

振動馬達驅動平台之隔振設計分析

楊建興 吳俊毅 洪義程 陳啟全

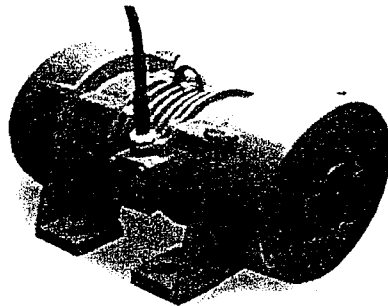
指導老師：王柏村 教授

國立屏東科技大學機械工程系

摘要

且每一軸上均具有四片形狀、尺寸都相同的振動片，這即是其動力產生處。

本文旨在將對一平台外加一振動馬達用以激振此平台時，分析振動馬達產生之振動力大小、平台之位移響應及平台之隔振系統之設計。平台系統係以一單自由度系統模型來模擬分析，而振動馬達振動力可分析得知為簡諧外力。可進一步求得平台之振動位移響應及作用於地面之傳遞力。為降低此傳遞力對基座及地面的影響，振動平台需有適當之隔振設計，本文亦以一雙自由度系統探討隔振系統之隔振質塊及隔振彈簧之設計準則與方法。本文發展之振動平台及隔振分析方法，可廣泛應用於類似的機器結構系統。



圖一、振動馬達實體圖[10]

一、前言

由於振動馬達在現在的社會中應用的機會越來越多，尤其是將其應用在振動測試平台上檢驗產品的方面，以得知產品的可靠度、振動送料台及篩選機等，且一般對機器的噪音所作的噪音分析，噪音產生的主要原因為振動的發生[1、2]，所以隔振問題是一項值得加以探討的課題。

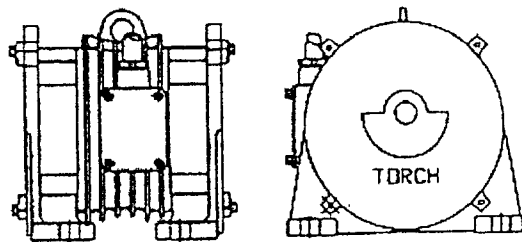
欲了解振動馬達與振動平台之問題。首先必須要對振動馬達的尺寸、材料及轉速等的各項因素配合下所能產生的振動力[3、4]，及各項因素與振動力之間的關係作一通盤的了解，才能將振動馬達應用在與其配合的機體上。在將振動馬達安裝於平台上運轉後，主要是要求其系統的位移及力量傳輸比[5、6]等各項數據，才能和加裝隔振系統的振動平台比較傳遞力是否有減小、以及平台振幅是否變化，亦可由所欲想傳進力的減少比例決定隔振系統所包括的隔振塊質量及隔振彈簧係數，此部份由 *Matlab* 軟體[7-9]進行分析。

由一設計分析範例顯示當傳遞力達到降低 87% 的隔振目的時，平台的振幅可維持在 3% 的變化內。

二、問題定義與分析目標

1、振動馬達

振動馬達為一內部具有一軸或多軸所構成，

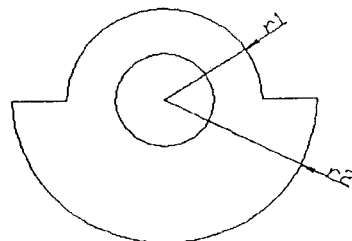


圖二、振動馬達構造圖[10]

a、單片振動片

問題定義：

已知振動片為一常見的半圓形振動片，且振動片之形狀尺寸如圖三所示。且已知其尺寸為 $r_1=0.045\text{ m}$ ； $r_2=0.155\text{ m}$ ；厚度 $t=0.025\text{ m}$ ；轉速 $n=1200\text{ rpm}$ ；材料密度 $\rho=7850\text{ Kg/m}^3$ 。



圖三、振動片

分析目標：

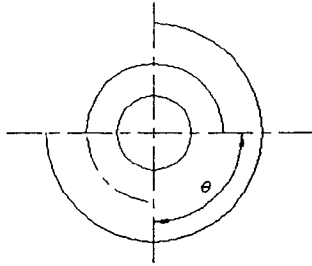
利用動力學觀念導出在固定尺寸、轉速下

所適用的振動力計算公式。

b、雙片振動片

問題定義：

已知振動片為一常見的半圓形振動片，且有兩相同尺寸之振動片重合，具一夾角 θ ，如圖四所示。 $r_1=0.045\text{ m}$ ； $r_2=0.155\text{ m}$ ；厚度 $t=0.025\text{ m}$ ；轉速 $n=1200\text{ rpm}$ ；材料密度 $\rho=7850\text{ Kg/m}^3$ ； $\theta=90^\circ$ 。



圖四、雙片振動片

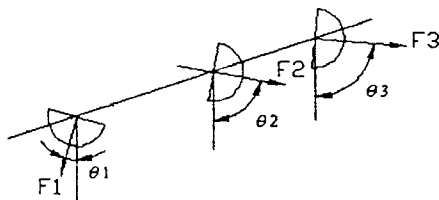
分析目標：

在已知單片振動片之振動力之情形下，求出兩振動片之合成振動力。

c、單軸馬達(四片振動片)

問題定義：

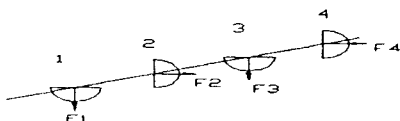
一單軸式振動馬達上裝有 N 個振動片，如圖五所示，並假設第 i 個振動片之振動力為 F_i ，第 i 個振動片與基準面之夾角為 θ_i 。而且已知 $r_1=0.045\text{ m}$ ； $r_2=0.155\text{ m}$ ；厚度 $t=0.025\text{ m}$ ；轉速 $n=1200\text{ rpm}$ ；材料密度 $\rho=7850\text{ Kg/m}^3$ 。



圖五、單軸模式

分析目標：

在已知單片振動片所能產生的振動力後，將其應用於一單軸式振動馬達其上裝有四片振動片，且第一片與第三片同角度；第二片和第四片均與第一片的夾角呈 90° ，如圖六所示。

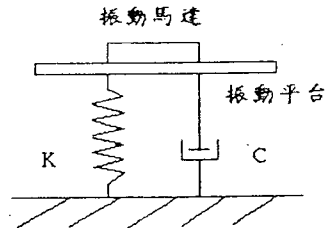


圖六、單軸四片模式

2、振動平台之振幅、 T_r 、 $H(\omega)$

問題定義：

一振動馬達連結於一附有彈簧支撐的平板上(忽略阻尼效應)，且已知振動馬達其內部振動片的尺寸為 $r_1=0.045\text{ m}$ ； $r_2=0.155\text{ m}$ ；厚度 $t=0.025\text{ m}$ ；轉速 $n=1200\text{ rpm}$ ；材料密度 $\rho=7850\text{ Kg/m}^3$ ；4081號彈簧常數為 5920 Kg/m 。阻尼係數為 c ，如圖七所示。



圖七、系統結構簡圖

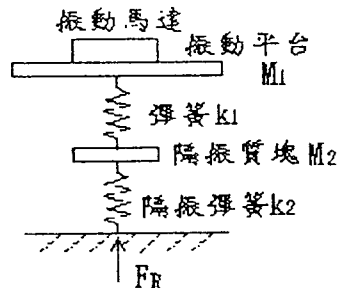
分析目標：

在已知振動片尺寸後，進一步求出其單片振動片至單軸式馬達的振動力，並應用在振動馬達上，以求出整個系統的振幅、 $H(\omega)$ 及 T_r 。

3、隔振器

問題定義：

振動馬達做簡諧運動時，若其激振頻率接近於本身的自然頻率，將會產生共振，引起巨大的振動量，為消除振動量，有多種方法可以使用，而本報告是針對加了隔振器之系統進行振動分析。系統如圖八所示。



圖八、加裝隔振系統之構造簡圖

分析目標：

設計選用隔振質塊質量 M_2 、隔振彈簧 k_2 使得傳輸比小(即減少反作用力 F_R)，以達到隔振的效果。

三、理論分析

振動平台分析中，其中一項便是求得振動馬達所能產生的振動力，另外也將對在不同轉速、振動片尺寸等此一會影響振動馬達振動力的問題

作分析。首先須從半圓形振動片去作解析，以循序求得單片、雙片到單軸的振動力。而隔振器的分析則需應用到前述的理論，以便求得加上隔振器後對整個系統的影響，才能對單自由度系統的振動平台和加上隔振器的雙自由度振動平台加以比較。在理論分析過程中，將會簡化一些繁瑣的推導式子。

1. 振動馬達

a. 單片振動片

由動力學上可得知：

$$F = m\bar{r}\omega^2 \quad (1)$$

其中： F ：振動力(N)

m ：偏心質量(Kg)

r ：偏心質量的等效半徑(m)

ω ：振動片之旋轉角速度(rad/sec)

振動片偏心質量為：

$$m = \rho \times V$$

$$= \frac{1}{2}\pi(r_2^2 - r_1^2)\rho \quad (2)$$

振動片偏心質量等效半徑為：

$$\bar{r} = \frac{\int_A r dA}{\int_A dA} = \frac{4}{3\pi} \left(\frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \right) \quad (3)$$

振動片之旋轉角速度為：

$$\omega = 2\pi f$$

$$f = \frac{n}{60}$$

其中 f = 頻率(cycle/sec, Hz)

n = 轉速(rpm)

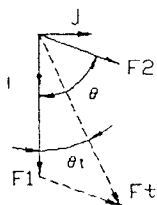
所以角速度為：

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

因此單片振動片振動力的計算公式為：

$$F = m\bar{r}\omega^2 = \frac{\pi^2}{1350} \rho n^2 (r_2^3 - r_1^3) \quad (4)$$

b. 雙片振動片



圖九、雙片振動片之自由體圖

假設兩振動片尺寸相同，並有一夾角 θ ，其各自所能產生的振動力亦相同，即 $F_1=F_2=F$ ，則合成振動力 F_t 為：

$$F_t = F\sqrt{2(1+\cos\theta)} = m\bar{r}\omega^2\sqrt{2(1+\cos\theta)} \quad (5)$$

合成振動力 F_t 的方向為：

$$\theta_t = \tan^{-1}\left(\frac{\sin\theta}{1+\cos\theta}\right) \quad (6)$$

c. 單軸馬達(四片振動片)

因為四片振動片分為兩對，每對有兩片振動片，且為對稱排列，所以單軸馬達之振動力為：

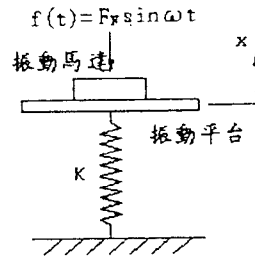
$$F_M = 2F_t = 2m\bar{r}\omega^2\sqrt{2(1+\cos\theta)} \quad (7)$$

馬達振動力合成夾角沒有改變，即

$$\theta_M = \theta_t \quad (8)$$

2. 振動平台之振幅

忽略阻尼效應後，且設平台為一剛體，其系統圖如圖十所示。



圖十、振動平台之系統圖

其運動方程式為：

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

M ：馬達加平台之質量

穩態位移響應為：

$$x(t) = X \sin \omega t$$

穩態加速度響應為：

$$\ddot{x}(t) = -\omega^2 X \sin \omega t$$

又

$$f(t) = F_M \sin \omega t = 2m\bar{r}\omega^2 \sqrt{2(1+\cos\theta)} \sin \omega t$$

其振幅為：

$$(-M\omega^2 + k)X \sin \omega t = F_M \sin \omega t$$

$$X = \frac{F_M}{(k - M\omega^2)} \quad (10)$$

$$H(\omega) = \frac{X}{F_M} = \frac{1}{(k - M\omega^2)} = \frac{1/M}{(\omega_n^2 - \omega^2)}$$

$$= \frac{1/k}{1 - (\omega/\omega_n)^2}$$

力量傳輸比 T_{r1} 為:

$$T_{r1}(\omega) = \frac{F_{R1}}{F_M} = \frac{kX}{F_M} = \frac{k}{(k - M\omega^2)}$$

$$= \frac{\omega_n^2}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2}} = \frac{1}{1 - (\omega/\omega_n)^2}$$

$$F_{R1} = kX$$

F_{R1} : 作用於地面的作用力

X : 彈簧的壓縮量

3. 隔振系統

系統方程式:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = \{f\}$$

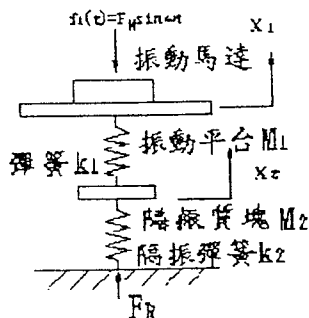
$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix}$$

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix}, \{f\} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix}$$

(1) 模態分析 (Model Analysis)

假設: 1. input $f(t) = 0$

2. 忽略阻尼



十一、隔振系統圖

其特徵值為:

$$\lambda_{1,2} = \frac{M_1(k_1 + k_2) + M_2k_1}{2M_1M_2} \pm \frac{\sqrt{(M_1(k_1 + k_2) + M_2k_1)^2 - 4M_1M_2k_1k_2}}{2M_1M_2}$$

(2) 簡諧分析 (Harmonic Analysis)

$$[M]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = f(t) = F \sin \omega t$$

$$x(t) = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} \sin \omega t = X \sin \omega t$$

(11)

$$X_1 = \frac{(k_1 + k_2 - M_2\omega^2)F_M}{(k_1 - M_1\omega^2)(k_1 + k_2 - M_2\omega^2) - k_1^2}$$

(14)

$$X_2 = \frac{k_1 F_M}{(k_1 - M_1\omega^2)(k_1 + k_2 - M_2\omega^2) - k_1^2}$$

(15)

$$X_1: (\text{平台位移}) = X_1 \sin \omega t$$

$$X_2: (\text{隔振平台位移}) = X_2 \sin \omega t$$

$$H(\omega) = \frac{x(t)}{f(t)} = \frac{X_2 \sin \omega t}{F_M \sin \omega t}$$

(16)

$$= \frac{k_1}{(k_1 - M_1\omega^2)(k_1 + k_2 - M_2\omega^2) - k_1^2}$$

力量傳輸比 T_{r2} 為:

$$T_{r2}(\omega) = \frac{f_{R2}(t)}{f(t)} = \frac{k_2 X_2}{F}$$

$$= \frac{k_1 k_2}{(k_1 - M_1\omega^2)(k_1 + k_2 - M_2\omega^2) - k_1^2}$$

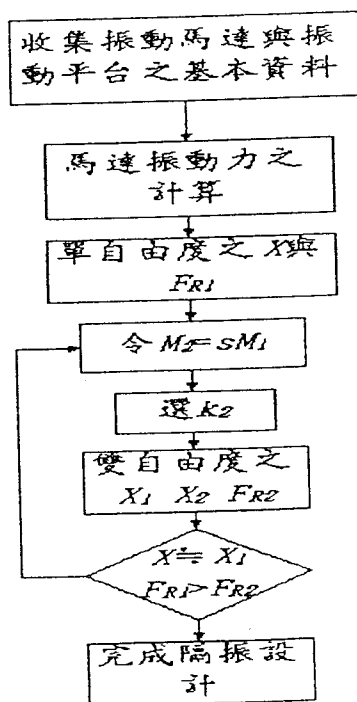
(17)

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{(k_1 + k_2 - \omega^2 M_2)}{(k_1 + k_2) - \omega^2 M_2 - (\omega^2 M_1 (k_1 + k_2) / k_1) + (\omega^4 M_1 M_2 / k_1) - k_1}$$

(18)

四、隔振設計分析步驟

隔振設計分析步驟如圖十三之流程圖所示



圖十三、設計步驟流程圖

設計步驟：

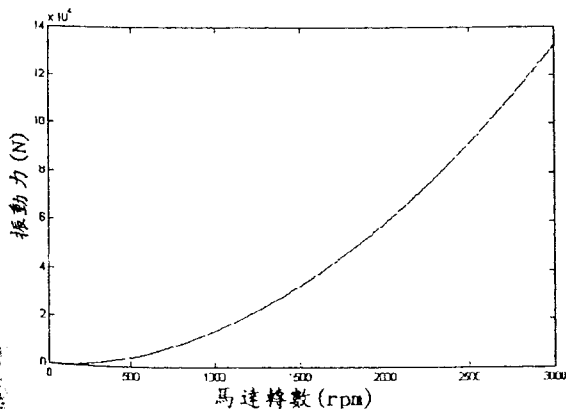
1. 先行收集振動馬達與振動平台相關之基本資料已備參考。
2. 利用所推導出的方程式算出振動馬達所能產生的振動力。
3. 再利用所求的振動力代入方程式求得 X 和 F_{R1} 。
4. 令 $M_1 = SM_2$ ，並選擇 k_2 ，即可求得 X_1 、 X_2 、 F_{R2} ，所得知 X_1 其值需儘量接近未加隔振系統前之振幅 X ，且 $F_{R1} > F_{R2}$ ，如不符合此要求則需重複假設使其達到要求。
5. 完成隔振設計。

五、結果與討論

在本文中振動片是選用 $r_1=0.045$ m； $r_2=0.155$ m；厚度 $t=0.025$ m；材料密度 $\rho=7850$ Kg/m³；夾角 $\theta=90^\circ$ ；馬達轉速 $n=1200$ rpm；且定振動馬達加振動平台的質量 $M_1=50$ Kg；振動彈簧選用 4081 號，彈簧常數 $k_1=5920$ Kg/m。用以設計選用適當的隔振平台 M_2 及隔振彈簧 k_2 ，並以不影響未加裝隔振系統時振動平台原振幅 X_1 為主要考量。

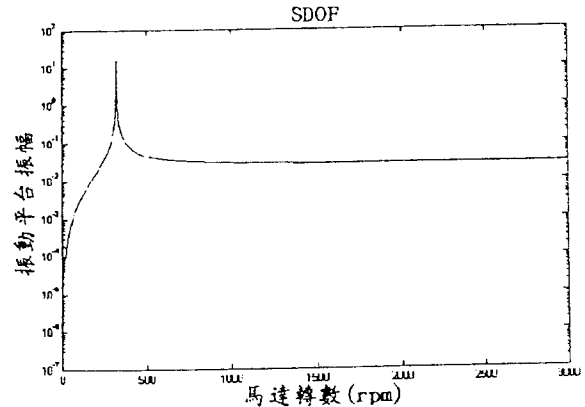
Matlab 的使用方法

- (一) 以理論分析之數據為基礎。
- (二) 輸入 M_1 、 M_2 、 k_1 、 k_2 ，以求得特徵值(eigenvalue)、特徵向量(eigenvector)與自然頻率(natural frequency)。
 1. M_1 及 M_2 依假設比例得知。
 2. k_1 假設已知。
 3. 依 Excel 得知 k_2 。
- (三) 輸入 n 、 F ，並且寫一個迴路(loop)包括位移-力量比，力量傳輸，位移振軸比的理論公式。
 1. n 假設為一等差數列。
 2. F 、 T_r 、 $H(\omega)$ 均有含著 n 的函數。
- (四) 畫出位移-力量比，力量傳輸比，位移振軸比之對數-線性圖。

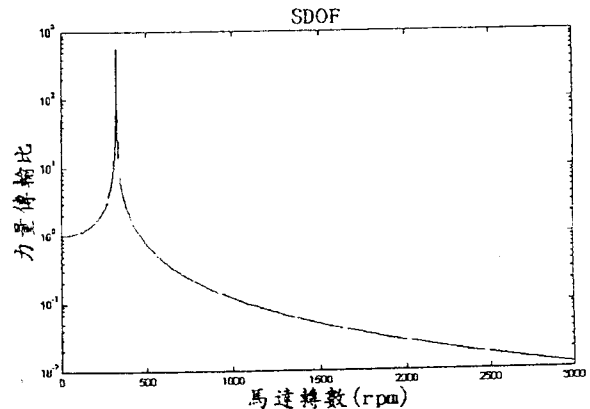


圖十三、馬達轉速-振動力

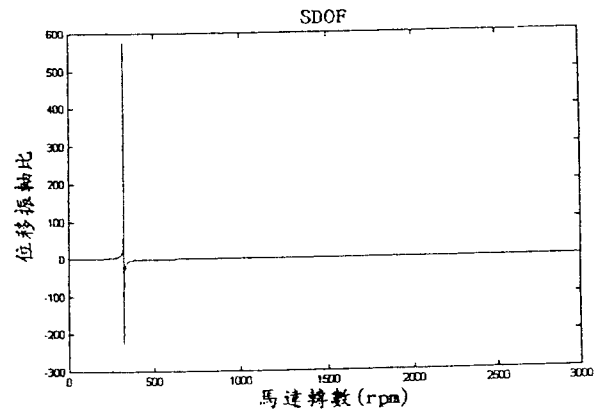
由圖十三可得知振動馬達所產生的振動力 F_v 和振動片半徑 r_1 、 r_2 、厚度 t 、夾角 θ 、轉速 n 等有關，其中又以轉速 n 變化時對振動力 F_v 的影響最大。



圖十四、振動平台振幅

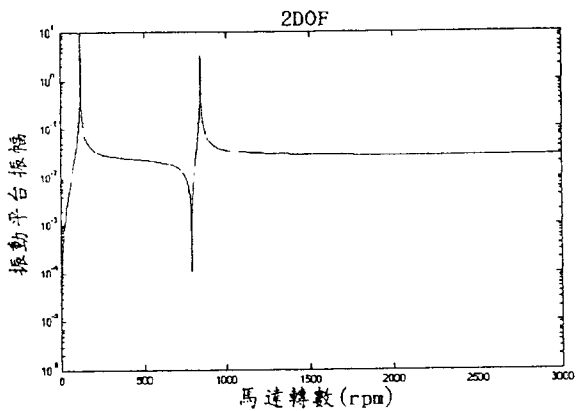


圖十五、振動平台之力量傳輸比

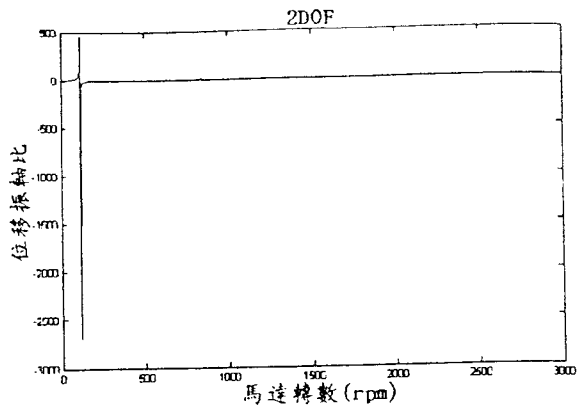


圖十六、振動平台之位移振軸比

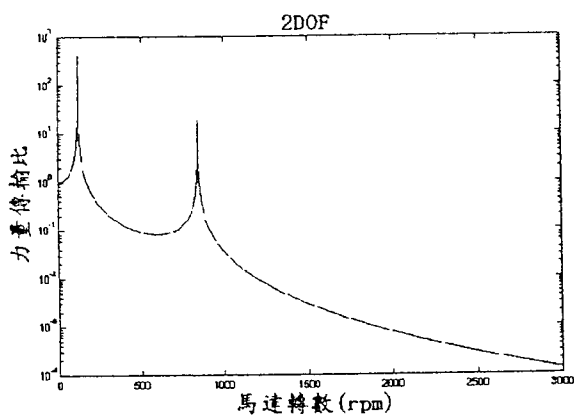
由圖十四至十六可得知 ω_n 發生在 320-340 rpm 之間，與實際上的理論值 326 rpm 相當接近。



圖十七、加裝隔振系統之振幅



圖十九、加裝隔振系統之位移振軸比



圖十八、加裝隔振系統之力量傳軸比

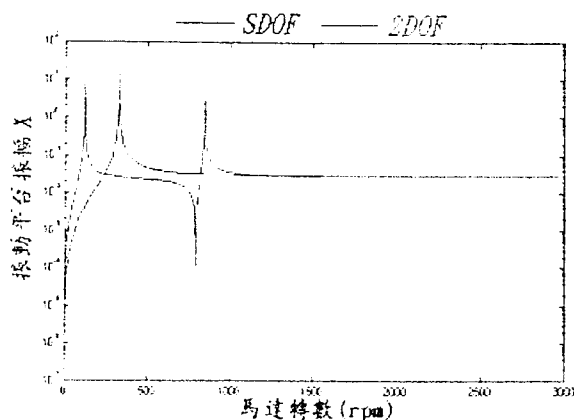
由表一可知當轉速固定時，在夾角為 45° 時振動力較 90° 時變化較快，即在轉速 n 相同情況下夾角為 45° 時所產生的振動力 F_M 較 90° 時為大。同時也可由表一之數據上看出當轉速 n 相同時，夾角為 90° 時振幅 X_i 較 45° 時為大。但當轉速 n 相同時，其 $H(\omega)$ 、 T_r 均相同，因為當轉速變化時和該兩者並無直接之關係。

表一、不同夾角時 F_M 、 X 、 $H(\omega)$ 、 T_r 之數據

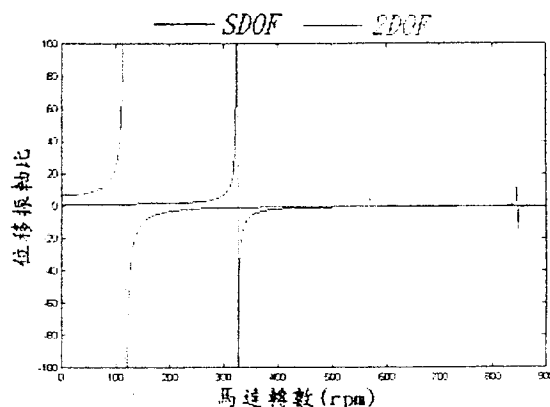
n	45°				90°			
	振動力 $F_M(N)$	振幅 $X(m)$	$H(\omega)$	T_r	振動力 $F_M(N)$	振幅 $X(m)$	$H(\omega)$	T_r
500	4815.32746	0.06095165	1.26577E-05	0.73509859	3685.49402	0.0466504	1.26577E-05	0.73509859
600	6934.07154	0.04977206	7.17783E-06	0.41685409	5307.11138	0.0380939	7.17783E-06	0.41685409
700	9438.04181	0.04481567	4.74837E-06	0.27576249	7223.56827	0.03430045	4.74837E-06	0.27576249
800	12327.2383	0.04209497	3.41477E-06	0.1983133	9434.86468	0.03221811	3.41477E-06	0.1983133
900	15601.661	0.04041292	2.59028E-06	0.15043086	11941.0006	0.03093073	2.59028E-06	0.15043086
1000	19261.3098	0.03928993	2.03982E-06	0.1184631	14741.9761	0.03007123	2.03982E-06	0.1184631
1100	23306.1849	0.03849841	1.65184E-06	0.09593108	17837.791	0.02946542	1.65184E-06	0.09593108
1200	27736.2861	0.03791742	1.36706E-06	0.07939228	21228.4455	0.02902076	1.36706E-06	0.07939228
1300	32551.6136	0.03747727	1.15131E-06	0.06686259	24913.9395	0.02868388	1.15131E-06	0.06686259
1400	37752.1673	0.03713523	9.83652E-07	0.05712577	28894.2731	0.02842209	9.83652E-07	0.05712577
1500	43337.9471	0.03686381	8.50607E-07	0.04939917	33169.4461	0.02821435	8.50607E-07	0.04939917
1600	49308.9531	0.0366446	7.43158E-07	0.04315906	37739.4587	0.02804658	7.43158E-07	0.04315906
1700	55665.1854	0.03646489	6.55071E-07	0.03804338	42604.3108	0.02790903	6.55071E-07	0.03804338
1800	62406.6438	0.03631565	5.81916E-07	0.03379487	47764.0024	0.02779481	5.81916E-07	0.03379487
1900	69533.3285	0.03619029	5.20471E-07	0.03022644	53218.5336	0.02769886	5.20471E-07	0.03022644
2000	77045.2393	0.03608395	4.68344E-07	0.0271992	58967.9043	0.02761747	4.68344E-07	0.0271992
2100	84942.3763	0.03599293	4.23731E-07	0.02460825	65012.1144	0.02754781	4.23731E-07	0.02460825
2200	93224.7395	0.03591441	3.85243E-07	0.02237306	71351.1641	0.02748772	3.85243E-07	0.02237306

表一、不同夾角時 F_y 、 X 、 $H(\omega)$ 、 T_r 之數據(續)

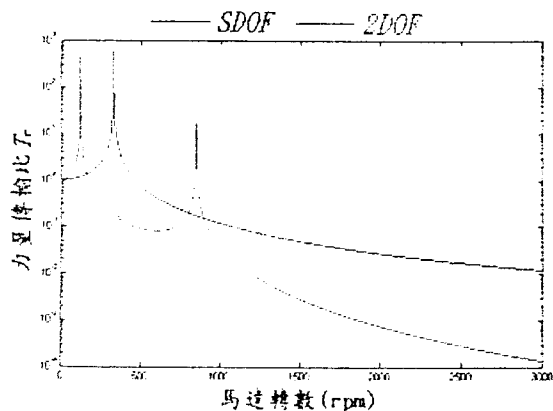
2300	101892.329	0.03584619	3.51802E-07	0.02043099	77985.0534	0.0274355	3.51802E-07	0.02043099
2400	110945.145	0.03578653	3.22558E-07	0.01873265	84913.7821	0.02738984	3.22558E-07	0.01873265
2500	120383.186	0.03573405	2.96834E-07	0.01723869	92137.3504	0.02734967	2.96834E-07	0.01723869
2600	130206.454	0.03568764	2.74083E-07	0.01591744	99655.7582	0.02731415	2.74083E-07	0.01591744
2700	140414.949	0.03564638	2.53863E-07	0.01474314	107469.006	0.02728258	2.53863E-07	0.01474314
2800	151008.669	0.03560955	2.3581E-07	0.0136947	115577.092	0.02725439	2.3581E-07	0.0136947
2900	161987.616	0.03557653	2.19624E-07	0.01275468	123980.019	0.02722911	2.19624E-07	0.01275468
3000	173351.788	0.03554681	2.05055E-07	0.01190859	132677.785	0.02720636	2.05055E-07	0.01190859



圖二十、加裝隔振系統前後振幅之改變



圖二十二、加裝隔振系統前後位移振軸比之改變



圖二十一、加裝隔振系統前後力量傳輸比之改變

由圖二十、二十一中可發現在加裝了隔振系統後，整體系統的力量傳輸比大幅變小了，且振動平台的振幅捍衛加裝隔振系統前的振幅相差極小。

設計範例：

已知振動平台質量 $m_1=50$ kg，彈簧剛性 $k_1=58075.2$ N/m，轉速 n 為 1200 rpm，利用推導出來的單自由度振動系統的公式，使用已寫完成的 *Matlab* 程式計算出沒有隔振的系統傳輸比 $T_r=0.079392277$ ，位移 $X=0.029020756$ 。

第二步，假設隔振塊質量為振動平台質量的 0.2 倍， $M_2=10$ kg，使用 *MATLAB* 程式（雙自由度振動系統的部分）計算求出不同 k_2 值時，即有著不同的傳輸比 T_r ，如表二。假設希望加了隔振塊的系統振動時產生的反作用力能夠減少掉 87%，因此可得傳輸比 $T_r=0.009629$ ，然後，即可在表二中找出適當的 k_2 值 = 10300.5 N/m。

可以在表二中，找出加了隔振塊彈簧剛性 $k_2=10300.5$ N/m，所產生的振幅 $X_r=0.030596$ 最不影响原來系統產生的振幅。

六、結論

平台系統設計上，其中一項非常重要的考慮要點為—隔振設計，因此需在系統上加裝隔振器。

隔振器之共振頻率發生時期所產生的振幅最大，此時需儘可能保持共振頻率為較低的值，也就是希望共振頻率發生在較低轉速時且越低越佳，因為它可決定系統最低的使用極限範圍，而頻率則是由平台及隔振系統之性質及形狀來決定。

加上隔振系統之後，雖然沒有裝上阻尼器，但仍可發現到系統的力量傳輸比也有相當程度的改善，且對於系統整體而言，其振幅並未受到影響而減小。

本報告之製作主要是希望能為往後此類問題
 建立一套有系統之分析模式，並可作為相關隔振
 設計分析時之參考依據。

表二、應用範例數據

k_1 (N/m)	選用的 k_2 (N/m)	振動平台 M_1 (kg)	隔振塊 M_2 (kg)	頻率 ω (rad/sec)	振動力 F_M (N)	傳輸比 T_r	振幅 X_r
58075.2	981	50	10	125.6637	21228.445	0.000826	0.03044
58075.2	10300.5	50	10	125.6637	21228.445	0.009629	0.030596
58075.2	19620	50	10	125.6637	21228.445	0.020602	0.03079
58075.2	29430	50	10	125.6637	21228.445	0.035511	0.031054
58075.2	39240	50	10	125.6637	21228.445	0.055644	0.031411
58075.2	49050	50	10	125.6637	21228.445	0.084331	0.031918
58075.2	58860	50	10	125.6637	21228.445	0.128495	0.0327
58075.2	68670	50	10	125.6637	21228.445	0.205285	0.034059
58075.2	78480	50	10	125.6637	21228.445	0.372035	0.037011
58075.2	88290	50	10	125.6637	21228.445	1.010357	0.048308
58075.2	98100	50	10	125.6637	21228.445	2.711586	0.017565
58075.2	147150	50	10	125.6637	21228.445	0.225002	0.026444
58075.2	196200	50	10	125.6637	21228.445	0.154269	0.027696
58075.2	245250	50	10	125.6637	21228.445	0.129788	0.028129
58075.2	294300	50	10	125.6637	21228.445	0.117371	0.028349
58075.2	343350	50	10	125.6637	21228.445	0.109863	0.028481
58075.2	392400	50	10	125.6637	21228.445	0.104834	0.02857
58075.2	441450	50	10	125.6637	21228.445	0.101229	0.028634
58075.2	490500	50	10	125.6637	21228.445	0.09852	0.028682
58075.2	568980	50	10	125.6637	21228.445	0.095351	0.028738

七、參考文獻

1. 崔廣義，1990，「平台隔振」，*機械技術*，第70期，第61-66頁。
2. 洪春長，1995，「工具機改善方法與應用」，*機械工業雜誌*，第145期，第128-134頁。
3. 陳添雄、陳宗平，1998，「振動試驗台設計之探討」，專題報告，國立屏東科技大學機械工程系大學部。
4. 許力元、陳偉仁、鄧旭成，1998「振動台特性分析與驗證」，專題報告，國立屏東科技大學機械工程系大學部。
5. Daniel J.Inman，1994，*Engineering Vibration*，Prentice Hall。
6. 王柏村，1996，*振動學*，全華書局。
7. G.Lindfield and J.Penny 原著，黃俊銘 編譯，1988，*數值方法--使用 Matlab 程式語言*，全華書局。
8. 周鵬程，1998，*Matlab 程式語言入門*，全華書局。
9. 蒙以正，1998，*專業設計技巧 Matlab 5*，基峰資訊。

10. <http://www.vibnet.com/>

八、誌謝

感謝王柏村教授一年來認真的指導及協助，且不厭其煩的糾正製作專題時所發生的錯誤，並訓練本組同學建立了一套解決問題時的思考程序，使本組對於隔振設計分析有更進一步的瞭解；也感謝研究生學長的協助；並感謝本組同學在這一段日子以來相互合作將本專題順利完成，由衷感謝。

九、附錄

單自由度隔振塊系統程式

```

m1=50;
k1=5920*9.8;
[a]=eig(k1,m1);
[wn]=sqrt(a);

angle=90;
r1=0.045;
    
```



```

r2=0.155;
t=0.025;
density=7850;
m=(r2^2-r1^2)*pi*t*density/2;
e=(r2^3-r1^3)/(r2^2-r1^2)*4/3/pi;
for n=1:3000;
    f(n)=n/60;
    w(n)=2*pi*f(n);
    F(n)=(w(n)^2*m*e);
    Ft(n)=F(n)*sqrt(2*(1+cos(angle*pi/180)));
    ;
    Fm(n)=2*Ft(n);

    x1(n)=Fm(n)/(k1-w(n)^2*m1);
    s1(n)=abs(x1(n));
    h(n)=(1)/(k1-w(n)^2*m1);
    pl(n)=abs(h(n));
    tr(n)=(k1)/(k1-w(n)^2*m1);
    ppl(n)=abs(tr(n));
    v(n)=1/(1-w(n)^2*m1/k1);
    pppl(n)=abs(v(n));
end
subplot(2,2,1);plot(s1)
subplot(2,2,2);plot(pl)
subplot(2,2,3);plot(ppl)
subplot(2,2,4);plot(pppl)
axis([-inf inf -inf inf])

```

單自由度隔振塊之中文輔助說明

```

[a]=eig(k1,m1) %求特徵值
m1 %振動平台重量(含振動馬達等)(Kg)
k1 %振動平台與地面間之等效彈簧係數(N/m)
x1 %振動系統送料平台之位移振幅(m)
angle %兩振動片之夾角(度)
r1 %半圓形振動片圓心至小圓弧之半徑(m)
r2 %半圓形振動片圓心至大圓弧之半徑(m)
t %半圓形振動片之厚度(m)
density %半圓形振動片之材料密度(kg/m3)
e %半圓形振動片之偏心距(m)
m %半圓形振動片之質量(kg)
h %振動系統之位移-力量傳輸比
tr %振動系統之力量傳輸比
v %振動系統之位移振軸比
F %單片振動片之振動力(N)
Ft %雙片振動片之合成振動力(N)
Fm %單軸馬達之振動力(N)
me %質量偏心距(Kg-m)
n %馬達轉數(rpm)
f %馬達外力造成之激振頻率(Hz)
w %馬達外力造成之激振頻率(rad/s)
wn %系統之自然頻率(Hz)
sqrt %開平方
abs %絕對值
axis([x(min) x(max) y(min) y(max) z(max)

```

```

z(min)]) %調整各軸之範圍大小
plot(x1 y1 x2 y2 x3 y3) %畫二維圖形之指令

```

隔振塊系統程式

```

m1=50;
m2=10;
k1=5920*9.8;
k2=1050*9.8;
M=[m1 0;0 m2];
K=[k1+k2 -k1;-k1 k2];
[a]=eig(k1,m1);
[wn]=sqrt(a);
[A1 A2]=eig(K,M);
[Wn]=sqrt(A2);
W1=Wn(1,1);
W2=Wn(2,2);

angle=90;
r1=0.045;
r2=0.155;
t=0.025;
density=7850;
m=(r2^2-r1^2)*pi*t*density/2;
e=(r2^3-r1^3)/(r2^2-r1^2)*4/3/pi;
for n=1:3000;
    f(n)=n/60;
    w(n)=2*pi*f(n);
    F(n)=(w(n)^2*m*e);
    Ft(n)=F(n)*sqrt(2*(1+cos(angle*pi/180)));
    ;
    Fm(n)=2*Ft(n);

    x1(n)=Fm(n)/(k1-w(n)^2*m1);
    s1(n)=abs(x1(n));
    X1(n)=(Fm(n)*(k1+k2-w(n)^2*m2))/((k1+k2-w(n)^2*m2)*(k1-w(n)^2*m1)-k1^2);
    s2(n)=abs(X1(n));
    X2(n)=(Fm(n)*k1)/((k1+k2-w(n)^2*m2)*(k1-w(n)^2*m1)-k1^2);
    s3(n)=abs(X2(n));
    h(n)=(1)/(k1-w(n)^2*m1);
    pl(n)=abs(h(n));
    H(n)=(k1)/((k1+k2-w(n)^2*m2)*(k1-w(n)^2*m1)-k1^2);
    p2(n)=abs(H(n));
    tr(n)=(k1)/(k1-w(n)^2*m1);
    ppl(n)=abs(tr(n));
    TR(n)=(k1*k2)/((k1+k2-w(n)^2*m2)*(k1-w(n)^2*m1)-k1^2);
    pp2(n)=abs(TR(n));
    v(n)=1/(1-w(n)^2*m1/k1);
    pppl(n)=abs(v(n));

```

```

V(n)=(k1+k2-w(n)^2*m2)/((k1+k2)-
(w(n)^2*m2)-
(w(n)^2*m1/k1*(k1+k2))+(w(n)^4*m1*m2/k1)
-k1);
ppp2(n)=abs(V(n));
end
plot(w, v, w, V)
axis([0 50 -50 50])
semilogy(f, ppl, f, pp2)
axis([-inf inf -inf inf])

```

隔振塊之中文輔助說明

M、K %為程式的質量與勁度矩陣
[A1, A2]=eig(K, M) %雙自由度隔振系統可求得特徵向量與特徵值
[a]=eig(k1, m1) %單自由度系統可求得特徵向量與特徵值
m1 %振動平台重量(含振動馬達等)(Kg)
m2 %隔振塊重量(Kg)
k1 %送料平台之等效彈簧常數(N/m)
k2 %隔振塊之等效彈簧係常數(N/m)
wn %單自由度系統之自然頻率(Hz)
Wn %雙自由度隔振系統之自然頻率(Hz)
W1 %雙自由度隔振系統振動平台之自然頻率(Hz)
W2 %雙自由度隔振系統隔振塊之自然頻率(Hz)
angle %兩振動片之夾角(度)
r1 %半圓形振動片圓心至小圓弧之半徑(m)
r2 %半圓形振動片圓心至大圓弧之半徑(m)
t %半圓形振動片之厚度(m)
density %半圓形振動片之材料密度(kg/m³)
e %半圓形振動片之偏心距(m)
m %半圓形振動片之質量(kg)
n %馬達轉數(rpm)
w %馬達外力造成之激振頻率(rad/s)
f %馬達外力造成之激振頻率(Hz)
F %單片振動片之振動力(N)
Ft %雙片振動片之合成振動力(N)
Fm %單軸馬達之振動力(N)
me %質量偏心距(Kg-m)
x1 %單自由度系統送料平台之位移振幅(m)
X1 %雙自由度隔振系統送料平台之位移振幅(m)
X2 %雙自由度隔振系統隔振塊之位移振幅(m)
h %單自由度系統之位移-力量傳輸比
H %雙自由度隔振系統之位移-力量傳輸比
tr %單自由度系統之力量傳輸比
TR %雙自由度隔振系統之力量傳輸比
v %單自由度系統之位移振軸比
V %雙自由度隔振系統之位移振軸比
sqrt %開平方
abs %絕對值
axis([x(min) x(max) y(min) y(max) z(max) z(min)]) %調整各軸之範圍大小
plot(x1 y1 x2 y2 x3 y3) %畫二維圖形之指令