

鋼構高樓建築中繼機房變壓器低頻結構音傳遞控制研究

Transmission Control of Low Frequency Structure-Borne Noise Generated from Transformers in the Relay Station of Highrise SC Buildings

盧威宇¹

王偉輝²

摘要

鋼構摩天大樓電力中繼機房之大型變壓器，運作時會產生低頻振動及噪音問題，若該類變壓器未予所在樓板作適當之隔振處理，則其振動功率流會經由鄰近之牆面，樓板結構而傳遞至遠處結構，再幅射出二次噪音。這種結構振動而輻射之噪音經實地量測幾個案例之頻譜，得知多在 125Hz ~ 250 Hz 之頻率範圍出現峰值，同時這個頻率範圍正好是現代 SC 鋼構高樓建築樓板之模態頻率範圍，故鋼構大樓之變壓器噪音非常嚴重。本文利用結構動性及振動功率流診斷技術來進行變壓器之隔振改善研究，由應用實例顯示，對於變壓器鄰近樓層房間之噪音改善，可達降低 10 ~ 12 dB 之效果。

關鍵字：變壓器噪音、低頻噪音、結構音傳遞控制。

Abstract

The low frequency vibration and noise generated by the transformers in the relay station of highrise steel construction buildings can be an annoying problem. In case an inadequate isolation method is applied for such kind transformers, the vibration power flow will transmit into far away structure via the adjacent floor and wall structure closed to the transformer, then carried out the secondary noise radiation. By the in-situ measurements of several case studies, the peak frequency of these radiated noise spectra is ranged from 125Hz to 250Hz. Whilst this frequency range is just coinciding with the natural frequency of the floor structure of general modern highrise SC buildings. Thus, the transformer noise in SC buildings emerges to be a serious problem. In this paper, the improvement regarding the vibration isolation of transformers in highrise SC buildings is conducted by using the identification and diagnosis technique of structure mobility theory and power flow measurement. From the application examples, it can be shown that the transformer generated noise is reduced by an amount of 10~12 dB in the improvement design.

Keyword: Transformers noise、Low frequency noise、Transmission control of structure-borne noise

^{1,2} 作者，國立臺灣海洋大學系統工程暨造船學系振動與噪音工程研究中心
E-mail: ¹ luweiyu6050@yahoo.com.tw ; ² whwang@mail.ntou.edu.tw
TEL: 0932-023-043 , 02-2462-2192 轉 6009

一、前言

高層建築由於對耐震、材料輕量化及綠建築等要求標準日漸提升，許多高樓建築設計乃逐漸由傳統的 RC 構造改採 SRC 或 SC 構造，鋼構建材在結構音的傳遞上較傳統鋼筋混凝土建築來得大且據烈，其主要原因是由於振動在 SC 與 RC 不同結構中傳遞波長的差異與結構內阻尼特性的不同所造成，此現象已由 Lu 及 Wang[1]之分析證實。

變壓器在輸配電系統中扮演著電力的轉換工作，例如發電廠在輸配電時，需要以高電壓（345KV、161KV以及69KV等）方式傳輸，接近用戶端又逐次降壓至110V，這些程序都必需藉由變壓器來達成。變壓器引起的建築物內低頻噪音問題，較常見的有兩類。第一類是家用小型變壓器，大都吊掛於陽台之樑柱上；第二類則是高樓建築中繼機房的大型變壓器組，一般都是設置在大樓中間樓層之機房樓板上。兩類變壓器事前若未經隔振設計考量並安裝隔振器，則變壓器振動頻率120Hz、240Hz之振動波，會經由固定螺栓之安裝位置處將振波傳遞至鄰近樓層之地板或隔間牆，而輻射出低頻噪音。

一般而言，磁伸縮音是電源頻率之2倍頻率為基本波，以及含有其整數倍之各種頻率之噪音。一般若電流為60Hz，其變壓器主要的噪音頻率多為 $60 \times 2 = 120\text{Hz}$ ，及其整數倍倍頻如120 Hz、240 Hz及360 Hz…等，此可由圖 1.1 及圖 1.2 之變壓器噪音振動量測頻譜獲得證實[1]。

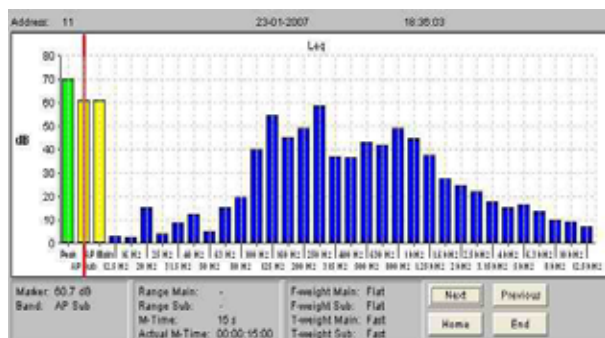


圖 1 吊掛式變壓器機殼噪音頻譜例

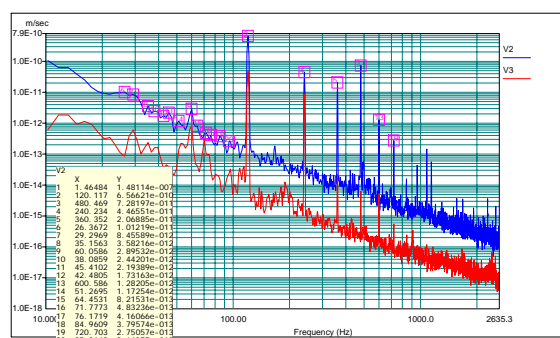


圖 2 吊掛式變壓器機殼振動速度頻譜例

本文除探討變壓器在鋼構建築與傳統混凝土建築內所傳遞之振動能量有何不同外，還擬建立變壓器隔振墊傳遞動性及振動傳遞能量之檢測技術，且將此技術應用於家用變壓器及大樓內中繼機房大型變壓器之兩種類型之噪音案例，實際進行診斷量測及改善，並討論其成效，提供設計經驗作為應用參考。

二、建築結構傳遞動性有限元素分析

2.1 建築物機械異音追蹤

高樓建築物內設置有許多機械設備，如中繼機房的大型三相變壓器、樓梯間的小型變壓器、大樓中央空調系統置於屋頂的冷卻水塔與周邊抽水馬達、設於地下室冰水主機及其連結管路等，這些設備於運轉時，會產生振動，於結構中傳遞一段距離後，再輻射出噪音。

考慮一棟 12 層樓之 RC 建築結構，如圖 1 所示，當樓頂以單位簡諧振動力作用時，利用有限元素分析軟體 ANSYS 分析各樓層之傳遞動性。FEM 模型及各元素之輸入參數如圖 3 及表 1 所示，整體模型採用同一種混凝土材料，彈性模數 $=3.0 \times 10^{10}\text{Pa}$ ，泊松比 $=0.2$ ，密度 $=2500\text{kg/m}^3$ 。建築每層樓均分 A、B 與 C 三區，各分區樓層傳遞動性頻譜如圖 4 至圖 6。由分析結果得知，在二樓的動性比作用力所在位置之鄰近樓層於某些頻率範圍傳遞動性量大得多，換言之，若機械運作的特定頻率恰巧在傳遞動性的放大區範圍時，結構振動量因共振放大現象而導致牆板結構輻射噪音位準高，這也就是某些特定樓層聽到較明顯機械噪音的主要原因。

表 1 建築結構有限元素分析輸入參數表

編號	元素類型	元素參數				
		截面積 A(m ²)	I _x (m ⁴)	I _y (m ⁴)	高度 h(m)	寬度 b(m)
1	底層立柱 BEAM4	0.25	0.0052	0.0052	0.5	0.5
2	其它各層 BEAM4	0.2025	0.0034	0.0034	0.45	0.45
3	樑 BEAM4	0.06	0.0002	0.00045	0.3	0.2
4	剪力牆 SHELL63	厚度 I(m)	厚度 J(m)	厚度 K(m)	厚度 L(m)	
		0.25	0.25	0.25	0.25	
5	樓板厚 SHELL63	0.1	0.1	0.1	0.1	

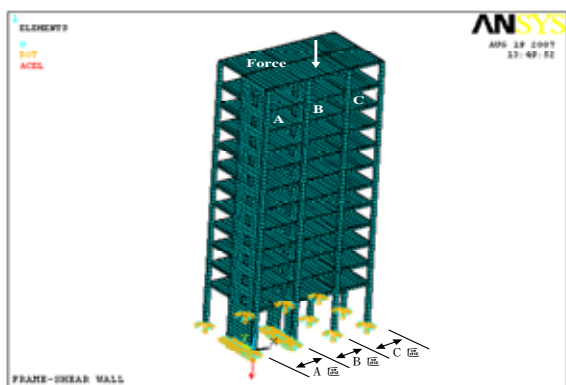


圖 3 12 樓屋頂受單位簡諧力作用時之有限元素分析模型

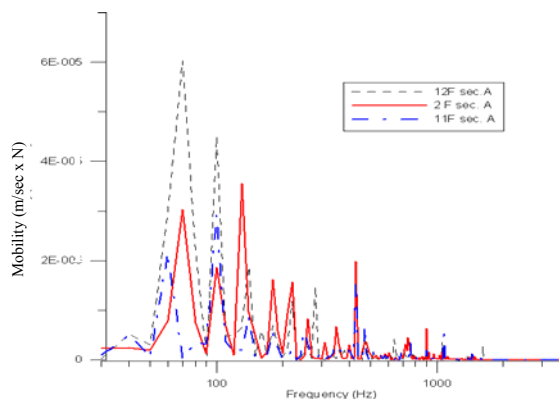


圖 4 12 樓屋頂受單位簡諧力作用時於 A 區 12F, 2F, 11F 之傳遞動性頻譜比較

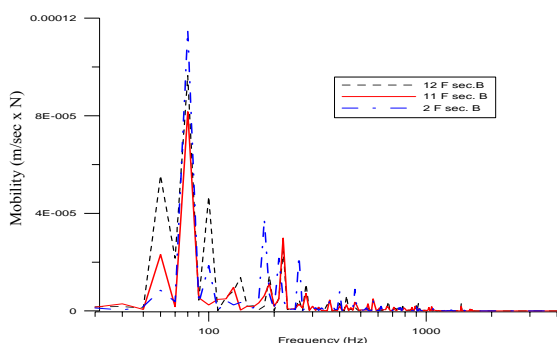


圖 5 12 樓屋頂受單位簡諧力作用時於 B 區 12F, 2F, 11F 之傳遞動性頻譜比較

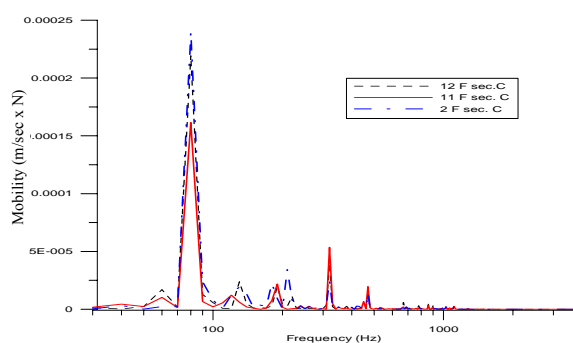


圖 6 12 樓屋頂受單位簡諧力作用時於 C 區 12F, 2F, 11F 之傳遞動性頻譜比較

2.2 機械設備安裝位置對建築物結構傳遞動性之影響

為了瞭解並預測分析建築內各類機電設備房設置位置，是否會引起各樓層低頻噪音困擾，可經由有限元素法進行整棟大樓模態分析，由欲安裝之機械運轉時之振動頻譜，比對大樓整體結構在機械振動峰值頻率附近之模態，研判是否屬於樓板或牆面之振動輻射音模態，如圖 7 即為變壓器安裝於大樓內，在 120Hz 之尖峰激振頻率時，在該大樓結構之模態。

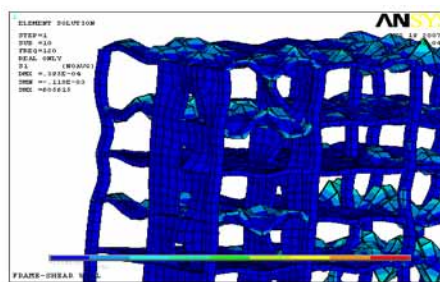
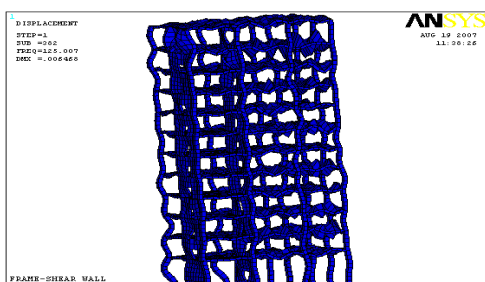


圖 7 12 樓建築結構於 120Hz 之振動模態變位圖

接著再以機械運轉時之尖峰頻率作用力輸入有限元素分析軟體，就該頻率振動敏感位置樓層區域的振動速度反應頻譜，檢視其是否超過建築相關振動標準，如表 2 及圖 8 所示之 Gordon 建築物振動標準[5]，若超過標準，則須計算出機械支承處隔振設備之隔振率最低要求量，以便使過高振動量的空間能在機械隔振措施完成後符合振動標準。以變壓器安裝於建築剪力牆結構模型及力譜，如圖 9 所示，輸入至建築有限元素模型分析軟體，所得各樓層之傳遞動性頻譜的比較，如圖 10 至圖 12，另可獲得變壓器振動量傳遞至各樓層後所產生的振動速度結果，由圖 13 至圖 15 得知該建築在二樓 B 區受到變壓器的影響大於變壓器安裝位置鄰近樓層振動量，若變更變壓器位置，則對整個大樓之振動反應會有所不同。因此變壓器之設置位置及隔振設計對大樓環境振動影響更不容忽視。故建築物機電設計中，於各機械設備安裝位置確定前，有必要進行建築物整體結構模態分析與傳遞動性分析，以避免結構共振後之結構音輻射放大問題產生。

表 2 12 樓建築結構各樓層樓板振動標準表

Criterion Curve (see Figure 1)	Max Level (1) micrometers/sec.rms	Detail Size (2) microns	Description of Use
Workshop (ISO)	800	N/A	Distinctly feelable vibration. Appropriate to workshops and non-sensitive areas.
Office (ISO)	400	N/A	Feelable vibration. Appropriate to offices and non-sensitive areas.
Residential Day (ISO)	200	75	Barely feelable vibration. Appropriate to sleep areas in most instances. Probably adequate for computer equipment, probe test equipment and low-power (to 20X) microscopes.
Op. Theatre (ISO)	100	25	Vibration not feelable. Suitable for sensitive sleep areas. Suitable in most instances for microscopes to 1000X and for other equipment of low sensitivity.
VC-A	50	8	Adequate in most instances for optical microscopes to 400X, microbalances, optical balances, pronomy and projection aligners, etc.
VC-B	25	3	An appropriate standard for optical microscopes to 1000X, inspection and lithography equipment (including steppers) to 3 micron line widths.
VC-C	12.5	1	A good standard for most lithography and inspection equipment to 1 micron detail size.
VC-D	6	0.3	Suitable in most instances for the most demanding equipment including electron microscopes (TEMs and SEMs) and E-Beam systems, operating to the limits of their capability.
VC-E	3	0.1	A difficult criterion to achieve in most instances. Assumed to be adequate for the most demanding of sensitive systems including long path, laser-based, small target systems and other systems requiring extraordinary dynamic stability.

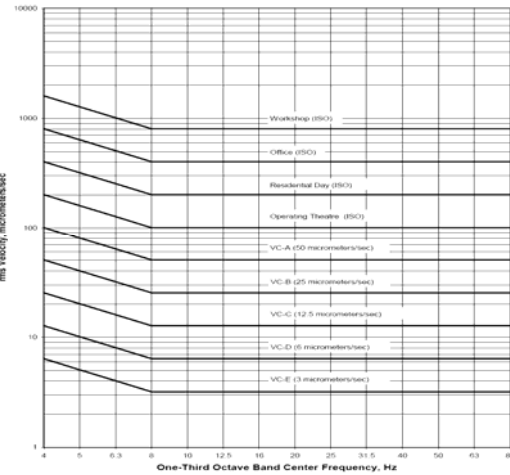


圖 8 12 樓建築結構各樓層樓板振動標準圖

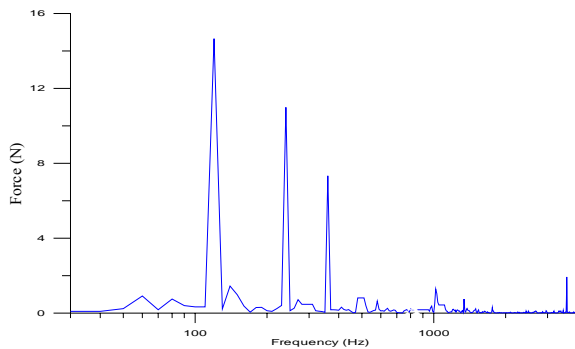


圖 9 變壓器作用於 12 樓建築結構剪力牆之有限元素分析力頻譜圖

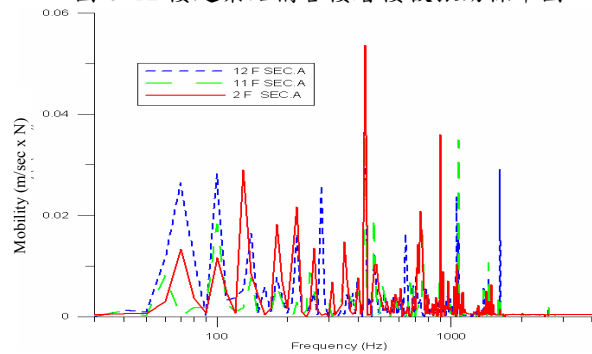


圖 10 12 樓剪力牆變壓器安裝處受單位簡諧力作用時於 A 區 12F, 11F, 2F 之傳遞動性頻譜比較

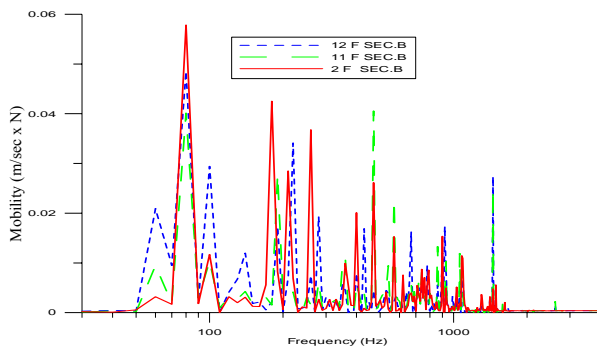


圖 11 12 樓剪力牆變壓器安裝處受單位簡諧力作用時於 B 區 12F, 11F, 2F 之傳遞動性頻譜比較

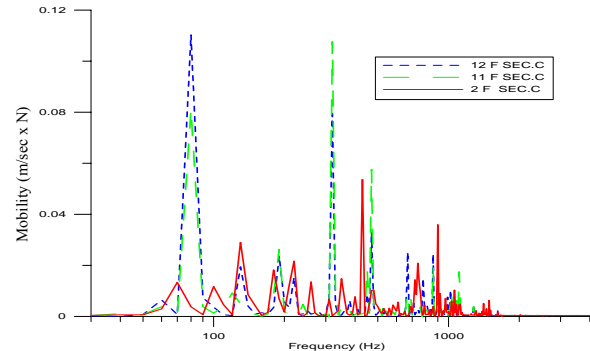


圖 12 12 樓剪力牆變壓器安裝處受單位簡諧力作用時於 C 區 12F, 11F, 2F 之傳遞動性頻譜比較

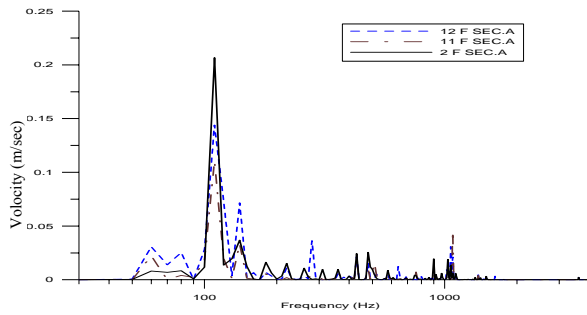


圖 13 12 樓剪力牆安裝變壓器處受振動作用力後於 A 區 12F, 11F, 2F 之振動速度頻譜比較

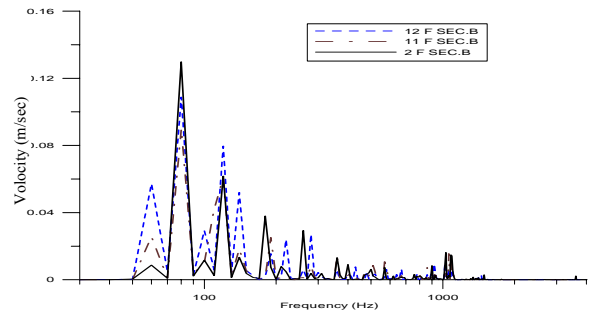


圖 14 12 樓剪力牆安裝變壓器處受振動作用力後於 B 區 12F, 11F, 2F 之振動速度頻譜比較

三、變壓器多重路徑振動傳遞量測診斷

3.1 變壓器支承處傳遞動性及功率流檢測原理

為減少建築中變壓器振動源將振動能量傳遞至支承處之牆面或樓板，一般在其與建築結構連結處加裝橡膠彈性墊。但常有一種結構音發生的狀況，便是變壓器所採用的原廠隔振裝置，無法將振源主要頻率隔離，而傳遞的振動能量頻率又恰與樓板結構之自然頻率吻合產生共振及輻射出低頻結構音，這也就是許多變壓器機組依原廠設計加裝橡膠隔振墊後仍會出現較高單頻結構音之原因。

利用動性理論，以機器彈性基座點動性與傳遞動性之頻譜計測為基礎，可以對隔振器減振降噪功效建出評估鑑定方法，量測機械/彈性基座/樓板結構三者偶合系統之傳遞動性[2][3][4]，其作法係以激振錘於減振裝置上方振源底座敲擊產生激振力 F ，於敲擊處及減振裝置上方及下方樓板結構連結處安裝振動加速規，同時量測激振當時減振裝置上下方的動性頻譜 M_{11} 及 M_{21} ，即可表示為：

$$\Delta M = M_{11} - M_{21} = \frac{V_1}{F_1} - \frac{V_2}{F_1} \quad (1)$$

式中 $M_{11} = V_1 / F_1$ 稱為機器振源驅動點動性， $M_{21} = V_2 / F_1$ 稱為傳遞動性，藉由結構各連結處減振裝置的激振動性頻譜圖，可得知各減振設施對於振源傳遞至樓板牆面的隔離特性，藉以可判斷哪些隔振裝置需要更換或補強。

3.2 變壓器引起的建築結構輻射噪音

在建築結構中因變壓器運作而引起的振動噪音，一方面由空氣直接輻射擴散，經由聲波在中繼機房圍壁的反射、吸收及穿透作用，使整個機房形成一個混響聲場，此稱為“空氣噪音”(airborne noise)。另一方面則是將機器的振動噪音經由基座結構擴散的聲音，稱為“結構噪音”(structure-borne noise)。

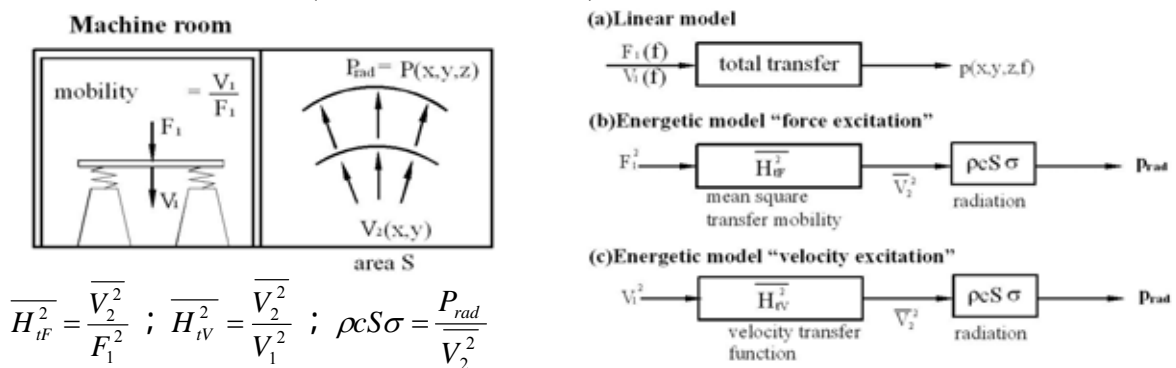


圖 15 變壓器機房散播之噪音模型

圖 15 表示出由機房機器擴散之噪音模型有三種，一是線性模型，其二是機振力源之能量模型，其三是激振速度源之能量模型。其中由振動力源引起之結構輻射噪音場 $p(x,y,z)=p_{rad}$ 可表示為：

$$\frac{P_{rad}}{F_1^2} = (\overline{H_{IF}^2} S \sigma) \rho c = (M_{11}^2 \overline{H_{IV}^2} S \sigma) \rho c \quad (2)$$

而由振動速度源引起之結構輻射噪音場為：

$$\frac{P_{rad}}{V_1^2} = (\overline{H_{IV}^2} S \sigma) \rho c \quad (3)$$

其中 $\overline{H_{IF}^2} = \overline{V_2^2} / F_1^2$ ：均方傳遞動性(mean square transfer mobility), $\overline{H_{IV}^2} = \overline{V_2^2} / V_1^2$ ：均方速度傳遞函數(mean square velocity transfer function), $\rho c S \sigma = p_{rad} / \overline{V_2^2}$ ：結構之均方輻射阻抗； $M_{11} = V_1 / F_1$ ：機器驅動點動性； σ ：輻射率

由(2)及(3)式可知，要降低結構輻射音之基本原理即在降低 (1) $\overline{H_{IV}^2}$ (2) M_{11} 及(3) σ 三項。降低 $\overline{H_{IV}^2}$ 及 M_{11} 可用隔振器（彈簧避振器）與吸振器（黏彈性阻尼材）達成；而降低結構壁面輻射率 σ 之法，則是於壁面敷貼阻尼材。

3.3 動性理論與四端參數法於彈性機座與功率流傳遞模式之建立

船艇機械安裝彈性基座時，可利用動性理論與四端參數法對其減振降噪功效建立評估模式及鑑定方法。由[1]利用彈性基座點動性與傳遞動性之頻譜計測為基礎，計算機械/彈性基座/建築結構樓板三者耦合系統之傳遞動性，並於實驗室建立一變壓器/彈性墊/建築結構連結處模型，進行量測比對，證實動性之分析為可信。進而進行變壓器運轉激振功率流之計算。期能經由此建立一套評估彈性基座性能之模式。

3.3.1 四端參數與機械動性互換

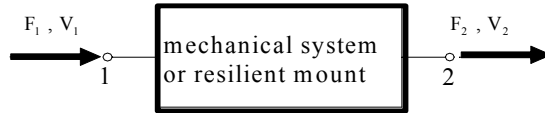


圖 16 機械系統之輸入輸出振動力及振動速度

彈性墊可視為一機械系統，傳遞結構噪音時，可將其視為振動力與振動速度之傳遞，可用圖 16 來表示。高頻率的噪音在輸入端之振動力及振動速度分別為 F_1 、 V_1 ，透過彈性墊後，經衰減輸出之力及速度分別為 F_2 、 V_2 。在每個端點的地方只考慮兩個參數即縱向力與速度，它們皆是與頻率有關的複變數。其力與速度矩陣關係如下：

$$\begin{Bmatrix} V_1 \\ F_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_2 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

式中的係數 α_{11} ， α_{12} ， α_{21} ， α_{22} ，就稱為系統的四端參數。利用系統之動性矩陣可建立系統振動速度與系統振動力之關係：

$$\begin{Bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

式中 $[M_{ij}]$ 稱為動性矩陣(mobility matrix)，而 M_{11} ， M_{22} 分別為輸入及輸出點動性(point mobility)， M_{12} 及 M_{21} 為傳遞動性(transfer mobility)。

一般來說，四端參數亦為與頻率有關的複變函數，它只和所代表的機械系統本身有關，而和該系統前後端相連的其他系統無關。由式(4)與(5)聯立可得點動性與四端參數的關聯，其中驅動點的動性為：

$$M_{11} = \frac{V_1}{F_1} = \frac{\alpha_{11}V_2 + \alpha_{12}F_2}{\alpha_{21}V_2 + \alpha_{22}F_2} = \frac{\alpha_{11}M_{22} + \alpha_{12}}{\alpha_{21}M_{22} + \alpha_{22}} \quad (6)$$

其中 $M_{22} = \frac{V_2}{F_2}$ 是接受點的點動性，驅動點的阻抗如下：

$$Z_{11} = \frac{F_1}{V_1} = \frac{\alpha_{21}V_2 + \alpha_{22}F_2}{\alpha_{11}V_2 + \alpha_{12}F_2} = \frac{\alpha_{21} + \alpha_{22}Z_{22}}{\alpha_{11} + \alpha_{12}Z_{22}} \quad (7)$$

其中 $Z_{22} = F_2/V_2$ 為接受點的阻抗。當然傳遞動性及阻抗可有以下之型式：

$$M_{12} = \frac{V_1}{F_2} = \alpha_{11}M_{22} + \alpha_{12} \quad , \quad M_{21} = \frac{V_2}{F_1} = \frac{M_{22}}{\alpha_{21}M_{22} + \alpha_{22}} \quad (8), (9)$$

$$Z_{12} = \frac{F_1}{V_2} = \alpha_{21} + \alpha_{22}Z_{22} \quad , \quad Z_{21} = \frac{F_2}{V_1} = \frac{Z_{22}}{\alpha_{11} + \alpha_{12}Z_{22}} = \quad (10), (11)$$

力與速度的傳遞率表示式為：

$$T_{F_{12}} = \left| \frac{F_2}{F_1} \right| = \left| \frac{1}{\alpha_{21}M_{22} + \alpha_{22}} \right| = \left| \frac{Z_{22}}{\alpha_{21} + \alpha_{22}Z_{22}} \right| \quad (12)$$

$$T_{V_{12}} = \left| \frac{V_2}{V_1} \right| = \left| \frac{M_{22}}{\alpha_{11}M_{22} + \alpha_{12}} \right| = \left| \frac{1}{\alpha_{11} + \alpha_{12}Z_{22}} \right| \quad (13)$$

而 α_{ij} 與 M_{ij} 之關係為：

$$\alpha_{11} = \frac{M_{11}}{M_{12}} \quad , \quad \alpha_{12} = \frac{M_{12}M_{21} - M_{11}M_{22}}{M_{12}} \quad , \quad \alpha_{21} = \frac{1}{M_{12}} \quad , \quad \alpha_{22} = -\frac{M_{22}}{M_{12}} \quad (14)$$

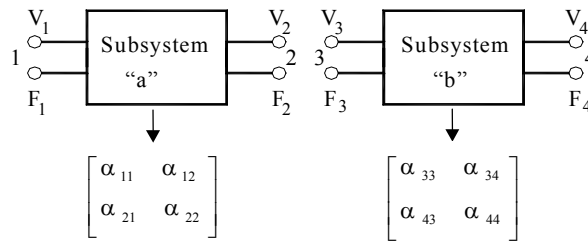


圖 17 串聯子系統四端參數矩陣之結合

若將機械-彈性墊-機座結構考慮為一二自由度系統，則整體結合系統之總動性可由各子系統之動性矩陣求得。如圖 17 所示，子系統 a 與子系統 b 之兩端分別為 1,2 及 3,4。因二子系統係串聯在一起，即系統 a 之右端與系統 b 之左端相連，故 $V_3 = V_2$ 及 $F_3 = -F_2$ ，則：

$$\begin{Bmatrix} V_1 \\ F_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_2 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{33} & \alpha_{34} \\ -\alpha_{43} & -\alpha_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_4 \\ F_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha'_{11} & \alpha'_{14} \\ \alpha'_{41} & \alpha'_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_4 \\ F_4 \end{Bmatrix} \quad (15)$$

因 1 為驅動點而 4 為接收點，故令 $F_4=0$ ，則

$$\frac{1}{\alpha'_{41}} = M_{41} = \frac{V_4}{F_1} \quad (16)$$

由式(14)、(15)， $\alpha'_{41} = \alpha_{21}\alpha_{33} - \alpha_{22}\alpha_{43} = \frac{M_{22} + M_{33}}{M_{12}M_{34}}$

故 $M_{41} = \frac{M_{12}M_{34}}{M_{22} + M_{33}} \quad (17)$

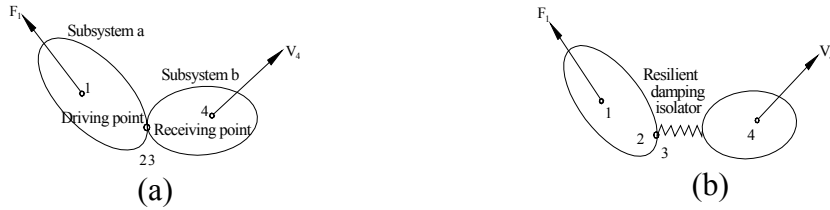


圖 18 按裝彈性隔振器前(a)後(b)之串聯驅動子系統與接收子系統

由(16)知，串聯偶合系統之總傳遞動性 M_{41} ，並非僅僅是兩個子系統傳遞動性 M_{12} 與 M_{34} 之和而已。接點處子系統之點動性 M_{22} 與 M_{33} 對決定總傳遞動性亦扮演有重要之角色。如圖 18(b)安裝串聯彈性隔振器後，則 M_{33} 較之圖 18(a)大幅增加，由式(16)知總傳遞動性 M_{41} 將被減少。換言之，好的降低結構噪音彈性墊設計，即在尋找降低 M_{41} 之法，其基本原理即是在彈性墊兩端之系統間介入一只高動性之隔振器，使得 M_{33} 大幅增加而 M_{34} 能有效減低。其設計要領如表 3。

表 3 按裝彈性隔振器設計要領

	未裝彈性座	裝彈性座
M_{33}	小	大
M_{34}	大	小

3.3.2 振動功率流之輸入／輸出與傳遞

結構中之一點簡諧激振力 $|F| \sin \omega t$ 與相應速度 $|V| \sin(\omega t + \phi)$ 已知時，其中 ϕ 是激振力與相應速度間之相位角。則瞬時功率輸入可表示為：

$$P_{inst} = FV^* = |F||V| \sin \omega t \sin(\omega t + \phi) \quad (18)$$

其中 V^* 是複變速度 V 之共軛複數。

而平均有效功率為：

$$\langle P \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T |F||V| \sin \omega t \sin(\omega t + \phi) dt = \frac{1}{2} |F||V| \cos \phi \quad (19)$$

由(19)式可知，平均有效功率輸入是與相角 ϕ 有關，若 $\phi = \pi/2$ ，則代表無阻尼系統，其平均功率 $\langle P \rangle = 0$ ，(19)式亦可以振動力與點動性函數 M 或振動速度與點阻抗函數 Z 來表示，其關係為：

$$\langle P \rangle = \frac{1}{2} |F|^2 \operatorname{Re}[M] \quad \text{或} \quad \langle P \rangle = \frac{1}{2} |V|^2 \operatorname{Re}[Z] \quad (20)$$

此處 $\operatorname{Re}[M]$ 及 $\operatorname{Re}[Z]$ 分別代表驅動點動性及驅動點阻抗之實部。

以上功率流之表示式僅適用於簡諧變化之點激振力情況，通常，機械係被多點支撐，且各支撐點亦有相當之接觸面積，故機械之振動功率可能以直接力及力矩形式透過接觸面而傳遞，此即會導致總輸入結構之功率是一組交互相關之複雜表示式。假設機器與基座結構間之接合包含有 N 個接點自由度座標，則傳遞功率之計算必須利用 $N \times N$ 階之動性函數矩陣表示為：

$$\langle P \rangle = \frac{1}{2} \{F\}^T \operatorname{Re}[M] \{F\} \quad \text{或} \quad \langle P \rangle = \frac{1}{2} \{V\}^T \operatorname{Re}[Z] \{V\} \quad (21)$$

振動功率流之輸入與輸出亦可利用頻譜分析中之力自相關頻譜函數 G_{ff} ，振動速度自相關頻譜函數 G_{vv} 或交叉功率互相關頻譜函數 G_{fv} 來表示為：

$$P(\omega) = G_{ff} \operatorname{Re}[M] = \operatorname{Re}[G_{fv}] = G_{vv} \operatorname{Re}[Z] \quad (22)$$

而系統中驅動點及接收點之阻抗矩陣可由下式之關係求得，即 $[Z] = [M]^{-1}$ ，其中阻抗矩陣 $[Z]$ 及動性矩陣 $[M]$ 需滿足以下關係：

$$\begin{Bmatrix} V_A \\ V_B \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{AA} & M_{AB} \\ M_{BA} & M_{BB} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_A \\ F_B \end{Bmatrix} \quad \text{及} \quad \begin{Bmatrix} F_A \\ F_B \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{AA} & Z_{AB} \\ Z_{BA} & Z_{BB} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_A \\ V_B \end{Bmatrix} \quad (23)$$

註腳字 A 代表輸入端，B 代表輸出端。由式(25)之關係：

$$[Z_{input}] = [Z_{AA}] = \frac{[M_{BB}]}{[M_{AA}][M_{BB}] - [M_{AB}][M_{BA}]} \quad (24)$$

$$[Z_{output}] = [Z_{BB}] = \frac{[M_{AA}]}{[M_{AA}][M_{BB}] - [M_{AB}][M_{BA}]} \quad (25)$$

$$[Z_{transmit}] = [Z_{BA}] = [Z_{AB}] = \frac{-[M_{AB}]}{[M_{AA}][M_{BB}] - [M_{AB}][M_{BA}]} \quad (26)$$

將式(24)~(26)之關係代入式(22)中之功率計算式，則可求得輸入彈性座功率 P_{input} 、自彈性座輸出之功率 P_{output} 及經彈性座傳遞功率 $P_{transmit}$ 分別為：

$$P_{input} = G_{v_A v_A} \text{Re}[Z_{input}]; \quad P_{output} = G_{v_B v_B} \text{Re}[Z_{output}]; \quad P_{transmit} = G_{v_A v_A} \text{Re}[Z_{transmit}] \quad (27)$$

對於建築內任何機械運轉時所造成之功率流計算，無論阻抗矩陣或動性矩陣是由實驗或分析所得，均能按式(27)之關係求得。

3.4 家用三相變壓器結構音診斷實例

為診斷原有吊掛於陽台上樑變壓器，如圖 19 及圖 20 其所使用之橡膠隔振墊隔振效能，於變壓器關閉狀況下以動性傳遞測試可得知各支承點隔振墊位置隔離效能弱點頻率範圍，由圖 21~圖 22 得知，在 45Hz~300Hz 間，該橡膠墊隔振效果不佳。

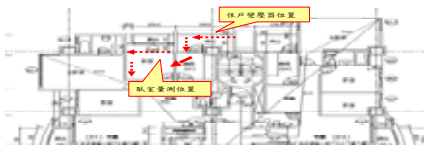


圖 19. 變壓器與住戶量測相關位置上視圖

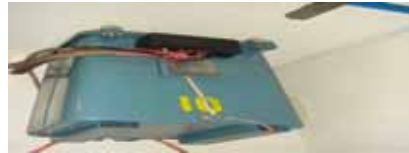


圖 20 家用三相變壓器圖

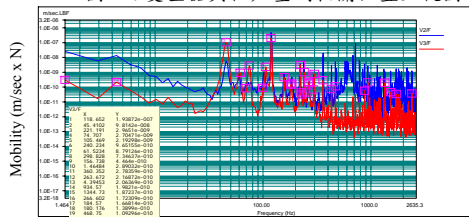


圖 21 變壓器左側隔振墊動性頻譜

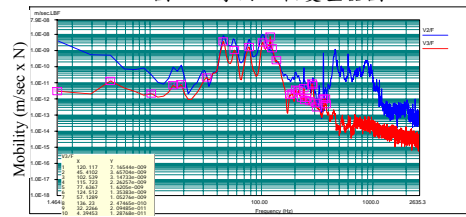


圖 22 變壓器右側隔振墊動性頻譜

在動態測試部份，變壓器運作時量測各支承點隔振墊上下端位置振動加速度隔振量頻譜，可得知振動傳遞短路頻率分佈，由圖23及圖24得知，當變壓器運作所產生的振動頻率於120Hz之倍數頻率時，顯示該橡膠墊在該頻率隔振效果不佳。

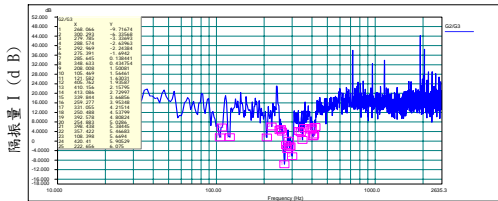


圖 23 變壓器左側隔振墊隔離分貝頻譜

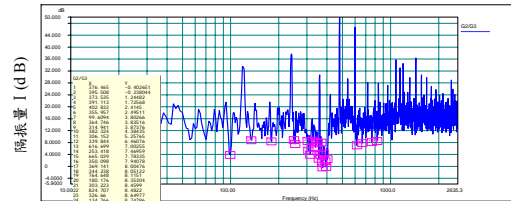


圖 24 變壓器右側隔振墊隔離分貝頻譜

又為診斷由變壓器影響住戶聲環境品質相關性，量測受噪音困擾的住屋房間樓板與牆面的振動頻率及室內聲壓頻譜，由圖25住戶樓板與牆面振動速度頻譜圖看出，120Hz及240Hz振動速度為最高，而結構振動輻射出聲壓的相關性頻譜，如圖26所示，圖27為住戶臥室內量得之1/3倍頻聲壓頻譜。

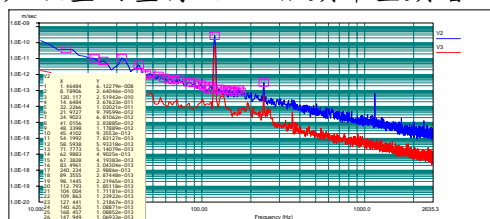


圖 25 住戶臥室牆面及樓板振動速度頻譜

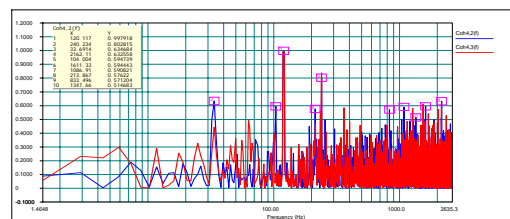


圖 26. 住戶臥室牆面振動速度與聲壓相關係數頻譜圖



圖 27 臥室內 1/3 倍頻聲壓頻譜圖

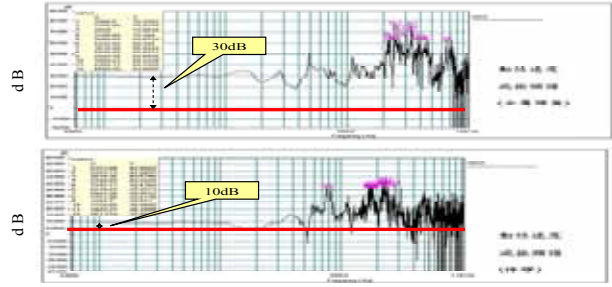


圖 28. 金屬彈簧隔振器與橡膠隔振墊隔振效率頻譜圖

四、變壓器振動噪音改善

4.1 三相家用變壓器隔振器隔振量分析

由圖 23 與圖 24 變壓器現場實測隔振效果得知，一般變壓器支承處加上橡膠套環後，對於 120Hz 之隔離效果不佳，該頻率仍有極大的動量能量傳遞至鋼樑牆面內，因此必需選擇對於低頻 120Hz 隔離效果更好的線性彈簧吊架作為隔離變壓器主要振動頻率之有效控制工具，因為線性金屬彈簧與橡膠隔振器經實驗得知，在低頻處線性金屬彈簧隔振量約高於橡膠隔振墊 20 dB 左右，如圖 28 所示。

4.2 彈簧阻尼隔振器之隔振量分析

自然頻率與模態質量及模態勁度之關係為：

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_i^*}{M_i^*}} \quad (\text{Hz}) \quad (34)$$

若考慮變壓器傳來之成分激振力為 $F(t) = F_0 \sin \Omega t$ (35)

式中 Ω 為激振力角頻率，其與變壓器激振頻率 $f(\text{Hz})$ 之關係為：

$$\Omega = \frac{\pi N}{30} = 2\pi N f \quad (36)$$

則變壓器重心處之振動位移響應頻譜為：

$$|Z| = \frac{F_0}{K_z^*} \left(\frac{1}{(1-r^2)^2 + (2dr)^2} \right)^{1/2} \quad (37)$$

其中 $r = f/f^*$ 為成分激振頻率與自然頻率之比，稱為諧調因子(tuning factor)； d 為阻尼比。圖 29 為變壓器按裝隔振器後之振幅反應比 $|Z|/(F_0/K_z^*)$ 頻譜，由該圖得知頻率比 $r \rightarrow \infty$ 時，振幅比 $\rightarrow 1$ 。

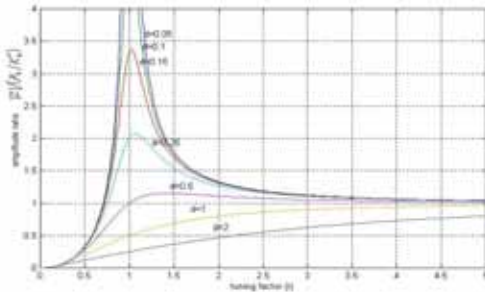


圖 29 變壓器按裝隔振器後之振動振幅比頻譜

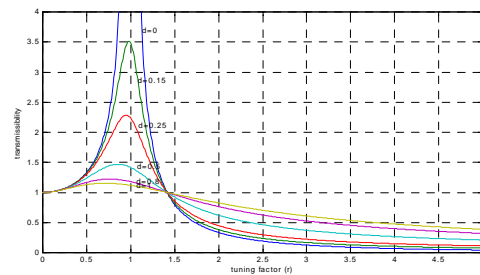


圖 30 變壓器振動按裝隔振器後振動力傳遞率頻譜

由於彈簧傳遞至支承結構之振動力 F_T 包括彈簧力(F_k)及阻尼力(F_d)兩部分，即

$$F_T = (F_k^2 + F_d^2)^{1/2} = F_0 \left(\frac{1 + (2dr)^2}{(1-r^2)^2 + (2dr)^2} \right)^{1/2} \quad (38)$$

故彈簧阻尼隔振器之振動力傳遞率 TR (transmissibility) 為

$$TR = \frac{F_T}{F_0} = \left[\frac{1 + (2dr)^2}{(1-r^2)^2 + (2dr)^2} \right]^{1/2} \quad (39)$$

圖 30 即為按(39)式所繪之振動力傳遞律與頻率比及阻尼之關係圖。

而隔振器之隔振效率 I (isolation) 定義為：

$$I[\%] = \left| \frac{F_0 - F_T}{F_0} \right| \cdot 100 = (1 - TR) \cdot 100[\%] \quad (40)$$

由圖 32 知當 $r > \sqrt{2}$ 時，隔振器始有隔振效果，而在 $r > \sqrt{2}$ 之隔振範圍，阻尼比越大其隔振效果反差。表 4 示 $r = \sqrt{2}, 2, 3, 4, 5$ 及 $d = 0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.1, 0.5$ 情況下之各式隔振器隔振量。

表 4 各式隔振器隔振量

隔振率(%)/ 隔振量(dB)		頻率比 (r)				
		1.414	2	3	4	5
阻 尼 比 (d)	0	0/0	66.7%/9.6dB	87.5%/18dB	93.3%/23.5dB	95.8%/27.5dB
	0.1	0/0	64.4%/9dB	85.5%/16.8dB	91.5%/21.4dB	94.1%/24.6dB
	0.2	0/0	58.8%/7.7dB	80.7%/14.3dB	87.5%/18.1dB	90.7%/20.6dB
	0.3	0/0	51.7%/6.3dB	74.9%/12dB	82.9%/15.3dB	86.9%/17.7dB
	0.4	0/0	44.5%/5.1dB	68.9%/10.1dB	78.1%/13.2dB	83.1%/15.4dB
	0.5	0/0	38%/4.2dB	63%/8.6dB	73.4%/11.5%	79.2%/13.6dB

4.3 變壓器隔振設備安裝

4.3.1 家用三相變壓器懸吊隔振設計

將固定於牆面、天花板、樑柱或女兒牆的家用變壓器，吊掛於裝有彈簧避振器的支架，可將變壓器運作的振動有效隔離，如圖31所示。

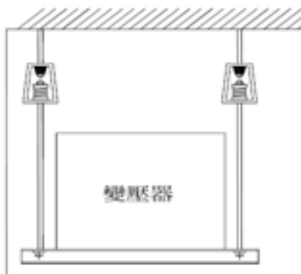


圖 31 家用變壓器隔振設計與現場完工圖



圖 32 中繼機房變壓器隔振設計與現場完工圖

4.3.2 中繼機房大型變壓器改善案例

為提高變壓器在低頻處的隔振量，因此建議將原大型變壓器下方基座隔振橡膠墊移除，改用線性金屬彈簧隔振器，可將 120Hz~250Hz 主要振動頻率範圍有效隔離，如圖 32 所示。

4.4 變壓器振動噪音隔振工程改善前後比較

本文以兩種常見變壓器振動噪音問題，依上述傳遞動性及隔振原理，進行噪音改善設計。表5為家用變壓器噪音改善前後之NC值與Leq(A)、Lmax(A)值，結果顯示，NC降噪值達31.5分貝，而Leq(A)、Lmax(A)降噪值也多在11分貝以上。另一類常見之變壓器振動噪音問題為中繼機房大型變壓器噪音改善，如表6所示，大型變壓器噪音改善前後之NC降噪值達16分貝，而Leq(A)、Lmax(A)值降噪值同樣也都在11分貝以上，足見改善成效。

表5 家用變壓器噪音改善前後NC值與Leq(A)、Lmax(A)值

	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Leq(A)	Lmax(A)	NC 值
家用變壓器旁(改善前)	61.7	57	58.5	47.9	42.5	40.9	39.8	36.4	52.9	59.3	59
家用變壓器旁(改善後)	45.2	46.3	38	31.6	30.2	28.6	23.5	18.3	41.3	48.3	27.5
降低分貝值	16.5	10.7	20.5	16.3	12.3	12.3	16.3	18.1	11.6	11	31.5

表6 中繼機房大型變壓器噪音改善前後NC值與Leq(A)、Lmax(A)值

	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Leq(A)	Lmax(A)	NC 值
中繼機房變電室(改善前)	55.4	52.5	54.7	45.7	42.9	45.4	43.9	40.1	52.3	69	46
中繼機房變電室(改善後)	40.1	40.9	39.4	32.9	30.3	28.7	26.5	20.2	40.4	57.3	30
降低分貝值	15.3	11.6	15.3	12.8	12.6	16.7	17.4	19.9	11.9	11.7	16

五、結 論

由以上對變壓器噪音傳播路徑之診斷與改善經驗，可歸納出以下結論，作為日後之應用參考：

1. 未來大樓進行建築設計時，中繼機房變壓器設置位置，先由有限元素軟體進行變壓器傳遞動性分析，由變壓器作用力頻譜，輸入至欲安裝變壓器位置之中繼機房樓層位置，計算出各樓層樓板振動量是否符合ISO建築物振動標準，若有超過標準的疑慮，接著在變壓器下設置隔振設備，經隔振處理後，由軟體再分析各樓層的振動量，直至達到標準為止。
2. 建築內機械運作振動問題解決方式可分兩種，即積極隔振與消極隔振，積極隔振，即對變壓器設備產生之激振力減少其向外的傳遞量，亦即減少振動的輸出，如變壓器下方增設彈性隔振基座。消極隔振是為了減少外來振動對防振對象的影響，對防振對象(如建築內臥室或書房等需極安寧區域)採取的隔振措施即為減少振動的輸入，如在受振點所在空間地板下方施作浮式地板。
3. 住宅建築結構內若存在有變壓器、空調機房、冷卻水塔或停車塔，必須經由建築結構有限元素分析進行模態與傳遞動性分析，慎重考量隔振防音設計，是否各樓層符合相關樓板振動標準，以免爾後進住人員陳情抗議。
4. 對已使用中大樓的振動噪音改善問題，使用「傳遞動性診斷技術」，進行建築大樓的振動噪音來源診斷追蹤，並藉由該技術選擇合適的減振器型式與安裝方式，將此技術應用於家用變壓器及大樓內中繼機房大型變壓器之兩案例，實際進行診斷量測及改善，由其結果顯示，噪音改善效果達10~15分貝，成功改善建築大樓內因變壓器振動而引起的噪音問題，足見本技術在解決建築振動噪音問題的可行性。

六、參考文獻

1. Wei-Yu Lu, Wei-Hui Wang, Diagnosis and Control of Machine Induced Noise and Vibration in Steel Construction, The Korean Society of Mechanical Engineers, 2007 (proposed in reviewing).
2. 王偉輝、許榮均、盧威宇、傅得溶，「引擎引致水中噪音分析(II)」，89年國防科技學術合作研究計劃，國立台灣海洋大學系統工程暨造船學系，2000。
3. 王偉輝、楊登傑，「船機振動與噪音之隔離分析及量測」，中國造船暨輪機工程學刊，19(2)，13-22，NSC-87-2611-E-019-024，2000。
4. Wei-Hui Wang, Modeling Machine Induced Noise and Vibration in a Ship Structure, PhD dissertation, University of Plymouth, UK, 2001.
5. Colin G. Gordon, "Generic Vibration Criteria for Vibration-Sensitive Equipment," Presented at International Society for Optical Engineering (SPIE) Conference on Current Developments in Vibration Control for Optomechanical Systems, Denver, CO., July 1999.