

## 橡膠墊剛性和阻尼係數的實驗研究

王栢村<sup>1</sup>、王文志<sup>2</sup>、陳柏儉<sup>1</sup>、余易璋<sup>1</sup>、林聖傑<sup>1</sup>

<sup>1</sup>屏東科技大學機械工程系

<sup>2</sup>瑞智精密股份有限公司

### 摘要

在迴轉式壓縮機匹配的空調系統中，不能避免需使用隔振手段來減少壓縮機振動向空調系統傳遞，因此橡膠腳墊之隔振設計就顯相當重要。本文建立求得橡膠墊剛度和阻尼係數之實驗方式，以 0.5、1.0、1.5 公斤等不同重量之質量塊，安裝於橡膠腳墊之頂面，施加質量負荷形成振動系統，由實體結構建立有限元素分析之立體元素模型，進行模擬分析。首先，由實驗模態分析(EMA)建立實驗量測程序，獲得質量塊與橡膠腳墊系統之模態參數，再結合有限元素分析(FEA)進行理論模態分析(TMA)，透過模型驗證程序，進行模態參數比對驗證，以確認等效分析模型。接著以簡化的單自由度系統模型為基礎，經由實驗所得的模態振型確認對應模態，並擷取對應的自然頻率，以求得橡膠腳墊動態剛性與阻尼係數。另外，利用質量塊與橡膠腳墊之實際結構分析模型，進行靜力分析，獲得橡膠腳墊之靜態剛性。橡膠腳墊之動態與靜態剛性，符合不同質量負荷下之合理趨勢，其間差異可能來自於材料模型之線性假設。本文發展了實驗方法，以求得橡膠腳墊在不同的質量負荷之機械性質，包括剛性與阻尼係數。未來此質量塊與橡膠腳墊之分析模型，可改採非線性材料模型，進一步應用於橡膠腳墊之設計分析。

**關鍵字：**橡膠墊、動態剛性、靜態剛性、阻尼係數

### 1. 前言

台灣地區為密集型住宅型態，而冷氣機幾乎是每戶人家夏天生活必需品，一般家庭式冷氣機為吊掛式大半機台露在室外，其振動噪音往往透過底盤、樑架、水管、牆面傳遞到室內，影響到自己或鄰居引起身心的不舒適，而噪音源主要來自冷氣機心臟壓縮機，因此迴轉式壓縮機所匹配的空調系統，不能避免的就需要使用各種隔振方式來減少壓縮機振動向空調系統傳遞，然而其中橡膠腳墊之隔振設計為主要之一，在 Thompson *et al.*[1]指出彈性元件之剛性為隔振設計重要參數，並發展出以間接激振方式，量測彈性元件之動態剛性，標準化軸向、橫向及旋轉動態剛性之量測方式，被國際標準所使用，已知剛性、阻尼係數為隔振墊設計主要指標，當橡膠墊阻尼係數越接近臨界阻尼代表振動越容易被抑制，當橡膠墊剛性越大代表自然頻率越高其結構越不容易變形位移，故容易

傳遞振動，反之過度的變形位移，容易造成管路振動破壞，如連接壓縮機的吸氣與排氣口管路，振動過大可能導致管路斷裂破壞，因此隔振橡膠墊應依據需求與可接受的振動範圍進行設計，在壓縮機隔振橡膠墊設計前提下，如何判斷橡膠墊幾何設計是匹配壓縮機理想的隔振效果，首先我們可以從橡膠墊剛性與阻尼係數獲取方式開始，在 Jie *et al.* [2]文中嘗試以單自由度與多自由度系統建構隔振用橡膠元件之分析模型，並以撓度實驗獲得靜態剛性，以激振實驗方式獲得之動態剛性、頻率響應函數、自然頻率與阻尼比，再將實驗與分析結果比對驗證，成功地獲得了分析模型之等效性，另外其他橡膠墊剛性相關研究，在 Lapcik *et al.* [3]文中利用 DB-TL 918.071 標準探討橡膠墊受不同預應力與激振振幅影響時，橡膠墊之動態剛性變異，進一步指出預應力越大橡膠墊之動態剛性相對越大，然而激振振幅變化對於其橡膠墊之動態剛性較不影響。

在 Lin *et al.* [4]文中透過衝擊錘進行衝擊實驗，量測橡膠隔振器之剛性與阻尼係數，並建立快速評估橡膠隔振器剛性與阻尼特性之方式，指出低頻範圍內量測之剛性對於非線性橡膠材料之可信度高，而本文中同樣採以衝擊錘激振方式量測質量塊與橡膠墊系統之動態剛性與阻尼係數，在 CAE 有限元素分析模型中，為方便執行，考慮低變形範圍時，橡膠墊材料趨近於等向性質，因此本文中橡膠墊將假設為等向性材料來進行分析。另外也可用激振器激振方式來獲得結構材料參數，如在 Soula *et al.* [5]文中利用激振器激振複合材料，量測頻率響應函數，進一步評估樣品之楊氏係數與剪力模數，成功獲得高頻率下之材料參數。

本文透過橡膠墊之剛性與阻尼係數實驗測定，探討不同質量塊負荷下橡膠墊之剛性與阻尼係數研究，並利用實驗模態分析與有限元素分析進行模型驗證，建立質量塊與橡膠墊系統之等效有限元素模型，進一步探討系統實驗動態剛性與分析靜態剛性差異，再次確認實驗剛性之可信度，未來可提供橡膠墊隔振設計變更與指標測定之參考依據。

### 2. 橡膠墊簡介與研究方法

橡膠墊最常被用於減少外力與結構間振動傳遞的媒介，又稱隔振墊，其材料優點為易加工、成本低、三軸剛性可調式，以迴轉式壓縮機來說，圖 1 為迴轉

式壓縮機應用橡膠墊於腳架位置進行隔振示意圖，目的為安裝於冷氣機內底板用的隔振器，其功能為阻隔垂直與側向方向之振動傳遞，一般在設計隔振橡膠墊的過程常以經驗或試誤法方式，缺點是相對耗費大量人力與物力，然而改善的方式，可運用有限元素法分析方式進行設計，透過虛擬測試的設計變更，不僅減少資源消耗，也能有效縮短開發的時程。

本文研究方法，以圖 2 研究策略系統方塊圖說明，圖 2 中歸納出一套通用的目標評估思考流程，確認研究目標後，通常會執行實驗量測或模擬分析，在實驗過程中需搭配量測設備與量測方式，來獲得有效的判斷指標，當然指標需依據目標而定義，接著是標準的定義，其用來衡量指標是否達到研究目標。

了解通則流程後，以本研究目標為例，說明橡膠墊剛性與阻尼係數的實驗研究方法，本研究以單自由度系統假設，透過質量塊與橡膠墊系統模型來求得橡膠墊設計指標，剛性與阻尼係數，在研究中分為三個目標層次，分別為(1)模型驗證、(2) 求解剛性、(3) 剛性確認，共三大目標，套用通則流程，如以下說明：

1. 模型驗證：預期以分析模型進行設計變更，因此目標為獲得等效於實際結構之質量塊與橡膠墊系統之有限元素模型，利用實驗模態分析與有限元素分析來比對進行模型驗證，以指標為模態參數，包含自然頻率( $f_n$ )、模態振型( $\phi_n$ )、頻率響應函數進行比較，重複進行模型修正，直達到驗證之標準。
2. 求解剛性：為了解隔振墊設計之特性，並建立橡膠墊剛性與阻尼係數量測程序，故目標為求解橡膠墊之動態剛性與阻尼係數，首先以實驗模態分析獲得質量塊與橡膠墊系統之頻率響應函數，透過曲線嵌合擷取模態參數，獲得  $f_x$ 、 $f_y$ 、 $f_z$  與  $\zeta_x$ 、 $\zeta_y$ 、 $\zeta_z$ ，再以單自由度系統假設，求解橡膠墊之動態剛性( $k_d$ )與阻尼係數( $c$ )。
3. 剛性確認：由於系統有無限多組模態參數，為確認求解剛性時所使用的自然頻率( $f_n$ )與阻尼比( $\zeta_n$ )參數，即是對應實際三軸向之剛性( $k_x$ 、 $k_y$ 、 $k_z$ )與阻尼係數( $c_x$ 、 $c_y$ 、 $c_z$ )，故目標為比較實驗動態剛性與分析靜態剛性之差異，利用等效模型進行靜力分析，以外力與變形量比值關係，求解分析的靜態剛性，再與實驗的動態剛性比對確認。

### 3. 質量塊與橡膠墊系統之模型驗證

以單自由度系統假設之質量塊與橡膠墊系統模型，其中質量塊有 0.5 kg、1.0 kg、1.5 kg 三種，圖 3 為實際與分析模型是意圖，其中圖 3(a)以橡膠墊搭配三種不同重量質量塊，進行實驗模態分析，擷取不同質量塊下與橡膠墊之模態參數，於第 4 小節中探討不同質量塊下之動態剛性與阻尼係數，圖 3(b)為質量塊與橡膠墊系統之有限元素模型圖，在系統模型中，可控制參數為幾何尺寸、材料參數與邊界限制，僅變更質量塊幾何尺寸來建立不同質量塊與橡膠墊之有限元素模型，圖 3(c)為實驗量測點示意圖，為獲得三軸向模態參數，規劃垂直與側向方向進行量測。

圖 4 為模型驗證流程圖，在有限元素分析時，首先建立有限元素模型，模型中包含幾何尺寸、材料參數與邊界條件設定，接著進行模態分析求取理論模態參數，而實驗模態分析時，首先規劃量測方式，包含感測器選用與量測點規劃，透過量測頻率響應函數，進行曲線嵌合擷取實驗模態參數，進一步比對理論與實驗模態參數，經過重複的修正模型，直到相互吻合，獲得等效於實際結構之有限元素模型。



圖 1 迴轉式壓縮機之橡膠墊示意圖

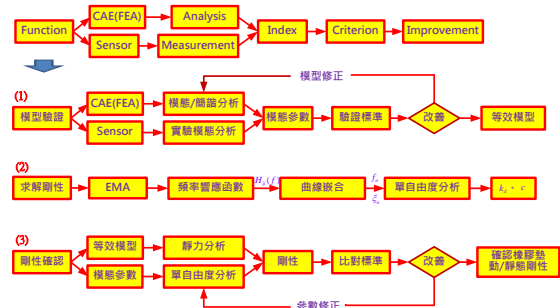
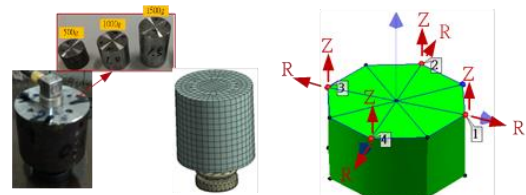


圖 2 研究策略系統方塊圖



(a) 實際結構 (b) 有限元素模型 (c) 實驗量測點

圖 3 實驗與分析模型示意圖

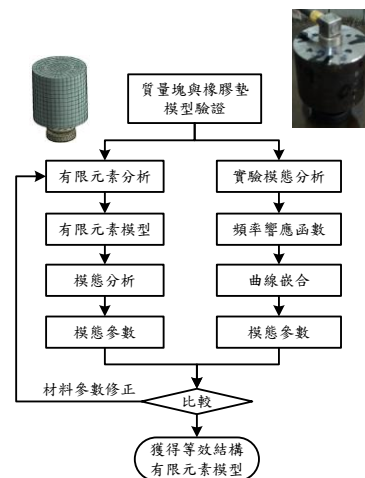
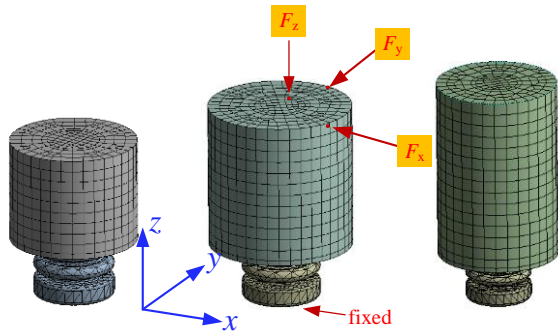


圖 4 模型驗證流程圖



(a)質量塊 0.5kg (b)質量塊 1.0kg (c)質量塊 1.5kg  
圖 5 有限元素模型示意圖

表 1 質量塊與橡膠墊之材料參數表

材料參數	橡膠墊	質量塊
重量(kg)	0.0118	0.5/1.0/1.5
密度(kg/m <sup>3</sup> )	1067.8	7850
楊氏係數(Pa)	2.545 MPa	200 GPa
浦松比	0.49	0.3

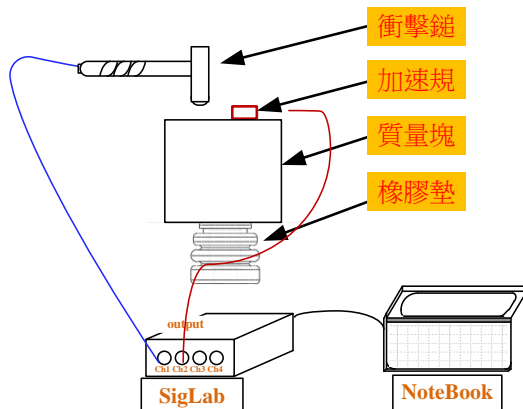


圖 6 實驗量測架設示意圖

### 3.1 有限元素模型

依據實際結構定義幾何尺寸、材料參數與邊界條件，建立有限元素模型，圖 5 為 0.5 kg、1.0 kg、1.5 kg 三種質量塊與橡膠墊系統之有限元素模型圖，元素採用立方體元素，材料參數設定，如表 1 質量塊與橡膠墊之材料參數表，元素分割進行收斂性分析，誤差在 3% 以下，位移限制於橡膠墊底部設定固定邊界，並設定自重，進行模態分析與簡諧響應分析，另外在簡諧響應分析時，設定外力  $F_x$ 、 $F_y$ 、 $F_z$  為 -1 N，分別求解  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向之頻率響應函數。

### 3.2 實驗架設

規劃實驗量測方式，圖 6 為實驗量測架設示意圖，以圖 6 說明實驗量測步驟，首先安裝質量塊於橡膠墊上，感測器選用三軸向加速規(endevco 65-100)，與驅動器衝擊錘(PCB-086C03)，將加速規固定於質量

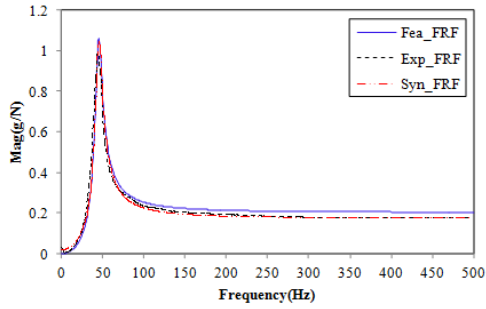
塊頂面中心點處，移動衝擊錘敲擊垂直與側向量測點，如圖 3(c)所示，共計 8 個量測點，最後連接頻譜分析儀進行實驗，量測質量塊與橡膠墊系統之頻率響應函數，後處理以曲線嵌合軟體 ME'scopeVES 擷取模態參數，包含自然頻率、模態振型與阻尼比，依據上述實驗步驟分別進行 0.5 kg、1.0 kg、1.5 kg 三種質量塊與橡膠墊之實驗模態分析。

### 3.3 結果與討論

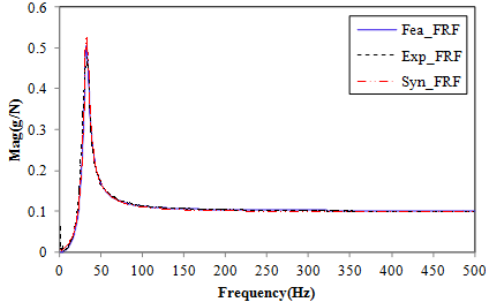
質量塊與橡膠墊系統之模型驗證，為驗證等效於實際結構之有限元素模型，透過有限元素分析與實驗模態分析，來比較頻率響應函數、自然頻率與模態振型進行驗證，以下幾點討論：

1. 實驗與分析分別獲得  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向之頻率響應函數，以  $Z$  方向為例，圖 7 為垂直方向頻率響應函數圖，將實驗、合成、分析之頻率響應函數重疊比較，確認實驗與分析結果之等效性，圖 7 中(a)、(b)、(c)分別為 0.5 kg、1.0 kg、1.5 kg 三種質量塊與橡膠墊系統，從比較結果顯示垂直方向有單一峰值  $f_z$ ，且實驗、合成與分析之頻率響應函數皆相當吻合，側向取  $x$  方向為例，圖 8 側向方向頻率響應函數圖，峰值頻率對應相對吻合，但在振幅對應上有稍微落差。
2. 在實驗與分析之自然頻率比較，表 4 為自然頻率總表，表 2(a)顯示質量塊(500g)與橡膠墊系統，在實驗自然頻率 E01、E02、E03 對應分析自然頻率分別為 F01、F02、F06，其依模態物理意義為  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向之剛體模態，其中  $x$  與  $y$  方向之自然頻率比較上誤差超過 5%，原因為此有限元素模型假設為等向性材料，而橡膠墊為非線性材料之差異，但由於質量塊與橡膠墊結構為對稱幾何，因此  $x$ 、 $y$  方向之剛體模態自然頻率理論上應為相同，可從實驗與分析第 1、2 模態顯示與預期相當吻合，而  $z$  方向在不同質量塊上之實驗與分析自然頻率誤差皆在 1% 以下相當吻合。
3. 在實驗與分析模態振型比較，表 3 為模態振型總表，從分析模態振型顯示，第 F01、F02、F06 模態振型之物理意義分別為  $x$  與  $y$  方向之擺動剛體模態與  $z$  方向之往復剛體模態，與實驗第 E01、E02、E03 模態振型相當吻合，另外分析的 F03、F04 對應的實驗模態參數，其原因為實驗之感測器固定於節點關係，其不影響本研究之目的。

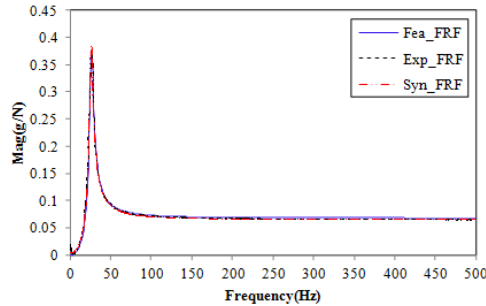
整體而言，在 0.5 kg、1.0 kg、1.5 kg 三種質量塊與橡膠墊系統之模型驗證結果，頻率響應函數與模態振型比對相當吻合，而自然頻率  $f_x$  與  $f_y$  頻率相同的特性一致， $f_z$  頻率誤差 1% 以下，在未來有限元素模型進行設計變更時，建議橡膠墊改採以非線性材料設定以符合實際需求，另外本節也從實驗中獲得求解動態剛性與阻尼係數之自然頻率( $f_n$ )與阻尼比( $\zeta_n$ )。



(a) 質量塊 500g

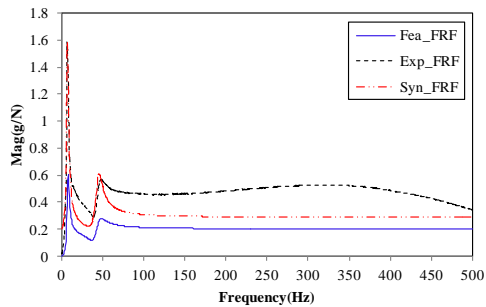


(b) 質量塊 1000g

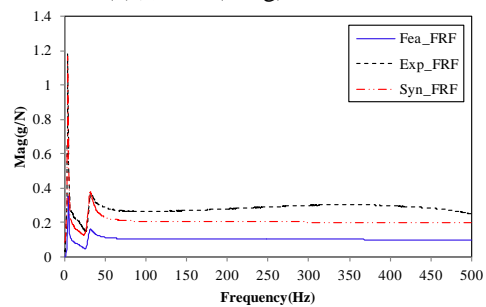


(c) 質量塊 1500g

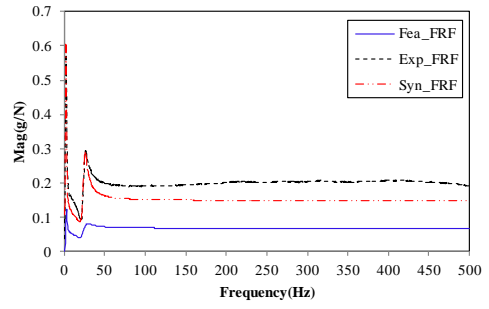
圖 7 不同質塊與橡膠墊之( $H_{Fz,az}$ )頻率響應函數圖



(a) 質量塊(500g)與橡膠墊



(b) 質量塊(1000g) 與橡膠墊



(c) 質量塊(1500g) 與橡膠墊

圖 8 側向方向頻率響應函數圖

表 2 自然頻率總表

(a) 質量塊(500g)與橡膠墊系統

模態數	EMA (Hz)	模態數	FEA (Hz)	誤差 (%)	阻尼比 (%)	物理意義
E01	7.121	F01	7.819	-9.81	13.137	X 方向擺動剛體模態
E02	7.319	F02	7.834	-7.04	7.814	Y 方向擺動剛體模態
-	-	F03	14.02	-	-	整體膨脹模態
-	-	F04	44.00	-	-	X 方向第 2 擺動模態
-	-	F05	44.05	-	-	Y 方向第 2 擺動模態
E03	45.60	F06	45.22	0.84	9.583	Z 方向往復剛體模態

(b) 質量塊(1000g)與橡膠墊系統

模態數	EMA (Hz)	模態數	FEA (Hz)	誤差 (%)	阻尼比 (%)	物理意義
E01	3.600	F01	4.131	-14.76	10.208	X 方向擺動剛體模態
E02	3.620	F02	4.142	-14.41	9.928	Y 方向擺動剛體模態
-	-	F03	8.530	-	-	整體膨脹模態
-	-	F04	29.76	-	-	X 方向第 2 擺動模態
-	-	F05	29.80	-	-	Y 方向第 2 擺動模態
E03	32.21	F06	32.20	0.04	10.053	Z 方向往復剛體模態

(c) 質量塊(1500g)與橡膠墊系統

模態數	EMA (Hz)	模態數	FEA (Hz)	誤差 (%)	阻尼比 (%)	物理意義
E01	1.808	F01	2.218	-22.68	20.452	X 方向擺動剛體模態
E02	1.891	F02	2.227	-17.77	18.464	Y 方向擺動剛體模態
-	-	F03	6.97	-	-	整體膨脹模態
-	-	F04	24.34	-	-	X 方向第 2 擺動模態
-	-	F05	24.35	-	-	Y 方向第 2 擺動模態
E03	26.20	F06	26.41	-0.81	9.047	Z 方向往復剛體模態

表 3 實驗與分析之模態振型比較表

物理意義		質量塊：500g	質量塊：1000g	質量塊：1500g
X 方向擺動剛體模態	實驗振型	<p>7.12Hz</p>	<p>3.60 Hz</p>	<p>1.81 Hz</p>
	分析振型	<p>7.82 Hz</p>	<p>4.13 Hz</p>	<p>2.22 Hz</p>
Y 方向擺動剛體模態	實驗振型	<p>7.32 Hz</p>	<p>3.62 Hz</p>	<p>1.89 Hz</p>
	分析振型	<p>7.83 Hz</p>	<p>4.14 Hz</p>	<p>2.23 Hz</p>
Z 方向往復剛體模態	實驗振型	<p>45.60 Hz</p>	<p>32.21 Hz</p>	<p>26.20 Hz</p>
	分析振型	<p>45.22 Hz</p>	<p>32.20 Hz</p>	<p>26.41 Hz</p>

#### 4. 橡膠墊剛性與阻尼係數

本節以第 3 節實驗模態分析，獲得的不同質量塊與橡膠墊之自然頻率  $f_x$ 、 $f_y$ 、 $f_z$  與阻尼比  $\zeta_x$ 、 $\zeta_y$ 、 $\zeta_z$ ，提供單自由度系統假設參數，求解橡膠墊之動態剛性 ( $k_d$ ) 與阻尼係數 ( $c$ )，並利用第 3 節建立的有限元素模型，進行靜力分析求取橡膠墊之靜態剛性，進一步比較確認靜態與動態剛性是否吻合。

##### 4.1 動態剛性與阻尼係數

圖 9 為單自由度系統示意圖，圖 9(a) 為  $z$  方向單自由度系統之數學模型，其運動方程式如下：

$$m\ddot{z} + c_z\dot{z} + k_z z = f_z(t) \quad (1)$$

其中  $m$  為質量， $c_z$  為阻尼係數， $k_z$  為彈簧常數，即動態剛性，如圖 9(a) 輸入激振力  $f_z(t)$  於質量塊，輸出質量塊之  $z(t)$  位移量，以理論模態域分析，則可得下式，其中  $f_z$  為自然頻率， $\zeta_n$  為阻尼比：

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_z}{m}} \quad (2)$$

$$\zeta_z = \frac{c_z}{c_{c,z}} \quad (3)$$

其中， $c_{c,z}$  為臨界阻尼係數

$$c_{c,z} = 2\sqrt{mk_z} = 4\pi m f_z \quad (4)$$

為求解橡膠墊之動態剛性  $k_z$  與阻尼係數  $\zeta_z$ ，利用實驗模態分析，量取輸入與輸出之比值，即質量塊與橡膠墊系統之頻率響應函數，圖 10 所示為頻率響應函數示意圖，可獲得峰值處之自然頻率  $f_z$ ，並利用半能量點法獲得阻尼比  $\zeta_z$ ，而  $x$ 、 $y$  方向動態剛性與阻尼係數，以圖 9(b)  $x$ 、 $y$  方向單自由度系統之數學模型假設，相同於  $z$  方向之求解。

本文已於第 3 節完成實驗模態分析，取得 0.5 kg、1.0 kg、1.5 kg 三種質量塊與橡膠墊系統之自然頻率  $f_x$ 、 $f_y$ 、 $f_z$  與阻尼比  $\zeta_x$ 、 $\zeta_y$ 、 $\zeta_z$ ，經動態剛性與阻尼係數求解，整理如表 4 不同質量塊下之動態剛性與阻尼係數總表。

圖 11 不同質量塊下之  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向動態剛性與阻尼係數比較圖，圖 11(a) 中顯示動態剛性  $k_x$ 、 $k_y$  值相當一致，且隨質量塊重量越大， $k_d$  值越小，然而  $k_z$  在不同質量塊下值皆相當一致，代表實驗重複性良好，圖 11(b) 中顯示阻尼係數  $c_x$ 、 $c_y$ 、 $c_z$  值，趨勢上隨質量塊重量越大  $c$  值越大。

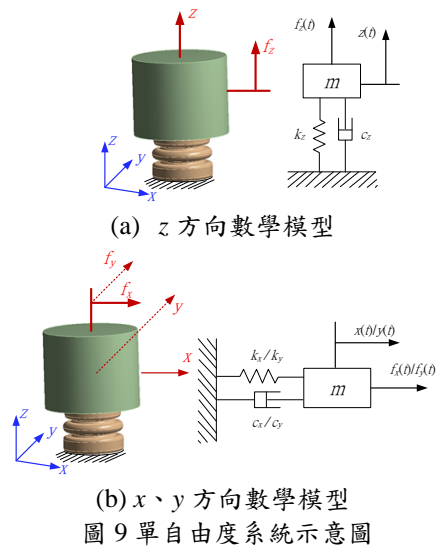


圖 9 單自由度系統示意圖

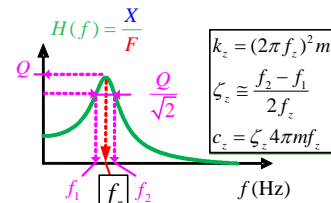


圖 10 動態剛性與阻尼係數求解示意圖

表 4 不同質量塊下之動態剛性與阻尼係數總表

質量塊 (kg)	三軸方向	自然頻率 (Hz)	阻尼比 $\zeta$ (%)	動態剛性 $k_d$ (N/m)	阻尼係數 $c$ (N*s/m)
0.5	x	7.121	13.137	1032.9	6.066
	y	7.319	7.814	1091.2	3.708
	z	45.60	9.583	42364.1	28.34
1.0	x	3.600	10.208	519.8	4.692
	y	3.620	9.928	525.7	4.589
	z	32.21	10.053	41621.5	41.35
1.5	x	1.808	20.452	195.6	7.043
	y	1.891	18.464	214.0	6.652
	z	26.20	9.047	41073.7	45.15

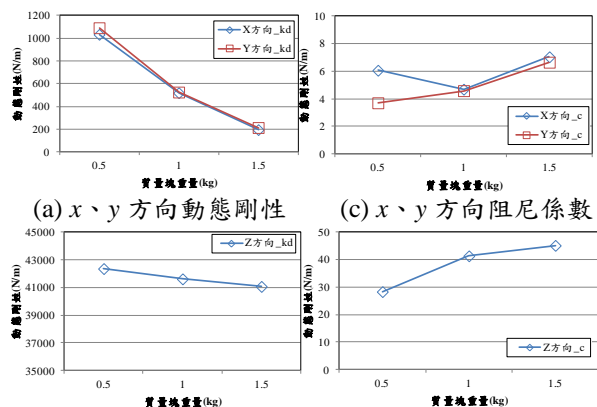


圖 11 不同質量塊下之  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向剛性與阻尼係數

### 4.2 靜態剛性

本文利用外力與變形量之關係，求解橡膠墊之靜態剛性，令  $k_s$  為靜態剛性， $F$  為外力、 $x$  為變形量，則可得  $k_s$  靜態剛度如下：

$$k_s = \frac{F}{x} \quad (4)$$

透過第 3 節所建立三種質量塊與橡膠墊之有限元素模型，進行靜力分析，圖 12 為靜力分析之有限元素模型示意圖，分別設定垂直與側向方向外力，分析其外力與變形量關係曲線圖。

圖 13 為垂直位移與  $f_z$  關係曲線圖，圖 13 中斜率即為靜態剛性，而不同質量塊在外力與變形量曲線皆呈平行，代表斜率一致，即靜態剛性一致，原因為垂直方向具有初始位移關係，如在無自重時初始變形量為 0，當有自重 0.5、1.0、1.5 kg 時，越重其初始位移量就越大，使外力與變形量之比值會相同。

圖 14 為側向位移與  $f_x$  關係曲線圖，圖 14 中顯示當值量越重時斜率越小，表示靜態剛性越小，其原因從初始位移可發現，側向位移在不同質量塊時其值皆為 0，影響橡膠墊之側向靜態剛性，會隨載重負荷不同而改變。

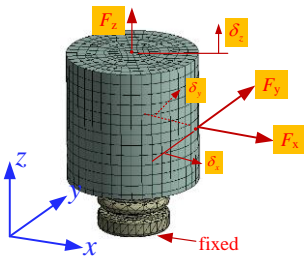


圖 12 靜力分析之有限元素模型示意圖

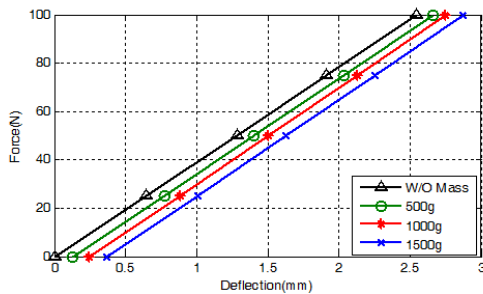


圖 13 垂直位移與  $f_z$  關係圖

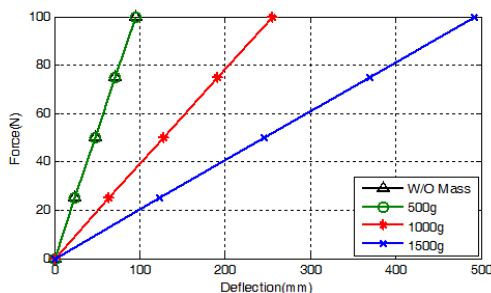


圖 14 側向位移與  $f_x$  關係圖

表 5 動態剛性與靜態剛性比較表

量測方向	質量塊 (g)	(A)實驗 動態剛性 ( $k_d$ (N/m))	(B)分析 動態剛性 ( $\bar{k}_d$ (N/m))	(C)分析 靜態剛性 ( $\bar{k}_s$ (N/m))	A、B 誤差 (%)	A、C 誤差 (%)
x	500	1032.9	1245.5	1059.8	-20.59	-2.61
	1000	519.8	684.6	656.9	-31.70	-26.37
	1500	195.6	294.4	360.3	-50.49	-84.19
y	500	1091.2	1250.3	1061.7	-14.58	2.70
	1000	525.7	688.2	659.1	-30.91	-25.38
	1500	214.0	296.8	359.5	-38.70	-68.01
z	500	42364.1	41651.8	39318.8	1.68	7.19
	1000	41621.5	41585.3	40072.1	0.09	3.72
	1500	41073.7	41744.4	39972.1	-1.63	2.68

### 4.3 動態與靜態剛性比較探討

表 5 為動態剛性與靜態剛性比較表，表 5 中為確認實驗動態剛性求解時，選用的模態參數 E01、E02、E03 之自然頻率與阻尼比無誤，預期分析靜態剛性會與實驗動態剛性吻合，以分析動態剛性與靜態剛性，與實驗動態剛性比較，如以下結果討論：

1. 在(A)實驗與(B)分析動態剛性比較， $x$  與  $y$  方向動態剛性誤差較大，主要因動態剛性與自然頻率平方成正比，故誤差相對被放大，但在隨質量塊重量越重時，動態剛性越小，以及  $x$ 、 $y$  方向動態剛性趨近相同之特性一致，並且  $z$  方向則相當吻合，誤差 2% 以下。
2. 在(A)實驗動態剛性與(C)分析靜態剛性比較，1.0 與 1.5kg 質量塊在  $x$ 、 $y$  方向上對應誤差較大，但與(A)(B)比較時之結果相同，其特性一致，且  $z$  方向則對應相當良好，在 0.5kg 質量塊  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向剛性比較， $x$ 、 $y$  誤差在 2.7% 以下，最大誤差為  $z$  方向 7.19%。
3. 整體而言，實驗與分析剛性對應上， $x$ 、 $y$  方向誤差較大，但特性一致，其主要原因為可能為分析模型材料假設等向性，而實際橡膠墊則是非線性材料導致，然而在剛性確認上，由 0.5kg 質量塊與橡膠墊系統結果顯示，求解實驗動態剛性時，所使用的模態參數 E01、E02、E03，即是對應分析 F01、F02、F06，完成橡膠墊之動態剛性( $k_x$ 、 $k_y$ 、 $k_z$ )與阻尼係數( $c_x$ 、 $c_y$ 、 $c_z$ )求解與確認。

### 5. 結論

本文對橡膠墊進行剛性與阻尼係數之實驗研究，透過建立的目標評估思考流程，以單字自由度系

統假設，定義目標為模型驗證、求解剛性、剛性確認，在不同質量塊與橡膠墊系統模型驗證，建立出分析之有限元素模型，並利用 0.5、1.0、1.5kg 質量塊求解出橡膠墊之動態剛性與阻尼係數，經結果顯示，顯示動態剛性  $k_x$ 、 $k_y$  值相當一致，且隨質量塊重量越大， $k_d$  值越小，然而  $k_z$  在不同質量塊下值皆相當一致，代表實驗重複性良好，而阻尼係數  $c_x$ 、 $c_y$ 、 $c_z$  值，趨勢上隨質量塊重量越大  $c$  值越大，最後再透過有限元素模型獲得橡膠墊分析動態與靜態剛性，比對確認實驗所量測  $f_x$ 、 $f_y$ 、 $f_z$  與  $\zeta_x$ 、 $\zeta_y$ 、 $\zeta_z$  之模態參數，即是對應橡膠墊之動態剛性 ( $k_x$ 、 $k_y$ 、 $k_z$ ) 與阻尼係數 ( $c_x$ 、 $c_y$ 、 $c_z$ )。未來在分析模型部分，建議改採非線性材料，以符合實際需求，並且透過文中所建立量測程序與分析模型，可提供下一階段橡膠墊設計之參考依據。

## 6. 誌謝

本文承蒙瑞智精密股份有限公司 103 年度產學合作計畫「壓縮機與空調機系統組裝匹配對振動噪音之影響評估」經費補助，特此致謝。

## 7. 參考文獻

1. D. J. Thompson, W. J. Van Vliet, J. W. Verheij, Developments of the Indirect Method for Measuring the High Frequency Dynamic Stiffness of Resilient Elements, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 213, No. 1, pp. 169-188, 1998
2. Z. Jie, M. R. Christopher, Parameter identification of analytical and experimental rubber isolators represented by Maxwell models, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 21, pp. 2814-2832, 2007
3. L. Lapcik, P. Augustin, A. Pistek, L. Bujnoch, Measurement of the dynamic stiffness of recycled based railway track mats according to the DB-TL 918.071 standard, *Applied Acoustics*, Vol. 62, pp. 1123-1128, 2001
4. T. R. Lin, N. H. Farag, J. Pan, Evaluation of frequency dependent rubber mount stiffness and damping by impact test, *Applied Acoustics*, Vol. 66, pp. 829-844, 2005
5. M. Soula, T. Vinh, Y. Chevalier, T. Beda, C. Esteoule, Measurements of Isothermal Complex Moduli of Viscoelastic Materials over a Large Range of Frequencies, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 205, No. 2, pp. 167-184, 1997

## Experimental Investigation on Rubber Pad's Stiffness and Damping Coefficients

Bor-Tsuen Wang<sup>1</sup>, Wen-Chih Wang<sup>2</sup>, Po-Hao

Chen<sup>1</sup>, Yi-Zhang Yu<sup>1</sup>, Sheng-Jie Lin<sup>1</sup>

<sup>1</sup>National Pingtung University of Science and Technology Department of Mechanical

<sup>2</sup>Rechi Precision Co., LTD

## Abstract

The rubber pad is frequently used to install the rotary compressor in the air conditioner for vibration isolation. The isolation design of the rubber pad is important. This work develops experimental approach to determine the stiffness and damping coefficients for the rubber pad. Different cylinder blocks with mass 0.5kg, 1kg and 1.5kg are designed as the mass loadings applied on the top of the rubber pad. The cylinder block and the rubber pad become the vibration system that can be simulated by the solid structure system in finite element analysis (FEA) or considered as the single degree-of-freedom (SDOF) system. First, the cylinder block and rubber pad system is performed by experimental modal analysis (EMA) and theoretical modal analysis (TMA) via FEA, respectively. Through model verification procedure by the comparison of modal parameters obtained from EMA and TMA, respectively, the FE model for the block and rubber pad system can be validated. The pad's dynamic stiffness and damping coefficients can then be determined from the experimentally extracted natural frequencies and modal damping ratios base on the simplified SDOF model. Also, the validated solid structure model of the cylinder block and rubber pad can be adopted to perform static analysis and obtain the static stiffness of the rubber pad. Both the rubber pad's dynamic and static stiffness are shown comparable with reasonable trend for different mass loadings. The discrepancy of the dynamic and static stiffness values may come from the linear assumption of material model. This work presents the experimental procedures to determine the mechanical properties of rubber pads, including stiffness and damping coefficients, for different mass loadings. The formulated cylinder block and rubber pad model can be further revised to adopt the nonlinear material model and used to do design analysis for the rubber pad.

**Keywords** : rubber pad, dynamic stiffness, static stiffness, damping coefficients