

壓縮機消音罩排氣孔幾何變更對消音特性之影響探討

王栢村¹ 楊茂川¹ 吳盈輝²

¹ 國立屏東科技大學 機械工程系

² 國立內埔高級農工職業學校 機械科

wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

消音罩為迴轉式壓縮機之零組件，可降低壓縮機排氣噪音，其有效消音頻率範圍會隨著設計不同而改變，若設計不良甚至會造成反效果，故本文透過有限元素分析，探討消音罩內部冷媒的腔體模態特性與排氣孔大小與位置對消音特性的影響。首先透過有限元素分析軟體針對消音罩內部腔體進行純聲場模態分析，取得原始消音罩內部腔體模態的自然頻率與聲音壓力模態振型，接著進行純聲場簡諧響應分析，取得消音罩的傳遞損失曲線與 A 加權聲音壓力位準，然後比較消音罩腔體模態參數與傳遞損失和 A 加權聲音壓力位準之關聯性，探討消音罩在消音效果好與不好時的聲音壓力模態特性。另外，變更消音罩排氣孔位置至聲音壓力模態振型之振幅最大處與最小處，探討排氣孔位置對消音效果之影響。結果顯示，當排氣孔位於振幅最大處時，消音效果較原始消音罩差，位於振幅最小處時，2700-3200Hz 消音效果較原始消音罩佳。本文也探討了排氣孔徑為 3 mm、4 mm 與 5 mm 之消音罩的消音特性，發現排氣孔愈大消音效果愈差。未來可透過本文的方法來設計壓縮機之消音罩，使其能更有效地降低冷媒排氣噪音。

關鍵詞：迴轉式壓縮機、消音罩、聲場分析、傳遞損失

1. 前言

消音罩作為抑制壓縮機噪音之零組件，常利用聲場分析探討其消音特性，Wang *et al.* [1]為了改善高性能迴轉式壓縮機的低頻噪音，透過分析與實驗取得 1000Hz 內噪音的異音主頻率，並透過電腦輔助工程法改善消音罩與過濾瓶托架，於消音罩中間增加一隔板與增加了過濾瓶托架切線方向的剛性調整結構自然頻率，改善後壓縮機噪音在 160Hz 前降低了 6.1dB，500-800Hz 降低了 8.9dB，效果十分顯著。Fu *et al.* [2]以傳遞損失為指標，針對不同排氣孔數量與大小之農用單缸柴油機消音器進行了有限元素分析與實驗量測，分析部分使用了有限元素法中的 AML(Automatic Matched Layer)法，透過消音罩輸入與輸出聲功率位準的差值取代了原始原始傳遞損失的理論方程式，以降低了求解器的負擔，實驗部分以阻抗直管假設聲音輻射為平面輻射量測消音器的傳遞損失，驗證了分析的可靠性，最後發現幾何參數於 2000Hz 以上影響較大。Lin *et al.* [3]為了設計適合渦捲式壓縮機之消音罩，針對不同層數與錐度且排氣孔網狀排列之消音罩，進行流體動力學暫態響應分析，取得輸出口之流體壓

力，並實際應用於實驗，以麥克風、加速規、聲學照相機與壓力感測器量測得到的聲音功率頻譜與吐出口壓力，發現高頻率噪音會隨著壓縮機轉速頻率提高而增加，新型消音罩消音效果於 1000-3150Hz 有明顯提升。

迴轉式壓縮機之消音罩透過壁面反射與阻擋的方式來降低噪音，而其會影響壓縮機的性能，故可透過流體力學探討性能。Su *et al.* [4]欲將亥姆霍茲消音器應用於空氣壓縮機，使用理論方程式探討最佳的消音腔室數量與大小，考慮了氣體溫度等相關參數，取得了消音器傳遞損失的理想方程式，發現空氣壓縮機吐出壓力頻率 16.17Hz 時，亥姆霍茲消音器的效果最佳，並發現傳遞損失曲線在低頻率時斜率較大，說明亥姆霍茲消音器在低頻的消音效果較佳，也取得了消音腔室與容積最佳的比例。Jang *et al.* [5]針對有無消音罩之迴轉式壓縮機進行流固耦合分析，以閥片變形量與吐出壓力作為指標，探討迴轉式壓縮機之排氣噪音特性，發現閥片排氣時會產生渦流，造成內部壓力改變，進而引發噪音產生，且隨著轉動頻率提高，閥片排氣產生的渦流有明顯變化。Qian *et al.* [6]為了定義迴轉式變頻壓縮機之性能指標，於不同工況下對壓縮機進行實驗量測，透過缸體進氣口與上支座排氣口的壓力，推算不同轉速下壓縮機的容積效率、等熵效率、器示效率與機械效率，發現機械效率、等熵效率與器示效率隨著轉速提高有下降趨勢，而容積效率 5000Hz 前為上升趨勢，5000Hz 後為下降趨勢。

迴轉式壓縮機內部密封，不易透過實驗量測消音罩排氣噪音，故本文欲了解排氣孔對消音罩音場特性的影響，分別對排氣孔直徑為 3mm、4mm 與 5mm，以及位置在聲音壓力模態振型振幅最大與最小處之消音罩，進行了聲場模態分析與簡諧響應分析，由前者取得了消音罩的腔體模態參數，模態參數包含自然頻率與聲音壓力模態振型，由後者取得了排氣孔的傳遞損失與聲音壓力位準，最終探討了消音罩腔體振動特性以及排氣孔大小與位置對整體消音特性之影響。

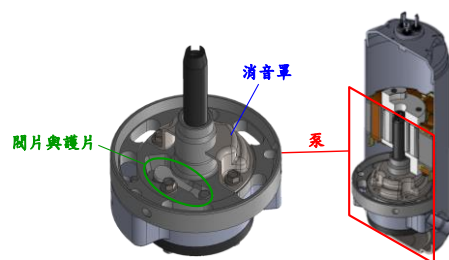


圖 1 迴轉式壓縮機剖面圖

2. 消音罩之聲場分析

消音罩是基於亥姆霍茲共振理論與隔音理論設計之消音器，圖 1 為迴轉式壓縮機剖面圖，泵位於壓縮機的下半部分，而消音罩是位於泵上方之金屬薄殼，其可降低由閥片排出的冷媒壓力，並使冷媒沿消音罩內部空腔旋轉流動，再由排氣孔排出，圖 2 為消音罩腔體，圖 2(a)為等角視圖，圖 2(b)為前視圖，由於聲場分析是計算結構內部流體模型之壓力變化，故本文之模型為消音罩內部腔體；消音罩的進氣孔僅有一個，而排氣孔共有四個，其中排氣孔直徑分別為兩個 4mm，兩個 3mm，成對角分布。

本章前兩節將針對原始消音罩進行純聲場模態分析與簡諧響應分析，並由模態分析取得的自然頻率與聲音壓力模態振型，探討原始消音罩的腔體振動特性，且由簡諧響應分析取得的傳遞損失(Transmission Loss, TL)與 A 加權聲音壓力位準(A-weighted Sound Pressure Level, A-SPL)，探討排氣孔幾何特徵對消音罩消音特性的影響。

第三節將說明透過布林分割技巧簡化消音罩分析模型的可靠性，以便後續排氣孔之幾何變更。

2.1 消音罩之純聲場模態分析

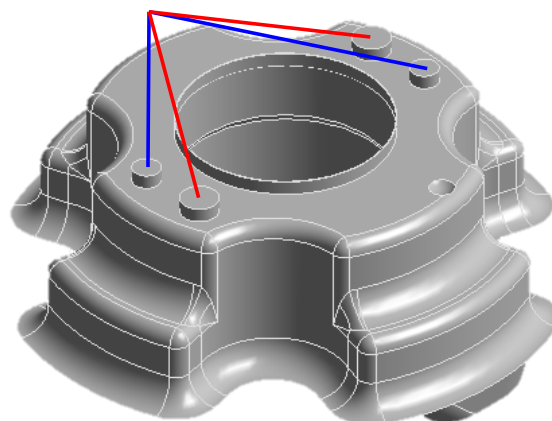
本節假設壓縮機結構為剛體，以消音罩內部的 R32 冷媒作為研究對象，進行純聲場模態分析。圖 3 為消音罩腔體之有限元素模型，首先透過製圖軟體取得消音罩內部腔體模型，接著定義冷媒的材料參數，密度為 66kg/m^3 ，聲速為 225m/s ，邊界設定由於結構假設為剛體，故將排氣孔面與進氣孔面定義為輻射邊界(radiation boundary)，模擬氣體發散，而其餘面皆為牆面邊界(wall boundary)。

有限元素模型之元素編號為 FULID30，元素大小為 2mm，元素 25647 個，節點 40190 個，節點無位移限制，求解頻率範圍為 0-6000Hz，表 1 為原始消音罩腔體模態參數總表，第一列為模態編號規則，以模態 f01_1827_(1, 2)為例，f01 為模態編號，1827 為自然頻率(Hz)，(1, 2)為物理意義，其定義為(X 方向振動部分的數量, Y 方向振動部分的數量)，第二列開始為消音罩腔體於 6000Hz 內的模態，共有七個模態，模態 f01-f03 之聲音壓力模態振型物理意義均為對稱模態，模態 f04 為模型上半部 X 方向往 Y 方向擴散的模態，模態 f05 為進氣孔上方偏左的局部(local)模態，模態 f06 為模型中心 X 方向往 Y 方向擴散的模態，模態 f07 為模型中心 Y 方向往 X 方向擴散的模態，且集中於整體下半部。

壓縮機於實際狀況下會受消音棉包覆，其可抑制 3000Hz 以上的高頻率噪音，故考量 3000Hz 以下的模態更為重要。

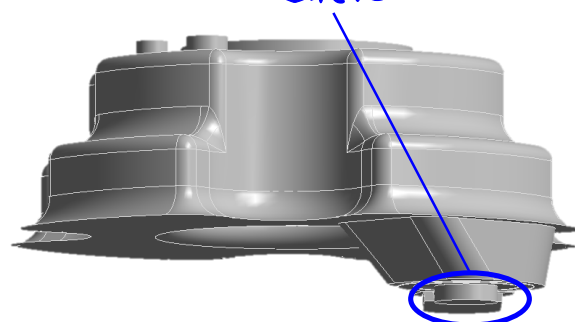
模態分析結果顯示，3000Hz 以下之模態為模態 f01-f03，3.1 節將這三個模態的聲音壓力模態振型作為參考，變更消音罩排氣孔之位置，探討排氣孔位置設在模態振型節線處或振幅處時，對消音特性的影響。

排氣孔 3mm
4mm



(a) 等角視圖

進氣孔



(b) 前視圖

圖 2 消音罩腔體

輸出(4個孔)

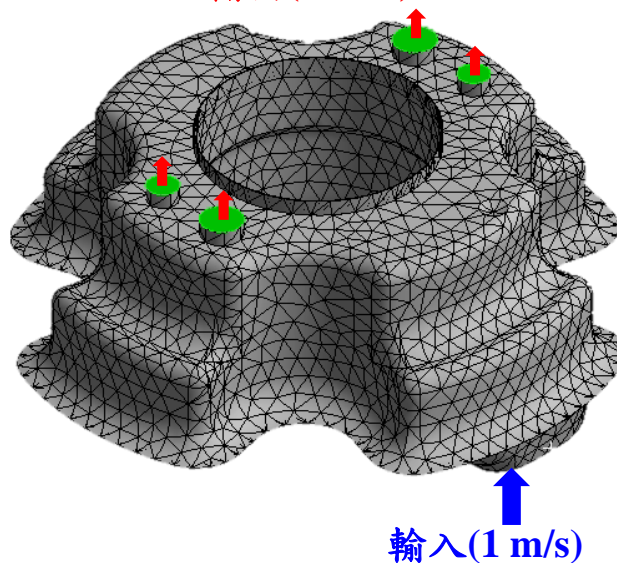


圖 3 消音罩腔體之有限元素模型

表 1 原始消音罩模態參數總表

模態編號_自然頻率_物理意義(x, y)	
f01_1827_(1, 2)	f05_5433.7_Local
f02_2007.3_(2, 1)	f06_5463.5_(1, 3)
f03_3051.2_(2, 2)	f07_5880.6_(3, 1)
f04_5034.4_(1, 3)	物理意義軸方向定義

$$TL = 10 \log_{10} \left| \frac{W_{in}}{W_{out}} \right| \quad (1)$$

W_{in} 為進氣孔的聲功率位準， W_{out} 為排氣孔的聲功率位準，其中聲功率位準的參考值為 10^{-12} W。

簡諧響應分析頻率範圍為 0-6000Hz，解析條數為 3000，頻率解析度為 2Hz，而輸入為進氣孔面，輸出為四個排氣孔面。

圖 4 為消音罩之傳遞損失曲線對應的操作變形振型，TL 之物理意義為消音量值，故 TL 之峰值代表消音高，反共振點則代表消音低。

當 TL 頻率為峰值頻率時，其對應的操作變形振型之節線常位於排氣孔上，而反共振點頻率 1838Hz、3050Hz 與 5050Hz 對應的操作變形振型，物理意義與模態 f01、f03 與 f04 相似，而 5456Hz 操作變形振型之物理意義類似於模態 f05 混合模態 f06，發現 TL 的反共振點頻率相當於腔體的自然頻率，符合普遍認為共振導致異音產生的認知。

A-SPL 目前廣泛作為人耳聽覺反饋之聲音指標，其單位為 dBA，本文以消音罩進氣孔 A-SPL 減排氣孔 A-SPL 之數值，簡稱為 SLD，作為較直觀之消音特性指標，當 SLD 為正值消音罩有消音作用，而 SLD 為正值之頻帶，則視為有效消音範圍。

圖 5 為消音罩進/排氣孔之 A 加權聲音壓力位準對應操作變形振型，X 軸為頻率 (Hz)，Y 軸為 A-SPL(dBA)，藍線為進氣孔之 A-SPL，紅線為排氣孔之 A-SPL，黑線為 SLD，上下兩側為峰值頻率對應的操作變形振型，也就是該頻率消音罩腔體模型的聲音壓力變化。

結果顯示，當 SLD 頻率為 3948Hz 消音效果最好，但此頻率噪音可由消音棉抑制，說明消音罩消音範圍設計不良，可透過增加消音罩容積，降低腔體自然頻率以調整有效消音範圍，其餘 SLD 頻率雖與 TL 不同，但其操作變形振型的物理意義與 TL 相似，差別在於 TL 5886Hz 的峰值於 SLD 不明顯，推測將分析頻率範圍提升至 7000Hz 便可取得對應的操作變形振型。

消音效果差的頻率有 600Hz、2102Hz、3141Hz、5114Hz 與 5590Hz，其中 2102Hz 操作變形振型的物理意義與模態 f02 對應，3141Hz 與 f03 對應，5114Hz 與 f04 相似，由此可知，SLD 可作為消音罩消音特性的直觀指標。

下節將介紹以變更邊界設定的方式來取代改變模型幾何的手法，以便未來有效率地變更幾何。

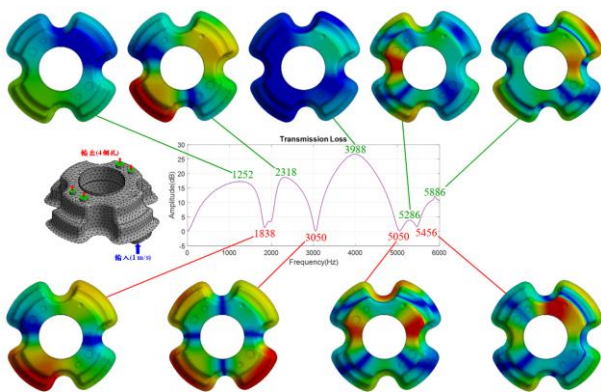


圖 4 消音罩之傳遞損失曲線對應的操作變形振型

2.2 消音罩之純聲場簡諧響應分析

上節透過模態分析探討了原始消音罩的腔體振動特性，本節將以相同的分析模型，額外定義簡諧響應分析之負荷，也就是大小為 1m/s 之進氣孔面的速度，以取得消音罩的 TL 與進/排氣孔 A-SPL 的差值，以探討消音罩的消音特性，TL 的方程式如下：

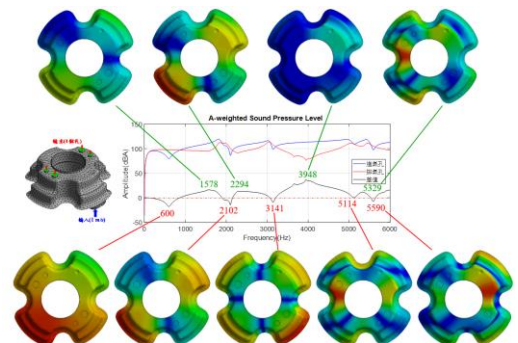


圖 5 消音罩進/排氣孔之 A 加權聲音壓力位準對應

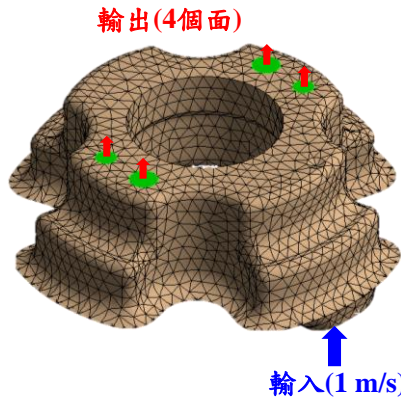
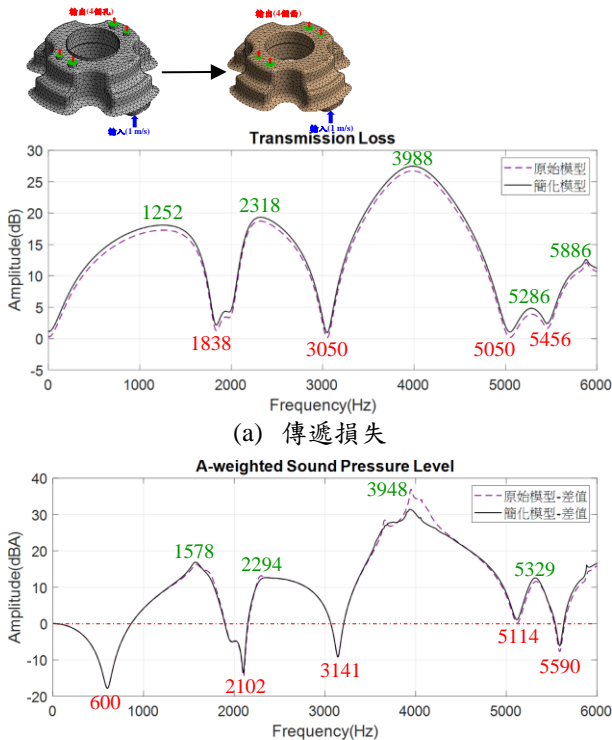


圖 6 消音罩腔體之簡化有限元素模型



(a) 傳遞損失
(b) 進排氣孔 A 加權聲音壓力位準之差值 SLD
圖 7 消音罩原始模型與簡化模型之消音特性曲線

2.3 簡化消音罩模型之可行性探討

當消音罩腔體表面之邊界設為牆面邊界時，表面會反射所有聲音壓力，而設為輻射邊界時，聲音壓力將強制歸零，以模擬無限聲場，圖 6 為消音罩腔體之簡化有限元素模型，輸出面為綠色圓面，即為排氣孔，輸入面為底部圓面，即為進氣孔，簡化模型與原始模型之差異處在於排氣孔原為以消音罩厚度分割之四個小圓柱，簡化後將圓柱移除，改為圓面。

簡化模型材料與原始模型相同，均為 R32 冷媒，消音罩進氣孔與排氣孔面為輻射邊界 (radiation boundary)，其餘面則預設為牆面邊界 (wall boundary)，使用的元素為 FULID30，節點 39489 個，較原始模型少 1692 個，元素 24591 個，較原始模型少 1056 個，是因簡化模型少了排氣孔厚度產生之小圓柱產生的元素。

在簡諧響應分析時，進氣孔面設有大小為 1m/s 之介面速度，分析頻率範圍為 0-6000Hz，頻率點數為 3000，頻率解析度 2Hz，TL 之輸入為進氣孔面，輸出為排氣孔四個面。

本節將比較簡化模型與原始模型之 TL 與 SLD，驗證簡化模型，圖 7 為消音罩原始模型與簡化模型之消音特性曲線，圖 7(a) 為傳遞損失，圖 7(b) 為進排氣孔 A 加權聲音壓力位準之差值 SLD，簡化模型之傳遞損失整體比原始模型高約 1dB，且特性一致，而 SLD 除了 3948Hz 附近原始模型較簡化模型高 5.5dBA，其餘均吻合良好，成功證明了簡化模型，後續將透過此簡化模型探討排氣孔位置與大小對消音罩消音特性的影響。

3. 排氣孔幾何變更對消音罩消音特性的影響

消音罩之消音範圍會隨著幾何改變，本章將變更消音罩簡化模型之排氣孔位置與尺寸，分別進行純聲場模態分析與簡諧響應分析，並與原始消音罩比較，探討排氣孔幾何特徵對消音罩消音特性的影響。

3.1 排氣孔位置變更對消音罩消音特性的影響

2.2 節發現消音罩操作變形振型的節線位於排氣孔位置時，TL 與 SLD 的表現良好，故本節將考慮消音棉的消音範圍，忽略 3000Hz 以上的模態，針對消音罩模態 f01-f03 之聲音壓力模態振型，定義排氣孔位置於聲音壓力模態振型之振幅最大處與振幅最小處，探討排氣孔位置對消音罩消音特性的影響，圖 8 為不同排氣孔位置之消音罩腔體有限元素模型，圖 8(a) 為振幅最大處，圖 8(b) 為振幅最小處，圖 8(c) 為原始位置，原始模型採用 2.3 節之消音罩腔體簡化模型，藍圈標記的排氣孔直徑均為 3mm，紅圈標記的排氣孔除圖 8(b) 為直徑 3.5mm 外，其餘均為 4mm，圖 8(b) 排氣孔直徑與原始大小不同的原因是因消音罩範圍限制，由 3.2 節發現其影響不明顯，故忽略此排氣孔尺寸差異。

表 1 為原始消音罩腔體模態參數總表，表 2 為不同排氣孔位置之消音罩腔體的自然頻率總表，表 2 左側為模態編號，中間為排氣孔位置位於振幅最小處時、位於振幅最大處時與原始位置三種模型的自然頻率，其中原始代表原始消音罩之腔體自然頻率，右側為聲音壓力模態振型的物理意義，最後一列為該模型與原始消音罩腔體自然頻率之差異百分比的平均值，填色為三種模型於該模態自然頻率較高者。

結果顯示，當排氣孔位置在振幅最小處時，4000Hz 前自然頻率均較原始消音罩低，4000Hz 後除了模態 f06，其餘均較原始消音罩高，推測將排氣孔位置設於聲音壓力模態振型振幅最大處，可提高消音罩低頻帶模態的自然頻率，設於聲音壓力模態振型振幅最小處，則可提高頻帶模態的自然頻率，而物理意義三者均相同，排氣孔位置的改變對消音罩腔體的聲音壓力模態振型幾乎無影響。

進行簡諧響應分析取得了 TL 與 A-SPL，圖 9 為不同排氣孔位置之消音罩的消音特性曲線，圖 9(a) 為傳遞損失，圖 9(b) 為進排氣孔 A 加權聲音壓力位準之

差值 SLD，黑線為排氣孔位置設於振幅最小位置之消音罩的消音特性曲線 C_m ，藍線為排氣孔位置設於振幅最大位置之消音罩的消音特性曲線 C_x ，紫色虛線為原始消音罩之消音特性曲線 C_o ，反共振點下的紅色數值為反共振點之頻率，曲線峰值上不同顏色之數值為對應模型之峰值頻率，由上至下表示振幅由大至小，結果顯示：

- (1) TL 之 1252Hz 振幅無明顯變化，但在 A-SPL 中 C_x 之頻率較 C_o 少了 366Hz，峰值減少了約 3dBA， C_m 之頻率位於 C_x 與 C_o 之間，但也較 C_o 低 248Hz，在這個峰值原始消音罩消音效果最佳，但整體差異不大。
- (2) TL 之 2318Hz 峰值 C_m 頻率提高 388Hz， C_x 之頻率向右偏移了 192Hz，振幅由高至低分別為 C_o 、 C_m 與 C_x ，在 A-SPL 中頻率由高至低分別為 C_m 、 C_x 與 C_o ，振幅由高至低為 C_x 、 C_o 與 C_m ，峰值頻率的趨勢 TL 與 A-SPL 相同，而消音效果於 TL 顯示 C_o 最佳，於 A-SPL 顯示 C_x 最佳，而 C_m 在兩種消音指標中均顯示為最差。
- (3) TL 之 3988Hz 峰值頻率由高至低分別為 C_o 、 C_x 與 C_m ，振幅由高至低分別為 C_o 、 C_x 與 C_m ，對應的 A-SPL 峰值之頻率由高至低分別為 C_x 、 C_o 與 C_m ，振幅由高至低分別為 C_o 、 C_x 與 C_m ，振幅的趨勢 TL 與 A-SPL 相同，而頻率的趨勢 TL 中 C_o 最高，A-SPL 中 C_x 最高， C_m 在兩者均最低。
- (4) TL 之 5286Hz 峰值頻率三者十分相近，振幅由高至低分別為 C_x 、 C_o 與 C_m ，對應的 A-SPL 峰值之頻率由高至低分別為 C_o 、 C_m 與 C_x ，振幅由高至低分別為 C_x 、 C_o 與 C_m ，振幅與頻率的趨勢 TL 與 A-SPL 相同。

結果顯示，當排氣孔位於振幅最大處時，消音效果較原始消音罩差，位於振幅最小處時，2700-3200Hz 消音效果較原始消音罩佳。

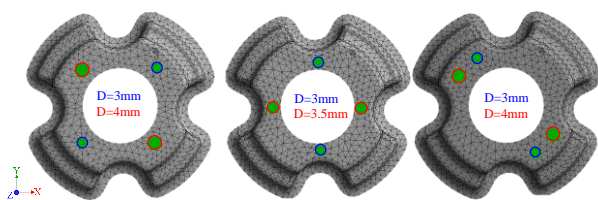
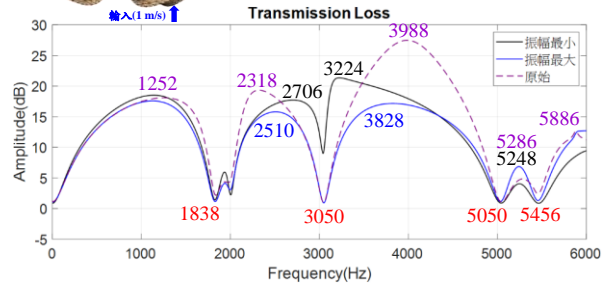
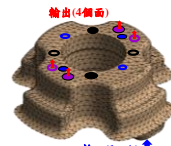


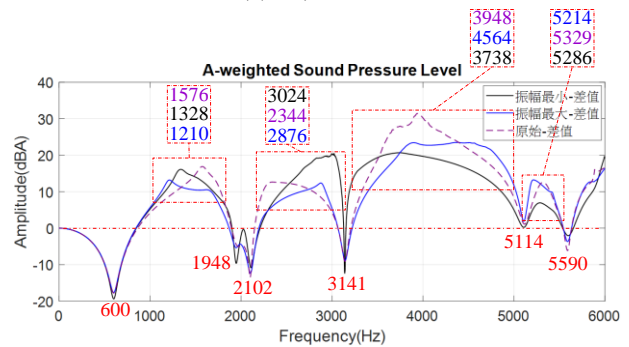
圖 8 不同排氣孔位置之消音罩腔體有限元素模型

表 2 不同排氣孔位置之消音罩的自然頻率總表

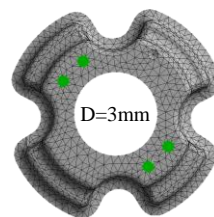
模態編號	自然頻率(Hz)			物理意義
	振幅最小	振幅最大	原始	
f01	1826.3	1825.2	1825.4	(1,2)
f02	2002.8	2005.3	2006.7	(2,1)
f03	3046.5	3049.8	3050.6	(2,2)
f04	5039.4	5038.8	5032.7	(2,2)
f05	5442.4	5431.6	5432.4	Local
f06	5460.7	5455.1	5463.8	Local
f07	5885.8	5880.9	5880.7	Local
差異(%)	0.01	0.02	0	



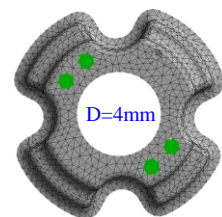
(a) 傳遞損失



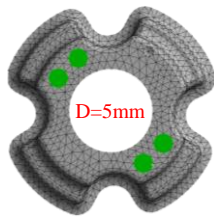
(b) 進排氣孔 A 加權聲音壓力位準之差值 SLD
圖 9 不同排氣孔位置之消音罩的消音特性曲線



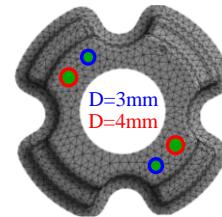
(a) 孔徑 3mm



(b) 孔徑 4mm



(c) 孔徑 5mm



(d) 原始孔徑

圖 10 不同排氣孔徑之消音罩腔體有限元素模型

表 3 不同排氣孔徑之消音罩的自然頻率總表

模態數	自然頻率(Hz)				物理意義
	3mm	4mm	5mm	原始	
f01	1824.5	1827.6	1834.9	1825.4	(1,2)
f02	2005.2	2006.8	2007	2006.7	(2,1)
f03	3048.7	3052.4	3057.5	3050.6	(2,2)
f04	5027.1	5036.5	5050.8	5032.7	(2,2)
f05	5432.2	5438.2	5447.2	5432.4	Local
f06	5455.8	5467	5487.2	5463.8	Local
f07	5878.2	5889.7	5907	5880.7	Local
差異(%)	-0.06	0.08	0.33	0	

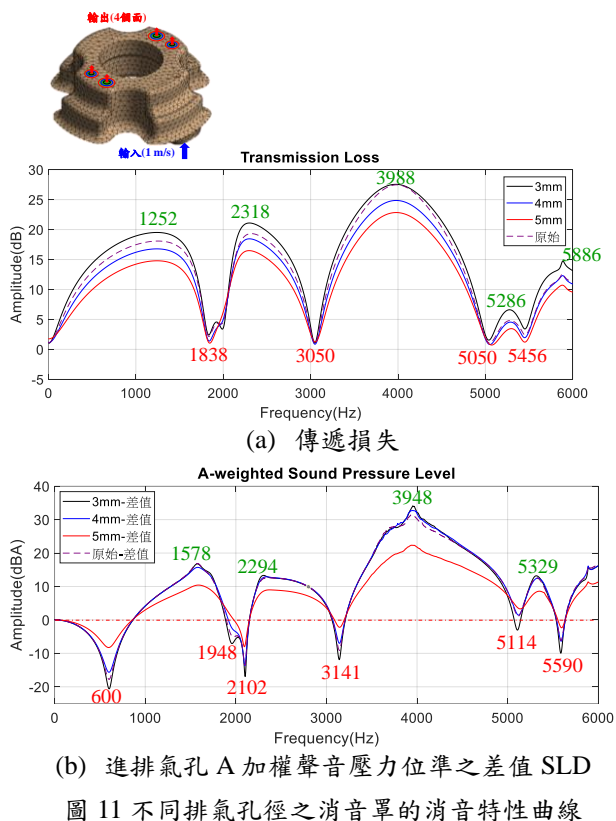


圖 11 不同排氣孔徑之消音罩的消音特性曲線

3.2 排氣孔徑變更對消音罩消音特性的影響

本節以 2.3 節之消音罩腔體簡化模型為基底，將排氣孔的孔徑改為全 3mm、全 4mm 及全 5mm，圖 10 為不同排氣孔徑之消音罩腔體有限元素模型，圖 10(a) 為孔徑 3mm，圖 10(b) 為孔徑 4mm，圖 10(c) 為孔徑 5mm，圖 10(d) 為原始孔徑，紅圈為孔徑 4mm 之排氣孔，藍圈為孔徑 3mm 之排氣孔。

針對四種不同孔徑之消音罩進行模態分析取得腔體模態參數，表 3 為不同排氣孔徑之消音罩的自然頻率總表，左側為模態編號，中間為各個孔徑之消音罩腔體模型模態分析取得的自然頻率，其中原始代表原始消音罩之腔體自然頻率，右側為聲音壓力模態振型的物理意義，最後一列為該行與原始消音罩腔體自然頻率之差異百分比。

結果顯示，自然頻率與排氣孔徑成正比，而原始消音罩由於同時有 3mm 與 4mm 之排氣孔，故自然頻率介於孔徑 3mm 與 4mm 之間，孔徑 5mm 時自然頻率差異最大，但僅 0.33%，而聲音壓力模態振型之物理意義均與原始消音罩相同，說明改變排氣孔徑對消音罩腔體模態參數的影響較小。

進行簡諧響應分析取得了 TL 與 A-SPL，圖 11 為不同排氣孔徑之消音罩的消音特性曲線，圖 11(a) 為傳遞損失，圖 11(b) 為進排氣孔 A 加權聲音壓力位準之差值 SLD，黑線為排氣孔徑 3mm 之消音罩，藍線為排氣孔徑 4mm 之消音罩，紅線為排氣孔徑 5mm 之消音罩，紫線為原始排氣孔徑之消音罩，TL 與 SLD 的峰值趨勢相同，均顯示孔徑愈小消音效果愈好，但在反共振點時，SLD 顯示孔愈小消音性能愈差，TL 則相

反，也發現 4000Hz 前原始孔徑 TL 更趨近於孔徑 3mm，而 4000Hz 後更趨近於孔徑 4mm。

SLD 於 3948Hz 時，孔徑 3mm 振幅最高，與 5mm 差 11.8dB，於 0-6000Hz 整體差了 6.5dB，TL 最高與最低峰值最大差異為 4.7dB，頻率為 3988Hz，平均差異為 4dB，SLD 差異值變動幅度較 TL 的大，相比起來 TL 更適合用於作為消音指標，而 A-SPL 可作為定性指標，但實際仍須透過實驗數據佐證。

4. 結論

本文對原始消音罩、不同排氣孔徑與位置進行了純聲場模態分析與純聲場簡諧響應分析，取得腔體自然頻率、聲音壓力模態振型、TL 與進/排氣孔之 A-SPL，並比較 TL 與 SLD，探討了不同排氣孔幾何特徵對消音罩消音特性的影響，改變的幾何特徵有孔徑 3mm、4mm 與 5mm，以及排氣孔位置於聲音壓力模態振型振幅最小處與振幅最大處，結果顯示：

- (1) 排氣孔的位置與大小改變對整體的模態參數影響很小，推測是因排氣孔屬於微觀特徵，對整體的影響較小。
- (2) 排氣孔徑與 TL 成反比，推測是因排氣孔面積隨著孔徑縮小，整體流量降低。
- (3) 排氣孔位於振幅最大處時，消音效果較原始消音罩差。
- (4) 排氣孔位於振幅最小處時，2700-3200Hz 消音效果較原始消音罩佳。

5. 致謝

本文承蒙瑞智精密股份有限公司提供研究計畫經費。

6. 參考文獻

- [1] H. Wang, Z. Xie, Y. Lu, W. Chu and Z. Li., "Research on Noise Reduction of Variable Speed Rotary Compressor with Large Capacity," *25th International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, IN, pp. 1162, 2021.
- [2] J. Fu, M. Xu, Z. Zhang and Y. He, "Effects of Structural Parameters on Transmission Loss of Diesel Engine," *App. Acoust.*, vol. 173, pp 107686, 2021.
- [3] J. Lin, K. Zhang, Q. Rong and L. Wang, "High Frequency Aerodynamic Noise Improvement of Variable Speed Scroll Compressor by Transient CFD Analysis," *26th International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, IN, pp. 1183, 2022.
- [4] Y. Su, Y. Chen, Q. Feng and W. Shi, "Optimal Design of Helmholtz Muffler for Air Compressor," *J. of Physics. Conf. Series*, vol. 1605, pp 012083, 2020.
- [5] S. Jang, H. Choung, S. Park and S. Lee, "Investigation on Noise of Rotary Compressors Using Fluid-Structure Interaction," *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 33, pp 5129-5135, 2019.
- [6] Y. Qian, L. Zhang, X. Zhang and Z. Ying, "P-V Diagram Measurement of a Variable Speed Rotary Compressor with Large Displacement," *24th*

Effects of the Exhaust Hole Geometry Change of Compressor Muffler on the Noise Reduction Characteristics

Bor-Tsuen Wang¹, Mao-Chuan Yang¹, Ying-Hui
Wu²

¹Department of Mechanical Engineering,
National Pingtung University of Science and
Technology

²Machinery Division, National Nei-Pu Senior
Agricultural-Industrial Vocational School

ABSTRACT

The muffler, which can reduce the exhaust noise of the compressor, is a component of the rotary compressor. The frequency range of noise reduction will vary with different muffler designs, and the improper design can even cause counter-effects. This paper discusses the cavity acoustic modal characteristics of the muffler with the refrigerant inside, and the influence of size and position of the exhaust hole on the noise reduction characteristics for the muffler through finite element analysis (FEA). Firstly, the acoustic modal analysis on the cavity of original muffler is performed in FEA software to get cavity acoustic modes, i.e. natural frequencies and sound pressure mode shapes. Then, the acoustic harmonic response analysis is carried out to get transmission loss (TL) curve and A-weighted sound pressure level of the muffler. Finally, in comparison of cavity modal parameters with the transmission loss and A-weighted sound pressure, the sound pressure mode shape characteristics in the muffler cavity affect when the noise reduction effect is good or not. In addition, the position of exhaust hole is placed at where the amplitude is the maximum or minimum of the sound pressure mode shape. The same approach is adopted to discuss the noise reduction effect due to different exhaust hole positions. Results show the noise reduction when the exhaust hole position at the maximum is worse than that of the original, and the noise reduction when the exhaust hole position at the minimum is better than that of the original in 2800-3200 Hz. This work also discusses noise reduction of muffler exhaust hole with different diameters, that are 3mm, 4mm and 5mm. Results showed the larger diameter of muffler exhaust hole is inversely proportional to the noise reduction. In future, this approach can be used to the design of exhaust hole of compressor muffler to have effective noise reduction.

Keywords: Rotary Compressor, Muffler, Acoustic Analysis, Transmission Loss(TL)

