

振動台特性分析與驗證

許力元 (A8532138)

陳韋仁 (A8532146)

鄧旭成 (A8532119)

指導老師：王柏村

國立屏東科技大學
機械工程學系

摘要

本文旨在針對唐鉅股份有限公司所研發出的振動台之特性作分析與驗證。首先以簡單的單自由度 (Single degree of freedom, SDOF) 系統建立一套合乎振動台之數學模型，再利用力學觀念來導出合成振動力公式，結合這兩個公式及配合振動片不同夾角之下，即可求出振幅，並將所得之結果再與實驗作一比較；除此之外，從實驗當中將所需數據代入數學模型，即可求出彈簧常數 k 、阻尼係數 c 值，所得之結果再與不同之充氣壓力、空氣彈簧本身特性作相互比較。本文除了提供以單自由度系統作振動台特性分析之理論基礎外，也將以實驗方法驗證了振動台特性。

一、前言

近年來，由於工業技術的急遽發展，使得振動和因振動而產生的噪音、機件損壞等問題日漸受到重視，也成為機件設計時必須要謹慎考量的問題之一，至於如何防止振動的產生 [16-17]，更是一熱門的研究課題。本文即是針對振動台特性分析及驗證。目前所廣泛使用之振動試驗台，大致可分為電動式和液壓式兩種 [1]。本文則選用電動式為實驗對象，此種振動台是由一電動馬達 [2-3] 連接至三個上面附有振動片之主軸上 [4-5]，當馬達轉動時，軸上

之振動片因偏心角度的關係會產生不同大小的偏心力，使振動平台產生上下位移的振動，而平台四周是以四組空氣彈簧 [6] 支撐。經由實驗程序，我們測出平台的位移振幅量與位移加速度，再利用振動學 [7] 一書中之方法求得空氣彈簧的彈性常數 k 和阻尼係數 c 值。

在文獻 [8] 內容中提及之振動式供料器的基礎技術中，其中可看到應用振動原理的實例。振動供料器是於振動面上放置欲搬送之零件，利用其間相互的滑動與跳躍現象完成移送的裝置總稱，利用機械式的振動，可有製品連續移送、減低摩擦與振動分開等作用，實為最實用的零件供給裝置。另外，汽車所用之避震器 [9] 也是一常見之運用實例。而對於振動所產生的噪音，在文獻 [10-13] 內容中有詳盡的探討，因其非為本文之主題，故在此不予討論。

本文研究之目的在於振動片以不同角度所產生之不同偏心力對位移振幅之影響，再以數學模式 [14] 來分析，且先須測出空氣彈簧的彈性常數 k 和阻尼係數 c 值，再經由計算，依所得數據繪製成圖，與理論值相互比較，討論其間差異的原因。

二、振動台本體結構介紹

一個完整的振動台是由許多的設備所組成，諸如三相感應馬達、振動片、空氣彈簧、萬向接頭、位移

計、振動平台、變頻器、執行軟體等，如圖一所示。在作振動測試之前，必須對振動台本體作一番了解。

(一) 空氣彈簧

本振動台所使用的空氣彈簧是 YS-K 型 (YS 160-2)，其氣囊外徑為 $\phi 160$ mm。空氣彈簧之原理係將空氣密閉於可自由伸縮之橡膠製之褶盒內，由空氣壓縮機本身將高壓空氣 (約 6~7 個大氣壓力) 打入高壓氣筒中，再透過高壓管子將空氣送入褶盒內，以支持振動台；同時也利用空氣之彈性 (可壓縮物之特性) 原理，以作為緩衝的效果。然而空氣彈簧，一般而言常用於鐵道車輛、大型遊覽車、電車或公車上。

(1)

(二) 萬向接頭 (Universal Joint)

萬向接頭之實際構造是由 2 件叉體及 1 件中間體共 3 件構成，用途為聯結兩個相交軸間傳動之機械元件。由於充氣壓力的關係，使得振動台主軸與三相感應馬達主軸彼此間產生了高低差，且兩軸也相交一個角度，所以必須使用萬向接頭來聯結，如此一來，不但可以防制傳動軸所產生之振動與高速時之行駛噪音，也可消除轉速變化之波動現象，一般最常見而重要之萬向接頭用途，係用在後軸傳動之汽車，由變速箱後軸差動器間之傳動軸上。

(三) 位移計 (Vibrometer seismometer)

位移計係用來量測振動台的位移，因此位移計必須固定在一穩固的架子上。典型的位移計，自然頻率 ω_n 要相當小，質量要很大，通常 ω_n 在 2~5Hz 時，其量測頻率範圍約在 10~500Hz，這也是位移計的限制，所以位移計體積則不會很小，常用的位移計有接觸式的線性可變差動變壓器與非接觸式的渦電流型兩種。〔3〕

(四) 振動平台 (Shaking Table)

振動平台是藉著三相感應馬達旋轉，使得三軸上之振動片產生偏心力，同時也帶來振動台在垂直、水平方向的振動。一般來說，振動可由液壓式或電動式振動源所產生，且所能應用的範圍相當廣，比如說振動篩選機、振動供料機……等。以下將針對振動台的規格，特性作一下簡述：

尺寸：600×600×10 (mm)

質量：90 kg

位移全振幅最大值：5 mm

最高振動頻率：f=25Hz

(五) 振動片

藉由振動片的偏心，可以使振動台產生水平與垂直的振動，另外在第一、三軸有 4 片，第二軸有 8 片。尺寸為 $r_1=25$ mm、 $r_2=60$ mm、 $t=10$ mm、密度 $\rho=7850$ kg/m³。如圖二所示。

(六) 三相感應馬達 (3 PHASE INDUCTION MOTOR)

本振動台使用之三相感應馬達的轉子電流係受定子感應而生，而不是透過碳刷與整流子的輸入，它的速度可藉改變外加之線圈電壓或相位來改變，也可以改變供電頻率來改變其轉速。

三、理論分析

為了能對振動台本身的特性作分析及驗證，首先必須建立一套合乎振動台的數學模型出來，如此以利於理論值與實驗值相比較，經比較之下，即可知道振動台本身特性。本文理論分析範圍包括：(一)以單自由度系統分析振動台本身(二)針對振動台不平衡質量的分析(三)在時間域及頻率域上各以對數衰減、半能量點法求彈性常數 k、阻尼係數 c 值。由於理論分析過程當中，有些繁瑣的推導，在此將儘量簡化，並且在推導過程當中，也將作一些假設。

1. 定義數學模式：

假設彈簧常數 k (N/m)，阻尼係數 c (N-sec/m)，振動台質量 M 及振動片質量 m ，圖三為系統結構簡圖，圖四為以單自由度系統所畫出的系統圖。

在此系統中，當三相感應馬達以 ω 角速度 (angular velocity) 旋轉時，三相感應馬達產生了振動力 F_M (N)，另外假設每片振動片的偏心量 e ，因此由牛頓第二定律可得

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \\ = F_M \sin \omega t$$

$$= (me)_T \omega^2 \sin \omega t \quad (1) \quad \text{其中}$$

由(1)式可解得

$$\text{穩態位移響應: } x(t) = X \sin \omega t \\ = |X| \sin(\omega t - \phi) \quad (2)$$

$$\text{穩態加速度響應: } \ddot{x}(t) = -\omega^2 X \sin \omega t \\ = -\omega^2 |X| \sin(\omega t - \phi) \quad (3)$$

其中

$$|X| = \frac{F_M / M}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi\omega_n\omega)^2}} \\ = \frac{(me)_T \omega^2 / k}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (4)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{2\xi\omega_n\omega}{\omega_n^2 - \omega^2} \right) \\ = \tan^{-1} \left(\frac{2\xi r}{1-r^2} \right) \quad (5)$$

當中

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (6)$$

$$\xi = \frac{c}{c_c} \\ = \frac{c}{2M\omega_n} \\ = \frac{c}{2\sqrt{Mk}} \quad (7)$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (8)$$

2. 三軸式振動台的分析：

三軸式振動台的分析主要是為了求得(4)式中的 F_M ，除此之外，也將對不平衡質量、振動片夾角等一些影響三相感應馬達振動力的問題作分析。首先須從半圓形振動片去作解析，以求得單片、雙片之振動力，接著再進行三相感應馬達振動力解析。

2.1 單一半圓形振動片之振動力解析

假設振動片之密度 ρ 、厚度 t 、半徑 r_1, r_2 、馬達轉速 n ，再依據動力學觀念，可知

$$F = m_1 e_1 \omega^2 \quad (9)$$

$$m_1 = \rho V \\ = \rho A t \\ = \rho t (A_2 - A_1) \\ = \frac{1}{2} \pi t \rho (r_2^2 - r_1^2) \quad (10)$$

$$e_1 = \frac{r_2 A_2 - r_1 A_1}{A} \\ = \frac{4(r_2^3 - r_1^3)}{3\pi(r_2^2 - r_1^2)} \quad (11)$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (12)$$

所以

$$m_1 e_1 = \frac{2}{3} t \rho (r_2^3 - r_1^3) \quad (13)$$

$$F = \frac{\pi^2}{1350} t \rho n^2 (r_2^3 - r_1^3) \quad (14)$$

2.2 兩個半圓形振動軸片之振動力分析

假設兩片振動片夾角 θ ，且幾何形狀、材料性質均相同，如圖五所示。

$$(\bar{m}\bar{e})_i = \bar{m}_1 \bar{e}_1 + \bar{m}_2 \bar{e}_2 \\ = m_1 e_1 \bar{i} + (m_2 e_2 \cos \bar{\theta}_i + m_2 e_2 \sin \bar{\theta}_j) \\ = (1 + \cos \theta) m e \bar{i} + m e \sin \bar{\theta}_j \quad (15)$$

所以

$$(me)_i = me \sqrt{2(1 + \cos \theta)} \quad (16)$$

$$\theta_i = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta}{1 + \cos \theta} \right) \quad (17)$$

2.3 三相感應馬達振動力分析

本文實驗所使用的振動台為三軸式，第一、三軸各有4片振動片，第二軸有8片振動片，每軸振動片均以2片為一組；假設所有振動片幾何形狀、材料性質均相同，在於分析三軸之前，先以單軸雙片模式作分析，如圖六所示，而後再擴展到三軸。

$$(\bar{m}\bar{e})_s = (\bar{m}\bar{e})_{i_1} + (\bar{m}\bar{e})_{i_2} + \dots + (\bar{m}\bar{e})_{i_n} \quad (18)$$

$$(me)_{sx} = \sum_{i=1}^n (me)_i \cos \theta_i \quad (19)$$

$$(me)_{sy} = \sum_{i=1}^n (me)_i \sin \theta_i \quad (20)$$

所以

$$(me)_s = \sqrt{(me)_{sx}^2 + (me)_{sy}^2} \quad (21)$$

$$\theta_s = \tan^{-1} \frac{(me)_{sx}}{(me)_{sy}} \quad (22)$$

接下來進行三軸分析，過程當中利用等效力系，予以簡化

$$(\bar{m}\bar{e})_T = (\bar{m}\bar{e})_{s_1} + (\bar{m}\bar{e})_{s_2} + (\bar{m}\bar{e})_{s_3} \quad (23)$$

$$(me)_{Tx} = \sum_{i=1}^3 (me)_{s_i} \cos \theta_{s_i} \quad (24)$$

$$(me)_{Ty} = \sum_{i=1}^3 (me)_{s_i} \sin \theta_{s_i} \quad (25)$$

所以

$$(me)_T = \sqrt{(me)_{Tx}^2 + (me)_{Ty}^2} \quad (26)$$

$$\theta_T = \tan^{-1} \frac{(me)_{Tx}}{(me)_{Ty}} \quad (27)$$

綜合以上推導分析，可得三相感應馬達振動力 F_M

$$F_M = (me)_T \omega^2 \quad (28)$$

再代入(4)式即可求出所需的機器位移振幅，若三軸的所有振動片夾角均相同，則由(16)式知

$$F_M = (me)_T \omega^2 = 8\omega^2 \left[m_1 e_1 \sqrt{2(1 + \cos \theta)} \right] \quad (29)$$

3. 彈簧常數 k 與阻尼係數 c 值的求法：

對於彈簧常數、阻尼係數的求法上，常用到二種方法，第一種就是對數衰減法 (Logarithmic Decrement)，而此法大部份為用於時間域問題上，另外一種就是半能量點法 (Half power point method)，此法則大部份為用於頻率域問題上。針對這二種方法，以下將作詳細說明。

(1) 對數衰減法

首先假設振動台質量 M ，然後再從實驗所得之一時間位移曲線圖形中抓取一些位移值，如圖七所示，由圖可知週期為

$$T = \frac{2\pi}{\omega_d} \quad (30)$$

此時，對數衰減 δ 即可定義為

$$\begin{aligned} \delta &= \ln \frac{x_1}{x_2} \\ &= \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \end{aligned} \quad (31)$$

再由上式，阻尼比可寫成

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}} \quad (32)$$

若 ξ 非常小，則

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1-\xi^2} \quad (33)$$

$$\omega_d \approx \omega_n \quad (34)$$

若考慮多次週期之衰減，此時(31)式可改寫成

$$\begin{aligned} \delta &= \ln \frac{x_1}{x_{i+1}} \\ &= \frac{1}{n-1} \ln \frac{x_1}{x_n} \end{aligned} \quad (35)$$

最後由(6)(7)(30)(34)式即可求出彈簧常數 k 與阻尼係數 c 值

(2) 半能量點法

首先假設振動台質量 M ，然後再從實驗所得頻率域圖形中，抓取 Q (quality factor) 值，如圖八所示。此時

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{2f} \quad (36)$$

最後由(6)(7)(30)(34)式即可求出彈簧常數 k 與阻尼係數 c 值

四、實驗儀器與分析步驟

本文為利用振動台來產生欲測之振動，其上固定一校正後之加速度計，再利用訊號分析儀將所測得之訊號化為數據，而整個實驗過程當中所使用的儀器、量測系統示意圖，如圖九所示。而實驗步驟也將在以下一一作介紹：

(一) 儀器簡介

本文中所用的儀器包括：BK 3550 雙頻道頻譜分析系統、測試振動台的 PC 及受校正之實驗設備，如加速度計，分別介紹如下：

1. 加速度計

本實驗中所使用的加速度計為 BK4371 加速度計，其基本參數如表一所示。

2. BK3550 雙頻道頻譜分析系統

本實驗所中使用之 BK3550 雙頻道頻譜分析系統包括三個部份：BK3019 輸入模組 (Input modulus) 兩組、BK2035 訊號分析儀和 BK3106 訊號產生器各一組，如圖十所示。

BK3019 輸入模組雙頻道接收器，可接收來自電壓源、加速度計、麥克風等不同的訊號，可接收之最大頻率為 25KHz。其次 BK3106 訊號產生器，可產生正弦波、多重正弦波 (multi-sine)、隨機訊號、脈衝訊號等不同之訊號。最後 BK2035 訊號分析儀為 BK3550 系統中最重要之部份，因為它主要能將訊號做快速傅立葉轉換 (Fast Fourier transform, FFT)，而求得頻率響應函數 (Frequency Response Function)、自身能量密度函數 (Autospectrum)、自身相關函數 (Autocorrelation)……等函數，其所需之功率如表二所示。

3. 測試振動台的 PC

唐鉅股份有限公司所設計的測試振動台軟體一套 (機型為唐鉅一號)。

(二) 量測儀器系統圖

如圖九所示為本實驗所量測的過程用系統圖。

(三) 實驗步驟

A. 加速度計的校正 (BK4371)

1. 將加速度計以導線接於訊號分析儀之頻道 A 的 "Acc Input" 上。
2. 將加速度計固定於標準振動源激振器上。
3. 將訊號分析儀的螢幕設定成標準值 (加速度計之校正需用 Flat-Top 加權函數，如此才可得到較正確之尖峰值)。
4. 啟動激振器，再按下訊號分析儀上鍵盤之 (Start) 鍵。
5. 等平均計數器數完後，再關掉激振器。
6. 將訊號分析儀的游標移至 159.15Hz 處，觀察 Main-Y 是否為 10.0U (m/s^2)。

(1) 若為 10.0U，則此加速度計的靈敏度值是正確的。

(2) 若非 10.0U，按訊號分析儀上鍵盤之 (System Setup) 鍵，進入轉換器設定 (Transducer Setup)，以更改靈敏度的值。

(3) 靈敏度調整值 = (Main-Y) - (10.0U)。

B. 測量空氣彈簧之 k、c 值

1. 將訊號分析儀之頻道 A 的 "Acc Input" 與校正後之加速度計以導線相接，並將加速度計置於振動平台的正中央，由於加速度計的重量相對於振動平台的重量很小，所以可以忽略。

2. 將訊號分析儀的螢幕設定完成，如圖十一所示。

(1) 由於其加速度的響應為一衰減的訊號，所以需加 Exponential 加權函數，如果沒加則會產生訊號洩漏之柵欄效應情形，而有加就不會產生訊號洩漏，所以加加權函數有助於減少訊號的洩漏，但會增加系統的阻尼效應，所以實驗所得的阻尼比須加以修正。

(2) 由於振動平台的振動馬達頻率為 1~30Hz，因此實驗之頻寬不要設定得太高，所以將頻寬設定為 50Hz。

3. 將氣壓計的壓力值分別調為 1、2、3 kg/cm^2 。

4. 將加速度計固定在振動平台的中央，按下訊號分析儀上鍵盤之 (Start) 鍵，並以雙手將振動台往下壓後放開雙手，讓振動台做自由振動。

5. 觀察 Fourier Spectrum，找出 f_1 、 f_n 和 f_2 。

6. 為了讓實驗更精確，所以測量五次取其平均值。

C. 測量振動平台之振幅

1. 將訊號分析儀之頻道 A 的 "Acc Input" 與校正後之加速度計以導線連接，並將加速度計置於振動平台的正中央。

2. 將訊號分析儀的螢幕設定如圖十一所示。

3. 將氣壓計的壓力值分別調為 1、3 kg/cm^2 。

4. 按下訊號分析儀上鍵盤之 (Start) 鍵，由電腦控制三相感應馬達之頻率固定在 1Hz，讓振動台做自由振動。

5. 觀察 Fourier Spectrum，並找出振幅。

6. 重複 4、5 步驟，控制馬達頻率每次增量 1Hz，直至 30Hz 為止，分別記錄其振幅值。
7. 利用數據繪製成圖，與理論之圖形相比較。

五、結果與討論

本文將分別探討不同充氣壓力對彈簧常數 k 、阻尼係數 c 值的影響，並且在不同轉速下，對位移及加速度的影響，下面擬分別探討所得知的結果。

(一) 範例 1—僅考慮人以雙手施加壓力於振動台

此方式所產生的情況如圖十二、十三所示，所得數據如表三、四所示，再將所得數據以對數衰減法、半能量點法來觀察系統的 k 、 c 值。

由圖十四結果可知，若將空氣壓縮機的壓力不斷地調高，不管用對數衰減法或半能量點，所得到的彈簧常數都有越增加的趨勢。

另外，由圖十五結果可知，若將空氣壓縮機的壓力不斷地調高，不管用對數衰減法或半能量點法，所得到的阻尼係數有漸增後減的趨勢。

最後將對數衰減法與半能量點法兩種方法在比較之下，確實可肯定兩種方法所得的結果是類似的。

(二) 範例 2—振動台受到三相感應馬達旋轉而振動

以振動片夾角在 90° 而言，先調整不同的充氣壓力，再由三相感應馬達旋轉使振動台產生水平、垂直的振動，其中忽略水平方向所產生的振動，因而從實驗可得以下一些結果，再將這些結果與理論部份作比較，比較情形如下之探討。

1. 空氣彈簧之充氣壓力 $P=1\text{ kg/cm}^2$ 時

當空氣彈簧充氣壓力 $P=1\text{ kg/cm}^2$ 時，馬達轉速分別固定在 1~30Hz 之間，且每次增量為 1Hz，後將所得到的結果再配合理論所得到的結果繪成位移—頻率、加速度—頻率圖，如圖十六、十七所示。

由兩圖結果顯示，加速度及位移量在低頻時呈現極大的起伏，尤其約在 5~6 Hz 之間會有一巨量變化，後經由討論發現原因可能是馬達在低轉速時，較難帶動主軸慣性旋轉，故會出現較大之起伏。另外在高頻時，加速度及位移量卻反而維持一穩定的

狀態，因此可知振動台設計在 10~30Hz 時，會得到一個較正確的結果。

2. 空氣彈簧之充氣壓力 $P=3\text{ kg/cm}^2$ 時

當空氣彈簧充氣壓力 $P=3\text{ kg/cm}^2$ 時，馬達轉速分別固定在 1~30Hz 之間，且每次增量為 1Hz，後將所得到的結果再配合理論所得到的結果繪成位移—頻率、加速度—頻率圖，如圖十八、十九所示。

由兩圖結果顯示，加速度及位移量在低頻時起伏仍是很大，尤其在圖十九中可發現實驗值有劇烈跳動的現象，後經由討論發現原因可能是馬達在未轉動時，已有殘留電壓，才會造成實驗數據受到影響，故此點在實驗時應該盡量避免。另外，在實驗時空氣壓縮機本身，是利用螺栓來調整空氣彈簧的壓力，因此壓力總會不穩定，所以在實驗過程中必須隨時作修正，讓壓力維持固定，以確保實驗的正確性。

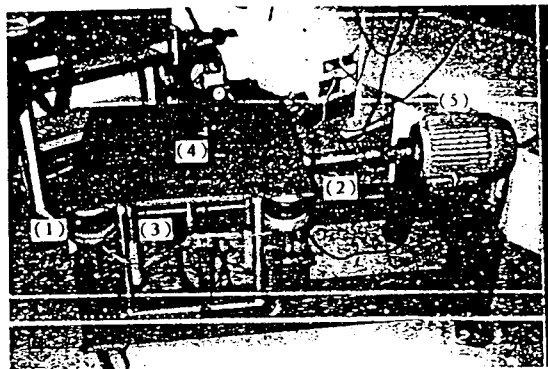
六、結論

本文已就振動台的特性及其驗證作了相當詳盡的分析與探討。在數學模型之建立上，運用單自由度系統大大的簡化問題，且此數學模型經由驗證與確解之結果還算蠻相似的，故可確認此模型之正確性。在以雙手施加壓力於振動台測試方面，比較不同充氣壓力與彈簧常數 k 、阻尼係數 c 的關係，另外並討論在不同頻率、振動片夾角與振幅、加速度的關係。由分析之結果顯示，使用不同充氣壓力對 k 值有逐漸遞增現象，但對 c 值卻是漸增後減等這些特性，而頻率愈高，振幅會愈小，加速度也會愈高。此彈簧常數、阻尼係數、位移及加速度將可提供作為振動台設計時之參考依據。

七、參考文獻

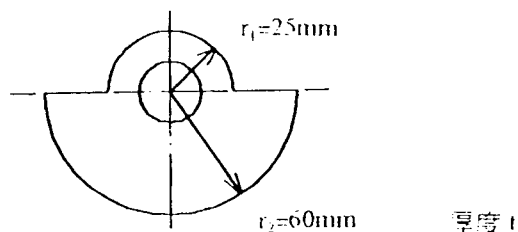
1. 中鼎人, 1987, 「振動的防護」, 機械技術第 34 期, 第 59 頁。
2. 何世江, 1990, 「三相鼠籠式感應馬達暫態及穩態特性分析」, 機械工業雜誌第 91 期, 第 245~256 頁。

3. 陳文德, 1990, 「控制用馬達的種類和其控制方法」, *機械技術* 第 59 期第 59~65 頁。
4. 張國標, 1989, 「萬向接頭與聯軸器」, *機械技術* 第 53 期第 37~41 頁。
5. 張國標, 1992, 「控制十字接頭的相對運動」, *機械技術* 第 85 期第 126~130 頁。
6. 吳嘉謀, 1997, 「德國製空氣彈簧—多用途的設計元件」, *機械月刊* 第 258 期第 177~179 頁。
7. 王柏村, 1996, *振動學* 全華書局, 第 2-42~2-44、3-15~3-16、3-41~3-42 頁, 台北。
8. 林鳳容, 1997, 「振動式供料器的基礎技術」, *機械技術* 第 150 期第 134~142 頁。
9. 劉英標, 1986, 「汽車振動之分析及其防制系統之簡介(6)」, *機械月刊* 第 126 期第 168~174 頁。
10. 陳永祥, 1986, 「振動噪音專輯」, *機械月刊* 第 130 期第 75~95 頁。
11. 周元昉, 1989, 「振動噪音專輯」, *機械月刊* 第 166 期第 125~155 頁。
12. 周元昉, 1991, 「振動噪音專輯」, *機械月刊* 第 190 期第 109~119 頁。
13. 周元昉, 1993, 「振動噪音專輯」, *機械月刊* 第 216 期第 127~141 頁。
14. 黃俊洋, 1991, 「模態分析在工具機設計及振動問題診斷的應用技術」, *機械工業雜誌* 第 101 期第 257~265 頁。
15. 儀測企業, 1996, 「振動量測系統最佳選用及操作方法」, *機械技術* 第 138 期第 128~135 頁。
16. 洪春長, 1995, 「工具機振動改善方法與應用」, *機械工業雜誌* 第 145 期第 128~134 頁。
17. 崔廣義, 1990, 「平台隔震」, *機械技術* 第 70 期第 61~66 頁。
18. 王如琺, 1990, 「萬向接頭原理之基本解析」, *機械月刊* 第 174 期第 74~76 頁。
19. 周壽祥, 1996, 「空氣墊之特性與防振應用」, *機械月刊* 第 21 期第 246 頁。

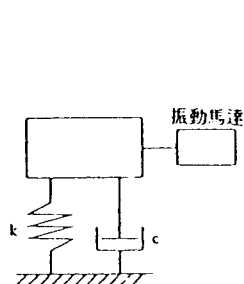


- | | |
|----------|------------|
| (1) 空氣彈簧 | (4) 振動台 |
| (2) 萬向接頭 | (5) 三相感應馬達 |
| (3) 位移計 | |

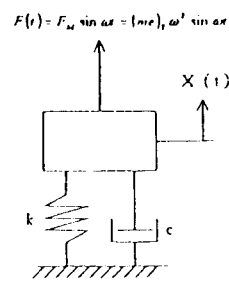
圖一 振動台本體



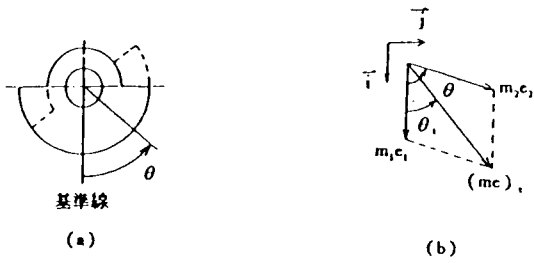
圖二 振動片



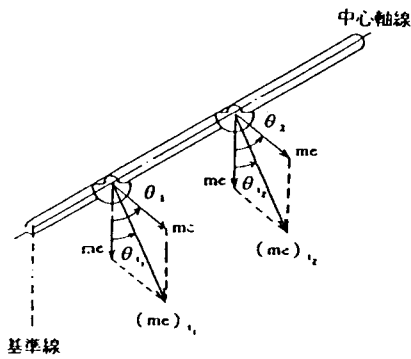
圖三 系統結構簡圖



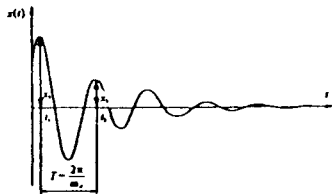
圖四 系統圖



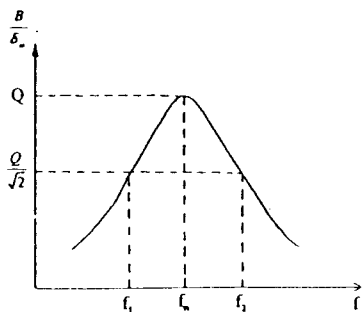
圖五 (a) 雙片振動片 (b) 自由體圖



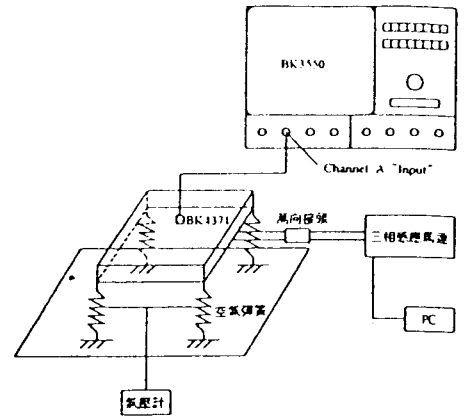
圖六 單軸雙片模式



圖七 時間—位移圖



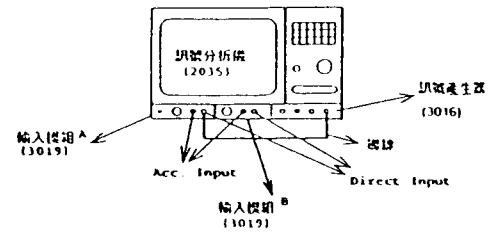
圖八 半能量點法



圖九 量測儀器系統圖

表一 BK4371 加速度計之基本參數

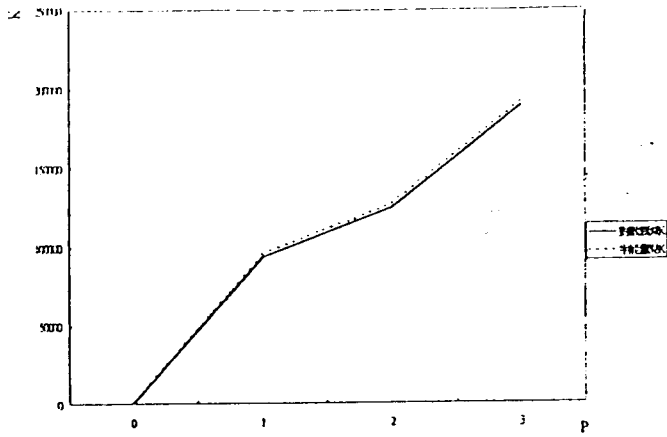
參數項目	參數值
重量	11 克
靈敏度	0.986pc/ms ² or 9.69pc/g
適用範圍	200Hz ~ 10Hz



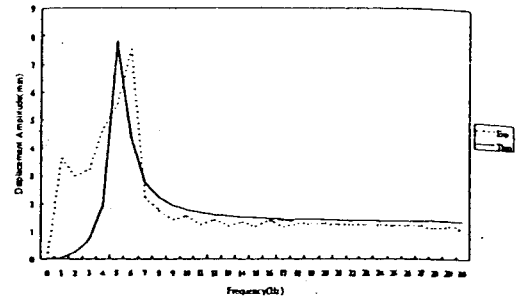
圖十 BK3550 訊號分析儀

表二 訊號分析儀 (BK2035) 之基本參數

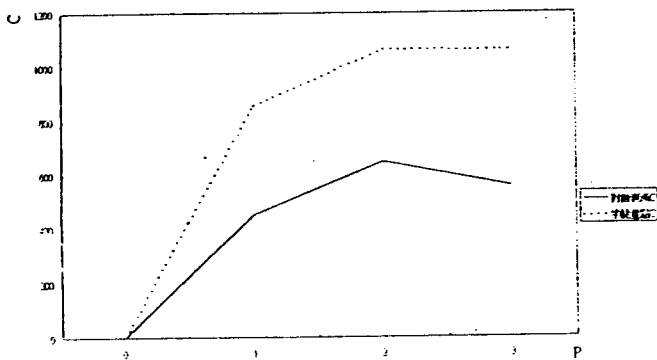
參數項目	參數值
電壓	AC 90 ~ 140V or 180 ~ 260V
頻率	47.5 ~ 420 Hz
功率消耗	300 ~ 350 VA
動態範圍	80 dB
垂直掃描速率	50 Hz
輸出阻抗	75 Ω



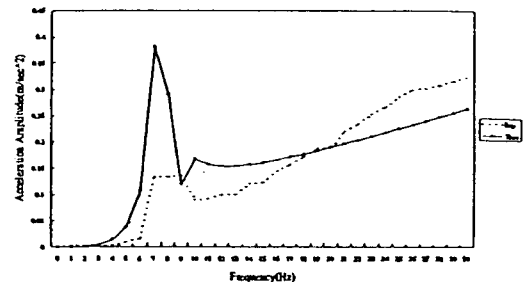
圖十四 彈簧常數-壓力圖



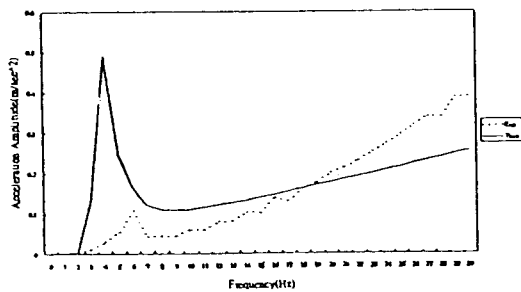
圖十七 位移-頻率圖 ($P=1 \text{ kg/cm}^2$)



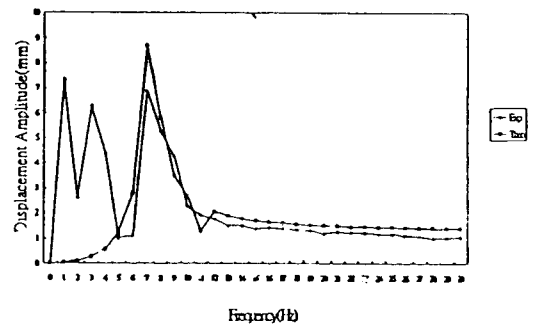
圖十五 阻尼係數-壓力圖



圖十八 加速度-頻率圖 ($P=3 \text{ kg/cm}^2$)



圖十六 加速度-頻率圖 ($P=1 \text{ kg/cm}^2$)



圖十九 位移-頻率圖 ($P=3 \text{ kg/cm}^2$)