

迴轉式壓縮機消音罩之消音性能探討

Discussion on the Noise Reduction Performance for Muffler of Rotary Compressor

王栢村¹、楊茂川^{2*}

¹國立屏東科技大學機械工程系教授

²國立屏東科技大學機械工程系研究生

摘要

消音罩為抑制壓縮機排氣噪音的零組件，透過麥克風量測發現，壓縮機的噪音總量，有消音罩較無消音罩高，由於壓縮機內部複雜，難以透過實驗準確定義消音罩的貢獻度，為了瞭解消音罩對壓縮機抑制噪音的有效性，本文針對迴轉式壓縮機之本體內部腔體進行純聲場分析，預測吐出管的聲音壓力與傳遞損失，探討消音罩對內部聲場的貢獻度，並透過分析模型的表面聲音速度，取得外部聲場的聲音壓力位準，以聲音壓力位準總量與 1/3 頻帶頻譜作為聲音評估指標，探討消音罩對壓縮機外部噪音的影響。結果顯示，目前消音罩的消音頻率範圍較高，對外部聲場之噪音總量的確沒有幫助，但可分散 800 Hz 中心頻率頻帶的噪音至鄰近頻帶。未來可用於不同機種的排氣壓力與冷媒工況進行分析，取代麥克風實驗量測得到外部聲場的噪音總量。

關鍵字：迴轉式壓縮機、消音罩、聲場分析、消音性能

Abstract

The muffler is a component designed to suppress the exhaust noise of high-pressure refrigerant in compressor. Through the noise measurement via microphones, it is found that the overall noise level of the compressor is higher with the muffler than without the muffler. Due to the complex internal structure of compressor, it is difficult to experimentally quantify the exact contribution of the muffler to noise reduction. To understand the effectiveness of the muffler in reducing noise from the rotary compressor, this paper focuses on the acoustic analysis of the internal cavity within the main body of the compressor. This work predicts the sound pressure at the discharge pipe and the transmission loss, thereby investigating the contribution of the muffler in mitigating the internal sound field. Additionally, by analyzing the surface sound velocity of the model, the sound pressure level in the external sound field can be predicted. The overall sound pressure level and 1/3-octave band spectra were adopted as sound evaluation indicators to explore the impact of the muffler on the external noise of the compressor. Results show that the frequency range of noise reduction is too high, and as a result, it does not effectively reduce external noise. However, the muffler effectively disperses the noise peak within the 800 Hz center frequency band to adjacent bands. In the future, analysis can be conducted on various compressor models, considering different exhaust pressures and refrigerants, instead of microphone measurements to predict the emitted noise level.

Keywords : Rotary Compressor, Muffler, Acoustic Analysis, Noise Reduction

一、前言

根據空調的製冷標準的不同，當設計之壓縮機成功達到製冷標準時，常忽視消音罩的設計，導致安裝消音罩後噪音表現卻無改善，本文針對有無消音罩之迴轉式壓縮機本體，進行純聲場分析，探討壓縮機在有無消音罩時聲音輻射之變化，並與溫[1]進行之壓縮機八點噪音量測數據比較，探討壓縮機消音罩之貢獻度與改善對策。

壓縮機依壓縮行為分為許多形式，引擎常用活塞式壓縮機，家用空調常用迴轉式壓縮機，兩者各有特點，前者壓縮效率高，後者則壽命長且噪音小，Hu *et al.* [2]設計了一種容積式迴轉壓縮機，將活塞壓縮機理念應用在迴轉式壓縮機上，省略了活塞式壓縮機之曲柄結構與吸氣閥板，使運轉更穩定，且中低頻之機械效率提高。Ooi and Shakya[3]發現近年迴轉式壓縮機的產量高，導致對金屬的需求量提高，為了減少製作壓縮機的耗材，提出了一種新型聯動翼片壓縮機，以攪拌棒的原理應用於迴轉式壓縮機，降低了壓縮室空間，並減少製作耗材。

迴轉式壓縮機內部複雜，其運動行為牽涉到馬達磁力、冷媒流體、熱力學與結構振動，近年對噪音舒適度要求提高，為針對噪音對症下藥，獨立探討壓縮機內部各種機構引起的噪音是必要的，He *et al.* [4]為了探討迴轉式壓縮機的冷媒噪音，建立了冷媒排氣運動之數學模型，並將其應用於聲固耦合分析，發現頂蓋對低頻噪音的貢獻顯著，提出增加頂蓋剛性或阻尼來降低振動，以改善外部空氣之噪音。He *et al.* [5]為了探討迴轉式壓縮機冷媒流動所導致的噪音發聲機制，建立了流固耦合模型進行單向與雙向耦合分析，發現噪音常由冷媒紊流引起，並發現冷媒對外殼的影響會比外殼對冷媒的影響大，說明雙向耦合分析於迴轉式壓縮機的必要性。Jang *et al.* [6]欲了解空調中迴轉式壓縮機的噪音發生機制，對其進行了流固耦合分析，探討不同運轉速度下，壓縮機的噪音特性以及閥護片排氣的運動行為，發現隨著轉速提高，壓力差也隨之提高，且閥護片排氣行為會使噪音提升。Chung *et al.* [7]欲探討變頻無刷直流馬達應用於壓縮機之噪音機制，針對 2000Hz 以下的噪音，對迴轉式壓縮機進行磁固耦合分析，模擬不同轉速下壓縮機的馬達噪音表現。

噪音表現為壓縮機設計重要的一環，但由於噪音設計時常會使製冷性能下降，對於壓縮機進行降噪設計具一定難度，Chen and Huang[8]為了評估壓縮機消音罩的好壞，比較阻抗管實驗、消音罩數學模型與有限元素分析，以傳遞損失與噪音衰減作為指標，最終成功以數學模型模擬 2500Hz 以下的消音罩傳遞損失，並由阻抗管實驗驗證有限元素分析於 6000Hz 以下的聲學響應。Li *et al.* [9]欲探討壓縮機外殼與聲音輻射的關聯性，建立了外殼的結構振動數學模型，以有限元素分析得到外殼的位移模態振型，並提出壓縮機內部聲音輻射的等效方程式，最終發現可控制結構的振動模態來抑制聲音輻射的傳播。

本文首先介紹溫[1]中提及之有無消音罩壓縮機八點噪音量測實驗，接著建立有無消音罩壓縮機的腔體有限元素模型，進行純聲場簡諧響應分析，取得與實驗相同量測位置之聲學響應，以總量探討不同位置的響應，以 1/3 頻帶頻譜探討噪音的頻率範圍，並以線性頻譜搭配腔體操作變形振型(Operational Deflection Shape, ODS)，探討消音罩的降噪與腔體模態的關聯性，提出可能的改善建議，最終以傳遞損失與插入損失作為評估指標，進一步驗證對於消音罩消音機制的論點。

二、有無消音罩壓縮機之八點噪音量測

迴轉式壓縮機零組件主要分為泵、馬達、過濾瓶與外殼，圖 1 為單缸壓縮機剖面圖，馬達採用變頻直流無刷馬達，泵為壓縮運動產生的位置，消音罩為抑制冷媒排氣噪音之零組件，壓縮原理為馬達帶動偏心軸旋轉，使壓縮室與外部發生壓力差，在吸入過濾瓶中低壓冷媒的同時，由閥護片排出高壓冷媒，並由吐出管傳遞至空調系統進行循環，在這個循環中會發出冷媒噪音、馬達噪音與結構噪音，由於消音罩是為了冷媒噪音所設計，故本章將針對有無消音罩之壓縮機的外部噪音進行探討。

溫[1]以精密麥克風量測壓縮機測試機在有無消音罩時，距離壓縮機 30 cm 處之聲音輻射，圖 2 為壓縮機測試機示意圖，相較於一般壓縮機，測試機之外殼與過濾瓶均以螺栓固定，且外殼較厚，聲音響應將會比一般壓縮機小，圖 3 為八點噪音量測儀器架設[1]，壓縮機測試機置於不鏽鋼平台上，並連接冷媒循環裝置以控制運轉工況，冷媒採用 R32 冷媒，吸入壓力 8.6 kgf/m^2 ，吐出壓力 27.39 kgf/m^2 ，溫度為 16.9°C ，壓縮機轉速為 3600 rpm，量測待運轉穩定時進行。

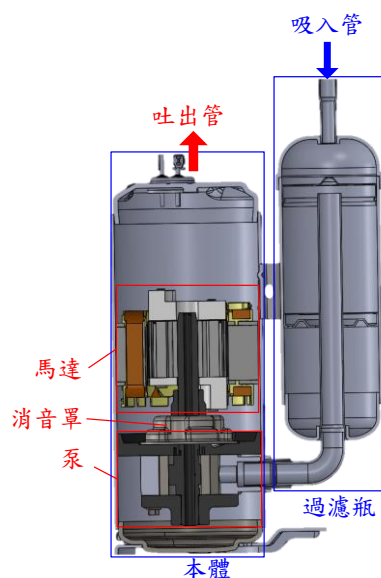


圖 1 單缸壓縮機剖面圖



圖 2 壓縮機測試機示意圖



圖 3 八點噪音量測儀器架設[1]

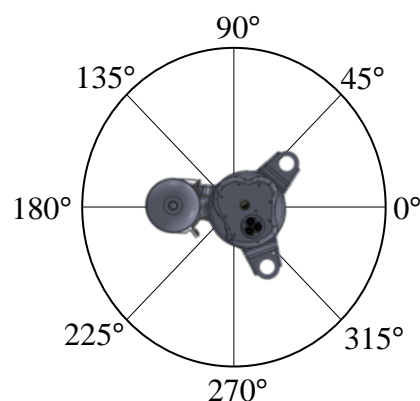


圖 4 麥克風位置示意圖

量測全程於半無響室進行，感測器為 4 支精密麥克風，量測頻寬 5000 Hz，頻率解析條數 3200 條，頻率解析度 1.5625 Hz，平均次數 10 times，重疊率 95.56%，量測時間約 15.8 s，圖 4 為八點噪音量測儀器架設，麥克風架設高度為壓縮機一半，距離壓縮機 30 cm，由於頻譜分析儀頻道數量限制，量測分為兩次，一次量測壓縮機右側(0°)、前方(90°)、左側(180°)與後方(270°)，另一次量測壓縮機右前方(45°)、左前方(135°)、左後方(225°)與右後方(315°)。

表 1 為有無消音罩壓縮機之實驗八點噪音總量，第一欄為麥克風位置，第二欄為有消音罩之壓縮機各位置的 A 加權聲音壓力位準總量($L_{p,A,with}$)，單位為 dBA，第三欄為無消音罩之壓縮機各位置的 A 加權聲音壓力位準總量($L_{p,A,without}$)，單位為 dBA，最後一欄為優化量(Optimization Quantity, OQ)，OQ 之定義如式(1)：

$$OQ = L_{p,A,without} - L_{p,A,with} \quad (1)$$

其中，若 OQ 為正值則代表消音罩有效，為了方便解讀，將最後一列各欄的線性平均值(average, AVG)繪製為指向圖，圖 5 為有無消音罩壓縮機之實驗八點噪音總量指向圖，最外圍的角度標示對應麥克風位置，圓心距離的標註點位置則對應 A 加權聲音壓力位準總量($L_{p,A}$)，三角形標註為 $L_{p,A,with}$ ，正方形標註則為 $L_{p,A,without}$ ，結果顯示，兩者在左側(180°)的 $L_{p,A}$ 均較其它位置低，推測過濾瓶會遮蔽本體的運轉噪音。

各位置之 OQ 均小於 1.5 dBA，平均 OQ 為 -0.19 dBA，此量值入耳幾乎無法識別差異，但考慮各位置 OQ 趨勢不同，且壓縮機為測試機，關於消音罩無效的論點，可信度稍嫌不足，故後續將對有無消音罩之壓縮機腔體進行純聲場分析，針對消音罩重點作用的冷媒流體噪音，探討消音罩是否有效，以及消音罩的消音頻率範圍和消音機制。

表 1 有無消音罩壓縮機之實驗八點噪音總量

麥克風 位置	$L_{p,A}$ (dBA)		
	有消音罩	無消音罩	OQ
0°	66.77	66.8	0.03
45°	68.73	67.75	-0.98
90°	68.24	69.34	1.1
135°	68.96	67.59	-1.37
180°	63.33	62.64	-0.69
225°	67.27	67.88	0.61
270°	66.9	68.1	1.2
315°	68.73	67.33	-1.4
AVG	67.37	67.18	-0.19

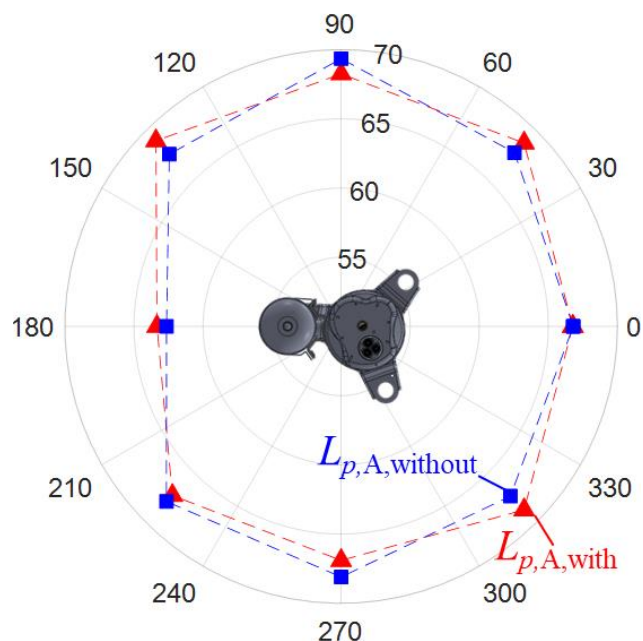


圖 5 有無消音罩壓縮機之實驗八點噪音總量指向圖

三、迴轉式壓縮機之有限元素分析

壓縮機噪音主要來源由馬達電磁噪音、冷媒流體噪音與結構振動噪音組成，當發生噪音問題時，透過實驗量測大多僅能了解噪音發聲頻率，不易探討噪音的發聲機制，其中冷媒流體噪音由於位於壓縮機內部，更是難以透過實驗診斷，故本章以純聲場分析，針對有無消音罩之單缸壓縮機腔體，探討消音罩的貢獻以及聲音壓力的變化。

為了探討冷媒噪音，僅考慮冷媒排氣，假設馬達與結構不可作動，圖 6 為壓縮機壓縮室，壓縮室分為高壓室與低壓室，低壓室負責由過濾瓶吸入低壓冷媒，並隨著偏心軸的轉動由排氣孔排出，而高壓室則為壓縮後之冷媒，本文於高壓室定義大小為 1 m/s 之介面速度，並省略閥片，用以模擬高壓冷媒排氣的瞬間，圖 7 為壓縮機本體腔體模型，圖 7(a)為幾何模型，為圖 1 單缸壓縮機本體的腔體，局部視圖表示模型冷媒輸入的設定，綠色範圍為輸入設定，箭頭代表輸入之方向。

由於未假設冷媒吸入，故省略過濾瓶，而標註 Radiation 之範圍為模擬冷媒吸入或排出之輻射邊界，其物理意義為被設定面無反射，流體為 R32 冷媒，密度 66 kg/m³，聲速 225 m/s，圖 7(b)為有限元素模型，採用二次角錐體流體元素，進行聲學簡諧響應分析，分析頻寬為 3000 Hz，頻率解析度為 1 Hz，每個波長有 6 個元素，故元素須小於 1.25 mm，本模型元素大小為 1 mm，為了探討消音罩對無壓縮機的影響，有限元素模型分為有消音罩壓縮機本體腔體與無消音罩壓縮機本體腔體兩種，前者共 213,015 個元素，342,802 個節點，而後者共 225,432 個元素，373,670 個節點。

首先以八點噪音實驗量測之聲音評估指標進行相同的評估，探討消音罩對壓縮機外部噪音的貢獻度，以外插函數預測外部八個點的最大聲音壓力頻譜與相位頻譜，並將其視為聲音壓力傅立葉頻譜 $P(f)$ ，由於需進行 A 加權，故須透過 1/3 頻帶頻譜加權後，才可計算 $L_{p,A}$ ，以下為換算過程：

$$G_{pp}(f) = \frac{P(f) \times P^*(f)}{\Delta f} \quad (2)$$

$$P_{rms}(f_c) = \sqrt{\int_{f_l}^{f_u} G_{pp}(f) df} \quad (3)$$

$$L_i = 20 \log_{10} \left(\frac{P_{rms}(f_c)}{P_{ref}} \right), P_{ref} = 20 \times 10^{-6} \text{ Pa} \quad (4)$$

$$L_{i,A} = L_i + A_i \quad (5)$$

$$L_{p,A} = \sum_{i=1}^{25} \left(10^{\frac{L_{i,A}}{10}} \right) \quad (6)$$

式(2)至式(6)中， $G_{pp}(f)$ 為聲音壓力自身功率頻譜(Pa²/Hz)， $P^*(f)$ 為聲音壓力傅立葉頻譜的共軛複數， Δf 為頻率解析度 1 Hz， $P_{rms}(f_c)$ 為各頻帶之聲音壓力平方平均根總量(Pa)，表 2 為 1/3 頻帶頻譜的頻帶與加權之頻率範圍與加權值， f_l 為頻帶的下限頻率， f_c 為頻帶

的中心頻率， f_u 為頻帶的上限頻率， A_i 為加權值(dB)， L_i 為第 i 頻帶的 L_p (dB)， $L_{i,A}$ 為第 i 頻帶的 $L_{p,A}$ (dBA)， $L_{p,A}$ 為 A 加權聲音壓力位準的總量。

表 3 為有無消音罩壓縮機之理論八點噪音總量，第一欄為麥克風位置對應的角度，第二與第三欄為有消音罩與無消音罩壓縮機本體於各位置的 $L_{p,A}$ ，OQ 為優化量，最後一列為八個位置響應的線性平均值，詳細定義可參考式(1)，將各位置對應的角度與 $L_{p,A}$ 組合可繪製指向圖，圖 8 為有無消音罩壓縮機之理論八點噪音總量指向圖，各標註距離圓心的距離為 $L_{p,A}$ ，標註的位置則代表麥克風的位置，三角形標註為理論 $L_{p,A,with}$ ，正方形標註為 $L_{p,A,without}$ 。

消音罩的 OQ 相較實驗明顯更差了，安裝消音罩的壓縮機平均 $L_{p,A}$ 提高 3.05 dBA，且左側的噪音提高 10.44 dBA，說明該消音罩在本壓縮機無消音效果，下章將透過 1/3 頻帶頻譜、傳遞損失(Transmission Loss, TL)與腔體 ODS，探討消音罩無效的原因。

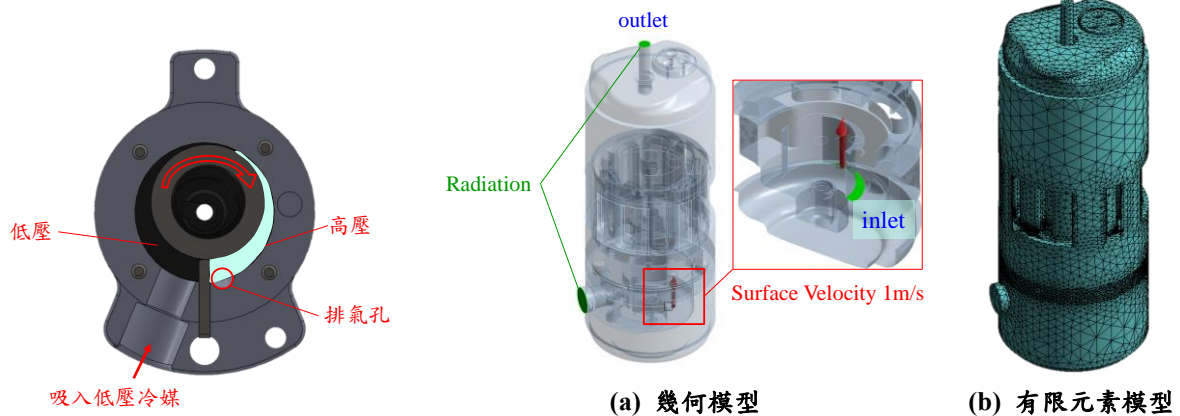


圖 6 壓縮機壓縮室

圖 7 壓縮機本體腔體模型

表 2 1/3 頻帶頻譜的頻帶與加權之頻率範圍與加權值

頻帶 編號	f_l (Hz)	f_c (Hz)	f_u (Hz)	A_i (dB)	頻帶 編號	f_l (Hz)	f_c (Hz)	f_u (Hz)	A_i (dB)
L_1	11.2	12.5	14.1	-63.4	L_{14}	224	250	282	-8.6
L_2	14.1	16	17.8	-56.7	L_{15}	282	315	355	-6.6
L_3	17.8	20	22.4	-50.5	L_{16}	355	400	447	-4.8
L_4	22.4	25	28.2	-44.7	L_{17}	447	500	562	-3.2
L_5	28.2	31.5	35.5	-39.4	L_{18}	562	630	708	-1.9
L_6	35.5	40	44.7	-34.6	L_{19}	708	800	891	-0.8
L_7	44.7	50	56.2	-30.2	L_{20}	891	1000	1122	0
L_8	56.2	63	63	-26.2	L_{21}	1122	1250	1413	0.6
L_9	63	80	89.1	-22.5	L_{22}	1413	1600	1778	1
L_{10}	89.1	100	112	-19.1	L_{23}	1778	2000	2239	1.2
L_{11}	112	125	141	-16.1	L_{24}	2239	2500	2818	1.3
L_{12}	141	160	178	-13.4	L_{25}	2818	3150	3548	1.2
L_{13}	178	200	224	-10.9					

表 3 有無消音罩壓縮機之理論八點噪音總量

麥克風 位置	$L_{p,A}$ (dBA)		
	有消音罩	無消音罩	OQ
0°	132.44	130.86	-1.58
45°	141.43	130.99	-10.44
90°	141.43	138.71	-2.72
135°	132.36	131.83	-0.53
180°	145.81	130.86	-14.95
225°	141.43	143.08	1.65
270°	133.99	138.71	4.72
315°	132.36	131.83	-0.53
AVG	137.66	134.61	-3.05

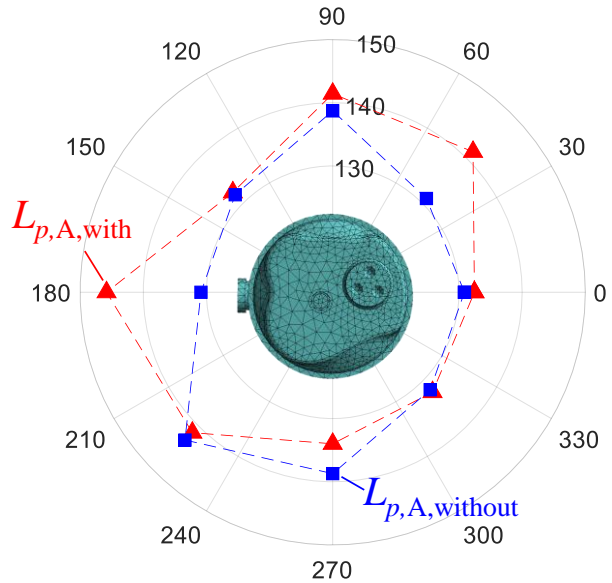


圖 8 有無消音罩壓縮機之理論八點噪音總量指向圖

四、消音罩之消音貢獻度探討

由實驗與分析發現消音罩無法有效降噪，本章首先取八個位置的聲音壓力頻譜之線性平均，接著透過式(5)計算有無消音罩壓縮機外部聲場的 A 加權 1/3 頻帶頻譜，並透過式(4)取得 A 加權聲音壓力位準(A-weighted Sound Pressure Level, SPL-A)線性頻譜。

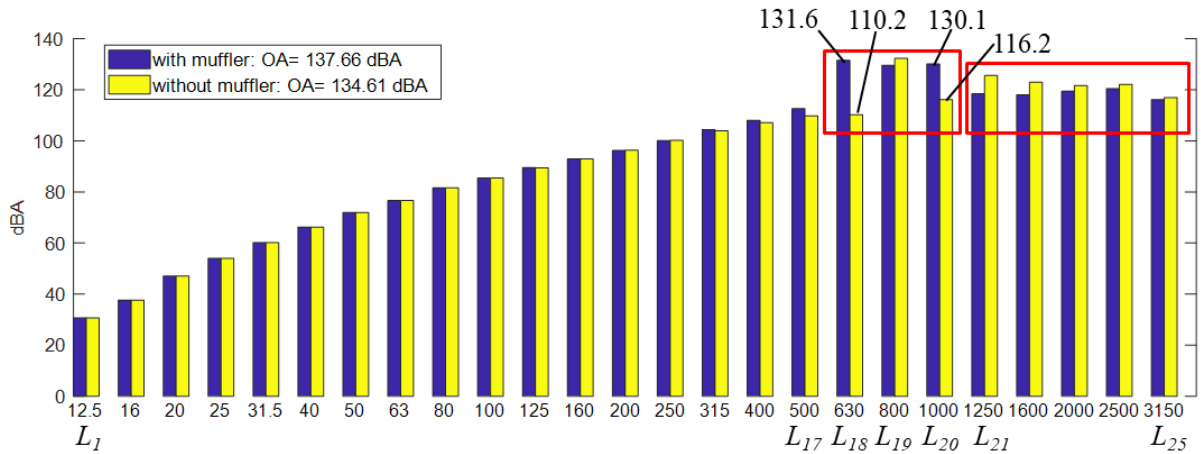
圖 9 為有無消音罩壓縮機外部聲場理論響應，圖 9(a)為 A 加權聲音壓力位準 1/3 頻帶頻譜，X 軸為該頻帶的中心頻率，Y 軸為 SPL-A，每個頻帶左側深藍色長條為有消音罩壓縮機的響應，右側亮黃色長條為無消音罩壓縮機的響應，圖 9(b)為 A 加權聲音壓力位準線性頻譜對應腔體 ODS，上方紅框為有消音罩壓縮機之腔體 ODS 剖面，藍框為無消音罩壓縮機之腔體 ODS 剖面，方框左上方對應頻譜的峰值，左下角則代表峰值的頻率，剖面範圍為閘護片排氣孔與軸中心之連線，單位為 dBA，下方頻譜的 X 軸為頻率，Y 軸為 SPL-A，為八個響應位置的線性平均，結果顯示：

- (1) 11.2-562 Hz ($L_{11} \sim L_{17}$)前有無消音罩壓縮機的響應差異很小，說明消音罩對低頻噪音影響較小，由 ODS 發現該頻率範圍僅有一個峰值，且振幅值幾乎相同。
- (2) 562-708 Hz (L_{18})噪音提高了 21.4 dBA，891-1122 Hz (L_{20})提高 14 dBA，但 708-891 Hz (L_{19})噪音降低 2.7 dBA，透過線性頻譜發現，因為無消音罩壓縮機的峰值 718 Hz 與 885 Hz，十分接近 L_{19} 的上、下限頻率，在安裝消音罩後，兩個峰值分散至 L_{18} 與 L_{20} ，降低了純音效應帶來的聽感不適，可惜在 L_{19} 仍存在一個振幅相當的峰值，導致整體噪音不減反增，而透過 ODS 發現其均為垂直排氣模態，而垂直排氣模態受閘護片排氣影響，如此解釋消音罩對排氣噪音並無抑制效果。
- (3) 1122-3000 Hz ($L_{21} \sim L_{25}$)之噪音平均降低約 3.4 dBA，該頻率範圍之峰值頻率 ODS 均為水平交叉模態，而水平交叉模態受馬達旋轉影響，這也說明消音罩對馬達段的噪音有降噪作用。

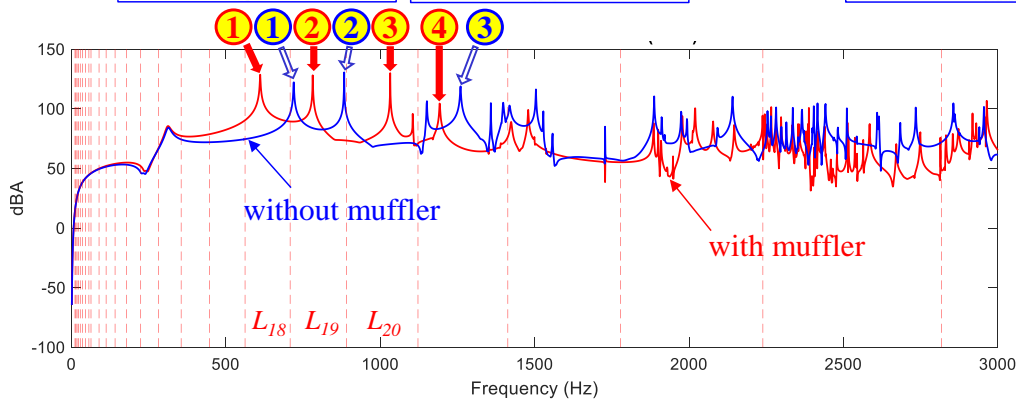
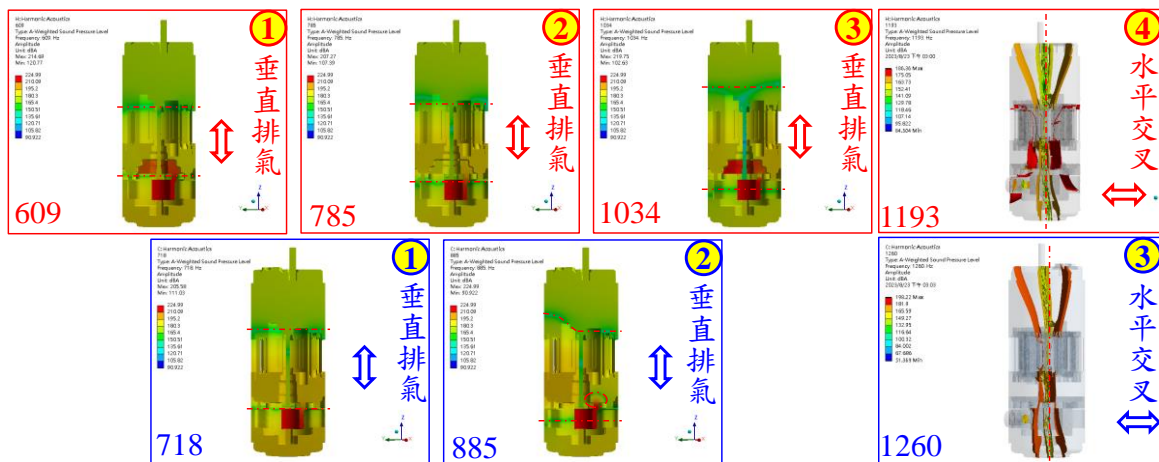
由上述三點得知，消音罩無法有效抑制垂直排氣模態帶來的噪音，此模態出現在 1122 Hz 以下，當垂直排氣模態出現，有消音罩壓縮機的壓力會聚集在消音罩，但壓力

經過消音罩後，腔體的聲音壓力與無消音罩壓縮機相比並無差異，而消音罩可抑制交叉模態引起的噪音，此模態出現在 1122 - 3000 Hz，故針對垂直排氣模態進行結構設計十分重要。

目前壓縮機馬達到頂蓋之距離會形成腔室，易於垂直排氣模態的壓力傳遞，導致噪音產生，推測降低外殼高度以縮小腔室，提高腔體自然頻率，並增加頂蓋剛性，使垂直排氣模態的壓力接觸至頂蓋時，更快反射至馬達段，依靠馬達轉定子的結構複雜性衰減聲波，在降低成本的同時達到消音的目的。



(a) A 加權聲音壓力位準 1/3 頻帶頻譜



(b) A 加權聲音壓力位準線性頻譜對應腔體 ODS

圖 9 有無消音罩壓縮機外部聲場理論響應

為了更清楚的了解消音罩的消音頻率範圍，使用 TL 作為消音器的指標，其定義如下：

$$TL = L_{w,in} - L_{w,out} = 10 \log \left(\frac{P_{in}}{P_{out}} \right) \quad (7)$$

式中 TL 為傳遞損失，單位為 dB， $L_{w,in}$ 為輸入端的聲功率位準， $L_{w,out}$ 為輸出端的聲功率位準， P_{in} 為輸入端的聲音壓力， P_{out} 為輸出端的聲音壓力，本文輸入端為壓縮室高壓面，輸出端為排氣管面，本壓縮機案例分為有消音罩與無消音罩，由於兩者輸入相同，若將兩者的 TL 相減，則可取得消音罩在各個頻率對壓縮機噪音的優化量，又稱為插入損失 (Insertion Loss, IL)，其定義如下：

$$IL = TL_{with} - TL_{without} = 10 \log \left(\frac{P_{with}}{P_{without}} \right) \quad (8)$$

TL_{with} 為有消音罩壓縮機的 TL， $TL_{without}$ 為無消音罩壓縮機的 TL，單位均為 dB， P_{with} 為有消音罩壓縮機於吐出管的聲音壓力， $P_{without}$ 為無消音罩壓縮機於吐出管的聲音壓力，圖 10 為有無消音罩壓縮機之傳遞損失，紅線為 TL_{with} ，藍線為 $TL_{without}$ ，可以發現當 TL 出現反共振點時，該頻率即為腔體的自然頻率，符合發生共振，噪音變大的物理現象。

TL 的輸入至輸出的路徑中，存在除了消音罩的其餘結構，故不可將 TL 完全視為消音罩的貢獻，須由式(8)之 IL 探討消音罩的消音量，圖 11 為壓縮機之插入損失，當 IL 為正值代表消音罩有效，前面提到 1122 Hz 為垂直排氣模態與水平交叉模態出現的分界點，於 IL 標註後發現，消音罩確實在 1122 Hz 以上才有顯著效果。

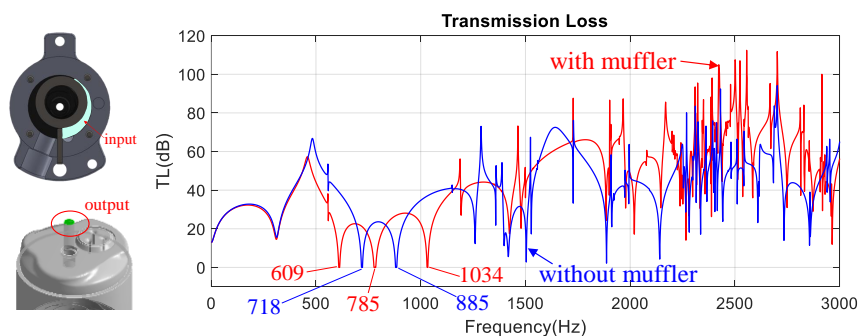


圖 10 有無消音罩壓縮機之傳遞損失

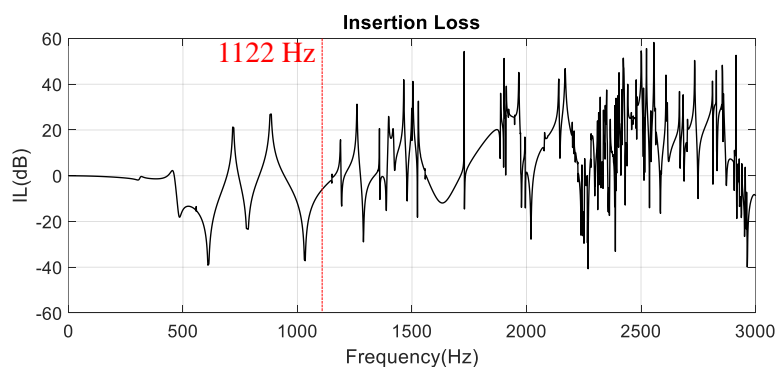


圖 11 壓縮機之插入損失

五、結論

本文首先引用温[1]提到的噪音量測實驗，以精密麥克風量測有無消音罩壓縮機運轉中外部八個位置的實驗 $L_{p,A}$ ，探討消音罩的有效性，接著建立有無消音罩壓縮機的腔體模型，進行純聲場分析，取得與實驗相同位置之理論 $L_{p,A}$ ，針對腔體探討消音罩的貢獻，最後透過理論 1/3 頻帶頻譜、線性頻譜與腔體 ODS，探討消音罩有效與無效的頻率範圍及腔體模態物理意義，結果顯示：

- (1) 由八點噪音實驗量測發現，過濾瓶會遮蔽壓縮機過濾瓶側，麥克風量測到之噪音。
- (2) 當垂直排氣模態出現，消音罩無消音作用，此模態出現於 1122 Hz 以下，其振動方向與閘護片排氣方向相同，說明消音罩對閘護片排氣噪音沒幫助。
- (3) 當水平交叉模態出現，消音罩有消音作用，此模態出現在 1122-3000 Hz，說明進行壓縮機降噪設計時，應抑制垂直排氣模態。
- (4) 透過 IL 明顯看出消音罩僅對 1122 Hz 以上的噪音有幫助，與透過 1/3 頻帶頻譜與線性頻譜的結論相符。

六、致謝

本文承蒙瑞智精密股份有限公司提供研究計畫經費。

七、參考文獻

1. 温儒琳，迴轉式壓縮機零組件之結構聲場耦合分析，碩士論文，國立屏東科技大學，屏東，2022。
2. Y.Hu, J.Xu, Z.Du, S.Yang and L.Ren, "Study of Novel Rotary Cylinder Compressor" 24th ICEC, no.1423, 2018.
3. K.T.Ooi and P.Shakya, "A New Compact Rotary Compressor Coupled Vane Compressor" 24th ICEC, no.1453, 2018.
4. D.He, D.Ziviani and Y.Liu, "Theoretical Analysis of Noise and Vibration Generated by Gas Pressure Pulsation in Hermetic Compressors" 25th ICEC, no.1527, 2021.
5. D.He, Y.Cui, D.Ziviani and T.Liu, "Numerical Study of the Aerodynamic Noise and Vibration Due to Pulsive Discharge Gas Jet in Hermetic Compressors" 26th ICEC, no.1415, 2022.
6. S.Jang, H.Choung, S.Park and S.Lee, "Investigation on Noise of Rotary Compressors Using Fluid-Structure Interaction" Journal of Mechanical Science and Technology, vol.33, pp. 5129-5135, 2019.
7. J.Chung, U.Lee, J.Lee, U.Lee, E.Han and J.Yoon, "Rotary Compressor Noise Analysis Using Mechanisms and Electromagnetics Coupled Approach" 23rd ICEC, no.1346, 2016.
8. L.Chen and Z.Huang, "Analysis of Acoustic Characteristics of the Muffler on Rotary Compressor" 11th ICEC, no.C015, 2004.
9. L.Li, C.Li, M.Duan and Y.Huang, "Modal Performance Analysis of Compressor for Active Control of Acoustic Radiation" Journal of Physics: Conference Series, vol.2383, 2022