

行政院國家科學委員會專題研究計畫成果報告

渦卷式壓縮機之電腦整合設計與製造 —子計劃一：渦卷式壓縮機曲軸之動力分析(III)

Dynamic Analysis for Crankshaft of Scroll Compressor(III)

計畫編號：NSC 87-2212-E-009-009

執行期限：86年8月1日至87年7月31日

主持人：呂宗熙 國立交通大學機械工程研究所

E-mail：tsliu@cc.nctu.edu.tw

一、中文摘要

可變速渦卷式壓縮機代表新一代的渦卷壓縮機技術，與現在市面上的只能固定一個轉速的壓縮機不同。當壓縮機變速時，原來基於曲軸設計速度而配置的配重就不適用。有鑑於此，本文之目的在於克服開發可變速渦卷式壓縮機瓶頸之一，完成曲軸的新設計，即運用機電整合的途徑有效減少曲軸的搖晃力及搖晃力矩，進行理論分析及實驗量測。理論方面，利用慣性橢圓體理論，計算曲軸轉速變化時，在動平衡的條件之下，應該具有的曲軸慣性大小。在設計與實作方面，係在原曲軸上加裝兩個動平衡錘，用電磁線圈所產生的電磁力調整動平衡錘的位置，藉以隨時改變曲軸與動平衡錘合成的慣性。

關鍵詞：渦卷式壓縮機、慣性橢圓體、動平衡錘

Abstract

This project aims to design and investigate a new crankshaft that drives the scroll in variable-speed scroll compressors such that dynamic equilibrium is always achieved in spite of speed variation. A mechatronic system containing electromagnets is used to reduce the shaking force and moment. Both theoretical

derivation dealing with inertia properties and experimental work are conducted.

Keywords: Scroll Compressor, Crankshaft, Shaking Force, Shaking Moment

二、緣由與目的

渦卷運動及其對整個傳動系統之影響是渦卷式壓縮機整體設計重要的一環。渦卷的自然頻率不能發生在壓縮機的可變速範圍內，以免激發共振。此外，連接渦卷的曲軸動平衡更是平穩運轉的要件，以確保壓縮機能順利運轉，振動與噪音達到最小的程度。Kameya等人提出了螺旋式壓縮機之減少扭矩變動的研究[1]。Kim等人也利用徑向撓性的裝置來改善渦卷式壓縮機曲軸扭矩的變化[2]。Nieter和Deblois提出了減小軸承力的配重方法[3]。Zhu與Wang提出了具撓性曲柄機構的渦卷式壓縮機的動力分析[4]。國內對於螺旋式以及渦卷式壓縮機的熱流分析和動力分析，新近出現了一些研究成果[5,6]。

三、理論分析

3.1 搖晃力與搖晃力矩

本研究利用 Poinsot 方法[8]，將空間剛體的旋轉慣性特性，配合以慣性橢圓體的方法來表示出曲軸的搖晃力以及搖晃力

矩。在搖晃力矩方面，首先依據平行軸定理與慣性橢圓體的原理，可以寫出壓縮機曲柄軸的慣性橢圓體表示式

$$I_{xx}X^z + I_{yy}Y^z + I_{zz}Z^z + I_{xy}XY + I_{xz}XZ + I_{yz}YZ = z \quad (3.1)$$

其中根據圖一壓縮機曲柄軸的幾何形狀和尺寸，計算出

$$I_{xx} = -z \int_{zz} \times_{zz}^{-7} \sin \theta_1 - z \int_{zz} \times_{zz}^{-7} \cos \theta_1 + z \int_{zz} \times_{zz}^{-7} \sin \theta_2 + z \int_{zz} \times_{zz}^{-7} \cos \theta_2 + z \int_{zz} 57$$

$$I_{xy} = z \int_{zz} \times_{zz}^{-7}$$

其他的慣性表示式限於篇幅，不再寫出。其中 θ_0 及 θ_0 為兩動平衡錘的擺動角度，如圖二所示。曲軸各元件的尺寸列於表一。

如果選用質心為慣性主軸的原點，則慣性橢圓體的方程式將可以化簡為

$$I_7 X^z + I_z Y^z + I_0 Z^z = z \quad (3.2)$$

其中 I_7 、 I_z 、 I_0 是質心處的主軸慣性矩，表現曲軸轉速變化時，在動平衡的條件之下，應該具有主軸慣性的大小。

根據 Poinsot 原理，若剛體運動繞著對應最大或最小慣性矩的主軸而旋轉，則其運動為穩定。假設曲軸繞著慣性座標系中的 Z 軸以 $\vec{\omega}$ 之定角速度旋轉，如圖二。則根據角動量方程式，曲軸對剛體固定點 O 之角動量為

$$\begin{aligned} \vec{H}_O = & I_{xx} \omega_x \vec{i} - I_{xy} \omega_{xy} - I_{xz} \omega_z \vec{i} \\ & + I_{yx} \omega_x + I_{yy} \omega_y - I_{yz} \omega_z \vec{j} \\ & + I_{zx} \omega_x - I_{zy} \omega_y + I_{zz} \omega_z \vec{k} \end{aligned} \quad (3.4)$$

因為 O 點為剛體上之固定點，因此滿足角動量方程式

$$\vec{\Sigma M}_O = \dot{\vec{H}}_O \quad (3.6)$$

再利用旋轉座標計算向量 \vec{A} 之時變率公式

$$\dot{\vec{A}} = \dot{\vec{A}}_o + \vec{\omega}_{xyz} \times \vec{A} \quad (3.7)$$

令 $\vec{A} = \vec{H}_O$ 代入則可得到剛體之角動量方程式

$$\vec{\Sigma M}_O = \dot{\vec{H}}_O = \dot{\vec{H}}_o + \vec{\omega}_{xyz} \times \vec{H}_O \quad (3.8)$$

其中 $\dot{\vec{H}}_o = \dot{H}_{ox} \vec{i} + \dot{H}_{oy} \vec{j} + \dot{H}_{oz} \vec{k}$ 選擇 xyz 為剛體附著座標，因 O 點為剛體上之一固定點，而且曲軸只繞著 Z 軸以 ω 之定角速度轉動，所以 $\omega_x = z$ 、 $\omega_y = z$ 、 $\omega_z = \omega$ ，因此曲軸對 O 點之轉動慣量為

$$\vec{H}_O = -I_{xz} \omega \vec{j} - I_{yz} \omega \vec{j} + I_{zz} \omega \vec{k}$$

對時間微分得到

$$\begin{aligned} \dot{\vec{H}}_O = & \dot{H}_o + \vec{\omega}_{xyz} \times \vec{H}_O = \\ & -I_{xz} \dot{\omega} + I_{yz} \omega^z \vec{i} + -I_{yz} \dot{\omega} - I_{xz} \omega^z \vec{j} + I_{zz} \dot{\omega} \vec{k} \end{aligned} \quad (3.9)$$

故由(3.6)式可以得到曲軸對 O 點之角動量方程式為

$$\begin{cases} \Sigma M_{ox} = -I_{xz} \dot{\omega} + I_{yz} \omega^z \\ \Sigma M_{oy} = -I_{yz} \dot{\omega} - I_{xz} \omega^z \\ \Sigma M_{oz} = I_{zz} \dot{\omega} \end{cases} \quad (3.10)$$

所以當慣性積 I_{xz} 及 I_{yz} 的值為最小或者甚至為零時，曲軸的搖晃力矩便可達到最小或者為零。

搖晃力方面，假設曲軸繞著慣性座標系中的 Z 軸以 $\vec{\omega}$ 之定角速度轉動，因此曲軸上的兩不平衡配重便形成了一對慣性力

偶，其大小為 $\overline{M}_i R_i + M_z R_z \frac{L_z \omega^z}{i} \vec{I}_i$ 令為 C_i ，且沿 X 方向，其中 M_M 、 M_i 各為不平衡配重的質量， R_M 、 R_i 為兩配重質心到 Z 軸的距離。假設曲軸軸承的反作用力為 A_x 、 A_y 及 B_x 、 B_y ，且曲軸上兩個動平衡錘的質量各為 m ，質心座標各為 $B \frac{L}{0} + \frac{\ell}{0} \sin \theta_i \frac{L_M}{0} \cos \theta_i$ 及

$B \frac{L}{0} - \frac{\ell}{0} \sin \theta_i \frac{L_M}{0} - \frac{\ell}{0} \cos \theta_i$ ，如圖二所示。

因此兩動平衡錘之慣性力，便形成了一對慣性力偶，可寫為

$B \frac{L}{0} + \frac{\ell}{0} \sin \theta_i \frac{L_M}{0} \omega^i \frac{L_M}{0} - \frac{\ell}{0} \cos \theta_i \frac{L_M}{0} - m B \frac{L}{0} + \frac{\ell}{0} \sin \theta_i \omega^i \frac{L_M}{0} + \frac{\ell}{0} \cos \theta_i \omega^i$ ，定為 C_i 。再由動力學方程式及(3.10)式可得到 X 分量以及 Y 分量之角動量方程式各為

$$-A_y \frac{L}{0} + B_y \frac{L}{0} + C_i + C_z = -I_{xz} \dot{\omega} + I_{yz} \omega^z \quad (3.11)$$

$$A_x \frac{L}{0} - B_x \frac{L}{0} = -I_{yz} \dot{\omega} - I_{xz} \omega^z \quad (3.12)$$

再由線動量方程式 $\sum \vec{F} = m \vec{a}$ ，得到 X 分量及 Y 分量的方程式各為

$$A_x + B_x = 0 \quad (3.13)$$

$$A_y + B_y = \frac{m \ell \omega^z}{0} B \sin \theta_i - \sin \theta_z \omega + B M_i R_i - M_z R_z \omega^z \quad (3.14)$$

由(3.11)迄(3.14)式可以得到軸承上的反作用力

$$A_x = -B_x = \frac{-I_{yz} \dot{\omega}}{L} - \frac{I_{xz} \omega^z}{L} \quad (3.15)$$

$$A_y = \frac{I_{xz} \dot{\omega}}{L} - \frac{I_{yz} \omega^z}{L} - \frac{m \omega^z}{L} a B + \frac{\ell}{0} \sin \theta_i \omega \frac{L_i}{0} - \frac{\ell}{0} \cos \theta_i \omega + B + \frac{\ell}{0} \sin \theta_z \omega \frac{L_i}{0} + \frac{\ell}{0} \cos \theta_z \omega + \frac{m \ell \omega^z}{a} B \sin \theta_i - \sin \theta_z \omega + \frac{\omega^z}{0} B M_i R_i - M_z R_z \omega + \frac{L_z \omega^z}{0 L} B M_i R_i + M_z R_z \omega \quad (3.16)$$

$$B_y = \frac{-I_{xz} \dot{\omega}}{L} + \frac{I_{yz} \omega^z}{L} + \frac{m \omega^z}{L} a B + \frac{\ell}{0} \sin \theta_i \omega \frac{L_i}{0} - \frac{\ell}{0} \cos \theta_i \omega + B + \frac{\ell}{0} \sin \theta_z \omega \frac{L_i}{0} + \frac{\ell}{0} \cos \theta_z \omega + \frac{m \ell \omega^z}{a} B \sin \theta_i - \sin \theta_z \omega + \frac{\omega^z}{0} B M_i R_i - M_z R_z \omega - \frac{L_z \omega^z}{0 L} B M_i R_i + M_z R_z \omega \quad (3.17)$$

由(3.15)至(3.17)式中可以得知曲軸上一部份的搖晃力是來自於不平衡配重所造成的，因此若在曲軸上不平衡配重的兩對側，各加裝一動平衡錘，將可以產生一方向相反的力偶，有效的減少由曲軸本身產生的搖晃力。因此如何將(3.15)迄(3.17)式中的慣性積 I_{xz} 、 I_{yz} 減少或使曲軸質心落在轉軸上，將是我們所關心的。如果能夠讓 3 個慣性積大幅減小甚至成為零，則滿足 Poinsot 原理使之搖晃力及搖晃力矩減為最低。

由以上的推導，可以得到曲軸軸承上的搖晃力及搖晃力矩各為：

(1) 搖晃力

X 軸上的搖晃力為

$$A_x = -B_x = \frac{-I_{yz} \dot{\omega}}{L} - \frac{I_{xz} \omega^z}{L} \quad (3.18)$$

Y 軸上的搖晃力為

$$A_y = \frac{I_{xz} \dot{\omega}}{L} - \frac{I_{yz} \omega^z}{L} - \frac{m\omega^z}{L} \left[\left(r + \frac{\ell}{a} \sin \theta_j \right) \left(\frac{L_j}{a} - \frac{\ell}{a} \cos \theta_j \right) + \left(r + \frac{\ell}{a} \sin \theta_z \right) \left(\frac{L_j}{a} + \frac{\ell}{a} \cos \theta_z \right) + \frac{m\ell\omega^z}{a} \right] \\ (\sin \theta_j - \sin \theta_z) + \frac{\omega^z}{a} (M_i R_i - M_z R_z) + \frac{L_z \omega^z}{aL} \\ (M_i R_i + M_z R_z) \quad (3.19)$$

$$B_y = \frac{-I_{xz} \dot{\omega}}{L} + \frac{I_{yz} \omega^z}{L} + \frac{m\omega^z}{L} \left[\left(r + \frac{\ell}{a} \sin \theta_j \right) \left(\frac{L_j}{a} - \frac{\ell}{a} \cos \theta_j \right) + \left(r + \frac{\ell}{a} \sin \theta_z \right) \left(\frac{L_j}{a} + \frac{\ell}{a} \cos \theta_z \right) + \frac{m\ell\omega^z}{a} \right] \\ (\sin \theta_j - \sin \theta_z) + \frac{\omega^z}{a} (M_i R_i - M_z R_z) - \frac{L_z \omega^z}{aL} \\ (M_i R_i + M_z R_z) \quad (3.20)$$

(2) 搖晃力矩

X 軸上的搖晃力矩為

$$\Sigma M_{ox} = -I_{xz} \dot{\omega} + I_{yz} \omega^y \quad (3.21)$$

Y 軸上的搖晃力矩為

$$\Sigma M_{oy} = -I_{yz} \dot{\omega} - I_{xz} \omega^y \quad (3.22)$$

Z 軸上的搖晃力矩為

$$\Sigma M_{oz} = I_{zz} \dot{\omega} \quad (3.23)$$

接著使用數值分析，求得使慣性積為最小的動平衡錘所需要的角度。假設兩個動平衡錘擺動的角度各為 θ_x 及 θ_y 。因為 $I_{xz} = y$ 且定轉速時 $\dot{\omega} = y$ ，故只有 A_y 、 B_y 和 ΣM_{ox} 不為 0。則執行 MATLAB 軟體得到在轉速 300rpm 時，上下擺角各為 71° 、 y° 時獲得最小的 $A_y = 1969N$ ； $9a99^\circ$ 、 $19y^\circ$ 時獲得最小的 $B_y = 1979N$ ； $19y^\circ$ 、 $a996^\circ$ 時獲得最小

的 $\Sigma M_{ox} = y97N$ 。此三組角度代表最小的搖晃力及搖晃力矩。本研究將利用電磁力使動平衡錘擺至這些角度，俾與未裝設動平衡錘的搖晃力與搖晃力矩比較大小。值得注意的是因 $\dot{\omega} = y$ ，以致(3.19)、(3.20)與(3.21)式中每一項均含因子 ω^y ，故執行 MATLAB 計算搖晃力與搖晃力矩最小值時，曲軸轉速 ω 與動平衡錘的理想擺角無關。

3.2 電磁鐵磁力分析

為了控制的動平衡錘擺動角度，在曲軸固定架的上下兩側加裝四個電磁鐵，如圖三所示。利用電源供應器控制電流大小，藉以改變電磁線圈所產生之電磁力，並依理論計算出之動平衡錘角度，調整其位置。

假設電磁鐵作用在一長度為 ℓ 的鐵塊上，且通以電流 i ，如圖四所示。根據安培定律 $\oint H \cdot d\ell = I_{net}$ ，則由電流 i 所產生對鐵塊的磁力，可依此系統的磁通量 λ 推導其表示式。首先，此磁路系統中之磁動勢即等於供應給電磁鐵的有效電流

$$F = NI \quad (3.24)$$

其中 F 為磁動勢， N 為電磁鐵中線圈匝數， i 為電流。在磁路中，磁動勢產生了磁通，因此磁動勢與磁通的關係為

$$F = \lambda R \quad (3.25)$$

上式中 λ 、 R 各為磁路中的磁通量與磁阻。而根據此一磁路系統中的總磁阻為

$$R = R_{cc} + R_{cc} + R_a \quad (3.26)$$

其中 R_{cc} 為電磁鐵的磁阻、 R_{cc} 為鐵塊的磁阻、 R_a 為氣隙的磁阻。若假設 ℓ_{cc} 、 ℓ_{cc} 、 ℓ_a 各為經過電磁鐵、鐵塊與氣隙的路徑長、 μ 為導磁系數、 A 為截面積，並且忽略磁場間

的漏磁(Flux Leakage)和磁場的邊緣效應(Fringing effect)，則此磁路系統的總磁阻為

$$R = \frac{l_{cc}}{\mu_{cc}\mu_a A_{cc}} + \frac{l_{cc}}{\mu_{cc}\mu_a A_{cc}} + \frac{l_a}{\mu_a A_a} \quad (3.27)$$

再由(3.24)、(3.25)與(3.26)式，推導出此磁路的總磁通量為

$$\Phi = \frac{N \cdot i}{\frac{l_{cc}}{\mu_{cc}\mu_a A_{cc}} + \frac{l_{cc}}{\mu_{cc}\mu_a A_{cc}} + \frac{l_a}{\mu_a A_a}} \quad (3.28)$$

若假設電磁鐵之磁化曲線為線性，則根據法拉第定律可求得磁力為

$$F = \frac{\left(\frac{N \cdot i}{\frac{l_{cc}}{\mu_{cc}\mu_a A_{cc}} + \frac{l_{cc}}{\mu_{cc}\mu_a A_{cc}} + \frac{l_a}{\mu_a A_a}} \right)^2}{2\mu_a A_a} \quad (3.29)$$

由此可見電磁力與電流的平方成正比。

四、實驗裝置與結果分析

本實驗採用伺服馬達控制系統來帶動壓縮機曲軸，其中曲軸的幾何外形如圖五。上下各一個動平衡錘裝置直接安裝在曲軸上，當曲軸轉動時動平衡錘亦隨之揚起，曲軸轉的愈快，動平衡錘上升的角度就愈大。此時啟動上下各兩個直流電磁鐵，控制電流大小，在電磁力的作用下，將動平衡錘吸至適當角度。整個實驗裝置圖如圖三，而圖六為量測系統圖。曲軸的振動主要來自於軸承上的搖晃力及搖晃力矩，因此本實驗著重於量測因振動而產生的力和力矩。所使用的感測器為六軸感測器，可量測三個方向的力及力矩，此感測器的量測面接觸在曲軸固定架上，另一面則固定在一固定平面上。該資料可區分為(1)不加裝動平衡錘的情形。(2)裝置動平衡錘並且擺到適當角度的情形。本實驗觀察期設定為50rpm，每組實驗操作三次，並紀錄其結果。圖六及圖七為未加裝動態平

衡錘之曲軸搖晃力及搖晃力矩，而圖八及圖九為加裝動態平衡錘之曲軸搖晃力及搖晃力矩。

表二及表三為加裝動態平衡錘後之搖晃力與搖晃力矩的改善差值與差值百分比。當轉速增加時，其曲軸搖晃力及搖晃力矩也隨之增加，此時動平衡錘由電磁鐵的作用之下，擺至適當的角度，俾使搖晃力及力矩有效的降低，由表二及表三中，得知其搖晃力及力矩減低的幅度是隨著轉速的增加而增加，和理論的推導結果相符，尤其在搖晃力矩方面更有大幅度的改善。

五、結果與討論

本文主要利用電磁鐵的即時改變電磁力的大小，俾使動平衡錘能夠隨著轉速的變化而擺至由理論推導中所計算出來的角度。由事先的分析結果得知當曲軸的轉速增加時，其搖晃力及搖晃力矩是隨著轉速的平方成比例的增加，因此可由計算的結果得知在曲軸上加裝兩個動平衡錘，並選定擺錘的質量與適當的擺角及位置，可使搖晃力及搖晃力矩得到大幅的改善。由實驗的結果顯示當轉速越大，則曲軸本身的搖晃力及搖晃力矩亦隨著增大。轉速為100rpm時，動平衡錘可使搖晃力及力矩在各方向均達到改善效果，如表二及三所示；當轉速達到350rpm時，搖晃力在X及Y方向上各減低了2N及3.4N；而搖晃力矩在X、Y、Z方向上更是減少了0.054N-m、0.08N-m及0.04N-m，因此根據本文的實驗結果，可以歸納出以下的結論：

- (1)當轉速增加時，因曲軸本身的配重造成曲軸本身的搖晃力及搖晃力矩隨之增大。
- (2)加裝動平衡錘之後，隨轉速的增大而減低搖晃力及搖晃力矩的幅度也愈大。
- (3)根據 Poinsot 理論及慣性橢圓體的方法，推導出的結果與實驗所得的結果相符。

可變速渦卷式渦卷機代表新一代壓縮機的技術，其開發瓶頸之一，乃是因轉速變化而造成曲軸的振動，因此本文所提的方法對於減低搖晃力及力矩具有相當程度的改善。

六、計畫成果自評

本文所提出之曲軸創新設計，克服了開發可變速渦卷式壓縮機的技術瓶頸之一，並且運用機電整合的途徑有效的改善因變動轉速而造成之搖晃力及搖晃力矩。

根據文中所提出的曲軸之創新設計，即在原曲軸上加裝兩個動平衡錘，並用電磁線圈所產生之電磁力調整動平衡錘之位置，藉以隨時改變曲軸之合成慣性，俾使搖晃力及搖晃力矩有效的減少。在加裝動平衡錘之後，在 X 方向的搖晃力，達到了約 40% 的減低程度，在 Y 方向上更是減少了約九成；搖晃力矩在各方向上平均達到了約 75% 的減低效果，而且與理論所推導出之結果相符。因此在有效的改善因變速所造成之搖晃力與力矩，的確與計畫所提出之預期成果相符。

七、參考文獻

- [1] Kameya, H., Takebayashi, M., Ishii, M., and Shiinoki, K., "Investigation of Torque-Fluctuation Reducer Made of Permanent-Magnets for Screw Compressor," Proc. of the 1996 Intern. Compr. Eng. Conf. (Purdue), Vol. 1, pp.13-18, Jul. 1996.
- [2] Kim, H. J., Kim, S. Y., Lee, W. H. and Lee, J. K., "A Study on the Reduction of Torque Variation in Scroll Compressor," Proc. of the 1996 Intern. Compr. Eng. Conf. (Purdue), Vol. 1, pp.445-450, Jul. 1996.
- [3] Nieter, J.J. and Deblois, R.L., "Counterweighting Scroll Compressor for Minimal Bearing Loads," Proc. 1998 Intern. Compr. Eng. Conf., West Lafayette, IN, pp.175-181, 1998.
- [4] Zhu, J, and Wang, D., "Dynamical Analysis of Scroll Compressor with the

Compliant Crank Mechanism," Proc. 1994 Intern. Compr. Eng. Conf., West Lafayette, IN, pp.465-472, 1994.

- [5] 李運仁，"螺旋式及渦卷式壓縮機之設計分析與製造，" 博士論文，國立台灣大學機械工程研究所，民國八十五年。
- [6] 呂宗熙，"渦卷式壓縮機之曲軸動力分析(I)，" 國科會專題研究計畫報告，國立交通大學機械工程研究所，民國八十五年。
- [7] 胡平宇，"An Investigation on Axial Compliant Mechanism of Scroll Compressor，" 碩士論文，國立交通大學機械工程研究所，民國八十五年。
- [8] Greenwood, T.D., "Principles of Dynamics," 1988, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey.

表一 曲軸各元件之材料性質與尺寸

元件	材料規格與尺寸
1	長度: $2.854 \times 10^{-a} m$ 外徑: $9.985 \times 10^{-a} m$ 內徑: $6.555 \times 10^{-6} m$ J: $1.27 \times 10^{-7} m^7$
2	長度: $6.166 \times 10^{-a} m$ 半徑: $1.245 \times 10^{-a} m$ J: $3.78 \times 10^{-7} m^7$
3	長度: $12.928 \times 10^{-a} m$ 半徑: $3.544 \times 10^{-a} m$ J: $247.79 \times 10^{-7} m^7$
4	長度: $6.046 \times 10^{-a} m$ 半徑: $1.272 \times 10^{-a} m$ J: $4.01 \times 10^{-7} m^7$
5	長度: $2.813 \times 10^{-a} m$ J: $8.61 \times 10^{-3} m^7$ $I_y = 6.15 \times 10^{-3} m^7$ $I_z = 2.45 \times 10^{-3} m^7$

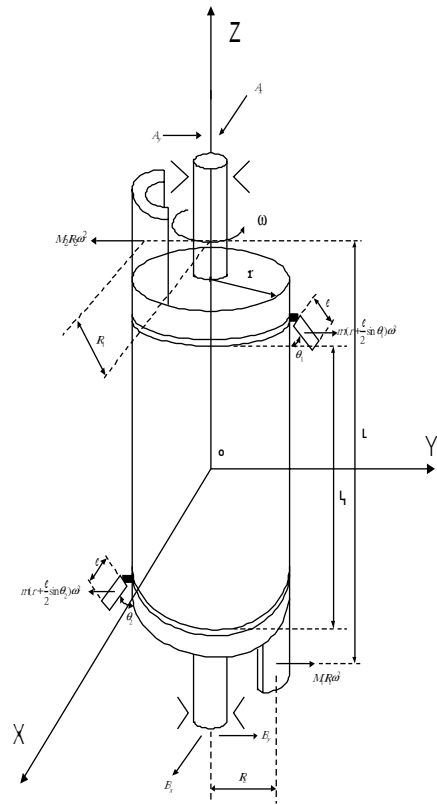
Young's modulus E:200Gpa
 Shear modulus G:77Gpa
 Density ρ :7850kg/m³

表二 加裝動平衡錘之搖晃力差值與改善百分比

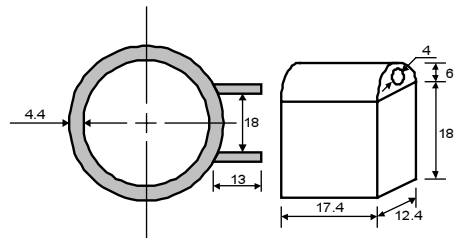
力 轉速	δF_x (nt)		δF_y (nt)		δF_z (nt)	
50rpm	-0.039	-10%	0.167	53%	0.007	3%
100rpm	0.386	45%	0.416	70%	0.018	5%
150rpm	0.590	46%	0.795	80%	0.113	20%
200rpm	0.959	38%	1.610	91%	0.480	43%
250rpm	1.502	41%	2.134	90%	0.556	41%
300rpm	2.076	43%	2.966	89%	0.590	35%
350rpm	2.005	39%	3.352	86%	0.451	23%

表三 加裝動平衡錘之搖晃力矩差值改善百分比

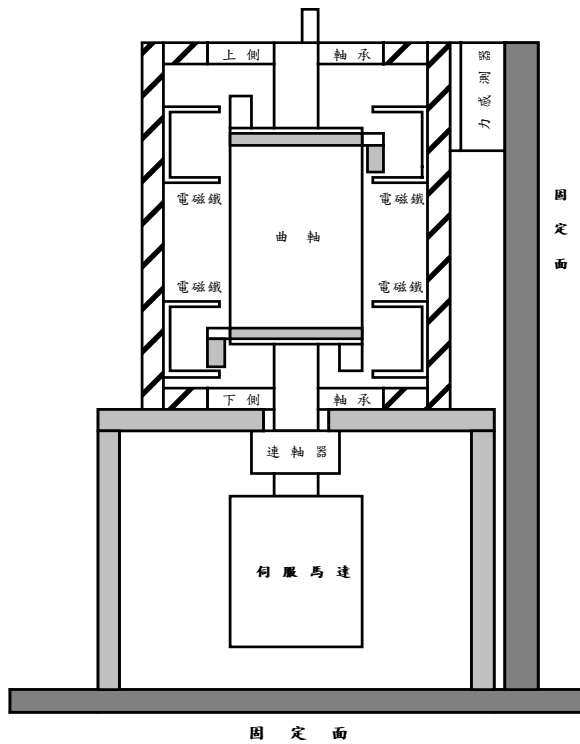
力矩 轉速	δM_x (nt-m)		δM_y (nt-m)		δM_z (nt-m)	
50rpm	0.002	32%	0.002	48%	0.004	54%
100rpm	0.011	69%	0.009	67%	0.003	27%
150rpm	0.017	74%	0.014	66%	0.004	26%
200rpm	0.023	77%	0.026	71%	0.005	30%
250rpm	0.036	81%	0.046	78%	0.018	61%
300rpm	0.054	85%	0.065	79%	0.018	58%
350rpm	0.054	82%	0.080	79%	0.042	74%



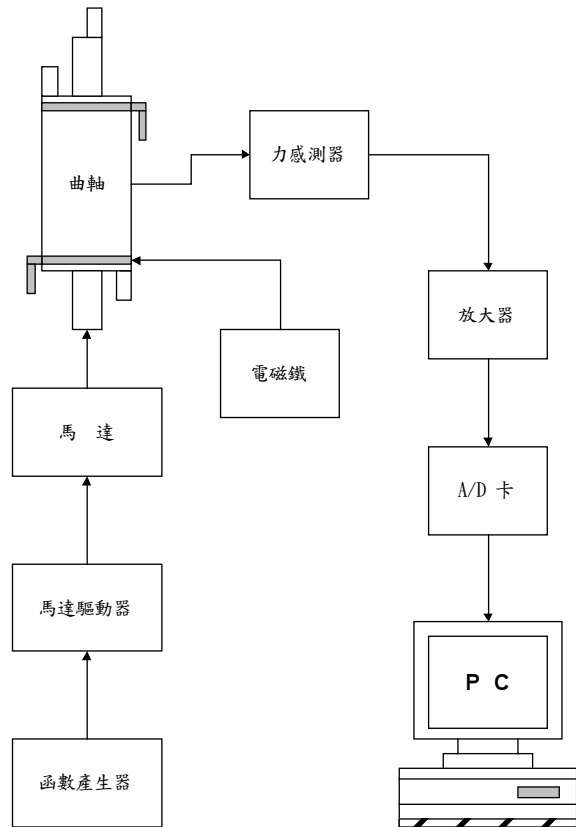
圖一 動平衡錘裝置圖



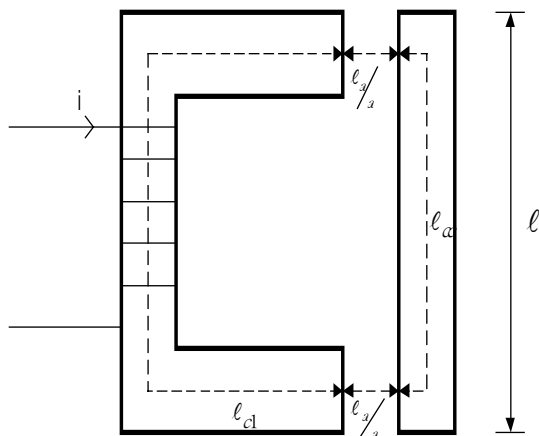
圖二 動平衡錘的幾何外型圖 單位:mm



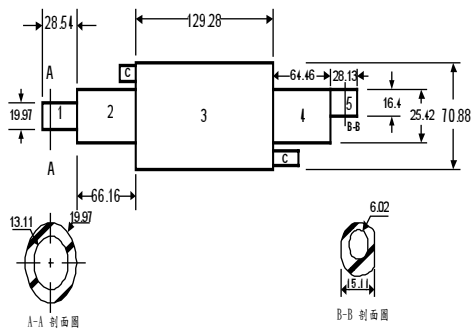
圖三 實驗裝置圖



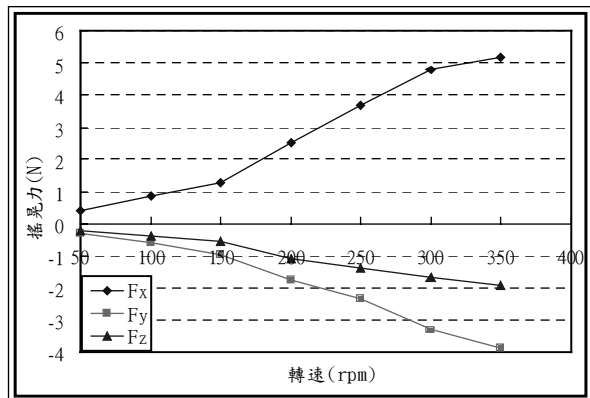
圖六 曲軸搖晃力與力矩之量測裝置



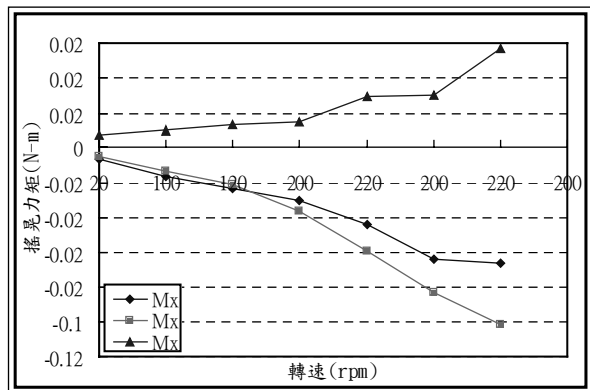
圖四 電磁力作用圖



圖五 曲軸幾何外型圖 單位：mm

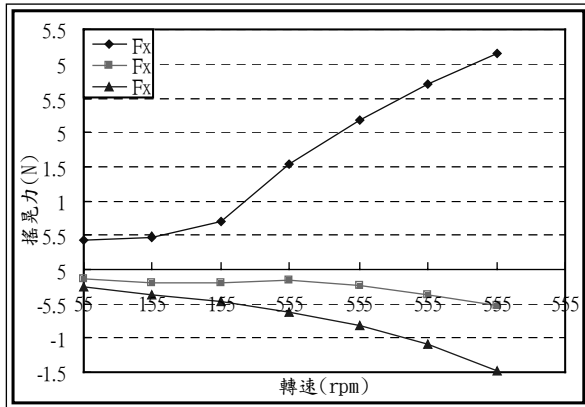


圖七 未加裝動平衡錘之轉速與搖晃力關係圖

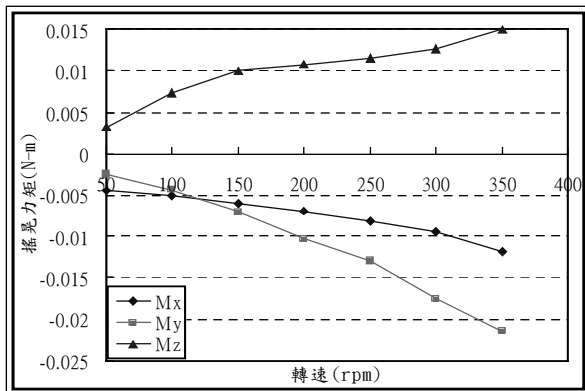


圖八 未加裝動平衡錘之轉速與搖晃

力矩關係圖



圖九 加裝動平衡錘之轉速與搖晃力關係圖



圖十 加裝動平衡錘之轉速與搖晃力矩關係圖