

## 工具機線性滑軌之模型驗證

王栢村<sup>1</sup>、謝宗廷<sup>2</sup>、陳正陽<sup>3</sup>、周芳俊<sup>4</sup>

<sup>1</sup> 屏東科技大學機械工程系教授

<sup>2</sup> 屏東科技大學機械工程系研究生

<sup>3</sup> 協鴻工業股份有限公司 研究開發組組長

<sup>4</sup> 協鴻工業股份有限公司 助理工程師

### 摘要

本文主要應用有限元素分析及實驗模態分析，針對工具機常用之組件線性滑軌進行模型驗證，透過個別零組件的驗證再到組合件的驗證，層層進行。文中利用傳統實驗模態分析的手法，透過頻率響應函數的截取，進行曲線嵌合得到模態參數，應用實驗所得之數據進行有限元素分析數據之比對，透過修改有限元素模型的參數，以獲得系統響應等效於實際結構之有限元素模型，文中利用了接觸元素以模擬組合時的接觸情況，最後發現只用接觸元素參數的設定，並不足以模擬線性滑軌內滾子的效應。

關鍵字：線性滑軌、實驗模態分析、有限元素分析、接觸元素。

\*連絡作者：[wangbt@mail.npust.edu.tw](mailto:wangbt@mail.npust.edu.tw) (王栢村)

### 1. 前言

工具機已是現今加工產業中無可取代的機器，主要原因在其生產速度快、精度高且可全天候加工，並由電腦控制，不會有人為的誤差存在。在臺灣傳統產業裡工具機占有相當重要的地位，其原因在亞洲主要工具機的生產國家有日本、臺灣以及中國，臺灣主要生產中皆機型的工具機。就亞洲而言就有三個主要生產工具機的國家，而日本又是高度工業發展的國家，面對如此強大的競爭對手，國內廠商便開始尋找縮短開發週期及成本的方法，來提升競爭力。電腦輔助工程分析則是適合產品開發的一項方法，其中有限元素法廣為業界中使用，它可讀取3D CAD建立幾何，接著輸入其材料參數以及邊界條件，即可進行模擬分析，透過分析結果了解實際物體受力之後的變形情況，以及應力集中，因此不像傳統製程，需待生產實際結構後才能了解該結構的剛性。

王與曹[1]與林等人[2~3]利用實驗模態分析對有端銑刀、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，以及實驗數據可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又

進行模型驗證，在取得驗證後的模型進行響應預測，了解該前又是否符合歐盟規範，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。

胡與黃[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 作為運算法則，最後了解其卡鉗結構的強度及其剛性。

王等人[8]將工具機之滑件與基座，各別進行模型驗證，再利用已驗證的分析模型進行組合，並模擬實際螺栓接合情況設定接觸元素及鎖固螺栓初始應變。說明複雜結構的模型驗證手法，需從各別組件進行驗證，接著組裝後再次進行模型驗證，以此手法將可完成複雜組件的模型驗證。

本研究主要在探討如何建立，工具機線性滑軌的電腦輔助工程分析模型，文中利用有限元素法進行分析，進行模擬分析的第一步就是確定分析模型與實際結構的等效性，透過模型驗證的手法進行，以確認分析模型的輸出響應能等效於實際結構，進而使用分析模型代替實際結構進行分析，取代實體結構的測試，節省實際結構生產時間以及成本。透過本文可以了解工具機線性滑軌的分析模型建立方法，在未來可以當作進一步探討的參考。

### 2. 模型驗證理念

本節主要在說明模型驗證的流程，如圖1，以有限元素分析模型驗證為例，模型驗證分為兩大部分，有限元素分析及實驗模態分析。一般進行時會先將實際結構數學模型化，進行幾何形狀、負荷狀態、邊界條件以及是否能使用簡化模型。接著以數學模型的假設來建構有限元素模型，建構完成後進行模態分析，求得分析的模態參數；自然頻率及模態振型，並進行收斂性分析以確保分析達收斂解。參考分析所得之振型，進行實驗模態分析實驗佈點的規畫，以規畫的點數進行實驗以獲得結構的頻率響應函數，並進行曲線嵌合求得實際結構的模態參數；自然頻率、模態振型及模態阻尼比。在求得分析與實驗之模態參數後進行二者的比對，以實驗的資料為基礎進行分析模型的修正，最後使得分析的模態參數能同等於實驗模態參

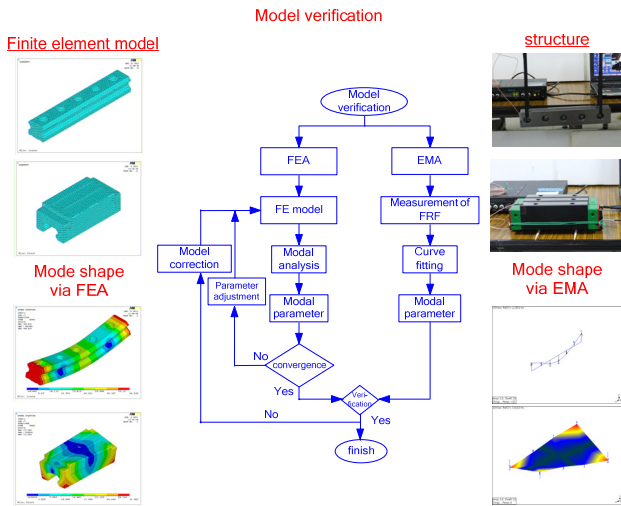


圖 1 模型驗證流程圖

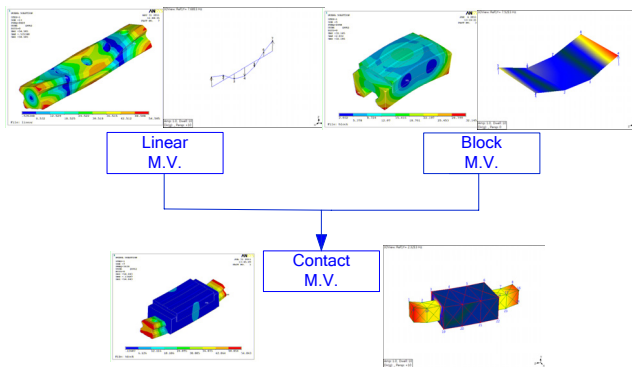


圖 2 為組件模型驗證流程圖

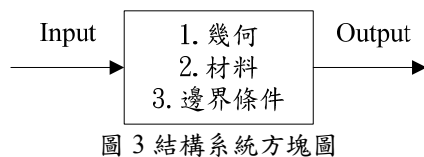


圖 3 結構系統方塊圖

數，完成模型驗證。

圖2為組合件的模型驗證流程，先將單件個別模型驗證完成，再進行組裝驗證，此手法主要在減少系統參數的變數，影響模態參數的參數有幾何、材料以及邊界，若單件已模型驗證完畢，那麼組合件的參數即便只剩下邊界的設定，能較簡便的進行組件的模型驗證。

### 3. 單件之模型驗證

本節主要在進行各別組件的模型驗，目的在於減少組合時系統參數的變數，在此以工具機線性滑軌的組軌以及滑塊分別進行模型驗證，

### 3.1 線軌之模型驗證

圖4為線性滑軌之有限元素模型，依實驗結構之幾何進行繪製，匯入有限元素分析軟體。其元素選用線性四方體元素(Solid 185)建立，該元素擁有8個節點，每個節點擁有3個自由度。材料參數設定，楊氏係數  $E = 97.19 \times 10^9 \text{ Pa}$ 、浦松比  $\nu = 0.3$  及密度  $\rho = 3804.42 \text{ kg/m}^3$ 。為方便觀查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143178個元素、28523個節點。邊界如數學模型假設，採用自由邊界(FreeFree)進行，且無任何外力作用。

圖5為實驗點數規畫圖，。採用線軌單邊進行實驗，因線軌為左右對稱結構，故預計量測單邊即可完成獲得其模態振型，如圖所示共分為7個點進行實驗。

圖6為線性滑軌之實驗架構圖，工件採用彈性繩將線性滑軌懸吊以模擬自由邊界。使用衝擊錘為驅動器，加速度計為感測器，透過頻譜分析儀SigLAB作為測量儀器連接筆記型電腦進行測量，以截取結構的頻率響應函數；依點數規畫將會求得7筆頻率響應函數及關連性函數。將頻率響應函數匯入曲線嵌合軟體MEscopeVES進行曲線嵌合，以求得結構之模態參數。

表 1 線性滑軌座有限元素分析與實驗模態分析之自然頻率誤差及實驗阻尼比。由表可看出前9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7模態為0.1330%，累計平均阻尼比為0.068%。

表2為線性滑軌FEA與EMA之模態振型比較對

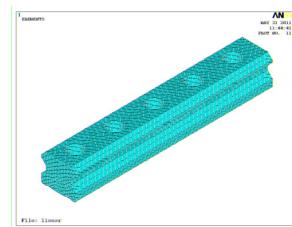


圖 4 滑軌座之 FEM

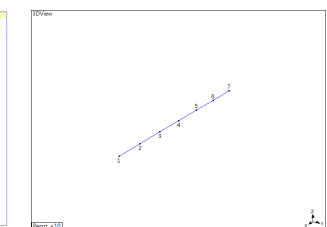


圖 5 實驗點數規畫

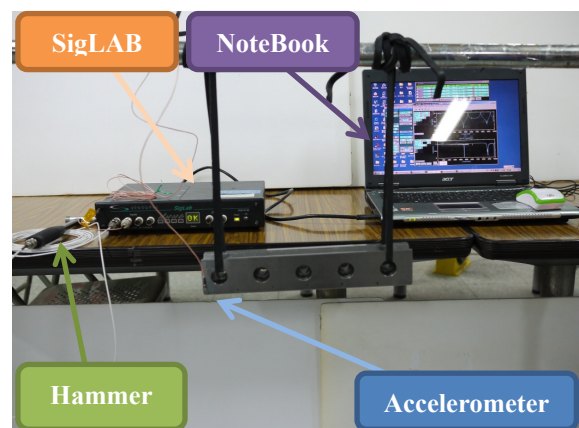
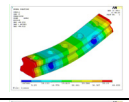
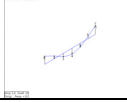
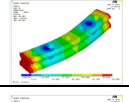
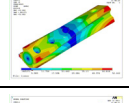

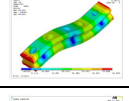
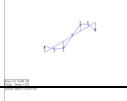
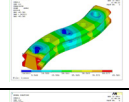

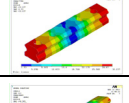
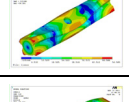

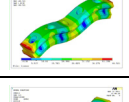
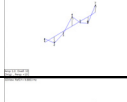
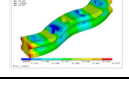



圖 6 為滑軌座之實驗架構圖

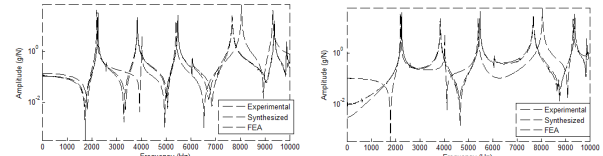
表1 滑軌座 FEA 與 EMA 之自然頻率誤差及實驗阻尼比

模態	FEA(Hz)	模態	EMA(Hz)	誤差 (%)	阻尼比 (%)	累計平均阻尼比 (%)
F1	2207	E1	2250.60	-1.96	0.0798	0.079752
F2	2617	--	--	--	--	--
F3	4029	E2	3845.30	4.78	0.1080	0.094031
F4	5409	E3	5481.40	-1.33	0.0647	0.079376
F5	6150	E4	6065.30	1.40	0.1060	0.092553
F6	7713	--	--	--	--	--
F7	8056	E5	7678.00	4.92	0.1330	0.112791
F8	9319	E6	9382.00	-0.67	0.0501	0.081454
F9	10110	E7	9878.70	2.34	0.0550	0.068228

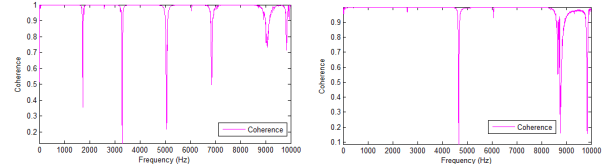
表2 滑軌 FEA 與 EMA 之模態振型比較對照表

模態	FEA 振型	EMA 振型	頻率誤差 (%)	Y 方向 MAC
1			-1.96	0.98
2		--	--	--
3			4.78	0.99
4			-1.33	0.94
5			1.40	0.93
6		--	--	--
7			4.92	0.99
8			-0.67	0.83
9			2.34	0.86

照表，由表中可以看出第1個模態為(Z,Y)=(3,1)模態，第2模態為(Z,X)=(3,1)模態，第3模態為(Z,X)=(2,2)扭轉模態，第4模態為(Z,Y)=(4,1)模態，第5模態為(Z,X)=(4,1)模態，第6模態為軸向拉申模態，第7模態為(Z,X)=(2,3)模態，第8模態為(Z,Y)=(5,1)模態，第9模態為(Z,X)=(5,1)模態。由模態總表可以看得出來前9個模態除了2跟6模態，其於皆對應良好。第2及第9模態之所以無法對應，判斷原因為該模態為X方向模態，並無規畫X方向實驗所致。由模態保證指標可看



(a)  $H_{ii}(i,i)=(1,1)$  (b)  $H_{ij}(i,j)=(1,19)$   
圖7 滑軌之頻率響應函數圖



(a)  $\gamma_{ii}(i,i)=(1,1)$  (b)  $\gamma_{ij}(i,j)=(1,19)$   
圖8 滑軌之關連性函數圖

出，其數值皆在0.9以上，代表分析及實驗之模態振型對應良好。

圖7為線性滑軌之頻率響應函數圖，圖中黑色實線為實驗所得之頻率響應函數曲線，紅色虛線為合成頻率響應函數，藍色虛線則為理論頻率響應函數。由圖中可看出實驗與理論曲線對應良好，代表曲線嵌合相當成功，在理論曲線部分，除了部分峰值稍微偏移外，其於也對應良好。圖8為線性滑軌之關連性函數，由圖中可見，除了反共振點以後，其於附接近於1，代表實驗品質是可靠的。

透過上述之模態參數比對，在實驗及理論之自然頻率、模態振形皆對良好，因此判斷線性滑軌模型驗證完成。

### 3.2 滑塊之模型驗證

圖9為滑塊之有限元模型，其建構方法同線性滑軌，依照實際結構構建3D CAD圖檔，接著匯入有限元素軟體進行有限元素模型化，選用的元素同線性滑軌，使用線性四方體元素(Solid185)建立。材料參數設定，楊氏系數  $E = 186 \times 10^9 \text{ Pa}$ 、浦松比  $\nu = 0.3$  及密度  $\rho = 6648.79 \text{ kg/m}^3$ 。分析時亦採用全體模型進行分析，以便觀查其模態振型。分割方面採用固定元素大小自由分割(FreeMesh)，分割完共118761個元素、22994個節點。假設為自由邊界(FreeFree)並無外力輸入。

圖10為滑塊之實驗點數規畫圖，依理論分析得知其上平面其振型較明顯，故選用上平面進行實驗敲擊，整個平板共規畫8個點進行敲擊實驗。圖11為之實驗架構圖，因線性滑塊不易吊掛，因此選用竹筷(線接觸)作為底座以模擬自由邊界。實驗使用固定加速度移動衝擊錘方式的進行，透過譜頻分析儀截取信號，轉換成頻率響應函數。在訊號分析儀設定方面，使用頻寬為10000Hz，解析條數為8192條，解析頻率為  $dF = 3.125 \text{ Hz}$ 。

表3為滑塊有限元素分析與實驗模態分析之自

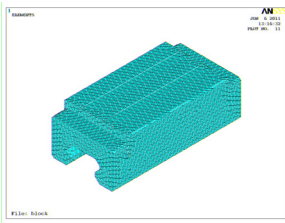


圖 9 滑塊之 FEM

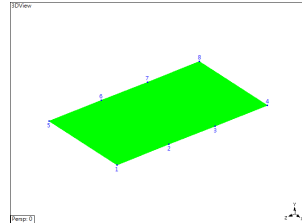


圖 10 實驗點數規劃

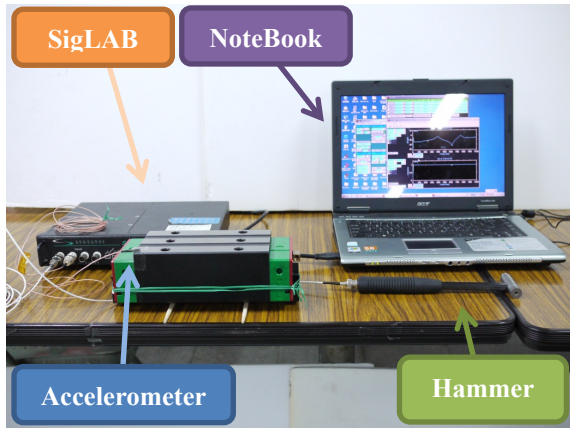


圖 11 為滑塊之實驗架構圖

表 3 滑塊 FEA 與 EMA 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	3907.8	E1	3907.8	0	4.25	4.25
F2	6466.2	--	--	--	--	--
F3	7115.2	E2	7516.6	-5.34	2.01	3.13
F4	7526.3	--	--	--	--	--
F5	7812.9	--	--	--	--	--

然頻率誤差及實驗阻尼比總表，由表可看出前5個模態的自然頻率誤差百分比在6%以內，而最大阻尼比出現在第1模態為4.25%，累計平均阻尼比為3.13%。

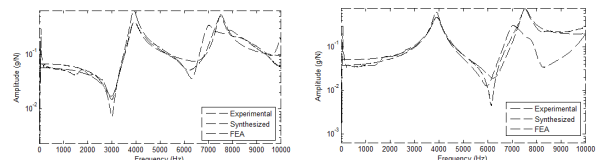
表4為滑塊之有限元素分析有實驗模態分析之模態振型總表，由表可看出第1模態為(Z,X)=(2,2)模態；第2模態為滑塊下方的開合模態；第3模態為(Z,X)=(3,1)模態；第4模態及第5模態皆為下面的開合模態。由振型表可得知，第1及3模態皆為上方平面之模態，因此有辦法與實驗對應，而第2、4及5模態因為該方向沒有規畫實驗點數，因此無法獲得該方向之模態，進而無法對應。但由模態保證指標可看出第1及3模態之振型對應良好，其值皆在0.9以上。

圖12為滑塊之頻率響應函圖，圖中實驗曲線為黑實線，合成曲線為紅虛線，而理論曲線則為藍虛線，由圖中可看出，同點及不同點之實驗及合成曲線相當一致，代表曲線嵌合成功，而理論曲線除了在第峰值有些微偏移外，其於皆對應良好。圖13為關連性函數，由圖中可看出其曲線值幾乎都等於1，代表實驗的品質是有可信度的。

透過上述模態參數的比對，判斷滑塊已完成模

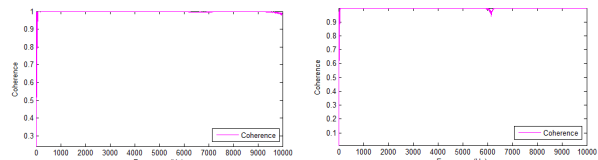
表 4 滑塊 FEA 與 EMA 之模態振型比較對照表

模態	FEA 振型	EMA 振型	頻率誤差 (%)	MAC
1			0	0.98
2		--	--	--
3			-5.34	0.90
4		--	--	--
5		--	--	--



(a)  $H_{ii}(i,i)=(1,1)$  (b)  $H_{ij}(i,j)=(1,8)$

圖 12 滑塊之頻率響應函數圖



(a)  $\gamma_{ii}(i,i)=(1,1)$  (b)  $\gamma_{ij}(i,j)=(1,8)$

圖 13 滑塊之關連性函數圖

型驗證的目的。

#### 4. 線性滑軌組件之模型驗證

本節將以述之已完成驗證之線性滑軌進行組合，接著以接觸元素的設定以模擬線性滑軌接觸的情況，並結合實驗進行驗證。

##### 4.1 線性滑軌組件之有限元素分析

圖14為線性滑軌之實體模型，由線軌與滑塊組合而成，滑塊可於線軌上進行往反運動。圖15為線性滑軌之有限元素模型，將上述已完成驗證之模型匯入進行組合，因此在接合面需考慮接觸問題，設定接觸元素以模擬，圖16為線性滑軌接觸元素細部設定圖，文獻中雖然都以彈簧元素進行模擬，本文將利用純接觸元素進行模擬，以了解接觸元素的使用範圍。由圖16所示，線性滑軌之接觸元素分成兩個部分，滾子接觸部分的Contact Pair 1以及其它接觸地方的接觸對

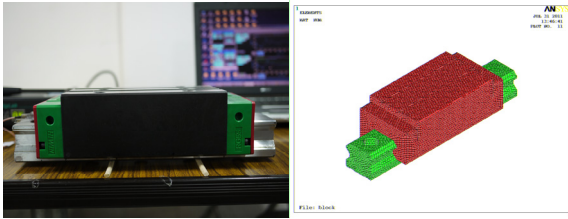


圖14線性滑軌實際結構 圖15線性滑軌之FEM

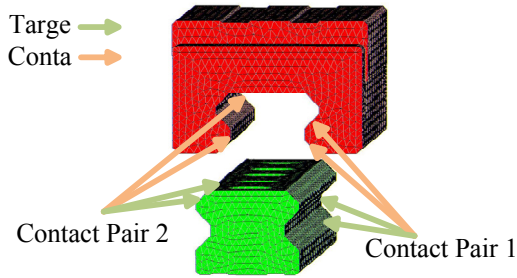


圖16線性滑軌之接觸元素位置

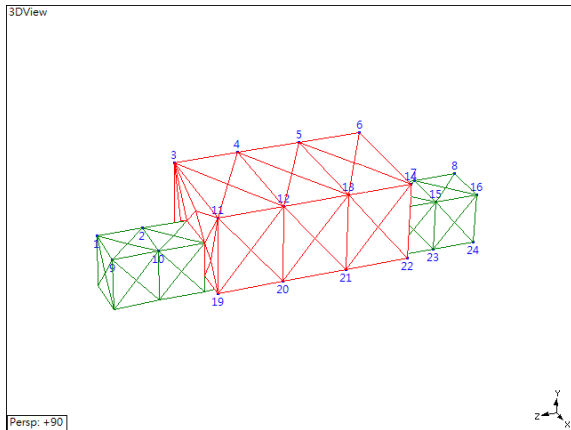


圖17線性滑軌之點數規畫

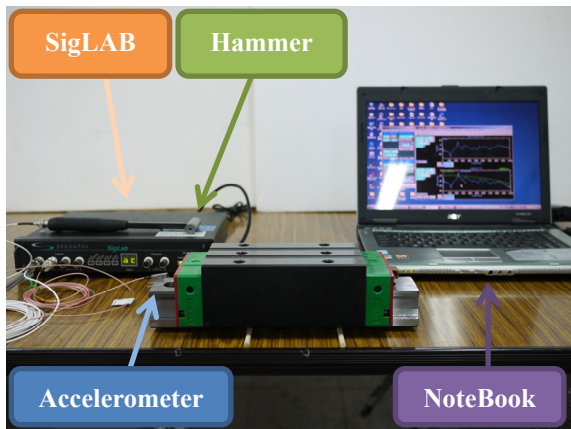


圖18線性滑軌之實驗架構圖

Contact Pair 2所組合，其接觸之運算法則使用Penalty Method進行運算，在Contact Pair 1的接觸面行為設定為No Separation，Contact Pair 2則不另外設定使用預設定進行模擬分析。

表5 線性滑軌 FEA 與 EMA 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	3629.9	E1	2321.9	56.33	1.12	1.12
F2	3867.5	E2	2639.4	46.52	2.58	1.85
F3	4191.1	--	--	--	--	--
F4	4567.1	E3	3333.2	37.01	2.72	2.28
F5	5167.9	E4	4625.8	11.71	2.23	2.26
F6	5653	--	--	--	--	--
F7	7316	E5	5534.2	32.19	2.17	2.21

表6 線性滑軌 FEA 與 EMA 之模態振型比較對照表

模態	FEA 振型	EMA 振型	MAC Y 方向	MAC X 方向
1			0.72	0.95
2			0.91	0.04
3		--	--	--
4			0.00	0.87
5			0.69	0.93
6		--	--	--
7			0.84	0.91

#### 4.2 線性滑軌組件之實驗模態分析

圖17為參考有限元素分析所得之振型進行規畫的實驗敲擊點數，其中點1到點16為Y方向敲擊；點9到點24為X方向敲擊，因此共會獲得32筆頻率響應函數。實驗使用固定加速度，移動驅動器的方式進行。因線性滑軌實體不易吊掛，因此放置於竹筷上以模擬自由邊界進行實驗敲擊，頻譜分析儀設定，其頻寬為10000Hz，解析條數為8192條，解析頻率為dF=3.125Hz。

#### 4.3 線性滑軌組件之模型驗證

表5為線性滑軌的有限元素分析與實驗模態分析之自然頻率總表，表6為線性滑軌之模態振型總表，由表5及表6對照可知，實驗與理論之模態振型大致對

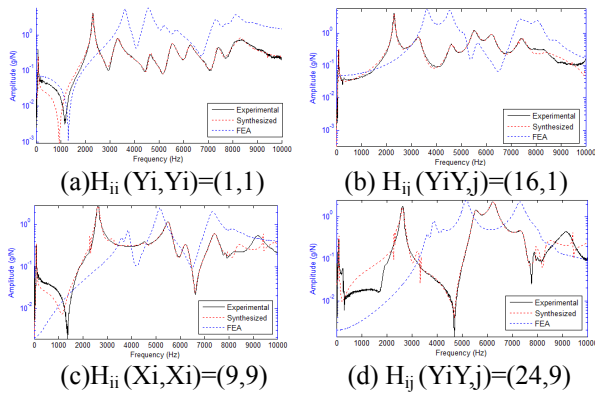


圖 19 線性滑軌之頻率響應函數圖

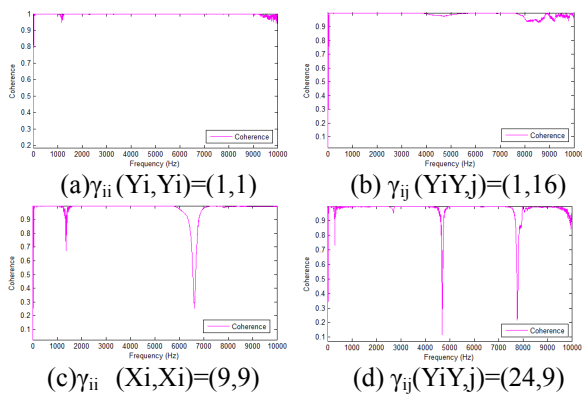


圖 20 線性滑軌之關連性函數圖

應良好，除了理論的第3及6沒有對應之實驗振型以外，由模態保證指標也可以確定其模態振型之正交性。但由表5卻發現相對應之模態之自然頻率誤差極大，第1個模態更來到56.3%的誤差。

圖19為線性滑軌之頻率響應函數圖，圖19(a)為Y方向同點頻率響應函數；圖19(b)為Y方向轉移頻率響應函數；圖19(c)為X方向同點頻率響應函數；圖19(d)為X方向轉移頻率響應函數，圖中黑色實線為實驗曲線、紅色虛線為合理曲線而藍色曲線為理論曲線，由圖中可以看出實驗曲線與合成曲線的相當一致，代表曲線嵌合是成功的，但理論曲線卻幾乎沒有對應。圖20則為對應圖19各點之關連性函數，由該曲線可以發現除了在反共振點的部分低於1以外，其於皆接近1，這代表著實驗的高可靠度。

透過以上線軌之模態參數比較，發現實驗的部分品質是足夠的，足以代表實際結構之模態參數，但在理論的部分，除了振型有對應外在自然頻率以及頻率響應函數皆不對應，因此判斷只用接觸元素欲模擬滾子的接觸效應是不足夠的。

## 5. 結論

本文利用實驗模態分析的手法，進行有限元素模型的模型驗證，由線軌及滑塊之組驗進行驗證，接

著再將其組裝，綜合結論如下：

1. 透過模態參數的比對，現皆段已完成線軌及滑軌之模型驗證。
2. 透過接觸元素的參數設定，並沒有辦法代表實際滾子接觸的情況，即始在模態振型上有初步的對應。
3. 在未來預計加入彈簧元素以模擬滾子的接觸效應。

## 6. 參考文獻

- [1] 王栢村、曹文昌，「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，2002。
- [2] 林鴻裕、劉思正、王栢村、厲光耀，「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，2003。
- [3] 林鴻裕、王栢村、王銘哲，「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，2004。
- [4] 王栢村、陳昱成、陳勇全，「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-150，2010。
- [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，王築民，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] 王栢村，謝宗廷，陳正陽，周芳俊，2011，「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：。