

迴轉式壓縮機之泵零件與組件模型驗證

王栢村¹、林建敦¹、吳秉修¹、陳金龍²、徐維良²、謝長鴻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

wangbt@mail.npust.edu.tw [王栢村 教授]

摘要

單缸變頻迴轉式壓縮機主要以壓縮機本體以及儲液瓶所組成，泵零件與組件為壓縮機重要零組件之一。本文主要建立泵組件之有限元素模型，以能探討其結構動態特性，有助於整體壓縮機振動與噪音之診斷，分別運用有限元素分析(FEA)與實驗模態分析(EMA)，進行泵零件與組件模型驗證。首先介紹泵 6 個零件與組件之模型驗證理念，每一零件均執行有限元素分析與實驗，有限元素模型進行理論模態分析(TMA)，實驗與分析皆得到結構模態參數，結果顯示，每個零件之有限元素模型經模態參數比對進行校準比對，獲得良好的驗證結果以確保有限元素模型之正確性。泵組件結構模型由組件間之接觸模擬進行理論模態分析(TMA)且得到結構自然頻率與對應之模態振型，以實驗所得模態參數用於校正有限元素模型之接觸參數，泵組件之有限元素模型得到合理之校驗，進一步運用於其他子結構之組件進行分析，藉由模態振型所提供的物理意義以了解結構模態特性，泵組件獲得等效於實際結構之有限元素模型，與壓縮機其他子系統進行次組合分析與實驗，為壓縮機之初始設計、振動與噪音做輔助診斷的重要關鍵。**關鍵詞**：有限元素分析、實驗模態分析、模型驗證、迴轉式壓縮機、泵組件

1. 前言

現今全球產業技術進步相當快速，無論在何種產業振動與噪音都是一重要之相關議題，舉凡一般家電所使用的迴轉式壓縮機到大型工具機，都需深入探討振動與噪音相關問題點，其中迴轉式壓縮機的應用更是與大眾息息相關，為了更有效的解決迴轉式壓縮機之振動與噪音，運用有限元素分析與實驗模態分析進行比對驗證，以有限元素分析作為內部結構之診斷用途，更可幫助後續之結構修整與製程快速達到預期改善成果。

為了解迴轉式壓縮機之振動與噪音來源，需進行模型驗證確認模型之可靠度，首先進行模型驗證相關之文獻回顧，王等人[1]結合實驗模態分析與有限元素分析進行工具機之模型驗證，首先針對單一組件進行模型驗證，由單一組件驗證成功後，進而進行複雜組件之模型驗證，複雜組件之模型驗證由於接觸元素模擬螺栓結合仍有不確定因素，因此驗證不算成功。邱等人[2]對手動鑽床之振動特性與模態分析進行探討，結合實驗模態分析與有限元素分析得到之模

態參數進行模型驗證，由實驗可得 2000Hz 以內之 6 組模態振型並未對應推測為忽略內部結構所致，在低頻之自然頻率之誤差最大為 5.59% 以內與理論分析吻合。王等人[3]運用模型驗證手法，確認端銑刀之振動模態特性，並得到正確之材料參數，建構起等效於實際結構之有限元素模型。

為探討迴轉式壓縮機之異音來源，針對噪音量測之進行文獻回顧與探討，Tree *et al.*[4]本文中得知壓縮機外殼對於噪音頻譜有很大之關聯性，冰箱、冷凍庫以及空調系統之噪音來源最主要為壓縮機所產生，壓縮機外殼本身並不產生噪音，噪音最主要的傳遞路徑有兩種，第一種為幫浦及其外殼之間的空氣傳遞，另一種則為璇地系統或管路之傳遞路徑。Oh *et al.*[5]製冷機組中壓縮機為整體噪音貢獻最大的來源，最主要的部份來自壓縮機外殼之噪音產生，且為內部振動影響製外殼，文中提及一方法對壓縮機外殼之噪音特性進行實驗模態分析，作為後續之探討。

Johnson *et al.*[6]文獻中提到使整體壓縮機產生振動之原因有二，氣體壓力作用於壓縮機外殼表面上所照成以及彈簧懸吊幫浦機械以及圓柱型外殼因接觸所產生振動源，運用加速規對定子進行實驗量測，結果可看出頻率在 1500-2500Hz 之間有相當高的振動頻率，旋轉式輪葉壓縮機最主要之噪音貢獻的部分在於壓縮機壓縮之過程，汽缸的壓力作用於轉子上而產生之噪音源，在汽缸面開一槽，減少氣體進出所產生之壓力波動以及壓縮機氣體高頻激振所產生之影響。Huang *et al.*[7]壓縮機透過 run-up test 的量測，發現可能的自然頻率，針對此結果進行實驗以及分析結果比對，發現在轉速為 2700rpm 時，由於電磁諧波力使得儲液瓶內管產生 1080Hz 的噪音源，最後將加強板進行修正，整體噪音量下降 5dB。

壓縮機運轉的過程中在 800Hz 至 1200Hz 為主要高噪音頻帶，因此為了探討泵組件是否為此頻帶可能之噪音源，對泵零件與組件進行模型驗證，藉由模型驗證探討泵部分零組件是否為主要之異音來源。本文主要運用模型驗證之手法，得到泵零件之正確材料參數與等效於實際結構之有限元素模型，並以泵零件之材料參數與有限元素模型進行泵組件之模型驗證，建立起一體成型與標準接觸之分析模擬技術，並透過 FEA 分析結果與實驗進行比對，由實驗結果掌握模態特性，以分析結果對振動與噪音進行輔助診斷。

2. 泵組合結構與模型驗證理念說明

泵組零件為單缸變頻迴轉式壓縮重要組件之一，欲探討泵組零件是否為 800Hz 至 1200Hz 高噪音頻帶之可能噪音來源，因此進行模型驗證，由模型驗證之手法分別執行實驗模態分析(EMA)與有限元素分析(FEA)，將實驗與分析所得模態參數進行比對驗證，由實驗所得之模態參數了解結構之動態特性，並由分析結果作為輔助診斷，本節分為 4 小節，2.1 為泵組合結構介紹、2.2 為模型驗證理念、2.3 為有限元素分析(FEA)以及 2.4 為實驗模態分析(EMA)。

2.1 泵組合結構介紹

表 1 為泵零件與組零件之實際結構、實驗與分析模型總表，迴轉式壓縮機泵組零件是由上支座、下支座、缸體、軸、環、消音罩等結構所組成，每一零件皆執行 EMA 與 FEA，運用 Solidworks 繪圖軟體繪製每一零件與組零件之數學模型，進行有限元素分析(FEA)獲得有限元素模型(FE Model)，由理論模態分析(TMA)所得到之結構模態參數進行實驗之佈點規劃，並建構起實驗之結構檔，表中敲擊點之方向以紅色箭頭進行標示，每一結構檔之敲擊點與分析模型之座標方向一致。

2.2 模型驗證理念

圖 1 為模型驗證流程圖，模型驗證主要分為有限元素分析以及實驗模態分析，由分析結果進行合適之佈點規劃，透過分析以及實驗之模態參數比對，模態參數包括結構自然頻率與模態振型皆有合理對應才算是完成模型驗證。完成模型驗證之目的在於得到等效於實際結構之有限元素模型，以及正確之材料參數。

2.3 有限元素分析(FEA)


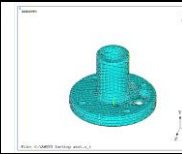
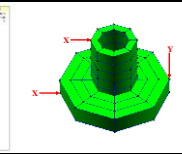

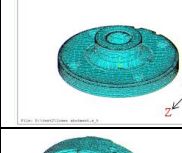
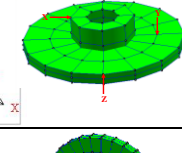

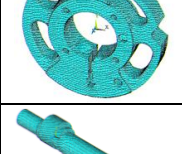
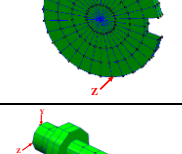

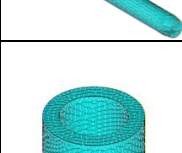
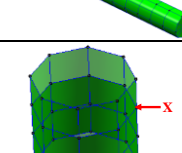
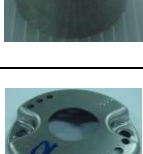
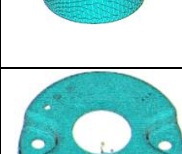
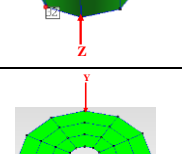

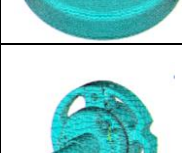
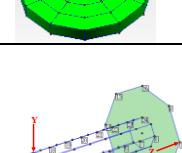


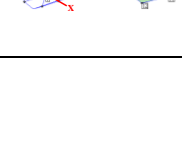
泵組零件實際共有 3 種接觸方式，一體成型、鉚釘結合、滑動接觸。圖 2(a)、(b)為泵組零件之數學模擬假設示意圖，其中上支座與閥護片組件為鉚釘鉚合，而下支座、上支座、缸體、消音罩為螺栓鎖固，因螺栓鎖固與鉚釘結合皆是鎖緊而使結構不能移動或滑動，因此數學假設為一體成型，有限元素模型則模擬為 Bonded。其他部分則是可滑動與轉動之接觸模式，如軸與上支座、環與缸體等，因此數學模型假設為滑動接觸，有限元素模型則模擬為標準接觸(Standard、Frictional)，泵零件與組零件均進行理論模態分析(TMA)，得到模態參數包含結構自然頻率與對應之模態振型。

有限元素分析(FEA)使用元素為 SOLID186、CONTACT174、TARGET170 之接觸對(Contact Pair)，泵組零件共設定了 44 組接觸對(Contact Pair)，元素分割採 free mesh 共有 119192 個元素以及 125564 個節點，並模擬自由邊界且無外力負荷進行理論模態分析(TMA)。

2.4 實驗模態分析(EMA)

圖 3 為實驗架構模擬示意圖與實驗架設圖，泵每一零件與組零件都透過有限元素分析(FEA)之模態振型進行佈點規劃，包括所需實驗點數、敲擊點之方向性與量測頻寬等，實驗所使用之驅動器為加速規(27AM1-10)，而感測器為小型衝擊錘(084A17)，以頻譜分析儀(Siglab)作為訊號量測儀器進行實驗。泵組零件則選用 3 顆加速規進行實驗，加速規之位置分別放置於軸結構(2 號點)、上支座結構(7 號點)、缸體結構(12 號點)，頻寬設定為 20000Hz，頻率解析度為 6.25。

表 1 單一零件與泵組零件之實際結構、實驗與分析模型總表

	實際結構	FE Model	實驗佈點規劃
上支座			
下支座			
缸體			
軸			
環			
消音罩			
泵組零件			

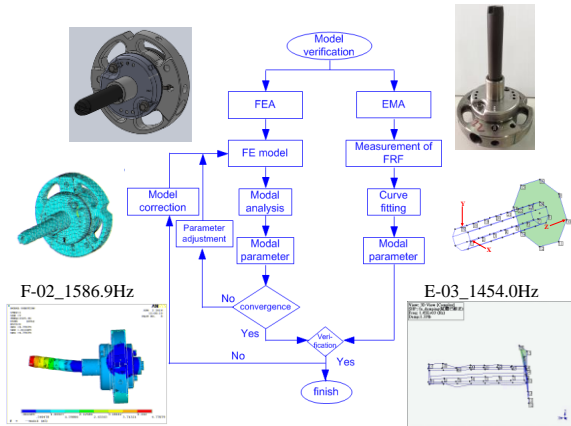
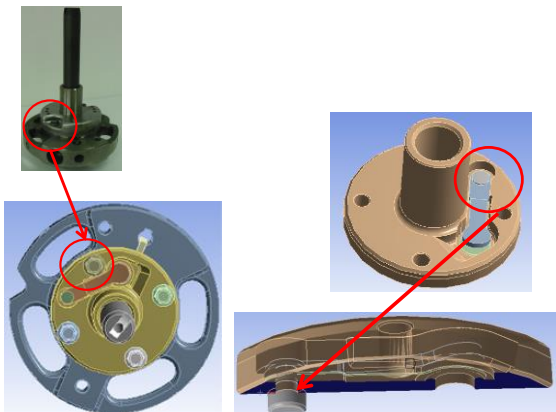


圖 1 模型驗證流程圖



(a) 螺栓鎖固 (b) 鉚釘接合
圖 2 數學模擬假設示意圖



(a) 實驗架構模擬示意圖 (b) 實驗架設圖
圖 3 泵組件實驗架構示意圖

3. 泵零件之模型驗證

表 2 為上支座結構模型驗證結果表，由表 2(a) 自然頻率總表顯示，除 E-08 與 F-08 的頻率誤差為 10% 左右之外，其餘的頻率誤差皆在 5% 以內，上支座結構並非軸對稱結構，因此會僅有半邊作動的模態，將上支座模態振型物理意義分為圓柱與圓板模態，表 2(b) 為上支座 EMA 與 FEA 模態振型比對表，物理意義解讀為圓柱與圓板的半邊模態，以及圓柱 $(\theta, z) = (2, 1)$ 的模態， θ 為圓環方向節線數，而 z 為 z 方向節線數。

表 3 為下支座結構模型驗證結果表，表 3(a) 下支座自然頻率總表中，實驗與分析共有 3 個結構自然頻率與模態振型的對應，頻率誤差皆在 1% 以內，表 3(b) 為下支座 EMA 與 FEA 模態振型比對表，模態振型物理意義 (r, θ) 之解讀， r 為徑向之節線數， θ 則為圓環

方向之節線數，下支座主要為環與面的模態。

表 4 為缸體模型驗證結果，表 4(a) 自然頻率總表得知，頻率誤差皆在 2% 以內，缸體模態振型主要有 $(\theta, z) = (2, 1)$ 、 $(3, 1)$ 、 $(4, 1)$ 模態，還有 $(r, \theta) = (1, 6)$ 以及缸體的膨脹、彎曲模態，表 4(b) 為缸體 EMA 與 FEA 模態振型比對表，由結果可發現缸體為圓盤結構，在低頻部分可看到皆為軸對稱模態，模態振型物理意義 (θ, z) 的解讀， r 為徑向之節線數， θ 則為圓環方向之節線數， z 為 z 方向節線數，在高頻部分的 (r, θ) 模態， r 為徑向之節線數， θ 則為圓環方向之節線數。

表 5 為軸模型驗證結果，表 5(a) 自然頻率總表可了解，F-01 與 F-02 為軸對稱模態，而實驗只有激發出 Z 方向的 1st 彎曲模態，結構自然頻率誤差除了高頻的 5% 以外，其餘誤差皆在 3% 以內，表 5(b) 為軸 EMA 與 FEA 模態振型比對表，軸為圓柱結構所以模態振型都是軸的彎曲模態，物理意義解讀為第一個彎曲模態，可看到有 2 個不動點，第二個彎曲模態則有 3 個不動點。

表 6 為環模型驗證結果，由表 6(a) 自然頻率總表可發現，分析共有 4 個自然頻率，而實驗僅激發出 2 個，因環為單純的圓筒結構且為軸對稱模態，自然頻率誤差皆在 2% 以內，表 6(b) 環 EMA 與 FEA 模態振型比對表中，主要為環的 $(\theta, y) = (2, 1)$ 、 $(2, 2)$ 模態，物理意義解讀 θ 為圓環方向節線數，而 z 為 z 方向節線數。

表 7 為消音罩模型驗證結果，表 (a) 自然頻率表顯示，中高频的頻率誤差最大為 11%、13%，高频以及低频的部分頻率誤差皆在 5% 以內，消音罩分為環以及面的模態，表 7(b) 消音罩 EMA 與 FEA 模態振型比對表可發現消音罩為圓板結構，且為軸對稱模態，模態振型的解讀 θ 為圓環方向之節線數， z 為 z 方向節線數，在高頻部分的 (r, θ) 模態， r 為徑向之節線數。

表 8 為校正後之單一零件材料參數總表，透過泵零件模型驗證結果分析與實驗結果明確對應，因此驗證成功。藉由模型驗證程序校正得到正確之楊氏係數，表中實驗材料密度是運用比重計量得之密度值，而理論材料密度則是以電子磅秤測量實際結構重量，再由 Solidworks 繪圖軟體得到泵零件的體積，由質量除以體積計算得到理論材料密度值，比較實驗與理論材料密度可發現，由比重計量得之密度皆大於理論材料密度，主要原因推測為泵零件由 Solidworks 繪圖軟體得到之體積大，因此計算出來之理論密度小。

楊氏係數校證過後的數值除了消音罩之外其他零件皆大於參考值，而消音罩校證出來之楊氏係數值低於參考值主要原因為沖壓之加工產生於厚度產生誤差所造成。由於消音罩結構為薄圓板結構故剛性低，所以第一個結構自然頻率為 1780.7Hz，而其他結構因剛性高，因此第一個頻率皆高於 3000Hz 以上，其中以下支座與環剛性最高，第一個結構自然頻率超過 10000Hz，除消音罩外其他零件的模態參數皆探討到接近 20000Hz，而消音罩則是探討到第 12 個模態，

頻率在 10000Hz 以內。

泵零件最小自然頻率之誤差皆在±2%以內，而最大自然頻率誤差除上支座與消音罩誤差分別為 10.55%、13.36%以外，其他零件最大自然頻率誤差皆在-4%以內，而上支座產生 10.55%自然頻率誤差因實驗無法激發出旋轉模態而導致，消音罩則因結構並非真圓結構因此軸對稱模態出現誤差一高一低之情況。

將泵零件經由模型驗證所得之正確材料參數以及有限元素模型(FE Model)，後續應用於泵組零件之模型驗證，以得到等效於實際結構之有限元素模型與接觸模擬之分析技術。

表 2 上支座之模型驗證結果表
(a)自然頻率總表

mode	EMA (Hz)	mode	FEA (Hz)	誤差 (%)	物理意義
E-01	5426.5	F-01	5229.0	-3.63	圓柱半邊彎曲模態 圓板半邊凹槽彎曲模態_Y
E-02	8071.7	F-02	7730.6	-4.22	圓柱彎曲模態_X 圓板(θ,z)=(2,1)模態
E-03	9211.8	F-03	8753.2	-4.96	圓柱彎曲模態_X 圓板(θ,z)=(2,1)模態
E-04	9639.7	F-04	9212.1	-4.43	圓柱軸向彎曲模態_Y 圓板(θ,z)=(3,1)模態
E-05	11519.0	F-05	11017.7	-4.34	圓柱半邊彎曲模態 圓板半邊彎曲模態_Y
--	--	F-06	15040.1	--	圓柱半邊彎曲模態_Z 圓板(θ,z)=(4,1)模態
E-06	15069.0	F-07	15362.3	1.93	圓柱半邊彎曲模態_X 圓板(θ,z)=(4,1)模態
E-07	15790.0	F-08	17454.9	10.55	圓柱旋轉模態 圓板(θ,z)=(4,1)模態
E-08	17601.0	F-09	18148.1	-3.01	圓柱旋轉模態 圓板(θ,z)=(4,1)模態
E-09	18416.0	F-10	19306.2	4.83	圓柱(θ,z)=(2,1)模態
E-10	19041.0	F-11	19578.1	2.82	圓柱(θ,z)=(2,1)模態

表 2 上支座之模型驗證結果表(續)
(b) EMA 與 FEA 模態振型比對表

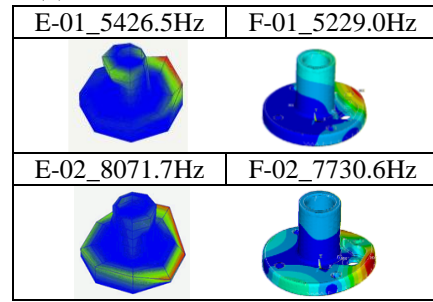


表 3 下支座之模型驗證結果表
(a)自然頻率總表

mode	EMA (Hz)	mode	FEA (Hz)	誤差 (%)	物理意義
E-01	11009.0	F-01	10872.8	1.23	環模態 (r,θ)=(1,2)
E-02	11417.0	F-02	11324.7	0.80	環模態 (r,θ)=(1,2)
E-03	16513.0	F-03	16744.5	-1.40	面模態 (r,θ)=(2,0)

(b) EMA 與 FEA 模態振型比對表

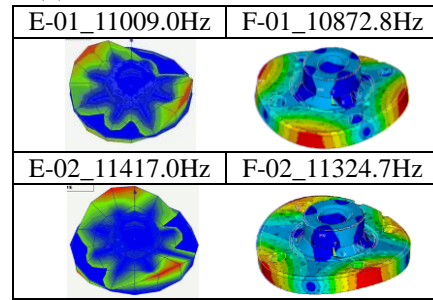


表 4 缸體之模型驗證結果表
(a)自然頻率總表

mode	EMA (Hz)	mode	FEA (Hz)	誤差 (%)	物理意義
E-01	4535.9	F-01	4488.1	-1.05	缸體(θ,z)=(2,1)模態
E-02	5420.0	F-02	5418.4	-0.03	缸體(θ,z)=(2,1)模態
E-03	6045.7	F-03	5936.2	-1.81	缸體膨脹模態
E-04	7707.2	F-04	7686.8	-0.26	缸體膨脹模態
E-05	8082.2	F-05	8014.9	-0.83	缸體彎曲模態_Z
E-06	9000.0	F-06	8950.9	-0.55	缸體彎曲模態_Z
E-07	10558.0	F-07	10393	-1.56	缸體(θ,z)=(3,1)模態
E-08	11606.0	F-08	11363	-2.09	缸體(θ,z)=(4,1)模態
E-09	11709.0	F-09	11429	-2.39	缸體(r,θ)=(1,6)

表 4 缸體之模型驗證結果表(續)
(b) EMA 與 FEA 模態振型比對表

E-01_4540.9Hz	F-01_4489.5Hz
E-05_8082.2Hz	F-05_8014.9Hz

表 5 軸之模型驗證結果表
(a)自然頻率總表

mode	EMA (Hz)	mode	FEA (Hz)	誤差 (%)	物理意義
--	--	F-01	3109.3	--	1 st 彎曲模態_Y
E-01	3124.5	F-02	3134.3	0.31	1 st 彎曲模態_Z
E-02	7808.5	F-03	7603.9	-2.62	2 nd 彎曲模態_Y
E-03	7973.2	F-04	7737.9	-2.95	2 nd 彎曲模態_Z
E-04	9437.0	F-05	9410.9	-0.27	1 st 扭轉模態_Z
E-05	13394.0	F-06	12884.0	-0.38	3 rd 彎曲模態_Y
E-06	14211.0	F-07	13428.0	-5.51	3 rd 彎曲模態_Z

(b) EMA 與 FEA 模態振型比對表

E-01_3124.5Hz	F-02_3134.3Hz
E-02_7808.5Hz	F-03_7603.9Hz

表 6 環之模型驗證結果表
(a)自然頻率總表

mode	EMA (Hz)	mode	FEA (Hz)	誤差 (%)	物理意義
E-01	15038	F-01	14991.4	0.31	環(θ,y)=(2,1)
--	--	F-02	14991.5	--	環(θ,y)=(2,1)
E-02	19736	F-03	19441.3	1.49	環(θ,y)=(2,2)
--	--	F-04	19441.4	--	環(θ,y)=(2,2)

(b) EMA 與 FEA 模態振型比對表

E-01_15038Hz	F-01_14991.5Hz
E-02_19736Hz	F-04_19441.3Hz

表 7 消音罩之模型驗證結果表
(a)自然頻率總表

mode	EMA (Hz)	mode	FEA (Hz)	誤差 (%)	物理意義
E-01	1780.7	F-01	1730.9	-2.80	環(θ,z)=(2,1) 面(r,θ)=(0,2)
E-02	1826.7	F-02	1772.7	-2.96	環(θ,z)=(2,1) 面(r,θ)=(0,2)
E-03	3921.0	F-03	3795.3	-3.21	環(θ,z)=(3,1) 面(r,θ)=(1,2)
E-04	4374.3	F-04	3987.9	-8.83	環(θ,z)=(3,1) 面(r,θ)=(1,2)
--	--	F-05	4334.7	--	環(θ,z)=(1,1) 面(r,θ)=(1,0)
E-05	4439.9	F-06	4858	9.42	環(θ,z)=(3,1) 面(r,θ)=(1,2)
E-06	4730.4	F-07	5362.2	13.36	環(θ,z)=(3,1) 面(r,θ)=(1,2)
E-07	5451.7	F-08	6061.3	-2.80	環(θ,z)=(4,1) 面(r,θ)=(2,4)
E-08	6468.7	F-09	6143.7	11.18	環(θ,z)=(4,1) 面(r,θ)=(2,4)
E-09	6830.8	F-10	6773.2	-5.02	環(θ,z)=(4,1) 面(r,θ)=(2,4)
E-10	7973.0	F-11	8295	-0.84	環(θ,z)=(4,1) 面(r,θ)=(2,4)
--	--	F-12	8305.1	4.04	環(θ,z)=(5,1) 面(r,θ)=(3,5)
E-11	8993.7	F-13	8616.7	-4.19	環(θ,z)=(5,1) 面(r,θ)=(3,5)

(b) EMA 與 FEA 模態振型比對表

E-01_1780.7Hz	F-01_1699.4Hz
E-06_4730.4Hz	F-07_5749.7Hz

表 8 校正後之單一零件材料參數總表

零組件名稱	上支座	下支座	缸體	軸	環	消音罩
材料規格	FC25	FC0205-40	FC20 A-TYPE	FCD55	FC30	
理論材料密度 ρ (kg/m ³)	7243.65	6858.70	7095.88	7099.72	7219.42	7850.77
實際材料密度 $\bar{\rho}$ (kg/m ³)	7478.65	6909.63	6934.23	7090.02	7224.63	6927.86
楊氏係數(GPa) E 參考值	118	127	118	172	110.6	205.0
楊氏係數(GPa) \bar{E} 校正後	125.8	145.0	141.5	198.9	134.6	145.0
蒲松比	0.29	0.29	0.29	0.28	0.29	0.29
最小自然頻率值(Hz)	5426.5/E1	11009/E1	4535.9/E1	3124.5/E1	15038/E1	1780.7/E1
最大自然頻率值(Hz)	19041/E12	16513/E3	11709/E9	15881/E7	19736/E2	9549.1/E12
最小自然頻率誤差(%)	1.93	0.80	-0.02	-0.60	-0.31	-0.84
最大自然頻率誤差(%)	10.55	-1.16	-2.31	-3.87	-1.49	13.36
自然頻率平均誤差(%)	-0.16	0.21	-1.17	-1.90	0.90	0.61

表 9 系組物件自然頻率組表

模態	EMA (Hz)	模態	Model1	誤差 (%)	模態	Model2	誤差 (%)	物理意義
E-01	1239.8	--	--	--	--	--	--	缸體的第一彎曲模態_Z
E-02	1375.2	F-01	2064.7	50.14	F-01	1522.4	10.70	軸第一彎曲模態_Z 缸體的第一彎曲模態_Y
E-03	1454.0	F-02	2146.7	47.64	F-02	1583.0	9.14	軸第一彎曲模態_Y 缸體的第一彎曲模態_Y
--	--	F-03	2220.1	--	F-03	2157.0	--	護片第一彎曲模態_Z
--	--	--	--	--	F-04	2606.1	--	閥片第一扭轉模態_Z
--	--	--	--	--	F-05	5462.0	--	護片第一彎曲模態_X
E-04	4898.7	F-05	6876.5	40.40	F-06	5617.2	14.28	軸第二彎曲模態_Z
--	--	F-11	9786.4	--	F-07	5766.7	--	軸膨脹+扭轉模態
E-05	6213.1	F-06	7165.3	15.34	F-08	5826.4	-6.22	軸第二彎曲模態_X
--	--	F-04	5693.1	--	F-09	6613.0	--	閥片第二彎曲模態_Z
--	--	F-04	5693.1	--	F-10	8007.2	--	軸伸縮模態 護片第一彎曲_X
E-06	8332.7	F-10	9408.8	12.93	F-11	8940.6	7.30	缸體(0,z)=(2,1)模態
--	--	F-12	10156	--	F-12	9382.4	--	缸體(0,z)=(2,1)模態
E-07	9042.5	F-18	12935	43.05	F-13	9965.4	10.21	軸第三彎曲模態_Z
E-08	9827.6	--	--	--	F-14	10198.0	3.7	軸第三彎曲模態_Z

表 10 系組物件自然頻率組表

模態	EMA (Hz)	模態	Model3	誤差 (%)	物理意義
E-01	1239.8	--	--	--	缸體的第一彎曲模態_Z
E-02	1375.2	F-01	1415.8	2.95	軸第一彎曲模態_Z 缸體的第一彎曲模態_Y
E-03	1454.0	F-02	1474.5	1.41	軸第一彎曲模態_Y 缸體的第一彎曲模態_Y
--	--	F-03	2175	--	護片第一彎曲模態_Z
--	--	F-04	2606.1	--	閥片第一扭轉模態_Z
E-04	4898.7	F-05	5117.2	4.46	軸第二彎曲模態_Z
E-05	6213.1	F-06	5243.4	-15.61	軸第二彎曲模態_X
--	--	F-07	5501.7	--	護片第一彎曲模態_X
--	--	F-08	5593.6	--	軸膨脹+扭轉模態
--	--	F-09	6612.9	--	閥片第二彎曲模態_Z
--	--	F-10	7922.6	--	軸伸縮模態 護片第一彎曲_X
E-06	8332.7	F-11	8911.9	6.95	缸體(0,z)=(2,1)模態
--	--	F-12	9306.7	--	缸體(0,z)=(2,1)模態
E-07	9042.5	F-13	9465.8	4.68	軸第三彎曲模態_Z
E-08	9827.6	F-14	9626.6	-2.05	軸第三彎曲模態_Z

表 11 泵組件之模態振型比對表

mode	EMA	mode	FEA	物理意義
E-02		F-01		軸第一彎曲模態_Z
E-03		F-02		軸第一彎曲模態_Y
E-04		F-05		軸第二彎曲模態_Z
E-05		F-06		軸第二彎曲模態_X

4. 泵組件之模型驗證

表 9 為泵組件之自然頻率總表，model1 為泵組件一體成型(Bonded)之模擬，接觸參數設定為 KEYOPT(12)=5，一體成型之接觸模擬使得整體結構剛性提高，因此與實驗對應誤差相當大。

model2 為標準接觸(Standard)之模擬，接觸參數設定為 KEYOPT(12)=0，除第 4 個模態對應為 14% 外，其餘的頻率誤差皆在 10% 之內。其中軸的第二彎曲模態誤差值為 14% 以及第三彎曲模態 10%，主要原因是軸為軸對稱模態，且軸成圓柱狀但並非真圓，因此會發現頻率誤差一高一低的情況，為使誤差 10% 能降低因此進行 model3 之接觸模擬分析。

表 10 為 model3 無分離接觸(No separation)之模擬，接觸參數設定為 KEYOPT(12)=4，除第 5 個模態對應為 -15% 外，其餘的頻率誤差皆在 6% 之內，軸的第二彎曲模態誤差值為 -15%，主要原因同標準接觸模擬結果。

表 11 為泵組件之模態振型比對表，model1 為 model2 為而 model3 為由表中之模態振型可了解得知泵組件之軸模態對應最為明確，實驗與分析之模態振型比對結果顯示，在 E-02 與 F-01、E-03 與 F-02 的模態對應中可看到軸有一不動點，因此解讀此為軸的第一彎曲模態，而 E-04 與 F-05、E-05 與 F-06 的模態對應中可看到軸有二個不動點，所以物理意義解讀為軸第二彎曲模態。

由泵組件模型驗證結果得到等效於實際結構之有限元素模型並建立起一體成型(Bonded)搭配標準(Standard)、無分離接觸(No separation)之分析模擬技術。

5. 結論

欲了解單缸變頻迴轉式壓縮機於 800Hz 至 1200Hz 高噪音頻帶，泵組件為可能之噪音來源故進行模型驗證，泵由 6 個主要零件主成，6 個零件均透過模型驗證程序，分別進行有限元素分析(FEA)以

及實驗模態分析(EMA)，由結果顯示分析與實驗所得之模態振型與結構自然頻率皆有合理對應判定泵零件之模型驗證成功，由模型驗證手法將泵零件之分析與實驗結果進行比對驗證，明確解讀模態物理意義，得到等效於實際結構之有限元素模型，並且校正出正確之材料參數。

運用泵零件校正得到之材料參數與有限元素模型，進行泵組件之模型驗證，泵組件也分別進行有限元素分析(FEA)以及實驗模態分析(EMA)，分析探討不同接觸模擬手法與實驗進行比對修正得到等效於實際結構之有限元素模型，並建立起一體成型(Bonded)搭配標準(Standard)、無分離接觸(No separation)之模擬分析技術，同時規劃出實驗流程及方法，藉由分析模擬技術之建立，掌握泵零件與泵組件之模態特性，與實驗進行比對驗證，對振動與噪音達到輔助診斷之功用。

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] 王栢村，謝宗廷，陳正陽，周芳俊，「工具機螺絲接合面之模型驗證」，第十九屆中華民國振動與噪音工程學術研討會，彰化，論文編號：D-06，2011。
- [2] 邱武耀，吳柏毅，馮昶欽，陳彥伊，邱柏欽，「手動鑽床之振動特性與模態分析」，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：A-08，2009。
- [3] 王栢村，林鴻裕，陳仲正，「端銑刀之實驗模態分析與模型驗證」，2004 台灣區 ANSYS 用戶大會暨論文發表會，台中，第 94-100 頁，2004。
- [4] Tree, D. R., and Shryock, W. A., "Effects of the Suspension System and Housing on the Noise Output of Rotating Vane Compressor", *International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, IN, USA, paper197, 1976.
- [5] Oh, J. E., Huh, Y. J., and Ahn, C. Y., "Identification of Vibration-Induced Noise Radiated from Compressor Shell," *International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, IN, USA, pp.259-264, 1994.
- [6] Johnson, C. N., and Hamilton, J. F., "Noise Study of Fractional Horsepower, Rotary Vane, Refrigerant Compressors", *International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, IN, USA, paper13, 1972.
- [7] Huang, J. P., Hu, Y. S., Xia, S. H., and Xu, J., "Noise Reduction Technology for Inverter Controlled Rotary Compressor," *International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, IN, USA, Paper1948, 2010.

Model Verification of Pump Components and its Assembly for Rotary Compressor

Bor-Tsuen Wang¹, Chien-Tui Lin¹,
Bing-Hsiu Wu¹、Chin-Lung Chen²、
Wei-Liang Hsu²、Hsieh-Chang Hung²

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

²Rechi Precision Co., LTD

ABSTRACT

The rotary compressor is composed of the compressor body and accumulator. The pump components and its assembly are one of key components in the compressor. This work aims to show the simulation techniques in constructing the finite element model for the pump assembly so as to investigate its structural dynamic properties, which might affect the vibration or noise response for the compressor. Both finite element analysis (FEA) and experimental model analysis (EMA) are adopted to perform model verification on the pump components as well as the pump assembly structure. The idea of model verification is first introduced. There are six pieces of components for the pump assembly. The FE model for each component is constructed and performed theoretical model analysis (TMA) to obtain structural model parameters, while EMA is conducted for the component. Results show the FE model can be well calibrated through the comparison of model parameters to ensure the correctness of FE model. The pump assembly structural model that consists of contact simulation between components is then integrated to perform TMA so as to get structural natural frequencies and corresponding mode shapes. The experimentally extracted model parameters are used to calibrate the contact parameters in the FE model. The FE model for the pump assembly can be reasonably calibrated and used for further assembly analysis in conjunction with other substructures. Visualized vibration mode shapes also provide physical insights of model properties for the pump structures. The buildup analytical and experimental approaches in obtaining the equivalent FE model for the pump as well as other subsystems are crucial for initial design evaluation and helpful in assisting noise and vibration diagnosis for the compressor.

Keywords: Finite Element Analysis、Experimental Model Analysis、Model Verification、Rotary Compressor、Pump Assembly