



# 線性滑軌預壓之力學效應

— 以工具機進給系統結構動態特性分析為例

文/洪瑞斌、游惠婷

本研究旨在探討線性滑軌預壓對工具機進給系統結構動態特性之影響。線性滑軌已廣泛應用在各式工具機之進給導軌系統中，其內部滾動鋼珠與滑槽之間的接觸力與接觸點之變形量為非線性關係，將導致鋼珠接觸剛性隨其預壓之不同而改變，並因此影響進給系統結構之動態特性。為評估線軌預壓所產生之力學效應，本研究應用有限元素法與振動實驗進行振動分析，以比較具有不同預壓線軌之定位平台與機柱主軸結構之動態特性。在有限元素分析中，本研究應用赫茲接觸理論計算線性滑軌滾動界面剛性，並建立有限元素模擬法則，以有效導入工具機結構分析模型中，進行結構動態特性分析。綜合各項研究結果，線性滑塊預壓對於進給機構之各項振動模態有不同程度之影響，而預壓等級越高的滑塊，因具有較高的接觸剛性，可提升進給機構的結構靜剛性以及自然振動頻率，並有效增強機柱主軸頭部之動態剛性。

關鍵字：線性滑軌、預壓、接觸剛性、赫茲理論。

## 前言

工具機係製造產業機械之工作母機，也是精密製造相關領域中最重要的加工機。工具機的生產情況更常被作為評估一個國家生產力和工業實力的指標。工具機之產業關聯性甚廣，舉凡汽機車零組件工業、航太零組件加工業、模具業、半導體、電腦家電、通訊、光電及醫療器材等等，都須仰賴工具機之加工技術，工具機之發展趨勢更是隨著產業趨勢而變化。CNC工具機的結構型態依其用途、性能等可分為非常多種。一般而言，立式加工中心機適用於複雜機件如流體機械、航太、模具加工業界使用；臥式加工中心機適用於航太、汽機車產業之中型零組件；龍門式加工機適用於中大型模具如汽車模具；重負荷門型工具機則適用重型工業之箱型結構零組件。其他小型精密級CNC車床、精密CNC磨床與綜合加工機，此類產品主要是提供給光電通訊、資訊電子、半導體等產業，用於生產超精密及高速加工電子零組件等產品之用。

基本上，不論工具機加工類型，其整體機台結構均由數個主要模組所構成，各組件彼此間則藉由不同機構，例如螺栓或滑軌裝置，予以連結形成整合系統。有別於個別結構元件，工具機在設計階段，若能以整機模式進行動態分析，將可獲得合理之設計結果。然而Bead<sup>[1]</sup>之研究顯示，對組合結構體而言，有60%之剛性係取決於結合界面之

剛性。這說明結合界面之剛性將顯著影響整機之動靜態行為。因此，在有限元素模型中若無法表現出接點或結合界面的特性，將會使得分析結果無法呈現結構真實的狀態，而這也是在進行工具機結構動態行為分析時所必須考慮的。對於探討接合界面之力學效應方面，大多數研究會應用實驗模態分析法或有限元素分析法模擬接合結構，進行相關力學分析<sup>[2,3]</sup>。如Yoshimura<sup>[4]</sup>使用彈簧勁度及阻尼係數模擬自由樑之結構螺栓接點，並進行彈簧勁度與接觸壓力之關係研究，其實驗結果顯示彈簧勁度與接觸壓力呈正相關性。Yoshimura更進一步以適當彈簧阻尼元素來模擬立式銑床中螺栓與滑軌之結合界面。Huang<sup>[5]</sup>則利用實驗求得結合面單位面積之動態基本特徵參數，並藉此參數來模擬滑道界面特性，包括界面勁度與阻尼性。Zhang<sup>[6,7]</sup>則以均勻樑元素(*beam element*)結合滑道界面元素(*interface element*)來建構整體機台之有限元素模型，以進行模態分析，其結果顯示，結構自然振動頻率之計算值與實驗量測值之最大誤差為10.7%。

除了螺栓固定接點或硬軌滑動結合面以外，在軸承、導螺桿或線性滑軌等傳動元件內部存在著鋼珠滾動界面，此種界面不同於前述面對面之接觸模式(*surface to surface contact*)。以軸承為例，鋼珠與軸承環座之間的接觸狀態屬於赫茲接觸模式，因此甚多研究均應用以赫茲接觸理論(*Hertz contact theorem*)為基礎之解析力學，探討可能影響軸承

元件剛性變化之各項因素。例如Alfares<sup>[8]</sup>與Lin<sup>[9]</sup>研究主心軸之動態行為，發現對支撐心軸之滾珠軸承施加適當軸向預力可以降低主心軸的振動程度。相關研究則發現斜角滾珠軸承之剛性會隨主軸轉速的升高而降低，並影響其動態特性為<sup>[10-11]</sup>。在滾珠導螺桿方面，Lin<sup>[12]</sup>探討滾珠螺桿內部滾珠之運動力學以及滾珠與螺帽之接觸變形對其運動學之影響。Cuttino<sup>[13]</sup>研究滾珠與螺紋槽接觸摩擦所產生非線性扭矩效應。Huang<sup>[14]</sup>基於接觸幾何與曲率分析，提出一項簡單方法以計算滾珠螺桿鋼珠接觸應力與變形。Nakashima與Takafuji<sup>[15]</sup>假設鋼珠在螺紋槽內部為一連續接觸模式，以計算每顆鋼珠之接觸負荷。Izawa與Shimoda<sup>[16]</sup>應用內插法計算鋼珠接觸負荷之分布情況，並進一步分析螺紋槽幾何誤差對鋼珠接觸負荷分布之影響。這些研究提供了計算鋼珠接觸負荷之方法，以及可能影響鋼珠接觸接觸負荷分布之因素。在得知每顆鋼珠之接觸負荷後，將可藉以計算接觸剛性之大小，由此亦可發現鋼珠接觸剛性可能受螺桿負荷與螺紋槽加工精度所影響，導致不均勻之剛性分布。最近，Ohta<sup>[17,18]</sup>與Wu<sup>[19,20]</sup>分別採用解析分析法探討線性滑軌之結構動態特性，其研究分析模式中，採用彈簧元素模擬鋼珠接觸剛性，而彈簧元素之剛性則取自不同方式，Ohta<sup>[17,18]</sup>係取自線軌剛性實驗，此代表整體線軌垂直剛性。而Wu<sup>[19,20]</sup>則根據赫茲理論計算鋼珠接觸剛性，並探討滾珠預力對滑軌動態特

性，在此種模式中，滑塊、滑軌則被視為彈性體，其本體結構之影響得以納入分析中。然而，建構有限元素模型時，則顯得較為繁瑣與不便，特別是在滾動元件接觸部分之前處理，這對於複雜結構之有限元素模型建構是相當不具有效率的。也因此，如何簡化有限元素分析模型並導入適當接觸元素模擬接觸剛性，對整機結構動靜態分析，是有其必要性。

目前絕大部份的工具機，其工作台或主心軸頭之進給定位機構廣泛使用滾珠導螺桿驅動，並以線性滑軌為導引機構。如前所述，此兩種傳動元件皆以鋼珠為滾動體，其滾動接觸界面，除了因滾珠預壓程度之不同而有不同接觸剛性之外，線性滑軌之空間配置方式以及工作台承載荷重之變化，均可能使各滑塊承載不同負荷，將間接地影響其滾動界面接觸剛性，使其偏離原始出廠設定值，這些情況均可能導致整體工具機結構發生剛性變化，產生不可預期之動態行為。為評估線性滑軌預壓對工具機結構特性之影響，本研究提出滾珠接觸剛性之有限元素模擬法則，針對工具機進給系統以及機柱主軸系統結構，進行結構動態特性分析，並以振動實驗進行驗證。本研究結果說明線性滑軌預壓等級對機台結構動態特性之影響，亦可提供作為工具機設計中有關線軌規格選用之參考依據。

# 滾動界面接觸剛性與模擬法則

在線性滑軌中，滾珠滑槽(ball groove)之接觸牙型通常採用三種不同幾何設計：哥德弧型(Gothic-arc groove)、圓弧型(circular-arc groove)以及偏移哥德弧型(offset Gothic-arc groove)<sup>[21]</sup>，如圖1所示。圓弧式牙型之接觸角(垂直於迴轉軸線之直線與滾珠中心與溝槽接觸

點連線之夾角)會因負載而變動，影響線性滑軌性能。而哥德式牙型能確保接觸角保持不變，剛性較穩定。基本上，無論是何種接觸牙型，滾珠與溝槽接觸狀態均可簡化為赫茲接觸模式(Hertz contact mode)，如圖2所示。因此，在彈性變形範圍內，鋼珠與珠槽之接觸作用力 $Q$ 與接觸點正向變形量 $\delta$ 之關係可用赫茲理論表示為<sup>[11]</sup>：

$$Q = K_h \delta^{3/2} \dots\dots\dots(1)$$

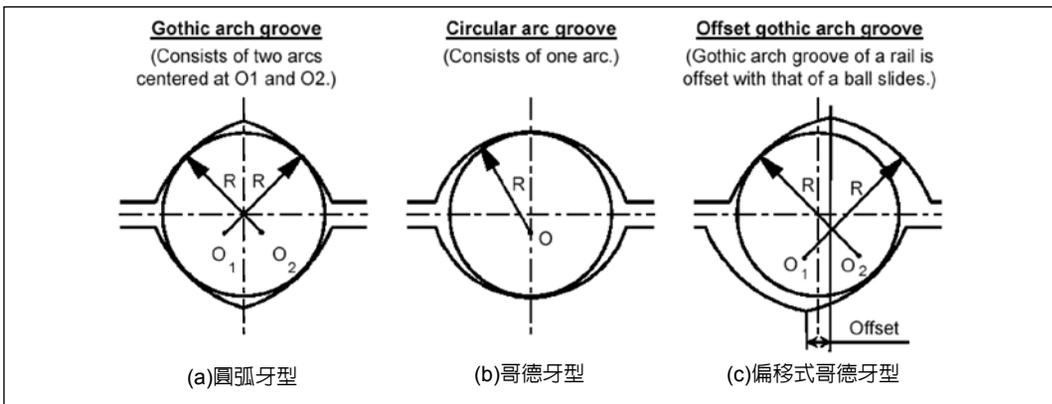


圖1 線性滑軌珠槽牙型種類

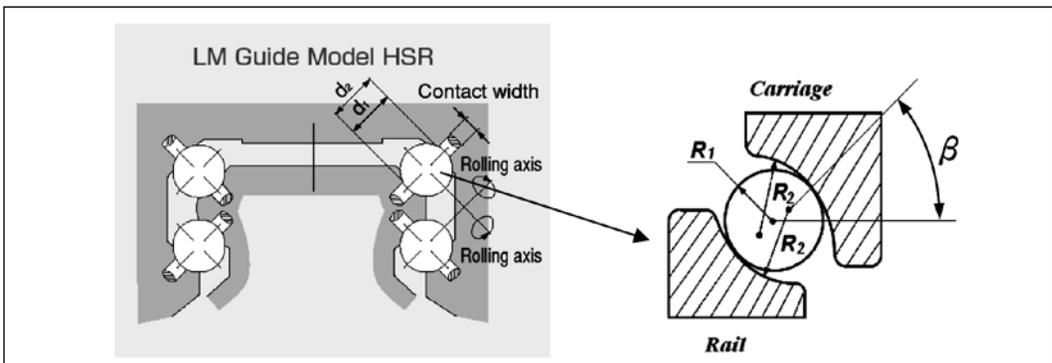


圖2 線性滑軌鋼珠滾動界面之赫茲接觸模式示意圖

其中 $K_h$ 為赫茲接觸常數(Hertz contact constant)，此值決定於滾珠與珠槽接觸表面的幾何參數及其材料機械性質[12,13]。

由方程式(1)可求得接觸面的線性化正向剛性(contact normal stiffness)

$$\begin{aligned} K_n &= \frac{dQ}{d\delta} = \frac{3}{2} K_h \delta^{1/2} \\ &= \frac{3}{2} K_h^{2/3} Q^{1/3} \dots\dots\dots(2) \end{aligned}$$

根據方程式(2)可知，珠槽接觸面之正向剛性會因滾珠接觸力或壓縮變形而改變。對線性滑軌而言，影響結構剛性的因素有下列幾點：(1)線軌材料剛性E，(2)珠槽接觸幾何常數 $C_x$ 、 $C_y$ 、及牙型係數 $f_i$ ，(3)滾珠預力等級，以及(4)滾珠接觸角，滾珠與滑軌的接觸角通常為 $45^\circ$ 。對滾珠導螺桿而言，螺帽與螺紋之間接觸剛性則與其軸向負荷以及施於螺帽之預力有關。因此，實務上藉由不同程度預力來增加線軌或螺桿之剛性是可以預期的。在進給定位機構中，若能計算各元件如滑塊或螺帽所承受的作用力，即可求得滾珠之接觸負荷與剛性值。

另外，為有效地將滾珠滾動接觸特性導入有限元素模型中，本研究使用彈簧元素直接連結滑塊與滑軌，忽略鋼珠質量效應[22]。圖3為滑軌內部珠槽滾動接觸之簡化模式示意圖，將四列珠槽化簡為兩列 $45^\circ$ 角之面與面接觸模式，其中導入分布式彈簧元素連結滑軌與滑塊之實

體元素，此彈簧元素具有原始滑塊結構之等效接觸剛性。此種模擬法則不同於Ohta[17,18]與Wu[19,20]之模式，但具有較高精度與效率。除了線性滑軌，其他元件如導螺桿與軸承內部鋼珠滾動滑槽亦可採用相同模式進行有限元素模型處理，但其滾動接觸界面會因預力程度不同而具有不同接觸剛性，其大小依方程式(2)式計算得知。

## 線性滑軌預壓效應分析

### 定位平台結構動態特性

#### 1. 原型機台與實驗分析

圖4所示為單軸向螺桿驅動進給定位平台，整體結構包括以碳鋼(S40C)加工製作之機台底座與負載平台，以及線性滑軌與滾珠導螺桿等線性元件。負載平台尺寸為 $460 \times 360\text{mm}$ ，質量為 $33\text{kg}$ ，有效行程為 $463\text{mm}$ 。滾珠導螺桿為精密研磨級，螺桿外徑 $20\text{mm}$ ，導程 $20\text{mm}$ 。螺帽支撐座與螺桿支撐座(含軸)規格分別為MC-1004與EK15系列。另外，機台底座上設計有兩組不同跨距的

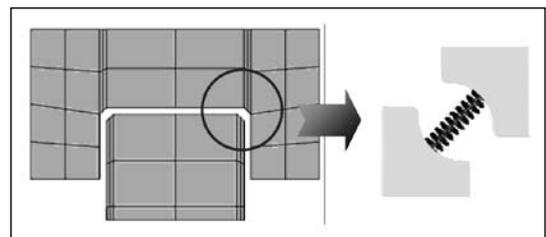


圖3 線性滑軌滾珠滾動界面模擬示意圖

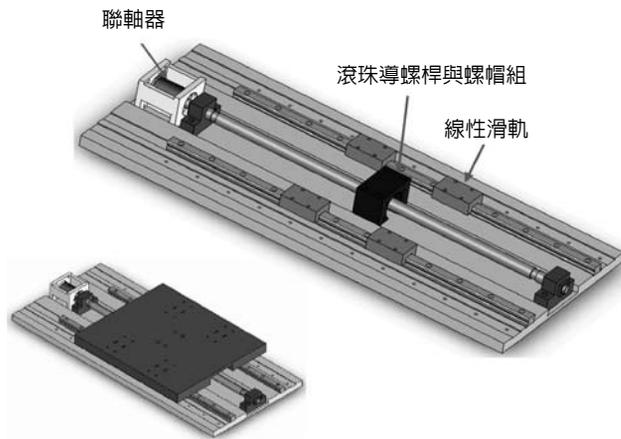


圖4 單軸向滾珠螺桿驅動進給平台結構示意圖

平行螺絲孔，可供安裝線性滑軌在不同跨距(200mm與280mm)，藉此可評估線性滑軌跨距對定位平台結構動態特性之影響。本案所採用之線性滑軌為上銀科技(Hiwin EG series)滾珠線性滑軌，其特點為：四列式圓弧珠槽之接觸幾何設計，配合四列鋼珠呈45度之接觸角，各鋼珠與珠槽為兩點接觸模式，以承受垂直和水平方向的負荷。為探討滑塊中滾珠之預壓效應，本實驗機台分別組裝不同預壓等級之滑塊模組，即低預壓(Z0，0.01C)、中預壓(ZA，0.03C)與高預壓(ZB，0.06C)，並固定在花岡岩平台上，進行振動實驗以量測結構之自然振動頻率。

圖5為定位平台之有限元素實體模型。此模型以六面體元素進行網格切割處理，總計有15,694個元素和12,220個節點，其中具有滾動接觸界面之元件如

螺桿/螺帽、線性滑軌與軸承等，內部滾珠與珠槽之間均以彈簧元素模擬接觸剛性，線型滑軌之接觸剛性分別為：93.8 N/ $\mu\text{m}$  (Z0)、135.3 N/ $\mu\text{m}$  (ZA)與170.5 N/ $\mu\text{m}$  (ZB)。各組件材料(滑塊、滾珠、滑軌與機台)之機械性質設定如下：楊氏係數(Young's modulus)  $E=206 \text{ GPa}$ ，普松比(Poisson's ratio)  $\nu=0.3$ ，密度  $\rho=7800 \text{ kg/m}^3$ 。最後，經由模態分析獲得平台結構之振動模態與振動頻率，同時，在實體機台上進行振動實驗，取得結構振動頻譜，以驗證分析結果。

## 2. 結果與討論

有限元素模態分析所獲得進給工作台之基本振動模態如圖5所示，其中(A)模態為工作台對Z軸之搖擺振動(yawing vibration)。(B)模態為工作台對X軸之前後傾斜振動(pitching vibration)。(C)模態為工作台上、下彎曲振動(bending

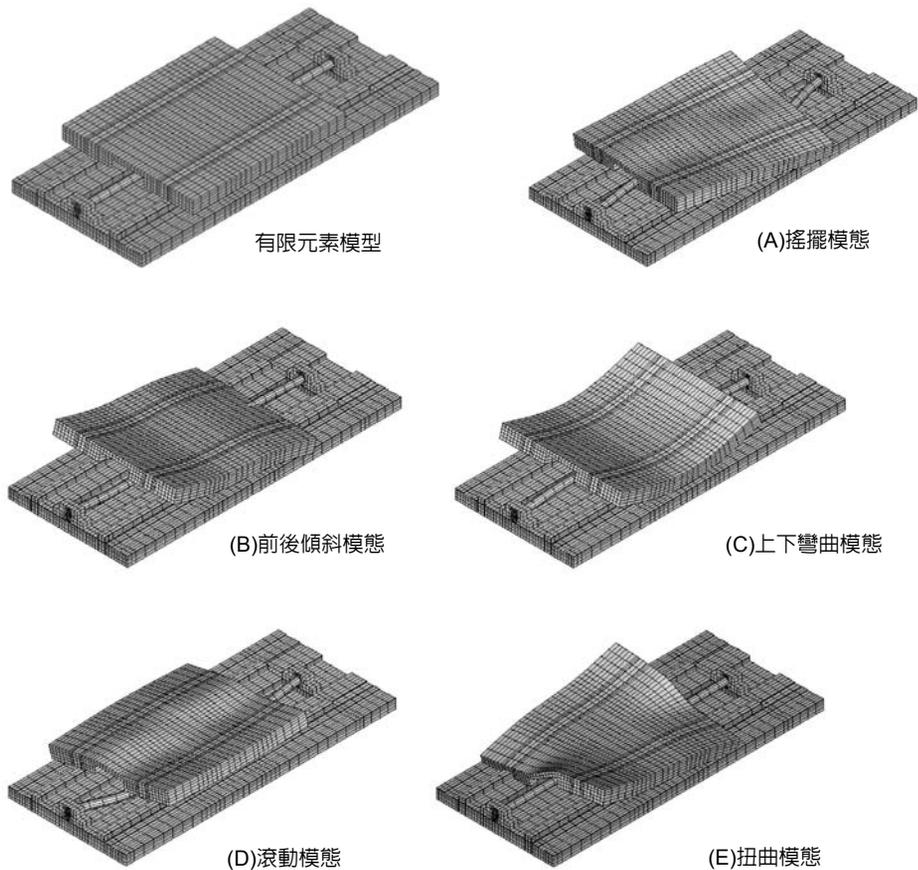


圖5 進給平台結構之有限元素模型與振動模態

vibration)。(D)模態為工作台對進給軸向之滾動振動(rolling vibration)。(E)模態為工作台平面之扭曲振動(twisting vibration)。這些振動模態，除了與進給工作台本身結構振動有關外，亦受兩側滑塊體之振動模態所影響。

**表1**與**表2**比較振動實驗與有限元素模態分析所獲得之自然振動頻率。數據顯示，在不同安裝變數下(線軌跨距與預壓等級)，實驗值與有限元素預測值之最

大差值為2.37%。此項比較證實本研究使用彈簧元素結合赫茲理論來模擬線性滑軌界面剛性之方法，具有相當高的正確性與精準度。

根據表1與表2數據，使用三種不同預壓等級的滑塊並不會影響整體結構各模態的趨勢，但是預壓等級越高的滑塊，因其滾珠接觸壓力較大，產生較大接觸剛性，因而提升整體結構的剛性，各模態之自然振動頻率亦隨之提高。以

表1 單軸向進給平台之自然振動頻率(線軌跨距 = 280 mm). (unit : Hz)

| 模態   | 低預壓線軌, Z0  |          |           | 高預壓線軌, ZB  |          |           |
|------|------------|----------|-----------|------------|----------|-----------|
|      | 有限元素<br>分析 | 振動<br>實驗 | 差值<br>(%) | 有限元素<br>分析 | 振動<br>實驗 | 差值<br>(%) |
| 搖擺振型 | 664        | 675      | -1.63     | 734        | 750      | -2.00     |
| 滾動振型 | 1045       | 1040     | 0.48      | 1097       | 1110     | -1.17     |
| 傾斜振型 | 915        | 915      | 0.00      | 1019       | 1015     | 0.39      |
| 彎曲振型 | 931        | 945      | -1.48     | 1008       | 1010     | -0.20     |
| 扭轉振型 | 1212       | 1235     | -1.86     | 1309       | 1340     | -2.31     |

表2 單軸向進給平台之自然振動頻率(線軌跨距 = 220 mm). (unit : Hz)

| 模態   | 低預壓線軌, Z0  |          |           | 高預壓線軌, ZB  |          |           |
|------|------------|----------|-----------|------------|----------|-----------|
|      | 有限元素<br>分析 | 振動<br>實驗 | 差值<br>(%) | 有限元素<br>分析 | 振動<br>實驗 | 差值<br>(%) |
| 搖擺振型 | 651        | 665      | -2.11     | 717        | 730      | -1.78     |
| 滾動振型 | 833        | 835      | -0.24     | 883        | 890      | -0.79     |
| 傾斜振型 | 1020       | 1030     | -0.97     | 1150       | 1170     | -1.71     |
| 彎曲振型 | 1021       | 1040     | -1.83     | 1084       | 1115     | -2.78     |
| 扭轉振型 | 1156       | 1175     | -1.62     | 1285       | 1305     | -1.53     |

搖擺振動為例，若裝置Z0預壓等級的滑塊，該模態之自然振動頻率為664Hz；調整為ZB預壓等級的滑塊時，其自然振動頻率為734Hz，大約增加13%。在線軌跨距效應方面，比較表中數據可知，線軌跨距之改變對各模態自然振動頻率有不同程度之影響，有顯著差異者包括前後傾斜模態、上下彎曲模態與滾動模態。當跨距由200mm調整為280mm時，前後傾斜模態與上下彎曲模態之振動頻率分別有11.0%與8.8%，而滾動模態受跨距之影響為最大，可達25.5%。此項分析顯示，線軌跨距對定位機構結構特性之影響值得注意的。

## CNC立式機柱結構動態特性

### 1. 原型機台與實驗分析

主軸頭結構動態特性對於工具機之加工性能有關鍵性影響，但其動態特性除了與機柱幾何結構有關之外，亦受傳動組件之選用規格所影響。因此，設計者必須透過電腦輔助工程分析與實驗方式以掌握結構設計之重點。根據前面「定位平台結構動態特性」章節之分析結果，可知，線性滑軌預壓確實會影響定位機構之結構特性。本節則應用前述方法分析立式機柱之結構特性，包括自然振動模態與振動頻率，以及結構之動

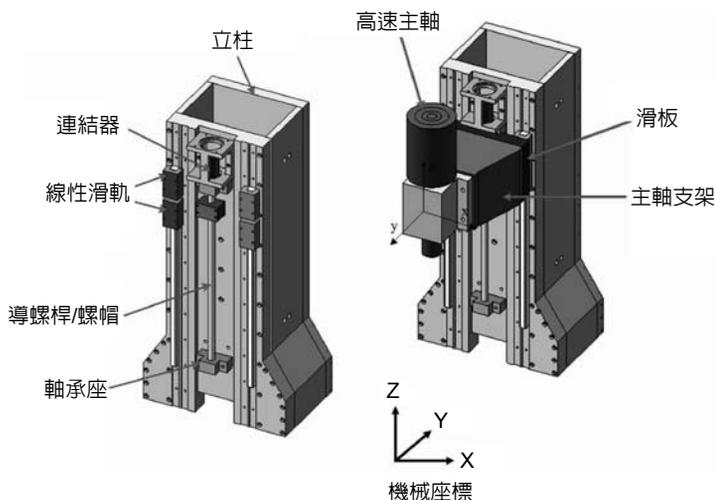


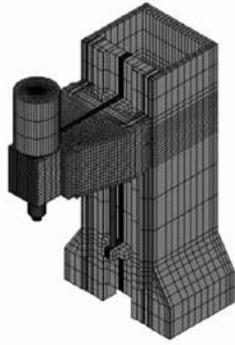
圖6 立式機柱-主軸進給系統之結構示意圖

態剛性，以評估線性滑軌預壓對機柱結構動態特性之影響。圖6所示為立式機柱與主軸結構之簡化機台，各組成材料如立柱、主軸固定座係使用中碳鋼(S45C)加工製成。主軸箱進給機構配置兩條平行線性滑軌(Hiwin EG series)，並使用精密研磨級滾珠導螺桿驅動，螺桿外徑14mm，導程4mm。螺帽與螺桿支撐座規格如「定位平台結構動態特性」章節中所述。主軸為鈞達精密股份有限公司所生產之雕刻機主軸，型號為THF-40M。主軸質量為4.1kg，最高轉速為36,000rpm，有效行程為300mm。立柱結構由前板、後板及左右側板栓接組合而成。如前例，本實驗機台分別使用二組不同預壓等級之滑塊模組，即輕預壓(Z0, 0.01C)與重預壓(ZB, 0.11C)，並固定在花岡岩平台上，進行振動實驗以

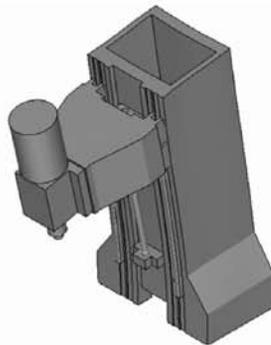
量測機柱主軸結構之自然振動頻率。在有限元素模態分析方面，首先建立經過適當簡化之3D實體模型，並以六面體元素進行網格化處理，圖7所示為整體有限元素模型，包含37,709個元素和46,957個節點。各線性元件(線性滑軌、螺桿螺帽組件與支撐軸承)內部鋼珠滾動界面採用「定位平台結構動態特性」章節之模式進行處理，線型滑軌之接觸剛性分別為：58.73 N/ $\mu\text{m}$  (Z0)與130.5 N/ $\mu\text{m}$  (ZB)。

## 2. 結果與討論

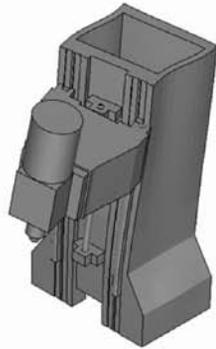
根據有限元素模態分析，立式機柱整體結構之振動模態如圖7所示。在此項分析中，主軸頭係裝置在低預壓線軌上並定位於立柱最高點位置( $Z = 0.33\text{m}$ )。第一與第二模態分別為整體機柱(含主軸頭)對X軸與Y軸之低階彎曲振



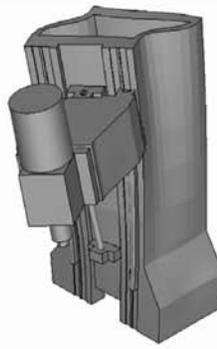
立式機柱主軸系統之有限元素模型



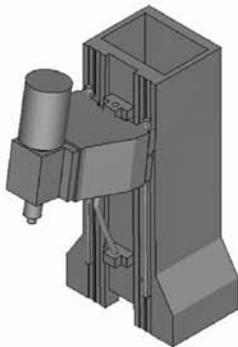
(a)立柱在Y-Z平面之彎曲振動



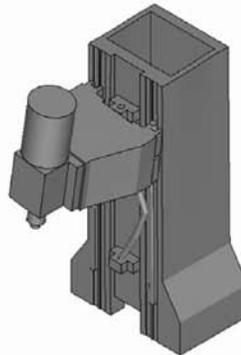
(b)立柱在X-Z平面之彎曲振動



(c)立柱對Z軸之扭轉振動



(d)主軸頭之傾斜振動



(e)主軸頭之搖擺振動

圖7 立式機柱主軸結構之有限元素模型與振動模態

動，其振頻分別為322與339Hz。第三模態為機柱本體對Z軸之扭轉振動，其振頻為559Hz。第四與第五模態主要為

主軸頭本體之傾斜振動與擺動振動，其頻率分別為611與699Hz。此兩階振型主要受到線性滑軌之移動滑塊所影響。因

此，滑塊的剛性將直接影響其兩種模態之振動頻率。此外，主軸頭結構之最大振幅發生在主軸鼻端，因此將會直接影響主軸刀具的加工精度。對三刃銑刀而言，激發共振之臨界轉速約在12,000~14,000rpm。

**表3**為CNC立式主軸配置不同預壓滑塊模組的振動頻率。對前三階振動而言，配置輕預壓(Z0)與重預壓(ZB)滑塊時，機柱之自然振動頻率差值均低於2.0%。因此，線軌預壓等級對立式機柱整體結構之低頻振動之影響並不顯著。但是對屬於主軸頭之傾斜振動模態而言，若配置Z0預壓等級的滑塊，此模態之自然振動頻率為611Hz，但使用ZB預壓等級滑塊時，自然振動頻率則變為692Hz，提高13%左右。對主軸頭之擺動振動而言，當滑塊預壓由Z0等級調整為ZB等級時，其振動頻率由699Hz升高至792Hz，增加約13%。此外，比較有限元素模態分析與振動實驗之結果可以發

現，兩者之間的最大差值低於3.0%。這項結果再次證實，本研究提出滾動接觸界面與接觸剛性之模擬法則，可以正確預測線性進給系統之結構動態特性。

無論振動實驗或有限元素分析，此兩種方法均可清楚評估線性滑軌對CNC立式機柱主軸結構自然振動特性之影響。在本案所分析基本振動模態中，與主軸頭相關之振型(傾斜與擺動)受到線軌預壓變化之影響較大，而此振型直接影響刀具加工性能，因此有必要進一步藉由動剛性分析，來評估機柱結構對切削力量干擾的抗振性能，以及線軌預壓對機柱動剛性之影響。為此，本研究利用有限元素法進行動態簡諧響應分析(dynamic harmonic response analysis)，選定主軸定位在立柱最高位置時，分別對主軸刀具端施予X與Y軸向簡諧力(1N)，頻率範圍為400Hz至1,500Hz，以模擬主軸受切削力作用下之動態行為。另外，也比較不同預壓等級之滑塊對於機柱動

表3 立式機柱主軸結構之自然振動模態與振動頻率(unit : Hz)

| 主要振動模態        | 低預壓線軌, Z0 |      |        | 高預壓線軌, ZB |      |        |
|---------------|-----------|------|--------|-----------|------|--------|
|               | 有限元素分析    | 振動實驗 | 差值 (%) | 有限元素分析    | 振動實驗 | 差值 (%) |
| 立柱在Y-Z平面之彎曲振動 | 322.4     | 320  | 0.74   | 323.8     | 325  | 0.36   |
| 立柱在X-Z平面之彎曲振動 | 338.9     | 335  | 1.14   | 345.2     | 350  | 1.41   |
| 立柱對Z軸之扭轉振動    | 559.6     | 550  | 1.72   | 566.6     | 560  | 1.17   |
| 主軸頭部對Z軸之傾斜振動  | 611.3     | 610  | 0.21   | 692.4     | 695  | 0.38   |
| 主軸頭部對X軸之搖擺振動  | 699.6     | 680  | 2.8    | 792.5     | 805  | 1.58   |

態響應的影響。根據簡諧響應分析結果，可得到刀具端點位移變形量與激振外力頻率之間的關係，將所施予負荷之大小除以位移即可獲得機柱主軸結構各

軸向之動剛性與激振外力頻率之關係，如圖8與圖9所示。對於立式機柱-主軸頭結構而言，不論是主軸頭固定在低預壓或高預壓線性滑軌上，其整體結構之

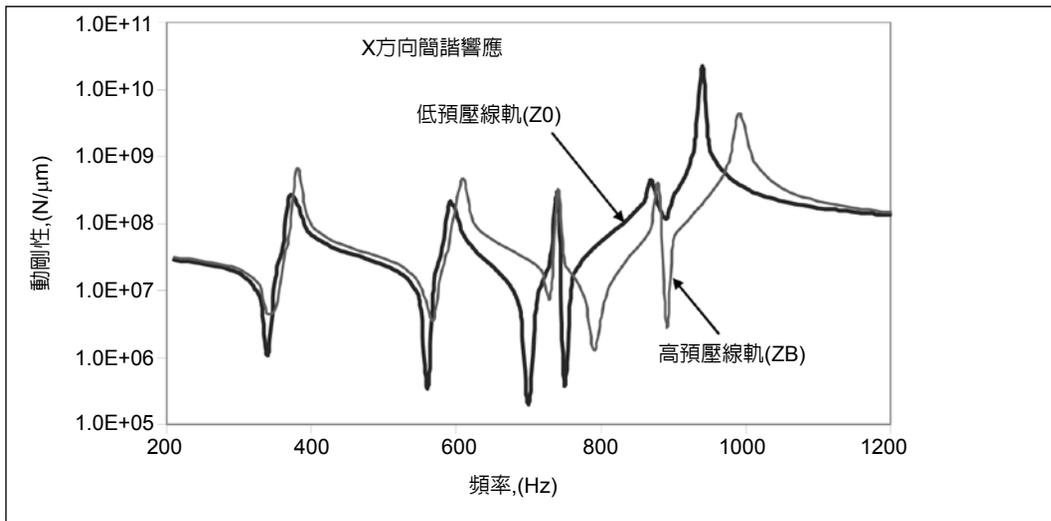


圖8 立式機柱主軸結構之X軸向動態簡諧響應

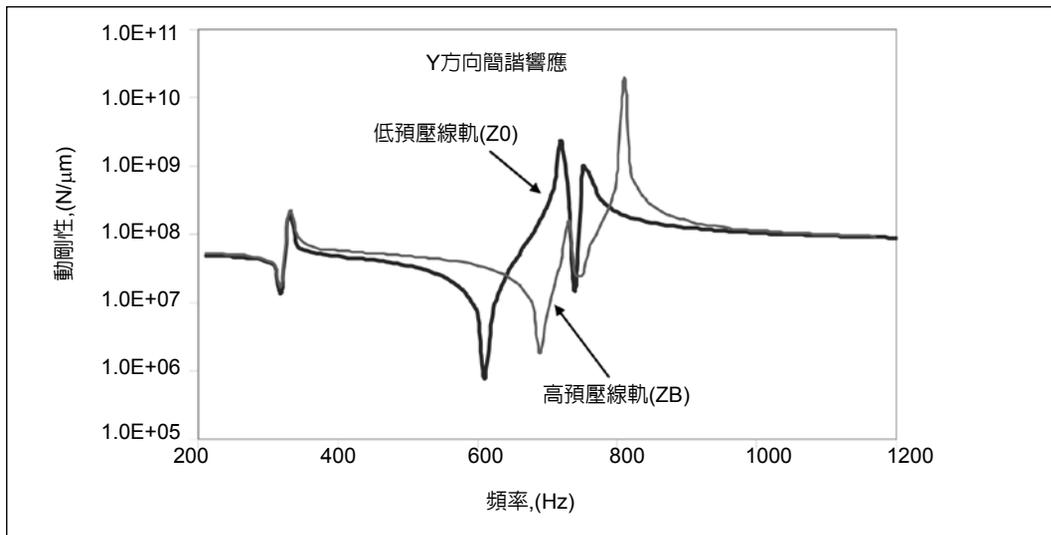


圖9 立式機柱主軸結構之Y軸向動態簡諧響應

動剛性響應甚為類似。當配置低預壓線軌時，使機柱結構產生最低動剛性之激振頻率大約在610Hz(Y軸向)與690Hz(X軸向)，若配置高預壓線軌時，最低動剛性之激振頻率則為700Hz(Y軸向)與790Hz(X軸向)。事實上，這些激振頻率即是主軸頭結構之自然振動頻率。此項分析充分說明，主軸對y軸向之搖擺振動與對x軸向之前後擺動等是此機柱結構中最值得關注之動態特性。特別是進給機構中的線性滑軌元件，其預壓力決定滑塊結合主軸頭之剛性，進而影響其結構動態特性以及加工精度。

另外，吾人可以發現，當採用低預壓滑塊時，主軸端在各軸向所產生的最大位移量皆高於高預壓滑塊。根據分析結果得知，低預壓主軸頭在X與Y軸向之最小動剛性分別為0.2與0.76 N/m，採用高預壓滑塊時，其最小動剛性分別為1.28與1.83 N/m。相較於低預壓滑塊，高預壓滑塊可大幅提高主軸頭在機柱上的動剛性，約增加1.4~5倍左右。此現象證實若採用較高預壓之滑塊來支撐主軸頭，將使得機柱主軸系統獲得較高的結構剛性，有助於提升整機加工性能。

## 結語

本文應用有限元素分析與振動實驗，探討線性滑軌預壓力之力學效應，對工具機進給系統結構動態特性之影響。研究結果顯示，線性滑塊預壓等級對於進給機構之各項振動模態有不同程

度之影響。就進給平台而言，高預壓(ZB)與低預壓(Z0)線軌造成搖擺振動之頻率相差達13%。對立式機柱而言，線軌預壓對機柱結構之低頻振動之影響甚為有限。但是，以主軸為主體之振動模態，其振動頻率與線軌預壓有明顯相關，差值可達13%。此外，有限元素分析顯示，線軌預壓對於機柱主軸頭之動態剛性亦有相當程度之影響。相較於低預壓線軌，高預壓線軌可大幅提高機柱動剛性，約增加1.4~5倍左右。因此。當考慮對刀具心軸加工性能時，必須特別留主軸頭進給機構中，線性滑軌預壓所產生之力學效應。最後，比較有限元素模態分析與振動實驗結果，可發現兩者之間的最大差值為3.0%，顯示本研究使用彈簧元素結合赫茲理論來模擬線性滑軌界面剛性之方法，具有相當高的正確性與精確度。■

## 致謝

本研究承蒙國科會計畫NSC97-2622-E-167-002-CC3之經費補助，而得以順利進行，特此致謝。

## 參考資料

1. Beards, C. F., "The Damping of Structural Vibration by Controlled Interfacial Slip in Joints," ASME Publication, 81-DET-86, 1986.
2. Yu, D.; Song, J.; Peng, Z.,

- “Identification of Dynamic Parameters for Complex Structure Joints” , *Mechanical Strength*, 1988;10; pp.11~15.
3. Tong, Z.; Zhang, J., “Research on the Dynamic Characteristic and its Identification of the Joint between Column and Bed of a Machining Center” , *Journal of Vibration and Shock*, 1992; 11:13~19.
  4. Yoshimura, M., “Computer-aided Design Improvement of Machine Tool Structure Incorporating Joint Dynamics Data” , *Annals of the CIRP*, 1979; 28: 241~246.
  5. Huang, Y. M., Fu, W. P, Dong, L. X., “Research on the Normal Dynamic Characteristic Parameters of joint Surface” , *Journal of Mechanical Engineering*, 1993; 29(3):74~77.
  6. Zhang, S., Wen, H., Huang, Y. M., Hu, D. J., “Modeling and Analysis Method of Dynamical Characteristics for a Whole Machine Tool Structure” , *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2001; 35(12): 1834~1837.
  7. Zhang, G. P., Huang, Y. M., Shi, W. H., Fu, W. P., “Predicting Dynamic Behaviors of a Whole Machine Tool Structure based on Computer-aided Engineering” , *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2003;43(7): 699~706.
  8. Alfares, M. A., Elsharkawy, A. A., “Effects of Axial Preloading of Angular Contact Ball Bearings on the Dynamics of a Grinding Machine Spindle System” , *Journal of Materials Processing Technology*, 2003;136: 48~59.
  9. Lin, C.W., Tu, J. F.; Kamman, J., “An Integrated Thermo-mechanical-dynamic Model to Characterize Motorized Machine Tool Spindles during Very High Speed Rotation” , *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2003; 43(10):1035~1050.
  10. Hildebrandt, H. J., “Ball Screw Technology” , *Engineering (London)*, 1981; 221(7):543~546.
  11. Igarashi, T., Tokunaga, Y., Kamimura, N., “Studies on the Sound and Vibration of a Ball Screw” , *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers (JSME), Part C*: 1995; 61(588):3369~3374.
  12. Lin, M. C., Ravani, B., Velinsky, S.A. “Kinematics of the Ball Screw Mechanism” , *Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design*, 1994; 116 (3): 849~855
  13. Cuttino, J. F., Dow, T. A., Knight, B. F., “Analytical and Experimental Identification of Nonlinearities in a Single-nut, Preloaded Ball Screw” , *Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design*, 1997;119

- (1):15-19.
14. Huang, H. T., Ravani, B., “Contact stress analysis in ball screw mechanism using the Tubular Medical Axis Representation of Contacting Surfaces” , Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 1997;119 (1): 8~14.
  15. Nakashima, K., Takafuji, K., “Stiffness of a Ball Screw including the Deformation of Screw, Nut and Screw Thread” , (1st report, single nut), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, JSME, Part C, 1987; 54 (505):2181~2187.
  16. Izawa, M., Shimoda, H., “Study on the Load Distribution in the Ball Screw (3rd Report, in the Case of Preload Ball Screw” , Japan Journal of Precision Machine, 1976; 42 (11): 1021~1028.
  17. Ohta, H., “Sound of Guideway Type Recirculating Linear Ball Bearings” , Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 1999; 121:678~685.
  18. Ohta, H., Hayashi, E., “Vibration of Linear Guideway Type Recirculating Linear Ball Bearings” , Journal of Sound and Vibration, 2000; 235(5): 847~861.
  19. Chang, J. C., Wu, J. S. S., Hung, J. P. , “Characterization of the Dynamic Behavior of a Linear Guideway Mechanism” , Structural Engineering and Mechanics., 2007; 25(1):1~10.
  20. Chang, J. C., Wu, J. S. S., Hung, J. P., “The Effect of Contact Characteristic on Dynamic Behaviors of Rolling Contact Elements” , Mathematics and Computers in Simulation. 2007; 74(6):454~467.
  21. THK Co., LTD., Features of the LM Guide, [http://www.thk.com/online\\_cat](http://www.thk.com/online_cat).
  22. Hung, J. P., “Load Effect on the Vibration Characteristics of a Stage with Rolling Guides” , Journal of Mechanical Science and Technology. 2009; 23: 92~102 .

作者簡介

洪瑞斌現任職國立勤益科技大學機械系副教授

專長：

- 有限元素法
- 生醫力學

游惠婷現為國立勤益科技大學機械系碩士生

專長：

- 有限元素法
- 電腦輔助工程分析