

行政院國家科學委員會補助專題研究計畫 成果報告

智慧型高速真圓度測定儀之設計與發展

子計畫一：機械設計與誤差分析(3/3)

計畫類別： 個別型計畫 整合型計畫

計畫編號：NSC 91 - 2213 - E - 002 - 026 -

執行期間： 89 年 8 月 1 日至 92 年 9 月 30 日

計畫主持人：李志中

計畫參與人員：蔡泳銘、吳一潔、黃建發、李岳樺、黃國風、陳博文

成果報告類型(依經費核定清單規定繳交)： 精簡報告 完整報告

本成果報告包括以下應繳交之附件：

赴國外出差或研習心得報告一份

赴大陸地區出差或研習心得報告一份

出席國際學術會議心得報告及發表之論文各一份

國際合作研究計畫國外研究報告書一份

處理方式：除產學合作研究計畫、提升產業技術及人才培育研究計畫、列管計畫及下列情形者外，得立即公開查詢
涉及專利或其他智慧財產權，一年 二年後可公開查詢

執行單位：國立台灣大學 機械系

中 華 民 國 92 年 12 月 22 日

中文摘要

關鍵詞：真圓度機，機械設計，氣靜壓軸承旋轉台，探真位移機構，誤差分析

近年來，國內各級單位，不論學界、業界或研界均強調精密機械設計工程技術之自主建立與推展，故精密測量儀器之發展與應用相對地亦受到各界關注與重視。本計畫為整合型計畫-“智慧型高速真圓度測定儀之設計與發展”內之一子項計畫-“機械設計與誤差分析”，強調「精密儀器設計」與「智慧型精密伺服系統」的整合技術研發。

本計畫藉由真圓度測定儀此一載具所具有高度機電整合技術之特性，發展精密機構設計、精密伺服控制與協調，及智慧型人機介面與自動測量等三方面領域之整合研發，期望由此一研發過程，產出足以帶動國內精密儀器設計技術進步之結果。本計畫執行之項目第一年為氣靜壓式旋轉台之開發與設計、第二年為探頭移動機構之開發與設計、第三年則為上述設計結果之誤差分析。

Abstract

Keywords : Roundness measurement machine, Precision mechanism development, Stylus movement mechanism, Machine Error analysis.

The project is one of the sub-projects of the main project - “Design and Development of an Intelligent high Speed Roundness Equipment.” The objective of the main project is to design and develop an intelligent high-speed roundness measurement machine. The technology of such equipment requires an interdisciplinary integration in the area of precision mechanism design, intelligent servo methodology and Human-machine interface and communication technology. Thus, the effort of this proposal will focus on designing and developing precision mechanisms that are used in the roundness measurement equipment, such as precision rotary table, centering and leveling device, and mechanisms for the movement of the stylus. The result of this project also provides as a carrier or platform for the other subprojects. The scope of this proposal involves three years’ execution time. This includes: the first year work on the development of precision rotary table, the second year work on the developing mechanism for moving the stylus, and the third year work on the error analysis of roundness measurement machine.

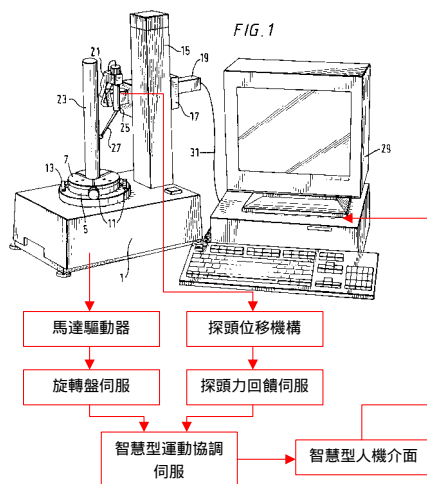
目錄

1. 前言	1
2. 研究內容.....	2
2.1 第一年計劃.....	2
2.2 第二年子計劃.....	5
2.2.1 探頭移動機構之設計與開發.....	5
2.3 第三年計劃.....	8
3. 結論.....	12
4. 參考文獻.....	12

1. 前言

精密機械設計為高科技工程領域中最基礎的一環，所有精密設備的建立均需要此一技術能力。近年來，國內各級單位，不論學界、業界或研界均強調此一工程技術之自主建立與推展。由於國內機械製造之技術日臻精進，除傳統製造技術外，新興奈米級製造技術亦已有學界先進投入研究，然而製造技術的進步，亦需伴隨著量測技術之進步。有鑑於提升國內產業界精密量測技術的水準迫切需要，精密測量儀器之發展與應用相對地亦受到各界關注與重視。在傳統的量測儀器中，真圓度測定儀，算是使用頻繁且價位屬中等之量測儀器設備者，此一儀器除用於圓形物體真圓度及同心度之量測外，若加上探頭自動位移機構，則其功能可以量測圓柱體之圓柱度、直度等多項功能，其附加價值立即提高，為原不具探頭自動移位功能機型(如圖 1 所示)的兩倍以上。故設計一智慧型高速度真圓度測定儀，即在希望更能提昇舊有設備的附加價值，更冀望研發智慧型機構(Smart mechanism)與更進步測量軟體二者之整合，能提昇國內業界在此一領域之技術能力及類似產品之水準。

由於真圓度機為一高度機電整合之系統，由主計畫所列之架構(圖 1)可知，此一計畫需投入精密機構設計、精密伺服控制與協調及智慧型人機介面與自動測量等三方面領域之研發。是故本計畫投入精密機構設計研發此一子項，目的即在於開發真圓度測定儀中所用到之精密機構，主要包括氣靜壓式旋轉台及探頭自動位移機構，以成為其他子計畫：“座標定位系統之智慧型複合式伺服設計”及“智慧型探頭設計”之基本載具。本研究為三年計劃，在第一年(89)的子計劃中，本計畫建立氣靜壓主軸式之高精度旋轉台，第二年(90)的子計劃中“智慧型高速真圓度測定儀之設計與發展(2/3)”，為建立探頭移位機構，第三年計劃(91)為建立系統之誤差分析模式。



圖一、真圓度機架構圖

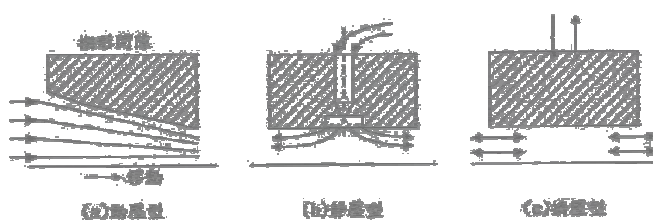
2. 研究內容

2.1 第一年計劃(八十九年八月一日 至 九十年七月三十一日)

在第一年計畫「精密機構設計」中，我們建構高精密度之氣靜壓軸承旋轉台，以提供我們所需之工作載台。以下我們就氣靜壓軸承之設計選用作一概要整理。

氣體軸承是利用氣體的粘性，增高間隙內的氣體壓力，浮起物體。然而，根據增高氣體壓力浮起物體的方法，可將軸承分為三大類。分別是(a)動壓形(Self acting type, Hydro-dynamic type)、(b)靜壓形(Externally pressurized type, Hydro-static type)、(c)擠壓膜形(Squeeze film type)。動壓形如圖二(a)，兩個面相對移動，移動方向漸狹窄，氣體被其粘性拖拉，擠入楔形間隙而產生壓力。靜壓形如圖二(b)，從外部加壓的氣體通過節流部，在間隙變化時，加減間隙內的壓力，使軸承獲得剛性。

擠壓膜形如圖二(c)所示，在垂直方向振動，由於氣體的粘性，使間隙內的壓力比周圍壓力高。



圖二 氣體軸承的種

氣靜壓主軸主要的優點在於，長時間精度及重現性的保持，維修成本低，任何轉速均可保持穩定的剛性，熱變形幾乎可忽略，適合高轉速、壽命長、噪音及振動低，適合使用在環境潔淨度要求高的場合，氣靜壓主軸之特性分別說明如下：

(1) 高精度及高重現性：

氣靜壓軸承存在著數 μm 至數十 μm 之空氣間隙，由於是以空氣為軸承介質，使得振動極小，對主軸之偏擺誤差有均化之效果；氣靜壓主軸之驅動源大多為內藏式馬達，馬達轉子直接與主軸結合，主軸之中心偏擺(NRRO: Non Repeated Readout Overall)可低於 $0.1 \mu\text{m}$ ；氣靜壓軸承非接觸之特性，長時間操作軸承不會發生磨耗，故精度重現性高，可用於生產高品質管制之加工件。

(2) 潔淨度高：

氣靜壓軸承的潤滑介質為潔淨度高之空氣，當工件之製程要求潔淨度高時，例如晶圓切割機、研磨機等半導體生產設備之主軸，或是牙醫用於口腔之高速氣鑽，應用無污染之氣靜壓軸承是相當適合的選擇。

(3) 使用壽命長及保養容易：

氣靜壓軸承具備不接觸、無磨耗之特性，故使用壽命較長，在長時間使用氣靜

壓主軸後，其原有精度仍然可以維持，故不需添購昂貴的設備進行主軸之校正；氣靜壓軸承之內部隨時保持正壓的狀態，因此外界之污染源不易進入軸承內；一般在使用氣靜壓軸承時，僅需注意供氣源與冷卻系統之穩定，氣靜壓軸承即可表現出相當好之可靠度。

(4) 振動噪音與溫昇小：

氣靜壓軸承以空氣為軸承介質，作動時不接觸，故振動與噪音極小；因為空氣黏滯係數低，故氣靜壓軸承之摩擦力甚小，因摩擦力所產生之熱量也很少，再加上提供之空氣源流量固定，隨時帶走軸承產生之熱量，主軸之溫昇可受到有效抑制。氣靜壓軸承在不同的使用場合各有不同之耗氣量，一般而言每分鐘大約在數公升至數十公升。氣靜壓軸承耗氣量大者，單位時間內所能帶走之軸承熱量越多，軸承受到溫昇之影響程度越低。

(5) 驅動扭矩與暖機時間少：

氣靜壓軸承之摩擦力甚小，所需之驅動扭矩較傳統軸承低很多，故使用氣靜壓軸承之主軸加速性較佳，另外氣靜壓軸承所消耗之額定功率也較低，驅動馬達之工作效率因而提高，可達到更好之切削能力；另外由於氣靜壓軸承之溫昇低且受到有效抑制，相對於傳統軸承，僅需較短的時間即可達到穩定狀態，故減少所需之暖機時間。

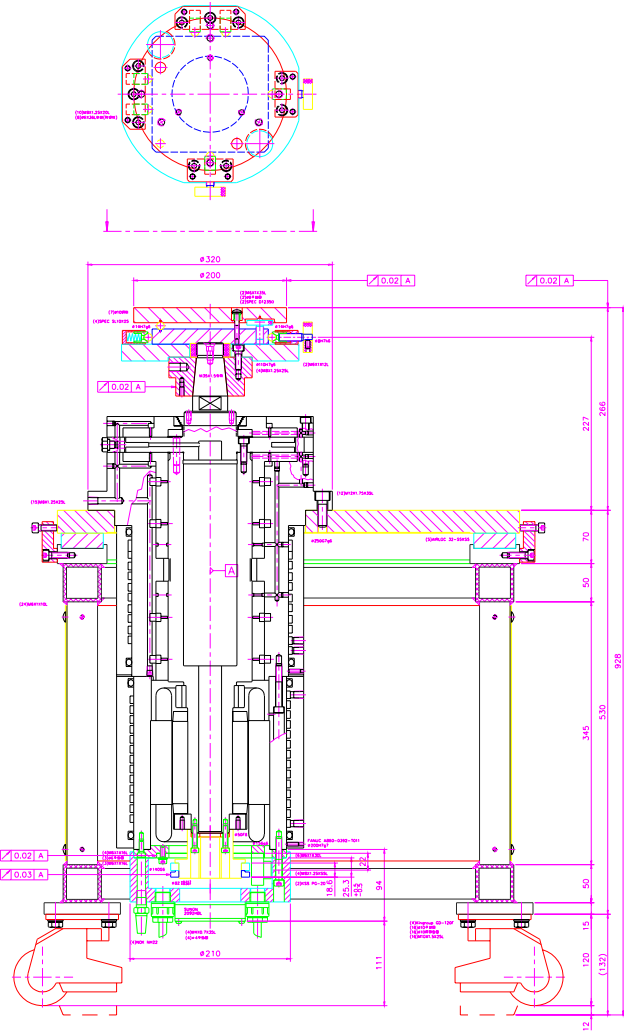
氣靜壓軸承之供氣系統包括空氣壓縮機、空氣乾燥器、排水器、精密過濾器、蓄壓桶、調壓器、壓力計、壓力開關等，以提供符合標準之空氣供氣靜壓軸承使用。

系統規格說明：

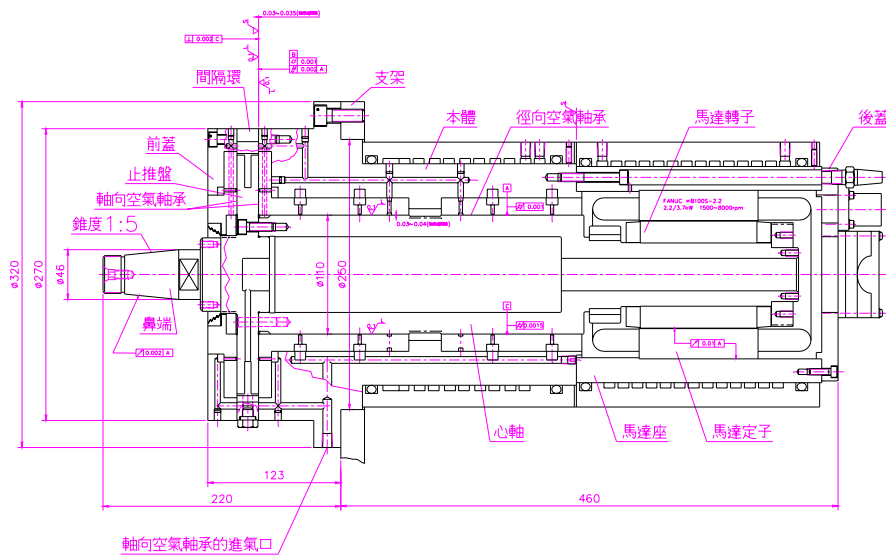
本計畫中所使用氣靜壓軸承旋轉平台的規格如下：

- 主軸最高轉速：6 rpm
- 軸向剛性：15 kgf/μm
- 徑向剛性：3 kgf/μm
- 軸向最大負載：約 100kgf
- 徑向最大負載：約 20kgf
- 迴轉精度：0.3μm/1000 rpm
- 供氣壓力：6 bar(2) PT1/8
- 馬達電壓：三相 220V
- 空氣流量：50 NL/min (壓力 6 bar)

圖三所示為整體外觀參考圖，圖四所示則為主軸設計參考圖。



圖三、整體外觀參考圖



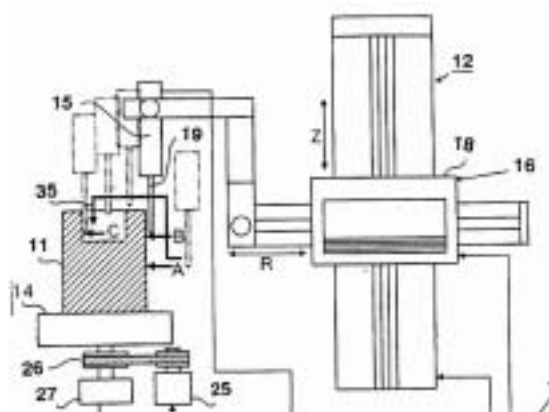
圖四、主軸參考圖

2.2 第二年子計劃 (九十年八月一日 至 九十一年七月三十一日)

第二年子計劃內容為建立探頭移位機構。在本子計畫中，需設計一探頭移位機構，使探針能垂直與水平移動，達到所需之工作需求。以下我們就二自由度的探頭移位機構之設計與製作做一敘述。

2.2.1 探頭移動機構之設計與開發：

此部分之機構即為提供探頭可以水平及垂直方式移動之機構。固定探頭式之機構無法做垂直(上下)及水平方向的移動，故功能上僅可用於真圓度、同心度、真平度之量測，對於圓柱型工件之直度或傾斜度則無法得知。若提供探頭在垂直及水平方向自動移動、定位之功能，則上述之真圓度機即為一全方位之機種。探頭自動移動部分的架構，一般而言，類似一直角座標式之取放機器手，如圖二所示。機構可以在所示 X(水平)及 Z(垂直)兩個方向移動。由於探頭自動移動部分的機構需要高精度之進給與解析能力，故在驅動部分可採用伺服迴授控制系統並配合較高精度編碼器(Encoder)測定信號；另外，在水平移動部分之架構，由於工件表面粗糙度信號之擷取主要來自探針，因此只需將探針移動到一固定點，便可開始工作，所以水平軸的移動不需要高精度的迴授系統，只需考慮輕型的結構，以降低水平軸機構之重量，減少控制系統的複雜性。此一等級之線性滑軌乃屬高精密等級之元件。除要考慮來源外，在裝配零件時，亦需注意環境的因素，如溫濕度，防塵等外在不可控制因素。對於像學校實驗室等級之環境而言，實為一考驗及挑戰。其解決途徑可以由空調設備控制改善溫溼度問題，或考慮移到合格實驗室，進行裝配環，減少外界塵埃的影響。



圖五、探頭移動機構示意

A. 線性滑軌的選用：

本計畫中 Z(垂直)所使用的滑軌為人機公司的 GL20 型，經由工研院機械所協助檢測其精度，直度(Straightness)約保持在 $5 \mu\text{m}/200\text{mm}$ ，如圖 2(a)所示。X(水平)所使用線性滑軌為日本 THK 公司的 LM 導軌引動器 KR33-A 型，如圖 2(b)所示主要是由 LM 導軌及滾珠螺桿所構成。作為線性行走導軌的 LM 導軌和作為驅動機構的滾珠螺桿組合在一起。此整體型結構能節省空間，並具有高剛性和高精度特性。此導軌的特性說明如下：

(1) 節省空間

兩側為軌道，中間為滾珠螺桿的 LM 導軌滾珠螺桿整體型結構以最小的尺寸獲得高剛性和高精度的引動器功能。

(2) 高剛性

與以前的 LM 導軌不同，LM 導軌引動器採用了外軌道結構，進一步提高了對懸伸負荷及力矩負荷的剛性。

(3) 四方向等負荷

兩列負荷鋼珠列排列在兩側行程雙列角接觸結構。此結構能承受上下左右四方向的相等額定負荷，故本裝置安裝方向不受限制。故此導軌最適宜直交座標型機器人的手臂等負荷方向不定的場所。

(4) 高精度

由於四列負荷鋼珠的軌道面為圓拱槽結構，故鋼珠即使在預壓下也能輕快地滾動。預壓消除了間隙，提高導軌的剛性，因變動負荷引起的摩擦阻力的變動被控制在最小限度。從而能達到亞微米級的高精度傳送。驅動滾珠螺桿之軸和 LM 導軌成一直線，這一有利的排列減少了縱向和左右搖擺的反效果。軌道的 U 型截面部分能減輕重量，減小歪斜。故即使導軌一側也能支撐負荷。

(5) 防塵

KR 型的防塵措施採用末端和側面密封墊片。

(6) 潤滑

為了充分發揮線性行走系統的功能，必須進行潤滑。不給予潤滑會加速滾動部分的磨耗，從而縮短使用壽命。通常，每行走 100km 須加注潤滑脂，但加注間隔由工作條件而定。

(7) XY 托架

用於安裝 LM 導軌引動器 KR 型的托架以標準化。用鋁合金製成的托架重量輕，從而減少了慣性。

經由工研院機械所協助檢測單一 X 軸精度(圖六(a)、(b)所示)，直度(Straightness)約保持在 5 μm 。

B. 驅動馬達：

- (1) 使用於驅動 Z(垂直)導軌的馬達為 AC 伺服馬達，為 YASKAWA 公司的 SGM-02B314 型馬達；
- (2) 使用於 H(水平)的則為步進馬達，型號為 S-Line 公司 SPR20B10-05P 型馬達。

C. 系統精度檢測

將 X 軸滑軌裝置於 Z 軸後，由於兩者之介面經過設計修改，且裝配過程亦將影響總精度，故需再檢測整機之總精度。利用預先製好的檢測治具，可以量得整機 Z 方向直度與 X 方向直度，過程如圖七(a)、(b)所示。Z 方向直度約保持在 20 μm 以內，X 方向直度則約保持在 15 μm 以內。

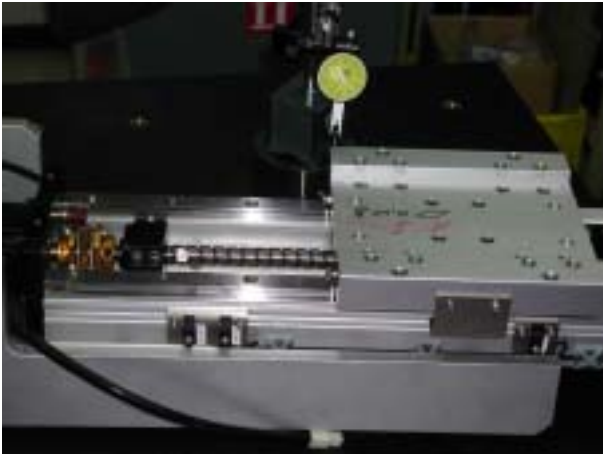
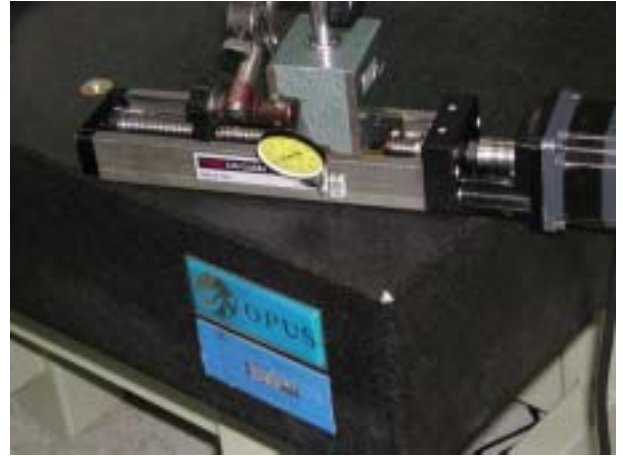


圖 六 (a)、單一 Z 軸精度檢測- $5\ \mu\text{m}/200\text{mm}$



圖六(b)、單一 X 軸精度檢測- $5\ \mu\text{m}$



圖 七 (a)、整機 Z 軸精度檢測- $20\ \mu\text{m}$

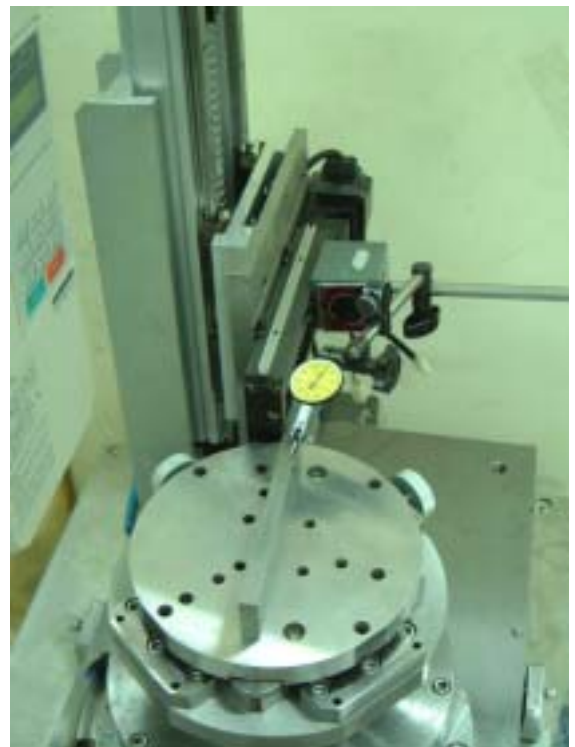


圖 七(b)、整機 X 軸精度檢測- $20\ \mu\text{m}$

2.3 第三年計劃 (九十一年八月一日 至 九十二年九月三十日)

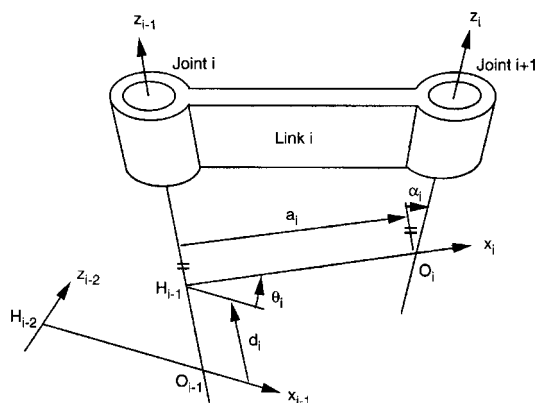
為建立系統之誤差分析模式。主要是針對本系統的各個組件的幾何誤差，與以確認，並發展其誤差模式，以便爾後系統之精度校正。以下我們就機構之設計與誤差模式做一分析。

Denavit-Hartenberg 轉換矩陣

為了充分描述探針相對於量測儀機台的位置，採用的方法為 D-H 矩陣轉換法，此法主要描述兩桿件上坐標系間的關係，如圖八所示，首先定義兩坐標系：

$X_{i-1}Y_{i-1}Z_{i-1}$ ：桿 $i-1$ 上之坐標系， Z_{i-1} 軸與接頭 i 旋轉軸同向， X_{i-1} 軸方向自訂， Y_{i-1} 軸方向根據右手定則而定。

$X_iY_iZ_i$ ：桿 i 上之坐標系， Z_i 軸與接頭 $i+1$ 旋轉軸同向， X_i 軸位於 Z_{i-1} 與 Z_i 軸公垂線上，方向為自 Z_{i-1} 軸指向 Z_i 軸， Y_i 軸方向根據右手定則而定。



圖八、桿件參數定義

令 H_{i-1} 與 O_i 分別為 X_i 軸與 Z_{i-1} 及 Z_i 軸之交點，以下定義軸與軸之間的幾何參數：

a_i ： Z_{i-1} 與 Z_i 軸之距離，若向量 $H_{i-1}O_i$ 與正 X_i 軸同向，則 a_i 為正值，反之為負值。

α_i ：根據右手定則，沿著正 X_i 軸，自 Z_{i-1} 軸轉至 Z_i 軸的角度。

θ_i ：根據右手定則，沿著正 Z_i 軸，自 X_{i-1} 軸轉至 X_i 軸的角度。

d_i ： X_{i-1} 與 X_i 軸之距離，若向量 $O_{i-1}H_{i-1}$ 與正 Z_{i-1} 軸同向，則 d_i 為正值，反之為負值。

桿 i 上座標系相對於桿 $i-1$ 上坐標系之轉換矩陣可表示為：

$${}^{i-1}T_i = \begin{bmatrix} c\theta_i & -s\theta_i c\alpha_i & s\theta_i s\alpha_i & a_i c\theta_i \\ s\theta_i & c\theta_i c\alpha_i & -c\theta_i s\alpha_i & a_i s\theta_i \\ 0 & s\alpha_i & c\alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (a)$$

將此矩陣轉換法應用於量測儀，於機台上定義七個坐標系，如圖九所示，其中：

$X_0Y_0Z_0$ ：量測儀之絕對坐標系。

$X_1Y_1Z_1$ ：固定滑軌平台上之坐標系。

$X_2Y_2Z_2$ ：Z (垂直) 軸滑軌上之坐標系。

$X_3Y_3Z_3$ ：Z (垂直) 軸滑塊上之坐標系。

$X_4Y_4Z_4$: X (水平) 軸滑軌上之坐標系。

$X_5Y_5Z_5$: X (水平) 軸滑塊上之坐標系。

$X_6Y_6Z_6$: 探針上之坐標系

各坐標系間矩陣轉換之 D-H 參數則如表一所示，將參數代入 (a) 式中，可得各坐標系間的 D-H 轉換矩陣，即為 (b) (c) (d) (e) (f) (g) 式。

表一 量測儀之 D-H 參數

i	α_i	a_i	d_i	θ_i
1	/2	a_1	0	0
2	α_2	0	d_2	0
3	0	0	d_3	0
4	α_4	a_4	0	- /2
5	0	0	d_5	0
6	0	a_6	d_6	/2

$${}^0T_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a_1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (b)$$

$${}^1T_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c\alpha_2 & -s\alpha_2 & 0 \\ 0 & s\alpha_2 & c\alpha_2 & d_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (c)$$

$${}^2T_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (d)$$

$${}^3T_4 = \begin{bmatrix} 0 & c\alpha_4 & -s\alpha_4 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & -a_4 \\ 0 & s\alpha_4 & c\alpha_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (e)$$

$${}^4T_5 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_5 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (f)$$

$${}^5T_6 = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & a_6 \\ 0 & 0 & 1 & d_6 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (g)$$

將 (b) (c) (d) (e) (f) (g) 式依序相乘可得：

$${}^0T_6 = \begin{bmatrix} c\alpha_4 & 0 & -s\alpha_4 \\ -c\alpha_2 s\alpha_4 & -s\alpha_2 & -c\alpha_2 c\alpha_4 \\ -s\alpha_2 s\alpha_4 & c\alpha_2 & -c\alpha_4 s\alpha_2 \\ 0 & 0 & 0 \\ a_1 + a_6 c\alpha_4 - (d_5 + d_6) s\alpha_4 \\ -d_2 + a_4 s\alpha_2 - (a_6 s\alpha_4 + d_3 + (d_5 + d_6) c\alpha_4) c\alpha_2 \\ -a_4 c\alpha_2 - (a_6 s\alpha_4 + d_3 + (d_5 + d_6) c\alpha_4) s\alpha_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (h)$$

上式即為探針相對於量測儀絕對坐標系之 D-H 轉換矩陣，藉由此矩陣即可進行誤差分析。

誤差分析

在 (h) 式中， a_1 、 d_2 為描述 Z (垂直) 軸滑軌在固定平台之位置參數， α_2 為 Z (垂直) 軸滑軌相對於固定滑軌平台之旋轉角度， d_3 為 Z (垂直) 軸滑軌行程， a_4 為 X (水平) 軸滑軌相對於 Z (垂直) 軸滑塊之位置， α_4 為 X (水平) 軸滑軌對於 Z (垂直) 軸滑塊之旋轉角度， d_5 為 X (水平) 軸滑軌行程， a_6 、 d_6 為探針相對 X (水平) 軸滑塊之位置，其中 d_3 、 d_5 為輸入， a_1 、 a_4 視為常數，組裝時產生的誤差主要反映在 α_2 、 d_2 、 α_4 、 a_6 、 d_6 參數上，接著則是要求出這五個誤差參數。由旋轉矩陣之物理意義可知 (h) 式第四行前三項即表示 $X_6Y_6Z_6$ 坐標系原點 (探頭) 於 $X_0Y_0Z_0$ 坐標系之位置向量 $[p_x, p_y, p_z]^T$ ，故可得：

$$\begin{bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_1 + a_6 c\alpha_4 - (d_5 + d_6) s\alpha_4 \\ -d_2 + a_4 s\alpha_2 - (a_6 s\alpha_4 + d_3 + (d_5 + d_6) c\alpha_4) c\alpha_2 \\ -a_4 c\alpha_2 - (a_6 s\alpha_4 + d_3 + (d_5 + d_6) c\alpha_4) s\alpha_2 \end{bmatrix} \quad (i)$$

誤差補償流程如圖四所示，給定輸入 d_3 、 d_5 及其他參數標稱值，將其代入 (i) 式中求探頭相對於 $X_0Y_0Z_0$ 坐標系之理論坐標值 P_n ，並使用量測儀器量測實際輸入 d_3 、 d_5 所得之探頭量測坐標值 P_m 相比較，當兩者誤差小於所設定之 ε 時，則完成計算。反之，則將其誤差值 ΔP 代入誤差函數 F 中，求得補償值 Δu 後，修正誤差參數 u ，將其代 (i) 式回中，以如此流程不斷疊代，直到滿足誤差範圍為止。

誤差函數 F 主要由 (i) 式而來，在每一組輸入時可得如 (i) 式的三條方程式，稱之為誤差方程式，包含十二個參數，其中 d_3 、 d_5 為輸入， a_1 、 a_4 視為常數， p_x 、 p_y 、 p_z 由量測得知，剩下 α_2 、 d_2 、 α_4 、 a_6 、 d_6 等五個誤差參數需解，令此三條誤差方程式為：

$$\begin{bmatrix} f_1(u) \\ f_2(u) \\ f_3(u) \end{bmatrix} = 0 \quad (j)$$

其中 u 為一 5×1 之行矩陣，即為 5 個誤差參數，其解法主要利用牛頓法，將上式對 5

個誤差參數及 3 個位置參數作偏微分，移項後可得：

$$J \cdot \Delta u = f(\Delta P) \quad (k)$$

其中

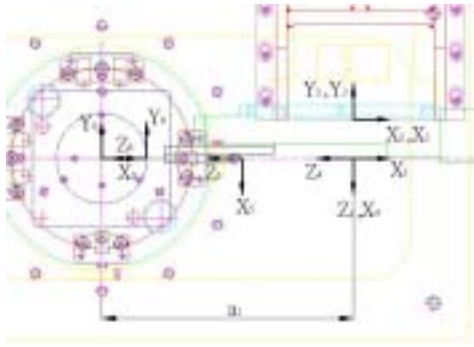
$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1(u)}{\partial u_1} & \frac{\partial f_1(u)}{\partial u_2} & \dots & \frac{\partial f_1(u)}{\partial u_5} \\ \frac{\partial f_2(u)}{\partial u_1} & \frac{\partial f_2(u)}{\partial u_2} & \dots & \frac{\partial f_2(u)}{\partial u_5} \\ \frac{\partial f_3(u)}{\partial u_1} & \frac{\partial f_3(u)}{\partial u_2} & \dots & \frac{\partial f_3(u)}{\partial u_5} \end{bmatrix}_{3 \times 5}$$

u 為誤差參數補償值，為一 5x1 之行矩陣，

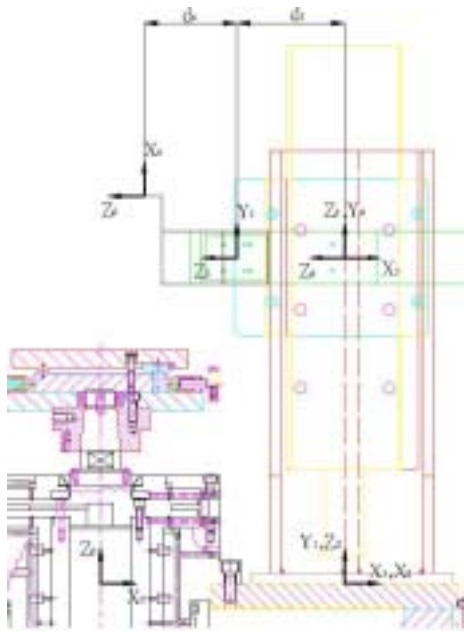
f(ΔP)為將終點參數偏微分項移項之結果，將等式兩邊乘上 J 之反矩陣可得：

$$\Delta u = J^{-1} \cdot f(\Delta P) \quad (1)$$

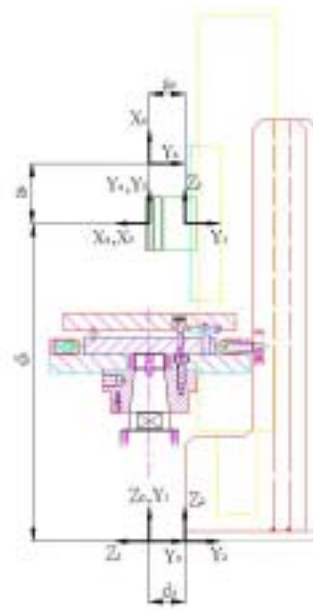
(1) 式即為誤差函數 F。解這 5 個誤差參數主要是利用最小平方法求解。若量測的探頭位置參數組數愈多，就有愈多誤差方程式，所求得之誤差參數 u 也就愈能接近實際值。



上視圖

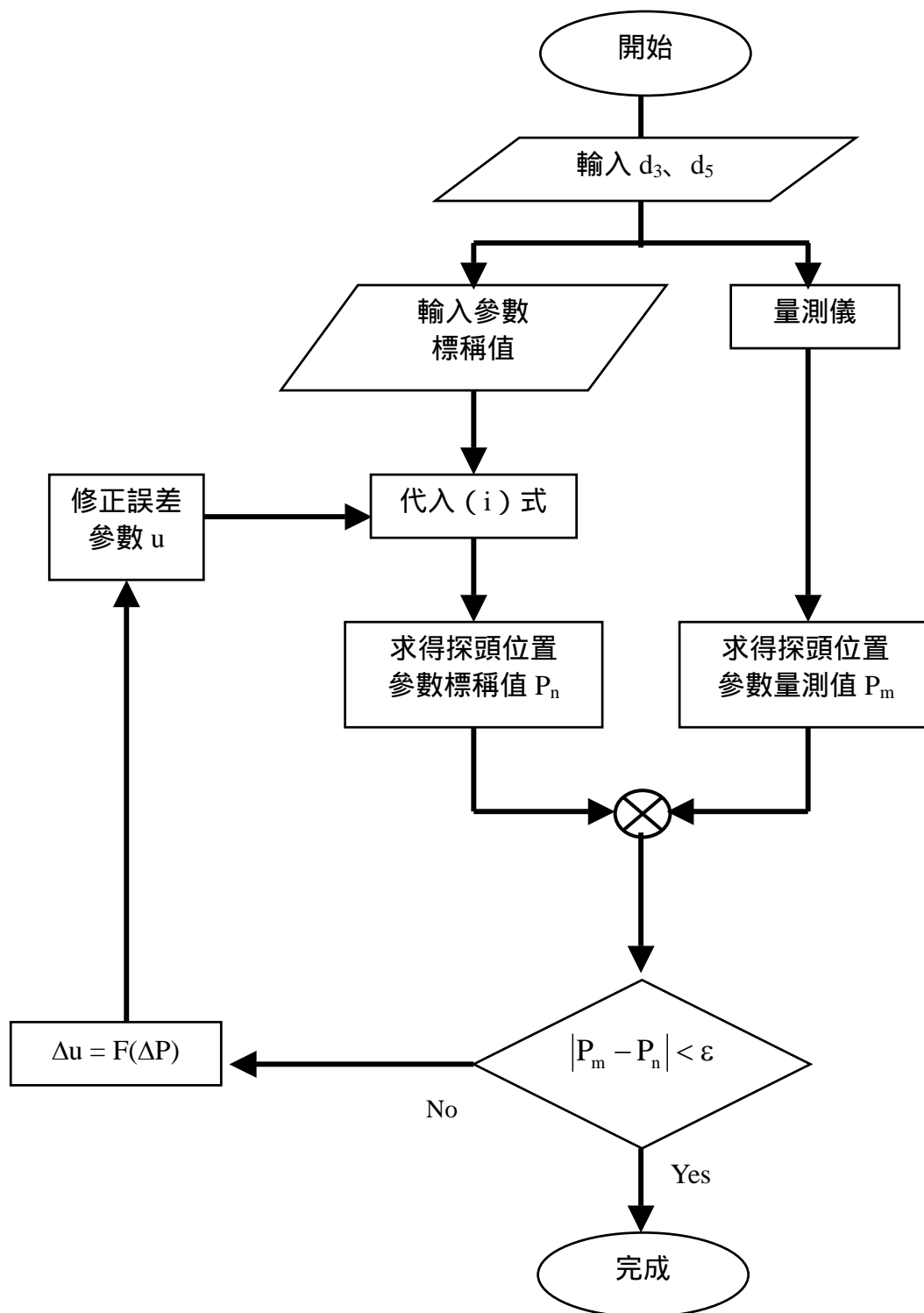


前視圖



右視圖

圖九、 真圓度量測儀坐標設定



圖十、誤差補償流程圖

3. 結論

真圓度量測儀設計必須透過完整規劃，從機械設計、組裝到精密伺服。在第一年(89)的子計劃中，本計畫建立氣靜壓主軸式之高精度旋轉台，第二年(90)的子計劃中“智慧型高速真圓度測定儀之設計與發展(2/3)”，為建立探頭移位機構，第三年計劃(91)則為建立系統之誤差分析模式。透過 D-H 矩陣轉換法，建立誤差方程式，藉由量的數據，可以進行系統的誤差補償。

4. 參考文獻

1. 十合晉一，氣體軸承-設計與製作，復漢出版社。
2. U.S.Patent No. 5,694,339。
3. 何啟仲，空氣軸承與線性滑軌之研製，碩士論文。
4. THK，LM 導軌引動器 KR。
5. Denavit, J. and Hartenberg, R.S., 1955, "A Kinematic Notation for Lower Pair Mechanisms Based on Matrices," ASME J. of Applied Mechanics, Vol. 22, pp.215-221.
6. Eman, K. F., and Wu, B. T., "A generalized Geometric Error Model for Multi-Axis Machines," Annals of CIRP, Vol. 36, pp. 253-256.
7. Lin, Psang-Dain and Chen, Jen-Fun, 1994, "Analysis of Errors in Precision for Closed Loop Mechanisms," J. of Mechanical Design, Vol. 116, pp. 197-203.