

船用裝備安裝多個彈性座之多自由度系統隔振分析

劉柏瑜*¹ 蔡柔安* 吳佳璋**

*海軍造船發展中心

**國立高雄科技大學輪機工程暨研究所

關鍵詞: 振動、隔振、彈性座

摘要

艦艇作戰期間因所處環境會受各種武器攻擊、艦艇航行運動或裝備本身振動而帶來的影響，其影響主要會對船艦的結構產生巨大的變形或對艦內裝備給予強烈的衝擊，而導致艦體受損或裝備的故障，因此，船艦設備配置使用彈性座，可以被動的振動控制的技術(passive vibration control techniques)來對各種類型的裝備提供動態保護，避免裝備在振動與陡振的過程中損壞。本文將介紹裝備隔振設計的基本理論及裝備安裝多個彈性座的分析方法，以協助提升船艦裝備的彈性座隔振效率，降低外力對裝備的影響，進而確保船艦裝備的妥善。

前言

為有利執行艦艇裝備振動的運動分析，Vane [1] 曾經將船艦上的裝備簡化為一個具有6自由度的剛體，除了研究安裝有多個彈性座之6自由度剛體的自由振動特性，也提出一些安裝有彈性座船艦裝備的自然頻率公式，以作為隔振設計的參考。

McCarthy [2] 曾利用美國海軍實驗室(U.S. Navak Research Laboratory, NRL)所發展的動態設計分析法(Dynamic Design Analysis Method, DDAM)來預測船艦裝備於承受爆震衝擊時的運動狀況，以作為船艦裝備隔振設計之參考。Ohara與Belsheim [3] 也曾利用動態設計分析法(DDAM)來探討裝備於承受爆震衝擊情形下的反應特性，並將其研究成果應用於船艦上之小型裝備的隔振設計。

除上述文獻外，美國海軍也有公佈一些裝備隔振設計的相關標準[4-7]，作為船艦裝備隔振設計的參考。由上述的文獻回顧可以發現，在與船艦裝備承受

(通常為單個半正弦波或雙個半正弦波, Single Half-Sine Wave or Double Half-Sine Wave [8])後，便可以計算單自由度彈簧-阻尼-質量系統於承受爆震衝擊時的各項反應物理量(例如: 位移、速度或加速度)。

雖然Vane [1] 曾經將船艦上的裝備簡化為一個具有6自由度的剛體，但其所提出之方法不能考慮任意角度安裝之彈性座的耦合效應，此外，關於6自由度剛體承受爆震衝擊的三維動態分析相關理論，也沒有提出，而這也是本計畫的主要目的。在本研究中，裝備的質心位置、裝備在各方向的旋轉角、裝備在各方向的質量慣性矩、彈性座安裝角度的耦合效應、爆震衝擊波的數學函數、爆震衝擊波的方向、...等，都將在考慮範圍內。

1 裝備隔振設計基本原則

1.1 單自由度系統的彈性座挑選

一般而言，安裝有彈性座之裝備的數學模型是一

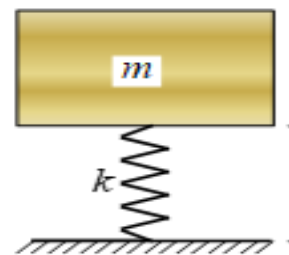


圖1.1 單自由度的彈簧-質量系統

爆震衝擊之動態分析的相關文獻中，研究者大多將裝備簡化為一個單自由度的集結質量(Lumped mass)，此時，安裝有彈性座之裝備便可用一個單自由度的彈簧-阻尼-質量系統來取代，在擇定爆震衝擊波的數學函數

個多自由度的系統，但是根據重疊原理[9-12]，安裝有彈性座之裝備，在某一方向上的運動可以用一個等效單自由度的彈簧-質量系統來描述，如圖1.1所示。由於重力是在垂直方向，因此，在為裝備挑選彈性座時，

是以垂直方向上的運動方程式來作為依據，如方程式(1.1)所示。

$$m\ddot{z} + kz = 0 \quad (1.1)$$

在上述方程式中， m 為等效單自由度系統的質量， k 為等效單自由度系統的彈簧常數，而 z 與 \ddot{z} 分別為單自由度系統在垂直方向上的位移與加速度。

方程式(1.1)是描述單自由度彈簧-質量系統之自由振動行為的運動方程式。為了方便，將方程式(1.1)改寫成

$$\ddot{z} + \omega^2 z = 0 \quad (1.2)$$

其中，

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \quad (1.3)$$

由方程式(1.3)可以推知，圖1.1所示之彈簧-質量系統的自然頻率為

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{rad/sec}) \quad (1.4)$$

$$\text{或 } f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{cps 或 Hz}) \quad (1.5)$$

根據虎克定律，如果彈簧常數為 k 的彈簧，其靜態變形量(static deflection)為 Δ ，則施加在彈簧上的外力 F 為：

$$F = k\Delta = mg \quad (1.6)$$

由方程式(1.6)可得

$$\frac{k}{m} = \frac{g}{\Delta} \quad (1.7)$$

將方程式(1.7)代入方程式(1.5)，可得

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\Delta}}, \quad \Delta = \frac{mg}{k} \quad (1.8)$$

在上述數學式中， g 為重力加數度(acceleration of gravity)。由方程式(1.8)可以發現，單自由度系統的靜態變形量(Δ)與其自然頻率(f)有很緊密的關係。

根據上述公式(1.8)，可獲得列表1.1。表1.1可作為單自由度系統挑選彈性座的參考。一般而言，只要單

自由度系統的自然頻率(f)低於10Hz，該彈性座即會有不錯的隔振效果，換句話說，只要靜態變形量(Δ)大於3mm，應該就可以達成隔振的目的。值得一提的是，單自由度系統之自然頻率(f)愈低(即靜態變形量(Δ)愈大)，彈性座的隔振效果愈好。然而，靜態變形量(Δ)也不可以太大，否則會導致爆炸衝擊發生時，設備產生過大的位移量。實務上，對圖1.1所示之單自由度系統而言，所挑選之彈性座的靜態變形量(Δ)應滿足下列條件：

$$5 \text{ mm} \leq \Delta \leq 10 \text{ mm}$$

表1.1 彈性座靜態變形量與自然頻率的關係

Mount deformation Δ (mm)	Natural frequency of SDOF system f (Hz)
1	15.77
2	11.15
3	9.11
4	7.88
5	7.05
6	6.44
7	5.96
8	5.57
9	5.25
10	4.98

1.2 雙自由度(雙層結構)系統的彈性座挑選

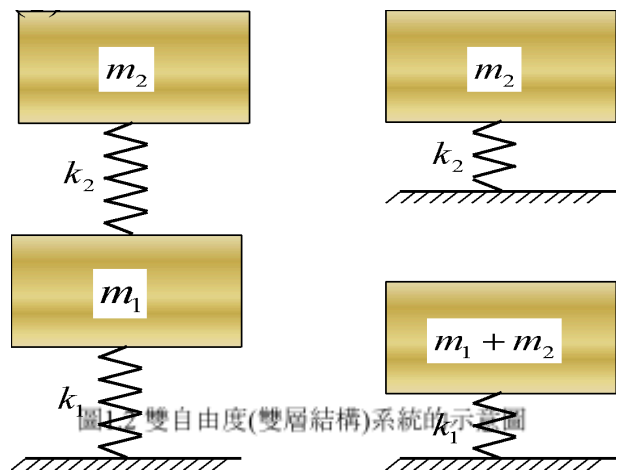


圖1.2(a)為本研究所探討之雙自由度(雙層結構)系統示意圖， k_1 與 k_2 分別為上層彈性座與下層彈性座的彈簧常數， m_2 一般為裝備質量， m_1 一般為基

座質量。關於這個雙自由度(雙層結構)系統的設計, 上層彈性座(upper mount, k_2)的勁度通常遠高於下層彈性座(lower mount, k_1)的勁度, 即:

$$k_2 \gg k_1$$

因此, 上層彈性座(upper mount, k_2)的挑選, 可將雙自由度(雙層結構)系統的上半部簡化為一個單自由度系統, 如圖1.2(b)所示。因為 $k_2 \gg k_1$, 所以彈性座 k_2 的靜態變形量建議要符合下列方程式:

$$\Delta_2 \leq 2 \text{ mm}$$

其中, Δ_2 為上層彈性座(upper mount, k_2)的靜態變形量(static deflection):

$$\Delta_2 = \frac{m_2 g}{k_2}$$

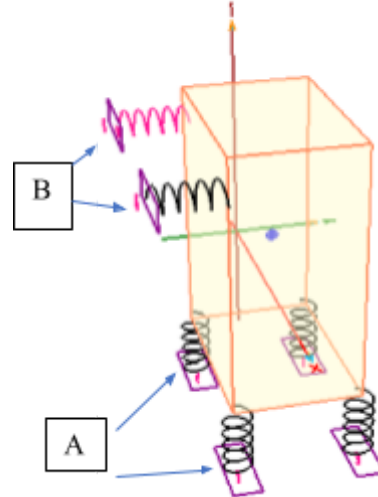
至於下層彈性座(lower mount, k_1)的挑選, 在

$k_2 \gg k_1$ 的情形下, 可將整體雙自由度(雙層結構)系統簡化為另一個單自由度系統, 如圖1.2(c)所示。此時, 下層彈性座(lower mount, k_1)的挑選建議要符合下列方程式:

$$5 \text{ mm} \leq \Delta_1 \leq 10 \text{ mm}$$

其中, Δ_1 為下層彈性座(lower mount, k_1)的靜態變形量(static deflection):

$$\Delta_1 = \frac{(m_1 + m_2)g}{k_1}$$



一般而言, 雙自由度(雙層結構)系統有兩個自然頻率。由於 $k_2 \gg k_1$ 的緣故, 其中一個自然頻率將位於高頻區, 另一個自然頻率將位於低頻區, 在挑選此類系統的彈性座(k_1 與 k_2)之時, 一定要避免共振現象的產生。值得一提的是, 上述雙自由度系統中的基座質量 m_1 與上層彈性座 k_2 可用來改變兩個自然頻率, 在實務應用上, 也較容易修改, 以避開共振頻率。

1.3 高度大於長度與寬度之設備的彈性座挑選

圖1.3所示為高度大於長度與寬度之設備的示意圖, 電儀設備一般屬於此類, 由於此類設備的高度遠大於長度與寬度, 因此, 彈性座B的主要目的在於改善由船體運動(Rolling motion 與 Pitching motion)所引起的設備不穩定性。彈性座B只要可以承受最惡劣的船體運動慣性力, 並控制設備不會產生過大的位移, 即

圖1.3 高度大於長度與寬度之設備的示意圖

可符合設計。完成彈性座B的挑選後, 接下來便是挑選彈性座A。一般而言, 彈性座的軸向勁度遠大於側向勁度, 因此, 彈性座B於垂直方向的勁度可以忽略不計, 此時, 便可以將此系統簡化為一個單自由度系統(參考圖1.1)。關於彈性座A的挑選方式, 可依照1.1節的設計方式來處理, 彈性座A的靜態變形量建議要符合下列方程式:



$$5 \text{ mm} \leq \Delta_A \leq 10 \text{ mm}$$

其中, Δ_A 為彈性座A的靜態變形量(static deflection)。彈性座A與彈性座B挑選完成後, 此系統還必須經過爆震衝擊的計算, 以確認彈性座A與彈性座B的強度符合需求。

1.4 彈性座選取流程

圖1.4為裝備之隔振系統設計時的彈性座選取流程說明, 一般而言, 在隔振系統設計初期, 為了簡化隔振設計在數學上的複雜度, 會先將多自由度隔振系統的數學模型簡化為一個單自由度的模型, 以方便隔振系統的振動計算與動態分析, 進而為裝備選取一個適合的彈性座。然而, 由於在將多自由度隔振系統簡化為單自由度系統的過程中, 有一些動態效應會被忽略, 因此, 上述的單自由度系統無法完全描述多自由度隔振系統的動態行為, 因此, 在單自由度系統進行隔振設計時, 當適合的彈性座被選取後, 應該要將此彈性座的相關參數代回原本多自由度隔振系統的數學模型, 並針對此多自由度數學模型進行進一步的振動計算與動態分析, 以確保裝備的隔振效率等問題。上面所敘述的彈性座選取相關流程, 可以使用商業軟體 Vibration Isolation Master Version 1.0 (以下簡稱VIM) 來進行, 關於上述軟體的使用方法, 請參考相關文件。

2 裝備隔振設計應用

2.1 電瓶配電盤的隔振設計

本節將進行電瓶配電盤的隔振設計, 電瓶配電盤

的相關資料為:(1)質量:2200 kg, (2)外型尺寸:長 \times 寬 \times 高=2300mm \times 825mm \times 2380mm。本研究首先將上述電瓶配電盤系統簡化為一個等效的單自由度系統, 然後利用隔振軟體(VIM)來針對上述等效單自由度系統進行彈性座的挑選。為了確認所選擇出來之彈性座的適當性, 本節也將建立電瓶配電盤的多自由度數學模型, 並將上述彈性座參數代入多自由度數學模型, 進行自由振動分析、船體運動彈性座變形分析與爆震彈性座變形分析, 以確認所選取之彈性座的可靠性。

2.2 電瓶配電盤系統的等效單自由度數學模型

將電瓶配電盤系統簡化為一個等效的單自由度系統, 以利後續使用隔振軟體VIM來針對上述等效單自由度系統進行彈性座的挑選。一般而言, 電瓶配電盤所配置的彈性座約為4至6個, 因此, 在進行彈性座挑選前, 先假設彈性座個數為6個, 等彈性座種類決定後, 再來找出最佳的彈性座個數。上述等效的單自由度系統在隔振軟體VIM中的輸入情形, 如圖2.1所示。

2.3 電瓶配電盤的彈性座選取

利用隔振軟體VIM來針對電瓶配電盤的等效單

自由度系統進行彈性座的挑選, 並決定最佳的彈性座個數。首先, 設定所要使用的彈性座資料庫, 及設定彈性座的挑選條件(依據1.1節的內容, 本研究設定的條件為: 安裝有6個彈性座之電瓶配電盤的靜態變形量應該在5mm至10mm之間, 以達到較佳的隔振效果), 在隔振軟體VIM中的相關設定如圖2.2所示。

完成圖2.2的設定, 經過隔振軟體VIM的分析, 可以發現在資料庫中有10種彈性座符合條件(如圖2.3所示)。雖然上述10種彈性座的靜態變形量都在5mm至10mm之間, 但是, 由圖5.3的最右邊兩個欄位可以發現, 有6種彈性座的靜態變形量已經超出彈性座的範圍(最右邊兩個欄小於0), 所以, 只剩下4種彈性座可以

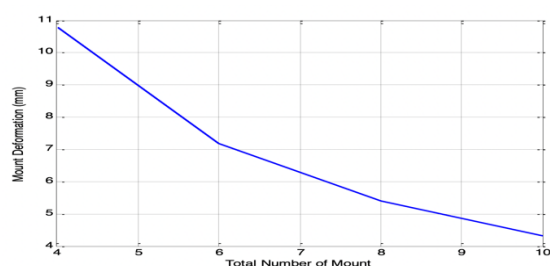
挑選。又由於彈性座必須可以承受船體運動與爆震衝擊所產生的變形, 所以, 圖2.3最右邊兩個欄位中的值應該要大一些, 因此, 本研究將選擇第10種彈性座(編號:RDS X-8428), 以供電瓶配電盤使用。

為了決定最佳的彈性座個數, 將電瓶配電盤彈性座個數與自然頻率及彈性座靜態變形量的關係彙整如

圖2.2 彈性座資料庫與彈性座挑選條件在 VIM中的輸入情形

表 2.1 電瓶配電盤彈性座個數與自然頻率及彈性座靜態變形量的關係

Total Number of Mount ³	Natural Frequency of the Entire System (Hz) ³	Deformation of Mount (mm) ³
4 ³	6.65 ³	10.79 ³
6 ³	8.15 ³	7.19 ³
8 ³	9.41 ³	5.40 ³
10 ³	10.52 ³	4.32 ³



Mount ID	Mount
1	VIM 1.1941-24
2	VIM 1.1942-24
3	M72-65
4	VIM 1.1942-26
5	RDC C-150-15
6	M72-65
7	VDS9-22
8	VIM 1.1941-21
9	RDC ZM-6428
10	RDC X-8428

圖2.3

表2.1, 電瓶配電盤彈性座個數與彈性座靜態變形量的關係曲線如圖2.4所示, 電瓶配電盤彈性座個數與自然頻率的關係曲線如圖2.5所示。

由表2.1、圖2.4與圖2.5可以發現, 如果彈性座的靜態變形量要控制在10mm以下, 則彈性座至少為6個(選擇偶數), 如果將彈性座個數增加, 則系統自然頻率會提高, 進而降低彈性座的效率, 很明顯的, 對電瓶配電盤而言, 安裝6個彈性座應該是較好的選擇。

2.4 安裝有6個彈性座之電瓶配電盤的多自由度數學模型

假設電瓶配電盤質心位於幾何外型的正中央, 而質量慣性矩則以圖2.6中的公式來計算, 可以獲得:

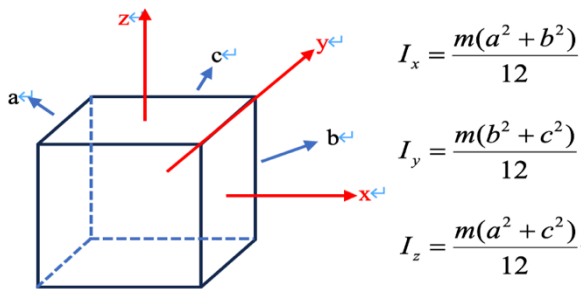


圖2.6 長方形體的質量慣性矩計算

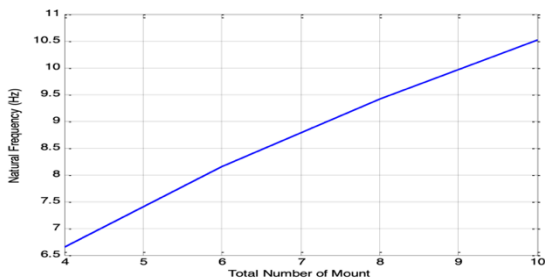


圖2.5 電瓶配電盤彈性座個數與自然頻率的關係曲線

$$m = 2200 \text{ kg} \quad a = 825 \text{ mm} \quad b = 2380 \text{ mm} \quad c = 2300 \text{ mm}$$

將上述數據代入圖2.6中的質量慣性矩公式, 可以獲得:

$$I_y = 2008.31 \text{ kg.m}^2$$

$$I_x = 1163.25 \text{ kg.m}^2$$

$$I_z = 1094.61 \text{ kg.m}^2$$

另外, 6個彈性座安裝在電瓶配電盤的位置, 如表2.2所示。

表 2.2 安裝在電瓶配電盤之6個彈性座位置

將上述所有資料輸入隔振軟體VIM(參考圖2.7), 即可完成電瓶配電盤系統的數學模型, 如圖2.8所示。

No.
1
2
3
4
5
6

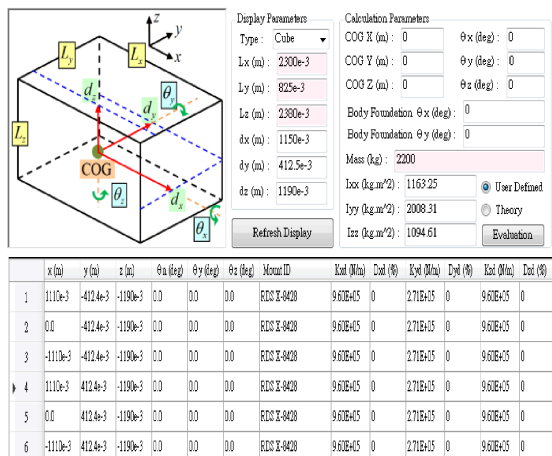
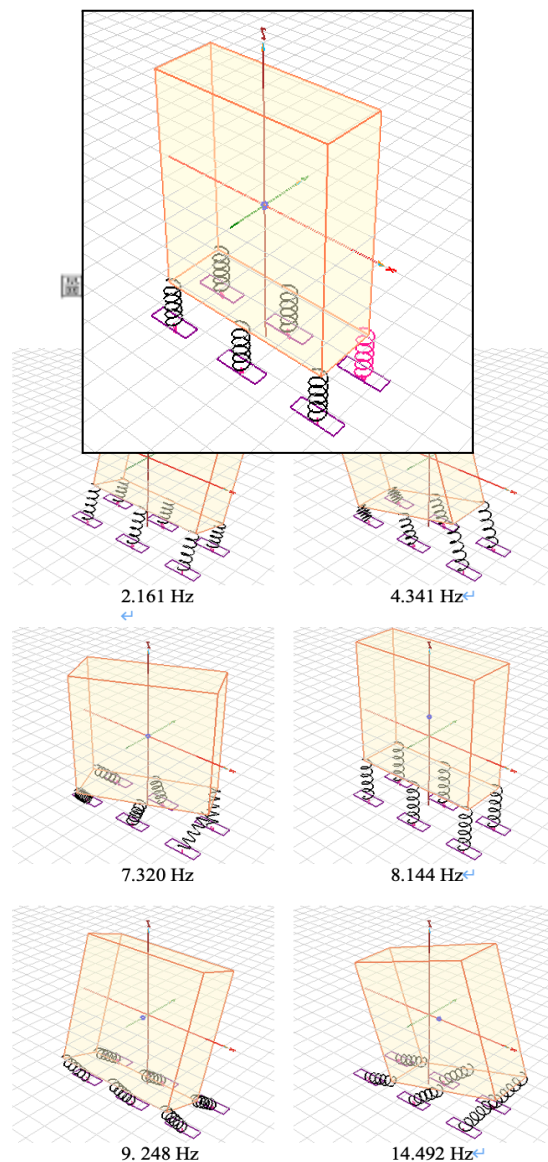


圖2.7 電瓶配電盤系統之多自由度數學模型在隔振軟體VIM中的輸入情形



2.5 安裝有6個彈性座之電瓶配電盤自由振動特性

利用隔振軟體VIM針對電瓶配電盤系統之多自由度數學模型進行自由振動計算，即可獲得安裝有6個彈性座之電瓶配電盤系統的自然頻率與振動模態，如圖2.9與圖2.10所示。由上述結果可以發現，當電瓶配電盤底部安裝6個Mount ID：RDS X-8428的彈性座時，電瓶配電盤系統在三個主要方向(X、Y與Z)的自然頻率都小於10 Hz，因此，此系統的避振效果應該良好。

圖2.8 電瓶配電盤系統之多自由度數學模型

2.6 安裝有6個彈性座之電瓶配電盤於承受爆震衝擊時

	x	y	z	θ_x	θ_y	θ_z
2.161 Hz	0.000	1.000	0.000	-0.631	0.000	0.000
4.341 Hz	-1.000	0.000	0.000	0.000	-0.602	0.000
7.320 Hz	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	1.000
8.144 Hz	0.000	0.000	1.000	0.000	0.000	0.000
9.248 Hz	0.000	0.334	0.000	1.000	0.000	0.000
14.492 Hz	-0.549	0.000	0.000	0.000	1.000	0.000

的動態特性

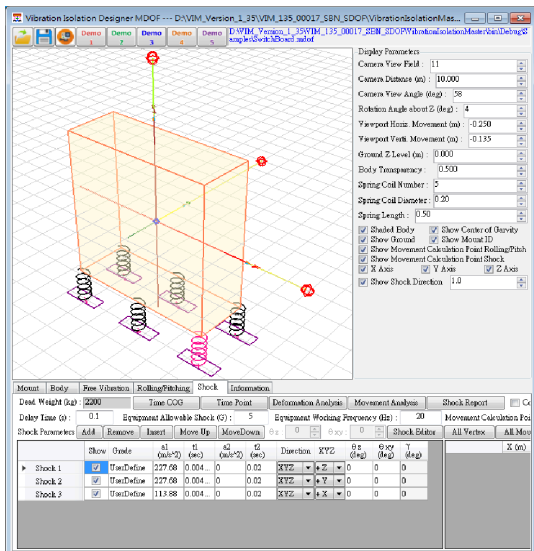
接著將探討安裝有6個彈性座之電瓶配電盤系統於承受爆震衝擊時的動態特性，本研究使用的爆震等級(表2.3)有兩種：(1) G3R(加速度 $a_0 = 252.98 \text{ m/s}^2$ 、速度 $v_0 = 0.3329 \text{ m/s}$ 、位移 $d_0 = 25 \text{ mm}$)，(2) G3A(加速度 $a_0 = 126.50 \text{ m/s}^2$ 、速度 $v_0 = 0.1665 \text{ m/s}$ 、位移 $d_0 = 25 \text{ mm}$ ，爆震方向為船艙船艙方向X)，爆震方向為側向Y或Z)。上述兩組爆震等級的參數轉換成單半正弦波後的參數如表2.3所示。

表 2.3 電瓶配電盤系統的爆震衝擊參數

裝 備	等 級	爆震參數			單半正弦波	
		加速度 a_0	速度 v_0	位移 d_0	加速度 a_1	時間 t_d
電 瓶 配 電 盤	G3A 船艙向	12.894(G)	0.1665	25	11.609(G)	4.136
	G3R 側向	25.788(G)	0.3329	25	23.209(G)	4.136

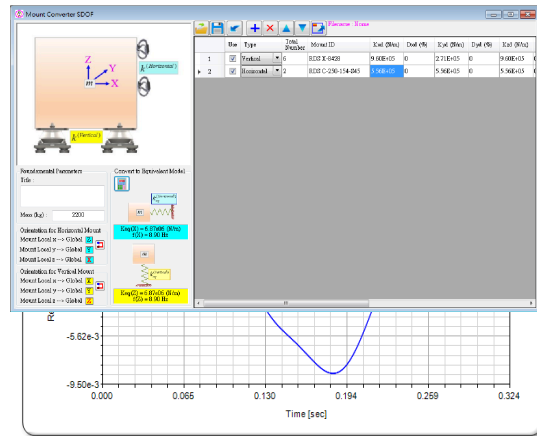
在隔振軟體VIM中，關於多自由度電瓶配電盤系統承受爆震衝擊時的數學模型，如圖2.11所示。

隔振軟體VIM可以直接進行多自由度電瓶配電盤系統承受爆震衝擊時的動態行為計算。當電瓶配電盤系統承受X方向爆震(等級G3A)時，其重心在X方向相對於基座的相對位移如圖2.12所示。電瓶配電盤系統承受Y方向爆震(等級G3R)時，其重心在Y方向相對於基座的相對位移如圖2.13所示。電瓶配電盤系統承受Z方向爆震(等級G3R)時，其重心在Z方向相對於基



座的相對位移如圖2.14所示。隔振軟體VIM也提供電瓶配電盤系統中，每一個彈性座承受爆震衝擊時的變形計算，當電瓶配電盤系統承受Z方向爆震(等級G3R)時，每一個彈性座承受爆震衝擊時的變形計算部份結果如圖2.14所示。更詳細的計算結果，可直接參考軟體輸出檔案。彈性座變形計算的主要目的在於確認，在爆震衝擊發生時，彈性座的變形量是否在可以接受的範圍內。

關於本研究所設計的電瓶配電盤系統，如果電瓶配電盤的高度太高(高度大於長度或寬度的2倍)，可於側面再加裝兩個水平方向的彈性座，以增加電瓶配電盤系統於船體運動時的穩定性。本研究使用Mount ID : RDS C-250-154-S45來作為水平方向的彈性座，水平方向彈性座的挑選方式，與2.3節類似，如再搭配隔振軟體VIM中的Mount Convert模組(參考圖2.15)，可使水平方向彈性座的挑選更加方便。



修正後的多自由度電瓶配電盤系統數學模型如圖2.16所示，修正後電瓶配電盤系統的自然頻率如圖2.17，電瓶配電盤系統在三個主要方向(X、Y與Z)的自然頻率仍然小於10 Hz，此系統的避振效果良好。

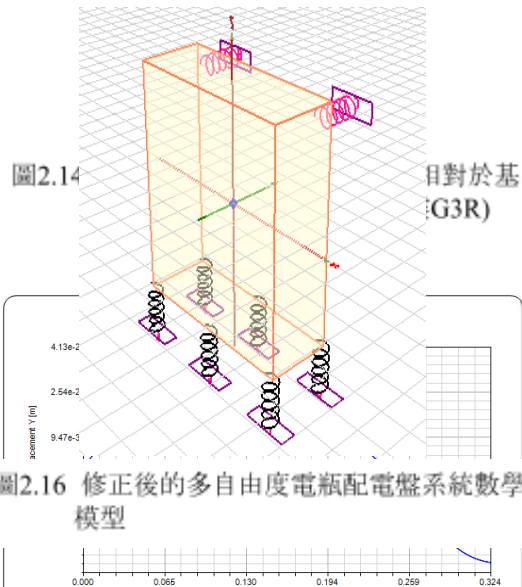


圖2.16 修正後的多自由度電瓶配電盤系統數學模型

	x	y	z	θ_x	θ_y	θ_z
5.393 Hz	0.000	1.000	0.027	-0.257	0.000	0.000
6.592 Hz	-1.000	0.000	0.000	0.000	-0.508	-0.398
8.782 Hz	0.000	0.079	-1.000	0.378	0.000	0.000

結論

在本研究對於裝備三維爆震分析的部份，係先將裝備簡化為一個具有6自由度的剛體數學模型，而爆震衝擊波則以德國軍用標準BV 043 來作為爆震衝擊

波對彈性座接地端於 d_x 、 d_y 與 d_z 方向上所引起之加速度計算的依據，然後，本研究使用商業隔振設計軟體(Vibration Isolation Master Version 1.0)來計算剛體上任意點的位移、速度與加速度，及彈性座的變形量，以確認所選取之彈性座的可靠性。

利用上述軟體及所建立之彈性座選用流程，提供了一個有效率的彈性座分析與選取方法。另外，本研究以電瓶配電盤為例，配合上述流程，示範了如何建立裝備的單自由度與多自由度系統的數學模型，及進行完整的彈性座挑選分析、多自由度自由振動分析、多自由度船體運動彈性座變形分析與多自由度三維爆震分析(包括設備在爆震發生時，各方向的物理量計算與彈性座變形計算)，這份研究成果，可以提供艦艇設計及對於裝備彈性座選用的知識及方法，也可以更進一步確認所採用之彈性座的可靠性，以滿足艦艇作戰期間降低各種外力對裝備的影響，進而確保船艦裝備的妥善。

參考文獻

1. Vane, F. F., A guide for the selection and application of resilient mountings to shipboard equipment, Structural Mechanics Laboratory, Research and development report, 1958.
2. McCarthy R. H., Shock design criteria for surface ships, Published by Direction of Commander, Naval Sea Systems Command, 1995.
3. Ohara G. J. and Belsheim R. O., Interim design values for shock design of shipboard equipment, Mechanics Division, US Naval Research Laboratory, 1963.
4. MIL-M-17185A, Military Specification: Mount, Resilient, General Specifications and Tests for (Shipboard Application), 1956.
5. MIL-M-17185A (Notice 1), Military Specification: Mounts, Resilient, General Specifications and Tests for (Shipboard Application), 2012.
6. MIL-M-17508F, Military Specification: Mounts, Resilient: Types 6E100, 6E150, 7E450, 6E900, 6E2000, 5E3500, 6E100BB, 6E150BB, 7E450BB, and 6E900BB, 1990.
7. MIL-STD-740/2, Military Standard: Structure-Borne Vibratory Acceleration Measurements and Acceptance Criteria of Shipboard Equipment, 1986.
8. BV 043, Shock Resistance Specification for Bundeswehr Ships, German Federal Office for Military Technology and Procurement, 1985.
9. K. J. Bathe, 1982, *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*. Prentice-Hall, Inc.
10. R. W. Clough and J. Penzien, 1993, *Dynamics of structures*. McGraw-Hill.
11. J. S. Przemieniecki, 1985, *Theory of Matrix Structural Analysis*, McGraw-Hill.
12. T. Y. Yang, 1986, *Finite Element Structural Analysis*, Prentice-Hall, Inc.

Vibration Isolation Analysis of Multi-Degree-Of-Freedom system with multiple Resilient Mount Installed on marine equipment

P. C. Liu R. A. Cai* J. J. Wu***

*Naval Shipbuilding Development Center

** National Kaohsiung University of Science and Technology

Keywords: Vibration, Vibration Isolation, Resilient Mount

ABSTRACT

During combat, the environment in which a ship is operating will be affected by various weapon attacks, ship navigation movements, or vibrations of the equipment itself. The impact will mainly cause huge deformation of the ship's structure or a strong impact on the equipment inside the ship. Therefore, the ship equipment configuration uses resilient mount, which can use passive vibration control techniques to provide dynamic protection for various types of equipment to prevent the equipment from vibration and Damaged during shock. This article will introduce the basic theory of equipment vibration isolation design and the analysis method of installing multiple resilient mount on equipment to help improve the vibration isolation efficiency of resilient mount for ship equipment, reduce the impact of external forces on equipment, and thus ensure the properness of ship equipment.