

平面式微/奈米級定位平台之研製與分析

馮榮豐¹ 胡勝淳²

國立高雄第一科技大學

機械與自動化工程學系¹，系統與控制工程所²

摘要

本文針對平面式微/奈米級定位平台之研製與分析，進行解析與製作過程的探討；本文首先了解基本元件機構的特性原理，並利用 Lagrange 方程式推導放大機構的方程式，以及利用田口最佳化設計的觀念，設計微奈米定位平台以不增加製造成本，而可提高定位平台品質最佳化的目的，再配合 ANSYS 電腦模擬分析，可瞭解定位平台在靜、動態狀況下各種不同的位移和機構作動情況。

一. 前言

近幾年，隨著光電、通訊、半導體、生物科技等產品之精密化、微小化的趨勢，其零件精密細微，在檢查、組裝貨檢查時，所要求的定位精度極高。以精密平台而言，其控制致動器需相當精準，一般平台致動器使用壓電式致動器 (piezoelectric actuator)^[1]，因為壓電致動器具有以下優點：體積小精度高、反應速率快、機電轉換效率高、位移解析度大、熱膨脹補償很小、產生推力大、不會產生電磁訊號干擾、固體變位元件，沒有運動組件可增加系統之可靠度。本定位平台最大的特色為利用 Scott-Russell (SR) 放大特性，運用在精密微定位平台中，其中 SR 放大機構為位移線性放大，採用具彈性之撓性鉸鏈 (flexible hinge) 來連接機構連桿，設計出 SR 機構之精密定位平台；本設計之微精密定位平台設計為稱性，可減低因溫度變化導致的干涉情形，且輸入端以三個壓電陶瓷致動器作動，精密微定位平台可得到三自由度的定位，是本精密微定位平台之重要特色。

二. 基本元件

1. 壓電陶瓷致動器

壓電性基本上是屬於機械能和電能間，能量轉換的一種現象。由於壓電材料受到外力作用所產生的電荷是與外力的大小與方向有關；當電荷產生時，即形成電場與電壓，在受到拉應力 (Tensile Stress) 與壓應力 (Compressive Stress) 時，其電場與電壓的方向恰好相反。此一現象亦是可逆的，亦即當壓電材料受到不同極性的電場時，將會導致其長度的增減，所以壓電效應可包括正電效應及逆電效應。

(a) 正壓電效應：當施一機械應力於壓電材料時，材料的兩端會伴隨產生一個

電荷，其電荷的大小與施加應力大小成一比例，當施加應力方向相反時，電荷極性亦會變成相反。

(b) 逆壓電效應：當一直流電場加於壓電材料之兩端，材料會產生一個型變，其變形量會隨電場的大小而有所改變，但當加入一交流電場時，材料的變形方向也隨著電場正負變化而做縮收、拉長的交互變化；如果交流電場頻率等於材料的自然共振頻率，此時材料會產生共振現象，而導致壓電材料產生最大的變形量。

壓電致動器可分為單板型和積層型。

(1) 單板型：

如圖 1. (a) 所示，P 為極化方向，在厚度方向極化，兩電極外加電場方向與極化方向同向，使厚度方向 P 方向伸長，而長度方向 L 方向收縮。反之則收縮方向相反。

(2) 積層型：

如圖 1. (b) 所示，極化方向每一層各相差 180 度，而各層電極所加之外部電場均與各層極化方向同向，使各層在厚度上產生伸張的現象，且每一層所產生之位移均為同一方向，故此種位移量較單板型大。

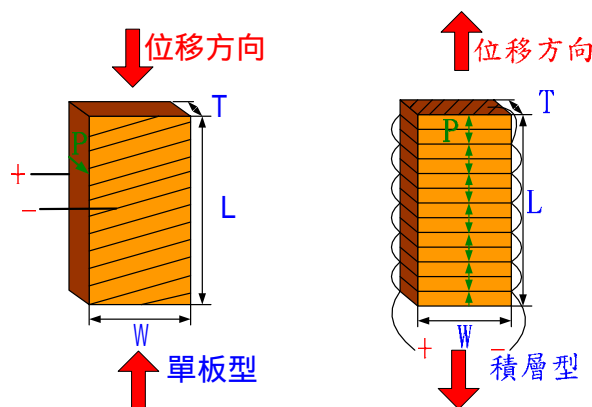


圖 1. 壓電致動器 (a) 單板型。 (b) 積層型。

壓電材料之優點：體積小、生熱小、精度高、反應快，有極佳的解析度，機電轉換效率高可以產生極大的力量，不會產生電磁訊號干擾，固體變位元件沒有運動組件可增加系統之可靠度；壓電材料之缺點：總位移量小、脆性大，不能承受剪力、彎曲應力，耐水性差，電壓源方式驅動有遲滯現象，PZT 的電場/應變關係為非線性。

壓電陶瓷元件因本身為鐵電性材料組成，所以壓電陶瓷元件在對電場的反應中呈現非線性的曲線，我們將此存在於電場與位移或力量間的非線性關係，如圖 2.，稱之為磁滯現象(hysteresis)。磁滯現象的非線性行為是影響定位性能的一項重要因素，從原點到極值範圍之間，由系統輸入給予遞增形式和遞減形式的訊號，則輸出訊號會以輸入之極值為轉折點，完成兩條不同的路徑，所形成封閉的曲線就稱為磁滯迴圈。由於壓電元件的先天性磁滯現象，因而當給與周期性的輸入時，就會產生磁滯效應，磁滯效應會造成上升曲線與下降曲線不一致之情況產生，所造成之誤差因材質之不同約有 2%~5%之誤差量。然而，壓電材料的遲滯現

象，將造成運動平台機構運動路徑可達 10%~15%的誤差，為了達到高精度的定位，對於磁滯模型的建立與磁滯效應的補償都是必須且重要的。

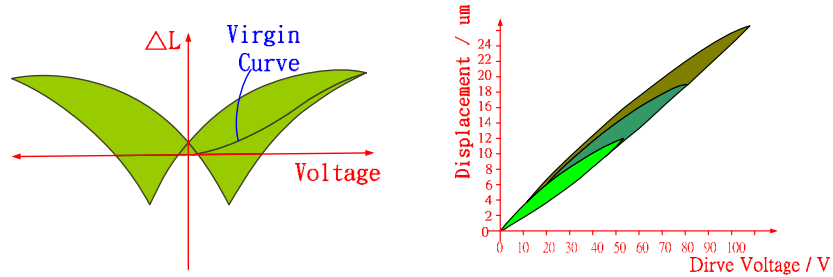


圖 2. 壓電致動器之電滯曲線

2. 導引彈簧理論推導^[2]

導引彈簧主要目的是當壓電致動器驅動時，提供位移及作用力，產生之位移經導引彈簧的導引，使工作平台與固定座達到相對的位移效果；圖 3. (a)所示為當懸臂簡支梁受一負荷時，所產生的位移可視為一般線性，其計算式為：

$\delta = \frac{WL^3}{3EI}$ ；圖 3. (b)所示為當將懸臂簡支梁運用到導引彈簧，當 $S = L/2$ 時，其

計算式為： $\delta = \frac{WL^3}{12EI}$

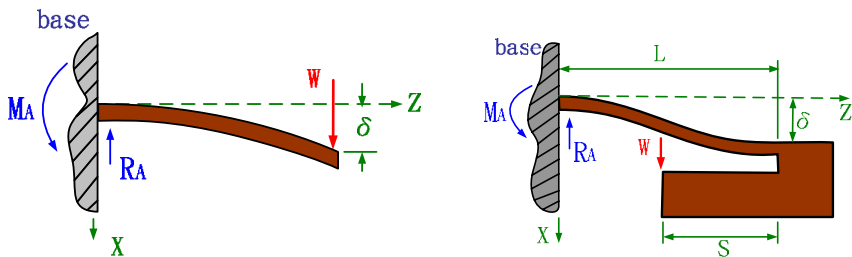


圖 3. (a) 懸臂簡支梁的示意圖 (b) 應用於平台之梁變形的示意圖

3. 撓性結構^[3]

撓性結構之設計概念係應用材料的彈性變形而達成位移定位的效果；撓性鉸鏈沒有黏滯摩擦力現象的機構，它可視為傳遞力和旋轉的彈簧，具一體機構、平順連續的運動等特點。其優點為不會產生介面磨耗且有高穩定度、無餘隙、精度高、生熱少、不需潤滑，若經適當設計對溫度變化不敏感；缺點為加工不易，造價昂貴。

如圖 4.所示，單一撓性鉸鏈的運動向量可分為 X、Y、Z、 x 、 y 、 z 共六個自由度，t 表鉸鏈的寬度，r 表鉸鏈的半徑，b 表鉸鏈的長度，L 即是連結鉸鏈的連桿長度。對於一般的微動定位平台的運動趨勢是平面的，僅需要平面位移運動 X、Y、Z 三自由度即可，為了使其他 x 、 y 、 z 三自由能不產生位移的運動，探究對撓性鉸鏈運動自由度有較大影響的因子，只有鉸鏈的長度 b。若將鉸鏈的長度 b 加長，鉸鏈斷面的截面係數必成 b^2 倍值加大，對於 Z、 x 、

Y 三向量的彎曲應力 及剪應力 必會減少，產生彈性變形也相對減少。

鉸鏈橫截面上的彎曲應力 及剪應力 τ 為：

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{6P(L - r \sin \theta)}{b \cdot d^2}$$

$$\tau = \frac{3V}{2A} = \frac{3P}{2b \cdot d}$$

其中 M：彎矩； V：剪力； A：截面積

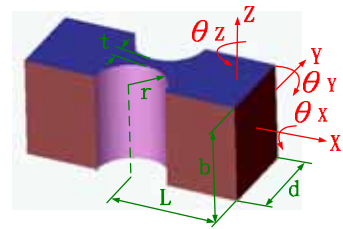


圖4. 撓性鉸鏈結構

4. SR 放大機構理論推導^[4]

SR 位移放大機構如下圖 5.所示，採用一體成型的方式製成，其中位移放大的方式為趨近線性放大，將壓電陶瓷致動器置於 SR 的輸入端，當壓電陶瓷致動器產生位移變形時，SR 放大機構的輸出端，將會隨壓電陶瓷致動器變形位移而產生線性位移放大。

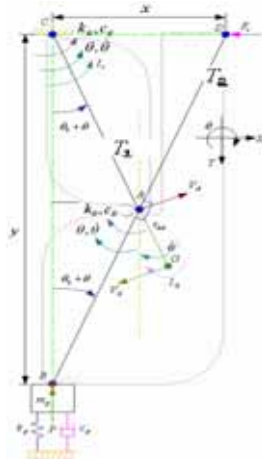
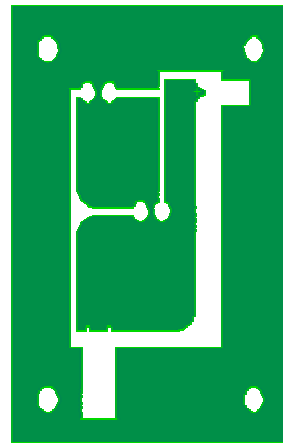


圖5. (a) SR機構模型圖



(b) SR機構Solid Works圖

動態方程式的建立是基於以下的假設：SR 機構受推力下，機構剛體不變形，只有撓性鉸鍊產生彎曲變形。先由圖 5.(a)的 SR 機構模型圖，列出動能 T 及位能 V，再以 Lagrange 公式推導出動態方程式。

其中 k_g 為撓性鉸鍊的旋轉彈性系數，而 k_g 可表示為^[5]：

$$k_g = \frac{Ebr^2}{12} (2\beta + \beta^2) \left\{ \left[\frac{1 + \beta}{\gamma} + \frac{3 + 2\beta + \beta^2}{\gamma(2\beta + \beta^2)} \right] \sqrt{1 - (1 + \beta - \gamma^2)} + \left[\frac{6(1 + \beta)}{(2\beta + \beta^2)^{3/2}} \right] \tan^{-1} \left(\sqrt{\frac{2 + \beta}{\beta}} \frac{\gamma - \beta}{\sqrt{1 - (1 + \beta - \gamma^2)}} \right) \right\}$$

其中， r 為撓性鉸鍊圓孔半徑， t 為撓性鉸鍊最窄處的寬度， b 為撓性鉸鍊厚度(即機構厚度)， $h = t + b$ ， $\beta = t/2r$ ， $\gamma = h - 2r$ 和 E 為彈性係數。

總虛功為反作用力 F_c 、壓電致動器作用力 P 及撓性鉸鍊阻尼力之和，如下式：

$$\delta W = [2Pl \sin(\theta_0 + \theta) - 2F_c l \cos(\theta_0 + \theta) - 3c_\theta \dot{\theta} - 4l^2 c_p \dot{\theta} \sin^2(\theta_0 + \theta)] \delta \theta$$

故由 Lagrange 方程式，可得到運動方程式：

$$\left[I_C + I_G + ml^2 \left(\frac{m_2 + 3m_3}{2(m_2 + m_3)} \cos \theta_0 - \frac{14m_2 + 23m_3}{14(m_2 + m_3)} \theta \sin \theta_0 \right)^2 + ml^2 \left(\frac{14m_2 + 5m_3}{14(m_2 + m_3)} \sin \theta_0 + \frac{3m_2 + m_3}{2(m_2 + m_3)} \theta \cos \theta_0 \right)^2 \right. \\ \left. + 2m_p l^2 (1 - \cos 2\theta_0 + 2\theta \sin 2\theta_0) \right] \ddot{\theta} + 2m_p l^2 (\sin 2\theta_0 + 2\theta \cos 2\theta_0) \dot{\theta}^2$$

$$+ (3c_\theta + 4l^2 c_p \sin^2(\theta_0 + \theta)) \dot{\theta} + 3k_\theta \theta - 2k_p l \sin(\theta_0 + \theta) = 2Pl \sin(\theta_0 + \theta) - 2F_c l \cos(\theta_0 + \theta)$$

$$+ (3c_\theta + 4l^2 c_p \sin^2(\theta_0 + \theta)) \dot{\theta} + 3k_\theta \theta - 2k_p l \sin(\theta_0 + \theta) = 2Pl \sin(\theta_0 + \theta) - 2F_c l \cos(\theta_0 + \theta)$$

其中， θ_0 為初始角度， θ 為微量變化角度。

三. 尺寸最佳化設計^[6]

田口方法 (Taguchi method)，是一種用來改善品質的工程方法，產品設計的重心在於產品概念的選擇和參數的最佳化，這可藉由降低重要的品質特性之變異，田口設計可降低變異或使系統對變異不敏感，這樣做可降低成本提高品質，而不需要以高成本的方法來控制品質，其最終目的是節省更多的成本。

田口方法的二個主要工具為直交表和 S/N 比 (signal to noise ratio)，強調的重點在於產品或製程設計時就考慮品質問題，亦即如何降低產品績效間的變化。

機構最佳化設計之目的是利用有限元素法 (ANSYS) 所模擬出的數據進行估計控制因子的主效果和變異，來衡量平台機構位移的 S/N 比，計算在最適合的條件下系統績效的預測值，以圖(5)為例，經初步篩選後，選擇影響平台機構位移較大的控制因子，而設計參數水準，各個控制因子所定訂參數水準列表，如表一所示。

表一 實驗水準配置表

水準數 控制因子	Level 1	Level 2	Level 3
A 鉸鏈位置	P1	P2	P3
B 鉸鏈半徑	2.4	2.5	2.6
C 鉸鏈寬度	0.9	1.0	1.1
D 鉸鏈厚度	9	10	11

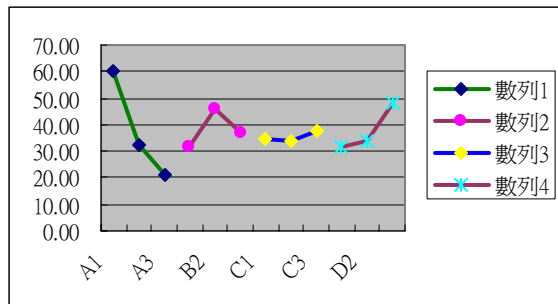
單位：mm

精密定位平台在作位移定位過程中；溫度、濕度等因子變化，也算是雜音因子，通常影響不大，故可忽略其影響。其次透過直交表的實驗規劃方法，將實驗次數減少，同時仍能有效的推算出最佳水準組合的直交表；表二為田口分析結果之回應表，圖6.為田口分析結果之回應圖，由這二個圖表可得知，控制因子A1、B2、C3、D3為較佳的水準組合，且A1對整個機構的影響程度為最大。

表二 田口分析之回應表

S-N 表	A	B	C	D
1	60.33	31.27	34.95	31.85
2	32.18	45.70	34.14	33.86
3	21.13	36.67	37.70	47.93
Max-Min	39.20	14.43	3.56	16.08
最佳水準	A1	B2	C3	D3

圖6. 田口分析之回應圖



四. ANSYS 有限元素分析

有限元素法是一個數值的程序，可以用來求解像是包含應力分析、振動分析等廣泛的工程問題，有很多實際的工程問題我們無法獲得精確解，這種難以獲得解答可歸因於複雜的統御微分方程式或是難以處理的邊界和初始條件，要處理這類的問題，只能訴諸於數值的近似值。與解析解做對比，解析解顯示系統內任一點精確的行為，它可應用到各種的工程問題上以獲得解答。穩態、暫態、線性或非線性問題的應力分析等問題，都可以用有限元素法來分析。

有限元素法應用的範圍非常的廣泛，在結構工程等方面的使用，其優點為：

- 鄰近元素的材料性質不一定要相同。如此，能使這種方法應用到由不同材料所組成的物體。
- 不規則形狀的邊界，能用直邊的元素作近似估計，或用曲線邊界作正確配合。
- 元素的大小可以改變，即將元素格子擴大或縮小。
- 邊界條件，諸如不連續性面的負荷，用這種方法不會產生任何困難。能很容易解決混合邊界條件。

將田口分析所得 SR 放大機構的最佳尺寸，利用 ANSYS 電腦模擬分析，可得知其輸出端點的 X/Y 比為 2810，如圖 7. 所示，圖 8. 為分析平台旋轉動態情形，圖 9. 為 SR 機構的實體圖，圖 10. 為所設計微奈/米定位平台之實體圖。

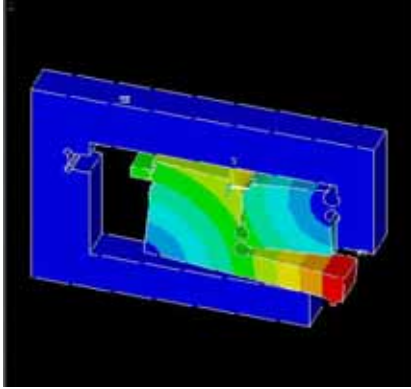


圖 7. 分析 SR 機構動態情形

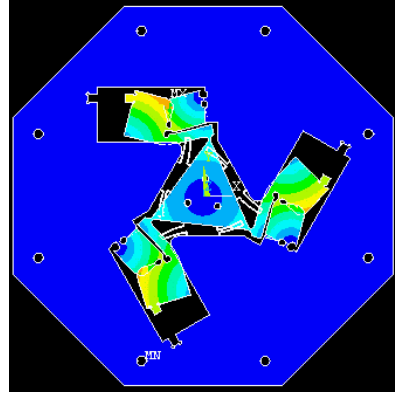


圖 8. 分析平台旋轉動態情形

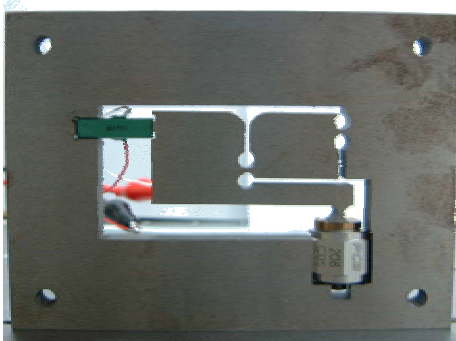


圖 9. SR 機構實體圖

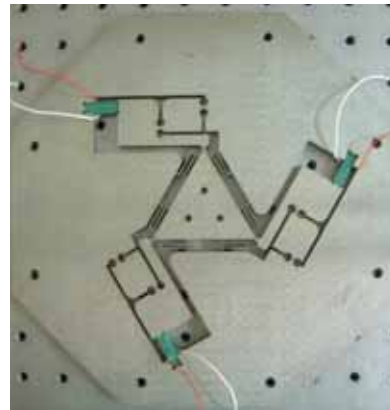


圖 10. 微奈/米定位平台之實體圖

結論：

本文即包含機械元件之基本設計、製造，機電能轉換元件之分析及應用；因此，對於設計微/奈米定位平台的領域上得到完整的資訊，並能藉此研究培養奈米定位、分析問題及創新、設計之能力，也能更了解定位平台之設計、製作且兼顧理論分析與實作，使其體認精密電機與機械在國家科技發展上的重要性；本研究具實用價值，所培養之技術，能結合學界與產業界共同進行應用研究，並提供開啟對奈米世界序幕的基礎技術，對推動我國未來精密工業的發展，提升國際競爭力必有貢獻。

利用材料具有受力微小變形的特性，設計以平板彈簧作為導軌元件之精密定位平台，將平台之幾何尺寸，質量與彈性係數參數化，利用田口方法進行尺寸最佳化設計，求出各參數之最佳化尺寸，進一步以有限元素法預估定位平台之基本靜態效能，以縮短尺寸設計時間。設計此類微動平台時，其設計關鍵點為：a. 機構設計以對稱型為主，如此可減低因溫度變化導致的干涉情形。b. 變形量較大之機構(如平板彈簧及撓性鉸鏈等)，加工時必須要求較高的精度，以減少因不對稱變形造成的誤差。c. 變形量較小或幾乎不變形的部份，加工精度可較低，以減低加工之成本。d. 在不減少系統剛性前提下減低系統質量(如方孔結構的設計)，如此可增加系統之共振頻率，使系統達成高速化作動及輕量化的目的。

參考文獻

- 【1】許溢适，壓電陶瓷新技術，第 14-28 頁，文笙書局，1993
- 【2】A. A. Elmustafa, Max G. Lagally, Flexural-hinge guided motion nanopositioner stage for precision machining: finite element simulations, accepted 21 August 2000, Precision Engineering, 77-81.
- 【3】黃宜正，謝士渠，國立彰化師範大學，壓電致動器運用在 XY z 精密定位平台之設計與實驗，第四屆全國機構與機器設計學術研討會集，11 月，2001。
- 【4】李振榮，鄭金火，馮榮豐，Scott-Russell 切削刀具機構之最佳化設計及分析，第二十屆機械工程研討會，pp.597~604，12 月，2003。
- 【5】J.M. Paros and L. Weisbord, How to Design Flexure Hinges, Machine Design 37 (1965) 151-156。
- 【6】蘇朝墩，品質工程，中華民國品質學會，2003。
- 【7】張所鋹，國立台灣大學，壓電驅動奈米微三自由度定位機構設計，第十八屆全國學術論文集，12 月，2001。