

第三章 系統組成設計與配置

本章節將依據第二章理論基礎，發展其本研究目的所需之定位平台架構，其中包含有運動平台設計、致動器設計與感測器量測架設...等。

3.1 設計流程規劃

本文之研究目的為達成無摩擦力之機構設計，將依據章節 2.1 電磁力原理設計類音圈馬達之電磁制動器裝置，並配合 $XY\theta_z$ 的排列方式來驅動平台，以達成三個自由度的運動。且依據章節 2.3 機械能轉換中所探討之原理，採用撓折式一體成型機構設計方式，作為定位平台運動過程的主要引導架構。其本研究定位平台設計結果預計達成下列各項條件

- 1.高定位精度
- 2.快速響應
- 3.結構輕巧簡易
- 4.適用於無塵室
- 5.低建構成本

3.2 電磁式致動器

3.2.1 音圈馬達

音圈馬達原本是被應用於擴音喇叭中，自從 IBM 公司將它運用於磁碟機讀寫臂的致動裝置之後，其運用範圍也逐漸多樣，至今已經在要求嚴格的伺服控制系統上廣泛應用。音圈馬達可規類於線性直流馬達(Linear Direct-current Motor, LDM)的一種，利用永久磁鐵與場磁鐵繞線的組合，

能夠產生與流經場磁鐵繞線的電流成正比的直線推力，故音圈馬達也算是一種可供線性推力的馬達，其音圈馬達具有下列幾項特性：

1. 採用直接驅動的方式，構造簡單、保養容易
2. 不需要配合傳動機構，電能轉換成機械能的效率高
3. 可以提供直線推力與高加速度
4. 電子時間常數與機械時間常數較低
5. 響應速度快，適合高頻率的運動
6. 能夠設計固定的行程
7. 低噪音、低振動、無摩擦、無磁滯現象

不過由於上述這些平穩且易於控制的特點，使得音圈馬達比普通利用旋轉馬達轉換機械能來得優越，可以適用於位置、速度、推力等伺服控制模式，同時因為不受背隙與摩擦問題的影響，可得較高精度的定位能力，行程通常亦可達到釐米(mm)等級[39]。

3.2.2 電磁式致動器設計

根據章節 2.1 勞倫茲力(Lorentz's Force)原理，運用線圈與永久磁鐵配合將電能轉換成機械能，設計一適合本研究的致動器，其致動器的磁力解析如下：將單一匝線圈分成四個部份 C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 ，定義通過導線的磁通密度各為 B_1 、 B_2 、 B_3 、 B_4 。根據線圈安排的方式，只有靠近 C_1 、 C_3 部份的導線磁場致動產生作用，所以合理假設 B_2 、 B_4 為零，如圖 3-1 所示。根據章節 2.1 中式(2-7)可導出以下的方程式

$$\begin{aligned}
dF &= Idl \times B \\
f &= \oint_c df \\
&= \oint_c Idl \times B \\
&= \int_{c1} Idl_1 \times B_1 + \int_{c2} Idl_2 \times B_2 + \int_{c3} Idl_3 \times B_3 + \int_{c4} Idl_4 \times B_4 \\
&= ILB + 0 + ILB + 0 + ILB \\
&= 2ILB
\end{aligned} \tag{3-1}$$

並假設線圈有 N 匝，則線圈與磁鐵交互作用實際的力，則表示式可寫成：

$$f_{act} = 2NLBi = K_f i \tag{3-2}$$

其中 L 為線圈的邊長， K_f 定義為力常數。

在音圈馬達中的磁通密度與導線長度固定不變時，產生的作用力大小，與流經導線的電流大小成正比；因此，只要能夠精確的控制電流，就可以控制驅動裝置的驅動力，而達到控制直線運動的目的。

故透過適當的設計與安置線圈與永久磁鐵(如圖 3-2 所示)，並實際利用負荷計(Load Cell)實驗驗證後，我們確定本研究所設計的此種類音圈馬達(Voice Motor)方式設計之驅動器比一般驅動器可增加兩倍之推力式(3-2)，故我們可以減低控制線圈電流之數入量以及減少線圈之匝數，可達到省能與省成本之雙重目的。

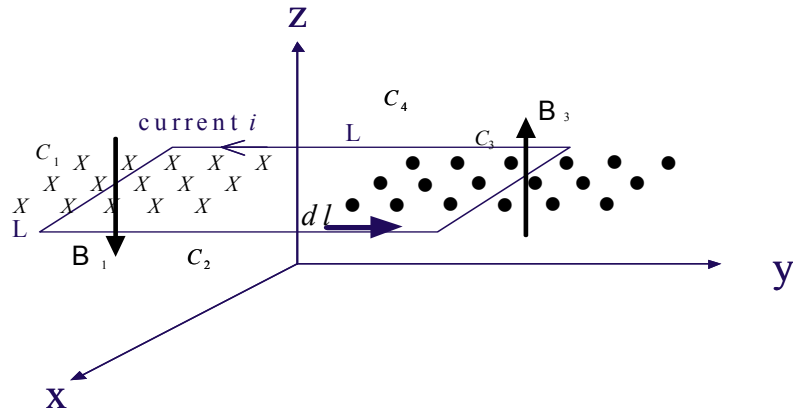


圖 3-1 磁力的解析

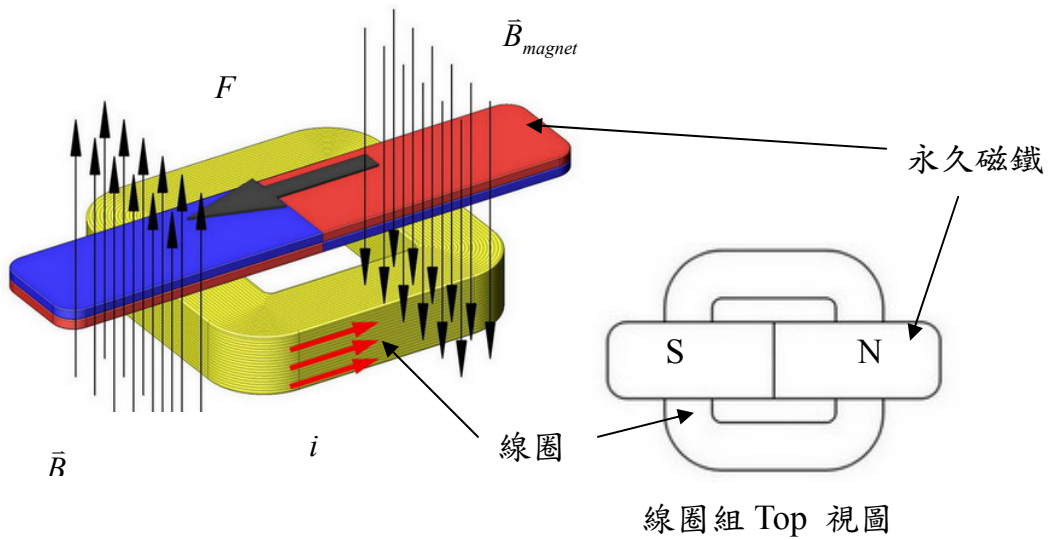


圖 3-2 單一致動器設計示意圖

依據以上之電磁力特性分析，本研究的定位平台致動系統採用三組類音圈馬達原理所設計之電磁致動器，利用兩組相互正交(產生 X 與 Y 方向之推力)與一組以運動平台為圓心(O)之半圓形(產生沿著 Z 方向旋轉之扭力)的排列方式來驅動平臺，以達成三個自由度(X、Y 與 θ)的運動目標，採用此種排列方式將可，同時直接驅動 X 軸與 Y 軸，並可利用 θ 軸控制其偏轉角以確保平台做水平或垂直運動。並且因為三個致動器輸出力軸線直

接對應其定位平台三自由度運動軸線，使其致動器輸出與推力的關聯式將可大幅度簡化，其致動器輸出與推力的關係式(3-3)及位置圖 3-3。

$$\begin{bmatrix} f_x^d \\ f_y^d \\ \tau^d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & d\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ f\theta \end{bmatrix} \quad (3-3)$$

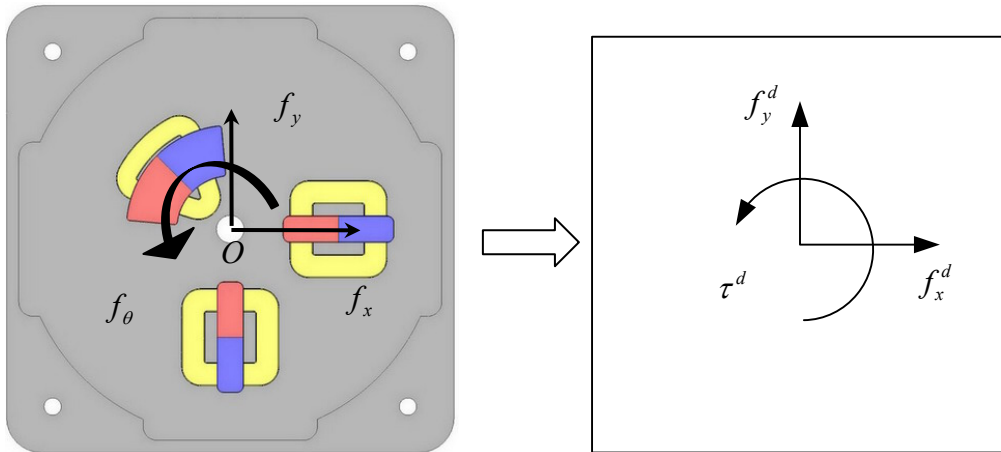


圖 3-3 致動器擺置與推力轉換圖

3.3 撓性移動平台設計與分析

本研究的目標是希望建立一能夠在固定行程的運動範圍內，提供高精度的定位能力之定位系統。由於研究中為了去除雙層複式驅動平台之摩擦力、偶合與控制複雜...等缺點，採用單層移動平台的設計架構，其定位過程中只能依靠三組類音圈馬達之電磁驅動裝置直接推動，當定位過程中誤差過大時，並無第二階段的微調定位來補償誤差，故移動平台的原始性能也就顯得格外重要，若是移動平台原使的性能就不佳，例如系統的第一自然共振頻率(Resonant Frequency)過低，即容易受到環境的干擾使移動平台產生振動，或是在靜態穩定的狀況下，會產生振幅過大的位移擾動，這些狀況都會造成定位控制上的困擾。

因此在設計移動平台所必須注意的重點，除了行程必須達到公釐(mm)等級的要求之外，就是要提高系統剛性與第一自然共振頻率，同時大量減少平台可移動部分的體積與質量。為了有效利用驅動設備推力且滿足長行程之條件，在此選擇質量較輕、加工容易，且具有彈性線性之應力-應變的彈性特性材料的鋁合金做為定位平台材料，並利用撓性結構來設計單層無接觸式撓性移動平台。

3.3.1 撓性結構

所謂的撓性結構(Flexure Mechanism)，是指運用材料的彈性變形能力，以提供具有高精確性與線性的運動機制。因為撓性結構採一體成型設計，僅須由單一塊材料經由精密加工而成，不但能消除因製造過程中夾持、焊接...等造成的高應力與接合點的潛變，對於硬脆材料而言，疲勞或過度負載造成的破壞為急遽的且容易預測，故具有相當高的重現性。其力學行為也較簡單、明確，不會有耗損(Wear)、摩擦(Friction)、滯滑(Stick-Slip)、背隙(Backlash)...等，不利於超精密定位控制的現象，故可以達到平順、連續、高穩定性的直線運動，而且若是利用力學原理推導出力量與位移的關係，就可藉由已知的力量預測可能的位移，或是先決定目標的移動行程，推算出達到定位所需要的力量，將可避免運動過程中發生不可預期之干擾與現象[40]。

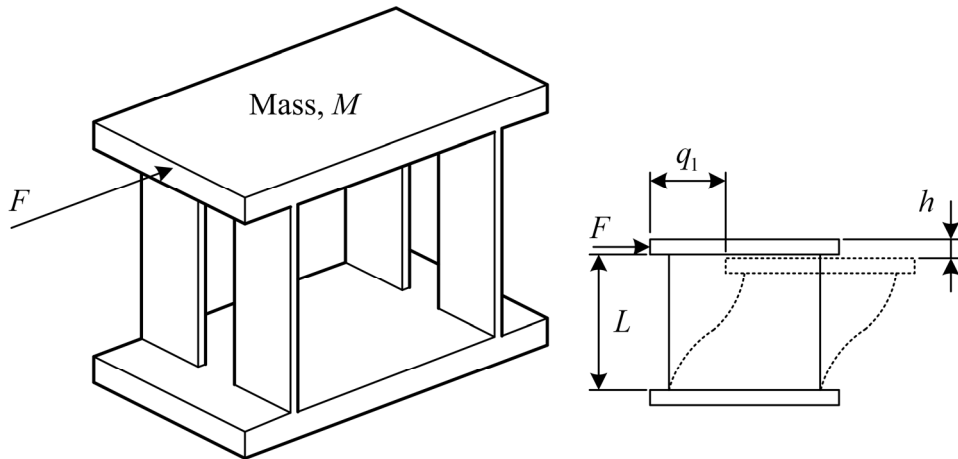
撓性結構最大的弱點為受到母材材料特性影響甚鉅，各項系統特性，如剛性、撓度等都與材料性質息息相關。若以撓性結構來當本研究中之平台運動機構，在設計時需考慮到

- 1.材料之楊氏係數
- 2.機構之自然共振頻率

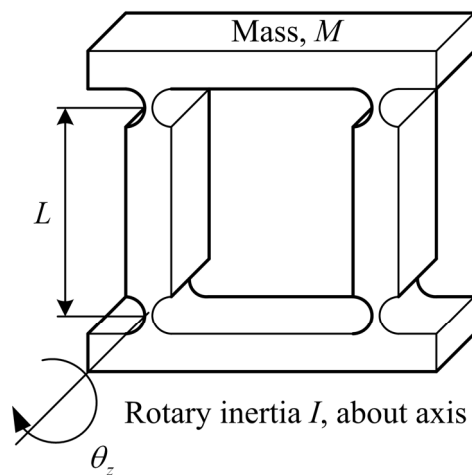
3.音圈馬達致動器所能推動之最大推力與其相對位移

4.結構本身所能承受之最應力與應變(位移量)

5.加工難易度



(a) 平板式



(b) 割痕式

圖 3-4 撓性結構之基本形式

選用撓性結構作為平台設計的優點為：一體機構(Monolithic Mechanism)無機械元件與機械元件間的相互接觸，避免傳動介面現象所以

不會產生一般的材料磨耗與磨損，且具有高穩定性。動作平順且連續性 (Smooth & Continuous)，相當適合於微小行程定位及快速驅動之要求。

基本上撓性結構可以分為兩種形式，一為平板式(Leaf Type Linear Spring) 如圖 3-4(a)，另一為割痕式(Notch Type Linear Spring)如圖 3-4(b)。平板式撓性結構又可稱為平板彈簧(Leaf Spring)，為藉由平板受外力而造成彈性變形，使得基座與移動台之間產生相對運動。

最簡單的平板式撓性運動結構為單平板彈簧(Simple Leaf Spring)，如圖 3-5 所示，根據材料力學基本理論可以推算出單平板彈簧的彈性係數 K_{d1} 式(3-4)，與最大變形量 $\delta_{\max 1}$ 式(3-5)為

$$K_{d1} = \frac{Ebd^3}{L^3} \quad (3-4)$$

$$\delta_{\max 1} = \frac{\sigma_{\max} \cdot L^2}{6Ed} \quad (3-5)$$

假設截面為矩形 ($I = bd^3/12$)， σ_{\max} 為材料所能承受之最大應力， E 為材料楊氏係數， L 、 d 、 b 分別為導引平板的長、寬、高。

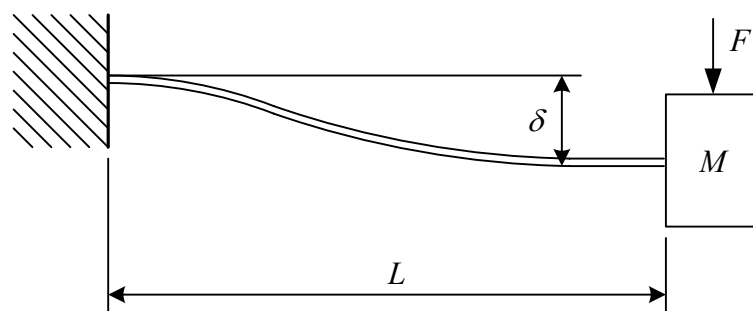


圖 3-5 平板式撓性結構

為增加定位平台的可撓性即移動行程，可使用雙複合平板彈簧(Double Compound Leaf Spring)，如圖 3-6 所示，其相對於單平板式撓性結構的優

點，能以較小的體積，達到較長的運動行程，但缺點是精細線切割加工的手續較繁複，而提高加工成本。雙複合平板彈簧可視為兩個單平板彈簧串聯而成，其彈性係數 K_{d2} 式(3-6)與最大變形量 $\delta_{\max 2}$ 式(3-7)為

$$K_{d2} = \frac{Ebd^3}{2L^3} \quad (3-6)$$

$$\delta_{\max 2} = \frac{\sigma_{\max} \cdot L^2}{3Ed} \quad (3-7)$$

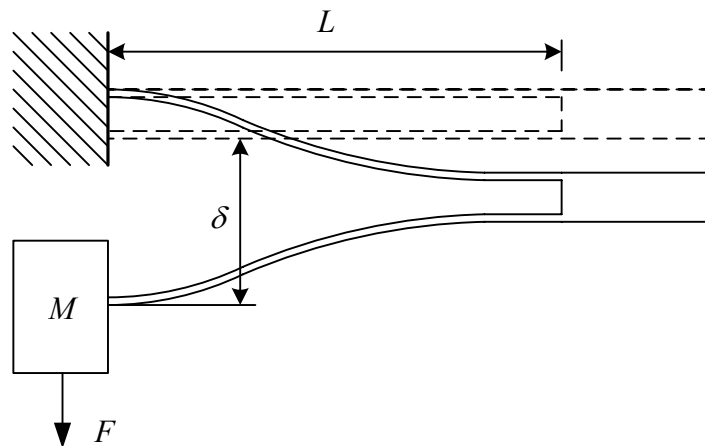


圖 3-6 雙複合平板彈簧

割痕式撓性結構基本構成要件，由兩個割痕式接腳(notch hinge)組成，如圖 3-7 所示，經由幾何外形上的特意設計，使得撓性結構縱向(cross sectional)剛性遠弱於軸向(longitudinal)剛性，其運動過程應力將集中於幾何形狀上。與平板彈簧不同處為割痕式撓性結構的位移量與割痕式接腳的轉角彈性變形能力相關。

割痕式撓性結構藉由割痕式接腳的轉角彈性變形，造成基座與移動台的相對運動。根據 Paros 和 weisbord 方程式，割痕式接腳彈性係數 K_n 式(3-8)與最大轉角 θ_{\max} 式(3-9)為

$$K_n = \frac{2Ebt^{5/2}}{9\pi R^{1/2}} \quad (3-8)$$

$$\theta_{\max} = \frac{3\pi R^{1/2}}{4Et^{1/2}} \sigma_{\max} \quad (3-9)$$

其中， σ_{\max} 為材料所能承受之最大應力， E 為材料楊氏係數， R 為割痕接腳上半圓的半徑， t 為割痕接腳上兩半圓的間距， b 為剛體結構的寬度。

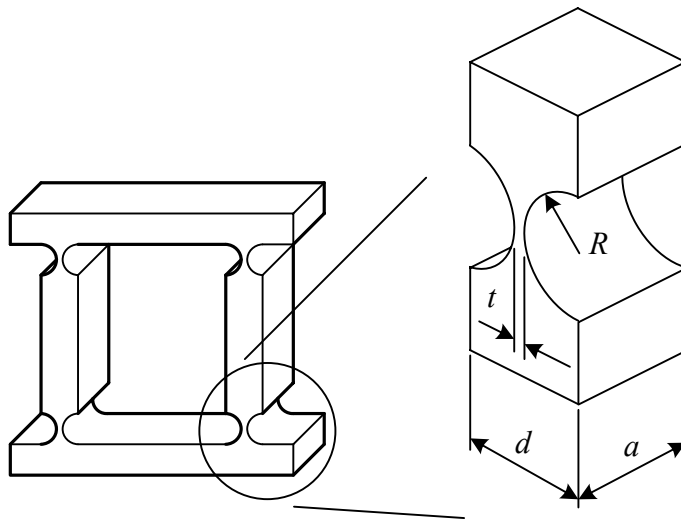


圖 3-7 割痕式撓性結構

3.3.2 平板式撓性結構

本設計中主要是利用平板式撓性結構作為平台引導裝置，平板式撓性結構常利用的架構有如圖五種(A)~(E)，當力量施於撓臂時運動平台時藉由平板的彈性變形，造成基座與移動台的相對運動。本研究為達成 X 軸向、Y 軸向和 θ 角度這三自由度的動型態，固本研究設計將採用以圖中(E)雙複合彎曲平板式撓性結構的形式作為設計基礎，雙複合彎曲平板式撓性結構，其相對於單平板式撓性結構的優點，主要是能以較小的體積，達到較長的運動行程。

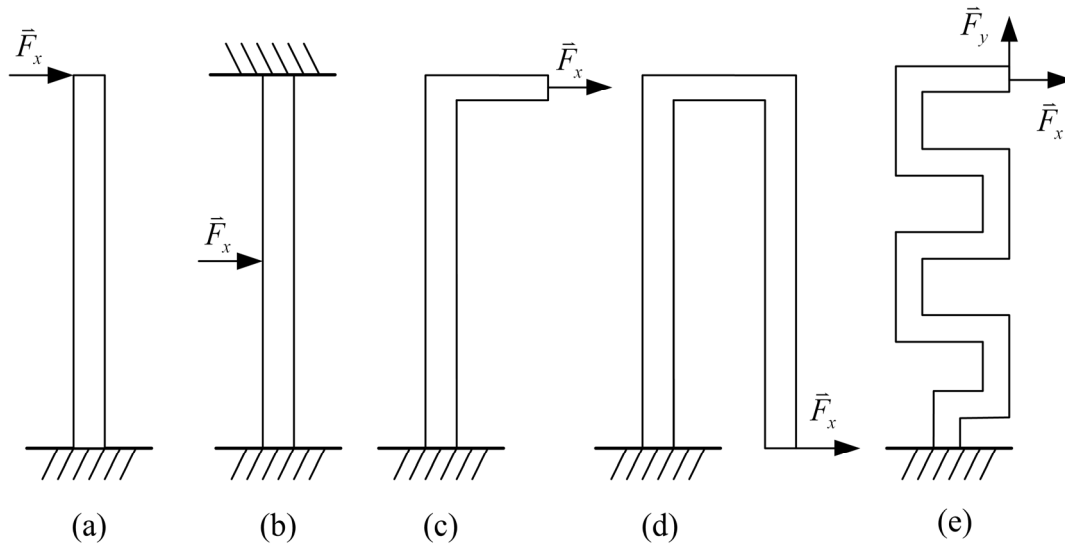


圖 3-8 各類撓性結構示意圖

接下來，將運用章節 2.3 機械能轉換所堆導之能量法則，分析其撓性結構之力學基本原理。首先，必須先考慮其如圖 3-9 懸臂梁結構，懸臂梁一端固定另一自由端的端部受到一徑向力 P 向下，接著推導其替代式。

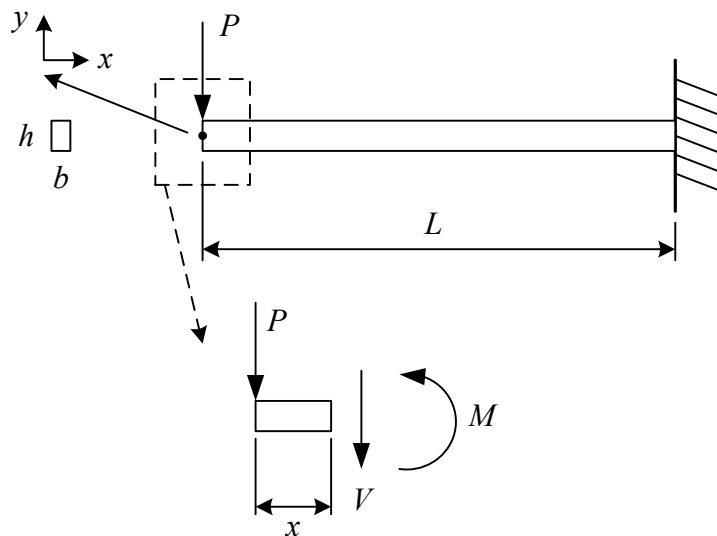


圖 3-9 懸臂梁結構受力示意圖及其自由體圖

在章節 2.3.2 式(2-17)

$$k = \frac{1}{\sigma} = \frac{M}{EI}$$

證明桿件之縱向軸的曲率直接與彎曲力矩成正比，而與 EI 成反比， EI 稱之為桿件之抗撓剛度(Flexural Rigidity)。為斷面積對於 z 軸，即中立軸之慣性力矩。在大部分之實際設計情況裡，梁僅發生很小之撓曲，因此，撓曲線很平坦，且角度 θ 與曲線之斜率都很小，所以可以假設為

$$k = \frac{1}{\sigma} = \frac{d\theta}{dx} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (3-10)$$

與式(2-17) 聯立，而得

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad (3-11)$$

又從圖 3-9 其自由體圖中，可得平衡式

$$\sum Force = 0 \Rightarrow V = -P \quad (3-12)$$

$$\sum Moment = 0 \Rightarrow M = -Px \quad (3-13)$$

所以由式(3-12)~式(3-13)應用其邊界條件，我們可整理得到下式

$$y = \frac{P}{6EI}(-x^3 + 3L^2x - 2L^3) \quad (3-14)$$

此梁頂端受 P 力偏移後，我們就可以容易的定義出 $y|_{x=0} = \frac{-P}{3EI}L^3 = \frac{F}{-k}$ 。所

以梁之彈性係數 k 即為

$$k = \frac{3EI}{L^3} \quad (3-15)$$

單一彎曲平板式撓性結構由單個平板式撓性結構所構成，根據材料力

學第二力矩-面積定理(Second Moment-Area Theorem)，其長度為 L ，若施加一力 P 於懸臂樑末端圖 3-10，則其產生之位移 δ_B 與角度 θ_B ，可由力矩-面積定理知樑頭尾之間角度差等於彎曲力矩圖面積除以 EI ；由圖上可求出此面積為 $PL^2/2EI$ ，故角度 θ_B 可表示為

$$\theta_B = \frac{PL^2}{2EI} \quad (3-16)$$

端點撓曲 δ_B 可應用定理求之，撓曲線上頭尾兩點之切線距離 Δ 等於彎曲力矩面積對於梁端點之第一力矩除以 EI ，可寫為

$$\Delta = -\frac{PL^2}{2EI} \left(\frac{2L}{2}\right) = -\frac{PL^3}{3EI} \quad (3-17)$$

負號表示撓曲線上之端點為於軸線下方，故其撓曲 δ_B 為

$$\delta_B = \frac{PL^3}{3EI} \quad (3-18)$$

其中 E =楊式係數(Young's modulus)。我們利用 COSMOSX press Study 軟體來模擬撓褶懸臂樑應力與應變分析如圖 3-11 與圖 3-12 所示。

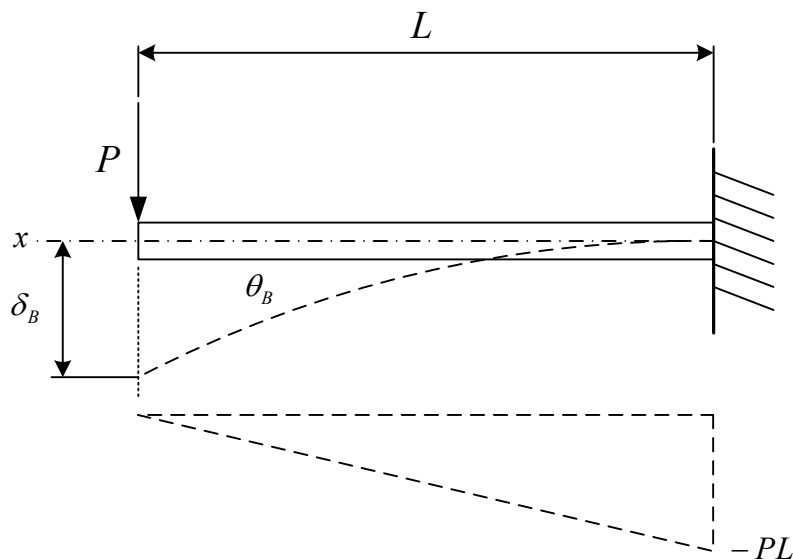


圖 3-10 撓性懸臂樑機構受力示意圖

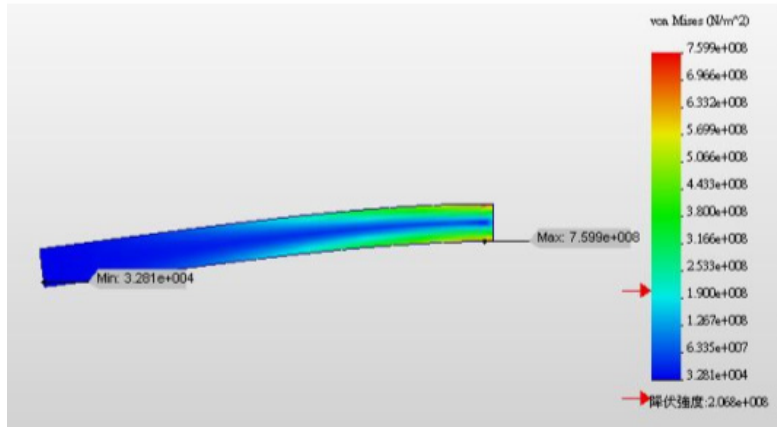


圖 3-11 懸臂樑應力模擬圖

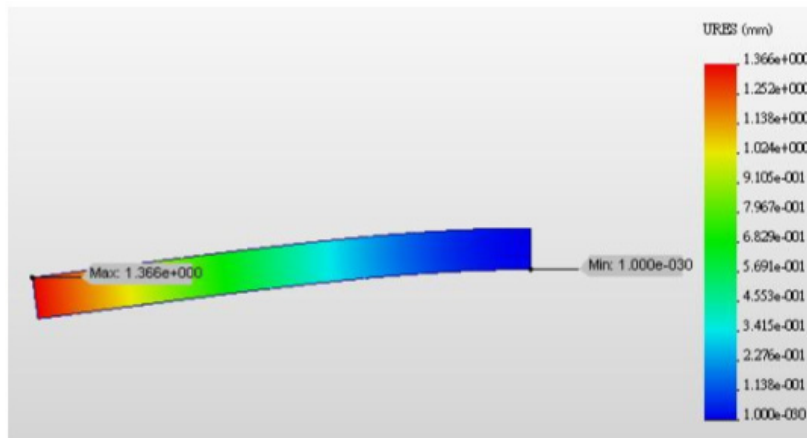


圖 3-12 懸臂樑應變模擬圖

平板式撓性結構也可稱為平板彈簧，是藉由平板受外力而造成彈性變形，使得基座與移動台之間產生相對運動的結構，在本研究中為了增加平板彈簧的可撓性，並達到較長的運動行程，故使用如圖 3-13 的雙複合平板彈簧結構

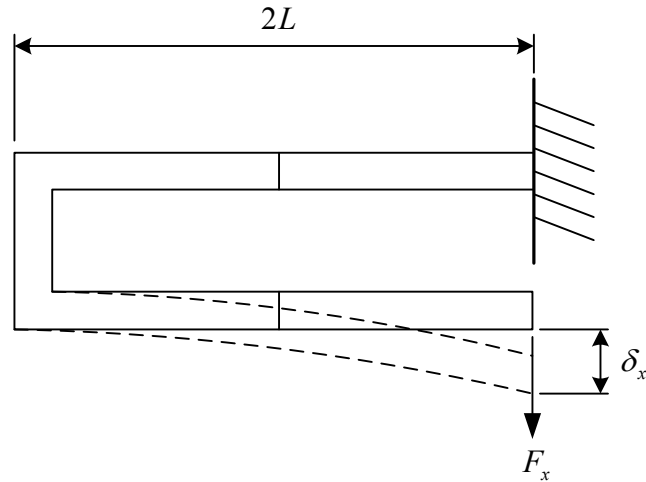


圖 3-13 雙複合平板彈簧結構

並根據材料力學的基本理論，可以推算出雙複合平板彈簧的彈性係數 k_x 式(3-19)與最大變形量 δ_{\max} 式(3-20)為

$$k_x = \frac{Ybd^3}{4L^3} \quad (3-19)$$

$$\delta_{\max} = \frac{\sigma_{\max} \cdot 2L^2}{3Yd} \quad (3-20)$$

其中 σ_{\max} 為材料所能承受之最大應力， Y 為材料的楊氏模數， L 、 b 、 d 分別代表平板彈簧的長、寬、厚。依照式(3-15)可改寫其彈性係數為

$$k_x = \frac{f_x}{\delta_x} = \frac{3EI}{4L^3} \quad (3-21)$$

又令 $L'=2L$ ，(3-21)式可從新寫為

$$k_x = \frac{f_x}{\delta_x} = \frac{6EI}{(L')^3} \quad (3-22)$$

此雙複合彎曲平板式撓性結構圖 3-13，撓折數依設計需求增加如 3-14 延伸，我們則改寫式(3-22)，則可容易的將其撓性機構之彈性係數 k ，整理為

下式

$$k_x = \frac{f_x}{\delta_x} \cong \frac{48EI}{(4N+1)L^3} \quad (3-23)$$

其中 L 為撓曲結構之寬度， N 為撓曲結構之撓折數，此式子可近似的估算，不包括兩固定端的一彎曲平板式撓性結構彈性係數。

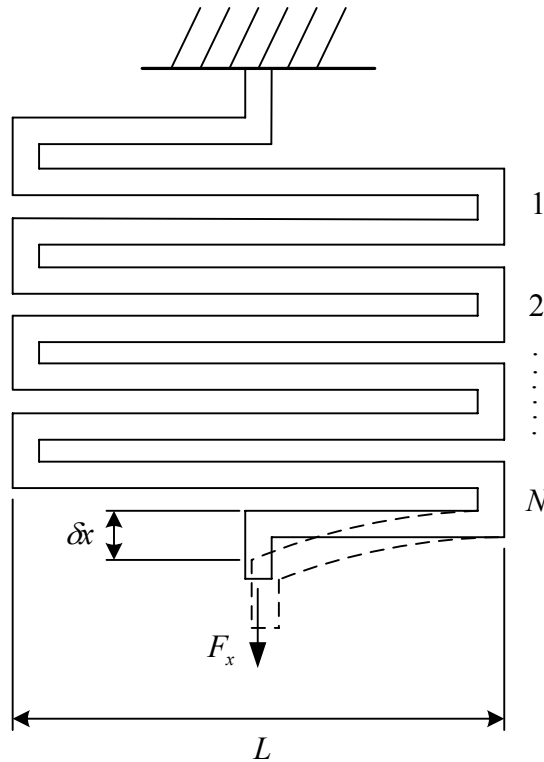


圖 3-14 多層複合平板彈簧結構

3.3.3 撓性結構主體設計

為了與一般二維撓褶結構設計[40]有所區隔，我們特別選擇四邊對稱架構作為此系統之設計依據，每邊將選用 $N=1.5$ 的多層複合平板彈簧結構，所以四邊的其撓性機構之彈性係數 k ，將由式(3-23)改寫可得

$$k_x = \frac{f_x}{\delta_x} \cong \frac{48EI}{7L^3} \quad (3-24)$$

；其好處是對稱架構之系統動態模式容易推導，且在電磁驅動器位置設計上較易對準安裝，另外運動平台與固定座間僅有四點之接觸，故運動平台受固定座之影響較一般之架構少，運動平台引導機構設計圖為圖 3-15。

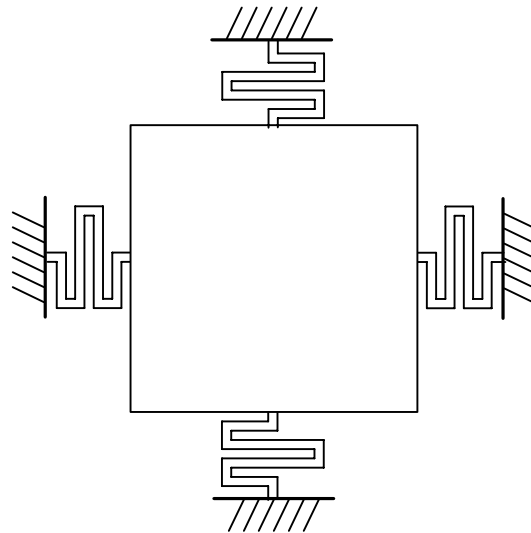


圖 3-15 平台設計概念圖

章節 3.2.2 只推導單一邊彎曲平板式撓性結構彈性係數，在當平台只做水平位移時，其垂直方向之彎曲平板式撓性結構也會影響平台運動如圖 3-16，所以為求得精準控制器設計也必須將其考量進入。

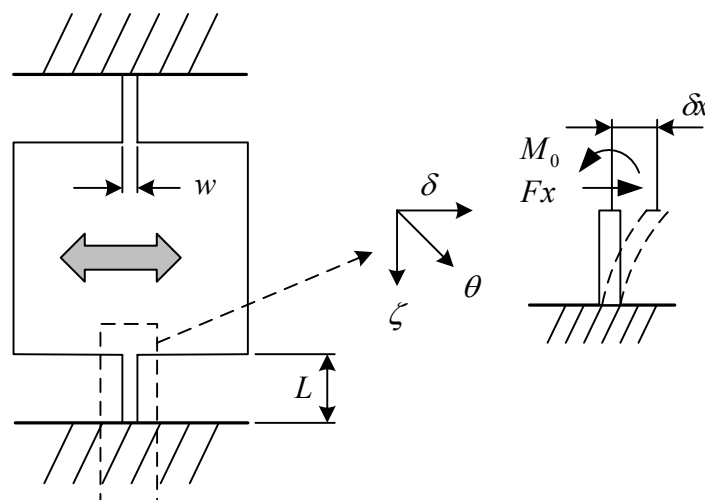


圖 3-16 平台水平運動時垂直軸之狀態

由自由體中可知，可用外加力 F_x 與力偶 M_0 ，取代作用於物體上的 δx ，且相等於其彈性係數 kx 。梁所受其力偶可表示為

$$M = M_0 - F_x \xi \quad (3-25)$$

由章節 2.3.2 中式(2-21)，可得梁件內之總應變能量為表示為

$$U_i = \int_0^L \frac{M^2}{2EI^2} d\xi \quad (3-26)$$

依照卡式定理(Castigliano's Theorem)，彈性構件上一點位移變化率與該點所受外力之關係，可將總應變能式寫為

$$U_i = \int_0^L \frac{M(x)^2}{2EI^2} dx, \delta = \frac{\partial U}{\partial F_\delta}, \theta_0 = \frac{\partial U}{\partial M_0} \quad (3-27)$$

限定 $\theta = 0$ 並將(3-25)式代入，可得下列式

$$\theta_0 = \frac{\partial U}{\partial M_0} = \int_0^L \frac{M}{EI} \frac{\partial M}{\partial M_0} d\xi = \frac{1}{EI} \int_0^L (M_0 - F_x \xi) d\xi = 0 \quad (3-28)$$

在以 $M_0 = \frac{F_x L}{2}$ 代入式(3-25)，可改寫為

$$M = F_x \left(\frac{L}{2} - \xi \right) \quad (3-29)$$

再次利用卡式定理求得之式(3-27)，與式(3-29)相互整理可得

$$\begin{aligned} \delta_x = \frac{\partial U}{\partial F_x} &= \int_0^L \frac{M}{EI} \frac{\partial M}{\partial F_x} d\xi \\ &= \int_0^L \frac{F_x \left(\frac{L}{2} - \xi \right)}{EI} \left(\frac{L}{2} - \xi \right) d\xi \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{F_x}{EL} \int_0^L \left(\frac{L}{2} - \xi\right)^2 d\xi \\
&= \frac{F_x L^3}{12EI}
\end{aligned} \tag{3-30}$$

可推論出當平台作水平運動時，其垂直方向的彎曲平板式撓臂，對其平台的影響為一簡支梁的狀態。反之當平台作垂直運動時，其水平方向對平台的影響也可用同一式表示，其單一彈性臂 k_{beam} 為

$$k_{beam} = \frac{F_x}{\delta_x} = \frac{12EI}{L^3} \tag{3-31}$$

因為設計為對稱機構，所以 k 為

$$k = 2 \cdot k_{beam} = \frac{F_x}{\delta_x} = \frac{24EI}{L^3} \tag{3-32}$$

由以上章節所得之結果，將其平台運動構件設計如圖 3-17~圖 3-18 示意圖所示，本研究為了達成長行程的運動範圍，因此在撓性臂多層複合平板彈簧結構中選用 1.5 折的設計，其中撓性臂的彈性系數可由式 3-34，求得，為提高慣性矩級及增強撓性臂剛性則需增加撓臂斷面大小，則將平台厚度設計為 15mm；在高厚度的平台設計中，為避免平台質量過大而造成下沉之問題以及減少驅動器多於之負擔，將平台中間部位做一減重設計以減輕平台重量，讓平台得以平順運動，其後在實驗過程中將可表現出減重設計之結果呈現出來。

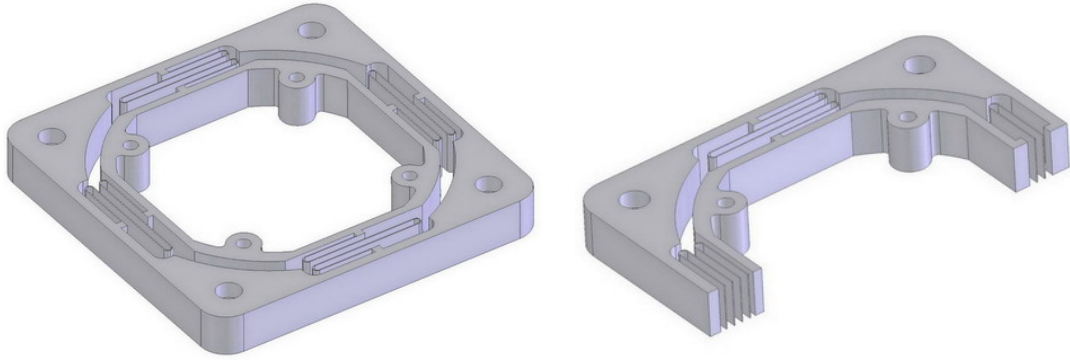


圖 3-17 四邊形二維對稱撓褶結構示意圖

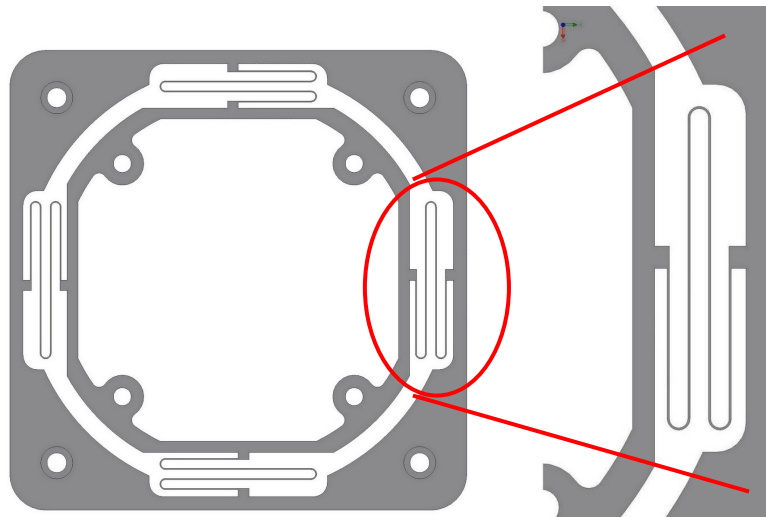


圖 3-18 撓褶結構及其放大圖

3.4 量測系統

感測器是採用三組由本實驗室自備之，高精度渦電流位置感測器作為平臺位置訊號之回授，其為確保定位平臺在運動過程中，為水平或是垂直運動而無角度偏移，固感測器擺設位置如圖 3-19 一邊擺設兩感測器一邊擺設一感測器，並利用位置與姿態轉換關係是來將各位置量測訊號轉換至真實平臺的姿態，結果可表示為

$$\begin{bmatrix} x_n \\ y_n \\ \theta_n \end{bmatrix} = \sum_{k=0}^n \begin{bmatrix} \Delta x_k \\ \Delta y_k \\ \Delta \theta_k \end{bmatrix} = \sum_{k=0}^n \begin{bmatrix} \frac{a}{2} - \Delta x_{3,k} \cdot \csc(\tan^{-1}(\frac{\hat{x}_{1,k} - \hat{x}_{2,k}}{d_a})) \\ \frac{a}{4} - \Delta x_{2,k} \cdot \csc(\tan^{-1}(\frac{\hat{x}_{1,k} - \hat{x}_{2,k}}{d_a})) \\ \tan^{-1}(\frac{\hat{x}_{1,k} - \hat{x}_{2,k}}{d_a}) \end{bmatrix} \quad (3-33)$$

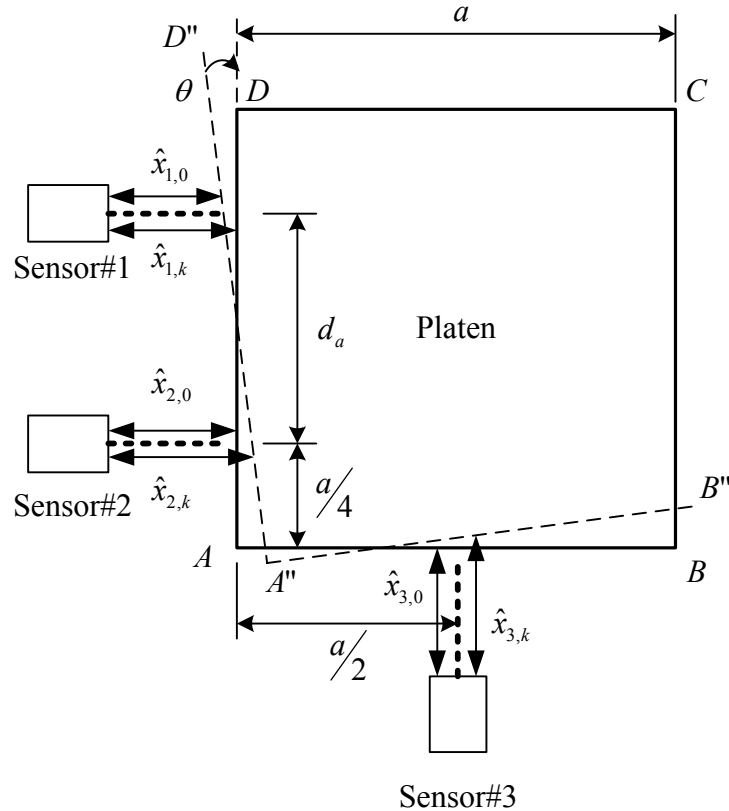


圖 3-19 感測器擺放位置頂視圖

就整座浮動平台之中心點為機械座標原點，如圖 3-20 所示，可瞭解平台之位移方向及偏擺角之動向，設 X 軸的位移量為 dX，Y 軸的位移量為 dY， θ z 軸旋轉位移為 θ ，則新的座標轉換矩陣為：

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \\ \theta' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta & dx \\ -\sin \theta & \cos \theta & dy \\ 0 & 0 & \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3-34)$$

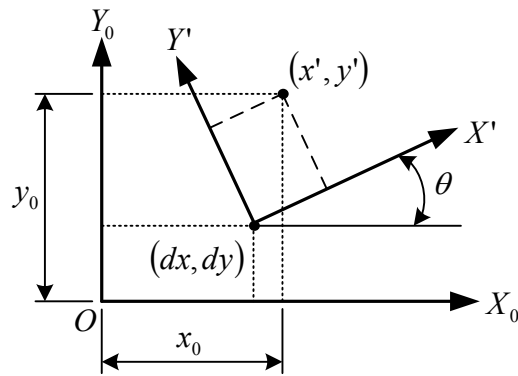


圖 3-20 新座標點對原座標之轉換

3.5 定位平台整體架構

經由上列章節的原理，我們設計如下圖雙軸定位平台，平台架構簡單輕巧為一 128mm x 128mm x 28mm 大小的平台圖 3-21，相當符合原始設計理念。其中平台可分為二大部分：一為運動結構，包含了撓性結構體及上下蓋板，其中永久磁鐵依照圖位置固定於下底板。二為驅動器系統，將致動線圈固定於底板三個相配合的凹槽上，通電後將可配合下蓋板的與永久磁鐵推動運動平台，各零件相關位置可參照立體分解圖 3-22。此雙軸定位平台系統的特色包含了

1. 利用類音圈馬達產生之排斥力來使平台驅動。
2. 運動平台藉穩定線圈 θ 作鎖定，避免水平直線度誤差及搖擺誤差。
3. 架構簡單，且設計行程可達 2.5mmx2.5mm。
4. 為雙軸 XY 定位平台。

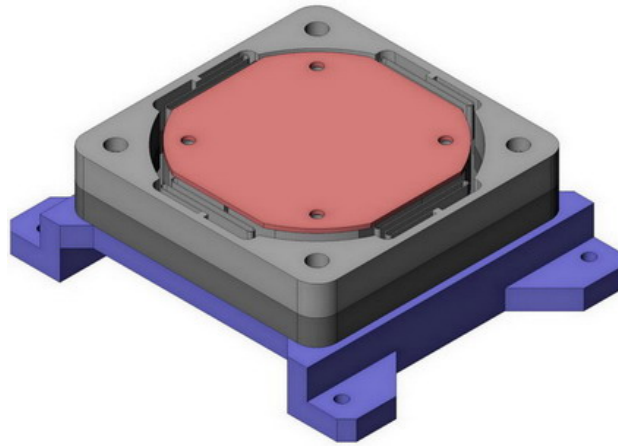


圖 3-21 定位平台外觀圖

此平台係使用具有彈性能特性之鋁材，以線切割加工方法切除有規則性的空穴。平台外側有 4 個固定螺釘孔，藉由螺釘鎖固於大行程之 X、Y 工作平台上，所固定的四處固定座下方以另外設計之底座加以墊高，使浮動平台得以懸浮移動，並可減少下蓋鉸鐵硼磁鐵與光學桌面產生干擾。

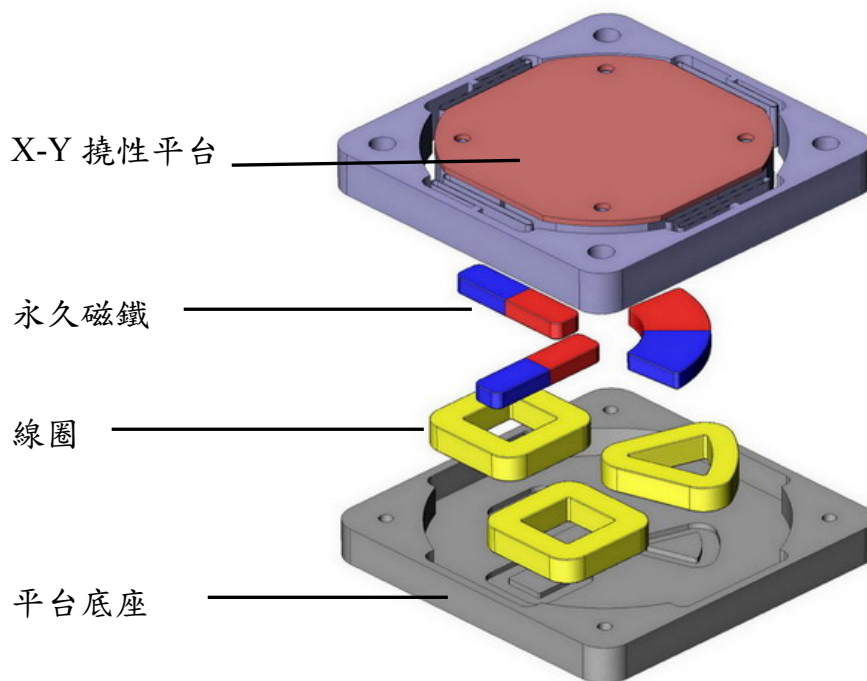


圖 3-22 定位平台立體系統分解圖