

不同橡膠墊之剛性與阻尼係數測定及變更設計分析

王栢村¹楊佩宜¹李澤宜¹張博鈞¹李晉瑜¹王文志²

¹ 國立屏東科技大學 機械工程系

² 瑞智精密股份有限公司

wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

橡膠墊應用於迴轉式壓縮機的隔振，本文針對五種不同幾何設計橡膠墊，進行橡膠墊剛性與阻尼係數的實驗測定與幾何關聯性探討。透過簡化單自由度系統模型之假設，以質量塊施加負荷在橡膠墊形成振動系統，分別對測試的結構系統，進行實驗模態分析(EMA)與理論模態分析(TMA)，以求取橡膠墊的動態剛性與阻尼係數。接著透過模型驗證程序，建立等效於實際測試結構之分析模型，進行靜力分析，藉以預測橡膠腳墊靜態剛性，結果顯示與動態剛性相近，所以進一步以橡膠腳墊內徑尺寸為設計變數，進行幾何設計變更，預測橡膠腳墊剛性，並探討不同橡膠腳墊幾何設計與剛性之關聯性。本文證明以理論分析模型可預測橡膠腳墊剛性，未來可作為隔振橡膠腳墊優化設計之參考。

關鍵字：橡膠墊、動態剛性、靜態剛性、設計變更、響應預測

1. 前言

隨著地球溫室效應的惡化(近年來，地球受溫室效應惡化的影響)，天氣比起早期更為炎熱，冷氣機則成為了人類不可取代的生活必需品，現今冷氣機不僅在自家使用，在百貨商場也越來越常見，而冷氣機卻會產生出使人身心不舒適的噪音，這個噪音的核心就是壓縮機，為了防止這種惱人的噪音，必須利用隔振效果來減少壓縮機對空氣壓力進行振動而發出噪音，而橡膠墊的設計就是隔振的方法之一，然而橡膠墊設計上常以試誤法，將橡膠墊安裝於壓縮機腳架進行振動量的主觀與客觀判斷，經不斷重複設計，來達到理想的隔振效果，其時間、人力以及費用花費皆相當可觀，因此近年來有限元素分析的導入，透過等效於結構之有限元素模型，進行虛擬測試，以分析模型進行設計變更與響應預測，來達到理想的設計目標，不僅可有效的縮短研發時程，也減少不必要的實作花費。

橡膠墊剛性與阻尼係數量測相關文獻，如王等人[1]透過橡膠墊之剛性與阻尼係數實驗測定，透過不同質量塊負荷下橡膠墊之剛性與阻尼係數研究，研究過程中利用實驗模態分析與有限元素分析，進行模型驗證，建立質量塊橡膠墊系統之等效有限元素模型，進一步探討實驗動態剛性與分析靜態剛性之差異，再次確認實驗剛性的可信度，未來可提供橡膠墊隔振設計之變更與指標測定的參考依據。

透過模型驗證，獲得等效實際結構之有限元素模型相關文獻，如王等人[2]運用泵零件校正得到之材料參

數與有限元素模型，進行泵組零件之模型驗證，泵組零件也分別進行有限元素分析(FEA)以及實驗模態分析(EMA)，分析探討不同接觸模擬手法與實驗進行比對修正得到等效於實際結構之有限元素模型，並建立起一體成型(Bonded)搭配標準(Standard)、無分離接觸(No separation)之模擬分析技術，同時規劃出實驗流程及方法，藉由分析模擬技術之建立，掌握泵零件與泵組零件之模態特性，與實驗進行比對驗證，對振動與噪音達到輔助診斷之功用。

王等人[3]針對儲液瓶各單一零組件結構進行理論有限元素分析及實驗模態分析，並分別獲得理論及實驗之模態參數，並將兩者之模態參數進行模型驗證的程序，經由模型驗證的程序後可知，各單一零組件之模態參數對應良好，其理論有限元素分析與實驗模態分析所得之模態振型皆有互相對應，且最終獲得等效於實際結構之理論有限元素模型，及正確之材料參數，包含楊氏係數與密度，再分別探討不同幾何及不同加工方式對楊氏係數與密度之影響，對於後續在結構強度方面可作為設計評估之參考，有助於壓縮機之振動噪音輔助診斷分析。

王等人[4]運用有限元素分析以及實驗模態分析進行儲液瓶次組零件堆疊之模型驗證，由分析結果可得知各層次模態參數，針對各層次模態特性以規劃實驗之量測方式，將理論分析與實驗進行各個模態物理意義之比較探討，並建立有限元素分析輔助診斷機制，並以分析之結果作為整體量測規劃之依據，後續可以將有限元素分析所建立之機制進行響應預測以達模型修整之目的。王等人[5]為確認壓縮機本體結構之理論有限元素模型等效於實際結構，藉由將壓縮機本體結構分層次組合模型驗證，藉由堆疊的概念，一層一層的完成壓縮機本體次組零件之模型驗證流程，並建立起接觸模擬的技術，以利於後續壓縮機噪音診斷及改良結構進行虛擬測試。

本文引用文獻[1]橡膠墊剛性與阻尼係數測定方式，以1 kg 質量塊分別結合四種不同幾何設計之橡膠墊進行剛性與阻尼係數測定與差異比較，再結合實驗模態分析及有限元素模型分析進行模型驗證，建立四種類型橡膠墊與質量塊系統之等效實際結構之有限元素模型，接著以分析模型，進一步探討實驗動態剛性及分析靜態剛性之差異，對實驗量測之四種類型橡膠墊剛性再次確認，最後取一種類型橡膠墊與質量塊系統之等效有限元素模型，進行橡膠墊幾何設計之剛性預測，了解橡膠墊幾何設計與剛性之關聯性，未來作為壓縮機腳墊隔振設計之參考依據。



2. 動態剛性與阻尼係數之測定

空調系統配合的迴轉式壓縮機，最常使用橡膠材質的隔振墊，來減少運轉產生的振動，既加工製造容易且符合經濟成本，本文延續文獻[1]對橡膠墊剛性與阻尼係數之研究方式，分別量測不同橡膠墊之動態剛性與阻尼係數，並加入文獻[1]所研究腳墊結果，一併進行五種橡膠墊之幾何設計與剛性、阻尼係數之關聯性探討，圖1為五種橡膠墊示意圖，幾何參數主要差異為橡膠墊的外徑、內徑和高度，經由不同橡膠墊幾何參數，影響材料之厚薄，採用的五種不同幾何尺寸橡膠墊，其中橡膠墊B與D相似、C與E相似，A的幾何尺寸則相對差異較大，且C類型橡膠墊引用來自文獻[1]。

2.1 實驗方法

圖2和圖3分別為實驗量測示意圖與儀器架構示意圖，安裝上首先組合質量塊與橡膠腳墊，如圖5所示，並選用三軸向加速規(endevco 65-100)作為實驗感測器，安置於質量塊頂面，驅動器則是使用衝擊錘(PCB-086C03)，以頻譜分析儀作為訊號量測儀器，分別連結加速規和衝擊錘於頻譜分析儀來進行實驗。

如圖4所示，實驗方式為移動衝擊錘敲擊質量塊垂直與側邊之量測點，透過頻譜分析儀將量測訊號傳至電腦進行頻率響應函數輸出，再透過後處理方式以ME'scopeVES軟體進行曲線嵌合，擷取模態參數，其中包含自然頻率、模態振型及阻尼比。

2.2 單自由度系統之模態分析

首先說明橡膠墊剛性與阻尼係數測定方式，圖5為單自由度系統示意圖，以垂直方向說明，圖5(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5(a)輸入激振力 $f_z(t)$ 作用於質量塊，輸出為質量塊之位移量 $z(t)$ ，以理論模態域分析，則可系統的自然頻率 f_z 和為阻尼比 ζ_n 。

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

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

其中， $c_{c,z}$ 為臨界阻尼係數，可得如下：

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

為求解橡膠墊之動態剛性 k_z 與阻尼係數 ζ_z ，採用實驗模態分析，得到質量塊與橡膠墊系統之外力輸入與加速度輸出的頻率響應函數，圖7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 ζ_z ，而 x 、 y 方向動態剛性與阻尼係數，如圖5(b) x 、 y 方向單自由度系統之數學模型假設，其自然頻率與阻尼比求解相同於 z 方向。

本研究經由上述方式，以 1.0 kg 質量塊分別組合五種橡膠墊系統進行實驗模態分析，獲取自然頻率 f_x 、 f_y 、 f_z 與阻尼比 ζ_x 、 ζ_y 、 ζ_z 。以 z 方向為例，由式(2)可求得 k_z 如下：

$$k_z = (2\pi f_z)^2 m \quad (5)$$

又由式(3)及式(4)，可推算得 z 方向之阻尼係數如下：

$$c_z = \zeta_z 4\pi m f_z \quad (6)$$

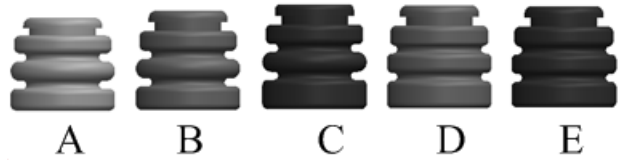


圖1 五種橡膠墊示意圖

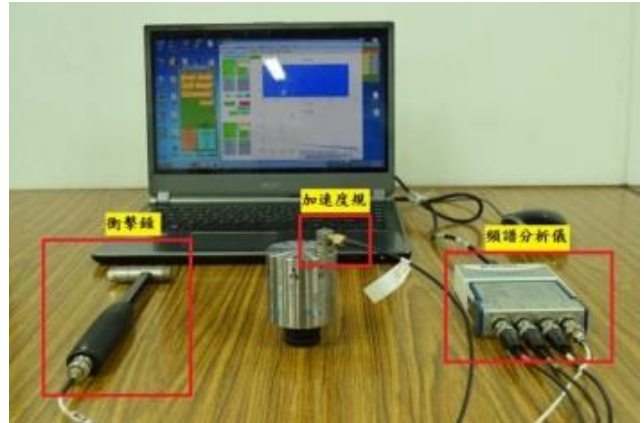


圖2 實驗量測示意圖

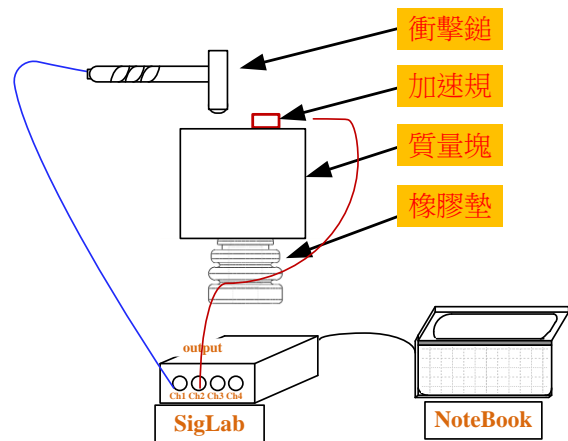


圖3 儀器架構示意圖

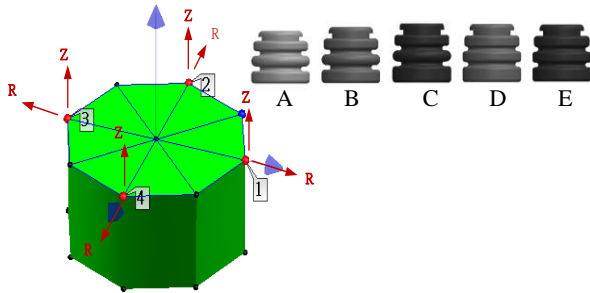
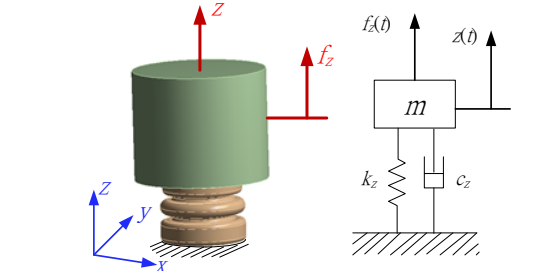
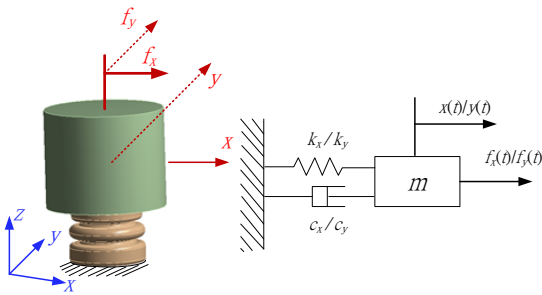


圖 4 橡膠墊 A-E 之實驗量測點規劃示意圖



(a) z 方向數學模型



(b) x、y 方向數學模型

圖 5 單自由度系統示意圖

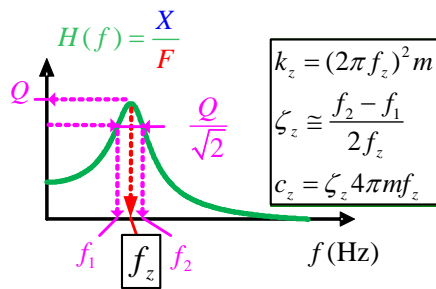
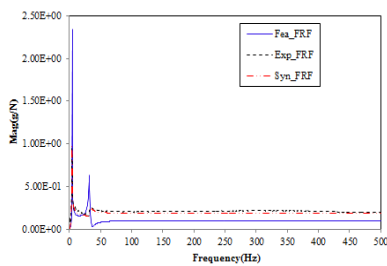
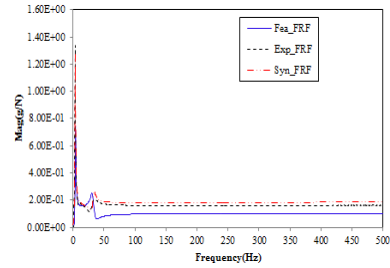


圖 6 動態剛性與阻尼係數求解示意圖[5]

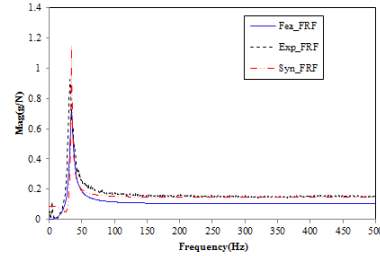


(a) 側向 x 方向

圖 7 橡膠墊 A 與質量塊系統之頻率響應函數圖



(b) 側向 y 方向



(c) 垂直 z 方向

圖 7 橡膠墊 A 與質量塊系統之頻率響應函數圖

2.3 結果與討論

由 2.1 小節對五種不同類型橡膠墊與質量塊系統分別進行實驗模態分析，求取自然頻率、模態振型與阻尼比，接著再透過 2.2 小節，以單自由度系統假設，求解五種橡膠墊之動態剛性與阻尼係數，最後以本小節進行實驗與分析結果討論。

本文以橡膠墊 A 為案例，說明實驗與合成頻率響應函數比對結果，從圖 7 橡膠墊 A 與質量塊系統之頻率響應函數圖，可知橡膠墊 A 實驗與合成的頻率響應函數比較相當吻合，表示曲線嵌合品質良好，將五種橡膠墊與質量塊系統量測結果，透過曲線嵌合擷取之自然頻率與阻尼比，再以單自由度系統假設求解動態剛性與阻尼係數，結果整理如表 1 為不同橡膠腳墊的動態剛性與阻尼係數總表，綜合討論如下：

1. 圖 8 為不同橡膠墊之 x、y 方向動態剛性與阻尼係數，圖 8(a)、(b) 中顯示 x 與 y 方向動態剛性與阻尼係數相當一致，符合對稱結構特性，另外圖 8(a) 中不同橡膠墊之 x、y 方向動態剛性特性，顯示橡膠墊 A、B、C 之動態剛性相近，而橡膠墊 D、E 之動態剛性相近，且橡膠墊 D、E 比 A、B、C 橡膠墊動態剛性來的高。
2. 圖 9 為不同橡膠墊之 z 方向動態剛性與阻尼係數，圖 9 中顯示不同橡膠墊於 z 方向動態剛性與阻尼係數之關係，在動態剛性之特性與 x、y 方向動態剛性特性相同，而阻尼係數之特性，顯示橡膠墊 B、C 阻尼係數相近，橡膠墊 D、E 阻尼係數相近，橡膠墊 A 較為不同。
3. 整體而言，以橡膠墊與質量塊系統進行實驗模態分析，求得五種類型橡膠墊動態剛性與阻尼係數，且得知各橡膠墊的動態剛性比較結果，分別為橡膠墊 A、B、C 於動態剛性與阻尼係數上較相似；橡膠墊 D、E 於動態剛性與阻尼係數上較相似，未來再匹配壓縮機或橡膠墊隔振設計時可做為參考之依據。

表 1 不同橡膠腳墊的動態剛性與阻尼係數總表

腳墊代號	三軸方向	自然頻率 (Hz)	阻尼比 ζ (%)	動態剛性 k_d (N/m)	阻尼係數 c (N·s/m)
A	x	3.9	8.93	588.2	4.33
	y	3.9	6.93	602.2	3.40
	z	34.1	2.74	45873.8	11.74
B	x	3.9	8.00	613.1	3.96
	y	4.2	7.92	688.2	4.16
	z	33.0	9.56	42869.8	39.58
C	x	3.6	10.20	519.8	4.692
	y	3.62	9.93	525.8	4.589
	z	32.21	10.06	41621.5	41.35
D	x	6.1	6.93	1446.3	5.27
	y	6.4	7.42	1617.4	5.97
	z	43.5	4.98	74631.3	27.22
E	x	5.9	5.92	1393.0	4.43
	y	5.8	7.95	1324.4	5.78
	z	43.2	4.29	73765.3	26.21

數相互比較，如有誤差則將材料參數進行修正再一次進行有限元素模型分析之流程，直到獲得等效結構有限元素模型，而實驗模態分析部分，已於第 2 節完成。

圖 11 為設計變更驗證流程示意圖，圖 11 中模型驗證為建構等效於實際結構之分析模型，再經由等效的分析模型進行分析與響應預測，如求解橡膠墊之分析的靜態剛性，並且為了解橡膠墊幾何尺寸與剛性之關係，可再應用等效分析模型進行幾何尺寸之設計變更，預測出橡膠墊幾何尺寸變更後之剛性特性，減少不必要的實作花費，在設計變更與響應預測重複循環下，有效的縮短研發時程，達到理想的設計目標。

3.1 有限元素模型

本節結合有限元素分析與實驗模態分析進行模型驗證，首先以實際結構幾何，建構有限元素模型，如圖 12 有限元素模型示意圖，元素模型採用立方體元素；材料參數設定，參考表 3 質量塊與不同橡膠墊之材料參數表，元素分割後進行收斂性分析，誤差在 3% 以下，使分割網格更精細、更接近理論值，位移限制的設定是以橡膠腳墊之底部為固定邊界，且考慮實際質量塊的重量並設定自重，負荷條件設定三軸向外力為 -1 N，並個別求出 x、y、z 三方向的頻率響應函數。

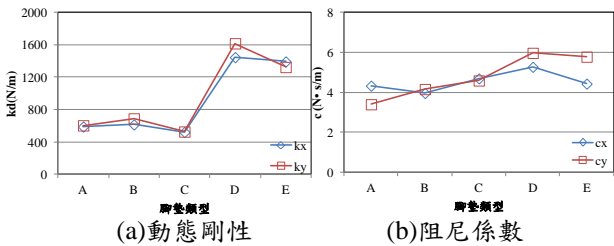


圖 8 不同橡膠墊之 x、y 方向動態剛性與阻尼係數

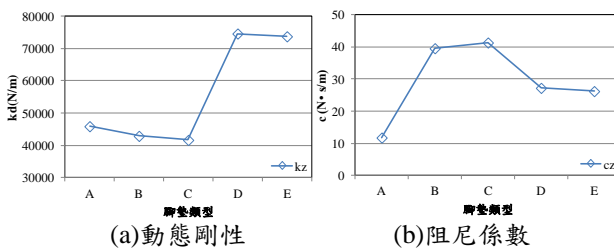


圖 9 不同橡膠墊之 z 方向動態剛性與阻尼係數

3. 等效分析模型修正與靜態剛性分析

本小節將 1.0 kg 質量塊分別與四不同橡膠墊之系統，結合實驗模態分析與有限元素分析，進行模型驗證，來獲得等效結構之有限元素模型，進一步以等效模型進行靜力分析，探討四種橡膠墊與質量塊系統之分析靜態剛性，再與實驗量測之動態剛性進行比較，目標為再次確認實驗量測動態剛性之正確性。

圖 10 為模型驗證流程圖利用有限元素分析流程建構有限元素模型進行模態分析，求得模態參數，其中包含自然頻率及模態振型，同時進行實驗模態分析流程，藉由實驗量測獲得頻率響應函數，匯入曲線嵌合軟體求得模態參數，其中包含自然頻率、模態振型與阻尼比，再將實驗模態分析與有限元素模型分析，得到的模態參

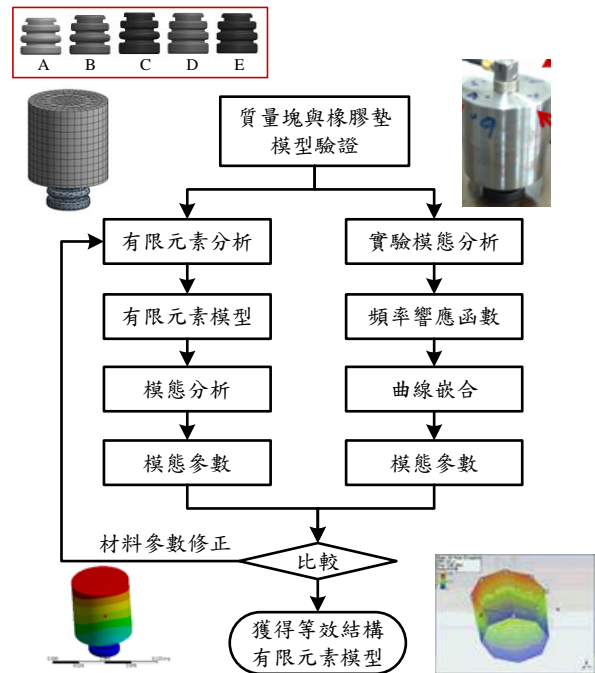


圖 10 模型驗證流程圖



圖 11 設計變更驗證流程示意圖

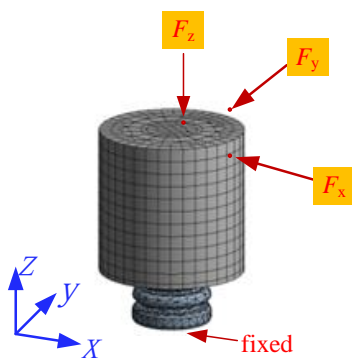


圖 12 有限元素模型示意圖

表 3 質量塊與不同橡膠墊之材料參數值

材料參數	重量 (kg)	密度 (kg/m ³)	楊氏係數 (MPa)	浦松比
質量塊(鋼)	1.0	7850.0	200000	0.3
橡膠墊 A	0.0108	1061.0	2.357	0.49
橡膠墊 B	0.0110	1036.6	2.346	
橡膠墊 C	0.0118	1067.8	2.545	
橡膠墊 D	0.0127	1094.1	3.570	
橡膠墊 E	0.0120	1069.7	3.401	

3.2 模型驗證

橡膠墊與質量塊系統之模型驗證，本節以橡膠墊 A 為例，進行模型驗證之討論結果，如下幾點：

- 圖 7 顯示橡膠墊 A 實驗、合成與分析結果之頻率響應函數，在側向與垂直方向之頻率響應函數皆相當吻合。
- 表 4 為自然頻率總表，由自然頻率總表中可看出，橡膠墊 A 其最小誤差值為-0.1232%，最大誤差值為 12.9359%，橡膠墊 B 其最小誤差值為 0.0476%，最大誤差值為 7.5564%；橡膠墊 D 其最小誤差值為 1.1058%，最大誤差值為 9.1148%；橡膠墊 E 其最小誤差值為-0.2870%，最大誤差值為 13.4776%；橡膠墊 D 與橡膠墊 E 誤差值偏大，但仍在合理範圍內，故以上說明實驗與分析自然頻率相當吻合。
- 表 5 為橡膠墊 A 之模態振型總表，從模態振型總表可以看出三方向受力後質量塊與橡膠墊組合系統的模態，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 模態振型對應良好。
- 在五種類型橡膠墊與質量塊系統中，透過分析與實驗之自然頻率、模態振型相互比對，其結果皆相當吻合，表示模型驗證成功，並獲得等效實際結構之有限元素模型，在下一節將作為求取橡膠墊靜態剛性之分析模型。

表 4 自然頻率總表

腳墊代號	三軸方向	EMA 自然頻率 (Hz)	阻尼比 ζ (%)	FEA 自然頻率 (Hz)	誤差(%)
A	x	3.86	8.93	4.3	12.35
	y	3.91	6.93	4.40	12.94
	z	34.09	2.74	34.06	-0.12
B	x	3.94	8.00	4.19	7.56
	y	4.18	7.92	4.20	0.05
	z	33.95	9.56	32.96	-0.12
C	x	3.60	10.20	4.13	-14.76
	y	3.62	9.93	4.14	-14.41
	z	32.21	10.06	32.20	0.04
D	x	6.05	6.93	6.66	9.11
	y	6.40	7.42	6.66	4.06
	z	43.48	4.98	43.98	1.11
E	x	5.94	5.92	6.58	11.50
	y	5.79	7.95	6.58	13.48
	z	43.23	4.29	43.08	-0.29

表 5 橡膠墊 A 之模態振型總表

Mode	EMA	Mode	FEA	物理意義
E-01	3.9Hz 	F-01	4.38Hz 	x 方向擺動剛性模態
E-02	3.9Hz 	F-02	4.4 Hz 	y 方向擺動剛性模態
E-03	34.1Hz 	F-06	34.05 Hz 	z 方向往復剛性模態

3.3 靜態剛性

透過 3.2 節建立的四種橡膠墊與質量塊系統之等校分析模型，進行靜力分析，再利用外力 F 與變形量 x 之關係，求解橡膠墊之靜態剛性 k_s 如式(5)

$$k_s = \frac{F}{x} \quad (5)$$

圖 13 為靜力分析之有限元素模型示意圖，外力大小以 25、50、75、100N 分別設定於垂直 z 方向與側邊 x、y 方向，進行靜力分析獲得外力於 x、y、z 軸向之變形量。並引用[5]橡膠墊 C 之靜力分析結果，探討五種

不同類型橡膠墊之靜態剛性，討論如下：

- 圖 14 為 A-E 五種橡膠墊側向位移與 f_z 關係曲線圖，橫向座標軸為變形量縱向為外力，靜態剛性 k_s 即為斜率，從圖 14 中顯示橡膠墊 D、E 斜率最大，其次為橡膠墊 A、B，最後為橡膠墊 C，而斜率大小順序，即等於是橡膠墊靜態剛性大小順序，可知橡膠墊側向靜態剛性 $D > E > A > B > C$ 。
- 圖 15 為 A-E 五種橡膠墊側向位移與 f_x 關係曲線圖，因加入質量塊自重效應，從圖 15 中顯示五種橡膠墊在未施加外力下皆有初始位移，而橡膠墊斜率順序與側向時相同，其橡膠墊垂直方向靜態剛性 $D > E > A > B > C$ 。

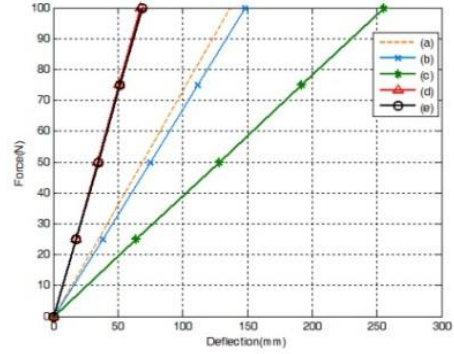


圖 15 五種橡膠墊側向方向位移與 f_x 關係曲線圖

3.4 動態剛性與靜態剛性比較

由於動態剛性與靜態剛性理論上會相同，因此透過 3.3 小節等效分析模型進行靜力分析所獲得的四種橡膠墊之靜態剛性進行比對，再次確認實驗量測之動態剛性正確性。

表 5 為動態剛性與靜態剛性之比較表，由表 6 可以看出動態剛性與靜態剛性的對應上，橡膠墊 B、D、E 之 x 、 y 方向誤差比較小，則 z 方向之誤差比較大，而橡膠墊 A 之 x 、 y 、 z 方向誤差都在 20% 左右。造成誤差之主要原因可能是動態剛性與自然頻率之平方成正比，其誤差相對被放大，也可能是有限元素模型假設為等向性材料，而實際橡膠墊則是非線性材料。整體而言，實驗動態剛性與分析靜態剛性比對上趨勢特性相當吻合，除 z 方向之誤差較大外，其他 x 、 y 方向誤差亦在可接受範圍，表示再次確認實驗動態剛性之正確性。

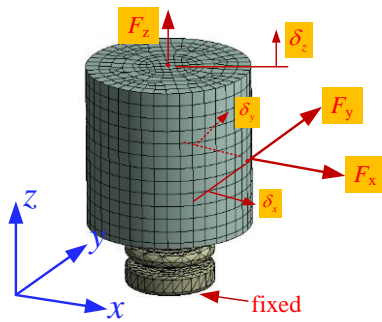


圖 13 靜力分析之有限元素模型示意圖

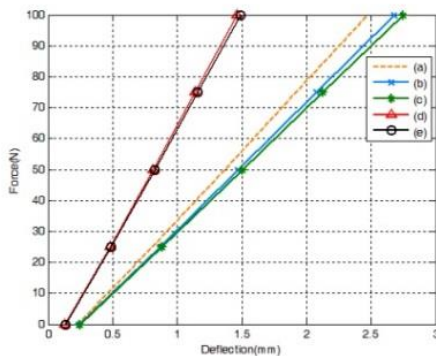


圖 14 五種橡膠墊垂直方向位移與 f_z 關係曲線圖

表 6 動態剛性與靜態剛性之比較表

腳墊代號	三軸方向	動態剛性 k_d (N/m)	靜態剛性 \bar{K}_s (N/m)	誤差(%)
A	x	588.2	717.5	-21.98
	y	602.2	724.0	-20.23
	z	45873.8	43774.0	4.58
B	x	613.1	667.4	-8.86
	y	688.2	666.4	3.17
	z	42869.8	40552.7	5.40
C	x	519.8	656.9	-26.37
	y	525.7	659.1	-25.38
	z	41621.5	40072.1	3.72
D	x	1446.3	1465.0	-1.29
	y	1617.4	1463.9	9.49
	z	74631.3	73794.7	1.12
E	x	1393.0	1437.9	-3.22
	y	1324.4	1437.8	-8.56
	z	73765.3	72758.3	1.37

4 橡膠墊幾何設計之剛性預測

參考圖 11 設計變更驗證流程示意圖，利用第 3 小節模型驗證之驗證結果，本節進行橡膠墊之幾何外型進行設計變更，為使橡膠墊設計達到理想隔振效果。透過等效分析模型，進行設計變更，並進行剛性預測，進一步了解幾何與剛性之關聯性。

本文選取橡膠墊 B 做幾何設計之剛性預測，以外徑與高度作為設計外型之變異值，個別探討尺寸變化對剛性影響之情形，圖 16 為橡膠墊各位置尺寸之代稱，本文修改尺寸位置為 $h1$ 與 $r1$ ，表 6 為橡膠墊 B 尺寸變更之 k 值比較表，接著以等效模型進行模態分析求取自然頻率、模態振型，再從模態振型確認求解側向與垂直方向剛性之自然頻率，進行單自由度系統假設，獲得分析之動態剛性，並同時以 3.3 小節步驟進行靜力分析，獲得分析之靜態剛性，分析結果整理如表 7 為橡膠墊 B 尺寸變更之 k 值比較表，橡膠墊幾何外型對 k 值影響，

討論如下：

- 圖 17 為 x 側向剛性與 $h1$ 、 $r1$ 尺寸變更關係曲線圖， k_s 為原始尺寸 6mm 之靜態剛性數值， k_s' 為變更尺寸後之靜態剛性數值；透過圖 17(a)可發現，變更尺寸之靜態剛性小於原始尺寸 6mm 之靜態剛性， $h1$ 尺寸變更越大、靜態剛性變小。
- k_s 為原始尺寸 20.8mm 之靜態剛性數值， k_s' 為變更尺寸後之靜態剛性數值，由圖 17(b)可發現，變更尺寸之靜態剛性大於原始尺寸 20.8mm 之靜態剛性， $r1$ 尺寸變更越大、靜態剛性越大。
- 圖 18 為 z 垂直剛性與 $h1$ 、 $r1$ 尺寸變更關係曲線圖， k_s 為原始尺寸 6mm 之靜態剛性數值， k_s' 為變更尺寸後之靜態剛性數值，透過圖 18(a)得知，變更尺寸之靜態剛性小於原始尺寸 6mm 之靜態剛性，變更 $h1$ 尺寸越大、靜態剛性越變小。
- k_s 為原始尺寸 20.8mm 之靜態剛性數值， k_s' 為變更尺寸後之靜態剛性數值，由圖 18(b)可發現，變更尺寸之靜態剛性大於原始尺寸 20.8mm 之靜態剛性，變更 $r1$ 尺寸越大、靜態剛性越大。
- 整體而言，透過尺寸變更關係曲線圖比較，得知橡膠墊高度與靜態剛性成反比，外徑與靜態剛性成正比。

表 7 橡膠墊 B 尺寸變更之 k 值比較表

方向	變更尺寸(mm)	靜態剛性	差異百分比 (%)	
x 側向	$h1$ $r1=20.8$	6	667.4	-
		6.5	624.6	-6.41
		7	613.6	-8.06
		7.5	603.3	-9.60
	$r1$ $h1=20.8$	20.8	667.4	-
		21.8	747.3	11.97
		22.8	878.7	31.66
z 垂直	$h1$ $r1=20.8$	6	34061.2	-
		6.5	37831.7	11.07
		7	37288.58	9.48
		7.5	36463.24	7.05
	$r1$ $h1=20.8$	20.8	40552.7	-
		21.8	42544.37	4.91
		22.8	47105.63	16.16
	23.8	50476.01	24.47	

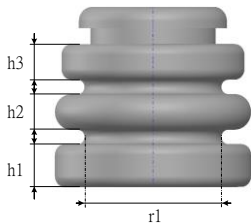


圖 16 橡膠墊 B 各位置尺寸之代稱

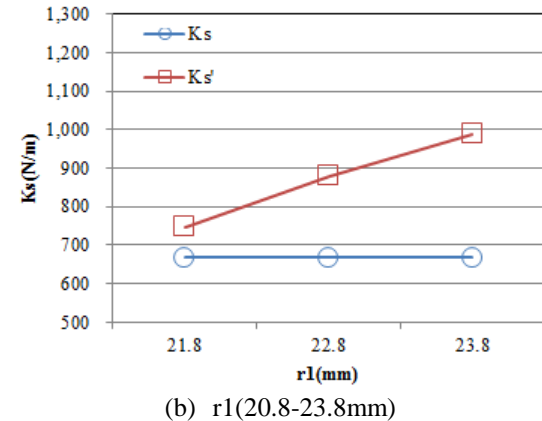
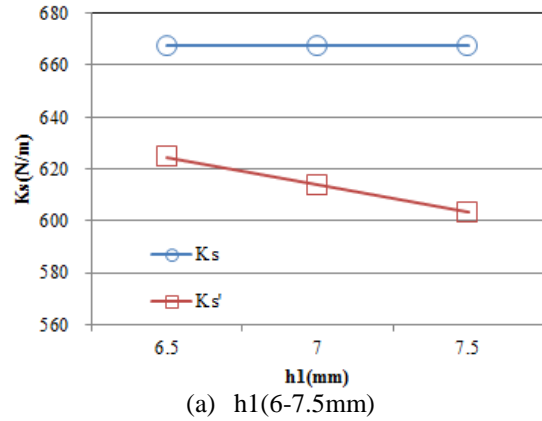


圖 17 x 側向剛性與 $h1$ 、 $r1$ 尺寸變更關係曲線圖

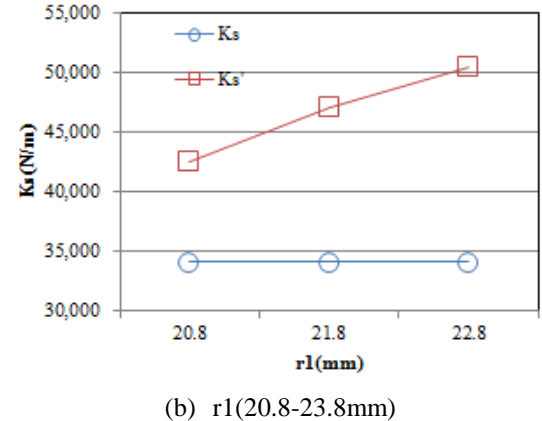
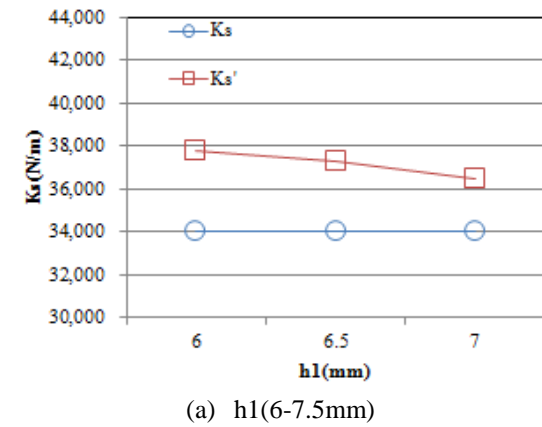


圖 18 z 垂直剛性與 $h1$ 、 $r1$ 尺寸變更關係曲線圖

5 結論

本文對不同橡膠墊之剛性與阻尼係數測定以及變更設計分析進行探討，在單自由度系統假設，獲得四種類型橡膠墊之動態剛性與阻尼係數，再運用有限元素分析以及實驗模態分析對不同橡膠墊進行模型驗證，獲得四種橡膠墊與質量塊系統之等效分析模型，並透過靜力分析，完成再次確認實驗動態剛性之正確性，然而再進一步探討橡膠墊幾何變更設計與剛性之關係，得知橡膠墊高度與剛性成反比，外徑與剛性成正比，此結果對於未來橡膠墊隔振設計有相當的參考價值，可作為隔振橡膠腳墊優化設計之參考依據。

6 致謝

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] 王栢村，王文志，陳柏偉，余易璋，林聖傑，2015，「橡膠墊剛性和阻尼係數的實驗研究」，*精密機械與製造科技研討會論文集*，屏東，論文編號:G011。
- [2] 王栢村，林建敦，吳秉修，陳金龍，徐維良，謝長鴻，2014，「迴轉式壓縮機之泵零件與泵組零件之模型驗證」，*第二十二屆中華民國振動與噪音工程學術研討會*，彰化，論文編號：B2-2。
- [3] 王栢村，吳秉修，林建敦，周建中，陳金龍，2013，「儲液瓶單一零組件之模型驗證與材料參數探討」，*屏東科技大學暨北京科技大學第八屆學術交流研討會*，屏東，論文編號:B25。
- [4] 王栢村，林建敦，吳秉修，周建中，陳金龍，2013，「迴轉式壓縮機儲液瓶之模型驗證」，*第37屆力學會議暨第一屆國際力學會議*，新竹，論文編號:234。
- [5] 王栢村，吳秉修，林建敦，林聖傑，陳金龍，謝長鴻，2014，「迴轉式壓縮機本體組合結構之模型驗證」，*第三十一屆全國學術研討會論文集*，台中，論文編號：03190。

pads with different geometry dimensions. With the assumption of single degree-of-freedom system, the block mass and the rubber pad from the test rigs as a vibration system. By the integration of experimental modal analysis (EMA) and theoretical modal analysis (TMA) performed on the test rigs, respectively, the rubber pad's dynamic stiffness and damping coefficient can be determined. Also, the analytical model of the test rigs can be validated and used to predict the static stiffness of the rubber pad that can be found comparable to the experimentally obtained dynamic stiffness. The analytical procedure can then be adopted to vary the dimension of the rubber pad, e.g. the inner diameter, so as to predict the static stiffness for different geometry. This work demonstrates the feasibility of analytical approach to predict the rubber pad's stiffness and will be useful for optimum design analysis of the rubber pad.

Keywords : Rubber, Dynamic stiffness, Static stiffness, optimum design analysis, predict

Determination of Stiffness and Damping Coefficients for Different Rubber Pads and Design Modification Analysis

Bor-Tsuen Wang¹, Pei-Yi Yang¹, Ze-Yi Li¹, Bo-Jun Zhang¹, Jin-Yu Li¹, Wen-Chin Wang²

¹National Pingtung University of Science and Technology
Department of Mechanical

²Rechi Precision Co., LTD

Abstract

Rubber pads are used as the isolators for rotary compressors. This work aims to determine structural stiffness and damping coefficients for four different rubber



中華民國振動與噪音工程學會

Chinese Society of Sound and Vibration