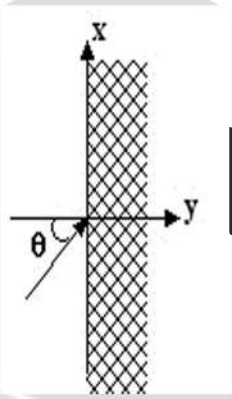


# Chapter 9



## 隔音原理及其應用

### 9.1 單層牆的隔音原理

- 9.1.1 音波的反射和透射
- 9.1.2 整體振動的單層均勻柔性薄板的隔音
- 9.1.3 彎曲振動的單層均勻薄板的隔音
- 9.1.4 有限大小單層均勻薄板的總體隔音

### 9.2 雙層牆的隔音原理

- 9.2.1 多層介質平面波傳播的阻抗轉換定理
- 9.2.2 無限大雙層牆的隔音量理論計算方法

### 9.3 其他隔音結構的隔音原理

- 9.3.1 組合結構的隔音原理
- 9.3.2 隔音罩原理

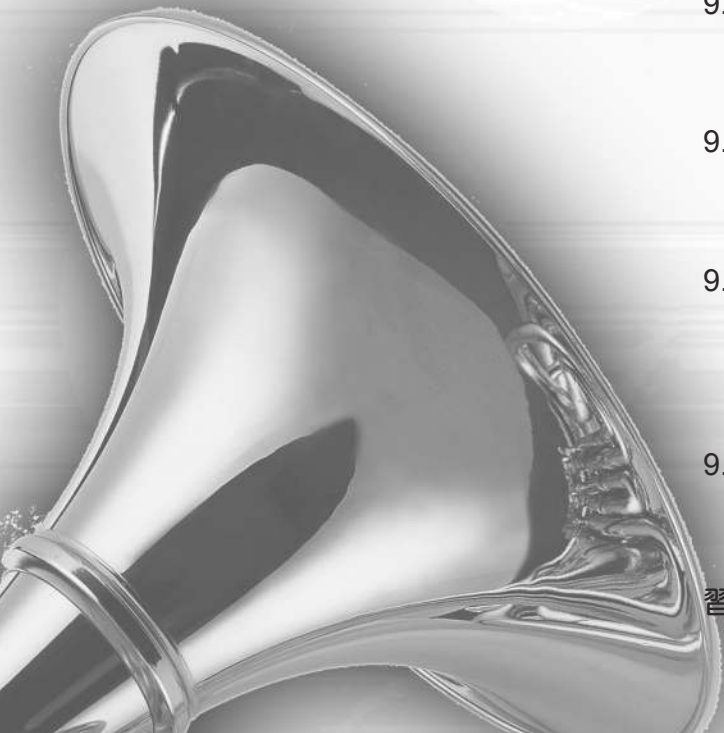
### 9.4 隔音的工程設計方法

- 9.4.1 單層均勻薄牆的隔音量計算方法
- 9.4.2 實際雙層牆的隔音量計算方法
- 9.4.3 建築隔音設計

### 9.5 隔音性能的測量

- 9.5.1 隔音效果的測量
- 9.5.2 建築構件空氣音隔音的實驗室測量方法

習題



**噪**音控制實際應用中，常常由於各種條件的限制，很難從噪音源上直接進行處理，這時可在噪音傳播途徑上採取措施來降低噪音。利用材料（構件、結構或系統）來阻礙噪音的傳播，使通過材料後噪音能量減小的方法，稱為隔音（soundproof、sound insulation 或 noise suppression）。

當具有一定能量的聲音入射到一個隔音材料上時，在聲波的作用下，隔音材料依一定方式導致振動，這部分聲能稱為透過音能，另外向外幅射噪音。對於大多數隔音材料來說，透過音能僅為入射音能的幾百分之一，或者更小，而絕大部分聲能被反射（reflection）回去，在噪音控制（noise control）技術中，常採用透過率（透過係數）來表示隔音材料的隔音能力，透過率（透過係數）一般遠小於1，約在 $10^{-1} \sim 10^{-5}$ 之間。

隔音是噪音控制工程中最常用和有效的措施之一，本章主要介紹隔音原理及其應用，具體內容包括隔音研究的單、多層板以及複合板的隔音原理、隔音罩的設計原理、隔音的工程設計方法和隔音性能的測量，分別介紹如後。

## 9.1 單層牆的隔音原理

單層牆是最基本的隔音構件，如常見的玻璃窗、木板、窗簾及金屬板等。下面將通過對單層牆的分析來說明隔音的原理。

### 9.1.1 音波的反射和透射

在隔音構件相對面積很大時可採用集總參數（lumped parameter）的隔音模型。設薄牆的密度和音速分別為 $\rho_m, c_m$ ，其特性阻抗（characteristic impedance）為 $\rho_m c_m$ ，構件前後方的特性阻抗分別為 $\rho_1 c_1, \rho_2 c_2$ 。當入射角為 $\theta$ 的平面波入射到構件上時，在構件前介面，由折射定理可得音壓反射係數（reflection coefficient）和透射係數（transmission coefficient）分別為：

$$r_{p1} = \frac{Z_{sm} - Z_{s1}}{Z_{sm} + Z_{s1}}, \quad t_{p1} = \frac{2Z_{sm}}{Z_{sm} + Z_{s1}} \quad (9-1)$$

同樣在牆後介面，由折射定理可得音壓反射係數和透射係數分別為：

$$r_{p2} = \frac{Z_{s2} - Z_{sm}}{Z_{s2} + Z_{sm}}, \quad t_{p2} = \frac{2Z_{s2}}{Z_{s2} + Z_{sm}} \quad (9-2)$$

式中：

$Z_{s1}$ 、 $Z_{s2}$  和  $Z_{sm}$  分別為薄牆前方入射波，牆及後方透射波 (transmission wave) 的法向音阻抗率 (又叫法向特定音阻抗)，其大小為介質的特性阻抗與音波在薄牆前方的入射角，牆中的折射角及後方透射波的透射角  $\theta_1$ 、 $\theta_t$  和  $\theta_2$  的餘弦的商，各音阻抗率公式如下：

$$Z_{s1} = \frac{\rho_1 c_1}{\cos \theta_1}, \quad Z_{sm} = \frac{\rho_m c_m}{\cos \theta_t}, \quad Z_{s2} = \frac{\rho_2 c_2}{\cos \theta_2} \quad (9-3)$$

式中：

$\theta_1$ 、 $\theta_t$  和  $\theta_2$  由折射定理可得：

$$\sin \theta_1 c_1 = \sin \theta_m c_m = \sin \theta_2 c_2 \quad (9-4)$$

利用上述 (9-4) 式可計算出平面波透過若干層均勻介質的透射係數，從而得到多層隔音結構的隔音量 (sound transmission loss)。在薄牆兩邊的介質相同的情況下，由折射定理，入射角為  $\theta$  的音波傳播方向經過結構後不變，法向音阻抗率  $Z_s$  均為  $\rho c / \cos \theta$ 。

### 9.1.2 整體振動的單層均勻柔性薄板的隔音

薄板是指在板很薄以至薄板前後表面的流體的法向速度相同，平面音波透過單層均勻薄板，牆前 (入射方) 後 (透射方) 音波的音壓不一定相等，但法向質點速度相同，如圖 9.1-1 所示。設在牆前、後介面的音壓分別為  $p_f$  和  $p_b$ ，則有：

$$p_f - p_b = Z_{sm} v_m \quad (9-5)$$

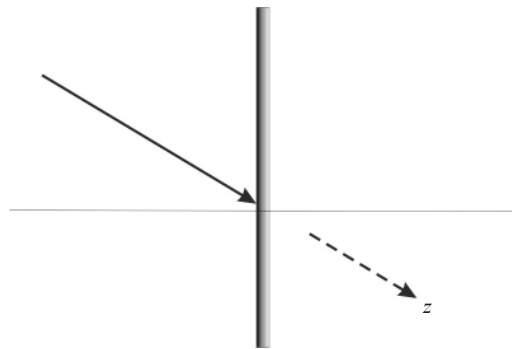


圖 9.1-1 平面波透過單層均勻薄板前後法向質點速度相同示意圖

式中：

$Z_{sm}$  和  $v_m$  分別為薄牆的音阻抗（不是牆的特性阻抗  $\rho_m c_m$ ）和音傳播時牆的振動速度。

由薄型柔性條件，該質點速度和牆前後介質中音波的法向質點速度相同，有：

$$v_f = v_b = v_m \quad (9-6)$$

利用 (9-6) 式在 (9-5) 式的兩邊同除以牆或介質中的質點速度，由音阻抗率的定義得：

$$Z_f - Z_b = Z_{sm} \quad (9-7)$$

上式中的  $Z_f$  和  $Z_b$  分別為薄牆前後界面的等效局部法向音阻抗率。局部法向音阻抗率不是入射波或透射波的法向音阻抗率，也不是介質的特性阻抗。它是音場中某點的音壓和法向質點速度的比值，在音場中多層介質的介面連續，和入射角度有關。而入射波或透射波的法向音阻抗率定義為某點介質的特性阻抗和入射角的餘弦的比值；介質的特性阻抗等於在單一介質的平面波條件下，介質中某點音壓和該點質點速度的比值（音阻抗率），他們在多層介質的介面不一定連續。

若僅有兩種介質、一個介面，則在該介面的局部法向音阻抗率等於透射波的法向音阻抗率；在入射面，由於存在入射波和反射波，所以它不等於入射波的法向音阻抗率。引入等效局部法向音阻抗的概念可以避開考慮多層反射到入射端的能量。不論第一個介面後有多少層，若知道了該介面的等效局部音阻抗率，則由 (9-1) 式可一步算出該介面總的等效反射係數，從而得到總的反射能量。由 (9-1) 式得入射介面的等效音壓反射係數為：

$$r_p = \frac{Z_f - Z_s}{Z_f + Z_s} \quad (9-8)$$

將 (9-7) 式代入上式，並利用  $Z_b = Z_s$ （在薄牆的後介面不再有其他反射介面），得：

$$r_p = \frac{Z_{sm}}{Z_{sm} + 2Z_s} \quad (9-9)$$

利用上式，可得在牆前介面介質中，質點速度為：

$$v_f = \frac{p_i(1-r_1)}{Z_s} = \frac{2p_i}{Z_{sm} + 2Z_s} \quad (9-10)$$

而牆後介面介質中，質點速度為：

$$v_b = \frac{p_t}{Z_s} \quad (9-11)$$

利用 (9-6) 式可得音壓透射係數：

$$t_p = \frac{p_t}{p_i} = \frac{2Z_s}{Z_{sm} + 2Z_s} \quad (9-12)$$

利用平面波特性和音功率和音壓的平方成正比，可得隔音量為：

$$R = 10 \log_{10} \left( \frac{1}{\tau(\theta)} \right) = 10 \log_{10} \left| \frac{p_i}{p_t} \right|^2 = 10 \log_{10} \left| 1 + \frac{Z_{sm}}{2\rho c} \cos\theta \right|^2 \quad (9-13)$$

式中：

$$Z_s = \rho c / \cos\theta,$$

$\tau(\theta)$ ：各角度的音能量透射係數。

最簡單的計算薄牆的阻抗率  $Z_{sm}$  的模型是利用牛頓定律：

$$m \frac{dv_m}{dt} = p_f - p_b \quad (9-14)$$

式中：

$m$ ：牆的面密度。

在頻率為  $\omega$  的簡諧波激勵下，有  $Z_{sm} = j\omega m$ ，可得：

$$R = 10 \log_{10} \left| 1 + \frac{j\omega m}{2\rho c} \cos\theta \right|^2 = 10 \log_{10} \left[ 1 + \left( \frac{\omega m}{2\rho c} \cos\theta \right)^2 \right] \quad (9-15)$$

雖然在推導上式時要求薄型條件，但在實際應用中，發現上式對許多結構都能運用，尤其是對音波頻率較低、音波 1/4 波長大於結構厚度時的隔音量預測有指標性意義。從上式可知，當入射角一定時（小於  $90^\circ$ ），隔音材料的面密度越大，入射頻率越高，隔音量就越大。在空氣中音頻範圍內，一般材料的面密度都遠遠大於空氣密度，從而有  $\omega m \gg \rho c$ ，故上式可簡化為：

$$R = 20 \log_{10} \frac{\omega m}{2\rho c} |\cos\theta| \quad (9-16)$$

在標準狀態下，空氣的密度為  $\rho = 1.206 \text{ Kg/m}^3$ ， $c = 343 \text{ m/s}$ ，故其特性阻抗的值約為 413.6，代入上式，並假設垂直入射（入射角為  $0^\circ$ ），可推得聲學中常用的質量作用定律（mass law）：

$$R_n = 20 \log_{10} m + 20 \log_{10} f - 42 \quad (9-17)$$

式中：

$$\omega = 2\pi f,$$

$$20 \log_{10}(2\pi/2\rho c) \approx 42。$$

(9-17) 式說明，牆的面密度增加一倍或入射音波頻率增加一倍，隔音量增加 6 dB(A)，對面密度一定的牆，隔音量隨著頻率的升高增大，達 6 dB(A)/Oct。但在實際中，音波一般是從各個方向入射，因此從理論上將，完全的隔音量應包括牆對各個方向入射音波的隔音量的和。在理想的完全擴散音場的條件下，入射音場由從各個方向等概率入射的相位隨機的平面音波構成。通過對 (9-13) 式中的投射係數對不同入射角的加權積分，可得擴散音場的隔音量為：

$$R_d = -10 \log_{10} \left( \frac{\int_0^{\pi/2} \tau(\theta) \sin\theta \cos\theta d\theta}{\int_0^{\pi/2} \sin\theta \cos\theta d\theta} \right) \approx R_n - 10 \log_{10}(0.23R_n) \quad (9-18)$$

實際在餘響室測得的場入射隔音量的經驗公式為：

$$R_f = R_n - 5 \quad (9-19)$$

該值有時比用 (9-18) 式算出的擴散音場的隔音量大，原因是在餘響場中，入射角的範圍約為  $0^\circ \sim 78^\circ$ ，因此 (9-18) 式中的積分只能積到  $78^\circ$ ，由此算到的隔音量才能和 (9-19) 式較符合。圖 9.1-2 是按上述公式算得的某 2 mm 厚的鋁板的正入射隔音量、擴散音場隔音量以及場隔音量。以上也說明了為什麼要在餘響室條件下測試材料的隔音量，而不能只測量某一方向的入射音的隔音量。

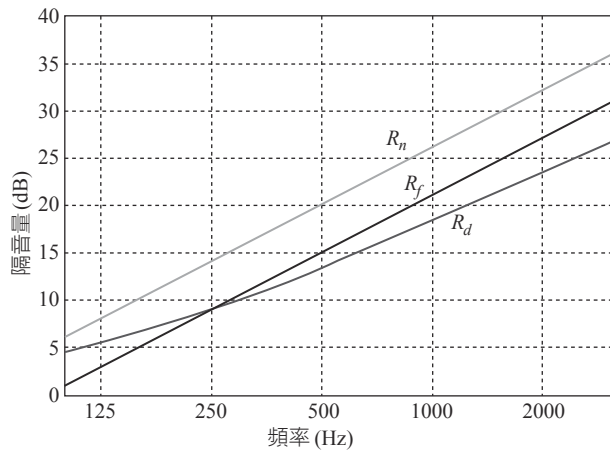


圖 9.1-2 某 2 mm 厚的鋁板的正入射隔音量、擴散音場隔音量以及場隔音量圖

### 9.1.3 彎曲振動的單層均勻薄板的隔音

上面假設音波入射時，薄型隔音牆只作整體振動，從而利用牛頓定律得到了薄牆阻抗率的運算式  $Z_{sm} = j\omega m$ 。但實際上，薄板在斜入射的音波激勵下還可作彎曲振動，這時需要採用更精確的模型來描述薄牆的阻抗率，平面音波透過彎曲振動的單層均勻薄板，牆前（入射方）後（透射方）音波的音壓不一定相等，但法向質點速度相同。圖 9.1-3 是平面音波透過彎曲振動的單層均勻薄板的示意圖。

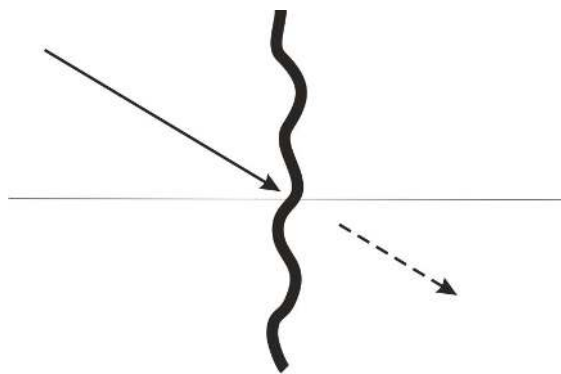


圖 9.1-3 平面波透過彎曲振動的單層均勻薄板前後法向質點速度相同示意圖

和上一節 (9-14) 式不同的是，在彈性薄板的振動方程等式的右邊導入了由於彈性板彎曲所導致的剪切力的影響：

$$m \frac{\partial^2 s_m}{\partial t^2} = p_f - p_b - B \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) s_m \quad (9-20)$$

式中：

$m$ ：牆的面密度，

$s_m$ ：薄板的橫向振動位移， $x$  和  $y$  分別為板上的直角座標系的橫縱座標。

$B$  是板的彎曲剛度，對於各向同性的均勻薄板，可由板的楊氏模量  $E$ ，泊松比 (Poisson's ratio)  $\nu$  和厚度  $h$  用下式算出：

$$B = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (9-21)$$

在頻率為  $\omega$  的簡諧波激勵下，並假設入射波沿著  $x$  方向以  $\theta$  角入射，則入射波在  $y$  方向上均勻，有  $\partial p / \partial x = -jk \sin \theta = j \frac{\omega}{c} \sin \theta$ ,  $\partial p / \partial y = 0$ 。

而激勵起薄板中的彎曲波在空間有同樣的分佈，從而有  $\partial s_m / \partial x = -jk \sin \theta = j \frac{\omega}{c} \sin \theta$ ,  $\partial s_m / \partial y = 0$ ，並設該板在頻率為  $\omega$  的簡諧波激勵下固有的彎曲波的傳播速度為  $c_p = (B\omega^2/m)^{1/4}$ ，於是 (9-20) 式化為：

$$j\omega m v_m \left( 1 - \left( \frac{c_p}{c} \sin \theta \right)^4 \right) = p_f - p_b \quad (9-22)$$

從而得到彎曲振動的單層均勻薄板的阻抗率：

$$Z_{sm} = j\omega m \left( 1 - \left( \frac{c_p}{c} \sin \theta \right)^4 \right) \quad (9-23)$$

從上式可以看出，和整體振動的薄板不同，彎曲振動的薄板的阻抗率多了一項和彎曲波傳播速度有關的項，該項和音波的入射角也有關係，在正入射的情況下，由於音波在板上的激勵是均勻的，不能激發起彎曲波，所以彎曲波的影響幾乎沒有。隨著入射角的增大，彎曲波的影響越來越大。當入射角達到  $90^\circ$  時（稱為掠入射 (grazing incidence)，入射幾乎和板平行），彎曲波的影響最大  $\sin \theta \approx 1$ 。將上式代入 (9-13) 式，就可得彎曲振動的薄板在頻率為  $\omega$  的簡諧波激勵下以  $\theta$  角入射的隔音量。

從上式可以看出，存在某一頻率 ( $c_p \sin \theta = c$  時) 使上述阻抗率為零，從而使隔音量為零，這時音波完全透過，就像薄板不存在一樣，這個現象稱為吻合效應 (coincidence effect)，其原因是由於此時以  $\theta$  角入射的平面音波在板上的激勵力的分佈和板中彎曲波的空間分佈一致，從而導致空間「共振」。由於  $c_p = (B\omega^2 / m)^{1/4}$ ，可見對於不同的  $\theta$  角存在不同的空間共振頻率 (resonance frequency)，當  $\theta$  為  $90^\circ$  時，對該板可求得一最低的空間共振頻率，這個頻率稱為此彎曲振動的薄板吻合頻率 (coincidence frequency)  $f_c$ ，如下公式：

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m}{B}} \quad (9-24)$$

將 (9-21) 式代入，可得：

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m}{Eh^3} 12(1-\nu^2)} = \frac{c^2}{2\pi h} \sqrt{\frac{\rho_m}{E} 12(1-\nu^2)} = \frac{c^2}{2\pi c_L h} \quad (9-25)$$

式中：

$c_L$ ：板材料中的縱波速度。

可見薄板的吻合頻率不僅和材料有關，而且和板的厚度成反比，板越厚（在薄板中），其吻合頻率越低，對同厚度的薄板，其縱波速度越大，楊氏模量越大，彎曲剛度越大，密度越小，其吻合頻率越低。將 (9-24) 式代入 (9-23) 式，可得彎曲振動的薄板的阻抗率的更常用的表達公式如下：

$$Z_{sm} = j\omega m \left( 1 - \left( \frac{f}{f_c} \right)^2 \sin^4 \theta \right) \quad (9-26)$$

實際中，由於材料在彎曲振動中存在能量損耗，故在空間共振頻率處仍有一定的隔音量。能量損耗用損耗因數  $\eta$  來描述，它不但和材料本身有關，而且和薄板的邊界有關，是一個隨頻率變化的量，典型取值範圍在 0.01 ~ 0.0001 之間。包含損耗因數的阻抗率公式如下：

$$Z_{sm} = j\omega m \left( 1 - \left( \frac{f}{f_c} \right)^2 \sin^4 \theta \right) + \eta \omega m \left( \frac{f}{f_c} \right)^2 \sin^4 \theta \quad (9-27)$$

由此可見，考慮損耗時，空間共振頻率  $f = f_c / \sin^2 \theta$  (掠入射時，才是吻合頻率) 處的隔音量為：

$$R = 10 \log_{10} \left| 1 + \frac{Z_{sm}}{2\rho c} \cos\theta \right|^2 = 10 \log_{10} \left| 1 + \frac{\eta\omega m}{2\rho c} \cos\theta \right|^2 \quad (9-28)$$

圖 9.1-3 提出了平面音波以不同入射角透過彎曲振動的 10 mm 厚的單層均勻鋁板的隔音量，計算中，損耗因數  $\eta$  取 0.001，吻合頻率為 1,175 Hz。圖中沒有提出入射角達到  $90^\circ$  時的隔音量，這是因為由 (9-28) 式，其隔音量為 0 dB(A)。從圖中可以看出，隨著入射角的增大，空間耦合共振頻率逐漸降低。另外正入射時，不發生空間耦合共振。在各入射角空間耦合共振頻率以下的頻段，正入射的隔音量比其他入射角的隔音量都大。而在空間耦合共振頻率以上的頻段，均勻薄板的阻抗率中的板的彎曲剛度項隨著頻率的增大逐漸增大 ((9-23) 式)，成為板阻抗率中的主要貢獻者。從 (9-28) 式和圖 9.1-4，可知這時的隔音量隨著頻率的升高快速增大，可達 18 dB(A)/Oct，遠遠高於質量定律中的 6 dB(A)/Oct。這時其他入射角的隔音量也可能高於正入射時的隔音量。

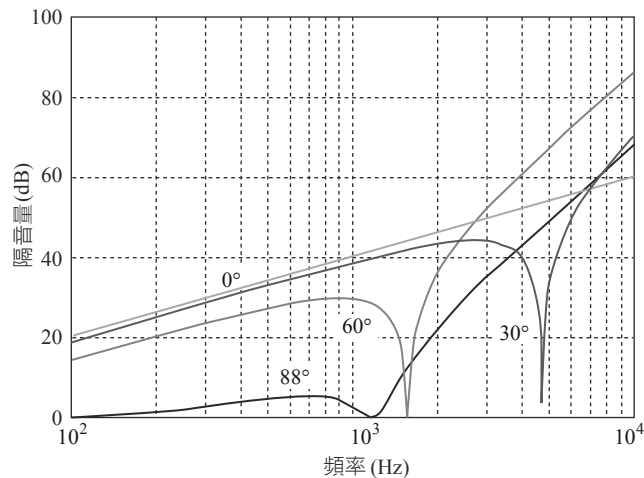


圖 9.1-4 平面音波以不同入射角透過彎曲振動的 10 mm 厚的單層均勻鋁板的隔音量

和 9.1.2 節考慮整體振動的單層均勻薄板的隔音一樣，實際中，音波一般是從各個方向入射，因此完全的隔音量應包括牆對各個方向入射音波的隔音量的和。通過對 (9-28) 式中的投射係數對不同入射角的加權積分，可用數值計算方法得到擴散音場或場入射情況下的彎曲薄板的隔音量。實際中，也有許多近似公式和工程計算方法，但其精確度都有限，因為很難精確確定上述公式中的一些量，如隨頻率變化的阻尼量。

### 9.1.4 有限大小單層均勻薄板的總體隔音

當板為有限大小時，其必須安裝在某一框架上，由於邊界條件的引入，整體振動的模型中要包括其整體振動時的彈性係數  $k$  和阻尼係數  $r$ ，則此時的運動方程為：

$$m \frac{d^2 s_m}{dt^2} + r \frac{ds_m}{dt} + ks_m = p_f - p_b \quad (9-29)$$

式中：

$s_m$ ：薄板的整體振動位移。

此時薄牆的阻抗率  $Z_{sm}$  為：

$$Z_{sm} = j\omega m + r + \frac{k}{j\omega} \quad (9-30)$$

代入自身的共振頻率  $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ ，上式可寫成：

$$Z_{sm} = j\omega m + r + \frac{k}{j\omega} = j\omega m \left( 1 - \frac{\omega_0^2}{\omega^2} \right) + r \quad (9-31)$$

將上式代入 (9-13) 式，就可得有限大小單層均勻薄板在總體振動時的隔音量：

$$R = 10 \log_{10} \left| 1 + \frac{j\omega m \left( 1 - \frac{\omega_0^2}{\omega^2} \right) + r}{2\rho c} \cos\theta \right|^2 \quad (9-32)$$

從上式可以看出，由於實際安裝的有限大小的板存在一定彈性係數  $k$  和阻尼係數  $r$ ，從而代入了板的自身的共振頻率。在此頻率以下，板的隔音量隨著入射波頻率的減小而增大。在遠小於板的共振頻率時，板的隔音量隨著頻率的減小而增大的幅度為 6 dB(A)/Oct。在共振頻率處，板的隔音量主要由板整體振動時的阻尼決定。當入射波的頻率大於板整體共振頻率時，才有所謂的質量作用定理，即隨著頻率或質量增加一倍，隔音量增加 6 dB(A)。

實際安裝的有限大小的板共振頻率和板的大小、厚度、面密度、彎曲剛度及邊界條件有關。對於一般的建築牆，它一般為幾赫茲和幾十赫茲量級。事實上，對有限大小的板存在一系列這樣的頻率（模態共振頻率）。例如對一邊界條件為簡支的各向同性的矩形板，其模態共振頻率為：

$$f_{m,n} = 0.453c_L h \left[ \frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right] \quad (9-33)$$

式中：

$m, n$ ：模態數，取值為從0開始的整數，

$a, b$ ：板的長和寬，

$c_L$ ：板材料中的縱波速度，

$h$ ：厚度。

結合高頻振動時得彎曲振動的薄板的阻抗率 (9-26) 式，得全頻帶有限大小單層均勻薄板的總阻抗率的表達形式：

$$Z_{sm} = j\omega m \left( 1 - \left( \frac{f}{f_c} \right)^2 \sin^4 \theta \right) + \eta \omega m \left( \frac{f}{f_c} \right)^2 \sin^4 \theta + r + \frac{k}{j\omega} \quad (9-34)$$

將上式代入 (9-13) 式和 (9-18) 式，就可得有限大小單層均勻薄板的隔音量。它包括了整體共振、質量定律和吻合效應。圖 9.1-5 提出了有限大小單層均勻薄板的隔音特性曲線。

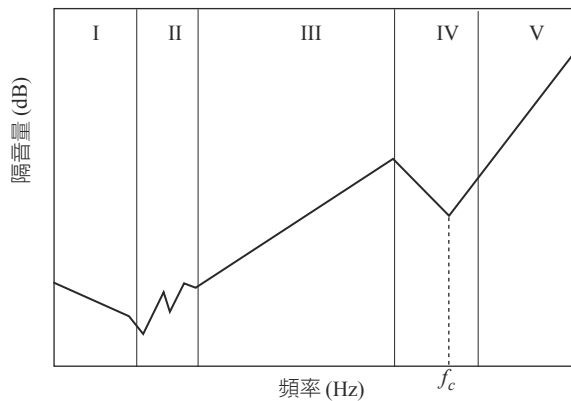


圖 9.1-5 有限大小單層均勻薄板的隔音特性曲線

由圖可知，該曲線按頻率可分為五部分：整體振動勁度控制 I 區、整體共振 II 區、質量控制 III 區、吻合效應 IV 區和彎曲勁度控制 V 區，式中  $f_c$  為吻合頻率。在 I 區，板的隔音量主要由板的剛度控制。此時板受入射音波激發後，就如同一個單位面積均勻的等效活塞。在此頻段，板剛度越大，頻率越低，則板隔音量越大 (6 dB(A)/oct)。隨著頻率升高，隔音特性曲線進入 II

區。這時板處在整體或模態共振狀態，隔音量主要由板此時的阻尼決定。在 II 區，影響最大的是板的第一階共振頻率，它由板的大小、厚度、其他物理特性和邊條件決定。對一般建築牆，該頻率比較低。但對某些面積較小的簡單牆，其共振頻率有可能達幾百赫茲。

隨著頻率的繼續升高，隔音特性曲線進入質量控制區：質量增加一倍，頻率升高一倍，隔音量增加 6 dB(A)。當頻率的繼續升高到某一特定值時，質量效應和板的彎曲剛度效應互相抵消，結果板的阻抗率變小，出現隔音低谷，這時隔音特性曲線進入吻合效應區。吻合效應區的隔音低谷的隔音量比質量定律預測的在該頻率的隔音量要低十幾分貝，取決於板的彎曲振動的阻尼。吻合效應影響的頻段相當寬，大約由 3 個倍頻程範圍。當入射音波頻率過了吻合效應區，板的彎曲振動的剛度項隨著頻率的增大逐漸增大，成為板阻抗率中的主要貢獻者。這時的隔音量隨著頻率的升高快速增大，可達 18 dB(A)/Oct，遠遠高於質量定律中的 6 dB(A)/Oct。

## 9.2 雙層牆的隔音原理

根據質量定律可以看出，在吻合頻率以下，面密度增加一倍，隔音量提高 6 dB(A)。當需要增加隔音量時，可選擇密度大的材料或提高薄板的厚度。而採用雙層牆可能比單純增加薄板的厚度有效。

### 9.2.1 多層介質平面波傳播的阻抗轉換定理

從前面 9.1 節可以看出，計算隔音牆的隔音量關鍵是求該牆的透音係數和反射係數。這可以 9.1 節所介紹的折射和反射定理求出，也可以較簡便地從音波入射面的等效局部法向音阻抗率求出。為了使雙層牆的隔音量的推導簡單，首先引入一個阻抗轉換定理。該定理提出了在平面波傳播條件下，某一無限大均勻介質層的兩個介面的局部法向音阻抗率之間的關係。如圖 9.2-1 所示，有一無限大均勻介質層，在其中傳播有某一角度的平面波在傳播，由反射定理，這些波在介質層中反復反射，但只可能按兩個方向傳播，假設按  $\theta$  方向傳播的所有波的幅度為  $A$ ，所有反射波的幅度為  $B$ ，則有（假設第一個介面的座標為  $x = x - L$ ，第二個介面的座標為  $x = x$ ）：

$$\begin{aligned} p|_{x=x} &= Ae^{-jkx\cos\theta} + Be^{jkx\cos\theta}; \\ p|_{x=x-L} &= Ae^{-jk(x-L)\cos\theta} + Be^{jk(x-L)\cos\theta} \end{aligned} \quad (9-35)$$

由平面波性質，相應的法向質點速度為：

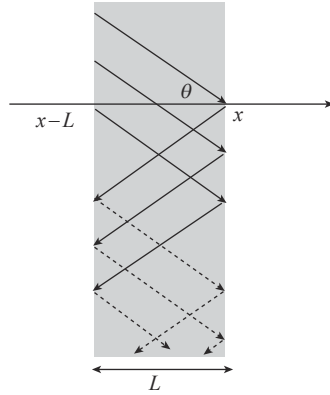


圖 9.2-1 一無限大均勻介質層中的平面波

$$\begin{aligned} v|_{x=x} &= (Ae^{-jkx \cos \theta} - Be^{jkx \cos \theta}) / Z_m; \\ v|_{x=x-L} &= (Ae^{-jk(x-L) \cos \theta} - Be^{jk(x-L) \cos \theta}) / Z_m \end{aligned} \quad (9-36)$$

式中：

$Z_m = \rho_m c_m / \cos \theta$ ：介質的法向音阻抗率，根據等效局部法向音阻抗率的定義：

$$\begin{aligned} Z_l|_{x=x} &= p|_{x=x} / v|_{x=x}; \\ Z_l|_{x=x-L} &= p|_{x=x-L} / v|_{x=x-L} \end{aligned} \quad (9-37)$$

將 (9-35) 式和 (9-36) 式代入 (9-37) 式：

$$\begin{aligned} Z_l|_{x=x} &= \frac{Ae^{-jkx \cos \theta} + Be^{jkx \cos \theta}}{Ae^{-jkx \cos \theta} - Be^{jkx \cos \theta}} Z_m; \\ Z_l|_{x=x-L} &= \frac{Ae^{-jk(x-L) \cos \theta} + Be^{jk(x-L) \cos \theta}}{Ae^{-jk(x-L) \cos \theta} - Be^{jk(x-L) \cos \theta}} Z_m \end{aligned} \quad (9-38)$$

經過運算，可以得到以下阻抗轉換定理，式中用到符號  $K = k \cos \theta$

$$\begin{aligned} Z_l|_{x=x-L} &= Z_m \frac{[Z_l|_{x=x} + Z_m \quad Z_l|_{x=x} - Z_m] \begin{bmatrix} e^{jKL} \\ e^{-jKL} \end{bmatrix}}{[Z_l|_{x=x} + Z_m \quad Z_l|_{x=x} - Z_m] \begin{bmatrix} e^{jKL} \\ -e^{-jKL} \end{bmatrix}} \\ &= Z_m \frac{Z_l|_{x=x} \cos(KL) + jZ_m \sin(KL)}{Z_m \cos(KL) + jZ_l|_{x=x} \sin(KL)} \end{aligned} \quad (9-39)$$

## 9.2.2 無限大雙層牆的隔音量理論計算方法

在雙層牆中，假設兩個薄板相距為  $b$ ，具有相同的厚度和材質。另外，假設隔音牆相對面積很大，不用考慮牆的邊界效應。設薄牆的密度和音速分別為  $\rho_m, c_m$ ，特性阻抗為  $\rho_m c_m$ ，牆前方、中間和後方的特性阻抗分別為  $\rho_1 c_1$ 、 $\rho_2 c_2$  和  $\rho_3 c_3$ 。當入射角為  $\theta$  的平面波入射到牆上時，若在牆第一層板的前介面的等效局部法向音阻抗率為  $Z_{m1f}$ ，則類似於 9.1 節的推導可得入射介面的等效音壓反射係數為：

$$r_p = \frac{Z_{m1f} - Z_{s1}}{Z_{m1f} + Z_{s1}} \quad (9-40)$$

式中：

$Z_{s1} = \rho_1 c_1 / \cos \theta$ ：入射波的法向音阻抗率。

牆第二層板的後介面的等效局部法向音阻抗率為  $Z_{m2b} = Z_{s3}$ ，則在牆第二層板的前介面的等效局部法向音阻抗率為：

$$Z_{m2f} = Z_{sm2} + Z_{s3} \quad (9-41)$$

式中：

$Z_{sm2}$ ：薄牆的音阻抗（不是牆的特性阻抗  $\rho_m c_m$ ），

$Z_{s3} = \rho_3 c_3 / \cos \theta_t$ ：透射波的法向音阻抗率。

對於兩層薄形牆之間的介質層，由 9.2.1 節的多層介質平面波傳播的阻抗轉換定理可得牆第一層板的後介面的等效局部法向音阻抗率：

$$Z_{sm1b} = Z_{s2} \frac{Z_{sm2f} \cos(Kb) + jZ_{s2} \sin(Kb)}{Z_{s2} \cos(Kb) + jZ_{sm2f} \sin(Kb)} \quad (9-42)$$

式中：

$Z_{s2} = \rho_2 c_2 / \cos \theta_m$ ：中間透射波的法向音阻抗率。

再利用薄板條件，可得牆第一層板前介面的等效局部法向音阻抗率：

$$Z_{sm1f} = Z_{sm1} + Z_{m1b} \quad (9-43)$$

利用上述 (9-40) 式到 (9-43) 式可以計算出平面波透過若干層均勻介質的透射係數，從而得到多層隔音結構的隔音量。在薄牆兩邊和中間介質相同的

情況下，由折射定理，入射角為  $\theta$  的音波傳播方向經過結構後不變，法向音阻抗率  $Z_s$  均為  $\rho c / \cos \theta$ 。在頻率為  $\omega$  的簡諧波激勵下，面密度為  $m$  的薄牆的音阻抗為  $Z_{sm} = Z_{sm2} = Z_{sm1} = j\omega m$ 。(9-40) 式到 (9-43) 式變為：

$$Z_{sm2f} = Z_{sm} + Z_s \quad (9-44)$$

$$Z_{sm1b} = Z_s \frac{Z_{sm2f} \cos(Kb) + jZ_s \sin(Kb)}{Z_s \cos(Kb) + jZ_{sm2f} \sin(Kb)} \quad (9-45)$$

$$Z_{sm1f} = Z_{sm} + Z_{sm1b} \quad (9-46)$$

$$r_p = \frac{Z_{sm1f} - Z_s}{Z_{sm1f} + Z_s} \quad (9-47)$$

若假設音波在介質傳播中沒有其他能量損失，且牆兩邊的介質相同，平面波按同一方向傳播，則由能量守恆定律：

$$|t_p|^2 = 1 - |r_p|^2 \quad (9-48)$$

代入以上各式 (9-44) 至 (9-47) 到 (9-48) 中，注意  $Z_s$  為實數， $Z_{sm}$  為虛數，則可求得隔音量為：

$$R = 20 \log_{10} \left| \left( 1 + \frac{Z_{sm}}{Z_s} \right) \cos(Kb) + j \left[ 1 + \frac{Z_{sm}}{Z_s} + \frac{1}{2} \left( \frac{Z_{sm}}{Z_s} \right)^2 \right] \sin(Kb) \right| \quad (9-49)$$

若牆的質量遠遠大於周圍介質質量，即  $Z_{sm} \gg Z_s$ 。當入射音波頻率很低時， $Kb \ll 1$  時，利用  $\cos(Kb) \approx 1$ ,  $\sin(Kb) \approx 0$ ，上式簡化為：

$$R = 20 \log_{10} \left| 1 + \frac{Z_{sm}}{Z_s} \right| \approx 20 \log_{10} \frac{\omega m}{\rho c} \cos \theta \quad (9-50)$$

符合質量定律。此時，雙層板並沒有比單層板更好的隔音性能，其隔音量就如同相同質量（指雙層板的總質量）的單層板一樣，和板之間的介質層的厚度沒有關係，板之間的介質層就好像不存在一樣。

但隨著入射音波頻率的增大，由於板和板之間介質共振的影響，雙層板的隔音性能比相同質量的單層板要差。利用  $\cos(Kb) \approx 1$ ,  $\sin(Kb) \approx Kb$ ，(9-49) 式簡化為：

$$R \approx 20 \log_{10} \left| 1 + j \left[ \frac{\omega m}{\rho c} \cos \theta - \frac{\omega b \cos \theta}{2c} \left( \frac{\omega m}{\rho c} \cos \theta \right)^2 \right] \right| \quad (9-51)$$

當  $\frac{\omega m}{\rho c} \cos \theta - \frac{\omega b}{2c} \cos \theta \left( \frac{\omega m}{\rho c} \cos \theta \right)^2 = 0$  時，上式中虛部項為零，雙層板的隔音量降為零，出現全透射。該共振頻率為：

$$f_0 = \frac{c}{2\pi \cos \theta} \sqrt{\frac{2\rho}{mb}} \quad (9-52)$$

隨著入射音波頻率的繼續增大（大於上述共振頻率），(9-51) 式簡化為：

$$\begin{aligned} R &\approx 20 \log_{10} \left[ \left( \frac{\omega m}{\rho c} \cos \theta \right)^2 \cdot \left( \frac{\omega b}{2c} \cos \theta \right) \right] = \\ &20 \log_{10} \left( \frac{\omega m}{\rho c} \cos \theta \right) + 20 \log_{10} \left( \frac{\omega^2 mb}{2\rho c^2} \cos^2 \theta \right) \end{aligned} \quad (9-53)$$

此時，雙層板隔音量比相同質量的單層板的要大。在一定頻率範圍內，隨著板之間的介質層的厚度的增加而增大。

當頻率繼續增大，以至於不能假設  $Kb \ll 1$  時，但仍假設牆的質量遠遠大於周圍介質質量，即  $Z_{sm} \gg Z_s$ ，則 (9-49) 式簡化為：

$$R \approx 20 \log_{10} \left| \left( 1 + \frac{Z_{sm}}{Z_s} \right) \cos(Kb) + j \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{Z_{sm}}{Z_s} \right)^2 \right] \sin(Kb) \right| \quad (9-54)$$

從上式可以看出，隨著頻率的繼續增大，雙層板的隔音量出現週期性變化，每當  $\sin(Kb) \approx 0$ ，即  $Kb \approx n\pi$ ， $n=0, 1, 2, \dots$  時，隔音量會出現一個極小值。該極小值可能遠小於  $20 \log_{10} \left| 1 + \frac{Z_{sm}}{Z_s} \right|$ 。

極小值頻率點並不完全滿足  $Kb = n\pi$ ， $n=0, 1, 2, \dots$ 。這也是上式中仍保留  $\cos(Kb)$  項的原因。

圖 9.2-2 提出了兩面 1 mm 厚的鋁板相距 1 cm、2 cm 和 4 cm 時所構成的雙層板在正入射時的隔音量，中間介質層為空氣。為對比，將一面 2 mm 厚的單層鋁板在正入射時的隔音量也畫在圖中。

從圖中可以看出，間距分別為 1 cm、2 cm 和 4 cm 的 1 mm 厚的雙層鋁板在正入射時的共振頻率分別為 258 Hz、365 Hz 和 517 Hz。從圖中還可以看

出，間距為 4 cm 的 1 mm 厚的雙層鋁板在 4,303 Hz 又有一個隔音低谷（對應於  $Kb = \pi$ ，4,287 Hz）。

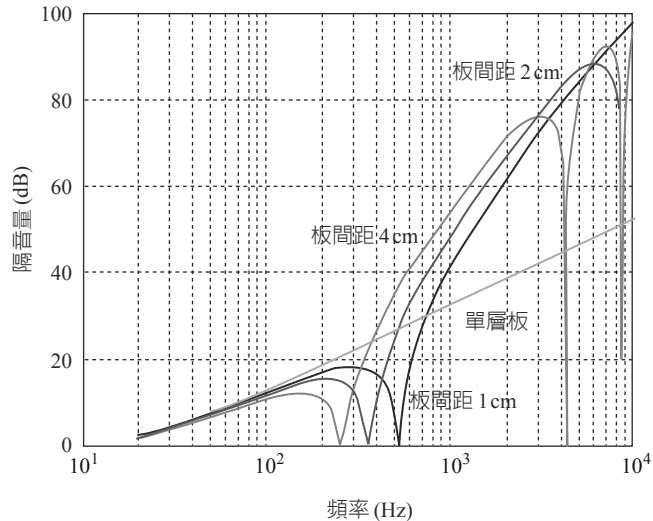


圖 9.2-2 兩面 1 mm 厚的雙層鋁板（間距分別為 1 cm、2 cm 和 4 cm）和 2 mm 厚的單層鋁板的隔音量示意圖

由於假設音波在雙層牆中間的介質中也不消耗能量，故隔音的原理主要是反射。雙層板之所以在某些頻段比同質量的單層板有較高的隔音量，是由於引入了中間層，改變了入射面相對於入射音波的等效音阻抗，因而能實現更好的能量反射。但從上面的分析也可以看出，由於引入了中間層，在某些個別頻率，入射面的等效音阻抗有可能和周圍介質完全匹配 (match)，因而出現全透射現象，此時的隔音量降為零。

## 9.3 其他隔音結構的隔音原理

### 9.3.1 組合結構的隔音原理

有的隔音牆由幾部分構成，每一部分有不同的隔音量，這時需要計算整個結構的隔音量。假設，整個隔音牆由  $N$  部分構成，第  $i$  部分的面積、隔音量和透射係數分別為  $S_i$ 、 $R_i$  和  $\tau_i$ 。則根據隔音量的定義：

$$R = 10 \log_{10} \left( \frac{E_i}{E_t} \right) = 10 \log_{10} \left( \frac{1}{\tau} \right)$$

整個結構的總的隔音量為：

$$R = 10 \log_{10} \left( \frac{\sum_{i=1}^N S_i E_i}{\sum_{i=1}^N S_i E_{ti}} \right) = 10 \log_{10} \left( \frac{\sum_{i=1}^N S_i}{\sum_{i=1}^N S_i \tau_i} \right) = 10 \log_{10} \left( \frac{\sum_{i=1}^N S_i}{\sum_{i=1}^N S_i 10^{-R_i/10}} \right) \quad (9-55)$$

從上式可以看出，若某一部分的透音量  $S_i \tau_i$  遠遠大於其他部分的透音量，則上式分母中的其他項都可以略去，總透音量基本上由該部分的透音量決定。注意，某一部分的透音量既和其面積大小成正比，又和其透射係數成正比。

若隔音牆僅由兩部分構成，第1部分的隔音量  $R_1$  遠遠大於第二部分的隔音量  $R_2$ ，則由上式總隔音量為：

$$R \approx 10 \log_{10} \left( \frac{S_1 + S_2}{S_2 10^{-R_2/10}} \right) = R_2 + 10 \log_{10} (1 + S_1 / S_2) \quad (9-56)$$

此時總隔音量為取決於隔音量小的部分的隔音量和隔音量大的部分和此部分的面積比。對僅由兩部分構成的隔音牆的隔音量，若某一部分的隔音量為0，如設  $R_2 = 0$ ，則總隔音量為：

$$R = 10 \log_{10} \left( \frac{S_1 + S_2}{S_1 10^{-R_1/10} + S_2} \right) = 10 \log_{10} \left( \frac{1 + S_1 / S_2}{1 + 10^{-R_1/10} S_1 / S_2} \right) \quad (9-57)$$

圖9.3-1提出了由兩部分構成的隔音牆（一部分的隔音量為0）在不同面積比  $S_1/S_2$  和隔音量  $R_1$  情況下的總隔音量，由圖可見，若兩部分面積相差不大，則無論高隔音量部分的隔音量有多大，總隔音量不超過3 dB(A)。隨著兩者面積比的增大，總隔音量逐漸趨近於較高隔音量部分的隔音量；高隔音量部分的隔音量越小，則趨近得越快。

### 9.3.2 隔音罩原理

在工廠或實際生活中，若僅有某一個或幾個機器噪音相對較大，則可以嘗試使用隔音罩將其封閉在罩內，以減少其輻射。若在某一高噪音環境下，所有機器都很吵，無法使用隔音罩，或有時需建立一個相對安靜（低於周圍本

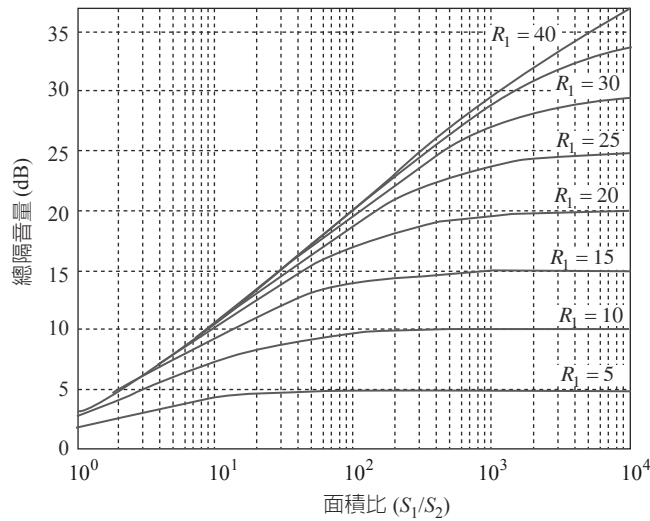


圖 9.3-1 兩部分構成的隔音牆在不同面積比  $S_1/S_2$  和隔音量  $R_1$  ( $R_2 = 0$ ) 情況下的總隔音量示意圖

地噪音量)的局部空間，則可以嘗試建立一個隔音間，使周圍的噪音無法傳入。隔音罩與隔音間一般都採用封閉式的，它由具有高隔音量的牆體和具有一定隔音性能的門窗等構成。

對隔音罩內音源發出音功率為  $W$  的噪音，設在穩態時，隔音罩內所維持的音功率為  $W_s$ ，則有  $W = W_s \tau + W_s \alpha$ 。式中  $\tau$  為隔音罩壁面的透音係數， $\alpha$  為隔音罩內的吸音係數。此時隔音罩外的音能量為  $W_s \tau$ ，則隔音罩的能量插入損失為：

$$IL = 10 \log_{10} \frac{W}{W_s \tau} = 10 \log_{10} \left( \frac{\tau + \alpha}{\tau} \right) \quad (9-58)$$

從上式可以看出隔音罩降低噪音能量的真正機制是音吸收而不是隔音。這和無限大單層板不同。對於單層板，透射能量降低的原理是聲反射，而對於隔音罩，由於空氣和隔音罩壁面的阻抗不同，聲音首先被反射在隔音罩內，僅有一小部分透出，而被反射在隔音罩內的音能量將被吸音材料吸收或被再次透射出去，若隔音罩內的吸音係數很小，則隔音罩的隔音量有可能很小。

在隔音罩設計中，要考慮隔音門窗和漏聲，沒有必要單純追求某一部分的高隔音量。對於隔音要求高的隔音罩，應全面考慮，使各部分(隔音罩壁、隔音門窗等)的隔音量相應提高，或縮小隔音量小的部分的面積。另外要盡量

減少空隙和縫的漏聲，尤其是對隔音量較高的隔音罩。

隔音罩第二個要考慮的因素是通風。由於一般機器工作時都會散發一定的熱量，因此隔音罩需要一定的通風，以免熱量聚集，溫度升高過快。一般情況下，使用專門設計的消音器。消音器是一種既能允許氣流順利通過，又能有效降低聲音向外傳播的裝置，一般用來降低動力設備的進排氣噪音和管道噪音。在隔音罩中使用的消音器的消聲性能要和隔音罩的隔音量相匹配。通風可採用自然通風或強制通風。在強制通風時，一般採用風扇，此時最好將風扇放在隔音罩內，以免風扇噪音成為新的高噪音源。在挑選風扇時，由於風扇噪音正比於風扇轉速的五次方，因而最好選用直徑較大，轉速較低的風扇。

隔音罩內機器和隔音罩之間要避免一切剛性連接，不然機器的振動有可能通過這些剛性連接傳到隔音罩上，使隔音罩變成一個大的新的噪音源，不但沒有降低噪音，反而增加噪音。當機器上有許多管路要和隔音罩外的設備相連接時，每一個管線在和隔音罩壁面相交處最好是彈性結構以防止振動傳遞，或者在隔音罩上開比管徑大一些的孔，在孔中間穿管，周圍空處添以多孔吸音材料。另外，機器和隔音罩最好基礎分開。如可將機器放在隔振器上，或將隔音罩放在共振器上。

最後，設計和使用隔音罩時要考慮隔音罩和機器的相對位置，隔音罩的結構形狀以避免隔音罩發生共振降低隔音量。對隔音罩面板的共振，可採用加肋等方式提高面板的剛度，若想降低隔音罩面板的共振頻率，可採用較大尺寸的面板或較軟的材料；另外也可加阻尼材料抑制共振強度；對隔音罩內音場的共振頻率，可採用在隔音罩內加吸音材料的方法抑制。

## 9.4 隔音的工程設計方法

隔音設計可分為住宅大樓建築隔音設計和工業建築隔音設計。住宅大樓建築隔音設計針對人們的日常生活起居，使人們有一個相對安靜的生活環境，其隔音目標有兩個，一是來自外界的噪音干擾，如交通噪音等，二是降低建築內不同部分之間的相互干擾。工業建築隔音設計的目標也主要有兩個，一是減少其對周邊環境的影響，即保證其輻射到周邊環境的噪音值或廠區周界噪音值小於標準值，二是保證裡面工作人員的聽力和身體健康。

### 9.4.1 單層均勻薄牆的隔音量計算方法

在工程中，需要一種能既有一定準確度，又相對比較簡單的計算方法。Sharp (1973 年) 提出的一種工程計算方法，用 Sharp 法計算單層均勻薄牆在 1/3 倍頻程中的隔音量需要知道該牆的一些物理特性，如厚度  $h$ 、密度  $\rho_m$ 、楊氏模量  $E$ 、泊松比  $\nu$  和損耗因數  $\eta$ 。具體步驟請詳圖 9.4-1。

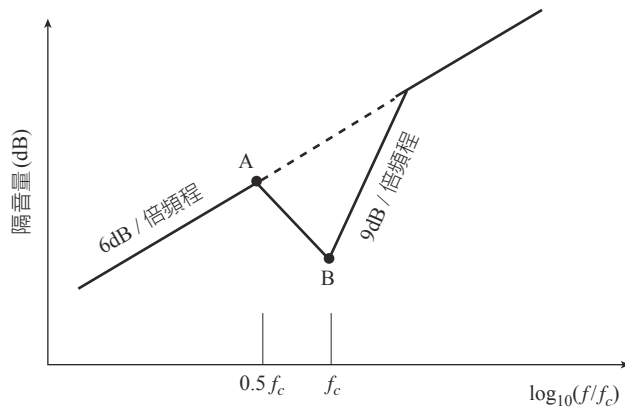


圖 9.4-1 計算單層均勻薄牆的 1/3 倍頻程隔音量的 Sharp 法示意圖

首先用 (9-59) 式計算出牆的吻合頻率：

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi h} \sqrt{\frac{\rho_m}{E} 12(1-\nu^2)} \quad (9-59)$$

然後計算在 A 點 (吻合頻率的一半處) 和 B 點 (吻合頻率處) 的場入射隔音量，式中用到該牆的面密度  $m = \rho_m h$ ：

$$\begin{aligned} R_A &= 20 \log_{10}(f_c m) - 54 \\ R_B &= 20 \log_{10}(f_c m) + 10 \log_{10} \eta - 45 \end{aligned} \quad (9-60)$$

用直線連接 AB 兩點，對吻合頻率的一半以下的頻率按每倍頻程減少 6 dB(A) 向下延伸；對吻合頻率的一半以上的頻率按每倍頻程增加 6 dB(A) 向上延伸；從 B 點按每倍頻程增加 9 dB(A) 向上延伸，直到和從 A 點出發的每倍頻程增加 6 dB(A) 的直線相交，交點以上的隔音量仍按每倍頻程增加 6 dB(A) 的直線。

用 Sharp 法計算出來的是單層均勻薄牆在 1/3 倍頻程的隔音量，若要計算在倍頻程中的隔音量，可以在每一個倍頻程內對所對應的三個 1/3 倍頻程的隔

音量進行對數平均，公式如下：

$$R = -10 \log_{10} \frac{1}{3} [10^{-R_1/10} + 10^{-R_2/10} + 10^{-R_3/10}] \quad (9-61)$$

### 9.4.2 實際雙層牆的隔音量計算方法

用 Sharp 法計算不在夾層加吸音材料的雙層均勻薄牆在 1/3 倍頻程中的隔音量需要以下一些物理量，如各板的厚度  $h$ 、密度  $\rho_m$ 、楊氏模量  $E$ 、泊松比  $\nu$  和損耗因數  $\eta$ 、板之間的距離  $b$  以及板之間介質的密度  $\rho$  和音速  $c$ 。具體步驟請詳圖 9.4-2：

首先用 (9-62) 式計算出各板的吻合頻率：

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi h} \sqrt{\frac{\rho_m}{E} 12(1-\nu^2)} \quad (9-62)$$

式中：

吻合頻率較大的稱為板 2，其吻合頻率為  $f_{c2}$ ，相應的面密度為

$$m_2 = \rho_{m2} h_2,$$

板 1 的吻合頻率為  $f_{c1} \leq f_{c2}$ ，相應的面密度為  $m_1 = \rho_{m1} h_1$ 。

其他幾個關鍵頻率為：雙層板的共振頻率：

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{1.8\rho(m_1 + m_2)}{m_1 m_2 b}} \quad (9-63)$$

式中 1.8 是從經驗中引入的一常數；雙層板質量定律的上限頻率：

$$f_l = \frac{c}{2\pi b} \quad (9-64)$$

對應於板之間介質層的共振頻率；板之間介質層的最低聲學腔體共振頻率：

$$f_a = \frac{c}{2L} \quad (9-65)$$

式中：

$L$ ：板之間介質層的最大尺寸。

然後計算圖中各頻率點 (A, B, C 和 D) 的場入射隔音量：

$$R_A = 20 \log_{10}(m_1 + m_2) + 20 \log_{10} f_0 - 48 \quad (9-66)$$

若在板之間的介質腔內無吸音材料，在 B 點的隔音量為：

$$R_B = R_A + 20 \log_{10}(f_{c1} / f_0) - 6 \quad (9-67)$$

在 C 點的隔音量為：

若  $f_{c2} \neq f_{c1}$ ，則：

$$R_C = R_B + 10 \log_{10}(\eta_2) + 6 \quad (9-68)$$

若  $f_{c2} = f_{c1}$ ，則：

$$R_C = R_B + 10 \log_{10}(\eta_2) + 5 \log_{10}(\eta_1) + 6 \quad (9-69)$$

在 D 點的隔音量為：

$$R_D = R_A + 60 \log_{10}(f_l / f_0) \quad (9-70)$$

對 A 點以下的頻率按每倍頻程減少 6 dB(A) 向下用實直線延伸；對 A 點以上的頻率按每倍頻程增加 18 dB(A) 向上延伸至 D 點，然後按每倍頻程增加 12 dB(A) 向上延伸做一折線；用實直線連接 B 點和 C 點，從 C 點按每倍頻程增加 15 dB(A) 用實直線向上延伸；折線和直線交點以及該直線和折線以下的區域構成了 A 點到 B 點的真正隔音量。

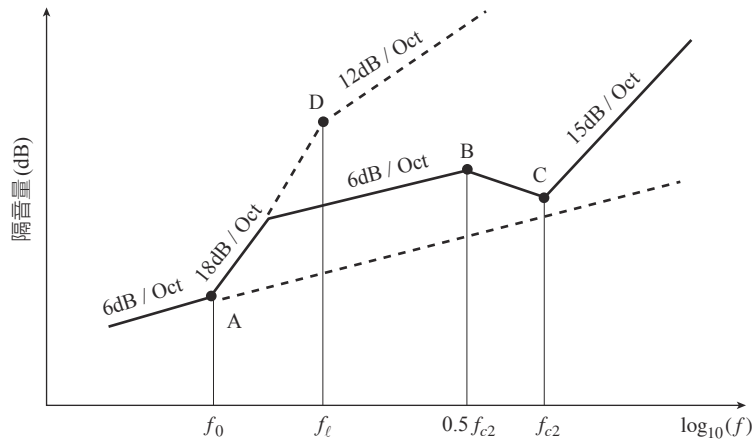


圖 9.4-2 計算雙層均勻薄牆的 1/3 倍頻程隔音量的 Sharp 法示意圖

類似於單層均勻薄板隔音量的計算，用 Sharp 法計算出來的是雙層均勻薄牆在 1/3 倍頻程的隔音量，若要計算在倍頻程中的隔音量，可以在每一個倍頻程內對所對應的三個 1/3 倍頻程的隔音量進行對數平均。

在實際使用雙層隔音牆時要考慮音橋 (acoustic bridge)。音橋是指兩面薄板之間的剛性連接物。理想情況下，兩面薄板之間的僅是空氣或介質，而沒有其他任何剛性連接物。但這在實際工程中是很難實現的。由於音橋的存在，在入射音波激發下的第一塊薄板的振動可能通過音橋傳到第二塊薄板上，從而在第二塊薄板上原有的聲激發振動上又附加了振動，增大了向透射面輻射的噪音，導致了隔音性能的下降。顯然，音橋的剛性越大，其振動傳遞能力越強，導致隔音性能的下降越多。完全剛性的連接常常有 10 dB(A) 以上的隔音性能損失。

上述存在音橋時雙層牆的透音有兩條途徑。一是通過中間空氣層的音振耦合，而是通過音橋的振動耦合。第一條途徑在低頻降低隔音性能，第二條途徑在高頻降低隔音性能。音橋有多種連接方式，如線點，線線，點點或點線連接，對各種連接方式，有不同的隔音量，如點點連接可能比線線連接的隔音量大 10 dB(A)。另外，採用不同材料，厚度、間距和形狀的龍骨，也可改變雙層結構的隔音量。這些都需在工程中都需考慮。不論是否存在音橋，都可在中間空氣層中放入適當的吸音材料來消除中間層裡的空氣共振，從而提高該雙層牆的高頻隔音量，但吸音材料也不能放得過量，若中間腔內的吸音材料放得過滿，形成音橋，隔音量反而會下降。

### 9.4.3 建築隔音設計

住宅大樓建築隔音設計計算一般分為以下四步：

1. 確定室內允許噪音量  $L_i$ 。可參考國外住宅大樓建築噪音標準，例如辦公室要小於 45 dB(A)，臥室要小於 40 dB(A)。對不同頻段的噪音量要求可採用有關噪音評價曲線，如 NR 曲線等。
2. 測量室外的噪音量  $L_p$ ，最好包括各個頻段的噪音量。
3. 對各個頻段，確定室內的吸音量 A 和房間的隔音面積 S，用下式計算房間的隔音量：

$$R = L_p - L_i - 10 \log_{10}(A/S) \quad (9-71)$$

4. 根據上式算出的總隔音量的要求，合理選擇各部分（如門窗等）的面積，

要求根據它們不同的隔音量和面積計算出的總隔音量大於所要求的總隔音量。對各個部分的隔音量，可查閱廠商的有關實測資料，若資料僅是實驗室資料，要注意修正，它們可能比現場所測的隔音量大2～5 dB(A)。

在建築隔音設計時，有時需要宏觀考慮，即使房屋的隔音量達到了相關標準，若環境噪音過大，則室內噪音仍可能超標，故最有效的辦法是合理劃分城市功能區，將建築聲學和社區規劃結合起來考慮。控制社區的噪音：讓社區遠離工廠、交通動線等高噪音區；在社區內，對鍋爐房等噪音較大的附屬設施要做必要的聲學處理，並讓其遠離居民區；注意氣象對音傳播的影響，噪音源盡量在下風側；在每一個住房單元，臥室應在遠離噪音源處；在室內，在噪音源處，要採取吸音和隔音以及吸振和隔振處理，以防止它傳播出去。

工廠中的建築隔音設計要比住宅大樓建築複雜得多，這主要是由於工廠中有各種各樣的噪音源，且其廠房、機器各有不同的形狀。工業建築隔音設計的第一步是進行噪音情況的調查與分析，主要有：

1. 噪音源的調查，如主要噪音源的發聲特點、聲功率級及其頻譜特性。
2. 主要音傳播路徑及其影響範圍。
3. 需要噪音量符合標準的地方，如廠房內、工人休息處以及廠界。

一般生產廠房的噪音限值為 90 dB(A)，廠房內的值班室或休息室為 70 dB(A)，室內辦公室為 60 dB(A)。

在上述調查與分析的基礎上，下一步的工作是選擇合理的隔音方案，合理的隔音方案是既能達到隔音標準要求，又能符合經濟實用的效果，對噪音源可以採取採用低噪音同類機器代替，或使用隔音罩的辦法；在傳播路徑上，可以採用隔音牆或吸音材料的方法；對生產廠房，和值班室，休息室可採用隔音間的設計方法或使用室內隔音牆。對振動傳播，可以採用相應的減振和隔振措施；對工人，可以讓他們使用防噪音耳罩等噪音保護措施。

## 9.5 隔音性能的測量

### 9.5.1 隔音效果的測量

能夠提供隔音的材料(構件、結構或系統)稱為隔音材料(隔音構件、隔

音結構或隔音系統)。材料的隔音效果不僅和材料特性有關，還和材料的使用場合，安裝方式及測試方法有關。常用的描述材料的隔音效果的量有三個：隔音量、噪音衰減和插入損失。

隔音量一般用來表示材料本身固有的隔音能力，通常在符合規範要求的實驗室按照某一標準來測定。其定義為：噪音通過材料前後的音能量比，通常用符號  $R$  表示，公式如下：

$$R = 10 \log_{10} \left( \frac{E_i}{E_t} \right) = 10 \log_{10} \left( \frac{1}{\tau} \right) \quad (9-72)$$

式中：

- $E_i$ ：表示入射能量，
- $E_t$ ：表示通過材料透射過的能量，
- $\tau$ ：透射係數。

隔音量在有的書中又稱為傳音損失，用符號  $TL$  來表示。

噪音衰減量一般用來表示材料安裝後，在現場測得的實際隔音效果。它不僅包括材料本身的隔音量，而且包括現場的音吸收，材料的側向傳音，系統中的漏聲以及其他因素的影響。其定義為：系統(隔音材料)內外某兩特定點的噪音量差，通常用符號  $NR$ (noise reduction) 表示，公式如下：

$$NR = 20 \log_{10} \left( \frac{P_i}{P_t} \right) = L_i - L_t \quad (9-73)$$

式中：

- $P_i$  和  $L_i$ ：系統或材料在音波入射側某特定點的音壓(單位為 Pa)和噪音量，
- $P_t$  和  $L_t$ ：系統或材料在音波透射側某特定點的音壓和噪音量。

實際情況下，穿透到接收側的全部音功率有：直接傳入材料並且直接從材料輻射的聲功率，直接傳入材料但是由側向結構輻射的音功率，傳入側向結構但直接從材料輻射的音功率，傳入側向結構並從側向結構輻射的音功率，通過漏洞、通風管等傳音(作為空氣音)的音功率。

插入損失是最能反映實際隔音效果的量。同噪音衰減量一樣，它不僅與材料的隔音量有關，還與現場的音吸收，系統的漏聲、側向傳音以及隔音前後音場的變化有關。其定義為：某一在音波透射側的特定點在隔音材料安裝前

後的噪音量差，通常用符號  $IL$ (insertion loss) 表示，公式如下：

$$IL = 20 \log_{10} \left( \frac{P_0}{P_1} \right) = L_0 - L_1 \quad (9-74)$$

式中：

$P_0$  和  $L_0$ ：表示現場在隔音材料安裝前在音波透射側某特定點的音壓和噪音量，

$P_1$  和  $L_1$ ：示現場在隔音材料安裝後在該特定點的音壓和噪音量。

噪音衰減量和插入損失的測量相對隔音量的測量來講比較容易，只需用音壓計測量相關點的音壓並求它們的差就行了，而反映材料固有隔音性能的隔音量的測量則比較複雜，它不僅和材料的特性有關，而且和材料的大小，厚度以及安裝方式有關。

### 9.5.2 建築構件空氣音隔音的實驗室測量方法

一、測試實驗室應由兩個相連的餘響室構成；在兩個餘響室之間應有一個安裝測試物件的洞口。實驗室的房間應符合下列要求：

1. 測試房間的體積不應小於  $50 \text{ m}^3$ ，兩個房間的體積和形狀不應完全相同，其體積相差不應小於 10%。
2. 房間尺寸的比例應合理選擇，諸尺寸中不應有兩個是相等的，亦不應成整數比。
3. 必要時，在兩個測試房間內均應安裝擴散體。
4. 接收室內環境噪音應足夠低，並應估計好音源室的輸出功率和實驗室內準備安裝的測試物件隔音量。
5. 在測量隔音量的實驗裝置中，任何間接傳音與通過測試物件的傳音相比可予以忽略。但音源室和接收室之間的結構應採取有效的隔振措施，在兩個房間的整個表面上宜覆蓋一層降低音輻射的襯壁。
6. 接收室的低頻餘響時間應控制在 2 秒左右。

二、測試物件洞口應符合下列要求：

1. 測試物件牆的面積取  $10 \text{ m}^2$ ，測試物件樓板的面積宜取  $10 \sim 20 \text{ m}^2$ ，牆與樓板的短邊長度均不應小於 2.3 m。

2. 窗、門及類似的物件，可採用較小的尺寸，裝門的測試物件洞口應與實際建築物中的條件相同，其下邊位置應靠近實驗室的地面。
3. 測試物件洞口的佈置，應使裝置的測試物件在其周邊和牆板間的正常連接及密封狀況盡可能類似於實際構造形式。

三、隔牆測試物件應符合下列要求：

1. 測試物件大小應根據規定的測試物件洞口大小確定。
2. 測試物件安裝在音源室和接收室之間洞口內的位置應予說明。
3. 在具有抑制側向結構音輻射的實驗室內，對任何非直接通路的傳音與通過測試物件的傳音相比可予以忽略。

四、除了上述要求外，門和窗等測試物件應符合下列要求：

1. 若測試物件比測試物件洞口小，應將一個有足夠隔音量的特製隔牆裝在測試物件洞口內，測試物件放在特製的牆內。通過特製的隔牆和其他間接途徑的傳音與通過測試物件的傳音相比，可予以忽略。
2. 對門、窗等物件的面積，應按物件單體開孔面積計算（包括可能用到的框架與密封裝置）。
3. 安裝門時，應使下部位置盡量接近實驗室地面。
4. 若測試物件可以開、關，應按正常形式安裝成能開啓和關閉的，在實驗之前應至少開、關十次。

五、音源室內音場的產生，應符合下列要求：

1. 所用音源應能發射穩定的音波，在所考慮的頻率範圍內應有一個連續的頻譜，所採用的濾波器應為 1/3 倍頻程帶寬。
2. 音源的音功率應足夠高，使接收室內任一個頻帶的噪音量比環境噪音量至少高 10 分貝。
3. 若音源有兩個或兩個以上的揚聲器同時發音時，這些揚聲器則應安裝在一個箱內，箱的最大尺寸不應超過 0.7 m，各揚聲器應同相位驅動。
4. 揚聲器箱的位置，應合理佈置，並與測試物件有一定距離；通常應放在測試物件對面的牆角上，並且不應指向測試物件。

六、平均噪音量的測量，應符合下列要求：

1. 可採用多個固定的傳音器（微音器或麥克風）位置或採用一個具有音壓平方

積分的連續移動傳音器來獲得平均噪音量。傳音器位置在1/3倍頻程中心頻率高於500赫茲時可取3點，低於和等於500赫茲時可取6點。

2. 每個傳音器位置上對每一頻率用5秒的平均時間讀取平均值。
3. 所有傳音器位置離房間介面或擴散體應大於0.7 m。
4. 如果室內噪音量變化範圍小於或等於6分貝，可直接以分貝值按算術平均計算平均噪音量。如果室內噪音量變化範圍大於6分貝，則應按噪音量疊加方法計算。
5. 測量噪音量用的噪音計或其他測量儀器，應符合現行的國家標準噪音計的有關規定。

七、測量的頻率範圍應符合下列要求：

1. 宜採用1/3倍頻程頻帶的濾波器測量噪音量；濾波器的頻率特性應遵守現行的國家標準的規定。
2. 測量1/3倍頻程時，應採用以下中心頻率：100、125、160、200、250、315、400、500、630、800、1,000、1,250、1,600、2,000、2,500和3,150(Hz)。

八、接收室的吸音量的測量和計算，可採用測量餘響時間的方法：

1. 參考中國的國家標準《餘響室法吸音係數測量規範》的規定測量餘響時間；傳音器位置宜取3個，每個位置至少做2次餘響時間分析。吸音量應按(9-75)式計算：

$$A = \frac{0.161V}{T_{60}} \quad (9-75)$$

式中：

$A$ ：接收室的吸音量(平方公尺)，

$V$ ：接收室體積(立方公尺)，

$T_{60}$ ：餘響時間(秒)。

2. 若音場是擴散的和聲音只通過測試物件傳遞，無規入射的隔音量應按(9-76)式計算：

$$R = \bar{L}_{Pi} - \bar{L}_{Pt} + 10 \log_{10} \frac{S}{A} \quad (9-76)$$

式中：

- $R$ ：隔音量，
- $\bar{L}_{Pi}$ ：音源室內的平均噪音量，
- $\bar{L}_{Pt}$ ：接收室內的平均噪音量，
- $S$ ：測試物件面積，
- $A$ ：接收室的吸音量。

如音場不是完全擴散的，則公式的計算值應為近似結果。

九、在測量中，應考慮下列影響測量結果重複性的必要技術條件：

1. 擴散體的數目和大小。
2. 音源的位置。
3. 傳音器和音源以及傳音器和房屋介面之間的最小距離。
4. 傳音器位置的數目或採用移動傳音器時傳音器的移動路徑。
5. 讀取噪音量的平均時間。
6. 確定吸音量的方法，包括在每個測點上重複讀數的次數。

從以上介紹可見，材料隔音量的準確測量是比較複雜的，而且要對不同頻率的噪音分別測試各自的隔音量。



## 習題

### 一、問答題

1. 請說明單層牆的隔音原理？
2. 請說明音波的反射和透射？
3. 請說明雙層牆的隔音原理？
4. 請說明多層介質平面波傳播的阻抗轉換定理？
5. 請說明無限大雙層牆的隔音量理論計算方法？
6. 請說明隔音罩原理？
7. 單層均勻薄牆的隔音量計算方法？
8. 實際雙層牆的隔音量計算方法？
9. 建築隔音設計？
10. 隔音效果的測量？
11. 建築構件空氣音隔音的實驗室測量方法？

### 二、計算題

1. 有一材料其密度為  $9 \text{ kg/m}^2$ ，求其  $1,000 \text{ Hz}$  之透過損失為若干分貝？若其板厚增為 4 倍時，其透過損失增為若干分貝？
2. 有一工廠其平均吸音係數為 0.1，若於室內進行吸音處理，其平均吸音係數增為 0.4 時，其室內噪音降低若干分貝？
3. 有一面牆面積為  $10 \text{ m}^2$ ，其材料透過損失為 3.5 dB，而此牆上有一  $3 \text{ m}^2$  的鑲板，其材料透過損失為 20 dB，試計算此牆在  $125 \text{ Hz}$  之全部透過損失為多少？
4. 試述均質板與型隔音頻率特性曲線之勁度 (stiffness) 控制區、阻尼 (damping)、質量控制區、吻合效應區 (coincident)、臨界頻率 (critical frequency)？