

## 儲液瓶單一零組件之模型驗證與材料參數探討

王栢村<sup>1\*</sup>、吳秉修<sup>1\*</sup>、林建敦<sup>1\*</sup>、周建中<sup>2</sup>、陳金龍<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

通訊：wangbt@mail.npust.edu.tw

### 摘要

迴轉式壓縮機應用於一般常見之冷氣機，主要由壓縮機本體及儲液瓶所組合而成。本文主要發展儲液瓶之各單一零組件之理論有限元素模型，並探討其結構振動模態特性，有助於壓縮機振動與噪音之輔助診斷分析。本文中分別採用理論有限元素分析(FEA)與實驗模態分析(EMA)，進行儲液瓶之各單一零組件模型驗證。首先說明儲液瓶之九個零組件以及模型驗證之理念，每一個零組件結構皆執行 EMA 與 FEA，以驗證實際結構與對應的理論有限元素模型之結構模態參數，最後完成儲液瓶各個零組件之模型驗證。結果顯示，每個零組件結構之驗證分析，其 EMA 與 FEA 所得之自然頻率與模態振型均有良好對應，進而校正確認各個零組件之材料參數，並探討零組件之不同幾何特性及不同加工方式，對材料密度與楊氏係數的影響。完成之理論模型，可應用於儲液瓶整體組合結構之分析模型建立，也有助於壓縮機之振動噪音輔助診斷分析。

**關鍵詞：**理論有限元素分析、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。

Fujiwara *et al.* [1] 對噴油雙螺桿壓縮機量測不同加工狀況，將大量之實驗量測數據進行合成波之模擬，最後修正出與實驗數據相符之波型，進而建立有效之振動分析診斷工具。胡等人[2]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理論有限元素分析，以求得模態參數，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其自然頻率誤差及模態振型之對應性，進而確認理論有限元素模型等效於實際結構。胡等人[3]利用理論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，求得結構之模態參數，因實驗求得兩個方向之結果，可知部分模態會因方向問題而導致無法激發出來。王等人[4]採用有限元素分析配合實驗模態分析，對激振器之音圈結構進行模型驗證，運用理論有限元素分析配合實驗模態分析針對激振器之音圈結構進行驗證，確認理論分析之模型是否等效於實際結構，有助於後續之設計變更與預測。王等人[5]進行實驗模態分析多採用加速規為感測器，考慮使用旋轉角加速度計取代加速規的可行性及在實驗模態分析之影響與限制，經研究應用旋轉角加速度計配合衝擊錘於實驗模態分析是可行的。Kim *et al.*[6]由表面振動及聲音強度之量測來確認壓縮機的異音傳遞方式，運用麥克風對壓縮機外殼進行量測與評估噪音，為減低壓縮機整體之噪音量進行模型修整，在過濾瓶新增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，整體模型修改後使得壓縮機噪音頻譜下降。

本文主要研究目的為確認儲液瓶各單一零組件之理論有限元素模型等效於實際結構，並探討不同幾何及不同加工方式對楊氏係數與密度的影響。儲液瓶各單一零組件共分為九件，其各單一零組件之實驗部份分別運用麥克風與加速規進行量測，分別得到等於實際結構之模態參數，再以實驗得到之結構模態參數與理論有限元素模型進行比對修正，以達成驗證之目的。最後再分別探討不同幾何及不同加工方式對楊氏係數與密度之影響，對於後續在結構強度方面可作為設計評估之參考，有助於壓縮機之振動噪音輔助診斷分析。

### 2. 儲液瓶單一零組件之模型驗證理念

首先對儲液瓶單一零組件結構進行說明，圖1為迴轉式壓縮機之結構剖面示意圖，主要由壓縮機本體與儲液瓶所組合而成，圖2為儲液瓶各單一零組件之實際結構圖，由下蓋、本體、上蓋、內管、擋板、接續管、彎管、加強板、隔板等結構所組成整體儲液瓶，圖3為模型驗證之流程圖，主要進行理論有限元素分析及實驗模態分析，首先對一個實際結構進行理論有限元素分析假設，獲得建構之理論有限元素模型，在進行理論模態分析，求得理論之模態參數，並進行收斂性分析確認理論有限元素模型之正確性，接著進行實驗模態分析，對實際結構進行佈點規劃並量取其頻率響應函數，再進行曲線嵌合之模態參數的擷

取，獲得實際結構之模態參數，再將實驗與理論分析之模態參數進行比較驗證，獲得等校於實際結構之理論有限元素模型，並求得正確之材料參數值。儲液瓶單一零組件之九個零組件皆進行模型驗證程序，步驟與方法後續再進行介紹。

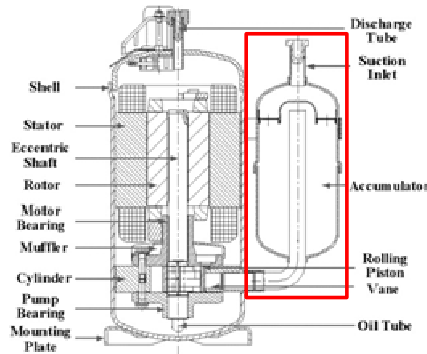


圖1、迴轉式壓縮機之剖面示意圖[6]

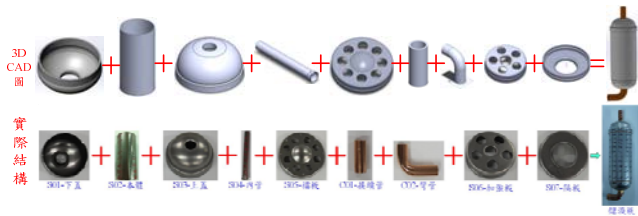


圖2、儲液瓶單一零組件之實際結構圖

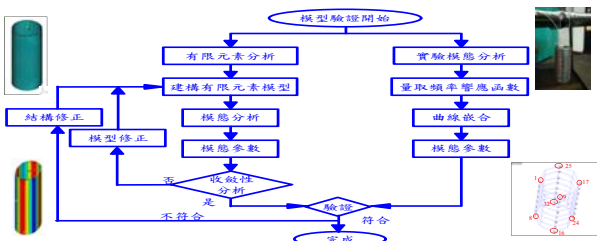


圖3、模型驗證流程圖

### 3. 單一零組件模型驗證結果與討論

本章節為介紹單一零組件模型驗證之方法與結果，首先模擬實際結構進行理論有限元素分析，並求得理論分析之模態參數，再以實際結構進行實驗模態分析，求得實際結構之模態參數，最後將實驗之模態參數與理論之模態參數進行比較校正，求得等校於實際結構之理論有限元素模型，以及正確之材料參數。表2為儲液瓶各單一零組件實際結構理論及實驗分析圖表，為求得理論有限元素模型後，進行實際結構之實驗量測，並規劃實驗之佈點，表3為各單一零組件模型驗證結果表，為理論有限元素分析與實驗模態分析之模態參數比較校正後，所求得之正確模態參數結果。

#### 3.1 理論有限元素分析

在理論有限元素分析中，進行模態分析之目的為

求解系統結構之自然頻率及模態振型，概稱為模態參數。理論有限元素分析應用步驟首先為實際問題之假設，應由實際問題，並確立問題定義及分析目標，接著數學模式化，須完整的描述結構之幾何形狀、負荷狀態及邊界條件，再進行架構有限元素模型，有四大條件，為元素、分割、位移限制及負荷條件，如表2之理論有限元素模型圖來看，選元素之設定在本文之結構均假設為線性立體元素(Soild186)進行模擬，分割之設定有採用Free mesh與Mapped mesh進行分割，位移限制設定因假設結構為自由邊界狀態下的情形，故沒有邊界之設定，負荷條件設定也假設結構為無外力的狀態進行分析，並假設材料為等向性，接著進行簡諧響應之分析，分為穩態響應及暫態響應，暫態響應會隨時間之增加而逐漸消失，穩態響應則不隨時間變化而呈現週期性之簡諧響應，一系統受簡諧激振其穩態響應必為簡諧響應，故可獲得結構之理論頻率響應函數。

#### 3.2 實驗模態分析

實驗模態分析，主要目的為獲得實際結構之模態參數，其應用與步驟為，由表2之實驗模態分析結構圖所示，以理論有限元素分析出之模態參數作為實驗量測之佈點規劃依據進行實驗，圖4為儲液瓶單一零組件之實驗模擬示意圖，為理論實驗架構之模擬圖，為將帶測物之結構懸吊起呈自由邊界的狀態，再將感測器黏貼於待測物上，頻寬之設定為依照理論分析之頻寬範圍作為頻譜分析儀之頻寬0~20000Hz間之設定參考，設定完成後進行實驗，以衝擊器對待測物進行衝擊激振，經由頻譜分析儀進行訊號擷取獲得待測物之參數值，並將實驗之參數值匯入曲線嵌合軟體(ME'ScopeVES)中進行模態參數之擷取(curve fitting)，最後以理論分析與實驗分析所求得的模態參數進行比對，由此可得知實驗模態結果之正確性。圖5為儲液瓶單一零組件之實際實驗架構示意圖，為儲液瓶單一零組件之其中一零件結構的實際實驗架構圖，而其他單一零組件結構之實驗方法皆以此種方式進行實驗模態分析。

#### 3.2 模型驗證

模型驗證，必須以實驗模態分析結果作為比較之基準，故將理論分析之參數與實驗分析之結果進行驗證，若是不符合則修正材料性質或適當邊界條件，一般結構之幾何性質通常可經由分析模型明確地定義，經過反覆修正、驗證，則可模擬出等校於實際結構之理論有限元素模型，並獲得正確之模態參數值。

由表3之各單一零組件模型驗證結果表可得知，儲液瓶零組件共有九件，而模態物理意義的解讀方式是以 $(r, \theta, x)$ 為解讀， $r$ 為徑向的方向， $\theta$ 為圓環的方向， $x$ ( $y$ 或 $z$ )為軸向的方向，模態物理意義大致分為兩種，第一種為圓的模態，如環、側環、圓板、圓環等模態，其下蓋、本體、上蓋、擋板、接續管、加強板及隔板等皆屬於圓的模態結構，而第二種為管

的彎曲模態，例如內管及彎管等結構就有彎曲之模態出現。若以表3(a) C01--接續管之表來看，表內為 EMA 與 FEA 之自然頻率及模態振型，以及對應之頻率誤差及物理意義，而由兩者之自然頻率來看誤差皆位於2%內，以EMA與FEA之物理意義來看，兩者之物理意義皆有對稱的模態，分為接續管的  $(\theta,y)=(2,1)$ 、 $(\theta,y)=(2,2)$  等模態，而模型驗證為校正模態參數，因其自然頻率誤差位於2%內，且模態振型之物理意義皆有相互對應，代表驗證良好，且由此可推知驗證之模態參數具正確性及可靠性。其餘之零組件皆以此種方法解讀，而其餘零組件之 EMA 與 FEA 之自然頻率的誤差皆於5%內，為可接受之合理驗證範圍。

表2、儲液瓶各單一零組件實際結構理論及實驗分析圖表

	理論有限元素模型圖	實際結構	實驗模態分析結構圖
C01 接續管			
C02 彎管			
S01 下蓋			
S02 本體			
S03 上蓋			
S04 內管			
S05 檔板			
S06 加強板			
S07 隔板			

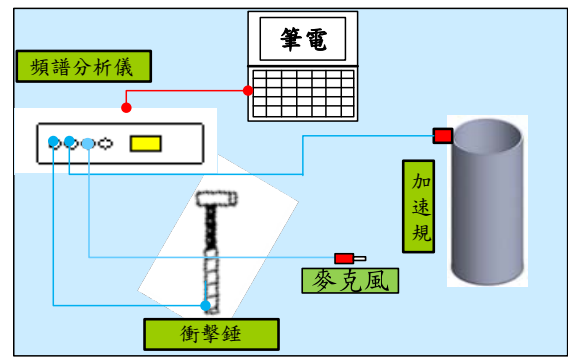


圖4、儲液瓶單一零組件之實驗模擬示意圖



圖5、儲液瓶單一零組件之實驗架構示意

表3、各單一零組件模型驗證結果表

(a) C01--接續管

	EMA 模態	EMA 振型	模態	FEA 振型	頻率誤差 (%)	物理意義
	接續管	E-1		F-1		-0.80
17894.0			17750.0			
E-2			F-2		-0.59	接續管 $(\theta,y)=(2,1)$
17944.0			17838.0			
E-3		F-3		0.61	接續管 $(\theta,y)=(2,2)$	
18409.0		18521.0				
E-4		F-4		0.73	接續管 $(\theta,y)=(2,2)$	
18466.0		18601.0				

(b) C02--彎管

	模態	EMA 振型	模態	FEA 振型	頻率誤差 (%)	物理意義
	彎管	E-1		F-1		9.78
6276.2			6890.3			
E-2			F-2		-5.02	彎管 Z 方向之彎曲模態
10847.0			10302.0			
E-3		F-3		-2.53	彎管孔 $(x,z)=(2,1)$ 模態	
13887.0		13535.0				



表3、各單一零組件模型驗證結果表(續)

(c) S01--下蓋

下蓋	模態	EMA 振型	模態	FEA 振型	頻率誤差 (%)	物理意義
	E-1		F-1			
	2002.0 Hz		2034.7 Hz	1.65	環 (0,x)=(2,1)	
E-3		F-3				
	5073.1 Hz		5055.9 Hz	-0.34	環 (0,x)=(3,1)	
E-5		F-5				
	9000.8 Hz		8774.3 Hz	-2.52	環 (0,x)=(4,1)	

(d) S02--本體

本體	模態	EMA 振型	模態	FEA 振型	頻率誤差 (%)	物理意義
	E-1		F-1			
	1249.7 Hz		1248.0 Hz	-0.13	本體 (0,x)=(2,1)	
E-3		F-3				
	1360.8 Hz		1355.8 Hz	-0.37	本體 (0,x)=(2,2)	
E-5		F-5				
	3505.7 Hz		3550.9 Hz	1.29	本體 (0,x)=(3,1)	

(e) S03--上蓋

上蓋	模態	EMA 振型	模態	FEA 振型	頻率誤差 (%)	物理意義
	E-1		F-1			
	1817.8 Hz		1921.1 Hz	5.68	環 (0,x)=(2,1)	
E-3		F-3				
	5078.4 Hz		4985.5 Hz	-1.83	環 (0,x)=(3,1)	
E-5		F-5				
	9179.7 Hz		9024.8 Hz	-1.69	環 (0,x)=(4,1)	

(f) S04--內管

內管	模態	EMA 振型	模態	FEA 振型	頻率誤差 (%)	物理意義
	E-1		F-1			
	3804.4 Hz		3990.1 Hz	4.88	第1彎曲模態_Z	
E-3		F-3				
	10238.0 Hz		10160.0 Hz	-0.76	第2彎曲模態_Z	
E-5		F-6				
	17153.0 Hz		16436.0 Hz	-4.18	內管 (0,x)=(2,1)	

(g) S05--擋板

擋板	模態	EMA 振型	模態	FEA 振型	頻率誤差 (%)	物理意義
	E-1		F-1			
	1485.6 Hz		1517.6 Hz	2.15	側環 (0,x)=(2,1)	
E-3		F-3				
	2720.5 Hz		2624.5 Hz	-3.53	圓板 (r,0)=(1,0)	
E-4		F-4				
	4082.9 Hz		4128.7 Hz	1.12	側環 (0,x)=(3,1) 圓板 (r,0)=(1,1)	

表3、各單一零組件模型驗證結果表(續)

(h) S06--加強板

加強板	模態	EMA 振型	模態	FEA 振型	頻率誤差 (%)	物理意義
	E-1		F-1			
	1694.0 Hz		1708.3 Hz	0.84	側環 (0,x)=(2,1)	
E-3		F-4				
	4247.2 Hz		4238.9 Hz	-0.91	側環 (0,x)=(3,1)	
E-5		F-8				
	7164.0 Hz		7287.5 Hz	1.72	側環 (0,x)=(4,1)	

(i) S07--隔板

隔板	模態	EMA 振型	模態	FEA 振型	頻率誤差 (%)	物理意義
	E-2		2			
	2470.1 Hz		2371.8 Hz	-2.44	側環 (0,x)=(2,1)	
E-3		3				
	6257.9 Hz		6377.6 Hz	0.00	側環 (0,x)=(3,1)	
E-7		F-11				
	10405.0 Hz		10869.0 Hz	4.46	側環 (0,x)=(4,1)	

#### 4. 不同幾何及不同加工方式對楊氏係數與密度之影響

為對儲液瓶單一零組件之九件進行不同加工方式的分類，共分三類，為沖壓與滾壓件、沖壓件及擠製件，以不同幾何及不同加工方式對楊氏係數與密度之影響進行探討。

令實際量測之零組件質量為  $\bar{M}$ ，又可由CAD軟體得到其理論圖面體積  $V$ ，所以可得零組件之理論密度  $\rho$  如下：

$$\rho = \frac{\bar{M}}{V} \quad (1)$$

又令實際量測之零組件質量為  $\bar{M}$ ，由比重計實際量測之零組件密度為  $\bar{\rho}$ ，故可得實際體積  $\bar{V}$  如下：

$$\bar{V} = \frac{\bar{M}}{\bar{\rho}} \quad (2)$$

接著將實際體積  $\bar{V}$ ，與由CAD軟體得到理論圖面體積  $V$ ，相互比較可得體積總量之差異為  $\Delta\bar{V}$  如下：

$$\Delta\bar{V} = \bar{V} - V \quad (3)$$

若  $\Delta\bar{V}$  為負值，則表示實際密度小於理論密度，反之若  $\Delta\bar{V}$  為正值，則表示實際密度大於理論密度。

再令零組件之楊氏係數為  $E$ ，分析之應變為  $\varepsilon$ ，則可得理論應力  $\sigma$  其關係式如下：

$$\sigma = E\varepsilon \quad (4)$$

已知結構之自然頻率  $f_r$  與楊氏係數  $E$  及與理論密度  $\rho$  如下關係：

$$f_r \propto \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (5)$$

由式(5)假設密度  $\rho$  已知，並且也知自然頻率  $f_r$ ，則可校正楊氏係數值  $E$ ，且若密度大  $\rho$ ；則楊氏係數  $E$  就大，日後如進行分析時建議以密度較大的參數值進行模擬分析，其結構之強度安全係數則會較高。

#### 4.1 沖壓與滾壓件

表4(a)為沖壓與滾壓件，且材質為冷軋鋼(SPCC)之材質，共分四件為下蓋、本體、上蓋與內管之結構，其材料密度分為理論材料密度及實際材料密度，而楊氏係數則分為參考值與校正值，蒲松比則均為相同之參考值。若以驗證較好之本體的密度為基準，下蓋與上蓋的密度相對較低，可能為CAD軟體得到之理論圖面體積比實際結構大，導致密度計算出來的結果較小；反之，內管的密度計算結果較大。由表4(a)可發現下蓋校正後楊氏係數值較低，除了可能為利用CAD軟體得到之理論圖面體積所算出來的密度比實際密度小，導致楊氏係數值降低；但上蓋算出來的密度相較於下蓋差異更大，但校正出來的楊氏係數卻正常，此原因還有待討論，而經校正後之模態參數可知其自然頻率平均誤差皆在2%內，代表模態參數值具可靠性。

#### 4.2 沖壓件

表4(b)為沖壓件，且材質為冷軋鋼(SPCC)材質，分三件為擋板、加強板與隔板之結構，其材料密度分為理論材料密度及實際材料密度，而楊氏係數則分為參考值與校正值，蒲松比則均為相同之參考值。若以驗證較好之本體的密度為基準，擋板、加強板與隔板的密度相對較低，可能為CAD軟體得到之理論圖面體積比實際結構大，導致密度計算出來的結果較小。由表4(b)可發現擋板、加強板及隔板經校正後楊氏係數值與參考值差異很大，可能為利用CAD軟體得到理論圖面體積所算出來的密度比實際密度小，導致楊氏係數值降低，而經校正後之模態參數可知其自然頻率平均誤差皆在2%內，代表模態參數值具可靠性。大致上來看，使用沖壓的加工方式，會使結構厚度變薄，造成理論圖面的體積會比實際結構體積大，導致密度值計算出來普遍降低。

#### 4.3 擠製件

表4(c)為擠製件，且材質為銅的材質(C1220T-1/2H)，共分二件為接續管與彎管之結構，其材料密度分為理論材料密度及實際材料密度，而楊氏係數則分為參考值與校正值，蒲松比則均為相同之參考值。若以驗證較好之接續管的密度為基準，彎管的密度相對較高，可能為CAD軟體得到之理論圖面體積比實際結構小，導致密度計算出來之結果較大。接續管與彎管校正後楊氏係數值與參考值差異不大，而經校正後之模態參數可知其自然頻率平均誤差皆在2%內，代表模態參數值具可靠性。初步判斷接續管

與彎管利用CAD軟體得到之理論圖面體積所計算出來的密度與實際結構的密度並沒有差異太多。

表4各單一零組件不同加工方式之材料說明表

(a) 沖壓與滾壓件加工方式

零組件名稱	S01-下蓋	S02-本體	S03-上蓋	S04-內管
材料規格	JIS G3141	JIS G3141	JIS G3141	JIS G3141
材質	SPCC	SPCC	SPCC	SPCC
加工方式	沖壓	滾壓	沖壓	滾壓
質量 $\bar{M}$ (Kg)	0.0596	0.2498	0.0638	0.029
CAD 圖體積 $V$ (m <sup>3</sup> )	8.07×10 <sup>-6</sup>	3.25×10 <sup>-5</sup>	9.24×10 <sup>-6</sup>	3.66×10 <sup>-6</sup>
理論材料密度 $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	7385.4	7686.1	6904.8	7923.5
實際材料密度 $\bar{\rho}$ (kg/m <sup>3</sup> )	7206.9	7685.2	6837.3	6263.8
楊氏係數(GPa) $E$ 參考值	194.6	190.9	194.6	194.6
楊氏係數(GPa) $\bar{E}$ 校正後	170	194.6	198.5	195
蒲松比	0.28	0.28	0.28	0.28
最小自然頻率值(Hz)	2002.0 / E1	1249.7 / E1	1817.8 / E1	3804.4 / E1
最大自然頻率值(Hz)	13835.0 / E8	3718.2 / E8	9384.0 / E6	18974.0 / E11
最小自然頻率誤差(%)	-0.34	-0.68	-6.02	-5.05
最大自然頻率誤差(%)	-4.73	1.75	5.68	4.88
自然頻率平均誤差(%)	-0.51	0.15	-1.61	-2.79

(b) 沖壓件加工方式

零組件名稱	S05-擋板	S06-加強板	S07-隔板
材料規格	JIS G3141	JIS G3141	JIS G3141
材質	SPCC	SPCC	SPCC
加工方式	沖壓	沖壓	沖壓
質量 $\bar{M}$ (Kg)	0.0167	0.0299	0.0245
CAD 圖體積 $V$ (m <sup>3</sup> )	3.51×10 <sup>-6</sup>	4.25×10 <sup>-6</sup>	3.44×10 <sup>-6</sup>
理論材料密度 $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	4757.8	7035.3	7122.1
實際材料密度 $\bar{\rho}$ (kg/m <sup>3</sup> )	4750.5	7214.7	7124.6
楊氏係數 $E$ (GPa) 參考值	194.6	194.6	194.6
楊氏係數 $\bar{E}$ (GPa) 校正後	116.7	121.3	136.8
蒲松比	0.28	0.28	0.28
最小自然頻率值(Hz)	1485.6 / E1	1694.0/E1	2435.7 / E1
最大自然頻率值(Hz)	7297.9 / E9	7546.1/E6	14981.0 / E9
最小自然頻率誤差(%)	-0.18	-8.19	-2.44
最大自然頻率誤差(%)	-3.53	1.72	4.95
自然頻率平均誤差(%)	-0.21	-2.19	1.01

(c) 擠製件加工方式

零組件名稱	C01-接續管	C02-彎管
材料規格	JIS H3300	JIS H3300
材質	C1220T-1/2H	C1220T-1/2H
加工方式	擠製	擠製+彎曲
質量 $\bar{M}$ (Kg)	0.0109	0.0161
CAD 圖體積 $V$ (m <sup>3</sup> )	1.27×10 <sup>-6</sup>	1.81×10 <sup>-6</sup>
理論材料密度 $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	8582.7	8895.0
實際材料密度 $\bar{\rho}$ (kg/m <sup>3</sup> )	8712.0	6139.6
楊氏係數 $E$ (GPa) 參考值	110	110
楊氏係數 $\bar{E}$ (GPa) 校正後	113.5	118.5
蒲松比	0.28	0.28
最小自然頻率值(Hz)	17894 / E1	6276.2/E1
最大自然頻率值(Hz)	18466 / E4	18269.0/E8
最小自然頻率誤差(%)	-0.8	-5.02
最大自然頻率誤差(%)	0.73	5.02
自然頻率平均誤差(%)	-0.01	-0.98

## 5. 結論

本文針對儲液瓶各單一零組件結構進行理論有限元素分析及實驗模態分析，並分別獲得理論及實驗之模態參數，並將兩者之模態參數進行模型驗證之程

序，最後獲得正確之材料參數，由結果可得以下結論：

1. 經由模型驗證的程序後可知，各單一零組件之模態參數對應良好，其理論有限元素分析與實驗模態分析所得之模態振型皆有互相對應，且最終獲得等效於實際結構之理論有限元素模型，及正確之材料參數，包含楊氏係數與密度。
2. 而在不同幾何及不同加工方式對楊氏係數與密度，由結果來看會有一定的影響，因結構之密度大；楊氏係數就大，故結構之強度安全係數則較高，日後於進行結構之強度設計方面可以密度較大之參數值作為設計評估之參考。
3. 後續將運用模型驗證後之等校於實際結構的各單一零組件之理論有限元素模型，來針對儲液瓶之逐一次組合結構進行模型驗證，並以各單一零組件分析之結果作為後續進行儲液瓶逐一次組零件之實驗量測規劃依據。
4. 經模型驗證後最終獲得正確之材料參數，有助於後續可以理論有限元素分析所建立之輔助診斷機制進行響應預測以達模型修整之目的。

#### 6. 誌謝

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. A. Fujiwara, K. Matsuo, H. Yamashita, "Vibration Analysis of Oil-injected Twin-screw Compressors Using Simple Simulated Waveforms," *Proc. IMechE, Part E: J. Process Mechanical Engineering*, Vol. 225: p.105-116, 2011.
2. 胡惠文，高宗華，陳力齊，「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-02，2009。
3. 胡惠文，呂瑋峻，王進富，謝寶賢，「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，2009。
4. 王栢村，林政煌，「激振器音圈結構之實驗模態分析與模型驗證」，*第二十屆機械工程研討會*，台北，529-536 頁，2003。
5. 王栢村，蔡明建，「應用旋轉角加速度計於自由樑之實驗模態分析」，*第十二屆中華民國振動與噪音工程學術研討會*，台北，論文編號：A1-2，2004。
6. J. D. Kim, B. C. Lee, J. Y. Bae, J. O. Ban, and Y. H. Kim, "Noise Reduction of a Rotary Compressor Using Structural Modification of the Accumulator," *International Compressor Engineering Conference*,

West Lafayette, IN, USA, paper 1265, 1998.

7. 王栢村，「電腦輔助工程分析之實務與應用」，全華科技圖書股份有限公司，2005，台北。
8. 王栢村，「實驗模態分析之實務與應用」，國立屏東科技大學機械工程系，2007，屏東。

### Model Verification and Material Properties Validation for Components of Accumulator

Bor-Tsuen Wang<sup>1\*</sup>, Bing-Hsiu Wu<sup>1\*</sup>, Chien-Tui Lin<sup>1\*</sup>,  
Chien-Chung Chou<sup>2</sup>, Chin-Lung Chen<sup>2</sup>

<sup>1</sup>National Pingtung University of Science and Technology

Department of Mechanical Engineering

<sup>2</sup>Rechi Precision Co., LTD

#### Abstract

The rotary compressor used for air conditioners composes of the pump body and accumulator. This work aims to develop the finite element (FE) model for each component of the accumulator and explore its structural modal characteristics for assisting noise and vibration diagnosis. Finite element analysis (FEA) and experimental modal analysis (EMA) are, respectively, adopted to perform model verification on each component. First, the idea of model verification for the accumulator's components, including nine parts, is introduced. FEA and EMA are carried out for individual parts to obtain and validate theoretical and experimental structural modal parameters, respectively, so as to complete model verification. Results show that every component of the accumulator is successfully validated for very good agreement of natural frequencies and mode shapes obtained from both FEA and EMA. The material properties can be calibrated accordingly. The effects of different geometry and manufacturing process on the material density and Young's modulus are also discussed. The validated FE models for each component can then be applied to construct the analytical model for the assembly accumulator and assist the diagnosis for structural noise and vibration.

Keywords: finite element analysis, experimental modal analysis, model verification, accumulator