

國立臺灣大學工學院機械工程學研究所

碩士論文

Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

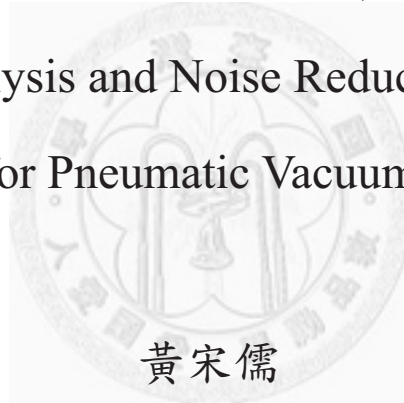
National Taiwan University

Master Thesis

真空氣動梭鼓風機音場分析與降噪設計

Acoustic Analysis and Noise Reduction Design of

Blowers for Pneumatic Vacuum Elevators



黃宋儒

Sung-Ju Huang

指導教授：鄭榮和 博士

Advisor: Jung-Ho Cheng, Ph.D.

中華民國 100 年 1 月

January, 2011



國立臺灣大學碩士學位論文  
口試委員會審定書

真空氣動梭鼓風機音場分析與降噪設計

Acoustic Analysis and Noise Reduction Design of Blowers for  
Pneumatic Vacuum Elevators

本論文係 黃宋儒 君 (R97522504) 在國立臺灣大學機械工程學  
研究所完成之碩士學位論文，於民國 99 年 12 月 1 日承下列考試委員  
審查通過及口試及格，特此證明

口試委員：

鄭榮和

鄭榮和

顏瑞和

顏瑞和

吳文方

吳文方

系主任、所長

張所鎔

張所鎔

(簽名)



## 誌謝

能夠順利完成碩士研究，首先要感謝指導教授鄭榮和老師，除了在專業知識上的傳授，讓我更獲益良多的是解決問題的能力，如何使用有系統有邏輯的流程將大問題拆解成小問題，然後各個擊破迎刃而解，這是一套受用無窮的方法；感謝口試委員顏瑞和老師、吳文方老師給予我許多寶貴的建議，指引修正補充的方向；感謝崇友實業，提供鼓風機做為本研究設計實驗測試改進的對象；感謝家人和朋友，不斷在背後支持鼓勵我。

算一算，自從大二加入 FORMOSUN 團隊已超過六年，六年的期間得到許多人的幫助，拓展了我的視野、豐富了我的生活。一開始加入混合動力車底盤組研究車輛運動性能，初嘗團隊合作事半功倍的效率跟樂趣；負責燃料電池機車捷能一號 FORMOTO-I、鋰電池電動車 Green Jumper 外型的氣動性能研發及風力發電專題的都市建築風場評估，學習如何接洽廠商、製造組裝測試實驗平台，以及電腦輔助設計、電腦輔助工程分析軟體的基本認識與實務操作。以上種種經驗，讓我累積了許多的能(ability)量(capacity)，有信心面對未來的挑戰。

六年的光陰不算短，伴我一起成長的同學、朋友們，每當我想起你們給過的協助和溫暖，就有了繼續前進的動力。因為需要感謝的人太多了，就感謝天罷；想要說的話太多了，就說讚吧！

黃宋儒 于 臺大工綜 144

2011 年 1 月



## 摘要

真空氣動梭(PVE, Pneumatic Vacuum Elevator)是一種創新型電梯，欲上樓時由抽氣設備產生電梯車廂上下壓差推動車廂上升；欲下樓時利用重力自然下降節省能源。本產品突破傳統電梯之限制，毋需建造機房、升降道和底坑，大幅節省空間，非常適合已完成之公寓或樓中樓等未規劃電梯空間之建築物，具龐大商機。然而，目前仍不普及之一大主因，源於電梯上行時，產生令人不適之噪音。

本研究針對真空氣動梭之噪音問題，提出一套有效降噪方法，除確立噪音源外，透過文獻回顧評估各類降噪手段，並以電腦輔助工程分析 CFD (Computational Fluid Dynamics, 計算流體力學) 軟體 FLUENT，建立可預測噪音之虛擬原型，藉此觀察流場、聲場之變化，提出改良策略加以討論。

歸納模擬結果，可發現設計抗性膨脹室消音器之幾何形狀，可有效降低真空氣動梭之噪音。並分析各種吸音材料對於不同頻率噪音之吸聲性能，針對本研究之噪音源進行阻抗複合型消音器之設計。實測方面，則利用小型無音箱、噪音計搭配閃頻儀（量測鼓風機葉輪轉速）進行噪音量測。

掌握以上降噪設計策略，針對 PVE 噪音問題設計改良之成效良好：加裝消音器後，噪音降低 4.8 分貝，而流體動力性能不減；再加裝外覆防音材（聚氨酯棉），可再度降低噪音 2.7 分貝，總共降低 7.5 分貝，證實本研究之設計方法可有效降低產品噪音。

關鍵字：真空氣動梭、電梯、抽氣設備、噪音、計算流體力學、消音器





## Abstract

We present Pneumatic Vacuum Elevator (PVE), a novel elevator technology reducing energy consumptions by driving the elevator with air pressure. An air pumping equipment increases the air pressure to pull the cabin and carries passengers upward; releases the air pressure while the gravity drops the cabin downward slowly. Comparing to the conventional elevators, the presented product is much more space-saving considering the construction of the machine room, since the hoist way or pit are no longer necessary for the system. PVE offers enormous potential business opportunities because of its suitability for completed condominium or duplex apartments, which have no reserved space for elevators. However, the PVE is not generally adopted nowadays because of producing noise when vacuuming the elevator cabin upward.

The goal of our research is to reduce the noise effectively. First, we identify the source of noise. Second, we evaluate the existing noise reducing methods. By using computer aided engineering and computational fluid dynamics (CFD) software, FLUENT, we then conduct a noise-predictable virtual model to observe the dynamic of the flow/sound fields. Finally, we propose a solution and strategies for further improvement.

Base on the analysis result, the geometry of the reactive expansion chambers mufflers would affect the noise produced in the vacuuming process. Therefore, we research the shape of the mufflers and exam several sound-absorbing materials for noise absorption properties under different frequencies, and design a hybrid muffler for the specific noise source. To exam the prototype, we design a series of experiments to measure noise using a small anechoic tank, a sound level meter and a digital stroboscope (especially for measuring RPM of the blade).

This approach provides an efficient noise reducing solution for PVE. After conducting noise control design strategies and implementations mentioned above, the noise is decreased by 4.8 dB without affecting required fluid dynamics performance. By adding additional covers made with polyurethane cotton, a sound soundproof material, to the device, the noise is decreased by 2.7 dB more, which leads to 7.5 dB decreasing in total. To summarize, this result demonstrates our design effectively reduces the noise from the product.

Keywords: Pneumatic Vacuum Elevator (PVE), elevators, pumping equipments, noise, computational fluid dynamics (CFD), muffler



# 目錄

誌謝 .....	I
摘要 .....	III
Abstract.....	V
目錄 .....	VII
圖目錄 .....	XI
表目錄 .....	XV
第一章 緒論 .....	1
1.1 研究背景與動機 .....	1
1.2 真空氣動梭簡介 .....	3
1.2.1 真空氣動梭作動原理 .....	6
1.2.2 真空氣動梭關鍵問題 .....	7
1.3 研究目的 .....	7
1.4 研究方法與論文架構 .....	8
1.5 使用軟體簡介 .....	10
第二章 理論背景與文獻回顧 .....	13
2.1 流體機械概論 .....	13
2.1.1 離心式鼓風機 .....	15
2.2 聲學概論 .....	22
2.2.1 氣動聲學 .....	25
2.2.2 風機噪音 .....	27
2.3 CFD 數值求解方法 .....	29

2.3.1	統御方程式 .....	30
2.3.2	紊流模型 .....	32
2.3.3	Broadband Noise Source 聲學模型 .....	35
2.3.4	離散法則 .....	37
2.3.5	SIMPLE method.....	38
第三章	真空氣動梭音場分析 .....	41
3.1	噪音源確立 .....	41
3.1.1	梭體內噪音量測實驗 .....	41
3.1.2	梭體外噪音量測實驗 .....	43
3.1.3	鼓風機噪音分析實驗 .....	46
3.2	降噪手段評估 .....	47
3.2.1	噪音傳遞機制 .....	47
3.2.2	鼓風機噪音治理方法 .....	51
第四章	模擬分析與驗證 .....	59
4.1	繪製幾何 CAD 圖檔 .....	59
4.2	模擬軟體設置 .....	60
4.2.1	前處理器網格邊界 .....	61
4.2.2	求解器疊代運算 .....	64
4.2.3	後處理流場聲場 .....	65
4.3	基本實驗測試 .....	66
4.4	結果比對與校正 .....	66
第五章	降噪設計 .....	69
5.1	抗性設計：單膨脹室消音器 .....	69

5.2	CFD 模擬結果 .....	74
5.3	阻性設計 .....	75
5.4	設計結果 .....	78
第六章	設計結果製作與實驗量測 .....	81
6.1	設計結果製作 .....	81
6.2	實驗量測 .....	84
第七章	結論與建議 .....	89
7.1	成果總結 .....	89
7.2	未來建議與改進方向 .....	90
參考文獻	.....	93





## 圖目錄

圖 1-1	65 歲及以上人口比例的變化趨勢圖[ 1].....	1
圖 1-2	舊樓加裝電梯[ 4].....	2
圖 1-3	真空氣動梭[ 5].....	3
圖 1-4	真空氣動梭外觀[ 5].....	4
圖 1-5	真空氣動梭系統示意圖[ 5].....	6
圖 1-6	研究流程圖與章節分配.....	10
圖 1-7	CATIA 軟體示意圖[ 6].....	11
圖 1-8	FLUENT 軟體示意圖[ 7].....	11
圖 2-1	離心式鼓風機[ 8].....	15
圖 2-2	軸流式鼓風機[ 8].....	15
圖 2-3	斜流式鼓風機[ 8].....	15
圖 2-4	離心式鼓風機氣流方向示意圖[ 8].....	15
圖 2-5	離心式鼓風機組成示意圖[ 8].....	16
圖 2-6	漸開線外型之渦殼[ 9].....	16
圖 2-7	離心式鼓風機葉片與迴轉方向夾角及其分類[ 9].....	17
圖 2-8	葉輪之氣流入口及出口處之流體速度向量圖[ 9].....	18
圖 2-9	葉輪入口處及出口處之速度圖[ 9].....	19
圖 2-10	聲壓對時間示意圖[ 10].....	23
圖 2-11	聲壓之頻譜圖[ 10].....	23
圖 2-12	單極聲源示意圖[ 12].....	24
圖 2-13	雙極聲源示意圖[ 12].....	25

圖 2-14 四極聲源示意圖[ 12].....	25
圖 2-15 紊流速度大小隨時間之變化[ 20].....	32
圖 2-16 相鄰網格中心點示意圖[ 26].....	38
圖 2-17 SIMPLE 法則穩態求解運算過程.....	39
圖 3-1 梭體內部噪音監測點示意圖 .....	42
圖 3-2 梭體內噪音量測實驗情形示意圖 .....	42
圖 3-3 梭體內各監測點之噪音與時間關係 .....	43
圖 3-4 梭體外噪音監測點位置示意圖 .....	44
圖 3-5 梭體外監測點情形示意圖 .....	44
圖 3-6 真空氣動梭塔頂示意圖 .....	45
圖 3-7 AMETEK 119153 鼓風機.....	45
圖 3-8 小型無音箱 .....	46
圖 3-9 鼓風機 AMETEK 119153 噪音頻譜圖 .....	46
圖 3-10 形成噪音污染的三要素 .....	50
圖 3-11 阻性消音器[ 29].....	56
圖 3-12 抗性消音器[ 29].....	56
圖 4-1 CFD 計算域幾何示意圖 .....	59
圖 4-2 計算區域名稱宣告示意圖 .....	62
圖 4-3 二維網格示意圖 .....	62
圖 4-4 離心式鼓風機噪音二維模擬邊界條件 .....	63
圖 4-5 監測點示意圖 .....	64
圖 4-6 二維鼓風機噪音模擬速度向量圖 .....	65
圖 4-7 實驗量測示意圖 .....	66



圖 4-8 漸擴管幾何尺寸示意圖 .....	67
圖 4-9 漸擴管噪音量測實驗示意圖 .....	67
圖 5-1 抗性消音器基本類型示意圖[28].....	69
圖 5-2 抗性消音器[31].....	70
圖 5-3 單膨脹室消音器的消聲量[32].....	72
圖 5-4 膨脹室消音器幾何參數示意圖 .....	74
圖 5-5 阻性消音器種類示意圖[28].....	76
圖 5-6 穿孔排列方式示意圖[34].....	78
圖 5-7 本研究之抗性膨脹室消音器設計 .....	79
圖 5-8 本研究之阻性直管式消音器設計 .....	79
圖 6-1 PVC 管材 .....	81
圖 6-2 5 MM 厚壓克力板.....	81
圖 6-3 聚氨酯棉 .....	81
圖 6-4 兩端蓋板之 2D 圖檔 .....	82
圖 6-5 雷射切割機.....	82
圖 6-6 雷射切割壓克力板過程 .....	82
圖 6-7 雷射切割壓克力板完成品 .....	82
圖 6-8 內部穿孔管之孔位平面展開圖 .....	83
圖 6-9 內部穿孔管加工過程示意圖 .....	83
圖 6-10 抗性消音器完成圖 .....	83
圖 6-11 阻性消音器零件 .....	83
圖 6-12 阻性消音器組裝過程 .....	83
圖 6-13 阻性消音器完成圖 .....	83

圖 6-14	實驗情形示意圖 .....	85
圖 6-15	阻抗複合型消音器實驗示意圖 .....	86
圖 6-16	加裝外覆防音材前後對照圖 .....	87
圖 6-17	外覆防音材之鼓風機與阻抗複合消音器示意圖 .....	87



## 表目錄

表 1-1 真空氣動梭基本規格[5].....	5
表 3-1 梭體外各監測點噪音量測結果.....	44
表 3-2 背景音量與測量音源關係修正值.....	45
表 3-3 背景噪音修正後之梭體外各監測點噪音量測結果.....	45
表 3-4 勞工暴露之噪音音壓級及其工作日容許暴露時間.....	49
表 3-5 多孔材料類吸聲係數[28].....	54
表 4-1 網格劃分節點粗細對照表.....	63
表 4-2 進風口速度與噪音之關係.....	67
表 5-1 抗性消音器膨脹室長度 L 與 N 值之關係.....	73
表 5-2 各膨脹室消音器降噪設計之幾何特徵參數 (單位:MM).....	74
表 5-3 抗性膨脹室消音器各設計方案幾何示意圖.....	74
表 5-4 各降噪設計方案之 CFD 模擬結果.....	75
表 5-5 $\bar{\alpha}$ 與 $(\bar{\alpha})^{1.4}$ 的換算關係.....	76
表 5-6 常見市售吸音材料之吸聲係數.....	77
表 6-1 50 CM 實驗結果.....	86
表 6-2 100 CM 實驗結果.....	86



# 第一章 緒論

本章旨在闡述研究背景與動機，並簡介本研究之標的物—真空氣動梭，以及研究目的、方法與論文架構，最後介紹本研究使用到的軟體設計分析工具。

## 1.1 研究背景與動機

近幾年來，由於生育習慣趨近少子化，以及現代醫療系統發展蓬勃迅速，世界各先進國家無不進入高齡化社會[1] (圖 1-1)。根據聯合國世界衛生組織定義，65 歲以上老年人口比率達總人口 7% 者，即稱為「高齡化社會」[2]。我國自 82 年起邁入高齡化社會以來，65 歲以上老人所占比例持續攀升，98 年底已達 10.6%，老化指數為 65.1%，已較其他亞洲國家為高。因應高齡化社會的到來，老人福祉設施更顯重要，其中居家電梯正是建構無障礙空間的重要一環。

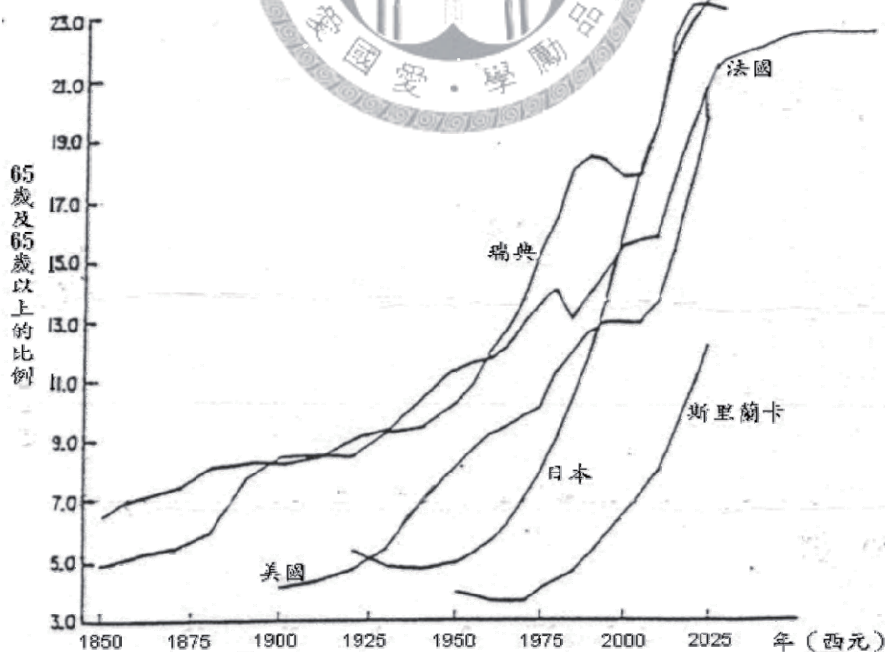


圖 1-1 65 歲及以上人口比例的變化趨勢圖[1]

上世紀八九十年代建設的七層以下住宅樓幾乎都沒有安裝電梯，給老年人出行帶來極大的不便。特別是不少老人因為身體不好，常年無法下樓活動，影響身心健康問題已經引起有關方面的關注。隨著老年人口增多，人民生活水準的提高，舊樓加裝電梯已成為社會普遍需求[3] (圖 1-2)。然而舊樓加裝電梯普遍存在下述問題：施工難、工期長、成本高。一般電梯對於施工環境有基本需求，包括機房、升降道以及底坑，因此對於許多完成之公寓或樓中樓等未規劃電梯空間之建築物，若要額外加裝電梯所需進行之工程有一定困難程度。由於上述工序複雜，也使得整個電梯建置的時程動輒三至六個月。而一棟建築物從無到有加裝電梯，所需費用包括井道建設費（包括地質勘探費、設計費、井道材料施工費，還可能涉及煤氣管道、自來水、電纜動遷費等）、電梯費（包括電梯設備購置費、安裝費、檢測費和動力電架設增容費等）、使用後的保養費、年度檢測費和維修費[4]，金額約兩百至三百萬台幣不等。總合以上種種原因，導致「舊樓加裝電梯」雖然可以滿足高齡化社會的老人居家福祉需求，卻在實際推行時面臨諸多阻礙。



圖 1-2 舊樓加裝電梯[4]

為了克服上述現象，國內業者引進一種新型態電梯——真空氣動梭(PVE，Pneumatic Vacuum Elevator)[ 5] (圖 1-3)，本產品不同於傳統的住宅電梯，無需另建升降道，不用額外挖底坑或增設屋頂機房；就像搬家時可以帶走的家具，僅需一米直徑的空間，完全不影響屋內動線和格局；配合裝潢的進展，安裝完成最快僅需二日。



圖 1-3 真空氣動梭[ 5]

然而，目前從美國 Pneumatic Vacuum Elevator, LLC 公司引進的 NuVa 真空氣動梭產品設計未臻成熟，存在下列問題：高噪音、運行不穩定、使用者操作感違反自然（如向下行程時，梭體先上後下）等，本研究針對真空氣動梭的關鍵問題進行改善。

## 1.2 真空氣動梭簡介

真空氣動梭的外觀如透明膠囊（圖 1-4），搭乘時內部乘客可以透過聚碳酸酯的外殼環顧三百六十度的視野。由於梭體的運動方式採用氣壓推動，因此不需要



像傳統電梯的鋼纜、滑輪、馬達或油壓設備，簡約的設計讓電梯更易於安裝、維護和操作。表 1-1 是目前真空氣動梭的基本規格，以下針對真空氣動梭之作動原理與關鍵問題做說明。

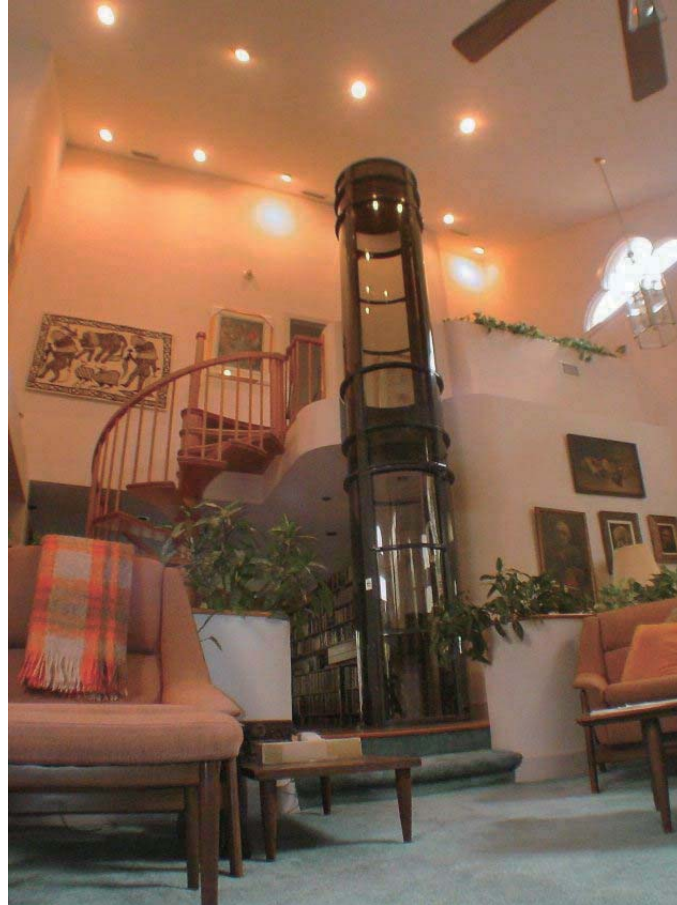


圖 1-4 真空氣動梭外觀[ 5]



表 1-1 真空氣動梭基本規格[ 5]

機種	二人份	三人份
內部梭體直徑	835 mm	1180 mm
內部梭體淨高度	2000 mm	2000 mm
外部梭體直徑	950 mm	1330 mm
樓地板預留孔	990 mm	1390 mm
載重	180 Kg	240 Kg
速度	18 m/分	10 m/分
馬達容量	6.5 Kw	7.8 Kw
電源設備容量	8.2 KVA	9.8 KVA
N.F.B.	30A	
電源	單相 220VAC	
設置	組合式安裝、不需另建升降道及底坑	
升降行程	最高 10 m；最多 4 停層	
安全機能	壓力檢知	
	緊急剎車裝置	
	運行中斷電，自動回歸底樓	
	警報鈴	
	緊急照明	
	門安全開關	
	外線電話（選配）	
照明	LED 燈	
烤漆選色	深灰色，香檳色，白色	

## 1.2.1 真空氣動梭作動原理

真空氣動梭系統如圖 1-5 所示，全系統主要係由梭體（車廂）、通道與抽氣設備所構成。梭體上方連接一廂上氣密層，用以阻絕梭體上下方之空氣流通。欲上行時，頂部抽氣設備開始將通道內之空氣抽出，使梭體上方之壓力逐漸變小，當梭體上下空氣壓差足以克服通道壁面摩擦力與乘載總重量時，氣壓推動電梯向上；欲下行時，僅需將空氣慢慢放掉，梭體也就因地心引力下降，不需要額外耗費電力。

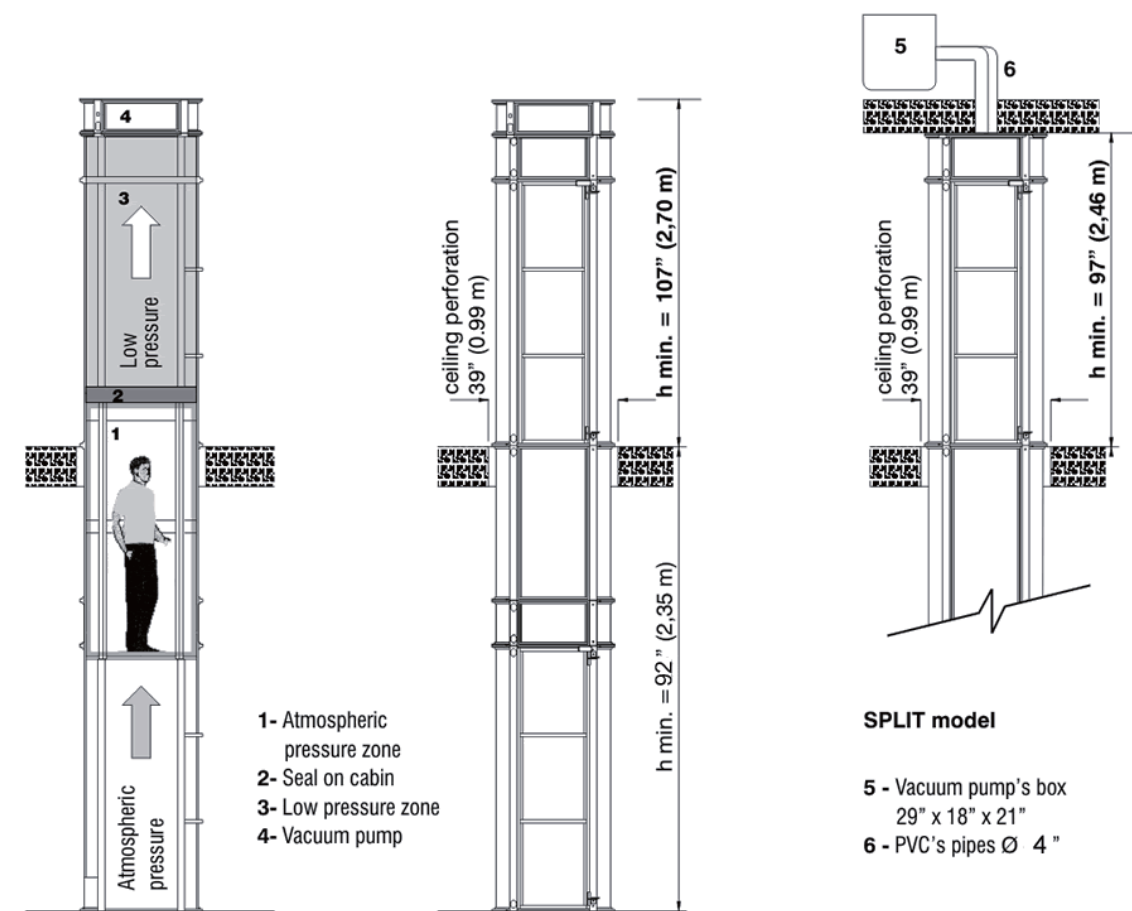



圖 1-5 真空氣動梭系統示意圖[5]

## 1.2.2 真空氣動梭關鍵問題

真空氣動梭雖然具備上述諸多優點，但產品目前仍存在一些先天設計之缺陷，擴及安全性、舒適性以及適用範圍。安全性待克服項目包括防關人、荷重感測、緩衝器等；舒適性有速度控制、噪音等；適用範圍則包括戶外型、公共型等需求。

其中最影響銷售業績之關鍵為噪音問題，對於許多家庭建築構造為樓中樓之客戶，無法接受真空氣動梭上行時產生高達 90 分貝使人不適之噪音，若能在噪音問題有所改善，有助於拓展真空氣動梭之市場。

## 1.3 研究目的



近年來由於電腦運算技術的進步以及 CFD (computational fluid dynamics, 計算流體力學) 套裝軟體的大量出現，使得流體機械流場 (動力性能) 與聲場 (氣動噪音) 之最佳化設計開始被廣泛探討。致力發展虛擬原型(virtual prototype)，除了可以節省部分實作量測的操作程序和硬體製造成本，更能藉由流場、聲場模擬後處理可視化技術，觀察到一些較難透過實驗量測到的物理量，大幅提升了工程改善設計的效率。

本研究進行真空氣動梭的音場分析，期望藉由軟體工具達成產品噪音之預測，並評估各種噪音控制方法，以實作量測搭配軟體模擬的方式，針對真空氣動梭進行降低噪音之設計。

## 1.4 研究方法與論文架構

本研究之目的係為了解決真空氣動梭產品之噪音問題，一開始藉由文獻回顧了解聲學基本理論以及噪音控制手法之發展脈絡，隨後進行真空氣動梭之噪音分析，以得知噪音產生位置與噪音量值。而為了提升改善設計的效率，會導入計算流體力學軟體進行流場聲場之模擬分析，讓虛擬原型可以準確驗證實務操作的結果，以降低實品加工組裝測試的成本。

當使用電腦軟體模擬噪音的結果能夠準確預測降噪設計之性能時，便可針對減噪進行幾何參數化的設計，再加入設計限制之考慮，以決定一個降噪的雛形設計。最後將此設計輸出工程圖製造、測試，以實現降噪手段。

本研究論文之章節內容分配如圖 1-6：



### 第一章 緒論

研究背景與動機、真空氣動梭簡介、研究目的、研究方法與論文架構、使用軟體簡介

### 第二章 理論背景與文獻回顧

流體機械概論、聲學概論、CFD 數值求解方法

### 第三章 真空氣動梭音場分析

噪音源確立、降噪手段評估

#### 第四章 模擬分析與驗證

繪製幾何 CAD 圖檔、模擬軟體設置、基本實驗測試、結果比對與校正

#### 第五章 降噪設計

抗性設計：單膨脹室消音器、CFD 模擬結果、阻性設計、設計結果

#### 第六章 設計結果製作與實驗量測

設計結果製作、實驗量測

#### 第七章 結論與建議

成果總結、未來建議與改進方向



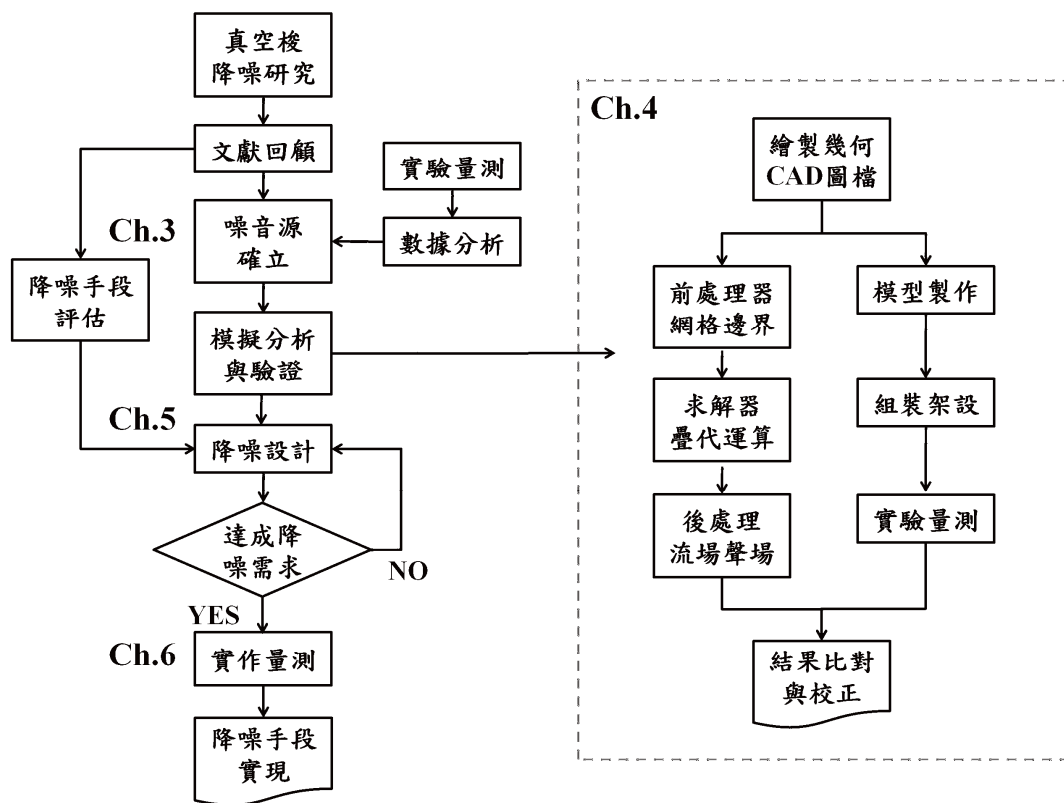


圖 1-6 研究流程圖與章節分配

## 1.5 使用軟體簡介

本研究使用之軟體包括電腦輔助設計(CAD)與計算流體力學(CFD)兩類。在幾何造型設計方面，以 CATIA (V5R17)做為 CAD 模型繪製之軟體；流場聲場模擬則使用 FLUENT (v 6.3.26)與前處理器 GAMBIT (v2.4)做為進行 CFD 分析之軟體。

CATIA (圖 1-7) 是法國達梭公司(Dassault)[ 6]與 IBM 公司合作開發的高階 CAD/CAM 軟體，廣泛應用於航太、汽車、造船、電子設備等產業，操作介面友善為其一大特色，而曲面繪圖能力強大，可建構出各種複雜的外型。本研究以 CATIA 進行消音器的幾何造型繪製，對於模擬所需建立的簡化模型，也都能展現其優異

的性能而提升設計效率。

FLUENT (圖 1-8) 為美國 ANSYS 公司[ 7]旗下的泛用型計算流體力學軟體。其市占率高達 60%，是全世界最大的 CFD 模擬軟體公司，軟體功能包括視覺化、流場、聲場分析、熱傳、質傳及化學反應等模擬。FLUENT 軟體本身亦提供前處理器 GAMBIT 可進行網格分割的工作，再以有限體積法(Finite Volume Method, FVM)求得所需的結果，讓使用者在短時間內了解分析域中各種物理量值變化，除了省去大量實物實驗所耗費的實驗材料和時間外，縮短產品設計與開發的時程，乃是使用 CFD 工具所帶來的優勢。



圖 1-7 CATIA 軟體示意圖[ 6]

圖 1-8 FLUENT 軟體示意圖[ 7]

本研究使用 CATIA 繪製真空氣動梭消音器的 CAD 圖檔，再將此模型圖檔匯入至前處理器 GAMBIT 軟體，建立元素網格模型及邊界屬性，最後以 CFD 求解器 FLUENT 軟體進行流場聲場之模擬，來求解真空氣動梭之噪音問題。





## 第二章 理論背景與文獻回顧

本章透過流體機械與聲學之基本理論探討，初步掌握離心式鼓風機的性能與噪音特性，並藉由相關文獻之回顧，統整本研究可能進行的音場模擬方式與降噪方向。

### 2.1 流體機械概論

流體機械(fluid mechanism)是指氣體、液體或兩者混合流體做為媒介而進行能量轉換之機械。流體機械依工作流體的不同，可分為兩大類：液體機械(hydraulic mechanism)、空氣機械(air mechanism)。流體機械依能量轉換的型式，可分為三大類。[8]第一類為流體原動機械，是指將流體能量轉換成機械能之機械，如水輪機、氣輪機、蒸汽輪機、風力機等；第二類為流體動力機械，是指將機械能轉換成流體能量之機械，如泵、風扇機、鼓風機及壓縮機等；第三類為流體傳動機械，是利用流體以達到動力傳送目的之機械，如流體連軸器(hydraulic coupling)、扭矩變速器(torque converter)、液壓缸等。流體機械在工程上之應用相當多，如：自來水之輸送、下水道排水、工廠之工作流體輸送、氣輪機發電系統、蒸汽發電廠、空調系統、飛機噴射引擎、水力發電廠所使用之水輪機、風力發電廠所使用之風力輪機、自動控制系統中所使用之液壓缸、空壓缸、液壓馬達等。

真空氣動梭為了產生電梯上下壓差，必須將梭體上方氣室之空氣抽出至外界以形成低氣壓區，採用之抽氣設備屬於流體機械中的空氣機械。空氣機械分為空氣原動機械與空氣動力機械兩大類。空氣原動機械是將空氣本身的速度及壓力能，轉換成動力的機械，如空氣輪機(air turbine)、風力機(wind turbine)等，但根據真空

氣動梭之規格需求，係利用動力轉換成空氣之速度及壓力能，因此選用空氣動力機械。空氣動力機械為對空氣施加能量，使其壓力提高或速度增加的機械，如風扇(fan)、鼓風機(blower)、壓縮機(compressor)及真空泵(vacuum pump)等。空氣動力機械依使用壓力的不同分為風扇、鼓風機、壓縮機及真空泵，以風壓適用範圍不同介紹如下。風扇：應用於風量大而風壓小的地方，壓力約在  $0.1 \text{ kgf/cm}^2$  以下者；鼓風機：鼓風機的壓力範圍約在  $0.1 \sim 1 \text{ kgf/cm}^2$  之間；壓縮機：壓縮機的壓力範圍在  $1 \text{ kgf/cm}^2$  以上者，其流體之設計需考慮壓縮性；真空泵：真空泵乃是從低於大氣壓處將氣體抽出，而獲得真空狀態之機械。

根據表 1-1 所示之真空氣動梭規格，二人份之內部梭體直徑(D)為 835 mm、三人份為 1180 mm，因此梭體截面積(A)各為  $5476 \text{ cm}^2$  與  $10936 \text{ cm}^2$ ；二人份之總載重(F，梭體淨重與乘客重之和)為 285 kg、三人份為 505 kg。由基本壓力公式  $P = F/A$ ，可以得到為滿足梭體上行之力平衡，抽氣設備至少需提供之壓力約為  $0.052 \text{ kgf/cm}^2$  (二人份) 與  $0.046 \text{ kgf/cm}^2$  (三人份)，考慮三倍之安全係數，可得抽氣設備之壓力範圍約為  $0.15 \text{ kgf/cm}^2$ ，因此選擇鼓風機做為提供真空氣動梭作動壓差之空氣動力機械。

鼓風機的種類可分為離心(centrifugal)式(圖 2-1)、軸流(axis-flow)式(圖 2-2)和斜流(oblique)式(圖 2-3)三種，軸流式與斜流式無法產生離心式之高壓，但可在低壓下驅動很大的風量，軸/斜流式產生的噪音通常高於離心式。離心式鼓風機可以在一定壓力範圍內有效驅動氣體流動並引導氣體在空間內流動，其操作原理是以一組裝在渦旋式機殼內的旋轉葉輪來對氣體輸入能量，使之轉動。空氣以軸向進入離心式風機(圖 2-4)，然後轉彎，並以適當的徑向移動進入葉片，離開葉片的空氣則進入渦卷，即讓空氣繞葉輪周邊移動，且朝向出口。風機可能具有單

入口或雙入口，而決定於空氣是由一邊或兩邊進入動葉輪，排氣方向通常為水平，也可調整排氣方向。在各式鼓風機之中，離心式鼓風機由於噪音相對較低，因此真空氣動梭採用其做為抽氣設備，亦為本降噪研究針對改善的目標。



圖 2-1 離心式鼓風機[8]



圖 2-2 軸流式鼓風機[8]



圖 2-3 斜流式鼓風機[8]

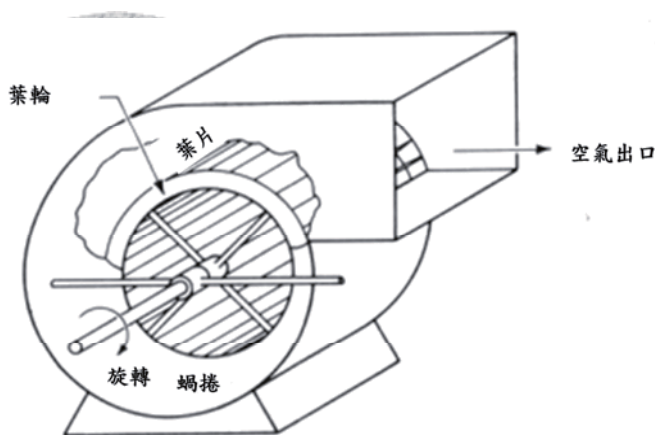


圖 2-4 離心式鼓風機氣流方向示意圖[8]

### 2.1.1 離心式鼓風機

離心式鼓風機的組成（圖 2-5）主要包括馬達(motor)、葉輪(impeller)、外殼(casing)，馬達之作用為提供空氣動力機械之動力來源，葉輪透過馬達提供扭矩與轉速，由多片葉片(blade)構成，氣體由氣流入口進入，由軸向方向流進葉輪之中，經過外殼的阻擋與葉輪的旋轉帶動，改變運動方向以徑向進入葉片間，經葉片做

功將氣體加速，最後以高速向外排出。外殼之氣流出口通常設計為漸開線外型(圖 2-6)，故又稱渦殼(volute)，氣體以高動能進入後，會隨著截面積之增加將動能轉為壓力能，最後以高靜壓抵達出口端，形成出口流流出。

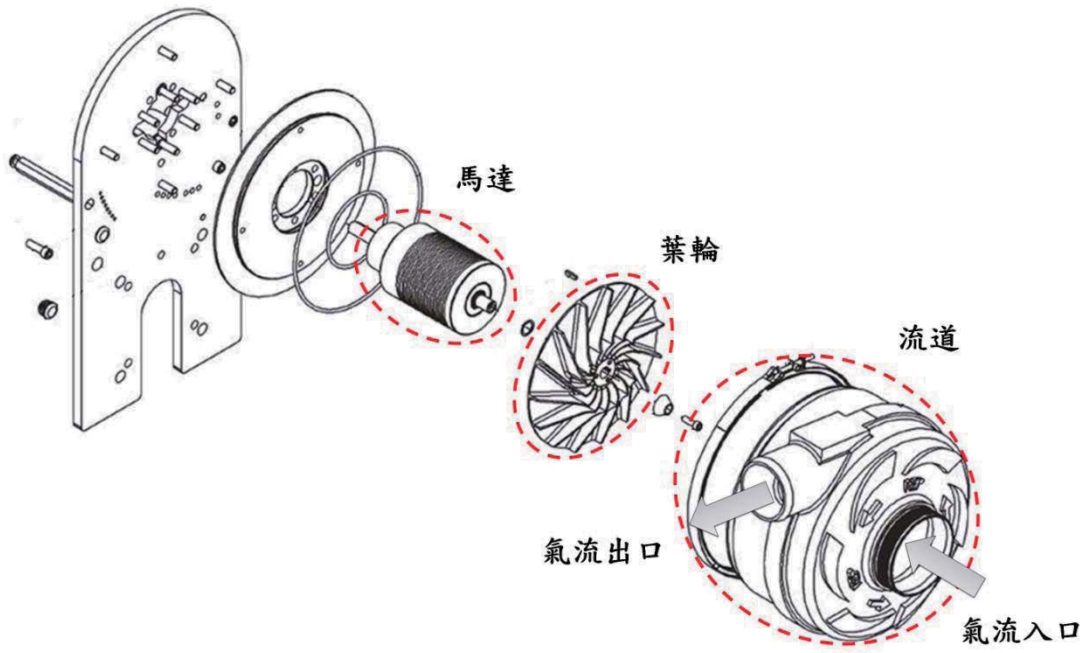


圖 2-5 離心式鼓風機組成示意圖[ 8]



圖 2-6 漸開線外型之渦殼[ 9]

離心式鼓風機依葉輪葉片出口角度分為三種類型(圖 2-7)，葉片出口角( $\beta$ )大於  $90^\circ$  為前傾式(forward curved blade)，葉片出口角等於  $90^\circ$  為徑向式(radial curved

blade)，葉片出口角小於  $90^\circ$  為後傾式(backward curved blade)。葉輪旋轉時，流體會因離心力之作用，經由葉輪中心部位吸入，流經葉片之間，再往外流出。由於葉片方向與流速變化有關，在此先以具有後傾式葉片之葉輪加以討論，為求理論值，葉片之厚度需假設為零，並令葉片數為無窮多。速度向量如圖 2-8，設此時葉輪以角速度  $\omega$  [1/sec] 迴轉，葉輪的外徑與內徑分別是為  $r_2$  和  $r_1$  [m]，葉片出入口的切線速度分別是  $U_2 = r_2\omega$ ， $U_1 = r_1\omega$  [m/sec]， $V_2$  和  $V_1$  分別是葉片出入口氣流的絕對速度 [m/sec]， $W_2$  和  $W_1$  分別是葉片出口與入口的相對速度 [m/sec]， $a_2$  和  $a_1$  為出入口氣流絕對速度和切線速度的夾角， $\rho$  表流體密度， $g$  為重力加速度，氣體比重為  $\gamma$  [ $\text{kg/m}^3$ ] =  $\rho g$ ，流體以  $Q$  [ $\text{m}^3/\text{sec}$ ] (cms, cubic meters per second) 流經葉輪間，在轉動期間，葉輪傳遞到流體的力矩應等於動葉輪之扭矩。

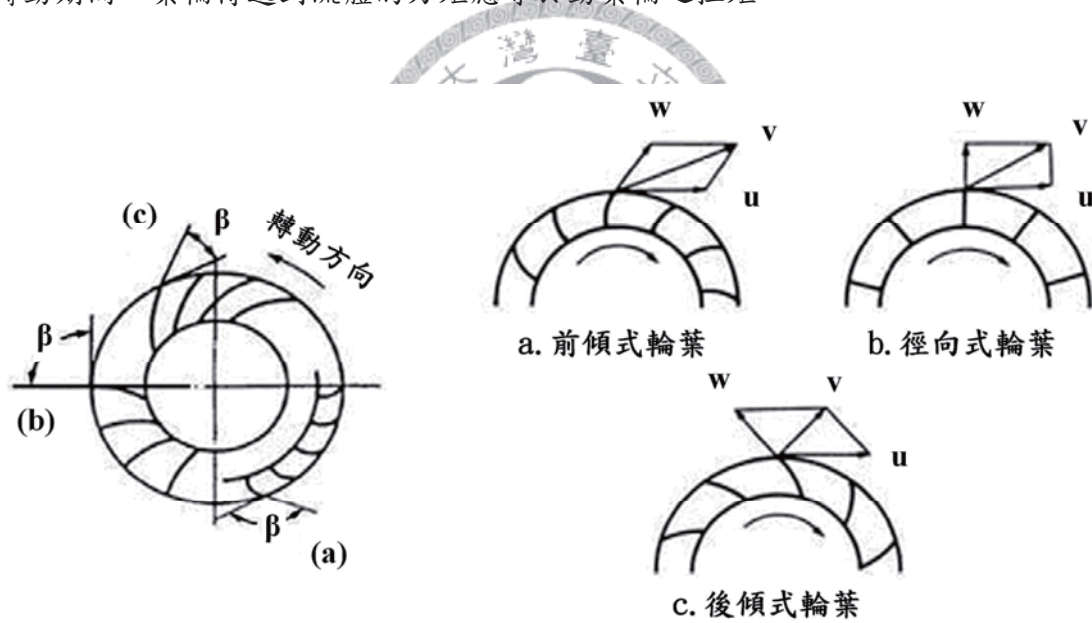


圖 2-7 離心式鼓風機葉片與迴轉方向夾角及其分類[ 9]



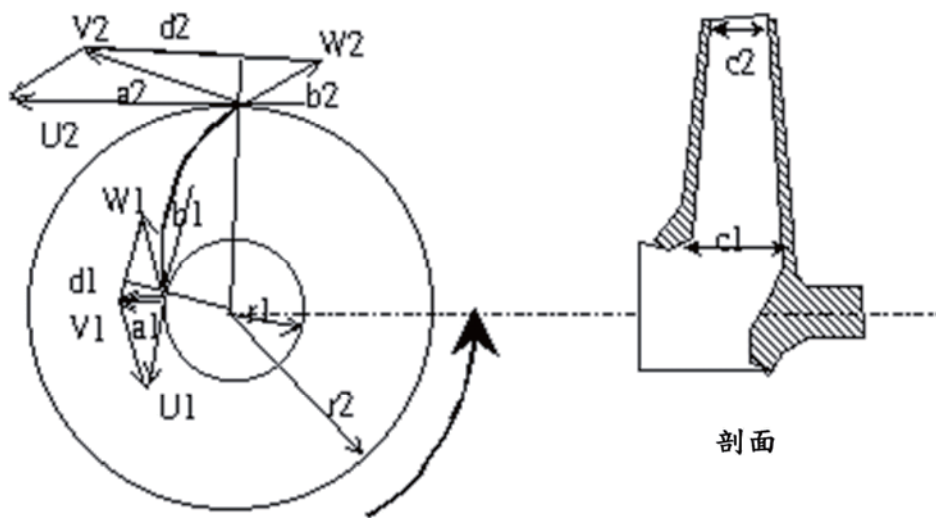


圖 2-8 葉輪之氣流入口及出口處之流體速度向量圖[9]

當流體進入葉輪入口處時，流體切線方向之扭矩應為：

$$M_1 = \frac{\gamma Q}{g} r_1 V_1 \cos(a_1) \quad (2-1)$$

出口處之力矩為：

$$M_2 = \frac{\gamma Q}{g} r_2 V_2 \cos(a_2) \quad (2-2)$$

因此葉輪實際增加或獲得之扭矩為出口與入口間之差：

$$M = M_2 - M_1 = \frac{\gamma Q}{g} [r_2 V_2 \cos(a_2) - r_1 V_1 \cos(a_1)] \quad (2-3)$$

若流經之液體為 1kg 時，即  $\gamma Q = 1$ ，其扭轉力矩為：

$$m = \frac{1}{g} [r_2 V_2 \cos(a_2) - r_1 V_1 \cos(a_1)] \quad (2-4)$$

其單位體積作功量為：

$$L = m\omega = \frac{1}{g}[(r_2\omega)V_2 \cos(a_2) - (r_1\omega)V_1 \cos(a_1)]$$

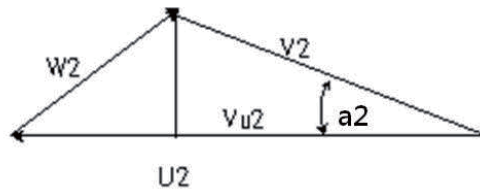
$$= \frac{1}{g}[U_2V_2 \cos(a_2) - U_1V_1 \cos(a_1)] \quad (2-5)$$

由於前述之葉片係屬連續數，若葉片數為無限多片時，液體流經葉輪應為連續液體，其速度並受葉片形成之通路所限制。對液體而言，葉片對單位流體所做的功，應完全轉變為液體之能量（包括動能及位能）。若其理論全壓以 H 表示，則上述之能量轉換應為：

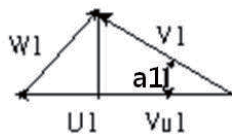
$$M\omega = \gamma QH_{th} \quad (2-6)$$

當流體為 1kg 單位（或  $\gamma Q = 1$ ）時，理論壓頭即可換為下式表示：

$$H_{th} = \frac{1}{g}[U_2V_2 \cos(a_2) - U_1V_1 \cos(a_1)] \quad (2-7)$$



出口處速度圖



入口處速度圖

圖 2-9 葉輪入口處及出口處之速度圖[9]

就圖 2-9 之葉輪入口處及出口處之速度圖加以分析，V 為絕對速度，W 則為流體沿葉片之相對速度，U 為切線速度，則入口處與出口處之三角形關係如下：

$$W_1^2 = V_1^2 + U_1^2 - 2U_1V_1 \cos(a_1) \quad (2-8)$$

$$W_2^2 = V_2^2 + U_2^2 - 2U_2V_2 \cos(a_2) \quad (2-9)$$

將(2-8)與(2-9)代入(2-7)，可得：

$$\begin{aligned} H_{th} &= \frac{1}{2g} [(V_2^2 + U_2^2 - W_2^2) - (V_1^2 + U_1^2 - W_1^2)] \\ &= \frac{1}{2g} [(V_2^2 - V_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)] \end{aligned} \quad (2-10)$$

注意後項值 W 為相反的符號。就式中所列三項目之意義加以分析如下：

(a)  $(V_2^2 - V_1^2) / g$  :

由於 V2 及 V1 分別為流體之絕對速度，故此項壓頭應屬葉輪之動能增加量。這些動能離開葉輪外緣之後，速度將會降低，部份轉為靜壓。若亂流現象加劇，則動壓必會有部份損失。動壓增加之值由出口與入口之流速決定。

(b)  $(U_2^2 - U_1^2) / g$  :

此為葉輪之週邊速度差值，屬於葉輪所能產生之靜壓部份。一般離心風機與軸流風機之靜壓差距較大，主要在於此項差值。大部份軸流風機之進口與出口之輪緣速度相同，故此項值幾乎為零。



(c)  $(W_1^2 - W_2^2)/g$  :

此項純為流體對葉輪之相對速度之變化。此項若進口之相對速度比出口值大時，其差將為正值。換句話說，正值將有助於靜壓之提升。在軸流風機之情況下，其靜壓之獲得大部份出於此項值之提高。

改用壓力表示時，(2-10)式可表示如下：

$$P_{th} = \frac{\gamma}{2g} [(V_2^2 - V_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)] \quad (2-11)$$

由前述之說明，整個理論壓力歸納為三項，第一項與流體速度有關，稱為速頭 (Velocity head)；第二及第三項之和則為壓力頭 (Pressure head)。後兩項若以靜壓頭差  $\Delta P_s/\gamma$  表示，則(2-11)式之理論水頭可表示如下：

$$H_{th} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{P_{s2} - P_{s1}}{\gamma} \quad (2-12)$$

(2-12)中  $P_{s2}$  和  $P_{s1}$  分別表示為葉輪出入口之靜壓值，若氣體在流入葉輪前後增加之理論靜壓揚程為  $H_{st\infty}$ ，則：

$$H_{st\infty} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} = \frac{P_{s2} - P_{s1}}{\gamma} \quad (2-13)$$

由以上等基礎理論方程式，便能了解影響風機性能之參數如葉片幾何、內外徑、風量、理論揚程之關係，並進行量化分析。

## 2.2 聲學概論

聲音是指人的耳膜上因壓力的變化而使人產生聽覺的物理現象，也用來表示在介質（氣體、液體或固體）中所有機械性的擾動，這種擾動，可以從它產生的地方（聲源），經由介質傳到遠方[10]。圖 2-10 是四種具有代表性的聲音圖形，縱坐標是壓力，橫坐標是時間。第一類叫做單音，在數學上它可以用最簡單的週期函數來表示。第二類是第一類的組合，它有一個基本頻率，其他的頻率都是基本頻率的整數倍。所謂的樂音大部分是屬於這兩類的範疇。第三類從表面上看來是很不規則的，我們很難看出它的週期，不過我們可以注意到，它的聲譜(圖 2-11)是連續的曲線，在數學上它可以用傅立葉積分來說明。一般所說的噪音大部分屬於這種形式。第四類只是一、二、三類的組合。圖 2-11 所敘述的現象與圖 2-10 完全相同，它的縱坐標也是壓力，不過這裡的壓力是平均壓力，是在某一段時間內所取得的平均值。它的橫坐標不是時間而是頻率，通常我們把這種壓力與頻率的關係叫做聲音壓力譜。噪音的特性曲線以及一些有關的圖表經常用它來描述。

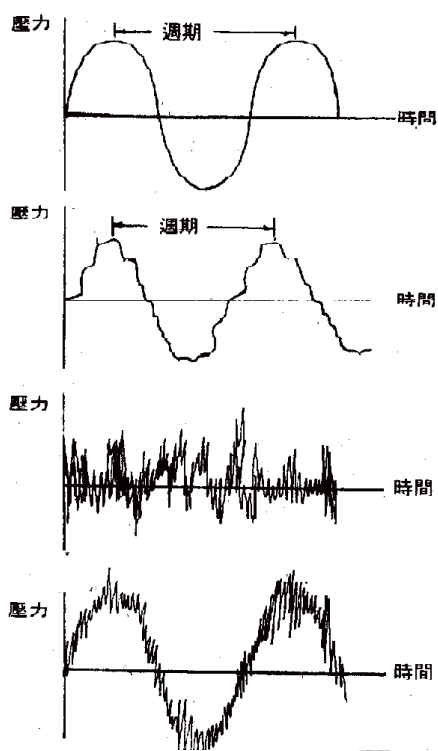


圖 2-10 聲壓對時間示意圖[10]

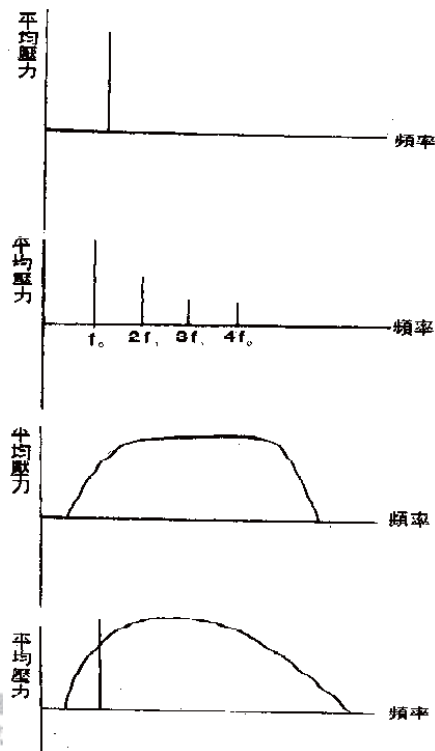


圖 2-11 聲壓之頻譜圖[10]

一般而言，人耳的聽力範圍大約從  $2 \times 10^{-10}$  個大氣壓到 20 個大氣壓，由於數量級相差甚大，因此大部分圖表的坐標軸用的不是算術標尺，而是對數標尺。在工業上，噪音的這種標尺一般稱之為位準(Level)，通常是以「分貝」(Decibels，簡寫為 dB) 來表示，在數學上的定義是：

$$\text{分貝} = 10 \log (\text{量測值} / \text{參考值}) \quad (2-14)$$

(2-14)式中的對數是以 10 為底，因此，提到分貝的時候，必須說明它的參考值。聲音壓力位準 (Sound pressure level，簡寫為 SPL) 以及聲音功率位準 (Sound power level，簡寫為 PWL) 是在噪音的研究上常用到的。前者測聲音的壓力，參考值一般採用 0.0002 微巴 (Microbar = 達因 / 釐米<sup>2</sup>，這是一般人能夠聽到最輕微的聲音)，後者測聲音的功率，通常用  $10^{-12}$  瓦特做參考值。

前述提及聲音的產生是由於空氣的振動[ 11]，造成此現象之三種原因如下。

單極聲源(monopole source)，又稱質源(mass source)：空氣流動時，在空間某一點的空氣密度改變率所造成的。日常生活裡，音響喇叭（或汽車引擎外殼）振動所產生的聲音就是單極聲源所造成的。產生這種單極聲源的固體振動，必須是一種膨脹收縮的形式，也就是說固體的體積隨時間發生改變。(圖 2-12)

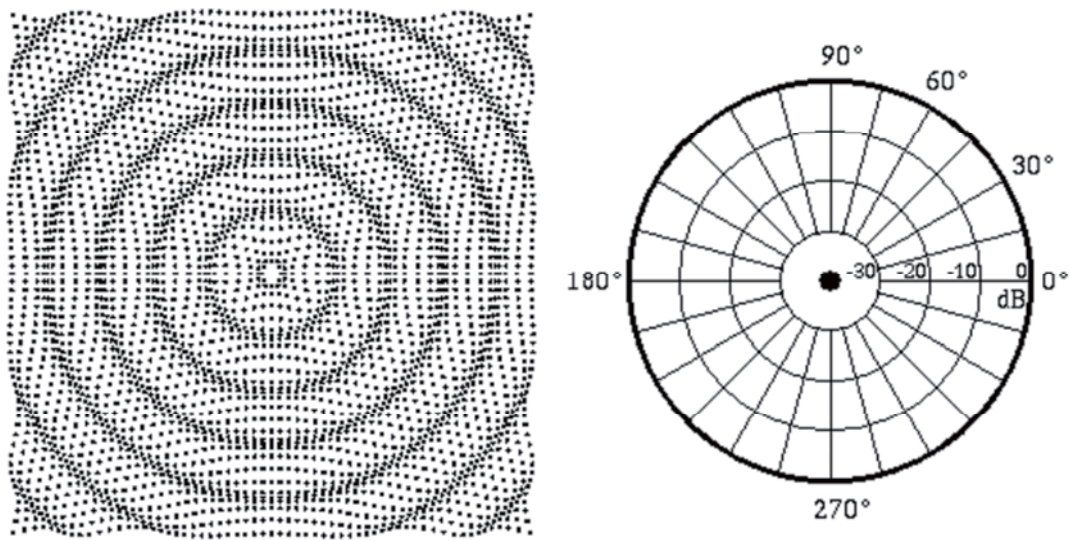


圖 2-12 單極聲源示意圖[ 12]

雙極聲源(dipole source)，又稱壓力源(pressure source)：空氣流動時，在空間某一點的空氣壓力梯度所造成。例如將薄的樹葉用兩手拉緊，平放在嘴唇對它吹氣，葉片會上下振動而發出聲音。當葉片向上動時，葉片上邊的空氣被壓縮（增加空氣密度），葉片下邊的空氣則發生膨脹，所以就像兩個非常靠近而運動方向相反的單極聲源合在一起而構成一雙極聲源。跟單極聲源相比，這種振動是往復式的（固體體積不會隨時間改變），例如汽車引擎外殼整體的上下振動。(圖 2-13)

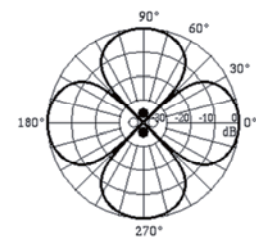
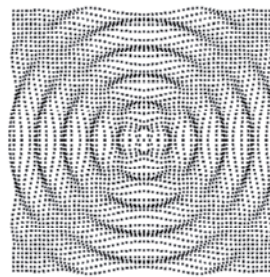
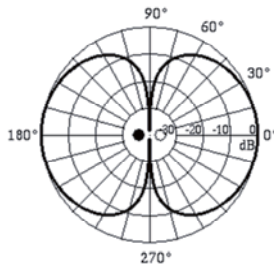
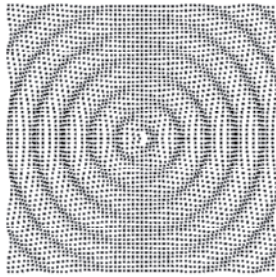


圖 2-13 雙極聲源示意圖[ 12]

圖 2-14 四極聲源示意圖[ 12]

四極聲源(quadrupole source)，又稱剪力源(stress source)：由以上類推，當兩個方向相反的雙極聲源非常接近時即構成四極聲源。最明顯的例子就是噴射機引擎發動時，引擎後噴流所產生的聲音。另一個例子是狂風吹過電線時所發出的聲音。四極聲源與前兩項全然不同，單極聲源與雙極聲源是固體振動所造成的，四極聲源則完全由氣流造成，此氣流有時稱之為紊流(turbulent flow)。(圖 2-14)

上述三種聲源在表現上最大的不同是其方向性，就是在聲源四周所聽到音量的大小，音量大的方向也就是聲音傳遞的方向。理論上對一無窮小聲源，單極聲源的傳聲方向是等向性的，雙極聲源的傳聲方向是在垂直振動的方向，而四極聲源則是在「X」字形方向。實際上，一個物體發出聲音往往包含了不同比重的三種聲源，了解成因後就可以針對最重要聲源的參數，設法降低聲音大小或轉移頻率。

### 2.2.1 氣動聲學

一般聲音之生成機制如弦板等固體振動的時候，周圍的人就可以聽到聲音，但固體振動並不是惟一產生聲音的方法，氣流也可以發聲，這種不需要經過固體的振動，而直接由氣流的不穩定性所導致的聲音，統稱為空氣動力噪音

(Aerodynamic noise，又稱氣動噪音、氣流噪音)。在噪音的研究上，後者佔很重



要的地位。由於汽車、噴射客機、以及空氣調節設備的廣泛應用，氣流產生的噪音大量增加，引發科學家與工程師們對這個問題的興趣與研究。20 世紀 60 年代，時任 UCLA 校長的 Powell [ 13]最早提出用 “Aeroacoustics”（氣動聲學）這個詞，在 70 年代以後，逐漸被人們接受，現在「氣動聲學」一詞被廣泛用於描述流動和聲相互作用的各類問題。

1952 年，英國科學家 Lighthill 在英國皇家學會會刊上發表了其著名的 Lighthill 方程和聲音類比理論[ 14]，成為了研究氣動聲學的最基本的方程。Lighthill 將連續方程式與動量方程式結合以推導出非齊性聲學波動方程式，為 Lighthill 方程式，它把方程左邊表達成為經典的聲學波動方程，而把所有偏離波動方程的項都移到了方程的右邊，看作為源項。並提出流場中的聲源為四極聲源(quadrupole sources)，即紊流產生的聲源。Lighthill 將聲源部份利用實驗或計算流體力學方法求得，再利用波動方程式計算其傳遞過程。我們可以首先通過試驗或計算的途徑（DNS, LES 甚至是利用紊流模式理論），獲得這些源項的表達，然後把聲場看作是在聲源產生的聲波在靜止介質中進行傳播，於是可以利用成熟的古典聲學方法來計算聲場。這種將流場和聲場分別處理的方法，就是著名的 Lighthill 聲音類比理論 (Aeroacoustics analogy)。Lighthill 聲音類比理論是針對無界空間中的氣流噪音而建立的，對於在固體邊界不起主要作用的情況下，比如射流噪音問題，其理論是適用的。但是很多實際問題中，比如湍流中靜止物體的發聲問題、運動物體的發聲問題，固體邊界的影響具有非常重要的意義。

1955 年，Curle 首先用克希荷夫(Kirchhoff)法將 Lighthill 理論推廣到考慮靜止固體邊界的影響[ 15]，最後得到的結果是：固體邊界的作用相當於在整個固體邊界上分佈偶極子源，且每點偶極子源的強度等於固體表面該點作用在流體上的力的

大小。所以，聲場此時是由固體表面的偶極子和固壁以外的四極子（Lighthill 應力張量）源疊加而成的。Curlle 的理論成功解決了湍流中繞流物體的風鳴聲(Aeolian Sound)，圓柱漩渦脫體誘發的噪音等問題。

1969 年，Ffowcs Williams 與 Hawkings 應用廣義函數法將 Curle 的研究擴展到了考慮運動固體壁面對聲音的影響[ 16]，即運動物體在流體中的發聲問題，得到了後來以他們的名字命名的方程——Ffowcs Williams & Hawkings 方程（簡稱 FWH 方程）。這個方程指出，運動物體與流體相互作用產生的聲場是由四極子源、偶極子源和由於位移所產生的單極子源的疊加組成的。由於推導過程是根據 Navier-Stokers 方程式（簡稱 NS 方程）而來且未有任何簡化，方程式中包含了單極聲源項、偶極聲源項以及四極聲源項。因此，Ffowcs Williams-Hawkings 方程式的適用範圍比原始的 Lighthill 方程式更加廣泛。FWH 方程的提出為解決風扇、螺旋槳、壓氣機轉子的噪音輻射問題提供了最有效的工具。



## 2.2.2 風機噪音

風機在一定工作情況運轉時，產生的噪音主要包含空氣動力噪音、機械噪音以及氣體與固體彈性系統相互作用產生的氣固耦合噪音。在這些風機噪音當中，空氣動力噪音約佔 45%，機械噪音約佔 30%，氣固耦合噪音約佔 25% [ 17]。以下針對這三種主要噪音產生的機制加以說明。

### (a) 空氣動力噪音

空氣動力噪音主要包括旋轉噪音與紊流噪音，一般風機的空氣動力噪音就是兩者相互疊加的結果。

旋轉噪音又稱為離散頻率噪音或通過頻率噪音，當風機旋轉時，旋轉葉輪上的葉片通道出口處，沿周向氣流壓力與氣流速度有很大的變化。當蝸舌與葉片出口邊緣間隙較小時，旋轉的葉片通道掠過蝸舌處就會出現週期性的壓力和速度脈動。這種脈動所產生的噪音稱之為旋轉噪音。具體而言，旋轉噪音是由於旋轉的葉片週期性地衝擊空氣引起的脈動所致，其頻率就是葉片每秒鐘衝擊空氣的次數，因此它與葉片數和轉速有關。其基本頻率，又稱為葉片通過頻率，以  $f_1$  表示。

$$f_1 = Z \cdot n / 60 \text{ (Hz)} \quad (2-15)$$

(2-15)式中  $Z$  為葉片數、 $n$  為葉輪轉速(RPM)。除了頻率為的基頻旋轉噪音以外，還有頻率與成整數倍的高階諧頻旋轉噪音，其頻率大小為：

$$f_i = i \cdot f_1 \quad (i = 2, 3, 4, \dots) \quad (2-16)$$

各階諧頻旋轉噪音的聲壓依次降低，一般而言，6階諧頻已非常低了。

紊流噪音又稱為漩渦噪音或渦流噪音，它是葉輪在旋轉過程中，葉輪葉片與氣體相互作用、耦合所輻射的寬頻帶噪音。其產生的主要原因是由於靠近葉片出口處的邊界層脫離、氣流在蝸殼中擴壓流動時的脫離、葉片進口處流動分離和偏離最佳工作點時流動的惡化等造成的。當風機旋轉時，高速氣流在葉片界面上和葉頂間隙中分離時產生漩渦，漩渦分離時產生的疏密壓力，以聲波的形式傳播形成的。其頻率取決於葉片和氣流的相對速度，因葉片各截面上的圓周速度隨半徑大小而變化，氣流繞過葉片時對各點相對速度必不相同，故從圓心到最大半徑處速度呈連續變化，因此紊流噪音有明顯的連續譜，即具有很寬的頻率範圍，故通常也稱之為寬頻噪音。



## (b) 機械噪音

機械性噪音是風機在製造或安裝過程中，由於加工水準等方面的缺陷所引起的。如旋轉體不平衡等振動引起的噪音，同時，當軸承磨損或破壞和葉片剛性不足時氣流的作用使葉片振動，齒輪或皮帶傳動所產生的衝擊和磨擦等原因所帶來的噪音。

## (c) 氣固耦合噪音

氣固耦合噪音比上述兩種噪音更為複雜，當葉輪旋轉時，在葉片的出口處，沿著周向氣流的速度和壓力都是不均勻的，這種不均勻的氣流作用在蝸殼上形成壓力隨時間的脈動而產生噪音。葉片旋轉引起自身的振動通過管道傳遞，往往在管道彎曲部發生衝擊和渦流，造成振動使噪音增大，特別是當氣流壓力聲波頻率和管道自然振動頻率一致時，將發生強烈共振，噪音突然增大，嚴重時會導致機器破壞。氣固耦合噪音產生的原因很多，但噪音發生的機制始終與氣體的繞流、流動分離和渦流引起的壓力脈動相關。

## 2.3 CFD 數值求解方法

本研究所使用之 CFD 軟體為 FLUENT，此軟體在紊流模式可選擇使用包括 Spalart-Allmaras、K-epsilon、K-omega、Reynolds Stress、Detached Eddy Simulation 和 Large Eddy Simulation(LES)等模式。在求解速度與壓力場可選擇使用 SIMPLE、SIMPLEC、PISO、Coupled 等演算法。

在以上選擇中，本研究採用以有限體積法為發展基礎、由 Patankar[ 19]所提出

的半隱性壓力聯算法則 (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equation, 簡稱為 SIMPLE method), 結合 RNG  $k-\varepsilon$  紊流模式來進行本研究噪音來源之流場模擬計算。

### 2.3.1 統御方程式

一般流體機械設計、模擬通常會涉及之基本定律和方程式有以下幾項[18]:

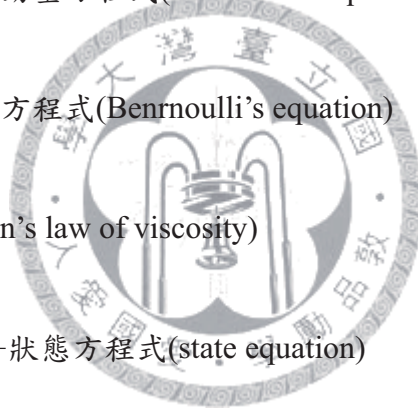
質量守恆定律—連續方程式(continuity equation)

牛頓第二運動定律—動量方程式(momentum equation)

能量守恆定律—能量方程式(Bernoulli's equation)

牛頓黏性定律(Newton's law of viscosity)

理想氣體(Ideal gas)—狀態方程式(state equation)



以下針對前三種守恆定律做說明:

(1) 連續方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{V} = 0 \quad (2-17)$$

其中  $\rho$  為流體密度,  $t$  為時間,  $\vec{V} = (V_x, V_y, V_z)$  為流體速度場。

(2) 動量方程式：

$$\frac{\partial \rho \bar{V}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{V} \times \bar{V}) = -\bar{B} + \nabla \cdot \sigma \quad (2-18)$$

$$\sigma = -p\delta + \left( \zeta - \frac{2}{3}\mu \right) \nabla \cdot \bar{V} \delta + \mu \left[ \nabla \bar{V} + (\nabla \bar{V})^T \right] \quad (2-19)$$

其中  $\sigma$  為應力張量(stress tensor)， $\bar{B}$  為體積力(body force)， $p$  為壓力， $\zeta$  為容積黏滯係數(bulk viscosity)， $\mu$  為分子動力黏滯係數(molecular viscosity)。

(3) 能量方程式：

$$\rho \frac{d\hat{u}}{dt} = (p \cdot \nabla) \bar{V} - \nabla \cdot q \quad (2-20)$$

其中  $q$  為熱通量(heat flux)。

由於本研究為計算流體旋轉機械之壓力場與速度場，僅計算穩態、不可壓縮流，因此不需要利用能量方程式，故僅需要將連續方程與動量方程轉成矩陣形式，以利於數值計算。

(1) 連續方程式可改寫為：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho V_i) = 0 \quad (2-21)$$

(2) 動量方程式可改寫為：

$$\frac{\partial \rho V_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho V_i V_k) = -\bar{B} + \frac{\partial}{\partial x_i} \sigma_{ij} \quad (2-22)$$

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \left( \zeta - \frac{2}{3}\mu \right) \frac{\partial V_k}{\partial x_k} \delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial V_j}{\partial x_i} + \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \right) \quad (2-23)$$

利用以上矩陣形式的統御方程式，並搭配適當之數值方法，就可以順利求解流場的運動模式。

### 2.3.2 紊流模型

流場在不同雷諾數會有不同表現，通常可以找到一個關鍵雷諾數(critical Reynolds number,  $Re_{crit}$ )，當流場雷諾數小於  $Re_{crit}$ ，流場表現平順，相鄰的流體層平順的相互滑動，只要邊界條件不隨時間變化，流場呈穩定狀態，這樣的流場就稱為層流(laminar flow)。當雷諾數高於  $Re_{crit}$ ，流場形勢會產生一連串複雜劇烈的改變，最後則是形成隨機紊亂的流場狀態，即便邊界恆定不變，流場表現仍不可預期，這樣的流場就稱為紊流(turbulent flow)。圖 2-15 顯示一般紊流形態下速度大小的變化。

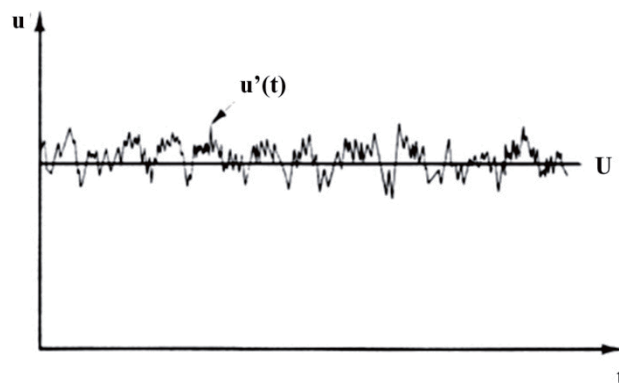


圖 2-15 紊流速度大小隨時間之變化[ 20]

計算紊流的方法可分為三種[ 21]：

直接數值模擬(direct numerical simulation, DNS)：DNS 是利用 Navier-Stokes 方程組直接運算流場中所有尺度大小的漩渦，其運算結果是所有紊流方法中最準確的。理論上，DNS 法可以模擬任何一種紊流流動。然而在實際條件下，要呈現出所有的渦流，從最小的消散運動(dissipation)，到最大大到邊界尺寸，且計算時間的間隔必須小到足以解析最快速的變動量(fluctuations)[ 22]，所以需要的運算量非常龐大，DNS 除了求解低雷諾數的層流以外，以現今電腦的運算能力，還沒有辦法應用在求解一般的工程紊流問題。

大尺度渦流模擬(large eddy simulation, LES)：是直接數值模擬的簡化，LES 對紊流運動中，受動量傳輸影響之大渦運動以及受黏滯力影響之小渦運動，分別加以計算：直接求解大尺度的漩渦，而將小尺度漩渦以模型模擬，因此 LES 需要的運算量比 DNS 少，實際應用到工程模擬上是可行的。LES 的優點在於可準確計算出大渦運動的紊流傳遞，明顯地在紊流傳遞方式上優於 RANS，但其運算量較 RANS 大，仍需在大型快速的工作站平台上運算。

雷諾平均納維爾-史托克斯(Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS)：RANS 使用時間平均的方式，利用紊流模型(turbulence model)模擬所有尺度的漩渦，求解整體平均數之 Navier-Stokes 方程式，現今工程上常用的  $k-\varepsilon$  及  $k-\omega$  都屬於 RANS。

本研究為模擬真空氣動梭之氣流噪音，先由 CFD 模擬先得到流場壓力與速度，再透過聲學模組進行流場聲場之轉換計算（詳述於下節），採用之紊流模型為 RNG  $k-\varepsilon$ 。

多年來， $k-\varepsilon$  紊流模型以其形式簡單、使用方便等優點，被廣泛應用於科學和工程領域中的紊流問題。但許多計算值與實驗資料比較顯示， $k-\varepsilon$  模型適用於射流、管流、自由剪切流以及弱旋流等簡單的紊流流動，而不太適用於強旋流、回流及曲壁邊界層等複雜紊流流動。原因如下：一是它的模型係數是從簡單紊流流動中得到的，不太適合一些複雜紊流流動；二是該模型是根據 Boussinesq 的各向同性渦旋粘性假設所建立，實際上紊流粘性不是一種流體性質，而是隨流動變化，是各向異性的。為了擴大  $k-\varepsilon$  模型的使用範圍，許多學者提出了各種改進形式。其中 Yakhot 和 Orszag[ 23]在紊流問題中引入重整化群理論(Renormalization Group, 縮寫 RNG), 將非穩態 Navier-Stokes 方程對一個平衡態作 Gauss 統計展開，通過頻譜分析消去其中的小尺度渦並將其影響歸併到渦粘性中，從而改善了對耗散率  $\varepsilon$  的模擬。該模型在形式上與標準  $k-\varepsilon$  模型完全一樣，不同之處在於  $\varepsilon$  方程中 5 個模型係數的取值。由於 RNG  $k-\varepsilon$  模型考慮了非平衡流對紊流的影響，改進了對複雜紊流問題的預測效果，因而受到越來越廣泛的重視。

RNG  $k-\varepsilon$  模型是基於重整化群理論，把紊流視為受隨機力驅動的傳輸過程，通過頻譜分析消去其中小尺度渦並將其影響併到渦粘性中，從而得到所需尺度上的傳輸方程。模型中各模型係數是利用 RNG 理論推導出來的，具有一定的通用性。

在高雷諾數時，RNG 模型的紊流動能  $k$  及其耗散率  $\varepsilon$  的傳輸方程形式為：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (2-24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2-25)$$



其中， $C_{2\epsilon}^* = C_{2\epsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3}$ ， $\eta = Sk / \epsilon$ ， $S = (2S_{ij} S_{ij})^{1/2}$ ， $\eta_0 = 4.38$ ， $\beta = 0.012$ 。

五個模型係數為：

$$C_\mu = 0.0845$$

$$\sigma_k = 0.7194$$

$$\sigma_\epsilon = 0.7194$$

$$C_{\epsilon 1} = 1.42$$

$$C_{\epsilon 2} = 1.68$$

耗散率  $\epsilon$  方程源項係數  $C_{2\epsilon}^*$  中引入了一個附加產生項，該項主要是考慮流動中的不平衡應變率，能及時反映主流流動情況，對具有大應變率的流動、具有強曲率影響和壁面約束的紊流分離流動都起著重要的作用。由於該模型在一定程度上考慮了紊流的各向異性效應，間接改善了對  $\epsilon$  模擬，增強了對較複雜紊流(旋流等)流動的預測能力，研究表明同時採用 RNG  $k-\epsilon$  模型與 3 層壁面函數可得到更為合理的計算結果[24]。

### 2.3.3 Broadband Noise Source 聲學模型

本研究使用 Broadband Noise Source Models 進行穩態流場的聲學模擬，可直接計算穩態流場的等音線分佈。只需要計算典型的紊流場 RANS 模式計算所得的結果(例如流體平均速度場、紊流動能  $k$  及紊流動能消散率  $\epsilon$ )，便可以進行噪音源分析，因此在計算資源有限的情況下是不錯的選擇，此模型以 Proudman's Formula[25]分析噪音場，該估計式為 Proudman 利用 Lighthill 聲音類比理論(acoustic analogy)推導出等向渦流所產生的聲功率，爾後 Lilley 考慮延遲時間的差

距將 Proudman's Formula 予以改進，其中等向渦流單位體積所產生的聲功率

$(W / m^3)$ 如下所示：

$$W_A = \alpha \rho_0 \left( \frac{u^3}{l} \right) \frac{u^5}{a_0^5} \quad (2-26)$$

(2-26)式中  $u$  及  $l$  分別表示擾流速度及特徵長度； $a_0$  為聲音速度； $\alpha$  為該模式常數。以  $k$  及  $\varepsilon$  項來表示(2-26)式如下：

$$W_A = \alpha_{2\varepsilon} \rho_0 \varepsilon M_t^5 \quad (2-27)$$

其中  $\alpha_{2\varepsilon} = 0.1$  是經由 Sarkar 與 Hussaini 使用直接數值模擬等向擾流而得的常數項；

馬赫數  $M_t$  之定義如下：



The logo of National Sun Yat-sen University is a circular emblem. It features a central bell (the Sun Yat-sen Bell) with a flame above it. The emblem is surrounded by the university's name in Chinese characters: '國立中央大學' at the top and '愛·學·勵·品' at the bottom. The emblem is overlaid with the equation for Mach number  $M_t$ .

$$M_t = \frac{\sqrt{2k}}{a_0} \quad (2-28)$$

若以聲功率位準(dB)來表示，則計算如下：

$$L_w = 10d \log \left( \frac{W_A}{W_{ref}} \right) \quad (2-29)$$

其中  $W_{ref} = 10^{-12} W / m^3$  為基準聲功率。

Proudman's Formula 表示紊流場中目標音源的噪音貢獻量，可用於工程上主音源判別。本研究以 Broadband Noise Source Models 預測各種降噪設計的消聲效果。



### 2.3.4 離散法則

有限體積法(Finite Volume Method)是將各物理變量置於每個控制體積的中央，故需將統御方程式離散化[ 26]，以做為各控制體積的流場計算之用。對一有限體積之微小元素，統御方程式在任意的垂直座標系統可表示成以下通式：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho\bar{u}_r\phi - \Gamma_\phi\nabla\phi) = S_\phi \quad (2-30)$$

將(2-30)改寫成積分形式可得：

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho\phi dV + \int_A (\rho\bar{u}_r\phi - \Gamma_\phi\nabla\phi) \cdot d\bar{A} = \int_V S_\phi dV \quad (2-31)$$

以計算元素表面將統御方程式離散化，可得：

$$\frac{d}{dt} \int_{V_\rho} \rho\phi dV + \sum_j \int_{A_j} (\rho\bar{u}_r\phi - \Gamma_\phi\nabla\phi) \cdot d\bar{A} = \int_V S_\phi dV \quad (2-32)$$

如圖 2-16 相鄰網格中心點示意圖所示，(2-32)式中  $\bar{A}$  表示表面向量、 $\bar{u}_r$  表示相對速度、 $V_\rho$  表示計算元素的體積、 $A_j$  表示計算元素的表面，等號兩邊之三項離散方程式可分別表示為：

$$T_1 \approx \frac{(\rho\phi V)_P^n - (\rho\phi V)_P^0}{\delta t} \quad (2-33)$$

$$T_2 \approx \sum_j (\rho\bar{u}_r\phi \cdot \bar{A})_j - \sum_j (\Gamma_\phi\nabla\phi \cdot \bar{A})_j \equiv \sum_j C_j - \sum_j D_j \quad (2-34)$$

$$T_3 \approx S_1 - S_2\phi p \quad (2-35)$$

其中  $(\rho\phi V)_p$  代表在體積中心 P 點的值，上標 0 為該時間點的值，上標 n 為經過  $\delta t$  的時間步階後的新 P 點值，而  $\sum_j$  是對所有控制表面積的對流通量進行加總。

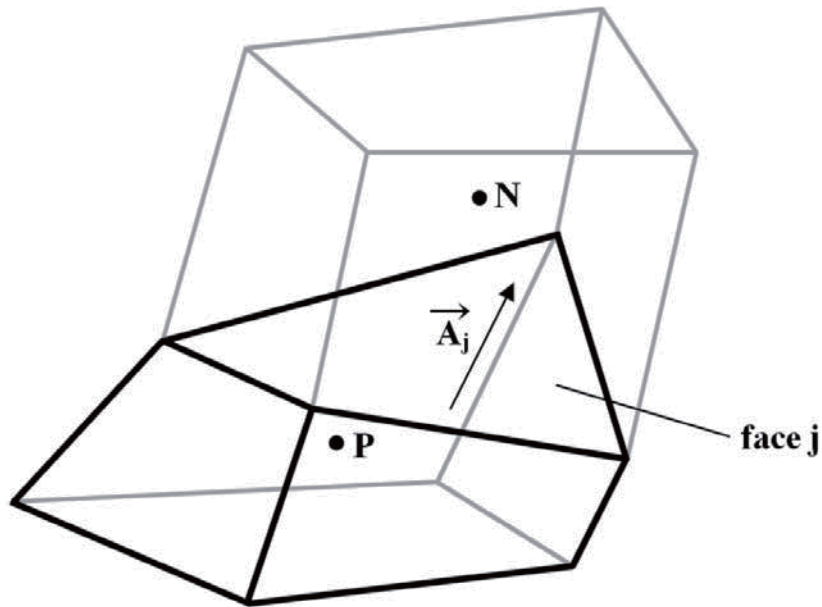


圖 2-16 相鄰網格中心點示意圖[26]

### 2.3.5 SIMPLE method

SIMPLE 法則是由 Patankar 與 Spalding [19] 發展的演算法，此法則的核心為，利用一次猜測和一次修正的流程，不斷的重複流程來計算速度(u、v、w)、壓力場(p)直到殘差值小於設定值，進而達到求解離散化之後的 Navier-Stokes Equation 的目的。SIMPLE 法則求解的運算流程可繪製如圖 2-17 所示。

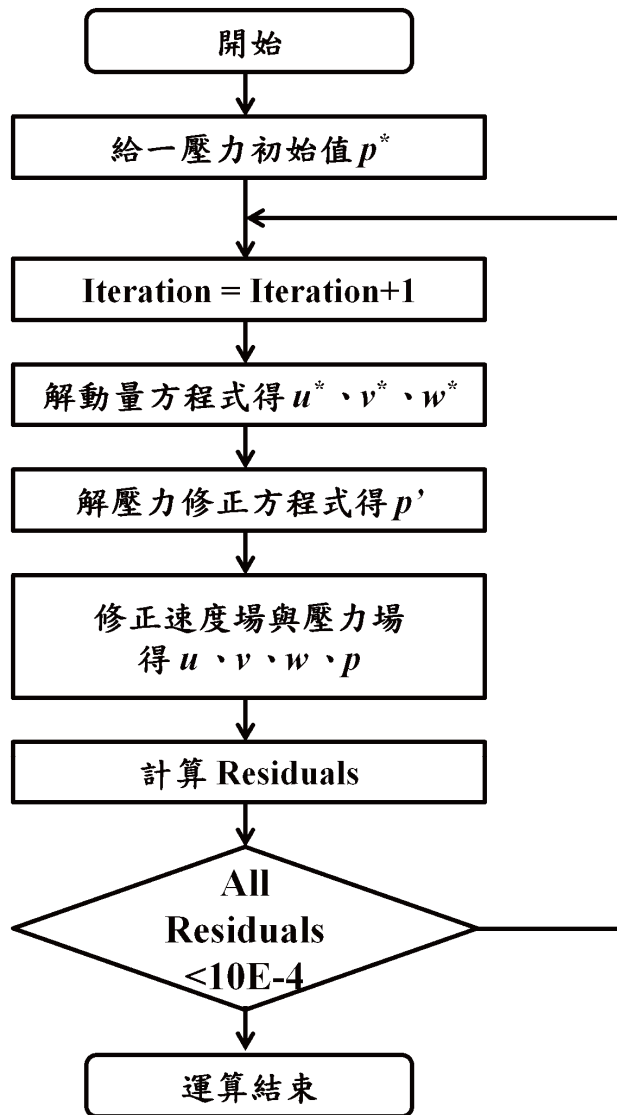


圖 2-17 SIMPLE 法則穩態求解運算過程



## 第三章 真空氣動梭音場分析

本章首先透過車廂噪音量測實驗以及外部噪音量測實驗並進行數據分析，確立真空氣動梭之噪音來源為位於塔頂之抽氣設備—離心式鼓風機，並進一步使用小型無音箱量測工作轉速下離心式鼓風機之噪音響度、頻率，進行量化分析。最後針對離心式鼓風機噪音進行降噪手段之評估。

### 3.1 噪音源確立

由於真空氣動梭在上行時產生使人不適之噪音，本節透過設計實驗與現場實際量測以確立噪音來源，並進行量化分析。

#### 3.1.1 梭體內噪音量測實驗

本實驗針對真空氣動梭梭體內部不同定點設置噪音計，點A（上左）、B（上中）、C（上右）、D（下左）、E（下中）、F（下右）之位置如圖 3-1，在真空氣動梭上行時，監測各點噪音量值隨時間之變化，最後進行數據分析，粗估噪音源位置，以利後續針對噪音問題進行改善研究。

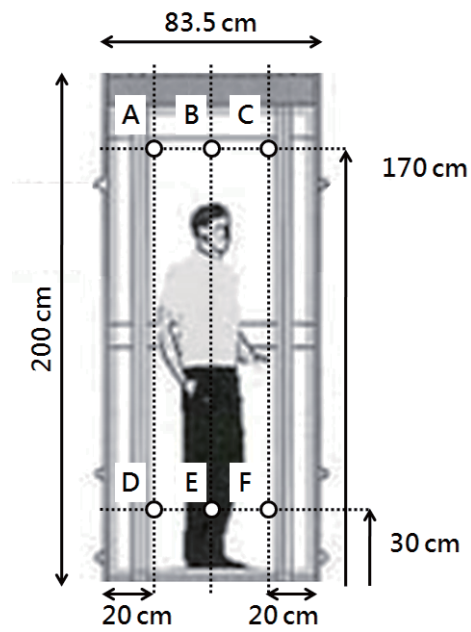


圖 3-1 梭體內部噪音監測點示意圖

透過實際乘坐噪音量測實驗（圖 3-2）之結果，可以發現電梯上行時，總時間為 9 秒，點 A、B、C、D、E、F 之噪音數值之變化如圖 3-3。



圖 3-2 梭體內噪音量測實驗情形示意圖

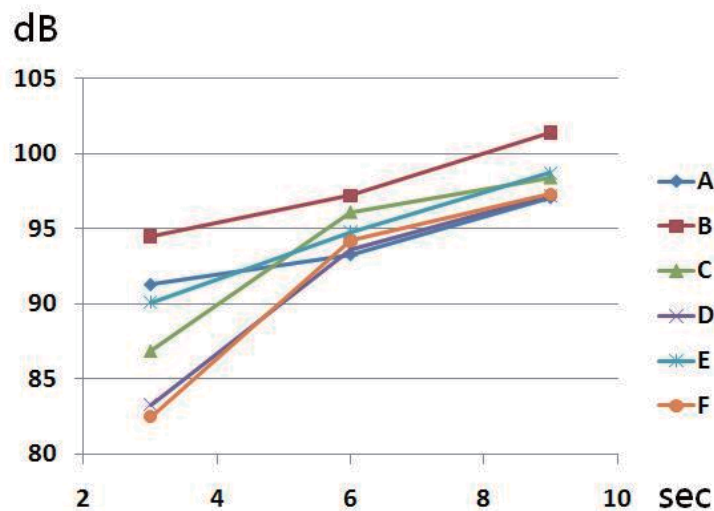


圖 3-3 梭體內各監測點之噪音與時間關係

觀察量測結果，可推測得知：真空氣動梭在上行過程中，各監測點之噪音值隨上升高度逐漸增加，其中位於中間之觀測點，所量測到之噪音值較左右兩側為大，而較上方之監測點所量測到之數值，又比下方監測點高。根據以上現象，可初步推測噪音來源為真空氣動梭系統中，接近電梯塔頂之位置。且大多數時間梭體內噪音皆超過 85 分貝。

### 3.1.2 梭體外噪音量測實驗

由前一小節之實驗結果，可初步推測真空氣動梭之噪音來源接近電梯塔頂位置，本實驗進一步在真空氣動梭上行期間，於系統中不同位置擺放噪音計量測噪音值。如圖 3-4 所示，其中 A 點為真空梭下段（一樓位置）、B 點為真空梭中段（二樓位置）、C 點為真空梭上段（塔頂位置），各監測點情形如圖 3-5 所示。

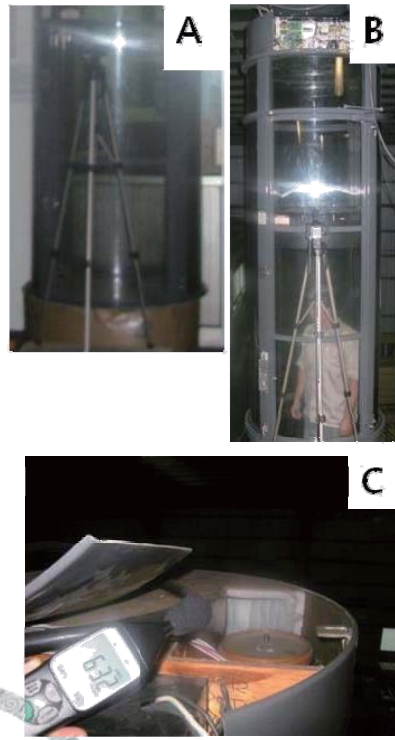
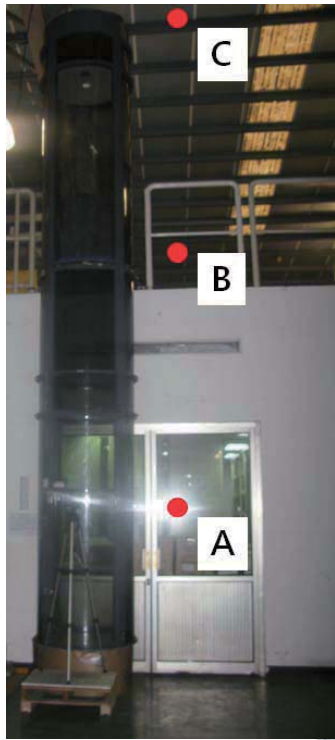


圖 3-4 梭體外噪音監測點位置示意圖      圖 3-5 梭體外監測點情形示意圖

實驗結果如表 3-1 所示，真空氣動梭在上行期間，A、B、C 三點所測得之噪音平均值以 C 點（塔頂位置）102.27 分貝最高，而位於塔頂之設備包含電控系統與抽氣設備（圖 3-6），其中抽氣設備鼓風機在運轉過程中產生高達 100 分貝之噪音。經由以上實驗（梭體內、外噪音量測），可確定真空氣動梭運行時噪音來源為鼓風機（AMETEK 119153，圖 3-7），後續針對鼓風機運轉時之噪音進行分析。

表 3-1 梭體外各監測點噪音量測結果

位置	dB (t = 3)	dB (t = 6)	dB (t = 9)	平均
A	71.4	73.2	72.9	72.5
B	80.7	82.1	81.6	81.47
C	104.1	102.3	100.4	102.27





圖 3-6 真空氣動梭塔頂示意圖



圖 3-7 AMETEK 119153 鼓風機

測試場地為崇友實業楊梅廠電梯試驗場，其背景噪音為 65.3 分貝。根據噪音管制標準第四條，關於背景音量之修正，測量場所之背景音量，至少與欲測量音源之音量相差 10 dB 以上，如相差之數值小於 10 dB，則依表 3-2 修正之，表中 L1 指包含背景音量之測量值、L2 指背景音量之測量值。因此表 3-1 經由表 3-2 之修正關係，可得到表 3-3。

表 3-2 背景音量與測量音源關係修正值

L1-L2	3	4	5	6	7	8	9
修正值	-3	-2	-2	-1	-1	-1	-1

表 3-3 背景噪音修正後之梭體外各監測點噪音量測結果

位置	dB (t = 3)	dB (t = 6)	dB (t = 9)	平均
A	70.4	72.2	71.9	71.5
B	80.7	82.1	81.6	81.47
C	104.1	102.3	100.4	102.27

欲測量場所之整體音量，與背景音量相差之數值小於 3dB 時，應停止測量，另尋其他適合測量地點或排除、減低其他噪音源之音量，再重新測量之。

### 3.1.3 鼓風機噪音分析實驗

經由上述梭體內、外噪音量測實驗分析結果，確立真空氣動梭之噪音來源為塔頂之抽氣設備—鼓風機。為進一步分析鼓風機於工作轉速下之噪音特性，以小型無音箱（圖 3-8）量測 AMETEK 119153 鼓風機於工作轉速 15000 RPM 時之噪音特性，結果如圖 3-9。



圖 3-8 小型無音箱

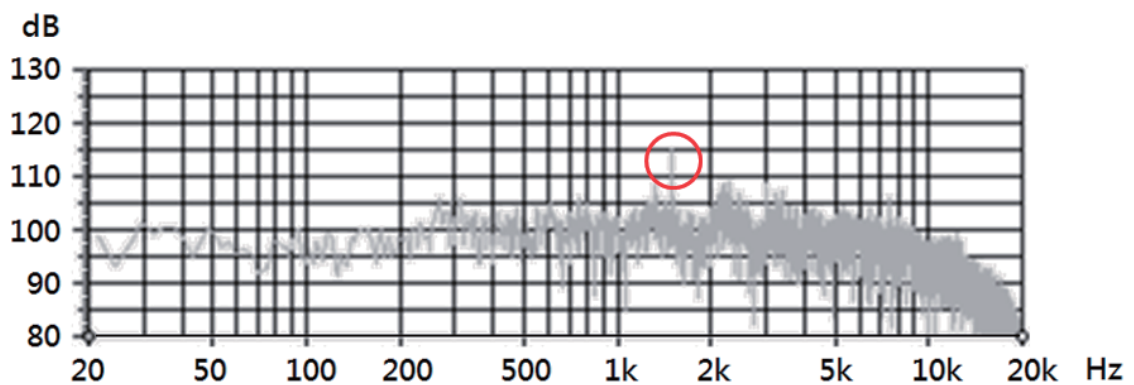


圖 3-9 鼓風機 AMETEK 119153 噪音頻譜圖

透過量測噪音之頻譜分析，得知噪音響度為 109.5 dB，而噪音頻率之峰值(peak)約落於 1500 Hz，根據(2-15)式風機旋轉噪音基頻公式計算如下：

$$f_i = \frac{Z \cdot n}{60} \cdot i = \frac{6 \cdot 15000}{60} \cdot 1 = 1500 = f_1 \quad (3-1)$$

(3-1)式中 Z 為葉片數，此處為六片葉片；n 為轉速，此處為 15000 RPM。證實本鼓風機之噪音特性（響度、頻率）與理論計算值吻合，後續針對此一特性進行降噪設計。

## 3.2 降噪手段評估

本節分析鼓風機噪音之傳遞機制，了解噪音災害之成因與要素，並進一步評估各種噪音治理方法，最後決定本研究所採用之降噪手段，以進行後續之降噪設計、分析與實測。



### 3.2.1 噪音傳遞機制

噪音對人體的影響和危害可分為「勞動保護」和「環境保護」兩方面，前者指危害人的身體健康，導致各種疾病發生，後者指干擾環境安靜，影響人們正常工作和生活。噪音對人體健康危害主要表現在：損傷聽力，造成噪音性耳聾；導致大腦皮層興奮和平衡失調，腦血管功能損害，導致神經衰弱；損傷心血管系統，引發消化系統失調，影響內分泌；干擾人們正常的生活、休息、語言交談和日常的工作學習，分散注意力，降低工作效率。根據調查，噪音量每增加一分貝，高血壓發病率就增加 3%，影響人的神經系統，使人急躁易怒；臥房音量偏高亦會影

響睡眠令人難以入睡，偶發且過大的噪音會令人在睡眠中醒來，從而擾亂睡眠，造成睡眠不足或感到疲倦。40~50 分貝的聲音會干擾睡眠，60~70 分貝會干擾學習，120 分貝以上的噪音量會導致耳痛，甚至聽力永久喪失。

人耳是非常特別的器官，為了將噪音儀器量測到噪音訊號，轉換成人耳聽到的感受到的噪音量，必須對噪音儀器量測到不同頻率域的訊號，進行頻域加權或稱權重。人耳可聽的範圍為 20-20K 赫茲(Hz)，而對於不同聲音強度人耳又有不同的加權曲線(Weighting Curve)。最常見的加權曲線為 A 加權(A-Weighting)，C 加權(C-Weighting)一般為測定較為吵雜的機械噪音，D 加權(D-Weighting)一般為測定航空噪音，而 G 加權(G-Weighting)則為測定超低頻噪音，大部分皆為低頻振動引起的結構噪音。本研究中所有噪音值（分貝，dB）皆採用 A 加權。

根據勞工安全衛生設施規則第 300 條，勞工工作場所因機械設備所發生之聲音超過九十分貝時，雇主應採取工程控制、減少勞工噪音暴露時間，使勞工噪音暴露工作日八小時日時量平均不超過表 3-4 列之規定值或相當之劑量值，且任何時間不得暴露於峰值超過一百四十分貝之衝擊性噪音或一百十五分貝之連續性噪音；對於勞工八小時日時量平均音壓級超過八十五分貝或暴露劑量超過百分之五十時，雇主應使勞工戴用有效之耳塞、耳罩等防音防護具。

表 3-4 勞工暴露之噪音音壓級及其工作日容許暴露時間

工作日容許暴露時間 (小時)	A 權噪音音壓級(dBA)
8	90
6	92
4	95
3	97
2	100
1	105
1/2	110
1/4	115

以上係針對長時間暴露在噪音環境下之規範，而真空氣動梭的噪音僅發生在電梯上行期間，一般上行時間僅 9 秒，毋須考慮過長時間之噪音環境暴露。

至於安裝地點一般會位於住宅區，根據噪音管制法施行細則第七條第一項所稱噪音管制區分為四類，係包括：第一類管制區（指環境亟需安寧之地區）、第二類管制區（指供住宅使用為主且需要安寧之地區）、第三類管制區（指供工業、商業及住宅使用且需維護其住宅安寧之地區）、第四類管制區（指供工業使用為主且需防止嚴重噪音影響附近住宅安寧之地區），因此屬於第一類或第二類之地區。

噪音管制標準第四條、第五條、第六條、第七條，分別針對工廠（場）噪音、娛樂場所營業場所噪音、營建工程噪音以及擴音設施噪音做限制，而第一類、第二類地區對於以上各種類之噪音，平均限制約為 60 分貝。可做為真空氣動梭噪音改善的終極目標。



噪音對環境的污染和其他環境污染不同，聲源在空氣中發射的彈性波，對人的干擾是局部性的，它在環境中不積累、不持久，也不遠距離傳輸，而且當聲源停止發聲後，噪音立即消失，只有當聲源、聲音傳播的途徑和聽者三者都同時存在，才對聽者形成干擾（圖 3-10）。因此治理噪音必須從聲源（振動物體）、傳播途徑和接受者這三方面去考慮，通過降低聲源、限制噪音傳播、阻斷噪音的接收等手段，來達到控制噪音的目的，既要對這三部分分別進行研究，又必須把這三部分作為一個整體，綜合來考慮，噪音控制系統既要滿足降噪量的要求，又要符合技術經濟指標的合理性。以下針對此三種手段做說明。



圖 3-10 形成噪音污染的三要素

降低聲源：

從聲源上根治噪音是最積極徹底的措施。從聲源上控制噪音就是將發聲大的設備改造成發聲小或者不發聲的設備，這可以通過改進機械設備的結構，改變操作工藝方法，提高加工精度和提高設備的裝配品質等方面來實現，事實證明這方面有極大的潛力。

限制噪音傳播：

如果由於條件的限制，從聲源上降低噪音難以實現時，就需要在噪音傳播途徑上採取措施加以控制。總體而言包括聲源位置的設計、利用自然地形地物、合

理配置建築內部空間、植栽綠化設施，以及最常用的隔聲罩（室）、消音器、隔震阻尼等。

阻斷噪音的接收：

對接收體進行防護主要是個人防護，是經濟而有效的方法。常用的防護用具  
有耳塞、防聲棉、耳罩、頭盔等。它們主要是利用隔聲原理來阻擋噪音傳入人耳，  
以保護人的聽力。

### 3.2.2 鼓風機噪音治理方法

鼓風機噪音的傳遞路徑可區分為以下四種：從進、出口端；經風管管壁穿透  
幅射；經風扇本體穿透幅射及經由振動傳遞至相連之結構。所有路徑中以進、出  
口端之噪音影響最鉅，且噪音影響依風扇使用目的不同而異[27]。目前國內外對離  
心式鼓風機噪音治理的方法很多，主要有以下幾個方向：

1. 研究離心式風機的後彎葉片葉輪、前彎葉片葉輪的幾何參數特性，如：增  
加葉片弦長[9]、數目；縮小葉輪高度等對空氣動力噪音特性的影響。
2. 研究通過改變蝸舌半徑和蝸舌與葉輪間距、採用傾斜蝸舌或傾斜工作輪葉  
片、採用旋轉擴壓器、消聲蝸殼、共鳴器等方式降低離心式風機噪音。
3. 合理設計管路降低離心式風機噪音。
4. 以隔聲罩來降低離心式風機噪音對周圍環境的影響，即外覆防音材。

5. 對輸氣管路進行隔聲阻尼包紮降低離心式風機噪音的傳播。
6. 設計符合離心式風機進出口噪音頻譜特性的消音器控制排氣管噪音高頻噪音對周圍環境的影響。

上述各降噪手段在實際工程應用皆有不錯效果，實際工程應用常見的風機噪音治理方法有：吸聲、隔聲、隔振阻尼、消音器等。以下針對這些方法做說明：

吸聲降噪：

當聲波入射到物體表面時，部分聲能被物體吸收轉化為其他形式的能量，稱為吸聲，吸聲降噪是利用「吸聲材料」和「吸聲結構」來吸收聲能而達到控制噪音強度的目的。如在各類阻性消音器、阻抗複合式消音器中，使用吸聲材料或吸聲結構構成消聲通道以吸收聲能。描述吸聲的指標是吸聲係數 $\alpha$ ，代表被材料吸收的聲能與入射聲能的比值。理論上如果某種材料完全反射聲音，其 $\alpha=0$ ；如果某種材料將入射聲能全部吸收，其 $\alpha=1$ 。事實上所有材料的 $\alpha$ 介於0和1之間，也就是不可能全部反射，也不可能全部吸收。材料吸收的聲能與入射到材料上的總聲能之比，稱為吸聲係數 $\alpha$ ，數學定義如下：

$$\alpha = E_{\alpha} / E_i = (E_i - E_r) / E_i = 1 - r \quad (3-2)$$

(3-2)式中， $E_i$  為入射聲能； $E_{\alpha}$  為被材料或結構吸收的聲能； $E_r$  為被材料或結構反射的聲能； $r$  為反射係數。

不同頻率上會有不同的吸聲係數，一般使用吸聲係數頻率特性曲線描述材料



在不同頻率上的吸聲性能。按照 ISO 標準，吸聲測試報告中吸聲係數的頻率範圍是 100-5KHz。針對不同頻率的噪音使用具有相應吸聲性能的材料（或結構）。一般要求吸聲係數應大於 0.5，好的吸聲材料可以達到 0.9 以上。將 100-5KHz 的吸聲係數取平均得到的數值是平均吸聲係數，平均吸聲係數反映了材料整體的吸聲性能。六個頻率(125、250、500、1K、2K、4K Hz)的平均吸聲係數大於 0.2 的材料，才能稱為吸聲材料。

在工程中常使用降噪係數 NRC 粗略地估計在人耳敏感頻率範圍內的吸聲性能，這一數值是材料在 250、500、1K、2K 四個頻率的吸聲係數的算術平均值，四捨五入取整到 0.05。一般認為 NRC 小於 0.2 的材料是反射材料，NRC 在 0.2 以上的材料是吸聲材料。當需要吸收大量聲能降低室內混響及噪音時，常常需要使用高吸聲係數的材料，如離心玻璃棉、岩棉等屬於高 NRC 吸聲材料，5 公分厚的 24 kg/m<sup>3</sup> 的離心玻璃棉的 NRC 可達到 0.95。表 3-5 是一般多孔材料的吸聲係數。



表 3-5 多孔材料類吸聲係數[ 28]

名稱		厚度 (cm)	容重 (kg/m <sup>3</sup> )	頻率 (Hz)					
				125	250	500	1000	2000	4000
散裝纖維	玻璃纖維	5	100	0.15	0.38	0.81	0.87	0.91	0.85
	超細玻璃棉	5	30	0.15	0.37	0.82	0.81	0.7	0.7
	礦渣綿	6	240	0.25	0.55	0.79	0.8	0.88	0.8
	石綿	2.5	210	0.06	0.35	0.5	0.46	0.52	0.65
板材	甘蔗板	1.3	200	0.12	0.19	0.28	0.54	0.49	0.5
	木絲板	3	520	0.05	0.15	0.25	0.56	0.9	--
	麻纖維板	2	260	0.09	0.11	0.16	0.22	0.28	--
	玻璃綿板	5	640	0.06	0.17	0.48	0.81	0.95	--
	石綿板	0.8	1880	0.02	0.03	0.05	0.06	0.11	0.20
毯類	工業毛毯	2	370	0.07	0.26	0.42	0.4	0.55	0.55
	瀝青玻璃棉毯	3	60	0.08	0.24	0.89	0.69	0.77	--
	瀝青礦綿毯	3	200	0.08	0.18	0.5	0.68	0.81	0.85
發泡塑料類	聚胺甲酸酯	2	40	0.11	0.13	0.27	0.69	0.98	0.75
	酚醛	2	160	0.08	0.15	0.3	0.52	0.56	0.5
	微孔聚酯	4	30	0.1	0.14	0.26	0.5	0.82	0.70
	粗孔聚酯	4	40	0.06	0.1	0.2	0.59	0.68	0.80
	尿素甲醛樹脂	3	20	0.1	0.17	0.45	0.67	0.65	0.80

隔聲降噪：



隔聲是噪音控制工程中主要技術措施之一。用材料或構件隔絕或阻擋聲音的傳播以獲得安靜的環境稱為隔聲。根據聲波傳遞方式，可分為空氣傳聲隔絕和固體傳聲隔絕兩種。常用的隔聲結構有隔聲間、隔聲罩、隔聲屏等，在建築聲學中常把這些結構稱為隔聲圍護結構或簡稱為圍護結構。一個隔聲結構通常是由許多隔聲元件組成的，如隔聲室就是由隔聲門、窗、牆壁、頂棚以及通風消音器等組成。

針對鼓風機噪音常採用的隔聲措施是隔聲罩，隔聲罩是將噪音源封閉在一個小空間內，以減弱噪音對作為環境的污染程度的隔聲裝置。聲波入射到隔聲結構上，部分反射部分吸收，只有一小部分聲能穿透結構輻射出去，同一個隔牆，對

於不同的頻率聲音其隔聲性能有很大的差異，工程上常用中心頻率 100、125、160、…、4000 Hz 等 17 個 1/3 倍頻帶隔聲量的算術平均值，表示某一隔牆的隔聲性能，稱為平均透聲損失或平均隔聲量，用  $TL_{\text{平均}}$  表示。

隔振阻尼降噪：

隔振是採用隔振材料或隔振器，隔絕振動的傳播。減振，又稱振動阻尼，是採用高阻尼材料，如瀝青、橡皮和阻尼漿，主要用於及其振動和撞擊振動產生的噪音，以減少振動表面產生的輻射。隔振可以單獨採用，也可以與減振同時使用。在隔聲系統中往往採取與局部振動阻尼相結合的方法同時治理。

噪音和振動是因金屬薄板受激發振動產生的，金屬薄板本身阻尼很小、聲輻射效率很高。一般金屬材料如鋼、鉛、銅等的固有阻尼都小，常用外加阻尼材料的方法來增大其阻尼。阻尼可使沿結構傳遞的振動能量衰減，還可減弱共振頻率附近的振動。在金屬薄板構件上噴塗或粘貼一層高內阻的粘彈性材料，如瀝青、軟橡膠或者高分子材料。當金屬板振動時，由於阻尼作用一部分振動能量轉化為熱能，從而使振動與噪音降低。

消音器降噪：

消音器的種類和結構形式很多，根據消聲原理和用途，主要有阻性消音器、抗性消音器、阻抗複合消音器及電子消音器等，好的消音器應滿足以下三要求。

一、在消聲性能。要求具有較高的消聲值和較寬的消聲頻率範圍，即要在所需要的消聲頻率範圍內有足夠大的消聲量。

二、空氣動力性能。消音器對氣流的阻力要小，安裝消音器後所增加的阻力損失要控制在實際允許的範圍內。

三、結構性能。消音器要體積小、品質小、結構簡單、便於加工，並且要堅固耐用、使用壽命長。

阻性（吸收式）消音器(absorptive)利用吸聲材料進行消聲，把吸聲材料固定在氣流通道內壁或按一定方式在管道中排列起來，構成阻性消音器。當聲波進入消音器中，吸聲材料將使一部分聲能轉化為熱能散掉，這樣就達到了消聲目的。阻性消音器有結構簡單，中、高頻消聲效果好等優點，實際工程中被廣泛使用。(圖 3-11)

抗性（共振式）消音器(reactive)與阻性消音器的消聲原理不同，它是根據濾波器的原理進行工作，也稱為聲學濾波器。抗性消音器並不直接吸收聲能，而是利用管道內聲學特性突變的介面，把部分聲波向聲源反射回去。對於減弱窄頻帶的噪音和明顯不連續的噪音，採用這種消音器可以得到良好的效果。(圖 3-12)

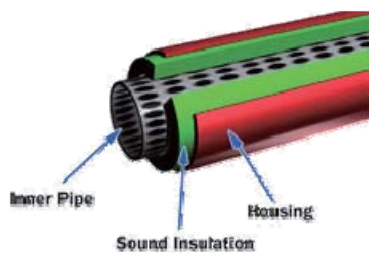


圖 3-11 阻性消音器[29]

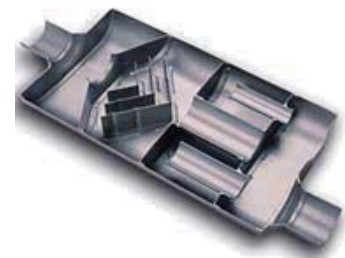


圖 3-12 抗性消音器[29]

阻性消音器在中高頻範圍內有較好的消聲效果，而抗性消音器適用於消除中、低頻噪音。把兩者結合起來可以獲得更廣大頻率範圍的消聲效果，即為阻抗複合消音器。阻抗複合消音器設計中，一般把抗性部分放在前面，阻性部分放在後面或將二者結合在一起。根據阻性和抗性消音器兩種消聲原理，通過不同方式進行組合，便可以設計出各式各樣的阻抗複合消音器。

電子消音器又稱主動噪音控制 ANC (Active Noise Control)，是通過電子線路發出一種與噪音源輻射的聲波相位相反的聲波，利用干涉原理達到消聲的目的。此種概念最早由 Leug[ 30]所提出，然而這種方式限於當時的科技水準，所以當時未能實現，但隨著積體電路的蓬勃發展，尤其是數位訊號產生器(Digital Signal Processor, DSP)，使得近年來 ANC 開始蓬勃發展。

本研究目的為降低真空氣動梭產品噪音，考慮成本及有限的塔頂空間，且主要噪音傳遞路徑為進、出風口，為使抽氣設備（鼓風機）之噪音降低，故採用之降噪手段為進、出風口加裝阻抗複合型消音器，針對抗性設計分析，以 CFD 模擬搭配實驗以決定消音器幾何；阻性分析，則研究吸聲材料、吸聲結構特性，針對本研究欲改善之目標噪音源之聲學特性進行阻性消音器設計。

為提升設計階段之效率，避免增加過多實驗試誤產生之材料加工組裝測試之成本，因此於下一章節確立電腦模擬分析方法，以模擬分析取代部分實體實驗測試。





## 第四章 模擬分析與驗證

為了提升設計階段的效率，於本章節建立電腦模擬分析能量，以節省大量製作原型實驗測試的材料與時間成本，並可藉由後處理可視化技術，以觀察到一般實驗難以發現之物理量。

### 4.1 繪製幾何 CAD 圖檔

本節以 CAD 電腦輔助設計軟體 CATIA 繪製鼓風機與流道、流場的幾何造型，將幾何造型建構完成後，再透過相關軟體進行模擬分析之設定。本研究目的在於設計消音器，因此電腦模擬之計算域包含離心式鼓風機外殼、葉輪、外流道與外部流場，示意圖如圖 4-1。

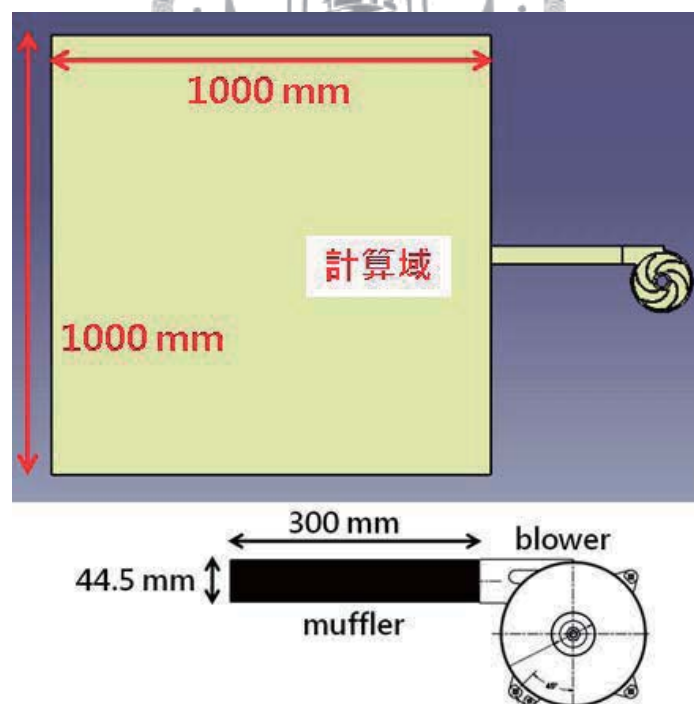


圖 4-1 CFD 計算域幾何示意圖



考慮真空氣動梭之塔頂空間有限，因此在進行幾何造型繪製時，規劃流道部分長度為 30 公分，初步以 30 公分直管做為模擬驗證標的，後續進行抗性消音器設計分析時，也在長度 30 公分之條件下進行。

## 4.2 模擬軟體設置

使用軟體工具模擬離心式鼓風機運轉噪音時，必須做一些基本假設，以簡化問題和分析步驟。以下為模擬分析前的基本假設：


1. 流體為不可壓縮流(incompressible flow)。
2. 忽略溫度變化、熱傳效果與化學反應。
3. 葉片和流體接觸的界面邊界條件為不可滑動(no slip boundary condition)。
4. 空氣為牛頓流體(Newtonian Fluid)，黏滯係數與流體剪應力無關。
5. 入口端與外部流場邊界條件的壓力為一大氣壓，不隨時間而改變。

根據這些假設，使本研究能夠以數值模擬的方式建立符合現實物理特性之 CFD 模型，而不失分析的準確性。CFD 分析流程有三個階段：前處理(pre-processor)、運算求解器(Solver)、後處理(post-processor)，三者依序進行。這些步驟的內容於以下幾個小節說明。

#### 4.2.1 前處理器網格邊界

前處理乃是將流場問題定義正確的描述，依照使用者設計與假設條件，將模型的操作環境正確地宣告給求解器，通常需要定義完成的工作包含下列：

1. 定義流場幾何。
2. 將流場做網格切割，建立網格點。
3. 考量模型的物化反應現象，選擇適當的求解器。
4. 定義流場性質。
5. 定義適當邊界條件。



定義內容會影響求解器計算結果的合理性，在流場分析前必須確定假設是合理、合乎設計條件。基本上網格數越多，流場描述能夠更精確，但是電腦運算所花費的時間更久，費用更高，因此必須在精確度和計算花費上取得平衡點，前處理網格所採取的切割方式、使用種類亦會影響分析的品質，需要詳加考量劃分，根據統計，工業界使用 CFD 做分析時至少花費超過一半的時間在前處理的建構上。

本研究使用 GAMBIT 軟體進行前處理，流場幾何如圖 4-2 所示，首先將流場劃分為兩個區域，即外部一般流場區與動態旋轉網格區。

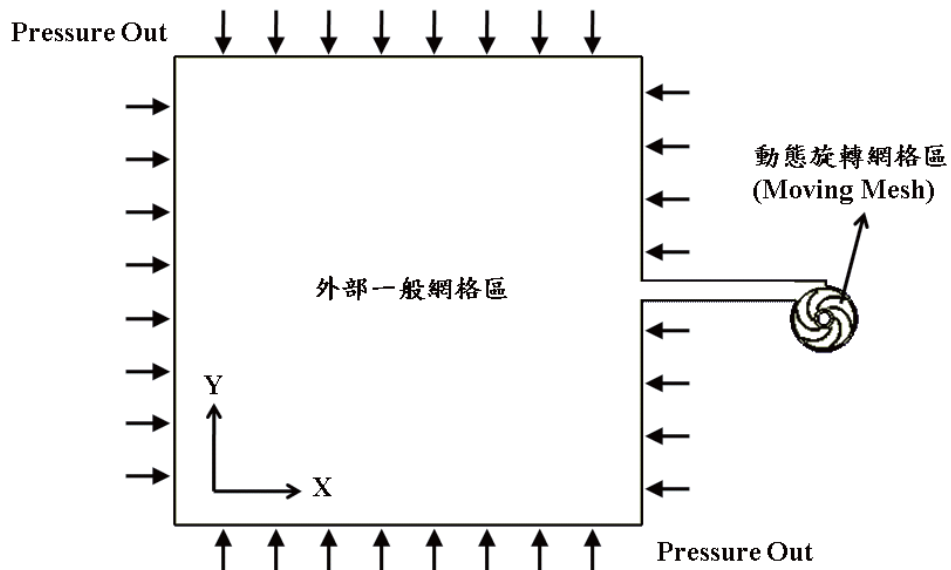


圖 4-2 計算區域名稱宣告示意圖

網格使用混合型元素，即三角形元素(triangular mesh elements)與四邊形元素(quadrilateral mesh elements)混合使用，鼓風機內部、葉輪旋轉區之流場現象較複雜，故採用精度較高之四邊形元素且節點劃分最細，外部一般流場區由於流動趨近穩定，則採用三角形元素且採用較稀疏之網格劃分，以節省電腦計算資源。

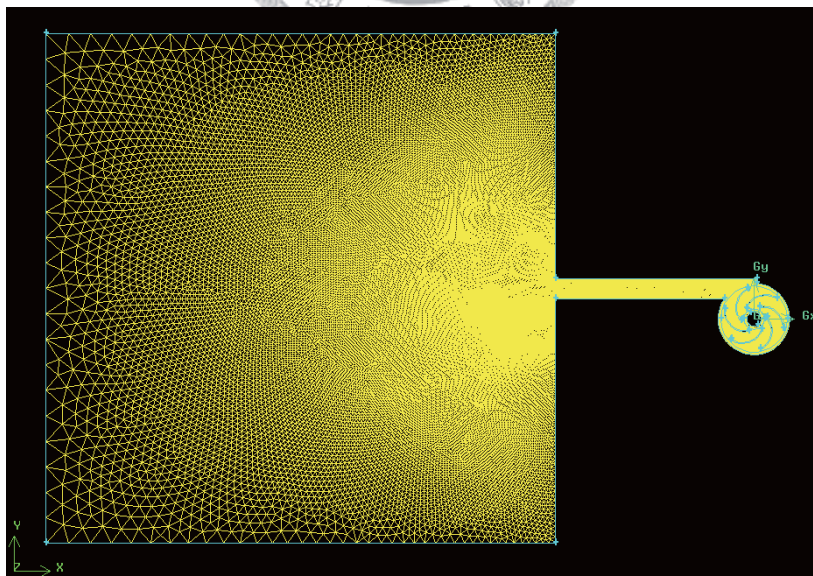


圖 4-3 二維網格示意圖

表 4-1 網格劃分節點粗細對照表

	節點間距(m)	註
葉片	0.0005	
氣流入口	0.002	
旋轉網格區	0.001	
鼓風機外殼	0.002	
流道 (消音器)	0.0025	
外流場邊界 (流道臨邊)	0.005	Ratio = 0.98
外流場邊界 (上下側邊)	0.0025	Ratio = 0.968
外流場邊界 (左邊)	0.05	

在邊界條件的設定上，鼓風機入口與外部流場區邊界設定為「壓力出口」(pressure outlet)，將模擬發散於大氣（一大氣壓）之中，因此將這些面域壓力與一大氣壓之相差(guage)值設定為 0 pa。葉片邊界將設定為流體不可通過的「壁」(wall)形式，而靠近葉片之區域也將獨立為旋轉區域，使用「移動網格」(moving mesh)的方式，在給定轉速下（工作轉速：15000 RPM），相對於固定不動的一般流場區，使此區域網格作實際旋轉，以模擬鼓風機真實的運轉狀況。

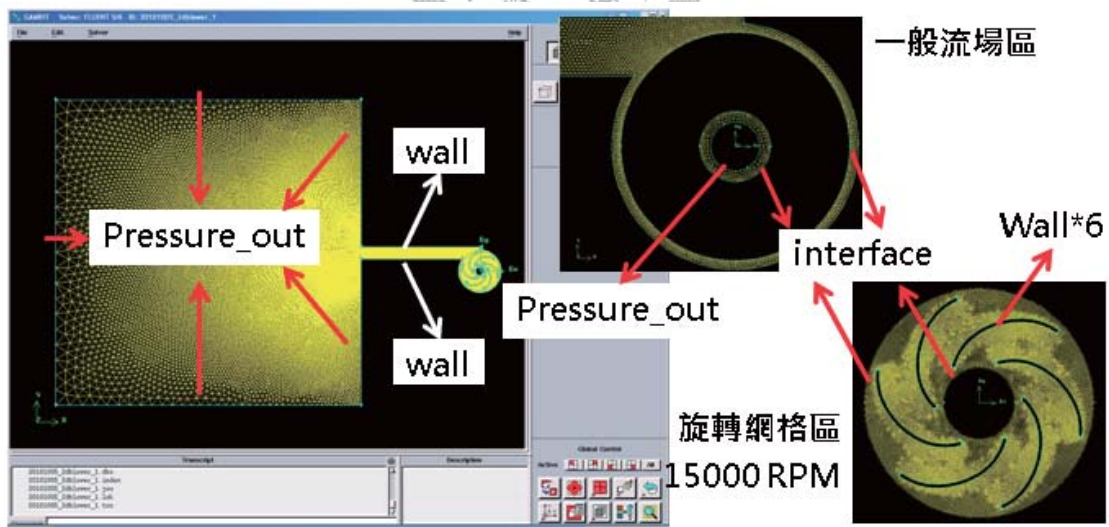


圖 4-4 離心式鼓風機噪音二維模擬邊界條件

## 4.2.2 求解器疊代運算

求解器的工作是將前處理宣告的環境條件、邊界條件、流場空間性質、網格點做運算的動作。求解器的運算為先利用簡單方程式逼近運算結果，再利用統御方程式計算較近似的結果，不同的求解器有不同的適用範圍。

本研究以 FLUENT 進行二維模擬求解，使用 RNG  $k-\varepsilon$  紊流模型計算速度與壓力場，演算法為 SIMPLE method。將計算離心式鼓風機運轉達穩態時，透過 Broadband Noise Sources 聲學模組計算監測點之聲強度，以做為後續設計消音器之參考依據。

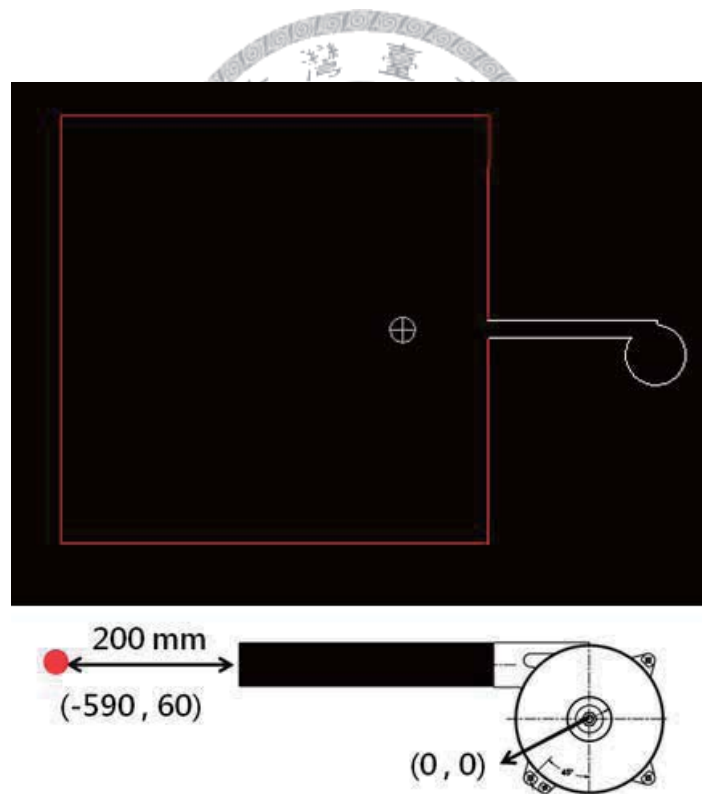


圖 4-5 監測點示意圖



### 4.2.3 後處理流場聲場

後處理乃是將運算求解器所計算之網格點數值結果，轉為工程上可用之數據或圖像化的資訊提供給使用者，如二維或三維漸層顏色圖形、向量圖形、粒子追蹤，甚至是用動畫來表示模型隨時間變化運作的情形，目的是讓使用者容易迅速了解模型發生什麼變化、取得想要的結果，以利使用者研判設計上的優缺點。呈現的數據結果將作為設計、改善的要素，或是後續的分析研究。

模擬收斂後，藉由 FLUENT 內建的后處理功能，繪製流場中的速度向量圖，可以觀察到鼓風機內部空氣被葉輪推動加速的情形。而空氣經由直管（無消音功能）吹出，擴散至外部流場。

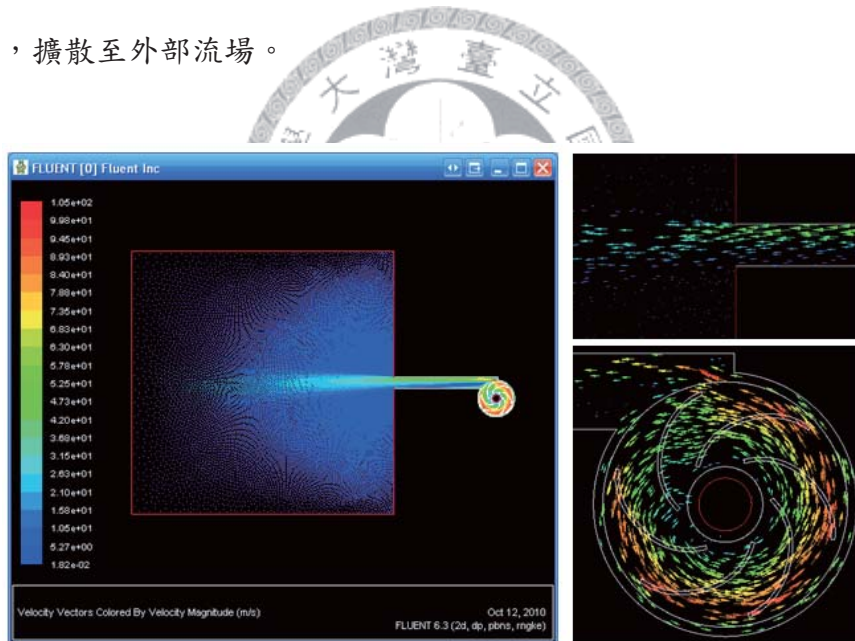


圖 4-6 二維鼓風機噪音模擬速度向量圖

而利用 Broadband Noise Sources 聲學模組，可進一步計算出監測點位置之聲強度為 64.72 dB。此一數值未經實驗驗證，透過下一小節之實驗結果進行後續比對與校正。

### 4.3 基本實驗測試

本節進行離心鼓風機加裝 30 公分直管之噪音量測實驗，實驗結果與模擬值相比對後，進行誤差探討與分析。最後透過校正方法使模擬值能和實驗值得到共同趨勢且數值吻合，即 CFD 分析工具建立完成，以利於後續各降噪設計之快速評估。

由於本實驗驗證採用無消音功能之直管，故使用一般市售之 PVC 水管，選擇內徑與鼓風機出風口相吻合之南亞 PVC 管 30 公分直接安裝於鼓風機出風口處。並於相距出風口 20 公分處放置噪音計進行量測（圖 4-7）。實驗結果為 97.5 dB。



圖 4-7 實驗量測示意圖

### 4.4 結果比對與校正

本驗證所採用之 30 公分直管加裝於鼓風機出風口，其產生噪音之 CFD 模擬值為 64.72 dB，實驗值為 97.5 dB，誤差高達 33.6%。初步推測，造成模擬與實驗值誤差之大，原因為採用二維模擬，忽略了三維空間的深度效應。另一方面，實驗採用之離心式鼓風機 AMETEK 119153 為多級葉輪，模擬時採用二維幾何構型，



僅繪製單級葉輪，而無多級葉輪對空氣作功加速的效果。

根據 AMETEK 廠商提供之規格書，119153 離心式鼓風機之 P-Q 性能曲線，當進出口壓差為零時，最大風量為 160CFM，出口面積為  $1.2566E-3 \text{ m}^3$ ，換算可得風速為 60.09 m/s。由於二維模擬省略了第一級葉輪對工作流體作功（加速）的效應，鼓風機進風口處之邊界條件若僅設定為一大氣壓則與現實狀況不符，為了校正二維模擬的準確度，故將此邊界條件更改為速度入口(velocity inlet)，並透過調整速度大小，觀察速度大小與監測點噪音大小之關係得到表 4-2。根據表 4-2 可得知進風口風速在 40 m/s 時，監測點量得噪音 97.73 dB，與實驗值之差僅 0.2 %。

表 4-2 進風口速度與噪音之關係

V_int (m/s)	10	20	30	40	50
dB	51.04	70.71	89.87	97.73	105.36
誤差(%)	47.7	27.5	7.8	0.2	8.1

為了確保後續各降噪設計之模擬值有足夠準確性，故加入一 30 公分漸擴管做為驗證（圖 4-8），根據校正後的 CFD 分析模型，模擬鼓風機加裝漸擴管之噪音值為 103.6 dB，經實驗量測之噪音值為 99.5 dB，誤差 4.15 %，誤差控制在 5 % 以內。



圖 4-8 漸擴管幾何尺寸示意圖



圖 4-9 漸擴管噪音量測實驗示意圖



## 第五章 降噪設計

本章針對鼓風機之消音器進行抗性與阻性設計：抗性消音器係利用幾何形狀使聲音在消音器內反射消耗能量；阻性消音器係利用吸聲材料讓聲音通過管道時被材料吸收。對於抗性消音器之設計，本研究以 CFD 模擬其消聲性能；阻性消音器，則透過吸聲材料特性與經驗公式進行設計評估。

### 5.1 抗性設計：單膨脹室消音器

抗性消音器，亦稱反應消音器(reactive muffler)，其種類很多，常見的主要有膨脹室消音器、共振腔消音器和干涉式消音器等（圖 5-1）。由於共振腔消音器頻率選擇性強，只對在共振頻率附近的噪音有較大降低，而理論計算所得的共振頻率與實際實驗所得共振頻率往往相差較大，從而達不到預期的降噪效果，另外，干涉式消音器的體積較大且加工製造不易，實際工程上少有應用，因此本研究在抗性消音器選用的部分，以膨脹室消音器做為設計標的。

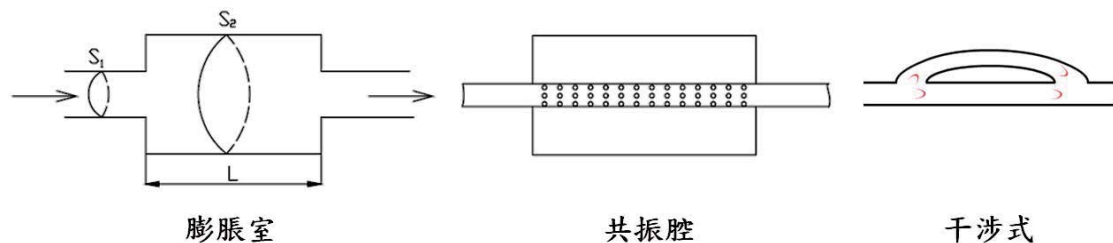


圖 5-1 抗性消音器基本類型示意圖[ 28]

膨脹室消音器是抗性消音器最常用的結構形式，亦稱擴張室消音器，由管和室組成。可看成兩個突變截面管反相對接合而成的，其主要消聲原理是：利用管

道的截面突變引起聲阻抗變化，使得一部分沿管道傳播的聲波反射回聲源；同時，通過腔室和內接管長度的變化，使得向前傳播的聲波與在不同管截面上的反射波之間產生  $180^\circ$  的相位差，相互干涉，從而達到消聲的目的。抗性消音器不直接吸收聲能，而是利用管道上突變的介面或旁接共振腔，使沿管道傳播的某些頻率聲波，在突變的介面處發生反射、干涉等現象，從而達到消聲的目的。

膨脹室消音器最基本的形式是單節膨脹室消音器，以下為其消音原理[31]：

如圖 5-2 所示的抗性消音器，主截面積為  $S_1$ ，膨脹管截面積為  $S_2$ ，膨脹管長度為  $l$ ，消音器的擴張比  $m = S_2 / S_1$ 。設聲音從左至右傳遞，消音器入口端入射聲波聲壓為  $p_1^{(+)}$ ，反射聲波聲壓為  $p_1^{(-)}$ ；傳到膨脹室內部，穿過截面 1 透射聲波聲壓為  $p_2^{(+)}$ ，反射聲波聲壓為  $p_2^{(-)}$ ；傳播到截面 2 處，入射聲波聲壓為  $p_2^{(+)}e^{-jkl}$ ，反射聲波聲壓為  $p_2^{(-)}e^{jkl}$ 。其中  $k = 2\pi f / c = 2\pi / \lambda$  為波數， $f$  為聲音頻率（本研究為 1500 Hz）， $\lambda$  為管道中聲波的波長， $c$  為聲速(340 m/s)。

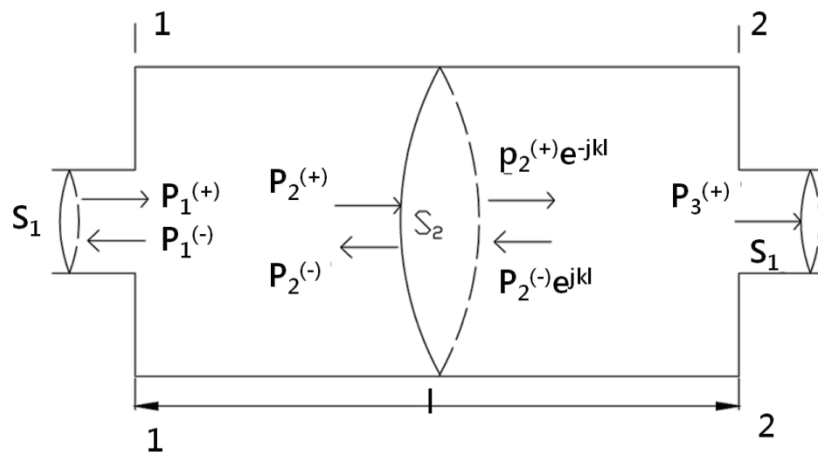


圖 5-2 抗性消音器[31]

在截面 2 處的相位與在截面 1 處的相位相差  $kl$ ，在截面 1 處，由聲壓連續的條件有以下關係：

$$p_1^{(+)} + p_1^{(-)} = p_2^{(+)} + p_2^{(-)} \quad (5-1)$$

由體積速度連續的條件有以下關係：

$$S_1 \left( \frac{p_1^{(+)}}{\rho_0 c} \right) - S_1 \left( \frac{p_1^{(-)}}{\rho_0 c} \right) = S_2 \left( \frac{p_2^{(+)}}{\rho_0 c} \right) - S_2 \left( \frac{p_2^{(-)}}{\rho_0 c} \right) \quad (5-2)$$

即：

$$p_1^{(+)} - p_1^{(-)} = m \left( p_2^{(+)} - p_2^{(-)} \right) \quad (5-3)$$

同理，在截面 2 處可得：

$$p_2^{(+)} e^{-jkl} + p_2^{(-)} e^{jkl} = p_3^{(+)} \quad (5-4)$$

$$m \left( p_2^{(+)} e^{-jkl} - p_2^{(-)} e^{jkl} \right) = p_3^{(+)} \quad (5-5)$$

消音器入口端的入射聲強與在消音器出口端的透射聲強之間的衰減來衡量消音器的消聲量（傳輸損失 TL，transmission loss），則：

$$\Delta L = 10 \log \left( \frac{p_1^{(+)}}{p_3^{(+)}} \right)^2 \quad (5-6)$$

聯立以上五式並簡化可得：

$$\Delta L = 10 \log \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2(kl) \right] \quad (5-7)$$

(5-7)式即為單膨脹室消音器的消聲量計算公式，可看出消聲量隨頻率做週期性變化，為了讓設計方便，將消聲量 $\Delta L$ 與 $kl$ 的關係以圖 5-3 的曲線表示。

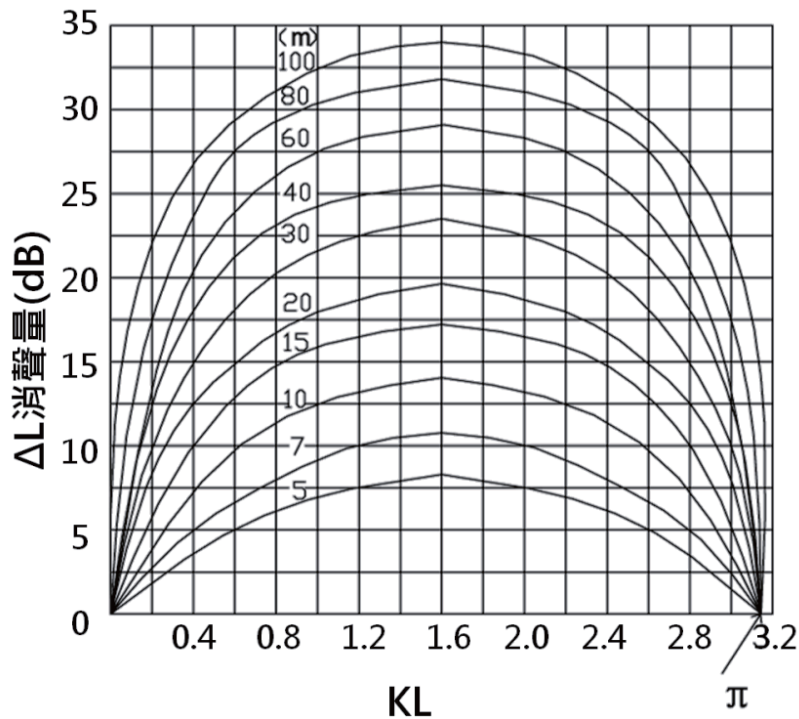


圖 5-3 單膨脹室消音器的消聲量[ 32]

如圖可見，當 $\sin^2(kl)=1$ 時， $kl=(2n+1)\frac{\pi}{2}$ ，消音器有最大消聲量，即 $l=(2n+1)\frac{\lambda}{2}$ 時( $n=0,1,2\dots$ )，本研究中頻率 $f$ 為 1500 Hz，聲速 $c$ 為 340 m/s，波長 $\lambda=c/f$ 為 0.2267 m，在設計消音器時， $n$ 值與 $l$ 值之關係如表 5-1，由於 $n$ 值取 2

以上時，膨脹室長度 L 即長達 30 公分，造成消音器體積過大難以安裝於塔頂空間，故 n 值在此取 0 和 1，初步降噪設計抗性消音器中，膨脹管長 L 為 56.7 與 170 mm。

表 5-1 抗性消音器膨脹室長度 L 與 n 值之關係

n	0	1	2	3	4
L (mm)	56.7	170.0	283.4	396.7	510.0

當管長 L 配合噪音特性設計時，理論上針對該頻率的噪音有最大消聲量，此時消聲量的計算公式可以寫成：

$$\Delta L_{\max} = 10 \log \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( m - \frac{1}{m} \right)^2 \right] \quad (5-8)$$

由(5-8)式可看出，在適當的膨脹室長度之下，消聲量大小由擴張比 m 來決定，單節擴張室消音器要取得顯著的消聲效果，必須選取足夠大的擴張比，式中和 m 相關之計算為「倒數差平方」，因此等比例之膨脹室與收縮室，理論上消聲性能相同。但考慮流阻效應，為使加裝消音器前後，鼓風機抽氣性能之影響降至最低，故採用膨脹室設計。考慮材料取得與加工製造的便利性，本降噪設計中抗性消音器的膨脹室管徑決定採用一般市售 PVC 管，管徑包括 36.25 mm、47.25 mm、66.25 mm，鼓風機進出口端半徑為 20 mm，故其擴張比 m 分別為 3.29、5.58、8.87，理論降噪值 TL（傳輸損失）為 5.08 dB、9.19 dB 與 14.86 dB。

總結以上，本研究在抗性膨脹室消音器之幾何尺寸設計中，膨脹室長度 L 有 56.7 與 170 mm；膨脹室半徑 R2 有 36.25 mm、47.25 mm 和 66.25 mm，共六個方案（如表 5-2），於下一小節進一步評估其消聲性能。



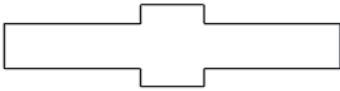



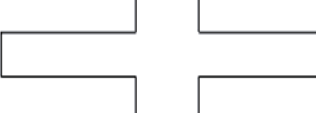

表 5-2 各膨脹室消音器降噪設計之幾何特徵參數 (單位：mm)

R2 \ L	56.7	170
36.25	Case 1	Case 2
47.25	Case 3	Case 4
66.25	Case 5	Case 6

## 5.2 CFD 模擬結果

前一小節之降噪設計結果，共有六個方案，根據此六方案之幾何參數以 CATIA 軟體繪製其 CAD 圖檔 (表 5-3)，各方案名稱後加註(L, R2)，其中 L 為膨脹室長度、R2 為膨脹室半徑。(圖 5-4)

表 5-3 抗性膨脹室消音器各設計方案幾何示意圖

Case 1 (56.7, 36.25)	Case 2 (170, 36.25)	Case 3 (56.7, 47.25)
		
Case 4 (170, 47.25)	Case 5 (56.7, 66.25)	Case 6 (170, 66.25)
		

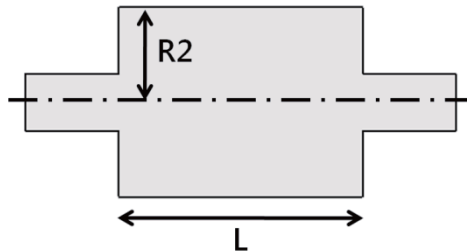


圖 5-4 膨脹室消音器幾何參數示意圖

透過第四章建立之模擬分析能量，針對這六個降噪設計方案的消聲性能進行評估，採用之方式與實驗相同：在鼓風機的出風口 20 公分處設置監測點量測其噪音，模擬結果如表 5-4。

表 5-4 各降噪設計方案之 CFD 模擬結果

降噪設計方案	噪音值(dB)
Case 1 (56.7, 36.25)	93.58
Case 2 (170, 36.25)	91.64
Case 3 (56.7, 47.25)	93.56
Case 4 (170, 47.25)	91.39
Case 5 (56.7, 66.25)	93.28
Case 6 (170, 66.25)	89.14

觀察模擬結果，可得到方案六(Case 6)的監測點噪音值為 89.14 dB，有最好的降噪效果，即膨脹室長度 L 為 170 mm、膨脹室半徑 R2 為 66.25 mm，此抗性單膨脹室消音器之設計，於第六章進行實際製造測試。

### 5.3 阻性設計

阻性消音器，亦稱吸收型消音器(absorptive muffler)，它是利用聲波在多孔性吸聲材料中傳播時，由於摩擦將聲能轉化成熱能而消散掉，以達到消聲的目的。材料的消聲性能類似於電路中的電阻耗損電功率，因而得名。阻性消音器按氣流通道幾何形狀不同，分為直管式、片式、折板式、迷宮式、蜂窩式、聲流式、盤式、彎頭式等種類（圖 5-5），其中直管式的流阻最低，對鼓風機的抽器性能影響

最小，因此本研究在阻性消音器型式之選用，採用直管式消音器。

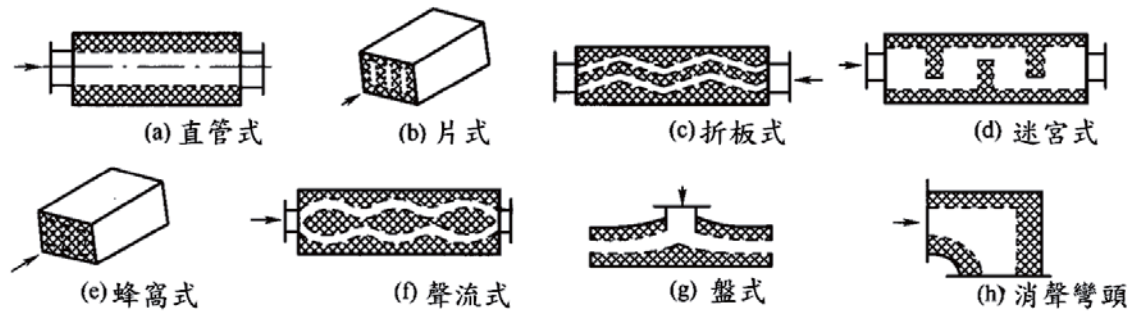


圖 5-5 阻性消音器種類示意圖[ 28]

阻性直管式消音器的消聲性能計算公式很多，但都不十分準確，常用材料的吸聲係數對消聲值做近似估算。消聲量與消聲通道的長度成正比，與截面積成反比，與截面周長成正比，與襯貼材料的吸聲係數有很大的關係。阻性消音器常用的消聲性能計算經驗公式，為 H. J. Sabine 提出的聲衰減量公式[ 33]：

$$L_A = 1.03(\bar{\alpha})^{1.4} \frac{P}{S} l \quad (5-9)$$

(5-9)式中 P 為管道圓周長(m)、S 為管道截面積(m<sup>2</sup>)、L 為管道長度(m)， $\bar{\alpha}$  為材料的平均吸聲係數，為了方便計算，列出了  $\bar{\alpha}$  與  $(\bar{\alpha})^{1.4}$  的關係。

表 5-5  $\bar{\alpha}$  與  $(\bar{\alpha})^{1.4}$  的換算關係

$\bar{\alpha}$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$(\bar{\alpha})^{1.4}$	0.04	0.105	0.185	0.277	0.379	0.489	0.607	0.732	0.863	1.00

常見的市售吸音材料，包括玻璃纖維、礦渣棉、聚氨酯棉、燈心絨等，其吸聲係數如表 5-6。計算各種材料之平均吸音係數 $\bar{\alpha}$ ，分別為 0.46、0.41、0.51、0.42，得知聚氨酯棉之平均吸音係數較高，且本研究目標消除噪音頻率 1500 Hz 位於 1000 Hz、2000 Hz 之間，聚氨酯棉在此頻率區間有良好的吸音性能，因此阻性消音器採用 2.5 公分厚之聚氨酯棉做為內襯吸音材料。

表 5-6 常見市售吸音材料之吸聲係數

$\alpha$ 值		對各頻率的吸音係數					
材料	厚度(cm)	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
玻璃纖維	2.5	0.06	0.14	0.34	0.77	0.73	0.73
礦渣棉	2.5	0.1	0.2	0.35	0.55	0.60	0.65
聚氨酯棉	2.5	0.12	0.21	0.48	0.7	0.77	0.76
燈心絨	10	0.02	0.16	0.53	0.48	0.59	0.74

總結以上設計參數：平均吸音係數 $\bar{\alpha}$ 為 0.51、管道圓周長 P 為 0.1257 m、管道截面積 S 為 1.257E-3 m<sup>2</sup>、管道長度 L 考慮塔頂空間配置，與抗性消音器之膨脹室長度相同為 0.17 m，代入(5-9)式計算消聲性能，可得理論消聲量為 6.64 dB。

為了保護吸音材料不被氣流帶走，須要採用穿孔板做吸音材料之護面層[34]，穿孔板之穿孔率 $\varphi$  (%)定義為單位面積中孔洞所佔之比例，一般為 20%~30%，與穿孔直徑 d (mm)及孔心距間 a (mm)之關係如下：

(1) 三角形排列 (圖 5-6A)

$$\varphi = \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \left( \frac{d}{a} \right)^2 \times 100\% \quad (5-10)$$

(2) 正方形排列 (圖 5-6B)

$$\varphi = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d}{a} \right)^2 \times 100\% \quad (5-11)$$

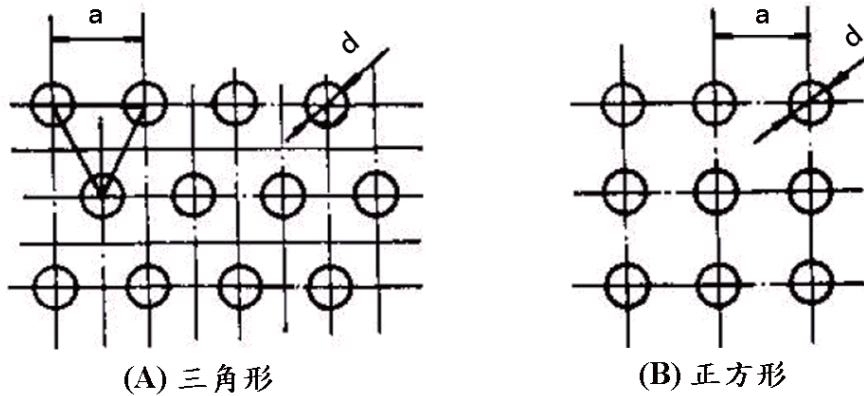


圖 5-6 穿孔排列方式示意圖[34]

在此取孔心距  $a$  為 15 mm、穿孔直徑  $d$  為 8 mm，採三角形排列方式，故穿孔率  $\varphi$  為 25.8 %。

## 5.4 設計結果

總結前三小節之設計分析結果，本研究採用降噪設計之抗性膨脹室消音器與阻性直管式消音器已設計完成，設計參數如下所示：

(1) 抗性膨脹室消音器

如圖 5-7，其中  $R1$  為鼓風機進出口延伸管半徑 20 mm、 $R2$  為膨脹室半徑 66.25 mm、 $L$  為膨脹室長度 170 mm。

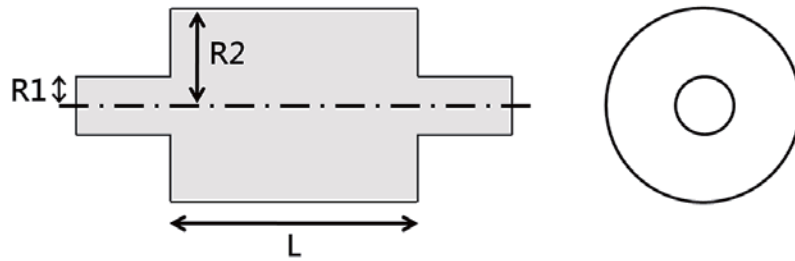


圖 5-7 本研究之抗性膨脹室消音器設計

(2) 阻性直管式消音器：

如圖 5-8，其中 R1 為鼓風機進出口延伸管半徑 20 mm、T 為內襯吸音材料厚度 25 mm，L 為 170 mm，選用聚氨酯棉為吸音材料，鋪放吸音材料之區段即為內部穿孔管，孔心距 15 mm、鑽孔直徑 8 mm、穿孔率 25.8 %。

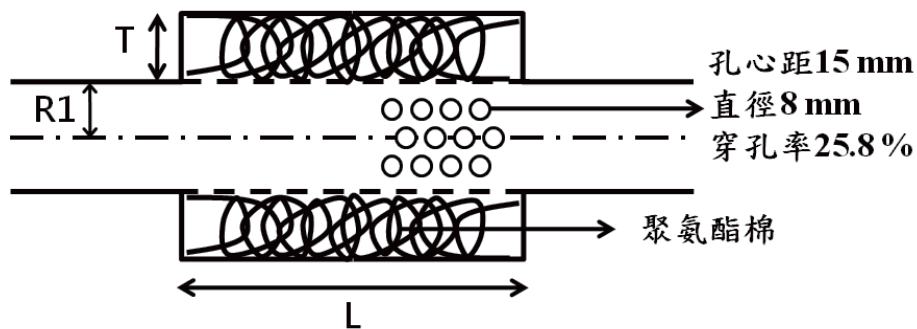


圖 5-8 本研究之阻性直管式消音器設計

以上兩個降噪設計，於下一章節進行實際製造及測試。





## 第六章 設計結果製作與實驗量測

本章進行抗性膨脹室消音器與阻性直管式消音器的製作與實測，管材採用方便取得的市售 PVC 管，前後蓋板則由雷射切割機對 5 mm 壓克力板進行切割製作而成。最後進行實測分析。

### 6.1 設計結果製作

本研究設計之「抗性膨脹室消音器」與「阻性直管式消音器」均採用 PVC 管（圖 6-1）做為基本素材，前後蓋板則採用 5 mm 壓克力板（圖 6-2），其中「阻性直管式消音器」之吸聲材料則採用聚氨酯棉（圖 6-3）。



圖 6-1 PVC 管材

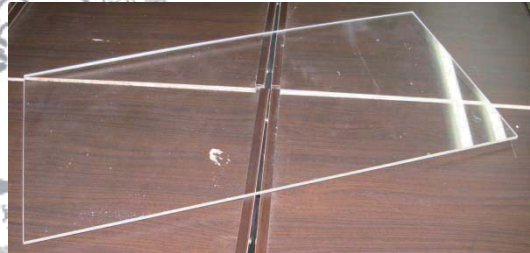


圖 6-2 5 mm 厚壓克力板



圖 6-3 聚氨酯棉

管材部分，以鋸床切割 PVC 管，再以車床進行修邊；兩端蓋板部分，則先繪製 2D 圖檔（圖 6-4），最後輸出至雷射切割機進行加工（圖 6-5）。切割過程與成品如圖 6-6 與圖 6-7。

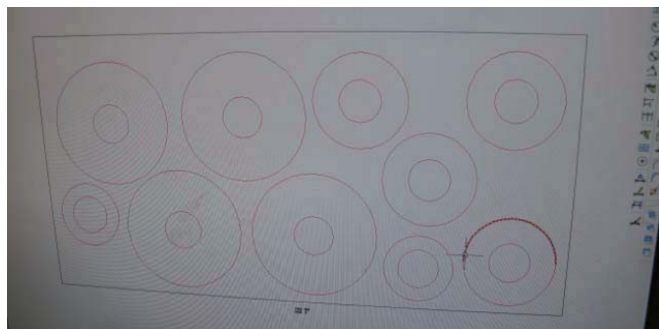


圖 6-4 兩端蓋板之 2D 圖檔



圖 6-5 雷射切割機



圖 6-6 雷射切割壓克力板過程



圖 6-7 雷射切割壓克力板完成品

為製作阻性直管式消音器之「內部穿孔管」，則先列印平面展開圖（圖 6-8），並黏貼包覆於 PVC 管外，最後使用  $\phi 7.9$  之鑽頭根據圖示位置以鑽床進行鑽孔，成品如圖 6-9。

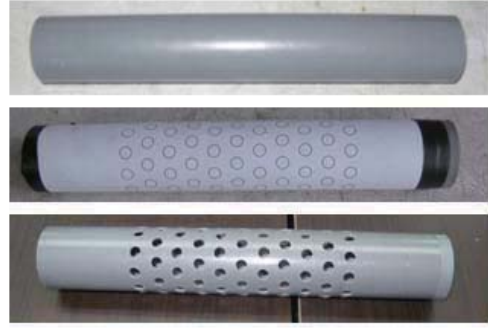
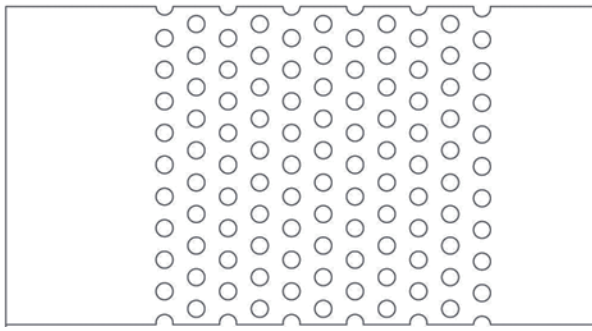


圖 6-8 內部穿孔管之孔位平面展開圖      圖 6-9 內部穿孔管加工過程示意圖

由於抗性消音器構造較為簡單，將各零件加工完成後，最後以氣仿黏合組裝即可完成（圖 6-10）；阻性消音器之構造較複雜（圖 6-11），則需先鋪放內部吸音材聚氨酯棉於穿孔管與外殼之間（圖 6-12），最後再以氣仿黏合組裝（圖 6-13）。



圖 6-10 抗性消音器完成圖



圖 6-11 阻性消音器零件



圖 6-12 阻性消音器組裝過程



圖 6-13 阻性消音器完成圖

## 6.2 實驗量測

本節進行消音器性能的實測，消音器的消聲量的大小是以消音器的插入損失來評價。插入損失是指裝消音器前後在消音器出口某固定點測量的排氣聲壓級之差。

$$IL \equiv L_{before} - L_{after} \quad (6-1)$$

(6-1)式中， $IL$ 為插入損失(dB)； $L_{before}$ 為安裝消音器前在某點測量的排氣聲壓級(dB)； $L_{after}$ 為安裝消音器後在某點測量的排氣聲壓級(dB)。

在實際測量時，為得到 $L_{before}$ ，先測量無安裝消音器的鼓風機噪音。按插入損失定義，為保證測量點位置不變，用一根與消音器等長、管徑與消音器進氣管相同的空管代替消音器。其次再測量裝消音器時的聲壓級以得到 $L_{after}$ 。

進行實驗之背景噪音為 60.3 dB，根據噪音管制標準第四條，不必進行校正。噪音計安置於離心式鼓風機 AMETEK 119153 之出風口 50 cm 處，實驗架設情形如圖 6-14。





圖 6-14 實驗情形示意圖

實驗結果如表 6-1 所示，可發現抗性膨脹室消音器之插入損失值為 3 dB、阻性直管式消音器之 IL 值為 4.2 dB。為測得阻抗複合型消音器（圖 6-15）之消聲性能，將監測點移至鼓風機出風口 100 cm 處，實驗結果如表 6-2：抗性膨脹室消音器之插入損失值為 2.9 dB、阻性直管式消音器之 IL 值為 3.1 dB、阻抗複合型消音器之 IL 為 4.8 dB。

由於消音器性能之另一重要指標為空氣動力性能，本研究採用之降噪設計，不論是抗性膨脹室消音器或阻性直管式消音器皆為流阻最小之形式，為證實離心式鼓風機在加裝消音器前後之空氣動力性能仍不受影響，於實驗進行中，在出風口放置流量計以監測流量表現。

一般測量鼓風機之流量表現採用之單位為 CFM (cubic feet per minute，立方英尺每分鐘)，通常採用如下換算式： $1 \text{ CFM} = 28.3185 \text{ L/MIN}$ 。

表 6-1 50 cm 實驗結果

降噪設計	噪音值(dB)	IL (dB)	流量(CFM)
30 cm 直管 (無消音)	97.5	-	95.54
抗性膨脹室消音器	94.5	3	94.47
阻性直管式消音器	93.3	4.2	95.27

表 6-2 100 cm 實驗結果

降噪設計	噪音值(dB)	IL (dB)	流量(CFM)
60 cm 直管 (無消音)	89.1	-	95.2
抗性膨脹室消音器	86.2	2.9	94.47
阻性直管式消音器	86	3.1	94.54
阻抗複合型消音器	84.3	4.8	94.21



圖 6-15 阻抗複合型消音器實驗示意圖

經由本實驗測定，本研究設計之阻抗複合型消音器之插入損失為 4.8 dB，距噪音源 AMETEK 119153 離心式鼓風機 100 公分處之噪音值從 89.1 dB 降低至 84.3 dB。而在空氣動力性能表現方面，根據表 6-2 可看出，不論是阻性或抗性消音器，對鼓風機的流量幾乎未造成影響。

除了在離心式鼓風機之進出口加裝消音器之外，由於從外殼穿透輻射傳遞之噪音亦為風機噪音之重要來源之一，因此更進一步從鼓風機外殼包覆防音材（聚氨酯棉），如圖 6-16。

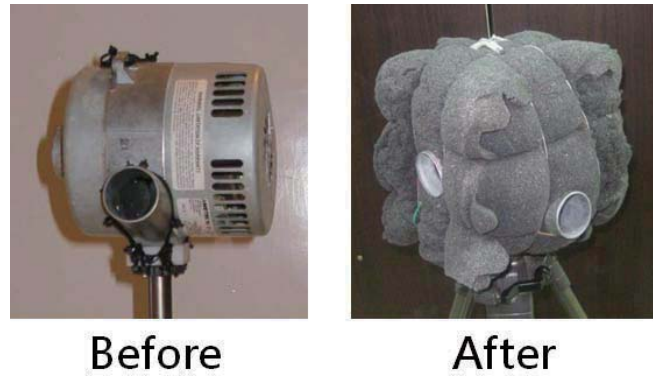


圖 6-16 加裝外覆防音材前後對照圖

加裝如圖 6-16 之防音材（聚氨酯棉）後，再進行噪音量測實驗（圖 6-17），得到噪音值 81.6 分貝，較原先僅加裝阻抗複合型消音器所量測得之 84.3 分貝低 2.7 分貝，證實外覆防音材確有消聲功能。結合「阻抗複合型消音器」與「外覆防音材」，本研究採用之 AMETEK 119153 離心式鼓風機噪音總共降低 7.5 分貝。



圖 6-17 外覆防音材之鼓風機與阻抗複合消音器示意圖






## 第七章 結論與建議

本研究之成果:建立 CFD 之音場預測模型、結合解析與數值方法設計消音器、設計成果經實驗證實可確實降低產品噪音。並針對未來可改進之方向給予相關建議:考慮幾何特徵與時間步長等參數以建立更準確之 CAE 模型、結合 FEM (Finite Element Method, 有限元素法) 軟體以預測氣固耦合噪音、設計改良鼓風機本體(葉輪、流道)提高效率直接降低音源噪音。

### 7.1 成果總結

對於本研究之研究成果可整理如下:

- 
- (1) 針對真空氣動梭之產品降噪研究,訂立出一套降噪研究流程,可供未來解決產品噪音之相關問題。
  - (2) 離心式鼓風機流場聲場之模擬,本研究以計算流體力學軟體 FLUENT 建立一套 CFD 分析工具,模型內含鼓風機葉輪、外殼,與外部流道(外接消音器)和外部空間,使用 RNG  $k-\varepsilon$  紊流模型進行穩態模擬,並以 Broadband Noise Source 聲學模型後處理聲場強度,可成功預測離心式鼓風機之噪音。此分析模型經校正後,預測噪音之誤差小於 5%。
  - (3) 對於不同型式的消音器(抗性膨脹室、阻性直管式)進行分析評估:以經驗公式搭配 CFD 分析工具設計抗性膨脹室消音器;透過吸聲材料、吸音結構特性之探討,設計阻性直管式消音器。

- (4) 本研究經分析評估後提出之降噪設計—阻抗複合型消音器，經實際製造測試，可降低產品噪音 4.8 分貝；加裝外覆防音材，噪音可再降低 2.7 分貝。結合「阻抗複合型消音器」與「外覆防音材」，噪音總共降低 7.5 分貝。

## 7.2 未來建議與改進方向

關於本研究中可改進之方向與未來發展之建議，提出以下幾點說明：

- (1) 對於離心式鼓風機的聲場模擬，本研究考量電腦硬體計算資源有限，採用二維穩態模擬，隨著資訊產業相關軟硬體的發展日新月異，未來可以採用三維暫態模擬，除了可考慮更多幾何細節、模擬多級葉輪造成的效應，更可透過暫態模擬，經由聲學模組進行後處理，得到噪音頻譜，進一步掌握更多噪音特性，建立更準確之聲場三維模型。
- (2) 本研究僅針對空氣動力噪音進行模擬，然而在離心式鼓風機的實際運轉情況中，氣流的速度和壓力都是不均勻的，這種不均勻的氣流作用在葉片和外殼上形成壓力隨時間的脈動，當氣流壓力聲波頻率和固體結構的自然振動頻率一致時，將發生強烈共振，噪音突然增大。未來可搭配 FEM (Finite Element Method, 有限元素法) 求解器進行多重物理場模擬，以建立氣固耦合噪音預測模型。
- (3) 本研究之降噪設計著重在「傳播途徑」之改善，即進出風口加裝消音器，以及在外殼上加裝外覆防音材 (聚氦酯棉)。若採更積極作為，可從「聲源」處下手：針對離心式鼓風機之葉輪流道幾何之氣動力學重

新設計，提高流體工作效率，降低整體噪音。(當靜壓效率在 75~85% 下，噪音量將增加約 3~6 分貝；若是效率低於 65%時，噪音量將增加至少約 12 分貝。)





## 參考文獻

- [ 1] 張雅惠，“台灣高齡者居住型態選擇之研究：兼論台灣老人住宅政策”，國立政治大學地政研究所碩士論文，2005 年。
- [ 2] 建築師雜誌，2010 年六月。
- [ 3] 政府採購信息網，<http://www.caigou2003.com>
- [ 4] 網易新聞，<http://news.163.com/09/0329/04/55I0J8VO000120GR.html>
- [ 5] 崇友實業網站，[http://www.gfc.com.tw/02\\_07.htm](http://www.gfc.com.tw/02_07.htm)
- [ 6] 達梭公司網站，<http://www.3ds.com/products/catia/welcome/>
- [ 7] ANSYS 公司網站，<http://www.ansys.com/products/fluid-dynamics/fluent/>
- [ 8] 林昭仁，“流體機械”，全華科技圖書股份有限公司，1991 年。
- [ 9] 李盈宏，“離心式高轉速鼓風機設計與數值模擬研究”，國立台灣大學機械工程學研究所碩士論文，2007。
- [ 10] 白先聲，“噪音漫談”，科學月刊，1971 年 3 月，第 15 期。
- [ 11] 王國雄，“淺談噪音及其控制”，科學月刊，1979 年 10 月，第 118 期。
- [ 12] Dan Russell, “Acoustics and Vibration Animations,”  
<http://paws.kettering.edu/~drussell/demos.html>
- [ 13] Powell, A., “Theory Of Vortex Sound,” *Journal Of The Acoustical Society Of America*, Vol. 36, pp.177-195, 1964.
- [ 14] Lighthill, M. J., “On sound generated aerodynamically, I. General theory,”  
*Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, Vol. 211, No. 1107, pp.564-587, 1952.

- [ 15] Curle, N., “The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound,” *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, Vol. 231, pp.505-514, 1955.
- [ 16] Ffowcs Williams, J. E. and Hawking, D. L., “Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion,” *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, Vol. 264, pp.321-342, 1969.
- [ 17] 智乃剛， “風機噪聲控制技術” ，機械出版社，1985。
- [ 18] FLUENT 6.3 Documentation，Fluent Inc.
- [ 19] Patankar S. V., and Spalding D. B., “A Calculation Procedure for Heat Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows,” *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 1787-1806, 1972.
- [ 20] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method*, Longman Group, Ltd, 1995, pp.1-84.
- [ 21] J. Blazek, *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, Elsevier Science, 2001, pp.225-255.
- [ 22] 江哲銘、陳清焰與周伯丞等， “空氣流場預測在輔助建築設計之應用—採用 CFD 數值模擬技術” ，中華民國建築學會第十二屆建築研究成果發表會論文集，2000。
- [ 23] Yakhot, V. and Orzag, S. A., “Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory,” *Journal Of Scientific Computing*, Vol. 1, No. 1, pp.3-41, 1989.
- [ 24] Speziale, C. G. and Thangam, S., “Analysis of an RNG based turbulence model for separated flows,” *International Journal of Engineering Science*, Vol. 30, Issue 10, pp.1379-1388, 1992.
- [ 25] Proudman, I., “The Generation of Noise by Isotropic Turbulence,” *Proceedings of*



*the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, Vol. 214, No. 1116, pp.119-132, 1952.

[26] 蔡耀庭，“小型垂直軸風力發電機葉片外型設計與數值模擬研究”，國立台灣大學機械工程學研究所碩士論文，2009。

[27] 林啟修，“淺談風扇之噪音控制技術”，工安環保報導，2001年10月，第5期。

[28] 馬大猶，“噪聲與振動控制工程手冊”，機械工業出版社，2002年。

[29] How stuff works 網站，<http://auto.howstuffworks.com/muffler5.htm>

[30] Lueg, P., “Process of Silencing Sound Oscillations,” U.S. Patent, No.2043416, 1936.

[31] 方丹群、王文奇、孫家麟，“噪聲控制”，北京出版社，1986。

[32] 杜治平，“脈動噴氣式發動機進氣噪聲控制技術研究”，南京林業大學機械設計及理論研究所碩士論文，2007。

[33] Sabine, H. J., “The Absorption of Noise in Ventilating Ducts,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 12, Issue 3, pp.465-465, 1941.

[34] 黃淳康、鄭益志，“魯氏鼓風機之氣流脈動與噪音控制(3)”，中華水電冷凍空調月刊，2008年9月。