

# 8

## Chapter

# 吸音原理及其應用

### 8.1 共振吸音結構吸音原理

- 8.1.1 吸音係數
- 8.1.2 吸音係數的測量
- 8.1.3 亥姆霍茲共鳴器
- 8.1.4 穿孔板共振吸音結構
- 8.1.5 微穿孔板吸音結構
- 8.1.6 薄板共振吸音結構
- 8.1.7 薄塑盒式吸音體

### 8.2 多孔吸音材料吸音原理

- 8.2.1 吸音材料分類
- 8.2.2 多孔材料吸音原理

### 8.2.3 影響多孔吸音材料吸音性能的因素

### 8.2.4 空間吸音體

### 8.3 吸音原理應用

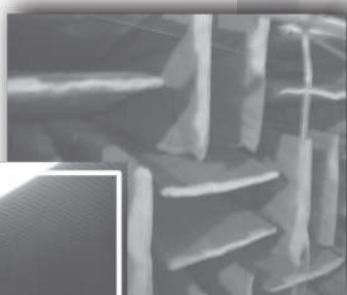
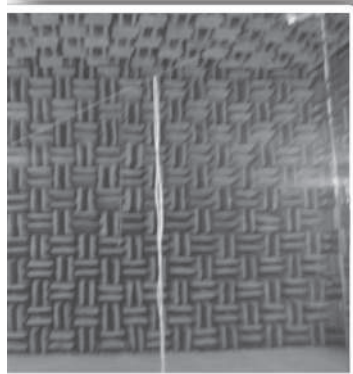
#### 8.3.1 吸音降低噪音

#### 8.3.2 消音室中吸音契應用

#### 8.3.3 微穿孔板吸音結構的應用

### 8.4 吸音設計

### 習題



**吸**音原理 (sound-absorbing principle) 及其材料的研究與應用，一方面可以盡量降低噪音，給人們創造安靜舒適的生活環境；另一方面隨著科學的發展，人們對聽覺品質有更高的要求，用吸音方法來降低噪音，在噪音控制工程中極為普遍，當聲波入射到物體的表面時，有一部分聲波會反射回去，而另一部分聲波會進入物體，進而被物體所吸收而轉化成熱能，聲波能量被物體吸收的現象稱為吸音。實際生活上吸音現象是普遍存在的，而大量物體都或多或少具有吸音本領，但是只有較強吸音能力的材料或結構，才可作為吸音材料 (sound-absorbing material) 或吸音結構 (sound-absorbing structure)，並在工程上實際被應用。

目前在工程應用中主要有二大類原理，一是共振吸音結構 (acoustic resonance structure)，它是利用入射聲波在結構內產生共振，從而使大量能量消耗，而另一是由多孔材料 (porous materials) 構成的吸音材料，它能使大部分聲波進入材料，從而由於材料具有很強的吸音能力，使進入該材料的聲波在傳播過程中逐漸消耗怠盡，然而第一種共振吸音結構，它利用了共振原理，因而吸音的頻帶較窄，而後一種多孔吸音材料 (porous sound-absorbing material) 的吸音頻帶就比較寬廣。

用吸音方法降低噪音主要包括兩個方面：(1) 對噪音源的控制和吸音材料的應用；(2) 對噪音源的控制主要是運用阻尼減振材料 (damping material) 來減小噪音的產生或者降低產生噪音的強度。

## 8.1 共振吸音結構吸音原理

### 8.1.1 吸音係數

吸音係數反映吸音材料的吸音能力。定義：聲波入射到材料表面時，材料的吸收音能和透射音能的和與入射到材料表面的音能之比，公式如下：

$$\alpha = \frac{E_i - E_r}{E_i} = \frac{E_a + E_t}{E_i} = 1 - r \quad (8-1)$$

式中：

- $E_i$ ：入射音的總能量，
- $E_r$ ：反射音的音能，
- $r$ ：反射係數，
- $E_a$ ：被材料吸收的音能，
- $E_t$ ：透過材料的音能。

材料不同，吸音係數不同， $\alpha = 0$ ，表示材料完全反射，無吸音作用， $\alpha = 1$ ，表示材料完全吸收，一般材料的吸音係數介於 0~1 之間，吸音材料對於不同的頻率，具有不同的吸音係數，在工程上，一般採用 125 Hz、250 Hz、500 Hz、1,000 Hz、2,000 Hz、4,000 Hz 的 6 個頻率的吸音係數的算術平均值來表示某種吸音材料的吸音頻率特性。

吸音係數還與聲波入射角度有關，當聲波垂直入射到材料的表面測得的吸音係數，稱為垂直入射吸音係數，用  $\alpha_0$  表示；當聲波從各個方向同時入射到材料（結構）表面，這種無規則入射測

得的材料吸音係數，稱為無規則入射係數，用  $\alpha_R$  表示。 $\alpha_0$  通過駐波管法測定， $\alpha_R$  通過迴響室法測定，兩者均為工程設計中常用的吸音係數，它們之間的近似換算關係詳表 8.1-1。

表 8.1-1 駐波管法吸音係數對迴響室法吸音係數的近似換算表

駐波管法吸音係數 $\alpha_0$ (%)	迴響室法吸音係數 $\alpha_R$ (%)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18
10	20	22	24	26	27	29	31	33	34	36
20	38	39	41	42	44	45	47	48	50	51
30	52	54	55	56	58	59	60	61	63	64
40	65	66	67	68	70	71	72	73	74	75
50	76	77	78	78	79	80	81	82	83	84
60	84	85	86	87	88	88	89	90	90	91
70	92	92	93	94	94	95	95	96	97	97
80	98	98	99	99	100	100	100	100	100	100
90	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

共振吸音結構利用入射聲波在結構內產生共振，從而使能量消耗以達到吸音的目的，由於共振式吸音結構主要是利用了共振效應 (resonance effect)，因而其有一定的頻帶限制，在共振頻率 (resonant frequency) 附近，吸音係數 (sound absorption coefficient,  $\alpha$ ) 很高，可接近於 1，一旦偏離共振頻率，吸音係數迅速下降，所以共振式吸音結構，無論用作室內吸音，還是管道消音，一般常適宜使用於低頻 (low frequency, LF) 部分，特別是在頻譜 (spectrum) 中，可發現低頻部分具有明顯峰值的情形，這類共振式吸音結構大多應用於 500 Hz 以下的噪音控制，很少會用於超過 1,000 Hz 以上的噪音控制。共振吸音結構可分為單個共鳴器 (亥姆霍茲共鳴器, Helmholtz resonator)、穿孔板共振吸音結構、微穿孔板吸音結構、薄板共振吸音結構多種，以下分別說明。

## 8.1.2 吸音係數的測量

吸音材料的吸音係數可由實驗方法測出，常用的方法有迴響室方法和駐波管方法兩種。惟測量方法不同，所得的測試結果也有所不同。

### (一) 迴響室方法

把被测吸音材料 (或吸音結構) 按一定的要求放置於專門的聲學試驗室——迴響室中進行測定。將不同頻率的聲波以相同機率從各個角度入射到材料的表面，這與吸音材料在實際應用中聲波入射的情況比較接近。然後根據迴響室內放進吸音材料 (或吸音結構) 前後迴響時間的變化來確定材料的吸音特性。用此方法所測得的吸音係數，稱為迴響室吸音係數或無規入射吸音係數。

Sabine 吸音係數通常可在實驗室中利用迴響室測量，測試過程和測試室的規範在各種標準中都有描述 (ISO 354-2003、ASTM C423-08a、AS 1045-1988)。被測試的材料放置於迴響室中，測量迴響時間  $T_{60}$ 。然後移走測試材料，並測量無測試材料的房間中的迴響時間  $T'_{60}$ 。只要無測試材料時迴響室的吸音以牆壁、地板和天花板為主，有測試材料時迴響時間就與測試材料吸音量  $S\bar{\alpha}$

有關，關係如下 (直接從  $T_{60} = \frac{55.25V}{Sc\bar{\alpha}}$  推導而來)：

$$S\bar{\alpha} = \frac{55.3V}{c} \left[ \frac{1}{T_{60}} - \frac{(S'-S)}{S'T'_{60}} \right] \quad (\text{m}^2) \quad (8-2a)$$

$\bar{\alpha}$  為平均吸音係數， $S'$  為包括被測試材料覆蓋的面積在內的房屋所有表面的總面積。式 (8-2a) 隱含的假設是，測試材料的表面積  $S$  足夠大使其對迴響時間的影響可被測量，但是又沒有大到會嚴重影響聲場的擴散性，這是測量過程的基本要求。相關標準建議， $S$  應當在 10 到 12  $\text{m}^2$  之間，長寬比在 0.7 到 1.0 之間。

在很多情況下，迴響室的吸音量還受除了房屋牆壁的其他物體影響，例如低頻時的揚聲器、中低頻時的靜止和旋轉擴散體表面、高頻時的空氣吸音。由於這個原因，樣本在與不在的情況下，房間對總吸音量的作用通常被認為是相同的。在這種情況下，由於樣本引起的額外吸音量可被寫為：

$$S\bar{\alpha} = \frac{55.3V}{c} \left[ \frac{1}{T_{60}} - \frac{1}{T'_{60}} \right] \quad (\text{m}^2) \quad (8-2b)$$

式 (8-2b) 是最常出現在標準中的，儘管它的準確性值得懷疑。

Sabine 吸音係數的測量值和樣本的大小、樣本的分佈和測試所在房間的特性有關。由於標準規定了房間特性和測試樣本的大小與分佈，所以在不同實驗室中對相同的測試材料可以預計到類似的結果 (儘管在這些條件下，仍會呈現出明顯的差異)。然而，這些實驗室測量值被用來計算具有不同特徵的廳堂和工廠的迴響時間和迴響音壓位準  $L_p$  的值只是近似值而已。

表 8.1-2 一些常用材料的 Sabine 吸音係數

材料	倍頻帶中心頻率 (Hz)						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
<b>音樂廳座椅</b>							
空的 - 重度軟墊座椅 (Beranek 和 Hidaka, 1998)		0.65	0.76	0.81	0.84	0.84	0.81
空的 - 中度軟墊座椅		0.54	0.62	0.68	0.70	0.68	0.66
空的 - 輕度軟墊座椅		0.36	0.47	0.57	0.62	0.62	0.60
空的 - 程度非常輕的軟墊座椅		0.35	0.40	0.41	0.38	0.33	0.27
空的 - 平均程度的軟墊座椅區	0.28	0.44	0.60	0.77	0.84	0.82	0.70
空的 - 皮制軟墊座椅區		0.40	0.50	0.58	0.61	0.58	0.50
空的 - 金屬或木製座椅		0.15	0.19	0.22	0.39	0.38	0.30
空場 - 音樂廳、無座椅，大廳以薄木板或其他厚度小於 3 cm 的材料為聲襯		0.16	0.13	0.10	0.09	0.08	0.08
空場 - 音樂廳、無座椅，大廳以重材料為聲襯		0.12	0.10	0.08	0.08	0.08	0.08
100% 被觀眾佔用 (管弦樂隊與合唱團區域) - 軟墊座椅	0.34	0.52	0.68	0.85	0.97	0.93	0.85

表8.1-2 一些常用材料的 Sabine 吸音係數 (續)

材料	倍頻帶中心頻率 (Hz)						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
觀眾席, 每人坐著, $S\bar{\alpha}$ (m <sup>2</sup> )	0.23	0.37	0.44	0.45	0.45	0.45	
觀眾席, 每人站立, $S\bar{\alpha}$ (m <sup>2</sup> )	0.15	0.37	0.43	0.44	0.44	0.43	
木質長椅 - 100% 上座率		0.57	0.61	0.75	0.86	0.91	0.86
木質椅子 - 100% 上座率		0.60	0.74	0.88	0.96	0.93	0.85
木質椅子 - 75% 上座率		0.46	0.56	0.65	0.75	0.72	0.65
<b>聲學材料</b>							
<b>玻璃纖維或礦石絕緣纖維墊層</b>							
16 kg/m <sup>3</sup> , 25 mm 厚		0.12	0.28	0.55	0.71	0.74	0.83
16 kg/m <sup>3</sup> , 50 mm 厚		0.17	0.45	0.80	0.89	0.97	0.94
16 kg/m <sup>3</sup> , 75 mm 厚		0.30	0.69	0.94	1.0	1.0	1.0
16 kg/m <sup>3</sup> , 100 mm 厚		0.43	0.86	1.0	1.0	1.0	1.0
24 kg/m <sup>3</sup> , 25 mm 厚		0.11	0.32	0.56	0.77	0.89	0.91
24 kg/m <sup>3</sup> , 50 mm 厚		0.27	0.54	0.94	1.0	1.0	1.0
24 kg/m <sup>3</sup> , 75 mm 厚		0.28	0.79	1.0	1.0	1.0	1.0
24 kg/m <sup>3</sup> , 100 mm 厚		0.46	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
48 kg/m <sup>3</sup> , 25 mm 厚		0.3	0.8	1.0	1.0	1.0	1.0
48 kg/m <sup>3</sup> , 50 mm 厚		0.43	0.97	1.0	1.0	1.0	1.0
48 kg/m <sup>3</sup> , 75 mm 厚		0.65	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
60 kg/m <sup>3</sup> , 25 mm 厚		0.18	0.24	0.68	0.85	1.0	1.0
60 kg/m <sup>3</sup> , 50 mm 厚		0.25	0.83	1.0	1.0	1.0	1.0
<b>聚氨酯泡沫體</b>							
27 kg/m <sup>3</sup> , 15mm 厚		0.08	0.22	0.55	0.70	0.85	0.75
<b>地面</b>							
木製平臺, 下方為大面積空間		0.40	0.30	0.20	0.17	0.15	0.10
擱柵上的木製平臺		0.15	0.11	0.10	0.07	0.06	0.07
混凝土或磨石子地		0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02
混凝土砌塊		0.01	0.05	0.06	0.07	0.09	0.08
鋪有油氈、瀝青、橡膠或軟木磚的混凝土		0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02
上漆的木欄柵地板		0.15	0.12	0.10	0.07	0.06	0.07
地毯, 厚重的, 在混凝土上		0.02	0.06	0.14	0.37	0.60	0.65
地毯, 厚重的, 在 1.35 kg/m <sup>2</sup> 的毛氈或海綿乳膠上		0.08	0.24	0.57	0.69	0.71	0.73
地毯, 5 mm 厚, 在堅硬地板上		0.02	0.03	0.05	0.10	0.30	0.50
地毯, 6 mm 厚, 在襯墊物上		0.03	0.09	0.20	0.54	0.70	0.72
軟木地板 (3~4 英寸厚) 黏牢的		0.08	0.02	0.08	0.19	0.21	0.22
釉面磚 / 大理石		0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02
<b>壁面</b>							
吸音灰漿, 10 mm 厚, 噴塗於固體壁面上		0.08	0.15	0.30	0.50	0.60	0.70
堅固表面 (磚牆、灰漿、硬板等)		0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05

表 8.1-2 一些常用材料的 Sabine 吸音係數 (續)

材料	倍頻帶中心頻率 (Hz)						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
50 × 100 mm 立柱上的石膏板		0.29	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05
灰漿、石膏或石灰							
模製；在磚上		0.013	0.015	0.02	0.03	0.04	0.05
在混凝土塊上		0.012	0.09	0.07	0.05	0.05	0.04
在木條板上		0.014	0.10	0.06	0.04	0.04	0.03
實木門		0.14	0.10	0.06	0.08	0.10	0.10
天花板							
直接固定於水泥板上的 13 mm 礦製板		0.10	0.25	0.70	0.85	0.70	0.60
天花板下方 500 mm 處懸掛的 13 mm 礦製板		0.75	0.70	0.65	0.85	0.85	0.90
窗簾							
輕度絲絨，338 g/m <sup>2</sup>							
在牆上展開懸掛		0.03	0.04	0.11	0.17	0.24	0.35
在牆上折疊懸掛		0.05	0.15	0.35	0.40	0.50	0.50
中度絲絨，475 g/m <sup>2</sup>							
褶皺成一半的面積		0.07	0.31	0.49	0.75	0.70	0.60
重度絲絨							
褶皺成一半的面積		0.14	0.35	0.55	0.72	0.70	0.65
窗戶							
厚玻璃板		0.18	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02
普通窗戶		0.35	0.25	0.18	0.12	0.07	0.04
其他							
舞臺入口		0.30	0.40	0.50	0.60	0.60	0.50
水 (水池表面)		0.01	0.01	0.01	0.015	0.02	0.03
有樂器的管弦樂隊							
樂隊指揮臺上，每個人 1.5 m <sup>2</sup>		0.27	0.53	0.67	0.93	0.87	0.80

## (二) 駐波管方法

將被測材料置於駐波管的一端，用聲頻信號發生器帶動揚聲器，從駐波管的另一端向管內輻射平面波，聲波以垂直入射的方式入射到材料表面，部分吸收，部分反射。反射的平面波與

入射波相互疊加產生駐波，波腹處的音壓為極大值，波節處的音壓為極小值。根據測得的駐波音壓極大值和極小值，就可以計算出垂直入射吸音係數。這樣測得的稱為駐波管吸音係數，或法向吸音係數，記作  $\alpha_0$ 。

駐波管的裝置如圖 8.1-1 所示，主體是一根內壁光滑而堅硬的剛性管。形狀可為方管，也可為圓管。管

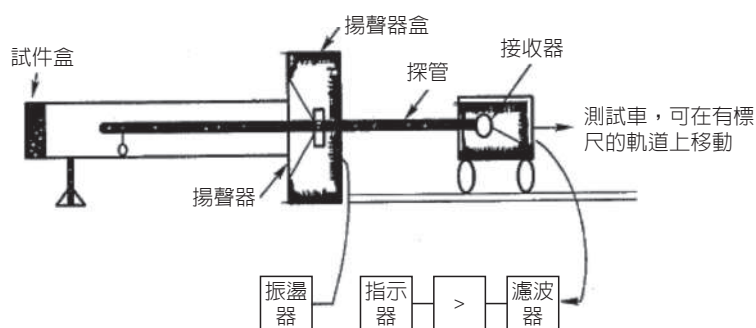


圖 8.1-1 駐波管裝置和測試設備

的橫向尺寸  $d$  (圓管的直徑或方管的邊長) 應小於最高測試頻率所對應波長的  $1/2$ ，即：

$$d \leq \frac{\lambda}{2} = \frac{c}{2f_{\max}} \quad (8-3)$$

式中：

$f_{\max}$ ：最高的測試頻率。如  $f_{\max}$  為 2,000 Hz，則  $d$  應小於 8.5 cm。

管子的長度應大於最低測試頻率所對應波長的  $1/2$ ，即：

$$l \geq \frac{\lambda}{2} = \frac{c}{2f_{\min}} \quad (8-4)$$

式中：

$f_{\min}$ ：最低的測試頻率。如  $f_{\min}$  為 125 Hz，則  $l$  應大於 1.36 m。

駐波管的一端安裝作為音源的揚聲器，另一端是待測吸音性能的試件，駐波管中的聲場利用探管測試。

聲波入射到材料表面後有一部分反射波向相反方向傳播，疊加後在管內形成駐波，利用探管可測出音壓的極大  $p_{\max}$  和極小  $p_{\min}$  值。 $p_{\max}$  和  $p_{\min}$  之比  $n$  稱為駐波比。駐波比  $n$  與音壓反射係數  $r$  和聲能法向吸音係數  $\alpha_0$  的關係為：

$$r = \frac{n-1}{n+1}, \quad \alpha_0 = 1 - |r|^2 = \frac{4n}{(n+1)^2} \quad (8-5)$$

測出駐波比  $n$ ，即可由上式計算出材料表面上的法向吸音係數  $\alpha_0$ 。

駐波管法比迴響室法簡單方便，但所得數據比實際應用情況相比有一定的誤差。迴響室法與駐波管法測得的吸音係數可按表 8.1-2 進行換算。表 8.1-3 列出一些常見材料的吸音係數，可供實際應用時參考。

表 8.1-3 常見材料的吸音係數 ( $\alpha_0$ )

材料或結構名稱	密度 ( $\text{kg m}^{-3}$ )	厚度 (cm)	倍頻帶中心頻率 (Hz)					
			125	250	500	1000	2000	4000
超細玻璃棉	15	2.5	0.02	0.07	0.22	0.56	0.94	0.94
	15	5	0.05	0.24	0.72	0.97	0.90	0.98
	15	10	0.11	0.85	0.88	0.83	0.93	0.97
	20	5	0.15	0.35	0.85	0.85	0.86	0.86
	20	10	0.25	0.60	0.85	0.87	0.87	0.85
	20	15	0.50	0.80	0.85	0.85	0.86	0.80
玻璃棉	100	5	0.15	0.38	0.81	0.83	0.79	0.74
	150	5	0.12	0.30	0.72	0.99	0.87	
	200	5	0.21	0.28	0.74	0.87	0.90	
礦渣棉	150	8	0.30	0.64	0.73	0.78	0.93	0.94
	240	6	0.25	0.55	0.78	0.75	0.87	0.91
	300	8	0.35	0.65	0.65	0.75	0.88	0.92
	300	8	0.35	0.43	0.55	0.67	0.78	0.92
工業毛氈	370	5	0.11	0.30	0.50	0.50	0.50	0.52
	370	7	0.18	0.35	0.43	0.50	0.53	0.54
	80	3	0.04	0.17	0.56	0.65	0.81	0.91
	80	4.5	0.08	0.34	0.68	0.65	0.83	0.88
瀝青玻璃棉氈	100	5	0.09	0.24	0.55	0.93	0.98	0.98
瀝青含量 2%~5%	150	5	0.11	0.33	0.65	0.91	0.96	0.98
纖維直徑 13~15 $\mu\text{m}$	200	5	0.14	0.42	0.68	0.80	0.88	0.94

表 8.1-3 常見材料的吸音係數 ( $\alpha_0$ ) (續)

材料或結構名稱	密度 ( $\text{kg m}^{-3}$ )	厚度 (cm)	倍頻帶中心頻率 (Hz)					
			125	250	500	1000	2000	4000
瀝青礦棉氈	200	1.5	0.10	0.09	0.18	0.40	0.79	0.92
	200	3	0.08	0.17	0.50	0.68	0.81	0.89
	200	6	0.19	0.51	0.67	0.68	0.85	0.86
棉絮	10	2.5	0.03	0.07	0.15	0.30	0.62	0.60
腈綸棉	20	5	0.14	0.37	0.68	0.75	0.78	0.83
聚氨酯泡沫塑料	40	4	0.10	0.19	0.36	0.70	0.70	0.80
	45	8	0.20	0.40	0.95	0.90	0.98	0.85
木絲板		2	0.15	0.15	0.16	0.34	0.78	0.54
		4	0.19	0.20	0.48	0.79	0.42	0.70
		8	0.25	0.53	0.82	0.63	0.84	0.59
水泥膨脹珍珠岩板	350	5	0.16	0.46	0.64	0.48	0.56	0.56
	350	8	0.34	0.47	0.40	0.37	0.48	0.55
酚醛樹脂玻璃棉板 樹脂含量 5%~9% 纖維直徑 13~15 $\mu\text{m}$	100	3	0.06	0.11	0.26	0.56	0.93	0.97
	100	5	0.09	0.26	0.60	0.92	0.98	0.99
	100	10	0.30	0.66	0.90	0.91	0.98	0.99
甘蔗板	200	1.3	0.12	0.19	0.28	0.54	0.49	0.70
軟質木纖維板	380	1.3	0.08	0.10	0.10	0.12	0.30	0.33
木欄柵地板			0.15	0.10	0.01	0.07	0.06	0.07
水磨石地板			0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02
混凝土地面			0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02
磚牆抹灰			0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04
磚牆抹灰油漆			0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03
磚牆拉毛水泥			0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.05
板條抹灰			0.15	0.10	0.05	0.05	0.05	0.05
氨基甲酸泡沫塑料	25	25	0.0	0.04	0.26	0.81	0.69	0.81
粗孔聚氨酯泡沫塑料	30	4	0.10	0.14	0.26	0.50	0.82	0.77
微孔聚氨酯泡沫塑料	40	4	0.06	0.10	0.20	0.59	0.88	0.85
乾沙子	176	10	0.15	0.35	0.40	0.50	0.55	0.80
皮面門			0.10	0.11	0.11	0.09	0.09	0.11
木門			0.16	0.15	0.10	0.10	0.10	0.10

### 8.1.3 亥姆霍茲共鳴器



其實在聲學中可以利用多種共振結構來進行吸音，而亥姆霍茲共鳴器是最簡單的一種共振吸音結構。由一根短管和一個體腔（體腔的形狀並不很重要，可以是球形或者柱形）組成，這種共鳴器早期由德國著名聲學家亥姆霍茲 (Hermann von Helmholtz，赫爾曼·馮·亥姆霍茲) 提出並用來分析聲音的頻譜，故命名為亥姆霍茲共鳴器。

亥姆霍茲共鳴器有一固有的共振頻率，如外界作用的聲波的頻率與該共振頻率一致時，系統將發生共振，而使系統內的音振動產生強烈放大。如果系統記憶體在適當音阻材料，則就會強烈消耗音能，達到良好吸音效果。圖 8.1-2 為亥姆霍茲共鳴器示意圖。

為了方便討論這裡取背腔為柱形，其體積  $V_0 = SD$ ， $S$  代表腔體橫截面積， $D$  為其深度；短管的面積為  $S_0$ ，半徑為  $a_0$ ，長為  $l_0$ 。入射聲波的音壓為  $p_i = p_{ia}e^{j\omega t}$ ，該共鳴器在管口處的音阻抗 (acoustic impedance) 為  $Z_a = R_a + jX_a$ ，音阻抗與介質密度、音速有關，與頻率、幅值無關，當聲波垂直入射時，共鳴器的吸音係數可表示為：

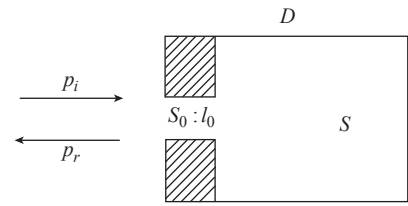


圖 8.1-2 亥姆霍茲共鳴器示意圖

$$\alpha = \frac{4R_a S \rho c}{(R_a S + \rho c)^2 + X_a^2 S^2} \quad (8-6)$$

式中：

$\rho$ ：空氣密度，

$c$ ：音速，

$R_a$ ：音阻 (acoustic impedance，音阻是音阻抗的實部)，

$X_a = \omega M_a - \frac{1}{\omega C_a}$ ：音抗 (acoustic reactance，音抗是音阻抗的虛部)，

$M_a = \frac{\rho l}{S_0}$ ：音質，

$C_a = \frac{V_0}{\rho c^2}$ ：音容 (acoustic capacitance unit)。

把音阻率比  $x_s = \frac{R_s}{\rho c} = \frac{R_a S}{\rho c}$  (specific acoustical impedance)、音抗率比  $y_s = \frac{X_s}{\rho c} = \frac{X_a S}{\rho c}$  (specific acoustical reactance) 代入 (8-2) 式得到：

$$\alpha = \frac{4x_s}{(1+x_s)^2 + y_s^2} \quad (8-7)$$

當  $y_s = 0$  或  $\omega = \omega_r = 2\pi f_r = \sqrt{\frac{1}{M_a C_a}}$  時，即共鳴器發生共振，此時吸音係數達到極大值  $\alpha_r$ ， $\alpha_r$  可以表示為：

$$\alpha_r = \frac{4x_s}{(1+x_s)^2} \quad (8-8)$$

此時， $\alpha_r$  僅與  $x_s$  有關。由圖 8.1-2 可以看出，當  $x_s = 1$  時， $\alpha_r = 1$ ，即入射聲波完全被吸收，共振吸音結構達到最佳吸音效果。當  $x_s$  小於或大於 1 時，吸音係數都小於 1。

將 (8-8) 式代入 (8-7) 式，可得：

$$\alpha = \frac{\alpha_r}{1 + \frac{y_s^2}{(1+x_s)^2}} \quad (8-9)$$

代入頻率比  $z = \frac{\omega}{\omega_r} = \frac{f}{f_r}$ ，品質因數  $Q_R = \frac{\omega_r M_a}{R'}$ ， $R' = R_a + \rho c / S$ 。

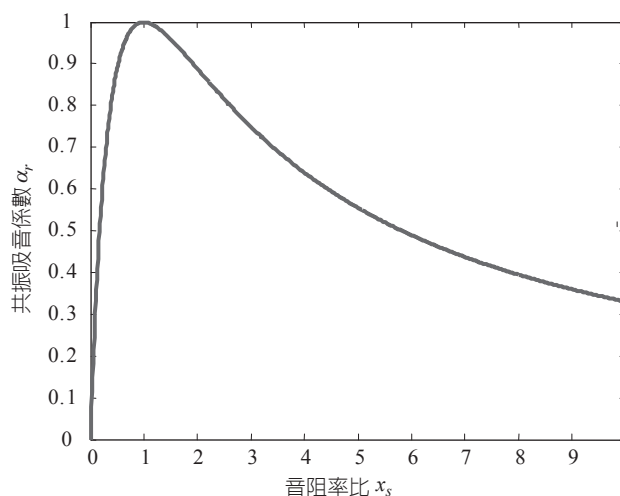


圖8.1-3 共振吸音係數  $\alpha_r$  隨音阻率比  $x_s$  的變化關係圖

式中：

$\rho c / S$ ：短管中輻射平面波的音輻射音阻。

由  $\omega_r = 2\pi f_r = \sqrt{\frac{1}{M_a C_a}}$  得  $M_a = \frac{1}{\omega_r^2 C_a}$ ，把  $M_a = \frac{1}{\omega_r^2 C_a}$ ， $C_a = \frac{V_0}{\rho c^2}$  和  $x_s = \frac{R_a S}{\rho c}$  代入  $Q_R = \frac{\omega_r M_a}{R'}$ ，

得：

$$Q_R = \frac{\lambda_r}{(1+x_s)2\pi D} \quad (8-10)$$

式中：

$\lambda_r = \frac{c_0}{f_r}$ ：共鳴器共振頻率對應的聲波波長。

由於  $X_a = \omega M_a - \frac{1}{\omega C_a}$ ，利用  $\omega_r = 2\pi f_r = \sqrt{\frac{1}{M_a C_a}}$  消去  $M_a$ ，並代入  $C_a = \frac{V_0}{\rho c^2}$ ， $z = \frac{f}{f_r}$ ，可計

算得：

$$X_a = \frac{\rho c \lambda_r}{2\pi V_0} \left( z - \frac{1}{z} \right) \quad (8-11)$$

所以：

$$y_s = \frac{X_a S}{\rho c} = \frac{\lambda_r}{2\pi D} \left( z - \frac{1}{z} \right) \quad (8-12)$$

把 (8-10) 式、(8-12) 式代入 (8-9) 式，加以整理：

$$\alpha = \frac{\alpha_r z^2}{z^2 + [(z^2 - 1)Q_R]^2} \quad (8-13)$$

(8-13) 式提出了共振吸音結構的吸音係數以  $Q_R$  為參數的頻率關係。透過此式可求得這種吸音結構的吸音頻帶寬度。

令  $\alpha = \frac{\alpha_r}{2}$  代入 (8.13) 式，得：

$$\left[ \frac{(z^2 - 1)Q_R}{z} \right]^2 = 1$$

考慮到  $z > 0$ ，解得：

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= \frac{1 + \sqrt{1 + 4Q_R^2}}{2Q_R} \\ z_2 &= \frac{-1 + \sqrt{1 + 4Q_R^2}}{2Q_R} \end{aligned} \right\} \quad (8-14)$$

由 (8-14) 式可確定吸音頻帶寬度為： $z_1 - z_2 = \frac{1}{Q_R}$   
或表示成：

$$\frac{f_1 - f_2}{f_r} = \frac{1}{Q_R} \quad (8-15)$$

由 (8-15) 式可以看出，吸音頻帶寬度僅與品質因數  $Q_R$  有關。 $Q_R$  越小，吸音頻率寬度越寬； $Q_R$  越大，吸音頻帶寬度越窄，但共鳴器對頻率的選擇性更好，可參見圖 8.1-4。橫座標為音阻率比  $z = f/f_r$ ，縱座標為吸音係數與共振吸音係數的比值  $\alpha/\alpha_r$ 。

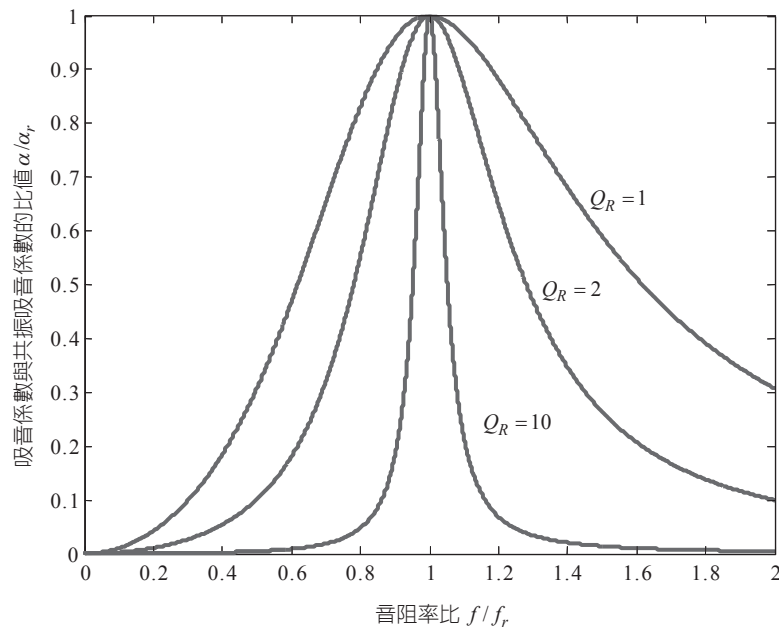


圖 8.1-4 共振吸音結構的吸音係數以  $Q_R$  為參數的頻率關係

由以上理論分析，對這種結構的吸音性能具有重要影響的主要有三個參數，即結構的共振頻率  $f_r$ 、音阻率比  $x_s$  以及品質因數  $Q_R$ 。 $f_r$  的選擇主要決定於待吸收音處理的主要頻段， $x_s$  可以決定在  $f_r$  時吸音的最佳效果，而  $Q_R$  值則決定了具有最佳吸音效果的頻帶寬度，而且這三個參數是

相互有關聯的，因此在使用該吸音結構時要綜合分析與評估這三個參數，才能得到合適的最佳設計方案。

一般說，多孔吸音材料的特點是吸音性能高頻優於低頻，因而低頻段的吸音依靠多孔材料通常是較困難的。由於共振式吸音結構主要是利用了共振效應，因而其有一定的頻帶限制。所以共振式吸音結構，無論用作室內吸音，還是管道消音，一般常適宜使用於低頻段，特別是在噪音頻譜中發現低頻段具有明顯峰值的情形。這類共振式吸音結構大多應用於 500 Hz 以下的噪音處理，很少會用於超過 1 kHz 以上的噪音處理。共振式吸音結構在噪音控制工程應用中，一般並不以單體共鳴器作為應用結構的，而廣泛採用的是一種穿孔板共振結構，下面就來介紹這種穿孔板吸音結構，也簡稱穿孔結構的應用設計。

### 8.1.4 穿孔板共振吸音結構

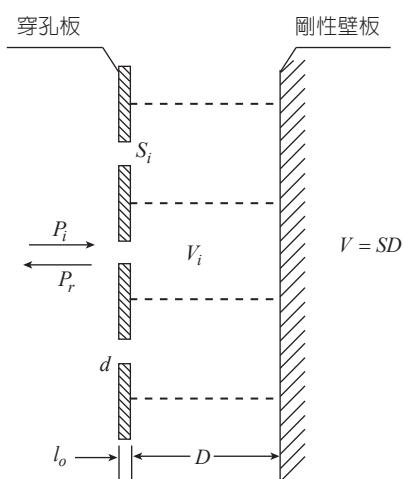


圖 8.1-5 穿孔板共振吸音結構

在噪音控制工程應用中，一般並不採用單個共鳴器來達到吸音目的，而廣泛採用的是穿孔板共振吸音 (sound absorption of perforated panel resonance) 結構。薄的板材如鋼板、鋁板、膠合板、塑膠板、石膏板等按一定的孔徑 (bore diameter) 和穿孔率 (perforation rate)，在背後留下一定厚度的空氣層，就構成穿孔板共振吸音結構。

如圖 8.1-5 所示，在剛性壁面前的一定距離處安裝著一塊穿有很多小孔的板就構成了穿孔板共振吸音結構。

如果孔的分佈比較均勻，而板有一定厚度，則穿孔板共振吸音結構就相當於許多相同單個共鳴器的並聯，因此其共振頻率也與單個共鳴器的共振頻率 (resonant frequency) 相當，公式如下：

$$f_r = f_{ri} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{M_i C_{ai}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho c^2 S_i}{(\rho l V / n_0 S)}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{l D}} \quad (8-16)$$

式中：

$V$ ：剛性壁面體積，

$S$ ：剛性壁面橫截面積，

$V_i$ ：穿孔板共振腔體體積，

$S_i$ ：穿孔板共振腔體橫截面積，

$f_{ri}$ ：單個共鳴器的共振頻率，

$M_i = \frac{\rho l}{S_i}$ 、 $C_{ai} = \frac{V_i}{\rho c^2} = \frac{V / (n_0 S)}{\rho c^2}$ ：分別單個共鳴器的音質量和音容，

$n_0$ ：單位面積結構上穿的小孔數，

$\sigma = S_i n_0$ ：穿孔板的穿孔率 (%)，

$D$ ：腔深度。

對於 (8-16) 式中的有效長度  $l$  需要予以特別說明， $l$  一般比穿孔的實際長度  $l_0$  要大。在穿孔結構中，因為穿孔的實際長度一般比較小，所以長度修正常常顯得特別重要。經過修正，穿孔的有效長度公式如下：

$$l = l_0 + \beta_0 d + \frac{D\sigma}{3} \quad (8-17)$$

式中：

$d$ ：小孔直徑，

$\beta_0$ ：在工程應用中近似由  $\beta_0 = \frac{8}{3\pi} \left( 1 - \frac{5}{4} \sqrt{\sigma} + \frac{\sigma^2}{4} \right)$  算出。

例如，設穿孔板的厚度為  $2 \times 10^{-3}$  m，穿孔直徑  $d = 2 \times 10^{-3}$  m，穿孔率  $\sigma = 0.02$ ，空腔深度  $D = 0.1$  m。由近似公式可算得  $\beta_0 = 0.70$ ，由此算得  $\beta_0 d = 1.4 \times 10^{-3}$  m， $\frac{D\sigma}{3} = 0.6 \times 10^{-3}$  m，因此：

$$l = (2 + 1.4 + 0.6) \times 10^{-3} = 4 \times 10^{-3} \text{ m}; f_r = \frac{340}{2\pi} \sqrt{\frac{0.02}{0.1 \times 4 \times 10^{-3}}} = 382.8 \text{ Hz}$$

若穿孔率  $\sigma = 0.01$ ，即比原來減小一半，則可算得共振頻率為  $f_r = \frac{382.8}{\sqrt{2}} = 270.3 \text{ Hz}$ 。

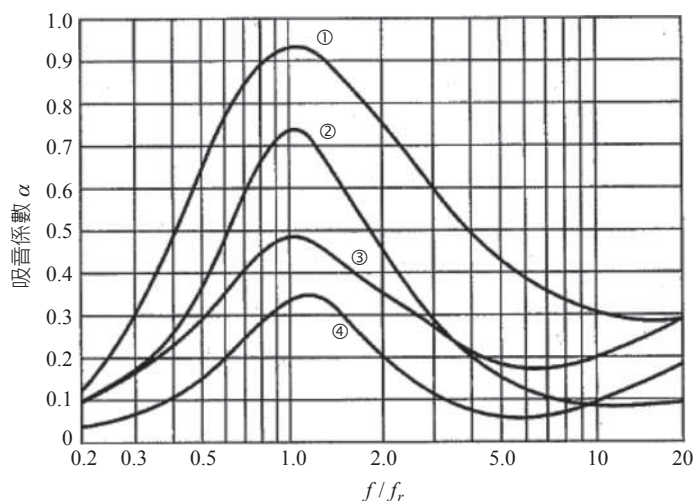
一般穿孔結構的孔徑較粗，因此其自身的音阻較小，所以這種結構的吸音頻帶較窄，如在穿孔板背後填充一些多孔的材料或敷上音阻較大的紡織物等材料，便可改進其吸音特性。填充吸音材料時，可以把空腔填滿，也可以只填一部分，關鍵在於要控制適當的音阻率。

所以，穿孔板共振器是噪音控制中使用非常廣泛的一種共振吸音結構，而為了闡述穿孔板共振吸音結構的原理，讀者可先瞭解單腔共振吸音結構（亥姆霍茲共鳴（振）器）。其特點是吸收低頻噪音且頻率選擇性強，因此多用在有明顯音調低頻噪音場合，若再加上一些諸如玻璃棉之類的多孔材料，或加貼一層尼龍布等，可以增寬吸音頻帶。在板材上，以一定孔徑和穿孔率打上洞，背後留有一定厚度的空氣層，就成為穿孔板共振吸音結構。板的穿孔面積越大，吸音的頻率對中高頻效果越好。空腔越深或板越厚，吸音的頻率越低。一般穿孔板吸音結構主要用於吸收中頻噪音的峰值。吸音係數約為 0.4 ~ 0.7。工程上一般取板厚 2 ~ 5 mm 為宜，孔徑 2 ~ 4 mm，穿孔率 1% ~ 10%，空腔深（即板後空氣層厚度）以 110 ~ 250 mm 為宜。尺寸超過以上範圍，多有不良影響，例如穿孔率 20% 以上時，幾乎沒有共振吸音作用，而只是成為護面板了。

由於穿孔板自身的音阻很小，這種結構的吸音頻帶較窄，如在穿孔板背後填充一些多孔的材料或敷上聲阻較大的紡織物等材料，便可改進其吸音特性。填充吸音材料時，可以把空腔填滿，也可以只填一部分，關鍵在於要控制適當的音阻率，圖 8.1-6 是填充多孔材料前後吸音特性的比較。由圖可見，填充多孔材料後，不但提高了穿孔板前後吸音係數，而且展寬了有效吸音頻帶寬度。為展寬吸音頻帶，還可以採用不同穿孔率、不同腔深的多層穿孔板吸音結構的組合。

### 8.1.5 微穿孔板吸音結構

由於穿孔板的音阻很小，因此吸音頻帶很窄。為使穿孔板結構在較寬的範圍內有效地吸音，必須在穿孔板背後填充大量的多孔材料或敷上音阻較高的紡織物。但是，如果把穿孔直徑減小到 1 mm 以下，則不需另加多孔材料也可使它的音阻增大，這就是微穿孔板。



- ① 背後空氣層內填 50 mm 厚玻璃棉吸音材料
- ② 背後空氣層內填 25 mm 厚玻璃棉吸音材料
- ③ 背後空氣層厚 50 mm，不填吸音材料
- ④ 背後空氣層厚 25 mm，不填吸音材料

圖 8.1-6 穿孔板共振結構的吸音特性

在板厚度小於 1.0 mm 薄板上穿以孔徑小於 1.0 mm 的微孔，穿孔率在 1%~5% 之間，後部留有一定厚度 (如 5~20 cm) 的空氣層。空氣層內不填任何吸音材料，這樣即構成了微穿孔吸音結構，常用的多是單層或雙層微穿孔結構型式。微穿孔板吸音結構是一種低聲質量，高聲阻的共振吸音結構，其性能介於多孔吸音材料和共振吸音結構之間。其吸音頻率寬度可優於常規的穿孔板共振吸音結構。

由於微穿孔板的孔徑很小，孔數很多，其  $r$  值比普通穿孔板大得多，而  $m$  又很小，故吸音頻帶比普通穿孔板共振吸音結構寬得多，這是微穿孔板吸音結構的最大特點。一般性能較好的單層或雙層微穿孔板吸音結構的吸音頻帶寬度可以達到 6~10 個 1/3 倍頻程以上。具體設計微穿孔板結構時，可通過計算，也可查圖表，計算結果與實測結果一致，在實際工程中為了擴大吸音頻帶寬度，往往採用不同孔徑、不同穿孔率的雙層或多層微穿孔板複合結構。

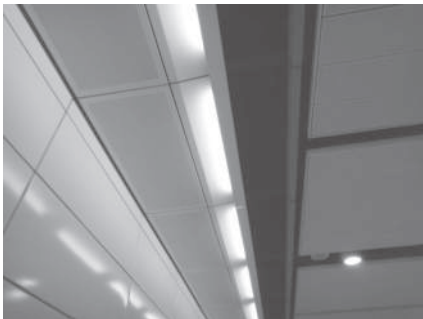


圖 8.1-7 微穿孔板

德國新議會大廈會議大廳用玻璃牆面建成的圓形建築物，耗資 2.7 億馬克，但建成後由於聲學缺陷 (聲聚焦和迴響時間過長) 而無法使用。德方應用微穿孔板理論，在 5 mm 厚的有機玻璃板上用雷射打孔，其直徑為 0.55 mm，孔距為 6 mm (穿孔率 1.4% 左右，孔數  $2.8 \times 10^4 / m^2$ ) 裝於原玻璃牆內側，成功解決了這一聲學缺陷問題。

這種穿孔板就是微穿孔板 (micro-perforated panel)，照片如圖 8.1-7 所示。由於微穿孔板的穿孔細而密，因此它的音阻比普通穿孔板大很多，而其音質量要小很多。

由於微穿孔板吸音結構是一種低音質量、高音阻的共振吸音結構，使得其性能介於多孔吸音材料和共振吸音結構之間，其吸音頻率寬度可優於一般的穿孔板共振吸音結構，微穿孔板可以看作許多微穿孔的並聯，每個微穿孔為一個很細的短管，在孔間距比孔徑大得很多時，可假設各孔的特性互不影響，微穿孔板的音阻抗 (acoustic impedance) 簡單地等於單孔的音阻抗除以孔數。

微穿孔板吸音結構的相對阻抗  $Z$  可以用下式計算：

$$Z = r + j\omega m - j \cot \frac{\omega D}{c} \quad (8-18)$$

式中：

- $c$ ：音速 (m/s)，
- $D$ ：空氣層深度 (mm)，
- $\omega$ ：角頻率， $\omega = 2\pi f$ ，( $f$  為頻率)，
- $r$ ：相對音阻率，
- $m$ ：相對音質量。

$r$  和  $m$  分別由下式表示：

$$r = 0.147tK_r / d^2\sigma \quad (8-19)$$

$$m = 0.294 \times 10^{-3}tK_m / \sigma \quad (8-20)$$

式中：

- $d$ ：小孔直徑 (mm)，
- $l_0$ ：板厚 (mm)，
- $\sigma$ ：穿孔率 (%)，
- $K_r$ ：音阻係數，
- $K_m$ ：音質量係數。

$$K_r = \sqrt{1 + \frac{x^2}{3} + \frac{\sqrt{2}xd}{8l_0}} \quad (8-21)$$

$$K_m = 1 + \frac{1}{\sqrt{9 + x^2/2}} + 0.85 \frac{d}{x} \quad (8-22)$$

式中：

$$x = \sqrt{\frac{fd^2}{10}}。$$

音吸收的頻帶帶寬近似的由  $\frac{r}{m}$  決定，比值越大，吸音頻帶越寬。

$$\frac{r}{m} = \frac{L}{d^2} \frac{K_r}{K_m} \quad (8-23)$$

式中：

$L$ ：一常數，與微穿孔板材料有關。

微穿孔板的共振頻率：

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{L_k D}} \quad (8-24)$$

$$L_k = l_0 + 0.8 + \frac{D\sigma}{3} \quad (8-25)$$

式中：

$\frac{D\sigma}{3}$ ：末端修正，

$D$ ：腔深度。

常用的微穿孔板吸音結構多是單層或雙層微穿孔板結構型式。雙層吸音結構具有更寬的吸音頻帶，並且有兩個共振吸收峰。

微穿孔板吸音係數：

$$\alpha = \frac{4r}{(1+r)^2 + (2\pi g y - \cot 2\pi y)} \quad (8-26)$$

式中：

$y = fD/c$ ，

$g = mc/D$ 。

當產生共振時：

$$2\pi f_r m - \cot \frac{2\pi f_r D}{c} = 0$$

共振時的最大吸音係數為：

$$\alpha_0 = \frac{4r}{(1+r)^2} \quad (8-27)$$

微穿孔結構，可以利用其本身的穿孔音阻就可以達到一定的吸音要求，無需在穿孔板後添加其他音阻材料，這就可以大大簡化穿孔結構的設計，特別是對於某些特殊使用場合，如要求耐高溫、承受高風速、超淨等，在穿孔板後添加多孔材料，如玻璃纖維布等，就難以滿足工程實施要求。這時，微穿孔結構尤其顯得具有獨特優越性，當然由於微穿孔結構的穿孔直徑一般小於1mm，對有些板材如膠合板等在加工上會存在一些困難，因此微穿孔結構多數採用薄金屬板，如薄鋁板、鋼板、鍍鋅板、不鏽鋼板等材料製作。

由於微穿孔板後的空氣層 (air layer) 內「無需」填裝多孔吸音材料，因此不怕水和濕氣，不黴、不蛀、防火、耐高溫、耐腐蝕、清潔無污染，能承受高速氣流的衝擊。因此，微穿孔板吸音結構在吸音降低噪音和改善室內音質方面受廣泛的應用。

### 8.1.6 薄板共振吸音結構

將薄的塑膠板、金屬或膠合板等材料的周邊固定在框架 (龍骨) 上，並將框架與剛性板壁相結合，這種由薄板與板後的空氣層構成的系統稱為薄板共振吸音結構。圖 8.1-8 為薄板共振吸音結構示意圖。

薄板共振吸音 (sound absorption of membranous vibration) 結構中薄板的板狀材料或膜狀材料，如合板、石膏板、甘蔗板、鑽泥板或帆布等，當聲波入射到薄板上時，將激起板面振動，使

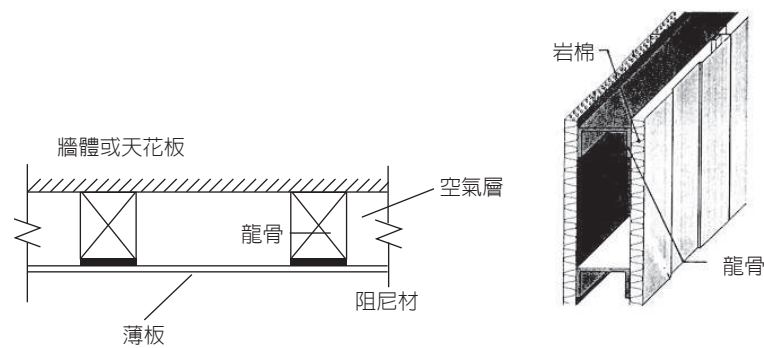


圖 8.1-8 薄板共振吸音結構示意圖

板發生彎曲變形，由於板和固定支點之間的摩擦，以及板本身的內阻尼 (damping)，這一部分音能轉化為熱能耗損，聲波得到衰減，消耗能量而吸音，其吸音特性以低頻音為主。

另外，皮革、人造革、塑料薄膜等材料具有不透氣、柔軟、受張拉時有彈性等特性。這些薄膜材料可與其背後封閉的空氣形成共振系統。共振頻率由單位面積膜的質量、膜後空氣層厚度及膜的張力大小決定。實際工程中，膜的張力很難控制，而且長時間使用後膜會鬆弛，張力變小。

薄膜吸音結構的共振頻率通常在 200 ~ 1,000 Hz 範圍，最大吸音係數約為 0.3 ~ 0.4，一般把它作為中頻範圍的吸音材料。

當薄膜作為多孔材料的面層時，結構的吸音特性取決於膜和多孔材料的種類以及安裝方法。一般來說，在整個頻率範圍內吸音係數比沒有多孔材料只用薄膜時普遍提高。

把膠合板、薄板、硬質纖維板、石膏板、石棉水泥或金屬板等周邊固定，背後留有一定厚度的空氣層，可以在低頻域具有良好的吸音特性。薄板在聲波作用下發生振動，板內及板與龍骨之間出現摩擦損耗，於是音能被吸收掉。因此，必須使薄板振動結構的共振頻率與入射聲波頻率一致，才能發揮共振吸音的作用。

此種構造是板的質量、背後空氣層、牆或天花板剛性的彈簧組成振動系統，有共鳴頻率。此共鳴頻率通常無法簡單求得，若有頻率與入射音一致，板會引起共鳴振動，其振動顯著增大，此頻率附近的能量損失增大，亦即與穿孔板構造同樣，藉共鳴吸收使音被吸收。當入射聲波頻率與薄板共振吸音結構的固有頻率一致時，產生共振，消耗音能最大。設計者在使用上，活用三種材料之特性，可達到理想的吸音目的；對於高頻音使用多孔質型的材料，若對象頻率中某頻率特別突出，則使用共鳴吸音楔型材料或穿孔板，而低頻率的聲音應使用板模振動型材料。

通常，薄板結構的共振頻率  $f_r$  約在 80 ~ 300 Hz 左右，它可由下式計算：

$$f_r = \frac{600}{\sqrt{mD}} \quad (8-28)$$

式中：

$m$ ：薄板的面密度 (單位  $\text{kg/m}^2$ )，

$D$ ：空氣層厚度 (單位  $\text{cm}$ )。

可見，增加薄板的面密度或空氣層厚度，可使共振頻率下移，一般薄板結構的共振吸音係數約在 0.2 ~ 0.5 左右，在空氣層中加填多孔吸音材料，在板的邊緣安置海綿、軟橡皮、毛氈等軟

材料，都可以提高吸音係數，拓展吸音頻帶。目前有關薄板共振吸音結構的吸音係數很難由理論計算得到，因此某種材料的吸音係數和吸音帶寬主要透過實驗實測取得。

薄膜和薄板共振結構共振頻率主要取決於板的面密度和背後空氣層的厚度，實用中薄板厚度常取 3 ~ 6 mm，空氣厚度一般取 3 ~ 10 cm，共振頻率約在 80 ~ 300 Hz，故通常用於低頻率吸音。常用的薄膜、薄板結構的吸音係數見表 8.1-4 及表 8.1-5。

表 8.1-4 薄膜共振結構的吸音係數 ( $\alpha_0$ )

吸音結構	背對材料厚度	倍頻中心頻率					
		125	250	500	1000	2000	4000
帆布	空氣層 45	0.05	0.10	0.40	0.25	0.25	0.20
	空氣層 20 + 礦棉 25	0.20	0.50	0.65	0.50	0.32	0.20
人造革	玻璃棉 25	0.20	0.70	0.90	0.55	0.33	0.20
聚乙烯薄膜	玻璃棉 30	0.25	0.70	0.90	0.90	0.60	0.50

表 8.1-5 薄板共振結構的吸音係數 ( $\alpha_s$ )

材料	構造 /cm	倍頻程中心頻率					
		125	250	500	1000	2000	4000
三夾板	空氣層厚 5，框架間距 45×45	0.21	0.73	0.21	0.19	0.08	0.12
三夾板	空氣層厚 10，框架間距 45×45	0.59	0.38	0.18	0.05	0.04	0.08
五夾板	空氣層厚 5，框架間距 45×45	0.08	0.52	0.17	0.06	0.10	0.12
五夾板	空氣層厚 10，框架間距 45×45	0.41	0.30	0.14	0.05	0.10	0.16
刨花壓軋板	板厚 1.5，空氣層厚 5，框架間距 45×45	0.35	0.27	0.20	0.15	0.25	0.39
木絲板	板厚 3，空氣層厚 5，框架間距 45×45	0.05	0.30	0.81	0.63	0.70	0.91
木絲板	板厚 3，空氣層厚 10，框架間距 45×45	0.09	0.36	0.62	0.53	0.71	0.89
草紙板	板厚 3，空氣層厚 5，框架間距 45×45	0.15	0.49	0.41	0.38	0.51	0.64
草紙板	板厚 2，空氣層厚 10，框架間距 45×45	0.50	0.48	0.34	0.32	0.49	0.60
膠合板	空氣層厚 5	0.28	0.22	0.17	0.09	0.10	0.11
膠合板	空氣層厚 10	0.34	0.19	0.10	0.09	0.12	0.11

### 8.1.7 薄塑盒式吸音體

薄塑盒式吸音體也稱無規共振吸音結構，是由聚氯乙烯塑料薄片成型製成，外形像個塑料盒扣在塑料基片上。其截面形狀如圖 8.1-9 所示。當聲波入射時，盒體的各個表面受迫做彎曲振動，由於盒體各壁面尺寸不同，薄片將產生許多振動模式，這些能轉換為熱能，從而起到了吸音的作用。

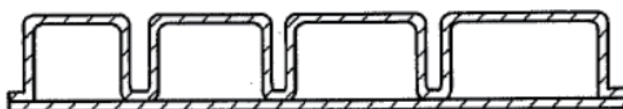


圖 8.1-9 薄塑盒式吸音體剖面圖

這種結構的吸音特性和薄片厚度、內腔變化、斷面形狀及結構後面的空氣層厚度等因素有關。塑料薄片的厚度直接影響結構吸音性能的變化。在保證強度的條件下，面層薄片以薄為宜，有利於高頻吸收，而適當增加基片厚度，可以改善低頻吸音效果。

結構的斷面型式可採用單腔、雙腔和多腔結構。為適應不同的吸音頻率特性，恰當地組合內腔可以有效地拓寬結構的吸音頻率範圍，增大結構內腔的容積，從而可以穩定結構在高頻範圍內的吸音特性。在結構背後留有空氣層，可有利於提高低頻段的音吸收。一般地說，空氣層越厚低頻吸收頻帶越寬。在一塊基片上進行多個單元結構的組合，使各單元的共振頻率無規地分散，這種結構可以在相當範圍內有較高的吸音係數。而且，它還具有結構輕、耐腐蝕、易沖洗等優點，因此是一種很有發展前途的吸音結構。

## 8.2 多孔吸音材料吸音原理

### 8.2.1 吸音材料分類

在噪音控制工程設計中，常用吸音材料和吸音結構來降低室內噪音，尤其在體積較大，迴響時間較長的室內空間，應用相當普遍。吸音材料按其吸音原理來分類，可以分成多孔性吸音材料及共振性吸音結構兩大類。

#### 一 共振吸音結構

由於共振作用，在系統共振頻率附近對入射聲能具有較大的吸收作用的結構，稱為共振吸音結構。常見的有穿孔板吸音結構、微穿孔板吸音結構、薄板和薄膜吸音結構等。

#### 二 多孔性吸音材料

目前生產的多孔吸音材料主要有無機纖維材料類、泡沫塑料類、橡膠類吸音、有機纖維材料類以及吸音建築材料類幾種。

##### (一) 無機纖維材料類

這一類吸音材料主要有玻璃絲、玻璃棉、岩棉和礦渣以及其製品。

1. 玻璃絲分熟玻璃絲、生玻璃絲等，也有製成各種玻璃絲氈而應用的。
2. 玻璃棉分短棉（直徑  $10 \sim 13 \mu\text{m}$ ），超細棉（ $0.1 \sim 4 \mu\text{m}$ ）以及中級纖維（ $15 \sim 25 \mu\text{m}$ ）三種。超細玻璃棉是最常用的吸音材料，它具有不燃、容量小、防蛀、耐蝕、耐熱、抗凍、隔熱等優點。還有一種經過矽油處理的超細玻璃棉，它具有防火、防水和防潮的特點。
3. 礦渣棉具有熱導率小、防火、耐蝕、價廉等優點。
4. 岩棉吸音材料價廉、隔熱、耐高溫（ $700^\circ\text{C}$ ）、且易於成型。

##### (二) 泡沫塑料類

用作吸音材料的泡沫塑料 (foamed plastic) 有聚氨酯泡沫塑料 (poly-urethane foam, PUF)、泡沫玻璃、泡沫混凝土等，這類材料的特點是密度小（ $10 \sim 40 \text{ kg/m}^3$ ）、不易導熱、質軟等，其缺點是易老化、耐火性差。

### (三) 有機纖維材料類

這類材料是使用棉麻等植物纖維來吸音的，如紡織廠的飛花及棉麻下腳料、棉絮、稻草、海草、椰衣、棕絲等以及其製品，也可以用邊角木料、甘蔗渣、麻絲、紙漿等，經過切碎、軟化、打漿、加壓而製成各種軟質纖維板，用木絲、水泥、水玻璃製成的木絲板，也屬於這一類。這類材料具有價廉、吸音性能較好的特點，應當說明，作為吸音材料用的各種纖維板，都是軟質纖維板，其堆密度 (bulk density) 一般為  $200 \sim 300 \text{ kg/m}^3$ ，而堆密度為  $1,000 \text{ kg/m}^3$  的硬質纖維板是不能作吸音用的，使用有機纖維時，應注意防火、防蛀和受潮的問題。

### (四) 吸音建築材料類

目前在建築中還常使用各種泡沫微孔的吸音磚、泡沫混凝土等材料，來達到直接吸音的目的；有的吸音磚設計為針對某一頻率的共振腔，這就不屬於多孔材料的範圍了。

## 8.2.2 多孔材料吸音原理

除共振吸音結構外，採用吸音材料進行聲學處理也是常用的措施。多孔材料一方面能使空氣中的聲波能量容易進入多孔材料，而同時又能在材料中傳播時被大量的吸收消耗掉，多孔材料其吸音性能常是高頻優於低頻，因此它的有效吸音頻率範圍是較寬的。由於多孔吸音材料的吸音功能主要還得依靠在材料中將音能逐漸消耗掉，因此吸音能力還與材料的厚度有關；此外，吸音材料使用時，一般總是貼在某一壁面上，因此也會與被貼的壁面的聲學特性有關。吸音材料一般應滿足兩方面的要求：一是這些材料的特性阻抗應盡量與外界媒質的特性阻抗相接近，這樣能使入射到這些材料上的聲波盡量多地透入到材料中去，二是傳入到這些材料中的聲波應受到較強的吸收。多孔吸音材料內有許多微孔和間隙，孔隙細小而且分佈均勻，這樣使得材料內的有效表面積大，並且孔隙中的聲波吸收係數也很大，有利於音能的吸收。微孔相互貫通並且與外界連通，便於聲波直接進入材料，此外多孔吸音材料的密度比空氣大，但微孔中的音速卻比無界空間小，所以其總效果是二者的特性阻抗互相接近，便於聲波更多的透入到材料中。

當聲波入射到多孔吸音材料表面後，一部分聲波從多孔材料表面反射，另一部分聲波透射進入多孔材料。進入多孔材料的這部分聲波，引起多孔吸音材料內的空氣振動，由於多孔材料中空氣與孔的摩擦和黏滯阻力等，將一部分聲能轉化為熱能。此外，聲波在多孔吸音材料內經過多次反射進一步衰減，當進入多孔吸音材料內的聲波再返回時，聲波能量已經衰減很多，只剩下小部分的能量，大部分則被多孔吸音材料損耗吸收掉。

換句話說，多孔吸音材料內有無數細微孔隙，孔隙間彼此貫通，且通過表面與外界相通，當聲音被入射到材料表面時，一部分在材料表面上反射，一部分則透入材料內部向前傳播。在傳播過程中，引起孔隙中的空氣振動，已形成孔壁中的固體筋絡發生摩擦，由於黏滯性與熱傳導效應，將聲能轉變為熱能耗散掉。聲波在剛性壁面上反射後，經過材料回到其表面時，一部分聲波回空氣中，一部分又反射回材料內部，就是能量不斷轉換耗散的過程，如此反覆，直到平衡，這樣，材料就「吸收」部分的聲能。

如此可見，只有材料的表面孔隙開口，孔孔相連，且孔隙深入材料內部，才能有效地吸收聲能。有些材料內部也有很多微小氣孔，但氣孔密閉，彼此不相通，當聲波入射到材料表面時，很難進入到材料內部，只是使材料做整體振動，其吸音機理與吸音特性與多孔材料不同，不應作為

多孔材料來考慮。如聚苯和聚氯乙烯泡沫塑料以及加氣混凝土等，內部雖有大量氣孔，但多數氣孔為單個閉孔，互不相通，它們可以作為隔熱材料，但不能作為吸音材料。

多孔吸音材料一般對中高频聲波具有良好的吸音效果，許多的研究和實驗表明：多孔吸音材料，如礦棉、超細玻璃棉等，只要適當增加厚度和容重 (unit weight)，並結合吸音結構設計，其低頻吸音性能也可以得到改善。

### 8.2.3 影響多孔吸音材料吸音性能的因素

多孔吸音材料的吸音性能，主要受材料的流阻、孔隙率、結構因數、材料厚度、堆密度、材料背後的空氣層、材料表面的裝飾處理以及使用的外部條件等影響。

#### 一 材料的流阻

多孔材料一般對中高频聲波有良好的吸音效果。影響多孔材料的吸音特性的主要因素是材料的孔隙率、空氣流阻和結構因子。其中以空氣流阻最為重要。空氣流阻是指在穩定氣流狀態下，吸音材料中壓力梯度與氣流線速度之比，它反映了空氣通過多孔材料時阻力的大小。單位厚度材料的流阻稱為比流阻。

當材料厚度不大時，比流阻越大，說明空氣穿透量越小，吸音性能會下降；但若比流阻太小，聲能因為摩擦力、黏滯力而損耗的效率也就低，吸音性能也會下降。所以，多孔材料存在一個最佳流阻。當材料厚度充分大時，比流阻越小，吸音越大。

流阻 (flow resistance)  $R_f$  是評估吸音材料或吸音結構對空氣黏滯性能影響大小的指標。流阻的定義是微量空氣流穩定地流過材料時，材料兩邊的靜壓差和流速之比：

$$R_f = \frac{\Delta p}{v} \quad (8-29)$$

流速與空氣的黏滯性、材料或結構的厚度、密度等都有關係。通常將吸音材料或吸音結構的流阻控制在一個適當的範圍內，吸音係數大的材料或結構，其流阻也相對比較大，而過大的流阻將影響通風系統等結構的正常運作，因此在吸音設計中必須兼顧流阻特性。

#### 二 孔隙率

孔隙率 (porosity) 是指多孔材料的空氣體積與材料總體積之比，常用百分比表示，一般多孔吸音材料的孔隙率高達 70%，有些甚至達 90% 左右，同時要求這些孔隙盡可能細小而且均勻分佈，這樣材料內的總表面積大，有利於音能的吸收。

#### 三 結構因數

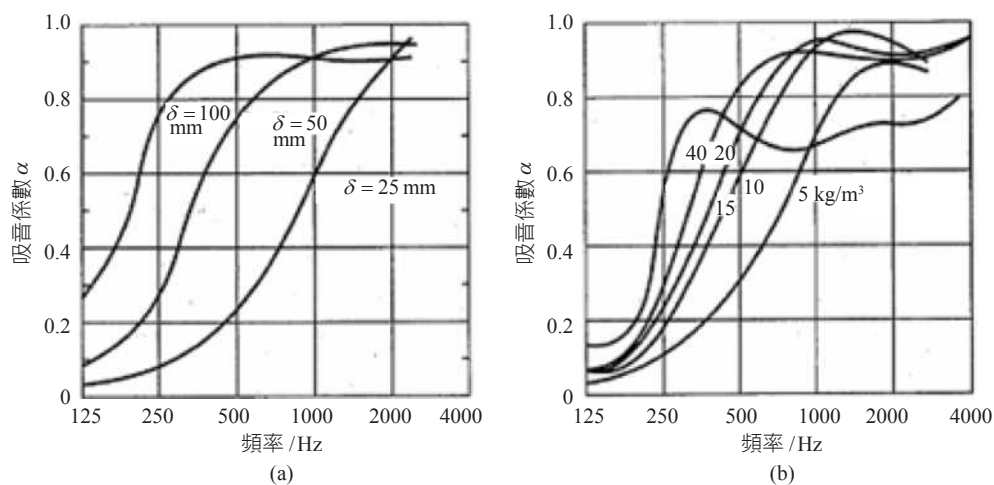
結構因數 (structure factors) 是多孔吸音材料吸音理論中為修正毛細管理論而導入的係數。它表示多孔吸音材料中孔的形狀及其方向性分佈的不規則情況，在多孔材料吸音作用的理論研究中，將材料間隙作為毛細管沿厚度方向縱向排列的模型，但實際上多孔材料的間隙形狀和排列是很複雜的，為了使理論和實際相符合，考慮一項修正係數，這就是結構因數。通常其數值一般在 2~10 範圍內，偶爾也會達到 25，玻璃棉為 2~4，木絲板為 3~6，毛氈為 5~10，聚氨酯泡沫為 2~8，微孔吸音磚為 6~20。

#### 四 材料厚度和密度

同一種材料厚度 (material thickness) 一定，在低頻範圍吸音係數相對較低，隨頻率的增加而迅速提高，到高頻範圍起伏不明顯。但隨材料厚度加大，高頻吸收增加不明顯，只是低頻吸音係數加大。實驗表明，同一種多孔材料，但堆密度一定時，厚度和頻率的乘積決定吸音係數。當材料厚度增加一倍，頻譜曲線向低頻方向移動一個倍頻帶。在實際應用中多孔吸音材料的厚度一般取 30 ~ 50 mm 就夠了，如需提高低頻的吸音效果，厚度可取 50 ~ 100 mm，必要時也可以大於 100 mm，再大就不太經濟了，而且繼續增加材料厚度，吸音係數增加值逐漸減少，特別是當材料厚度相當大時，此時由於厚度引起的吸音變化就不明顯了，在吸音及消音設計中，常常要根據對低頻的吸音要求來選定材料的厚度。

堆密度 (bulk density) 是指單位體積吸音材料的質量，單位為  $\text{kg}/\text{m}^3$ 。多孔材料堆密度增加時，材料內部的孔隙率會相應降低，吸音頻譜曲線向低頻方向移動，但高頻吸音效果卻可能降低，但堆密度過大時，吸音效果又會明顯降低，理論分析和實踐結果證明，在一定條件下各種材料的堆密度均存在一個最佳值。

在實際工程中，測定材料的流阻及孔隙率通常比較困難。因此可以通過材料的密度粗略估計其比流阻。同一種纖維材料，密度越大，孔隙率越小，比流阻越大。圖 8.2-1 表示不同厚度和不同密度的超細玻璃棉的吸音係數。從圖中可看出，隨著厚度增加，中低頻吸音係數顯著增加，而高頻則保持原先較大的吸收，變化不大；當厚度不變而增加密度，也可以提高中低頻吸音係數，不過比增加厚度的效果小。在同樣用料情況下，當厚度不限制時多孔材料以鬆散為宜，在厚度一定的情况下，密度增加，則材料就密實，引起流阻增大，減少空氣穿透量，造成吸音係數下降。所以材料密度也有一個最佳值。如常用的超細玻璃棉的最佳密度範圍是  $15 \sim 25 \text{ kg}/\text{m}^3$ ，但同樣的密度，增加厚度並不改變比流阻，所以一般吸音係數總是增大，大增至一定厚度時，吸音性能的改善就不明顯了。在實用中，考慮到製作的成本及工藝的方便，對於高頻噪音，一般可採用 2 ~ 5 cm 厚的成型吸音板，對於低頻吸音要求較高時，則採用 5 ~ 10 cm 厚的吸音板。



(a) 密度為  $27 \text{ kg}/\text{m}^3$  超細玻璃棉厚度變化對吸音係數的影響  
 (b) 5 cm 厚超細玻璃棉密度變化對吸音係數的影響

圖 8.2-1 不同厚度和密度的超細玻璃棉的吸音係數

## 五 多孔材料背後空氣層的影響

在實際工程結構中，為了改善吸音材料的低頻吸音性能，通常在吸音材料背後預留一定厚度的空氣層 (air layer)。空氣層的存在，相當於在吸音材料後又使用了一層空氣層作為吸音材料，或者說，相當於使用了吸音結構。

當多孔吸音材料背後留有空氣層時，與該空氣層用同樣的材料填滿的吸音效果近似，與多孔材料直接實貼在硬底面上相比，中低頻率吸音性能都會有所提高，其吸音係數隨空氣層厚度的增加而增加，但增加到一定的厚度後，效果不再繼續明顯增加，如圖 8.2-2 所示。通常，空氣層的厚度為  $1/4$  波長的奇數倍時，吸音係數最大；而為  $1/2$  波長的整數倍時，吸音係數最小。

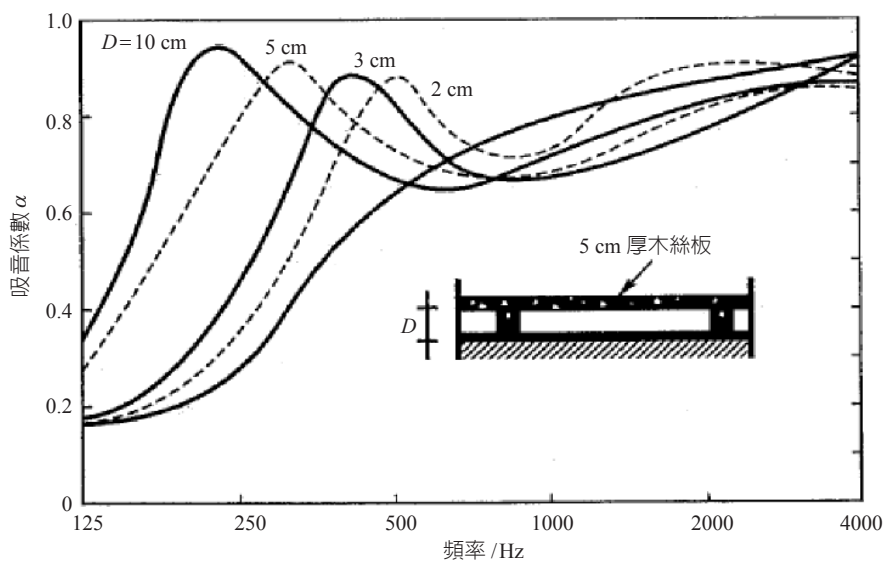


圖 8.2-2 背後空氣層厚度對吸音性能的影響

## 六 材料表面處理的影響

為了增加強度、便於安裝維修以及改善吸音性能的需要，多孔材料通常要進行表面裝飾處理，如安裝護面層、粉刷油漆等。

在纖維板、木絲板等吸音材料表面進行粉刷油漆，會增加流阻，流阻太高時，吸音性能會下降，尤其是高頻吸音性能顯著下降。因此，一般不採取直接粉刷的辦法，而是飾以其他護面材料，必須粉刷時，可採用噴刷法。

對於一些成型的多孔材料板材，如木絲板、軟質纖維板等，有時需進行表面粉飾 (油漆)，這時要防止塗料把孔隙封閉，以採用水質塗料噴塗為好，不宜用油漆塗刷。高溫高濕會引起材料變質，其中的溫度影響較小，濕度的影響較大。材料一旦受潮吸濕吸水，其中的孔隙數就要減少，首先使高頻吸收係數降低，隨著含濕量的增加，受影響的頻率範圍將進一步擴大。

在實際使用中，往往要對多孔材料做各種表面處理。不同的護面層，將對吸音性能有不同的影響。為盡可能保持材料原有的吸音特性，飾面應具有良好的透氣性。例如用金屬格網，塑料窗紗，絲布等罩面，這種表面處理方式對多孔材料吸音性能的影響不大。也可用厚度小於  $0.05 \text{ mm}$  的極薄柔性塑料薄膜、穿孔薄膜以及穿孔率在 20% 以上的薄穿孔板等罩面，這樣做吸音特性多

少會受些影響，尤其是高頻的吸音係數會有所降低，膜越薄，穿孔率越大，影響越小。但使用穿孔板面層時，低頻吸音係數會有所提高，使用薄膜護面層，中頻吸音係數有所提高，在多孔材料上使用穿孔板以及薄膜罩面，實際構成了一種複合吸音結構。

### 七 表面鑽孔及開槽的影響

在纖維板等吸音材料表面，鑽上半穿孔或開一些狹槽，可增加有效吸音表面面積，並使聲波易於進入材料深處，因此會提高吸音性能。

### 八 外部使用條件變化的影響

1. **溫度的影響**：溫度的變化，會引起音速及波長的變化，同時也因為空氣黏滯性的變化導致流阻的改變，因此會影響吸音性能。一般來說，溫度升高，吸音頻率曲線向高頻移動。
2. **濕度的影響**：多孔吸音材料吸濕或吸水，會引起材料變質，並降低材料的孔隙率，影響材料的吸音性能。
3. **氣流的影響**：多孔材料由於氣流或壓力脈動，可引起纖維的飛散與材料的破損，因此影響材料的吸音性能。

## 8.2.4 空間吸音體

把吸音材料或吸音結構懸掛在室內離壁面（或天花板）一定距離的空間中，稱為空間吸音體。由於懸空懸掛，聲波可以從不同角度入射到吸音體，其吸音效果比相同的吸音體實貼在剛性壁面上好得多。因此採用空間吸音體，可以充分發揮多孔吸音材料的吸音性能，提高吸音效率，節約吸音材料。目前空間吸音體在噪音控制工程中得到廣泛的應用（如捷運站）。

空間吸音體大致可分為兩類：一類是大面積的平板體，如果板的尺寸比波長大，則其吸音情況大致上相當於聲波從板的兩面都是無規入射的。實驗結果表明，板狀空間吸音體的吸音量大約為將相同吸音板緊貼壁面的兩倍，因此具有較大的總吸音量；另一類是離散的單元吸音體，可以設計成各種幾何形狀，如立方體、圓錐體、短柱體或球體等，其吸音原理比較複雜，因為每個單元的吸音體表面積與體積之比很大，所以單元吸音體吸音效率很高。

空間吸音體彼此按一定間距排列懸吊在天花板下某處，吸音體朝向音源的一面可直接吸收入射音能，其餘部分聲波透過孔隙繞射或反射到吸收體側面、背面，使得各個方向的音能都能被吸收。而且空間吸音體裝拆靈活，工程上常把它製成產品，用戶只要購買成品，按需要懸掛起來即可。空間吸音體適用於大面積、多音源、高噪音空間。

板狀吸音體是應用最廣泛的一種空間吸音體。空間吸音板懸掛在擴散聲場中時，吸音板之間的距離大於或接近於板的尺寸時，它的前後兩面都將吸音，單位面積吸音板的吸音量  $A$  可取為：

$$A = 2\bar{\alpha} = \alpha_1 + \alpha_2 \quad (8-30)$$

式中：

$\alpha_1, \alpha_2$ ：分別為正反面的吸音係數，

$\bar{\alpha}$ ：兩面的平均吸音係數。

與貼實的吸音材料相比，空間吸音板的吸音量有明顯的增加。

實驗室和工程實際說明，當空間吸音板的面積與房間面積之比為 30%~40% 時，吸音效率最高，考慮到吸音降噪量取決於吸音係數及吸音材料的面積這兩個因素，因此實際工程中，一般取 40%~60%，比全平頂式相比，材料節省一半左右，而吸音降噪效果則基本相同。

空間吸音板的懸掛方式，有水平懸掛，垂直懸掛和水平垂直組合懸掛等。吸音板的懸掛位置應該盡量靠近音源。

## 8.3 吸音原理應用

### 8.3.1 吸音降低噪音

吸音是指吸收音的能量，亦即音能變為熱能而消失 (dissipation)。吸音材料與結構轉換入射音能為熱能，由於聲波所具有之能量極小，所轉換的熱能極小，能量轉換為熱能損失包含二個機制：(1) 黏滯流動損失 (viscous flow losses) 及 (2) 內部摩擦 (internal friction)。

#### 一 黏滯流動損失

有效之吸音材料結構係含有很多互相連接的孔隙，聲波傳入孔隙內時，聲波之空氣分子速度與孔隙內之吸音材料造成相對速度，因此在孔隙內吸音材料表面產生邊界層損失 (boundary layer losses)。

#### 二 內部摩擦

部分吸音材料具有彈性的纖維狀結構或彈性的多孔性結構，由於聲波的傳入而造成纖維狀結構被壓縮、彈回，或造成多孔性結構的伸縮、鬆緊，因此在這些結構內，能量的損失除了黏滯流動損失外，尚含有吸音材料本身內部摩擦損失。吸音材料之特性廣泛決定於孔隙的大小、孔隙互相連接程度、材料厚度等。

聲波在封閉房間傳播時，在室內除了可以接收到來自音源的直接輻射聲波，還包括聲波經過各個面多次反射形成的餘響 (殘響、迴響) 聲場，直達聲波與餘響聲波的疊加使得室內的噪音量比在室外的噪音量要高，其增加量與室內的吸收能力有關。如果室內四壁是堅硬的反射面且沒有吸音材料，那麼室內會有很強的餘響聲場。在這樣的環境中如果加入部分吸音材料，就可以大大改善室內的音環境，吸音降低噪音效果很明顯。如果室內已有一定數量的吸音材料，則吸音降低噪音效果就不會很明顯。吸音降低噪音的效果與吸音材料或吸音結構的吸音性能的好壞有關。

吸音材料或吸音結構的吸音性能好壞主要用其吸音係數  $\alpha$  的高低來表示， $\alpha$  值越大，吸音性能越好。吸音能力大的材料則稱為吸音材料 (absorptive material)，吸音材料之作用多為將聲音能量予以吸收，減少其反射、折射，故一般吸音材料為多孔 (porous) 性物質 (孔隙率大)，主要乃利用其表面多孔之特性，使聲波 (sound wave) 進入後，能在各孔隙內形成較多次的折射、反射將能量相互抵消，以減少離開材質表面的能量，而達降音之效果。聲波在傳播過程中遇到各種材料時，一部分音能被反射，一部分音能進入到材料內部被吸收，還有很少一部分音能透射到材料另一側。假設在室內存在一噪音源，噪音源的音功率級為  $L_w$ ，在距音源一定距離的地方，直達聲場噪音值為：

$$L_{pd} = L_w + 10 \log_{10} \frac{Q}{4\pi r^2} \quad (8-31)$$

迴響聲場噪音值為：

$$L_{pr} = L_w + 10 \log_{10} \frac{4}{R} \quad (8-32)$$

室內的總聲場噪音值為：

$$L_{pt} = L_w + 10 \log_{10} \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (8-33)$$

式中：

$Q$ ：音源的指向性因數，

$r$ ：離音源中心的距離，

$R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}$ ：房間常數，

$S$ ：室內總表面積，

對房間進行吸音處理，改變的是房間常數  $R$ 。假設房間在處理前房間常數為  $R_1$ ，經過處理後房間常數變為  $R_2$ 。

$$R_1 = \frac{S\bar{\alpha}_1}{1-\bar{\alpha}_1}, R_2 = \frac{S\bar{\alpha}_2}{1-\bar{\alpha}_2}$$

式中：

$\bar{\alpha}$ ：室內平均吸音係數。

處理前室內的總音壓為：

$$L_{pd1} = L_w + 10 \log_{10} \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_1} \right) \quad (8-34)$$

處理後室內總音壓為：

$$L_{pd2} = L_w + 10 \log_{10} \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_2} \right) \quad (8-35)$$

由 (8-33) 式和 (8-34) 式可以得到吸音處理前後距音源  $r$  處的噪音降低量為：

$$\begin{aligned} \Delta L_p &= L_{pd1} - L_{pd2} \\ &= L_w + 10 \log_{10} \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_1} \right) - \left( L_w + 10 \log_{10} \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_2} \right) \right) \\ &= 10 \log_{10} \left[ \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_1} \right) / \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_2} \right) \right] \end{aligned} \quad (8-36)$$

由於對房間進行吸音，降低噪音只能降低室內的迴響音而不能降低直達音，所以在噪音源附近測量時，直達音佔主要部分， $\frac{Q}{4\pi r^2} \gg \frac{4}{R}$ ，由 (8-36) 式可得：

$$\Delta L_p \approx 10 \log_{10} \left[ \left( \frac{Q}{4\pi r^2} \right) / \left( \frac{Q}{4\pi r^2} \right) \right] = 0 \quad (8-37)$$

噪音降低量近似為零。而如果在離噪音源足夠遠的地方測量時， $\frac{Q}{4\pi r^2} \ll \frac{4}{R}$ ，可以略去  $\frac{Q}{4\pi r^2}$  項，此時降低噪音量達到最大值，公式如下：

$$\Delta L_{p \max} \approx 10 \log_{10} [R_1 / R_2] = 10 \log_{10} \left( \frac{\bar{\alpha}_2 \cdot \frac{1 - \bar{\alpha}_1}{1 - \bar{\alpha}_2}}{\bar{\alpha}_1} \right) \quad (8-38)$$

在實際應用中，如果室內噪音源不止一個且分散分佈時，以上公式變得不太適用，這時就要從統計平均的角度來處理室內的空間平均降低噪音量。對於室內無規分佈噪音源有以下公式：

$$L_p = L_D + 10 \log_{10} \frac{1}{\bar{\alpha}} \quad (8-39)$$

設處理前後室內的平均吸音係數分別為  $\bar{\alpha}_1$ 、 $\bar{\alpha}_2$ ，對應的室內總噪音值為  $L_{p1}$ 、 $L_{p2}$ 。可以得到房間平均降低噪音量為：

$$\Delta \bar{L}_p = L_{p1} - L_{p2} = 10 \log_{10} \frac{\bar{\alpha}_2}{\bar{\alpha}_1} \quad (8-40)$$

由於室內平均吸音量  $\bar{\alpha}$  與室內總吸音量  $A = \bar{\alpha}S$  成正比這時室內平均降低噪音量也可寫成：

$$\Delta \bar{L}_p = 10 \log_{10} \frac{A_2}{A_1} \quad (8-41)$$

下面是兩個吸音降低噪音的應用實例，在一個 1,080 m<sup>2</sup> 的大型冷凍機房的屋架下懸掛 32 塊 5.2×2.2 m<sup>2</sup>、厚 7.5 cm 的板狀空間吸音體，吸音板面積為 366 m<sup>2</sup>，可使噪音降低 5 dB。又如在一個 3,000 m<sup>2</sup> 的大面積機械廠房上空垂直懸吊 530 塊吸音板，廠房內噪音可由原來的 94.6 dB 降到 85.2 dB，這也降低了廠房噪音對外界環境的影響。

實驗證明，吸音降低噪音效果一般為 3~5 dB，較好時可達 6~8 dB，通常均比計算值略低。當室內吸音降低噪音量達 5 dB 以上時，主觀感覺上即可獲得比較滿意的效果。由於吸音材料只能降低反射音，不能降低直達音，而且吸音降低噪音效果與吸音材料用量也不成正比關係。因此，在吸音降低噪音設計中必須注意技術和經濟效益。

在處理室內聲學中，會遇到另一專有名詞「混響半徑」，又稱迴響半徑或臨界距離。在反射聲場中距離聲場的某一點，是直達音和混響音的強度相等之處，由這點到音源的距離，稱之為混響半徑。

當受音點到音源的距離 < 混響半徑時，聲場以直達聲場為主；反之以混響聲場為主。吸音降噪只對混響音起作用，當受音點到音源的距離 < 混響半徑時，吸音處理對該點的降噪效果不大；反之，吸音處理效果才比較明顯。

### 三 迴響場的相對重要性

本節考慮何時適合用吸音材料處理房間中的壁面。該過程的第一部分是，確定在希望減少總音壓位準的觀察點處迴響聲場 (reverberant field) 是否比直達聲場佔優勢，因為用吸音材料處理反

射表面只能影響迴響聲場。在接近音源的位置 (例如，一個機器操作者的位置)，很可能是音源的直達聲場佔優勢，因此用吸音材料處理工廠以保護操作者遠離他們自己的機器所產生的噪音量是毫無意義的。然而，如果一個員工受到一段距離以外其他機器所產生噪音的影響，那麼該處理方案是合適的。

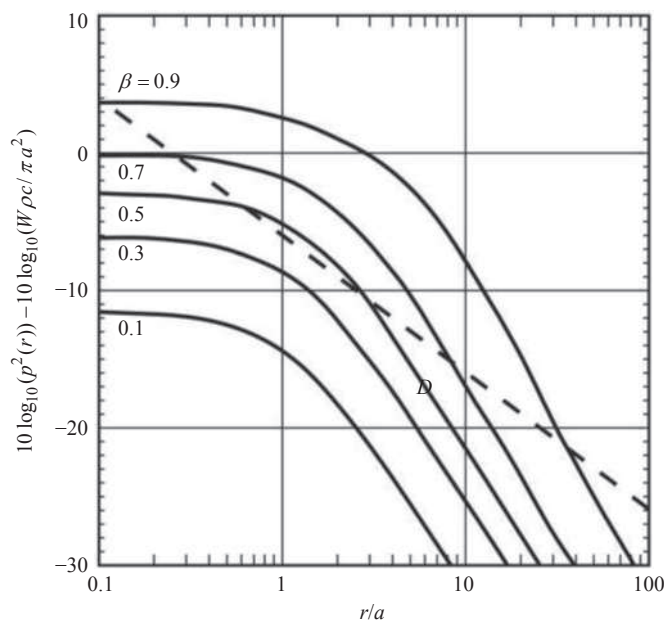


圖8.3-1 具有擴散反射地面和天花板且具有鏡面反射側壁的高為  $a$ 、寬為  $b$  的矩形剖面長房間中直達聲場與迴響聲場作為線源 (垂直於房間軸且平行於地面和天花板) 到接收者的歸一化距離的函數。迴響場由實線表示，對應於不同的地面和天花板的能量反射係數  $\beta$  取值，而直達聲場由虛的斜直線表示。鏡面反射牆壁的能量反射係數假設為 1

在 Sabine 房間的情況下，透過  $L_p = L_w + 10 \log_{10} \left[ \frac{D_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] + 10 \log_{10} \left[ \frac{\rho c}{400} \right]$  中參數的直達聲場項和迴響場項，也就是  $4/R$  和  $D_\theta / 4\pi r^2$ ，可以比較在一個特定位置一個機器所產生的迴響聲場相對於直達聲場的強度。當迴響聲場佔主導地位時，例如在 Sabine 房間中當  $4/R$  遠遠大於  $D_\theta / 4\pi r^2$ ，那麼引入附加吸音措施是有用的。

#### 四 迴響的控制

當迴響聲場比直達聲場佔優勢時，如果在房間或工廠中增加吸音措施，音壓位準將下降。對於一個特定的吸音量增量，在 Sabine 房間中預期的迴響音壓位準的減少量  $\Delta L_p$  是以房間常數  $R$  ( $R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}$ ) 來表達的，可以利用  $L_p = L_w + 10 \log_{10} \left[ \frac{D_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] + 10 \log_{10} \left[ \frac{\rho c}{400} \right]$  並令直達聲場項等於零來計算。由此得到下面的公式，其中  $R_o$  為原始房間常數， $R_f$  為增加吸音材料後的房間常數。

$$\Delta L_p = 10 \log_{10} \left[ \frac{R_f}{R_o} \right] \quad (8-42)$$

從式 (8-42) 中可以看出，如果原始房間常數  $R_o$  很大，那麼所需增加的附加吸音量將非常大，使得  $R_f \gg R_o$  並且  $\Delta L_p$  很顯著，那麼附加吸音材料的花費是值得的。很顯然，處理例如混

凝土地面等具有小 Sabine 吸音係數的堅硬表面的效果較好，因為這將對房間常數產生較大影響。

### 8.3.2 消音室中吸音契應用

消音室 (又稱無響室, anechoic chamber) 是進行聲學 (acoustics)、電聲學 (electroacoustic) 實驗和聲學測量 (acoustical measurement) 的聲學實驗室，就是在一個封閉空間內建立自由聲場，在這個空間內，傳播聲波的介質均勻地向各個方向無限延伸，使音源輻射的音能「自由」地傳播，即無障礙物的反射，也無外界環境噪音的干擾。自然界中的自由場空間是將音源吊在空中，遠離任何反射物，聲波可自由地向 360° 全方位角自由傳播。因此，消音室理想上要求壁面具有 100% 的吸音能力，但實際是幾乎不可能的。

消音室所用的吸音材料，要求吸音係數大於 0.99。而常見的多孔吸音材料的吸音係數低於這個值，因此一般使用漸變吸收層，常用吸音契或圓錐結構，以玻璃棉作吸音材料，但也有用軟泡沫塑料的。40 年代開始把多孔性 (或纖維性) 材料做成錐形或尖狀 (wedge) 吸音體，統稱吸音契 (或尖劈)。吸音契之所以具有這麼好的吸音能力是由於，當聲波從尖端入射時，由於吸音層的逐漸過渡性質，材料的音阻抗與空氣的音阻抗能較好地匹配 (match)，使聲波傳入吸音體，並被高效的吸收，並且使用吸音契可以大大減少材料的尺度與體積，目前國內外的高品質消音室均採用吸音契結構作為吸音體。南京大學聲學所消音室 (無響室) 如圖 8.3-2 所示，中國計量科學研究院消音室如圖 8.3-3 所示。

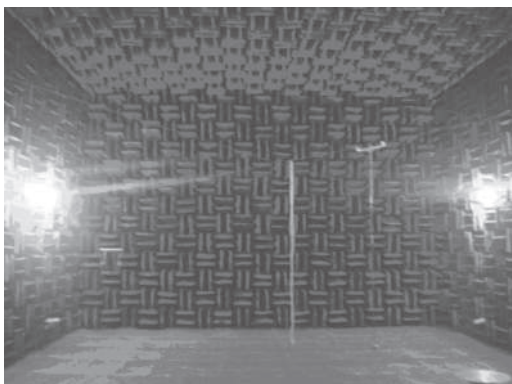


圖 8.3-2 南京大學聲學所消音室 (無響室)

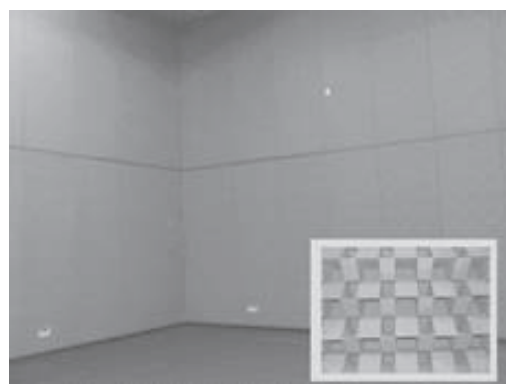


圖 8.3-3 中國計量科學研究院消音室 (無響室)

另要判斷消音室的性能是否符合使用要求，一般用檢定自由場的方法來檢驗，即點音源在其中產生的音壓應與到音源的距離成反比，實測聲場與理想自由場的偏差，是用以衡量消音室性能優劣的主要指標。在一般的聲學測試中，要求此偏差不大於  $\pm 1\text{dB}$ ；對於麥克風校準，則要求在校準距離附近此偏差不大於  $\pm 0.1\text{dB}$ 。

吸音契組成如圖 8.3-4 所示，吸音契的尖部長度為  $l_1$ ，基部長度為  $l_2$ ，這兩部分構成吸音契，底座長度為  $D$ 。常用吸音契的構造是選用合適的鋼絲製成符合設計的形狀和尺寸的框架，在框架上縫上玻璃布等單面材料，在框內均勻的填充多孔吸音材料。

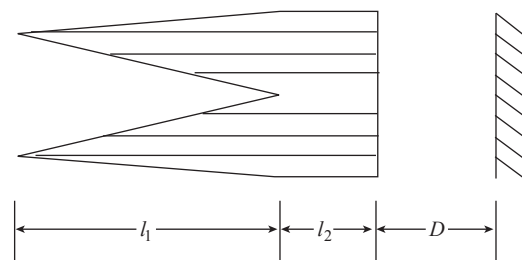


圖 8.3-4 吸音契結構圖

由於吸音契的端部面積小，當聲波入射到吸音層，吸音契端面的音阻抗會從接近空氣特性阻抗逐步增大到接近多孔材料阻抗，阻抗從小到大增加，相對變化不顯著。當聲波從端部入射時，由於吸音層的逐漸過渡，材料的音阻抗與空氣音阻抗能較好的搭配，使入射聲波絕大部分進入材料內部而被有效地吸收。

頻率越高，多孔吸音材料內的聲波吸收能力增大，所以多孔吸音材料對高頻的吸音都較好，吸音契的吸音特性通常與均勻層吸音材料類似，它的吸音性能主要決定於低限頻率，吸音契垂直入射吸音係數 0.99 以上的頻率下限稱為吸音契截止頻率 (cutoff frequency)，用它來表示吸音契的特性，吸音契的截止頻率約為  $0.2c/l_1$ ， $c$  為音速，顯然吸音契總長越長，截止頻率越低。

如果吸音契的尺寸不變，改變吸音契內的多孔材料的體積密度，可以找到一個最佳的頻譜曲線。吸音契的吸音性能與吸音契的長度、吸音契的尖部與基部長度的比值、底座的長度以及

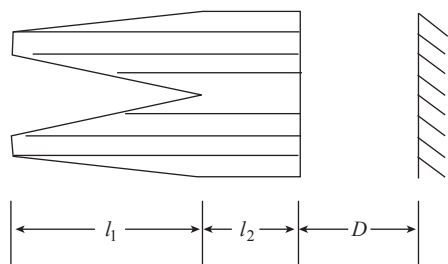


圖 8.3-5 平頭吸音契結構圖

所用的材料有關。吸音契的尖部長度越長，吸音契的吸音性能越好。基部的厚度  $l_2$  與吸音契部分的長度  $l_1$  的比例要取合適，過大或過小都會影響吸音契吸音體的整體最佳吸音效果。吸音契一般吊掛在屋頂或四壁，其背後與牆壁應留有一定空間。這是為了形成一段空氣層，提高吸音性能。有研究發現：適當切掉吸音契端部而成平頭吸音契，對吸音效果並不會產生很大影響，它對低頻影響較小，對高頻稍有影響，這種做法可節省建築空間並可增加吸音面積。

表 8.3-1 中列出了國外幾個消音室吸音契結構的概略情況。

表 8.3-1 國外幾個消音室的吸音契 (Wedge) 結構

消音室	吸音契結構	備註
美國哈佛大學	總長為 1,440 mm，底為 200 mm × 200 mm，材料為飽和甲醛玻璃纖維，體積密度為 40 kg/m <sup>3</sup> ，流阻為 24 rayl / cm	消音室淨空 8.7 m × 12.5 m × 8.7 m 截止頻率 70 Hz
美國國家標準局	吸音契長 1,676 mm，空腔 102 mm，總長 1,778 mm，底為 610 mm × 610 mm，材料為玻璃纖維，體積密度 48 kg/m <sup>3</sup> ，流阻為 8 rayl / cm	消音室淨空 10 m × 6.7 m × 6.7 m 截止頻率 70 Hz
日本通用電訊研究所	吸音契長 800 mm，空腔 (填充材料) 為 150 mm，總長 950 mm，底 200 mm × 200 mm，材料為玻璃纖維，吸音契體積密度為 30 kg/m <sup>3</sup> ，空腔填充材料的密度為 60 kg/m <sup>3</sup>	消音室淨空 9.1 m × 5.9 m × 4.7 m 截止頻率 70 Hz
德國哥廷根大學 (Georg-August University)	吸音契長 900 mm，空腔 120 mm，底為 130 mm × 400 mm，材料為玻璃纖維塊，體積密度 150 kg/m <sup>3</sup> ，流阻為 100 rayl / cm	消音室淨空 8.25 m × 10.55 m × 5.15 m 截止頻率 70 Hz

註：流阻是空氣質點通過材料空隙中的阻力。

### 8.3.3 微穿孔板吸音結構的應用

微穿孔板共振吸音結構的主要特點是穿孔直徑在 1 mm 以下，可以控制吸音結構的相對音阻抗率。微穿孔板吸音結構具有吸音係數高，吸音頻帶寬的特點，這些都優於普通的穿孔板吸音結構。微穿孔板吸音結構具有很多優點，它具有很高的吸音係數和很寬的吸音頻率範圍，能夠耐高溫、承受高風速等，主要是因為微穿孔板可用多種材料製成，如金屬板、塑膠板、膠合板、石膏

板、有機玻璃、玻璃布、紙板等，微穿孔結構可以利用其本身的穿孔音阻就可以達到一定的吸音要求，無需在穿孔板後添加其他音阻材料。這就可以大大簡化穿孔結構的設計，對於一些特殊的場合，微穿孔結構就顯出它的優越性了。

微穿孔板被認為最有希望成為下一代的基礎吸音材料，並且將會被廣泛的運用，雖然製作微穿孔有很多材料可以使用，比如塑膠薄膜或者厚一點的壓力板，在大多數情況下，因為薄的面板沒有足夠的抗壓力，微穿孔板並不適用於內部空間的裝修材料，尤其是室內裝修，應用薄板製作微穿孔板並不是為了簡便製作流程，而是因為這時薄板有適合的聲學阻力，然而，室內牆面的裝飾要求面板至少 10 mm 厚，這樣的話才能足夠硬，如果微穿孔板能做的更堅硬一些，人們將會更廣泛的應用微穿孔板作為建築吸音材料。

## 8.4 吸音設計

### 一 設計原則

1. 應盡量先對音源進行隔音、消音等處理，當噪音源不宜採用隔音措施，或採用隔音措施後仍達不到噪音標準時，可用吸音處理作為輔助手段。只有當房間內平均吸音係數  $\bar{\alpha}$  很小時，吸音處理才能取得良好的效果，單獨的風機房、控制室等房間面積較小，所需降低噪音量較高，宜對天花板、牆面同時做吸音處理；廠房面積較大時，宜採用空間吸音體，平頂吸音處理；音源集中在局部區域時，宜採用局部吸音處理，並同時設置隔音牆；噪音源比較多而且較分散的工廠宜做吸音處理。
2. 對於中、高頻噪音，可採用 20 ~ 50 mm 厚的吸音板，當吸音要求較高時可採用 50 ~ 80 mm 厚的超細玻璃棉等多孔 (porous) 吸音材料，並加適當的護面層；對於寬頻帶噪音，可在多孔材料後留 50 ~ 100 mm 的空氣層，或採用 80 ~ 150 mm 厚的吸音層；對於低頻帶噪音，可採用穿孔板共振吸音結構，其板厚通常可取 2 ~ 5 mm，孔徑可取 3 ~ 6 mm，穿孔率小於 5%。
3. 對於濕度較高的環境，或有清潔要求的吸音設計，可採用薄膜複面的多孔材料或單、雙層微穿孔板共振吸音結構，穿孔板的板厚及孔徑均不大於 1 mm，穿孔率可取 0.5% ~ 3%，空氣層深度可取 50 ~ 200 mm。
4. 進行吸音處理時，應滿足防火、防潮、防腐、防塵與安全衛生要求，還須兼顧通風、採光、照明及裝修要求。

### 二 設計要點

#### (一) 必要的吸音材料

依據空間使用需求不同，以及空間音響屬性及使用目的，來選擇必要的吸音材料，如機械室以吸音材料降低噪音，設計者必須瞭解使用機械所產生的噪音頻譜特性，依據頻譜特性來選擇必要的吸音材料。一般吸音材料以吸音特性來分類，分為低音域吸音型、中音域吸音型、中高音域吸音型、高音域吸音型與全音域吸音型等五種。

## (二) 使用場所條件之考慮

吸音構造於室內裝修場合使用，除了吸音特性外，必須考慮其耐火性、強度及不飛散以免造成室內空氣污染，對於室外則考慮其耐水性及耐候性。

## 三 施工要點

### (一) 使用指定的吸音材料

設計者選擇吸音材料的種類、面積與配置地點後，施工時不應任意變更。

### (二) 確保指定空氣層厚度及材料厚度

多孔質型材料如玻璃棉等，材料的厚度及背後空氣層厚度，會影響材料吸音性能的好壞，另外穿孔板等材料，背後空氣層的厚度亦會影響到吸音性能，因此，確保設計時指定的材料及空氣層厚度成為施工時的重點之一。

### (三) 表面處理

多孔質型材料直接暴露於室內，材料的飛散易造成室內空氣污染，如果在表面上加覆無孔隙的表面材又會影響到材料的吸音性能，因此，表面處理必須兼顧不影響材料的吸音性能及防止污染兩種目的。