

工具機螺栓接合面之模型驗證

王栢村¹、謝宗廷²、陳正陽³、周芳俊⁴

¹ 國立屏東科技大學 機械工程系 教授

² 國立屏東科技大學 機械工程系 研究生

³ 協鴻工業股份有限公司 研究開發組組長

⁴ 協鴻工業股份有限公司 助理工程師

E-mail: wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

本文利用有限元素分析與實驗模態分析進行模型驗證，針對工具機螺栓接合部分進行驗證，主要在探討滑件透過螺栓與基座接合之模型，並介紹使用有限元素分析與實驗模態分析之模型驗證的概念與程序。首先將基座與滑件透過有限元素分析軟體進行模態分析，再進行實驗模態分析，藉由有限元素分析與實驗模態分析獲得模態參數與頻率響應函數，將結果進行比對，確定有限元素模型能等效於實際結構，最後透過模型驗證的手法，針對螺栓接合接觸模型進行校正，以確定擬定模型的正確性。本文主要在說明，組零件一步一步的模型驗證手法，特別是在螺栓接合之有限元素模型的驗證，此外此手法亦可應用於其它相同的結構。

關鍵詞：工具機、螺栓接合、接觸元素、模型驗證。

1. 前言

工具機在傳統機械製造產業相當重要，因其應用相當廣泛，凡舉現今機械應用上的工件，大多都需依賴工具機的加工，才能成為有精度的工件且製造速度快亦可全天候生產，因此工具機已成現今機械界不可獲缺的生產工具。在亞洲工具機主要的生產國家有日本、臺灣及中國，在日本方面主要生產高價位的工具機；台灣屬於中階機型；中國則為較廉價產品，面對眾多國家的競爭，造成工具機開發週期的短縮，工具機廠商便開始尋找降低製造成本、減少製造周期的方法。電腦輔助工程分析便是有效縮短製造時程的做法，其中又以有限元素法廣為業界所使用，它可直接將 3D CAD 圖檔直接匯入有限元素分析軟體，並進行靜力分析，了解結構受外力作用時的變形以及應力集中現象，並可針對應力集中區域直接進行模型修改，不像傳統製造需待實際生產，進行實際測試才能得知該結構之特性。

王等人[1]與林等人[2~3]利用實驗模態分析對有端銼刀、圓柱形薄殼結構及弧形薄殼結構之有限元素模型進行模型驗證，透過系統參數的比對，確認有限元素模型能等效於實際結構。王等人[4]應用實驗模態分析於UV車架，說明進行實驗模態分析的前置作業以及曲線嵌合技巧，以及實驗數據應應用於比對有限元素模型正確性。王等人[5]以相同的手法對自車前叉進行模型驗證，在取得驗證後的模型進行響應預測，了解該前叉是否符合歐盟規範，並依此為例，說明有限元素分析進行響應預測的事先準備與步驟。

胡等人[6]將大客車車體結構，分成前檔、後檔、左右側及上蓋五個部分分別進模型驗證，最後獲得等效於實際結構之整車有限元素模型。

胡等人[7]將煞車卡鉗接觸面利用面對面接觸元素進行模擬，並使用 Augmented Lagrangian Method 作用運算法則，最後了解其卡鉗結構的強度及其剛性。

Kim et al.[8]利用螺栓鎖固之搭接平板結構為實體，以實驗模態分析的手法對四種不同施力假設的有限元素模型進行驗證，文獻中說明要模擬螺栓鎖固效應以實體螺栓模型最為正確，但使用樑元素施加初始應變模擬，以取代實體結構進行分析卻可以節省 62% 的計算時間，減少 21% 的記憶體使用量，因此也可使用樑元素施加初始應變以模擬螺栓鎖固。

本研究主要以有限元素分析法針對工具機常見之螺栓接合面進行分析，其組合方式是將滑件(slider)以螺栓鎖固的方式將其鎖固於基座(base)上。本文使用實驗模態分析方法，針對基座與滑件之實際結構進行實驗。將其實驗與分析結果進行比對，以確認有限元素模型之等效於實際結構。透過本文可以了解在複雜結構，應由各別零組件進行模型驗證，再將已驗證之模型進行組合分析，層層堆疊確認有限元素模型是否等效於實驗結構。文中雖只以二組合進行說明，但可依相同方法進行多個零組件之模型驗證。

2. 模型驗證理念

本節針對模型驗證的理念進行說明，並且介紹複雜組零件該如何進行模型驗證。圖 1 模型驗證流程分為二大部分，包括有限元素分析與實驗模態分析。有限元素分析首先需建立有限元素模型，接著進行模態分析以求得模態參數，即自然頻率與模態振型。實驗模態分析則是利用頻譜分析儀，以實驗手法獲得實際結構之頻率響應函數，接著以曲線嵌合軟體求得實際結構之模態參數，即自然頻率、模態振型及模態阻尼比。在獲得有限元素分析與實驗模態分析之模態參數後，進行二者的比對，以實驗模態分析所得之模態參數為基準，透過材料參數的修改，使得有限元素模型等效於實際結構。圖 2 為組零件模型驗證流程圖，先將細部零組件進行模型驗證，在確定零組件的模型能等效於實際結構時，再進行零組件組合。組合成組合件後進行再次進行實驗，以確定組合後之模型能等效於實際模型。如上述對各別零組件一步一步的組合，最後即可完成複雜組合件的模

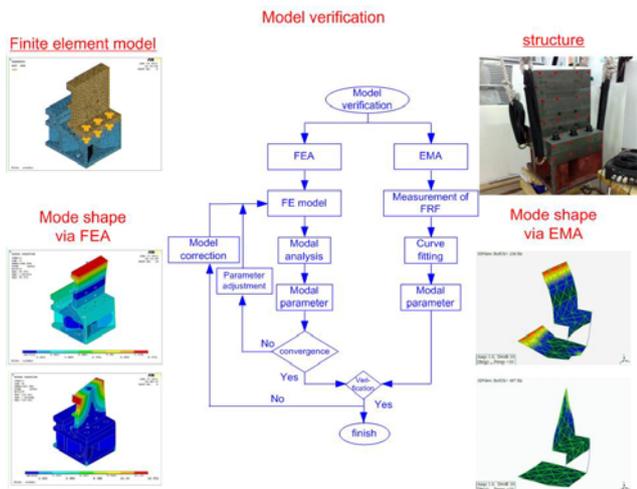


圖 1 模驗證流程圖

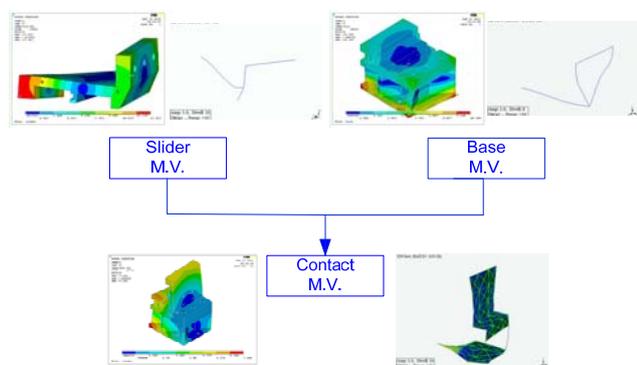


圖 2 為組件模型驗證流程圖

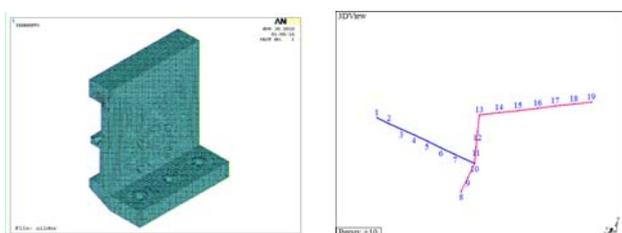


圖 3 滑件之有限元素模型

圖 4 滑件之實驗點數規劃

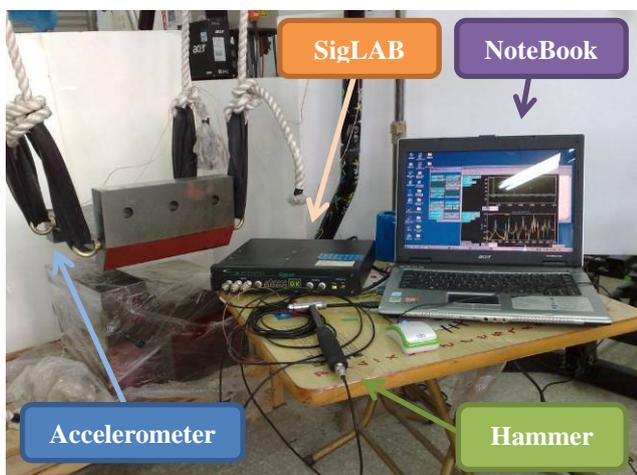


圖 5 滑件實驗架構圖

型驗證。

3. 單件之模型驗證

單件模型驗證主要在確認獨立件的有限元素模型的正確性，以減少組合後不確定因素效應的影響，以利於確認組件模型的等效性，本節將針對工具機螺栓接合面的二個主要零組件進行模型驗證。

3.1 滑件模型驗證

滑件之實體模型，由 3D 繪圖軟體(INVENTOR)建立 3D CAD 圖檔，並將建立後之圖檔匯入有限元素分析軟體，建立幾何模型。因主要為進行模態分析，因此假設幾何模型懸空，即無任何邊界效應，且無外力輸入。圖 3 為滑件之有限元素模型，其模型採用線性立方體元素(Solid185)，其每個元素有 8 個節點，每個節點有 3 個自由度，每個元素擁有 24 個自由度。材料參數設定，楊氏係數 $E=135 \times 10^9 \text{ Pa}$ 、浦松比 $\nu=0.28$ 及密度 $\rho=7333 \text{ kg/m}^3$ 。為方便觀察其模態振型採用整體模型進行分析，有限元素分割採用固定元素大小自由分割(FreeMesh)，分割共 733146 個元素、136377 個節點。邊界如數學模型假設，採用自由邊界(free free)進行，且無任何外力作用。

本文在實驗模態分析採用 SigLAB 訊號分析儀，以量測求得頻率響應函數、關聯性函數。再將頻率響應函數匯入 ME'scopeVES 進行曲線嵌合，透過曲線嵌合求得實際結構之模態參數。圖 4 為滑件之點數規劃圖，其點 1 到點 7 為 X 方向敲擊，點 8 到 19 為 Y 方向敲擊，共會獲得 19 筆頻率響應函數。圖 5 為滑件實驗架構圖，利用彈性繩將滑件實際結構懸吊模擬自由邊界，實驗採用固定加速度計移動驅動器的方式進行。在訊號分析儀設定方面，使用頻寬為 5000Hz，解析條數為 4096 條，解析頻率為 3.125Hz。

表 1 為有限元素分析與實驗模態分析自然頻率誤差百分比及實驗阻尼比。由表 1 可看出前 6 個模態的自然頻率誤差百分比在 $\pm 5\%$ 以內，而最大阻尼比出現在第 1 模態為 0.896%，累計平均阻尼比為 0.236%。

圖 6(a)及圖 6(b)為滑件之同點與不同點之頻率響應函數，圖中黑色線為實驗所得之頻率響應函數，紅色虛線為合成頻率響應函數，藍色虛線為理論頻率響應函數，由圖中可看出，實驗與合成曲線相當一致，代表曲線嵌合的正確性，而理論曲線除了少部分峰值較高之外，其於皆對應良好。圖 7(a) 及圖 7 (b)為同點與不同點之關連性函數，由圖中可看出，除了在反共振點及轉移點的低頻外，其函數幾乎接近 1，代表實驗是有可信度的。在轉移點的低頻會不接近 1，是因為已超出頻譜分析的動態範圍，因此造成信號關聯低。

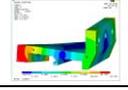
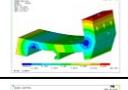
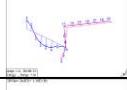
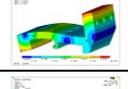
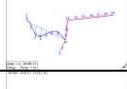
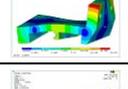
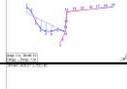
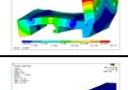
表 2 為有限元素分析與實驗模態分析之模態振型比較對照表，由表中可看出在模態振型幾乎一致，亦可由模態保證指標(modal assurance criterion, MAC)可看出數值大多在 0.9 以上，但在第 1 個模態的 Y 方向卻只有 0.24，因該模態實際物理意義為 X 方向振動模態所致。

就滑件整體而言，自然頻率誤差百分比在正負間跳

表 1 滑件 FEA 與 EMA 之自然頻率誤差及實驗阻尼比

模態	FEA(Hz)	EMA(Hz)	誤差(%)	阻尼比(%)	累計平均阻尼比(%)
1	614.8	607.2	1.2565	0.896	0.896
2	645.5	645.5	0.0000	0.062	0.479
3	1386.2	1391.3	-0.3666	0.205	0.342
4	1544.5	1624.8	-4.9421	0.102	0.222
5	2090.5	2154.0	-2.9480	0.484	0.353
6	2582.4	2675.0	-3.4617	0.120	0.236

表 2. FEA 與 EMA 之模態振型比較對照表

模態	FEA 振型	EMA 振型	頻率誤差(%)	X 方向 MAC	Y 方向 MAC
1			1.2565	0.998	0.243
2			0.0000	0.983	0.994
3			-0.3666	0.967	0.998
4			-4.9421	0.978	0.988
5			-2.9480	0.969	0.995
6			-3.4617	0.999	0.932

動並無偏向正變動或負變動，模態振型之物理意義對應一致，表示模態參數對應良好，已達模型驗證目的。

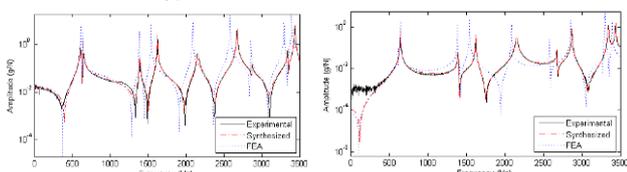
3.2 基座模型驗證

基座實體模型，由 3D 繪圖軟體(INVENTOR)建立 3D CAD 圖檔，並將建立後之圖檔匯入有限元素分析軟體，建立幾何圖形。因主要為進行模態分析，因此假設幾何模型懸空，即無任何邊界效應，且無外力輸入。圖 8 為基座之有限元素模型，其模型採用線性立方體元素(Solid185)。材料參數設定，楊氏係數 $E=128 \times 10^9$ Pa、浦松比 $\nu=0.28$ 及密度 $\rho=7249$ kg/m³。為方便觀察其模態振型採用整體模型進行分析，有限元素分割採用固定元素大小自由分割(FreeMesh)，分割完共 453013 個元素、89673 個節點。邊界如數學模型假設，採用自由邊界(free free)進行，且無任何外力作用。

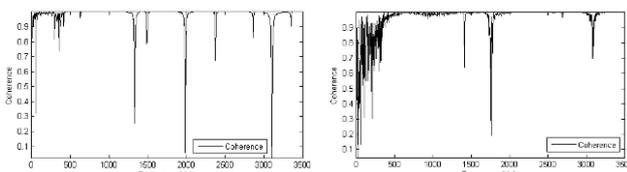
基座的實驗模態分析採用的實驗設備與滑件相同。圖 9 為基座的實驗點數規畫圖，其點 1 到點 6 為 Y 方向敲擊點；點 7 節點到點 26 為 X 方向敲擊點，其中點 7 到點 13 將進行 X 與 Y 方向敲擊。圖 10 為實驗架構圖，利用彈性繩將滑件實際結構懸吊模擬自由邊界，實驗採用固定加速度計移動驅動器的方式進行。在訊號分析儀設定方面，與滑件之實驗設定相同。

由表 4 可看出前 6 個模態的自然頻率誤差百分比在 5% 以內，而最大阻尼比出現在第 1 模態為 0.455%，累計平均阻尼比為 0.118%。

圖 11(a)及圖 11(b)為滑件之同點與不同點之頻率響應函數，圖中黑色線為實驗所得之頻率響應函數，紅色



(a) $H_{ii}(i,i)=(1,1)$ (b) $H_{ij}(i,j)=(1,19)$
圖 6 滑件之頻率響應函數圖



(a) $\gamma_{ii}(i,i)=(1,1)$ (b) $\gamma_{ij}(i,j)=(1,19)$
圖 7 滑件之關連性函數圖

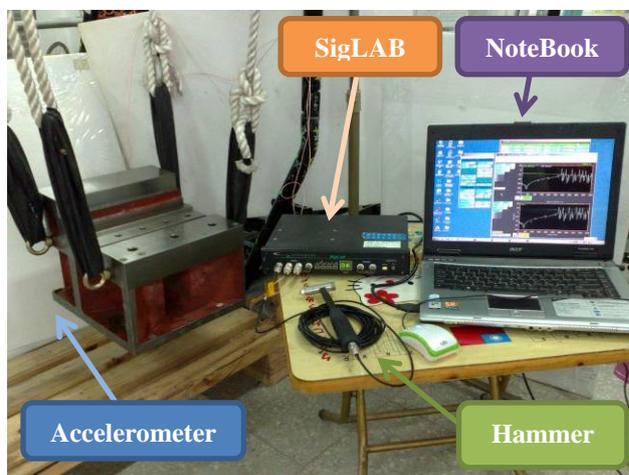


圖 10 為實驗架構圖

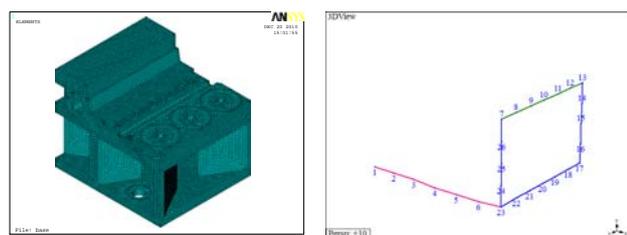
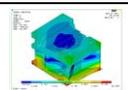
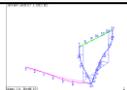
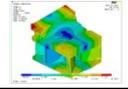
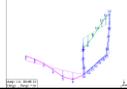
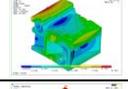
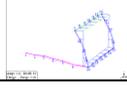
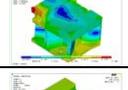
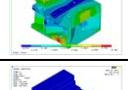
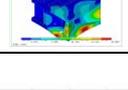
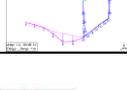


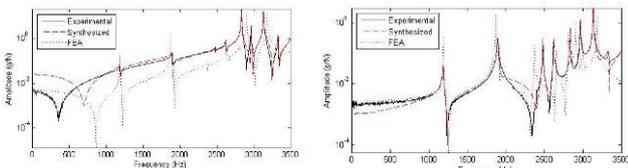
圖 8 基座之有限元素模型 圖 9 基座實體模型圖

表 4 基座 FEA 與 EMA 之自然頻率誤差及實驗阻尼比

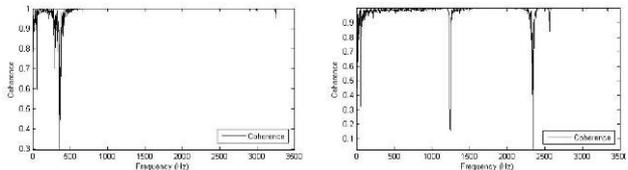
模態	FEA(Hz)	EMA(Hz)	誤差(%)	阻尼比(%)	累計平均阻尼比(%)
1	1192.33	1187.80	0.38	0.45594	0.455940
2	1873.88	1896.80	-1.21	0.33506	0.395500
3	1917.30	1917.30	0.00	0.15160	0.273550
4	2359.15				
5	2371.00	2480.20	-4.40	0.04549	0.159518
6	2657.64	2623.90	1.29	0.07685	0.118183

表 5 基座 FEA 與 EMA 之模態振型比較對照表

模態	FEA 振型	EMA 振型	頻率誤差(%)	X 方向 MAC	Y 方向 MAC
1			0.38	0.931	0.995
2			-1.21	0.981	0.981
3			0.00	0.686	0.977
4		--	--	--	--
5			-4.40	0.990	0.827
6			1.29	0.959	0.969



(a) $H_{ii}(i,i)=(1,1)$ (b) $H_{ij}(i,j)=(1,13)$
圖 11 滑件之頻率響應函數圖



(a) $\gamma_{ii}(i,i)=(1,1)$ (b) $\gamma_{ij}(i,j)=(1,13)$
圖 12 滑件之關連性函數圖

虛線為合成頻率響應函數，藍色虛線為理論頻率響應函數，由圖中可看出，實驗與線為理論頻率響應函數，由圖中可看出，實驗與合成曲線相當一致，代表曲線嵌合的正確性，而理論曲線除了同點有部分偏移外，其於皆對應良好。圖 12(a)及圖 12(b)為同點與不同點之關連性函數，由圖中可看出，除了在反共振點外，其函數幾乎接近 1，代表實驗是有可信度的。

表 5 為有限元素分析與實驗模態分析之模態振型比較對照表，由表中可看出在模態振型幾乎一致，亦可由模態保證指標可看出數值大多在 0.8 以上，只有第 3 個模態的 X 方向較低以外其於對應良好。由表 4 及表 5 可看出，理論解的第四模態並無對應實驗模態，由第四模態的振形圖可看出，其主要振幅在基座的後高處，且為 Z 方向之振動模態，因此處並無規劃實驗敲擊點數，因此實驗時無法激發此模態，導致漏模的情況產生。

比對基座之模態參數，自然頻率誤差百分比在正負間跳動，模態振型之物理意義對應一致，表示模態參數

對應良好，現階段已達模型驗證目的。

4. 螺栓組件之模型驗證

本節應用已模型驗證成功之滑件與基座進行組合，並以螺栓加以鎖固組合，其實體模型如圖 13。在螺栓模型部分參考[8]以樑元素施加初始應變取代實體螺栓鎖固，以進行模型驗證。

4.1 組件之有限元素分析

圖 13 為滑件與基座結合後之實際結構圖，由滑件置於基座上方並利用 3 根螺栓進行鎖固。數學模型假設方面，利用樑元素以模擬螺栓，且每個螺栓以 10 個樑元素模擬以避免進行有限元素分析時，有應力集中的現象產生。邊界狀態則因進行模態分析，故選擇自由邊界進行。圖 14 為組件之有限元素模型圖，使用線性立方體元素(Solid185)建置，滑件與基座之材料參數設定，則以模型驗證後的參數進行分析。在滑件與基座之接觸面，因為搭接接合，所以需要設定接觸對以模擬實際接觸情況，其接觸對由面對面接觸元素(conta174)及面對面搭接元素(target170)組合而成，面對面接觸元素設定在滑件與基座接觸面上，面對面搭接元素設定在基座與滑件的接觸面上進行形成一接觸對如圖 15，接觸面運算法則選用 Augmented Lagrangian method 進行模擬。

鎖固用之螺栓則依數學模型假設，每個螺栓使用 10 個三維樑元素(Beam4)施加初始應變進行模擬，其中每個樑元素有 2 個節點，每個節點有 6 個自由度分別為，UX、UY、UZ、ROTX、ROTY 及 ROTZ。有限元模型在 2 元素相接處之節點自由度需相同，為配合線性立方體元素(Solid185)只有 UX、UY 及 UZ 3 個自由



圖 13 實際結構圖

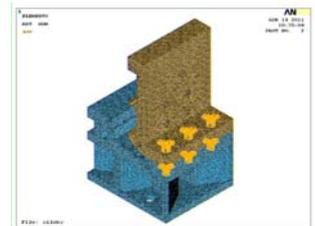


圖 14 組件有限元素模型

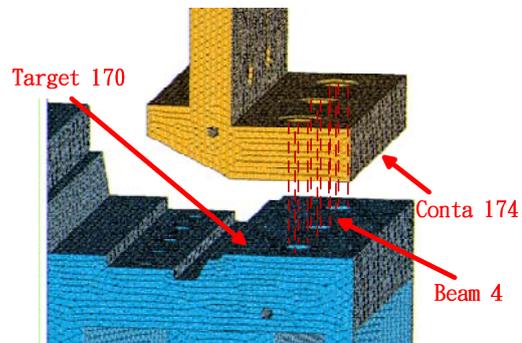


圖 15 接觸面元素及樑元素設定

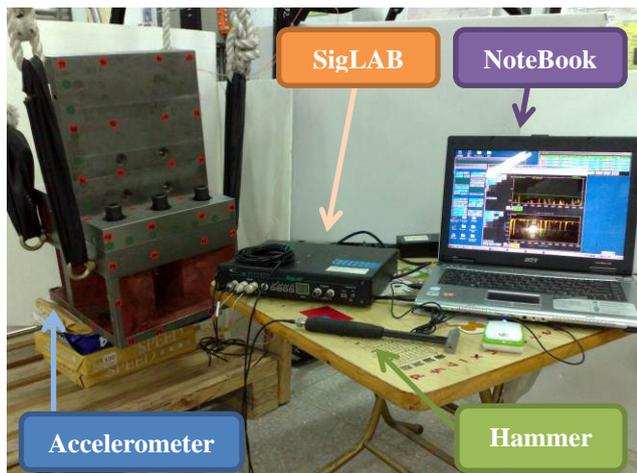


圖 16 組件之實際實驗進行架構圖

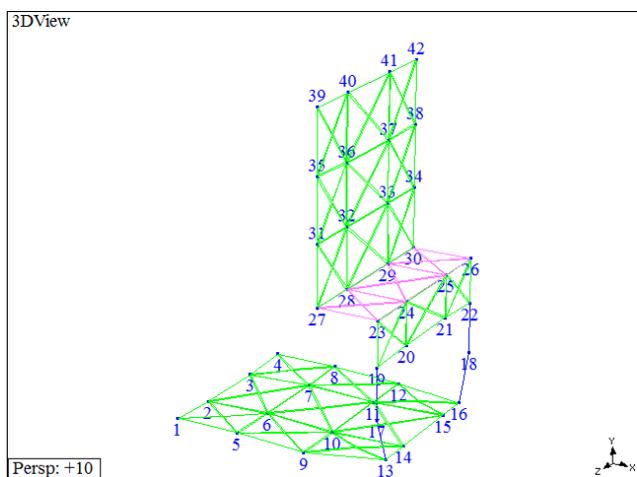


圖 17 組件之點數規劃圖

度，因此需將樑元素之旋轉自由度 ROTX、ROTY 及 ROTZ 設定位移限制使其等於 0。螺栓之楊氏係數 $E = 200 \times 10^9 \text{ Pa}$ 、浦松比 $\nu = 0.3$ 及密度 $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ 。

螺栓的初始應變 ϵ_0 的計算方式如下：

$$\epsilon_0 = \frac{\delta}{L} \quad (1)$$

其中，螺栓鎖固後之變形 δ 可得如下：

$$\delta = \frac{PL}{AE} \quad (2)$$

其中， P 為螺栓鎖固後所承受之拉力； L 為螺栓的長度； A 為螺栓的截面積； E 為螺栓的楊氏係數。經由上試計算得知螺栓之初始應變 $\epsilon_0 = 2.011 \times 10^{-7}$ ，將其值帶入樑元素的初始應變，並先執行計算初始應變的靜力求解，再進行計算具預應力 (prestress) 的模態分析。

4.2 組件之實驗模態分析

本文採用傳統實驗模態分析，以衝擊錘為作驅動器；加速度計為感測器，接著利用 SigLAB 訊號分析儀求得頻率響應函數、關聯性函數。再將頻率響應函數匯

入 MEscopeVES 進行曲線嵌合，透過曲線嵌合求得實際結構之模態參數。在訊號分儀的設定方面，使用頻寬為 5000Hz，解析係數為 8192 條，解析頻率 1.563Hz。

圖 16 為實際實驗進行架構圖，利用麻繩配合彈性皮帶將具合件懸吊以模擬自由邊界。實驗儀器連接，將訊號分析儀 channel 1 連接到衝擊錘，而訊號分析儀 channel 2 及 channel 3 連接到加速度計，本實驗使用二顆單軸向加速度計，分別黏貼於點 1 的 X 軸向及 Y 軸向。實驗進行時採用固定加速度計移動衝擊點的方式進行，但因使用移動衝擊錘的方式進行實驗只能獲得該方向的振幅，因此實驗時需分成 X 軸向敲擊及 Y 軸向敲擊分別進行，其點數規劃圖 15，共 42 個點，在點 1 到點 16、點 23 到點 30 為 Y 方向敲擊，在點 13 到點 42 則為 X 方向敲擊，其中點 13 到點 16 及點 23 到點 30 則是 X 及 Y 方向皆進行敲擊。因此共可獲得 54 筆頻率響應函數。

4.3 組件之模型驗證

將組件之有限元素分析跟實驗模態分析所得之資料匯整，表 6 為組件之自然頻率總表，由表可知組件前 3 個模態在頻率上對應良好，第 4 個模態雖然頻率相近，但振型卻無法對應。在第 5、6 個模態出現了漏模，雖然第 5、6 模態之頻率值較相近，由表 7 組件之模態振型比較表可看出 2 者模態振型完全不相同。第 7 個模態在頻率及振型對應良好，在第 8、10 模態又出現漏模現象，第 9、11 模態，其 FEA 與 EMA 振型相似，雖然第 9 模態頻率誤差在 3% 以內，但 2 者之模態保證指標卻完全無對應。第 12 模態在模態保證指標 Y 方向有 0.665 的值，但頻率誤差卻有 7.69%。

圖 18(a)及圖 18(b)為組件之頻率響應數曲線圖，可看出合成曲線與實驗曲線相當吻合，可見曲線嵌合成功。理論曲線與合成曲線在峰值的部分大致上趨勢相仿，但在同點的高頻仍有一部分的偏移。圖 19(a)及圖 19(b)為關連性函數圖，由圖可看除了在反共振點及低頻部分有掉落外，出其曲線大致上接近 1，代表實驗品質良好。

表 6 組件之自然頻率誤差及實驗阻尼比

模態	FEA(Hz)	模態	EMA(Hz)	誤差(%)	阻尼比 (%)	累計平均阻尼比 (%)
F1	248.9	E1	235.5	5.6676	0.62252	0.622520
F2	503.9	E2	487.0	3.4718	0.10262	0.362570
F3	850.3	E3	829.74	2.4887	0.71319	0.537880
F4	918.1	E4	1192.6	2.2975	0.46761	0.502745
F5	1220	--	--	--	--	--
--	--	E5	1393.7	--	0.42381	0.463278
F6	1440.3	E6	1474.2	1.2007	0.31215	0.387714
F7	1491.9	--	--	--	--	--
F9	2002.4	E7	1981.6	2.6847	0.21856	0.303137
--	--	E8	2284.9	-	0.38568	0.344408
F10	2034.8	E9	2336.3	-12.9050	0.12402	0.234214
F11	2261.3	E10	2449.9	-7.6983	0.21845	0.226332

表 7 組合件之模態振型比較對照表

模態	FEA 振型	模態	EMA 振型	頻率誤差(%)	X 方向 MAC	Y 方向 MAC
F1		E1		5.6676	0.158	0.959
F2		E2		3.4718	0.220	0.485
F3		E3		2.4887	0.185	0.950
F4		E4		2.2975	0.011	0.039
F5		--	--	--	--	--
--	--	E5		--	--	--
F6		E6		1.2007	0.344	0.731
F7		--	--	--	-	--
F9		E7		2.6847	0.000	0.031
--	--	E8		--	--	--
F10		E9		-12.9050	0.178	0.243
F11		E10		-7.6983	0.142	0.665

5. 結論

本文利用實驗模態分析確認有限元素分析模型的正确性，經由滑件與基座各別零組件的驗證再到組合件的驗證，綜合結論如下：

1. 經過模態參數的比對，在滑件與基座現階段已達模型驗證的目的。
2. 組合件在 1000Hz 以內之前 3 個模態對應良好，但高頻之其它模態對應不佳，因此在組合件仍不算是完成成功之模型驗證。
3. 若本模型之後續應用於響應預測，應可適用 1000Hz 以內之特性分析，反之，則需再更精確的驗證更頻率的模態特性。
4. 組合件尚未能完全模型驗證，推測原因為接觸元素仍有許多不確定因素的存在，例如演算方法不同。後續將使用不同的接觸運算法則，了解運算法則所造成影響。

6. 參考文獻

- [1] 王栢村，曹文昌，2002，「應用有限元素與實驗模態分析之結構模型驗證」，*中華民國振動與噪音工程學會第十屆學術研討會*，台北市，第131-138頁。
- [2] 林鴻裕，劉思正，王栢村，厲光耀，2003，「應用有限元素法與實驗模態分析之圓柱形薄殼結構模型驗證」，*中華民國振動與噪音工程學會第十一屆學術研討會*，基隆，第198-205頁。
- [3] 林鴻裕，王栢村，王銘哲，2004，「弧形薄殼結構之振動特性分析」，*台灣區 ANSYS 用戶大會暨論文發表會*，台中，第254-258頁。
- [4] 王栢村，陳昱成，陳勇全，2010，「車架之實驗模態分析實務與振動模態特性探討」，*中華民國振動與噪音工程學會第18屆學術研討會*，台北，論文編號：C-150。
- [5] 王栢村，謝宗廷，曾國睿，2010，「自行車前叉之模型驗證與彎曲試驗模擬分析」，*中華民國第十五屆車輛工程學術研討會*，台南，論文編號：I-009。
- [6] 胡惠文，王栢村，王榮民，高懷恩，陳坤義，呂鎮源，2007，「大客車車體結構之振動分析與實驗」，*中華民國振動與噪音工程學會第十五屆學術研討會*，台北，第295-301頁。
- [7] 胡惠文，黃子瑄，2009，「煞車卡鉗之結構輕量化設計分析」，*中國機械工程學會第26屆全國學術研討會*，台南，論文編號：X00-001。
- [8] Kim, J., Yoon, J. C., and Kang, B. S., 2007, "Finite Element Analysis and Modeling of Structure with Bolted Joints," *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 31, No 5, PP. 895-911.
- [9] 賀俊 譯，1981，「機械元件設計」，*大行出版社*，第242-253頁。

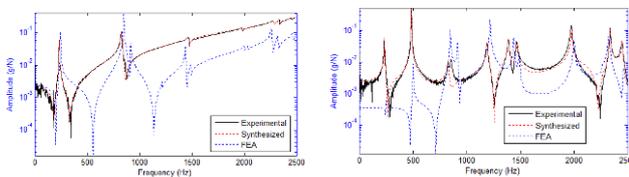


圖 18 滑件之頻率響應函數圖

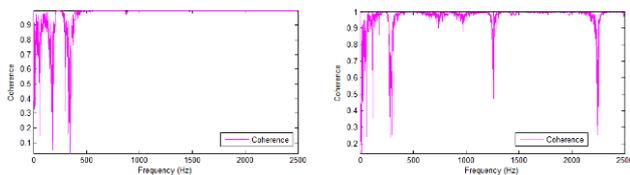


圖 19 滑件之關連性函數圖

Model Verification of Typical Bolt-Jointed Structure of Machine Tools

**Bor-Tsuen Wang¹, Tsung-Ting Hsieh²,
Cheng-Yang Chen³, Fang-Chun Chou⁴**

**¹ Professor, ² Graduate Student,
Department of Mechanical Engineering,
National Pingtung University of Science and
Technology**

**³ Division Chief, R&D Division, ⁴ Assistant
Engineer,
She Hong Industrial Co., Ltd**

ABSTRACT

This work applies finite element analysis (FEA) and experimental modal analysis (EMA) techniques to perform model verification of a typical bolt-jointed structure of machine tools. The assembly structure consisting of the base part and the bolt-jointed slider component is considered. The concept and procedure for model verification by the integration of FEA and EMA are introduced. First, the base part and the slider component are performed modal analysis by FEA and experiments, respectively. Modal parameters and frequency response functions (FRFs) can be obtained from FEA and EMA, respectively. Results show the comparison is good I.e., the analytical FE model is equivalent to the real structure. The assembly structure with bolt-joints are finally formulated and calibrated for its contact model through model verification. This work presents the step-by-step model verification procedures for an assembly structure, in particular for the validation of FE modeling of a typical bolt-jointed structure. The analysis technique can then be adopted for other similar structures as well.

Keywords: machine tools, bolt-jointed, contact element, model verification.

