hz)	模態數	自然頻率 (Hz)	誤差 (%)	
E-01	1854.7	F-01	1936.7	4.42	上蓋(θ,y)=(2,1)
E-02	1895.9	F-02	1939.6	2.30	上蓋(θ,y)=(2,1)
E-03	4712.6	F-03	5008.3	6.27	上蓋(θ,y)=(3,1)
E-04	5093.7	F-04	5012.9	-1.59	上蓋(θ,y)=(3,1)
E-05	5751.9	F-05	5202.5	-9.55	接續管z方向第1彎曲模態
E-06	6329.9	F-06	5203.4	-17.80	接續管x方向彎曲模態
--	--	F-07	8966.6	--	接續管y方向軸向模態
E-07	9299.7	F-08	9064.8	-2.53	上蓋(θ,y)=(4,1)
E-08	11616.0	F-09	9072.4	-21.90	上蓋(θ,y)=(4,1)

E-07_9299.7Hz F-08_9064.8Hz



上蓋(θ,y)=(4,1)模態

表 2(c)到(f)第三層次(A03)至第六層次(A06)之模型驗證結果，表中可看出 A03 與 A06 之次組合結構因無法量測到內部，因此實驗部分之佈點規畫均一致都是於儲液瓶本體上佈點量測，表 2(c)A03 為主要為本體的模態，整體頻率誤差最小值為-0.47%，出現在 E-11 與 F-17 所對應之模態振型，整體頻率誤差最大值為-5.91%，出現在 E-04 與 F-04 所對應之模態振型，整體頻率誤差非常小，部分振型之對應並未非常明確，由於實驗激發出來之頻率函數較不明顯，表 2(d)A04 主要為本體之模態振型，E-01 和 F-01 整體頻率最小誤差為-0.49%，而誤差最大為-11.80%，即為 E-04 和 F-06 對應之模態振型，頻率誤差雖較大，但大部分振型對應良好，其中隔板模態因實驗沒辦法佈點量測因此無法與分析對應。

表 2(e)A05 最主要之模態振型出現在本體部分，也有彎管之模態振型，其中頻率誤差最小為-4.00%，在 E-03 和 F-03 所對應之模態振型，而整體頻率誤差最大為-22.72%，為 E-02 和 F-02 所對應之模態振型，整體誤差頻率較大，內部加強板與隔板之模態振型因無法實驗而沒有明確對應之振型，本體外殼與彎管部分之模態對應良好。表 2(f)A06 主要之模態振型為彎管以及擋板的模態，整體頻率誤差最大為-20.43%，即為第 E-06 和 F-06 之模態振型，整體頻率誤差最小為-0.01%，出現在 E-10 和 F-10 所對應之模態振型，其中擋板模態振型最為良好，整體頻率誤差大，而部分模態振型對應關係良好。

由表 2(g)A07 可看出主要為接續管與上蓋之模態，其中整體頻率誤差最小出現在 E-07 和 F-08 之模態振型，誤差為-2.53%，而整體誤差最大出現在 E-06 和 F-06 之模態，誤差值為-17.80%，雖然整體誤差值偏高，但主要模態振型之對應明顯。而在表 2(g)A08 完整儲液瓶來看明顯對應之模態振型為彎管、內管以及本體，內部模態由有限元素分析結果輔助判斷，整體頻率誤差最大為 15.11%，出現在 E-07 和 F-12 對應之模態，而頻率誤差最小則為 E-06 和 F-07 對應之模態振型，誤差值為 4.11%，頻率誤差整體而言偏高，模態振型對應大部分不明確。

表 3 及表 4 為完整儲液瓶自然頻率總表與完整儲液瓶模態振型比對表，由總表與比對表可看出在 E-01 和 F-01 以及 E-02 和 F-02 兩組對應為彎管的第一彎曲模態，因結構材質響應較差，所以低頻模態的對應誤差較大，而在 F-16 和 F-19 以及 E-17 和 F-20 兩模態對應的部分，因彎管與接續管結構較輕較小之緣故，所以在高頻的部分誤差較小，自然頻率總表中間部分 E-07 和 F-12 因為彎管與內管之材質緣故響應較差，因此頻率誤差最大，由於內部結構量無法佈點量測，只能由有限元素分析作為輔助判斷，整體來看結構之誤差最大為 11~15% 在中高頻模態出現。

表 3 完整儲液瓶之自然頻率總表

(h)A08

mode	EMA (Hz)	mode	FEA (Hz)	誤差 (%)	物理意義
E-01	2347.5	F-01	2128.5	-9.33	彎管第 1 彎曲模態_Y
E-02	2845.8	F-02	2461	-13.52	彎管第 1 彎曲模態_X
E-03	4304.8	F-04	4039.2	-6.17	彎管+內管第 1 彎曲模態_X
E-04	4321.4	F-05	4069.2	-5.84	彎管+內管第 1 彎曲模態_X
E-05	4563.8	F-06	4756	4.21	接續管第 1 彎曲模態_Z
E-06	4605.9	F-07	4795	4.11	接續管第 1 彎曲模態_X
E-07	5662.0	F-12	6517.3	15.11	彎管第 1 彎曲模態_Y 接續管第 1 彎曲模態_Z
E-13	7762.0	F-13	6914.3	-10.92	本體(θ,y)=(2,1)模態 含加強板、隔板、擋板
E-14	7787.5	F-14	6920.9	-11.13	本體(θ,y)=(2,1)模態 含加強板、隔板、擋板
E-16	8449.3	F-19	8305.6	-1.70	彎管第 2 彎曲模態_Y 接續管第 2 彎曲模態_Y
E-17	8472.7	F-20	8323.5	-1.76	彎管第 2 彎曲模態_Y 接續管第 2 彎曲模態_Y
E-19	9067.8	F-21	8438.1	-6.94	本體(θ,y)=(2,2)模態 含加強板、隔板、擋板、 下蓋
E-20	9102.4	F-22	8444.1	-7.23	本體(θ,y)=(2,2)模態 含加強板、隔板、擋板、 下蓋

表 4 完整儲液瓶模態振型比對表

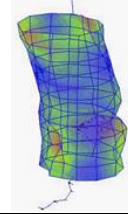

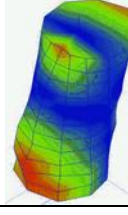
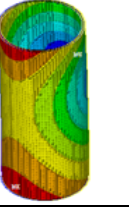
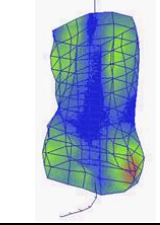
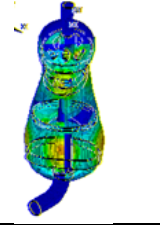
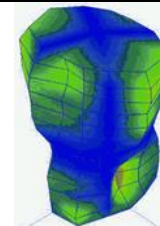
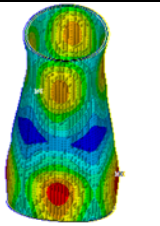
mode	EMA	mode	FEA	物理意義
E-01		F-01		彎管第 1 彎曲模態_Y
E-01		F-01		彎管第 1 彎曲模態_Y

表 4 完整儲液瓶模態振型比對表(續)

mode	EMA	mode	FEA	物理意義
E-19		F-21		彎管+內管第1彎曲模態_X
E-19		F-21		彎管+內管第1彎曲模態_X

5. 結論

本文運用有限元素分析以及實驗模態分析進行儲液瓶次組件堆疊之模型驗證，由分析結果可得知各層次模態參數，針對各層次模態特性以規劃實驗之量測方式，將理論分析與實驗進行各個模態物理意義之比較探討，並建立有限元素分析輔助診斷機制，並以分析之結果作為整體量測規劃之依據，A08 完整儲液瓶大部分模態對應良好，但結構自然頻率之誤差稍微偏大，有限元素分析與實驗所得之模態振型有部分模態未對應之情形，目前推測為由於實驗只能得到為外部模態，內部結構之模態無法得到以致於無法對應，因此可推測整體模型驗證之結果成功，後續可以有限元素分析所建立之機制進行響應預測以達模型修整之目的。

6. 致謝

本文承蒙瑞智精密股份有限公司 101 年度產學合作計畫「冷媒壓縮機噪音評價與異音診斷流程之建置與應用」，經費補助，特此致謝。

7. 參考文獻

- [1] 胡惠文, 高宗華, 陳力齊, 2009, 「機車車架結構之模態實驗分析與有限元素模型驗證」, 第十七屆中華民國振動與噪音工程學術研討會, 台北, 論文編號: C-02。
- [2] 胡惠文, 呂瑋峻, 王進富, 謝寶賢, 2009, 「鋁合金輪圈之模態實驗分析與有限元素模型驗證」, 第十七屆中華民國振動與噪音工程學術研討會, 台北, 第 219-224 頁。
- [3] Wang, S., Park, J., Hwang, I. S.; and Kwon, B., 2002, "Sound Reduction Of Rotary Compressor Using Topology Optimization," *International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, IN, USA, Paper1560.
- [4] 王栢村, 陳昱成, 2011, 「車架與前叉組件之模型驗證與衝擊試驗響應預測」, *機械技師學刊*, 第4卷, 第2期, 第26-33頁。
- [5] 王栢村, 林鴻裕, 戴偉哲, 2008, 「不同材質壘球棒之振動特性與性能評估」, 第十六屆中華民國振動與

噪音工程學術研討會, 台北, 論文編號: C-8。

- [6] 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*, West Lafayette, IN, USA, paper 1265.

Abstract

The rotary compressor used for air conditioners composes of the pump body and accumulator. This work aims to develop the finite element model of the accumulator to characterize the vibration modal properties for assisting the diagnosis of compressor noise and vibration. Both finite element analysis (FEA) and experimental modal analysis (EMA) are adopted, respectively, to perform model verification (MV) on the accumulator. The idea for model verification on each stage of stack assembly process for the accumulator is first introduced. The step-by-step of assembly process for the accumulator is categorized into eight stages. Every stage of assembly structure is performed EMA and FEA to validate the structural modal parameters between the structures and the corresponding FE model of assembly structure of the accumulator. Finally, the FE model for the assembly accumulator can be calibrated. Results show each stage of assembly structure is well validated in terms of good agreement between EMA and FEA for structural natural frequencies and mode shapes. In particular, modal characteristics of the accumulator can be visualized by FE model, especially for those structural modes inside the accumulator that cannot be measured. This work applies the model verification to the accumulator and obtains the validated equivalent FE model for the complete set of accumulator. The analytical techniques can not only be used for initial design evaluation but also useful for assisting noise and vibration diagnosis of the compressor.

Keywords: Finite element analysis、experimental modal analysis、model verification、accumulator.