

40. 桌上型CNC機台結構模態分析與實驗

黃宜正
國立彰化師範大學機電系 教授

摘要

近年來產品開發期的縮短及創意思考產品不斷受重視，成本及時間效益也須跟著縮短。桌上型CNC工具機被視為發展的重點，結構剛性不良會使得加工時發生不穩定的振動。本研究探討桌上型龍門工具機之結構動態特性，藉由有限元素分析及模態實驗測試了解動剛性、共振頻率、模態振型、阻尼比。經由模態實驗我們發現，桌上型龍門工具機工作平台剛性與底座接合面需要加強。對平台改善及設計一新型平台，驗證平台對整機之影響，將有限元素分析與實驗結果作為日後新機型開發的主要依據，讓學術的研究與產業的研發更加貼近。

關鍵字: 桌上型龍門工具機、有限元素分析、共振頻率、模態振型

一、前言

在現今製造業生產流程中，對於具有特殊造型、自由曲面或獨特風格的產品，礙於CAD軟體的限制，使得外型無法完全符合設計師的理念，因此，此類產品，在概念設計大致完成後，先製作實體模型，經過3D數位掃描設備量測，將所得到的原型資料進行3D模型的修改與建構，如果達到要求，即可傳至電腦輔助製造系統生產最終產品，此類開發流程稱為逆向工程（Reverse Engineering）。而實體模型的製作，是經由大型CNC機台來製作，而有些模型的材料為較軟的材料，如塑膠、鋁和銅等，有的則為硬脆才膠如玻璃類以氣冷式主軸進行切削。因此開發出小型CNC機台，將可降低製造成本、節能需求與提升產品競爭力；另外，小型CNC機台因單價低、危險性低、操作原理與大型工具機相同，可引進至教育單位，用來培育人才；因此，小型CNC機台近年來逐漸在市場上占有一席之地。目前，此類機台遭遇的最大問題為提升結構剛性，在切削過程中，因振動量過大而影響加工精度。在機器運轉時之振動頻率接近結構自然頻率時，則會導致共振效應的發生，使得系統之響應增大而不穩定，導致影響加工的精度；因此提升系統動態特性與結構構型的設計變更，將是設計此類機台的發展條件；本研究便針對桌上型CNC機台結構做改良與提出另一結構構型設計。

二、數值分析

首先研究桌上型工具機之結構使用SolidWorks軟體直接建構3D實體模型，結構材料主要以鋁擠型及鋁材為架構，模型如圖1所示。

2.1 模型網格化與元素之選用

使用Pro/MECHANICA，（簡稱Pro/M）有限元素分析軟體進行結構模態分析，分析過程中所使用的是自由網格的方式進行分析，以減少時間及維持足夠之精度，圖2所示其模型網格狀態。一般傳統有限元素分析軟體通常採用細分法H-Method技術，而Pro/M則採用高次元素法P-Method技術。P-Method技術比較能自動地提高單元應力方程式的階次進而保證計算的精確度和效率[1]。

2.2 材料設定

一般分析前必須先定義分析類型及網格類型，本研究作模態振型分析及採實體網格來進行分析。材料設定部份以個別零件組件設定其參數，桌上型三軸工具機結構大部由鋁擠型6061-T6所構成鋁合金，而線性導軌及滑塊為高碳鋼材質，材質設定參數如表1所示。

2.3 邊界條件設定

桌上型工具機可分X、Y、Z三軸，X、Y軸向主要以線性滑軌來引導進行平移運動，每個軸向各有一對線性滑軌，X方向是以左、右各一線性滑軌，Y軸向則以上下一對，文獻[2]中提到線性滑軌與滑塊之間有滾珠接觸，滾珠與滑塊和線軌接觸，可用彈簧元素來做為模擬滾珠界面。本研究中有兩對線軌，每條線軌上各有兩個滑塊，共有8組滑塊，每個滑塊有兩橫向面一個縱向面，橫向面設有3個彈簧如圖3所示，縱向面設有6個彈簧如圖4所示，依據線性滑軌廠商手冊資料，縱向彈簧設定為34188N/mm，橫向彈簧設定值為20012N/mm，共有24組接觸界面，所設之彈簧元素共使用了96個，如圖5所示。依據彈簧並聯理論來設定彈簧剛性值，當在同一界面上彈簧數有N個時，彈簧剛性又以並聯理論來設定，其所得剛性值為彈簧數乘剛性值[7]。

三、實驗方法與流程

本桌上型龍門工具機其外部尺寸長寬高分別為1150 mm、650 mm、850mm，如圖6所示，為進行模態的實驗分析，直接利用衝擊錘對桌上型龍門工具機輸入一外力，使結構產生振動，以三軸加速規作為感測器並量測其響應訊號，衝擊錘所產生之衝擊力為一輸入訊號，三軸加速規分別為X、Y、Z軸訊號，這四個訊號分別經由個別的訊號傳至頻譜分析儀，透過頻譜分析儀進行傅立葉轉換得到頻率響應函數，再由曲線嵌合技術求得桌上型龍門工具機結構之自然頻率值。同時透過有限元素分析所得之結果，可將實驗量測結果之自然頻率及振型作相互比對及驗證。

3.1 衝擊錘之選擇

首先要選擇適當的衝擊錘質量及合適的錘端硬度。本研究工具機結構屬輕且小的結構，因此所需較輕或較軟的衝擊錘端，圖7為錘端材質與頻寬-衝擊能量關係圖[3]。將圖8中的錘端依硬度分成四種，硬、中硬、軟、超軟，分別以A、B、C、D作為表示，此實驗是利用B類，中硬材質來進行實驗量測。

3.2 衝擊點與量測點的選擇

為確保訊號可靠性及能夠激起較多的模態本研究選擇在主軸頭座上+84X方向為衝擊點，故於龍門柱上+48Y方向做衝擊點及工作平板上以-23Z方向做衝擊點，如圖10所示。本實驗是以固定衝擊點(fixed excitation)移動加速規的測試方法來進行，此研究規劃出169個量測點分佈在底座、平台、龍門結構及主軸頭如圖10所示。

3.3 訊號擷取

訊號擷取系統分為硬體儀器及軟體設備，硬體儀器採用PCB衝擊錘及KISTLER三軸加速規。軟體部分則利用Matlab程式所撰寫而成的SigLab界面程式。軟體操作與硬體設備需相互設定與配合使實驗結果較為完善。測量之頻寬範圍設定在500Hz內，測量169個點數據，單點平均實驗次數設定為三次，並利用SigLab軟體設定將三次所得的實驗數據取平均，即可求得該節點最後的實驗數據。

四、實驗結果與分析

本實驗利用衝擊法進行模態實驗分析，首先須確認衝擊錘與加速規是否適用於本結構量測，故在結構上做訊號測試，量測時衝擊點與量測點相對位置以最遠距離做為測試，所得訊號良好則適合此結

構。所量測之頻率範圍內衝擊錘所輸入之能量最大值與最小值差不可低於20dB，所量測頻率信號應落在20dB內；本實驗先以針對100Hz內共振頻率點做為實驗探討，所輸入能量曲線落差皆在20 dB內，所得之量測數據視為準確，如圖11所示其中是利用SigLab內建auto spectra功能所得，綠色為衝擊錘曲線，所輸入能量值為-20dB至-40dB之間，兩者差皆落在所要求20dB範圍內[4]。

4.1 原機實驗結果

因原始桌上型工作平台係由鋁擠型板所組合而成，利用四個角落作為平台與底座螺絲固定點，將每一次衝擊實驗的結果匯入ME'Scope軟體實驗後模態參數估算如圖12所示，所擷取訊號為前100Hz估算值如表2所示，圖13至圖16得知工作平台呈現彎曲現象，平台剛性明顯不足，需進行改善。

4.2 改善平台整機實驗結果

工作平台經設計改善後，模態估算圖如圖17所示，模態估算值如表3所示，在100Hz以下之結構共振頻率振型如圖18至圖20所示，圖19第二模態中我們可了解到，工作平板與底座接合面鎖固點不足，可能因組裝時所造成，或者底座須做整平工作，來改善接合面使得底座與平板接合平整剛性才得以提升，減少平板與底座分離的問題。究其設計改善前之平板，係由鋁擠型板所組合而成，底部利用三個矩型長條板分佈於底板前、中、後三個位置來鎖固鋁擠型如圖21所示，四個角落為平台與底座螺絲固定點。未改善前平板重量約15kg，而為求剛性考量設計改善後平板重量約40kg如圖22所示，螺絲鎖固點將原本的四個點改為九個點，即便質量提升影響共振頻率點，如表3所示，模態值有明顯的提升。實驗得知在平板改善後所產生之共振頻率有明顯改善，第一模態至第三模態中龍門橫樑結構產生彎曲變形，剛性尚待加強及與固定板接合面仍有分離問題。

五、模擬分析結果

有限元素分析可用來分析結構模態，材料品質、加工及組裝過程視為理想化，因此藉由已知參數條件來預測結構模態未知結果，然而模態實驗可了解真正機械結構得到真實的振動形態。本研究運用Pro/M有限元素分析軟體來進行模態分析結果預測，因此可將SolidWorks所架構之幾何模型轉至Pro/E，再利用Pro/E匯入Pro/M中進行模態分析，而無相容性之問題。並以實驗結果做為接合界面參數調整依據，修正有限元素分析所做的接合界面參數設定。

本研究之線性滑軌依據THK型錄[5]及上銀科技線性滑軌技術手冊[6]，做為參數設定依據。

5.1 原型機分析結果

邊界條件設定完成後，網格設定以Pro/M內建自由網格，其節點數目為14324、元素數目為43633，以求解器進行模態求解，分析所得之值如表4所示；圖23為第一模態在工作平台中間產生bending運動，圖24為第二模態龍門立柱於Y軸向搖晃而工作平台在Y軸向也有彎曲現象，圖25為第三模態工作平台兩側呈現翹曲與底座有分離現象，圖26為第四模態工作平台中間向下凹陷的bending現象，X軸向兩側者是翹曲且分離底座。將分析所得之圖23至圖26與圖13至圖16做相對比較，實驗所得之結果與Pro/M所分析所得之圖相似的地方不少，因為後續可以將滑塊與結構之接合面再進行修正與實驗比對。

5.2 平台改善分析結果

工具機的設計大多採用對稱方式做為結構設計依據，此平台設計也是採用對稱的方式作為設計。變更設計平台，分析模態所得之值如表5所示。圖27第一模態振型龍門立柱順著滑軌產生前後差位移動及橫樑左右擺動，圖28為第二模態主軸頭座會前後搖晃，圖29為第三模態因分析設定為free-free，故底座有扭轉現象。

5.3 實驗結果分析比較

原型機實驗與模擬分析比較如表6所示，於第二模態誤差率為13.5%較大，因曲線嵌合將第二模態中兩峰值估算為64.4，如以小峰值61.2來進行比對則誤差率為9.15%；平台改善實驗與分析比較如表7所示。圖30-33分別為桌上型CNC機台另一結構構型設計，所改變的為以夾製具做為運動的一軸(圖示中的Z軸)，而維持原本的主軸與橫向的運動模式，其外部尺寸長寬高分別為1150 mm、650 mm、850mm，就以模態分析而言，加工主軸與龍門的立柱仍為重點。

六、結論

本研究分析桌上型工具機結構，建立桌上型龍門工具機幾何模型、邊界條件等，並以衝擊錘與三軸加速規進行模態測試。有限元素模擬分析中將接合面與機台接合面之狀況進行考慮。最後將改良平台加工成型並且組裝完成，再次以模態實驗量測結構模態，比較平台設計前後對整機的影響，本文的具體研究成果如下：

本研究依實驗模態分析進行量測，從模態振型發現工作平台固定螺絲有斷裂鎖固的問題。工作平台經由設計改善後，將原本第一模態頻率41.2Hz提升至66.9Hz提升62.37%，工作平台經改善後確實加強了整機平台的振型。

模態實驗結果與電腦模擬分析結果比對，在整機結構上能有一定的吻合，可作為日後開發相關之機台研究之參考依據。

誌謝

本研究感謝國科會計畫編號 NSC 98-2622-E-018-003-CC3 經費補助。

七、參考文獻

1. 林龍震老師工作室，Pro/MECHANICA Wildfire 3.0/4.0結構/熱力分析，松崗出版社，2008。
2. 林茂興，“線性滑軌滑塊與軌道介面剛性和阻尼值的驗證”，碩士論文，國立中興大學，2000。
3. PCB Piezotronics, “Model 086C01 Impact Hammer Installation and Operating Manual”, Vibration Division, 2008.
4. 馮治中，“綜合加工機之結構模態分析研究”，碩士論文，國立成功大學，1993。
5. LM導軌 - THK綜合產品目錄。
6. 上銀線性滑軌技術手冊。
7. 張志誠，“工具機線性滑軌之動態特性研究”，博士論文，國立中興大學，2006。

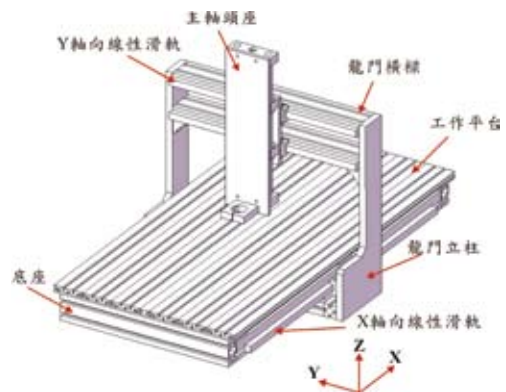


圖1 桌上型三軸工具機模型圖

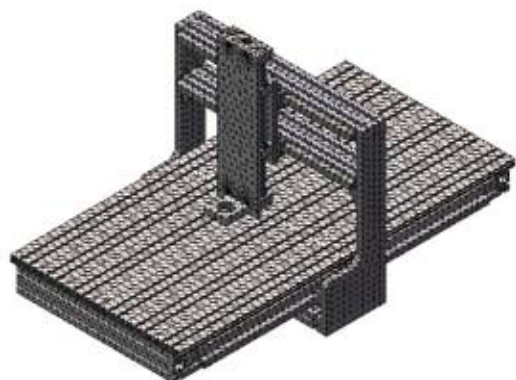


圖2 網格化模型圖

表1 材質設定

材料種類	6061-T6	高碳鋼
彈性模數(N/m ²)	6.9e10	1.9e11
蒲松比	0.33	0.29
密度(kg/m ³)	2700	8000

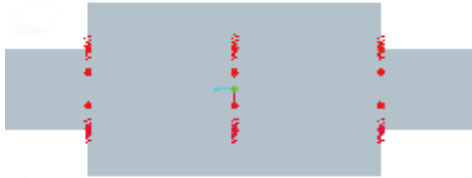


圖3 線性滑塊橫向彈簧接觸界面圖

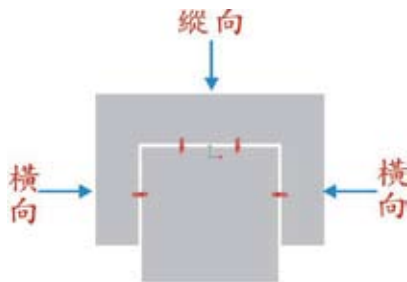


圖4 線性滑塊縱向彈簧接觸界面圖

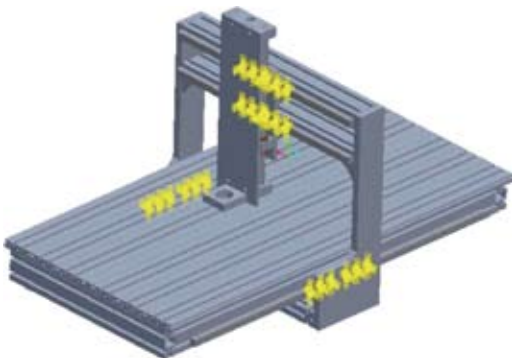


圖5 彈簧邊界條件設定圖



圖6 桌上型龍門工具機照片圖

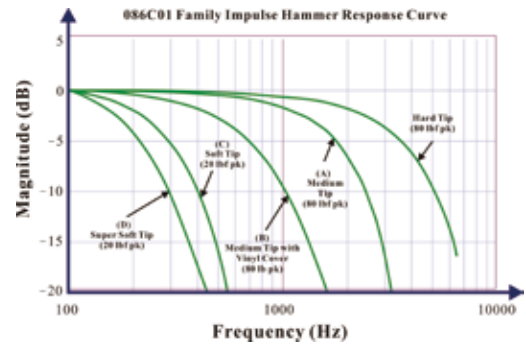


圖7 錘端材質與頻寬-衝擊能量關係圖



圖8 衝擊錘與錘端照片圖

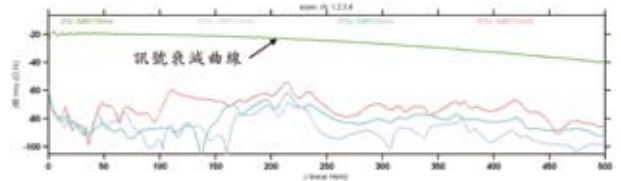


圖10 結構佈點圖

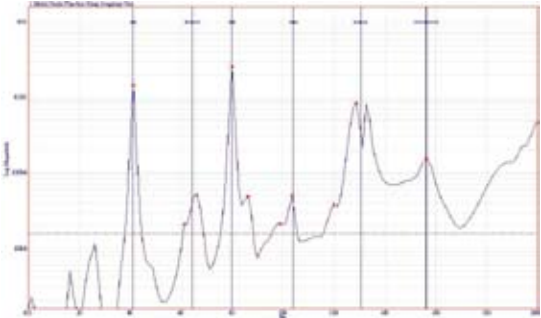


圖11 訊號衰減曲線圖

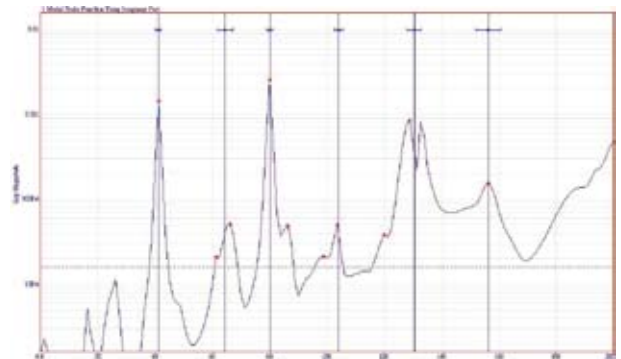


圖12 FRF 模態參數估算圖

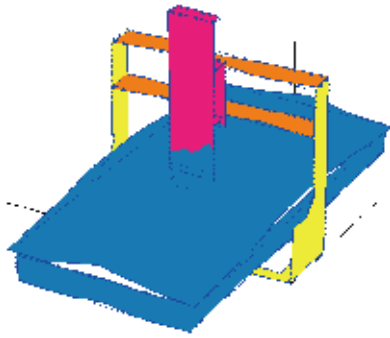


圖13 第一模態41.2Hz振型

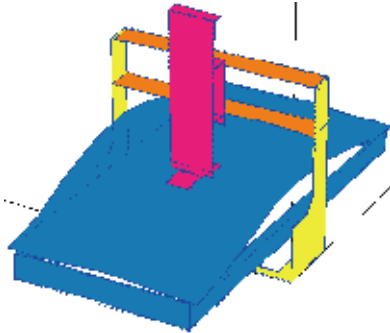


圖14 第二模態64.4Hz振型

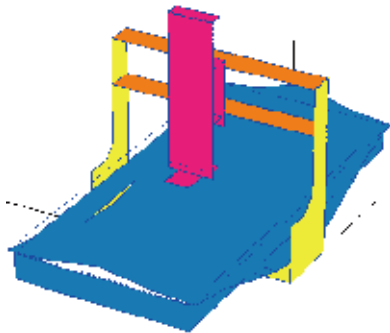


圖15 第三模態80Hz振型

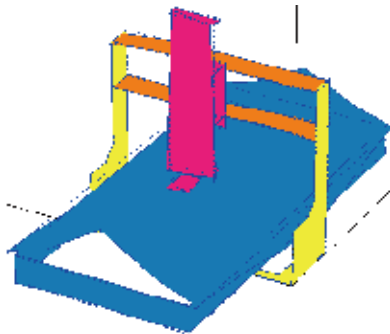


圖16 第四模態104Hz振型

表2 原始模型實驗頻率/阻尼比

模態	頻率(Hz)	阻尼比(%)
第一	41.2	2.27
第二	64.4	4.11
第三	80	1.26
第四	104	1.45

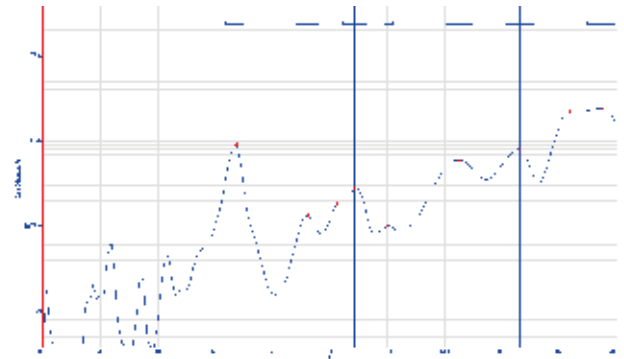


圖17 改善模型模態參數估算圖

表3 改善模型實驗頻率/阻尼比

模態	頻率(Hz)	阻尼比(%)
第一	66.9	4.72
第二	92.1	4.27
第三	109	3.88

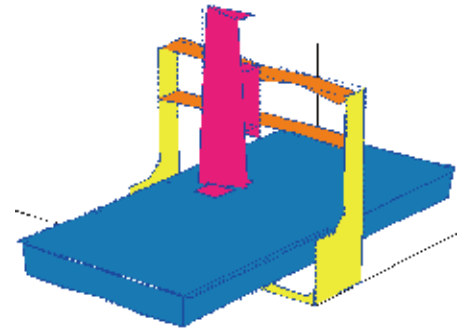


圖18 第一模態66.9Hz振型

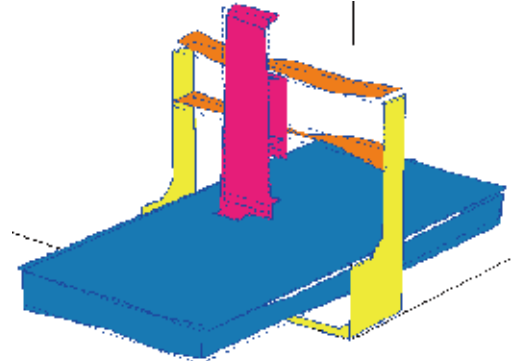


圖19 第二模態92.1Hz振型

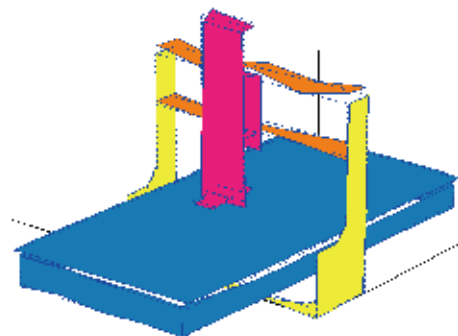


圖20 第三模態109Hz振型

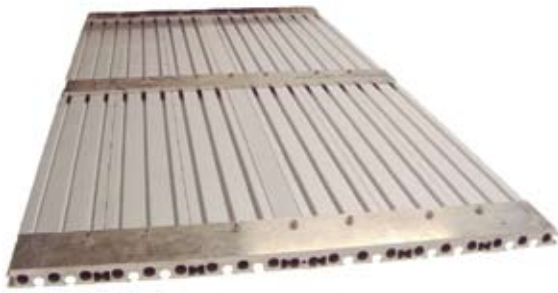


圖21 原始機台底座背面照片圖

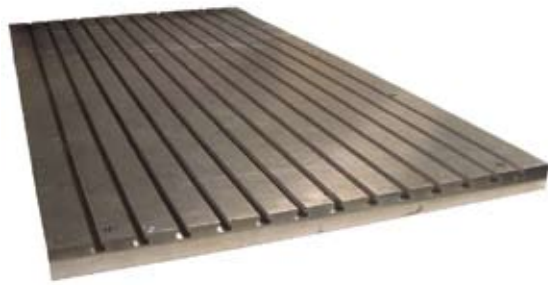


圖22 (a)設計後機台底座正面平板照片圖



圖22 (b) 設計後機台底座之背面平板照片圖

表4 原機分析模態頻率

模態	頻率(Hz)
第一	40.08
第二	55.67
第三	84.7
第四	107

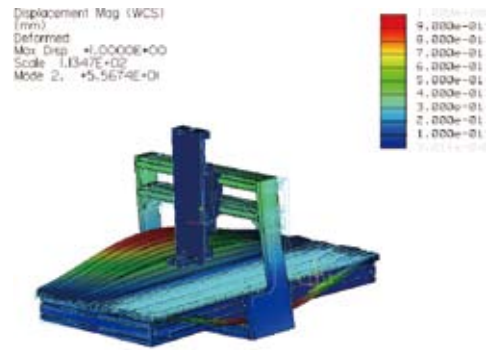


圖24 原機第二模態振型

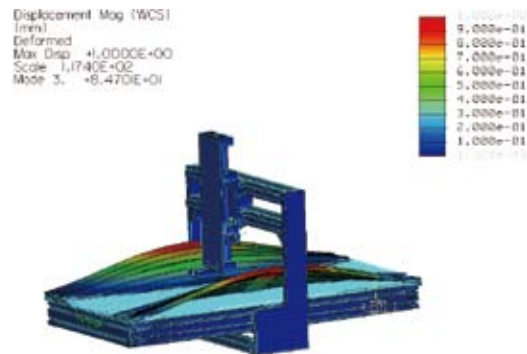


圖25 原機第三模態振型

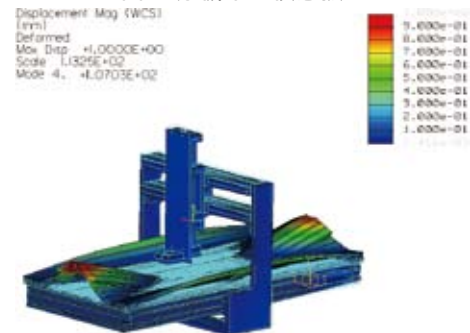


圖26 原機第四模態振型

表5 平台改善分析模態頻率

模態	頻率(Hz)
第一	66.75
第二	97.69
第三	102.3

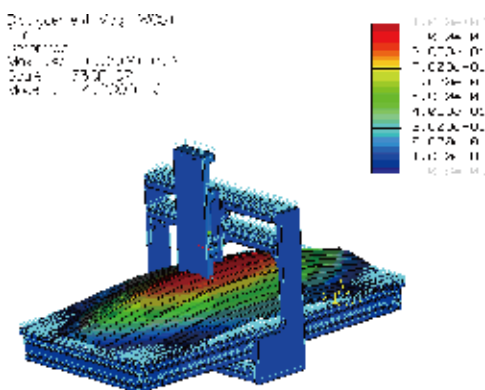


圖23 原機第一模態振型

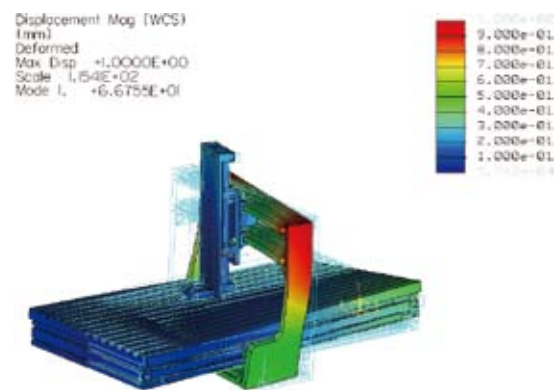


圖27 平板改善後第一模態振型

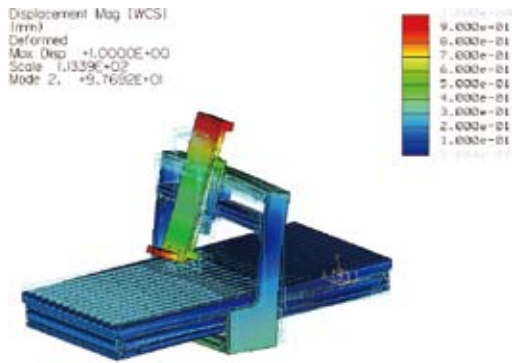


圖28 平板改善後第二模態振型

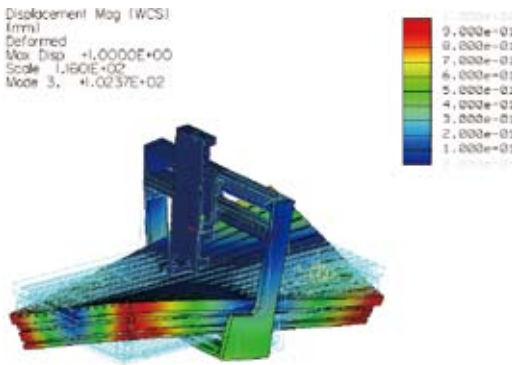


圖29 平板改善後第三模態振型

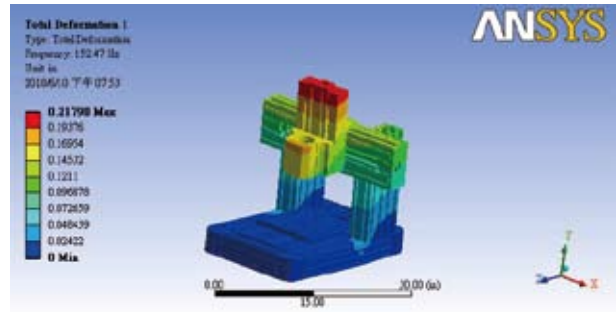


圖31 第一模態振型分析圖(152.47 Hz)

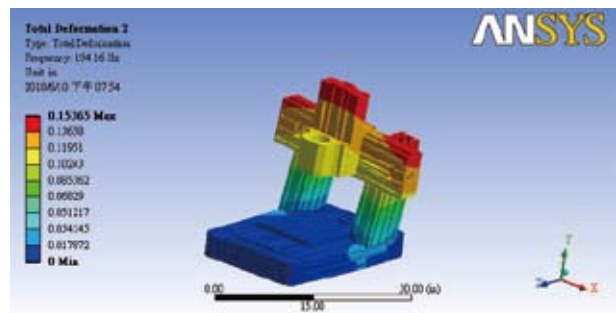


圖32 第二模態振型分析圖(194.16 Hz)

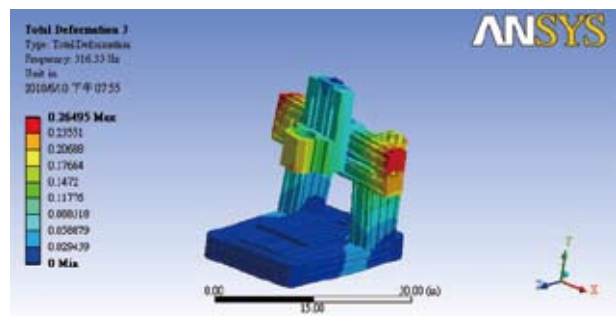


圖33 第三模態振型分析圖(316.33 Hz)

表6 原型機實驗與分析比較

模態	原機實驗值 (Hz)	原機模擬值 (Hz)(Pro/M)	誤差率(%)
第一	41.2	40.08	2.72
第二	61.2	55.67	9.15
第三	80	84.7	5.87
第四	104	107	2.88

表7 平台改善實驗與分析比較

模態	改善實驗值 (Hz)	改善分析值 (Hz)(Pro/M)	誤差率(%)
第一	66.9	66.75	0.22
第二	92.1	97.69	6.07
第三	109	102.3	6.15

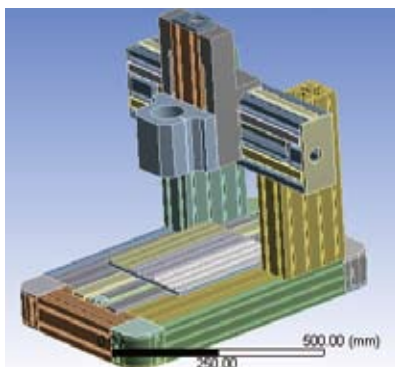


圖30 新三軸桌上型工具機圖