

第一章 緒論

1.1 研究動機

依據勞工安全衛生研究所關於勞工聽力閾值的報告[1]指出，在國內約有 31.6%的勞工聽力損失介於 25dB 至 40dB，甚至有 15.2%的勞工聽力損失達 40dB 以上，這顯示噪音作業場所勞工的聽力損失的嚴重性。高雄市環保局官方網站「線問線答」機制[2]，供民眾提問環保相關問題及申訴告發，該局統計 97 年受理的申訴案件發現，噪音申訴案高居排行榜榜首，其次分別為臭味、空氣污染、垃圾分類及資源回收相關問題。環保署[3]歷年接獲噪音陳情及處理案件有不斷升高趨勢如圖 1- 1; 圖 1- 2 所示。顯示噪音污染的問題不管是在環保或是勞工職業災害方面，均造成生活之直接或間接干擾。

在國防科技飛彈武器系統研發生產，動力環境實驗室提供系統的動力環境可靠度驗證，在產品研發階段進行環境試驗進行驗證而改善設計並縮短研發時程，在生產階段為確保產品的高可靠度與品質而進行振動試驗、可靠度認證。未來趨勢在產品的多樣化與大型化，試驗規格與嚴厲度皆有升高的趨勢，因此執行振動試驗所產生的噪音危害對實驗室相關人員有增加危害的風險。以動力環境實驗室為例，作業人員從事振動實驗最長時間已有 30 多年，長時間暴露噪音環境中作業，因執行各種不同的試驗規格時，所產生的噪音因振動機、試驗試件的構造及執行振動規格大小所造成的噪音污染，是否在聽力方面已受到影響造成聽力損失？及其作業環境中噪音的特性、作業區域噪音聲壓位準為何？在現場執行試驗及功能測試的人員，因經年累月處在噪音環境中工作，常抱怨噪音擾人，作業人員自覺因暴露在長期噪音環境下，有聽力受損之情形。

當噪音造成聽力危害，交談時因聽力障礙產生交談困難或每年度的特殊健康檢查及物理環境噪音測試後發現已為時太晚。因永久聽力損害(permanent threshold shift, PTS)為不可復原之職業傷害，往後的定期追蹤也只能了解損害是否有進一步惡化，無助於健康的改善。因而有必要對噪音污染問題，做深入的調查與研究，並對噪音污染問題及特性提出相關的控制策略，尋求改善噪音污染的暴露以減少噪音對人的影響。

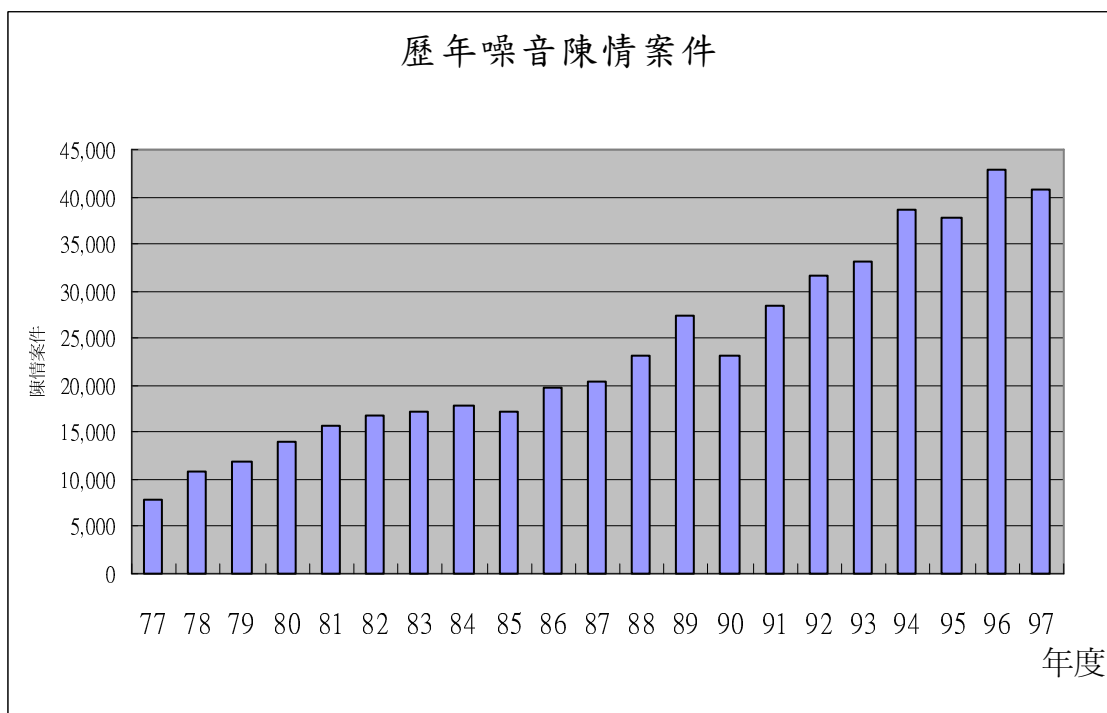


圖 1-1 環保署歷年噪音陳情處理案件-直方圖 [3]

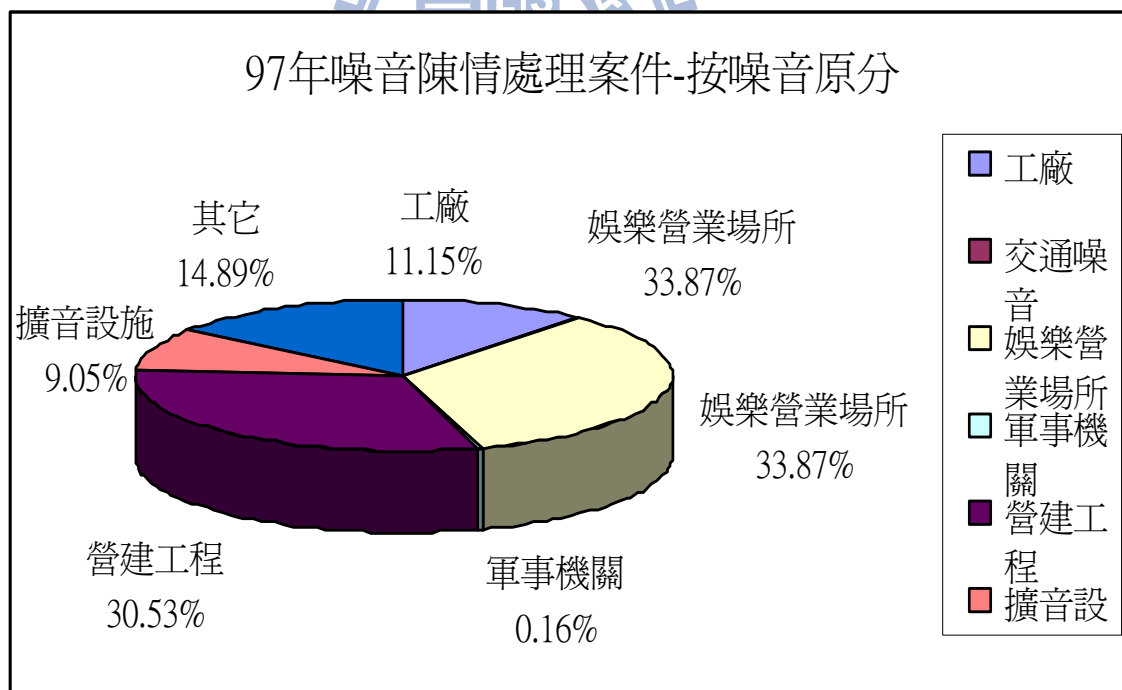


圖 1-2 環保署歷年噪音陳情處理案件-按音源分 [3]

1.2 研究目的

在飛彈武器系統須具高可靠度、高品質才能在備戰應敵時發揮戰力。為確保產品的高可靠度與品質而進行動力環境試驗與可靠度認證，以提升產品競爭力。而在高科技產業漸走向高單價、高技術、高品質及高附加價值，意謂著產品的可靠度也須相對的提高。因此品質與可靠度兩項，不論在國防科技或是民間公司未來經營發展所必須具備的核心競爭要素之一。而隨產品的多樣化與大型化，試驗規格與嚴厲度皆有升高的趨勢，執行振動試驗所產生的噪音危害對實驗室人員健康有相對增加的風險。在高科技產業的許多公司已設置或計畫籌建環境實驗室或增購相關設備，亦逐漸增多，因此投入該作業相關工作人員也相對增加。基於上述動機及保障實驗室相關工作人員之安全與健康，本研究目的為：

1. 對作業場所工作人員進行問卷調查以瞭解人員對噪音之認知、主觀感覺等的調查統計。
2. 對作業場所噪音源及噪音之調查以瞭解噪音之變動情形。
3. 綜合上述調查結果，探討其可行性之噪音防治策略，降低聽力損失的危害。



1.3 研究範圍

本研究對象主要為動力環境實驗室之相關作業人員與環境噪音，由於環境實驗室主要分為自然環境實驗室、動力環境實驗室，且噪音污染源因不同實驗設備、試驗規格及試件結構有所不同，在研究上其研究範圍，在經實施初步量測及探討現有文獻上相關研究後，本研究範圍將屈定為：

1. 動力環境實驗室作業區噪音聲壓位準
2. 動力環境實驗室各種噪音源的量測與調查
3. 針對動力環境實驗室提出噪音防治策略並驗證

1.4 文獻探討

1.4.1 國內相關之研究

根據勞委會勞工安全衛生研究所[4][5]於 1998 年及 2001 年所進行的「勞工安全作業環境衛生狀況調查」結果顯示，噪音問題為排名第二的「勞工重視之健康危害因子」，且噪音之改善控制於勞工認為「最需改善的安全衛生問題」中也是排名第二。根據黃乾全等人[6]的研究在 ISO 的 3 分貝減半率和 OSHA 的 5 分貝減半率標準的比較方面結果比較符合 3 分貝減半率(ISO 標準)，聽力傷害與所接受聲音能量的作用成比例，能量加倍時，聽力損失呈現比例性的增加，隨著聲壓位準強度的增加而聽力在高頻損失有逐漸增加的趨勢，而以 4K Hz 聽力損失最大，呈現 V 字形。並計算出臨界位準(critical level)為 77.9dBA，並非高噪音量才會造成聽力損失，最好能在超過臨界位準時實施勞工聽力保護教育，並盡量避免噪音暴露。王老得等人[7]和吳聰能[8]的研究在聽力方面，噪音會造成聽力損失(hearing loss)及交談障礙(speech interference)。蘇德勝[9]等則對印刷作業場所之噪音量分佈、噪音頻譜分佈及勞工實際暴露情形做分析探討。

要解決噪音問題必先瞭解噪音產生機制、原理及問題，余忠和[10]等處理紡織廠機器的噪音問題以加裝防音罩及安裝吸音材料的方法來做噪音控制(Noise control)，所做的實例顯示可降低 10~14 分貝的噪音量。陳秀卿[11]曾在 71 年針對工廠噪音做一次通盤性調查，列出十個行業的主要機器之噪音分貝值，發現工廠內超過 90dBA 的工作場所為數甚多。游昭平[12]在工廠噪音診斷與防治的研究中歸納出工廠工作環境噪音量測、分析、診斷及防治的流程，對各種方法進行噪音衰減量預估，再考慮各種方法的可行性，最後決定一個較理想防治方法，應用以處理類似工廠噪音的參考模式。何邦立等人[13]針對機場作業勞工噪音暴露進行主要噪音源測定與問卷調查，以瞭解作業勞工之噪音暴露情況。陳金文等人[14]針對噪音控制管理與聽力保護計劃，整合提出相關管理步驟與保護計劃重要的工作執行方式，以供參考。鄭志文[15]研究探討拖船機艙噪音振動源並進行量測，瞭解主要噪音源，1/3 倍頻頻譜分布狀況及大小，比較主動與被動式噪音控制的應用，提供拖船噪音防治觀點與策略。

對主動式噪音控制，盧士一[16]在其研究以有限元素法建立耳罩的模型分析耳罩的內部聲振耦合效應的聲場，探討有限元素在模擬聲振耦合效應

的可能性與限制，如欲提高主動式噪音控制的減噪效果，應將整個系統包括麥克風、揚聲器、甚至音場響應均納入考量設計控制器，使系統在減噪效果與穩定性間達到最佳效能。白明憲[17]等人利用 linear-quadratic-gaussian(LQG)演算法，並使用”空間前饋結構”實現三維空間之定速引擎噪音消除。

1.4.2 國外相關之研究

根據 Burns and Robinson[18] 及國際標準組織 ISO:1999-1982[19]的研究指出，當人在一生中的工作噪音暴露不超過 80dBA 時，其平均之敏感度幾乎不會受到傷害，而超過 80dBA 時就會產生對健康的危害，若是達到 90dBA 以上時，就足以招致嚴重傷害之後果。在美國至少有一百萬製造業勞工因職業造成聽力損失[20]，聽覺頻率在 1k、2k、3k Hz 有平均超過 25dB 損失；而有五十萬勞工聽覺頻率 1k、2k、3k Hz 有平均超過 40dB 損失。Sharma et al. [21]於 1998 年探討煤礦工業的噪音發散位準，對煤礦工業所使用工程作業機具的噪音量，有詳細的敘述說明，且提出噪音源的隔離、機械噪音的控制、勞工防護裝備與允許暴露方式等方法來保護勞工之健康。根據 Leikin and Davis[22] 等人的研究指出，美國職業安全衛生署估計每年約有 3000 萬的勞工暴露於潛在危害的噪音下，而噪音對人體的產生聽覺性和非聽覺性的影響約有 1500-2000 萬人。在主動噪音控制方面，德國 Lueg[23]於 1936 提出前饋式主動噪音控制，因產生控制音源訊號傳送到測量麥克風之問題一直無法克服，而 Olson 和 May[24]繼續針主動噪音控制方面研究，在 1953 年以回饋控制技術克服控制音源向測量麥克風傳送的問題。在三維空間主動噪音控制研究方面 1999 年 Scott C. Douglas[25] 提出建立一個新的 LMS 演算法則，減少 LMS 參數計算時間，增加即時控制噪音的能力。近年來主動式的噪音控制研究經常以 FXLMS 演算法為基礎，進而發展出不同的噪音控制方法。

1.5 研究方法與流程

本研究以動力環境實驗室在執行各種試驗產生噪音為研究對象，而其中以執行振動試驗產生的噪音最大。噪音在人體影響主要在於耳朵聽力、消化器官、神經系統等生理上以及情緒、交談等心理上的影響。其中因長期處於噪音環境，毛細胞長期受到刺激緊張所造成無法恢復的聽力損失為永久聽力損失(PTS)對人的危害度最大。此為職業所造成的傷害，為避免試驗產生噪音對耳朵聽力造成危害，因此對實驗室噪音污染問題做深入的調查與研究。作業人員長期暴露在噪音環境下，藉由問卷調查以瞭解動力環境實驗作業人員對噪音的認知、主觀感覺、及聽力防護具的使用情形。將動力環境實驗室規劃為九個區域進行現場噪音聲壓位準量測並進行噪音源的頻譜分析，並對噪音源產生進行探討，對噪音污染問題及特性提出相關的防範控制策略，尋求改善噪音污染以減少噪音對人的影響。

1.5.1 研究方法

本研究主要研究方法包括有：

1.問卷調查：

實施調查為針對勞工對噪音之認知、噪音暴露之主觀感覺及防護具使用之問卷設計與調查：

(1)問卷設計：依勞工之噪音認知、噪音暴露之主觀感覺及防護具之使用問卷設計等變項加以設計，主觀感覺問題之設計係參酌黃榮村教授對機場居民主觀干擾之問題而設計[26]，其中含有個人對振動機及試件結構與規格等之干擾程度、影響狀況之主觀感覺、聽力變化等 12 問題所組。而在聽力防護具部份，則以對聽力防護具使用之狀況、其使用動機及維護方式等 11 題問題來組成。而在勞工噪音認知變項上，則以噪音一般常識及相關規定與勞工對噪音教育、健康檢查狀況等 20 題問題來組成，及其期望之聽力維護狀況與政府措施等 7 問題所組成共計 50 題；其在加上編寫填寫說明及基本資料後，經送請專家審查後彙整意見而設計成。

(2)調查內容：

A. 調查對象：動力環境實驗室作業人員與經常至動力環境實驗室配合振動試驗時模組試件功測人員，進行全面問卷調查。

B. 調查之實施：配合勞工作業場所進行噪音暴露量測時，至現場當場發放問卷並回收。

C. 現場聽力防護具戴用情形之調查：於回收之問卷中，將其作答平日有戴防護具之人員名單列出，並仔細觀察其是否戴用，及每日約戴多久，並加以記錄。

2. 動力環境實驗室噪音量測：

實施噪音量測調查，進行動力環境實驗室作業區域現場環境噪音之量測，以瞭解可能造成聽力危害的振動機所產生的噪音源及獲得作業區域環境噪音各區劃的噪音聲壓級、主要噪音源頻譜特性等相關資料。

3. 噪音控制改善策略的驗證：

綜合問卷調查及噪音量測所得的相關資料，提出可行的噪音控制及改善策略並驗證降噪成效。



1.5.2 研究流程

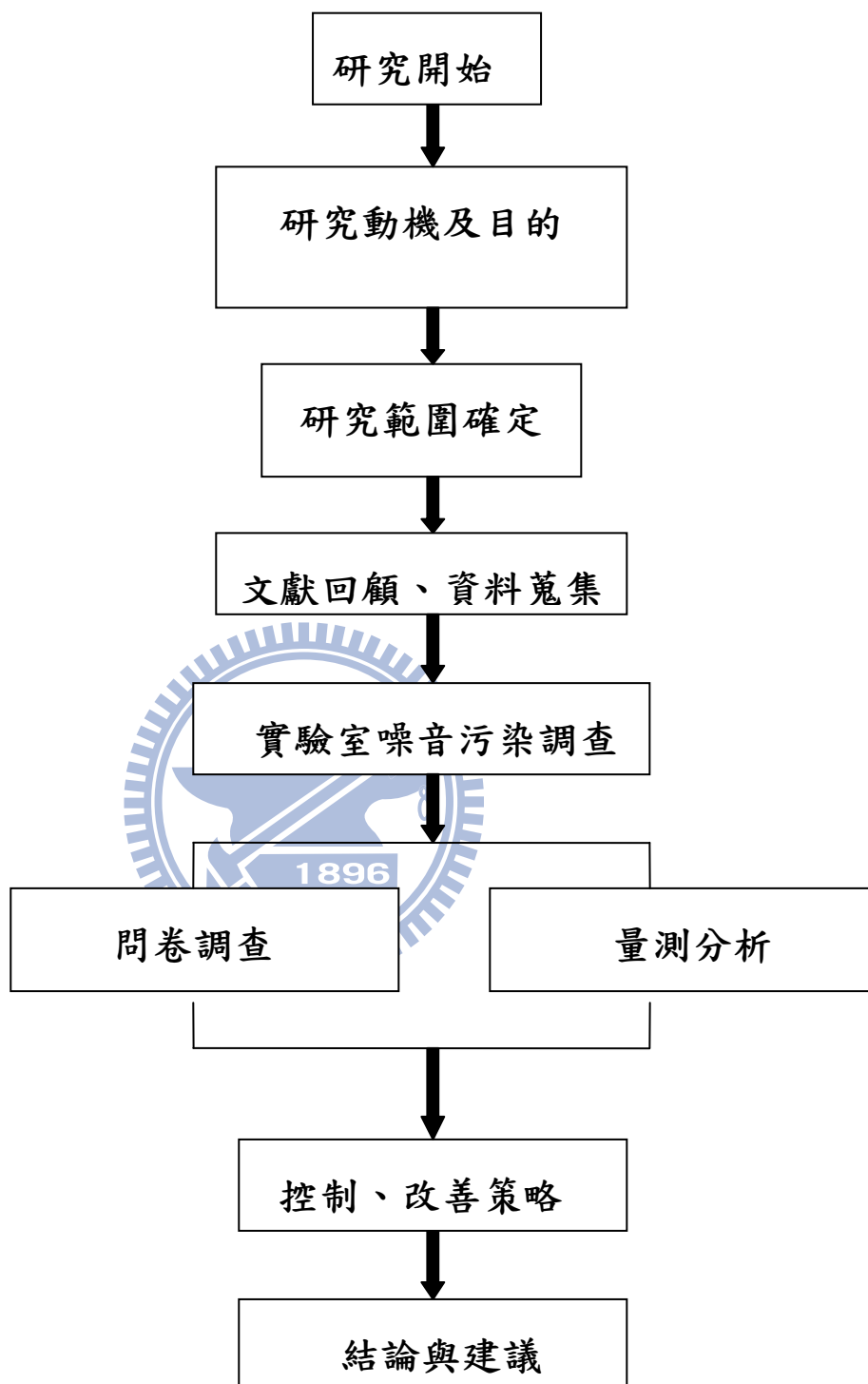


圖 1-3 研究流程架構

第二章 噪音控制方法與原理

2.1 音的基礎理論

2.1.1 音波的物理性

聲音(Sound)的產生：

在日常生活中充滿著各式各樣的聲音，有談笑聲、廣播聲、施工聲、車輛聲、工廠聲和各種機器聲……等。人們的一切的活動離不開聲音，正因有了聲音，人們才能進行交談，才能從事生產活動。如果世界沒有聲音處於難以想像的寂靜，那麼人類的活動、生活、歷史是否會不一樣了。所以，聲音對人類非常重要，瞭解聲音是怎麼產生的？聲音如何經由介質傳播？等等相關問題的基本認識有其必要性。進而才能針對噪音的產生、傳播、頻譜特性……等，提出完整的防範對策。

聲波屬於一種機械波，其波動的傳播介質是空氣，聲波由振動絃(小提琴、人之聲帶)、振動空氣柱(風琴、彈簧管)、振板和振膜(木琴、揚聲器、鼓)所產生。空氣中的各種聲音，不管它們具有何種形式都是由於物體的振動所引起的。波的傳播過程中，空氣質點的振動方向與波傳遞的方向平行，則稱為縱波(Longitudinal Wave)，與波傳遞的方向垂直，則稱為橫波(Transverse Wave)例如水的表面波 [27]。

物體振動產生聲音，如果物體振動的幅度隨時間的變化如正弦曲線，那麼這種振動稱為「簡諧運動」(Simple Harmonic Motion)。聲波在空氣中傳播會造成音壓(Sound Pressure)的變化，如於空間的某點，其量測音壓將隨時間的變化，其如圖 2-1 所示。

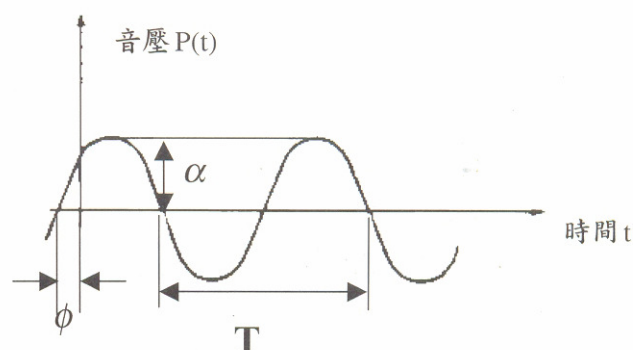


圖 2-1 在空間某點音壓隨時間的變化圖

上述變化情形如正弦波表示時，可以用數學式表示：

$$P(t) = \alpha \sin(\omega t + \Phi) \quad (1)$$

α ：壓變動之振幅 (Amplitude of the Pressure Fluctuation)。

Ω ：角頻率 (Circular Frequency：rad/s)

Φ ：相位角 (Phase of the Sound Signal Being Measured Relative to Some Reference)。

T ：振動周期 (Period of the Pressure Fluctuation)。

振幅 α 的大小決定了聲音的強弱。物體在 1 秒內振動的次數稱為頻率 (Frequency)，單位為赫茲(Hertz；Hz)，簡稱赫。每秒振動的次數愈多，其頻率愈高，人耳聽到的聲音就愈尖，或者說音調愈高。

2. 頻率、波長與音速

(1) 頻率 (Frequency)

音源完成一次振動所經歷的時間稱為周期，記作 T ，單位是秒 (s)。一秒內振動的次數稱為頻率，記作 f ，單位是赫 (Hz)，或周/秒 $f = 1/T$

(2) 波長 (Wave Length)

聲波在傳播途徑上，兩相鄰同相位質點之間的距離稱波長，記作 λ ，單位是米(m)，如圖 2-2 所示

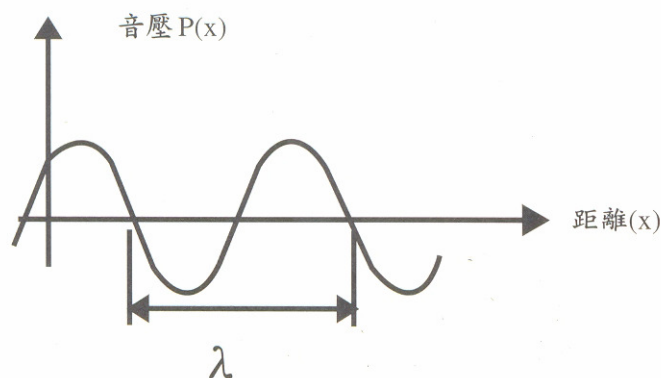


圖 2-2 兩相鄰相同相位質點之間的距離(波長)示意圖

(3) 音速 (Sound Velocity)

聲波在彈性介質中傳播的速度稱為音速，記作 c ，單位 m/s。

音速不是質點振動的速度而是振動狀態的傳播的速度，它的大小與

振動的特性、介質的彈性、密度以及溫度有關，當溫度為 0℃ 時，聲波在不同介質中的速度為：

松木	3,320m/s	軟木	500m/s
鋼	5,000m/s	水	1,450m/s

在空氣中，音速在室溫、大氣壓力下約 340m/s，音速與溫度的關係如下：

$$C = 331.4 \sqrt{1 + t/273} = 20.05 \sqrt{T} \quad (2)$$

C：音速，m/s

T：絕對溫度，(273+℃)

t：攝氏溫度，℃。

音速、波長和頻率有如下關係：

$$c = \lambda \cdot f \quad \text{或} \quad c = \lambda / T$$

在一定的介質中聲速是固定的，因此頻率越高，波長就越短。通常室溫下空氣中的聲速度為 340m/s (空氣溫度=15℃)，100~4,000 赫 (Hz) 的聲音波長範圍大約在 3.4m 至 8.5cm 之間。

(4)振動頻率區分

- a.低頻音：頻率 1,000 赫 (Hz) 以下之聲音。
- b.高頻音：頻率 1,000 赫 (Hz) 以上之聲音。
- c.超低頻 (Infrasonic Frequency)音：頻率低於 20 赫 (Hz)之聲音。
- d.超高頻 (Ultrasonic Frequency)音：頻率高於 20,000 赫 (Hz)之聲音。
- e.人與動物可聽頻率一般約在 20~70,000 赫 (Hz)之聲音。

如圖 2-3 所示

- f.人耳較敏感頻率：頻率在 1,000~4,000 赫 (Hz)之聲音。
- g. 人耳可聽頻音：頻率在 20~20,000 赫 (Hz)之聲音。

如圖 2-4 所示

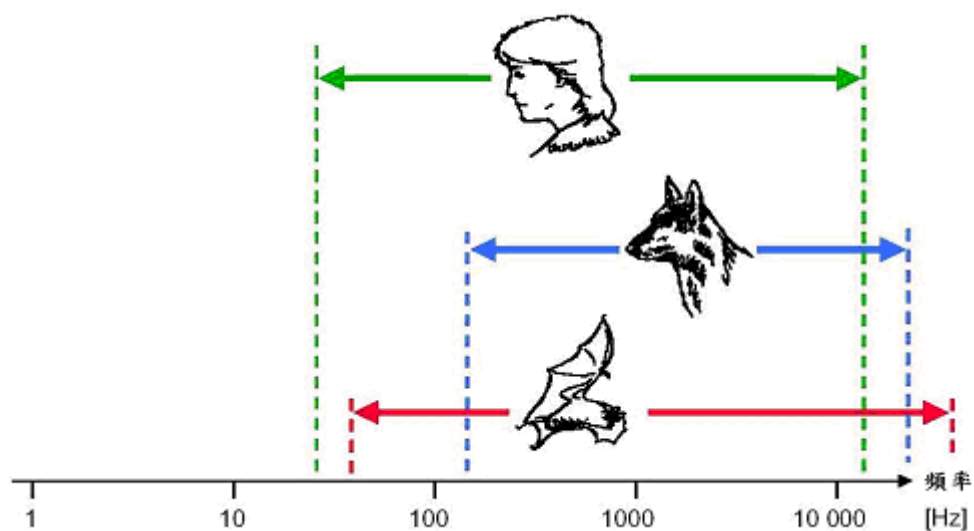


圖 2- 3 人與動物可聽頻率[28]

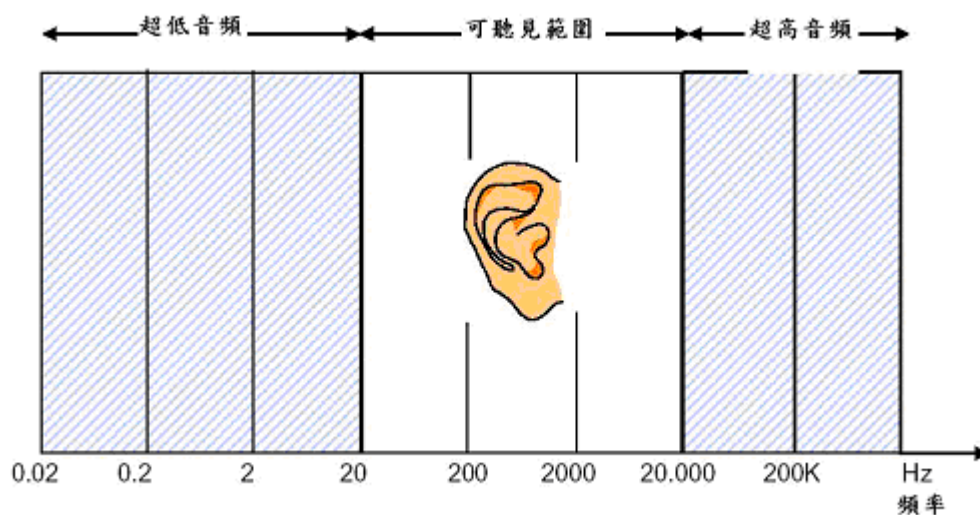


圖 2-4 人耳可聽頻率 [28]

(5)聲音的等級

分貝(dB)為聲音強度單位，當聲壓值(L_p)以分貝作為表示時，定義如下：

$$L_p = 20 \log (P / P_0) \quad (3)$$

其中 P 是實際音壓大小，單位為帕斯卡 (Pascal, N/m^2)， P_0 為參考音壓

$$P_0 = 20 \times 10^{-6} \text{ Pascal}$$

(6)分貝與倍數

當聲壓值增加 6 dB 時，聲壓增加 2 倍;聲壓值增加 20 dB 時，聲壓增加 10 倍;聲壓值增加 40 dB 時，聲壓增加 100 倍。建立分貝與倍數關係觀念，清楚瞭解分貝值的差異會造成物理量的變化關係，不致於將改善工程誤認為僅是幾個 dB 值的改善，視為簡單的工作。要將噪音值降低 1 dB，必須將聲壓降低 11%，由此可知降低噪音值為相當困難的工作。

2.1.2 噪音的定義與類型

噪音定義：當聲音是一種不喜歡聽到的、是一種令人不愉快的聲音就是噪音，具有相當的主觀性，隨著不同的人、時間、地點、事物在感受上有相當程度的差別，所以並沒有一定的說法，因人而異。因此政府須要有一定規定與標準來規範噪音。依法規之定義，指超過法令管制標準之聲音。不悅之聲響引入生活環境，其程度足以傷害到人類之活動。噪音是超過管制標準的聲音，當聲音在空氣中傳播時，空氣被局部壓縮及擴張，造成持續的大氣壓力微差的變化，激勵空氣粒子以音速相互碰撞，把聲音能量向外傳遞而成為聲波。

噪音類型:依其位準隨時間變化狀況可分為“穩態(stationary)”、“非穩定 non stationary”，其非穩定噪音又為變動噪音(fluctuating noise)、間歇噪音(intermittent noise)、衝擊噪音(impulsive noise)等噪音型態。

(1) 穩態(stationary)：其聲壓位準在一定值附近只作小幅的變動(一般在 6dB 以下，人耳不易分辨其大小)。例如泵、馬達、齒輪箱、輸送帶噪音皆屬此類噪音。

(2) 變動噪音(fluctuating noise)：其聲壓位準隨時間有大幅度的變動(在 6dB 以上)。例如電動工具、研磨機、手工裝配、銲接、交通噪音皆屬此類噪音。

(3) 間歇噪音(intermittent noise)：其聲壓位準的改變量帶 6dB 以上，在變動過程中其聲壓位準回降到背景噪音不只一次，而且間隔大於一秒。例如壓縮機、自動化生產線、切削加工噪音皆屬此類噪音。

(4) 衝擊噪音(impulsive noise)：其達到最大振幅所須時間小於 0.035 秒，而且開始經最大值到往下降低 30dB 所需時間小於 0.5 秒，又兩次

衝擊時間間隔不得小於一秒。例如沖壓床、氣動工具、鉚釘機、鎚擊噪音皆屬此類噪音。

2.2 噪音對人體的影響

噪音對人體危害，乃聲音之物理能量透過聽覺接受器經聽覺神經(如圖 2- 5)而產生。因此噪音不止對耳朵之聽力有損，更會透過神經系統對人體產生非聽覺的影響[30]。一般長期與強烈的噪音暴露，可能會逐漸地引起聽力損失，甚至永久性的聽力損失，並造成心理及生理的傷害。因此噪音對人體的傷害是不容輕忽，所以深刻瞭解噪音對人體的重大危害，並提出噪音控制策略方法加以預防和消彌是本研究的主要重點。噪音對人體的影響[31]主要在於耳朵聽力、消化器官、神經系統等生理上及情緒、交談等心理上的影響，如圖 2- 6；圖 2- 7。.

1.人耳朵構造與功能:

(1)外耳：

- a 包括耳廓與外耳道，耳廓負責收集聲音的功能，外耳道負責傳導聲音，成人的外耳道直徑約 0.7cm，長約 2.5cm。
- b 由於外耳道由外至內直徑略減，以及人頭與身體軀幹對聲音繞射的影響，使得在耳膜的聲音音壓級比剛進入外耳道的音壓級高，且最靈敏的聲音頻率範圍約在 2000 Hz~6000 Hz 之間。

(2)中耳：

- a 包括耳膜與三塊聽小骨（依序為錘骨、砧骨與鐙骨）。
- b 耳膜的功能是將空氣中的振動轉換成固體振動。三塊聽小骨的功能則是放大聲音與改變肌肉張力以保護高噪音下的耳朵。
- c 由耳膜傳至鐙骨，其面積縮小約 17 倍，且由錘骨傳至鐙骨的槓桿作用，力量約增加 1.3 倍，因此由耳膜傳至鐙骨的壓力增加約 22 倍，且在 300 Hz~3000 Hz 的聲音增加較多。

(3)內耳：

有一長約 3.25cm，捲成 2.5 圈的耳蝸，其內部充滿液體。其截面積由底端（與中耳連接處）至尖端成不規則漸減，耳蝸內的基底膜，有四排的聽覺細胞，約有 20000~30000 個。

a 基底膜響應:

對於高頻音，基底膜的響應多集中在底端，而基底膜的尖端響應

則很小。對於低頻音，基底膜的響應雖然多集中在尖端，但是基底膜的底端亦有相當響應，不論是高頻音或是低頻音，基底膜底端的聽覺細胞皆受到外力的作用。且如果背景噪音是較低頻的話，則可以造成基底膜較廣泛的響應，造成較大的談話干擾效應。

(4)聲音傳遞:

- a 聲波經由外耳道碰撞到耳膜，能量傳遞至中耳內的三塊聽小骨，同時將聲波信號放大傳遞至內耳中的液體，再經由液體將能量傳遞至內耳。聽覺細胞產生電位變化刺激神經，再傳至大腦。
- b 如果負責聽力的聽覺細胞受到過度的噪音壓力作用因而受損，將造成聽力永久損失且無法復原。
- c 氣導傳音：聲音經由上述過程，即經過耳廓、外耳道、中耳至內耳聽神經細胞。
- d 骨導傳音：經由骨骼組織直接傳遞至內耳或經由中耳傳至內耳聽神經細胞。

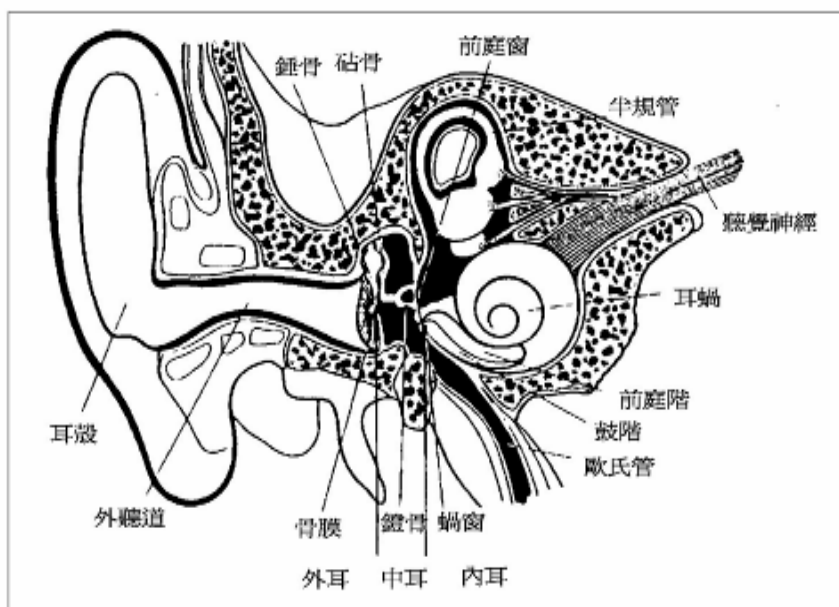


圖 2-5 人耳朵構造[32]

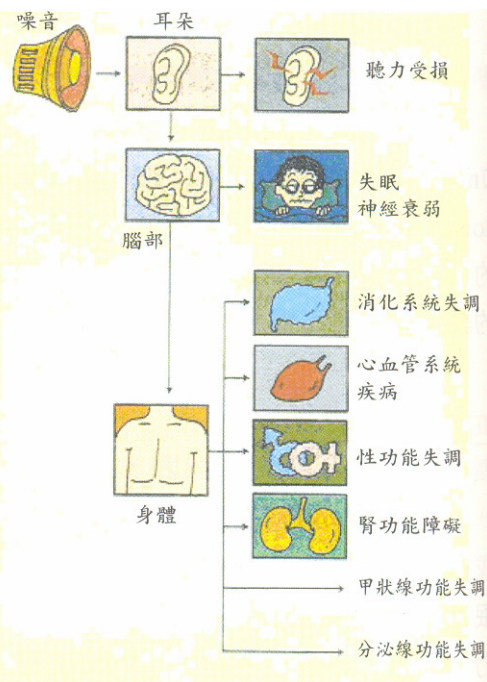
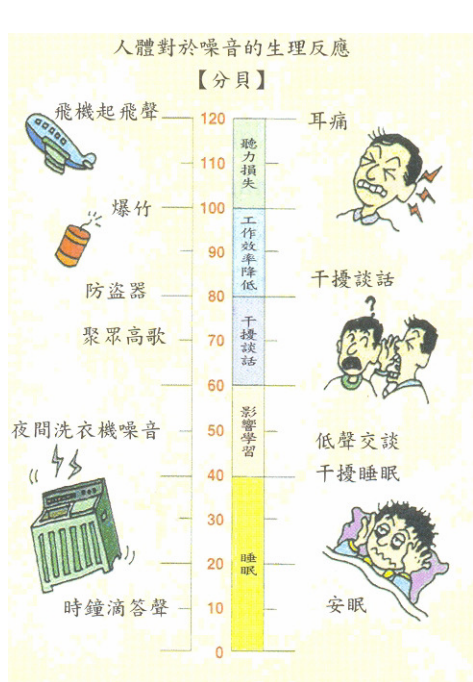


圖 2-6 人體對噪音的生理反應[33]

圖 2-7 噪音對人體健康的影響[33]

1. 聽覺損失的種類與噪音影響因素:

(1)聽覺損失的種類：

- A.聽力損失
- B.老年性失聰
- C.外傷或疾病性失聰
- D.感音性聽力損失（暫時性、永久性）：

- a. 暫時性聽力損失：聽力損失在離開噪音環境一段時間後可恢復者，為一種感音性疲勞（Temporary threshold shift, TTS）
- b. 永久性聽力損失：長期處在噪音之下，毛細胞長期受到刺激緊張所造成，為一種無法恢復的損傷（Permanemt threshold shift, PTS）

(2)噪音造成聽力損失的因素:

噪音導致聽力損失程度受許多因素的影響，圖 2-8 為暴露於不同噪音作業環境音壓級下產生聽力損失之危險率[34]；圖中顯示暴露 90dBA 作業環境工作 30 年，產生聽力損失之危險機率為 21%，於 80dBA 作業環境工作 30 年，仍有 8%之機率產生聽力損失。因此歸納影響聽力損失有如下的因素：

- A 噪音量的大小。
- B 噪音位準大，損害大。
- C 暴露時間的長短；時間長，影響較嚴重。
- D 噪音的頻率特性；頻率高，危害性大。
- E 個人的差異性；
- F 敏感程度、年齡、性別差異。

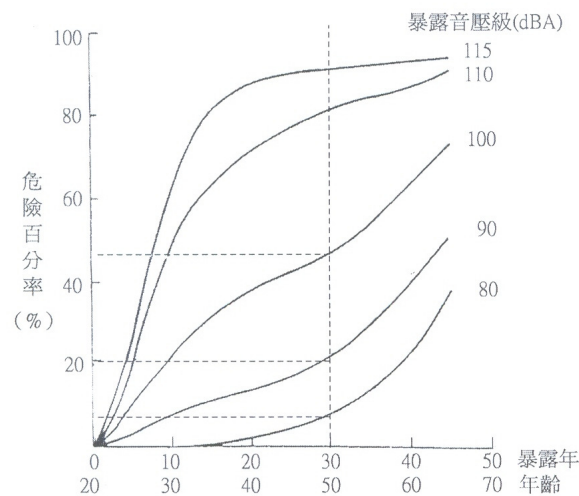


圖 2-8 不同噪音暴露音壓級於各暴露年(年齡)產生聽力損失危險率對應[34]

2..噪音對生理的影響:

(1)噪音對人體的影響: 人耳可聽聞的聲音範圍，音頻為 20 Hz~20,000 Hz 之間，音強（聲音響度）0~120dB 之間。

根據測量的結果，我們大略可以知道，微風吹動樹葉的聲音及人們竊竊私語的聲音，音量大約是 20dB，普通交談的聲音約在 60dB~70dB 之間，大聲嚷嚷時可達 80dB，嘩啦嘩啦搓麻將的聲音大約是 70dB，電視機開到最大的音量，會超過 100dB，汽車的喇叭聲則為 85dB 以上，很響的雷聲有 120dB，噴射機引擎發動時，音響相當高，高達 140dB,表 1 為噪音分貝數一覽表。

表 1 噪音分貝數一覽表[35]

噪音分貝數一覽表			
飛機	105dB 以上(聽力障礙)	收錄音機	70dB 至 90dB
行駛過的火車聲	100dB 左右(聽力障礙)	吹風機	65dB 至 85dB
火車站	90dB 左右 (極為惡劣)	洗衣機	60dB 至 80dB
交通頻繁的十字路口	80dB 左右 (極為惡劣)	電視	50dB 至 80dB
一般的街道	70dB 左右 (惡劣)	電風扇	40dB 至 50dB
搖滾樂	90dB 至 110dB	電動刮鬍刀	45dB 至 70dB

通常人的耳朵最大限制只能聽到 120dB，如果超過了 130dB，耳朵就會有癢的感覺，若聲音再大，聽者的感覺，就是痛覺而不是聽覺了。常常雷聲很大的時候，聾的人也會有反應，他們並不是聽見了雷聲，而是音響太大，讓人覺得振動，所以聲音的音量若超過了 120dB，對人體是有害的。

(2)噪音對消化器官的影響: 高位準噪音較低位準噪音引起更多的腸胃蠕動。60dB~80dB 之噪音會減少胃的收縮次數並減少唾液的分泌。

(3)噪音對呼吸器官的影響

(4)噪音刺激強度增加時呼吸加深，但在刺激持續重複後即逐漸回復。

(5)噪音對神經系統產生刺激。

(6)噪音影響睡眠。

3.噪音對心理的影響:

(1) 噪音對心理產生激發與干擾機制。

(2)噪音影響情緒：驚嚇、注意力

(3)噪音影響人際與社會行為：如交談。

4.噪音對工作效率的影響:

(1)影響思考作業。

(2)影響聽取程度。

(3)對語音的遮蔽(masking)作用

5.噪音影響的經濟評價:

(1)環境影響與福利經濟。

(2)增力社會成本。

6.連續性噪音與瞬發性噪音對人體的影響:

(1)連續性噪音：末梢血管收縮，血流量減少，使膽固醇增高，易致心臟病及腦部血管疾病。

(2)瞬發性噪音：會使人緊張、動脈血管壓力增加，而使微血管抽搐，發生手足無措或嘔吐現象。

此外，輕微的徵候尚有：1.失眠。2.暫時性重聽。3.妨礙消化、排泄。4.易受刺激、暴躁。5.注意力降低。



2.3 噪音污染相關法規分析整理

2.3.1 我國噪音污染相關法規訂定

噪音及振動問題影響國人生活的品質與健康的情形日益嚴重，自民國七十二年(1983 年版)政府公佈「噪音管制法」以來，顯示政府已開始針對噪音污染的問題訂定特定法令來處理噪音問題。並隨著臺灣經濟成長、生活品質的提升、技術發展與工業界負擔，修改或增定相關法規而建立相互可接受的規範。

2.3.2 環境噪音標準法規

我國的噪音管制法立法後其施行細則及其相關行政命令、辦法、規定相互配套，依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，係指下列四類

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。其管制時段區分為

日間：第一、二類指上午六時至晚上八時。

第三、四類指上午七時至晚上八時。

晚間：第一、二類指晚上八時至晚上十時。

第三、四類指晚上八時至晚上十一時。

夜間：第一、二類指晚上十時至翌日上午六時。

第三、四類指晚上十一時至翌日上午七時。

依噪音管制法第七條第二項規定訂定之場所及設施噪音管制在各時段的標準為如表 2; 表 3; 表 4; 表 5; 表 6

工廠(場)噪音管制標準：

表 2 工廠(場)噪音管制標準表

音量 管制區	頻率	20 Hz 至 200 Hz，自中華民國九十七年一月一日施行			20Hz 至 20kHz		
	時段	日間	晚間	夜間	日間	晚間	夜間
第一類		42	42	39	50	45	40
第二類		42	42	39	60	55	50
第三類		47	47	44	70	60	55
第四類		47	47	44	80	70	65

娛樂場所、營業場所噪音管制標準：

表 3 娛樂場、營業場所噪音管制標準表

音量 管制區	頻率	20 Hz 至 200 Hz			20Hz 至 20kHz		
	時段	日間	晚間	夜間	日間	晚間	夜間
第一類		35	35	30	55	50	40
第二類		40	35	30	60	55	50
第三類		40	40	35	70	60	55
第四類		40	40	35	80	70	65

營建工程噪音管制標準：

表 4 營建工程噪音管制標準表

音量 管制區		時段	日間	晚間	夜間
均能音量 (L_{eq})	第一類管制區		70	50	50
	第二類管制區		70	60	50
	第三類管制區		75	70	65

	第四類管制區	80	70	65
最大音量 ($L_{\max}$)	第一、二類管制區	100	80	70
	第三、四類管制區	100	85	75

擴音設備噪音管制標準

表 5 擴音設備噪音管制標準表

管制區 音量 時段	時 段		
	日間	晚間	夜間
第一類	60	50	40
第二類	75	60	50
第三類	80	65	55
第四類	85	75	65

其他經主管機關公告之場所及設施之噪音管制標準

表 6 其他經主管機關公告之場所及設施之噪音管制標準表

管制區 音量 時段 頻率	20 Hz 至 200 Hz			20Hz 至 20kHz		
	日間	晚間	夜間	日間	晚間	夜間
第一類	35	35	30	55	50	35
第二類	40	35	30	60	55	45
第三類	40	40	35	70	60	50
第四類	40	40	35	80	70	60

2.3.3 職業、工業噪音標準

職業、工業噪音音源類型為多種多樣，包含有各種頻率和時間特性的各種噪音環境。職業、工業噪音環境最大的影響為直接產生對勞工健康的危害與對工作效率的影響。其健康危害包括聽力、生理、心理方面，而噪音對健康的影響，目前仍以聽力保護為出發點。

連續性和間歇性噪音之暴露容許時間：工作環境內之噪音對勞工的健康影響甚鉅，因此工作場所內之噪音以不超過 90 分貝為原則。聽力傷害與所接受聲音能量的作用成比例，能量倍增時聽力損失是呈比例性增加。而不同單位與組織其噪音容許暴露時間有不同看法，所以噪音可容許暴露時間的標準，並不易決定；譬如美國環境保護署 EPA、國際標準組 ISO，與美國職業安全與衛生局 OSHA 就曾為究竟在多少分貝值下(3dB 或 5dB)，應該可暴露多久這一問題，引起很大的爭議；如下表 7 所示：

表 7 EPA、ISO 與 OSHA 組織對噪音值可容許暴露時間表[36]

不同噪音值可容許暴露時間的不同看法		
EPA 與 ISO	OSHA	可允許每天曝露時間
85dB(A)	90	8 小時
88	95	4 小時
91	100	2 小時
94	105	1 小時
97	110	1/2 小時
100	115	≤ 1/4 小時

國內勞工安全衛生對勞工工作現場之保護規定主要以勞工安全衛生法、勞工安全實施細則、勞工作業環境測定實行辦法、勞工健康保護規則中明文規定，簡單彙整如下：勞工工作場所因機械設備所發生之聲音超過九十分貝，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 8，所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。勞工安全衛生法第五條中規定「雇主應有防止噪音引起之危害，必要之安全衛生設施中央主管機關應分別訂定最低標準」勞工安全衛生實施細則第三四一條第一款規定「勞工工作場所因機械設備所產生之音響，不得超過九十分貝，超過時應使勞工著用防音防護具」、第二款規定「工作場所之傳動馬達、球磨、空氣鑽、及一切易發聲之機械，應予以隔離，不可與一般工作混雜」、第三款規定「發生強大振動及噪音之機械應加消音設施，或利用緩衝材料，或將機械加以包覆(加罩)以減低噪音之發生」，第四款規定噪音超過九十分貝之工作場所，應標示並公告噪音危害之預防事項，使勞工周知。

勞工作業環境測定實施辦法第六條第三款規定「於噪音之室內工作場所，其勞工工作日時數時量平均音壓階超過八十五分貝時，應每六個月測定一次以上」。

勞工健康保護規則中第二條及第十二條中規定，凡噪音量測結果時量平均劑量超過八十五分貝者，屬特別危害健康作業，員工需每年定期接受雇主安排之聽力、耳道物理檢查及作業經歷、服用傷害聽覺神經藥物、外傷、耳部感染及遺傳所引起之聽力障礙等往歷調查，並追縱結果作有效之控制。針對我國和世界各國及 ISO 的職業噪音暴露標準限制蒐集各國的法規及限制做成比較分析表 9 [38][39][40]。

表 8 我國連續性或間歇性噪音之聲壓位準及對應之暴露容許時間表 [37]

工作日暴露容許時間(小時)	噪音音壓級 dB(A)
8	90
6	92
4	95
3	97
2	100
1	105
0.5	110
0.25	115

資料來源:行政院勞委會

表 9 我國和世界各國及 ISO、歐盟的職業噪音暴露標準限制比較表

項次	國別、組織	最大容許值 SPL(dBA)	暴露時間 (小時)每週/每天	SPL 減半允許 增加量 (dBA)	最高上限 值(dBA)	SPL 衝擊性 噪音峰值 (dBA)	每天承受 衝擊噪音 之最大數	職業噪音暴露標準
1	中華民國	90(NC) 85(HC)	8/天	5	115	140	----	勞工安全衛生法第五條 勞工安全衛生實施細則第三四一條 勞工健康保護規則中第二條及第十二條 勞工作業環境測定實施辦法第六條第三款
2	中國	90	40/週	3	115	----	----	
3	日本	90 85(NC) 85(HC)	8/天	3	-----	----	----	Industrial Safety and Health Law No 57, Article 88
4	蘇聯	85	40/週	3	----	----	----	
5	新加坡	90(NC) 85(HC)	8/天	3	115	140	100	Factories(Noise) regulation, 1996(S37 2/96) eff 1 Jan 1997 Hearing Conservation Programme Guidelines 85(hc)
6	泰國	90 80(AL)	40/週	3	-----	----	----	Ministry of the Interior
7	印度	90	8/天	3	115	140		Rules of the Factories Act
8	美國	90(NC) 85(HC)	8/天	5	115	140	100	Permissible Exposure Limit(29 CFR 1910.95)
9	加拿大	90(NC) 85(HC) 80(HPDs)	8/天	5	115	140	----	<u>Occupational</u> Health and Safety Regulations, 1996[R. C. o-1.1, r.1]part VIII, Section 113(1)] Occupational Health and Safety (O. C. 885 -2001) Division XV, Sections 130-14)
10	智利	85	-----	5	115	140	----	
11	阿根廷	90(NC) 85(HC)	-----	3	115	135	----	
12	烏拉圭	90	-----	3	110	----	----	
13	英國	87 85(NC) 80(HC)	8/天	3	135(LAL)	140	----	Statutory Instrument 2005 No.1643 The Control of Noise at Work Regulations 2005

項次	國別、組織	最大容許值 SPL(dBA)	暴露時間 (小時)每週/每天	SPL 減半允許增加量 (dBA)	最高上限 值(dBA)	SPL 衝擊性 噪音峰值 (dBA)	每天承受 衝擊噪音 之最大數	職業噪音暴露標準
14	愛爾蘭	90(NC) 85(HC)	40/週	3	-----	140	----	European Communities(Protection of Workers)(exposure to Noise) Regulations, 1990
15	德國	90(NC) 85(HC)	8/天	3	-----	-----	----	
16	法國	90(NC) 85(HC)	40/週	3	-----	135	----	
17	西班牙	85 90(NC) 80(HC)	-----	3	-----	140	----	
18	比利時	90	40/週	5	110	140	100	
19	荷蘭	85 90(NC) 80(HC)	8/天	3	-----	140	----	
20	丹麥	85(HC)	40/週	3	115	-----	----	
21	意大利	90(NC) 85(HC)	8/天	3	115	140	----	
22	瑞士	85	-----	3	125	140	----	
23	奧地利	90(NC) 85(HC)	-----	3	110	-----	----	
24	匈牙利	85 90(NC)	-----	3	125	140	----	Changes to EU standard May 2004
25	南斯拉夫	90	-----	5	-----	-----	----	
26	捷克	85	-----	5	-----	-----	----	
27	波蘭	85	-----	-----	-----	-----	----	Polish Standard PN-84/N-01307-Nosie (50-8000 Hz range)
28	以色列	85	8/天	5	115	140	100	
29	瑞典	85(NC) 85(HC)	40/週	3	115	140	----	AFS 1992:10 Noise
30	挪威	90 85(HC)	-----	3	110	130	----	Norwegian stand NS 4814;4815
31	芬蘭	90(NC) 85	-----	3	-----	140	----	Finnish standard FS4578
32	南非	85(NC) 85(HC)	-----	-----	-----	135	----	Occupational Health and Safety Act, 1993; Environmental Regulations for Workplaces, 1987, Noise and Hearing Conservation(from sabs 083-1983)

項次	國別 組織	最大容許 值 SPL(dBA)	暴露時間 (小時)每 週/每天	SPL 減 半允許 增加量 (dBA)	最高上限 值(dBA)	SPL 衝 擊性 噪音 峰值 (dBA)	每天 承受 噪音 之最大 次數	職業噪音暴露標準
33	澳洲	85	8/天	3	115	140	----	Occupation Noise National Standard(NOHSC:1007 (2000)
34	紐西 蘭	85(HC)	-----	3	115	140	----	Health and Safety in Employment Regulations 1995-Regulation 11(Noise)
35	國際 標準 組織 (ISO)	90	8/天	3	-----	----	----	ISO 1999:1990
36	歐盟 (EU)	87 85(NC) 80(HPDs)	8/天	3	115	----	----	Directive 2003/10/EC on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents(noise) Effective Feb 2006

NC : noise control

HC : hearing conservation

AL : action level

HPD : hearing protection devices

2.4 噪音控制方法與原理

噪音污染的發生須有三種因素所組成即噪音源、噪音傳播路徑和接受者。只有這三種因素同時存在才構成噪音對環境的污染和對人的危害。因此噪音污染控制須從這三方面去思考解決，所以要解決噪音問題必先瞭解噪音產生機制、原理及問題，然後思考評估其經濟性與可行性。在被动式噪音控制的策略可從建築空間設計包括形狀、音響效果、評價；材料設計包括吸音材料、隔音材料、防振、制振材料；噪音防止設計包括音源、音源對策、傳播路徑對策、受音點對策；振動防止設計包括振動源、振動源對策、傳播路徑對策、受振點對策；設備機器設計，等五個基本方向思考[41]。在主動式噪音控制的策略可從低頻的減噪方向著手以互補被动式噪音控制的不足，但以目前技術主動式噪音控制在高頻及大範圍的三維空間複雜的音場環境仍無法有效達到降噪成效。

2.4.1 吸音材料

吸音材料的主要作用為將入射的音能轉換成熱能，來達到消耗聲能而達到減低噪音的效果，由於聲波含之能量相當小，所以轉換產生熱量亦不大[10]。

1. 吸音率

即指被吸收音的能量與入射音的能量之比(圖 2-9)。其大小代表吸音材料或元件的吸音能力，其值介於0與1之間。

$$\alpha = \frac{I_i - I_r}{I_i} = \frac{I_a + I_t}{I_i} \quad (4)$$

其中 I_i = 入射音的音強(sound intensity)

I_r = 反射音的音強

I_a = 吸收音的音強

I_t = 穿透音的音強

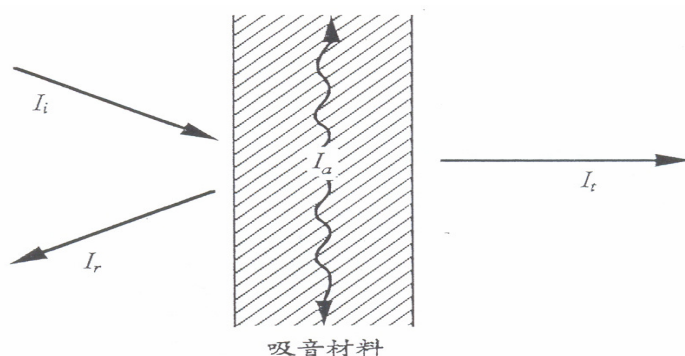


圖 2-9 聲波遇吸音材料之傳遞情形

2. 吸音量

即指在空間中各種材料的吸音率和各種材料的面積的乘積

$$A = \sum_i \alpha_i S_i \quad (5)$$

其中 α_i = 空間中第 i 種材料的吸音率

S_{ii} = 空間中第 i 種材料的面積

吸音量(sound absorption)的單位在公制中為 metric sabin(m^2)，在英制中則為 English sabin(ft^2)。將吸音量除以空間中的表面積總和可得到平均吸音率 $\bar{\alpha}$ 。

$$\bar{\alpha} = \sum_i \alpha_i S_i / \sum_i S_i \quad (6)$$

3. 音壓與吸音量的關係

在密閉空間中音壓的大小是由兩部份構成，一部份為直接來自音源的直接傳播音場(near field, direct field)音壓 P_d ，一部份為來自反射音的殘響音場(reverberant field)音壓 P_r 。

$$P^2 = P_d^2 + P_r^2 = W\rho c \frac{Q}{4\pi r^2} + W\rho c \frac{A}{R} \quad (7)$$

$$L_p = L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{A}{R} \right) \quad (8)$$

其中 w = 音源所發出聲音的能量
 ρ = 介質之密度(一般為空氣)
 c = 聲音在介質中傳播速度
 r = 與音源之距離
 Q = 方向因子(directionality factor)
 $R = \bar{\alpha} S / (1 - \bar{\alpha})$ 室常數(room constant)
 $\bar{\alpha}$ = 密閉空間中平均吸率
 S = 密閉空間中的表面積
 A = 吸音量

改變吸音量 A ，可改變室常數 R ；室常數 R 的改變使得音壓之大小發生變化。

4. 影響材料吸音率的因素

入射音頻率：吸音率會隨著入射音頻而改變，並非固定。

入射角度：隨著聲音入射之型態有不同之吸音率。

施工方法：材料的安裝方式(背後空氣層的大小)、表面處理方法…等等都會影響吸音率的大小。

5. 吸音率的種類

垂直入射吸音率 α_n ：適用音場為平面波音場；量測方法為在阻抗管中，量測管內音壓位準之訊號。有兩類計算之方法，一為利用駐波

(standing wave)比法，另一則為轉換函數(transfer function)法。

垂直入射吸音率 α_r :適用音場為擴散音場(diffuse field);量測方法為在迴響室(reverberant room)中量測加入吸音材料前後殘響時間(reverberation time)的變化。其估算隨機入射吸音率之公式如下:

$$\alpha_r = \frac{0.049V}{S_s} \left(\frac{1}{T_s} - \frac{1}{T_e} \right) + \alpha_i \quad (9)$$

其中 V =迴響室的體積

T_e =置入測試材料前迴響室的殘響時間

T_s =置入測試材料後迴響室的殘響時間

S_s =測試材料的表面積

α_i =測試材料所遮蔽的表面之吸音率

通常應用於噪音防治時所指的為 α_r ，因其材料之安裝方法及音場型態較符合實際狀況。

6. 吸音材料之種類:

吸音材料依其材料之吸音機制及其特性可區分如下[42] [30]:

(1)多孔質吸音材料(porous materials)

多孔質材料為應用最廣的吸音材料，如聚亞胺酯(Polyurethane)，玻璃纖維製品(Glass Fiber Panel, Glass Fiber Board等)當聲音入射於多孔質材料時，在小孔隙中的空氣經反覆壓縮，膨脹的結果，音能遂轉變成熱能而損失消滅，形成吸音作用。吸音材料之吸音率隨著頻率增加而增大，達某頻率後則約成一定值；材料的厚度(Material Thickness)增加時，對中低頻率的吸收跟著增加；又材料背後空氣層(Air Space)的厚度增加時，吸音係數亦有增加的趨勢。

(2)開孔板吸音材料

如開孔石膏板、石綿水泥板、合板、硬板、金屬板(鐵板、鋁板)等。上述開孔板，與剛壁間設空氣層，即成開孔板吸音構造(acoustic structure)。

聲音入射於開孔板結構物時，孔部的空氣開始振動，而背後空氣層的空氣如彈簧般反覆地壓縮、膨脹。由於與孔管壁的磨擦，將音能轉變成熱能而消滅，如圖 2-10。

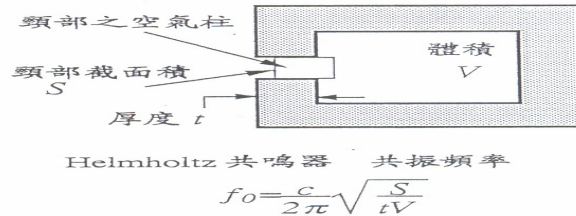
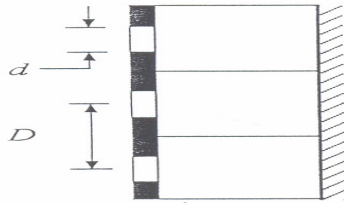
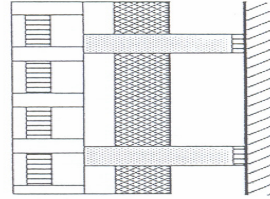
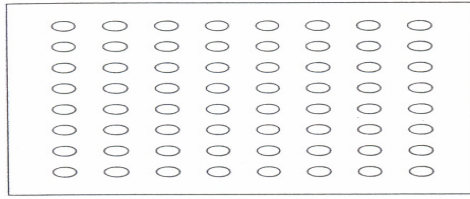


圖 2-10 開口板材料之吸音機制 [12]

細孔管的空氣振動可視同附著於有某種強度的彈簧(即背後空氣層)的質量(孔部之空氣)在振動，因而有某種共振頻率存在，當空氣層厚度在 50cm 以下時，共振頻率可由下式求得：

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{p}{(t+0.8d)L}} \quad (10)$$

f_0 ：共振頻率，Hz

c ：空氣中音速，m/s

t ：板厚(m)

d ：開孔直徑(m)

l ：背後空氣層厚度(m)

p ：開孔板的開孔率($= \pi d^2 / 4D^2$)

D ：孔心至孔心的距離(m)

若入射音的頻率相等於共振頻率時，細管的空氣振動增加，能量損失增大，此種吸音稱為共振吸收。

(3) 板狀吸音材料

合板、硬板、石膏板、石綿水泥板、塑膠板、金屬板等與剛壁間隔著空氣層形成板狀吸音結構。此種構造，在受音時、板會振動，板本身的內部摩擦，或安裝部附近的磨擦造成音能被吸收，但同樣有共振頻率存在。

(4) 吸音契

吸音機制為利用契形之幾何形狀(圖 2-11)，使聲波在楔形中產生多次反射，音能在反射中逐次被吸收而達到衰減之效果。

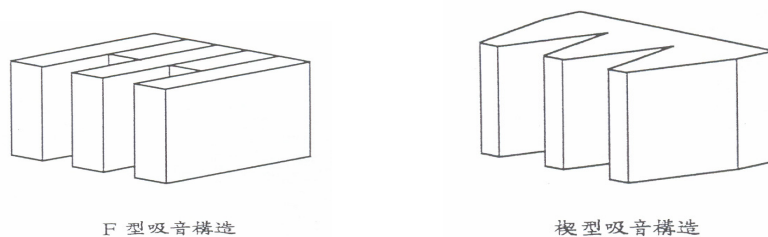


圖 2-11 吸音契之幾何形狀

吸音特性以高頻之吸音效果較佳，其吸音之截止頻率為 $f=c/4h$ ，其中 h 代表吸音楔之高度。可利用背後空氣層來增加低頻之吸音效果。

7. 吸音材料選用原則

有關吸音材料的特性已概述如前。當決定對噪音環境做吸音處理時，吸音材料選用之步驟如下：

(1). 對噪音環境做頻譜(spectrum)分析，以瞭解所必須改善之主要頻率。

(2). 選擇適當類別的吸音材料

不同的吸音材料其適用的頻率範圍亦不盡相同。多孔性材料適用於中、高頻的吸音，板狀材料則適用於低頻，開孔板則對特定頻率的吸音有良好的效果，如表 10[30]所示。

表 10 吸音材料之種類與選定原則

吸音頻率	選定吸音材料種類	代表材料
中、高頻吸音	多孔質吸音材料	玻璃棉、岩棉、渣棉、發泡樹脂材料、木片水泥板、吸音用軟質纖維板
特定頻吸音	開孔板吸音材料	開孔石膏板、開孔石棉水泥板、開孔合板、開孔鋁板、開孔鐵板
低頻吸音	板狀吸音材料	合板、石棉水泥板、石膏板、塑膠板、金屬板
增加中、高頻吸音	背後空氣層填入多孔質吸音材料	
增加中、低頻吸音	增加背後空氣層厚度	
增加中、低頻吸音，降低高頻吸音	表面處理	

(3). 選擇適當的安裝方式

增加中、低頻吸音效果→增加背後空氣層厚度。

增加中、高頻吸音效果→背後空氣層填入多孔性材料。

增加中、低頻吸音、降低高頻吸音效果→表面處理。

(4). 考慮美觀、耐蝕、防火、耐水、成本等因素。

(5). 決定所需之吸音材料。關於吸音材料的吸音率可在相關的參考文獻中 [43][44]查得，表 11 為常用建材之吸音係數[45][46]；表 12 為吸音結構材料[47][48]。

表 11 為常用建材之吸音係數[45][46]

八倍頻波段中心頻率(Hz)						
建材名稱	125	250	500	1000	2000	4000
磚	0.03	0.03	0.03	0.04	0.05	0.07
油漆過後之磚	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03
在成型橡皮上的毛氈	0.08	0.24	0.57	0.69	0.71	0.73
在混凝土上的毛氈	0.02	0.06	0.14	0.37	0.60	0.65
粗糙的混凝土塊	0.36	0.44	0.31	0.29	0.39	0.25
油漆的混凝土塊	0.10	0.05	0.06	0.07	0.09	0.08
混凝土或磨石子地板	0.01	0.01	0.015	0.02	0.02	0.02
彈性材料在混凝土上的地板	0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02
硬木地板	0.15	0.11	0.10	0.07	0.06	0.07
厚的玻璃	0.18	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02
標準窗玻璃	0.35	0.25	0.18	0.12	0.07	0.04
1/2 in 石膏板	0.29	0.10	0.05	0.04	0.07	0.09
1 1/2 in 玻璃纖維板	0.86	0.91	0.80	0.89	0.62	0.47
4 in 穿孔金屬板	0.70	0.99	0.99	0.99	0.94	0.83
穿孔金屬板附 2 in 玻璃	0.21	0.87	1.52	1.37	1.34	1.22
穿孔金屬板附 4 in 礦物	0.89	1.20	1.16	1.09	1.01	1.03
3/8 in 合板、夾板	0.28	0.22	0.17	0.09	0.10	0.11
粗塗石膏、石灰的板條	0.02	0.03	0.04	0.05	0.04	0.03
細塗石膏、石灰的板條	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.03
1 in 厚保麗龍	0.16	0.25	0.45	0.84	0.97	0.87
礦纖瓦天花板	0.18	0.45	0.81	0.97	0.93	0.82
堅硬或光滑的瓦	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02
2in 厚實心木	0.01	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04

表 12 吸音結構材料 [47][48]

材料		組成
A	多孔質材料	玻璃棉、岩棉、發泡塑膠、木片、多孔軟片、纖維板、布料
B	表面處理材料	銅網、薄膜(厚度 10um 以下)，開口率大的多孔板(孔小)、壓條
C	共鳴體材料	(a)多孔板
		(b)膜狀材料
	其他	共鳴材料
D	空氣層	
E	硬牆	水泥牆、厚木板牆

2.4.2 消音器

消音器相當於聲學濾波器(acoustic filter)。和電子濾波器類似地，它的作用效果隨著頻率而改變。通常消音器是由管路經形狀變化或內部處理而成，目的為在不妨礙氣體於其中自由流動的條件下，同時降低聲音的傳播。

1. 消音器的種類

消音器依其降低聲音傳播的方式可區分為反應型(reactive)及耗散型(dissipative)兩種。反應型消音器主要是藉由管路幾何形狀的改變，例如：膨脹室(chamber)，截面積的不連續等，使得聲音傳播的阻抗改變(impedance mismatch)而造成音能的反射、干涉及共振，並降低傳透量。耗散型消音器則主要是在管路內加上吸音材料，使得部分音能被消耗而降低傳透量[49]。以下列舉數個典型消音器中的基本元素(如圖 2-12 所示)

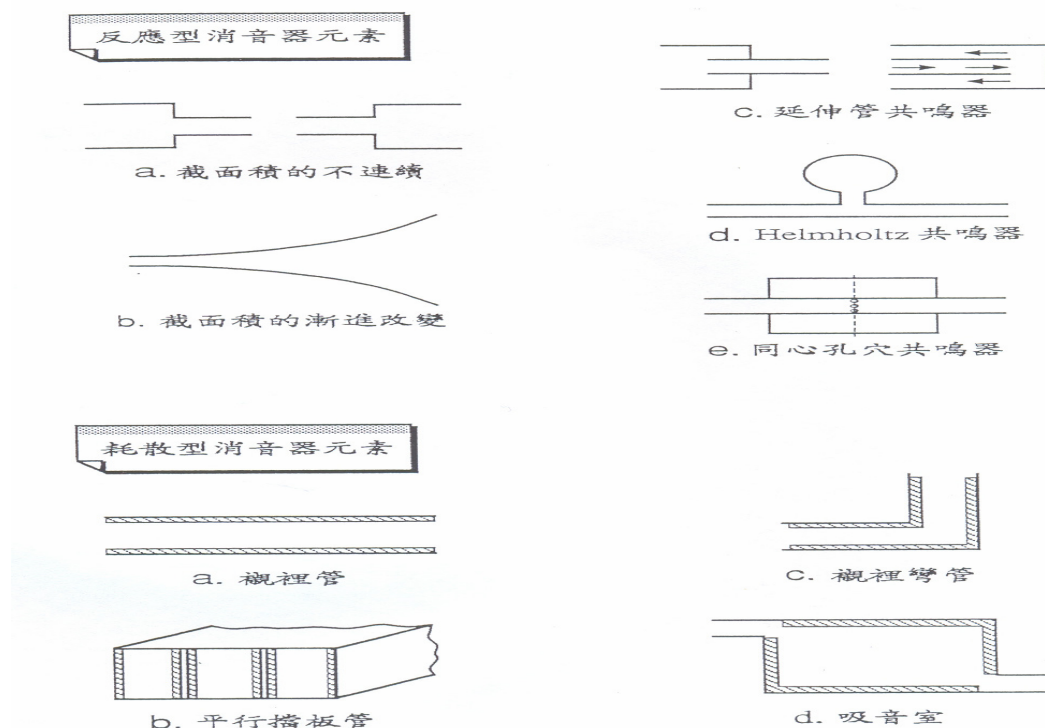


圖 2-12 典型消音器中的基本元素[12]

反應型

- 截面積的不連續(Simple area discontinuity)
- 截面積的漸進改變(Gradual area change)
- 伸出管共鳴器(Extended-tube resonator)
- 赫姆茲共鳴器(Helmholtz resonator)
- 同心孔穴共鳴器(Concentric hole-cavity resonator)

耗散型

- 襯裡管(Lined duct)
- 平行擋板管(Parallel-baffle duct)
- 襯裡彎管(Lined bend)

• 吸音室(Plenum chamber)

(1)反應型消音器(Reactive Silencers)

應用於低頻率聲音，低頻率聲音耗散型消音器效果不良或吸音材料會發生分裂之情況下採用反應型消音器。其插入損失的特性與頻率及系統中的位置有關，典型的代表為汽機車排氣管的消音器，最普遍的反應型消音器為簡單的膨脹室及管邊共鳴。

(2)耗散型消音器(dissipative Silencers)

A. 襯裡管

襯裡管的衰減效果與襯裡在管中的長度、襯裡的厚度、襯裡的流阻(flow resistance)、管中空氣通道的寬度、噪音的波長、管中流體的流速等有關[50]。Cremer 理論是目前在估算襯裡管的衰減效果方面比較準確的方法[51]，但其計算頗為複雜。一般常用的估算公式為 Sabine 所提出來的簡化公式，其估計襯裡管的噪音衰減量為

$$A = 12.6 \frac{P}{S} \alpha^{1.4} \quad (11)$$

其中 A = 噪音衰減量 dB/ft

α = 在一固定頻帶之散亂入射吸音係數

P = 管的斷面中吸音材料的總周長(英吋)

S = 流體流動區域的截面積(平方英吋)

使用 Sabine 公式之限制條件為：

每一流動管長度至少為直徑的兩倍；流動速度應小於 4000ft/min，以減少導管內產生的噪音；導管的較小直徑應能防止高頻率音的“放射現象(beaming)” ，即視線傳播(line of sight propagation)

B. 吸音室

其構造如圖 2-13 所示，為一個內壁貼滿吸音材料的膨脹室，其入口與出口管路不在同一直線上。吸音室的噪音衰減效果可由以下之公式求得[52]

$$A = 10 \log_{10} \left[\frac{1}{S_e \left(\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{1-\alpha}{\alpha S_w} \right)} \right] \text{ dB} \quad (12)$$

其中 A = 衰減分貝數, dB

α = 吸音室中襯裡材料的散亂入射吸音係數

S_e = 入口或出口管的截面積(假設為相同), ft^2

S_w = 吸音室內壁的面積, ft^2

d = 入口到出口的直線距離

θ = 入口到出口的直線與入口管所夾之角度

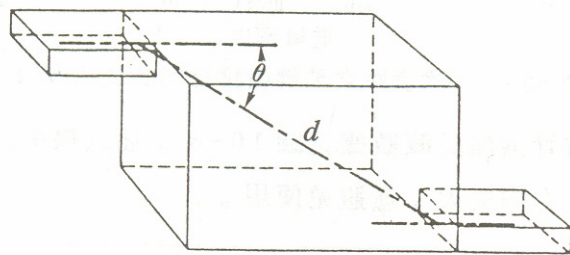


圖 2-13 吸音室構造圖

2.4.3 隔音材料

1. 隔音板

隔音板(partition)被用來阻隔音源與受音點間的傳播路徑，因結構本身傳透的特性造成傳透損失而產生噪音衰減的效果，常見的例子有隔板(panel)、房間間隔用的牆(wall)等。為了達到所要求的傳透損失，隔音板有各種不同的設計，包括單層板、雙層板、多層結構，在多層及雙層結構中並有加入填充物或支持物的設計。

(1) 單層隔音板

關於單層的隔音板，有兩種模擬的模式。兩種模式均假設其為由均質材料所構成之無限平板，而主要的區別在於板狀結構是否具有撓性(flexible)。以下就兩種模式簡介如下：

A. 非撓性結構(圖 2-14)

Fahy[44]推導出此模式之傳透係數為

$$\tau = \frac{4n}{[(\omega m - s/\omega_0)/\rho_1 c_1]^2 + [\omega_0 m \eta / \rho_2 c_2 + n + 1]^2} \quad (13)$$

其中 m = 結構的單位面積質量

s = 結構的單位面積勁度(stiffness)

$\rho_1 c_1$ = 音源之側的傳播介質的特徵阻抗(characteristic impedance)

$\rho_2 c_2$ = 受音點的傳播介質的特徵阻抗

$n = \rho_1 c_1 / \rho_2 c_2$

η = 真空中的損失因子(loss factor)

ω_0 = 結構本身的自然頻率

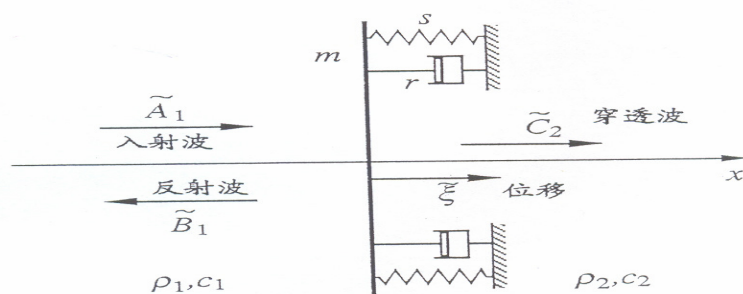


圖 2-14 單層隔音板非撓性結構[12]

考慮結構兩側介質均為空氣之狀況，再不同頻率範圍中其傳透損失如下：

(1) $\omega \ll \omega_0$

假設： $\eta \ll 1$ $\omega_0 m / \rho_2 c_2 \gg 1$

$$TL = 20 \log_{10} s - 20 \log_{10} f - 20 \log_{10} (4\pi \rho_0 c) \quad (14)$$

(2) $\omega \gg \omega_0$

假設： $\eta \ll 1$ $\omega_0 m / \rho_2 c_2 \gg 1$

$$TL = 20 \log_{10} m + 20 \log_{10} f - 20 \log_{10} (\rho_0 c / \pi) \\ \approx 20 \log_{10} (mf) - 42 \quad (15)$$

(3) $\omega \approx \omega_0$

假設： $\eta \ll \rho_0 c / \omega m$

$$TL = 0$$

假設： $\eta \gg \rho_0 c / \omega m$

$$TL = 20 \log_{10} m + 20 \log_{10} f + 20 \log_{10} \eta - 20 \log_{10} (\rho_0 c / \pi) \quad (16)$$

B. 撓性結構(圖 2-15)

Fahy 推導出此模式之傳透係數為

$$\tau = \frac{(2\rho_0 c \sec \phi)^2}{[2\rho_0 c \sec \phi + (D/\omega)\eta k^4 \sin^4 \phi]^2 + [\omega m - (D/\omega)k^4 \sin^4 \phi]^2} \quad (17)$$

其中 $\rho_0 c$ = 空氣的特徵阻抗

ϕ = 聲波之入射角

$k = \omega / c$

$D = Eh^3 / 12(1-\nu)^2$ 平板結構的彎曲勁度(bending stiffness)

E = 材料的楊氏係數

h = 板厚

V = Poisson 比

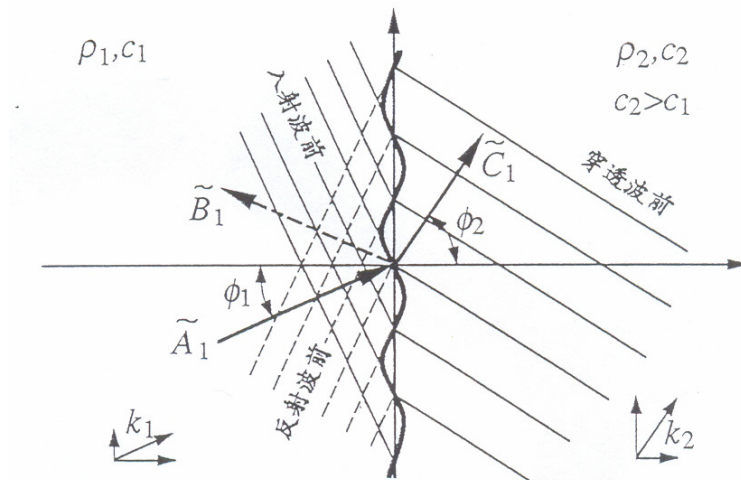


圖 2-15 單層隔音板撓性結構模型 [12]

當入射波之波數在與板平行的方向上之分量等於平板結構之彎曲波 (bending wave) 的波數時

$$k \sin \phi = k_b = (\omega^2 m / D)^{1/4} \quad (18)$$

亦即傳透係數的表示式中分母的第二項將等於零，此種情形稱為符合 (coincidence)，此時音場與結構有極佳之耦合，板的隔音效果驟減。其發生的頻率為

$$\omega_{c0} = (m / D)^{1/2} (c / \sin \phi)^2 \quad (19)$$

在不同頻率範圍下，傳透損失可表示為

$$(1) \quad \omega \ll \omega_{c0}$$

$$TL(\phi) = 20 \log_{10} (\omega m \cos \phi / 2 \rho_0 c) \quad (20)$$

$$(2) \quad \omega \ll \omega_{c0}$$

$$TL(\phi) = 10 \log_{10} [(1 + D k^4 \sin^4 \phi \cos \phi / 2 \rho_0 c \omega)^2] \quad (21)$$

$$(3) \quad \omega \approx \omega_{c0}$$

$$TL(\phi) = 20 \log_{10} (1 + \eta \omega_{c0} m \cos \phi / 2 \rho_0 c) \quad (22)$$

比較(37) 與(42)可發現兩式是相同的，因此若將板在低頻的振動視為非撓性，而將高頻的振動視為撓性，則傳透損失與頻率間會有如圖 2-16 所示之關係。

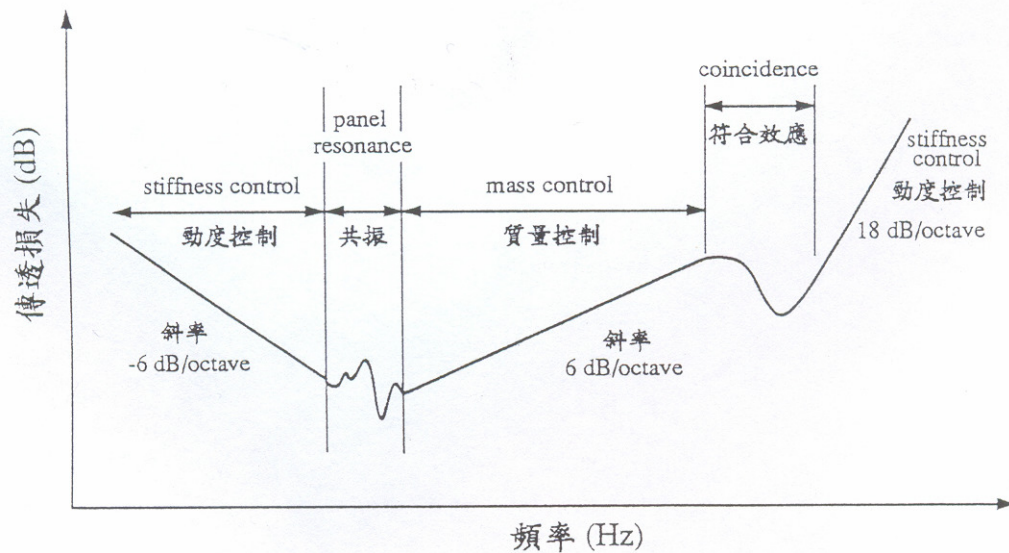


圖 2-16 單層隔音板傳透損失之特性 [12]

(2) 雙層隔音板

雙層隔音板亦可用撓性與非兩種模式來模擬。

A. 非撓性結構

如圖 2-17 非撓性雙層隔音板之壓力振幅的傳透係數為[53]

$$\frac{P_t}{P_i} = \frac{2j(\rho_0 c)^2 / kd}{[z_2 + \rho_0 c - j\rho_0 c / kd][z_1 + \rho_0 c - j\rho_0 c / kd] + (\rho_0 c / kd)^2} \quad (23)$$

$$\tau = \left| \frac{P_t}{P_i} \right|^2$$

其中 z_1 = 第一層結構之阻抗

z_2 = 第二層結構之阻抗

d = 兩層結構間之距離

當忽略掉音場阻尼(acoustic damping)、機械阻尼(mechanical damping)以及機械勁度(mechanical stiffness)時，傳透係數會有最大值發生的頻率，稱之為質量-空氣-質量(mass-air-mass)共振頻率。

$$\omega_0 = \left[\left(\frac{\rho_0 c^2}{d} \right) \left(\frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \right) \right]^{1/2} \quad (24)$$

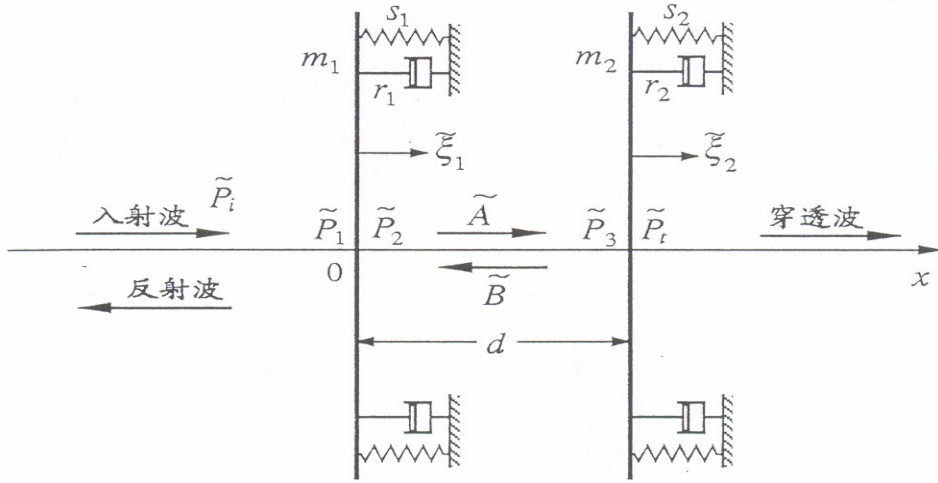


圖 2-17 雙層隔音板非撓性模型 [12]

當 $kd < 1/2$ 時

(1) $\omega < \omega_0$

$$TL \approx TL(0, m_t) \quad (\text{dB}) \quad (25)$$

其中 $m_t = m_1 + m_2$

(2) $\omega \approx \omega_0$

$$TL \approx 10 \log_{10} \left| \frac{(\eta_1 \omega_1 m_2 + \eta_2 \omega_2 m_1 + K \rho_0 c)}{2 \rho_0 c} \right|^2 \quad (26)$$

其中 $K = \frac{m_1}{m_2} + \frac{m_2}{m_1}$

(3) $\omega > \omega_0$

$$TL = TL(0, m_t) + 40 \log_{10} (\omega / \omega_0) \quad (\text{dB}) \quad (27)$$

在 $kd < 1/2$ 的情況下， $\omega < \omega_0$ 時有 6dB/octave 的增量。當時則因為遇到結構共振的基頻，所以傳透損失會明顯下降，阻尼可改善此一狀況。當 $kd < 1/2$ 時則會有 18dB/octave 的增加量。若由於遇到結構共振的頻率，所以傳透損失將在以下兩式所表示的包絡線中振盪，如圖 2-18 所示。

$$TL = TL(0, m_1) + TL(0, m_2) + 6 \quad (\text{dB}) \quad (28)$$

$$TL = TL(0, m_i) \quad (\text{dB}) \quad (29)$$

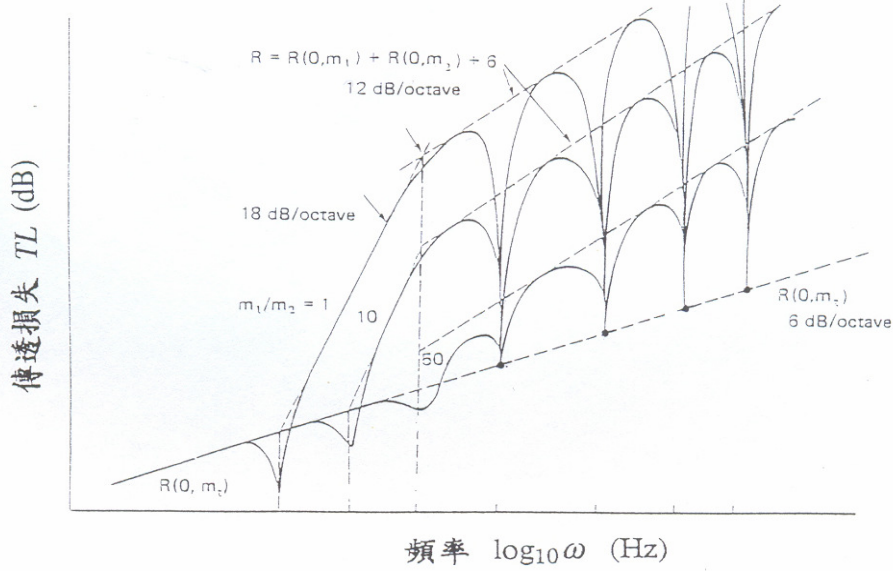


圖 2-18 雙層非撓性隔音板傳遞損失與頻率之關係 [12]

B. 撓性結構

如圖 2-19 考慮聲波斜入射之狀況，當 $kd < 1/2$ ，入射角為 ϕ 時

$$(1) \omega < \omega_0 \sec \phi$$

$$TL = TL(\phi, m_i) \quad (\text{dB}) \quad (30)$$

$$(2) \omega \approx \omega_0 \sec \phi$$

$$TL \approx 10 \log_{10} \left| \frac{\eta_1 \omega_1 m_2 + \eta_2 \omega_2 m_1 + K \rho_0 c \sec \phi}{2 \rho_0 c \sec \phi} \right|^2 \quad (\text{dB}) \quad (31)$$

$$(3) \omega > \omega_0 \sec \phi$$

$$TL \approx TL(\phi, m_i) + 40 \log_{10} [(\omega / \omega_0) \cos \phi] \quad (\text{dB}) \quad (32)$$

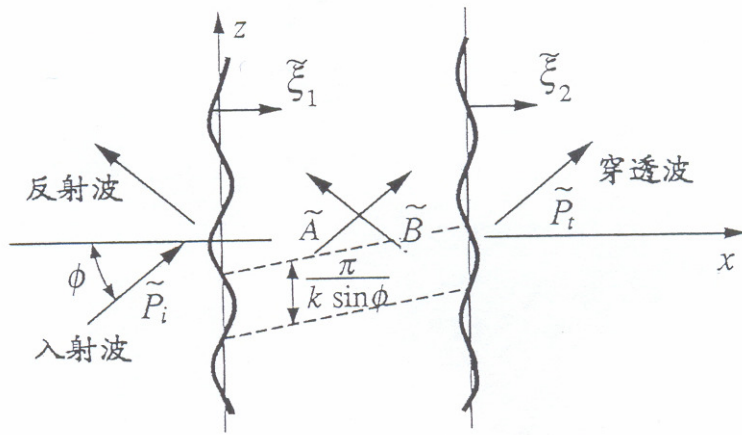


圖 2-19 雙層隔音板撓性模型 [12]

其頻率與傳遞損失的關係圖與非撓性結構類似，如圖 2-20。包絡線的公式亦相同。

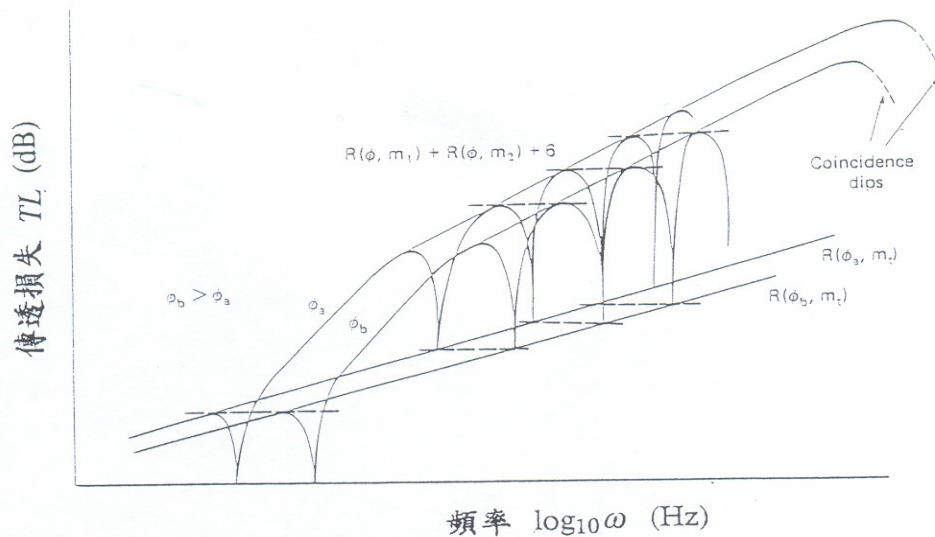


圖 2-20 雙層非撓性隔音板傳遞損失與頻率之關係 [12]

(3) 間隔房間的牆

牆常用來把噪音過大的機器隔開，因此牆的噪音減量的計算成為防治評估時一項重要的工作。假設牆將室 1 及室 2 隔開，噪音源位於室 1，受音者位於室 2，則音壓位準間之關係為[54]

$$Lp_1 = Lp_2 - TL + 10 \log_{10} \left(\frac{1}{4} + \frac{S}{R} \right) \quad (33)$$

其中 Lp_1, Lp_2 = 在室 1 及 2 中近牆處所量得之音壓位準

S = 牆的面積

R = 室 2 的室常數(room constant)

= 牆的傳遞損失

$$\text{則 } NR = TL - 10 \log_{10} \left(\frac{1}{4} + \frac{S}{R} \right) \quad (34)$$

在室 2 中遠離與室 1 接壤的牆的地方，其直接傳播音的影響就比殘響音小得多，所以其音壓位準的關係為

$$Lp_3 = Lp_1 + 10 \log_{10} (S/R) - TL \quad (35)$$

若牆非由單一材料構成，例如在牆上設有監控用的玻璃窗口，則組合後的傳透損失為

$$TL_{comp} = 10 \log_{10} (1/\bar{\tau}) \quad (36)$$

$$\text{其中 } \bar{\tau} = \frac{1}{S} \sum_{i=1}^n \tau_i S_i$$

$\bar{\tau}$ = 複合牆的平均傳透係數

τ_i = 第 i 種材料的傳透係數

S_i = 第 i 種材料的面積

S = 牆的面積

A. 隔音板的選用原則

a. 原則上，若入射聲波的頻率落在主要影響傳透損失的參數為質量的區域時，增加質量可改善傳透損失。但若牆有重量上的限制時，則改採雙層結構為較理想方法。

b. 雙層結構中空氣層的共振效應將會降低傳透損失，補救的辦法為加入適當之吸音材料來改善。

c. 由式(48)中可以發現，雙層結構本身的共振效應可以利用增加兩層結構質量比的方法來改善。但是此方法會同時使得結構本身的共振頻率往上移，因而降低高頻部分的傳透損失。

d. 使得高頻部分傳透損失為最大的最佳化質量比為 1。

e. 儘量減少結構之間的傳透損失，造成音波短路(acoustic short-circuit)，尤其是對結構體本身的共振頻率附近有最大的影響。

(4) 防音罩

廣義的防音罩(enclosure)指的是用來隔離受音者及噪音源的包覆，其包覆的對象可以是受音者或是噪音源。當對象是受音者時即為所謂之防音室，當對象是機器時即為一般所稱之防音罩。防音罩由被包覆的機器與防音罩內空間的體積間之關係可區分為大型防音罩(large enclosure)及近接防音罩(close-fitting enclosure)。所謂大型防音罩是指被包覆的機器與防音罩之間的空間至少可以容許操作人員入內維修者而言；反之，則稱之為近接防音罩或小型防音罩。近接防音罩由於其固定方式之不同又可分為接觸式(machine-mounted)及非接觸式(free standing)兩種。當防音罩與機器之間沒有任何機械式的連結即為非接觸式；當防音

罩利用與機器間之連結之連結來支撐時稱為接觸式。

A. 防音室

由室內聲學的理论可得防音室內、外的音壓位準有如下之關係[55]

$$L_r = L_s - TL + 10 \log_{10} \left(\frac{1}{4} + \frac{S}{R} \right) \quad (37)$$

其中 L_r =防音室中的主壓位準

L_s =防音室外的音壓位準

TL=牆的傳透損失

S=牆的面積

R=防音室的室常數

噪音減量為

$$NR = L_s - L_r = TL - 10 \log_{10} \left(\frac{1}{4} + \frac{S}{R} \right) \quad (\text{dB}) \quad (38)$$

B. 大型防音罩

大型防音罩的音場可利用室內聲學理論由能量的觀點來建立其模式[56]，計算大型防音罩之插入損失的估算公式為

$$IL = TL - 10 \log_{10} + 6 - 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (\text{dB}) \quad (39)$$

其中 TL=牆的傳透損失

S=防音罩的面積

Q=音源的方向性

r=音源到牆之距離

=防音罩內的室常數

當防音罩內為一殘響音場時，(61)式的括號中與直接入射音有關之項可略去，所以

$$IL = TL - 10 \log_{10} S + 10 \log_{10} \frac{A\bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} \quad (40)$$

其中 A=防音罩內的所有表面積(包括機器表面積)

$\bar{\alpha}$ =防音罩內的平均吸音率

C. 防音罩之施行原則

影響防音罩之噪音衰減效果的因素包括：

a. 防音罩的牆必須有隔離(isolation)、吸音及阻尼之功能。防音罩只能將聲音限制住而無法減少其能量，故必須借助吸音處理來消耗能量。阻尼的效用則能防止結構之共振，使得聲音的頻率若與共振頻率接近時噪音衰減效果的變化減小。

b. 縫隙將使得防音罩效果降低，故材料連接的地方必須做好密封。例如檢視用的窗口最好採用雙層玻璃，門則採用厚重之材料，並緊密

配合。

c. 防音罩若因機器需要而必須有材料輸送的開口，則對開口周圍最好能做密封處理，使得散發出來的噪音減到最低。

d. 通常欲達到較理想的防音效果，應使得防音罩內的平均吸音係數儘量趨近於 1，而且防音罩材料的傳透係數則盡可能愈小愈好。

e. 所欲隔離的噪音的主要頻率絕對要與結構的共振頻率分開。否則當兩者太接近時，不但防音效果變差，甚至會有使噪音變大的可能。

(5) 隔音牆

隔音牆的主要作用是阻隔聲音的直接傳播路徑，使得傳播到受音者的噪音必須經過繞射或反射，因而達到降低噪音的目的。通常隔音牆以建築於室外者居多，但亦有建築於室內者，其使得無法被完全包覆的機器所產生的噪音能藉此而達到衰減效果。當隔音牆的寬度遠大於隔音牆與噪音源及隔音牆與受音者間的距離時，稱為無限隔音牆；反之則稱為有限隔音牆。

A. 自由音場中的隔音牆

自由音場中的隔音牆的繞射理論先後已有許多人投入研究，目前最常被採用的計算公式是由前川純一所發展之理論簡化而來。

前川的推導是由 Fresnel-Kirchhoff 近似理論[57]出發，可得到遮音屏開口的繞射係數[DF]為

$$[DF] = -\frac{j}{2} \{C(u_2) - C(u_1) + j[S(u_2) - S(u_1)]\} \times \{C(v_2) - C(v_1) + j[S(v_2) - S(v_1)]\} \quad (41)$$

其中 u_1, u_2, v_1, v_2 = 與開口尺寸有關的參數

$C(x), S(x)$ = Fresnel 積分函數

噪音衰減量為

$$[ATT] = -10 \log_{10} |[DF]|^2 \quad (42)$$

代入適當的邊界參數可得到半無限遮音屏(即無限牆)的衰減量

$$[ATT]_{1/2} = -10 \log_{10} \left\{ \left[\frac{1}{2} - C(v_1) \right]^2 + \left[\frac{1}{2} - S(v_1) \right]^2 \right\} \quad (\text{dB}) \quad (43)$$

前川將此由 Fresnel-Kirchhoff 近似理論導出來的理論值與實驗值相比較，發現相當吻合如圖 2-21。以上之推導皆不考慮地面之反射效果，但實際在計算時應將其包含進去。

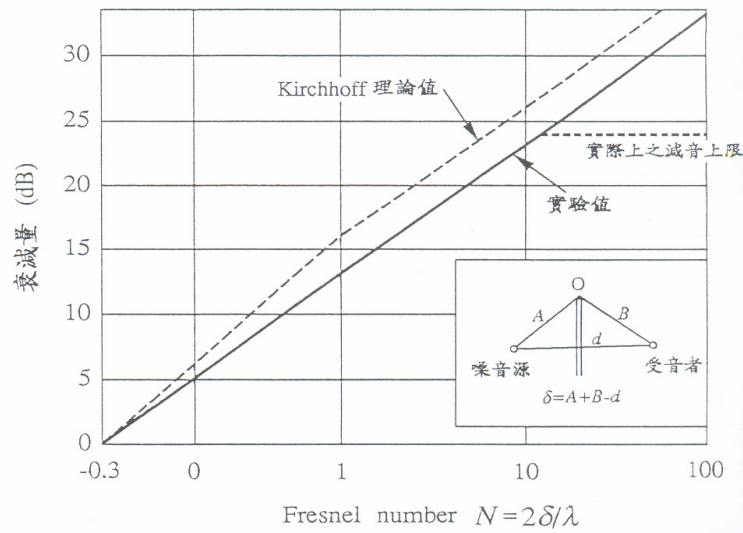


圖 2-21 自由音場中無限隔音牆噪音衰減量與 Fresnel 數之關係

B. 室內隔音牆

有關室內隔牆的計算，通常採用 Morelad 與 Musa[58]所發展出來的理論。隔音牆未設立前在受音點之平均平方音壓為[54]

$$P_0^2 = W\rho_0 c \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (44)$$

其中

W = 聲音功率

$Q = I_\theta / \bar{I}$ 音源的方向性

$R = \bar{\alpha}S / (1 - \bar{\alpha})$ 室常數

$\bar{\alpha}$ = 房間的平均吸音率

S = 房間的表面積

r = 音源到受音者的距離

在隔音牆設立後其音壓分成兩部分，一部分與殘響音場有關(P_{r2}^2)，一部分與繞射音場(diffracted field)有關(P_{b2}^2)。

$$P_2^2 = (P_{r2}^2) + (P_{b2}^2) \quad (45)$$

殘響音場音壓為

$$(P_{r2}^2) = W\rho_0 c \frac{4}{R} \quad (46)$$

繞射音場音壓為

$$((P_{b2}^2) = W\rho_0 c \frac{Q_B}{4\pi r^2} \quad (47)$$

其中 $Q_B = DQ$

對矩形隔音牆而言

$$\delta_1 = [(r_1 + r_2) - (r_3 + r_4)]$$

$$\delta_2 = [(r_5 + r_6) - (r_3 + r_4)]$$

$$\delta_3 = [(r_7 + r_8) - (r_3 + r_4)]$$

插入損失

$$IL = Lp_0 - Lp_2$$

$$= 10 \log_{10} \left(\frac{p_0^2}{p_2^2} \right)$$

$$= 10 \log_{10} \left(\frac{Q/4\pi r^2 + 4/R}{Q_B/4\pi r^2 + 4/R} \right) \quad (48)$$

其中 Q = 音源的方向性因子

r = 音源到受音點間的直線距離

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{1}{3 + 10N_i}$$

N_i = 經隔音牆的第 i 個邊緣繞射之 Fresnel 數

R = 室常數

C. 隔音牆的選用原則

a. 欲採用前川所做之隔音牆衰減效果與 Fresnel 數之關係圖，如圖 2-21。來略估計隔音牆的衰減效果時，其 Fresnel 數必須大於 -0.2。在 Fresnel 數為 -0.2 ~ 0 的範圍中，其衰減量只有 0~5dB。

b. 實際施行時，隔音牆衰減的上限大約為 24dB[55]。

c. 隔音牆的材料最好採用非多孔質材料，而且其經繞射之傳透損失比直接穿透隔音牆的聲音之衰減效果大 6dB 以上。

d. 隔音牆建好時所造成之音影區(shadow zone)最好大於 30°，才會有較好的衰減效果。

2.4.4 主動噪音防治方法

在前面介紹的吸音材料、隔音牆及消音器所使用的噪音防治方法為”被動式方法”(passive approaches)，其防治的成效與頻率有相當大的關聯。在高頻率性能噪音減噪量較佳，而低頻其性能較差。因如果想提高其低頻的減噪量則必須使用大量的材料或元件，而使得被動式噪音防治變得不實際。而”主動式噪音控制”(Active Noise Control，以下簡稱為ANC)，是一種較先進的技術，具有低頻減噪性能較佳的優點，可補被動式噪音控制的不足。

消音原理:所謂主動式噪音控制原理就是以一種人為產生的聲波去抵消(破壞)干涉主要的噪音，以達消音的目地，其主要的消音機制，並沒有利用能量的消耗或吸收，而是”負荷減輕”(unloading)利用控制聲源使得主要噪音源所感受到的阻抗降低，進而達到主要噪音源的輸出功率的降低[59]。

主動式噪音控制系統基本上可分成四個主要部分[60]：

(1)噪音控制系統：發生噪音的空間或欲消除噪音的場所，例如吵雜工廠、汽機車排氣管、拖船機艙等具有高度噪音之場所。

(2)聲音訊號感知器：前饋式麥克風或誤差麥克風。前饋式麥克風用來偵測噪音源訊號；誤差麥克風用來偵測噪音源經過消音控制後之聲音誤差訊號，二者偵測得到的訊號均用來提供控制器控制用。

(3)控制器：以類比或數位方式處理、運算、學習經由聲音訊號感知器所傳來訊號。控制器是主動式噪音控制的指揮及運算中心，將運算所得之訊號傳送給消音喇叭，進行噪音消除。各種形式、各種原理控制器陸續被研究發展出來，使的主動式噪音控制蓬勃發展。

(4)消音喇叭：接受控制器所傳來訊號，發出大小相同，相位相反聲音，以降低聲場之噪音。選擇消音喇叭時必須考量所要消除噪音強度，消音喇叭所能產生的聲功率需大於噪音現場聲功率，如此喇叭接受控制器所給予控制信號時方能產生足夠聲功率來抵消噪音。消音喇叭功率放大器亦需與消音喇叭匹配。

一維主種式噪音控制系統[61]前饋式與回饋式ANC基本架構圖如圖2-22、圖2-23。FXLMS控制架構方塊圖如圖2-24

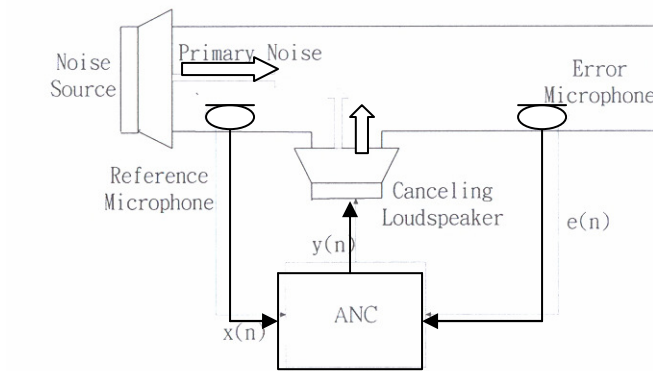


圖 2-22 聲管單通道寬頻域前饋式主動噪音控制系統[61]

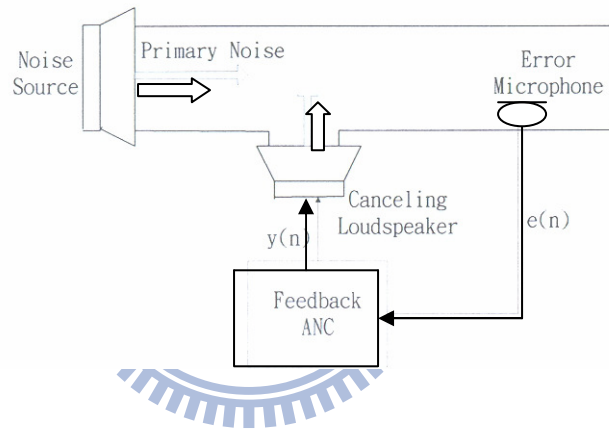


圖 2-23 聲管單通道回饋式主動噪音控制系統[61]

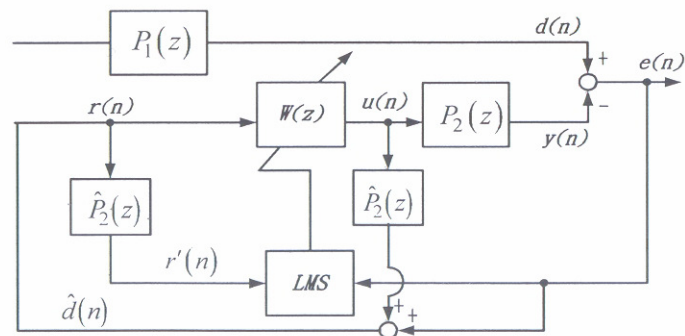


圖 2-24 回饋式 FXLMS 控制方塊圖 [61]

主動噪音控制的應用包括了一維聲場和三維聲場；一維聲場如汽機車排煙管、風管等小口徑空間。一維聲場在噪音波長遠大於噪音聲場環境尺寸情況下以主動噪音來處理最為有效。三維聲場如一般自由空間、房間、車輛內部空間或半開放空間。隨著電腦硬體技術精進及控制技術發展，主動式消音技術蓬勃發展，也紛紛應用到合適的場所來進行主動式噪音控制。主動式噪音控制原理是運用波的重疊原理，在聲場中加入一個或一個以上控制音源，使噪音源和控制音源產生破壞性干涉(Destructive Interference)。破壞性干涉是指產生相位相反，大小相同的聲波來破壞噪音場聲壓，使控制音源疏部和噪音源密部互相重疊或控制音源密部和噪音源疏部互相重疊，聲音壓力變動消失，聲壓降低，使聲波的能量降低，達到降低音量的目的。

三度空間複雜音場不易處理，主動式噪音控制無法全面降低噪音，但可以減低局部區域噪音，在某些特定位置的噪音被降低，但其他地方的聲音被放大，即產生所謂水床效應[62]。由於電波傳送速度遠大於聲音在空氣中速度，如能提早偵測到噪音訊號，提供控制訊號給控制器運算後，指揮控制喇叭消音。這種方式稱為前饋式控制系統(Feedforward Control System)，前饋式控制系統可控制的頻寬較寬，系統穩定性佳，但欠缺系統強健性。



第三章 動力環境實驗室噪音污染調查與分析

3.1 動力環境實驗室簡介

航太、國防科技飛彈武器系統研發生產，動力環境實驗室提供系統、模組的動力環境試驗及可靠度驗證。在產品研發階段進行環境試驗進行驗證，而改善設計並縮短研發時程，在生產階段為確保產品的高可靠度與品質而進行振動試驗、可靠度認證，因此在國防科技發展貢獻佔極重要的地位。未來飛彈武器系統研發生產，試驗規格與嚴厲度皆有升高的趨勢，因此執行振動試驗所產生噪音危害對實驗室相關人員有增加的風險。振動機試驗裝備能量為國內最大也最完整的 TAF 認證的環境與可靠度實驗室之動力環境實驗室，提供國內外航太、國防科技研發單位及科學園區各科技公司進行各種飛行器具與武器系統的模組、試件及產品，自設計、製造、裝配、檢試、搬運、儲存乃至使用過程之可靠度環境試驗及認證，以期確實掌握產品生命週期中可能遭受的各種環境因子及應力水準，以確保產品儲存與使用時的品質。各種產品試件因應用範圍、環境不同所以各種試驗規格及結構強度差異性很大，而依振動試驗規格所產生的噪音聲壓位準、頻率大小也相對的不同。

動力環境實驗室長*寬*高為 42.5m*17.05m*11m 的長方形體空間，其面積為 724.63m²，空間體積為 7970.8m³之鋼筋混凝(RC)結構的實驗室，主要開口僅有兩只鐵捲門其尺寸分別為寬*高 5.1m*4.25m 及 3.9m*4.25m。平常為關閉狀態，僅有大型試件進出時才開啟。實驗室內靠近天花板位置安裝一台 10 噸天車，穿越實驗室上空以方便大型夾具及試件之搬運，試驗裝備能量包含振動試驗、衝擊試驗及溫度振動複合試驗等。主要試驗裝備為振動機共有 14 台，由推力 960kg 至 18180kg 之大小各型振動機，大、小衝擊機各一台，溫度振動複合櫃 2 台等，所組合而成的動力環境實驗室。如圖 3-1。

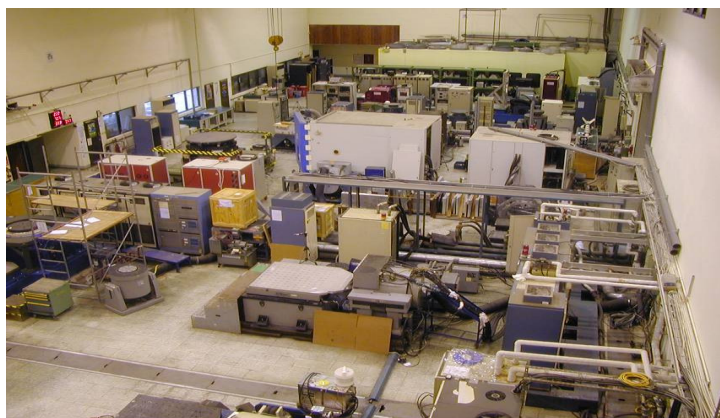


圖 3-1 動力環境實驗室現場圖

3.2 實驗室的裝備、構造與振動原理

3.2.1 振動試驗裝備的基本認識[63]

振動試驗裝備主要分為包括振動機、加速儀(振動感應裝備)、電荷放大器、振動控制系統(資料處理器)、功率放大器、水平滑臺(垂直延伸台)及夾具等(如圖 3-2)。其中振動機依其驅動方式可分成機械式振動機(mechanical shaker)、液壓式振動機(hydraulic shaker)及電磁式振動機(electromagnetic shaker)等;而振動控制系統亦可分成類比及數位式振動控制系統兩種;水平滑台大致可分成油膜式水平滑台及液壓軸承式水平滑台兩種;垂直延伸台可分為;振動感應裝置包括加速儀及放大器,而加速儀可分為壓電式(piezoelectric)、應變計式(strain gage)、壓電阻式(piezoresistive)、伺服式(servo type)等四種加速儀。茲就以本研究之動力實驗室使用的振動試驗裝備,其振動機驅動方式以電磁式振動機(electromagnetic shaker)、振動控制系統以數位式振動控制系統、水平滑台以油膜式水平滑台及液壓軸承式水平滑台兩種、垂直以延伸台、加速儀以壓電阻式(piezoresistive)作詳細介紹。

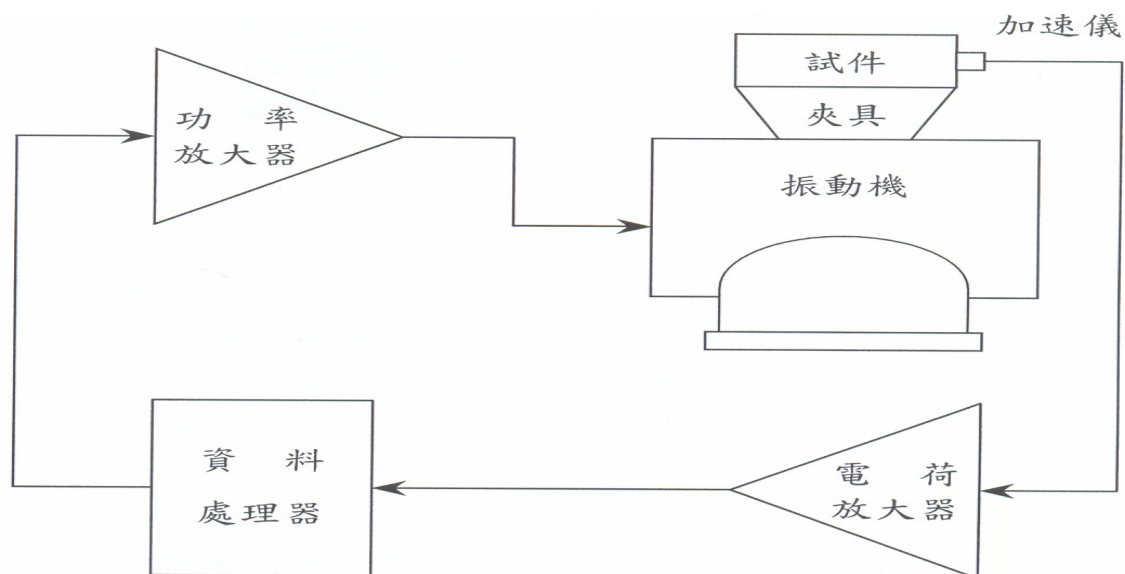


圖 3-2 振動試驗裝備

3.2.2 振動試驗裝備的構造與振動原理

1. 振動機--電磁式振動機(electromagnetic shaker)

電磁式振動機構造主要分成兩部份，即振動機(shaker)及功率放大器(power amplifier)，茲分別介紹如下：

(1) 振動機

電磁式振動機的工作原理採用通電流的導體在磁場中會產生力量以推動和導體結合的振動台使產生運動。圖 3-3 為振動機之場線圈(field coil)和驅動線圈(driver coil) 位置示意圖，當場線圈(field coil)通過直流電時會形成磁場，磁場強度一般以磁通量密度 B 表示，其大小與場線圈電流成正比，當流經場線圈之直流電流一定時， B 為固定向量，假設通過驅動軸線圈之交流電流為 i ，則所產生之推力 F 可以下式表示之：

$$F = l * i * B \quad (49)$$

上式中 l 為電樞線圈總長度，由於磁場產生的 F 為交互推力，因此將使振動台產生交互運動，亦即振動。

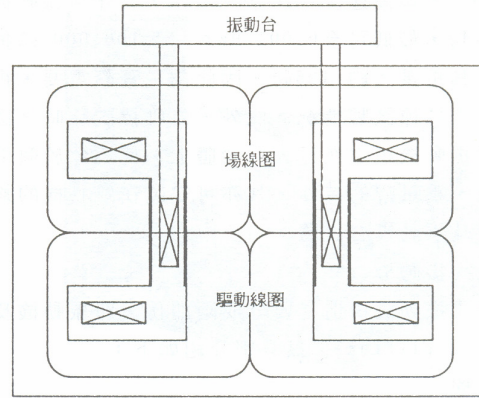


圖 3-3 振動機之場線圈(field coil)和驅動線圈(driver coil) 位置示意圖[63]

驅動線圈在磁場內振動時，其電流將受影響，所產生的推力很難維持不變。實際上，當驅動線圈在磁場內運動時，驅動線圈內將誘發逆向電壓(reverse voltage)，其瞬間大小和磁場強度、線圈圈數、每圈長度及線圈之瞬時速度成正比，因此，振動機驅動線圈上之導線越長(或稱推力越大之振動機)則所要克服之逆向電壓，越大，因此振動機振動台之速度會受逆向電壓(reverse voltage)之影響而受到很大的限制，電磁式振動機的速度極限值大約在 1800mm/sec 或 70in/sec。

電磁式振動機的構造依據運動型態區分，可分成運動結構(驅動軸)及固定結構(場線圈及外殼)，振動機正常運作之下，固定結構沒有運動，而驅動軸(driver bar)則相對於固定結構作上下之振動。在舊式振動機內，驅動軸和固定結構之間採用樑式撓片(flexure)相連，由於此型撓片受驅動軸運動影響容易發生共振而產生較大變形致使驅動軸的運動易生扭曲；較新型的兩種撓片為橢圓形撓片在驅動運動時會隨驅動軸位置而改變形狀，及另一型則類似滾轉軸承在驅動軸和固定結構之間作小角度滾轉，以上兩種撓片即使在共振情形之下對於驅動軸運動之影響仍然非常微小。

電磁式振動機熱能產生和流經場線圈及驅動線圈之電流平方成正比，隨著推力升高電流將隨著增加，因此振動機內產生的熱能亦隨比例增加，必須設法將這些熱能散逸，否則對此兩種線圈極為不利。散熱方式可分為氣冷式及液冷式，氣冷式係利用強力風扇將涼空氣強迫進入場線圈及驅動線圈空間內再抽出熱空氣，對於推力為 10,000 磅至 25,000 磅的電磁式振動機大約需要 5 至 75 匹馬力之鼓風機，所產生的噪音量讓操作者很難忍受，

且多餘的熱量散逸到試驗室中亦不甚妥當。此外，若採用氣冷式，則當要設計較大推力之振動機時，為達充份冷卻效果，必須使用較大的線圈及較大的結構體，以便容納較多的電流，因驅動軸的重量隨著推力廣充而增加，驅動軸增加的重量將抵消擴充的推力，因而氣冷式振動機之最大加速度將很難提高。相對地，液冷式振動機除了帶給操作者較舒適的工作環境之外(沒有鼓風機發出之噪音)，對一個固定大小的驅動軸及外部固定結構而言，由於液冷式之冷卻效率較佳，可以在局部修改場線圈及驅動線圈之後輸送 2 倍原來的電流就可將振動機之推力大約提昇一倍，因驅動軸重量並沒有成比例增加，因此振動機之最大加速度亦大約提昇一倍。

(2)功率放大器

功率放大器之主要功能為提供振動機內場線圈之穩態直流電源及驅動線圈之交流電源，其電路如圖 3-4 所示，其中直流電源強度將不隨時間改變，但交流電源則係將振動控制系統輸出的信號放大去驅動振動機內的驅動線圈，這些信號大小在 1V 至 10V 之間，但功率僅數個毫瓦，功率放大器便是將這些小功率信號放大至數百瓦、數千瓦乃至數萬瓦。依據振動機推力分級，小型校正用振動機之功率約需數百瓦、數千磅推力之中型振動機約需數千瓦功率，而上萬磅以上推力之大型振動機之功率需求則在數萬瓦以上。

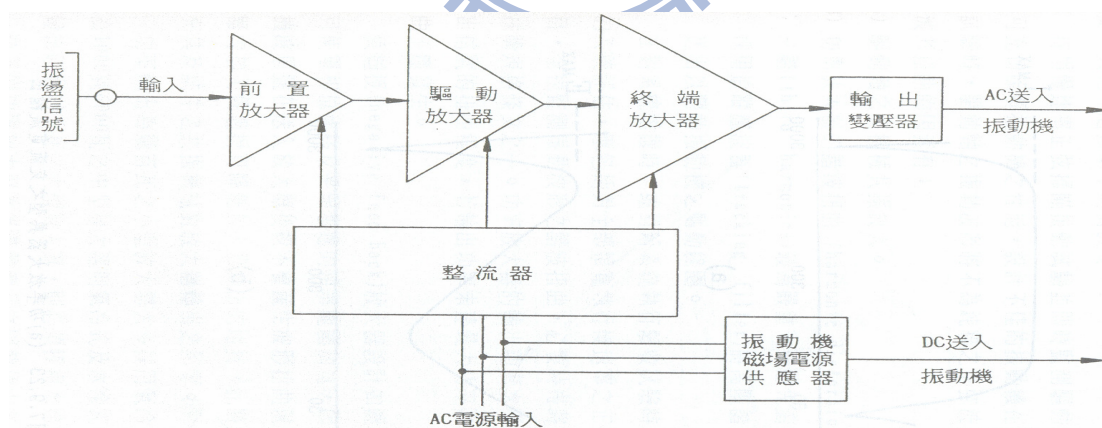


圖 3-4 電磁式振動機功率放大器電路圖[63]

振動機推力大小和場線圈所產生的磁場強度及流入驅動線圈內之電流強度成正比，如(24)式所示。由於直流電力較便宜且較安全，因此設計振動機時一般考慮使用較多之直流電力，而相對地減少使用交流電力。

在磁場強度一定的情形下，振動機的推力和送入驅動線圈內之電流

成正比，但結構共振之原因，每安培交流電所產生的推力在頻寬 20 Hz ~2k Hz 之內很難維持常數。圖 3-5(a)為典型的功率放大器輸出交流電流隨著頻率不同而變化，圖中低頻區之谷值，因撓片及驅動軸合成之單自由度振動系統在共振時使驅動軸產生劇烈運動，因此僅需微小交流電流，就可推動驅動軸振動，此外在高頻區之谷值，因驅動軸本身之結構體發生共振所致，在頻率高於共振頻率後，將伴隨一個反共振頻率之能量黑洞(energy sink)，促使振動機之頻率響應受到很大的限制。圖 3-5(a)顯示在 2500 Hz 後就需要非常大的電流及電壓才能達到相同的推力，此係因驅動軸結構共振所致，所以驅動軸共振頻率，往往成為振動機最高頻率的指標。圖 3-5(b)表示交流電流入驅動線圈所需之電壓，其值亦隨頻率不同而改變。

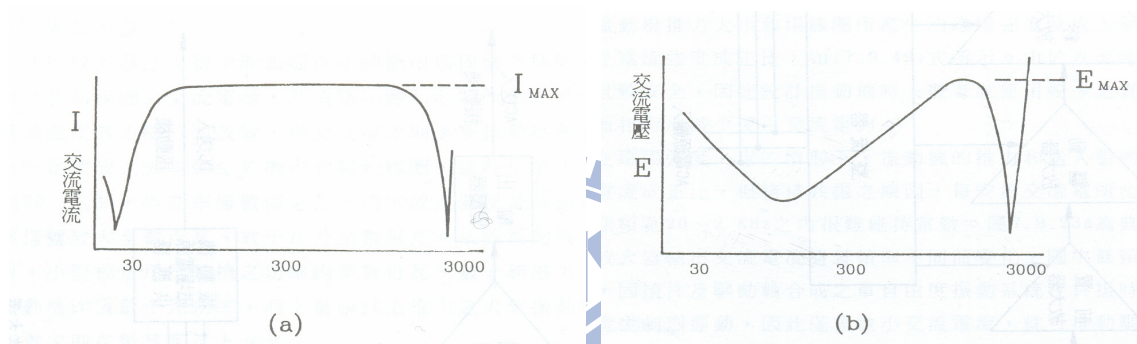


圖 3-5 功率放大器典型交流電流(a)與電壓輸出(b) [63]

採用慢速率正弦掃瞄振動試驗並即時監測驅動軸之振動波形可充份瞭解振動機之性能，設計不佳的振動機在執行正弦振動試驗時，驅動軸之振動波形將不為純粹之正弦波形，影響振動波形扭曲的因素有：

A 驅動軸之高機械共振放大。

B 功率放大器的諧波扭曲(harmonic distortion)，一般第三諧(third harmonics)最為嚴重，要避免諧波扭曲可以採用追蹤濾波器(tracking filter)將高階諧波濾除後再送出以驅動振動機之驅動線圈。

在對系統維護時，或對新系統執行驗收試驗時，或在購買前的系統評估，應包括對全部頻寬執行慢速率之正弦掃瞄試驗項目，全程監測振動波形之諧波扭曲，必要時得將諧波扭曲列入採購規格條文之一。功率放大器的輸出功率水平亦會影響到送出號的扭曲程度，若輸出功率未達最大功率之半，則信號扭曲不應發生。

負迴授(negative feed back)放大器設計如圖 3-6 所示，可使零相位漂移及平頭響應的頻率範圍加寬，因此複雜波及隨機波信號在送入放大器後較不會產生波形扭曲現象。並且放大器內加入負迴授可降低放大器輸出的阻抗。此將降低驅動軸、夾具及試件之共振機械對放大器輸出之影響。

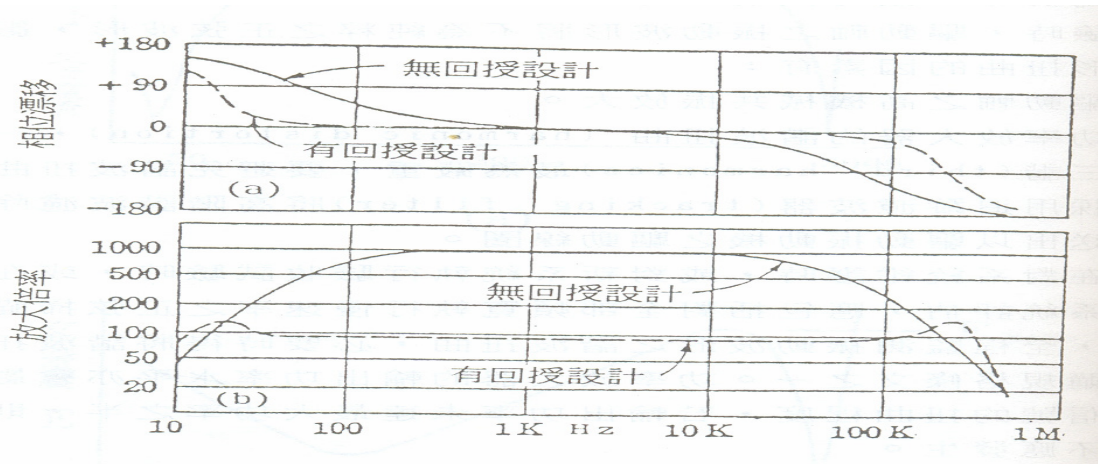


圖 3-6 功率放大器 相位漂移與放大倍率[63]

功率輸出為幾百瓦之小型放大器大多採用氣冷式，功率輸出為 1000 到 5000 瓦之中型放大器則氣冷式及水冷式皆適合，功率輸出超過 10 千瓦之大型放大器，則必須採用水冷式。

時下的功率放大器為半導體產品之固態放大器，其優點：

- 使用電壓($\pm 75\text{V} \sim 440\text{V}$)遠低於真空管放大器之 5000 到 15000V 或更高。
- 使用電壓低較為安全。
- 產生較少熱能。
- 可靠性較高。
- 低頻性能較佳，可低至 5 Hz。真空管放大器低於 20 Hz 性能較差。

(3) 振動控制系統

振動控制系統振動控制系統是振動試驗的控制中樞，根據一般試驗規格需求，振動試驗大致可分為正弦振動與隨機振動兩種，可執行上述試驗的控制系統有兩類，即類比振動控制系統及數位振動控制系統，本研究所用振動控制系統為目前及未來的主流系統所以就數位振動控制系統詳加介紹如下。

A 正弦振動控制系統

圖 3-7 為數位正弦振動控制系統方塊圖，首先依據設定之規格，即振動頻譜及正弦掃瞄率，由頻率掃瞄器控制數位信號產生器輸出數位正弦波，並經數位類比轉換器(DAC)轉換成類比信號，再經濾波器將正弦波主頻以外之雜訊濾除得正弦驅動信號再由功率放大器放大後，驅動振動加速儀感應後，送入電荷放大器(charge Amplifier)將信號放大，再經類比數位轉換器轉換成數位振動信號後，執行時域信號處理以辨認振幅大小，在此有三種方式可供選擇即平均值、峰值或均方根值，其次再到控制信號合成器中執行多控制點之信號合成，合成方式亦有三種即多點平均、多點極小值合成及多點極大值合成，然後再將合成之振幅和規格比較並作振動機輸出之修正，最後再對頻率掃瞄器控制之數位正弦波作振幅調整使振動機輸出符合規格要求。

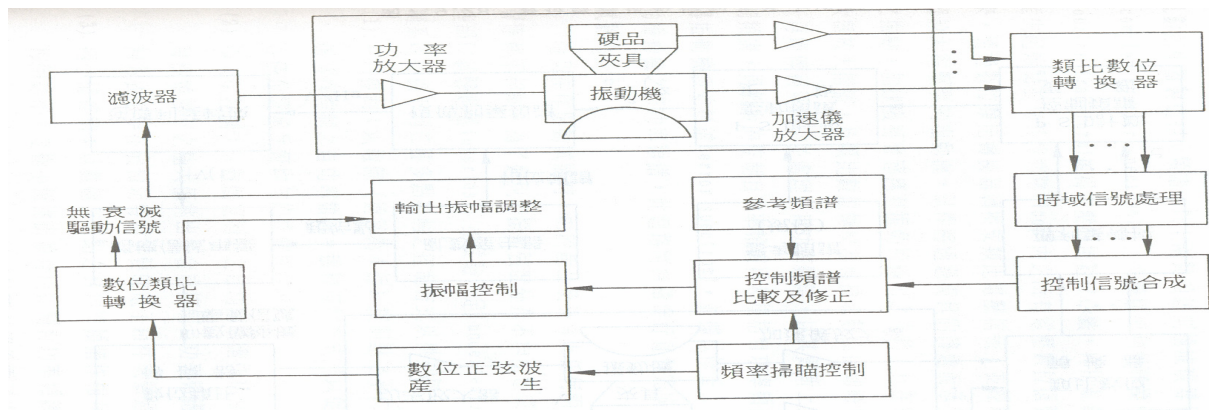


圖 3-7 數位正弦振動控制系統方塊圖 [63]

B 隨機振動控制系統:

圖 3-8 為數位隨機振動控制系統之方塊圖，首先依據設定振動規格的自功率頻譜，計算驅動振動機之驅動自功率頻譜，並求出驅動信號之傅利葉頻譜(Fourier spectrum)，再利用亂數產生器製造相位頻譜，以上兩類頻譜則構成複傅利葉頻譜(complex Fourier spectrum)，其經過逆傅利葉轉換(inverse Fourier transform)後得電壓時域數位信號，再用亂數產生器產生起始點並以其將迴路(loop)內之所有電壓數位信號串接起來，通過數位類比轉換器轉換成類比電壓信號，並經功率放大器放大電壓驅動振動機，試件將透過夾具的傳遞而承受振動台之推力振動，加速儀將會感應到振動機輸出之振動，且在經電荷放大器放大信號，及類比數位轉換器轉換成數位振動時域信號後，再經傅利葉轉換並處理成自功率頻譜，以其更新上迴路之控制頻譜，更新後的控制自功率頻譜再和規格自功率頻譜相除而得振動機誤差

頻譜(error spectrum)，並據以修正上一迴路驅動振動機之自功率頻譜，此迴路將持續進行直到完成隨機振動試驗為止。

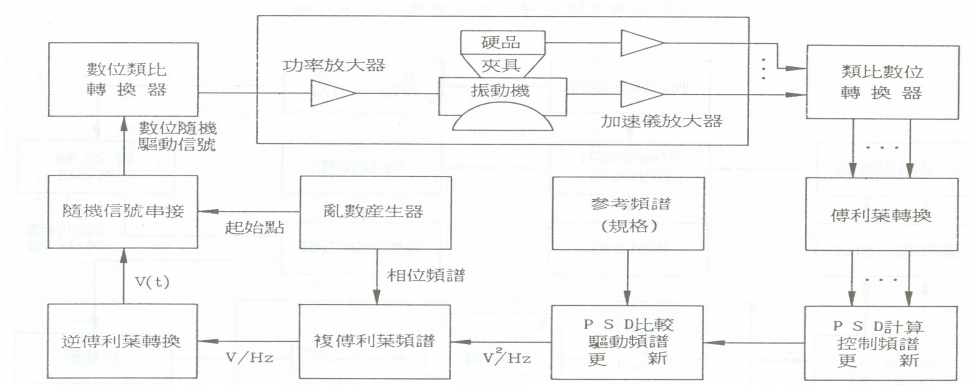


圖 3-8 數位隨機振動控制系統方塊圖 [63]

產品在作振動試驗時，由於產品及夾具上任何兩點的振動響應都不相同，為了避免因振動強度分布不均而造成產品而某些部份試驗過量(overtest)或試驗不足(undertest)，振動控制系統提供下列三種多點控制之控制方式以供選擇：

- (a)平均控制：以數個(通常為 7 個)控制點之平均自功率頻譜當作控制之自功率頻譜。這種控制方式可以促使試件的各個位置承受較均勻的振動強度。
- (b)極大值控制：以數個控制點之自功率頻譜作相互比較，將每個頻率下之極大值挑出並合成控制自功率頻譜。這種控制方式主要在於預防特別重要的電子組件試驗過量。
- (c)極小值控制：以數個控制點之自功率頻譜作相互比較，將每個頻率下之極小值挑出並合成控制自功率頻譜。這種控制方式主要在於防止因試驗不足而對部份電子組件之耐振強度作出錯誤的評估。

(4) 水平滑台

水平滑台為振動之輔助設備之一，主要功能在於簡化振動夾具設計，由於試件之振動試驗採 X、Y、Z 三軸間分開執行，若採取振動機直立方式來執行此三方向試驗，則夾具設計就較為複雜，因除了要考慮夾具

之動態特性之外，還要調配夾具及試件組合系統之重心位置至振動機推力中心上，費時費力且不易做好。此外，試件在振動試驗時之姿態也不能和真正使用時一致也是缺陷之一，但若有水平滑台輔助則試件可在振動機直立狀態下執行一個軸向振動試驗，然後將試件移至水平滑台上，將振動機調整至水平方向和水平滑板相連便可輕易的執行後兩軸向之振動試驗。

A 油膜式水平滑台

油膜式水平滑台，其與振動機經由驅動軸相連，試件安裝在板面上，振動機輸出振動經水平滑板傳遞至試件，水平滑板底座由堅硬的花崗岩塊所構成，且上平面修整光滑，水平滑板和底座間有一層由油壓泵浦打上來的油膜以減少滑板與底座間的摩擦力，水平滑板大多用 AZ31B 鎂合金製造，除較 2024T6 鋁合金輕 1/3 之外，其阻尼較大可抑制共振時的響應，對於振動控制較為有利。

執行較大試件振動試驗時，試件及夾具的重心將遠離振動機之推力中心，振動時將產生巨大的力矩因而造成水平滑板拍擊底座的不良現象。此外，當滑板掀起會壓迫驅動軸產生移位，容易造成撓片斷裂或驅動軸線圈短路。為避免這些現象發生，一般在滑板兩側添加條狀支撐，限制滑板使其僅能沿振動機輸出方向運動。

B 液壓軸承式水平滑台

液壓軸承，其主要構造分成定件及動件，動件相對於定件只允許一個方向的自由度，正常使用時，定件鎖在固定的平台上，動件則和水平滑板鎖在一起，液壓軸承數目視水平滑板大小而定，二個液壓軸承和水平滑板所組合之液壓軸承式水平滑台，當試驗發生俯仰及滾轉力矩時，液壓軸承內部結構將發揮交用抑制平板掀起或橫搖，使水平滑板僅能沿振動機輸出的方向運動。水平滑板使用材料和油膜式水平滑板相同。

(5) 裝備需求:

振動機(含功率放大器)，其振動機之最基本需求如下：

A 推力(T):

振動機的推力必需足夠大以推動試件使滿足規格需求。

$$T = (W_a + W_s + W_f + W_t) * G \quad (50)$$

W_a = 振動機驅動軸(armature)重量

W_s = 水平滑板重量

W_f = 夾具重量

W_t = 試件重量

G = 加速度(隨機振動為均方根值，正弦振動為峰值)

由於振動試驗之主角 W_t ，而 W_a 在振動機選定後就不再改變，所以 W_s 和 W_f 就必需儘量減重以避免消耗振動機之推力，然 W_s 和 W_f 在減重時仍要遵守一些原則。

B 頻率範圍(frequency range)

一般機械式振動機小於 100 Hz，液壓式振動機小於 500 Hz，而電磁式振動機小於 3k Hz，對於大多數之電子組件而言，由於測試頻率為 20 Hz ~ 2k Hz，故以電磁式振動機較為適合。

C 最大加速度

受振動機推力之限制，振動機之最大加速度值一般不會超過推力和驅動軸重量之比值，且受夾具和試件之影響，負載越大則最大加速度的極限便越低。

D 最大速度

受功率放大器反向電壓(reverse voltage)之影響，振動機之容許最大速度大約 70in/sec 左右；此外驅動軸和振動機本身之介面稱為撓片(flexures)，會隨速度增加而大量發熱，導致撓片機械性質改變或甚至撕裂，也是使振動機最大速度受到限制的主因之一；液壓式振動機受限於液壓油之壓縮性及液壓油和油系壁之摩擦效應，最大速度受限最高約 30in/sec。

E 最大衝程

受撓片材質及結構之限制，電磁式振動機之衝程最大約在 2 吋。對於頻率響應至 500 Hz 之液壓式振動機其最大衝程亦為 2 吋。

F 橫向加速度

為了控制試驗是在單一軸向執行，橫向加速度必需受到限制，一般受限於軸向加速度之 15%。

除此之外，還有其他因素也是需要一併考慮，諸如，振動機是否有安全保護裝置，在振動超過最大加速度、速度、衝程值或溫度高於預設

值時振動機會自動跳機，及振動機之電源、冷卻水源、操作人員素質及維修人力等，都將影響執行振動試驗之品質。

(6) 振動控制系統之最基本需求如下：

A 動態範圍(dynamic range)

試件經由夾具和振動機相連，由於結構振動試驗會有共振和反共振之特性顯現出來，因此儘管控制振動機輸出白色噪音(white noise)，但傳到夾具上以後則可能變成共振及反共振交錯排列之響應頻譜，此和試件之振動規格差異太大而必須改變另一種執行方式，亦即把控制用加速儀放在夾具和試件交換處，因此控制系統必須要有能力將共振頻率處的輸出能量壓低而抬高反共振頻率處之能量，若共振和反共振的能量之比太大就會超出控制系統之動態範圍，則試件的振動規格便無法模擬出來，因而必須修改夾具或採用動態範圍較大的振動控制系統。一般而言，動態範圍應大於 60dB 才能滿足控制上的需求。

B 頻率範圍

因電子裝備的篩選振動規格頻率上限大多為 2k Hz，故以採用電磁式振動機為主；但因路面運輸及船舶運輸振動規格頻率上限約為 200 Hz，頻率下限則為 4 Hz，故一般亦常使用液壓式振動機。

C 頻率解析度

即控制系統所能分析及控制的最小頻寬，此常受限於濾波器的最小濾波頻寬。

D 頻譜設定轉折點(break point)數目

轉折點數目越多越能設定較複雜之頻譜。

E 控制方式

可分為單點控制及多點控制，前者多用於小試件之測試，後者多用於大試件，主因夾具上任何兩點之振動都不相同，為了避免因控制點位置選擇不當而對試件造成傷害或試驗不足，多點控制又可分為平均控制及極值控制，平均控制是採用數個控制點之平均頻譜當作控制點頻譜以便和規格頻譜比較及修正，而極值控制則採用各個控制點之極大值頻譜或極小值頻譜綜合而得之控制點頻譜再和規格頻譜比較及修正使控制點頻譜和規格頻譜之差在容許範圍之內。

F 頻道數目

最少 4 個頻道才能滿足多點控制之需求。

(7) 水平滑台之最基本需求如下：

A 橫向加速度

為試件承受單一軸向之振動環境，水平滑板之橫向加速度須加以限制，一般為軸向加速度之 15%，此項限制亦可減少水平滑台之側向運動因而得延長振動機驅動軸之使用壽命。

B 水平滑板彎曲剛性

試件鎖在水平滑板上因重心提高，振動時將產生偏心力矩，若水平滑板之彎曲剛性太低，則將導致滑板和滑台之間產生拍擊，若採取增加滑板厚度方式提昇滑板剛性則相對地將損失振動機推力，較佳的解決方式是將滑板之兩側拘束住，只容許滑板在振動軸向滑動，或在滑板之下方安裝液壓軸承以限制滑板僅在振動軸上運動。

C 滑板軸向剛性

由於滑板是一個彈性體，振動時在平面方向會有共振及反共振現象，不但影響控制系統的效率，同時也造成試件之振源不平均，因提昇滑板軸向剛性可適度提昇滑板之自然頻率，所以在振動頻寬內其共振反共振之數目就會降低，提高滑板軸向剛性之法以減少滑板長度最為有效，其次為滑板 4 個角之材料對於剛性最沒有貢獻，若將其去除亦可適度提昇平板之自然頻率。

D 阻尼含量

因共振及反共振現象 20~2kHz 之間無法完全消除，若採用高阻尼金屬，如鎂合金，則可在不降低平板自然頻率下，縮小平板之共振及反共振之比值，使得振動控制系統能輕易地將共振響應壓抑而補償反共振響應之不足。

3.2.3 振動設備噪音產生機制

執行振動試驗經由控制器將信號傳送至功率放大器放大信號後傳至可運動的驅動線圈-電樞與固定場線圈產生相對運動，振動機推力大小和場線圈所產生的磁場強度及流入驅動線圈內之電流強度成正比，其中直流電源強度將不隨時間改變，但交流電源則係將振動控制系統輸出的信號放

大去驅動振動機內的驅動線圈，而驅動軸則相對於固定結構作上下之振動，因此產生主要噪音源。試件經由夾具、水平滑台或垂直延伸台和振動機相連，由於結構振動試驗會有共振和反共振之特性顯現出來，因此儘管執行振動規格的控制，但傳到夾具上以後則可能變成共振及反共振交錯排列之響應頻譜而產生次噪音源。



3.3 噪音量測儀器設備

3.3.1 噪音計

最簡單的噪音量測設備為噪音計，其顯示出聲壓值的總量，但不顯示噪音的頻率分佈。噪音計的組合由麥克風、前置放大器、加權電網 (weighting networks) 圖 3-9、均方根迴路以及顯示器所組成，其他的特性則包含電壓輸出、過載(over load)指示器、電池電量指示器等，圖 3-10 為一簡易型噪音計。

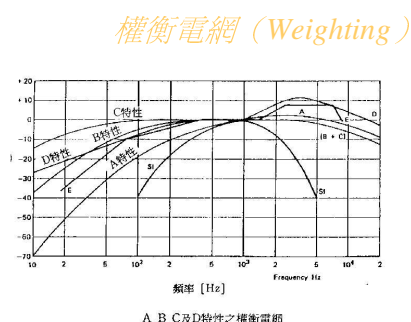


圖 3-9 加權電網

圖 3-10 噪音計

當訊號經過加權電網之後，訊號仍然是類似交流電壓般的上下變動，其變換速率可能在一秒中有幾千次的變化，噪音計的數位顯示器或是指針根本無法跟隨如此快速的變動。噪音計中的均方根迴路可以將由麥克風量測到的電壓值轉換成均方根電壓值，並經由顯示器輸出。

量測值之表示：依據上述儀器之設定，選擇下列測定值以作為結果之表示：

A. Leq : equivalent energy sound level，均能音量是音壓位準係依時間變化時在測定時間內施以此相等之平均平方音壓之連續穩態音壓位準。以環境、職業噪音問題，在我國採用均能音量作為環境、職業噪音測定的方式。係指在特定一段時間，將連續性噪音位準予以積分，使其值等於該時段內聲音發生的均等音量，稱為均能音量，用以表示某時段中噪音之音量。

B. SPL : sound power level，瞬時音壓係指即時的噪音不做任何平均運算，目前量測期間之噪音音壓位準，依 OSHA 規定其 $SPL \geq 115$ dBA，此可作為是否超過此標準之判斷。

C. SEL：sound equal level，噪音暴露位準係指單一事件發生之音壓位準，以持續一秒鐘相等能量之穩態音壓位準表示。

D.Lmax 最大值：maximum peaklevel，最大值係指在目前量測期間之瞬間最大的噪音峰值，依 OSHA 規定 Peak 不得 $\geq$ 140 dB。

3.3.2 校正器(Calibrator)

量測儀器的誤差，通常隨著時間的增加而增加，因此任何儀器都必須按時校正，以確保此量測設備能隨時保持其準確度。本研究噪音量測採用的校正器為 B&K Type4220 的校正器如圖 3-11; 圖 3-12，其周波數為 310 Hz 音壓位準為 124dB，屬於活塞式校正器(Pistonphone Calibrator)其利用小活塞及曲柄產生壓力，因活塞運動改變校正器內空間的體積，產生及為近似正弦(sine)波函數的壓力變化，此一壓力可運用系統的幾何學精確的計算得知，運用此一壓力做為校正的標準。：活塞式用耦合器(Coupler)對麥克風施加基準電壓的音響校正，由凸輪旋轉使活塞進行正弦運動產生一定音壓級的音。

$$L = 20 \log_{10} \frac{1}{20 \times 10^{-6}} \cdot \frac{2P_s r S d}{\sqrt{2V}} \quad (51)$$

P_s ：大氣壓(10^5 N/m^2)

S ：活塞的面積

V ：活塞在中立點時的空洞容積(m^3)

r ：比熱

d ：從中立點往任一方的活塞運動振幅(m)

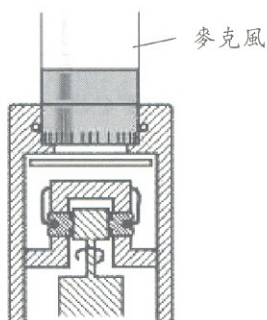


圖 3-11 活塞式校正器剖面圖[64]



圖 3-12 B&K4220 活塞式校正器

3.3.3 麥克風(Microphone)

量測設備所使用的麥克風，主要是用來配合人耳對於聲壓及頻率響應(frequency response)的特性，其主要功能是將聲音(物理量)轉換為電壓(電量)，並確定在此一轉換所得到的誤差值為最小。本論文採用電容式麥克風(Condenser Microphone)，圖 3-13 顯示電容式麥克風的內部構造，包括一個金屬薄膜與固定背板(Plate)，薄膜與背板間留有小間隙，間隙距離大約為 $20 \pm 8 \mu\text{m}$ 。薄膜厚度約為 $15 \sim 8 \mu\text{m}$ ，其材質為鎳、鋁或不鏽鋼，並且固定於麥克風外環之上。以薄膜與背板作為兩個電極形成一電容，需由外界提供極化電壓(Polarized voltage)，且其電容量大約只有 $2 \sim 60\text{pF}$ ，具有極大的電阻。當聲波衝擊薄膜時，薄膜產生位移，薄膜與背板間的電容量改變，此種電容變化所產生的電流訊號與聲壓成比例，電容量變化如式(3.1)(3.2)，其中， Q 表示背板的電荷值， C 表示麥克風電容， V 表示電壓， A 表示麥克風面積， d 表示薄膜與背板之間的距離。

$$C = \epsilon \times \frac{A}{d} \quad (52)$$

$$V = \frac{Q}{C} = \frac{Q \times d}{\epsilon \times A} \quad (53)$$

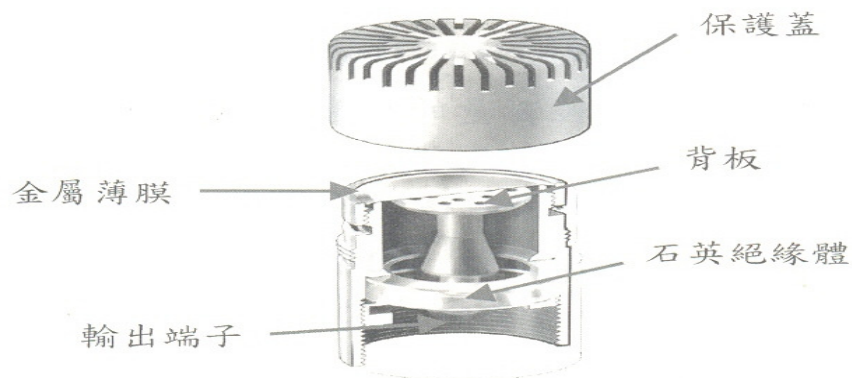


圖 3-13 電容式麥克風內部構造[64]

電容式麥克風的感度與薄膜系統剛性的倒數相關，薄膜系統的剛性包含了薄膜本身的剛性以及麥克風內由外殼、石英絕緣體和薄膜所組成的腔(cavity)內的空氣剛性(air-stiffness)兩者。薄膜的剛性決定於其固定於麥克風外環之上的張力，張力愈高，薄膜的剛性愈高，其敏感度也愈低。

電容式麥克風的特性(Characteristics of Condenser Microphone)，因為電容式麥克風具有較多的優點，使其成為目前聲音量測的主要工具。電容式麥克風以下的特性可以作為選擇麥克風的參考：

尺寸(Diameter)，電容式麥克風的尺寸包含 1"、1/2"、1/4"、1/8" 四種尺寸，這些不同尺寸麥克風的敏感度、頻率範圍、動態範圍都不相同。尺寸較大的麥克風通常其敏感度比較高、頻率範圍偏向低頻、動態範圍偏向低聲壓位準；反之尺寸較小的麥克風其敏感度比較低、頻率範圍偏向高頻、動態範圍偏向高聲壓位準。

敏感度(sensitivity)，麥克風敏感度是指量測聲值與輸出電壓值的比值，通常稱為開迴路敏感度 O_s (open-circuit sensitivity)。開迴路敏感度是在壓力音場下以不會提供負載給麥克風的前置放大器，利用「電壓射入校正技術」(Insert Voltage Calibration Technique)所獲得的敏感度值，校正頻率通常為 250Hz、310Hz 或 1000Hz 等固定頻率。此種校正所遵循的標準為 IEC 61094-1。

開迴路敏感度是一般麥克風的出廠校正報告(圖 3-14)上所採用的敏感度，單位為(V/Pa)。另外一種單位表示方式為相對於 1V/Pa 有多少分貝，可以利用(54)計算出這兩種敏感度的表方式。其中， N 代表敏感度相對於 1V/Pa 的表示方式，單位為分貝， S_0 代表麥克風的敏感度， S_{ref} 代表參考的敏感度，為 1V/Pa。

$$N = 20 \log \left(\frac{S_0}{S_{ref}} \right) \quad (54)$$

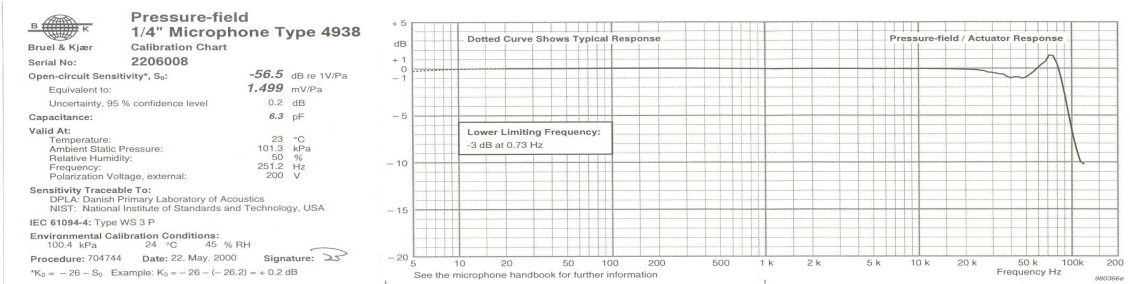


圖 3-14 麥克風出廠校正報告

3.3.4 磁帶機記錄器

磁帶機記錄器為噪音量測的設備，至作業區域現場錄下，由麥克風變換為電氣訊號為交流電壓值，將此訊號藉放大器放大後記錄儲存在磁帶，記錄噪音量測結果，再重新播放再由電腦分析計算聲壓位準與頻譜分佈，其特點為噪音記錄資料可重複多次進行頻譜分析，有較充分時間進行不同資料處理。磁帶機記錄器(圖 3-15)型號為 TEAC RX-8000 16 頻道，其特性:可記錄頻率響應至 20K Hz 記錄時間 1 小時。

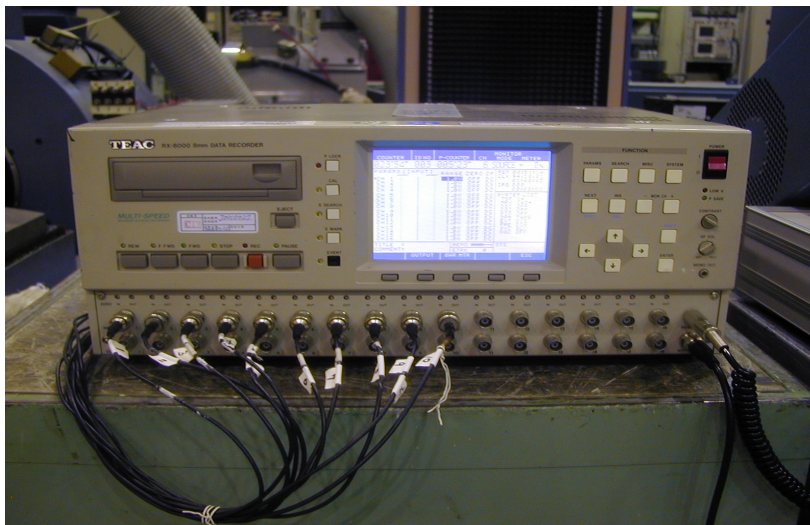


圖 3-15 磁帶機記錄器

3.4 動力環境實驗室噪音污染問卷調查

3.4.1 調查計劃概要

細部調查計劃流程如圖 3-16，先針對動力環境實驗室進行作業環境初步噪音危害辨識，找出可能高危害機台設備，再針對高噪音風險的振動機進行噪音測定其主要噪音頻譜，探討以振動機執行各項試驗規格所產生的噪音音壓大小及勞工經常活動作業場所環境噪音之測定並同時進行問卷調查其內容係針對勞工對噪音認知、主觀感覺及聽力防護具之使用。本研究內容主要包括(1) 問卷調查:問卷調查之設計製作、資料收集、統計分析，(2)噪音的量測: 勞工作業區噪音量測定、實場量測主要噪音源頻譜、資料分析等，其詳細內容說明如下：

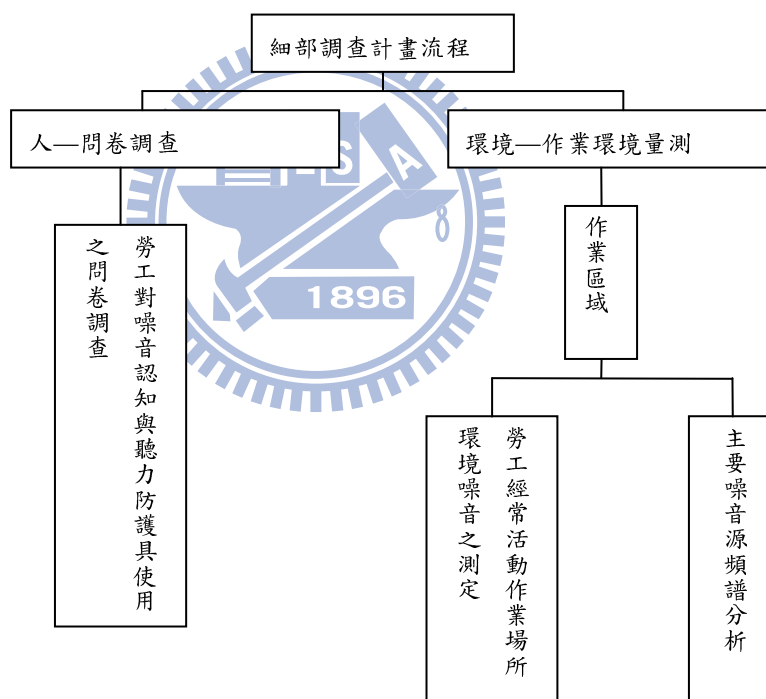


圖 3-16 細部調查計畫流程圖

3.4.2 調查方法：

本研究實施調查方法為針對勞工對噪音之認知、噪音暴露之主觀感覺及防護具之使用問卷設計與調查：

1.問卷設計：依勞工之噪音認知、噪音暴露之主觀感覺及防護具之使用問卷設計等變項加以設計，主觀感覺問題之設計係參酌黃榮村教授對機場居民主觀干擾之問題而設計[26]，其中含有個人對振動機及試件結構與規格等之干擾程度、影響狀況之主觀感覺、聽力變化等 12 問題所組。而在聽力防護具部份，則以對聽力防護具使用之狀況、使用動機及其維護方式等 11 題問題來組成。而在勞工噪音認知變項上，則以噪音一般常識及相關規定與勞工對噪音教育、健康檢查狀況等 20 題問題來組成，及其期望之聽力維護狀況與政府措施等 7 問題所組成共計 50 題；其在加上編寫填寫說明及基本資料後，利用專家訪談的型式進行問卷的修正與篩選，以決定問題的排列順序使受訪者更明瞭問題的題意，建立本研究的表面效度(face validity)；並請相關實驗室作業及功測人員協助試填問卷，提供改善之建議並再次修改問卷，使問卷更加完整，藉此提高研究問卷本身之效度。詳細問卷調查內容請參看附錄一。

2.調查內容：

(1)調查對象：實驗室相關作業員工，包含實驗室執行振動人員，該人員為實驗室內編制人員，平時主要作業為振動試驗之夾具與試件固定，並依該試件、產品在儲運及操作使用時遭受的振動環境以電腦數值控制器執行振動規格，模擬環境所產生的效應。每天經常性配合之功測人員，其主要工作為配合試件、產品進行振動前、中、後的功能測試，確認試件、產品在振動前、中、後的功能是否正常，有無失效之情況發生。任務需求而至動力環境實驗室現場配合振動實驗，模組試件之功測人員和進行機台設備維修人員。本次研究即以上述作業員工為對象，於問卷調查上，採全面問卷調查方式。動力環境實驗室作業人員 29 人、經常至動力環境實驗室配合振動實驗模組試件功測人員 42 人，任務需求至動力環境實驗室配合振動實驗模組試件功測人員和機台設備維修人 12 人，採全面問卷調查方式。預計總共調查人數為 83 人。

(2)調查之實施：配合勞工作業場所進行噪音暴露量測時，至現場當場發放問卷並回收。

(3)現場聽力防護具戴用情形之調查：於回收之問卷中，將其作答平

日有戴防護具之人員名單列出，並仔細觀察其是否戴用，及每日約戴多久，並加以記錄。

3.4.3 問卷調查統計分析

1. 問卷之發放、回收：

問卷之調查係配合現場噪音量測之進行而問卷，通常凡願意接受問卷者皆願意配合問卷之填寫，唯部份人員，仍不願意配合問卷之填寫，而無法回收。實際總共測定人數為 83 人，在回收問卷數為 70 份與刪除問卷失敗之樣本數 4 份，有效樣本數為 66 份，佔總測定母群體之 79.5%。

2. 問卷統計分析：

(1)基本資料：動力環境實驗作業場所勞工，由於多係從事夾具、試件固定安裝及功能測試，故在勞工之組成上男性約達 96%，學歷在專科大學以上約達 87.8%如圖 3-35，其工作時間因技術性及待命等因而長達 8 小時以上者佔 96.9%如圖 3-36，每週平均工作天在 5 天。其距離噪音源之平均距離由勞工填寫則自認約 86.3%是小於 6 m 如圖 3-40。

(2)問題部份：

A. 在勞工對噪音主觀感覺反應之問卷調查結果上顯示出，勞工對振動噪音聲覺得並不吵有 1.5%，覺得很吵的有 77.2%如圖 3-54；對振動噪音聲忍耐度覺得非常吵有 54.5%，而覺得不可忍受的有 30.5%如圖 3-55，而覺得振動噪音聲在執行大規格時最吵的有 54.5%如圖 3-56，此可顯示勞工其作業場所之噪音直覺認為多係來自振動噪音聲，而振動噪音聲對勞工身心影響，一般上認為以聽力上之影響最嚴重，而在生理上則以心臟、血管收縮改變、胃腸失調及呼吸之影響較為嚴重，然勞工仍很明顯的因噪音而感到身心上受影響，而情緒上則會引起煩躁不安約佔 44.1%如圖 3-60。而在其他噪音源上一般覺得較吵的為溫度櫃約佔 44.1%如圖 3-61。而在日常生活上影響最嚴重的為交談有 37.8%與工作有 31.0%如圖 3-63。

B. 在勞工對勞工聽力防護具使用之情況調查結果上顯示，勞工在對振動噪音聲處理上一般約有 98.4%會以戴耳塞或耳罩來處理如圖 3-66，而在此中使用最多的則是耳罩，再其次耳塞，併用者較少，而一天戴用之時間<1hr 的約佔 22.7%而在 2hr-4hr 的約佔 54.5%如圖 3-69。耳塞其多數由公司提供有 95.4%如圖 3-70。而在提供上，公司有 87.8%用完後再提供如圖

3-71，其在耳塞之使用上有 63.6%是因工作習慣(自動自發)，而因工安人員要求者約在 22.7%如圖 3-72，其在耳塞之保養上耳塞用完後丟棄有 56.0%，有 43.9%是於擦拭或清洗乾淨後再用如圖 3-73。而在耳罩之使用上，其來源多為公司提供有 96.9%如圖 3-74。且耳罩多為個人專用有 98.4%如圖 3-75。其戴用動機則多為自動自發有 69.6%，基於工安人員要求的亦有 15.1%如圖 3-76，在耳罩及耳塞之使用效果上覺得減少很多和可稍微減低的分別為 51.2%和 43.9%如圖 3-77，而戴用上最大干擾是影響交談。另外在實際觀察上，勞工戴用耳塞者很少，而戴耳罩者約 60%。

C. 在作業勞工對噪音認知問題上，本變項則將其再細分為幾部份，一部份是以噪音基本常識來測驗勞工之噪音基本常識，另一部份則以對噪音教育及健康檢查狀況之瞭解情況來評量，俾利瞭解目前公司之實際狀況為何？而依問卷調查結果，可發現，在聲音一般性常識上約 80%以上的勞工完全沒有或未具正確知識如圖 3-79，而在法令規定上，對目前勞工噪音法令有 89.3%為不知或答錯如圖 3-82，其主要係因勞工對基礎分貝單位之觀念完全沒有。而在噪音教育方面，一般勞工其噪音防止之知識均來自學校或課本、公司或醫院檢查，但各單位未正式安排噪音防護教育訓練者有 71.2%如圖 3-96。另外在聽力檢查方面，在進公司前有實施者約達 42.4%如圖 3-98，而有做定期檢查者為 84.8%如圖 3-99，而經事實訪談上瞭解，做聽力檢查者除了少部份偶爾至實驗室工作人員及維修人員外，一般都有實施。

D. 在聽力之損失狀況上，有 69.6%自覺聽力較以前差如圖 3-64，有 98.4%曾做過聽力檢查如圖 3-50，有 84.8%每年實施定期聽力檢查如圖 3-99，檢查報告異常者佔 46.9%如圖 3-51，由統計數據顯示較一般勞工聽力異常者高出甚多。經現場訪問發現，最明顯的感覺是與人交談時會覺得他人聲音較小、與人說話距離要縮短，或當家人要他將音樂或電視聲關小時，而他自己卻覺得已關的很小聲了，方才使他對聽力損失有所發現，而這種感覺一般在進入公司半年至一年間即會出現。而在比較何種噪音較吵時，大部份回答振動機噪音聲有 87.8%如圖 3-53，而平常在對付噪音之方式及可行之方式上，勞工有 32.2%以上覺得以戴耳塞或耳罩最可行與實際如圖 3-101。

E. 在防止振動噪音改善的方法，有 38.5%覺得應在設計規劃上改善，在工程上改善為 39.2%，行政管理方面為 18.5%如圖 3-100。

3.4.4 小結

經由本研究進行噪音污染的問卷調查後，對動力環境實驗室作業人員的噪音認知、噪音暴露之主觀感覺及防護具之使用經由問卷調查統計分析結果，得知作業人員對噪音的基本認知不足，且噪音產生相關的風險與危害仍有待加強。因此就問卷調查的結果提出下面三點建議，以防止動力環境實驗室作業人員因噪音的暴露，造成聽力損失或持續惡化。

1. 加強聽力防護教育：從問卷調查中知道，勞工對噪音之一般認知均不足。對噪音之危害也毫無警覺，而導致在配戴耳塞耳罩上較易疏忽，此僅能從加強聽力防護教育上著手。
2. 實施聽力檢查：從問卷調查發現，勞工噪音暴露時間超過 4 小時只有 31.8%，然而其在短時間之噪音暴露值卻很高，以及噪音曝露年數在 16 年以上的有 62.2%如圖 3-38。勞工長期受噪音影響後聽力變化情況在聽力檢查報告中聽力已異常者高達 46.9%如圖 3-51，顯示較一般勞工聽力異常者高出甚多。因動力環境實驗室噪音而造成聽力損害有相當大的關係。然而在問卷中獲知約 26.4%人未實施公司年度體檢之特殊聽力檢，如能針對其實施，再配合聽力保護計畫之推展，則將對噪音之防治，更有助益。
3. 應長期實施噪音作業環境測定，以作為聽力保護計劃及作業場所環境改善之依據。

3.5 動力環境實驗室噪音量測

實施噪音量測調查為動力環境實驗室作業區域現場環境噪音之測定，以瞭解動力環境實驗室噪音源之噪音值及其頻譜特性。振動規格的選定、量測系統整合及架設、實場測試及資料分析等，其詳細內容說明如下：

3.5.1 實驗室噪音源探討

以 97 年度執行振動試驗件數統計共 5063 件，其中執行模組環境應力篩選隨機振動規格(ESS/RV)佔總試驗件數的 54.1%，其他多種試驗規格等共 2324 件佔總試驗件數的 45.9%，因此在進行動力實驗室作業區域噪音量測時以振動篩選規格 ESS/RV 為執行之規格，此規格係參照美軍標準規範 MIL-STD-2164 設定。

1. 噪音源探討

執行振動篩選 ESS/RV 規格如圖 3-19 振動時，探討水平、垂直振動機的主要噪音源位置，其量測點如圖 3-17 分述如下：

(1). 水平振動機:空台執行振動篩選 ESS/RV 規格振動時，以探討水平振動機的主要噪聲源位置，其量測點分述如下：

P1:位於振動機本體右側距 30cm，距驅動軸端面後方 30cm；

P2:位於電樞(Armature) 驅動軸端面前側 30cm，台面上方 30cm；

P3:位於水平滑台中央，台面上方 30cm；

P4: 位於水平滑台最前端 30cm，台面上方 30cm

如表 13 水平方向振動機量測位置的量測結果得知 V12 及 V9 水平振動機的 P2 量測點為最大值分別為 100.3 dBA 及 101dBA，P3 及 P4 點因離聲源越遠聲壓隨距離衰減，故水平振動機的主要發聲源為電樞驅動軸端面之前後往復運動所形成的。P1 點雖距離聲源為第二近的測點，但與 P4 點聲壓位準相差很少，其主要因素為聲音具有方向性，而 P4 量測點在聲源的後方，不在聲波傳遞方向的前方。

(2)垂直振動機執行振動篩選 ESS/RV 規格振動時其量測點如圖 3-18 分述如下：

P1:位於振動機本體的右側距 30cm，距驅動軸端面之後方 30cm；

P2:位於電樞驅動軸端面前側 30cm，臺面上方 30cm；

P3:位於垂直延伸台台面側邊距 30cm；

P4:位於垂直延伸台台面中央, 台面上方 30cm

由量測結果表 13 得知垂直振動機的主要發聲源為 P2 點, 次要聲源為 P4 點為垂直延伸台, 台面所發出之聲源。因在主要音 P2 量測到的聲壓位準為 107.1 dBA 最大, P3 隨距離主要聲源遠離而降低量測到的聲壓位準為 97.7 dBA 而在 P4 點量測到的聲壓位準為 103.3 dBA 雖較 P3 點距主要聲源為遠但其聲壓位準較 P3 大 5.6dBA, 顯示有再次放大的現象。

探討其原因, 垂直延伸台台面與電樞轉接面之上下往復運動, 就如活塞動作將空氣壓縮, 而形成的次聲源的產生。

表 13 水平、垂直方向振動機量測位置之聲壓位準比較

振動機設備		P1	P2	P3	P4
水 平	V12 振 動機	93.2 dBA	100.3 dBA	98.1 dBA	93.1 dBA
	V9 振 動機	94.6 dBA	101.0 dBA	97.8 dBA	94.5 dBA
垂 直	V10 振 動機	100.5 dBA	107.1 dBA	97.7 dBA	103.3 dBA

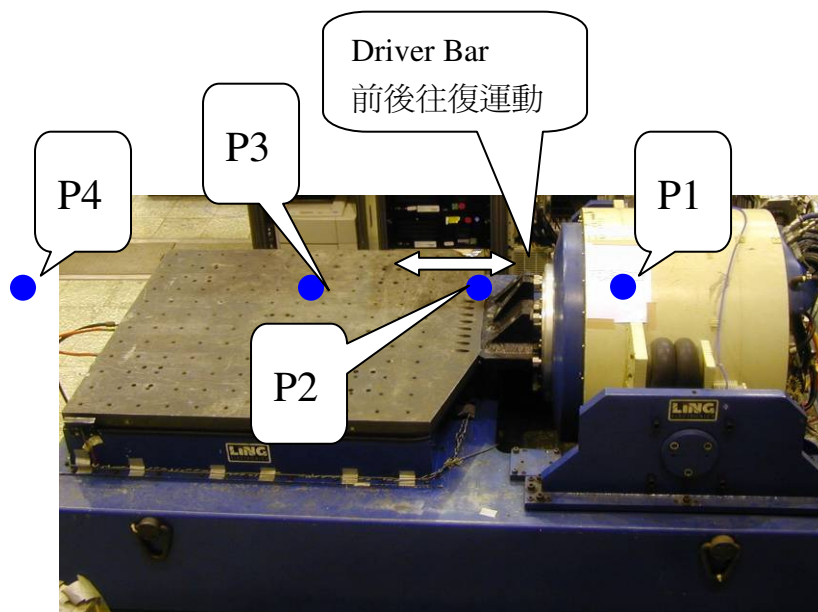


圖 3-17 水平方向振動機量測位置點

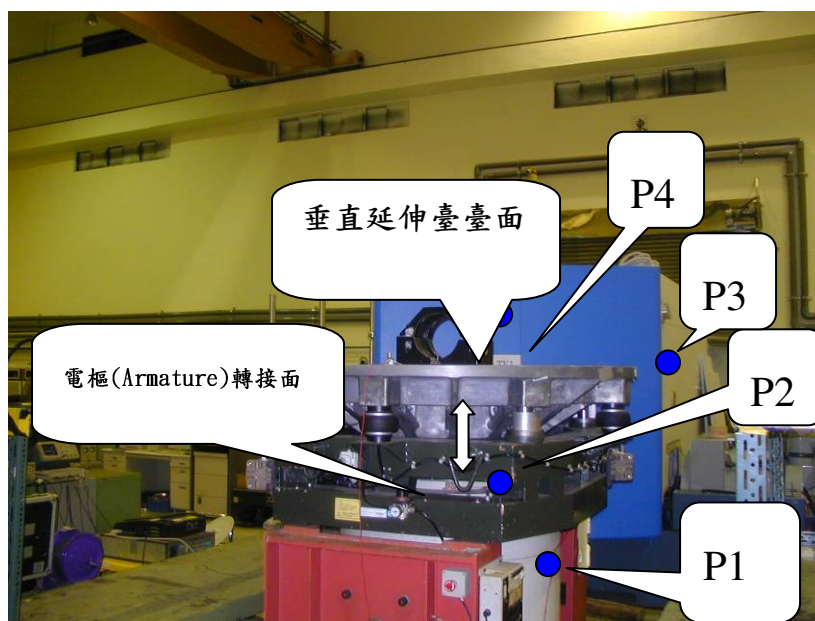


圖 3-18 垂直方向振動機量測位置點

2. 主要噪音源頻譜特性

噪音頻譜頻寬由試驗規格低頻 20 Hz 至高頻 3k Hz 的振動頻率及試件的激振所造成，因此頻譜分佈廣範。

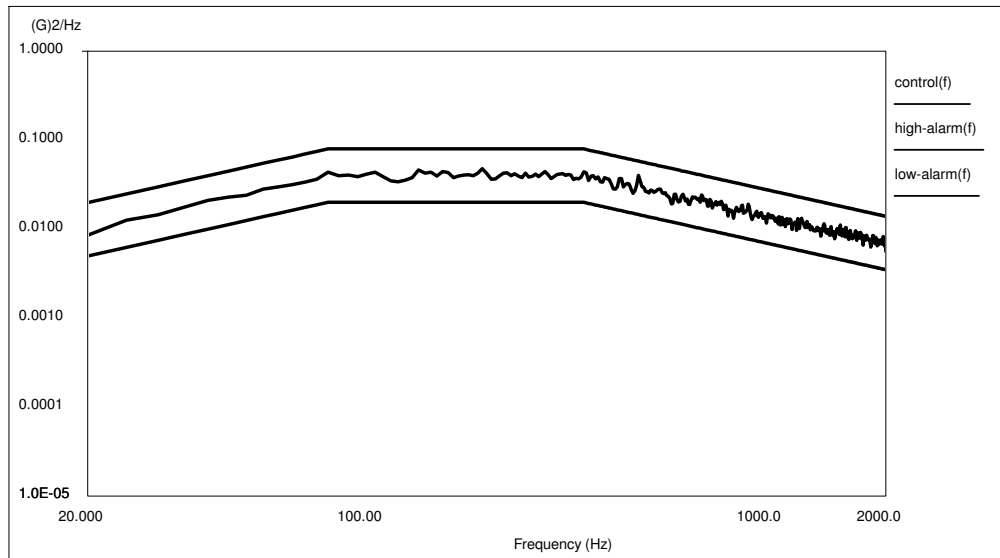
以 V9 振動機執行推力 1600kg 之 ESS/RV 20-2k Hz 規格其控制頻率達 2k Hz 如圖 3-19 所示。

Project File Name: ESS/RV.prj

Profile Name: ESS001

Test Type: Random

Run Folder: \RunDefault



Level: 0 dB

Control RMS: 6.070951 G Full Level Elapsed Time: 00:00:35 Lines: 450 Frame Time: 0.200000 Seconds

Demand RMS: 6.059774 G Remaining Time: 00:09:24 DOF: 120 dF: 5.000000 Hz

Data saved at 07:32:47 PM, Thursday, April 09, 2009

Report created at 07:32:51 PM, Thursday, April 9, 2009

圖 3-19 ESS/RV 規格圖

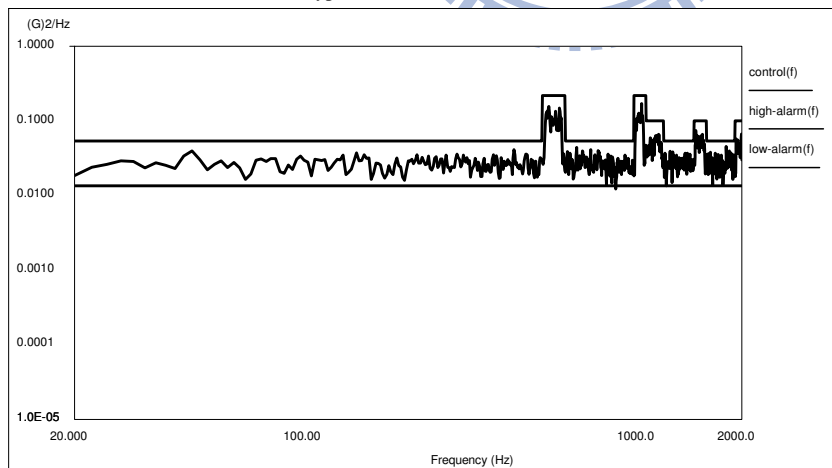
以 V9 振動機執行推力 2300kg 之 FV-1 規格 20-2k (具 narrow band 特性)
如圖 3-20 所示。

Project File Name: FV-1.prj

Profile Name: FV-1

Test Type: Random on Random

Run Folder: \RunDefault



Level: 0 dB

Control RMS: 8.320960 G Full Level Elapsed Time: 00:02:11 Lines: 900 Frame Time: 0.400000 Seconds

Demand RMS: 8.360005 G Remaining Time: 00:37:48 DOF: 20 dF: 2.500000 Hz

Data saved at 07:46:47 PM, Thursday, April 09, 2009

Report created at 07:46:51 PM, Thursday, April 9, 2009

圖 3-20 FV-1 規格圖

以 V9 振動機執行推力 1600kg 之 FV-2 20-3k Hz 規格其控制頻率達 3k Hz

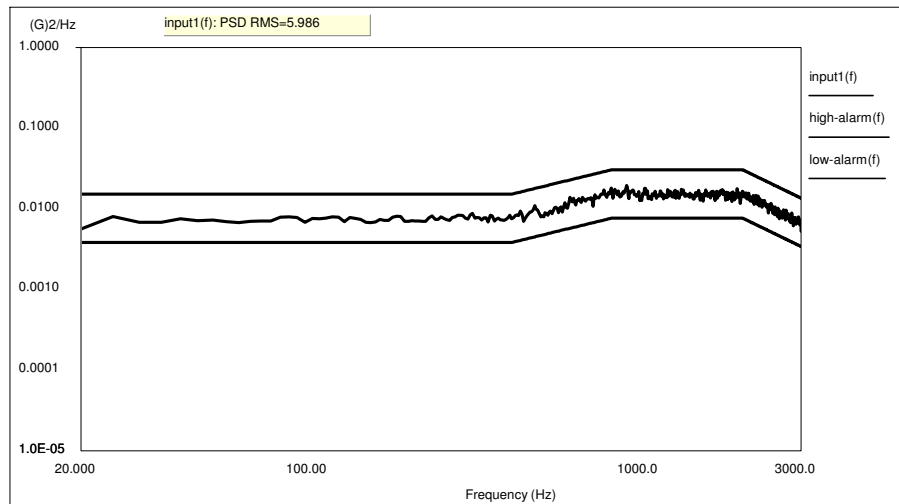
如圖 3-21 所示。

FV-2 Y-軸

Project File Name: FV-2.prj

Profile Name: FV-2 Test Type: Random

Run Folder: .\RunDefault



Level: 0 dB

Control RMS: 5.985499 G Full Level Elapsed Time: 00:00:51 Lines: 900 Frame Time: 0.200000 Seconds

Demand RMS: 6.001773 G Remaining Time: 00:09:08 DOF: 120 dF: 5.000000 Hz

Data saved at 07:36:34 PM, Thursday, April 09, 2009

Report created at 07:36:35 PM, Thursday, April 9, 2009

圖 3-21 FV-2 規格圖

以 V9 振動機執行三種常執行之規格，量測點距噪音源 1.5m 所得之值如表 14、表 15。並將三種規格振動產生的頻譜分布進行比較如圖 3-22。

表 14 主要振動規格產生噪音源之頻譜範圍、主要頻譜、最大能量頻率

振動規格	頻譜範圍	主要頻譜	主要頻譜最大能量值	LeqA A 加權均能音壓
ESS/RV	20~2k Hz	1.25k	88.4 dBA	92.3 dBA
FV-1	20~2k Hz(narrow band)	1.25k	88.1 dBA	93.4 dBA
FV-2	20~3k Hz	2k	85.0 dBA	91.2 dBA

表 15 主要振動規格產生噪音源之測定結果

振 動 規 格	規格特性	推力 kg	LeqP p 加權均能音壓	LeqA A 加權均能音壓
ESS/RV	20~2k hz	1600	95.1	92.3
FV-1	20~2k hz(narrow band)	1600	94.4	93.4
FV-2	20~3k hz	1600	91.5	91.2

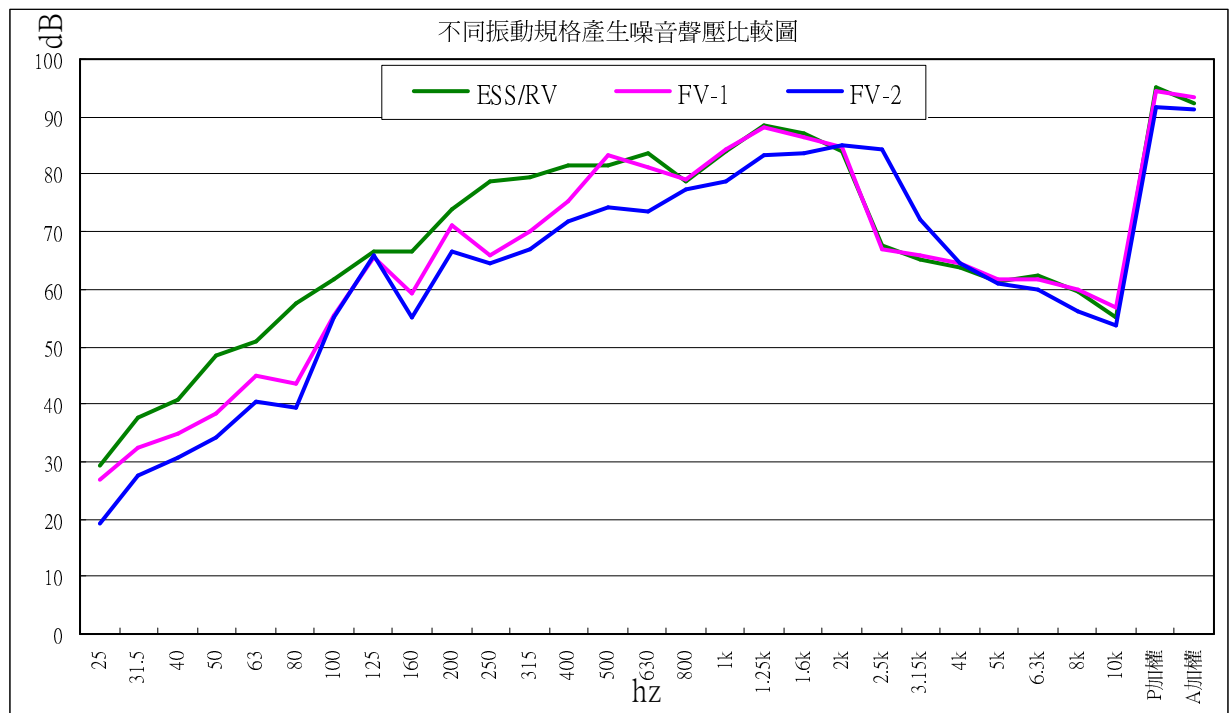


圖 3-22 振動規格產生噪音聲壓比較圖

3.5.2 作業區域現場環境噪音之量測

為有效掌握整個動力環境實驗室作業區域噪音之情形，本研究於人員經常活動之區域，進行初步噪音量測，以瞭解該區域噪音之音源與特性找出可能為高噪音危害的設備，再針對高噪音風險的振動機進行噪音測定其主要噪音頻譜，探討以振動機執行各項試驗規格所產生的噪音音壓大小，研究內容主要包括：

1. 初步噪音源之測定：

- A. 測定對象：振動實驗室作業區域中可能會對勞工產生影響之噪音源。
- B. 測定儀器：積分型噪音計，用以量測可能發生危害噪音源的初步噪音源判斷。
- C. 量測方法：以積分型噪音計監測，振動實驗室作業區域中一天所產生之任何事件之噪音，初步找出可能產生聽力危害主要噪音源、設備待機時之背景噪音值及執行振動試驗噪音值以作比對。

2. 振動實驗室作業區域環境噪音測定：

為能瞭解整個振動實驗室作業區域噪音之情形，本研究於人員經常活動之區域(振動實驗室、控制室)，進行定點採樣，以瞭解該區域環境噪音之聲壓位準與特性。選取可能造成聽力危害風險較大之振動機，每台振動機輸出推力為 1600kg，設定條件分別為單機、雙機及三機同時執行模組環境應力篩選隨機振動規格，以模擬實驗室之噪音環境：

(1) 振動實驗室作業區域噪音測定

A. 測定範圍：動力環境實驗室作業員工經常活動區域。

B. 測定儀器：

(a) 精密積分型噪音計(Precision Integrating Sound Meter) 型號 TES-1353，其可作為量測作業場所中的定點噪音之測定。

(b) 校正器(pistonphone，B&K 4220)：實驗時所使用標準音，用以校正麥克風之準確及實驗數據之正確性，此設備會產生 310Hz 之正弦波、124dB 聲壓。

(c) 9 組麥克風(microphone, B&K GRAS) (附錄二)

(d) 前置放大器(preamplifier，B&K)

(e) 10 頻道電源供應器 1 組(MESA-MUX-10A)

(f) 16 頻道訊號記錄器 1 台(TEAC-RX-8000 Data Recoder)

(g)多頻道頻譜分析儀 1 組(01 dB Symphonie multi-channel signal analyzer)

(h)個人電腦

(i)1/3 倍頻即時頻分析儀(Real-Time Frequency Analysis)型號 TES-1358

(j) B&K 模擬假人頭內置麥克風(B&k 4100D)

(k)三腳架 9 組

(l)軒紘 LM-9600T 精密積分噪音計

C. 儀器佈置與量測方法：

設定噪音源(單點~三點)，將作業區域劃分為 9 個區域設定 9 點量測點，為確保將來的噪音量測數據無誤，麥克風量測到之噪音訊號準確度及可靠度，本研究噪音量測在執行時，量測前先進行量測系統查驗，並以校正器在量測前進行麥克風查驗測試。其步驟:步驟 1-為將各量測麥克風放入 B&K Type4220 Serial 1475850 的校正器(圖 3-12)內，開啟校準器產生 124dB 音壓 310Hz 的固定頻率信號，由麥克風接收後經由系統中儲存訊號 TEAC RX-8000 16 頻道的磁帶機記錄，步驟 2-經示波器讀取經整體量測系統後訊號的頻率與電壓值(均方根電壓值)，再轉換成麥克風的靈敏度(sensitivity)，進行頻譜分析時將此靈敏度變數輸入，驗證麥克風所接收到的音壓位準是否與校正器所發出的相同，以驗證量測系統的正确與可靠性。步驟 3-進行現場量測並以磁帶機先將量測資料儲存再以頻譜分析儀分析其 1/3 倍頻頻譜分佈(圖 3-23)。此校正器符合 IEC 60942 等級 1 的規定，由第三公正單位，工研院量測發展中心於 97 年 7 月 16 日完成追校，校正編號為 C970754，該中心為 TAF 認證具有國家級可追溯性的校正體系，因此此校正器具有可追溯性。

(2)測點的選擇，簡述如下：

振動實驗室員工經常活動區域，依問卷調查之平均工作距離噪音源，調查結果平均工作距離 $\leq 6m$ 為 86.3%。因此劃分區域為半徑 6m 共區劃 9 區域。如圖 3-24;圖 3-25。

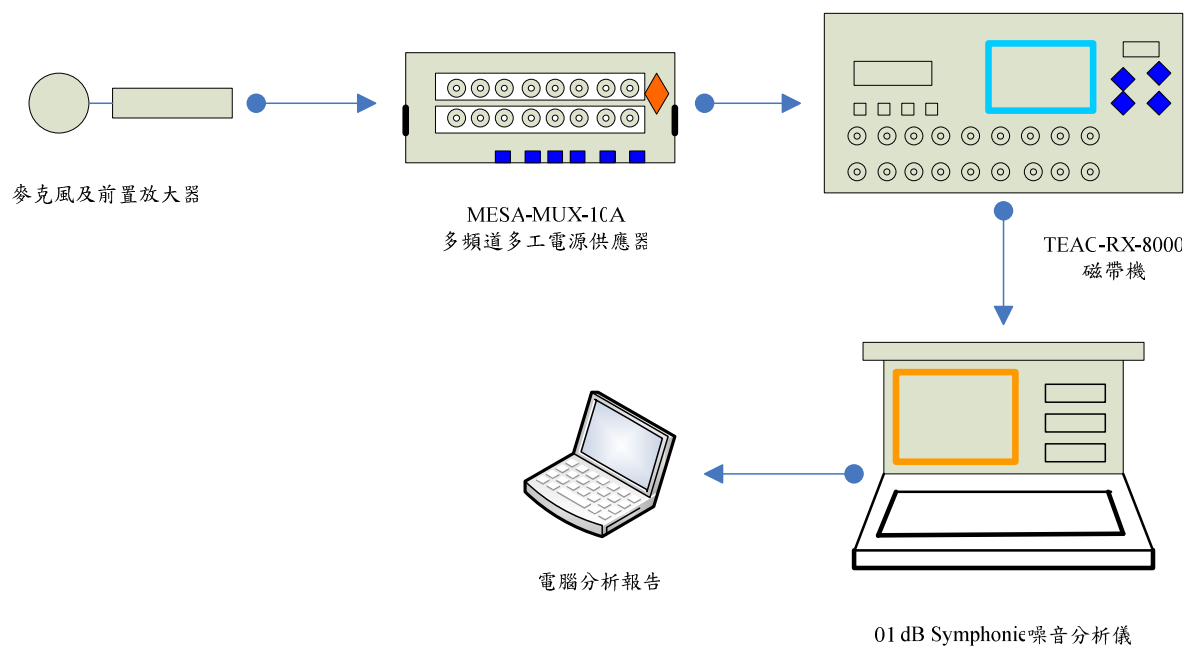


圖 3-23 噪音量測及頻譜分析系統



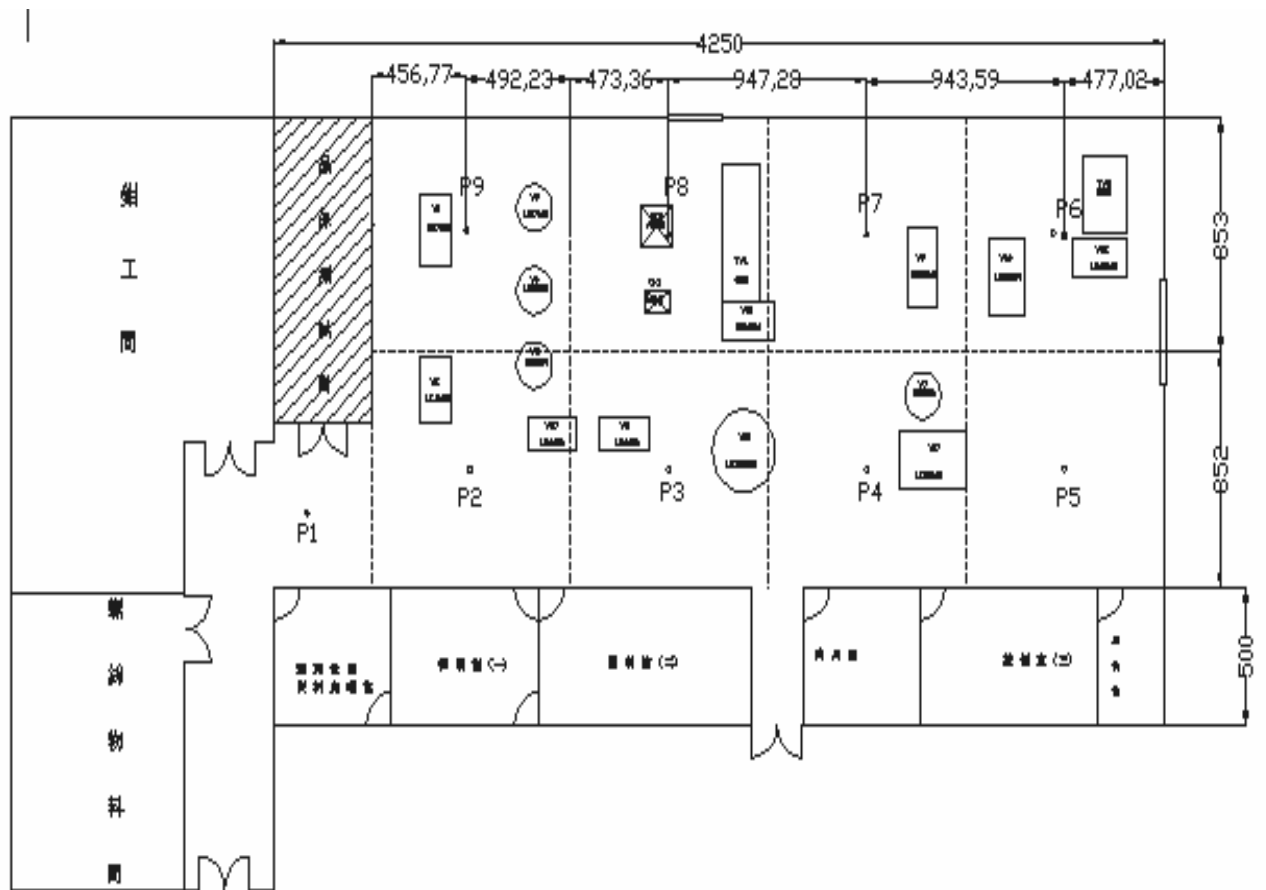
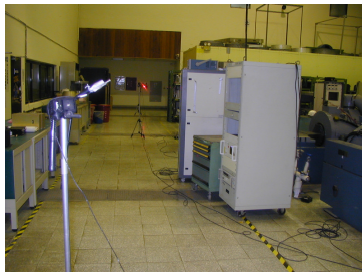


圖 3-24 動力環境實驗室設備平面配置圖與作業區域噪音量測位置圖



量測 P3 點麥克風佈置圖



量測 P4 點麥克風佈置圖



量測 P8 點麥克風佈置圖

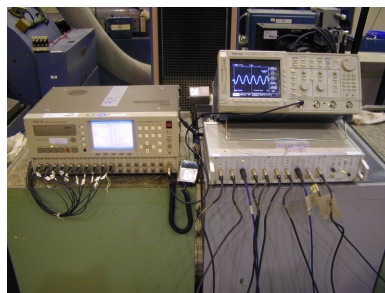


圖 3-25 現場量測儀器佈置圖

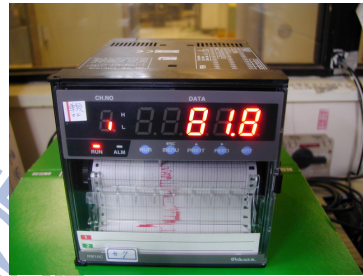
3.5.3 主要噪音源之測定

1. 測定對象:

以動力環境實驗室各種設備及經由問卷調查時認為對作業員工會產生重大影響之噪音源，進行初步調查與確認後，針對重大影響之噪音源進量測分析其頻譜分布特性。

2. 測定儀器:

(1)噪音記錄器(Noise Level Record) 軒紘 LM-9600T 精密積分噪音計、噪音顯示器圖 3-26(a) 由工研院量測技術發展中心校正。LM-9600T 精密積分噪音計將噪音聲壓轉換電壓值傳送至 RM10C 記錄器圖 3-26(b)並設定每 1 hour 記錄速度為 10mm。用以記錄全天中任何事件之噪音。



(a) 噪音顯示器

(b) RM10C 噪音記錄器

圖 3-26 噪音顯示器噪音記錄器

(2)1/1 及 1/3 倍頻即時頻分析儀(Real-Time Frequency Analysis)型號 TES-1358，其可量測各種噪音源所產生的頻譜及聲音總量，其可供作各種噪音源之頻譜分析

3.量測方法:

以 Noise Level Record 定點監測振動實驗室作業區域中一天所產生之任何事件之噪音，找出主要之噪音源，並利用即時頻譜分析儀以瞭解振動實驗室作業區域中人員於定點作業時各種噪音源能量及頻譜之變化。

距主要之噪音源定點量測(圖 3-27；圖 3-28)，此點距離振動機噪音源 2m，是依據現場人員實際執行試驗工作與問卷調查結果，累計 95.5%的最短距離在 2m 以內，測定每 10 分鐘之噪音均能音量，高度為 1.2m~1.6m(以人坐姿及站姿耳朵的高度為參考)



圖 3-27 水平振動機主要之噪音源定點量測



圖 3-28 垂直振動機 主要之噪音源定點量測

3.5.4 噪音量測結果

1. 由 RM10C 記錄器記錄全天中任何事件之噪音並設定每 1 hour 記錄速度為 10mm。聲壓位準與時間歷程如圖 3-29 可得知動力環境實驗室的噪音類型為非穩態噪音(non stationary noise)，非穩態噪音具有變動噪音(fluctuating noise)特性的噪音型態。因執行振動規格大小、振動機特性及時間長短，單一音源與多點音源所形成複雜的音場，經由精密積分噪音計將噪音聲壓轉換電壓值傳送至 RM10C 記錄器再轉換成音壓值記錄，一天中最高的音壓 101 dBA 約位在 7 小時 20 分處，其執行振動時間 5 分鐘。維持在 94dBA 的音壓位準約 2.7 小時為最久。

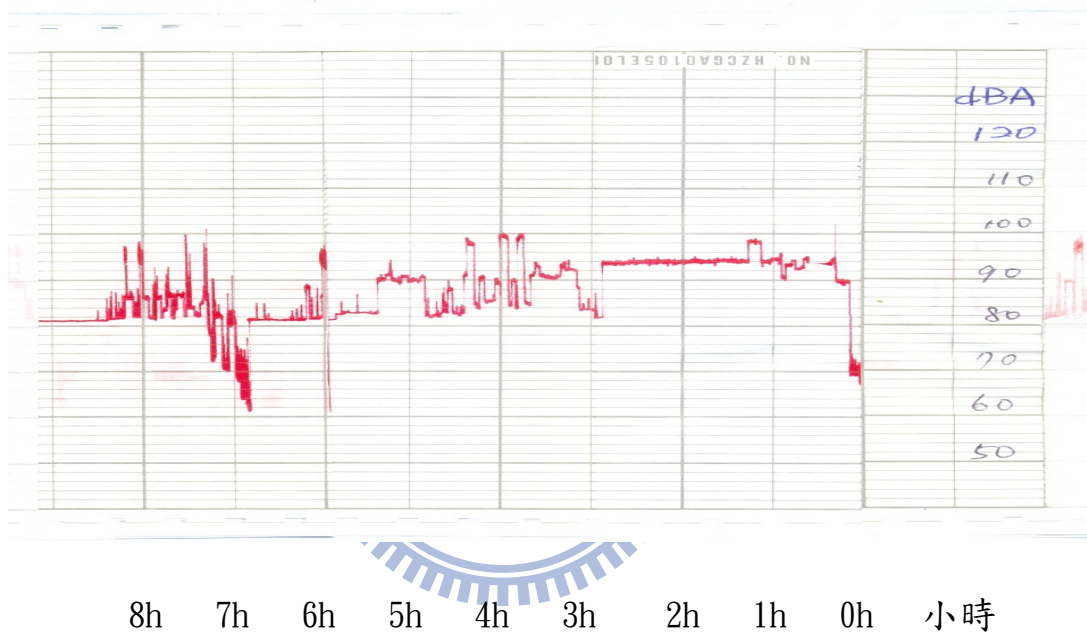


圖 3-29 一天 8 小時噪音音壓的時間歷程

2. 動力實驗室作業區域對勞工產生影響之噪音源：

在作業區域內，以某特定音源測定噪音時，除特定音源產生的噪音外，其餘皆稱為背景噪音。測定振動機產生之噪音時，則以其設備待機時為背景噪音。用噪音計測定特定音源所產生之噪音，與背景噪音存在時所量測噪音，如兩者相差為 10dBA 以下時，可依表 16 來加以校正，以求出該音源單獨存在時，噪音量之大小，表 17 為動力環境實驗室各設備待機背景噪音值。

L1：指包含背景音量之測定值。

L2：指背景音量之測定值。

表 16 背景音量之修正

L1-L2	3	4	5	6	7	8	9
修正值	-3	-2		-1			

(單位:dB(A))

表 17 實驗室各設備待機及空台運轉之噪音值

量測環境條件:溫度:23.3℃ 溼度:55.2%RH 大氣壓力:988mbar		
振動機代號/型號 水平/垂直	設備待機背景噪音值(dBA)距噪聲源 1.5 公尺噪音聲壓位準	執行 ESS/RV 時距噪音源 1.5 公尺噪音聲壓位準(dBA)
V1/7000 1b 水平振動機	78.8 (dBA)	89.1 (dBA)
V2/40000 1b 水平振動機	78.4 (dBA)	87.2 (dBA)
V3/7000 1b 垂直振動機	75.8 (dBA)	93.5 (dBA)
V5/8000 1b 垂直振動機	76.2 (dBA)	90.5 (dBA)
V6/8000 1b 垂直振動機	74.4 (dBA)	92.4 (dBA)
V7/2100 1b 垂直振動機	67.4 (dBA)	89.8 (dBA)
V8/8000 1b 水平振動機	74.0 (dBA)	92.3 (dBA)
V9/20000 1b 水平振動機	70.6 (dBA)	92.0 (dBA)
V10/18000 1b 垂直振動機	72.4 (dBA)	105.7(dBA)
V12/12000 1b 水平振動機	62.6 (dBA)	90.0 (dBA)
V14/20000 1b 水平振動機	78.7 (dBA)	92.3 (dBA)
V16/10000 1b 水平振動機	78.2 (dBA)	91.3 (dBA)
V17/36000 1b 垂直振動機	72.4 (dBA)	89.9 (dBA)
V2(油壓機)	69.5 (dBA)	NA
TV1 溫度櫃	80.1 (dBA)	NA
TV3 溫度櫃	84.1 (dBA)	NA

由表 17 顯示振動機待機背景噪音值與空台振動執行 ESS/RV 時噪音聲壓位準，大部分噪音聲壓位準相差 10 dBA 以上，僅有 V2 振動機差 8.8dBA，且本次量測設定為空台振動時之噪音聲壓位準，如實際執行振動試驗增加試件及夾具等負載荷重其噪音聲壓位準將相對增加，故執行振動實驗時量

測所得之噪音聲壓位準值可不必考慮背景噪音之修正值。在背景噪音值其較大者分別為 TV1 溫度櫃噪音聲壓位準 80.1dBA 及 TV3 溫度櫃噪音聲壓位準 84.1dBA，此溫度櫃為執行溫度與振動複合規格時才開機運轉，因此使用頻率不高。故本研究暫不考慮溫度櫃在背景噪音值所造成的影響。

3. 動力實驗室作業區域環境噪音測定結果：實驗條件執行輸出推力 1600 kg ESS/RV 規格，V12 振動機之距 1.5 m 時聲壓 90.0dBA、V10 振動機距 1.5 m 時聲壓 98.5dBA、V2 振動機距 1.5 m 時聲壓 87.2dBA，設定 3 振動源，分別提供單一聲源、雙聲源及複合 3 聲源條件，其所量測結果如表 18。

表 18 動力實驗室作業區域測點聲壓

量測環境條件:溫度:23.3℃ 溼度:55.2%RH 大氣壓力:988mbar									
測點 噪音源	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9
單一 振動噪 音源 V10	88.9 (dBA)	91.2 (dBA)	93.9 (dBA)	91.8 (dBA)	90.2 (dBA)	90.2 (dBA)	91.1 (dBA)	92.5 (dBA)	90.1 (dBA)
兩振動 噪音源 V10 與 V2	92.0 (dBA)	94.3 (dBA)	95.9 (dBA)	94.0 (dBA)	92.4 (dBA)	92.6 (dBA)	92.9 (dBA)	94.2 (dBA)	92.7 (dBA)
三振動 噪音源 V10、V2 及 V12	92.1 (dBA)	94.4 (dBA)	97.1 (dBA)	94.3 (dBA)	93.9 (dBA)	94.7 (dBA)	94.6 (dBA)	95.4 (dBA)	94.0 (dBA)

因提供的噪音源 V12 振動機與最近之量測點 P6 距離 2.33m

V10 振動機與最近之量測點 P3 距離 3.65m

V2 振動機與最近之量測點 P2 距離 3.76m

當音源接近量測點時，噪音音壓貢獻給量測點相對較大，如圖 3-30。當單一振動機與多台振動機同時執行振動試驗時因音源位置及數量對各區量測點的貢獻度也不同，整體而言，音源位置越靠近量測點貢獻度也越大，當多台振動機同時執行振動試驗時其音壓位準也相對的增加，表 19 為以 V10 振動機為音源時距離衰減實測與理論預測值的比較。

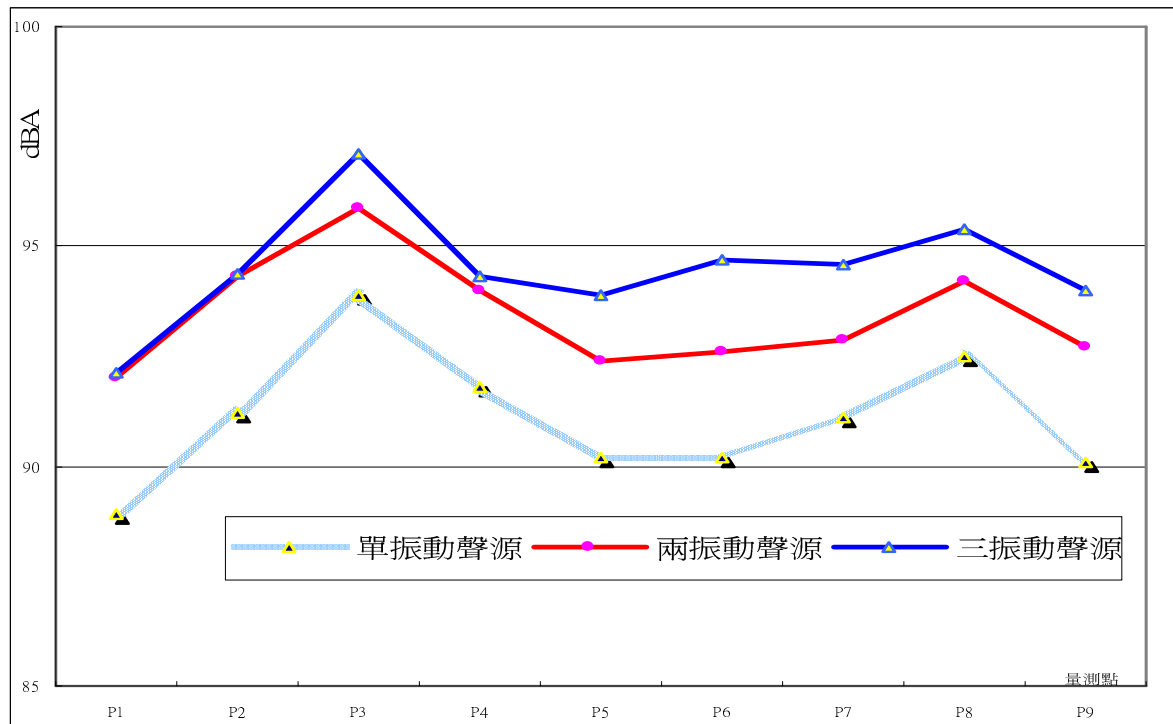


圖 3-30 噪音源位置、數量對各區域貢獻度比較圖

表 19 V10 振動機為音源時距離衰減實測與理論預測值比較

量測點	r2:距聲源之距離(m)	L2:自由聲場時音壓位準預測值(dBA)	現場實測值(dBA)	差異值:現場實測值-預測值(dBA)
P1	21	75.6	88.9	13.3
P2	13	79.7	91.2	11.5
P3	3.65	90.8	93.9	3.1
P4	5.93	86.6	91.8	5.2
P5	15.35	78.3	90.2	11.9
P6	17.2	77.3	90.2	12.9
P7	9.8	82.2	91.1	8.9
P8	8.61	83.3	92.5	9.2
P9	15.4	78.2	90.1	11.9

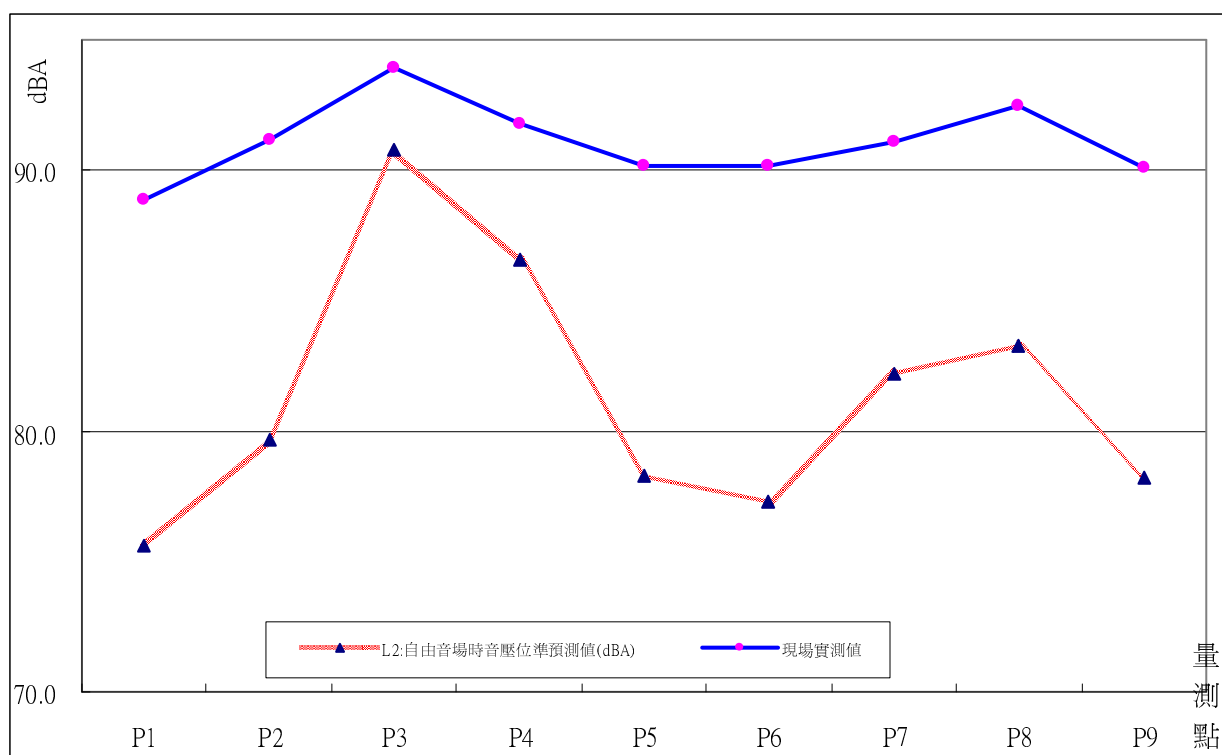


圖 3-31 V10 振動機為音源時距離衰減實測與理論預測值比較

當以 V10 振動機為音源時，因 P3 與 P8 距離最近故聲壓位準相對較大由圖 3-31 得知現場實測值高出自由音場時聲壓位準預測值(dBA)甚多，並未如自由音場距離衰減量的理論值一樣。

單一振動噪音源:V12 振動機執行推力 920kg 之 FV-3 規格時

r1:距離 V12(UD12000 振動機)音源 1.5m 處之量測點

r2:量測點距 V10m 振動機音源之距離

L1: 距離 V12 振動機音源 1.5m 處量測點之音壓位準 103.6dBA

L2:量測點在自由音場時音壓位準預測值(dBA)

表 20 V12 為聲源時距離衰減實測與理論預測值比較

量測點	r2:距聲源之距離(m)	L2:自由聲場時音壓位準預測值(dBA)	現場實測值(dBA)	差異值:現場實測值-預測值(dBA)
P1	39.5	75.2	90.5	15.3
P2	31.5	77.2	92.1	14.9
P3	22.45	80.1	93.4	13.3
P4	13.95	84.2	94.8	10.6
P5	7.97	89.1	95.7	6.6
P6	2.33	99.8	102.3	2.5
P7	11.65	85.8	95.7	9.9
P8	21.11	80.6	93.7	13.1
P9	30.76	77.4	93.1	15.7

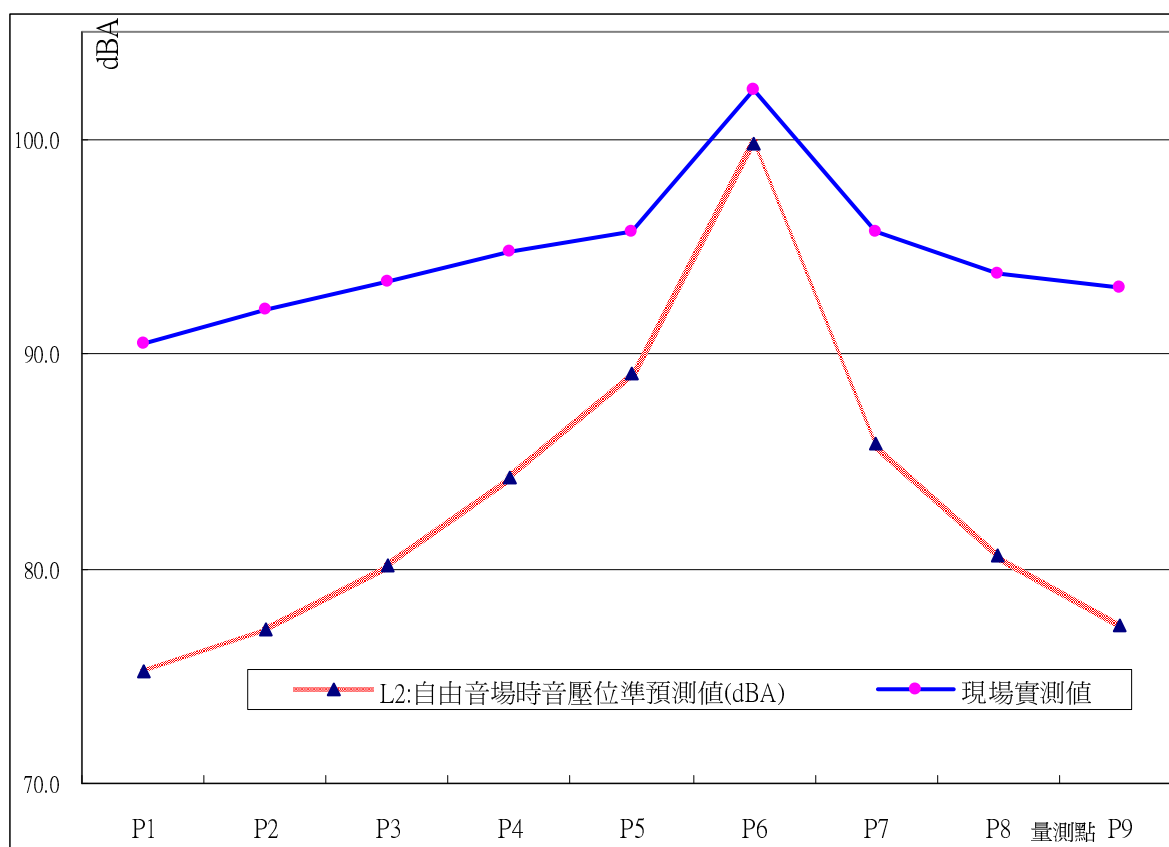


圖 3-32 V12 振動機為音源時距離衰減實測與理論預測值比較

當 V12 振動機為音源時，因 P6 距離最近，故音壓位準相對較大。且 V12 位於動力環境實驗室之最右上方 P6 的區域，如圖 3-32。因此可明顯看出 P6 量測點因 P6 距離最近，所以實際量測值與在自由音場因距離衰減所得的音壓位準預測值差異不大，而距離音源越遠時，實測值與理論的距離衰減音壓值相差越大。

動力環境實驗室因聲波的直線前進、折射與反射等現象而構成一個複雜的音場環境。整體動力環境實驗室由鋼筋混凝土(RC)所構成，空間體積為 7970.8m^3 的一巨大的密閉空間，因此具有近音場、遠音場(由自由音場以及反射音場組成)等特性。當聲波遇到 RC 的牆面、天花板、地板等障礙物，某部分的聲音能量會被反射、吸收或是穿越障礙物表面，由圖 3-31 和圖 3-32 得知在密閉空間不斷的多次反射，形成較接近於迴響室音壓位準的特性。

3.5.5 小結

經由本研究噪音進行量測調查後，調查顯示動力環境實驗室噪音屬於非穩態的變動噪音類型，其聲壓位準隨不同試驗的執行及時間有大幅的變動。聲壓位準在 88dBA~115dBA 間變動。距主要噪音源 2 m 處測得噪音的噪音特性，經由頻譜分析後得知其頻譜分佈從低頻到高頻範圍皆有，主要頻譜集中在 1.25k Hz~2.0k Hz，最大能量值在 85.0~88.4dBA，A 加權均能音壓 91.2dBA~93.4dBA。由量測數據得知如長期暴露此作業環境中，不採取防護措施與方法將超過職業噪音暴露標準限制，造成聽力的損失。



第四章 動力環境實驗室噪音污染控制

動力環境實驗室因振動試驗時產生的噪音，對人員產生聽力損失的危險風險，經由對實驗室作業區域的噪音實地現場量測，進而得到實際噪音暴露值，並經問卷調查後其風險確實較高。因此研究對主要噪音源量測分析，探討實驗室噪音源、頻譜特性以進一步得到相關資料、數據進行比較分析。再綜合問卷調查統計分析後的結果，思考在行政管理、規劃設計及噪音控制工程的對策上，經可行性及經濟效益評估後，提出適合動力環境實驗室可行的噪音控制及改善策略，並進行危害風險管理，以保護員工聽力健康及防止噪音性聽力損失。

4.1 噪音污染控制策略與改善措施案例

4.1.1 工程控制策略：

1. 傳播途徑：設置隔音屏障

在傳播途徑上本研究以隔屏、功測機櫃為隔音屏障的實驗測試對象，並運用 B&k 模擬假人頭，型號 B&K 41000D 耳內裝微音器(亦稱麥克風)，以 V14 振動機執行 ESS/RV 20-2k Hz 與 20-2k Hz FV-1 規格時進行模擬人耳在隔音屏障(隔屏、功測機櫃)的隔音後，所獲得的降噪量為多少?瞭解在動力環境實驗室運用隔音屏障的保護效果。

(1)隔屏與功測機櫃尺寸機型材質描述：

隔屏：由鋁框架構長*寬*高為 152cm*3cm* 150cm 所構成的防音隔屏，為移動方便以利功測人員應用，因此構成材質採輕質材料-鋁架及隔音鋁板貼附絨布吸音材減少反射音，隔屏總重僅 7.5kg，其設置的機動性高，方便配合功測人員在不同振動機的防隔音的配置。

機櫃：由 3 個功測機櫃組成一個長*寬*高為 168 cm*75cm*183cm 的防音隔牆。機櫃為 1mm 之鐵板所組成。內放置電腦主機、監測器、示波器、訊號產生器、轉接板等功測裝備，機櫃為配合試件測試方便而設有輪子方便移動，因此人員在振動機旁功測時藉由機櫃的放置當成一個簡易且機動性強的隔音降噪的裝備，適合在動力實驗室中應用，減少直接音的衝擊達到簡易的降噪目的。



圖 4-1 直接音、隔音屏障的比較-現場量測佈置

(2)量測儀器:同 3.5.1 節

(3)儀器佈置與量測方法:

將內置麥克風的 B&K 模擬假人頭放置於人員執行功測時的椅子上，高度為 1.3m，其量測點位置在距離水平滑台前端 1.5m 處，比較直接受音、隔屏與功測機櫃當隔音屏障時的降噪音壓並以兩種不同振動規格型態進行比較如圖 4-1。以了解實際降噪音值及較佳的選擇。V14 振動機執行推力 1600kg 規格 ESS/RV 時，量測點距水平滑台，前側 1.5m，高度 1.3m(執行功測人員坐時的一般之高度)，其噪音頻譜特性如圖 4-2 所示。

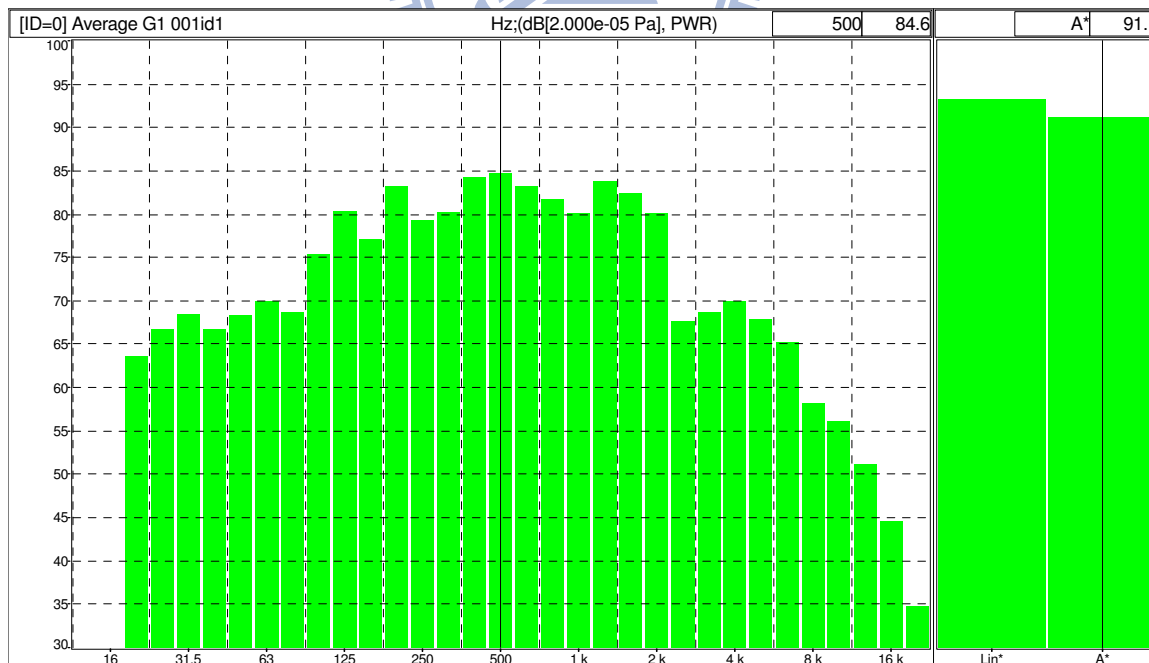


圖 4-2 執行 ESS/RV 振動規格時噪音之 1/3 八音幅頻譜分布圖

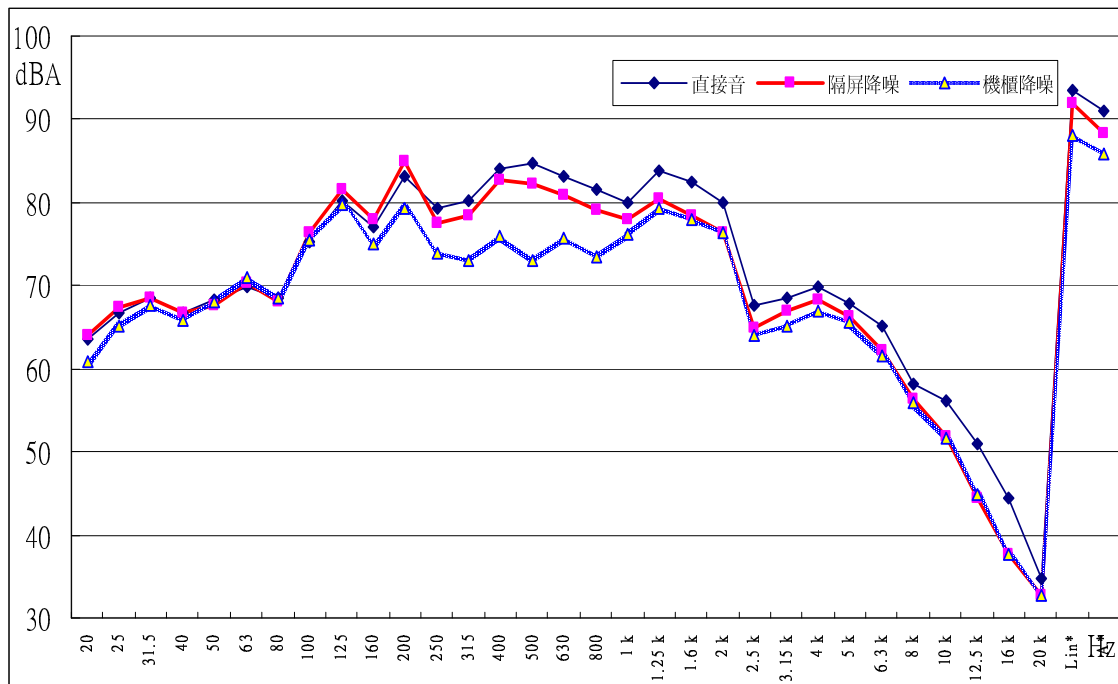


圖 4-3 執行 ESS/RV 振動規格時不同隔音方式之隔音降噪值比較圖

當以 V14 振動機執行 20-2k Hz 規格 ESS/RV 時，量測點距水平滑台前側 1.5m 高度 1.3m(執行功測人員坐時的一般之高度)。經由實驗設計兩種隔音屏障方式進行現場量測，得到直接受音量為 91.2dBA，其最大噪音值 84.6dBA 位於中心頻率 500 Hz，由頻譜 250 Hz 起開始被減低。在經過隔屏後量測噪音量可降為 88.4dBA，降低 2.8dBA。經過機櫃後量測噪音量可降為 85.4dBA，降低 5.8dBA，由頻譜 200 Hz 起開始被減低其在 250 Hz 至 1250 Hz 有較多的下降值，而在中心頻率 500 Hz 處下降最多，請參考圖 4-3。

以 V14 振動機執行具有窄頻(narrow band)特性 FV-1 規格，其噪音頻譜特性如圖 4-4 所示。

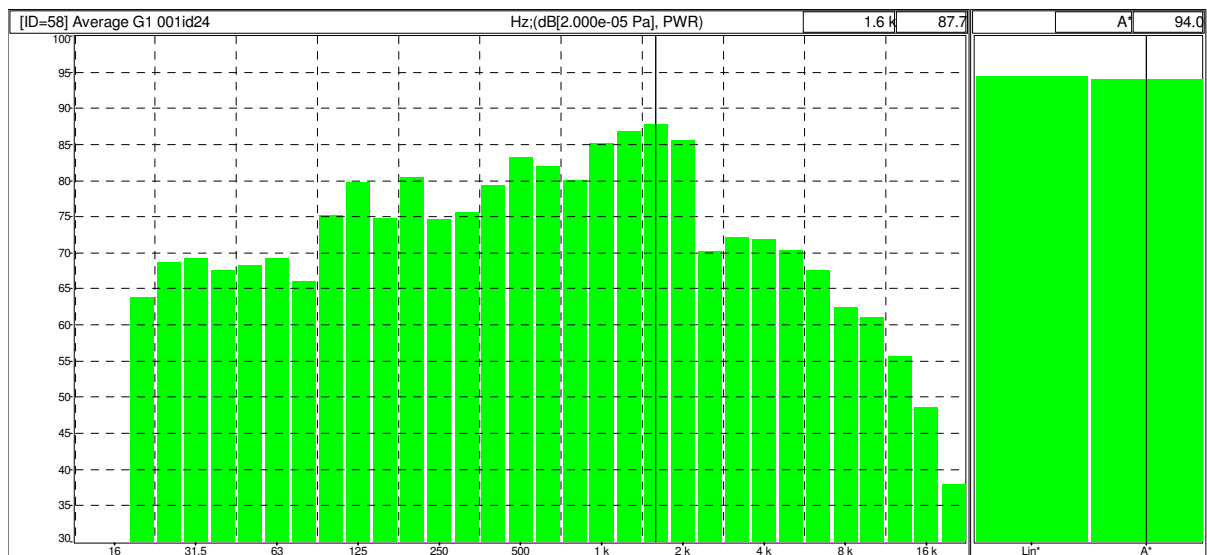


圖 4-4 執行 FV-1 振動規格時噪音之 1/3 倍頻頻譜分布圖

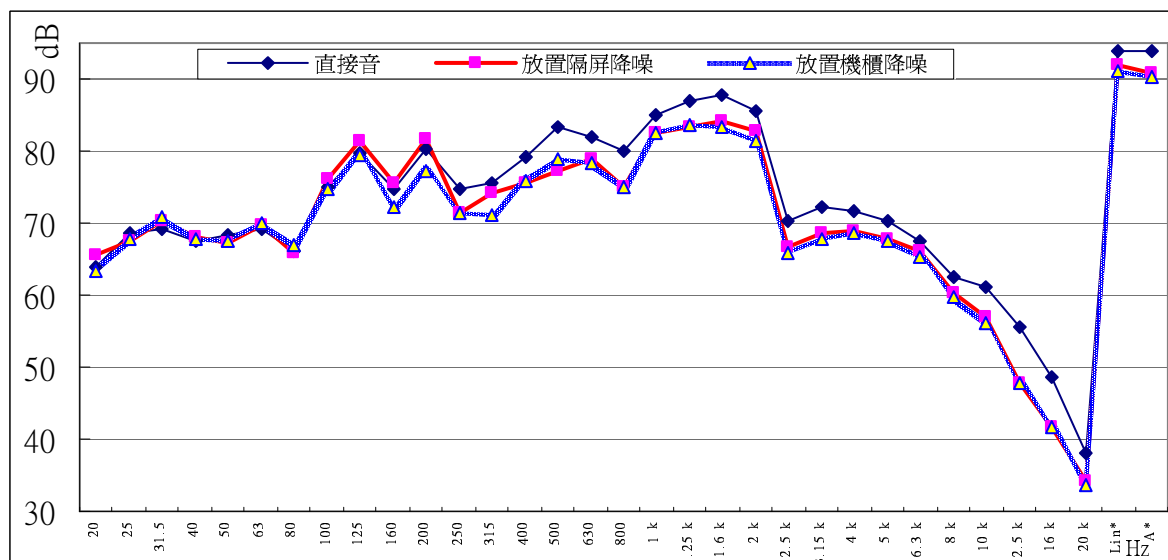


圖 4-5 執行 FV-1 振動規格時不同隔音方式之隔音降噪值比較圖

當以 V14 振動機執行 20-2k Hz 具有窄頻(narrow band)特性 FV-1 規格時，量測點距水平滑台前側 1.5m，高度 1.3m(執行功測人員坐時的一般之高度)。經由實驗設計兩種隔音方式現場量測，直接受音量 94.1 dBA 最大噪音值 87.7dBA 位於中心頻率 1.6k Hz。在經過隔屏後量測噪音量可降為 90.7 dBA，降低 3.4 dBA，由頻譜 250 Hz 起開始被減低。經過機櫃後量測噪音量可降為 90.2dBA，降低 3.9 dBA，由頻譜 160 Hz 起開始被減低，隔屏與機櫃在具有窄頻(narrow band)特性之振動規格相差較少，但仍以機櫃隔音效果較佳，請參考圖 4-5。

2. 受音者暴露的降低控制-控制室的隔音：

(1)控制室的構造特性:控制室的構造特性:控制室為加強磚造 24cm 牆原有木門一樘，在與作業場所的隔牆裝設長*寬*高為 440cm*20cm* 102cm 的雙層玻璃隔音窗兩組與隔音門一樘。雙層玻璃隔音窗:由兩層玻璃厚度 5mm 間隔 50mm 空氣層所組成。隔音門:長*寬*高為 78cm*8cm*191cm，厚 2mm 的鐵片內填裝隔音棉所組成，現場如圖 4-6。

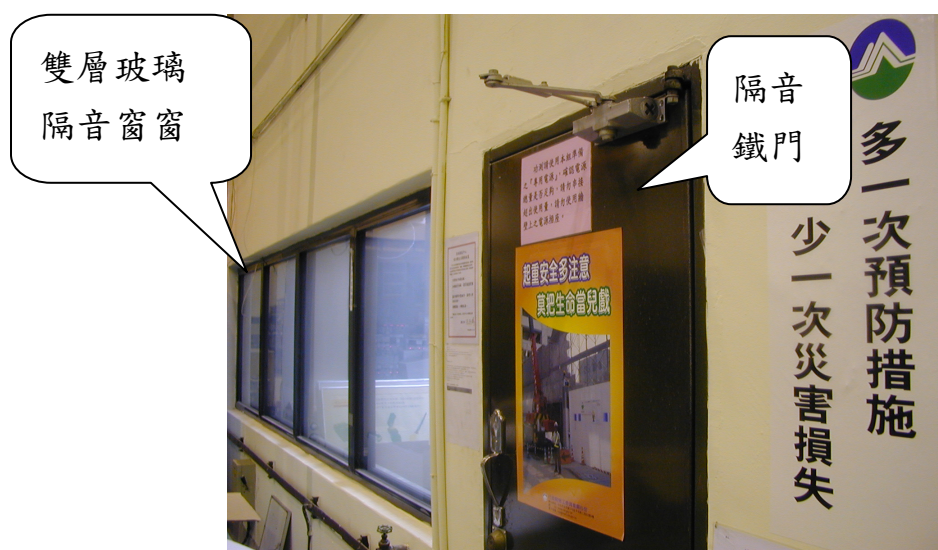


圖 4-6 控制室的隔音門、雙層玻璃隔音窗現場實況

(2) 動力環境實驗室環境的設定:模擬實驗室作業區域之噪音環境，以一般時常執行振動狀況，振動機三台同時進行 ESS/RV 規格時空台未加負載荷重振動，以模擬實驗室之噪音環境並實際量測控制室的隔音降噪的成效值。其平面配置及現場量測點位置圖，如圖 4-7

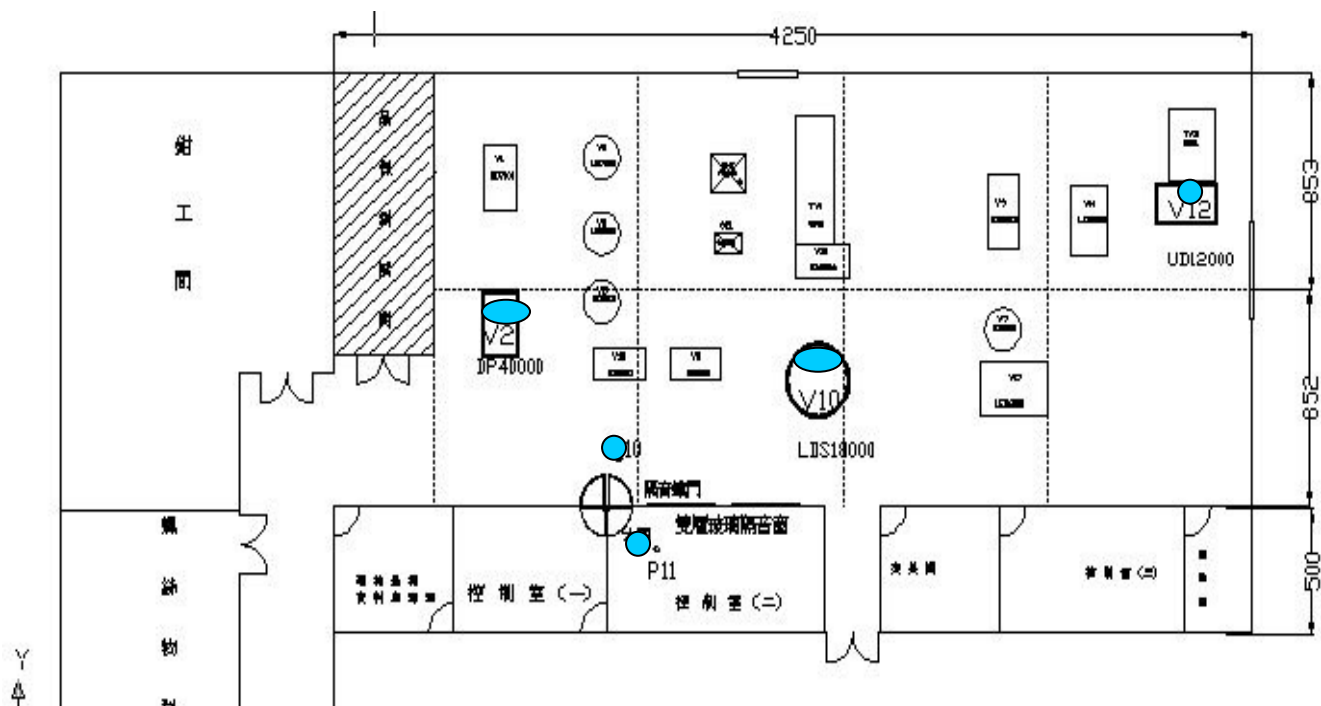


圖 4-7 控制室平面配置及量測點位置圖

(3) 量測儀器：

A. 精密積分型噪音計(Precision Integrating Sound Meter) 型號 TES-1353，其可作為量測作業場所中的定點噪音之測定。

B. 三腳架 2 組

(4) 儀器佈置與量測方法：

儀器佈置與量測方法：將精密積分型噪音計放置於控制室隔音門外 1.5m 處及控制室內距隔音門 1.5m，高度為 1.3m，比較未關門時、只有隔音鐵門關門時與隔音鐵門及原有木門一起關門時的降噪聲壓並以 3 種不同振動噪聲源進行比較，以了解實際降噪值，如圖 4-8；圖 4-9；圖 4-10。



圖 4-8 控制室門打開量測點位置圖



圖 4-9 控制室隔音鐵門加上
原有一道木門關閉



圖 4-10 控制室隔音鐵門外量測點

(5) 量測結果與討論：

由表 21 量測結果與討論：由圖 4-11，當單一振動噪聲源 V10 振動機執行 ESS/RV 時控制室內量測點當隔音鐵門關閉時降為 60.5dBA 與控制室門外的量測點 91.7dBA，降低 31.2dBA。如隔音鐵門再加上木門時降為 59.3 dBA，降低 32.4dBA。當兩振動噪聲源 V10 振動機與 V2 振動機同時執行 ESS/RV 規格，控制室內量測點當隔音鐵門關閉時降為 60.6dBA 與控制室門外的量測點 92.4dBA，降低 31.8dBA。如隔音鐵門再加上木門時降為 60.1dBA，降低 32.3dBA。當三振動噪聲源為 V10 振動機、V2 振動機及 V12 振動機執行 ESS/RV 時，控制室內量測點當隔音鐵門關閉時降為 65.2 dBA 與控制室門外的量測點 93.8dBA，降低 28.6dBA。如隔音鐵門再加上木門時降為 63.4dBA，

降低 30.4 dBA。因此驗證此控制室隔音效果良好可降噪音 32.4 dBA，實驗人員盡量在控制室內，除非必要應避免長時間停留在作業區域，尤其當作業區域噪音超過 105 dBA 時應進行人員管制隔離於控制室內並淨空作業區域，暫時避開大噪音值以避免造成聽力之危害，進行受音者暴露的降低控制。

表 21 控制室隔音門隔音降噪值

	控制室門外 1.5 公尺處	控制室門 打開時	設有隔音 鐵門時	設隔音鐵門加上 原有一道木門時
單一振動噪音源 V10 振動機執行 ESS/RV	91.7 dBA	79.9 dBA	60.5 dBA	59.3 dBA
兩振動噪音源 1. V10 振動機執行執行 ESS/RV 2. V2 振動機執行 ESS/RV	92.4 dBA	80.5 dBA	60.6 dBA	60.1 dBA
三振動噪音源 1. V10 振動機執行 ESS/RV 2. V2 振動機執行 ESS/RV 3. V12 振動機執行 ESS/RV	93.8 dBA	81.3 dBA	65.2 dBA	63.4 dBA

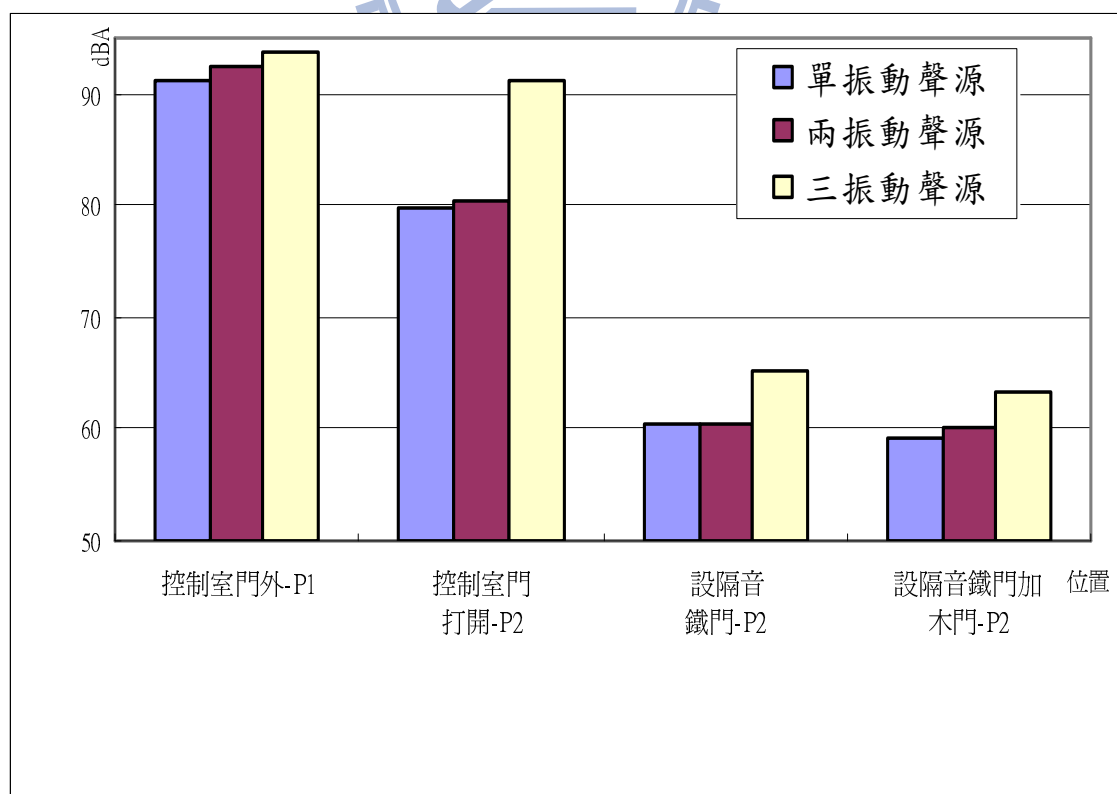


圖 4-11 控制室隔音門隔音降噪值

3. 吸音牆、天花板等吸音材料之評估

針對分析動力環境實驗室噪音頻譜特性，選取並評估吸音材料及其可能降噪量避免音波多重反射形成迴響室之特性，造成作業人員在實驗室內不管距噪音源遠近皆承受強大的噪音量。如利用吸音材料減少反射音量，理論上其吸音材料至少能將音量降至可以相同於自由聲場之音量，即以直接音為主(反射音被吸音材料吸收)，其評估降噪值可為 6-10dBA。

4.1.2 受音者控制策略

1. 人員位置：為瞭解執行水平振動功測人員工作位置接受噪聲源聲壓位準的差異，以避免位於噪聲源聲壓位準強度較大的一側作業，以減少噪音對聽力的危害。因此在作業或功測人員振動機執行水平方向振動時，在其可工作位置分別為左、右、前側距 2m 處為噪音量測點如圖 4-12。在圖 4-13 水平滑台執行振動時量測資料分析得知，前側的噪聲源聲壓位準較兩側為高，因此當功測人員在現場測試時應避免在前側位置作業，因水平振動機的主要發聲源為驅動軸端面之前後往復運動所形成的聲音，而如人員位於前側時所接收聲壓位準也較大。空台執行振動篩選 ESS/RV 規格振動時工作位置之音壓比較如表 22。

表 22 水平方向振動工作位置之音壓比較

振動機設備	左側	右側	前側
V15 振動機	89.2 dBA	90.5 dBA	91.3 dBA
V14 振動機	91.1 dBA	91.3 dBA	92.3 dBA
V9 振動機	89.6 dBA	89.6 dBA	92.0 dBA
V2 振動機	85.7 dBA	85.1 dBA	87.2 dBA
V12 振動機	88.5 dBA	87.4 dBA	90.0 dBA

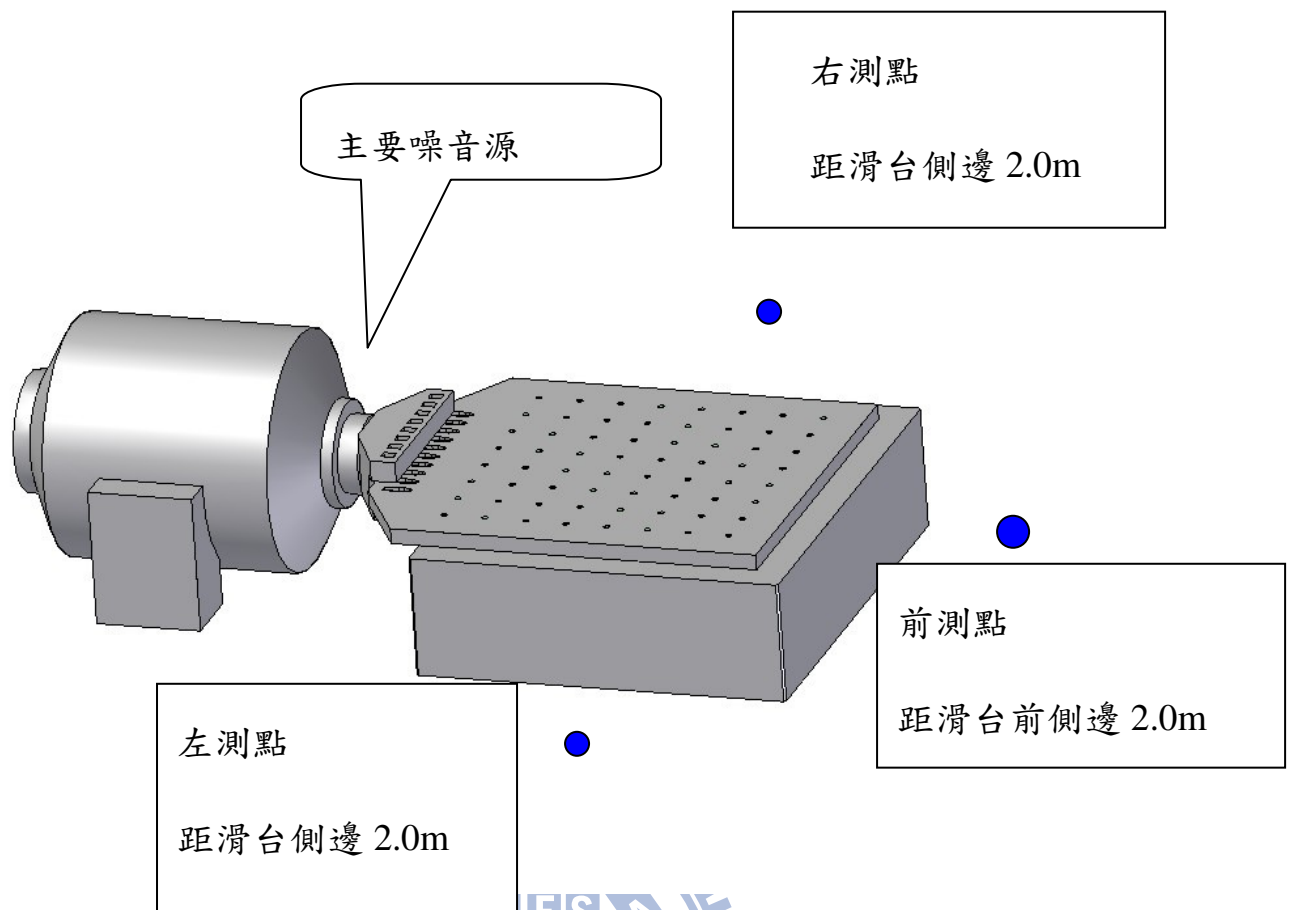


圖 4-12 執行水平振動功測人員工作位置量測點

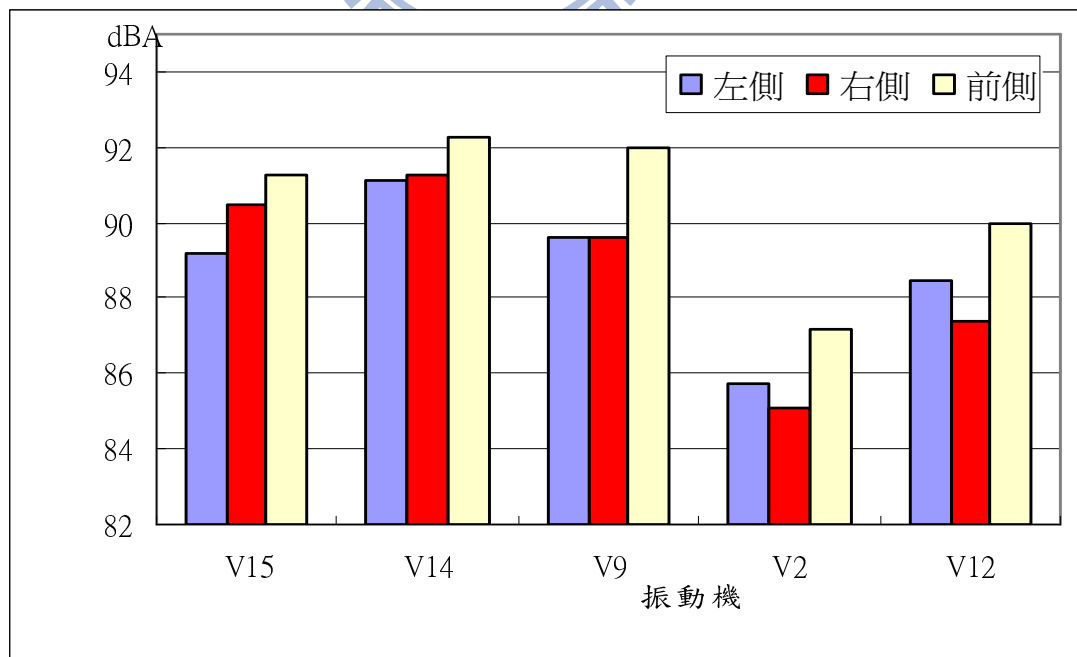


圖 4-13 水平方向振動工作位置之音壓比較

2. 受音者的防護:

進行噪音環境條件的設定並以不同耳罩如圖 4-14 進行耳罩隔音能力的驗證。



耳罩 1: 一般型



耳罩 2: 3M 安全帽附耳罩



耳罩 3: David Clark



耳罩 4: Peltor 主動式防音耳罩

圖 4-14 各種型態耳罩

在動力環境實驗室因執行各種環境振動試驗產生噪音環境的頻譜特性，在不同的耳罩其隔音降噪能力為何？之前皆未實驗驗證其是否適合動力環境實驗室的音場環境，經由提供經常執行的兩種試驗規格，噪音環境條件的設定進行比較。透過 B&K 模擬人頭耳朵內的麥克風接收器在帶上耳罩後，就如人帶上耳罩一樣。透過模擬人頭耳朵內的麥克風可以量測到在不同振動規格所造成的噪音，經由耳罩的隔音後可接收到耳內的噪音，經由訊號的儲存、分析後可得知頻譜特性為何？其降噪量為何？其是否適合在動力環境實驗室的音場環境中使用。並利用可移動的隔音屏障(隔屏及功測機櫃)隔音降噪，避免直接受到強大的噪源暴露，再加上各式的耳罩配戴，進行噪音量測以驗證複合式的降噪成效。

(1)量測儀器：同 3.5.1 節

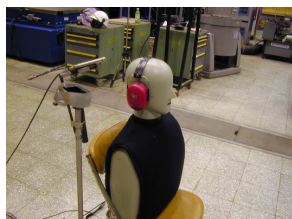
(2)儀器佈置與量測方法：

將內置麥克風的 B&K 模擬假人頭放置於人員執行功測時的椅子上，高度為 1.3m，其量測點位置在距離水平滑台前端 1.5m 處，比較直接受音、隔屏與功測機櫃當隔音屏障時與不同型式的耳罩組合，並以兩種不同振動規格型態進行比較。透過模擬假人頭耳朵內置的麥克風在戴上耳罩後，可以真實模擬人耳在耳罩內接收音壓位準的大小，經由噪音量測系統儲存與

頻譜分析儀分析 1/3 倍頻頻譜的降噪音壓及降噪頻率特性，以了解配戴耳罩後實際降噪值及較佳的選擇。



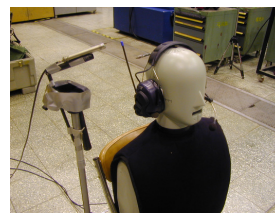
直接受音時



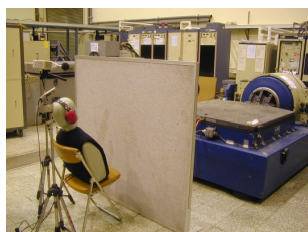
直接受音時配戴耳罩 1



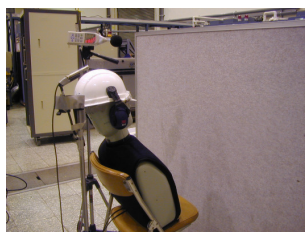
直接受音時配戴耳罩 2



直接受音時配戴耳罩 4



隔屏時配戴耳罩 1



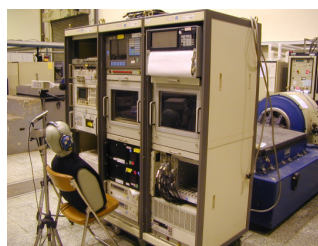
隔屏時配戴耳罩 2



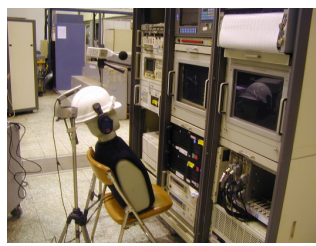
隔屏時配戴耳罩 3



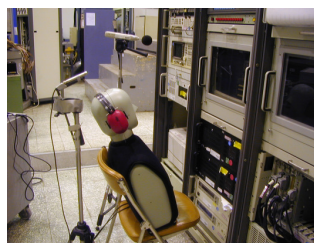
隔屏時配戴耳罩 4



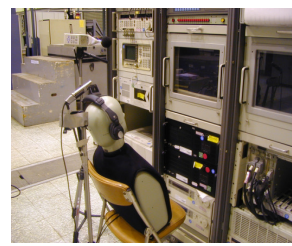
機櫃時配戴耳罩 1



機櫃時配戴耳罩 2



機櫃時配戴耳罩 3



機櫃時配戴耳罩 4

圖 4-15 不同隔音屏障與不同型式的耳罩組合現場量測實驗

(3) 量測結果討論：

A. 當以 V14 振動機執行輸出推力 1600kg 之 ESS/RV 規格振動時，直接受音、隔音屏障加耳罩複合式之降噪值由圖 4-16 和圖 4-17。

1. 可知在直接受音時

(a)配戴耳罩 1，噪音量由原本的 91.2dBA 變成 76.9dBA，降低 14.3dBA。在低頻 20 Hz~31.5 Hz 與 40 Hz~200 Hz 較直接受音音壓為大之現象，此低頻部分頻譜被激發放大，被激發的原因推測可能是耳罩與耳朵之間軟墊(ear cushion)材料型態及夾緊強度有關，因低頻激發產生結構自然頻率共振傳遞振動到耳罩內。而從中高频起 200~20k Hz 噪音值有明顯的減少，在 2.5k Hz 時其分貝值最低。

(b)配戴耳罩 2，噪音量由原本的 91.2dBA 變成 67.5dBA，降低 23.7dBA。在低頻 20 Hz~90 Hz 較直接受音音壓為大之現象，此低頻部分頻譜被激發放大。而從 90~20k Hz 噪音值有明顯的減少，在 2.5k Hz 時其分貝值最低。

(c)配戴耳罩 3，噪音量由原本的 91.2dBA 變成 77.8dBA，降低 13.4dBA。在低頻 20 Hz~200 Hz 較直接受音音壓為大之現象，此低頻部分頻譜被激發放大。而從中頻起 200~20k Hz 噪音值有明顯的減少，但在 1.25k Hz 以上時其分貝值無法有效的降低。比對耳罩 3 在以下幾個實驗量測結果，其防護降噪功能異常，因此研判在進行模擬假人頭戴上耳罩時，未正確的配戴以致防護效果不佳，因此驗證正確配戴耳罩與否，對噪音的危害有相當大的影響。

(d)配戴耳罩 4(主動式耳罩功能未開啟時-off)，噪音量由原本的 91.2dBA 降為 64.7dBA，降低 26.5dBA。在低頻 20~90Hz 較直接受音音壓為大之現象，此低頻部分頻譜被激發放大。而從低頻 90Hz 起至 20k Hz 噪音值有明顯的減少，其中以 90Hz~1.0k Hz 時其降噪分貝值為耳罩中效果最好的一組。

(e)配戴耳罩 4(主動式耳罩功能開啟時-on)，噪音量由原本的 91.2dBA 降為 77.3dBA，降低 13.9dBA。在低頻 20 Hz ~90 Hz 較直接受音音壓為大之現象，並未因主動式降噪功能啟動，而有明顯降噪功能與未開啟時相差有限。而從 90 Hz 起至 200 Hz 未因主動式降噪功能啟動，而有較未開啟時減低一些音壓。但在 200 Hz 起至 20k Hz 並未因主動式耳罩功能開啟時而有降低噪音值，反而比未開啟時降噪能力為低，尤其在 500 Hz 處功能開啟時比未開啟時增大 26.3 dBA 如圖 4-17 所示。

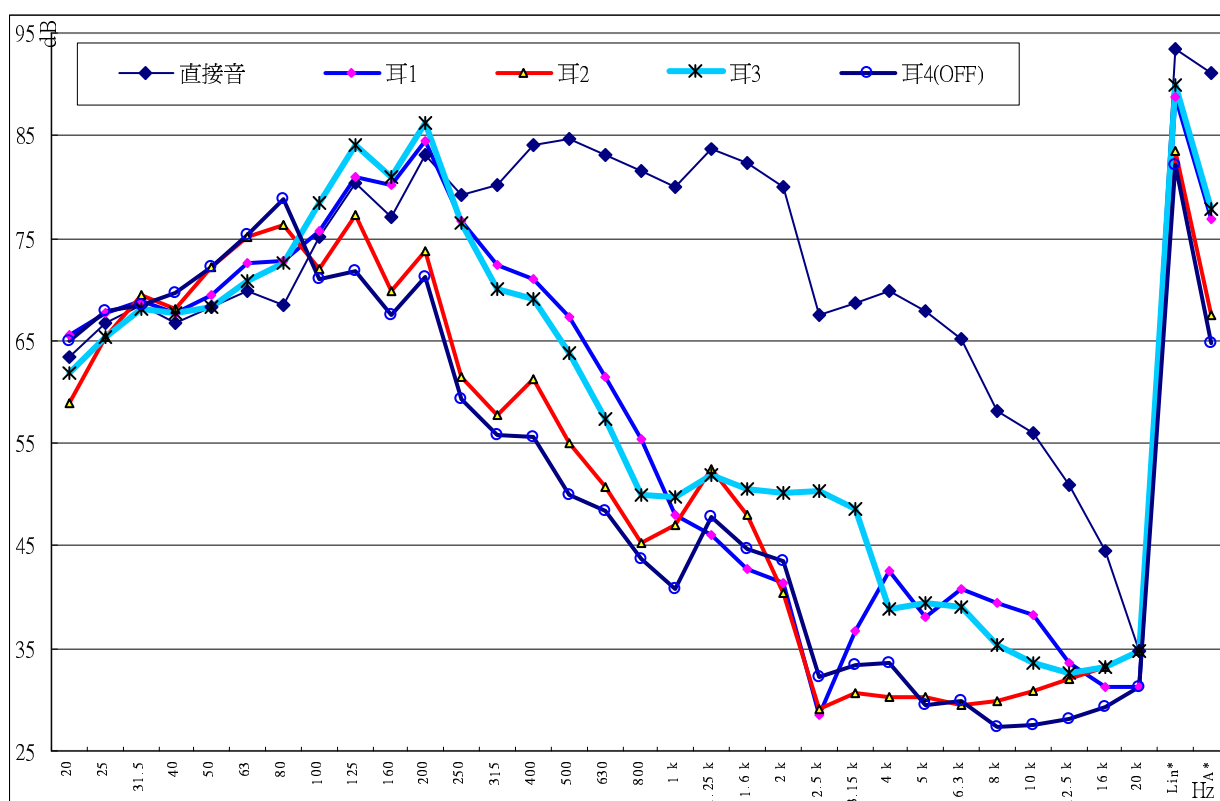


圖 4-16 執行 ESS/RV 振動規格直接受音時耳罩之降噪值比較圖

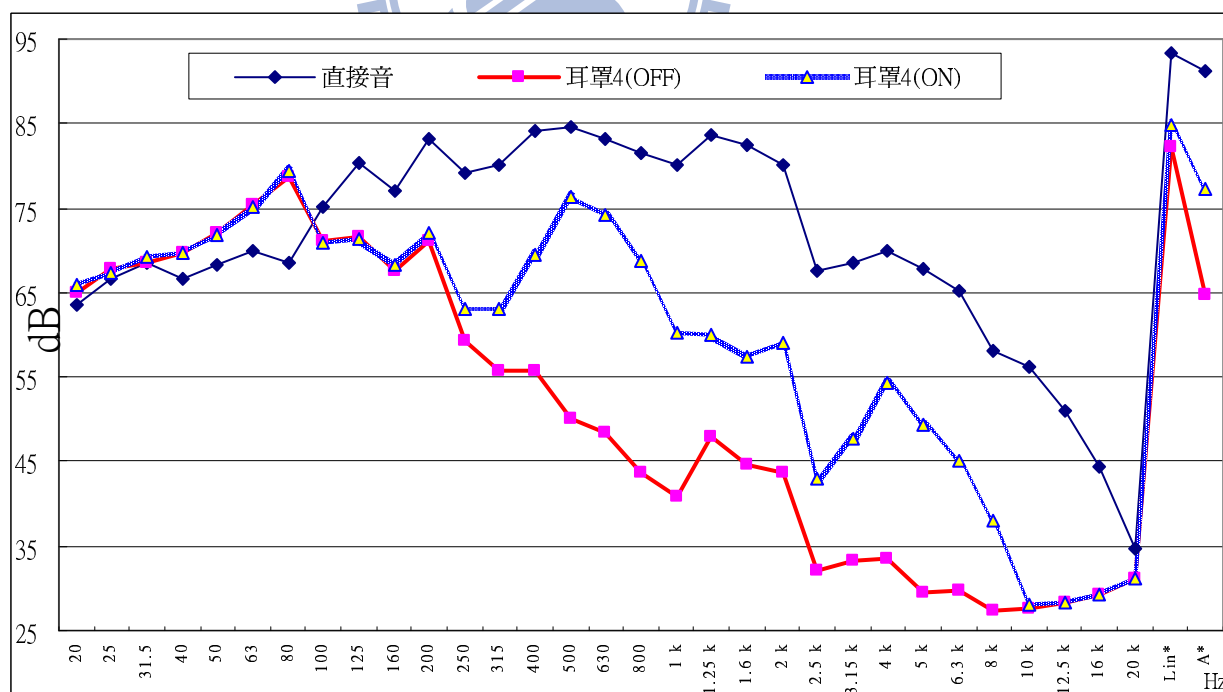


圖 4-17 執行 ESS/RV 振動規格直接受音時主動式耳罩
開起與關閉之降噪值比較圖

2. 隔音屏障加耳罩複合式降噪值:

由圖 4-18 和圖 4-19 可知在隔屏隔音加耳罩複合式之降噪值時

(a) 配戴耳罩 1，噪音量由原本的 91.2dBA 變成 73.6dBA，降低 17.6dBA。而從中高频起 200 Hz~20k Hz 噪音值明顯的減少，在 2.5k Hz 時其分貝值最低。

(b) 配戴耳罩 2，噪音量由原本的 91.2dBA 變成 68.6dBA，降低 22.6dBA。而從 90 Hz~20k Hz 噪音值明顯的減少，在 2.5k Hz 時其分貝值最低。

(c) 配戴耳罩 3，噪音量由原本的 91.2dBA 變成 62.4dBA，降低 28.8dBA。而從低频 90 Hz 起至 20k Hz 噪音值明顯的減少，90 Hz~20k Hz 時其降噪分貝值為耳罩中效果最好的一組。

(d) 配戴耳罩 4(主動式耳罩功能未開啟時-off)，噪音量由原本的 91.2dBA 降為 62.7dBA，降低 28.5dBA。

(e) 配戴耳罩 4(主動式耳罩功能開啟時-on)，噪音量由原本的 91.2dBA 降為 74.9dBA，降低 16.3dBA。在低频 20 Hz~90 Hz 較直接受音聲壓為大之現象，並未因主動式降噪功能啟動，而明顯降噪功能與未開啟時相差有限。而從 90 Hz 起至 160 Hz 因主動式降噪功能啟動，而較未開啟時減低一些聲壓，其中以 125 Hz 時其降噪分貝值較未開啟時降低 2.9dBA。但在 160 Hz 起至 20k Hz 並未因主動式耳罩功能開啟時而有降低噪音值，反而比未開啟時降噪能力為低，尤其在 630 Hz 處功能開啟時比未開啟時增大 25.7 dBA，如圖 4-19。

由圖 4-20 和圖 4-21 可知在功測機櫃加耳罩複合式之降噪值時:

(a) 配戴耳罩 1，噪音量由原本的 91.2dBA 變成 73.1dBA，降低 18.1dBA。而從中高频起 200 Hz~20k Hz 噪音值明顯的減少，在 2.5k Hz 時其分貝值較其他耳罩低，但在 4 k Hz 時其分貝值又較其他耳罩高，故如以人耳聽力損失從 4 k Hz 開始，此耳罩較其他不適合在動力環境實驗室內配戴。

(b) 配戴耳罩 2，噪音量由原本的 91.2dBA 變成 69.0dBA，降低 22.2dBA。此低频部分頻譜一樣被激發放大。而從 90 Hz~20k Hz 噪音值有明顯的減少，在 2.5k Hz 時其分貝值最低。

(c) 配戴耳罩 3，噪音量由原本的 91.2dBA 變成 62.2dBA，降低 29dBA。而從低频 90 Hz 起至 20k Hz 噪音值明顯的減少，800 Hz~5k Hz 時其降噪分

貝值為耳罩中效果最好的一組。

(d) 配戴耳罩 4(主動式耳罩功能未開啟時)，噪音量由原本的 91.2dBA 降為 62.9dBA，降低 28.3dBA。低頻部分頻譜被激發放大。250 Hz~800 Hz 時其降噪分貝值為耳罩中效果最好的一組。

(e) 配戴耳罩 4(主動式耳罩功能開啟時)，噪音量由原本的 91.2dBA 降為 72.6dBA，降低 18.6dBA。在低頻 20 Hz~90 Hz 較直接受音聲壓為大之現象，並未因主動式降噪功能啟動，而明顯降噪功能與未開啟時相差有限。但在 160 Hz 起至 20k Hz 並未因主動式耳罩功能開啟時而有降低噪音值，反而比未開啟時降噪能力為低，尤其在 630 Hz 處功能開啟時比未開啟時增大 29.8 dBA，在 4k Hz 功能開啟時比未開啟時增大 24.5 dBA，如圖 4-21。

C. 由圖 4-22 及圖 4-24 得知在 20 Hz~90 Hz 頻率時多數耳罩內聲場聲壓位準較直接音為大之現象，此低頻部分頻譜被激發放大，被激發的原因推測可能是耳罩內聲場因低頻聲波與耳罩軟墊之自然頻率產生共振引起。

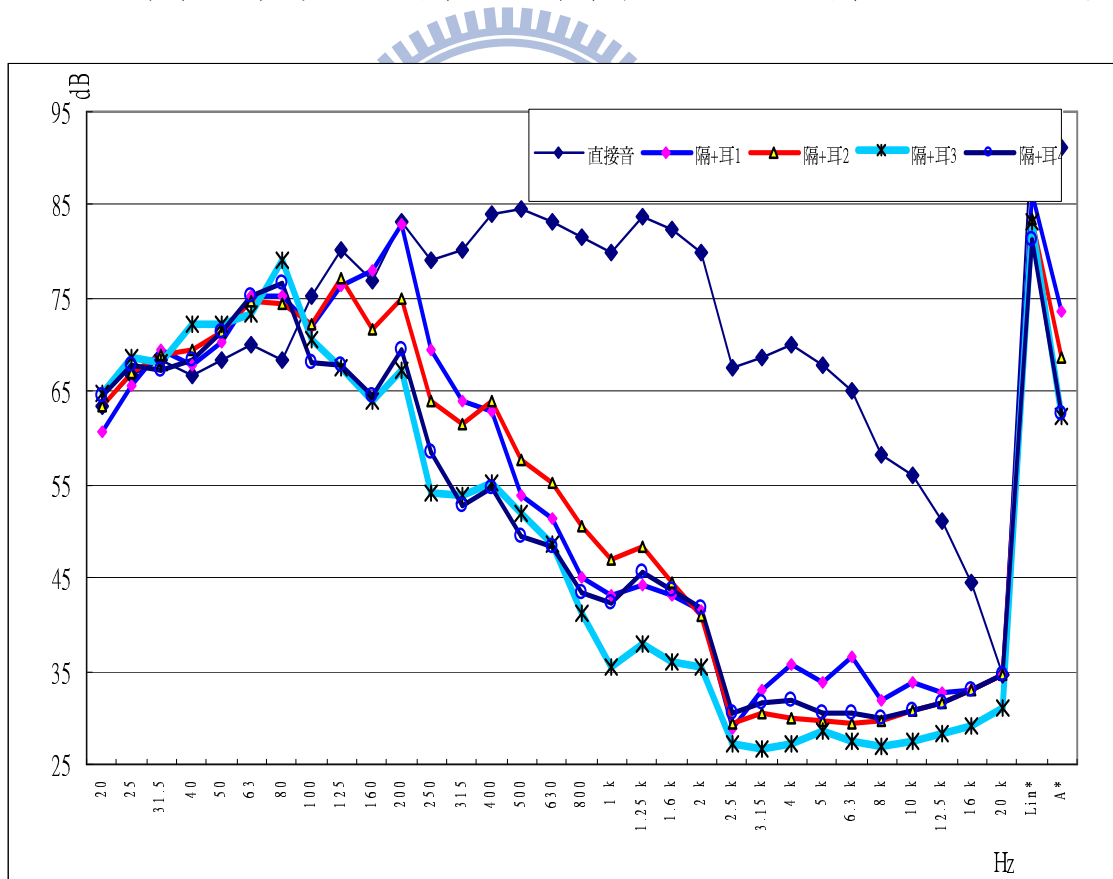


圖 4-18 執行 ESS/RV 振動規格時隔屏隔音加耳罩複合方式之降噪值比較圖

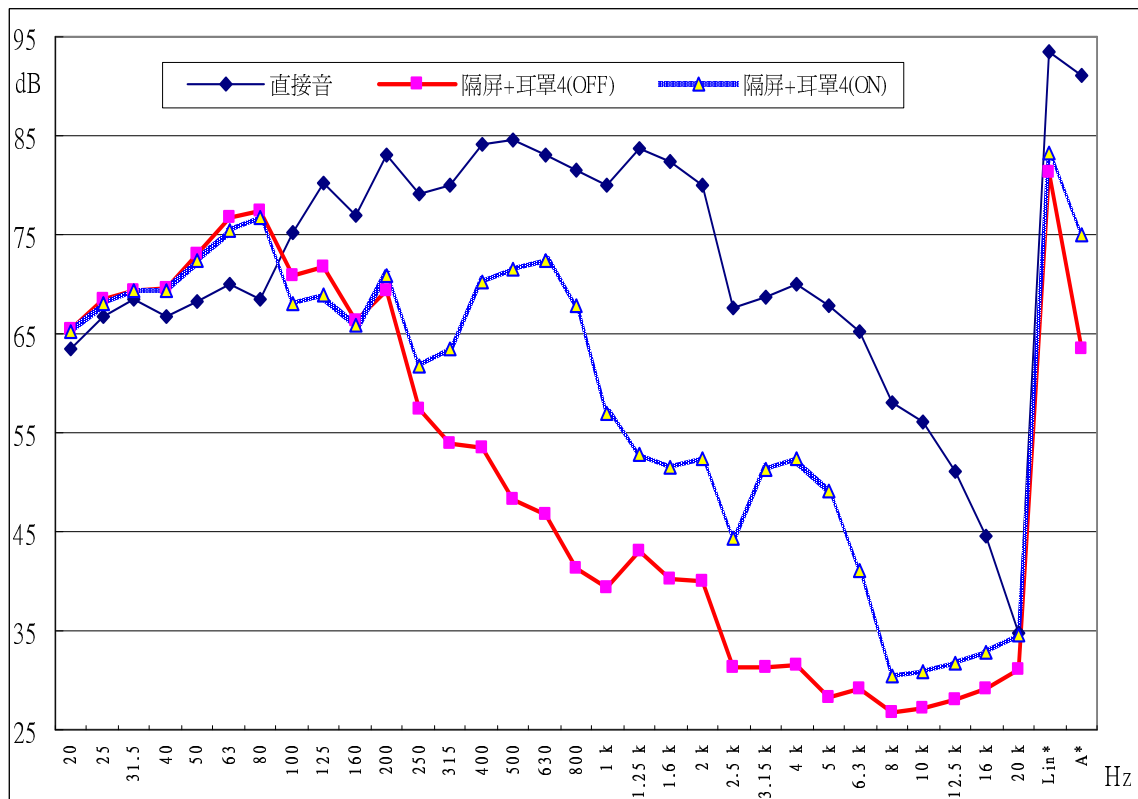


圖 4-19 執行 ESS/RV 振動規格時隔屏隔音加主動式耳罩複合方式
開起與關閉之降噪值比較圖

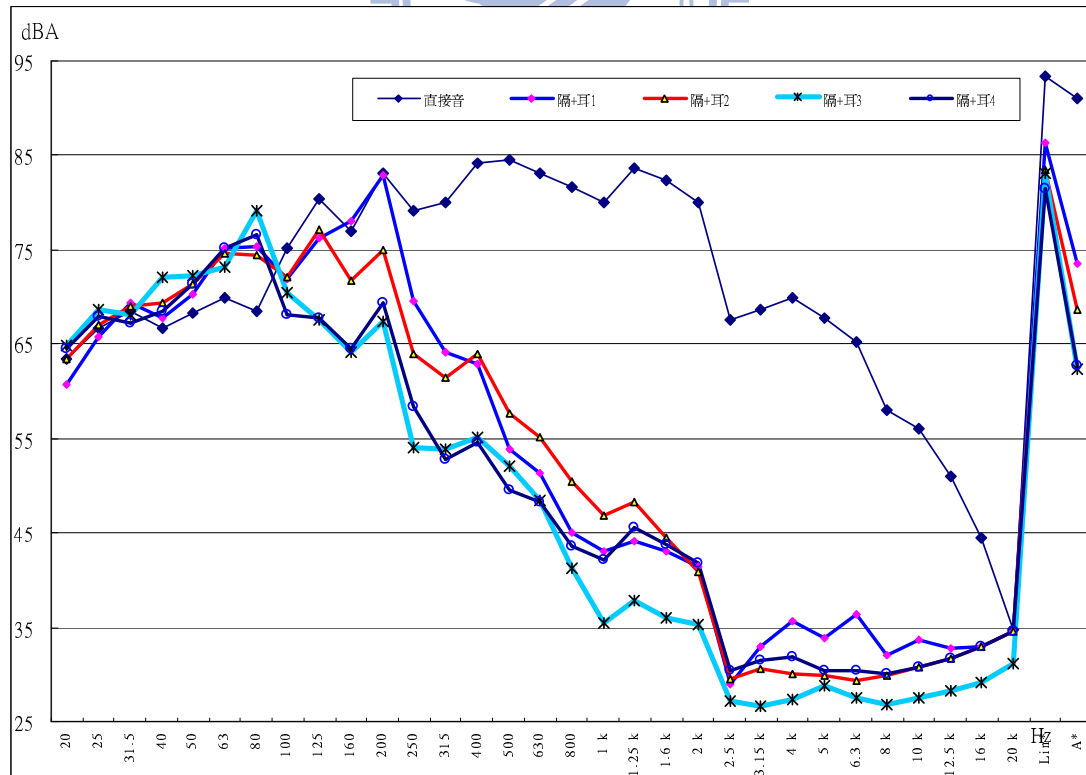


圖 4-20 執行 ESS/RV 振動規格時機櫃隔音加耳罩複合方式之降噪值比較圖

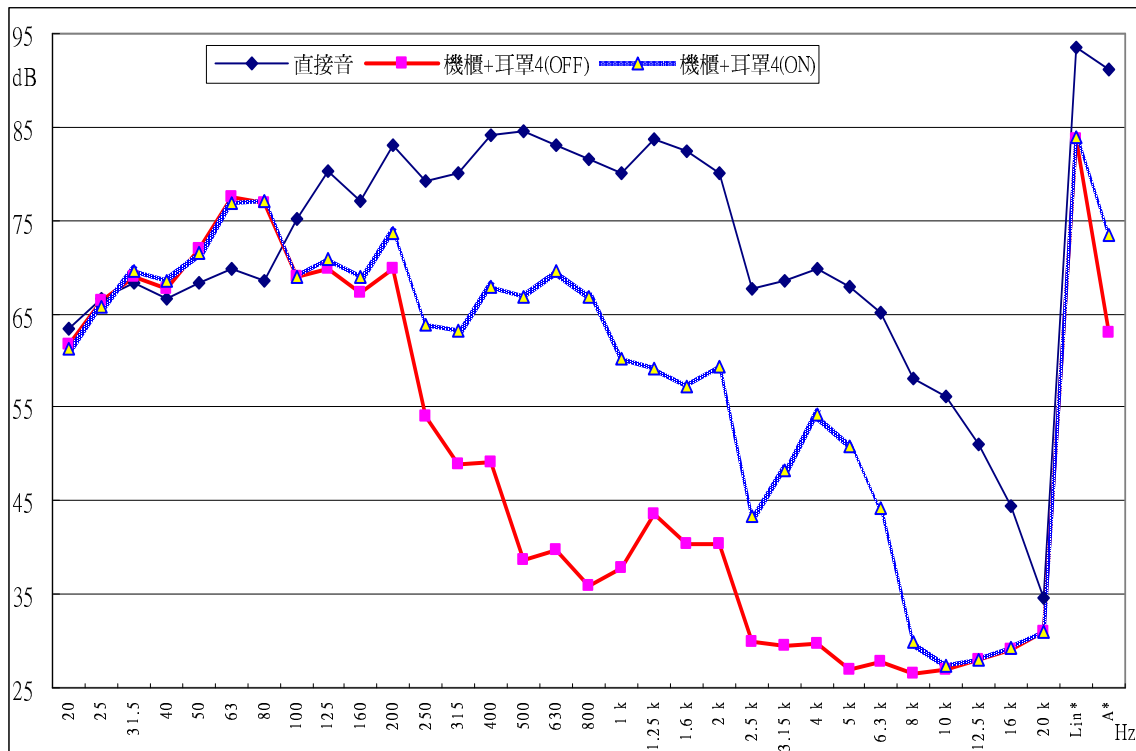


圖 4-21 執行 ESS/RV 振動規格時機櫃隔音加主動式耳罩複合方式
開起與關閉之降噪值比較圖

B. 當以 V14 振動機執行具有窄頻 (narrow band) 特性 FV-1 規格振動時，隔音屏障加耳罩複合式之降噪值。

1. 由圖 4-22 和圖 4-23 可知在隔屏隔音加耳罩複合式之降噪值時

(a) 配戴耳罩 1，噪音量由原本的 94.0dBA 降成 72.4dBA，降低 21.6dBA。在低頻 25 Hz ~200 Hz 較直接受音音壓為大之現象，此低頻部分頻譜被激發放大。而從中頻起 200 Hz ~20k Hz 噪音值有明顯的減少，在 2.5k Hz 時其分貝值最低。

(b) 配戴耳罩 2，噪音量由原本的 94.0dBA 變成 78.5dBA，降低 15.5dBA。在低頻 25 Hz ~250 Hz 較直接受音音壓為大之現象，原因同上 (a)。比對耳罩 2 在幾個實驗量測結果，其防護降噪功能異常，因此研判在進行模擬假人頭戴上耳罩時，未正確的配戴以致防護效果不佳。

(c) 配戴耳罩 3，噪音量由原本的 94.0dBA 變成 59.1dBA，降低 34.9dBA。在低頻 20 Hz ~90 Hz 較直接受音音壓為大之現象。而從低頻 90 Hz 起至 20k Hz 噪音值有明顯的減少，在此測試條件中 90 Hz~20k Hz 時其降噪分貝值為耳罩中效果最好的一組。

(d)配戴耳罩 4(主動式耳罩功能未開啟時)，噪音量由原本的 94.0dBA 降為 63.3dBA，降低 30.7dBA。在低頻 20 Hz ~90Hz 較直接受音音壓為大之現象，此低頻部分頻譜被激發放大。

(e)配戴耳罩 4(主動式耳罩功能開啟時)，噪音量由原本的 94.0dBA 降為 73.6dBA，降低 20.4dBA。在低頻 20 Hz ~90Hz 較直接受音音壓為大之現象，並未因主動式降噪功能啟動，而有明顯降噪功能與未開啟時相差有限。而從 100 Hz 起至 250 Hz 因主動式降噪功能啟動，而較未開啟時為高一些音壓，但在 250 Hz 起至 20k Hz 並未因主動式耳罩功能開啟時而有降低噪音值，反而比未開啟時降噪能力為低，尤其在 250 Hz 處起開始異常增大音壓值至 10k Hz 後，其降噪值又與未開啟時無差異。

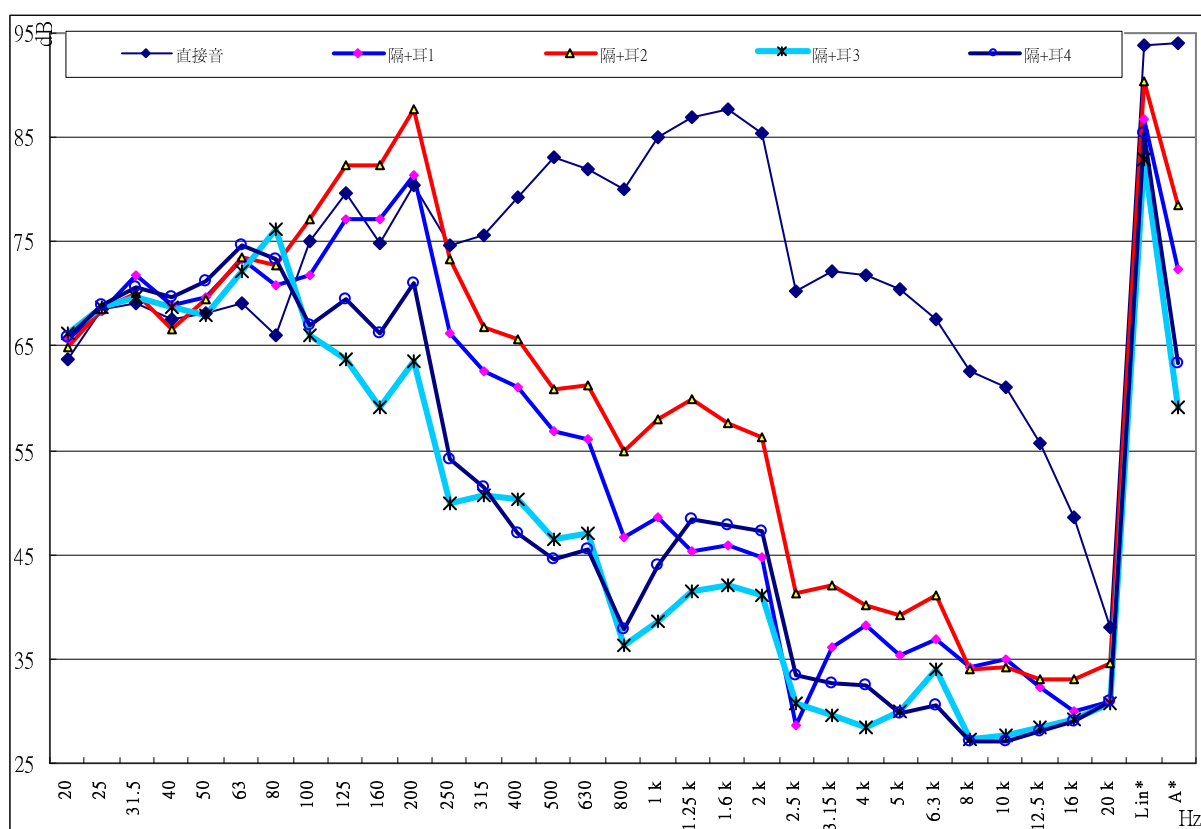


圖 4-22 執行 FV-1 振動規格時隔屏隔音加耳罩複合方式之降噪值比較圖

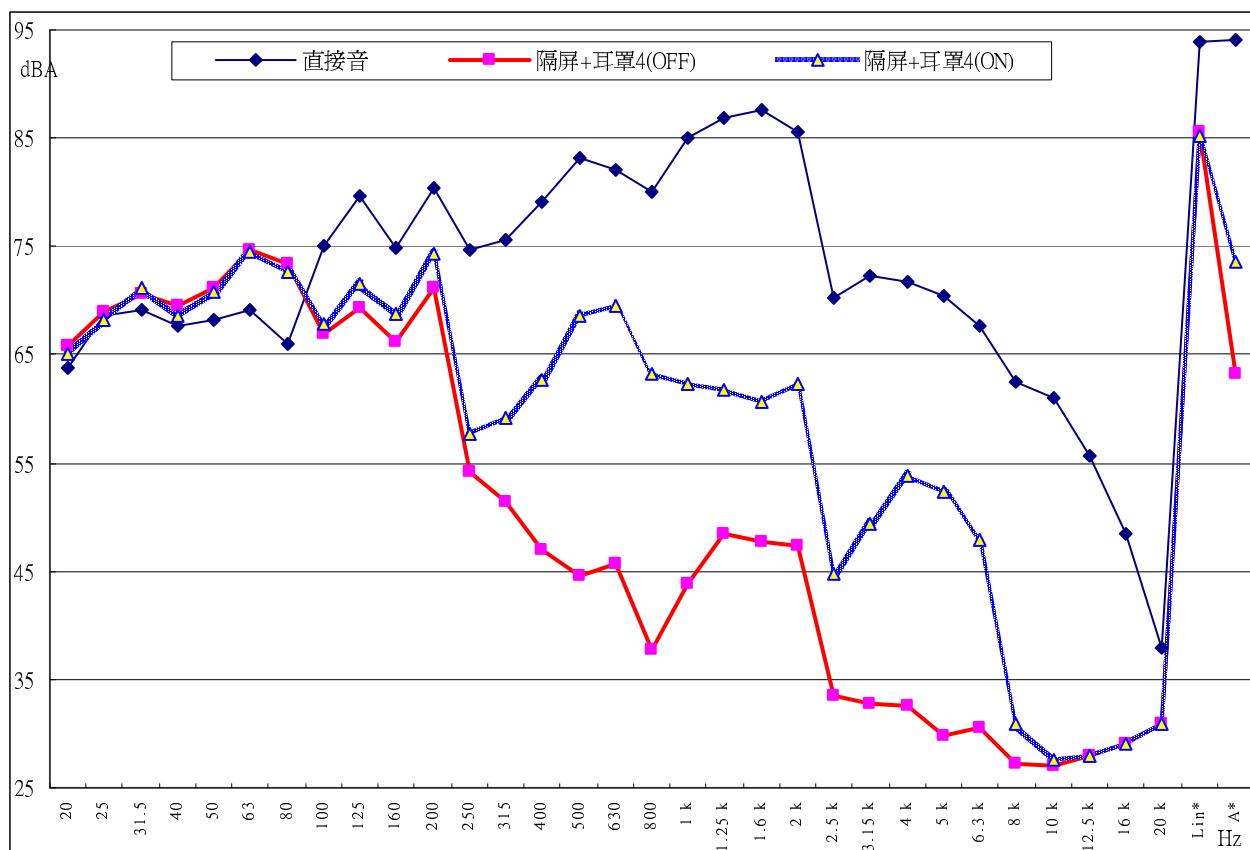


圖 4-23 執行 FV-1 振動規格時隔屏隔音加主動式耳罩複合方式
開起與關閉之降噪值比較圖

2. 由圖 4-24 和圖 4-25

可知在功測機櫃隔音加耳罩複合式之降噪值時

(a)配戴耳罩 1，噪音量由原本的 94.0dBA 降成 71.9dBA，降低 22.1dBA。在低頻 25 Hz~200 Hz 較直接受音音壓為大之現象，此低頻部分頻譜被激發放大。而從中頻起 200 Hz ~20k Hz 噪音值有明顯的減少，在 2.5k Hz 時其分貝值最低。

(b)配戴耳罩 2，噪音量由原本的 94.0dBA 變成 67.4dBA，降低 26.6dBA。在低頻 25 Hz ~100Hz 較直接受音音壓為大之現象。

(c)配戴耳罩 3，噪音量由原本的 94.0dBA 變成 59.1dBA，降低 29.9dBA。在低頻 20 Hz ~90Hz 較直接受音音壓為大之現象。而從低頻 90 Hz 起至 20k Hz 噪音值有明顯的減少，在此測試條件中 90 Hz~20k Hz 時其降噪分貝值為耳罩中效果最好的一組。

(d)配戴耳罩 4(主動式耳罩功能未開啟時)，噪音量由原本的 94.0dBA 降為 62.2dBA，降低 31.8dBA。在低頻 20 Hz ~90 Hz 較直接受音音壓為大之現象，此低頻部分頻譜被激發放大。

(e)配戴耳罩 4(主動式耳罩功能開啟時)，噪音量由原本的 94.0dBA 降為 73.7dBA，降低 20.3dBA。在低頻 20 Hz ~90 Hz 較直接受音音壓為大之現象，並未因主動式降噪功能啟動，而有明顯降噪功能與未開啟時相差有限。而從 100 Hz 起至 250 Hz 因主動式降噪功能啟動，而較未開啟時為高一些音壓，但在 250 Hz 起至 20k Hz 並未因主動式耳罩功能開啟時而有降低噪音值，反而比未開啟時降噪能力為低，尤其在 250 Hz 處起開始異常增大音壓值至 10k Hz 後，其降噪值又與未開啟時無差異，如圖 4-25。

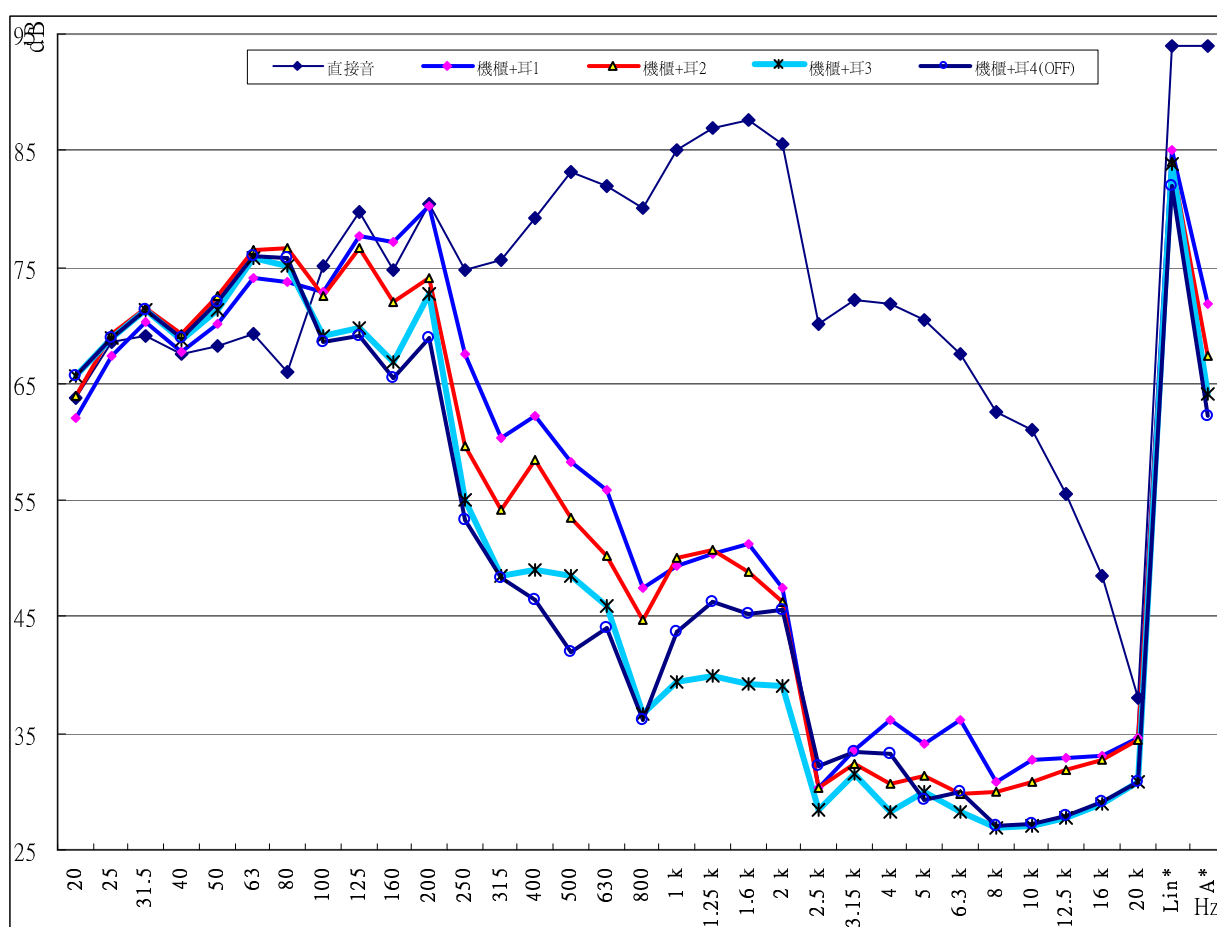


圖 4-24 執行 FV-1 振動規格時機櫃隔音加耳罩複合方式之降噪值比較圖

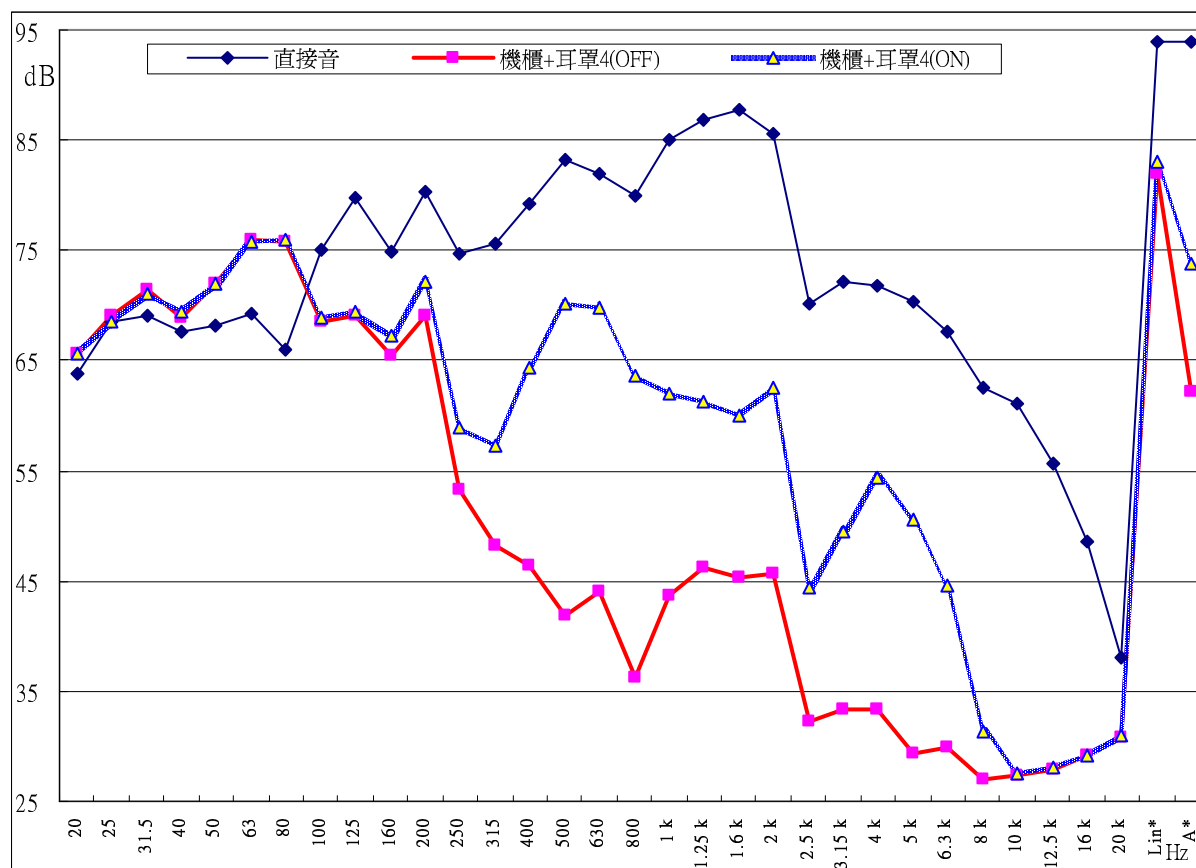


圖 4-25 執行 FV-1 振動規格時機櫃隔音加主動式耳罩複合方式
開起與關閉之降噪值比較圖

4.2 小結

為防止動力環境實驗室作業人員因噪音的暴露，造成聽力損失或持續惡化，本研究針對隔音屏障、控制室隔音、隔音屏障與各類耳罩組合降噪值的探討與應用，功測人員作業位置及主動式耳罩在動力環境實驗室的適用性探討。經由噪音量測分析得到以下幾點結論：

1. 利用動力環境實驗室實際運用可行的設備-隔屏與功測機櫃，模擬功測人員所在位置進行隔音降噪的驗證，當以功測機櫃為隔音屏障時，執行 ESS/RV 規格振動時其接收的音壓位準由 91.2dBA 降為 85.4dBA，降噪值為 5.8dBA。執行 FV-1 規格振動時驗其接收的音壓位準由 94.1dBA 降為 90.2dBA，降噪值為 3.9dBA。比較隔屏與功測機櫃的降噪值，以功測機櫃較佳，由頻譜分析得知其在 250 Hz 至 1250 Hz 處有較大的降值。

2. 在控制室隔音的驗證，當控制室門外量測點音壓為 93.8dBA 時，其控

制室內量測點音壓為 63.4dBA，可有效將音壓降低 30.4dBA，雖然當實驗室作業區域噪音音壓越大時，控制室隔音降噪的總值有減少的趨勢，但整體而言控制室的隔音在大噪音值時仍能有效阻隔噪音降低對聽力的損害。

3. 隔音屏障與各類耳罩組合降噪值的探討與應用，得知當以功測機櫃為隔音屏障時加耳罩 3 的組合可得最佳的降噪值，執行 ESS/RV 規格振動時其接收的音壓位準由 91.2dBA 降為 62.4dBA，降噪值為 28.8dBA。

4. 在功測人員作業位置量測其人員接收的噪音音壓，以振動機前側的人員所受音壓最大，因此當執行振動實驗時，功測人員的作業位置應避免在前側進行作業，以減少噪音暴露的音壓值。

5. 本研究特就主動式耳罩在動力環境實驗室的適用性探討，以 B&K 模擬假人頭的耳內安置麥克風，進行模擬人耳在戴上主動式耳罩時，接收音壓的大小及降噪後的頻譜特性。

A 當主動式耳罩功能未開啟時(off)，具有傳統式耳罩的功能，在 ESS/RV 規格振動時其接收的音壓位準由 91.2dBA 降為 62.9dBA，降噪值為 28.3dBA。

B 主動式耳罩功能開啟時(on)，則噪音量由原本的 91.2dBA 降為 77.3dBA，降低 13.9dBA。在低頻 20~90Hz 較直接受音音壓為大之現象，並未因主動式降噪功能啟動，而有明顯降噪功能與未開啟時相差有限。而從 90Hz 起至 200 Hz 未因主動式降噪功能啟動，而減低此頻譜範圍之音壓。但在 200 Hz 起至 20k Hz 並未因主動式耳罩功能開啟時而有降低噪音值，反而比未開啟時降噪能力為低，尤其在 500 Hz 處功能開啟時比未開啟時增大 26.3 dBA。

C 在實測值之主動式耳罩功能開啟音壓為 77.3dBA 與未開啟音壓為 62.9dBA 的比較，因主動式耳罩功能的開啟其降噪值反而降低了。因此以目前主動式耳罩雖結合被動式與主動式的降噪機制，但在動力環境實驗室為變動性噪音，且其頻譜分佈範圍大，主要頻譜集中在中、高頻處。其反應速度、有效頻寬的降噪控制，在主動式功能的開啟，在 250Hz 至 8k Hz 較傳統耳罩耳朵所接收的音壓為大，所以仍無法適用在動力環境實驗室噪音的降噪上。

6. 隔音屏障、各類耳罩組合與控制室降噪值的探討與應用，其降噪成效值如表。

表 23 噪音污染降噪成效表

降噪方法	原噪音聲壓位準 (dBA)	改善後聲壓位準 (dBA)	降噪成效值 (dBA)
隔屏隔音	91.2	88.4	2.8
功測機櫃隔音	91.2	85.4	5.8
隔屏隔音加主動式耳罩(on) 複合隔音	91.2	74.9	16.3
功測機櫃隔音加主動式耳罩 (on)複合隔音	91.2	72.6	18.6
隔屏隔音加主動式耳罩 (off)複合隔音	91.2	62.9	28.3
功測機櫃隔音加主動式耳罩 (off)複合隔音	91.2	92.7	28.5
隔屏隔音加耳罩 3	91.2	62.4	28.8
功測機櫃隔音加耳罩 3	91.2	62.2	29.0
控制室隔音門	93.8	63.4	30.4

第五章 結論與建議

5.1 結論

經由本研究進行噪音污染的調查與防治策略的探討後得到下列幾點結論：

1. 最大噪音源為振動機執行試驗所產生，其噪音聲壓位準與振動推力及頻譜規格有關，當推力越大產生噪音聲壓位準越大，振動規格頻率超過 1k Hz 以上時，聽力在高頻損失將有增大風險。

2. 振動機前側的人員所受直接音壓最大，當執行振動實驗時，功測人員的作業位置應避免在前側進行作業，以減少噪音暴露的音壓值

3. 由噪音量測分析得到降噪值效能，依序為控制室隔音效能 30.4dBA > 功測機櫃加耳罩 3 組合隔音效能 29.0dBA > 隔屏加耳罩 3 組合隔音效能 28.8dBA > 功測機櫃隔音效能 5.8dBA > 隔屏隔音效能 2.8dBA。在振動機執行試驗時，各區域測點聲壓位準多較 90dBA 大，尤其接近聲源 2m 時，聲壓位準更大。因此人員非必須至作業區時，應在控制室內方可得最佳防護，至作業區功測時應利用隔音屏障加耳罩增加降噪效果。

4. 應用功測機櫃雖隔音效能由 91.2 dBA 降為 85.4 dBA 只降噪 5.8dBA，但在法規的 5 分貝減半率標準，可降低聽力傷害損失及在噪音工作日 8 小時日時量平均 90dBA 暴露之容許範圍內。

5. 動力環境實驗室的變動噪音特性，由實測驗證結果主動式耳罩在功能開啟時其降噪值反而降低。以目前 ANC 技術處理定頻、低頻效果較佳，而變動性大及寬頻噪音仍有待進一步研究改善，因此主動式耳罩並不適合應用在此處。

5.2 建議

1. 噪音一般常識及相關法令認知，員工缺乏正確常識與觀念，因此須安排正式相關噪音防護教育訓練，以建立正確觀念與危害風險意識。

2. 問卷調查顯示 98.4% 會以耳罩當防護具，而耳罩供應為公司所提供佔 96.9%，因此在採購耳罩，應依噪音頻譜特性、聲場環境及適合人體功學舒適性選購適當的耳罩，方能提供有效噪音之降噪機制與長時間的配戴意

願，避免噪音造成聽力損失。

3. 噪音控制非常複雜且所需費用頗多，因此本研究針對可行的方案及對策進行探討，皆能有降噪效果，但因整體動力環境實驗室為一密閉空間，牆壁、天花板等堅硬板面會將聲音幾乎完成反射。當聲波不斷的反射、折射提高各區域原有的聲壓位準，無法因距離增加而線性的衰減。造成實驗室作業人員未因距離音源較遠，減少暴露於高噪音環境中。因此建議如經費許可，應利用量測得到之 $1/3$ 倍頻頻譜特性評估使用有效吸音材料、吸音板覆蓋於牆壁、天花板，以減少擴散聲場的影響，降低整體動力環境實驗室的聲壓位準。

4. 隔音屏障(隔屏)在本研究實驗測試之尺寸長*寬*高為 $152\text{cm} \times 3\text{cm} \times 150\text{cm}$ 所構成的防音隔屏，其降噪值 2.8dBA ，如能考慮移動之機動性與實用性，增加其長、寬、高度，降噪值將會提昇，因此建議依 $1/3$ 倍頻頻譜特性，設計最佳化的隔屏以增進防護效果與應用便利性。

在綜合上述的研究後，期盼藉由本文的研究能作為對日後籌建新的實驗室設計規劃時之參考，能在噪音防治改善方面有所助益，以提供人員免於噪音污染的危害，防止造成永久性的聽力職業傷害。



問卷調查統計分析圖

一. 基本資料:

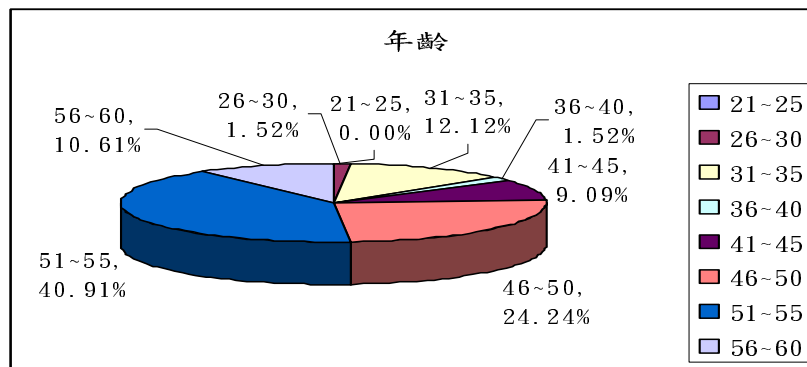


圖 3-33 勞工年齡統計圖

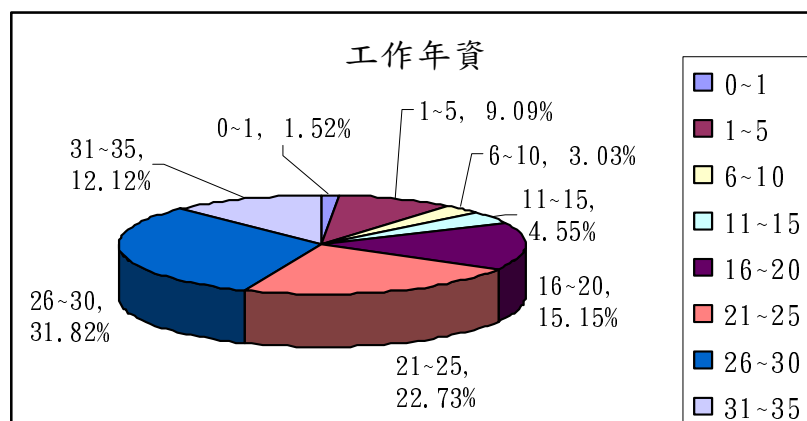


圖 3-34 勞工工作年資統計表

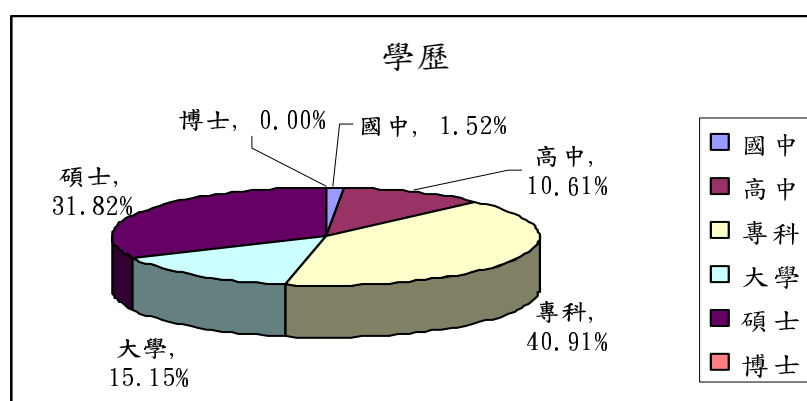


圖 3-35 勞工學歷統計圖

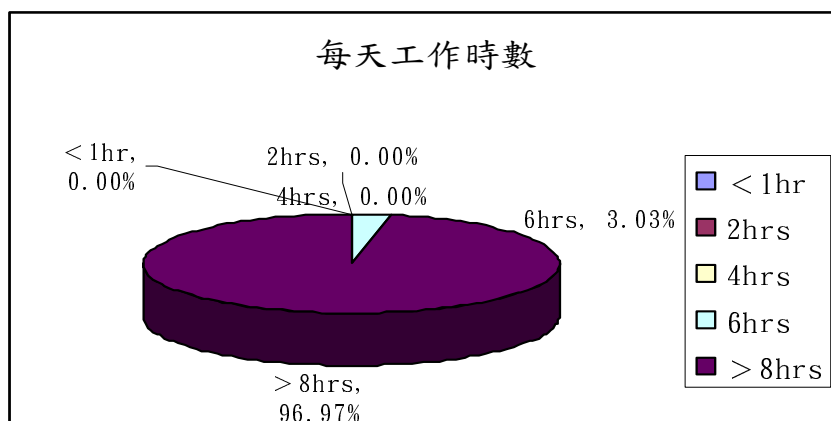


圖 3-36 勞工每天工作時數統計圖

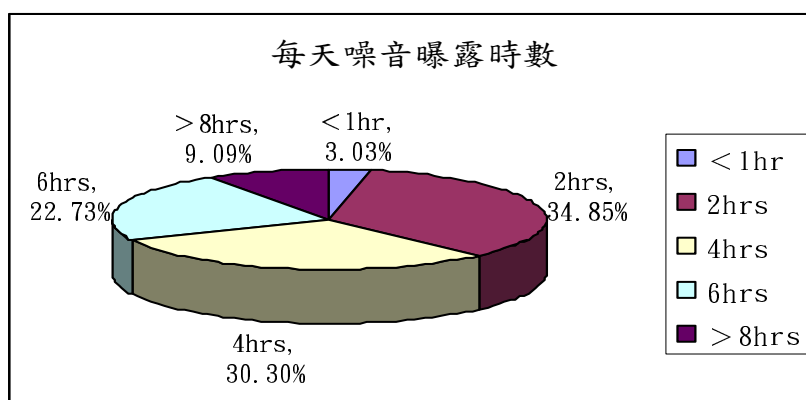


圖 3-37 勞工每天噪音暴露時數統計圖

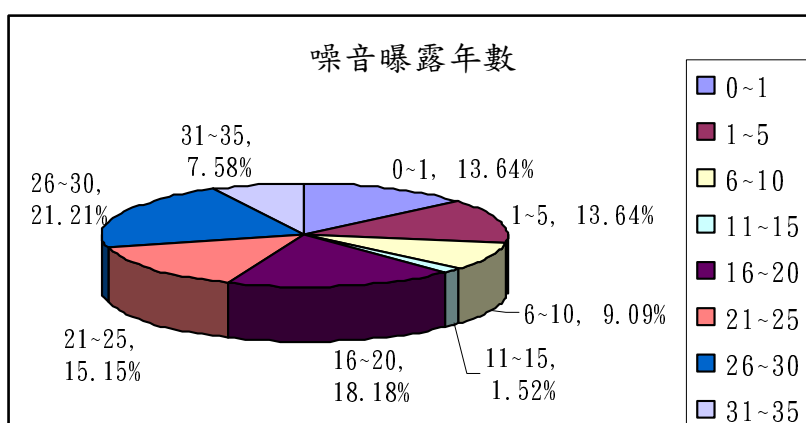


圖 3-38 勞工每天噪音暴露年數統計圖

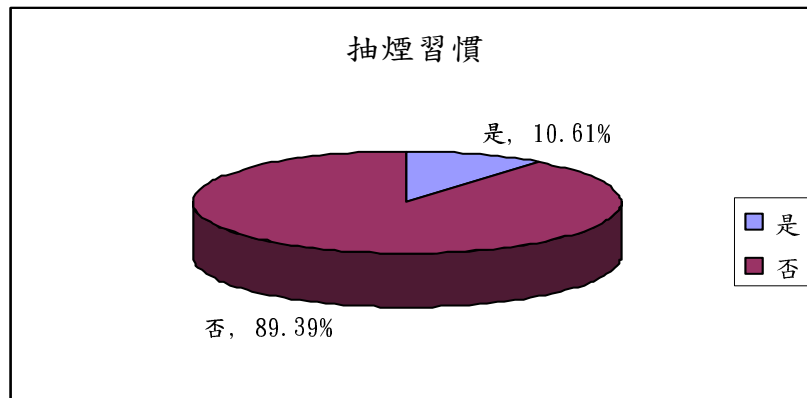


圖 3-39 勞工抽煙習慣統計圖

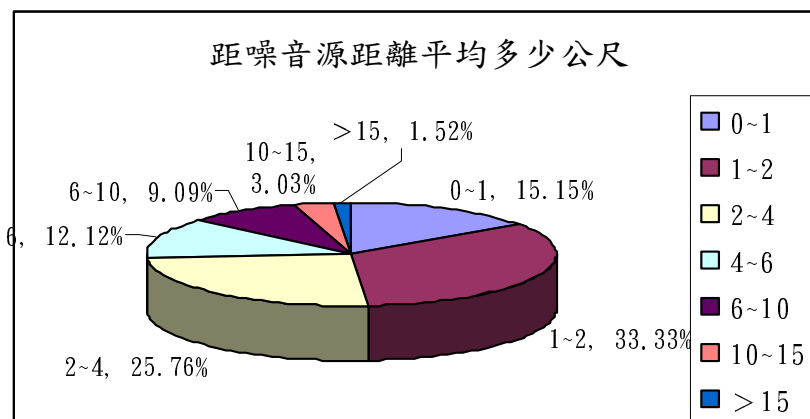


圖 3-40 勞工距離噪音源平均距離統計圖

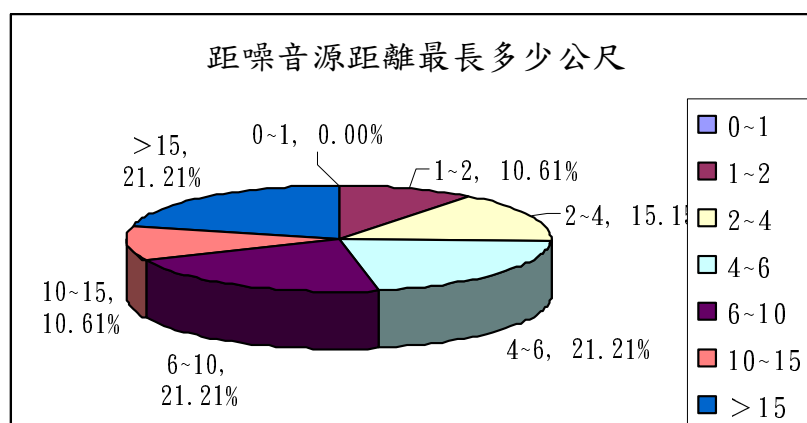


圖 3-41 勞工距離噪音源最長距離統計圖

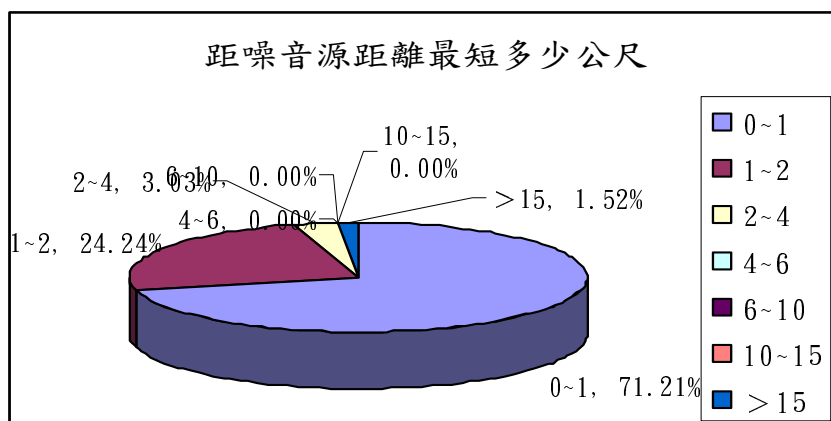


圖 3-42 勞工距離噪音源最短距離統計圖

二. 耳朵及聽力方面情形：

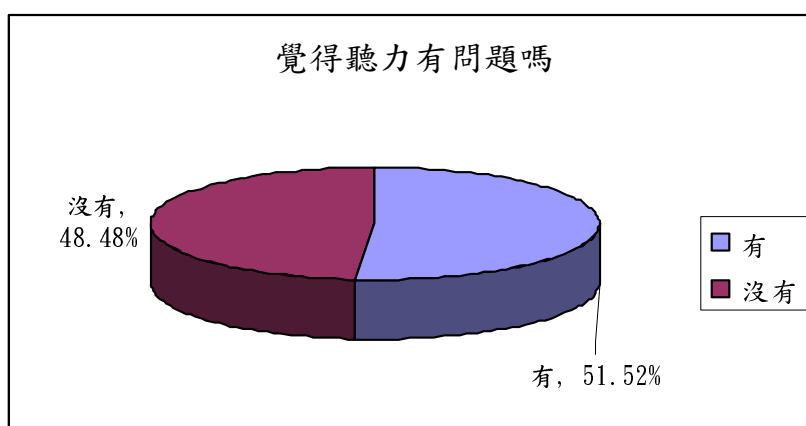


圖 3-43 勞工自覺聽力統計圖

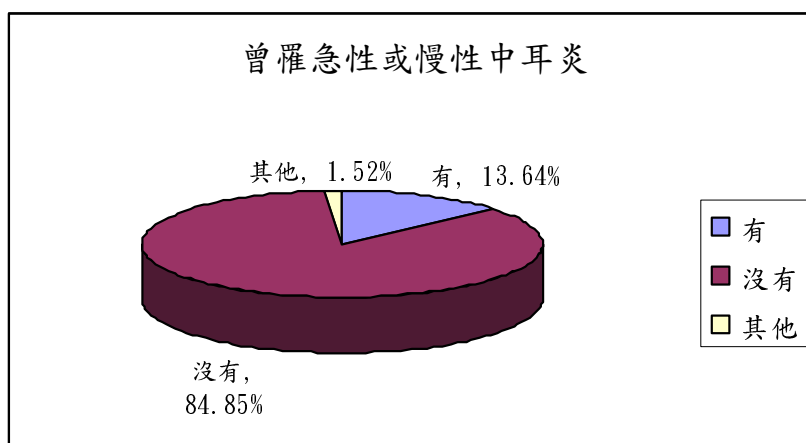


圖 3-44 勞工勞工曾罹急性或慢性中耳炎統計圖

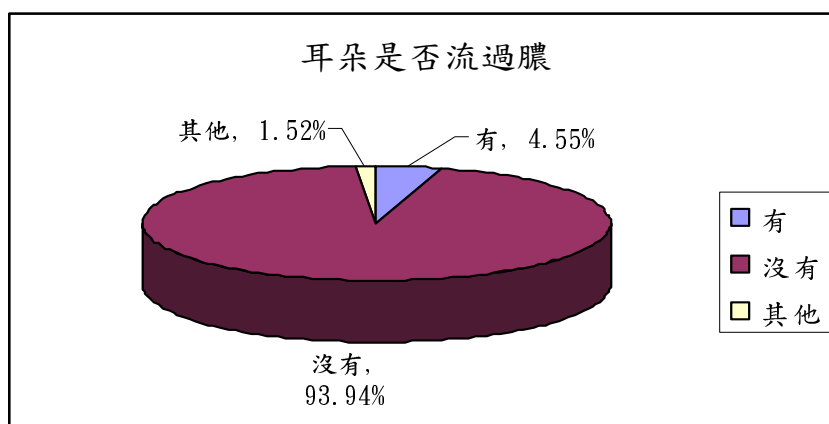


圖 3-45 勞工耳朵是否流過膿統計圖

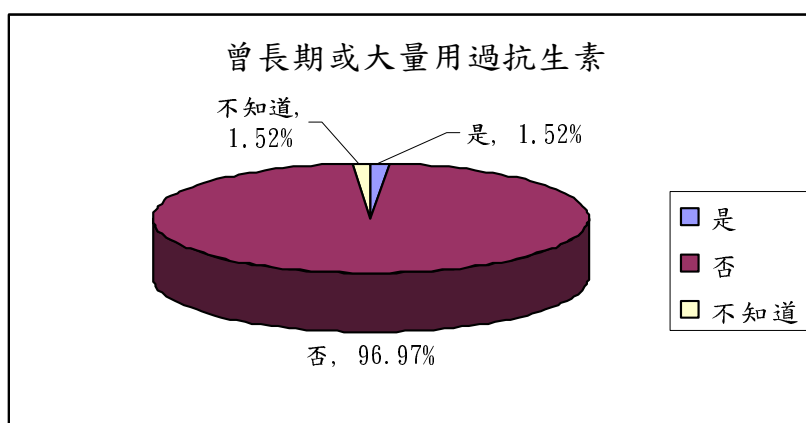


圖 3-46 勞工曾長期或大量用過抗生素統計圖

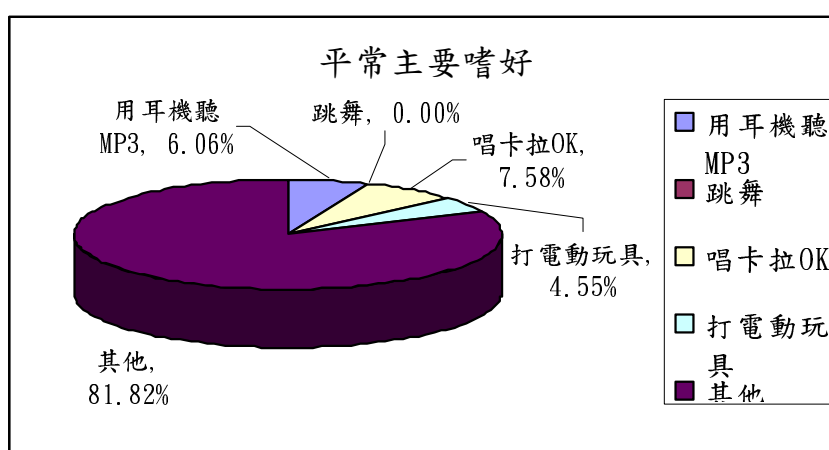


圖 3-47 勞工平常主要嗜好統計圖

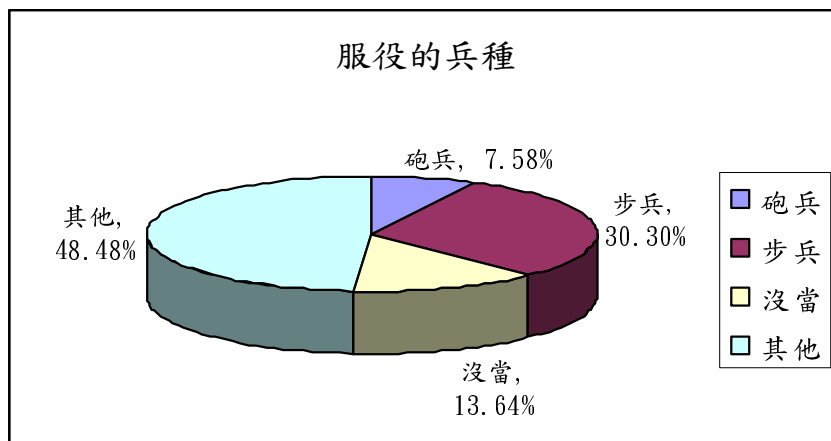


圖 3-48 勞工服役的兵種統計圖

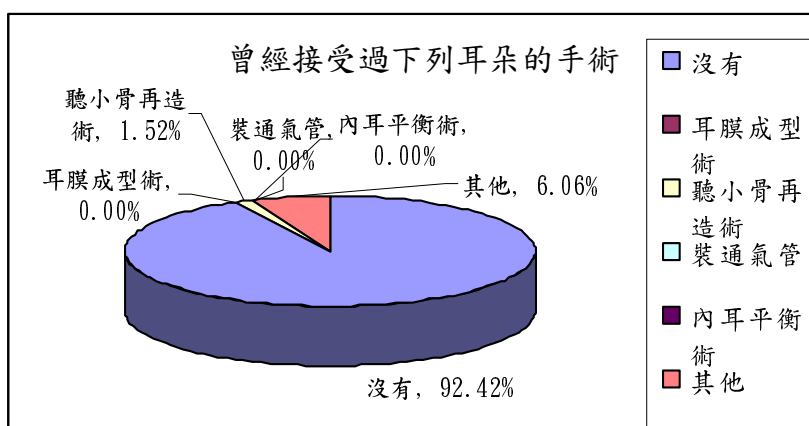


圖 3-49 勞工接受耳朵手術統計圖

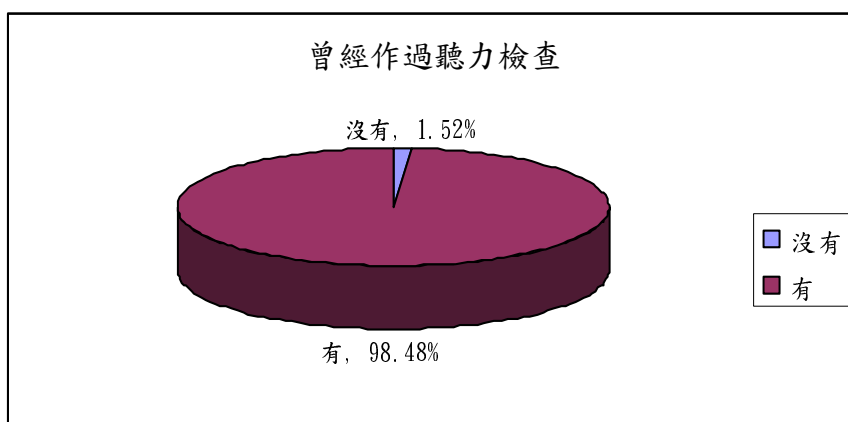


圖 3-50 勞工聽力檢查統計圖

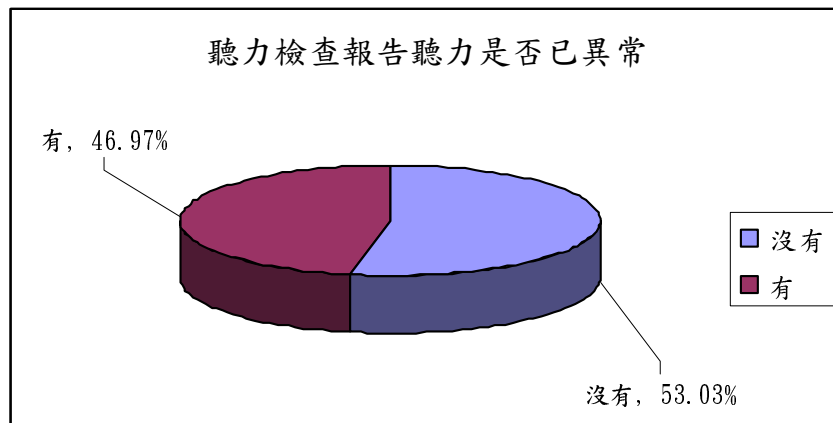


圖 3-51 勞工聽力檢查報告統計圖

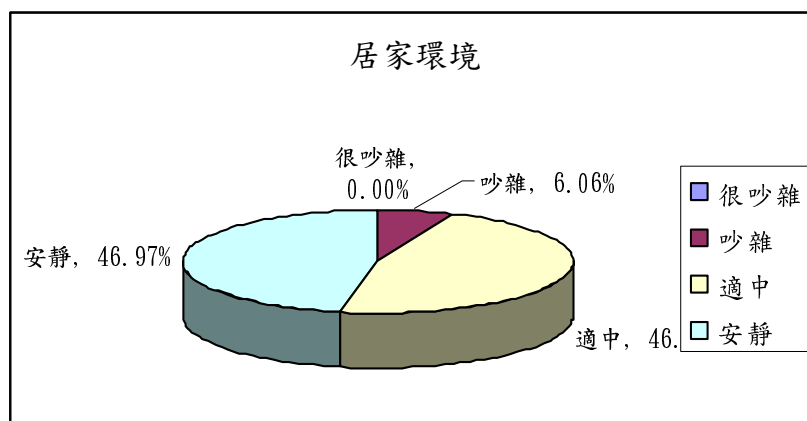


圖 3-52 勞工居家環境統計圖

三. 實驗室噪音的感覺與認知：

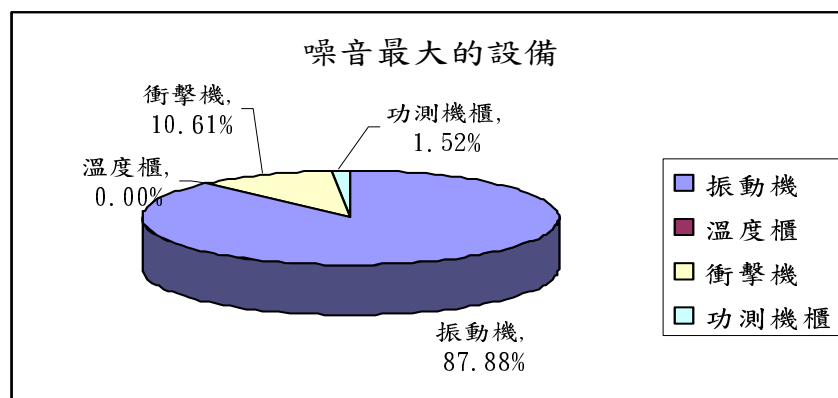


圖 3-53 噪音最大的設備統計圖

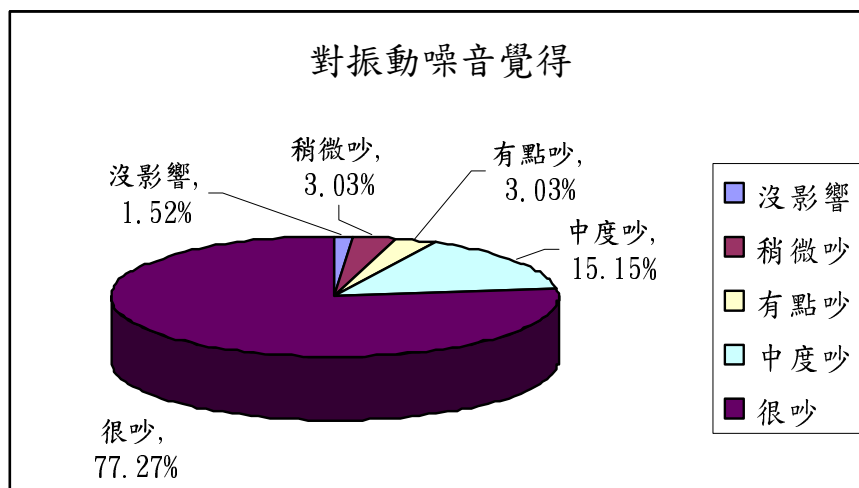


圖 3-54 對振動噪音認知統計圖

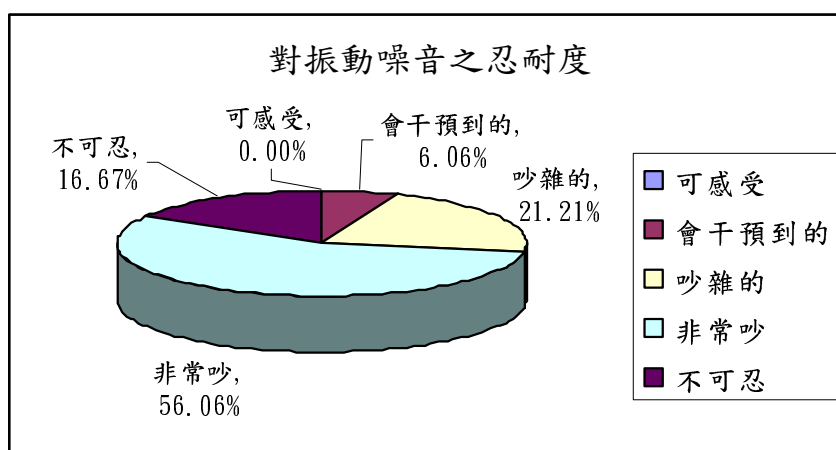


圖 3-55 振動噪音之忍耐度統計圖

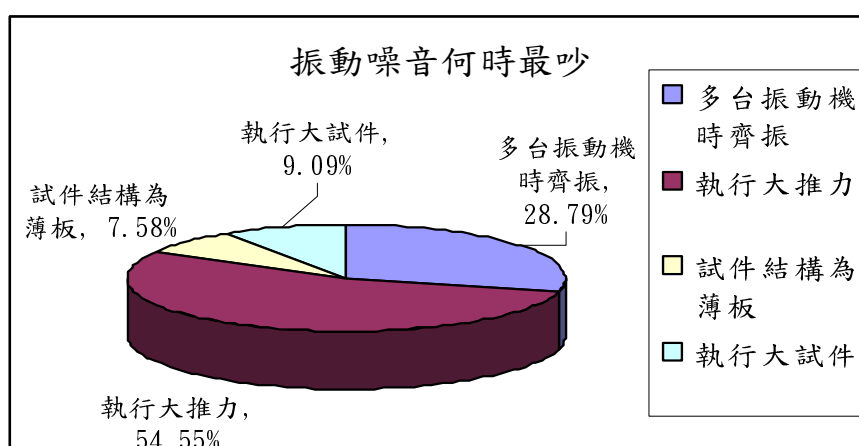


圖 3-56 振動噪音何時最吵統計圖

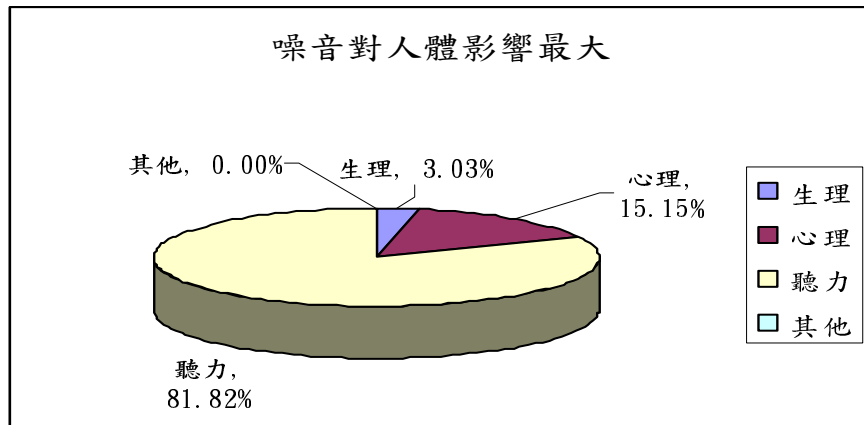


圖 3-57 噪音對人體影響最大統計圖

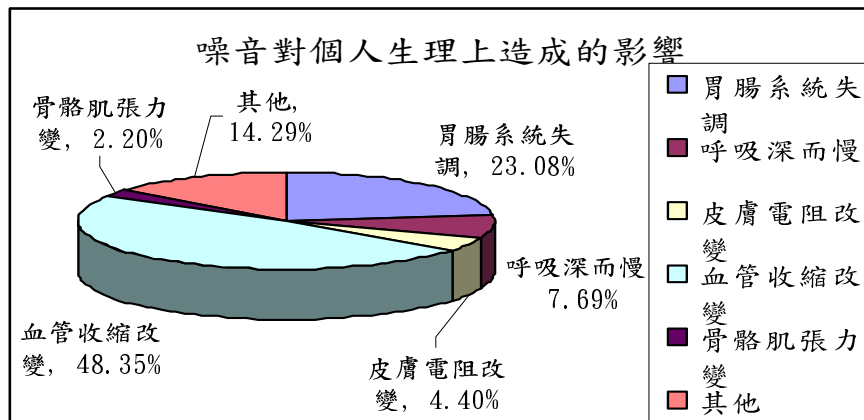


圖 3-58 噪音對個人生理上造成的影響統計圖

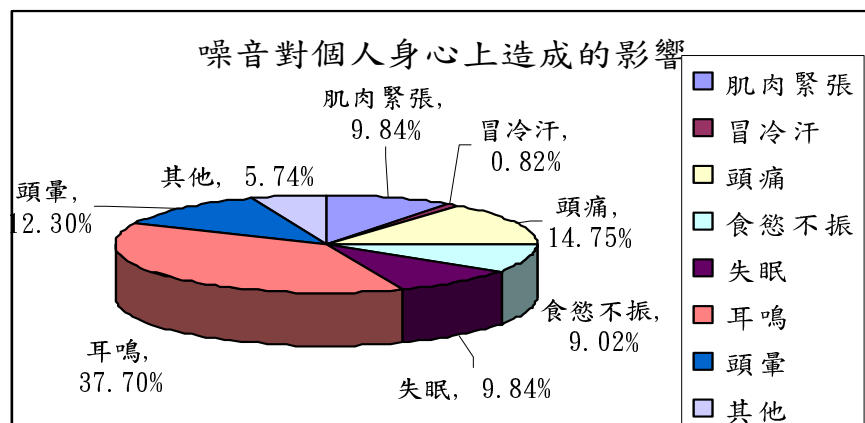


圖 3-59 噪音對個人身心上造成的影響統計圖

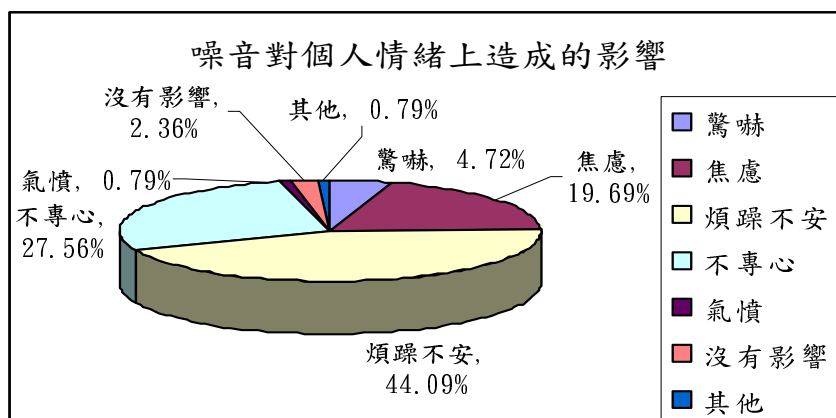


圖 3-60 噪音對個人情緒上造成的影響統計圖

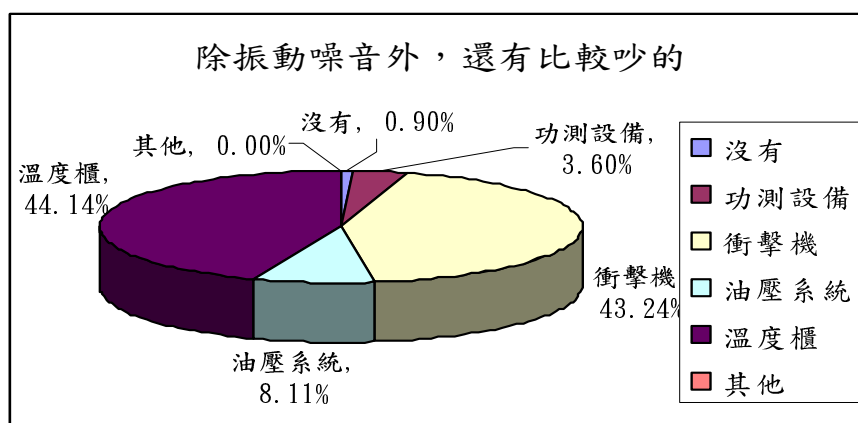


圖 3-61 除振動噪音外，還有比較吵的統計圖

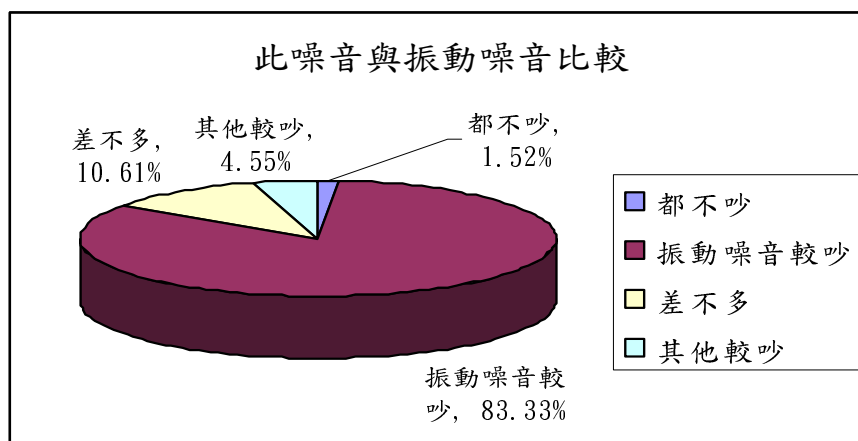


圖 3-62 其他噪音與振動噪音比較統計圖

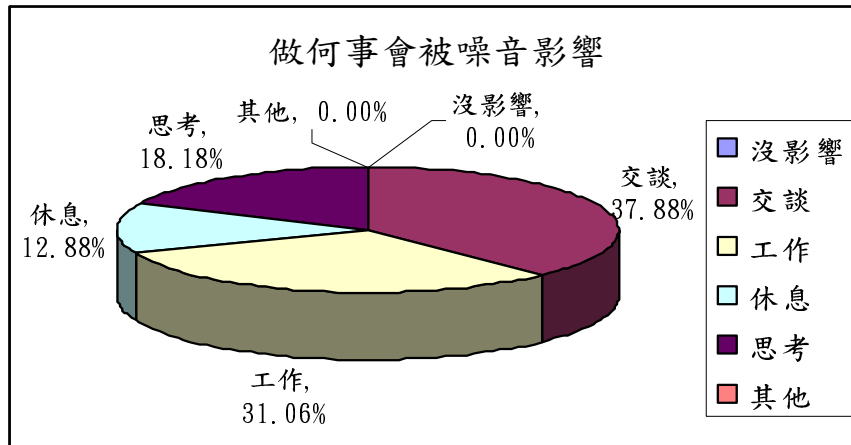


圖 3-63 做何事會被噪音影響統計圖

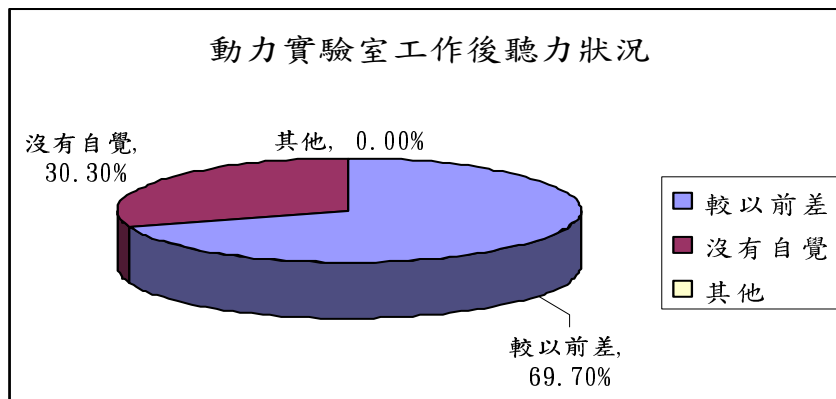


圖 3-64 動力實驗室工作後聽力狀況統計圖

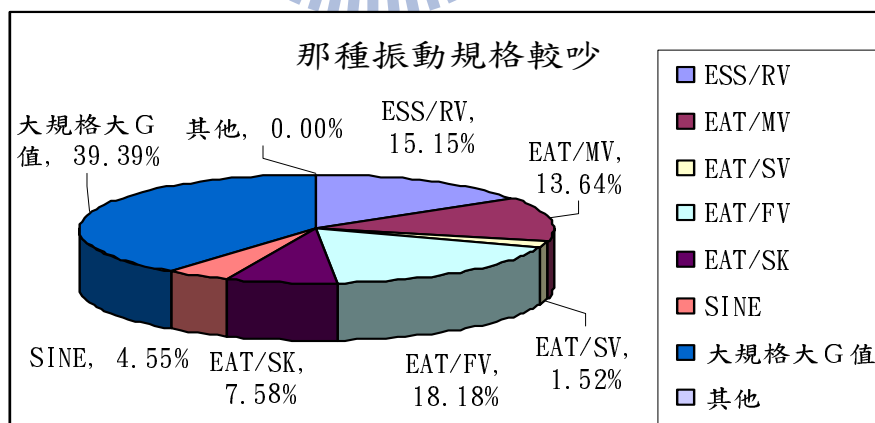


圖 3-65 那種振動規格最吵統計圖

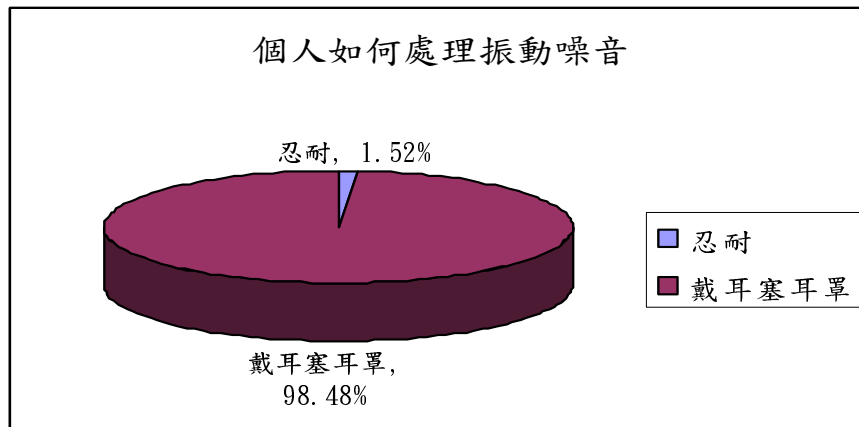


圖 3-66 個人如何處理振動噪音統計圖

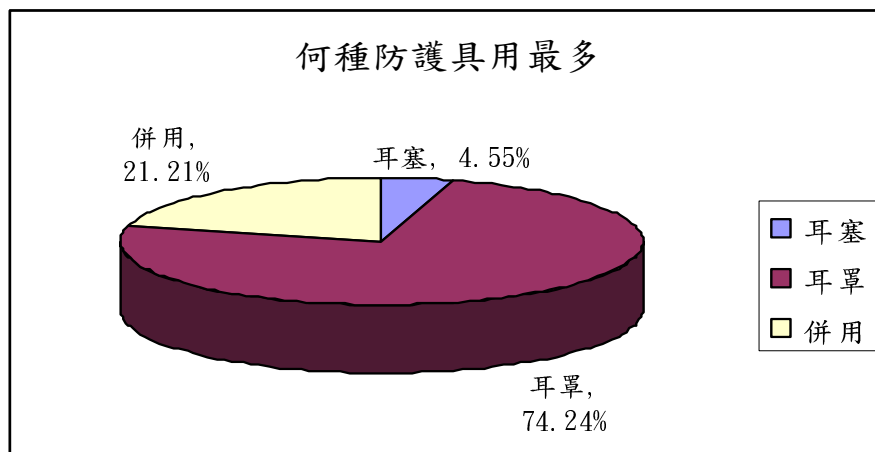


圖 3-67 防護具使用統計圖

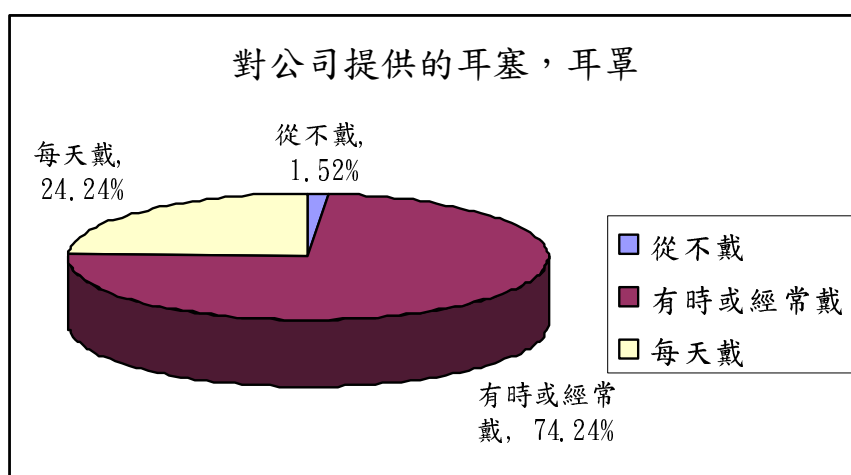


圖 3-68 防護具使用情形統計圖

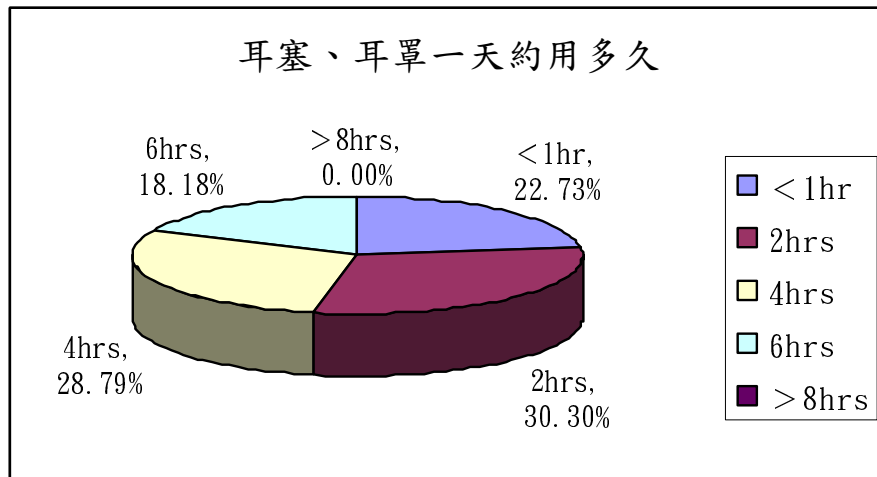


圖 3-69 耳塞、耳罩一天使用多久統計圖

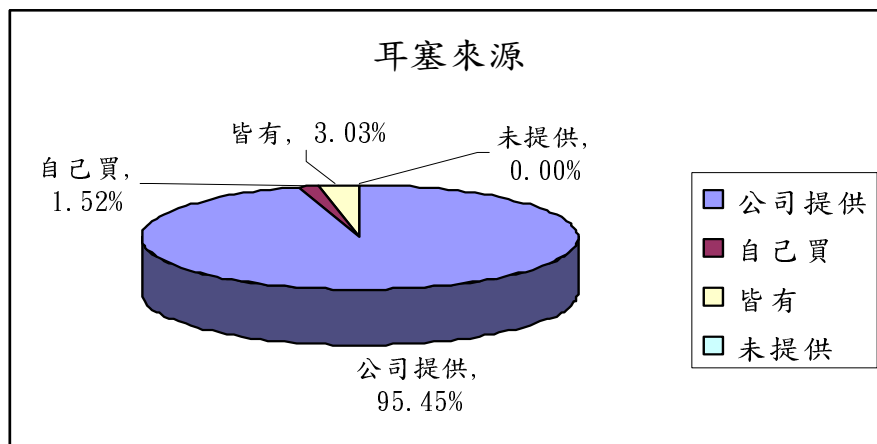


圖 3-70 耳塞來源統計圖

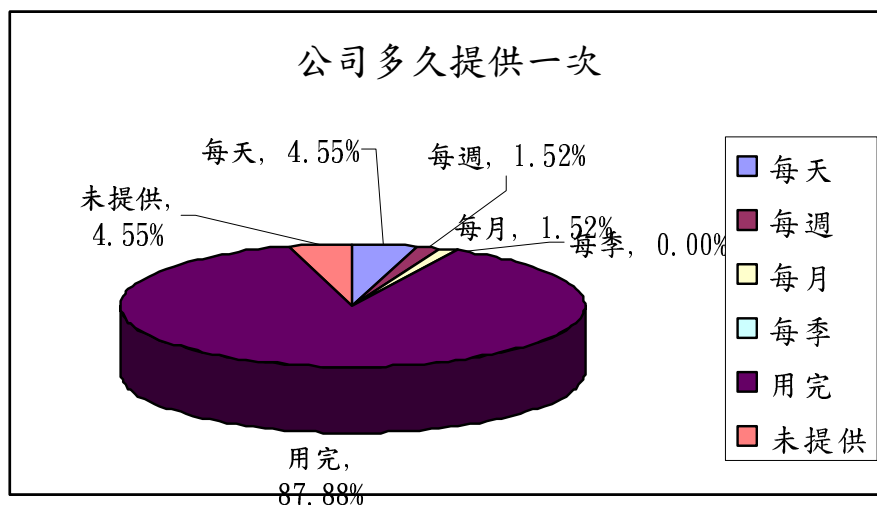


圖 3-71 耳塞公司提供情形統計圖

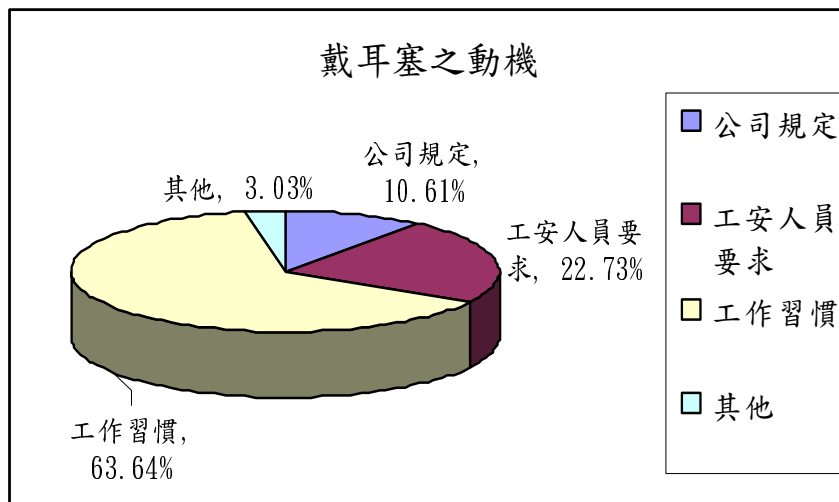


圖 3-72 戴耳塞之動機統計圖

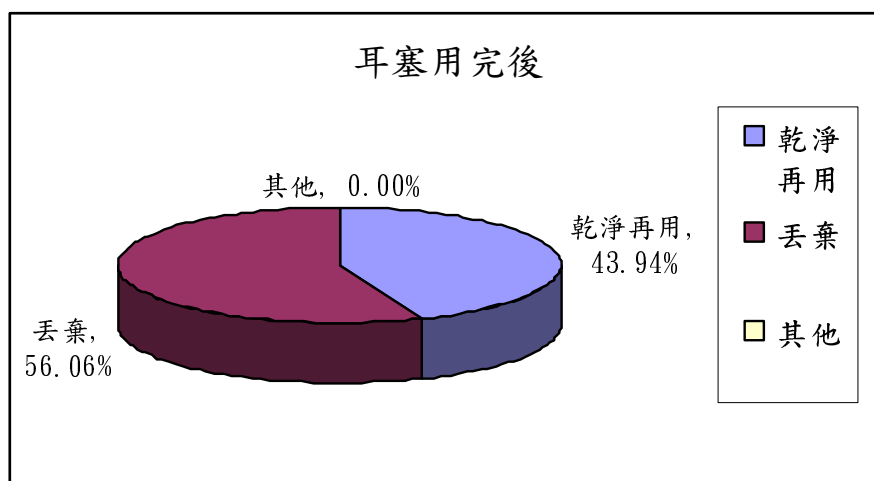


圖 3-73 耳塞用完後處理情形統計圖

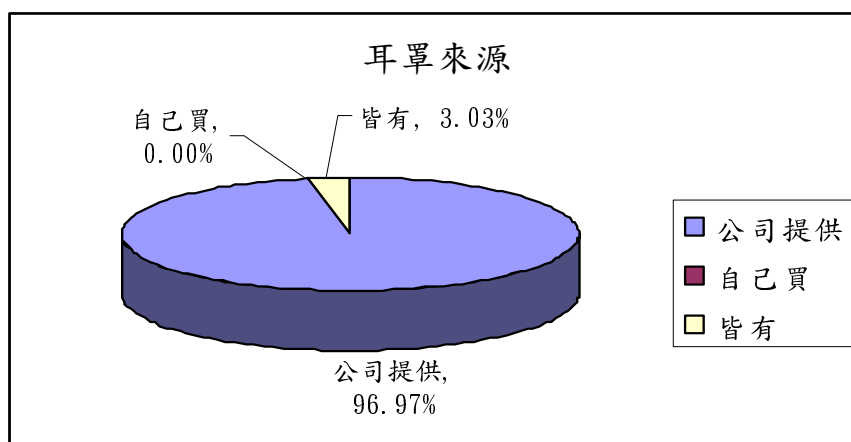


圖 3-74 耳罩來源統計圖

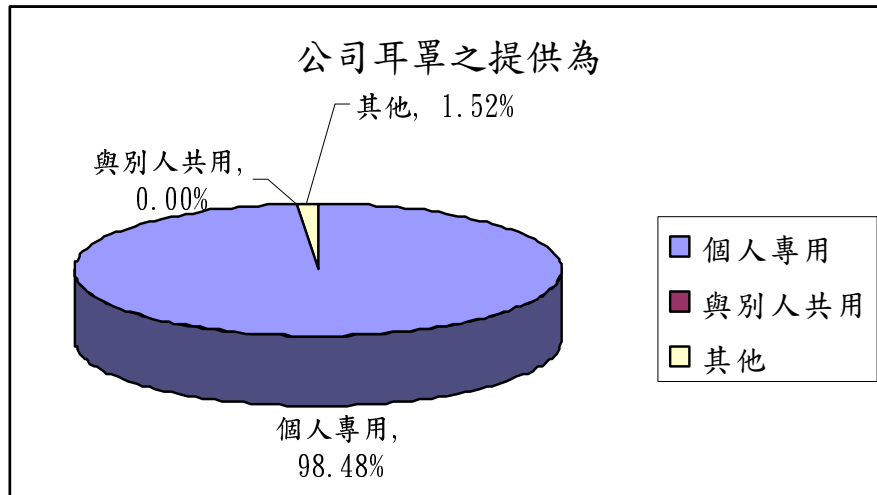


圖 3-75 耳罩為專用或共用統計圖

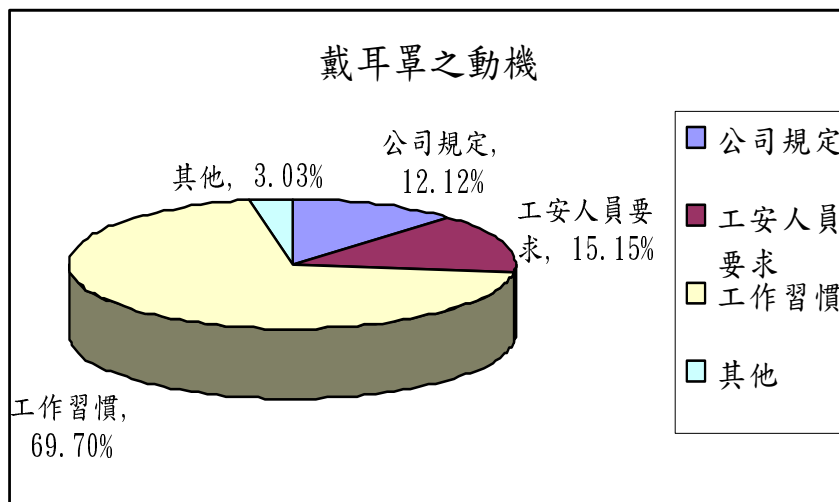


圖 3-76 戴耳罩之動機統計圖

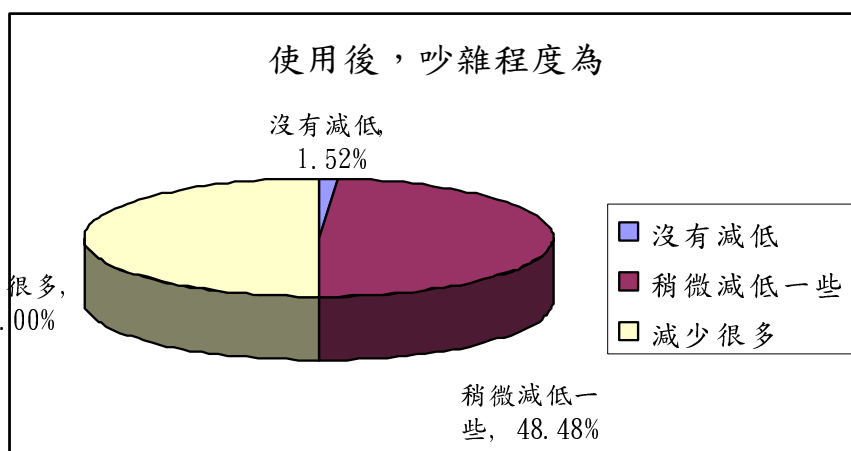


圖 3-77 使用後，吵雜程度統計圖

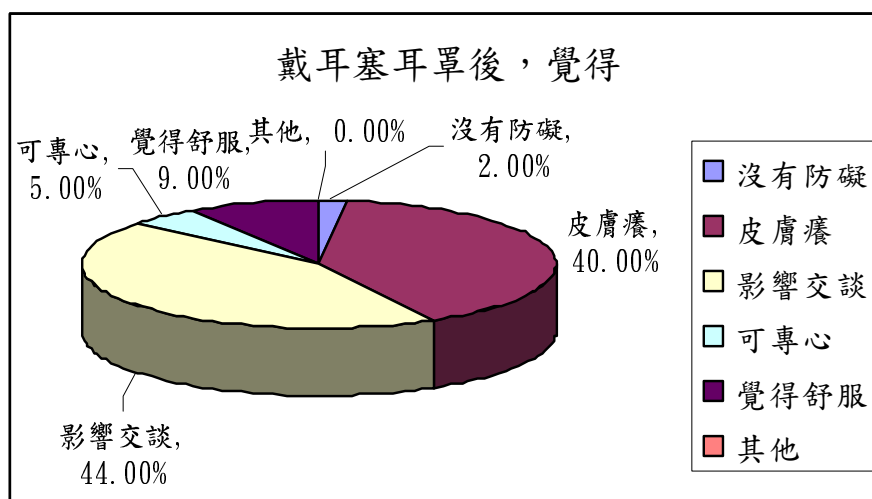


圖 3-78 戴耳塞耳罩感覺統計圖

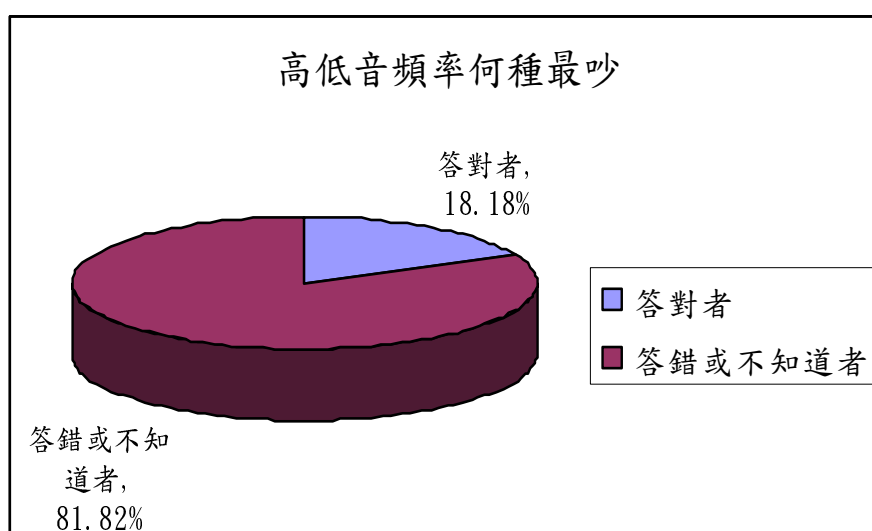


圖 3-79 高低音頻率何種最吵統計圖

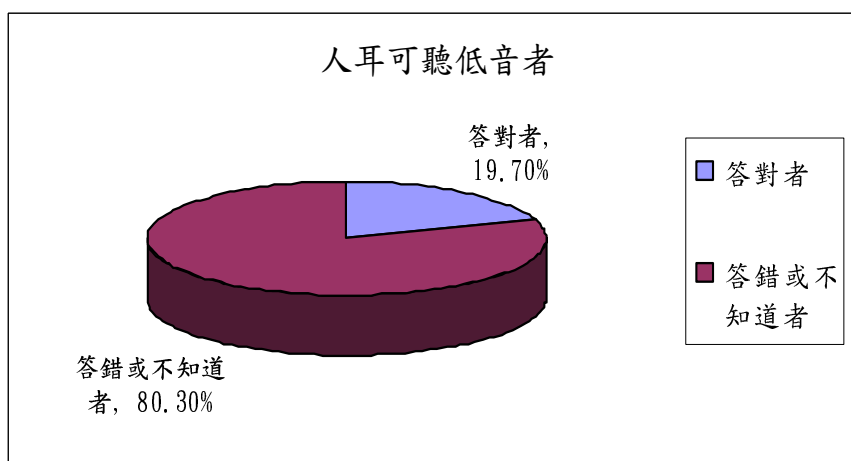


圖 3-80 人耳可聽低音者統計圖

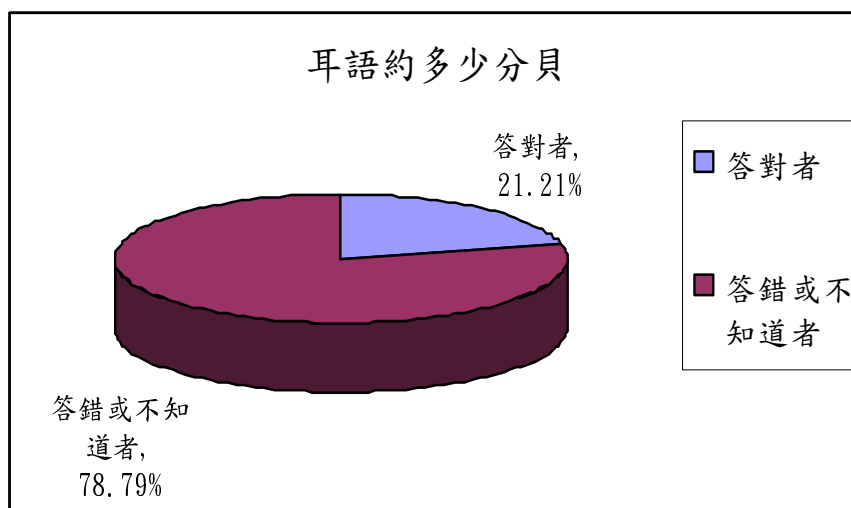


圖 3-81 耳語約多少分貝認知統計圖

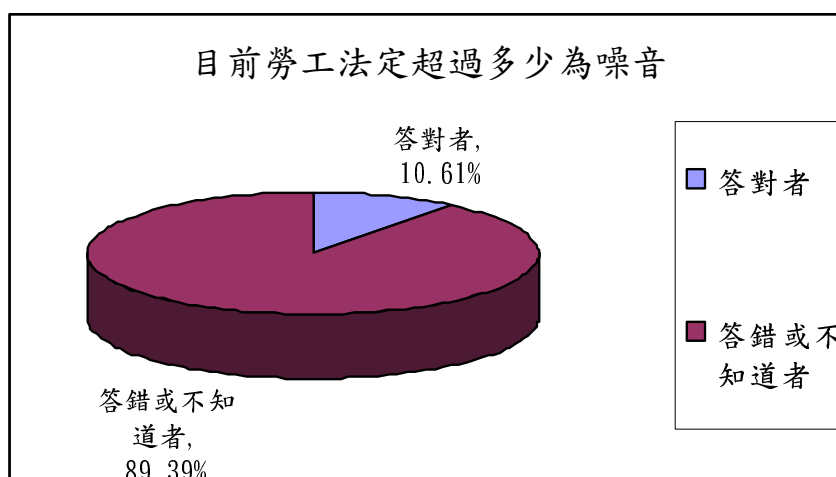


圖 3-82 勞工法定噪音量認知統計圖

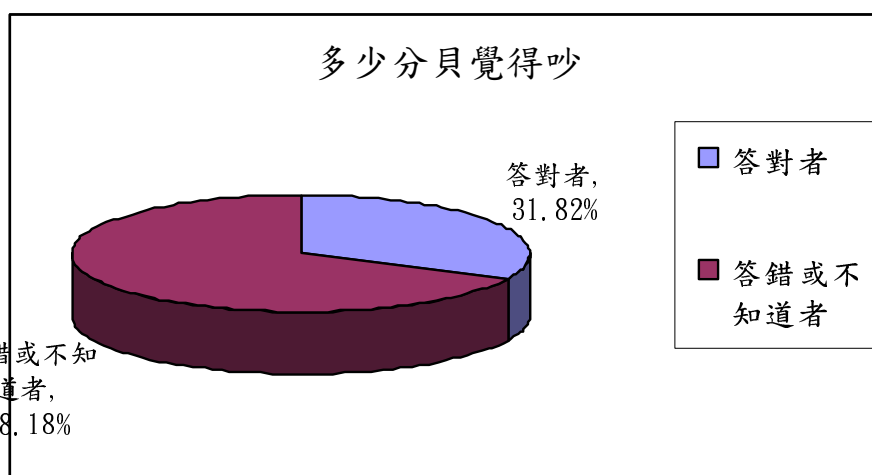


圖 3-83 噪音量-吵的認知統計圖

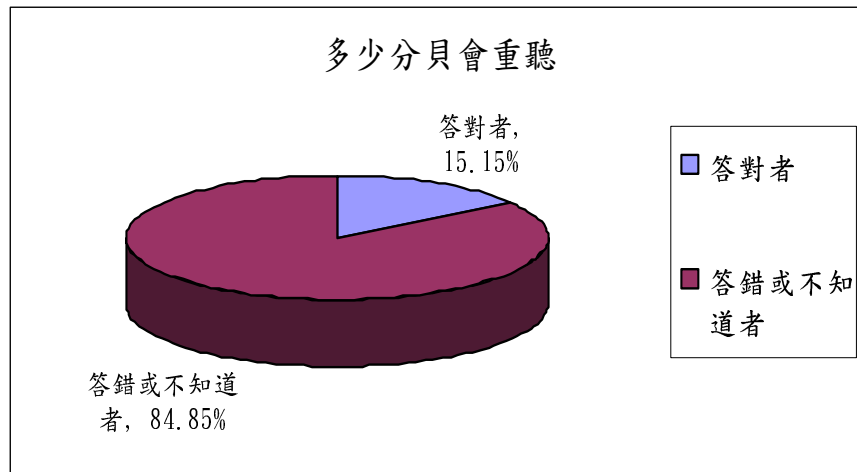


圖 3-84 噪音量-重聽的認知統計圖

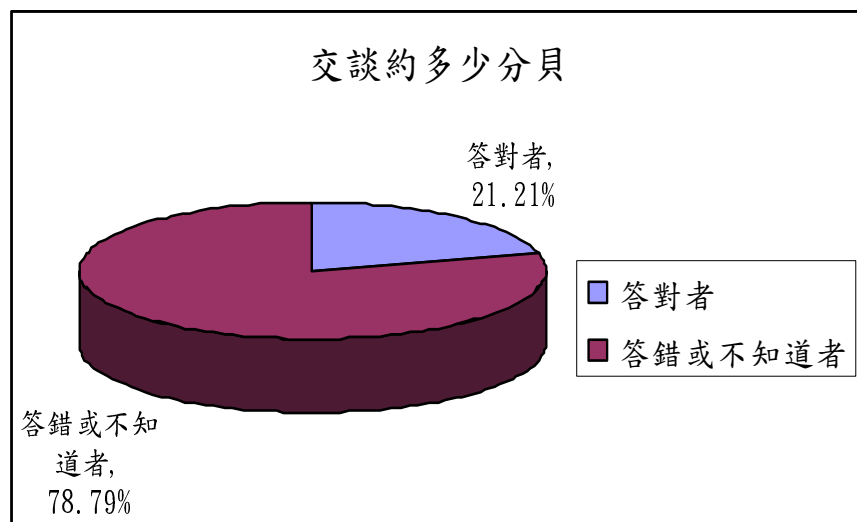


圖 3-85 噪音量-交談的認知統計圖

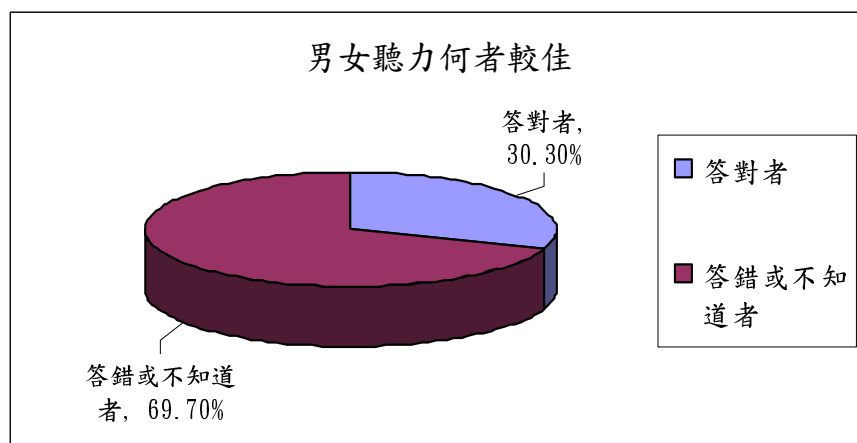


圖 3-86 男女聽力的認知統計圖

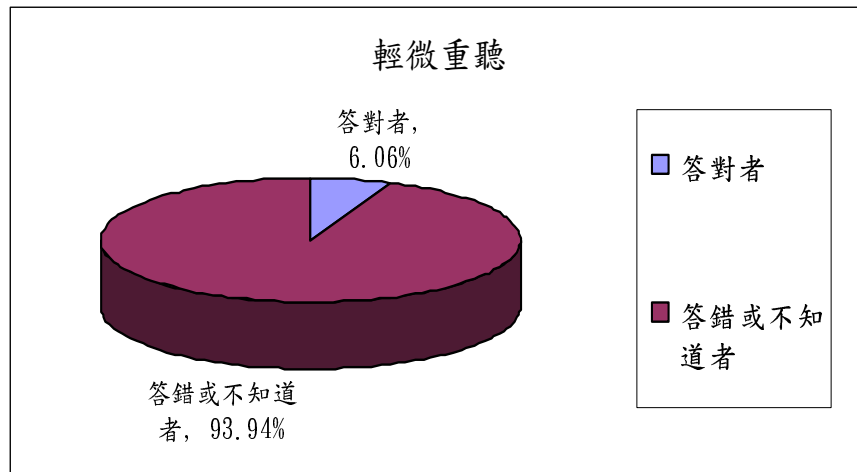


圖 3-87 輕微重聽的認知統計圖

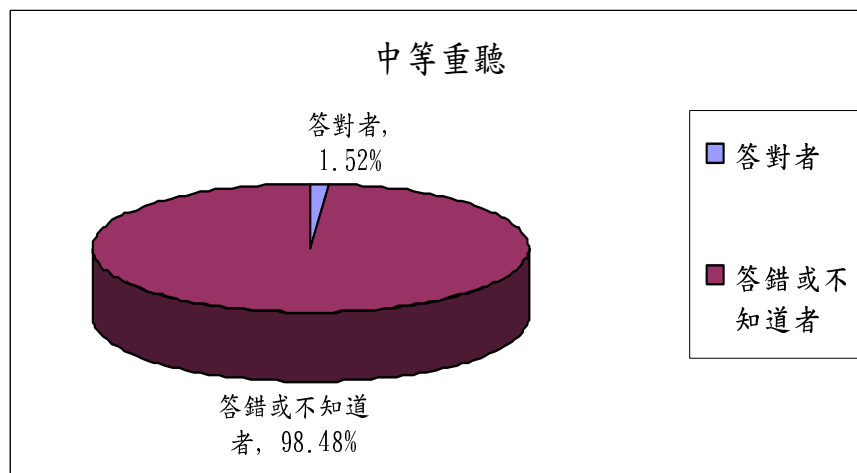


圖 3-88 中等重聽的認知統計圖

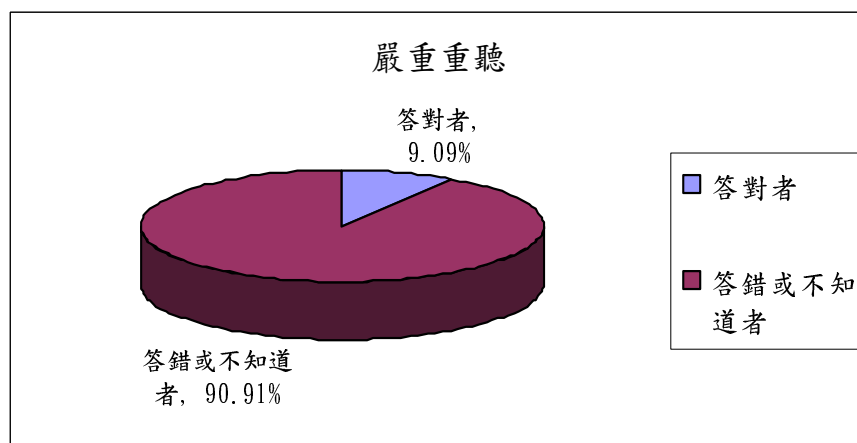


圖 3-89 嚴重重聽的認知統計圖

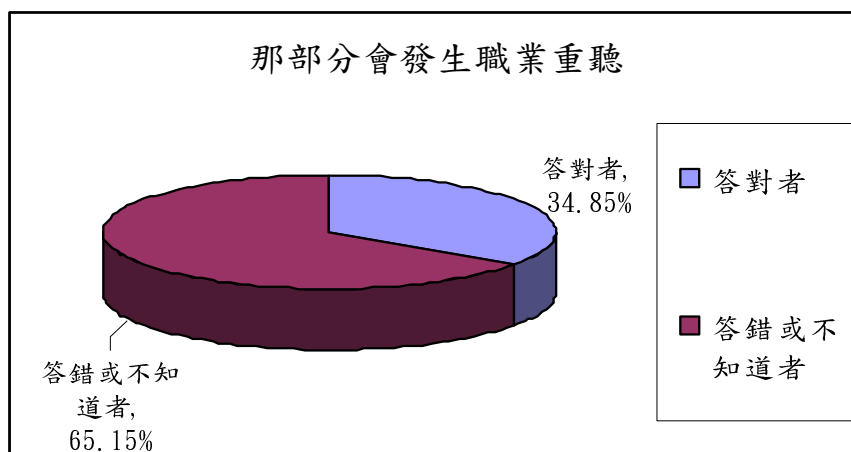


圖 3-90 發生職業重聽部位的認知統計圖

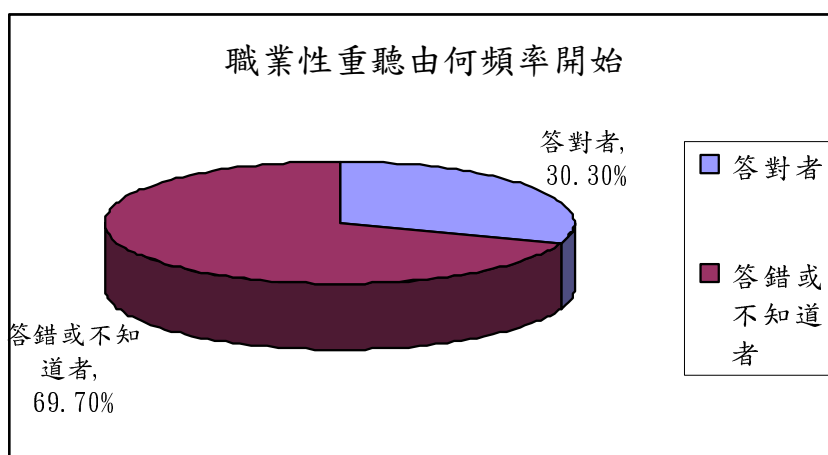


圖 3-91 發生職業重聽開始頻率的認知統計圖

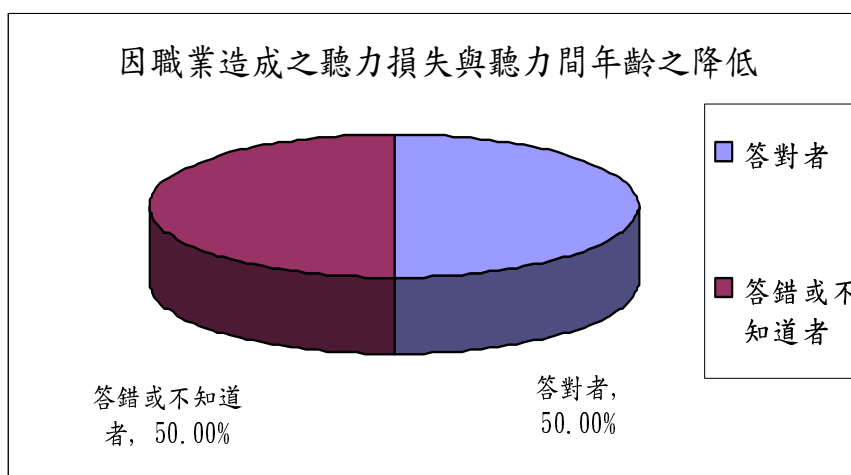


圖 3-92 職業造成之聽力損失與聽力間年齡的認知統計圖

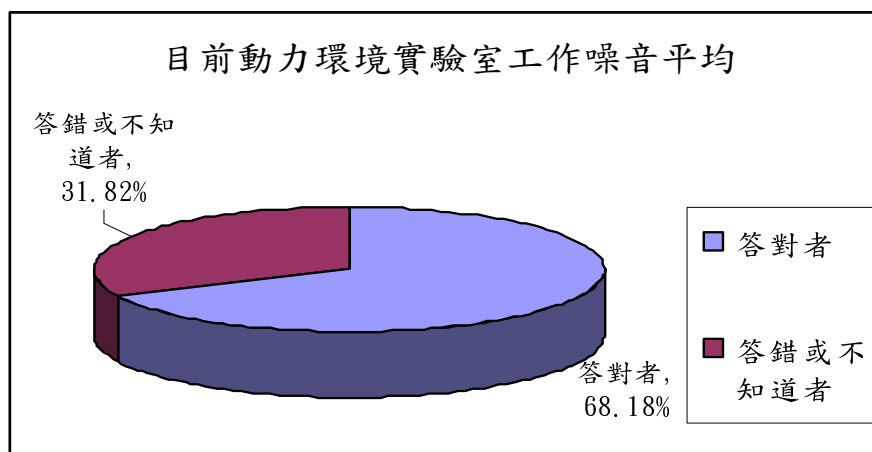


圖 3-93 動力環境實驗室工作平均噪音的認知統計圖

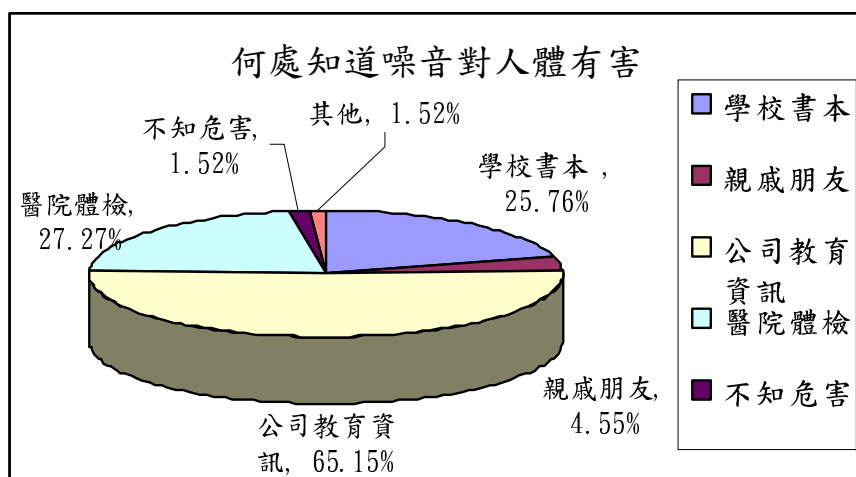


圖 3-94 噪音對人體危害資訊來源統計表

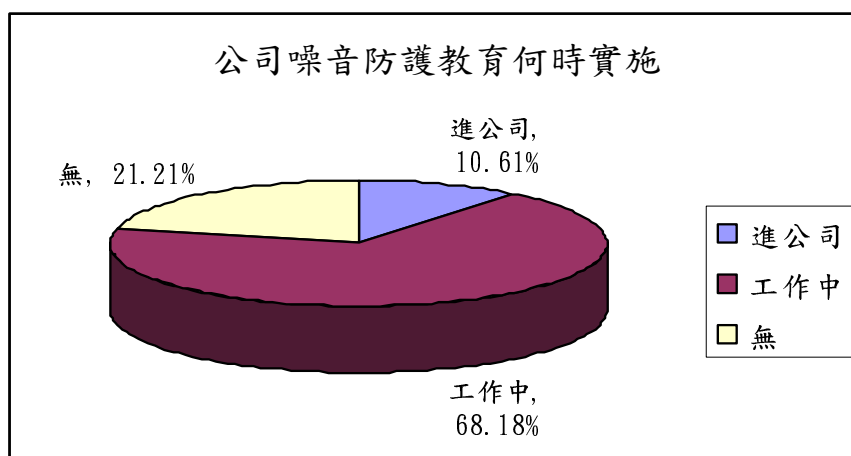


圖 3-95 公司噪音防護教育統計圖

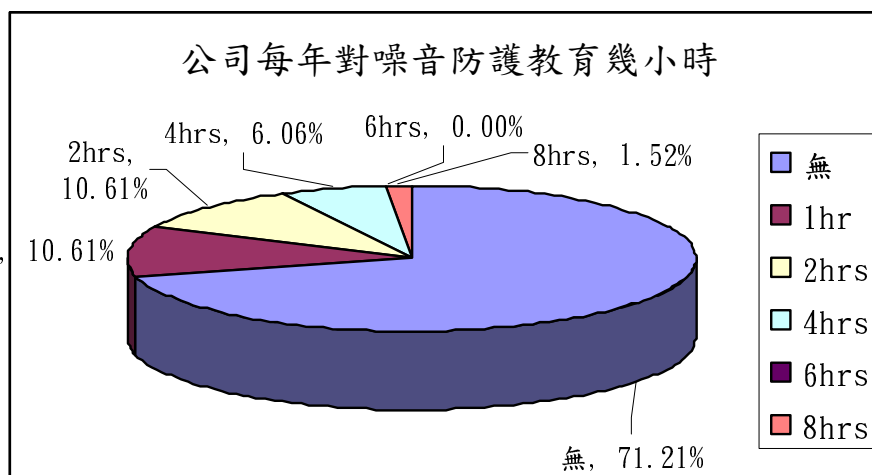


圖 3-96 公司噪音防護教育時數統計圖

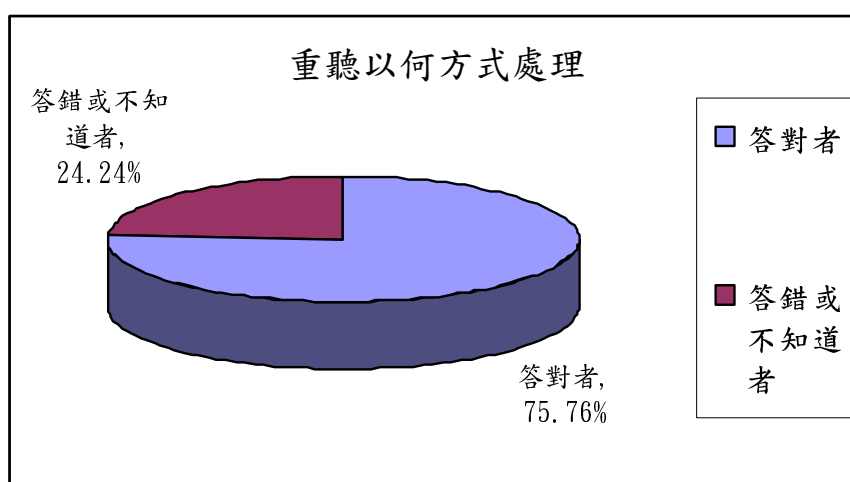


圖 3-97 重聽危害的認知統計圖

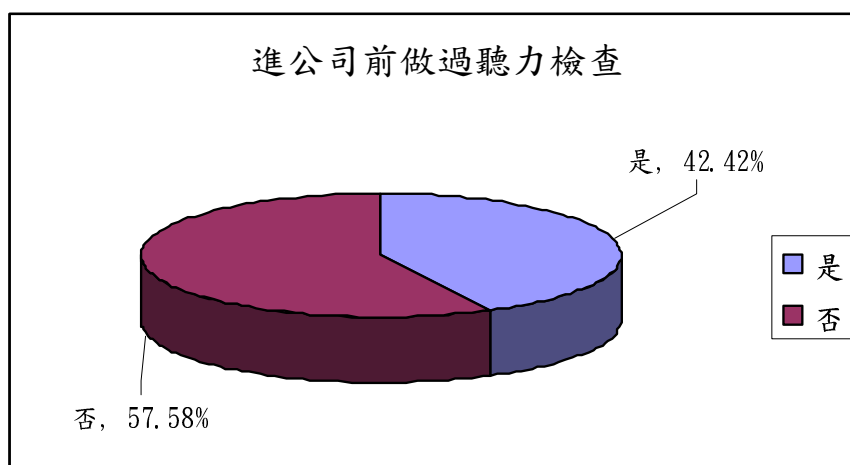


圖 3-98 進公司前是否做過聽力檢查統計圖

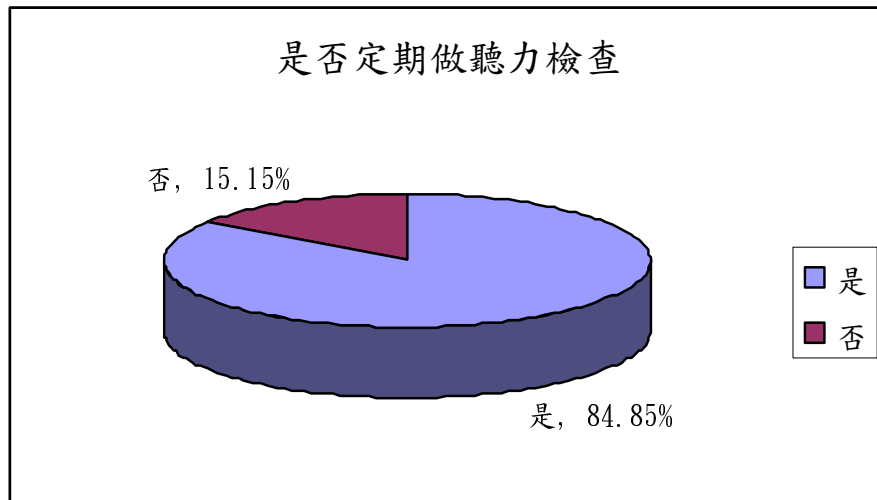


圖 3-99 是否定期做聽力檢查統計圖

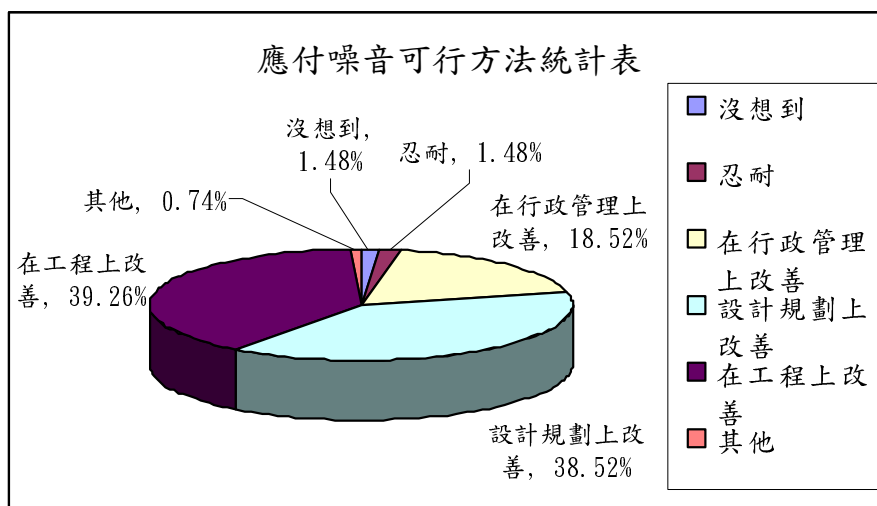


圖 3-100 應付噪音可行方法統計圖

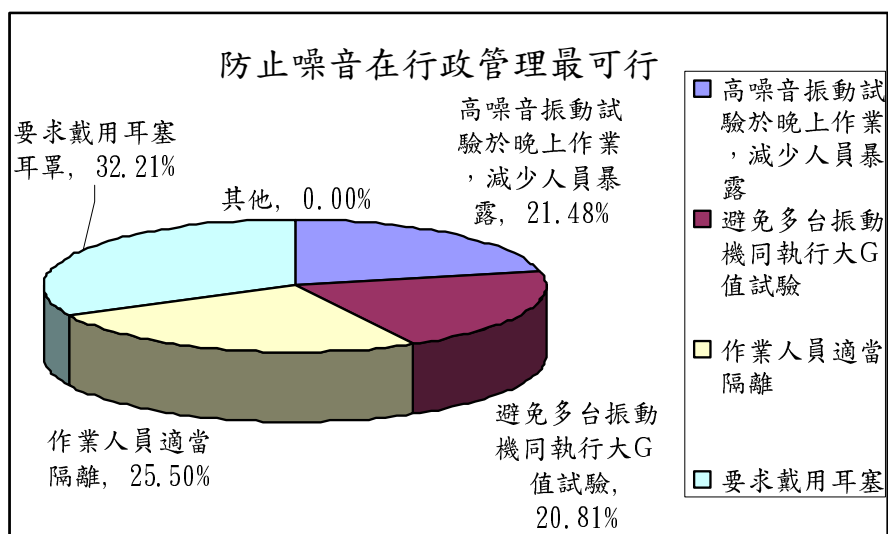


圖 3-101 防止噪音在行政管理最可行方法統計圖

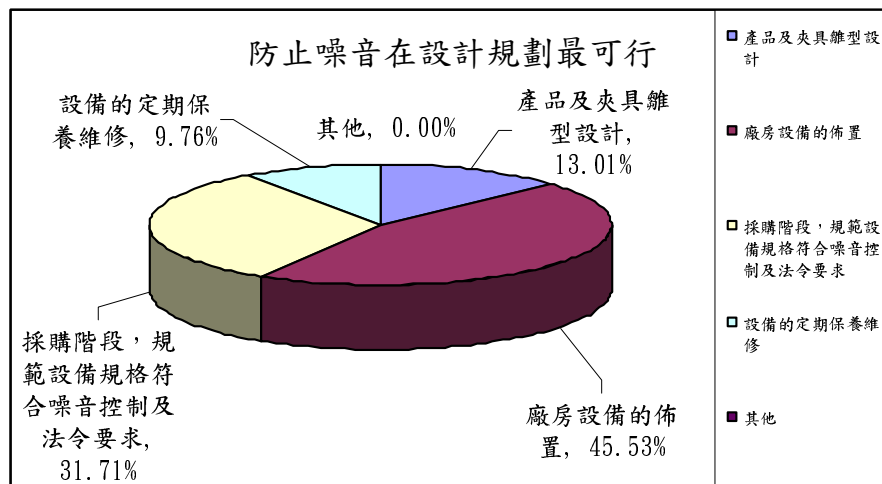


圖 3-102 防止噪音在設計規劃最可行方法統計圖

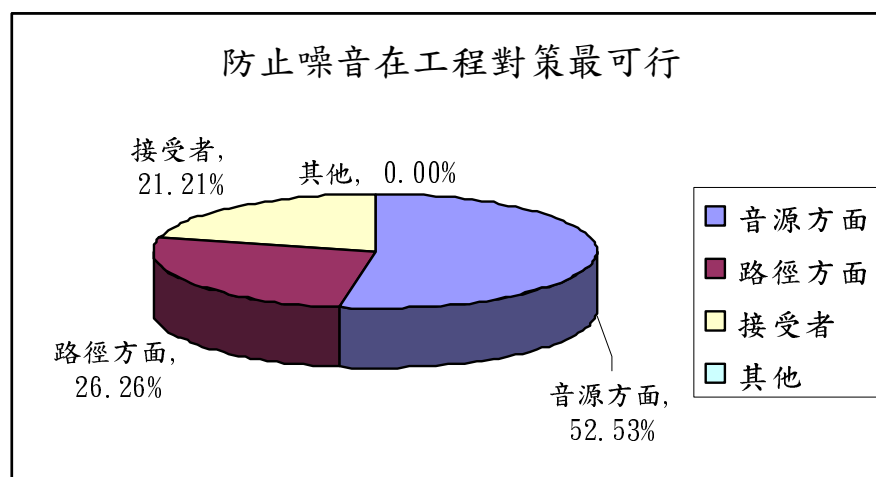


圖 3-103 防止噪音在工程對策最可行統計圖

參考文獻

- [1]行政院勞工委員會勞工安全衛生研究所, “勞工保險預防職業病健康檢查噪音作業聽力檢查統計年報—受檢日 95 年”, 民國 96 年 10 月。
- [2]高雄市環境保護局, “線問線答”, 民國 97 年 6 月。
- [3]行政院環境保護署, “中華民國環境保護統計年報”, 民國 97 年 12 月。
- [4]行政院勞工委員會勞工安全衛生研究所, “台灣地區工作環境安全衛生狀況調查報告-受僱者認知調查”, 1998。
- [5]行政院勞工委員會勞工安全衛生研究所, “台灣地區工作環境安全衛生狀況調查報告-受僱者認知調查”, 2001。
- [6]黃乾全、吳聰能、董貞吟、姜曉芳, “噪音劑量與暫時性聽力損失之關係探討”, 勞工安全衛生研究所八十二年度研究計畫, 民國 82 年 6 月。
- [7]王老得, “職業性聽力障礙”, 中華民國耳鼻喉科醫學雜誌, pp. 12, 民國 56 年 6 月。
- [8]吳聰能, “作業環境與健康危害”, 科技圖書, 民國 69 年。
- [9]蘇得勝, 陳瀛州, 蔡朋枝, 張添晉, “印刷業作業場所噪音及危害預防現況之探討”, 中華民國音響學會第二屆學術研討會摘要論文集, pp. 157-166, 民國 78 年 12 月。
- [10]余忠和, 陳昌銘, “廠房噪音改善實例”, 中華民國音響學會第二屆學術研討會摘要論文集, pp. 33-40, 民國 78 年 12 月。
- [11]陳秀卿, “工廠噪音之調查與研究”, 工業安全衛生, 43, pp. 56-71, 民國 71 年 5 月。
- [12]游昭平, “工廠噪音診斷與防治”, 國立交通大學, 碩士論文, 民國 82 年。
- [13]何邦立, 洪根強, 王瑞梅, 余忠和, “機場(停機坪)作業勞工噪音暴露之調查研究”, 行政院勞工安全衛生研究所, 民國 82 年 6 月。
- [14]陳金文, 劉靜芸, “噪音控制管理與聽力保護計劃”, 工業安全衛生, 63, pp. 8-24, 民國 83 年 7 月。
- [15]鄭志文, “拖船機艙噪音頻譜分析及局部空間消音控制”, 國立中興大學, 碩士論文, 民國 93 年。
- [16]盧士一, “主動式噪音控制於防音耳罩之應用研究”, 勞工安全衛生

研究報告-IOSH93-H309, 勞委會勞安所, 民國 94 年。

- [17] M. -S. Bai and H. -H. Chen, "Active Noise Cancellation of a Vehicle Cabin using Zero Spillover Control," 中華民國振動與噪音工程學會第七屆學術研討會, 1999.
- [18] Burns, W., Robinson, D. W., 1970: Hearing noise in industry. HMSO, London, 241pp.
- [19] U. S. Department of Labor OSHA. Proposed National Strategy for the Prevention of noise-induced hearing loss. 1988.
- [20] U. S. Department of Labor OSHA. Proposed National Strategy for the prevention of noise-induced hearing loss. 1988.
- [21] Sharma, O., Mohanan, v., and Singh, M., 1988, "Noise Emission Levels in Coal Industry, Applied Acoustics, Vol. 54, No. 1, pp. 1-7.
- [22] Leikin, J. B, Davis, a., Klodd, D. A., Thunder, T., Kelafant, G. A., Paquette, D. L., Rothe, M. J. and Rubin, R., "Selected topics related to occupational exposures" Disease-A-Month, 46(4):240-322, 2000
- [23] Lueg, P., "Process of Silencing Sound Oscillation", U. s. Patent, NO. 2043416, 1936.
- [24] Olson, H. F., and May, E. G., "Electronic Sound Absorbers", Journal of the Acoustic Society of America, Vol. 25, No. 6, pp. 1130-1136, May 1953.
- [25] Scott C. Douglas, "Fast Implementations of the Filtered-X LMS Algorithms for Multichannel Active Noise Control," IEEE Transactions on Speech and Audio processing, Vol. 7, No. 4, pp. 454-465, 1999.
- [26] 黃榮村、吳英璋、吳聰能、林慧芳等, "機場環境噪音評估年度報告", 行政院環保署, 民國 76 年 11 月。
- [27] 盧博堅等編著, 空氣品質與噪音防制, 初版, 國立空中大學, 台北, 中華民國九十二年十二月, p235~238。
- [28] <http://www.ksepb.gov.tw/>, 高雄市環保局網站。
- [29] 陳克安等編著, 聲學量測, 初版, 科學出版社, 北京, 2005, p235~238。
- [30] 蘇德勝, 陳秀卿, 張添晉, 蔡朋枝, 噪音原理及控制, 修訂七版, 臺隆書店, 臺北, 民國八十八年七月
- [31] Tarnopolsky, A., Barker, S. M., Wiggins, R. D., Mclean, E. K., "The

- effect of aircraft noise on the mental health of a community sample-A pilot study” .Psychology and Medicine, 1978.
- [32]Hassall, J. R. & Zaveri. K. ,” Acoustic Noise Measurements”
Bruel& Kiar, 1979.
- [33] <http://www.env.com.tw>
- [34]Wilson, C. E. 1989, ” Noise Control” ,Harper & Row, New York, 158
- [35] <http://www2.seeder.net/yen/noise/n-isa.htm>
- [36]行政院勞工委員,”1994 “「勞工安全衛生設施規則」，行政院勞工委會，
台勞安二字第 42071 號令。
- [37] <http://www2.seeder.net/yen/noise/n-isa.htm>
- [38]孫廣榮,吳啟學, 環境聲學基礎, 南京大學出版社, 南京,1995。
- [39]Singal S.P.,噪音污染與控制策略, 呂牧蓁、蘇弘毅、蘇光偉、溫志中、
林文海譯著, 一版, 鼎茂圖書, 臺北, 民國 95 年 5 月。
- [40] <http://staff.washington.edu/rneitzel/standards.htm>
- [41]通商產業省立地公害局監修, 新訂・公害防止策略要說, 社團法人產業
公害防止協會, 平成 4 年二月。
- [42] Harold Lord, William S. Gately, H. A. Evensen, “Noise Control for
Engineers” , McGraw-Hill, 1980.
- [43] C. M. Harris, Handbook of Noise Control,
McGraw-Hill, 1979
- [44]A. D. Pierce, “ Acoustics:An Introduction to Its Physical
principles and Applications”, McGraw-Hill, 1981.
- [45]張柏成, 工業噪音與管制, 工業污染防治技術手冊, 經濟部工業污染防
治技術服務團, 1988, p21
- [46]Magrab, E. b, “ Environmental Noise Control” , John Wiley &
Sons, 1975
- [47]Berenek, L. L. , “ Noise and Vibration Control” , Mc Graw-Hill
Inc. , 1971
- [48]行政院勞工委員會, “甲級物理性因子勞工作業環境測定訓練教材” ,
第七章, 1995
- [49] M. L. Munjal, “Acoustics of Duct and Mufflers:with application
to exhaust and ventilation system design” , John Wiely &
Sons, 1987.
- [50]L. L. Beranek, “Noise and Vibration Analysis for Engineers”
, Cambridge University Press, 1989.
- [51]L. Cremer, ” Theroy of Damping of Airborne Sound in a Rectangular
Duct with Absorbing Walls and the Resulting Maximum Attenuation

- Constant” , *Acustica*, 3, pp. 249-263, 1953.
- [52] R. J. Wells, “Acoustical Plenum Chambers” , *Noise Control*, 4(4), pp. 9-15, 1958.
- [53] F. Fahy, “Sound and Structure Vibration: Radiation, transmission and Response” , Academic Press, 1985.
- [54] J. D. Erwin, E. R. Graf, Industrial Noise and Vibration Control, Prentice-Hall, 1979.
- [55] R. K. Miller, W. v. Momtone, ” Handbook of Acoustical Enclosures and Barriers” , The Fairmont Press, 1978.
- [56] M. P. Norton, fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers, Cambridge University Press, 1989.
- [57] M. Born, E. Wolf, Principles of Optics, Pergamon Press, 1980.
- [58] J. B. Moreland, R. s. Musa, “ The Performance of Acoustic Barriers” , International Conference on Noise Control Engineering, Oct. 4-6, Proceedings, pp. 95-104, 1972.
- [59] 白明憲, 聲學理論與應用—主動式噪音控制, 全華圖書, 臺北, 2001。
- [60] 陳俊杰, “含喇叭動態效應聲管的主動噪音前饋控制器設計與實作”, 國立中興大學, 碩士論文, 民國 86 年。
- [61] Kuo, Sen M., and Morgan, Dennis R., ” Active Noise Control Systems Algorithms and DSP Implementations” , 605 Third Avenue, New York, 10158-0012, 1996.
- [62] Shouredhi, R., Brackney L. and Kubota, N., ” A modern Control Approach to Active Noise Control” , *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Dec. 1993, pp. 673-678.
- [63] 王治翰, 何耀成, 蔡渝生, 環境工程與試驗技術手冊, 中山科學研究院品質保證中心, 民國 82 年 1 月。
- [64] 蔡國隆, 王光賢, 涂聰賢, 聲學原理與噪音量測控制, 全華圖書, 臺北, 2005。

噪音污染調查與控制策略的研究 以某環境與可靠度之動力環境實驗室為例

學生:侯欽哲

指導教授:陳俊勳教授

動力環境實驗室勞工噪音污染暴露之研究調查表

研究主題：動力環境實驗室勞工噪音污染暴露之研究

「勞工對噪音認知、主觀感覺、及聽力防護具之使用」問卷調查

敬愛的受訪先進朋友，您好：

感謝您，在百忙中撥冗受訪與鼎力協助。

諸位都是國家國防科技研發的中堅份子，您的服務精神與奉獻付出是我所敬佩的，您目前的工作環境噪音及適應情形，更是我們所關懷的。

本問卷之目的，係為探討：動力環境實驗室勞工噪音曝露之研究，調查：「勞工對噪音認知、主觀感覺、及聽力防護具之使用」。相關之問卷調查結果做統計分析，以了解實際動力環境實驗室勞工對噪音的認知、主觀感覺、及聽力防護具之使用情形，作為未來動力環境實驗室噪音污染防治策略、改善與聽力保護政策之參考。

敬請以您豐富的專業實務及經驗與心得，依照您實際情形或看法予以填寫。惠賜卓見。耽誤您寶貴的時間，在此致上歉意；本問卷資料，僅供學術研究分析之用，內容當予保密，敬請放心。

肅此 敬祝

時 祺！

國立交通大學產業安全與防災研究所

指導教授：陳俊勳 博士

研 究 生：侯欽哲 敬上

聯絡電話：0935-390-900

E-mail：hou_chin_che@yahoo.com.tw

中華民國九十七年十二月十一日

受訪者基本資料：

1. 服務單位/公司：
2. 職 務 別：
3. 職 務：

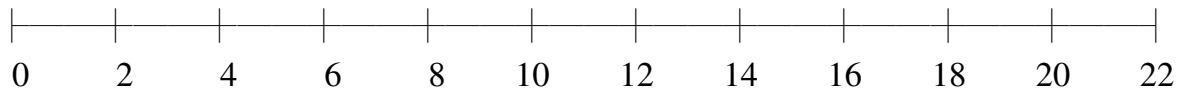
研究主題：動力環境實驗室勞工噪音污染曝露之研究

「勞工對噪音認知、主觀感覺、及聽力防護具之使用」問卷調查

一. 基本資料

_____公司 單位：_____ 電話：_____
姓名：_____ 性別：__男__女 年齡：_____歲
最高學歷：__博士__碩士__大學__專科__高中__國中
目前工作史：
職稱：_____ 工作內容：_____ 工作：_____年
何時進入該公司：_____ 何時開始參與環境實驗工作：_____

現在工作時數：(請於下圖中勾起您每天的工作時間)



噪音曝露時數：(請於下圖中勾起您每天的工作時間)



過去工作經歷：

曾在噪音曝露場所工作：__是__否 (如曾在噪音曝露場所工作請填下表)

工作單位	工作內容	共計年數	噪音曝露(dBA)

合計噪音曝露_____年

您是否有抽煙習慣__是__否

您在動力環境實驗室的工作位置距離噪音源(振動機)幾公尺

請填於下表：

噪音源	工作地點距離噪音平均多少公尺	最長多少公尺	最短多少公尺

二. 問題—請問您有關耳朵及聽力方面的情形(請於下列各題中勾起您要選擇之答案)

1. 請問您覺得聽力有問題嗎?(1) ☐有 (2) ☐沒有

2. 請問您是否曾罹患急性或慢性中耳炎？

(1) ☐有:(A ☐左耳 B ☐右耳) (2) ☐沒有 (3) ☐其他_____

3. 請問您的耳朵是否流過膿？(1) ☐有 (2)☐沒有(3) ☐ 其他_____
4. 請問您是否曾長期或大量使用過抗生素？
(1)☐是：藥名_____(2) ☐否 (3)☐不知道
5. 請問您平常的主要嗜好是？
(1)☐用耳機聽MP3 (2)☐跳舞-DISCO (3)☐唱卡拉OK (4)☐打電動玩具(5)
☐其它_____
6. 您服役時是當年(1)☐砲兵 (2)☐步兵 (3)☐沒當 (4)☐其它_____
7. 請問您是否曾經接受過下列耳朵的手術？
(1)☐沒有 (2)☐耳膜成型術 (3)☐聽小骨再造術(4)☐裝通氣管(5)☐內耳平衡手術 (6)☐其它_____
- 8.請問您是否曾經作過聽力檢查？
(1)☐沒有 (2)☐有 (原因:A☐公司年度體檢 B☐其它_____
- 9.聽力檢查報告聽力是否已異常？
(1)☐沒有 (2)☐有 (聽力異常位置:A☐左耳 B☐右耳 C☐左右雙耳
- 10.請問您的居家的環境是：
(1)☐很吵雜 (2)☐吵雜 (3)☐適中 (4)☐安靜

三・問題—實驗室噪音的感覺與認知 (請於下列各題中勾起您要選擇之答案)

- 1.您覺得在動力環境實驗室中何者噪音最大
(1)☐ 振動機發出的噪音 (2)☐溫度櫃發出的噪音 (3)☐衝擊機發出的噪音
(4)☐功測機櫃發出的噪音 (5)☐天車發出的噪音
- 2.您在動力環境實驗室工作曝露於振動噪音中，您覺得振動噪音如何？
(1)☐沒什麼感覺 (2)☐稍微吵 (3)☐有點吵 (4)☐中度吵 (5)☐很吵
- 3.如認為吵，則您對此振動噪音之吵鬧程度感覺如何？
(1)☐可感受到的 (2)☐會干擾的 (3)☐吵雜的 (4)☐非常吵雜的 (5)☐不可忍受的
4. 振動噪音什麼時候聲音最吵？
(1)☐多台振動機一起振動時 (2)☐執行大推力高G值振動時 (3)☐試件結構為薄板時 (4)☐ 執行大試件振動時
- 5.您覺得振動噪音對您的影響下列何者最大？
(1)☐生理上 (2)☐心理上 (3)☐聽力上 (4)☐其它_____
- 6.您覺得實驗室振動噪音對您的生理上會造成何種影響？(最多可選三種)
(1)☐胃腸系統失調(胃液分泌減少) (2)☐呼吸變得深而慢 (3)☐皮膚電阻改變
(4)☐全身周邊血管收縮及血壓、心律之改變 (5)☐骨骼肌張力之改變
(6)☐其他_____
- 7.您覺得實驗室振動噪音對您身心上會引起何種影響？(最多可選三種)
(1)☐肌肉緊張 (2)☐冒冷汗 (3)☐頭痛 (4)☐食慾不振 (5)☐失眠 (6)☐耳鳴
(7)☐頭暈 (8)☐其他_____
- 8.您覺得實驗室振動噪音對您情緒會造成何種影響？(最多可選三種)

- (1) ☐驚嚇 (2) ☐焦慮 (3) ☐煩躁不安 (4) ☐不專心 (5) ☐氣憤 (6) ☐沒有影響
(7) ☐其他_____

9.工作場所，除了振動機執行振動試驗噪音外，還有那些聲音比較吵?(最多可選三種)

- (1) ☐沒有 (2) ☐10T 天車 (3) ☐功測設備 (4) ☐衝擊機 (5) ☐油壓系統
(6) ☐溫度櫃(7) ☐其他

上述所提到的噪音與振動噪音聲相比較?

- (1) ☐都不吵 (2) ☐振動噪音較吵 (3) ☐差不多 (4) ☐其他聲音比振動噪音吵

10.您平常做什麼事，會被振動噪音聲所影響?(最多可選三種)

- (1) ☐沒影響 (2) ☐交談 (3) ☐工作 (4) ☐休息 (5) ☐思考 (6) ☐其他_____

11.您在動力實驗室工作後，聽力狀況覺得

- (1) ☐較以前差 (2) ☐沒什麼自覺狀況 (3) ☐其他_____

12.您覺得執行那種振動規格的声音最吵?

- (1) ☐振動篩選(ESS/RV) (2) ☐運輸振動(EAT/MV) (3) ☐船舶振動(EAT/SV)
(4) ☐飛行振動(EAT/FV) (5) ☐衝擊(EAT/SK) (6) ☐共振掃描(SINE) (7) ☐大規格大 G 值

13.當振動噪音聲音非常吵，您都怎麼處理?

- (1) ☐暫時忍耐或其他方式 (2) ☐戴耳塞或耳罩

14.您公司平日對振動噪音之防護，以使用何種聽力防護用具最多?

- (1) ☐耳塞 (2) ☐耳罩 (3) ☐耳塞及耳罩併用

公司所提供之對耳塞耳罩 您是

- (1) ☐從不戴 (2) ☐有時候或經常 (3) ☐每天戴
對耳塞耳罩，您一天約使用幾小時?

- (1) ☐小於 1 小時 (2) ☐2 小時 (3) ☐4 小時 (4) ☐6 小時 (5) ☐大於 8 小時

15.您戴用的耳塞來源是?

- (1) ☐公司提供 (2) ☐自己購買的 (3) ☐兩者皆有

16.如為公司提供則公司多久提供一次?

- (1) ☐每天 (2) ☐每週 (3) ☐每月 (4) ☐每季 (5) ☐用完了就供 (6) ☐用完了未再提供

17.您戴用耳塞的動機是?

- (1) ☐公司規定 (2) ☐工安人員要求 (3) ☐自動自發(工作習慣) (4) ☐其他_____

18.耳塞使用後，您是?

- (1) ☐清洗完或擦乾淨後再用 (2) ☐丟棄 (3) ☐其他_____

19.您戴用的耳罩來源是?

- (1) ☐公司提供 (2) ☐自己購買的 (3) ☐兩者皆有

20.如為公司提供，則耳罩之提供是?

- (1) ☐個人專用 (2) ☐兩人共用 (3) ☐用完未再提供

21.您戴用耳罩的動機是?

- (1) ☐公司規定 (2) ☐工安人員要求 (3) ☐自動自發(工作習慣) (4) ☐其他_____

22. 您長期戴耳罩耳塞以後覺得振動噪音聲之吵雜程度的減低為?
(1) ☐沒有減低 (2) ☐稍為減低 (3) ☐減少很多 (4) ☐其他_____
23. 您戴耳罩耳塞以後，覺得(可複選)
(1) ☐沒有防礙 (2) ☐覺得不舒服，耳朵悶熱流汗 (3) ☐會影響交談 (4) ☐可專心工作 (5) ☐覺得較舒服 (6) ☐其他_____
24. 高低音頻(赫)何種最吵?
(1) ☐100-250HZ (2) ☐250-500HZ (3) ☐500-1000HZ (4) ☐1000-2000 hZ
(5) ☐2000-4000HZ (6) ☐不知道
25. 耳朵可以聽到最低的聲音為多少分貝?
(1) ☐0dBA (2) ☐20 dBA (3) ☐40 dBA (4) ☐60 dBA (5) ☐80 dBA (6) ☐不知道
26. 耳語的聲音大約為多少分貝?
(1) ☐0dBA (2) ☐20 dBA (3) ☐40 dBA (4) ☐60 dBA (5) ☐80 dBA (6) ☐不知道
27. 您知道勞工法規目前規定噪音在多少分貝為超過法定標準? (1) ☐_____分貝(dBA) (2) ☐不知道
28. 您覺得噪音在多少分貝環境下會吵?
(1) ☐60dBA (2) ☐70 dBA (3) ☐80 dBA (4) ☐90dBA (5) ☐不知道
29. 您知道噪音在多少分貝以上會重聽嗎?
(1) ☐70dBA (2) ☐85 dBA (3) ☐90dBA (4) ☐100dBA (5) ☐不知道
30. 平常交談的聲音大約為多少分貝?
(1) ☐0dBA (2) ☐20 dBA (3) ☐40 dBA (4) ☐60 dBA (5) ☐80 dBA (6) ☐不知道
31. 一般聽力男女何者較佳?
(1) ☐男 (2) ☐女 (3) ☐兩皆相同
32. 輕微聽力障礙(重聽)其聽閾值為何?
(1) ☐0-25dBA (2) ☐26-40 dBA (3) ☒41-70 dBA (4) ☐71-90dBA (5) ☐大於 90 dBA (7) ☐不知道
33. 中等聽力障礙其聽閾值為何?
(1) ☐0-25dBA (2) ☐26-40 dBA (3) ☐41-70 dBA (4) ☐71-90dBA (5) ☐大於 90 dBA (7) ☐不知道
34. 嚴重聽力障礙其聽閾值為何? (1) ☐0-25dBA (2) ☐26-40 dBA (3) ☐41-70 dBA (4) ☐71-90dBA (5) ☐大於 90 dBA (7) ☐不知道
35. 您知道職業性重聽是由那部份發生的呢?
(1) ☐外耳 (2) ☐中耳 (3) ☐內耳 (4) ☐其他_____
36. 您知道職業性重聽是從那種頻率開始的呢?
(1) ☐高頻率 (2) ☐中頻率 (3) ☐低頻率 (4) ☐不知道
37. 耳朵聽力隨年齡之降低與因職業噪音引起之聽力損失是否相同?
(1) ☐是 (2) ☐否
38. 您目前的動力環境實驗室工作所暴露的噪音量大約為多少分貝?(dBA)
(1) ☐71~80 (2) ☐81~95 (3) ☐95~100 (4) ☐101~105 (5) ☐106~110
(6) ☐不知道

- 39.噪音對人體之健康危害，您是經由何種管道以獲得此方面之知識?(可複選)
(1)☐ 學校或書本 (2)☐ 親戚朋友 (3)☐ 公司教育及資訊 (4)☐ 醫院體檢
(5)☐ 不知道有何危害 (6)☐ 其他_____
- 40.您公司的噪音防護教育於何時實施?
(1)☐ 進公司時 (2)☐ 在工作中 (3)☐ 無
- 41.您公司每年對噪音防護教育共實施幾小時?
(1)☐ 無 (2)☐ 1 小時 (3)☐ 2 小時 (4)☐ 4 小時 (5)☐ 6 小時 (6)☐ 8 小時
- 42.重聽 可以何種方式處理呢?
(1)☐ 藥物治療 (2)☐ 自然恢復 (3)☐ 無法恢復 (4)☐ 其他_____
- 43.您進入公司前做過聽力檢查嗎? (1)☐ 是 (2)☐ 否
您有做定期的聽力檢查嗎? (1)☐ 是 (2)☐ 否
定期檢查約多久做一次：_____
- 44.您覺得用什麼方法可應付振動噪音的危害嗎? (最多可選三種)
(1)☐ 沒想到 (2)☐ 忍耐 (3)☐ 在行政管理上改善 (4)☐ 在設計規劃上改善
(5)☐ 在工程上改善 (5)其他_____
- 45.您覺得振動噪音對人員危害之防止在行政管理對策以何者最為可行 ? (最多可選三種)
(1)☐ 將具有危害可能的高噪音振動試驗於晚上作業，減少人員暴露(2)☐ 避
多台振動機同時執行大 G 值試驗 (3)☐ 作業人員適當隔離
(4)☐ 要求戴用耳塞耳罩 (5)☐ 其他_____
- 46.您覺得振動噪音對人員危害之防止在設計規劃對策以何者最為可行 ? (最多選三種)
(1)☐ 產品及夾具雛型設計(2)☐ 廠房設備的佈置 (3)☐ 採購階段，規範設備規格符合噪音控制及法令要求(4)☐ 設備的定期保養維修 (5)☐ 其他_____
- 47.您覺得振動噪音對人員危害之防止在噪音控制工程對策以何者最為可行 ?
(最多可選三種)
(1)☐ 音源方面(2)☐ 路徑方面 (3)☐ 接受者(4)☐ 其他_____
- 48.您知道政府目前對噪音性作業勞工之相關保護規定?請列舉一、二種。
49. 您希望公司提供何種實質性之噪音保護措施呢?
50. 您希望政府提供何種實質性之噪音保護措施呢?

附錄二 噪音量測-微音器查驗

校正器: PISTONPHONE ,B&K 4228 磁帶記錄器:TEAC-RX-8000 Data Recorder 示波器:Tektronix TDS 524A				
頻道	微音器 型號	放大器 型號	校正獲得電 壓值(mv)p-p mv (RMS)	Sensitivity (mv/pa)
CH1	B&k 4938 Serial NO : 2205863	GRAS Type 26AL Serial NO : 19108	108(mv)p-p $108/2*0.707$ =38.178 mv (RMS)	1.205
CH2	ω 1246 Serial NO : 09270	GRAS Type 26AL serial NO 19105	141(mv)p-p $141/2*0.707$ =49.84 mv (RMS)	1.57
CH3	ω 1246 Serial NO : 09272	GRAS Type 26AL serial NO 19107	132(mv)p-p $132/2*0.707$ =46.662 mv (RMS)	1.47
CH4	ω 1246 Serial NO : 09271	GRAS Type 26AL serial NO 19109	144(mv)p-p $144/2*0.707$ =50.9 mv (RMS)	1.60
CH5	ω 1246 Serial NO : 09279	GRAS Type 26AL serial NO 19106	156(mv)p-p $156/2*0.707$ =55.15 mv (RMS)	1.74
CH6	B&K 40BF Serial NO : 30108	B&K Type 2370 Serial NO : 2167781	306(mv)p-p $306/2*0.707$ =108.17 mv (RMS)	3.41
CH7	B&K 4938 Serial NO : 2149456	B&K Type 2670 Serial NO : 2167876	128(mv)p-p $128/2*0.707$ =45.25 mv (RMS)	1.43
CH8	B&K 4136 Serial NO : 1328883	B&K Type 2670 Serial	118(mv)p-p $118/2*0.707$	1.32

		NO : 2248872	=41.71 mv (RMS)	
CH9	B&K 4398 Serial NO : 22066008	B&K Type 2670 Serial NO : 2248874	131(mv)p-p 131/2*0.707 =46.31 mv (RMS)	1.46
CH10	B&K 40BF Serial NO : 26132	B&K Type 2670 Serial NO : 2248870	344(mv)p-p 344/2*0.707 =121.6 mv (RMS)	3.84
CH11	RION UC-53A Serial NO : 314919		3480(mv)p-p 3480/2*0.707 =1230.1 mv (RMS)	38.82
右耳	B&K TYPE 4100-d Serial NO : 2209458		3550(mv)p-p 3550/2*0.707 =1254.9 mv (RMS)	39.6
左耳	B&K TYPE 4100-d Serial NO : 2209458		3510(mv)p-p 3510/2*0.707 =1240.7 mv (RMS)	39.15

$$L_P = 20 \log \frac{P}{P_0}$$

L_P = 聲壓值(dB)

$P_0 = 20 \times 10^{-6}$ pascal (參考聲壓)

P = 對應於 L_P 分貝的聲壓值(Pascal)

V_{RMS} = 對應於聲壓值的有效電壓值(RMS)

$$124\text{dB} = 20 \log \frac{P}{20 \times 10^{-6}}$$

$P = 31.69$ Pascal

$$\text{Ch1: 麥克風的 Sensitivity(mv/pa)} = \frac{V_{RMS}}{P}$$

$$= \frac{38.178\text{mv}}{31.69\text{Pascal}}$$

$$= 1.205\text{mv/pa}$$

附錄三 聲波方程式

聲波所到的空間稱為聲場，在聲場中，描述聲場時間、空間變化規律和相互聯繫的數學方程式叫聲波方程式，它是一切聲學理論研究的基礎，為使研究的問題簡化，以理想流體介質中的小振幅聲波討論，相對應的波動方程式為線性聲波方程[29]。

1. 理想流體介質的三個基本方程：

所謂理想氣體是指介質中不存在黏滯性；在宏觀上是均勻的、靜止的；聲波在介質中的傳播為絕熱過程。在理想流體介質中，聲波擾動的傳播必然滿足三個基本物理定律：牛頓第二定律、質量守恆定律和熱力學定律。由以上三個基本物理定律運用的三個基本方程為：運動方程、連續性方程和物態方程，在一度空間(如 x 方向)，這三個方程式分別表示為

$$\rho \frac{dv}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (55)$$

$$-\frac{\partial(\rho v)}{\partial x} = \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (56)$$

$$dP = c^2 d\rho \quad (57)$$

其中 p , v , ρ 分別為聲場中某一點由於聲擾動引起的聲壓、質點振速和介質密度； P 為介質總的聲壓，有 $P = P_0 + p$ ； c 為聲波的傳播速度。

2. 小振幅聲波的一維波動方程：

所謂的小振幅聲波，指的是該聲波滿足如下條件：聲波遠小於介質中的靜態強度；介質質點振速遠小於聲波的傳播強度；質點位移遠小於聲波波長；介質密度增量遠小於靜態密度。自然界中的絕大多數聲波可歸為小振幅聲波，是線性聲學研究的對象。

在一維空間中，對於小振幅聲波，方程式(55) (56) (57)分別可以進一步簡化為如下形式：

$$\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (58)$$

$$-\rho_0 \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial \rho'}{\partial t} \quad (59)$$

$$P = c_0^2 \rho' \quad (60)$$

其中 ρ_0 , c_0 為沒有聲擾動時介質的密度和聲波的傳播速度。消去式(58)~(60)

中的任意兩個變量，如質點振速和介質密度變量，剩下的兩個式子分別對 x 和 t 求導，綜合整理後可以得到

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (61)$$

為一維聲場中的波動方程式

3. 三維波動方程式

當噪音源不同時其所散發之噪音能量(Sound Power)亦不同。由一點音源產生之自由前進波時，在三維空間中，式(58)~(60)可以推導表示如下形式：

$$\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} = -\text{grad } p \quad (62)$$

$$-\text{div}((\rho_0 v)) = \frac{\partial \rho'}{\partial t} \quad (63)$$

$$p = c_0^2 \rho' \quad (64)$$

其中 $\text{grad} = \frac{\partial p}{\partial x} i + \frac{\partial p}{\partial y} j + \frac{\partial p}{\partial z} k$ ， $\text{div}(\rho_0 v) = \frac{\partial(\rho_0 v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_0 v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho_0 v_z)}{\partial z}$

而導出三維波動方程式為

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (65)$$

其中為拉普拉斯算式，在直角座標系中為

$$\nabla^2 = \text{div}(\text{grad } p) = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

式中 $v_x; v_y; v_z$ ：表示空氣介質某固定點粒子之向量(Vector Quantity)

P ：瞬間壓力 $[\text{N/m}^2]$

C_0 ：聲音速度 $[\text{m/s}]$

ρ ：空氣密度 $[\text{kg/m}^3]$

由於球形波僅受點音源之徑向距離(Radial Distance, r)及時間而變化，故波動方程式可簡化為

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2(rp)}{\partial t^2} - \frac{\partial^2(rp)}{\partial^2 r^2} = 0 \quad (66)$$

故音場中任一點之壓力 $p(r, t)$

$$p(r, t) = \frac{1}{r} f_1\left(t - \frac{r}{c_0}\right) + \frac{1}{r} f_2\left(t + \frac{r}{c_0}\right) \quad (67)$$

質點之徑向速度 $u(r, t)$

$$u(r, t) = \frac{1}{\rho r^2} \int_0^t f_1 dt + \frac{p(r, t)}{\rho c_0} \quad (68)$$

前項函數 $\left(\frac{1}{\rho r^2} \int_0^t f_1 dt\right)$ 代表近音場(Near Field)之特性，後項函數 $\frac{p(r, t)}{\rho c_0}$ 代

表遠音場(Far Field)之特性。如徑向距離 r 甚大時前項可忽視，得質點徑向速度與瞬間音壓之關係

$$u(r, t) = \frac{p(r, t)}{\rho c_0}$$

聲音之強度 I

$$\begin{aligned} I &= \frac{1}{T} \int_0^t p(r, t) u(r, t) dt \\ &= \frac{1}{T} \int_0^t p(r, t) \frac{p(r, t)}{\rho c_0} dt \end{aligned} \quad (69)$$

式中 T ：積分時段

若質點之有效音壓(Effective Pressure)以均方根(Root Mean Square)壓力表示為 P

$$P = P_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T P^2(r, t) dt} \quad (70)$$

故聲音強度可表示如式(71)，音強與音壓平方成正比

$$I = \frac{P_{rms}^2}{\rho c_0} \quad (71)$$

式中 c_0 ：音速 ($20^\circ C$ 空氣中， $c=344 \text{ m/sec}$)