

建築物浮式地板積極與消極隔振設計法

Positive and Negative Design Method for Vibration Isolation of Floating Floor in Buildings

盧威宇¹、王偉輝²

摘要

有許多與住宅建築共構之公共設施，如球場、韻律教室、空調機房、視聽教室或音樂廳等，都會利用浮式地板來作隔振，一方面可將室內振動隔離以免傳至室外(積極隔振)，另一方面亦欲將外界振動阻隔以避免傳遞至室內(消極隔振)。因此浮式地板的設計，除了要對積極隔振與消極隔振理論的正確研判及使用外，更要選對隔振器系統之自然頻率，及就現場環境振動狀況進行嚴謹的量測，監定出主要減振頻率順序。隨著 SC 輕量化建築的日漸普及，其振動噪音問題較 RC 架構嚴重，許多設計考量要點必須作適當的調整，本文即就積極與消極隔振設計分析於實際工程應用中探討指出與道統設計的差異，並介紹(Tuned Mass Damper,TMD)系統與消極隔振系統之關係，及其應用在大跨距樓版消極隔振設計的原理與方法，並研擬出正確的設計流程以供設計應用之參考。

關鍵字：浮式地板、積極隔振、消極隔振、諧調質量阻尼器

Abstract

Most common facilities installed in a residential high-rise building like a court, a rhythm exercise room, a ventilation machine room, an audio-visual room or a music hall are equipped with floating floors for the purpose of vibration isolation. Both the positive and negative methods of the vibration isolation of the floating floor should be taken into consideration. The positive vibration isolation (PVI) is to prevent the indoors vibrations to transmit into outdoors. Meanwhile the negative vibrations isolation (NVI) is to prevent the outdoor vibrations to transmit into indoors. Thus to design the floating floor the fundamental theory and the key points of PVI and NVI need to be known well. Besides, the correct selection of the natural frequency of the isolator system and the identification of the sequence of the major frequencies of vibration attenuation through detail on-site measurements are more important aspects during the design process. As the trend to adopt a light-weight SC building becomes gradually popular, it emerges more serious, vibroacoustic problems than the conventional RC structure. As a consequence, many design considerations have to be changed and switched. The main issues of this paper are to point out the differences between PVI and NVI. The

¹宇泰威工程有限公司總經理、工學博士

²國立臺灣海洋大學系工系振動與噪音工程研究中心名譽教授

E-mail: ¹luweiyu6050@yahoo.com.tw ; ²whwang@mail.ntou.edu.tw

TEL: 0932-023-043 , 02-2462-2192 轉 6009 通訊地址: 105 台北市敦化北路 153 號 12 樓 D

relation and application between the tuned mass damper (TMD) and the NVI are discussed. The established design principle and scheme can be used as design applications.

Keywords: floating floor, positive vibration isolation, negative vibrations isolation, Tuned Mass Damper

一、前言

綠建築的材料設計在選用過程，輕量化的訴求讓鋼構抗震建材普遍被使用於各類大小建築中，但也因此讓鋼構建築內許多大跨距的樓板振動與低頻噪音問題明顯浮現出，因而逐漸受到設計及使用單位的重視[1]。由於特殊用途之大跨距樓板，例如韻律教室、大型多功能廳堂、展覽場、中繼機房...等常藏身於建築大樓中某一層部分區域內，每當人員走動或跳動、亦或者機房內維生機械設備運作，都會致使大跨距樓板因模態共振而產生大變位振幅，因此造成人員的不適。另一方面，傳統機械設備的積極隔振設計若未將樓板所產生極低頻自然頻率共振問題考量在內，常會使完工後機械設備其隔振設施效能的喪失。

振動機械設備對於剛性樓板的隔振採用積極隔振設計，均可透過系統自然頻率與振動源間頻率比關係，擇出適當類型的隔振器以獲得良好的隔振效果。但另一方面，若振動機械設備置放於大跨距的柔性樓板，亦或是該柔性樓板較易因外力(機械運轉作用力、人員踏步激振力或地表傳來之交通運輸工具作用力)而引起振動共振放大現象。因此要降低該振動幅度，非得由消極隔振理論進行控制設計，如 (Tuned Mass Damper,TMD)裝置，讓系統自然頻率設計在共振頻率帶，才能有效降低振動幅度。因此對於振動問題，積極隔振與消極隔振的理論必須正確研判及使用，才能獲得預期效果。本文除了就兩者理論進行分析探討，並將目前業界所使用的套裝式產品(浮式地板及 TMD)作初步的介紹，希望能讓設計單位面對樓板共振問題能有解決該振動的方法。

二、積極與消極隔振理論

對於振動機台隔振設計，常見的方式會先量得振動源所產生的振動頻譜分佈狀況，由該頻譜研判出主要控制外力頻率範圍，再決定出隔振設施系統自然頻率值，同時獲得傳遞力比例，如圖 2.1 所示。

但該隔振設計準則，應用於近年日趨推廣的綠建築鋼構材料結構設計時，面對高樓層中繼機房設計，亦或是大面積跨距的樓板結構時，不論是各類機械力作用於樓板，或者是人員行進間的踏步力，經常會發生設計不當而引起樓板結構的模態共振效應，該振動幅度常會使人員感到不適，且振動頻率在 10Hz~100Hz 間也因而常使室內傢俱共振產生低頻噪音問題，因此不能忽視當基座為柔性之樓板其模態共振的問題。

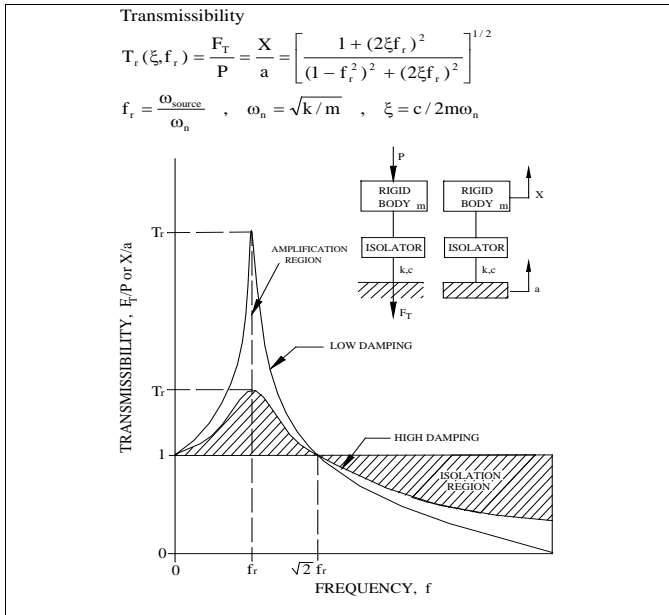


圖 2.1 被動式隔振系統之傳遞性曲線

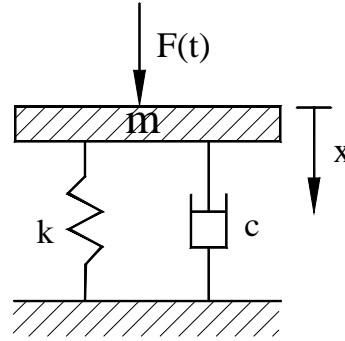


圖 2.2 單自由度彈簧—質量—阻尼器系統

2.1 積極隔振與消極隔振的動性傳遞

考慮如圖 2.2 所示一具有質量 m ，阻尼 c 及勁度 k 之單自由度彈簧—質量—阻尼器線性系統，當其受簡諧力 $F(t) = F_0 e^{j\omega t}$ 作用時，質量之振動反應 $X(t)$ 須滿足以下運動方程：

$$m\ddot{X} + c\dot{X} + kX = F(t) \quad (2.1)$$

經求解式(2.1)後，系統之動性函數可表示為：

$$M = \frac{\dot{X}(t)}{F(t)} = j\omega R(\omega) = \frac{j\omega}{[(k - \omega^2 m) + j\omega c]} = \frac{j\omega}{m[(\omega_n^2 - \omega^2) + 2j\xi\omega_n\omega]} \quad (2.2)$$

式中

$$R(\omega) = \frac{X(t)}{F(t)} = \frac{1}{[(k - \omega^2 m) + j\omega c]} \quad : \quad \text{動態柔度或敏納(Receptance)}$$

$$\omega_n = \left(\frac{k}{m}\right)^{\frac{1}{2}} = 2\pi f_n \quad : \quad \text{自然頻率} \quad \xi = \frac{c}{2\omega_n m} \quad : \quad \text{阻尼比}$$

顯然有阻尼系統之動性函數常為複變量且與頻率有關，同時受系統參數 m ， c ， k 之影響而改變其值。若系統之阻尼比甚小時，則動性譜具有以下性質：

$$\text{當 } \omega \gg \omega_n, \quad M(\omega) \approx -\frac{j}{m\omega}, \quad \text{在此情況，動性譜僅與質量有關。} \quad (2.3)$$

$$\text{當 } \omega = \omega_n, \quad M(\omega) = \frac{1}{c}, \quad \text{在此情況，動性譜僅與阻尼有關。} \quad (2.4)$$

當 $\omega \ll \omega_n$, $M(\omega) \approx -\frac{j\omega}{k}$, 在此情況, 動性譜僅與勁度有關。 (2.5)

若將式(2.3)~(2.5)兩邊均取絕對值之對數, 則可得以下重要關係:

$$\log|M(\omega)| = \log\left(\frac{1}{m\omega}\right) = -\log(m) - \log(\omega), \quad \text{for } \omega \gg \omega_n \quad (2.6)$$

$$\log|M(\omega)| = \log\left(\frac{1}{c}\right), \quad \text{for } \omega = \omega_n \quad (2.7)$$

$$\log|M(\omega)| = \log\left(\frac{\omega}{k}\right) = \log(\omega) - \log(k), \quad \text{for } \omega \ll \omega_n \quad (2.8)$$

由以上三式知在甚高頻域及甚低頻域內於對數座標系之 $M(\omega)$ 與 ω 趨近於線性關係, 如圖 2.3 所示。在該圖中動性大小值頻譜曲線在低頻區趨近一斜線, 其斜率為 +20dB/decade, 該斜線與縱軸相交之截距 \overline{OA} 可代表系統之勁度, 其關係為:

$$\overline{OA} = \log|M(\omega)|_{\log(\omega)=0} = -\log(k)$$

故 $\log(k) = -\overline{OA} = -\log|M(\omega)|_{\log(\omega)=0}$ (2.9)

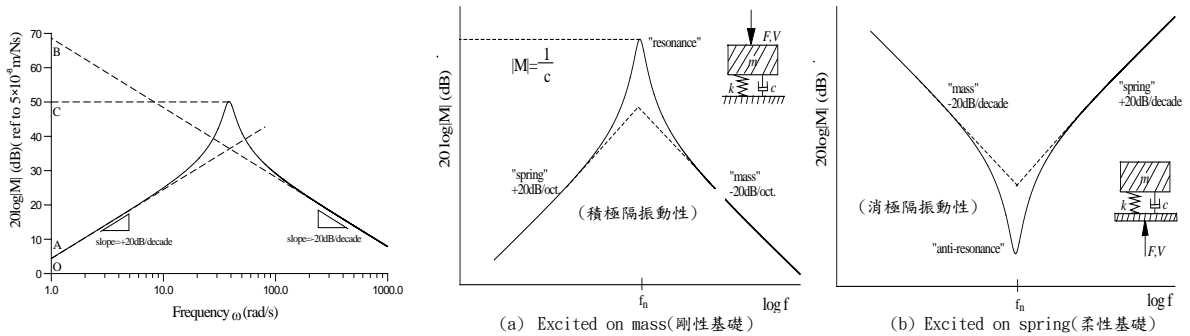


圖 2.3 單自由度系統之動性譜特性 圖 2.4 單自由度系統 (a) 機械振動源及 (b) 基座受激振之動性譜

其次, 在圖 2.3 中之動性譜曲線, 於共振頻率處之極值 \overline{OC} 可代表阻尼 c , 其關係

為: $\overline{OC} = \log|M(\omega_n)| = \log\left(\frac{1}{c}\right)$, 故 $c = \left[|M(\omega_n)|\right]^{-1}$ (2.10)

最後, 在高頻區之動性譜曲線會趨近於另一斜線, 其斜率為 -20dB/decade, 該斜線與縱軸相交之截距 \overline{OB} 可代表系統之質量, 其關係為:

$$\overline{OB} = \log|M(\omega)|_{\log(\omega)=0} = -\log(m) \quad \text{或} \quad \log(m) = -\overline{OB} - 1 = -\log|M(\omega)|_{\log(\omega)=0} \quad (2.11)$$

式(2.9)~(2.11)形成核對動性量測正確與否之有效方法。

一般而言, 當基座的剛性為無限大時, 單自由度彈簧—質量—阻尼器系統之動性曲線可表現成圖 2.4。圖 2.4(a)表示質量受激振處之驅動點動性曲線, 該曲線中之最大值依

阻尼而定，阻尼愈大，其最大值愈小。該曲線在高頻域，即 $f \gg f_n$ ， $|M| \approx 1/(\omega m)$ (斜率為 -20dB/decade)，動性曲線表現出質量行為；在低頻域，即 $f \ll f_n$ ， $|M| = \omega/k$ (斜率為 $+20\text{dB/decade}$)，動性曲線表現出彈簧行為。有趣的是質量行為與彈簧行為之動性曲線係對 $f = f_n$ 軸保持對稱，且斜率大小相等，方向相反。

對於鋼結構建築大面積大跨距之柔性樓板，樓板受激振力作用時，其所產生的點動性如圖 2.4(b)所示，該圖表示彈簧下方之基座受激振處之驅動點動性曲線，但此時在反共振頻率(Anti-Resonance) f_n 處，動性出現最小值；在 $f \ll f_n$ 之低頻域出現質量行為，故這樣的彈簧質量系統在對付高動態負荷之共振結構情況，可用較小質量之隔振器即可壓制振動量，這就是(Tuned Mass Damper,TMD)諧調質量阻尼器控制樓板振動的原理，即消極隔振。

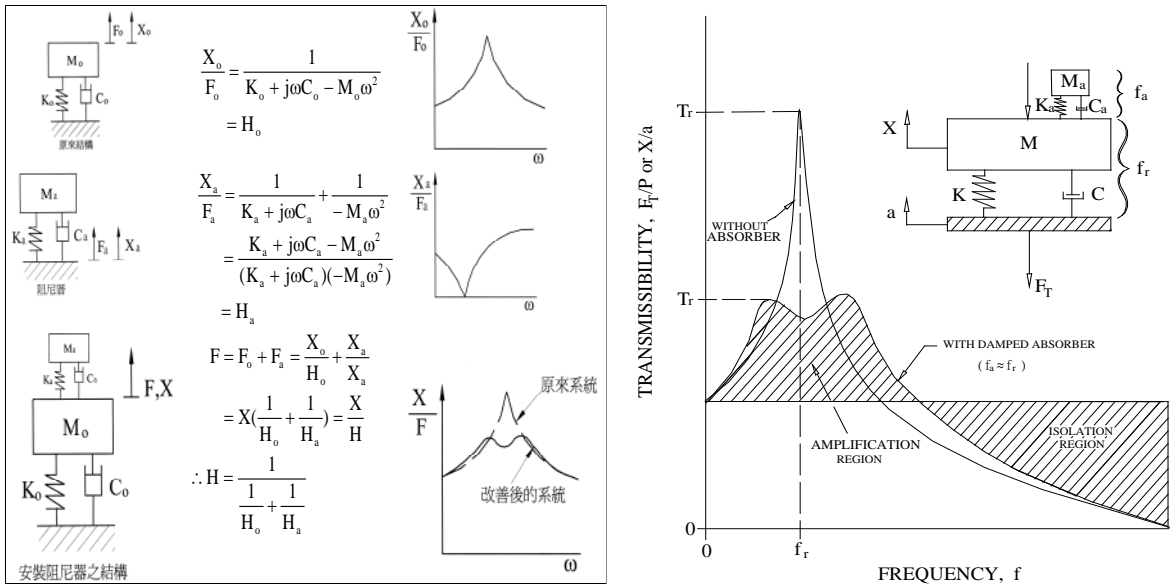


圖 2-5 阻尼減振器或吸振器之基本工作原理圖 圖 2-6 吸振器調諧壓制共振反應之傳遞性曲線

(TMD，諧調質量阻尼器)，亦或稱為動力吸振器其隔振原理如圖 2-5，2-6 所示，調整阻尼器的質量、剛性及阻尼值，將結構原來高振幅的一個自然振頻改成兩個低振幅的自然振頻，分散系統的振動反應，而 TMD 對於樓板振動控制的有效設計方式，近年來以 MTMD，多元諧調質量阻尼器使用最為廣泛[2]，因為它能降低 TMD 的衝程，以符合樓板的厚度。再者，其配置方式可分為算盤式與十字型，只要掌握欲控制的模態頻率及模態型狀，便可決定以算盤式或十字型的多元諧調質量阻尼器(Multiple Tuned Mass Dampers，簡稱 MTMD)配置方式，對於離頻或者不同振型的樓板振動問題，對有其解決的方法[2]。

三、浮式地板及樓板減振 MTMD 系統應用

建築內中繼機房或大面積韻律教室內若要使用浮動地板進行振動隔離設計時，必須

於現場進行樓板點動性測試及樓板重量衝擊源兩項測試以瞭解現場主要模態振頻，再由有限元素分析軟體繪出其模態振型，由該測試分析結果可決定在浮式地板進行隔振設計下，對於大跨距樓板模態共振時的低頻位移振幅，是否會超過人員舒適度，再決定是否要增設 TMD 諧調質量阻尼器或 MTMD 多元諧調質量阻尼器來控制樓板模態振幅？以下將就兩項現場測試內容進行說明：

3.1 樓板點動性測試

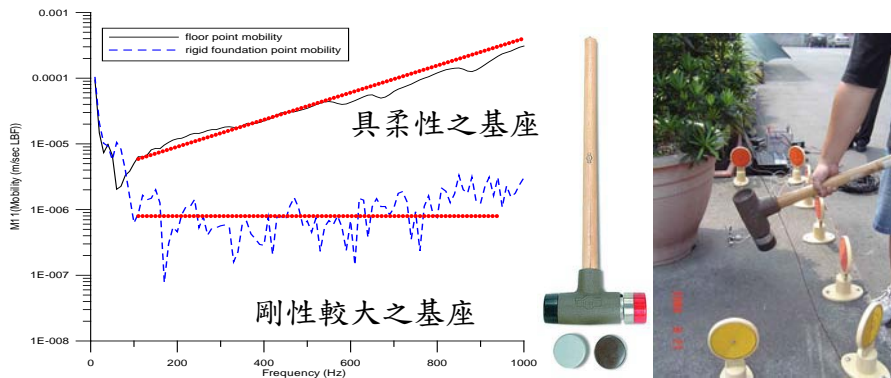


圖 3.1 不同彈性樓板基座點動性實驗值與測試圖[3]

圖 3.1 即為針對彈性樓板及剛性基座所做的點動性實驗比較圖，由該圖很清楚看出樓板的點動性對於隔振設計非常重要，因為剛性較大的樓板點動性值較小。因此如何同時考量動力機械運作時的振動力與樓板振動速度的傳遞影響，已不能單由力傳遞法或速度傳遞法進行隔振之評估預測，非得由振動能量功率流的觀點及二端四參數法進行隔振效能評估與分析[3]，才能將現場其它次結構載重因素同時考慮在內。

3.2 樓板重量衝擊源及點動性測試

在中國國家標準之 CNS 8464-A3142「建築物現場樓板衝擊音級測定法」中詳細規範了「輕形樓板衝擊音發生器」及「重形樓板衝擊音發生器」，前者亦稱「輕量衝擊源」，其特性近似於生活中之小物體掉落及家具移動之高頻結構音，後者亦稱「重量衝擊源」，其特性近似於生活中小孩跳動或赤足走動之中低頻結構音[4]，而此衝擊力也經常造成大跨距或面積樓板產生模態振動的激發能量。因此重量衝擊源便是用來激發樓板模態的一種測試方式，此方式亦可搭配樓板點動性測試獲得作用力大小，以便於有限元素分析模擬振動傳遞過程作為輸入作用力數值[3]。

我國 1982 年建立之建築樓板衝擊音測定國家標準 CNS 8464 A3142 所定之標準重量衝擊源仍為小轎車輪胎，但目前為止符合規範之轎車輪胎停產已久[4][5]，而 2005 年 ISO 140-11「Acoustics—Measurement of sound insulation in buildings and building elements – Part11:Laboratory measurements of the reduction of transmitted impact sound by floor coverings on lightweight reference floors」將重量及軟質衝擊源之衝擊音量測方法與衝擊源規範列入。

而本文所要探究的為樓板在平時外加作用力時，如何與力源點動性測試獲得其模態

頻率被激發時外力作用的大小，進而由有限元素分析法獲得被激發模態振型，以決定 TMD 裝置設計位置來減少振幅。以下將就步行力作為重量衝擊源，並搭配樓板點動性測試法。

3.2.1 步行力衝擊位置

依據日本建築學會之統計資料[6]，如表 3.1 所示，研究中採用之步行人員為體重 80kg，身高 175cm 之成人男子，可以求得一步之步幅約為 $(175\text{cm} \times 89\%) / 2 = 77.88\text{cm}$ ，而步行距離路線設定可就樓板長寬位置各別進行步數計量，衝擊位置如圖 3.2。

表 3.1 身高與步幅之關係[6]

對象	身高(cm)	步幅(cm)(右→左→右)	步幅/身高(%)
成年男子	平均	156.5 [78.1, 78.4]	-----
	183.4	162.5 [81.4, 81.1]	88.6
	175.5	156.2 [78.1, 78.1]	89
	167.6	150.8 [74.9, 75.9]	89.9
孩童男子	149.5±2.3	108.1	73.4
	131.5±1.9	87.3	67.1
	114.0±2.6	75.8	65.6
孩童女子	151.0±3.1	103.5	69.0
	132.0±2.1	82.8	63.0
	112.0±3.0	71.9	61.9

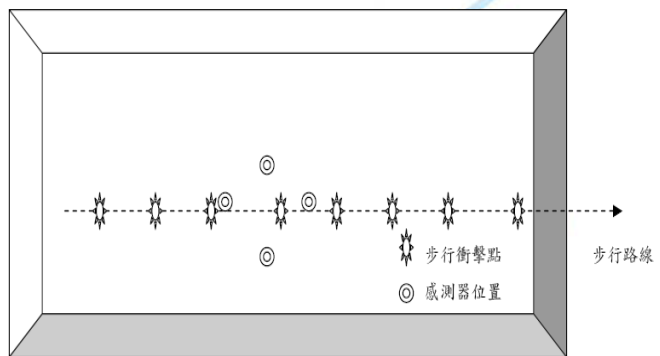


圖 3.2 步行衝擊點、感測器位置及步行路線圖

而由現場量測結果，由量測圖 3.3 之樓地板踏步實驗獲得最大樓板振幅處速度頻譜圖，由四組不同振動量測位置處之速度頻譜值比較，可瞭解樓板受到外力作用時，樓板振動速度頻譜分佈情形，而本節所注意的部份著重於大跨距或面積樓板受外力激振下之低頻模態振型變化量，因為該振動量將可能造成人員感到不適的情形，而樓板振動量可參照 ISO2631-2 (2003) [7] 標準決定是否需要使用 TMD 進行樓板模態振幅減振措施。

由 Matthias Lievens 及 Jonas Brunskog[8] 研究指出，不同重量人員步行作用力經量測結果，如圖 3.4 所示，其作用力範圍約在 20Hz~200Hz 範圍間，剛好是低頻噪音的頻率範圍，因此步行作用力在大跨距樓板若未加妥當設計，平時人員步行極易造成樓板共振之初階模態頻率振幅，除了可能產生低頻噪音外，該振動量更有可能使人員站在樓板產生暈眩不適的狀況。

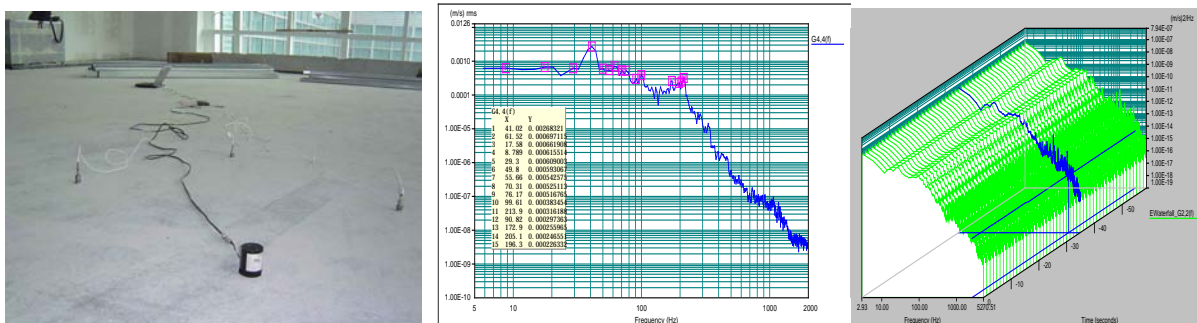


圖 3.3 步行感測器位置由時域圖觀察最大振幅處速度頻譜圖

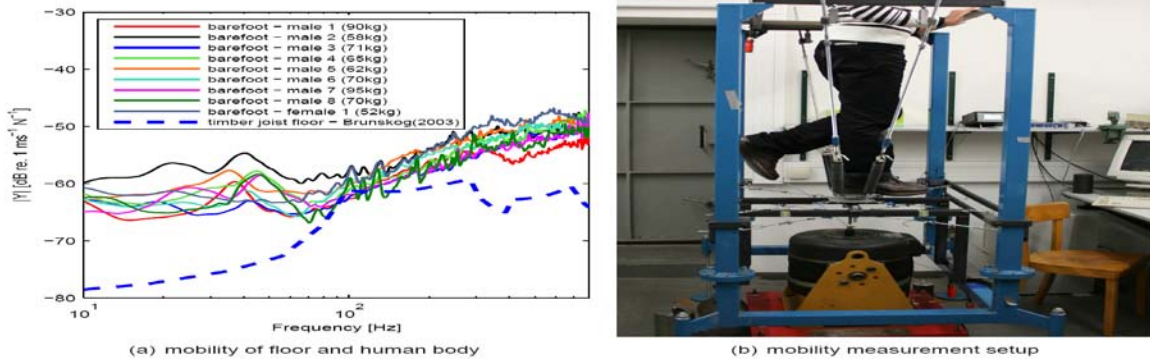


圖 3.4 不同重量人員於輕量化樓板結構之動性比較圖[8]

3.2.2 樓板作用力源點動性測試

欲控制大跨距、大面積樓板的初階共振頻率振幅，必須先瞭解該樓板的自然頻率範圍，可透過上節的步行衝擊力量得現場共振頻率所在，並搭配有限元素(FEM)分析軟體獲得該振態及其樓板自然頻率。但未來進行樓板減振設計時，必須要有外力(步行力)之力頻譜值，因此可經由樓板之點動性測試，如式(2.2)獲得相關作用力參數，以便進一步由控制樓板附加質量、改變系統勁度及阻尼比參數，於有限元素分析軟體中預測樓板降低之振幅量。

3.3 TMD 系統 Hartog's Method 設計準則與參數控制原理[9][10]

Hartog's Method 設計準則[9]係簡諧外力 $f_i(t)$ 作用下，附加TMD 之無阻尼主系統之穩態簡諧反應，即主系統之動力放大係數(dynamic magnification factor)在頻域範圍內有最小值(minimum)。依據Hartog's Method 設計準則訂定TMD 之設計參數，

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} \quad (3.1)$$

圖3.5所示即一個主系統加上TMD即構成一個2自由度系統(2 degree-of-freedom system)，其運動方程式如式(3.1)所示：

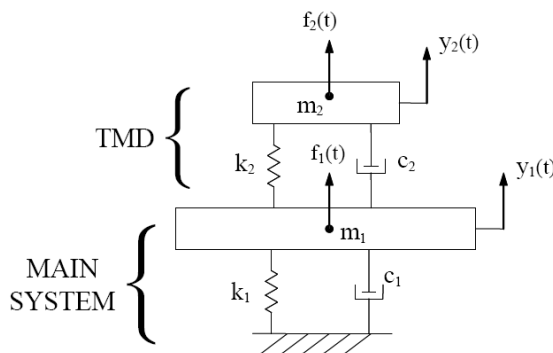


圖 3.5 TMD 與單自由度系統

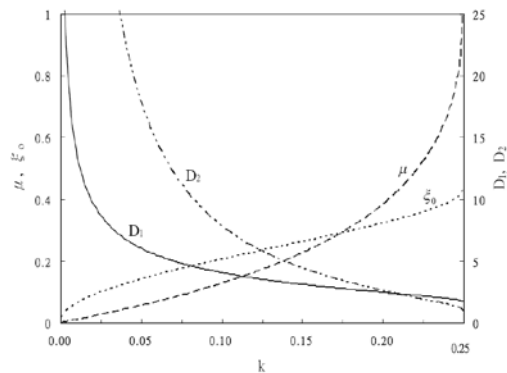


圖 3.6 TMD 設計曲線圖

式(3.1)左邊可改寫無尺度形式，如下式所示

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2\zeta_1\omega_1 + 2\mu\zeta_2\omega_2 & -2\mu\zeta_2\omega_2 \\ -2\zeta_2\omega_2 & 2\zeta_2\omega_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_1^2 + \mu\omega_2^2 & -\mu\omega_2^2 \\ -\omega_2^2 & \omega_2^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1/m_1 \\ f_2/m_2 \end{Bmatrix} \quad (3.2)$$

$$\text{上式中：} \quad \mu = \frac{m_2}{m_1}, \quad \zeta_1 = \frac{c_1}{2m_1\omega_1}, \quad \omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}, \quad \zeta_2 = \frac{c_2}{2m_2\omega_2}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad (3.3)$$

上式中 μ 代表 TMD 質量比， ζ_1 及 ω_1 代表主系統之阻尼比及自然頻率，而 ζ_2 及 ω_2 代表 TMD 之阻尼比及自然頻率。圖 3.5 所示之 TMD 與主系統， $f(t)_1$ 及 $f(t)_2$ 分別表示作用於主系統 m_1 及 TMD m_2 之外力，如 $f(t)_2 = 0$ ，則 TMD 稱為被動式 TMD (passive tuned mass damper)。

3.3. 1 TMD 系統自由振動 (Free Vibration)

一般主系統阻尼 c_1 (建築物樓板) 很小，假設 $c_1 = 0$ 。在式 (3.1) 中，如令 $f_1 = 0$ 及 $f_2 = 0$ ，得系統自由振動方程式為：

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.4)$$

$$\text{假設} \quad \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{Bmatrix} e^{st} \quad (3.5)$$

將式 (3.5) 代入式 (3.4) 可得

$$\begin{bmatrix} m_1 s^2 + c_2 s + k_1 + k_2 & -(c_2 s + k_2) \\ -(c_2 s + k_2) & m_2 s^2 + c_2 s + k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.6)$$

令左式矩陣為零，可得頻率方程式如下所示：

$$s^4 + As^3 + Bs^2 + Cs + D = 0 \quad (3.7)$$

$$\text{上式中} \quad A = \frac{c_2}{m_1} + \frac{c_2}{m_2} = 2\zeta_2\omega_2(1 + \mu), \quad B = \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right)k_2 + \frac{k_1}{m_1} = \omega_1^2 + (1 + \mu)\omega_2^2$$

$$C = \frac{k_1 c_2}{m_1 m_2} = 2\zeta_2\omega_1\omega_2^2, \quad D = \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} = \omega_1^2\omega_2^2 \quad (3.8)$$

一個低阻尼系統 (under damped system)，式 (3.5) 中 s 可寫成下式之形式

$$s = -\zeta\omega_n + i\omega_d \quad (3.9)$$

上式 ζ 代表振態阻尼比 (modal damping ratio)， ω_n 代表自然頻率， ω_d 代表阻尼頻率。

若為一無阻尼系統之自由振動，則令 $c_2 = 0$ 及 $s = i\omega_n$ ，則式 (3.7) 變成

$$\omega_n^4 - [(\omega_1^2 + \omega_2^2) + \mu\omega_2^2]\omega_n^2 + \omega_1^2\omega_2^2 = 0 \quad (3.10)$$

由式 (3.10) 可得 2 個自然頻率 ω_{n1} 及 ω_{n2} 如下示所示

$$\omega_{ni}^2 = \frac{1}{2} \left\{ [(\omega_1^2 + \omega_2^2) + \mu\omega_2^2] \pm \sqrt{[(\omega_1^2 + \omega_2^2) + \mu\omega_2^2]^2 - 4\omega_1^2\omega_2^2} \right\} \quad (3.11)$$

無阻尼系統($c_1 = c_2 = 0$)自由振動方程式如式(3.6)所示，其中 Y_1 及 Y_2 代表振態。如假設 $Y_1 = 1.0$ ，由式(3.6)可得 Y_2 如下式：

$$Y_2 = \frac{k_1}{k_2} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2} \right) + 1 \text{ 或 } Y_2 = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}} \quad (3.12)$$

3.3. 2 TMD 系統穩態簡諧反應(Steady-state- Harmonic Response)[9]

圖 3.5 所示為一個主動式 TMD 單自由度系統(或主系統)， $f_1(t)$ 及 $f_2(t)$ 為作用於 m_1 及 m_2 上之外力，其運動方程式如式(3.1)，如 $f_1(t)$ 及 $f_2(t)$ 為簡諧外力可由複數表示之

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_o \\ F_r + iF_i \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad (3.14)$$

上式中 F_o ， F_r ，及 F_i 均為實數， ω 代表外力頻率(forced frequency)。此假設 f_1 及 f_2 之頻率 ω 相同。

式(3.1)中位移自由度 $y_1(t)$ 及 $y_2(t)$ 之穩態簡諧反應可表示為

$$\begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad (3.15)$$

上式中 Y_1 ，及 Y_2 代表複數振幅(complex amplitude)，將式(3.14)(3.15)代入式(3.1)可得

$$\begin{bmatrix} (-m\omega^2 + k_1 + k_2) + i\omega c_2 & -(k_2 + ic_2\omega) \\ -(k_2 + ic_2\omega) & (-m_2\omega^2 + k_2) + i\omega c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_o \\ F_r + iF_i \end{Bmatrix} \quad (3.16)$$

今考慮被動式(passive)TMD，故 $f_2(t) = 0$ 即 $f_2(t) = 0$ (即 $F_r = F_i = 0$)，則式(3.16)之穩態簡諧反應 Y_1 及 Y_2 如下式所示

$$\frac{Y_1}{\delta_{st}} = \frac{(f^2 - \beta^2) + i(2\zeta_2 f\beta)}{[(1 - \beta^2)(f^2 - \beta^2) - \mu f^2 \beta^2] + i\{2\zeta_2 f\beta[(1 - \beta^2) - \mu\beta^2]\}}$$

$$\frac{Y_2}{\delta_{st}} = \frac{f^2 + i(2\zeta_2 f\beta)}{[(1 - \beta^2)(f^2 - \beta^2) - \mu f^2 \beta^2] + i\{2\zeta_2 f\beta[(1 - \beta^2) - \mu\beta^2]\}} \quad (3.17)$$

上式中

$$\delta_{st} = \frac{F_o}{k_1} = \text{主系統之靜位移}； f = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \text{TMD 與主系統之自然頻率比} \quad (3.18)$$

$$\beta = \frac{\omega}{\omega_1} = \text{外力頻率比}$$

式(3.17)所示之複數振幅 Y_1 及 Y_2 皆為複數，其右邊之分子及分母也皆為複數，將分子與分母各乘其對應之共軛複數，即可得穩態簡諧位移 $y_1(t)$ 及 $y_2(t)$ 之實數振幅如下：

$$D_1 = \frac{|Y_1|}{\delta_{st}} = \left\{ \frac{(f^2 - \beta^2)^2 + (2\zeta_2 f\beta)^2}{[(1 - \beta^2)(f^2 - \beta^2) - \mu f^2 \beta^2]^2 + \{2\zeta_2 f\beta[1 - \beta^2 - \mu\beta^2]\}^2} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$D_2 = \frac{|Y_2|}{\delta_{st}} = \left\{ \frac{f^4 + (2\zeta_2 f\beta)^2}{[(1 - \beta^2)(f^2 - \beta^2) - \mu f^2 \beta^2]^2 + \{2\zeta_2 f\beta[1 - \beta^2 - \mu\beta^2]\}^2} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.19)$$

式(3.19)中 D_1 代表主系統之動力放大係數(dynamic magnification factor)，而 D_2 代表 TMD 之動力傳遞係數(dynamic transmissibility)。因為 TMD 之設計主要係依據 D_1 如式(3.19)所示，所以 D_1 將是我們控制討論的重點。

3.3.3 TMD 以 Hartog's Method 設計準則與參數控制原理[10]

TMD 之設計參數有 3 個，分別是 m_2 、 k_2 及 c_2 ，依據 Hartog's Method 設計準則去訂定 TMD 設計參數，說明如下：

- (1) TMD 之質量一般均先預設， $\mu = 0.02$ 即 TMD 質量 m_2 為主系統質量 m_1 之 2%。一般

TMD 之 $\mu = 1\% \sim 10\%$ ，視用途而定。

- (2) TMD 之彈簧係數 k_2 係設計之第 2 個參數，一般 TMD 之自然頻率 ω_2 約等於主系統之自然頻率 ω_1 ，即 $\omega_2 = \omega_1$ 。

- (3) TMD 之阻尼係數 c_2 (或阻尼比 ξ_2) 決定比較複雜且困難。但 ξ_2 值會影響 3.5 圖所示主系統之位移反應(或動力放大係數 D_1 值)，不論 ξ_2 值太大或太小，都無法使主系統反應(或 D_1 值如式(3.19)所示)在頻率 (frequency domain) 範圍內最小，所以 ξ_2 有一個適當值會使 D_1 值最小，這個 ξ_2 值稱為最佳阻尼(optimal damping)。

- (4) 單自由度主系統受地表面運動之 TMD 設計公式

圖(3.6)所示單自由度系統如承受地表振動，經推導過程可求得 $D_1 - \beta$ 曲線之 2 個等高固定點座標如下式所示 [9]

$$D_1(\beta_1 \text{ or } \beta_2) = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}}, \quad \beta_1^2 \text{ or } \beta_2^2 = \frac{1}{1 + \mu} \left(1 \mp \sqrt{\frac{\mu}{2 + \mu}} \right) \quad (3.21)$$

TMD 之諧調頻率比 f_t 及最佳阻尼比 ξ_o 如下式所示

$$f_t = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{1 + \mu} \sqrt{\frac{2 - \mu}{2}}, \quad \xi_o = \sqrt{\frac{3\mu}{4(2 - \mu)(1 + \mu)}} \quad (3.22)$$

3.4 樓板減振裝置(Tuned Mass Damper, TMD)

目前已將 TMD 產品商業化的如日本三菱重工 [10] 如圖 3.7、德國 GERB [11] 如圖 3.8 產品，這些產品最近在國內已有被設計單位採用於公共建築中，而 MTMD 樓板減振設備規範的說明，材料設備性能會有如下的參考規範：

- TMD 振動頻率(Hz) 的建議值(4.5Hz)
- TMD 內每個彈簧係數 ton/m (14.5 ton/m)
- TMD 內每個 Damper 阻尼係數 kgf/(m/sec) (205.2 kgf/(m/sec))

但往往上述規範並非現場最終 TMD 的設計參數，在工程圖上多會加註如 TMD 鋼板厚度、鋼板層數、振動主頻率、彈簧係數及阻尼係數供施工單位參考，而實際在安裝 MTMD 時，都會事前在樓板完工時，也就是在樓板欲安裝 MTMD 位置處先進行樓版靜載重之垂直主頻率量測。主要原因乃在於建築結構為大跨距

或面積，其樓版各階模態頻率分布，除了會受到現場次結構或空調管路機械設備安裝後而改變，因此設計單位會在工程圖說中增列，在無 MTMD 作用下之結構體樓板自然頻率測試，該測試會在結構體及地坪粉刷、外牆、隔間牆及空調機電設備靜載重施作完成後才可進行測試，而樓板測試頻率會以下列三種狀況進行，分別是(1)背景振動(Background Vibration)；(2)腳步衝擊(Heel Impact)；(3)自由落體(Weight Falling)，測試結果均經由 FFT(快速傅立葉轉換)繪製成振幅—頻率圖，以判斷樓板共振頻率分布狀況，進而調整 MTMD 設計參數。

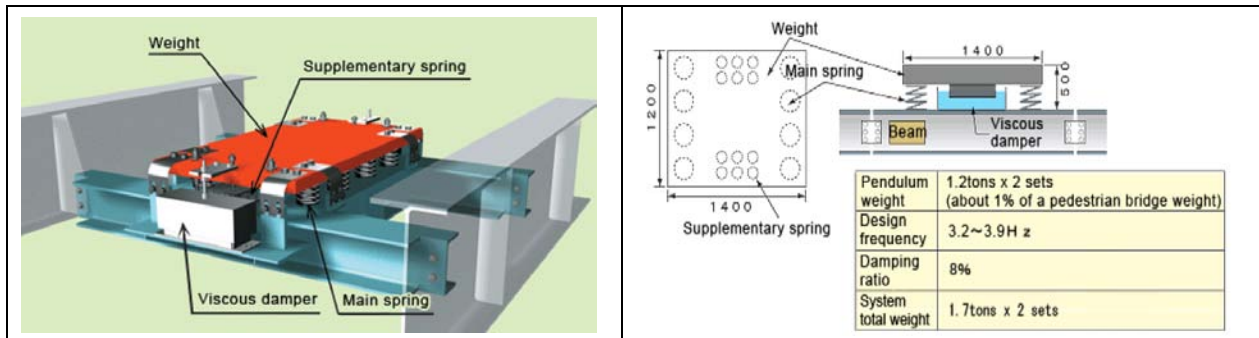


圖 3.7 日本三菱重工 TMD 垂向振動減振裝置圖 [11]

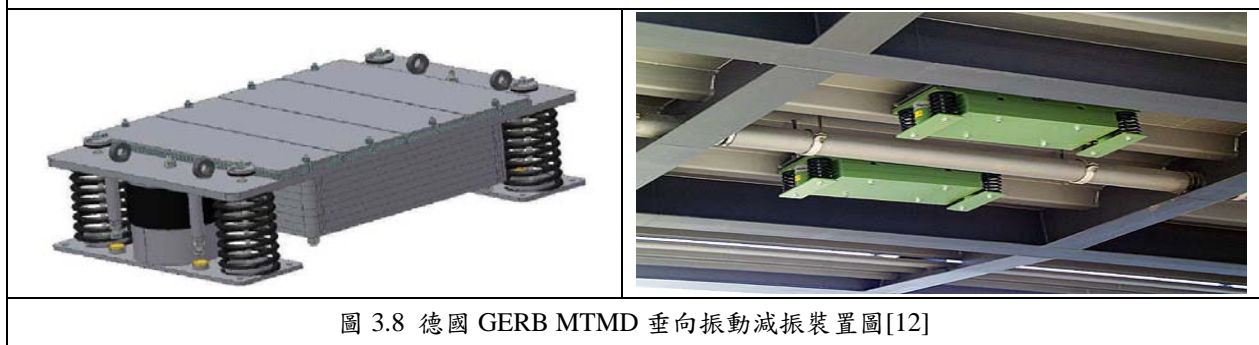


圖 3.8 德國 GERB MTMD 垂向振動減振裝置圖[12]

四、實際應用案例

以韻律教室之浮動地板為例，同樣的施工方式，在 RC 建築與 SC 鋼構建築完工後測試的結果，SC 建築物比 RC 建築結構更易增加樓板之自然頻率振幅量，引起如人員暈眩感，此時可考慮加裝 MTMD 裝置控制樓板垂向自然振頻。圖 4.1 及圖 4.2 為 RC 小面積樓板及 SC 大跨距面積樓板浮動地板施作及完成情形。當樓板完工後，人員踏步或跳動時，圖 4.3 及圖 4.4 為 RC 樓板及 SC 樓板的點動性響應，由圖可知在低頻處 5~30Hz，SC 樓板的振幅明顯高於 RC 樓板的振幅。

為了要正確設置 TMD 裝置於樓板中的位置，除了由點動性及踏步測試瞭解樓板初階模態頻率外，再由有限元素分析軟體判斷樓板的初階頻率模態振型，比對出由踏步力所激發的樓板模態頻率屬於一階或二、三階，再由該模態振型，決定 TMD 要分成幾部份放置於振型反節點的位置，透過有限元素分析附掛 MTMD 後樓板的減振效果，此為 TMD 進行樓板初階振型減振設計的流程。



圖 4.1 RC 小面積樓板浮動地板施作及完工使用圖

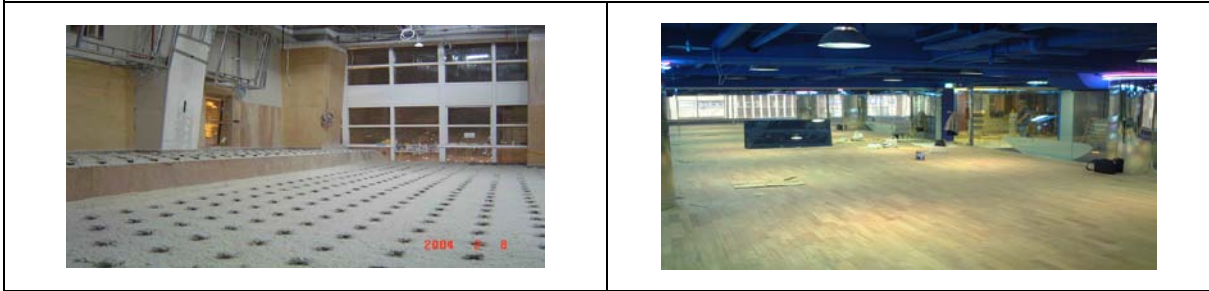


圖 4.2 SC 大跨距面積浮動地板施作及完成圖

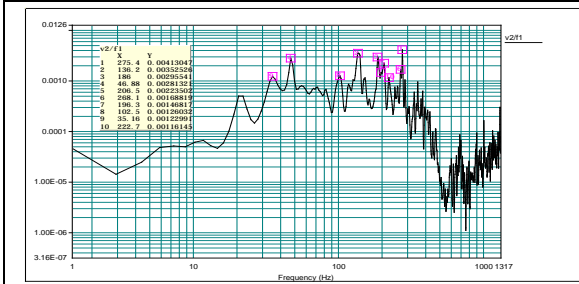


圖 4.3 RC 樓板點動性

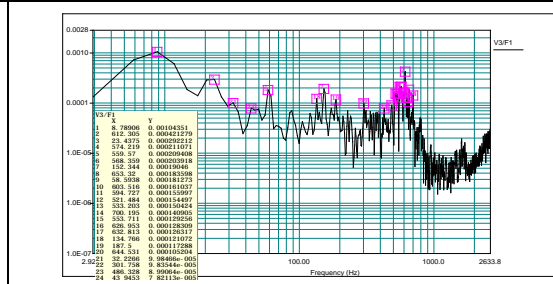


圖 4.4 SC 樓板點動性

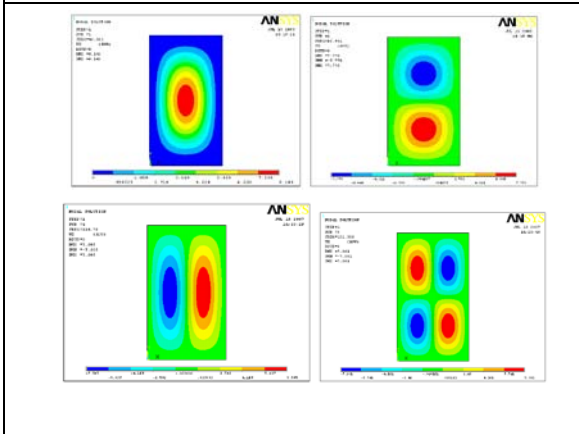


圖 4.5 SC 樓板初階模態振型

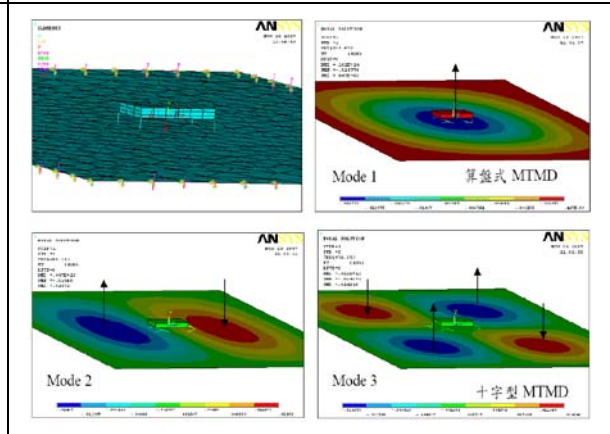


圖 4.6 設置 MTMD 有限元素分析設計

五、結論與建議

近代輕量化鋼構建築設計中有許多公共設施如球場、韻律教室、空調機房、視聽教室或音樂廳等，都會採用浮式地板設計欲將振動隔離，但浮式地板設計後是否需要再考量 MTMD 設施，以便控制大跨距樓板本身自振的初階模態振幅？本研究中已建立現場量測的準則，以便決定樓板振型是否要由 MTMD 控制。未來在進行大跨距面積樓板空間之隔振設計時，除了要慎選隔振器的種類(積極或消極隔振)以控制系統自然頻率及控

制外界衝擊力隔振效率外，更應將現場樓板模態振動狀況以點動性及踏步測試進行量測，經由有限元素分析初階模態振型，再決定 MTMD 消極隔振設計的佈置型式，可供未來相關設計單位參考。

六、參考文獻

1. Wei-Yu Lu, Wei-Hui Wang, Diagnosis and Control of Machine Induced Noise and Vibration in Steel Construction, Journal of Mechanical Science and Technology (Manuscript Received July 10, 2007; Revised May 3, 2008; Accepted June 17, 2008), DOI: 10.1007/s12206-008-0613-4.
2. 蘇宇宏，多元諧調質量阻尼器之樓板振動控制，國立中興大學土木工程研究所碩士論文，2004 年。
3. 盧威宇，建築物機械設備與管路隔振性能模擬與測試研究，國立台灣海洋大學系統工程暨造船研究所博士論文，2008 年。
4. 李仁智，浮式構造地板改善樓板衝擊隔音性能之實驗研究，國立雲林科技大學空間設計系碩士論文，2008 年。
5. 蔡香源，標準重量衝擊源（汽車輪胎）與（橡膠球）之樓板衝擊音相關性，國立雲林科技大學空間設計系碩士論文，2008 年。
6. 日本建築学会編，建築設計資料集成 3 單位空間 I，丸善株式会社，1980
7. ISO2631-2 (2003) "Mechanical vibration and shock—Evaluation of human exposure to whole -body vibration—Part 2:Vibrat on in buildings (1 Hz to 80 Hz).
8. Matthias Lievens, Jonas Brunskog, Model of a personealking as a structure borne sound source, The 19th International Congress for Acoustics(ICA), Madrid, 2007.
9. 陳永祥，複數與簡諧震動，機械月刊第 12 卷第 5 期, May 1986.
10. 陳永祥，諧調質量阻尼器之質量上限及設計曲線，台大營建知識網，(www.c-km.org.tw)
11. 日本三菱重工網站 (www.mhi.co.jp)
12. GERB Vibration Control Systems, Berlin/Essen, Germany, GERB Industries, Inc.



Wei-Yu Lu
PhD, Department of Systems
Engineering and Naval
Architecture, National Taiwan
Ocean University



Wei-Hui Wang
Professor of emeritus and
Director, Sound and Vibration
Research Center
Department of Systems
Engineering and Naval Ar-
chitecture, National Taiwan
Ocean University

PhD, Department of Mechanical and Marine Engi-
neering, University of Plymouth, UK