



Chapter

6



營建與工廠噪音

6.1 噪音特性

- 6.1.1 機械性噪音
- 6.1.2 空氣動力性噪音
- 6.1.3 噪音源特性

6.2 噪音預測和評估

- 6.2.1 營建噪音預測和評估
- 6.2.2 工廠噪音預測和評估

6.3 噪音控制

- 6.3.1 噪音控制概述
- 6.3.2 各國勞安方式
- 6.3.3 吸音及其應用
- 6.3.4 隔音及其應用
- 6.3.5 消音器及其應用
- 6.3.6 噪音源控制

習題



本章介紹營建與工廠噪音。營建噪音如建築、道路等施工噪音，主要指施工過程中產生的干擾周圍生活環境的聲音；工廠噪音主要指工廠在生產過程中使用固定的設備而產生干擾周圍生活環境的聲音。本章主要介紹營建過程中、工廠生產中噪音的特性、預測和評估，最後介紹常見的噪音控制方法。

6.1 噪音特性

從營建噪音和工廠噪音的分類來看，主要是機械性噪音和空氣動力性噪音兩種。

6.1.1 機械性噪音

一 機械噪音

機械噪音來源於機械各零件之間的交變力 (alternating force)，這些力的傳遞和作用一般分為三類，即撞擊力、週期性作用力和摩擦力，還有其他振動帶來的噪音。

撞擊噪音是利用衝擊力來工作的機械，如打樁機、沖床和鑿岩機……等工作，工作時產生的脈衝噪音 (impulse noise)。鍛錘的撞擊噪音最強，其發生機制有：

1. 撞擊瞬間，由於物體間的高速流動使空氣所引起的噴射噪音。
2. 撞擊瞬間，在錘頭、錘模、鐵鑽碰撞面上產生的突然變形，以至於在該面附近激發出的噪音很強，且頻譜頂峰變化很大之壓力脈衝噪音。
3. 撞擊瞬間，由於零件表面的變形，在側面產生的突然膨脹形成的向外輻射的壓力脈衝噪音，屬強噪音並含衝擊波。
4. 撞擊後引起的受撞零件結構共振所激發的結構噪音。結構噪音影響最強，其輻射時間最長，能達到 100 毫秒。

撞擊激勵頻率與撞擊的物理過程有關，較硬的光滑物體相撞，作用時間短，作用力大，激勵的頻帶寬，激發物體本身振動方式多，成寬頻帶撞擊噪音；較軟的不光滑的物體相撞，作用時間長，作用力小，激勵頻帶窄，激發的振動模式少；所以冷鍛 (cold forging) 就比熱鍛 (hot forging) 輻射較強的撞擊

噪音。裡外三種機制產生的撞擊噪音是在撞擊瞬間產生的，強度高，在鍛錘 (forging hammer) 附近的工人人耳位置的脈衝噪音高達 155 dB(A)，但維持時間不過有幾毫秒。其他機械撞擊，如沖床沖壓音、鑿岩機中活塞和金屬相互碰撞音等，都是以結構音為主。

週期作用力激發的噪音一般發生在旋轉機械上。最簡單的週期力為由轉動軸、飛輪等轉動系統的靜、動態不平衡所引起的偏心力，這種作用力正比於轉動系統的品質和靜、動態的合成偏心距，也正比於轉動角速度的平方。當轉動系統轉速達到其臨界轉速時，則該系統自身便產生極大的振動，並將振動力傳遞到與其相連的其他機械部分，激勵強烈的機械振動和噪音。

週期力的作用會由於機件縫隙的存在、結構剛度不夠或磨損嚴重而增大，這樣會進一步增強撞擊和磨擦而激發更強的噪音，若機械轉速不高，則週期力的變動頻率不高，但這種低頻週期力能激發較高頻率的振動，當受振動的零件其固有振動頻率等於週期頻率的整數倍時，會產生強烈共振，從而產生強烈噪音，這種受迫振動噪音一般以結構噪音為主。

磨擦噪音絕大部分是磨擦引起磨擦物體的張弛振動所激發的噪音，如車床切削工件產生「軋軋」聲、齒輪在嚙合時的叫聲、卡車的煞車聲等，尤其是當振動頻率和物體的固有振動頻率吻合時，物體共振產生強烈的磨擦噪音。

結構振動輻射的結構噪音是以振動系統的一個或多個固有頻率為主要成分，由於振動系統的受迫振動和固有振動引起的，其中主要作用為固有振動，材料的彈性模量越大，材料越厚，則固有頻率越高，板面積越大，則固有頻率越低，上述三種機械力所引起的噪音中，以結構噪音最突出。

二 齒輪噪音

嚙合的齒輪對或齒輪組，由於互撞和磨擦激起齒輪體的振動，而輻射齒輪噪音。齒輪系統包括齒輪、輪軸、齒輪架和齒輪箱，它們在傳動過程中，各部分都以其各自固有頻率振動。嚙合運轉齒輪的典型噪音譜分別為齒輪受迫振動、齒輪箱體固有振動和齒輪體固有振動頻率。

當齒輪達到一定轉速，其受迫振動頻率與齒輪箱體、齒輪架或齒輪體的固有頻率重合，則產生共振，輻射噪音將急劇增強。齒輪在負載工作時發出的噪音量要比空轉時大 3 ~ 4 dB(A)，但負載的大小對噪音的高低影響並不大。齒輪噪音的高低與其轉速有關，當齒輪大角速度從 ω_1 下降到 ω_2 時，噪音量 (dB(A)) 約降低：

$$\Delta L = 20 \log_{10} \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (6-1)$$

式中：

ω ：角速度。

三 軸承噪音

軸承噪音主要是由軸承內相對運動元件之間的磨擦和振動引起的，也有的是轉動部分的不平衡或相對運動元件之間的撞擊所引起的。滑動軸承一般只要潤滑足夠，如使用液壓潤滑系統，則噪音很小。滾動軸承在大負載下，其滾動元件在滾道上為滾動和滑動並存，若滾動元件與滾道的表面出現坑窪，則磨擦與振動同時增加，並激發軸承內外環、軸承座以至於轉動軸等主要零件產生噪音，影響噪音發音的主要因素是內外環滾道和滾動元件表面的幾何精度，還有就是軸承的安裝不正確、缺少潤滑、維修不當等因素。

四 電磁噪音

不平衡的電磁力是使電機產生電磁噪音的根源，不平衡電磁力的振動頻率為 $NR/60$ Hz，其中 N 為轉子槽數， R 為轉子每分鐘轉數。

直流電機的定子和轉子間隙是均勻的。當定子磁極弧長為轉子槽距的整數倍時，則當轉子運動，其齒槽相繼通過定子磁極時，雖然氣隙磁場作用於磁極總拉力不變，但是拉力的作用中心將前後移動，相對於定子磁極，產生了前後運動的振動力，這可能激發定子磁極產生切向振動發音。當磁極弧長不為轉子槽距的整數倍，作用在磁極上的總拉力將在轉子運轉過程中不斷變化，使磁極受到徑向 (radial direction) 振動而發音。

同步交流電機的電磁噪音特點和直流電機相同，非同步交流電機的電磁噪音，主要是由於定子和轉子各次諧波相互作用產生的，故稱作槽噪音。由於電機定子、轉子的諧波次數不同，所以相互作用合成的磁力波次數也不同，當兩個諧波相互作用產生力波次數越低，磁勢越大，從而激發的振動和噪音也越強。當一、二、三次低階力波振動頻率和定子軛座或電機外殼的固有振動頻率一致時，產生共振，就會輻射強烈的噪音。除此以外，還存在兩種噪音，一個是基波磁通引起定子鐵心的磁致伸縮現象而產生的磁噪音，這種噪音的頻率是電源的 2 倍；另一個是磁極氣隙不均勻，噪音定子和轉子間的磁場不平衡，引起電磁噪音。

變壓器的電磁噪音一部分是由於鐵心在磁通的作用下產生磁致伸縮性振

動引起的，發出「嗡嗡」聲。這部分電磁噪音基頻為供電頻率的2倍，還有高次諧波的噪音成分，體積較大的變壓器，其最響諧波頻率較低，體積較小的變壓器，其最響諧波頻率較高。另一部分是由於鐵心振動耦合到變壓器外殼，使外殼振動，特別是產生共振時，輻射噪音更強。變壓器若固定在易於輻射噪音的支撐物上，如板狀物，能激發支撐物振動發出結構噪音。變壓器的噪音正比於鐵心的磁通密度，並且功率越大，噪音越大，圖 6.1-1 表示出了這樣的關係。

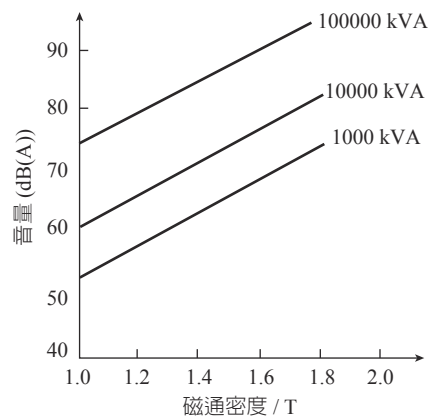


圖 6.1-1 變壓器噪音與磁通密度和功率的關係

機械噪音和電磁噪音有什麼區別？機械噪音是軸承和風扇以及振動產生的噪音，噪音大小跟軸承品質、扇葉形狀及轉速、轉子平衡有關；電磁噪音是電流流過電磁線圈產生的磁強力振動，噪音大小跟鐵芯品質、負載大小、線圈固定牢度有關。

五 液壓泵與管路系統的噪音

液壓泵是液體傳輸系統的動力源，它產生兩種噪音：液體動力性噪音，即液壓泵工作時連續出現動力壓強脈衝，激發泵體和管路系統的閥門、管道等零件振動而輻射的噪音；泵的機械噪音，即泵體內傳遞壓力形成零件間的衝撞力或磨擦力從而引起的結構噪音，一般磨損嚴重的泵往往比剛調試好的泵噪音高 10 dB(A)。

閥門噪音是液體傳輸管道中影響最大的噪音源。閥門處易出現空化而產生空化噪音，是一種無規則噪音，可以沿管道傳播很遠，頻譜呈寬頻，其音功率是與流速的七次方或八次方成正比。

管路噪音是由於液體流經管道時紊流和磨擦激發的壓強擾動所產生的噪音。當紊流液體和阻礙流體通過的管壁、彎頭等相互作用，產生渦流噪音，其音功率變化(dB(A))和流速(u)有關：

$$\Delta L_w = 60 \log_{10} \frac{u_2}{u_1} \quad (6-2)$$

式中：

u ：流速。

6.1.2 空氣動力性噪音

一 噴射噪音

噴射噪音(jet noise)是指氣流從管口易高速噴射出來產生的噪音，如噴氣引擎排氣噪音、高壓容器排氣噪音等，均為噴射噪音。該噪音主要取決於流速度場，並且只存在於高速剪切層和高紊流區。一般在距管口4~5倍噴口直徑處，噪音最強。噴射噪音的音功率為：

$$W = KM^5 \frac{S\rho u^3}{2} \quad (6-3)$$

式中：

K ：狀態的常數，

M ：馬赫數，

S ：管口截面積，

ρ ：介質密度，

u ：出口速度。

音功率與馬赫數的五次方成正比，而且噴射噪音有明顯的指向性。

二 渦流噪音(vortex noise)

氣體與物體以較高的速度相對運動就會產生紊流噪音。這種噪音的頻譜呈無規寬頻特性，渦流噪音的音功率為：

$$W = k \frac{\Delta P^3 D^2}{\rho^2 c^3} \quad (6-4)$$

式中：

- k : 常數,
 圓形管道的常數 $k = 2.5 \times 10^{-4}$,
 ρ : 氣體密度,
 c : 音速,
 D : 管道直徑,
 ΔP : 障礙物前後氣壓差, 單位 N/m^2 。

三 旋轉噪音

旋轉噪音 (rotation noise) 是指旋轉的空氣動力機械, 旋轉時與空氣相互作用而連續產生壓力脈衝, 從而成爲輻射噪音。旋轉噪音的頻率爲:

$$f_i = \frac{nz}{60} i \quad (6-5)$$

式中:

- n : 葉片轉數, 單位爲轉 /min,
 z : 葉片數。

總之噪音頻率是葉片通過頻率和高次諧波頻率的合成, 圖 6.1-2 是典型的旋轉噪音譜。

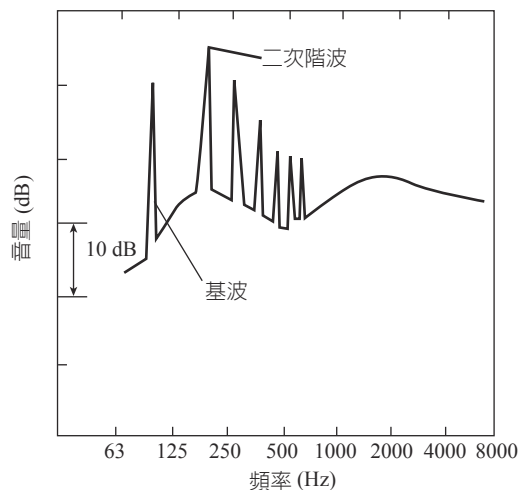


圖 6.1-2 典型的旋轉噪音譜

一般增加葉片數可以相應的減少噪音的有效諧波數, 如果葉片數加倍, 一般情況下旋轉噪音可以下降 3 dB(A)。葉片尖端速度越高, 旋轉噪音越強,

而且諧波噪音成分增強速度大於基頻噪音，這樣就是渦輪居有突出的高調刺耳純音的原因。旋轉噪音在葉片的背面較強，正面較弱。

四 燃燒噪音

在燃燒過程中會產生強烈的噪音。可燃混合氣燃燒時產生的噪音成爲燃燒音。燃燒吼聲的頻帶較寬，在低頻範圍具有明顯的峰值成分，音能大部分集中在 250 ~ 600 Hz，其輻射的音功率可以表示爲

$$W = \frac{\rho N}{4\pi c} \left[\frac{d}{dt} (E-1)q \right]^2 \quad (6-6)$$

式中：

N ：單極音源數目，

E ：混合氣燃燒前後的體積膨脹比，

q ：單極音源可燃氣體體積消耗速率，

ρ ：混合氣體密度。

燃燒音的音功率與可燃氣體的流速平方成正比；當燃燒速度不變，燃燒器兩端壓力差與吼聲音功率成正比；另外燃燒音與燃燒強度成正比。

當燃燒氣體強烈振動時，會產生燃燒激勵脈衝噪音，或稱爲振盪燃燒噪音。這種噪音頻譜很窄，一般小於 20 Hz，但含有高次諧波成分。振盪燃燒噪音的輻射效率遠大於燃燒音。

五 基波噪音

基波 (first-harmonic) 又叫衝擊波 (shock wave)，是一種壓強極高的壓縮波。爆炸 (explosion) 能產生強烈的衝擊波，其傳播速度大於音速，壓強越大，速度越快，傳播速度隨能量的衰減也降低。當降到與音速相等時就衰變成一般的脈衝，其衰變成音波距離的大小與其介質有關，介質是空氣，距離爲爆炸直徑的幾百倍；介質是水，距離爲爆炸直徑的 2 倍；介質是固體，距離只有爆炸直徑的幾分之一。

6.1.3 噪音源特性

營建過程包括：拆除、整地、開挖、擋土、基礎工程、新建主體工程、裝修工程……等階段。主要施工機械是打樁機、挖土機、推土機、裝載機以

及各種運輸車輛，有些音源移動範圍較大，如運輸車輛等，有些音源移動範圍較小，如推土機、挖土機等。基礎工程階段主要噪音源是各種打樁機以及掘井機、移動式空壓機等。這些都為固定音源，其中打樁機及挖土機噪音量較大，打樁機及挖土機噪音為低頻脈衝噪音，噪音值起伏在 10 ~ 20 dB(A)，由於低頻噪音在遠距離傳播過程中衰減比高頻噪音小很多，所以營建基地打樁機及挖土機聲音可以傳到數公里以外。圖 6.1-3 是距離打樁機及挖土機 25 m 處所量測之頻譜資料。

結構施工階段週期最長，使用設備較多，主要有起重機、電鋸、砂輪等，噪音量範圍比較大，而裝修階段施工時間較長，但施工設備較少，主要有電鑽、電梯、起重機……等，噪音強度與其他階段比較小。

行政院環境保護署依據開發行為環境影響評估作業準則第四十九條規定，於辦理環境影響評估作業時，為營建工程噪音評估模式之使用，訂定營建工程噪音評估模式技術規範，該規範中「附件一、營建工程施工機具音功率位準」列出各類工程施工機具音功率位準。

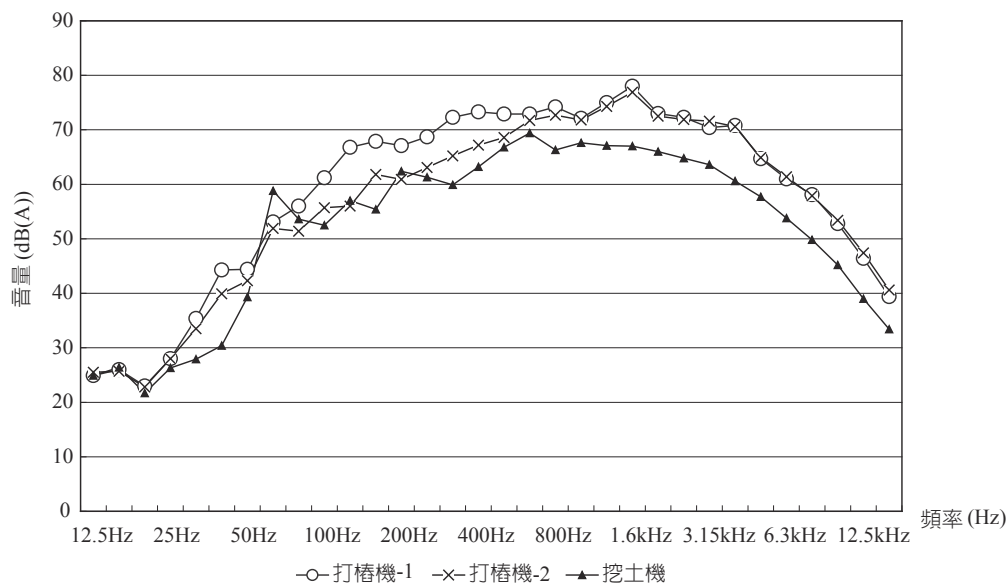


圖 6.1-3 打樁機及挖土機頻譜 (距離 25m 處)

6.2 噪音預測和評估

6.2.1 營建噪音預測和評估

一 日本

1999年，日本在通過執行的環境影響評估法後，在大範圍內強制實施噪音污染評估，為此日本社會聲學技術委員會對建築噪音的預測模式進行了研究，並在2002年公佈了“ASJ CN-model 2002”建築噪音預測模式。

二 美國

根據美國波士頓市的噪音資料，城市樞紐和地鐵工程採用了全面嚴格的營建噪音控制規範721.560，該規範適合美國的所有營建工程，包括在噪音敏感區域的噪音標準限值和所有營建場地的設備噪音排放限值，見表6.2-1和表6.2-2。

如表6.2-1中所述，在規定測量區域，營建引發的噪音量 L_{10} 不能超過基線噪音量的5 dB(A)。其中 L_{10} 描述穩態營建噪音的幾次時間間隔測量平均值，一般間隔20分鐘。 L_{max} 用以描述突發噪音在測試點的噪音限值。而基線 L_{10} 的制定必須是在工程影響區域，收集指定測試點至少2個非連續工作日和1個週末的噪音資料，並將這些資料減去白天、晚上、深夜平均噪音量。通過加3 dB(A)或5 dB(A)來確定周界噪音標準限值，或定義更高的限值標準。工程的防噪組有責任在工程預期提出基線噪音量的測量環境。表6.2-2中的

表 6.2-1 美國營建工程周界噪音標準限值

噪音接收區域	周界營建噪音標準限值 dB(A)					
	7:00 ~ 18:00		18:00 ~ 22:00		22:00 ~ 7:00	
	L_{10}	L_{max}	L_{10}	L_{max}	L_{10}	L_{max}
敏感區域(住宅區、公共機構、旅館等)	基線+5 或 75	90	基線+5	85	基線+5 (基線<70) 基線+3 (基線=70)	80
商業地區(商業、辦公、商店等)	基線+5 或 80	無	無	無	無	無
工業區(工廠、農場)	基線+5 或 85	無	無	無	無	無

表 6.2-2 美國營建設備噪音排放限度限值

設備	15 公尺遠處 L_{max} 限值 (dB(A))	是否為衝擊 設備	(聲) 利用率
大於 5 馬力的其他設備	85	否	50%
螺絲鑽	85	否	20%
鋤耕機	80	否	40%
彎鋼筋機	80	否	20%
爆破	94	是	1%
鑽孔	80	否	50%
機器鋸	85	否	20%
蛤鏟	93	是	20%
壓土機	80	否	20%
空氣壓縮機	80	否	40%
混凝土配料機	83	否	15%
混凝土攪拌汽車	85	否	40%
混凝土泵	82	否	20%
混凝土鋸	90	否	20%
起重機 (機動式或固定式)	85	否	20%
推土鏟	85	否	40%
自動傾瀉卡車	84	否	40%
開鑿機	85	否	40%
平板車	84	否	40%
推土機	80	否	40%
發電機 (≤ 25 KVA)	70	否	50%
發電機 (≥ 25 KVA)	82	否	50%
挖掘平整機	85	否	40%
分類機	85	否	40%
水準鏗孔水壓起重器	80	否	25%
液壓破沖缸	90	是	10%
打樁機 (柴油式或下落式)	95	是	20%
就地土樣轉塔	84	否	20%
手提鑽	85	是	20%
衝擊式鑿岩機	90	是	20%
鋪路機	85	否	50%
敞篷小型載貨卡車	55	否	40%
氣動工具	85	否	50%
抽水機	77	否	50%
鑿石器	85	否	20%
平土機	85	否	40%
泥漿機	78	否	100%
挖漿機	82	否	50%

接上頁

混凝土架式鑽床	80	否	50%
拖拉機	84	否	40%
真空清路機	80	否	10%
水泥振動攪拌車	80	否	20%
振動打樁機	95	否	20%
焊接	73	否	40%

排放限度是所有設備都能達到的，但是為了保證更好的維護和經常的噪音控制，限度設置上已經盡可能的低。所有設備都要有聲學工程師預測評估，只有通過排放標準才能進行工作。

最主要的預測營建噪音 L_{10} 噪音量的公式如下：

$$L_{10} = L_{\max} - 20 \log_{10}(D/15) + 10 \log_{10}(U.F\%/100) + 3 - IL \quad (6-7)$$

式中：

L_{\max} ：距設備 15 m 處的噪音排放限值，A 加權，

D ：設備到測試點的直線距離，單位公尺，

U.F%：設備的平均使用因素，

IL：插入隔音牆後的插入損失，A 加權，可由電腦算得，

+3 dB(A)：調整因數，則是經過很多次比較 L_{eq} 和 L_{10} 的結果。

三 韓國

在韓國，原來的營建噪音預測和評估分三個步驟。第一步噪音計測量現有噪音量是根據韓國噪音與振動測量標準方法，並對照韓國噪音標準和法規。第二步預測營建噪音對周圍的影響，總的營建噪音量是將所有預計用到的設備可能噪音量加起來，用點音源衰減關係式：

$$SPL = SPL_0 - 20 \log_{10} \left(\frac{r}{r_0} \right) \quad (6-8)$$

式中：

SPL_0 ：是在營建設備特定距離 r_0 處由韓國國立環境科學研究院 (National Institute of Environmental Research, NIER) 測得噪音量。

當超過法定的限值，就必須要求降低噪音措施。比如臨時施工隔音牆(屏)、分散營建噪音設備的實際位置、制定營建噪音工作特定時間表。第三步預測營建工程結束後道路交通噪音等其他噪音。表 6.2-3 和表 6.2-4 給出了韓國噪音量規範和推薦噪音量。

表 6.2-3 韓國推薦噪音量

	L_{eq} /dB(A)	
	白天 (06:00 ~ 22:00)	晚上 (22:00 ~ 06:00)
A 類	50	40
B 類	55	45
C 類	65	55
D 類	70	65

其中 A 類指綠色地帶，如住宅區；B 類為一般的住宅區等；C 類指商業區或半工業區；D 類指一般工業區。

表 6.2-4 韓國噪音量限值

dB(A)	音源	早 / 晚	白天	夜間
		(05:00 ~ 08:00, 18:00 ~ 22:00)	(08:00 ~ 18:00)	(22:00 ~ 05:00)
特定區域	工業廠房	50	55	45
	營建區域	65	70	55
其他區域	工業廠房	60	65	55
	營建區域	70	75	55

其中特定區域是指學校、醫院、公共圖書館、國家環境保護區、純居住區、綠色地帶等。但是用距離衰減公式預測噪音量存在不能反映周圍的具體音特性等問題。改用噪音圖的方法解決這種問題。考慮周圍建築等地質構造，存在多次反射、衍射和吸收等情況，噪音圖不僅能顯示現有的噪音量，還能顯示由於營建噪音帶來的噪音增量。這種噪音圖預測模式，關鍵是聲學和地形資訊。需要各種營建設備的標準音強級以及指向性等，工程的進度表、設備位置以及周圍環境資料等，幾乎所有影響噪音的因素都考慮進去。這種噪音圖預測模式，將噪音影響通過顏色區分出來，精度非常高，功能也非常強大，甚至可以計算不同時間段噪音暴露人數。

四 中國

中國制定了建築施工周界噪音限值，見表 6.2-5。用於規範城市建築施工期間施工場地產生的噪音，表中的噪音值為與敏感區域相應的建築施工場地邊界線處的限值，如果施工階段同時進行，以高噪音階段的限值為準。

表 6.2-5 中國建築施工周界噪音限值

施工階段	主要噪音源	噪音限值	
		日間 /dB(A)	夜間 /dB(A)
土石方	推土機、挖土機、裝載機等	75	55
打樁	各種打樁機	85	禁止施工
結構	混凝土攪拌機、振搗棒、電鋸等	70	55
裝修	吊車、升降機等	65	55

五 我國

我國依據「開發行為環境影響評估作業準則」第四十九條規定訂定「營建工程噪音評估模式技術規範」。使辦理環境影響評估作業時，營建工程噪音評估模式之使用，評估模式考量開發行為及區位環境之特性、營建工程噪音源之類型、模式之限制條件、模式名稱如表 6.2-6。

我國規定了營建噪音的均能音量 (L_{eq} 或 $L_{eq,LF}$) 或最大噪音量 (L_{max}) 的限值，對營建噪音的評估要以此為限值，見表 6.2-7。若超過表中限值，則存在營建噪音污染問題。

在時段分區上，日間：第一、二類指 6:00 至 20:00，第三、四類指 7:00 至 20:00；晚間：第一、二類指 20:00 至 22:00，第三、四類指 20:00 至 23:00；夜間：第一、二類指 22:00 至 6:00，第三、四類指 23:00 至 7:00。

表 6.2-6 我國營建工程噪音評估模式

營建工程音源類型	施工機具(車輛)型態	模式名稱
施工機具(點音源)	一般施工機具(衝擊式打樁機除外)	<ul style="list-style-type: none"> 半自由音場距離衰減公式： $SPL_{(A)} = PWL_{(A)} - 20 \times \log_{10} r - 8 \quad (r \leq 50)$ $SPL_{(A)} = PWL_{(A)} - 20 \times \log_{10} r - 0.025 r - 8 \quad (r > 50)$ $SPL_{(A)}$：A Weighted Sound Pressure Level A加權音壓位準，dB(A) $PWL_{(A)}$：A Weighted Sound Power Level A加權聲功率位準，dB(A) r：距離；m：公尺 SoundPLAN Cadna-A
	衝擊式打樁機	<ul style="list-style-type: none"> 自由音場距離衰減公式： $SPL_{(A)} = PWL_{(A)} - 20 \times \log_{10} r - 11 \quad (r \leq 50)$ $SPL_{(A)} = PWL_{(A)} - 20 \times \log_{10} r - 0.025 r - 11 \quad (r > 50)$ $SPL_{(A)}$：Sound Pressure Level A加權音壓位準，dB(A) $PWL_{(A)}$：Power Level A加權聲功率位準，dB(A) r：距離；m：公尺 SoundPLAN Cadna-A
施工車輛	行進中傾卸卡車	<ul style="list-style-type: none"> 黃榮村模式 RLS-90：SoundPLAN Cadna-A

表 6.2-7 台灣地區營建噪音標準

管制區	噪音量時段	頻率	20 Hz 至 200 Hz，自 2010年1月1日起施行			20 Hz 至 20 kHz		
			日間/ dB(A)	晚間/ dB(A)	夜間/ dB(A)	日間/ dB(A)	晚間/ dB(A)	夜間/ dB(A)
均能音量 (L_{eq})	第一類		47	47	42	70	50	50
	第二類		47	47	42	70	60	50
	第三類		49	49	44	75	70	65
	第四類		49	49	44	75	70	65
最大噪音量 (L_{max})	第一、二類		—			100	80	70
	第三、四類		—			100	85	75

6.2.2 工廠噪音預測和評估

我國規定了工業噪音的均能音量 (L_{eq} 或 $L_{eq, LF}$) 或最大噪音量 (L_{max}) 的限值，見表 6.2-8。對工廠噪音的評估要以此為準，若超過下表限值，則存在工廠噪音污染問題。

表 6.2-8 我國工廠噪音標準

管制區	時段	頻率	20 Hz 至 200 Hz，自 2010 年 1 月 1 日起施行			20 Hz 至 20 kHz		
			日間 / dB(A)	晚間 / dB(A)	夜間 / dB(A)	日間 / dB(A)	晚間 / dB(A)	夜間 / dB(A)
			第一類	42	42	39	50	45
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	

針對美國工業區附近居民對低頻噪音的投訴，Hessler(2004 年) 通過對開路迴圈燃氣輪機裝置 (見圖 6.2-1) 的實驗調查，提出了美國工業噪音源低頻噪音居住區標準 (表 6.2-9)。該標準可以應用於絕大多數工業低頻噪音源。

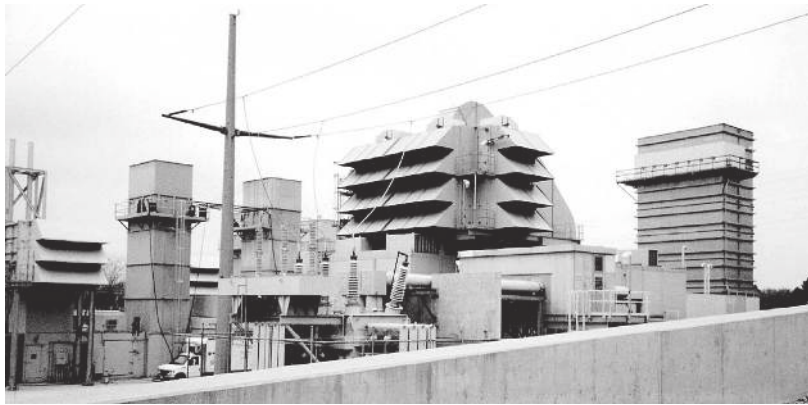


圖 6.2-1 燃氣輪機照片圖

此標準採用 C 加權，在居民建築物附近通過許多的戶外實測資料得到的。提出來的噪音量為了預防兩個方面，一是能被感知的振動，二是未能被感知的低頻音干擾。

表 6.2-9 美國居住區最大允許噪音量

	一般郊區或城市居住區	安靜郊區或鄉下居住區
	日常殘留噪音 $L_{90} > 40 \text{ dB(A)}$	日常殘留噪音值 $L_{90} < 40 \text{ dB(A)}$
日常間歇工作 或季節性工作	70	65

表 6.2-10 列出了一些國家或地區對工業噪音住宅區的環境限值規定，F 代表測點離牆 1m，FF 代表測點在戶外自由聲場中。表中可以看到，絕大多數國家或地區都是按照 ISO1996(ISO 1996-1:2003 聲學：環境噪音的描述、測量和評定，第 1 部分：基本測量和評定步驟)的建議，在評估工業噪音時，採用評估聲級 L_x ，只有中國採用等效聲級 L_{Aeq} ，比利時採用 L_{95} ，日本採用 L_{50} 。評估聲級 L_x 等於等效聲級 L_{Aeq} 加上純音修正值 K_T 和脈衝修正值 K_1 。

表 6.2-10 各國住宅區工業噪音限值

單位：(dB(A))

國家或地區	噪音指數	白天	休息期間	夜間	測點位置
奧地利	K_T	50 ~ 55	—	40 ~ 45	FF
比利時	L_{95}	40 ~ 45	—	35 ~ 40	—
中國	L_{Aeq}	55	—	45	F
丹麥	K_T	45 ~ 50	40 ~ 45	35 ~ 40	FF
法國	K_T	50 ~ 55	45 ~ 50	40 ~ 45	F
德國	K_T	50 ~ 55	6 修正值	35 ~ 40	FF
英國	K_T	$L_{90} + 10$	—	$L_{90} + 10$	
香港	K_T	67 ~ 70	—	50 ~ 55	—
義大利	K_T	50 ~ 55	—	40 ~ 45	—
日本	L_{50}	50 ~ 60	45 ~ 50	40 ~ 50	—
韓國	K_T	50 ~ 55	45 ~ 50	40	—
荷蘭	K_T	50	45	40	FF
挪威	K_T	50	45	40	FF
瑞典	K_T	50 ~ 55	45 ~ 50	40 ~ 45	FF
瑞士	K_T	60	—	50	FF

註：F—戶外 1m；FF—自由音場。

6.3 噪音控制

解決噪音問題的一般程序是首先進行現場噪音調查，測量現場的噪音量和噪音頻譜，然後根據有關的環境標準確定現場容許的噪音量，並根據現場實測的數值和容許的噪音量之差確定降低噪音量，進而制定技術上可行、經濟上合理的控制方案。控制噪音應從音源、傳聲途徑和人耳這三個環節採取技術措施。

6.3.1 噪音控制概述

一般性的噪音控制措施分以下七個方面：

一 控制和降低噪音源

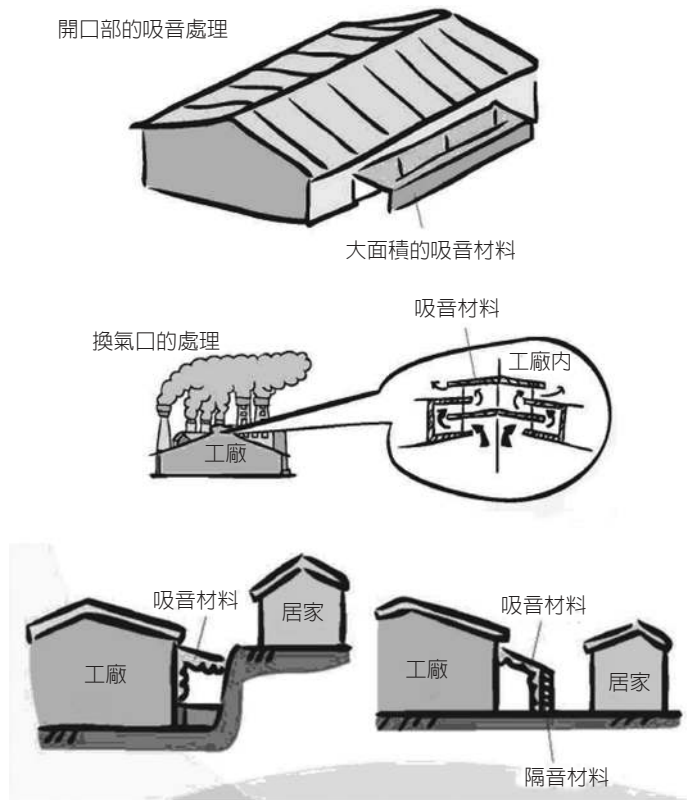
此乃是一項基本措施，可通過流程改革以產生低音的設備和流程代替高噪音設備，如以無梭織機(shuttleless looms)代替有梭織機；加強機器維修或拆除不必要的零件，降低機器磨擦、碰撞等引起的噪音；機器碰撞處有彈性材料代替金屬以緩衝撞擊力，如球磨機內以橡膠襯板代替鋼襯板，機械撞擊處加橡膠襯墊，加工冶金製品落地時，可以用落入水池方式處理。另外是改進結構設計，提高零件的加工精度和裝配品質，採用合理的操作方法，以降低音量。如鉚接(rivet)改成焊接(weld)，把鍛打(hammer)改成磨擦壓力(friction press)加工等，一般可減低噪音30～40 dB(A)。

二 合理進行廠房規劃和廠房設計

在會產生噪音的廠房與不會產生噪音的廠房及住宅區之間規劃有一定的距離或保護帶(緩衝帶、綠化帶)，會產生噪音廠房或區域內應規劃噪音源集中、採取隔音吸音……等措施，於廠房室內裝設吸音材料，牆壁表面裝設或塗抹吸音材料以降低廠房內的反射音(圖6.3-1)。

三 對局部噪音源採取防噪音措施

採用消音裝置以隔離和封閉噪音源；採用隔振裝置以防止噪音通過固體向外傳播；採用環氧樹脂(epoxy，具有極高抗拉強度的補強材料)充填設備部分空隙，降低設備電磁性噪音(electromagnetic noise)。



資料來源：環境保護署

圖 6.3-1 工廠開口噪音控制方法

四 控制噪音的傳播和反射

吸音多孔材料如玻璃棉、礦渣棉、泡沫塑料、毛氈棉絮等，裝飾在室內牆壁上或懸掛在空間，或製成吸音屏；消音適用於降低空氣動力性噪音，如各種風機、空壓機、內燃機等控制進、排氣噪音。根據噪音的頻譜特點，消音器分三類：阻性消音器、抗性消音器和阻抗複合式消音器。

隔音用一定材料、結構和裝置將音源封閉起來，如隔音牆、隔音室、隔音罩（圖 6.3-2）、隔音門窗地板等。阻尼、隔振——阻尼是用瀝清、塗料等塗沫在風管的管壁上，減少管壁的振動；隔振是在噪音源安裝的基礎、地面及牆壁等處裝設減振裝置和防振結構。如在鍛錘地座上安裝防振橡膠墊，在立柱的管內充填沙子等。



資料來源：環境保護署

圖 6.3-2 音源控制方法

五 個體(人)防護

由於技術上或經濟上的原因，工作環境噪音超過國家衛生標準的職工，多採用個人佩戴的耳塞、耳罩或頭盔來保護聽力。耳塞、耳罩由軟塑膠、軟橡膠或纖維棉製成。佩戴合適型號的耳塞、耳罩、隔音效果可達20～40 dB(A)。

六 個體(人)健康檢查

定期對接觸噪音的工人進行聽力及全身的健康檢查，如發現高頻段聽力持久性下降並超過了正常波動範圍(15～20 dB(A))，應及早調離噪音作業環境。新工人就業前體檢，凡有感音性耳聾及明顯心血管、神經系統器質性疾病者，則不宜從事噪音作業。

七 建立合理的勞動休息制度

如盡量縮短在高噪音環境的工作時間，定期對廠房噪音進行監測，並對產生嚴重噪音危害的廠礦、廠房進行公安監督，促其積極採取措施降低噪

音，以符合噪音衛生標準的要求。在美國紐約市要求每一個營建場所有自己的噪音控制計畫，(1) 工具設備需要定期維修以保證正常操作，並需備有適當的噪音控制設備；(2) 引擎需要圍欄並對某些設備覆蓋有防噪毯；(3) 車輛空轉要符合紐約市管理條例；(4) 裝備運輸工具備有警報消音裝置；(5) 遵從關於隔音障營建護欄的規定；(6) 制定並實施減噪訓練計畫；(7) 與周圍的學校、辦公場所、醫院等合作制定非噪音活動時間；(8) 9:00 到 6:00 是工作受限時間段。另外該方法還提出了特別需要噪音控制的設備：(1) 衝擊設備如打樁機、鑿岩錘、液壓錘、爆破等；(2) 動土設備如真空抽提器；(3) 營建卡車如自動傾卸卡車；(4) 固定設備如起重機、螺絲鑽孔機、後備警報器等；(4) 手工設備如混凝土鋸。每個設備需要常規操作，裝備有消音器或使用低噪音模式，配有隔音牆或降低噪音護欄。選擇低噪音設備如絕緣密封電動機，設備翻新和維護如安裝消音器維修噪音抑制設備等。利用隔音牆、圍欄等隔絕音源與接收者，噪音源盡量遠離反射面和角落。給相關的工人佩戴耳罩耳塞等。

6.3.2 各國勞安方式

一 歐盟

在歐盟，爲了保護工人安全和健康，著重是聽力方面的損害，制定了最新的規章。評估每個營建地點噪音量的參數是均能音量 L_{Aeq} 和最大噪音值 L_{peak} 。

當 L_{Aeq} 超過 80 dB(A) 或 L_{peak} 超過 135 dB(C) 時，需要採取的措施有：

1. 對每個工人提供關於噪音暴露評估、聽力上潛在危害、可行的保護措施、聽力保護設備的使用……等資訊。
2. 至少每五年一次對每個工人做基本的聽力檢查。
3. 向需要聽力保護的工人提供個人聽力保護設備。

當 L_{Aeq} 超過 85 dB(A) 或 L_{peak} 超過 137 dB(C) 時，需要採取的措施有：

1. 至少每三年一次對每個工人做全面的聽力的檢查。
2. 給每位工人提供個人聽力保護設備。

當 L_{Aeq} 超過 87 dB(A) 或 L_{peak} 超過 140 dB(C) 時，必須分析超過原因，實施技術措施降低噪音。對於工人需要採取的措施有：

1. 至少每年對工人做全面的聽力檢查。
2. 每個工人強制佩戴個人聽力保護設備。
3. 如果有可能並且技術允許營建地點將受限。

二 中國

在制定休息制度上，中國衛生部和國家勞動總局制定了每工作日接觸暴露噪音時間，見表 6.3-1。由於中國制定的工業企業噪音衛生標準要求生產廠房和作業場所的工作地點的噪音暴露標準為 85 dB(A)，但現有工業企業經過努力暫時達不到標準時，可適當放寬，但不能超過 90 dB(A)，最高不得超過 115 dB(A)。

表 6.3-1 中國企業噪音暴露時間

每個工作日接觸噪音時間 / 小時	新建、擴建、改建企業允許噪音 /dB(A)	暫不能達標企業允許噪音 /dB(A)
8	85	90
4	88	93
2	91	96
1	94	99

三 美國

美國職業安全與健康管理部門也制定了每個工作日的暴露時間，見表 6.3-2。要求不能超過 140 dB(C) 的峰值噪音值。表 6.3-3 列出一些國家噪音暴露限值。

為了防止工作場所工作人員的聽力損傷、保護工作人員的身體健康，許多國家都制定了工作場所噪音暴露的限值，表 6.3-3 列出了一些國家噪音暴露限值規定。從表 6.3-3 中可以看到，大多數國家作為聽力保護的工作場所噪音暴露限值為 85 dB(A)，只有少數國家定為 80 dB(A)。作為交換率，大多為 3 dB(A)，即噪音量增加 3 dB(A)，允許的噪音暴露時間減半；只有少數國家，如美國、加拿人等，交換率為 5 dB(A)，即噪音量增加 5 dB(A)，允許的噪音暴露時間應減半。

一些國家為貫徹限值標準的實施，切實保護工作人員的聽力，對高噪音工作場所環境下，業主不採取有效的聽力保護措施，造成工作人員聽力損傷者，制定了聽力損傷賠償規定，如加拿大規定由於聽力損傷造成喪失工作能

表 6.3-2 美國容許噪音暴露時間

每個工作日持續時間 / 小時	噪音量 /dB(A)
8	90
6	92
4	95
3	97
2	100
3/2	102
1	105
1/2	110
1/4 或更少	115

表 6.3-3 各國工作場所噪音暴露限值標準

國家	L_{Aeq} 8h/dB(A)	交換率 / dB(A)	工程或管理控 制限值 /dB(A)	聽力監護限 值 /dB(A)	上限 dB(A)
澳大利亞	85	3	85	85	140 峰值
巴西	85	5	90, 不超過 115	85	130 峰值
加拿大 (聯邦)	87	3	87		140 峰值
(ON、PQ、NB)	90	5	90	84	
(AL、NS、NF)	85	5	85	85	
(BC)	90	3	90		
中國	90	3	—	—	115
芬蘭	85	3	85	—	—
法國	85	3	90 或 140 峰值	85	135 峰值
德國	85	3	90	85	140 峰值
匈牙利	85	3	90	—	125 或 140 峰值
以色列	85	5	—	—	115 或 140 峰值
義大利	85	3	90	85	140 峰值
荷蘭	85	3	85	—	140 峰值
紐西蘭	85	3	85	—	115 或 140 峰值
挪威	85	3	—	80	110
西班牙	85	3	90	80	140dB 峰值
瑞典	85	3	90	80	115dB(A)、 140dB(C)
英國	85	3	90	85	140 峰值
美國	90	5	90 不大於 115	85	140 峰值或 115

力 20% ~ 25% 以上者，給予賠償；巴西規定賠償最低工資的 10% ~ 40%，隨工資付給；法國規定喪失工作能力的程度和工資水平，賠償費最高達 600,000 法郎；紐西蘭規定聽力損傷賠償費最高為工資的 80%，每週再加 40 紐元；美國各州規定不一，如依阿華州規定雙耳損傷，最高賠償費為 125,000 美元，賓州為 132,500 美元，而科羅拉多州僅為 12,000 美元。

四 我國

對於勞工需要採取的保護措施，我國勞工安全衛生法中有關噪音作業有以下之規定：

1. 勞工安全衛生設施規則（民國 98 年 10 月 13 日行政院勞工委員會勞安 3 字第 0980146173 號修正條文）第 300 條規定：

雇主對於發生噪音之工作場所，應依下列規定辦理：勞工工作場所因機械設備所發生之聲音超過九十分貝時，雇主應採取工程控制、減少勞工噪音暴露時間，使勞工噪音暴露工作日八小時日時量平均不超過表 6.3-4 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、耳罩等防音護具。

表 6.3-4 我國勞工暴露之噪音量及其工作日容許暴露時間

工作日容許暴露時間 (小時)	L_{Aeq} (dB(A))
8	90
6	92
4	95
3	97
2	100
1	105
1/2	110
1/4	115

2. 勞工作業環境測定實施辦法（行政院勞工委員會九十八年十二月十六日勞安三字第 0980146504 號令修正發佈）第 9 條第 3 款規定：於噪音之室內作業場所，勞工噪音暴露工作日八小時日時量平均音壓級八十五分貝以上

- 之作業場所，應每六個月測定噪音一次以上。
3. 勞工安全衛生教育訓練規則(行政院勞工委員會98年9月7日勞安1字第0980146054號)第16條規定：雇主對新僱勞工或在職勞工於變更工作前，應使其接受適於各該工作必要之安全衛生教育訓練。
 4. 勞工健康保護規則(行政院勞工委員會九十四年二月十八日勞安三字第0940006872號令)第2條規定：噪音在85分貝以上之作業為特別危害健康作業。
 5. 勞工健康保護規則第12條規定：雇主使勞工從事粉塵作業外之特別危害健康作業，應於其受僱或變更其作業時，依規定實施各該特定項目之特殊體格檢查。但距上次檢查未逾一年者，得免實施該項作業之特殊體格檢查。對於在職勞工應依實施特殊健康檢查。實施特殊健康檢查後，經醫師認有必要時，應依醫師之意見實施含作業條件調查之健康追蹤檢查。特殊體格檢查、特殊健康檢查及健康追蹤檢查紀錄應保存十年以上。

6.3.3 吸音及其應用

吸音只能降低從噪音源發出的聲音中通過處理表面一次以上而達到接受點的發射音，而對直達音沒有任何作用。應用範圍有：

1. 如果室內頂棚四壁是堅硬的反射面、又沒有一定數量的吸音性能強的物體，室內餘響音突出，則吸音降低噪音效果明顯。例如當室內大量採用大理石、水磨石、玻璃和金屬板材等裝飾材料時，餘響音很強，若增加部分吸音裝飾材料，則可大大改善室內音環境。
2. 室內已有客觀的吸音量，餘響音不明顯，則吸音降低噪音效果不大。
3. 當室內均布多個噪音源時，直達音起主導作用，此時使用吸音降低噪音效果很差。
4. 當室內只有一個噪音源或噪音源較少，離音源距離大於臨界距離的遠場範圍的吸音效果比靠近音源的近場範圍有顯著提高。
5. 噪音源附近設置隔音牆以降低直達音，則在噪音源附近吸音處理有一定效果。
6. 吸音降低吸音量一般為3～8 dB(A)，在餘響十分顯著的場所可以達到10 dB(A)左右。

現在一般用幾何相似模式測試吸音效果的方法。測試一個吸音處理的優劣，主要是從成本效率出發，包括獲得多少噪音衰減量，使用了吸音材料的

量等方面。測試的普遍結果：降低天花板吸音陣列幾乎沒有效果；天花板隔音板的成本效率高於牆壁吸音處理，尤其是應用吸音碎片時更佳；部分補償式天花板隔音板對置於廠房角落的音源效果較好；局部吸音的成本效率較高。儘管局部吸音使用小面積的吸音材料，對降低餘響時間很有限，但是在多音源環境，每個音源一個局部吸音體處理，效果就非常明顯。即使就是一個局部吸音體，噪音減少量也是很可觀的。

6.3.4 隔音及其應用

用物件將噪音源和接受者分開，隔離空氣音的傳播，從而降低噪音的方法叫做隔音。如果隔音設計從音源處著手，可以採用隔音罩的結構形式；如果從接收者著手，可以採用隔音室的結構形式；若從噪音的傳播路徑上著手，可以採用隔音牆、隔牆或綠化帶的形式。

原則上，一般應從音源處著手，在不影響操作、維修及通風散熱的前提下，對廠房內獨立的強噪音源，採用固定密封式隔音罩、活動密封式隔音罩以及局部隔音罩等，以使用較少的材料將強噪音的影響限制在較小的範圍內。固定密封式隔音罩的減噪量約為 40 dB(A)，活動封閉式隔音罩約為 30 dB(A)，局部隔音罩約為 20 dB(A)。當不宜對噪音源做隔音處理時，可以根據要求，設計便於控制、觀察、休息使用的隔音室。隔音室的減噪量約為 20 ~ 50dB(A)。

在傳播路徑上控制噪音的方法主要介紹綠化帶吸音，現在這方面的主要研究集中在不同的植物群落結構對音能的吸收上。通過植物的葉子將音場中空氣微振動的動能轉化成葉子的振動，這樣音場振動能量被提取，部分轉化為葉子在振動過程的磨擦熱能。一些通過 Laser-Doppler-Vibrometer 系統的得到的初步研究表明，當一個噪音音場形成，葉子的結構特性決定了葉子的振動模式，但是音波在葉子周圍的反射、衍射、吸音等具體機制還沒有研究透徹。

綠化帶對整個噪音的衰減與綠化的寬度成線性正比，但是對特定頻率有額外的衰減。50 m 寬的綠化帶，地面對 500 Hz 以下的噪音有額外 3 ~ 6 dB(A) 的衰減，1 kHz 以上的衰減主要是由於枝葉的散射和植物的吸收，可以有 20 dB(A) 左右的衰減。由於低頻的穿透性，所以對小於 125 Hz 的噪音衰減遠小於高頻噪音的衰減。

為降低大型工業設備，如變速箱、變壓器等發出的中低頻噪音，設有亥姆霍茲共鳴器的吸收隔音牆的效果遠好於反射隔音牆和其他類型的吸收隔音

牆。並且將吸音材料置於內部，有效的防止了腐蝕性液體的影響，提高使用壽命。

6.3.5 消音器及其應用

消音器是安裝在空氣動力設備(鼓風機、空壓機)氣流通道上的進、排氣系統中的降低噪音設備。根據其消音原理，可以把它們分為：阻性消音器、抗性消音器、阻抗複合式消音器、微穿孔板消音器以及小孔消音器和有源(主動控制)消音器。

Panigrahi 和 Munjal (2005 年) 對阻抗複合型消音器原理和參量設置進行了研究，得出結論，阻抗複合型消音器消音效果可以用 2-D 模式的方法計算，而且阻抗複合型消音器的傳輸損失曲線從非常低的值上升很多，全面提高了消音器的軸向傳輸損失。由於擴張或收縮式消音器對低頻範圍傳輸損失增加很多，而內襯吸音材料的消音器效果很差，兩者結合，就將抗性消音器和阻性消音器聯合起來。

Narayana 等 (2005 年) 在對消音器研究時，提出排氣管和消音器的四極參量。四極參量描述消音器的主要特性，如傳輸損耗、電平差、插入損失等，以及當消音器與其他特性的排氣系統連接時的特性，這樣就可以通過現有的數位技術快速提高消音器的特性。

Tanaka 等 (2003 年) 在對中型柴油卡車的低頻噪音進行處理時，提出了有源(主動控制)消音器系統，這是在常規的消極降低噪音方法，如利用硬質結構和阻尼材料處理無法解決低頻噪音問題的情況下提出的。並且主動消音器的音源避免了熱源影響，具有很好的即時跟蹤能力，穩定性很高。在此類卡車加速時，可以實現降低 3 ~ 10 dB(A) 低頻噪音的能力。

有源(主動控制)消音器是一種主動噪音控制(active noise control, ANC) 技術。主動噪音控制技術當下在工業營建上的應用還主要侷限在控制平面波傳播，如在氣壓控制管道、燃氣渦輪排氣裝置、柴油機排氣裝置。有源(主動控制)消音器對於單個或多個低頻噪音，能在 3/2 到 2 個倍頻程範圍內降低 10 ~ 15 dB(A)。

在工業或營建環境下實現一個控制器，需要考慮問題，儘管有些問題在實驗論證時可以完全忽略。從實驗室論證主動噪音控制到在實際環境下實現可靠穩定的系統有很大的距離，對於一個有效的實用裝置，需要考慮：可靠的麥克風；能與誤差信號產生聯繫的自由噪音基準信號；可靠穩定並能免受環境干擾的誤差敏感元件；能在由於放大器和系統的其他器件打開存在延時，總開

關切斷電源時自啟動的可靠控制系統；既能免疫突發事件，又能在察覺到此類事件時自動重啓避開突發事件的系統；既能通過網路又能通過數據機遠端監控能力；自動修復能力；系統效率低下自動關閉能力；存在缺陷立即警報顯示的能力等。

直到現在甚至將來，對比與現有的被動控制，在噪音控制技術上主動控制系統都是極其複雜的。這種複雜有其歷史的原因以及不可靠性和昂貴的費用問題，因此只有當被動噪音控制無法實現或費用過高才會考慮主動噪音控制。

6.3.6 噪音源控制

有鑑於我國陳情案件的增加，環保署為使民眾能增加對噪音源防制的瞭解與認識，編製了相關手冊，特引用說明如後。

一 鼓風機噪音控制

根據原理，大致有(1)離心式鼓風機或稱透平式鼓風機，它是依轉子葉片與氣流相互作用將所加機械能轉變為氣體的壓力和動能；(2)容積式鼓風機，它是依靠轉子容積的改變，將原動機所加入的機械能轉變為氣體的壓力和動能的。

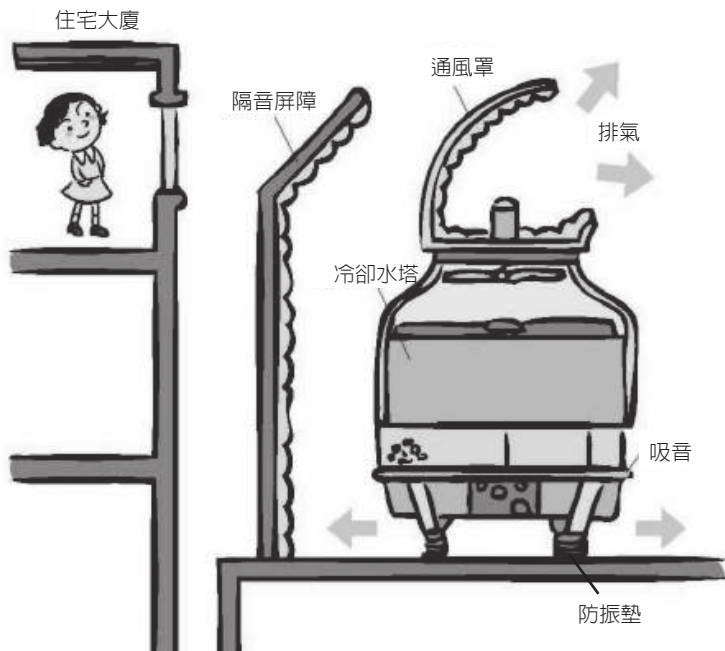
在一般情況下，從鼓風機進氣口和排氣口輻射的空氣動力性噪音比從其他部位輻射的噪音要高 10 ~ 20 dB(A)，因而首先應在進氣和排氣管道上安裝適當的消音器。對於一般鼓風機，消音器可以設計成阻性片式、折板式和蜂窩式以及阻抗複合式；對於大型鼓風機，消音器可以設計成節流降壓、小孔以及阻性複合結構。安裝消音器後，如不採取其他措施，不論消音器的性能有多好，整個鼓風機的噪音也只能降低 10 ~ 20 dB(A)。從鼓風機機殼、管道、機座以及電動機等部位的輻射噪音必須解決。比較常用的有效方法是採用隔音罩，把鼓風機機組密閉在密閉的罩內，並在罩座下加隔振器。為瞭解決罩內通風和電動機散熱問題，可以在罩上開口並加消音器。由於罩內總處於負壓狀態，外界的新鮮空氣可以從入口消音器被吸入罩內，經過電動機後，把電動機的散熱帶走。一般入口消音器安裝在罩子的下部，出口消音器安裝在罩子頂部，這樣有利於冷氣吸入和熱氣排除。

二 冷卻水塔噪音控制

冷卻水塔是工業企業和民用建築製冷設施迴圈用水的一種裝置，冷卻水

塔的噪音源由以下噪音源組成：(1) 鼓風機進排氣噪音；(2) 淋水噪音；(3) 鼓風機減速器和電動機噪音；(4) 冷卻水塔水泵、配管和閥門噪音。

其整體噪音以低頻為主，沒有突出的峰值噪音。冷卻水塔噪音控制措施一般有：(1) 合理的佈局，保證機組有適量新風、不產生迴流、機組維修方便的前提下，將冷卻水塔佈置在遠離住宅區和需要安靜的地方，減少冷卻水塔噪音影響；(2) 控制冷卻水塔進出氣口噪音，可以使用消音器降低噪音。尤其對排氣口噪音突出的冷卻水塔，此方法效果明顯，降低噪音效果有 5 ~ 12 dB(A)；(3) 設置隔音牆，將消音百葉隔音結構與隔音板組合成適宜的隔音結構，可以降低冷卻水塔進排氣口噪音、淋水噪音、電動和傳動設備的機械噪音；(4) 用消音墊降低冷卻水塔噪音，將消音墊鋪放在冷卻水塔的支架下或鋪放在接水盤上，能降低噪音 5 ~ 10 dB(A)(圖 6.3-3)。



資料來源：環境保護署

圖 6.3-3 冷卻水塔噪音控制方法

三 發電機房噪音控制

因為限電或怕跳電，目前很多營業場所和工業廠房都有自己自備發電機房，發電機組的主要噪音有內燃機進排氣噪音、冷卻風扇噪音、燃燒噪音、機械噪音和電磁噪音等。發電機組的噪音必須針對不同的發音部位，綜合治理。在進排氣管路上安裝消音器是降低引擎噪音的有效措施，由於排氣溫度較高，通常排氣消音器選用抗性結構或微穿孔板複合結構，用金屬薄板或磚石水泥等耐高溫材料製作。在發電機組的冷卻風扇部位安裝消音器可以有效降低冷卻風扇的噪音。設置隔音間、隔音罩等可以直接降低發電機組噪音，隔音間的進出風口要安裝消音裝置，隔音間可採用薄板、吸音材料等複合材料製作的輕型結構，也可以用磚石水泥土建結構，隔音間的表面應有吸音材料以便提高隔音間的隔音效果。

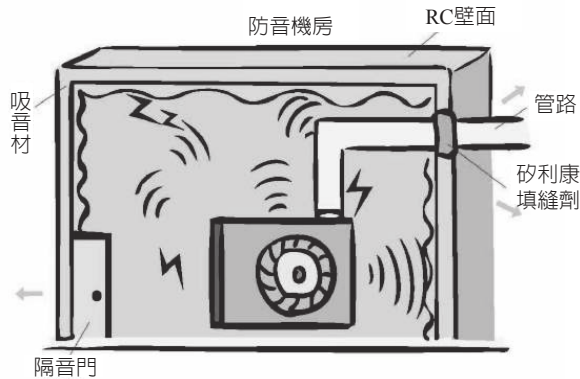
四 空氣壓縮機噪音控制

空氣壓縮機 (air compressor) 是氣動工具的動力源，噪音一般在 80 ~ 120 dB(A) 之間，有進氣噪音、驅動機構和機體輻射噪音、管道儲氣罐噪音、排氣放空和閥門噪音。控制壓縮機的進氣噪音，可以採用消音器的辦法。

固定式壓縮機通常固定在室內地面，進氣口在室內或室外，根據室內還是室外情況選擇不同消音量的消音器，室內消音量一般在 15 dB(A) 左右，室外一般在 20 dB(A) 以上。進氣消音器應採用無纖維無泡沫塑料等疏鬆材料的抗性消音器和抗性微穿孔板複合結構消音器或微穿孔板消音器等，不能採用纖維泡沫等疏鬆材料做吸音材料的阻性消音器，因為纖維材料的護面層在空壓機的進氣脈衝氣流作用下，很容易損壞，使纖維逸出，進入空壓機汽缸會損壞汽缸壁，使機器出現故障。大流量的壓縮機排氣放空系統要設置專用的消音器，要求消音量大，消音帶寬；小流量的壓縮機排氣放空消音器可以選擇阻性管式消音器。控制壓縮機的機體噪音、電動機噪音，可以採用建隔音室或消音隔音罩的方法，把人和機器分開 (圖 6.3-4)。

五 引擎噪音控制

降低引擎本體噪音就要改造振源和音源，包括用有限元法 (finite elements method, FEM) 等方法分析設計引擎，選用柔和的燃燒過程，提高機體的結構剛度，採用嚴密的配合間隙，降低汽缸蓋噪音。另外，給引擎塗阻尼材料也



資料來源：環境保護署

圖 6.3-4 機房控制方法

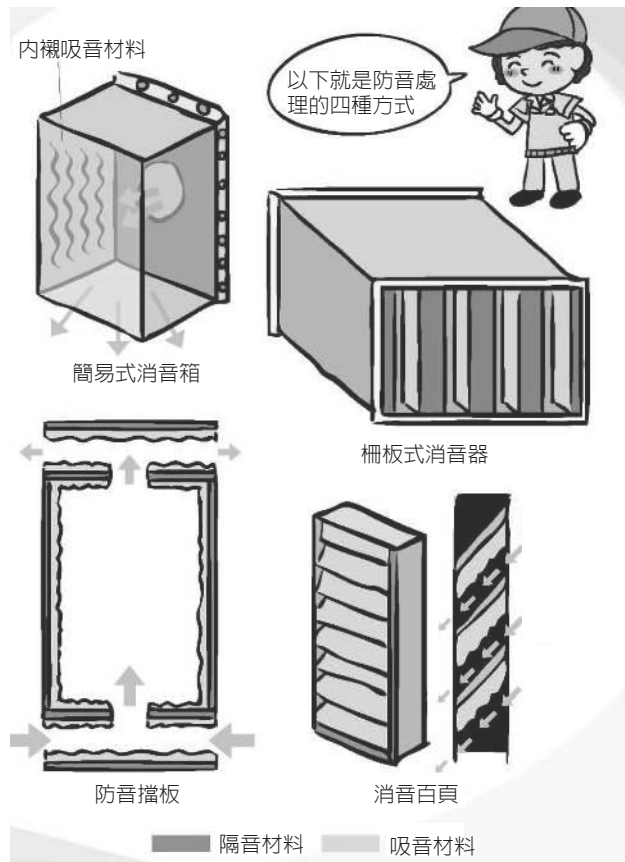
是一個有效的辦法。目前，已有一些國家的專家設計了一種引擎主動隔振系統，用於減少引擎振動，以達到降低噪音的目的。進氣噪音是引擎的主要噪音源之一，引擎的空氣動力噪音隨引擎轉速的提高而增強。引擎的進氣噪音要降音最有效的方法是採用進氣消音器。類型有阻性消音器（吸音型）、抗性消音器（膨脹型、共振型、干涉型和多孔分散型）和複合型消音器。將其與空氣濾清器結合起來（即在空濾器上增設共振腔和吸音材料）就成為最有效的進氣消音器。

排氣噪音主要由排氣壓力的脈動噪音，氣流通過氣門座時所發出的渦流噪音，由於邊界層氣流的擾動而產生的噪音以及排氣口處的噴流噪音所組成。優化設計性能良好的消音器，是降低車輛排氣系噪音的重要手段之一。優化設計的方法有聲學有限元法和聲學邊界元法，但目前還處於起步階段。避免消音器的傳遞特性與振動特性耦合是消音器設計中要重點解決的一個問題。但是，降低排氣噪音與提高動力性是相矛盾的，因為降低排氣噪音與降低排氣背壓對排氣管直徑的設計有著相矛盾的要求，前者要求有較小的直徑，而後者卻相反。

目前，汽車上採用並聯流路的雙功能消音器，在減小背壓和降低氣流噪音方面頗為有效。另外，對於引擎排氣歧管到消音器入口的一段管路，採用柔性管的減振、降低噪音效果也很明顯。冷卻風扇是噪音的發生裝置，受到護風圈、水泵、散熱器及傳動裝置的影響，但其噪音的產生主要取決於風扇本身結構噪音以及與護風圈的共振，而工廠的通風換氣設備請詳圖 6.3-5 所示。

六 打樁機

打樁機的敲擊聲是營建起始階段最擾人的噪音。有項技術是使用隔音牆安置在樁的頂部周圍。英國人的發明叫做“Hush ‘X’ Rig”，可以使打樁聲在 15 m 遠處噪音僅 70 dB(A)。比較而言，工地上柴油打樁機很難用引擎消音器控制噪音，在鐵錘的撞擊下，消音器很快就震落了，而在打樁地點這樣的均能噪音量 L_{eq} 有 95 dB(A)。



資料來源：環境保護署

圖 6.3-5 通風換氣設備噪音控制方法

內燃機消音裝置是一個比較折中的打樁消音技術，可以初步的滿足環境噪音法規，盡量減少對周圍居民的影響。使用水壓振動打樁機，它不是利用撞擊原理，比一般打樁機的噪音低約 13 dB(A)。

七 風鑽

風鑽 (jack hammer) 的噪音量非常高，在操作者耳邊超過 110 dB(A)。排氣以及鋼鑽杆的噪音機會差不多高，所以如果僅減少一個噪音源噪音，整個噪音量只下降 3 dB(A)。美國礦產辦公署實現了對大型風鑽 18 dB(A) 的降低噪音技術，這項技術是同時利用了排氣消音器和音圍欄。

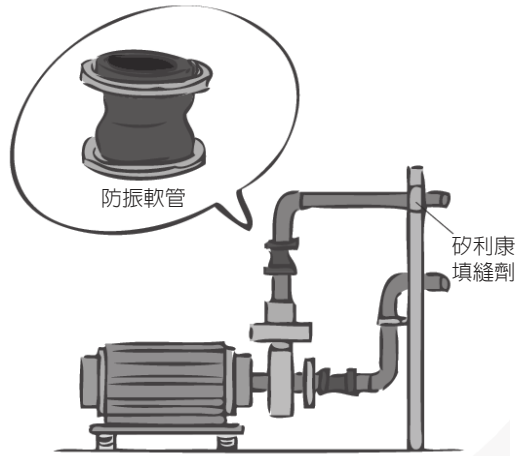
另外就是將風鑽改為液壓鑽，雖然風鑽噪音沒有減少，但是排氣噪音降低了。工程師還設計了新型的伸縮式鑿岩機 (rock drill)，這種鑿岩機的旋轉受獨立的空氣引擎控制，避免了上下旋轉帶來的額外噪音。其他的創新包括放射均衡主汽缸，可以允許充氣室全部包裹鑿岩機的機身，然後在充氣室安裝消音器。

液壓鑿岩機 (液壓鑽機) 具有耗能少、體積小、重量輕、衝擊能量大、鑽速快、噪音低、振動小、工人勞動強度低等優點，可廣泛用於大理石、花崗岩、金屬礦、非金屬礦和煤礦等礦山開鑿。

八 管路與管線

依據環保署陳情資料知，很多住戶都有在家裡被鄰居或大樓的公共抽水馬達突然轉動時噪音嚇到的經驗，如果在夜深人靜時更是會影響睡眠品質。這類小型抽水馬達要不安裝在防火巷內的地面 (戶外)，要不就是設置在大樓地下室機房裡或頂樓，放置在戶外地面的抽水馬達吵到居民，通常都是空氣音所造成的，馬達噪音在防火巷內四處傳遞、反射，最後經由窗戶、後門等開口部位或隔音較差的地方傳入室內。對於以空氣傳播為主的抽水馬達的噪音，可以採用冷卻水塔的局部隔音的方法來做，通常就可以達到改善的目的。放置在大樓地下室的抽水馬達，由於大樓樓板、牆壁都是厚重建材，對空氣傳遞的噪音具有良好的隔音效果，倘若會吵到大樓其他住戶，大都是由於固體振動傳遞的噪音，固體音要從隔振著手，才能改善噪音。所以解決方法包括：(1) 馬達基座應加裝隔振器或橡膠隔振墊；(2) 揚 (出) 水管及進水管端加裝橡膠製防振軟管 (接頭)；(3) 水管穿牆時，應先留孔隙，不讓水管振動直接傳到牆壁，孔隙再用矽利康等軟質填充物填補，隔振也隔音 (詳圖 6.3-6 所示)。

一般用戶對於抽水馬達沒有定期維護，雖然新裝的抽水馬達噪音音量都比較小，但如果長期使用又沒有保養，機件有了磨損，噪音自然變大，所以定期檢修、維護抽水馬達，對於降低抽水馬達噪音是有幫助的。



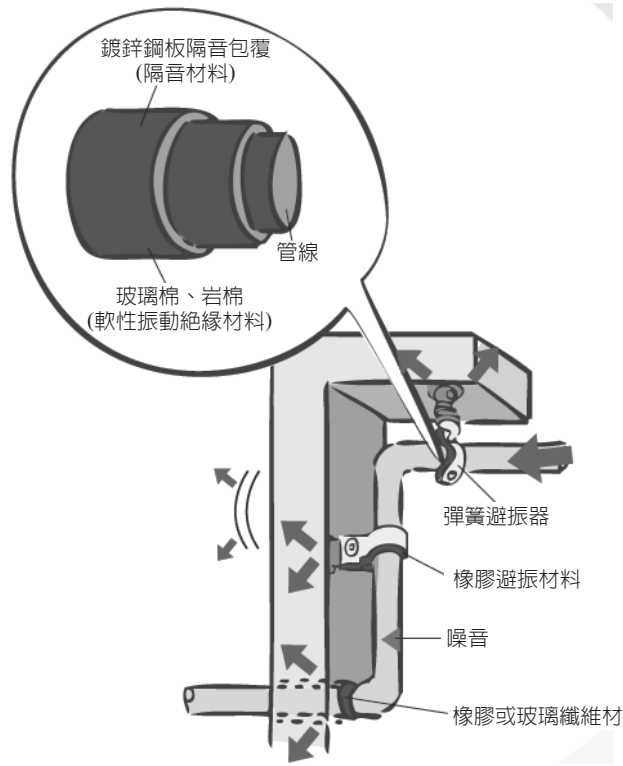
資料來源：環境保護署

圖 6.3-6 管路動力設備噪音控制方法

最常見的管線噪音陳情多為營業場所廚房排油煙風管、大樓管道間內的水管等管線、樓上衛生間的排水管、工廠輸送氣、液體或顆粒料的管線。這類管線噪音的共同特徵就是管線內物體（氣、液、固體）流動時衝擊或磨擦管線，使得管壁振動輻射產生一般所稱的管線噪音，倘若管線振動過於強烈，還會導致支架振動，甚至於振動一路傳遞到牆體、樓板及建築物其他的樓層，對住戶產生噪音干擾。

管線噪音音量的大小在於管壁振動強烈程度以及管壁面積，而管壁振動程度和管線內物體流動衝擊或磨擦管壁的力量以及管壁厚薄（剛性）有直接的關係，像高壓輸送管，由於流速快，即使輸送管管壁厚實，依然振動很大；而餐廳（營業）廚房的排油煙風管，雖然管內風速不大，但風管管壁較薄，相對的排油煙時，風管「嗡嗡」作響。雖然降低管線流速或增加管壁厚度（剛性）會減少管壁振動，但流速降低，管線功能也跟著變差；增加管壁厚度，材料費用以及重量相對等比例增加，另一個作法為針對管壁振動輻射噪音做防音包覆，反而較為經濟及實用，效果也不錯。

管線防音包覆的方法包括：(1) 在原有管線外層先包覆一層軟質的振動緩衝材，一般空調廠商用常的隔熱、保溫材料如玻璃棉等，就是很好的振動緩衝材；(2) 最外層再包覆一層隔音材料，例如風管常用的鍍鋅鋼板或鋁板，由於鋁板密度低，用鍍鋅鋼板效果較好（詳圖 6.3-7 所示）。



資料來源：環境保護署

圖 6.3-7 管線包覆噪音控制方法



習題

一、問答題

1. 何謂機械性噪音？
2. 何謂空氣動力性噪音？
3. 何謂噪音源特性？
4. 請說明營建噪音預測和評估方法？
5. 請說明工廠噪音預測和評估方法？
6. 請說明營建噪音控制方法？
7. 請說明工廠噪音控制方法？
8. 請說明營建噪音源控制方法？
9. 請說明工廠噪音源控制方法？

二、計算題

1. 有一規劃中之工廠，其操作員位置及機器擺設位置及各機器所發出之噪音功率如下表所示。假如操作員與機器同高。其間無隔牆，機器附近亦無反射牆，地面為硬地板，試預測操作員所在位置的噪音位準。

附表：操作員位置： $x = 5$ (m)， $y = 16$ (m)

線音源： 輸送帶 A $x = \text{all}$ x (m) $y = 1$ (m)

功率 (W/m)： 0.0005

點音源： B C D E F G

功率 (w)： 0.01 0.075 0.065 0.012 0.05 0.05

位置 x ： 1 2 3 4.5 2.5 5

(m) y ： 2 2 2 2.5 4 4

2. 有一營建工程，其使用之施工種類(機具)、數量、距最近民宅及各施工機具距離為 15 m 之噪音位準如下表所示，其施工時間為早上 6 時開始至下午 10 時停止，試求施工機具噪音對最近民宅的影響，並提出改善方法。

附表：

機具名稱：	堆土機	挖土機	傾卸卡車	混凝土拌合車	空氣壓縮機	打樁機
數量：	4	3	2	2	1	1
音量 dB(A)：	75	75	80	80	80	80
距民宅距離 (m)	30	30	30	35	35	30

3. 某成衣廠有 20 台相同之縫紉機，同時操作時所產生之噪音量為 60 dB，若該地區夜間之噪音管制標準為 55 dB，請問該成衣廠在夜間最多可啓動幾台機器？
4. 二個點音源在自由空間下，其中一個聲音功率為 6 Watt，距離受音者 5 m，另一個聲音功率為 15 Watt，距離受音者 20 m，試求該受音者所承受之音壓位準為若干？
5. 設計污水處理廠曝氣池之曝氣量 4,000 l/sec ，現有不同容量大小之曝氣機供設計時選用，甲曝氣機之曝氣量為 1,000 l/sec ，其噪音量為 80 dB，乙曝氣機之曝氣量為 2,000 l/sec ，其噪音量為 90 dB，就噪音防制之立場應如何選用曝氣機？

