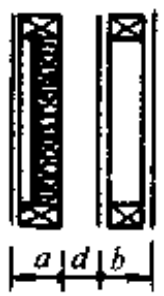
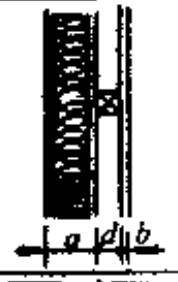
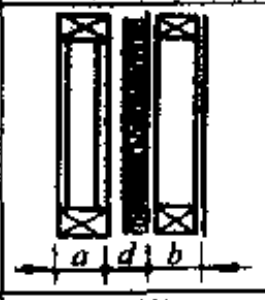
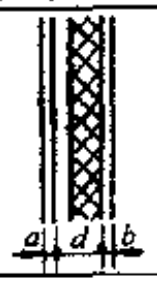
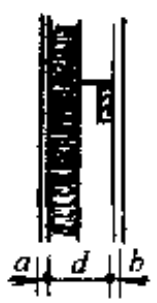
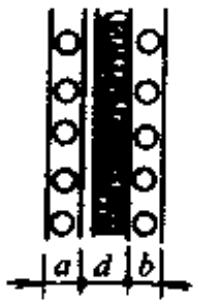
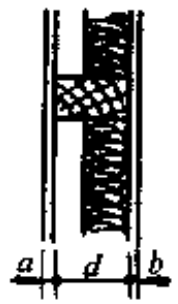
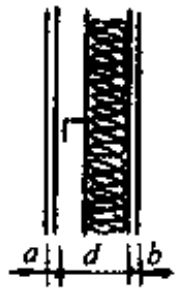
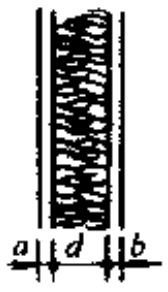
（续）

类别	序号	名称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	注
同上（分立轻钢龙骨，腔内填吸声材料）	375	 $a=12$ 纸面石膏板，$b=2\times12$ 纸面石膏板，$d=95/30$ 超细棉	34	33	45	54	57	60	49	50	54	●
	376	$a=b=2\times12$ 纸面石膏板，$d=95/30$ 超细棉	44	40	47	54	55	61	53	52	55	●
同上（分立石膏龙骨，腔内填 80 超细棉）	377	 $a=b=12$ 纸面石膏板，$d=112/30$ 超细棉	22.4	23	41	50	57	65	58	49	49	●
石膏盒子板双层墙	378	 $a=99$ 石膏盒子板内填 40 矿棉（单层石膏盒子）	30	36	42	39	42	47	46	39	40	※
	379	 $a=50$ 石膏盒子（内填棉毡），$b=50$ 石膏盒子，$d=50$	50.4	23	32	50	55	61	57	46	44	●

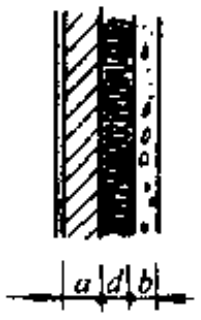
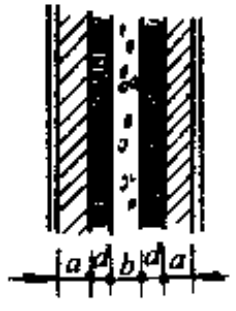
（续）

类别	序号	名　　称	面密度 /（kg/m²）	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	注
石膏盒子板双层墙	380	 *a*=99 石膏盒子内填矿棉，*b*=12 纸面石膏板，*d*=75（石膏条板连接 *a* 和 *b*）	46	31	36	44	44	48	55	43	46	
	381	 *a*=*b*=50 石膏盒子板，*d*=50/30 棉毡	50.4	31	36	51	55	61	60	48	50	●
双层水泥刨花板（轻钢龙骨）	382	 *a*=*b*=10，*d*=75/60 沥青矿棉板	29	29	41	50	58	57	53	47	50	▲
	383	*a*=10，*b*=20，*d*=75/60 沥青矿棉板	41	34	45	49	53	57	61	49	52	▲
	384	*a*=*b*=2×10，*d*=75/60 沥青矿棉板	53	36	47	51	55	60	62	51	55	▲
		水泥刨花板两内侧衬 13 软质纤维板										
	385	 *a*=*b*=10，*d*=75/60 沥青矿棉板（单侧衬 13 软质纤维板）	32	29	43	51	62	59	59	50	49	▲
	386	*a*=*b*=10，*d*=75/60 沥青矿棉板	35	32	42	51	62	60	60	51	51	▲
	387	*a*=10，*b*=2×10，*d*=75/60 沥青矿棉板	47	33	45	52	62	61	60	52	54	▲
	388	*a*=2×10，*b*=2×10，*d*=75/60 沥青矿棉板	59	35	45	49	61	63	63	52	54	▲
		轻钢龙骨两侧衬 13 厚软质纤维板条										
	389	 *a*=*b*=10，*d*=75/60 沥青矿棉板	29	31	41	51	61	61	62	51	52	▲
	390	*a*=10，*b*=2×10，*d*=75/60 沥青矿棉板	41	31	42	48	59	63	63	51	52	▲
	391	*a*=2×10，*b*=2×10，*d*=75/60 沥青矿棉板	53	35	45	51	61	65	66	53	55	▲

（续）

类 别	序号	名 称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
其他轻质双层墙	392	 $a=b=60$ 珍珠岩空心板，$d=80/50$ 矿棉毡	86	38	42	38	46	57	67	47	46	●
	393	 $a=b=2\times5$ 水泥石棉板，$d=200/50$ 矿棉毡（木方-钢筋龙骨）	42	31	46	50	52	59	61	49	51	
	394	 $a=b=8$ 水泥石棉板，$d=145/50$ 矿棉毡（145槽钢龙骨）	35.6	27	36	39	45	51	51	41	44	
	395	 $a=b=12\sim15$ 铁丝网抹灰，$d=50/50$ 矿棉毡（木龙骨）	94.6	27	61	37	43	45	50	38	42	
	396	 $a=90$ 碳化石灰板，$b=12$ 纸面石膏板，$d=80/50$ 矿棉毡（波形铺放）	84	42	45	47	50	56	57	48	51	

（续）

类别	序号	名称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
重双层墙	397	 a=240 砖墙，b=6 塑料板，d=80/50 矿棉	500	44	52	58	75	84	72	64	63	
	398	 a=490 砖墙，b=240 加气混凝土，d=200/200 玻璃棉	1158	40	55	70	79	82	—	65	64	
	399	a=490 砖墙，b=240 加气混凝土，d=200/200 玻璃棉（基础分开墙勾缝）	1158	47	59	73	82	82	—	69	70	
	400	a=490 砖墙，b=240 砖墙，d=200/200 玻璃棉（墙勾缝）	1206	53	65	69	78	81	—	69	74	
多层墙	401	 a=b=240 砖墙，d=200/200 玻璃棉	966	45	60	60	74	83	—	64	67	
	402	a=b=240 砖墙，d=200/200 玻璃棉（墙勾缝）	966	51	63	72	76	82	—	69	74	
	403	a=240 加气混凝土，b=240 砖墙，d=200/200 玻璃棉	678	40	62	73	84	—	—	65	65	

1.10　门窗隔声

由于门窗的启闭要求，使得它的隔声性能不同于一般匀质材料，它不仅依赖于门扇和窗扇的隔声性能，而且受扇与框之间缝隙的影响。可以这么说，门窗隔声量的上限值是其扇结构本身具有的隔声量，这个量随着框扇间缝隙宽度和长度的增加而降低，在中高频段尤其明显。

1.10.1　门的隔声

1. 普通门的隔声

鉴于轻便、灵活、经济等方面因素，普通门的隔声性能大多没有作专门考虑，其隔声性能都不太好。常用的有：

（1）木质门

木质门包括木板门、胶合板门、纤维板门等。骨架形式有木筋框架和蜂窝骨架。图 5.1-30 是两樘三合板门（户内门）隔声性能现场测定结果。门扇的面密度约为 11kg/m²。按质量定律计算门扇的隔声量应为 27dB 左右，由于门缝没作处理且缝隙较大，实测的隔声量只有 15dB 和 18dB。

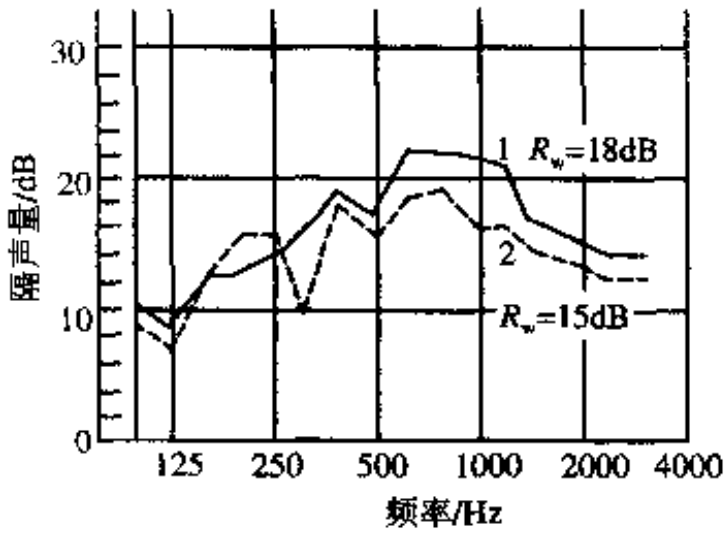


图 5.1-30　三合板门隔声曲线

（2）钢质门

目前市场销售钢质门一种是以角钢为框架，上玻璃、下钢板的门；另外两种是以纸蜂窝芯为芯和聚苯板材为芯，两面粘接薄钢板的门。后两种门的门缝虽有密封胶条，由于效果不佳，隔声量也是在 20～22dB 之间。图 5.1-31 给出了两樘空腹钢门和与它们相应重量的单层钢板的隔声性能实测结果。

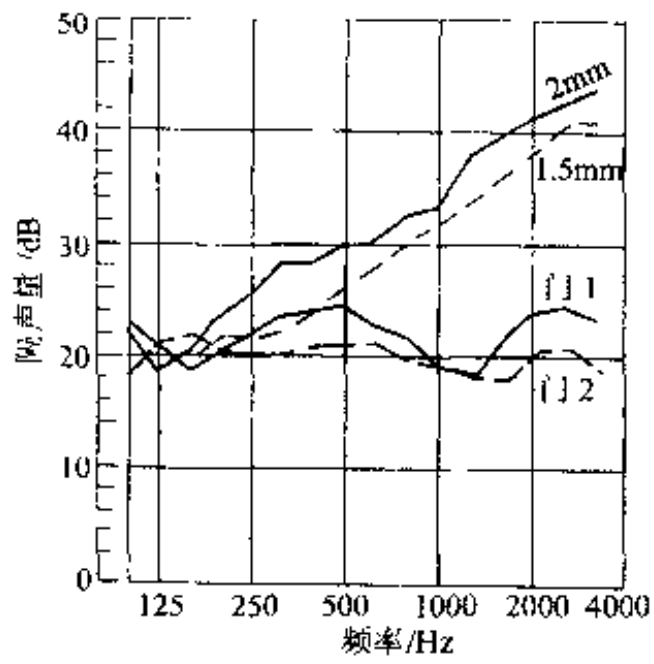


图 5.1-31　钢门隔声曲线

（3）塑料门

随着塑料建材行业的迅速发展，塑料门的生产也在我国兴起，塑料门美观，不怕水，不需油漆，有很多优点。由于原材料较贵，门扇断面为 形，门扇壁面很薄，重量很轻，面密度在 6～12kg/m²，五金件密封条均还不完善，故隔声量也不高。图 5.1-32 是一些塑料门实验室测量结果。

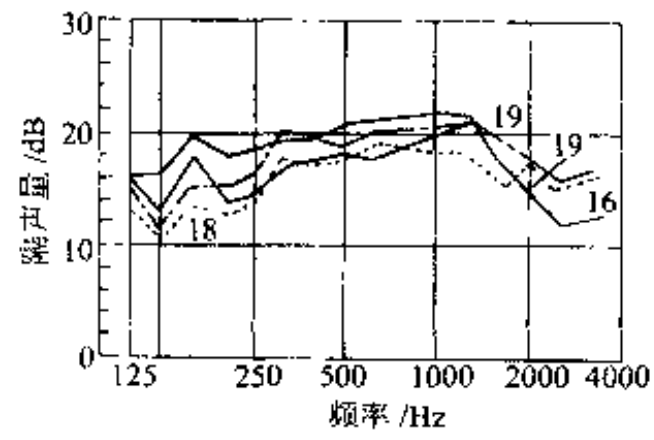


图 5.1-32　塑料门隔声曲线

2. 隔声门

声波透射过门的途径主要是门扇和门缝，因此，要获得高隔声量的隔声门就必须从上述两方面着手。

（1）提高门扇隔声量

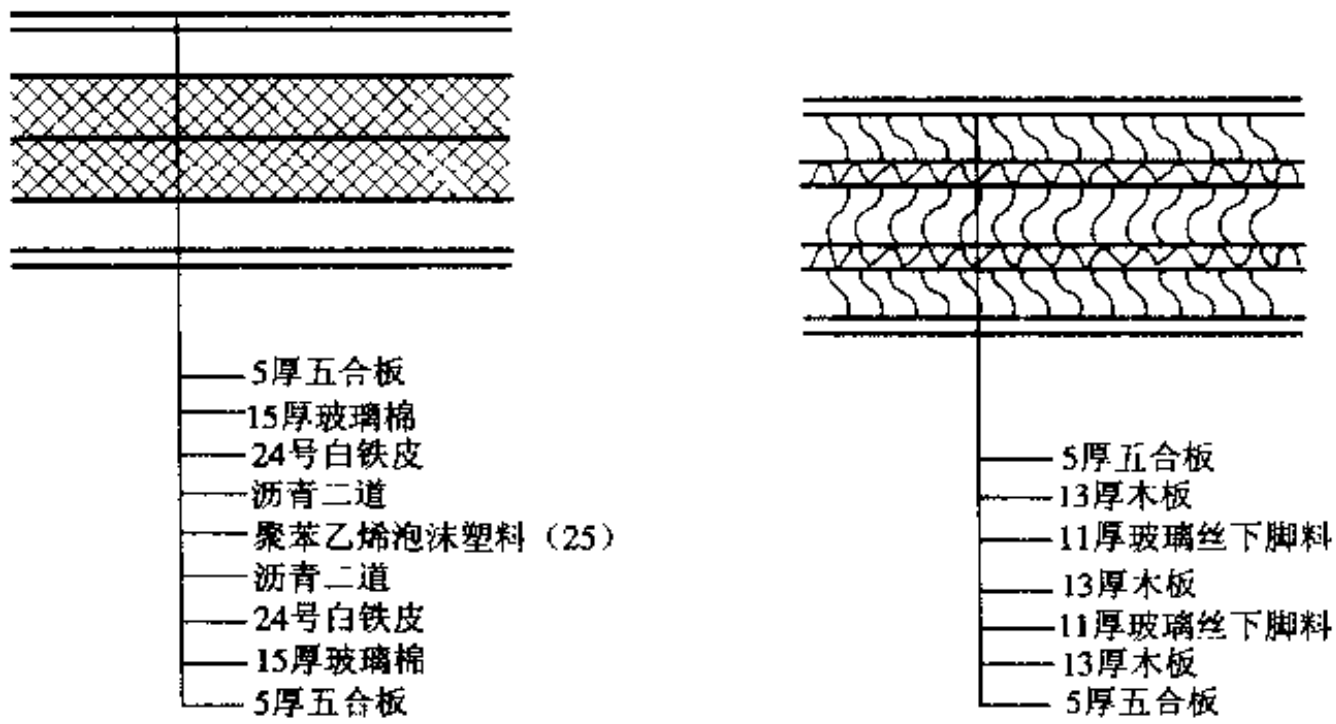
为了保证门启闭轻便灵活，故不可能过分

地采用加大门扇重量的办法来获得较高的隔声量，可以采用：

1）以不同声阻抗的材料组成多层复合结构门扇。图 5.1-33 给出两种多层复合构造的门扇。

2）防止面板的吻合效应出现在有效频率范围内使隔声量降低。常用办法是采用临界频率出现在 3150Hz 以上的薄板材料。另外也可采用在板材上涂刷阻尼材料来抑制板的弯曲波运动。图 5.1-34 和图 5.1-35 给出了几个实例。

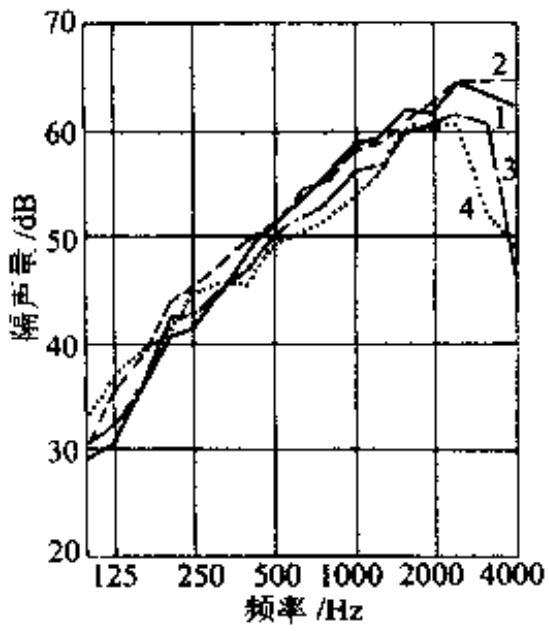
3）在门扇的空腔中填充松软的吸声材料。图 5.1-36 是两种门扇腔内填松软吸声材料前、后的隔声效果。在这组结果中我们还可以看出，面板质量轻的门扇填充吸声材料后，隔声量的增加很明显。



a）　　b）

图 5.1-33　多层复合结构门扇构造

a）R_w=42dB　b）R_w=41dB

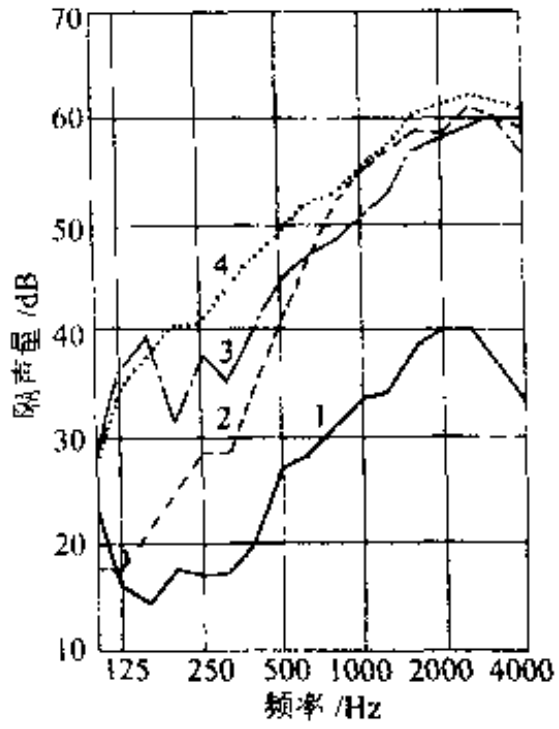


曲线编号	门 扇 材 料	平均隔声量/dB
1	面板 1.5mm 厚钢板，空腔 80mm，填玻璃棉	53.5
2	面板 1.5 及 2.5mm 厚钢板，空腔 80mm，填玻璃棉	55.0
3	面板 3.0mm 厚钢板，空腔 80mm，填玻璃棉	49.1
4	面板 4.0mm 厚钢板，空腔 80mm，填玻璃棉	49.1

图 5.1-34　门扇面板厚度（临界频率）与隔声量关系

门扇构造	1.5厚钢板 180厚空腔 2.5厚钢板	1.5厚钢板 7厚浸沥青玻璃纤维板 166厚空腔 7厚浸沥青玻璃纤维板 2.5厚钢板
平均隔声量	32dB	39dB

图 5.1-35　金属门板加阻尼层对隔声量的影响



曲线编号	门 扇 构 造	面密度/（kg/cm²）	平均隔声量/dB
1	面板为 5 厚三合板，空腔厚 80mm	5.1	28.0
2	同 1，空腔内填超细玻璃棉	8.55	42.2
3	面板为 2.5 厚钢板，空腔厚 80mm	37.3	46.2
4	同 3，空腔内填超细玻璃棉	40.75	49.9

图 5.1-36　门扇空腔内填充玻璃棉后的隔声效果

填充吸声材料的量要适当，以在门扇空腔中满填吸声棉并稍为压缩，使棉材能紧紧地贴靠面板材料为佳。这样，吸声棉不但消除或减弱了腔内的驻波共振，而且抑制了面板的振动，使得隔声量提高。表 5.1-19 所列数据是面板为 1mm 厚钢板、空腔为 80mm 厚的门扇，隔声量随腔内填棉情况而变化的实例，1.85kg/m² 是满填时的填棉量，3.2kg/m² 是满填稍有压缩时的填棉量，此时隔声量有所增加，但填棉量增加到 4.0kg/m² 时，门扇面板被向两侧鼓出，此时的门扇隔声量反而出现下降。

（2）改善门缝的密封措施

表 5.1-19　在 80mm 空腔内填超细玻璃棉的数量与隔声量的关系

填棉量/（kg/m²）	平均隔声量/dB
1.85	48.5
3.2	49.2
4.0	48.9

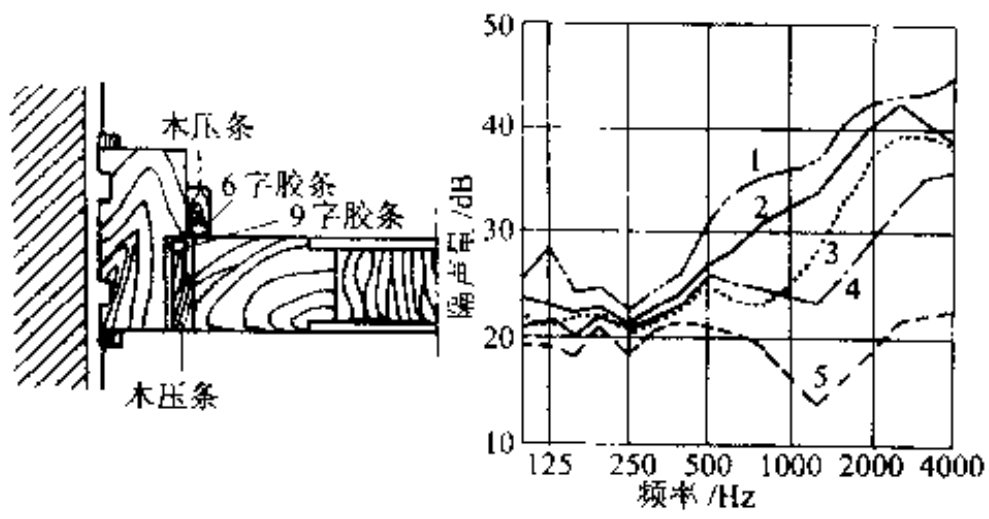
1）门缝对隔声量的影响　图 5.1-37 是在同一樘门上采用不同的门缝密封方法时隔声量的变化情况。从图中曲线变化可以看出，随着密封程度减弱，隔声也随着下降，尤其是在中高频段隔声量受密封程度影响很大。

2）门缝密封的方法　常用隔声门门缝密封方法见图 5.1-38。

几种密封材料的隔声效果见图 5.1-39 和表 5.1-20。

① 早期“9”字形橡胶密封条使用较多，近期海绵橡胶条、乳胶条、硅胶条使用得较多。在设计门缝密封措施时，要注意当门关上时，密封条应处处受压，各处压力均匀。

② 采用双道密封条措施，按理论比只装一道密封条的隔声效果要好。但这要求门扇和门框的加工精度、配合都要好，否则将弄巧成拙，造成隔声量降低。



曲线编号	门缝处理	平均隔声量/dB
1	全密封	33.3
2	双道橡胶 9 字形条	30.6
3	单道软橡胶 9 字形条	27.6
4	单道硬橡胶 9 字形条	25.6
5	不处理	19.8

图 5.1-37　门缝密封程度对隔声的影响

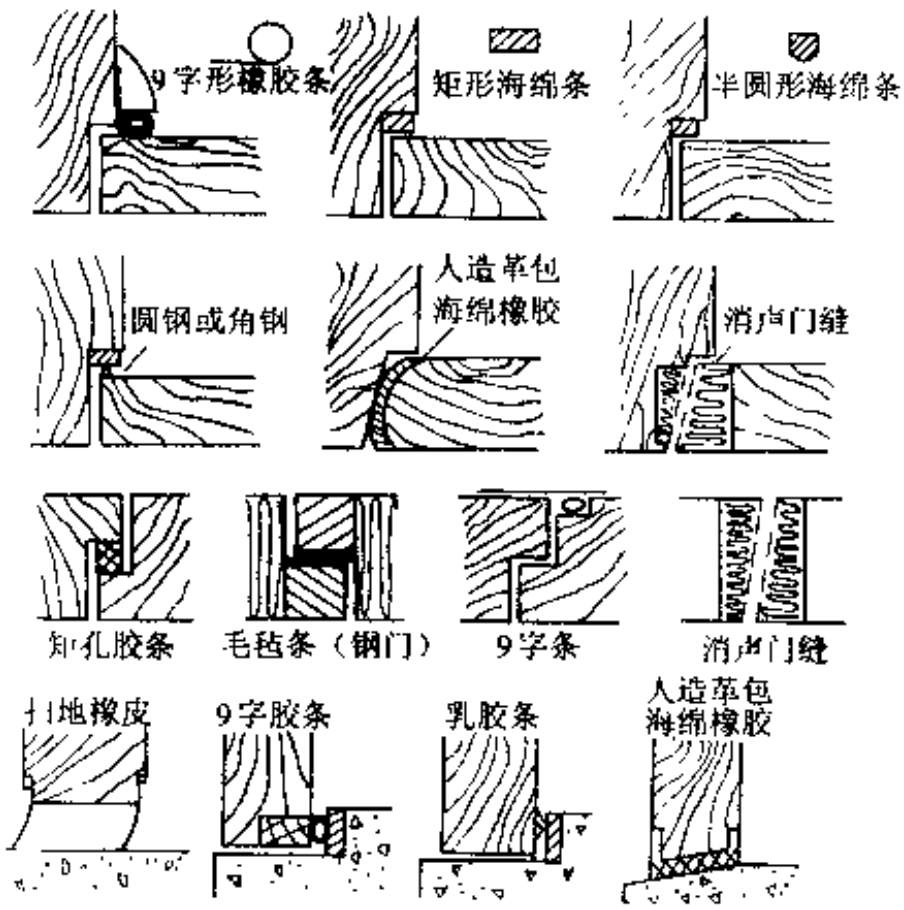


图 5.1-38　门缝的密封方法

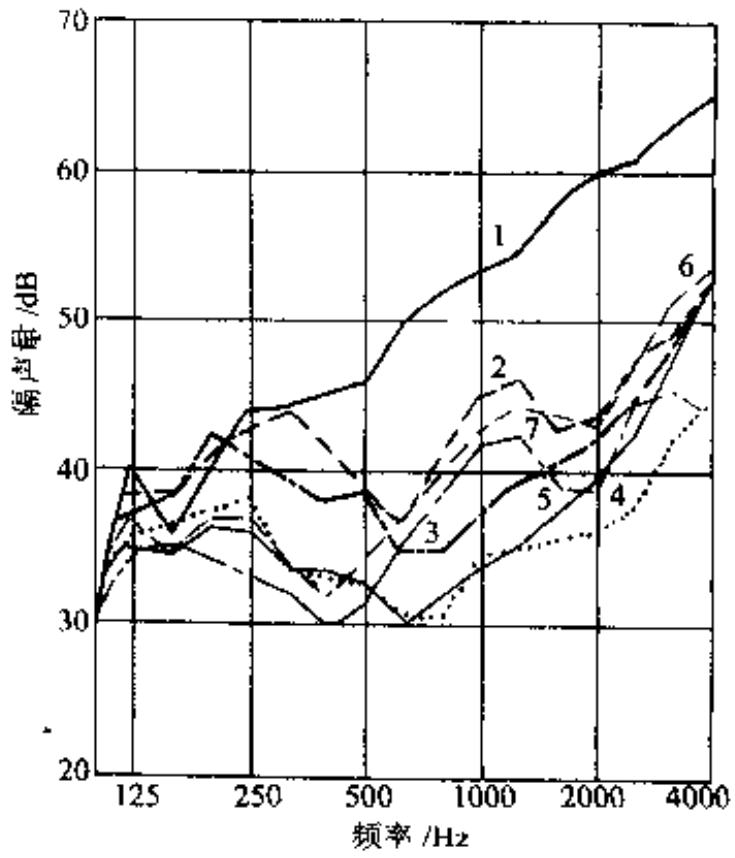
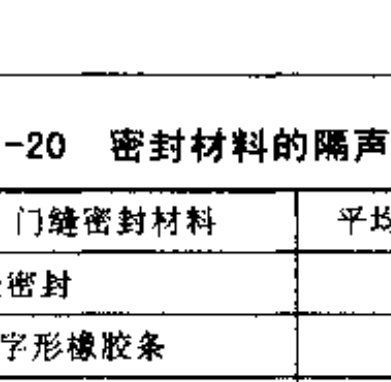


图 5.1-39　门缝密封材料的隔声效果

表 5.1-20　密封材料的隔声效果

曲线编号	门缝密封材料	平均隔声量/dB
1	全密封	49.7
2	9字形橡胶条	42.4
3	矩形海绵橡胶条	40.0
4	矩形乳胶条厚 20mm	35.6
5	毛毡，厚 14mm	36.9
6	角钢、海绵条	40.0
7	圆钢、海绵条	37.1

③ 门缝消声器的消声效果取决于门缝的厚度，即门扇的厚度。由于它不可能做得很厚，所以整个门的隔声不是很好的。图 5.1-40 中曲线 2 就是门缝作消声处理的隔声门的隔声量实测结果。低频时消声器不起作用，2000Hz 以上狭缝漏声严重，隔声量都不高。这种门的最大优点是启闭非常灵便，适用于经常开启的场合。图 5.1-40 中曲线 1 和 3 分别为门缝作包毛毡密封处理和不作密封处理情况下隔声量实测结果。



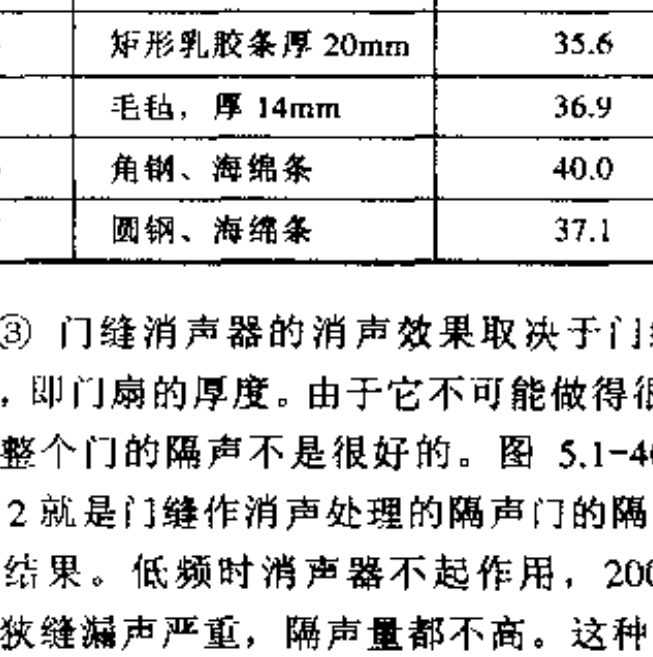


图 5.1-40　门缝消声器的隔声性能

④ 门缝采用斜企口密封方法处理时，密封效果较好、易合闭，隔声性能较好。只是门体加工较复杂些，关闭后，门扇与框间的摩擦力使开启较费力。

⑤ 对隔声量要求较高，又较少启闭的隔声门，可采用充气带密封门缝的办法。其构造和隔声性能见表 5.1-22 门 16 和图 5.1-46。这类隔声门能获得较高的隔声量。

3）双道隔声门和声闸　和墙、板的隔声规律一样，两道门组合在一起也能获得较高的隔声量。对于简单的双道门构造，其隔声性能与普通双层板隔声性能计算方法一致。图 5.1-41 是设于 24 墙两侧的双道普通胶合板门示意图及其隔声性能测试结果。为了进一步提高双道门的隔声量，可采取加大双道门之间的空间，做成门斗形式，在门斗的各个内表面做吸声处理，形成“声闸”，如图 5.1-42。由“声闸”效果而获得的隔声量增量 N 由下式计算：

$$N = 10\lg \frac{1}{S\left(\dfrac{\cos\varphi}{2\pi d^2} + \dfrac{1-\bar{\alpha}}{A}\right)} \quad (5.1\text{-}25)$$

式中　S ——门扇面积（m^2）；

d ——两门中心距离（m）；

φ ——直线 d 与门的法线间的夹角（°）；

A ——声闸内表面总的吸声量（m^2）；

$\bar{\alpha}$ ——声闸内表面平均吸声量（m^2）。

3. 各种门的隔声量

1）普通门的隔声量及构造见表 5.1-21 及图 5.1-43 所示

2）隔声门的隔声量及构造见表 5.1-22 及图 5.1-44～图 5.1-48

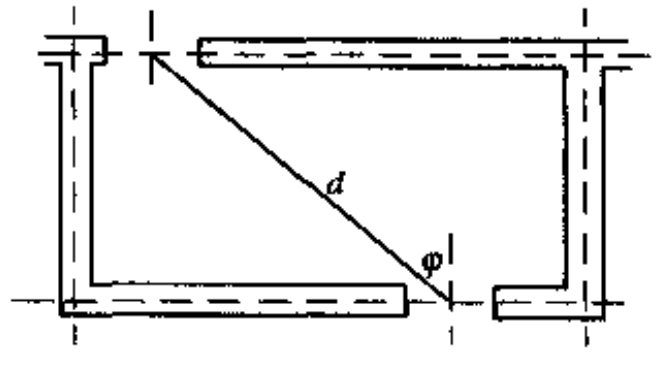


图 5.1-42　声闸计算简图

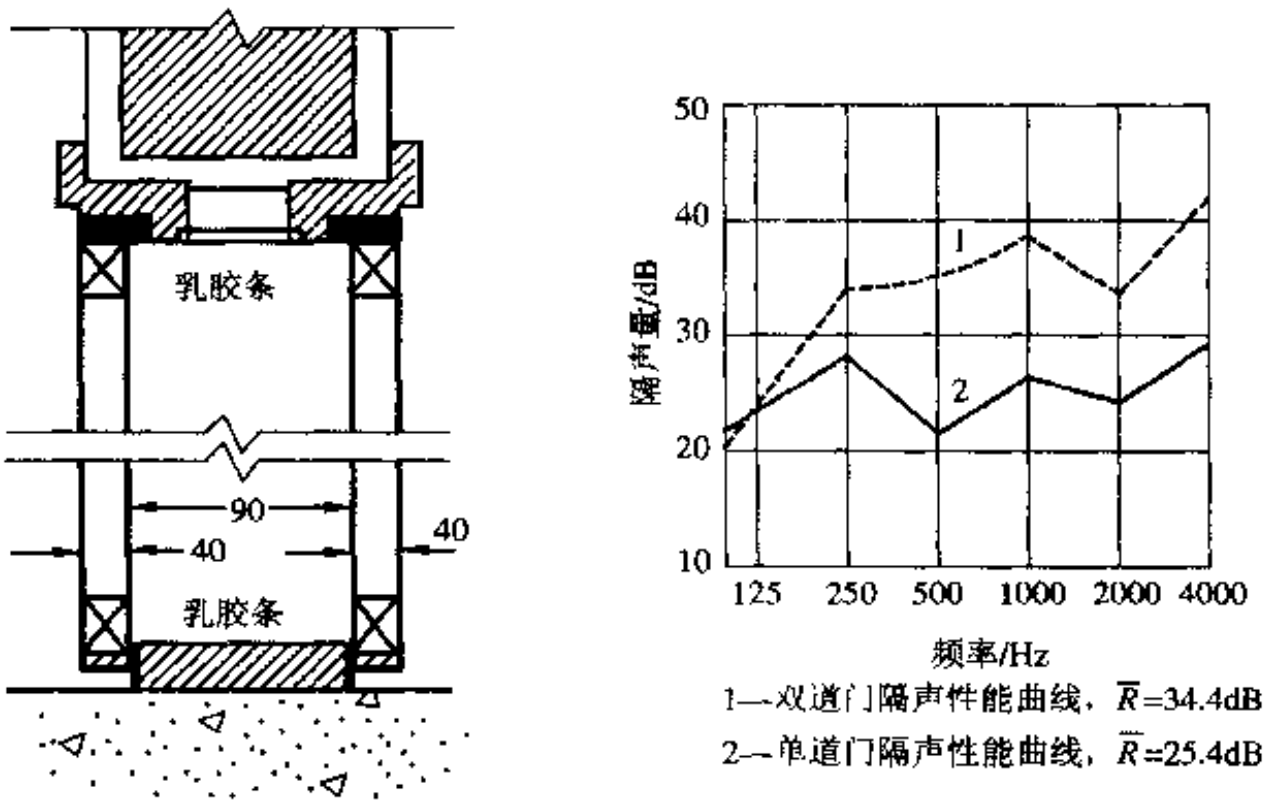


图 5.1-41　普通胶合板双道门与单道门的隔声量

表 5.1-21　普通门隔声量　　（单位：dB）

编号	门的构造		门缝处理	倍频程隔声量						$\overline{R}$	R_w
				125	250	500	1000	2000	4000		
门 1	普通胶合板门		不处理	13.6～20.0	17.0～18.5	17.7～24.0	19.6～22.0	21.5～22.2	18.0～27.7	18.8～20.4	20～23
门 2	空腹钢木门	单扇无百叶门	无	14.0	16.0	15.5	19.0	21.0	19.0	17.5	19
		双扇带百叶门（百叶关）	无	12.0	11.0	13.5	18.0	22.0	17.0	15.2	18
		双扇带百叶门（百叶开）	无	6.0	5.5	6.0	10.0	13.0	12.0	8.5	10
门 3	钢门（钢板厚 6mm）		无	25.1	26.7	31.1	36.4	31.5	—	30.2	32

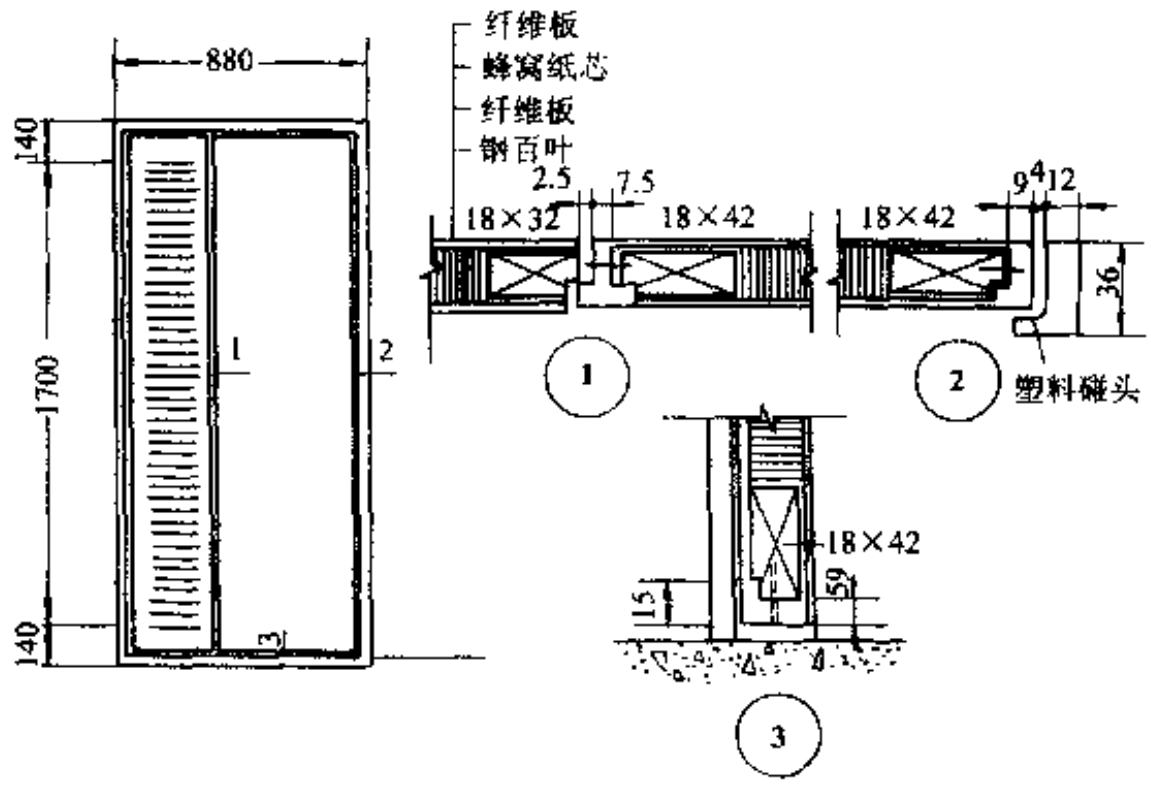


图 5.1-43　普通门构造

注：门 1 门扇厚 40～50mm；门 2 见北京市建筑设计院建筑图集（76J73）

表 5.1-22 隔声门隔声量

（单位：dB）

编号	门的构造	门缝处理	倍频程隔声量						$\overline{R}$	R_w	备注
			125	250	500	1000	2000	4000			
门 4[①]	普通保温隔声门（单扇）	全密封	29.0	22.9	31.1	35.7	42.6	45.2	33.3	35	构造见图 5.1-44
		双橡胶 9 字形条	23.2	21.4	27.1	33.1	41.0	39.6	30.6	32	
		单道软橡胶 9 字形条	21.1	20.2	25.1	25.3	37.7	38.7	27.6	28	
		单道硬橡胶 9 字形条	21.8	20.9	26.0	24.1	29.7	35.4	25.6	27	
		不处理	19.5	18.8	21.5	17.1	19.5	22.7	19.8	18	
门 5[②]	普通保温隔声门（双扇）	单道软橡胶 9 字形（下部为扫地橡皮）	23.0	24.1	28.3	29.8	30.6	35.5	28.7	31	图 5.1-44
门 6	梗木拼板门	橡胶条或毛毡	30.0	30.0	29.0	25.0	26.0		27.0	27	
门 7	双层拼板门	橡胶条或毛毡	29.6	29.0	29.6	28.8	35.3	43.3	32.6	30	图 5.1-45
门 8	纤维板保温隔声门	软橡胶条	28.0	28.7	32.7	35.0	32.8	31.0	31.0	33	图 5.1-45
		无	25.0	25.0	29.0	29.5	27.0	26.5	27.0	28	
门 9	钢门（板厚 6mm）	无	25.1	26.7	31.1	36.4	31.5	—	30.2	32	
门 10	铝板隔声门	包毛毡	26.1	36.4	29.0	28.8	35.9	51.8	33.1	32	
		门缝消声器	22.8	24.2	23.5	34.3	40.2	33.6	29 2	30	
		无	23.0	28.6	24.1	29.2	23.1	24.2	25.1	25	
门 11	钢板隔声门	包毛毡	41.5	41.3	34.3	36.9	45.2	58.0	41.1	41	图 5.1-44
		门缝消声器	26.8	25.8	26.3	41.1	44.3	36.2	32.9	35	
		无	25.5	25.9	23.3	28.1	23.4	24.1	24.8	25	
门 12	多层复合板隔声门	双橡胶 9 字形条	30.2	28.9	31.2	36.2	43.4	43.3	35.3	37	图 5.1-45
		单橡胶 9 字形条	27.3	27.2	26.9	30.6	38.8	39.2	31.9	33	
		单橡胶 9 字形条（木槛不处理）	23.4	23.2	22.3	23.6	26.5	28.4	24.7	25	

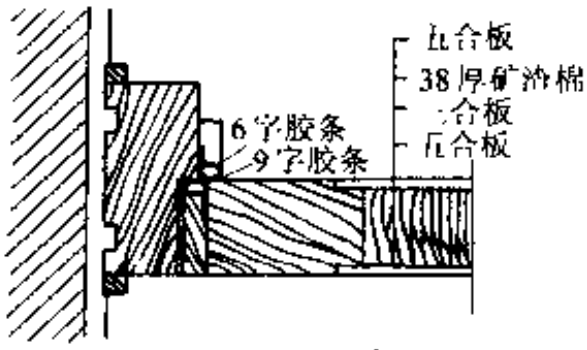
（续）

编号	门的构造		门缝处理	倍频程隔声量						$\overline{R}$	R_w	备注
				125	250	500	1000	2000	4000			
门 13	多层复合板隔声门		全密封	30.0	28.4	34.5	38.7	47.5	50.5	37.5	39	图 5.1-45
			双橡胶 9 字形条（双扫地橡皮）	27.8	27.5	30.3	33.7	36.5	43.8	32.8	34	
			单橡胶 9 字形条（单扫地橡皮）	28.6	26.6	28.9	32.9	38.2	36.2	31.5	33	
			单乳胶条	26.7	22.6	27.2	36.0	40.6	43.7	32.7	33	
门 14	木制多层复合隔声门		毛毡压缝	31.0	28.0	38.0	49.0	58.0	50.0	43.0	40	图 5.1-45
门 15	多层复合板隔声门		全密封	28.4	29 0	34.4	35.9	46.5	49.3	36.8	38	图 5.1-46
			双橡胶 9 字形条	26.5	27.4	30 4	32.4	35.0	43.4	31.7	35	
			单乳胶条	28.6	23.4	26.7	33.7	40.4	40.7	32.0	33	
门 16[①]	多层复合板隔声门		充气带充气	37.0	40.0	53.0	64.0	68.0	84.0	—	—	图 5.1-46
			充气带未充气	27.0	38.5	32.0	49.0	57.0	61.0	—	—	
门 17[②]	推拉隔声门		充气带充气	48.0	49.0	46.5	56.0	56.0	58.0	—	–	图 5.1-46
			充气带未充气	38.5	42.0	37.0	50.5	50.5	54.0	·	—	
门 18	国标 J649 隔声门	M_1	橡胶 9 字形条	21.0	26.2	35.5	45.0	43.5	52.5	37.3	38	图 5.1-47a 图 5.1-47b 图 5.1-47c
		M_2	海绵橡胶条	35.5	36.7	37.0	44.0	44.5	55.5	41.3	41	
		M_3	斜企口人造革包泡沫塑料压缝（不附吸声体）	36.1	39.6	39.8	50.2	50.4	53.7	44.4	44	
		M_4	斜企口人造革包泡沫塑料压缝（附吸声体）	38.3	46.6	44.7	52.3	54.6	56.9	48.3	49	
门 19	复合板钢隔声门	M_1	橡胶条压缝	见图 5.1-48a、b 之隔声频谱								图 5.1-48a 图 5.1-48b
		M_2	橡胶条压缝									
		M_3	双橡胶条压缝									

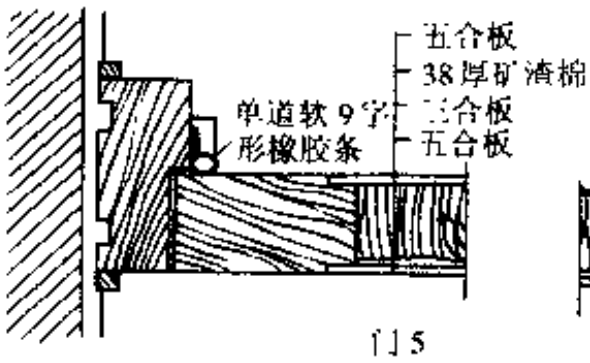
①、② 为原国标 J619。

③ 数据为现场所测之插入损失。

④ 数据为现场双道门之插入损失。

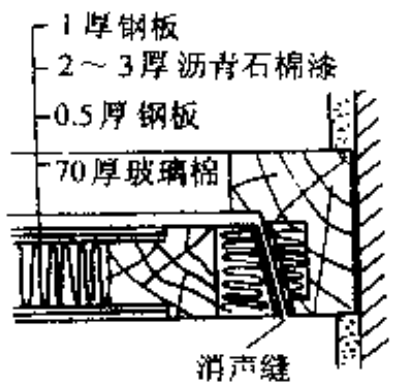


门4

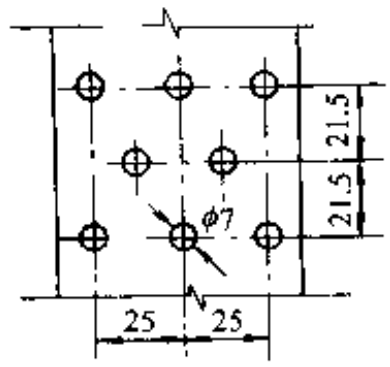


门5





门11



门缝消声器穿孔板尺寸

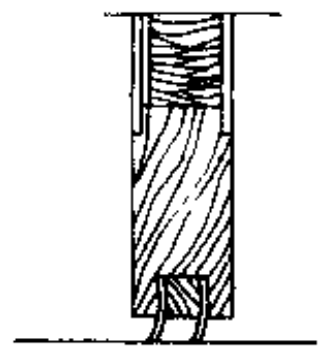
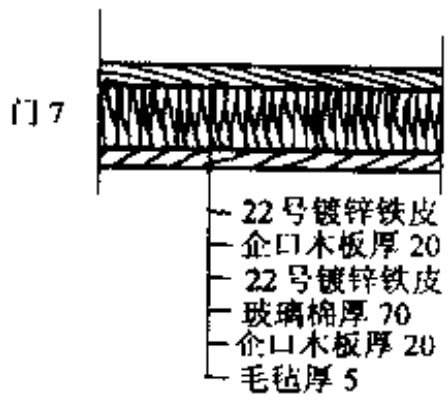
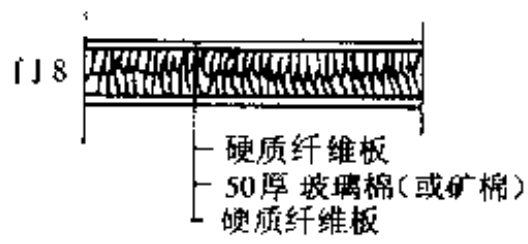
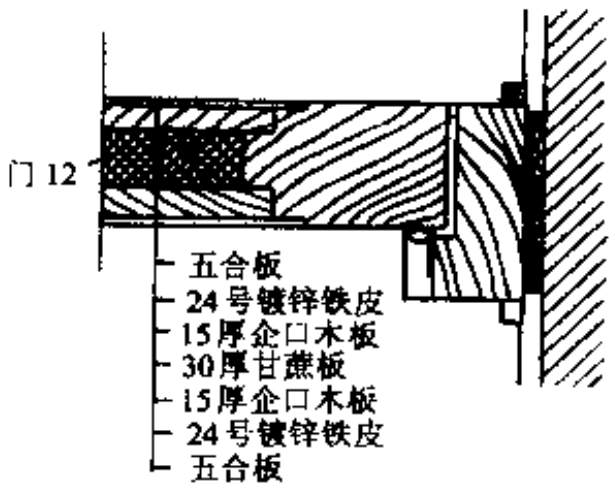


图 5.1-44　隔声门构造之一（门4、门5、门11）







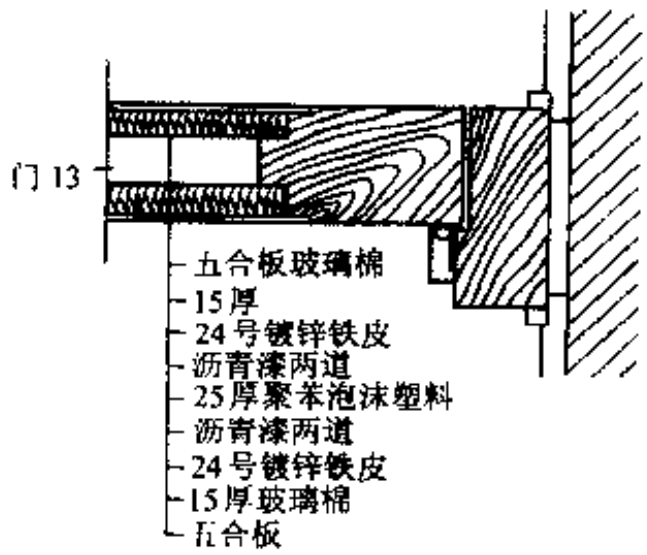
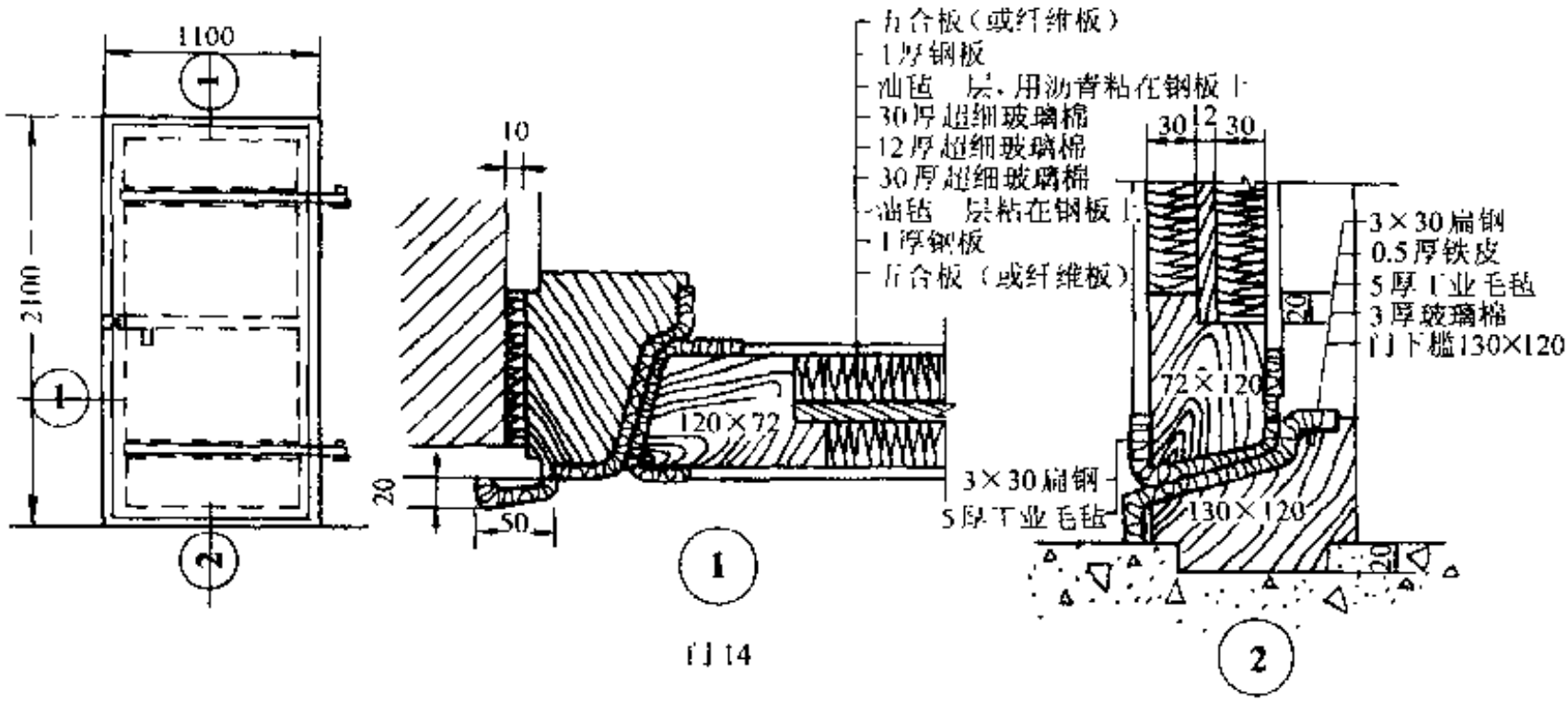
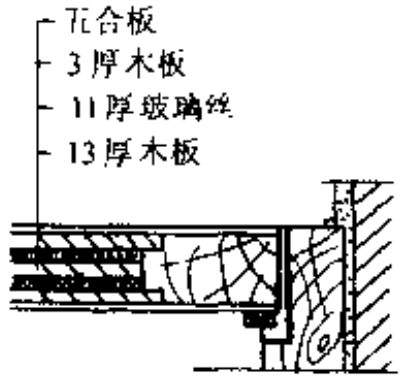


图 5.1-45　隔声门构造之二（门7、门8、门12、门13、门14）

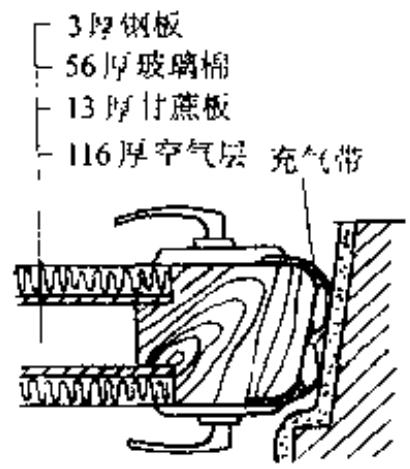


门 14

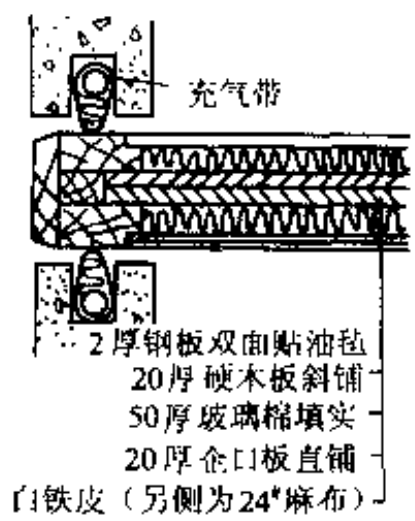
图 5.1-45　隔声门构造之二（门 7、门 8、门 12、门 13、门 14）（续）



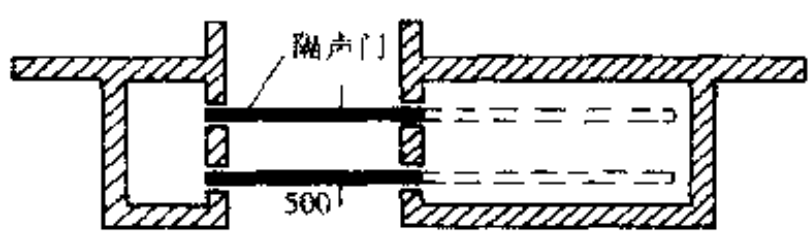
门 15



门 16



门 17

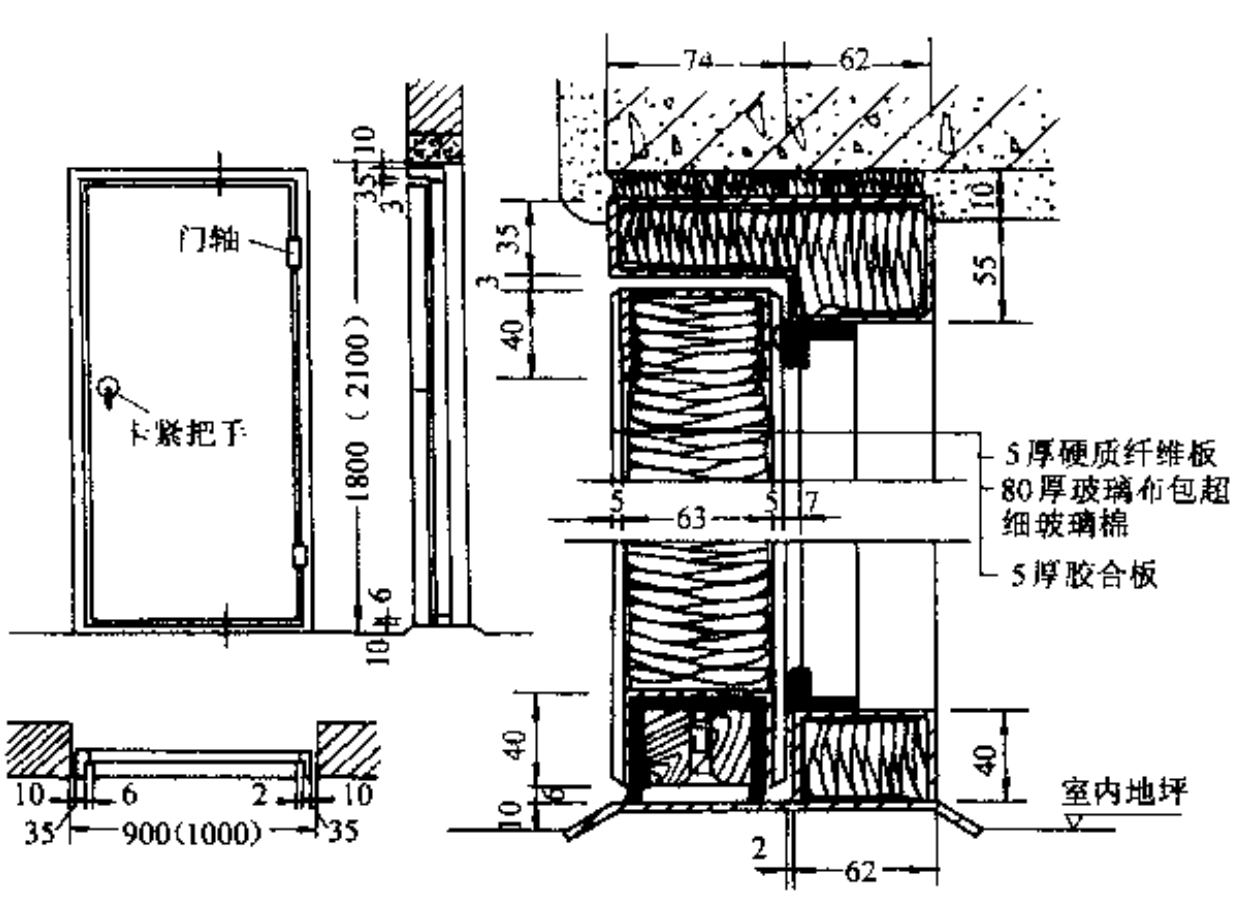


双道推交接班门位置示意图

图 5.1-46　隔声门构造之三（门 15、门 16、门 17）

隔声量/dB / 洞口尺寸/cm（编号） / 代号	30	35	40	45
	GM_1	GM_2	GM_3	GM_4
90×180（0918） 100×210（1021）				
150×210（1521） 240×240（2424）				
300×330（3033） 330×360（3336）				

门 18. A　　国标 J649 隔声门选用表



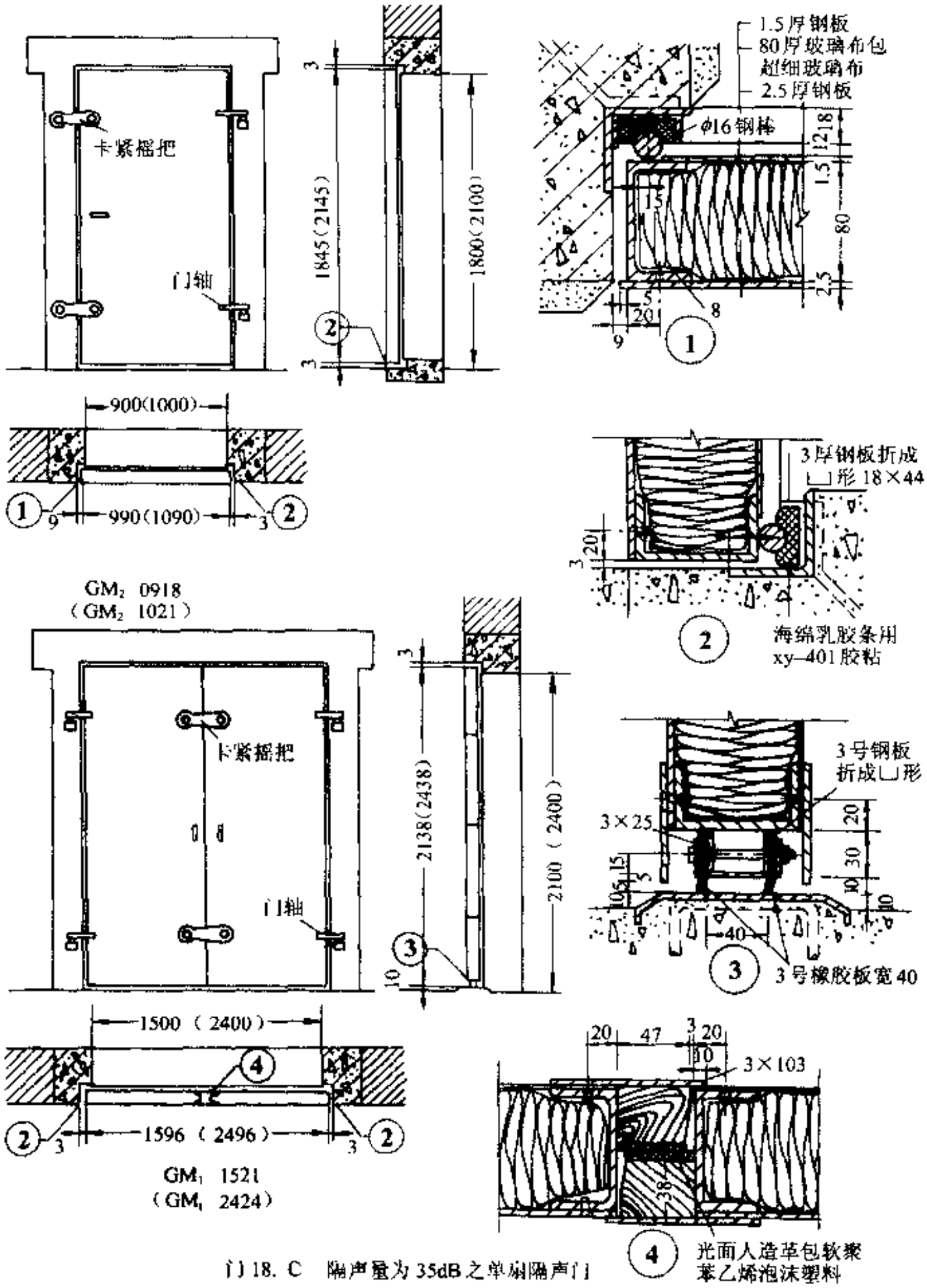
GM_1 0918
（GM_1 1021）

门 18. B　　隔声量为 30dB 之单扇隔声门构造图

a）

图　5.1-47

a）隔声门构造之四（门 18）



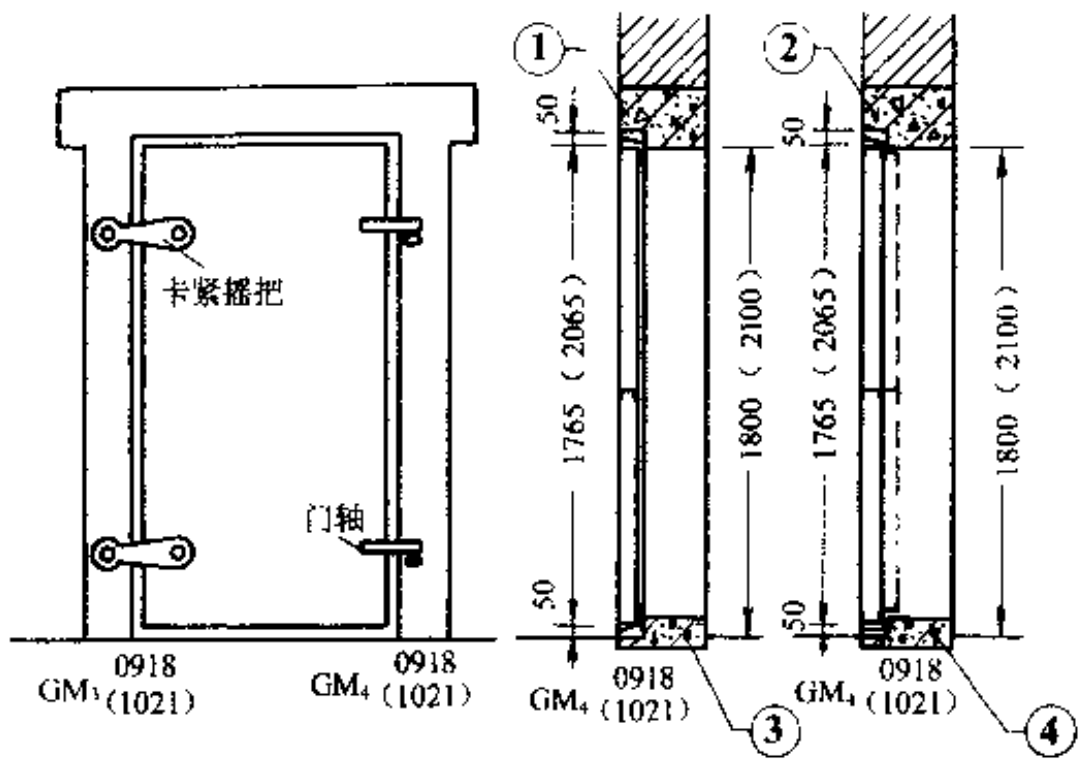
门 18. C　隔声量为 35dB 之单扇隔声门

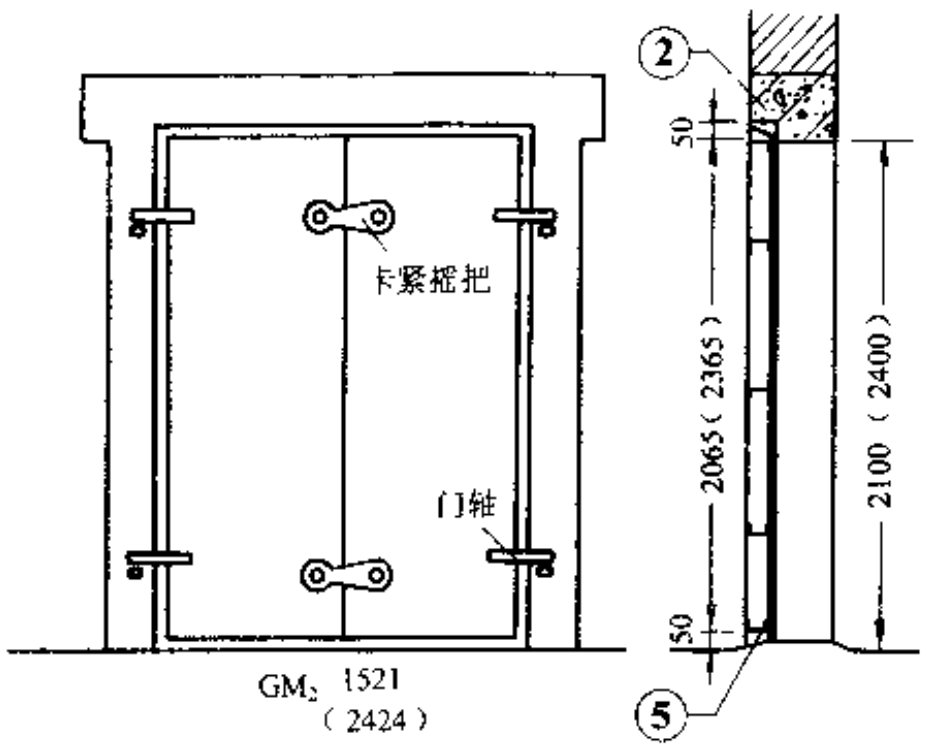
及隔声量为 30dB 之双扇隔声门构造图

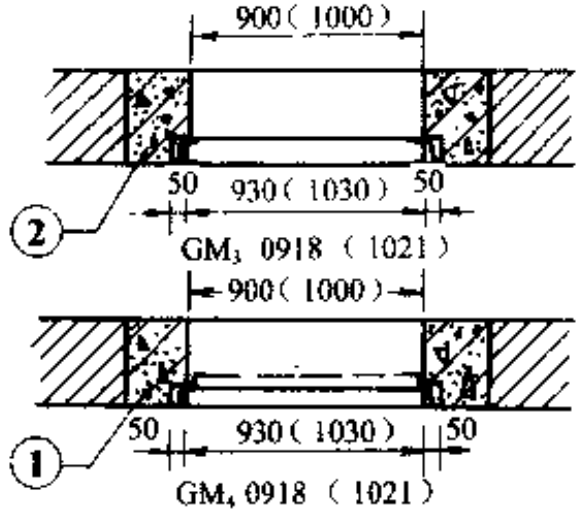
a)

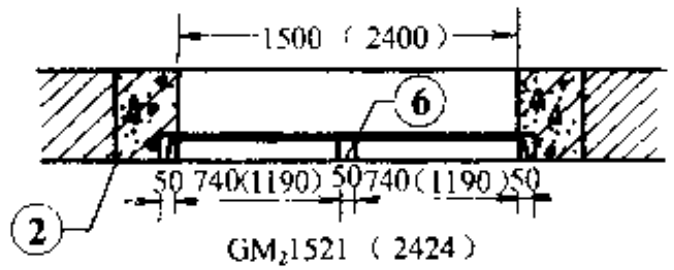
图　5.1-47（续）

a）隔声门构造之四（门 18）





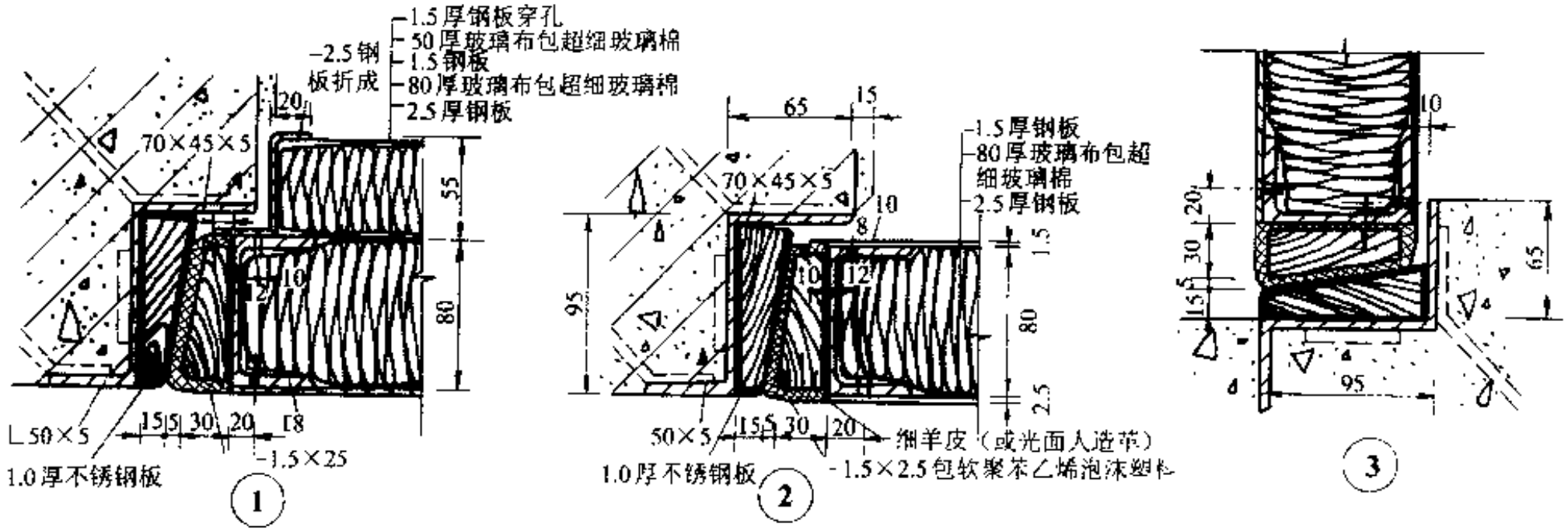




b）

图 5.1-47（续）

b）隔声门构造之五（门18）

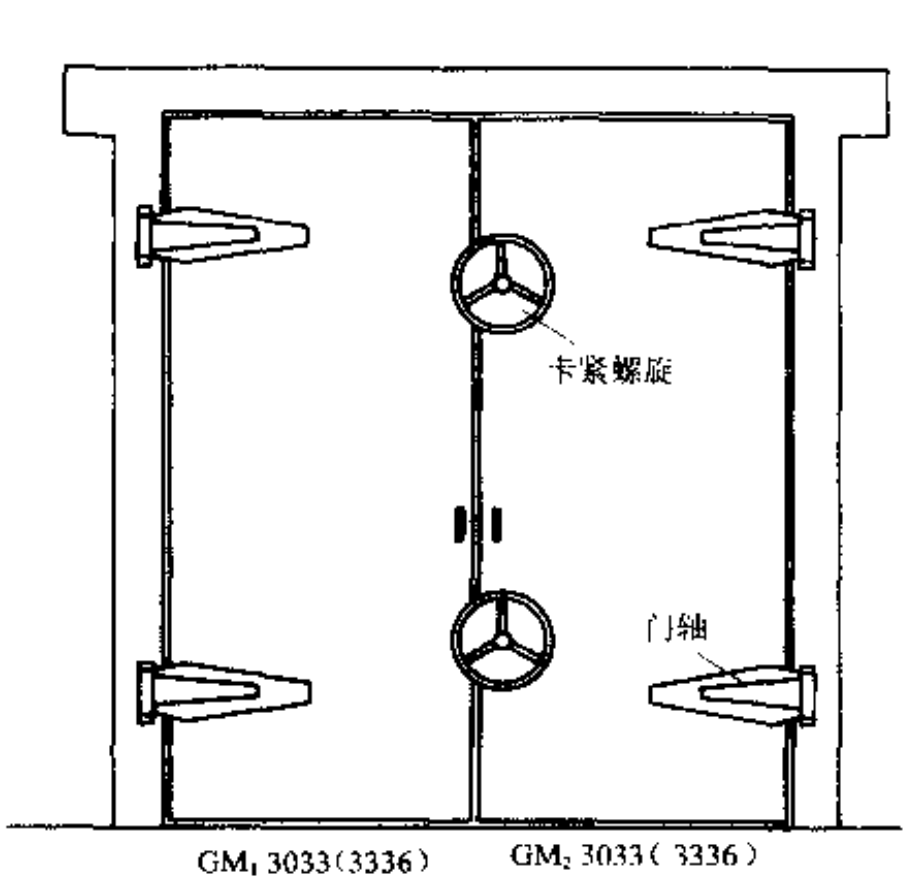


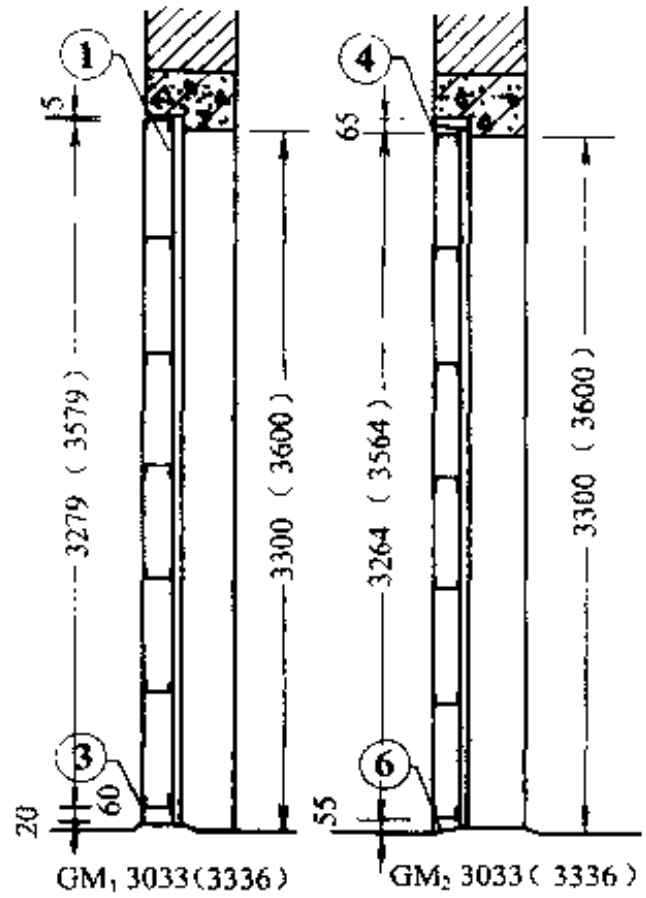
门 18. *D* 隔声量为 40dB、45dB 之单扇隔声门及隔声量为 35dB 之双扇隔声门构造图

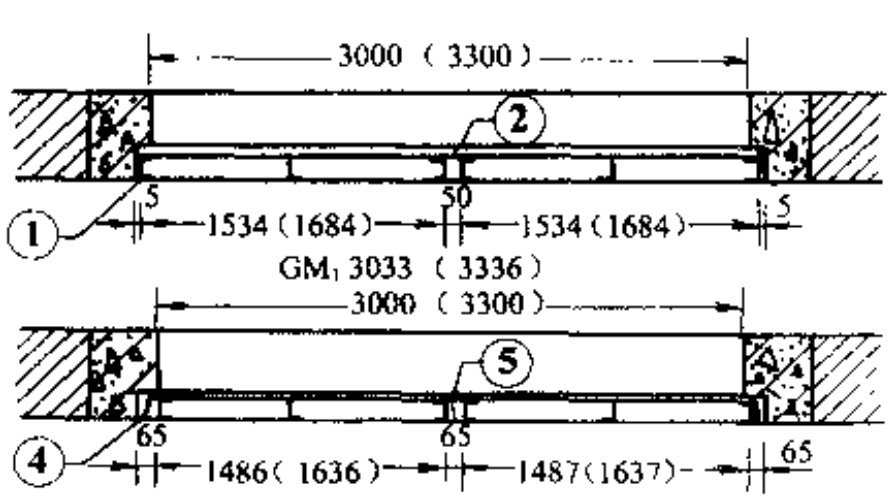
b）

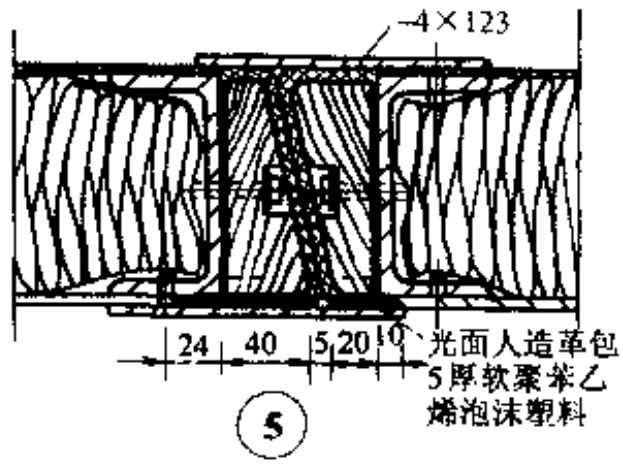
图 5.1-47（续）

b）隔声门构造之五（门 18）





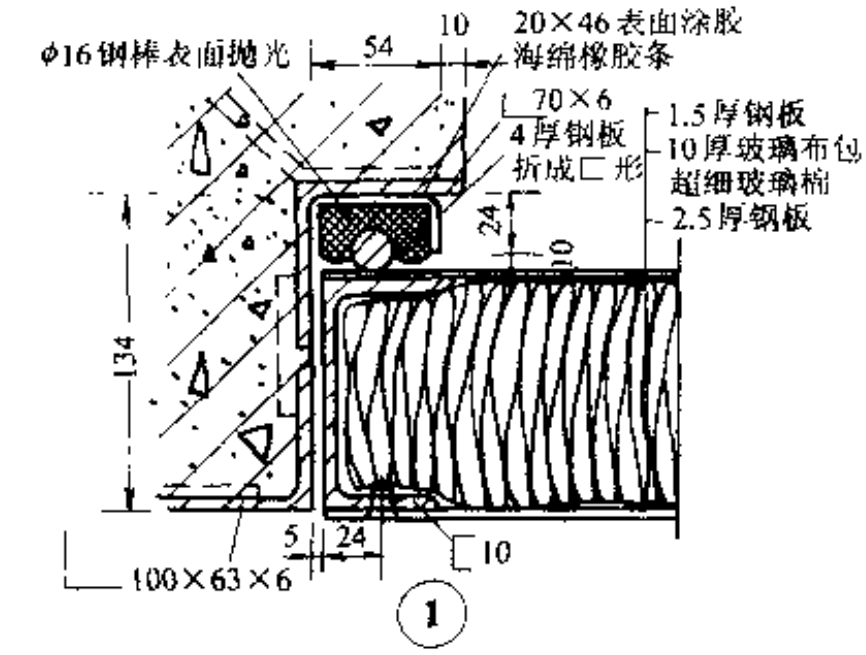




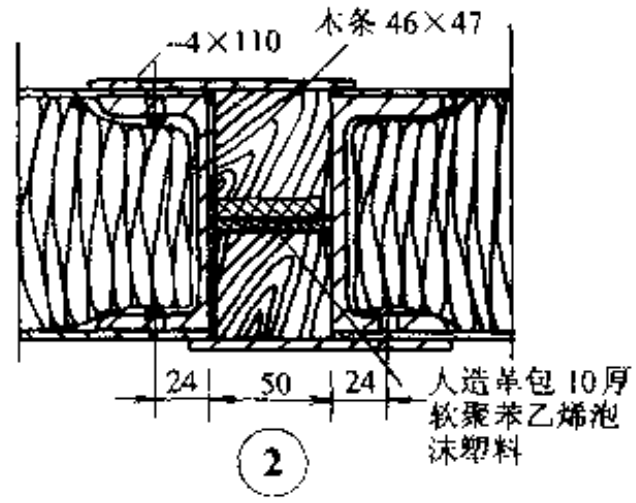
c)

图 5.1-47（续）

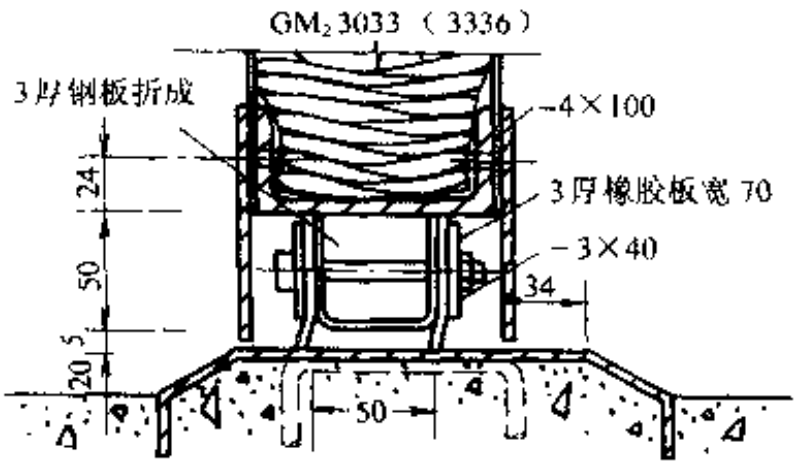
c）隔声门构造之六（门18）



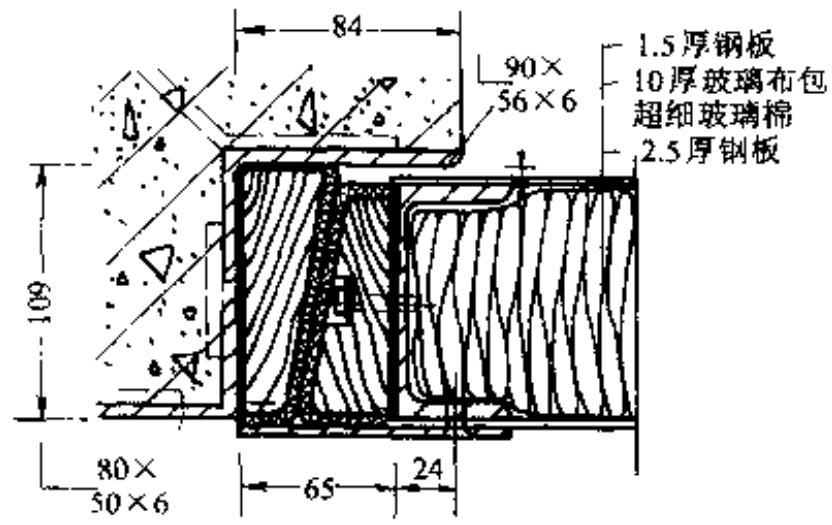
①



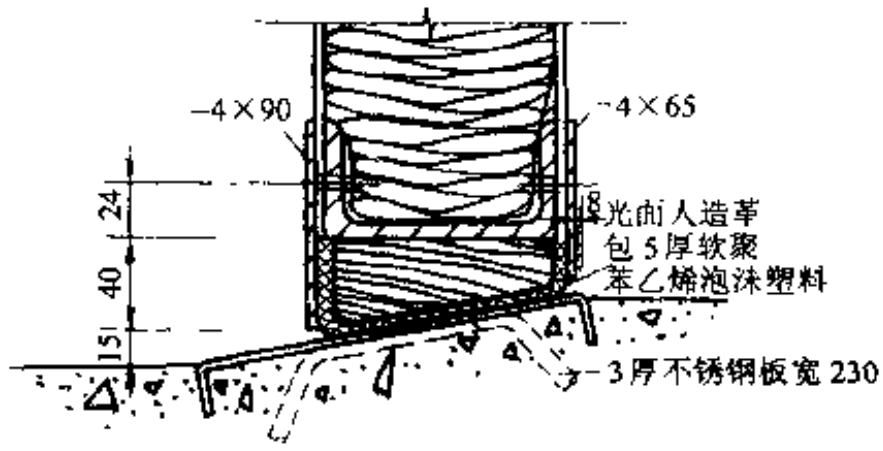
②



③



④

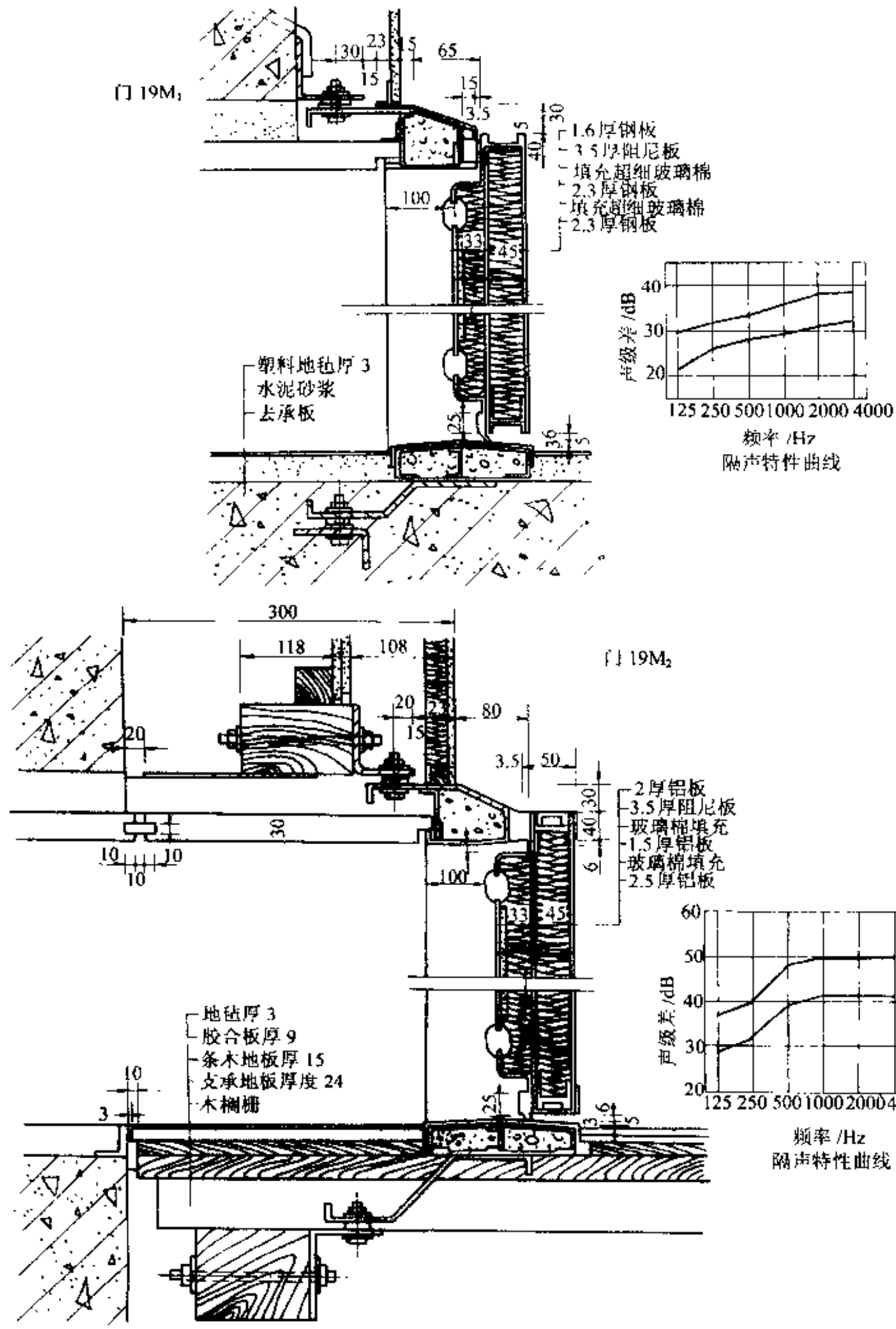


⑥

c）

图　5.1-47（续）

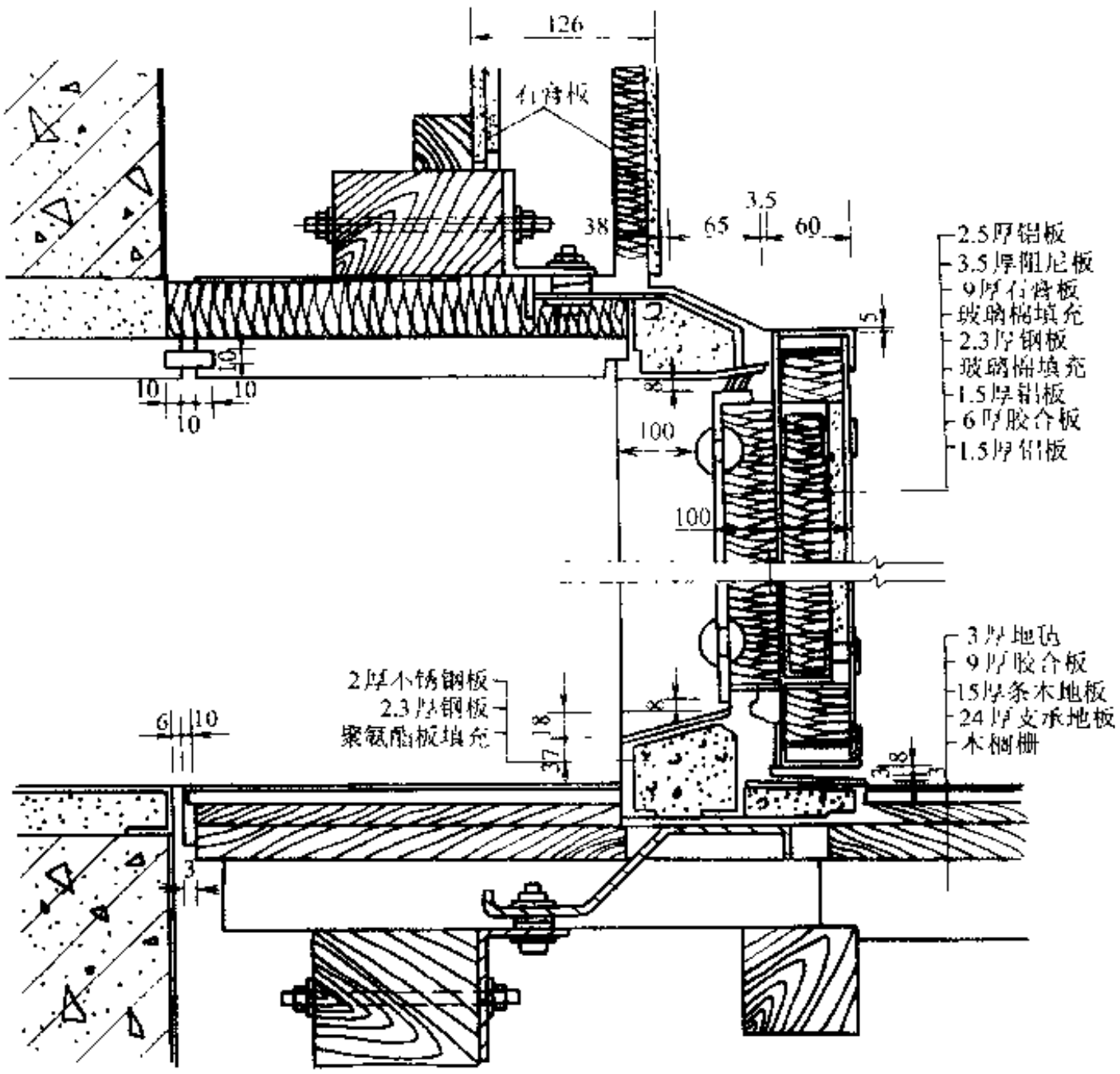
c）隔声门构造之六（门 18）

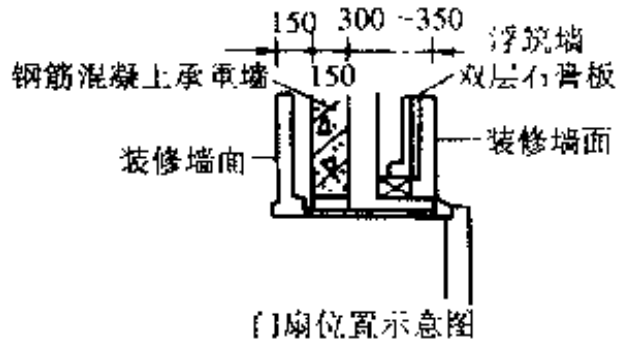


a）

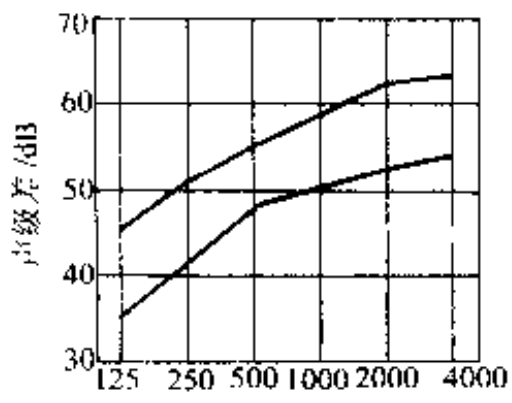
图　5.1-48

a）隔声门构造之七（门 $19M_1$、门 $19M_2$）





门 $19M_3$



隔声特性曲线

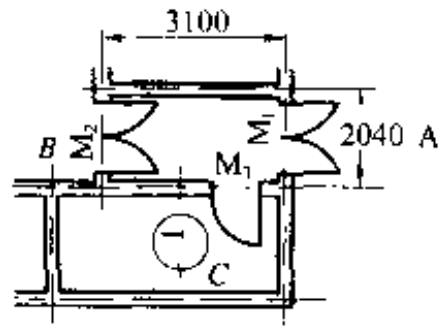
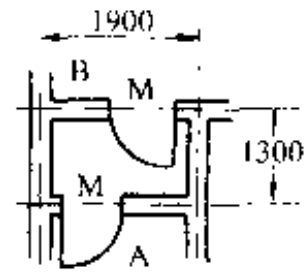
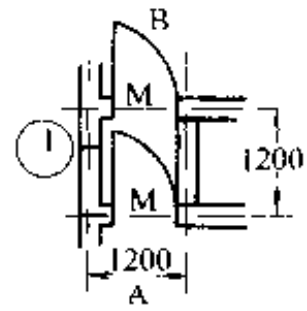
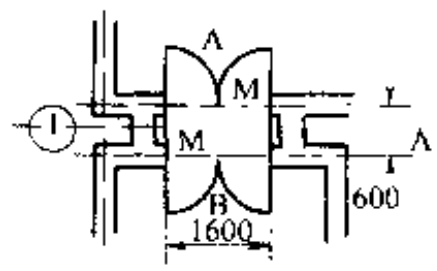
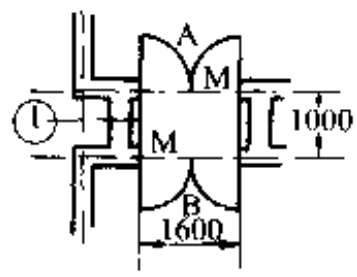
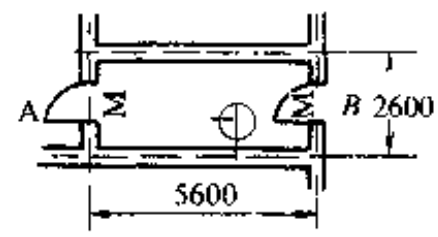
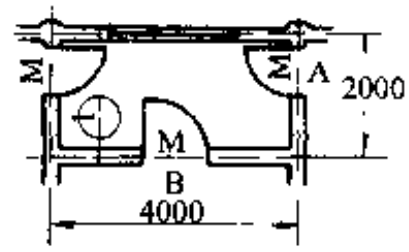
b）

图　5.1-48（续）

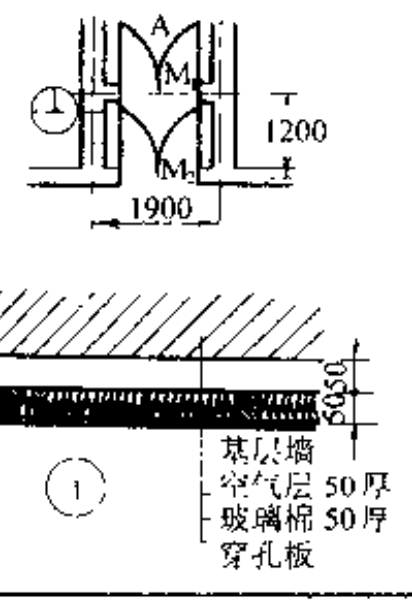
b）隔声门构造之八（门 $19M_3$）

3）声闸实例及隔声量（见表 5.1-23）

表 5.1-23　声闸隔声性能实例

序号	门与声闸		倍频程声压级差/dB						平均值/dB	附　图
			125	250	500	1000	2000	4000		
1	门的隔声	M1	23	27	25	31	35	36	29.5	
		M2	16	12	17	19	29	30	20.5	
		M3	21	20	22	29	35	36	27.2	
	声闸	A→B	48	55	55	62	72	74	61	
		A→C	51	57	63	71	78	80	66.7	
2	门 M		28	35	31	33	34	27	31.3	
	声闸 A→B		44	50	43	47	56	64	50.7	
3	门 M		21	26	30	31	28	27	27	
	声闸 A→B		44	51	60	62	57	57	55.2	
4	门 M		21	30	28	30	35	37	31.2	
	声闸 A→B		47	48	55	59	67	71	57.8	
5	门 M		22	23	29	26	26	22	24.7	
	声闸 A→B		45	44	52	48	50	55	49	
6	门 M		33	36	38	38	43	45	38.8	
	声闸 A→B		59	66	75	85	90	92	77.8	
7	门 M		25	31	29	27	24	25	26.8	
	声闸 A→B		30.5	34	41	52	53	54	44.1	

（续）

序号	门与声闸		倍频程声压级差/dB						平均值/dB	附　图
			125	250	500	1000	2000	4000		
8	门 M1		24	17	28	38	51	58.5	35.9	
	门 M2		26	27.5	31	32	41	53	35.0	
	声闸 A→B		37	44	55	70.5	70.5	79	60.0	
	门缝气带充气后	门 M1	28	26	32	40	52	59.5	39.0	
		门 M2	28	31	34	36	43	57	38.2	
		声闸 A→B	41	46	56	71.5	71.5	80	61.5	

注：表中所列数据为现场测量所得之声压级差。

1.10.2　窗的隔声

1. 普通窗的隔声

（1）钢窗

钢窗分为实腹钢窗和空腹钢窗两种，一般都安装 3mm 厚玻璃，隔声性能较接近。

加上精度较好的钢窗隔声量能达到 25dB，一般的只有 20～22dB，这是由于框扇间隙引起的。当框扇间密封处理得较好时，钢窗的隔声量可达到 28～30dB。图 5.1-49 给出的是实验室测试结果。

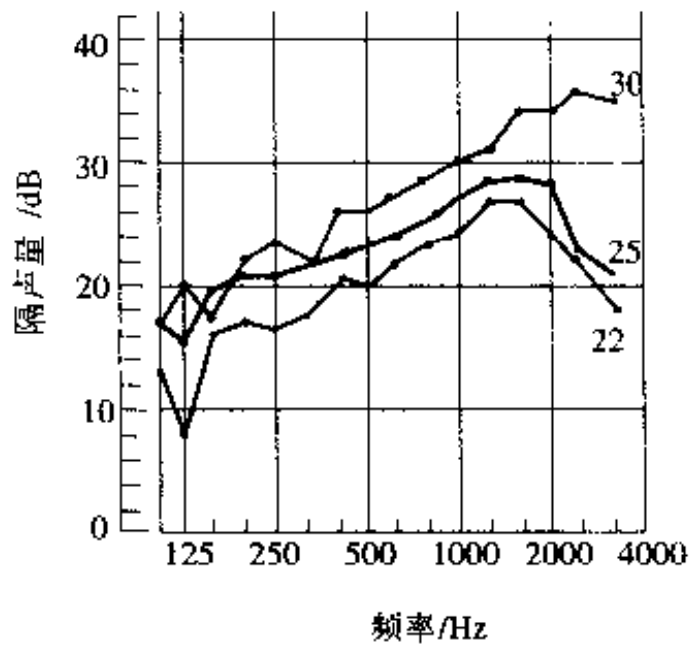


图 5.1-49　钢窗隔声性能实测结果

（2）铝窗

铝窗中分为平开窗和推拉窗两种，铝平开窗一般采用 4～6mm 玻璃，框料挤出成型，故精度较高，框扇配合较好。使用适当的胶条能获得良好的密封效果，隔声量在 28～33dB 间。铝推拉窗安全性能好，但隔声性能却比铝平开窗差，这是由于推拉功能造成密封不严所致，其隔声量只有 18～20dB。图 5.1-50 给出的是这两种窗的实验室测试结果。

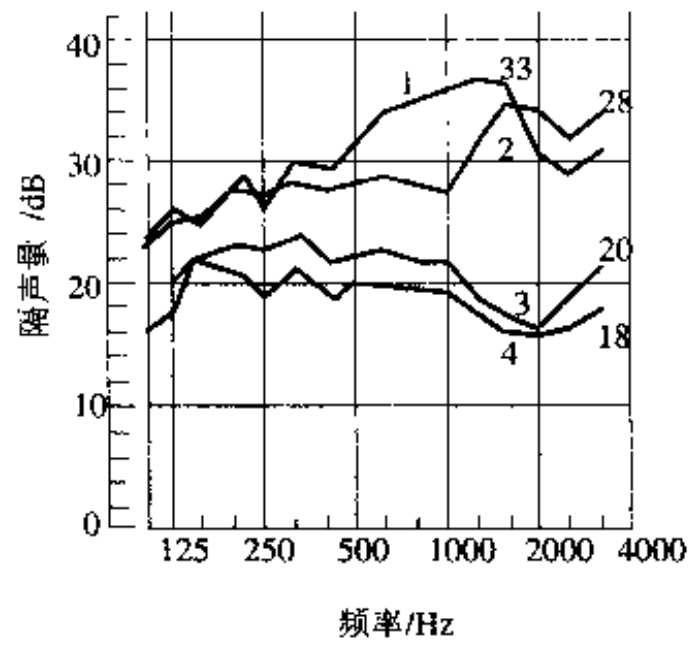


图 5.1-50　铝窗隔声性能实测结果

曲线 1、2 为平开窗隔声效果

曲线 3、4 为推拉窗隔声效果

（3）塑料窗

为了提高塑料型材的强度，通常在塑料型材中穿插钢衬，故塑料窗有的又称为塑钢窗。

塑料窗使用的型材均较厚较大，隔声性能较好，塑料平开窗的隔声量一般都能达到28dB左右，好的能达到34～35dB。塑料推拉窗在采用窄小的密封毛条时，隔声量较低，在22dB左右；在采用中间嵌有涤纶薄片的毛条时，隔声量可以有较大的提高，好的能达到28dB。图5.1-51是一些塑料窗的隔声性能实验室测试结果。

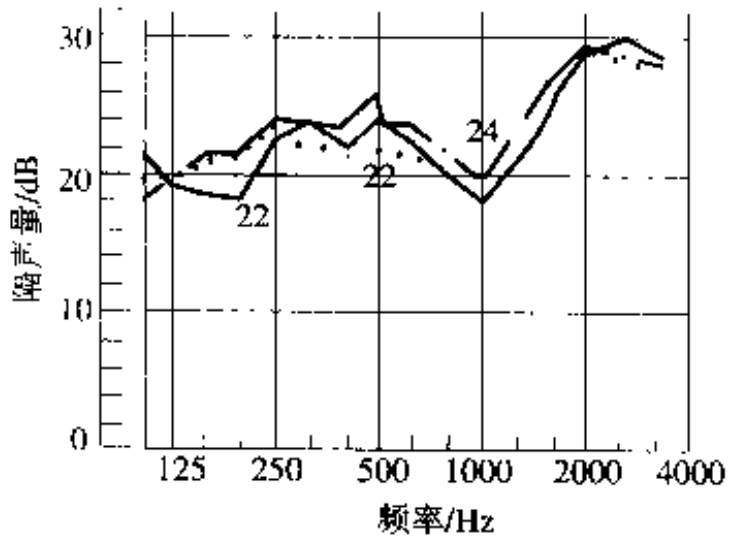


图5.1-51　塑料窗隔声性能实测结果

有些产品采用了双层（或中空）玻璃，由于双层结构所引起的共振透射在中低频范围造成隔声量下降，使得隔声性能曲线变劣，所以普通窗户中采用的中空玻璃不一定能使窗户的隔声性能有所改善。

目前我国的窗户生产行业，从过去由施工单位现场制作木窗的状态过渡到钢窗、铝窗和塑料窗并存，并由专业化工厂批量生产的状态。由于钢窗本身存在许多缺陷，目前老式钢窗已逐渐被淘汰，市场主要由铝窗和塑料窗占领，这些产品在上市前有一部分进行了隔声性能检测，获得了隔声性能分级证书，这对我们噪声控制设计是有利的。

2. 隔声窗

在噪声控制工程中，普通的钢、铝、塑料窗的隔声性能常常满足不了要求，而需要另行设计制作隔声窗。

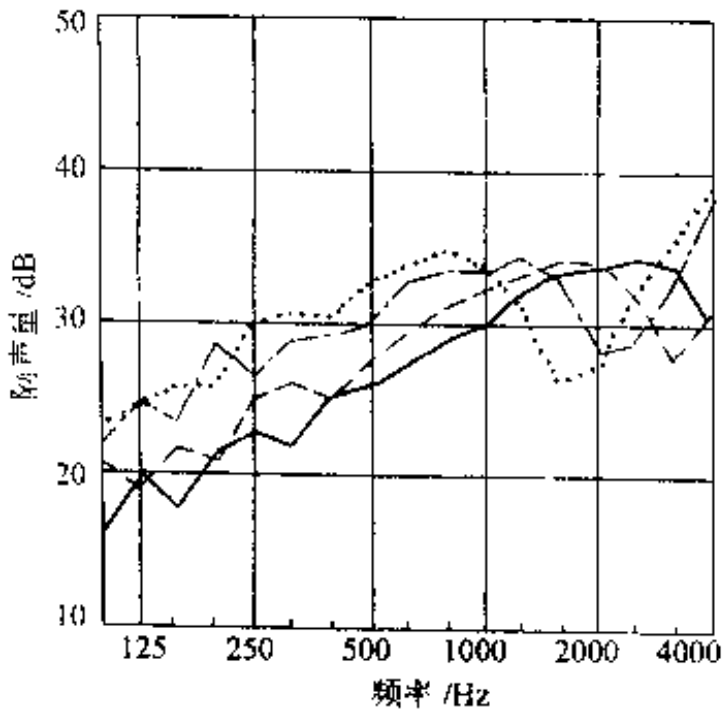
要提高窗户的隔声量主要是要提高窗扇玻璃的隔声量和解决好窗缝的密封处理。

（1）各类玻璃的隔声性能

1）常用玻璃的隔声性能　玻璃是一种匀质板材，几种常用玻璃的隔声频率特性曲线见图5.1-52。它们基本上符合匀质单层板的隔声规律，只是在中低频段曲线的上升斜率比质量定律要低些。在高频段同样产生吻合效应，吻合谷在8dB左右。临界频率f_c可由式（5.1-26）迅速求出，

$$f_c = \frac{12000}{t} \qquad (5.1\text{-}26)$$

式中　t —— 玻璃厚度（mm）。



图例	玻璃厚度/mm	平均隔声量/dB
——	3	26
— — — —	4	27
— · — · —	6	30
·····	8	31

图5.1-52　几种常用玻璃隔声量

2）中空玻璃的隔声　一般人们常认为中空玻璃的隔声性能很好，其实这是一种误解。因为，常用的中空玻璃大多由两块 3～6mm 厚的玻璃相距 5～12mm 组成。这么小的中空距离，使得两玻璃间的空气层呈现为较强的"刚性"，没有起到"空气弹簧"的作用，也就丧失了一般双层板构造的优点。另外双层结构存在着共振，而这很小的中空距离使共振现象产生在中、低频，致使隔声量有所下降。

图 5.1-53 是几种中空玻璃结构的隔声特性曲线，它们的共振频率在 200～500Hz 范围内。两者目前的中空玻璃在制作上多为用铝条或玻璃条将两片玻璃粘接在一起，铝条和玻璃条的"声桥"作用也使隔声性能变差。所以，中空玻璃结构的隔声性能比单层玻璃好不了多少，有时设计不当，反而使得中空玻璃的隔声性能比厚的单层玻璃差。当然，不可否认中空玻璃的保温性能是很好的。

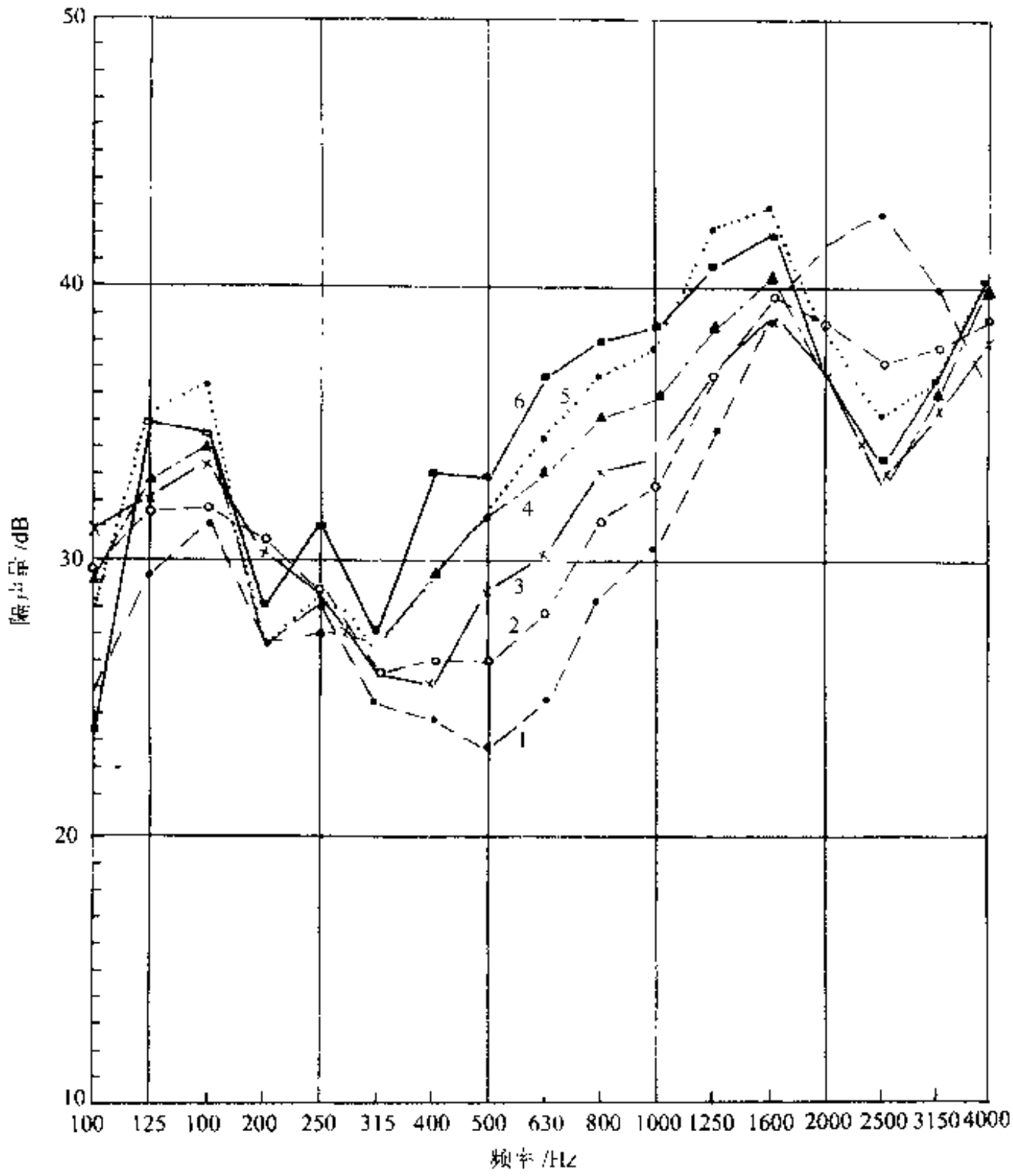


图 5.1-53　中空玻璃的隔声性能

1—（3+6 空+3）mm 厚中空玻璃，$\overline{R}$ =31.3dB，R_w=31dB　2—（5+6 空+3）mm 厚中空玻璃，$\overline{R}$ =32.5dB，R_w=33dB

3—（5+6 空+5）mm 厚中空玻璃，$\overline{R}$ =32.5dB，R_w=33dB　4—（5+12 空+5）mm 厚中空玻璃，$\overline{R}$ =33.4dB，R_w=35dB

5—（5+6 空+5+6 空+5）mm 厚中空玻璃，$\overline{R}$ =34.6dB，R_w=36dB　6—（5+12 空+3+12 空+5）mm 厚中空玻璃，$\overline{R}$ =34.7dB，R_w=37dB

3）叠合玻璃和夹层玻璃的隔声性能　为提高玻璃隔声性能，可采用叠合玻璃和夹层玻璃的方法。

① 叠合玻璃即是用两片或三片玻璃叠合在一起充当厚玻璃使用，此时，隔声性能要比同厚度的单片玻璃好，如 3mm 和 4mm 厚玻璃叠合后的隔声量 R_w=35dB（图 5.1-54 中曲线 3），单片 6mm 厚玻璃隔声量 R_w=32dB（图 5.1-54 中曲线 2），两者隔声曲线见图 5.1-54。从图中可以看出，3mm 厚玻璃吻合低谷是在 4000Hz（图 5.1-54 中曲线 1），这个中心频率已超出单值评价 R_w 计权范围，R_w 考虑的频率范围是 100～3150Hz，虽然曲线的低谷很深，但对总的单值评价值影响不大。而 6mm 厚玻璃的吻合低谷却出现在 2000Hz，使得 6mm 玻璃的计权隔声量比 3mm 厚玻璃只高出 2dB，而不是 4～6dB。3mm 和 4mm 厚玻璃叠合后的隔声曲线，由于两厚度不一，使吻合低谷变得很浅，所以计权隔声量 R_w=35dB，比 3mm 玻璃高出了 5dB，接近于质量定律的规律。

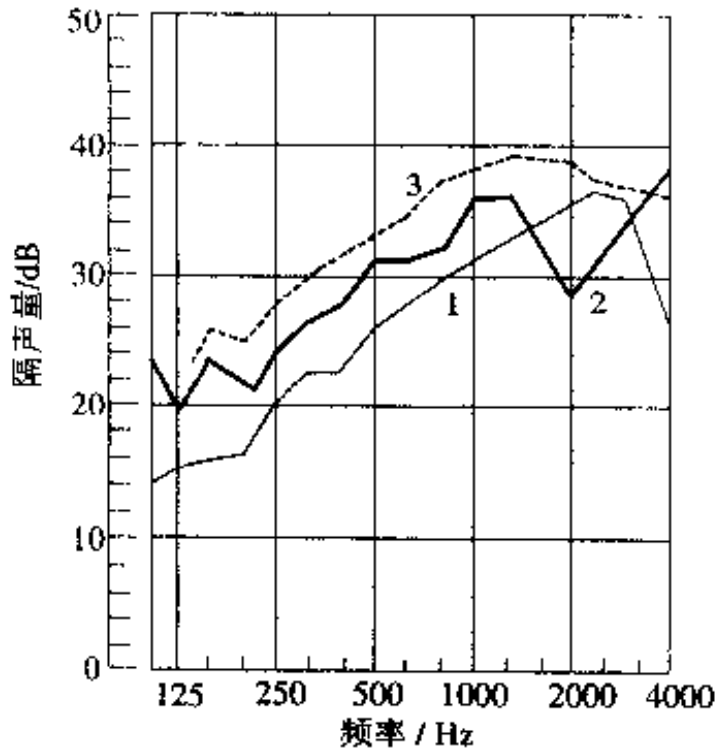


图 5.1-54　叠合玻璃的隔声性能

② 夹层玻璃又称为夹胶玻璃。它是以透明薄胶片将两片或三片玻璃粘合在一起，组成厚、重的玻璃。图 5.1-55 是三种夹层玻璃的隔声特性曲线，曲线 1 是由两片 3mm 玻璃和薄胶片组成的夹层玻璃的隔声特性曲线，隔声量 R_w=35dB；曲线 2 是由一片 3mm，一片 6mm 玻璃和薄胶片组成的夹层玻璃的隔声特性曲线，隔声量 R_w=36dB；曲线 3 是由两片 6mm 玻璃和薄胶片组成的夹层玻璃的隔声特性曲线，隔声量 R_w=38dB。

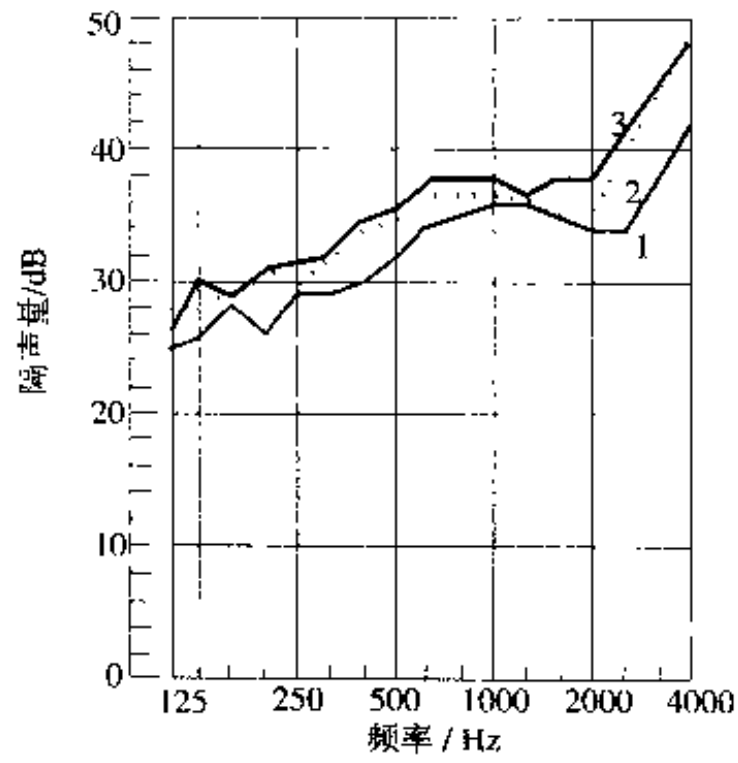


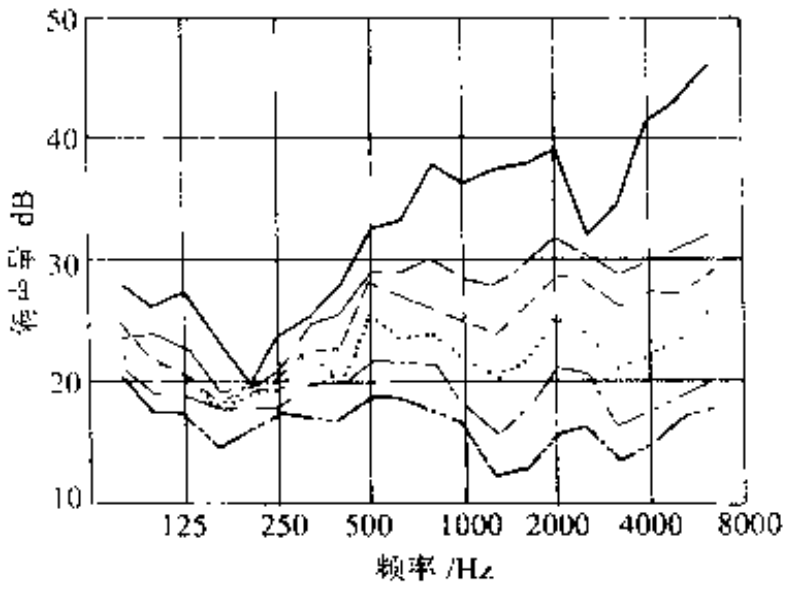
图 5.1-55　夹层玻璃的隔声性能

从各曲线及隔声量可以看出，夹层玻璃厚度变化时其隔声量的增加符合于质量定律；组合后的夹层玻璃与叠合玻璃不一样，有了自己新的吻合效应临界频率，曲线 1 在 2500Hz，曲线 2 在 1600Hz，曲线 3 在 1250Hz，由于胶片的阻尼作用，各曲线的吻合谷变得很浅，这有利于隔声量的提高。

从上面几种玻璃隔声性能来看，叠合玻璃和夹层玻璃的隔声性能是较好的，使用它们来制作隔声窗能获得较理想的效果。

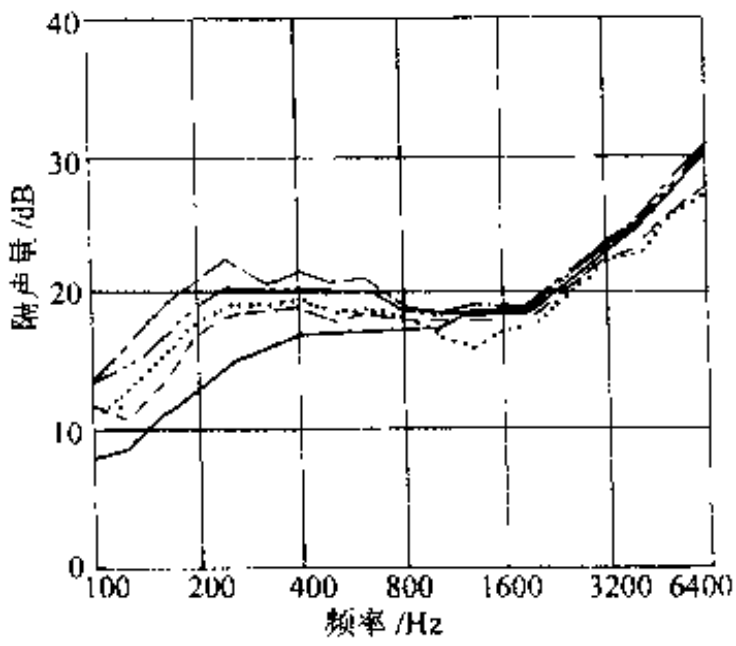
（2）窗户缝隙的处理、

窗户缝隙漏声是造成窗户隔声量下降的重要因素。图 5.1-56 给出的是一组缝隙面积变化对窗户隔声量的影响。从图中明显看出，中高频部分影响很大，低频部分稍小。图 5.1-57 从另一个角度说明了这个问题，即在一个窗缝不作密封处理的窗户上变换不同厚度的玻璃时，其隔声曲线在低频有变化，在中高频几乎



图例	窗缝宽/mm	窗缝长	计权隔声量/dB
—·—·—	0.8	半周	29
— — —	0.8	一周	26
·····	1.6	周	23
—··—··—	3.2	· 周	19
—··—··	6.1	一周	15
———	窗缝全密封		34

图 5.1-56　窗缝面积不同时隔声量的变化（单层玻璃窗，面积 1.8mm×1.5m）



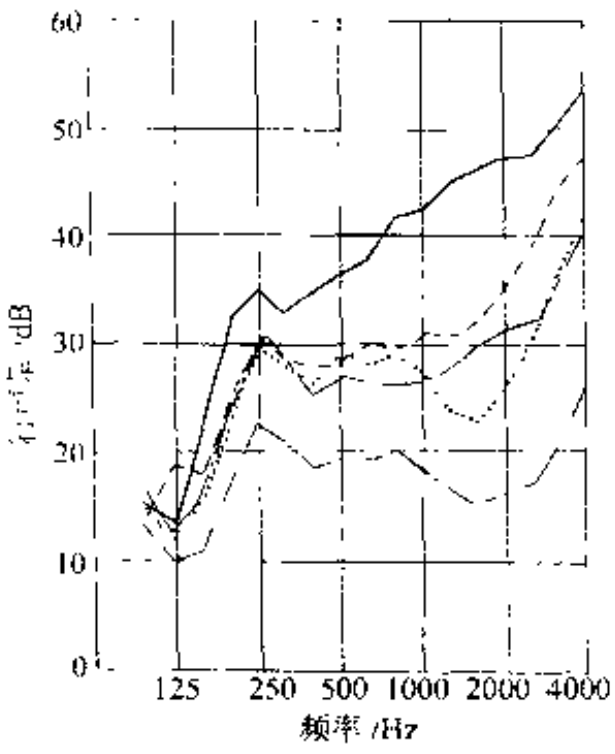
图例	玻璃厚度/mm
———	2
— — —	3
·····	4
—·—·—	5
—·—·—	6.5 铅丝玻璃

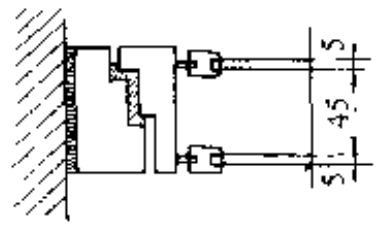
图 5.1-57　窗缝不作处理时的隔声量

不变。换句话说，缝隙漏声程度没有改善时，光增加玻璃厚度，中、高频隔声量没有什么提高。图 5.1-58 是一双层窗的窗缝采取不同密封处理时隔声量变化的情况。

（3）玻璃的安装

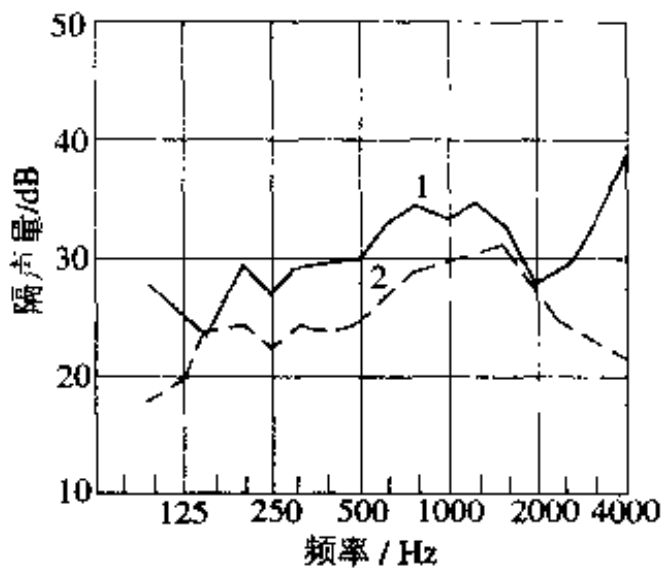
图 5.1-59 给出了一组玻璃安装固定方法的比较，在第 2 种方法中，玻璃受激产生的振动在传到木框时要比第 1 种方法小些，但引起漏声的因素却较第 1 种方法多，因而隔声效果差些。目前市售产品窗中已很少采用上述两法安装玻璃，大多是玻璃紧贴框料以胶条和玻璃胶密封。





图例	窗缝处理	平均隔声量/dB
———	全密封	37.5
— — —	φ15、φ10 双乳胶条	30.3
—·—·—	φ15 乳胶条	27.1
·····	φ10 乳胶条	26.5
—··—··—	不处理	18.2

图 5.1-58　窗缝密封程度不同对隔声的影响



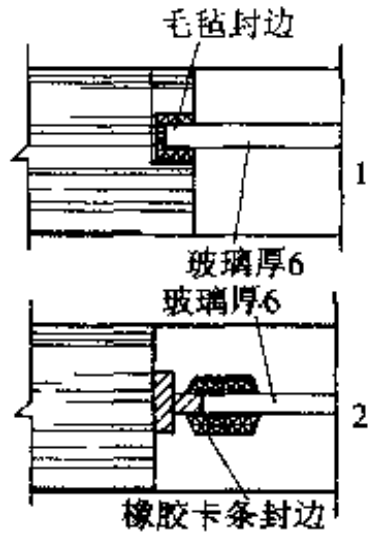


图 5.1-59　玻璃安装方法不同对隔声的影响

（4）双层窗构造

由于窗的主要构成部分玻璃不可能获得很高的隔声量，因而，一般单层窗要达到 40dB 以上是很困难的。为了使窗户获得较高的隔声量，可采用特殊构造的玻璃及双层窗构造。

双层窗的隔声性能取决于每一层窗的隔声和两层窗之间的距离及其中吸声处理的状况。

双层窗的隔声机理与双层板相似。主要表现为：

1）空气层附加隔声量和低频共振　双层窗的空气层能提高双层窗的隔声量，空气层厚度愈大，隔声量就愈高，而由双层结构引起共振的共振频率将变得愈低。图 5.1-60 明显地显示出这种规律。

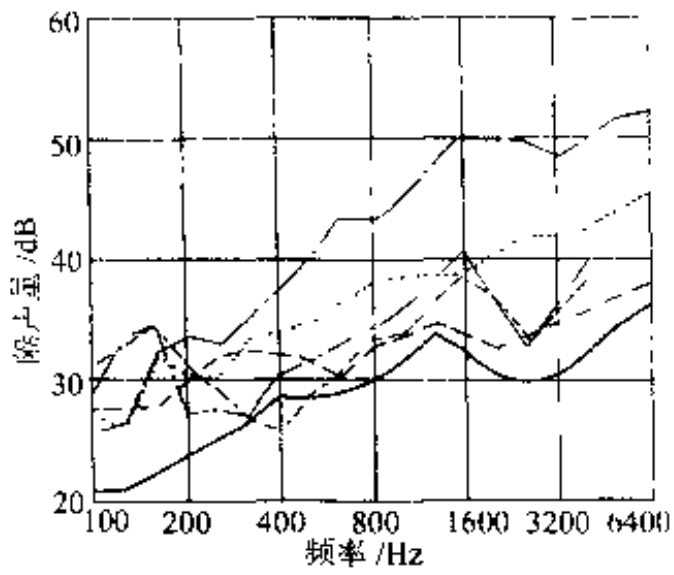


图　例	玻璃层数	玻璃厚度/mm	空气层厚度/mm	共振频率/Hz
—— —	双层	5+5	200	54
·····	双层	5+5	150	62
— — —	双层	5+5	110	72
—·—·—	双层	5+5	12	219
— —·—	双层	5+5	6	310
———	单层	5	—	—

图 5.1-60　双层窗空气层厚度与隔声量的关系

双层窗的共振频率 f_r 可按式（5.1-27）计算：

$$f_r = \frac{1200}{\sqrt{0.25d\ (t_1 + t_2)}} \qquad (5.1\text{-}27)$$

式中　d ——两层玻璃间空气层的厚度（mm）；

t_1、t_2 ——分别为两层窗扇玻璃厚度（mm）。

对于常用玻璃，为使双层窗的共振频率低于 100Hz，空气层的厚度应大于 10cm。

2）双层窗间加吸声处理　沿双层窗间窗框作吸声处理，能使隔声量增加 3～5dB。薄玻璃窗改善更明显，而且吻合效应也将被减弱。图 5.1-61 给出了一组对比性结果。

3）双层窗的安装　双层窗要达到较高的隔声量，在窗户安装时应采取分立式和用隔振材料将两层窗户完全脱开。实例见表 5.1-27 中窗 9 与窗 14。

4）系列隔声观察窗　隔声观察窗是在噪声控制工程和音质设计中常碰到的问题，在此提供两套隔声量为 30～50dB 的系列隔声观察窗供设计中选用。在双层构造中均考虑了玻璃内侧面的清洁问题。

其中，木隔声观察窗主要是考虑可以自行制作。

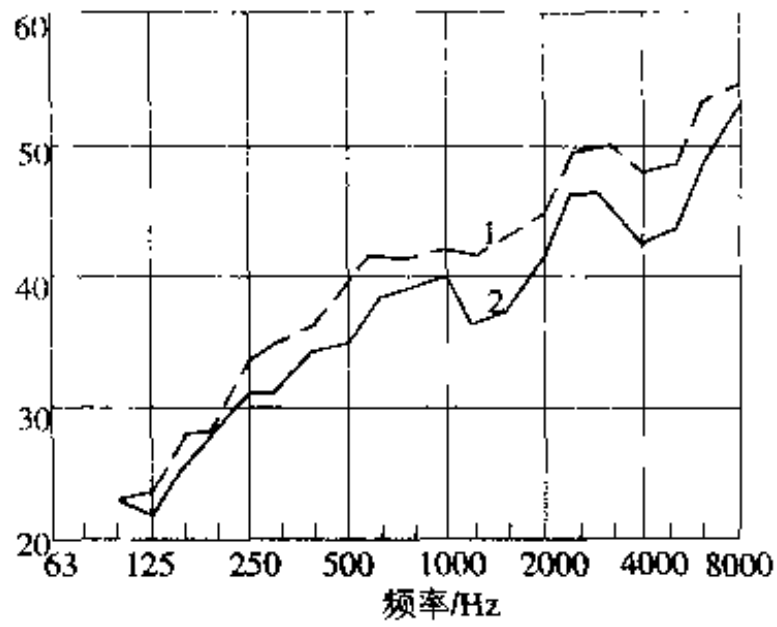


图 5.1-61　窗框作吸声处理后隔声量的变化

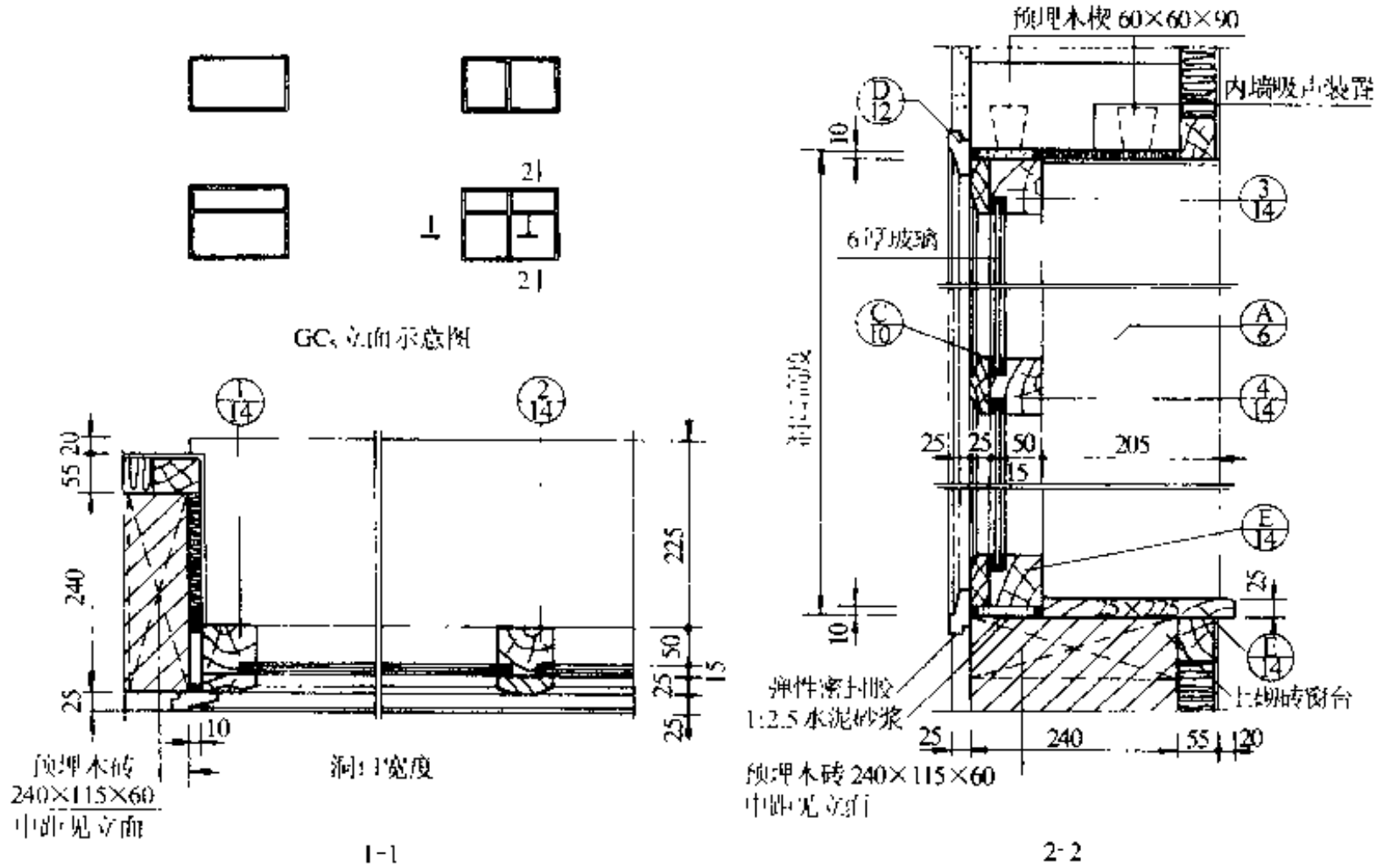
1—边框用吸声材料　2—边框没有吸声材料

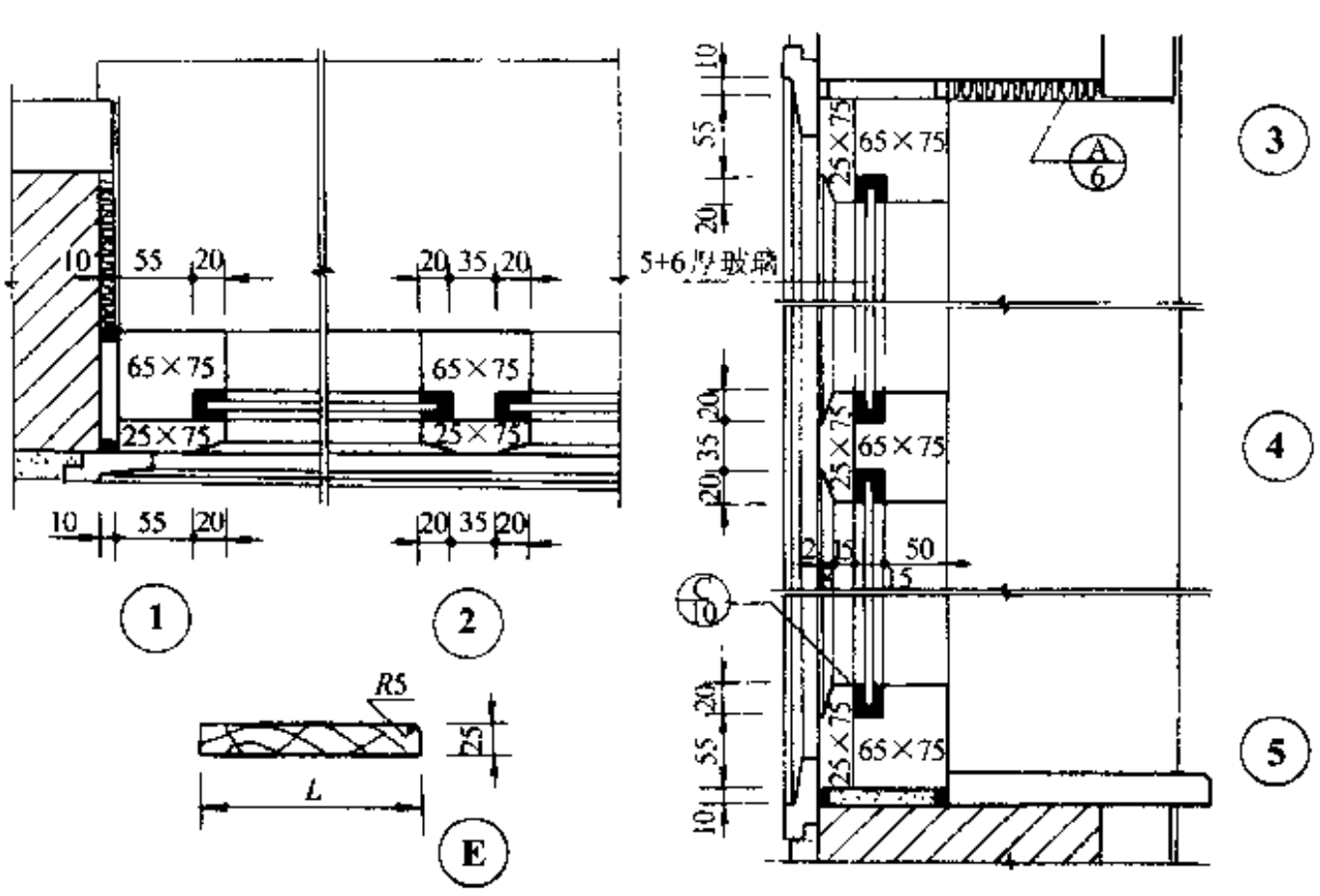
系列隔声窗共分 5 级，各级所对应的最低隔声量值如表 5.1-24 所示。在①木质隔声观察窗；②塑料隔声观察窗的图中 GC_1 表示隔声窗 1 级，GC_2 表示隔声窗 2 级……。

表 5.1-24　隔声窗各级所对应的最低隔声量

隔声等级	1	2	3	4	5
隔声量/dB	50	45	40	35	30

(5) 木质隔声观察窗

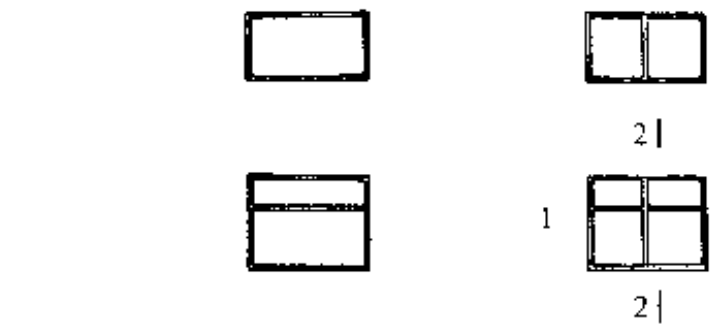




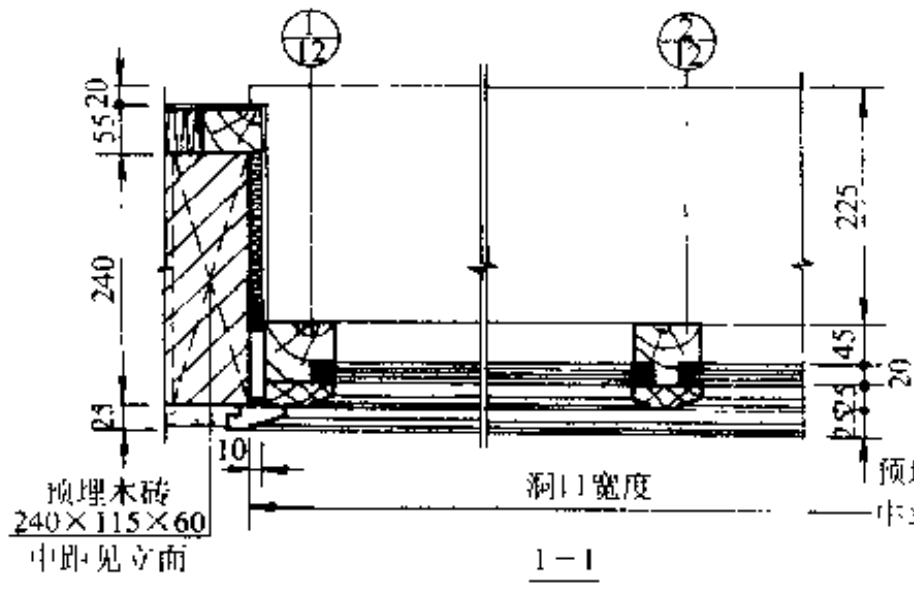
a)

图　5.1-62

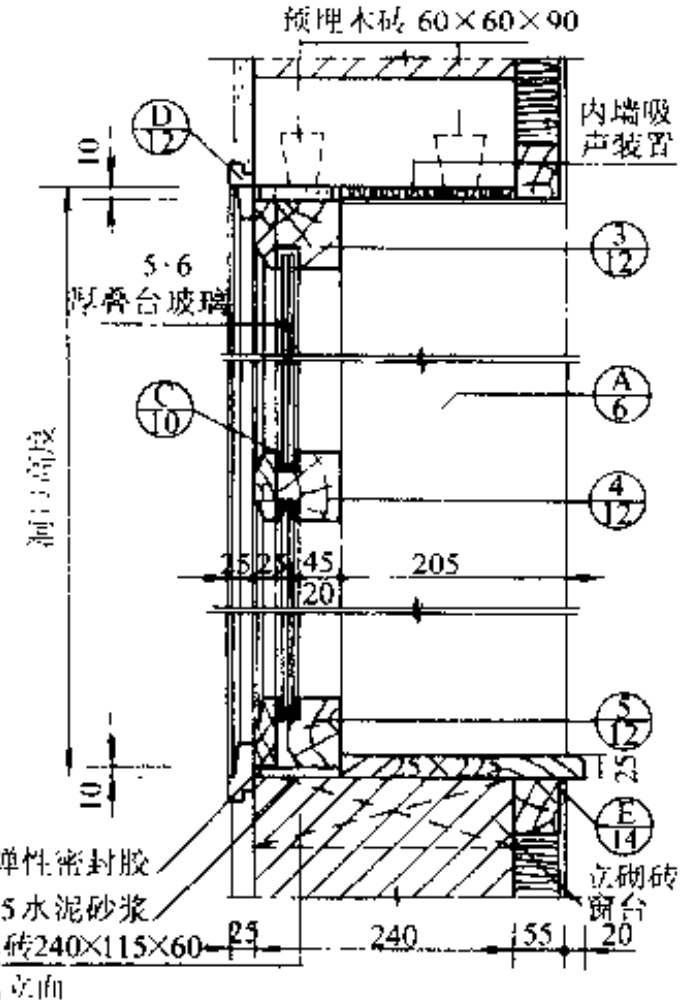
a) 30dB 单层木隔声观察窗



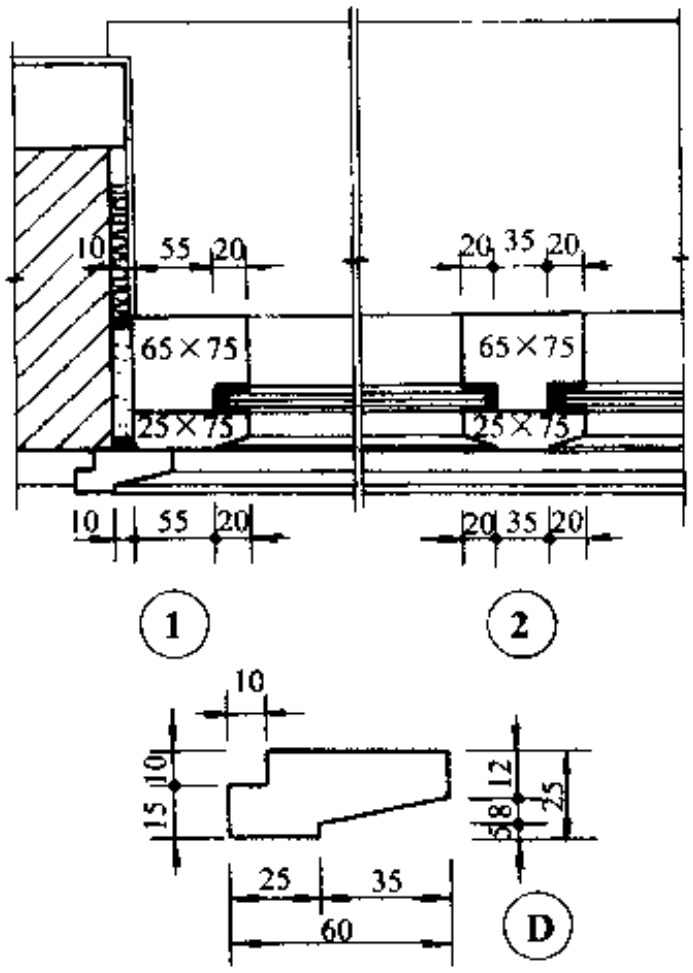
GC$_1$ 立面示意图

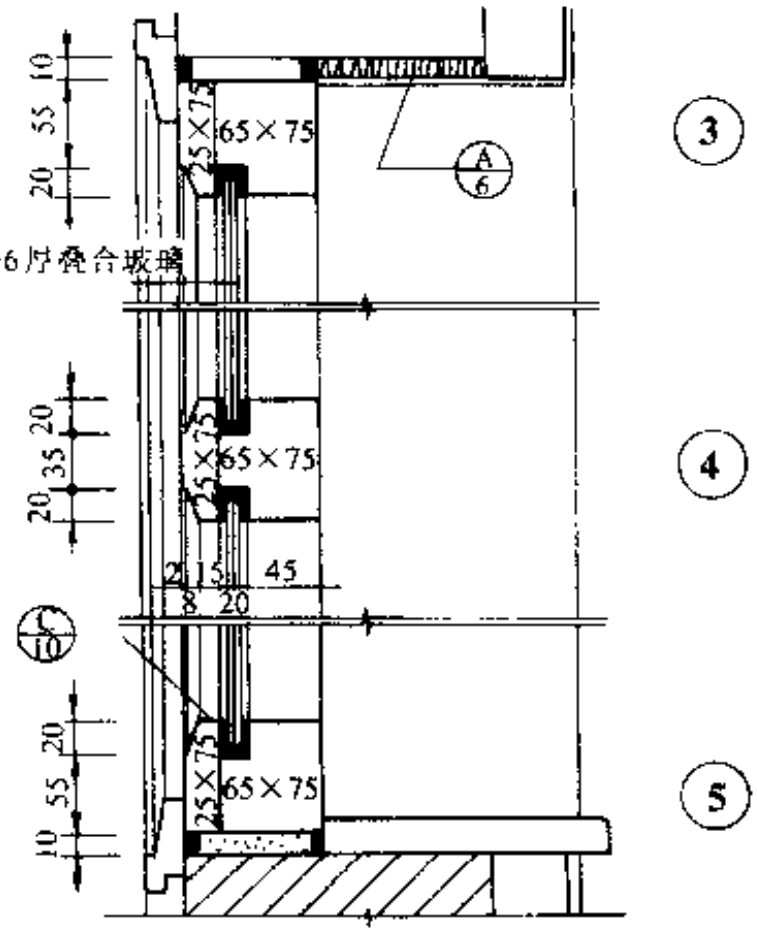


1—1



2—2

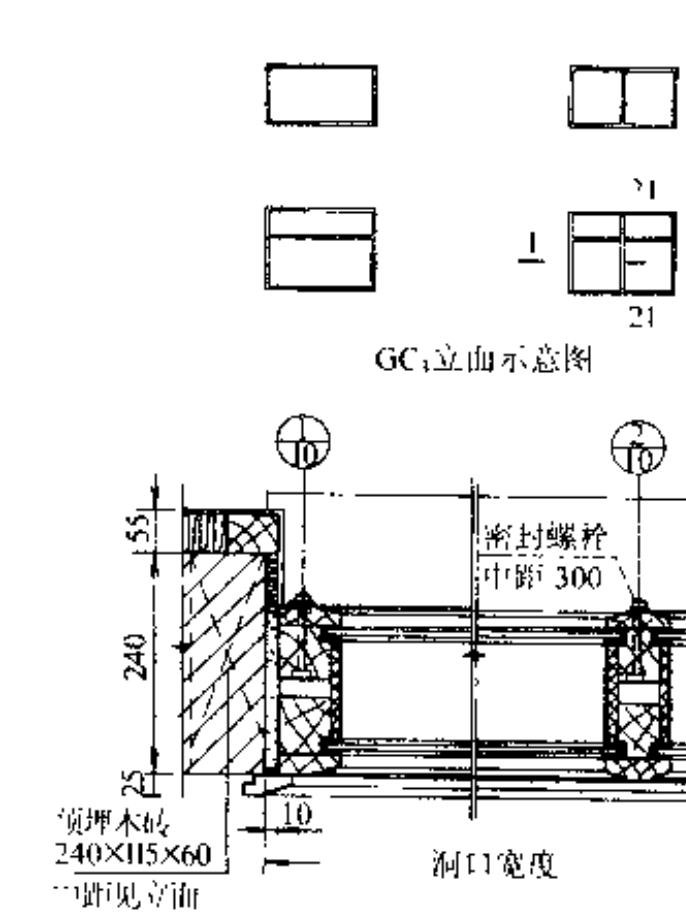


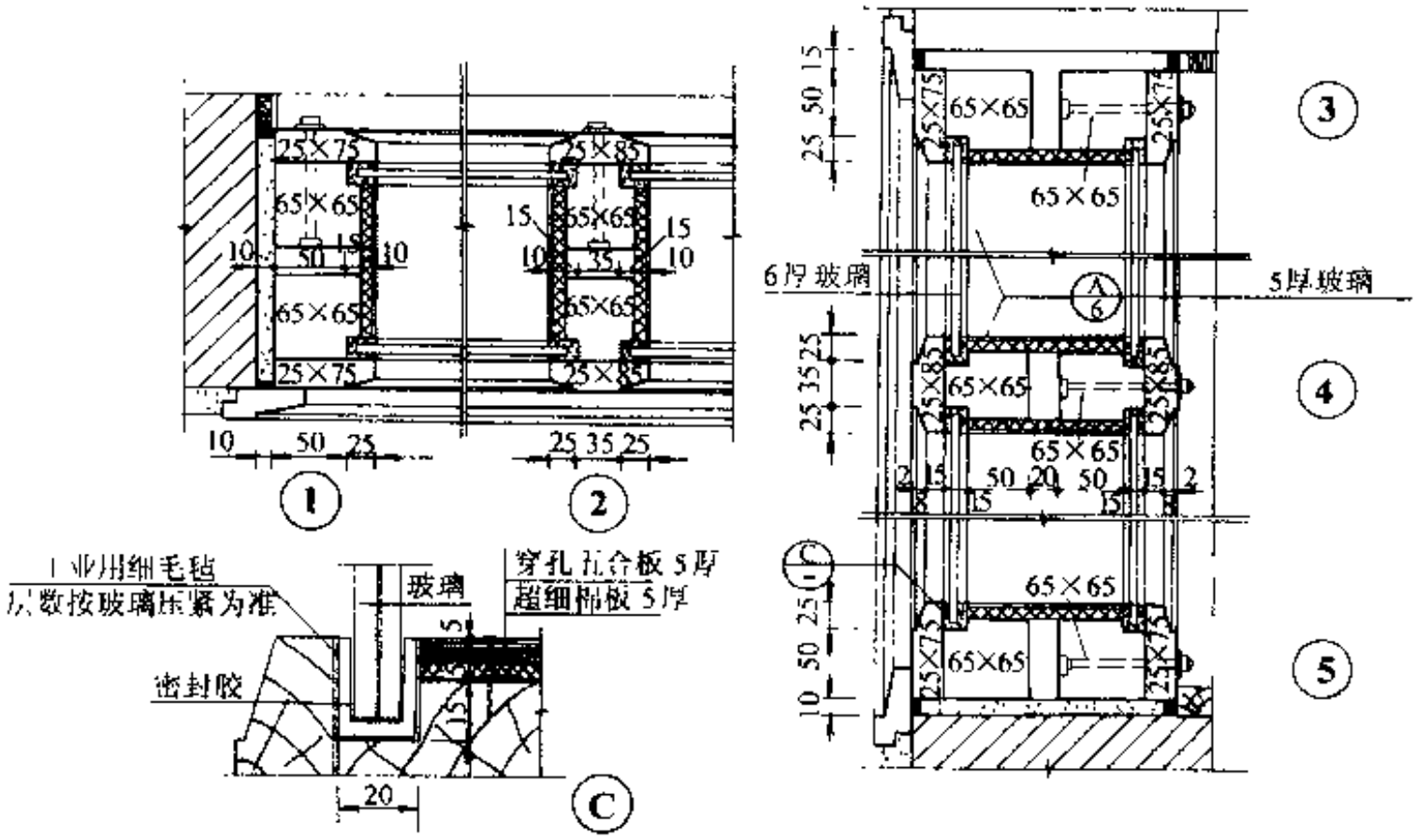


a）

图　5.1-63

a）35dB 单层木隔声观察窗

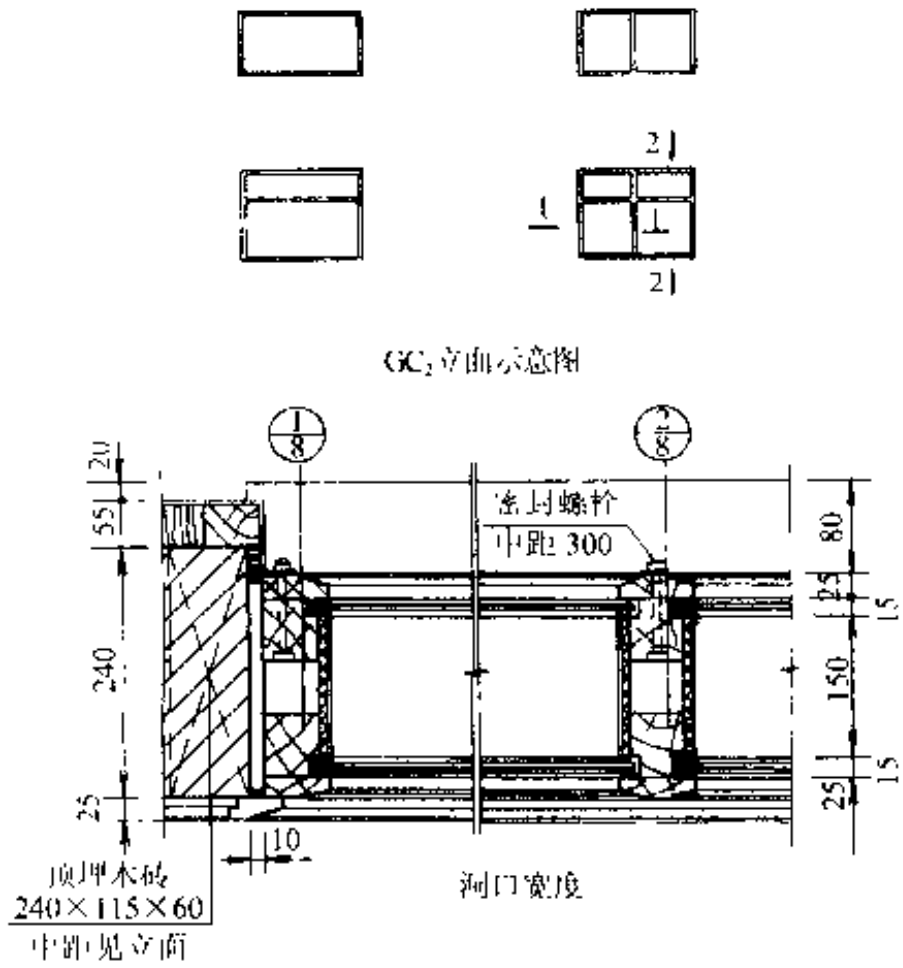


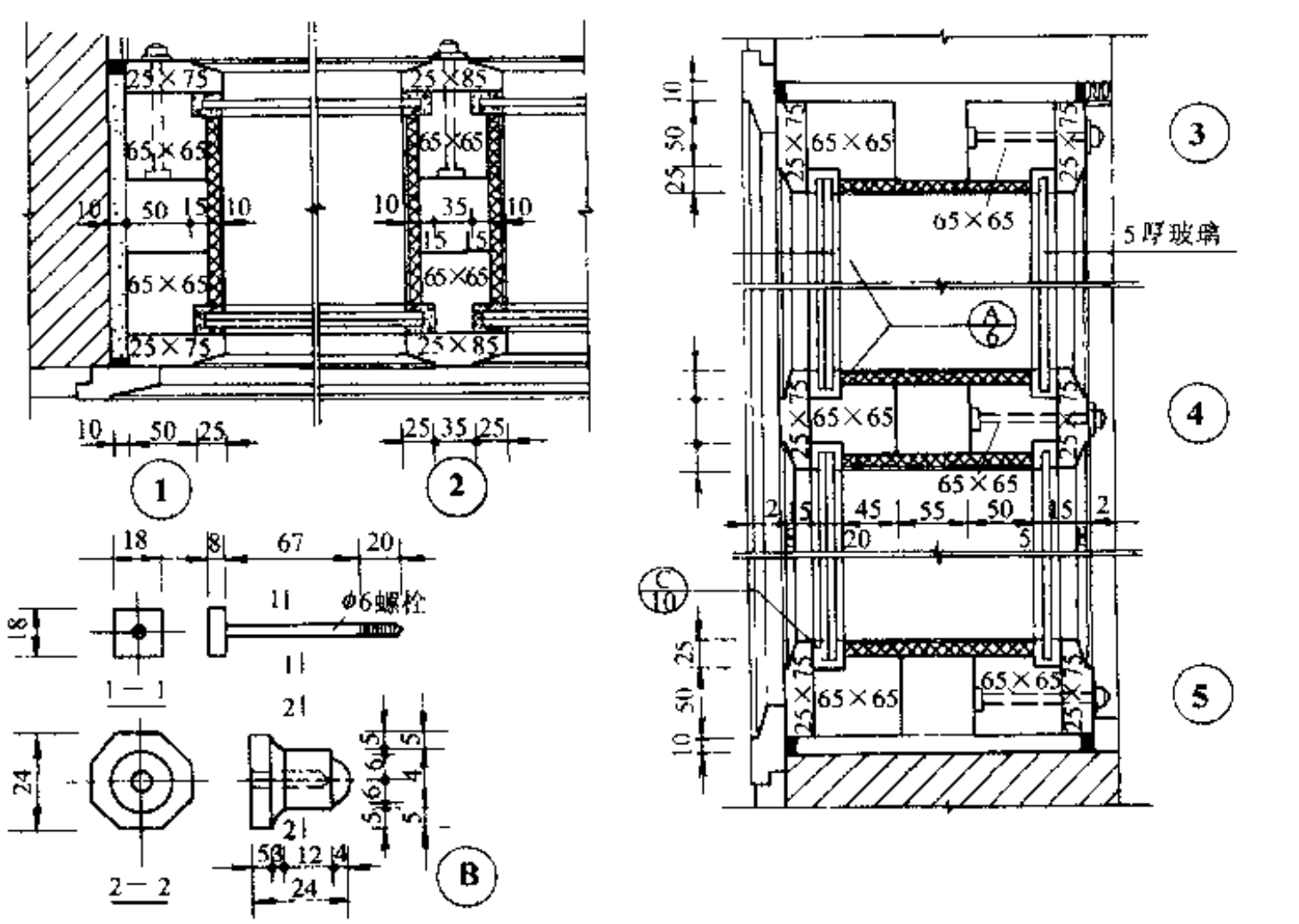


a)

图　5.1-64

a）40dB 双层木隔声观察窗

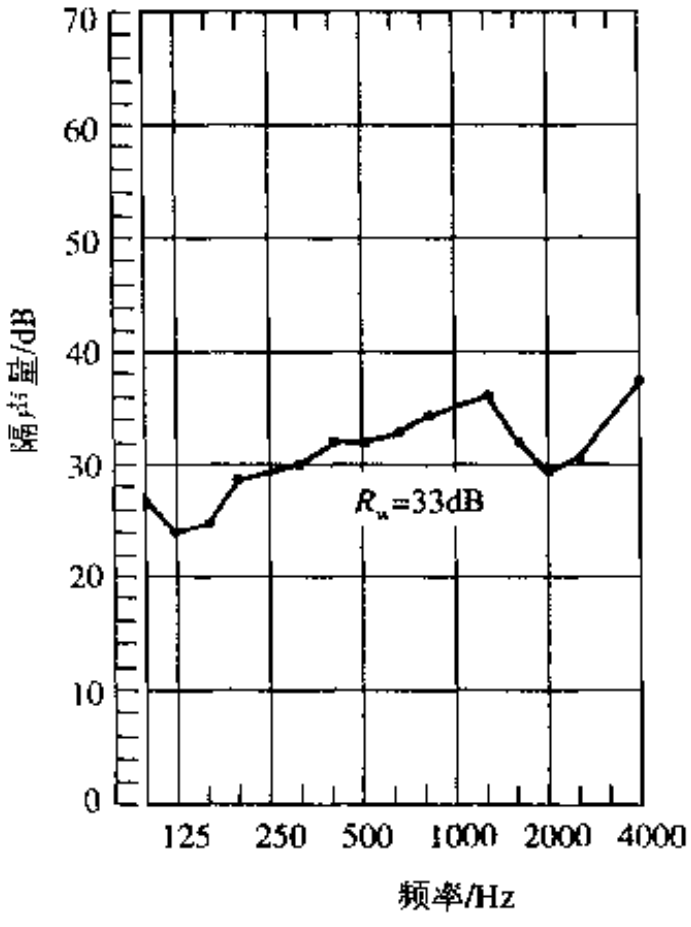




a)

图　5.1-65

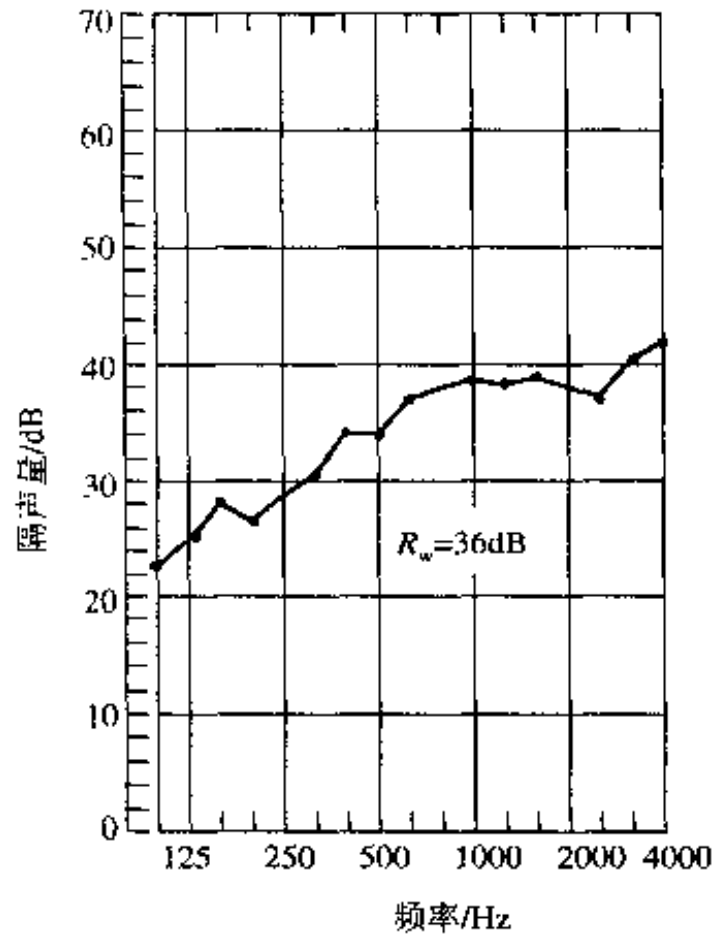
a）45dB 双层木隔声观察窗



b)

图 5.1-62（续）

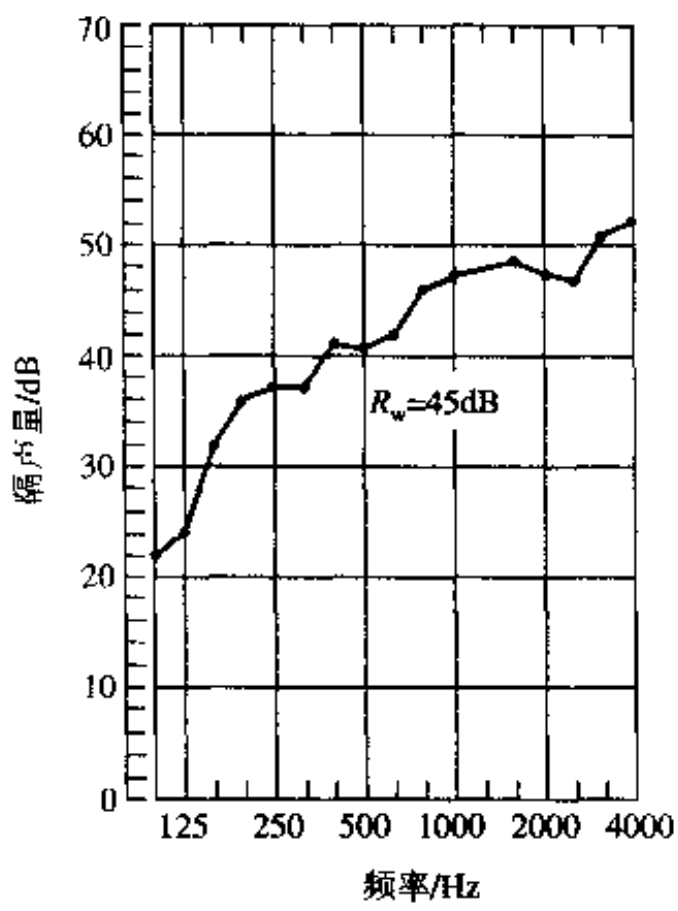
b）30dB 单层木隔声窗隔声曲线



b)

图 5.1-63（续）

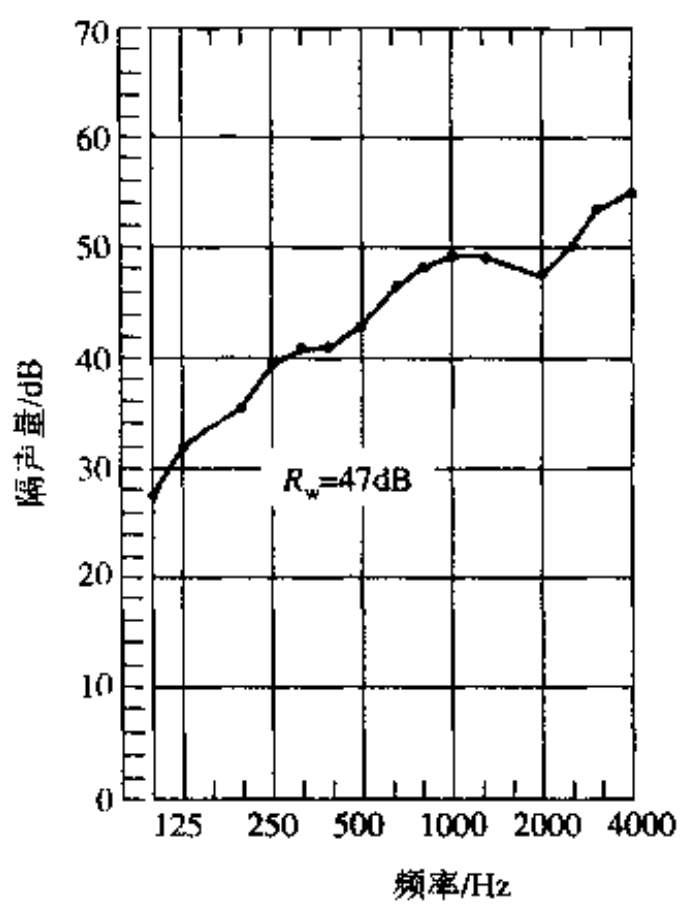
b）35dB 单层木隔声窗隔声曲线



b)

图 5.1-64（续）

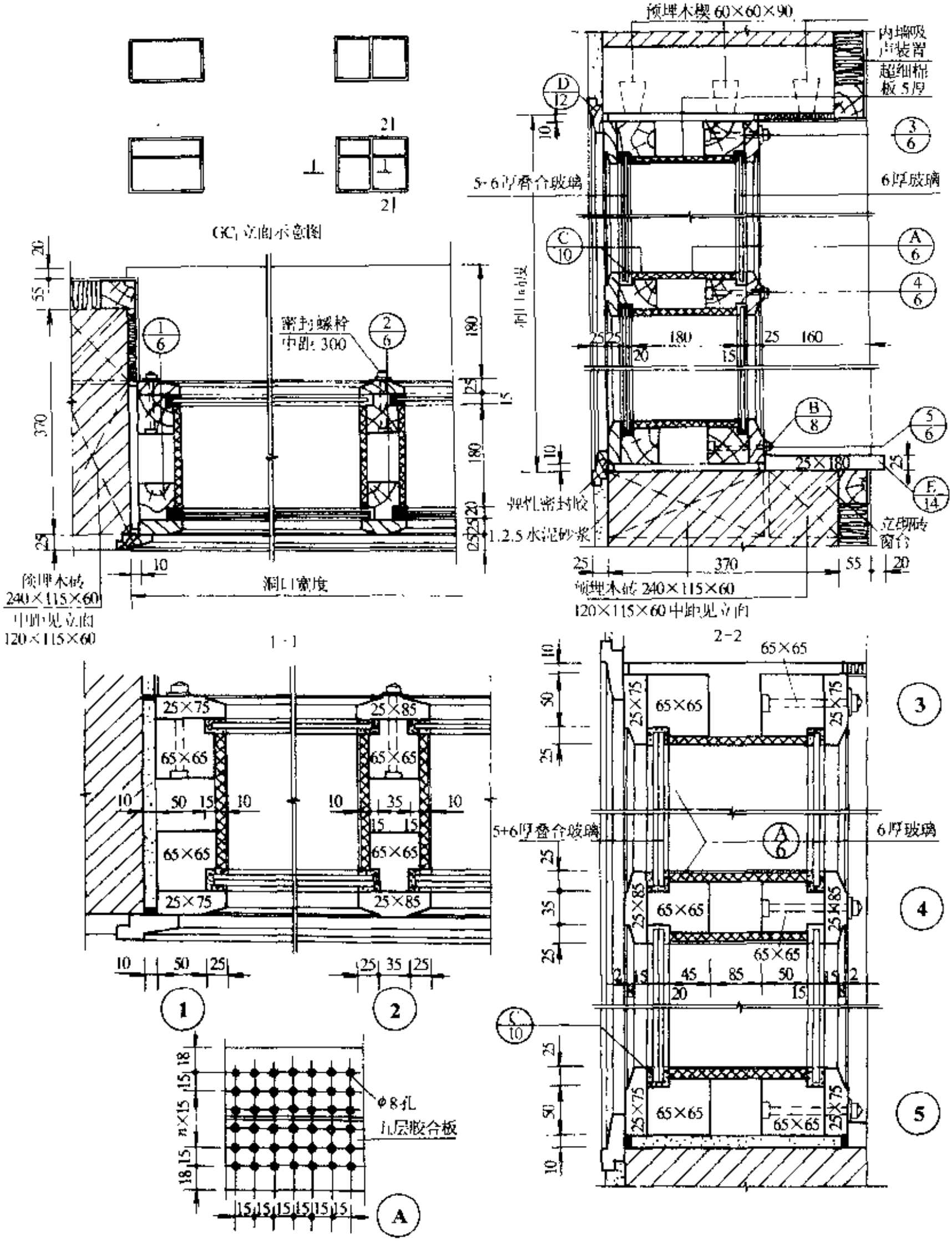
b）40dB 双层木隔声窗隔声曲线



b)

图 5.1-65（续）

b）45dB 双层木隔声窗隔声性能

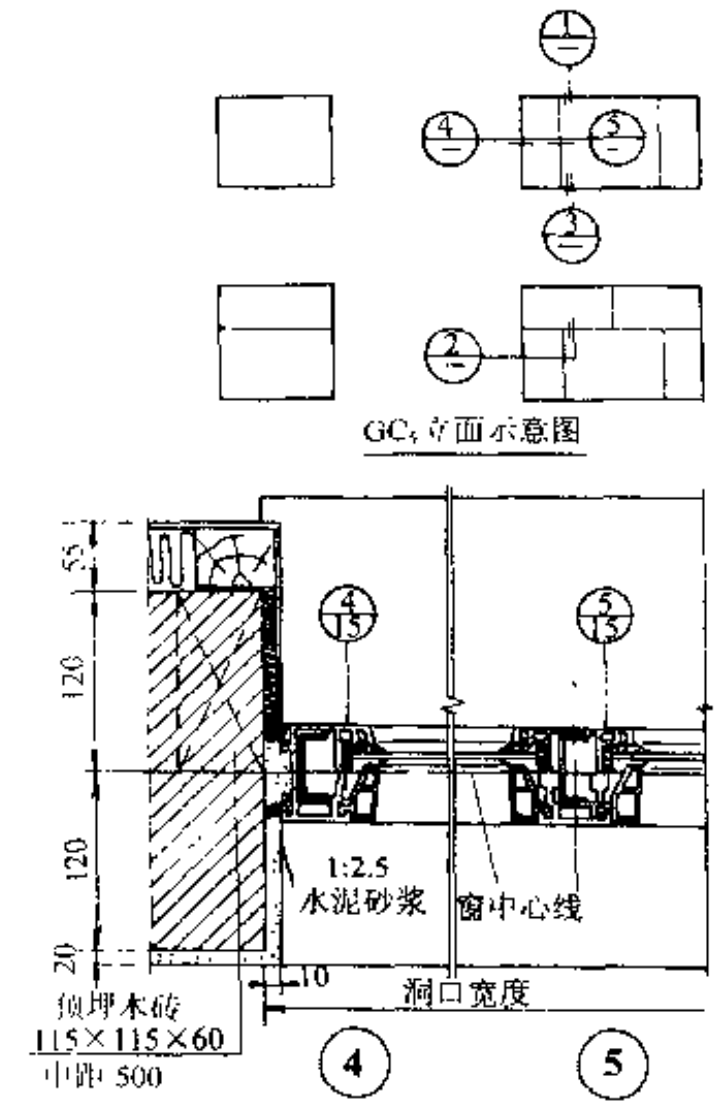


a）

图　5.1-66

a）50dB 双层木隔声观察窗

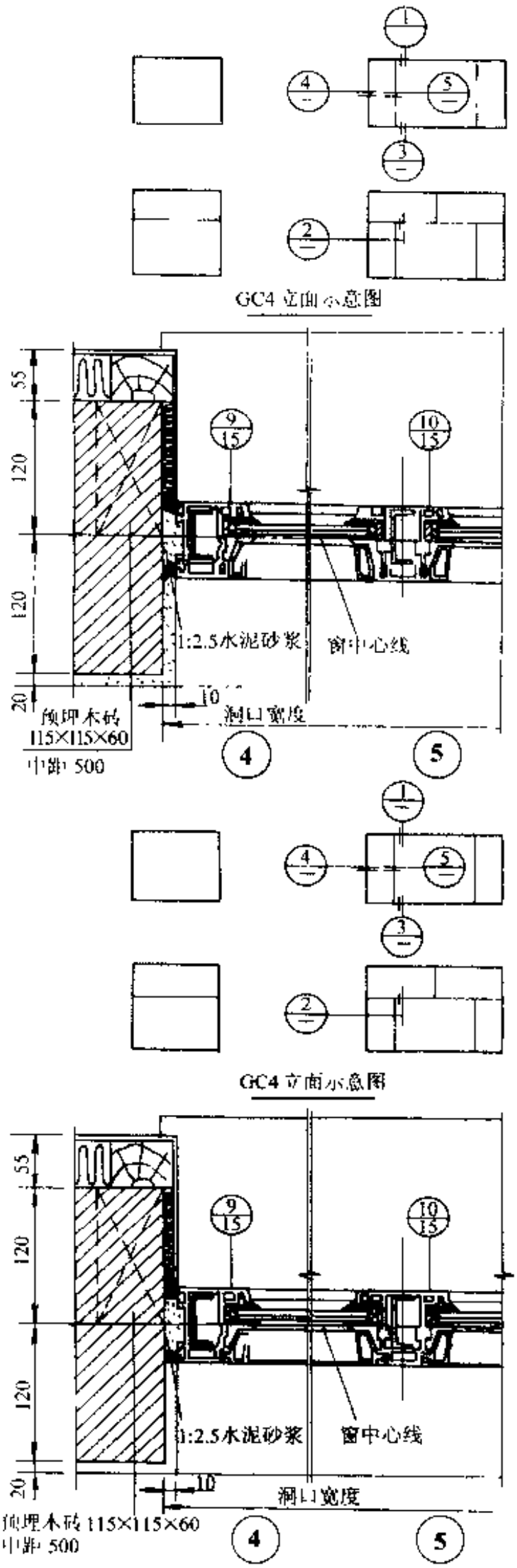
(2) 塑料隔声观察窗

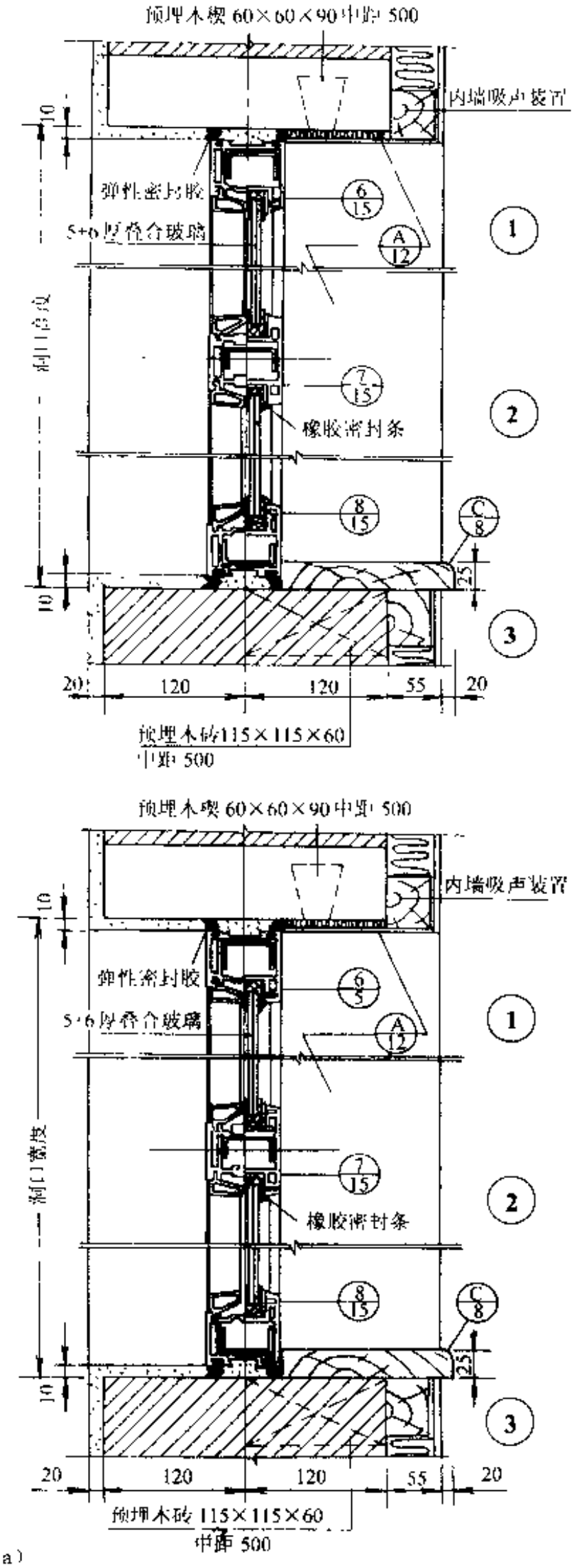


a)

图　5.1-67

a) 30dB 单层塑料观察窗

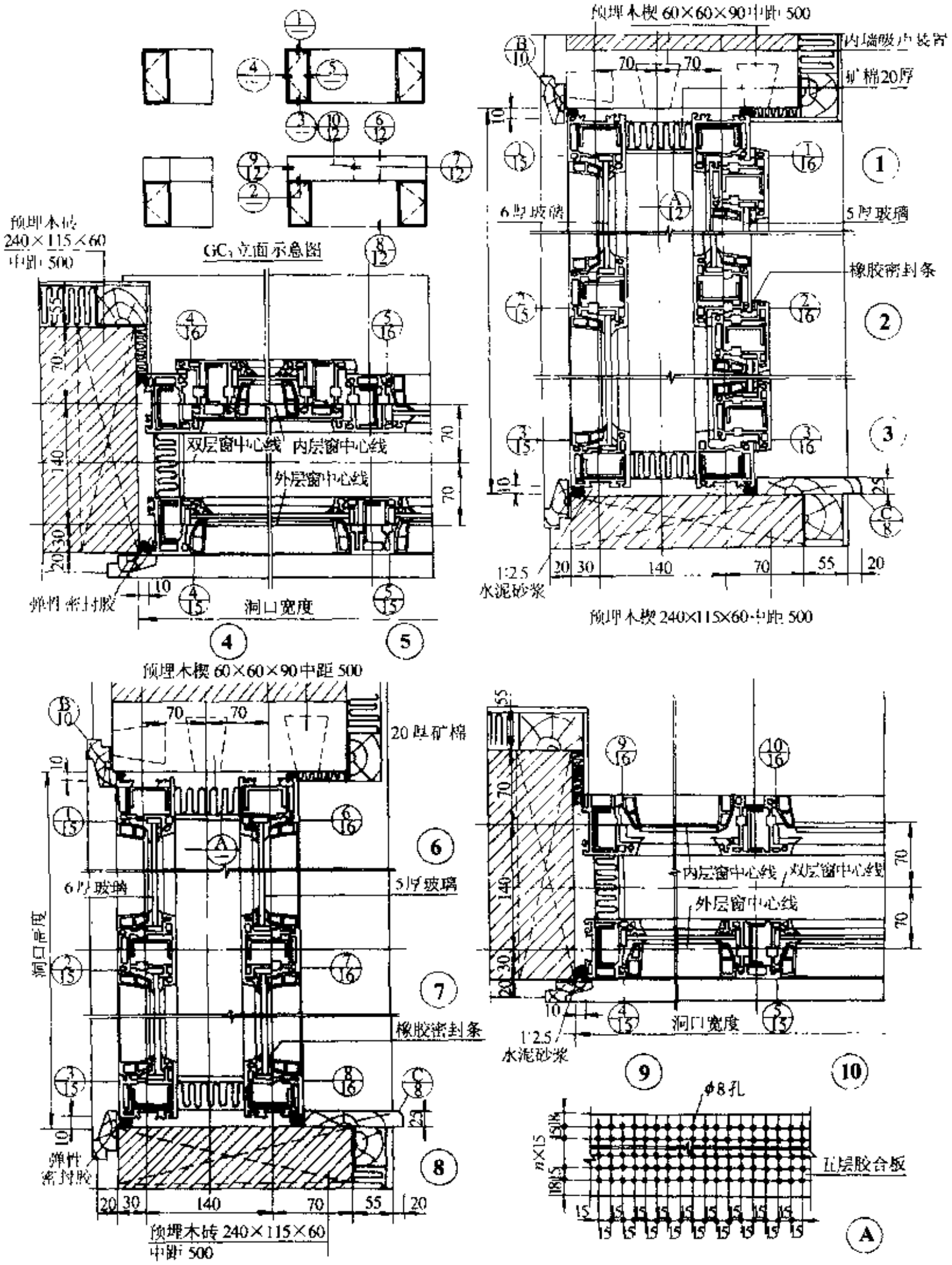




a)

图　5.1-68

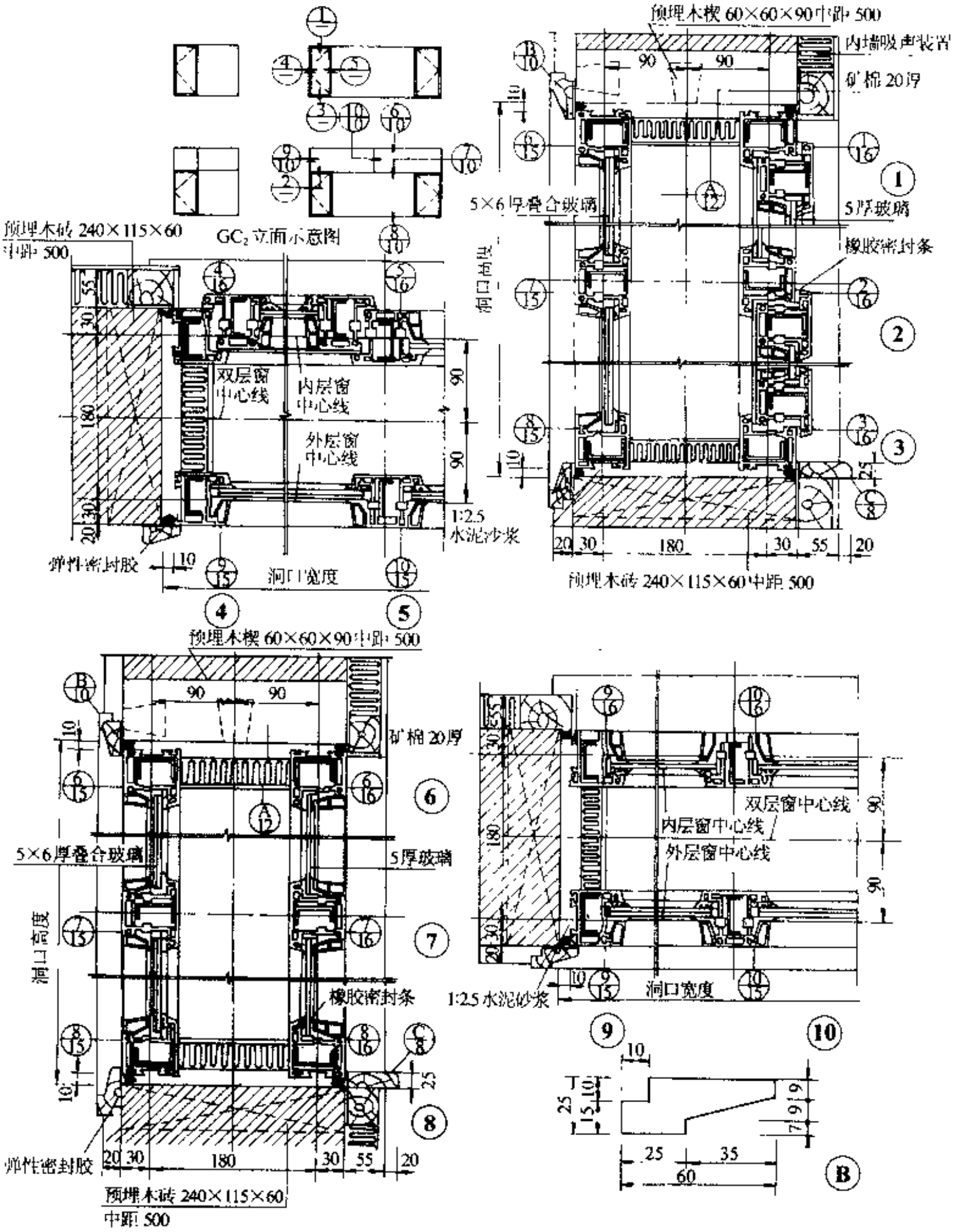
a）35dB 单层塑料隔声观察窗



a）

图　5.1-69

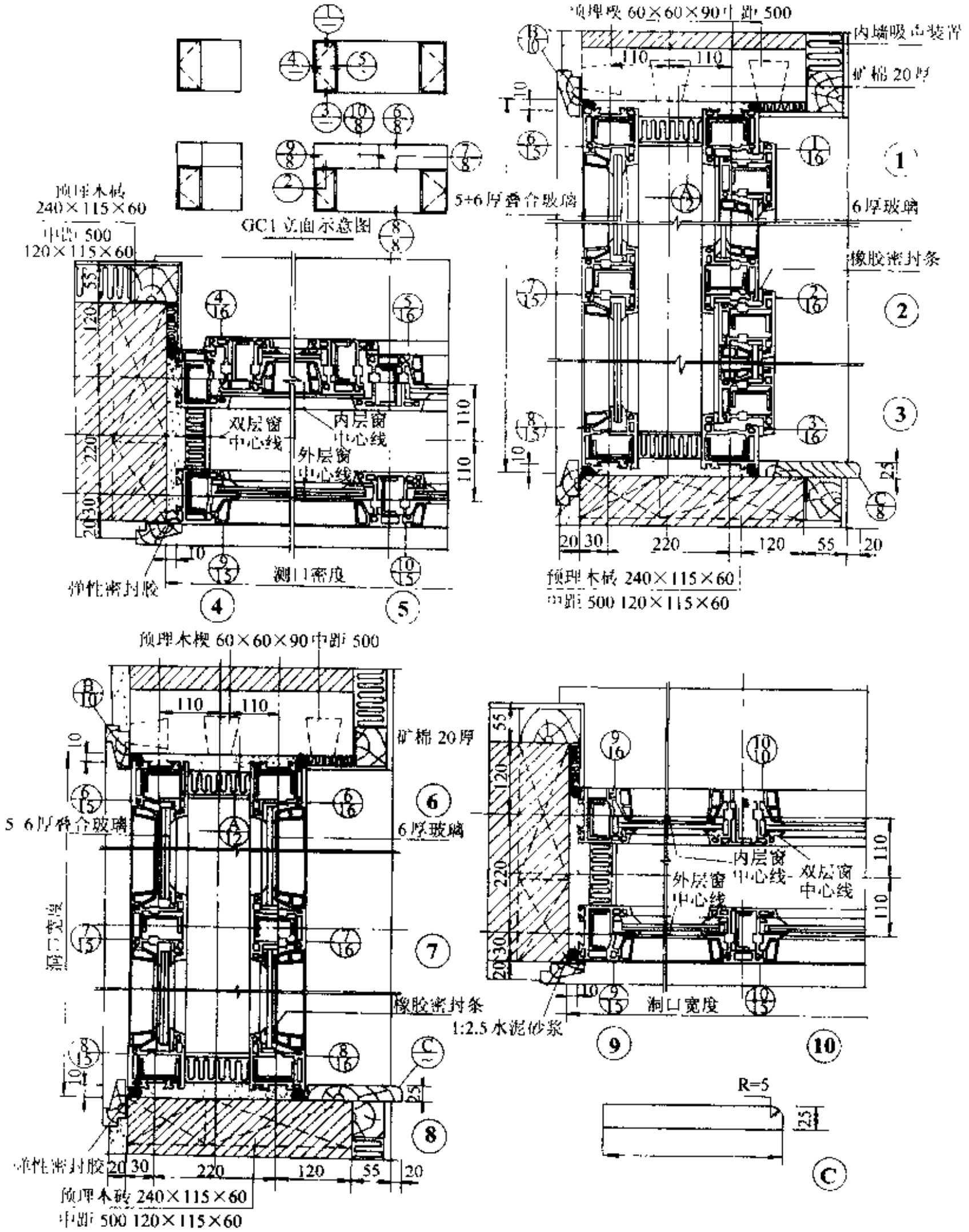
a）40dB 双层塑料隔声观察窗



a）

图　5.1-70

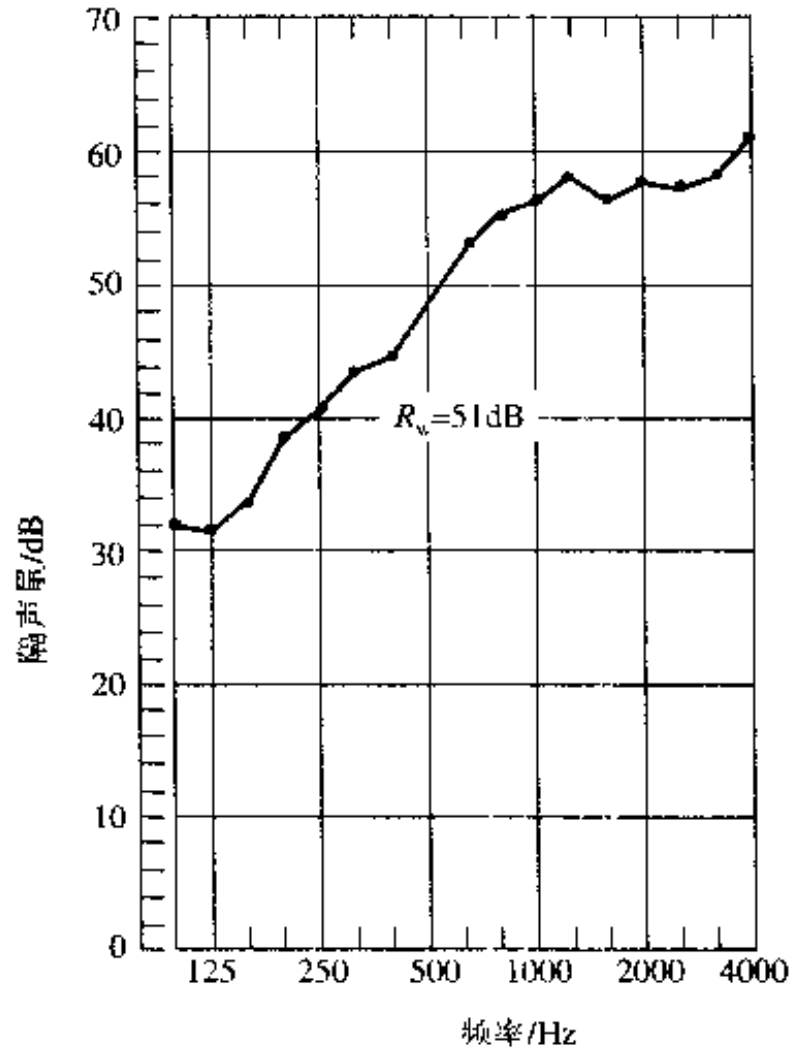
a）45dB 双层塑料隔声观察窗



a)

图 5.1-71

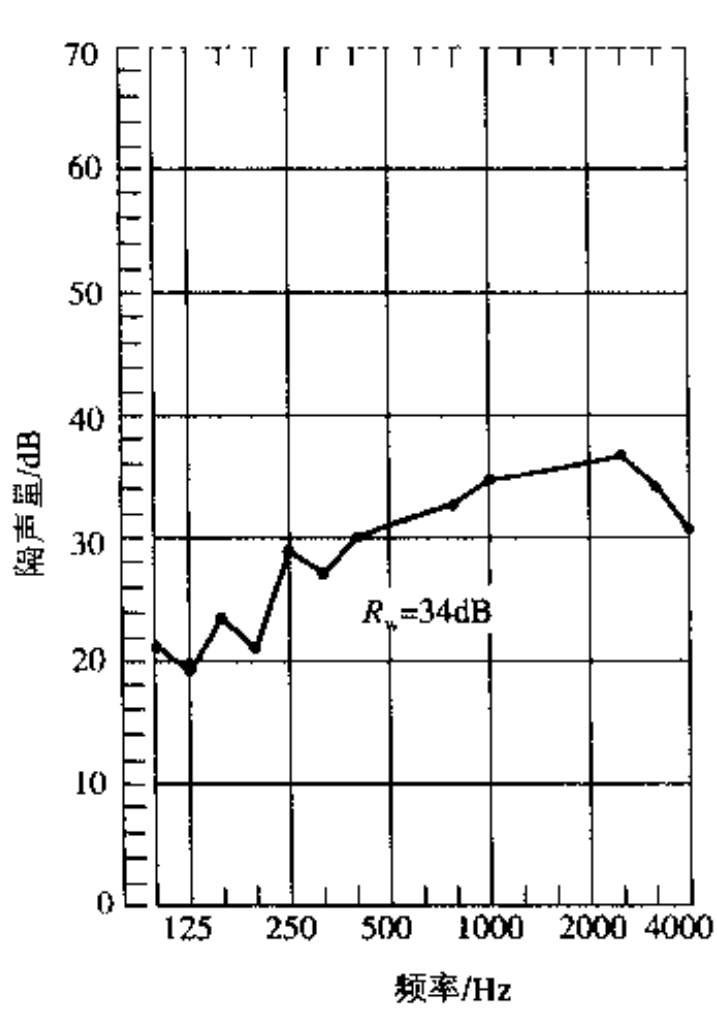
a) 50dB 双层塑料隔声观察窗



b）

图　5.1-66（续）

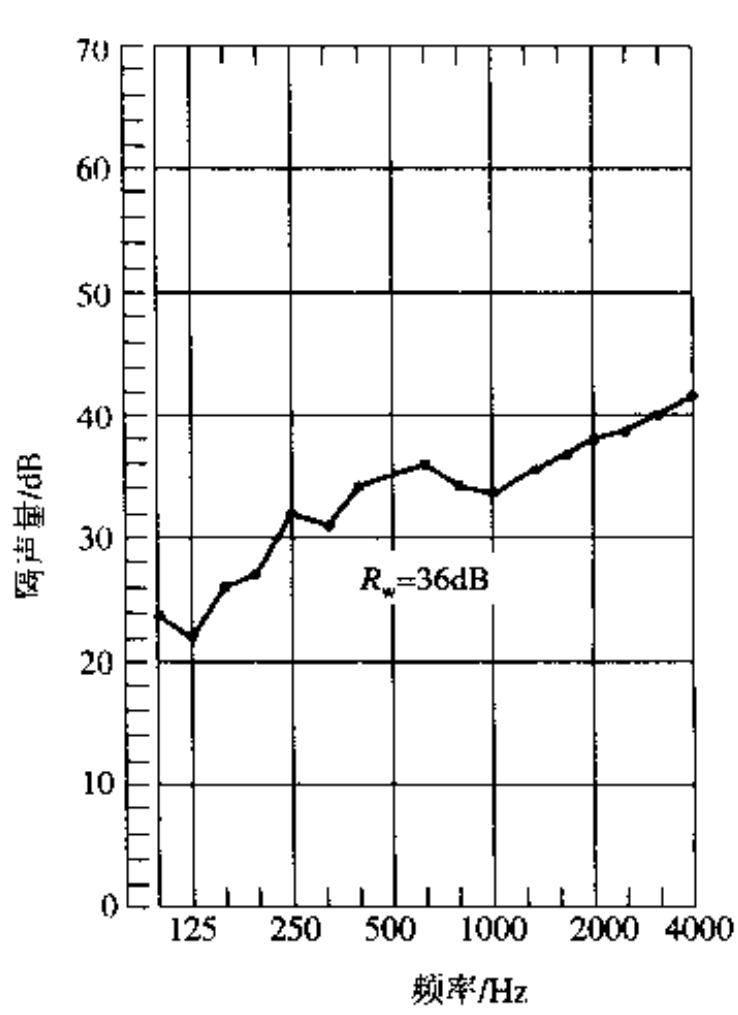
b）50dB 双层木隔声窗隔声曲线



b）

图 5.1-67（续）

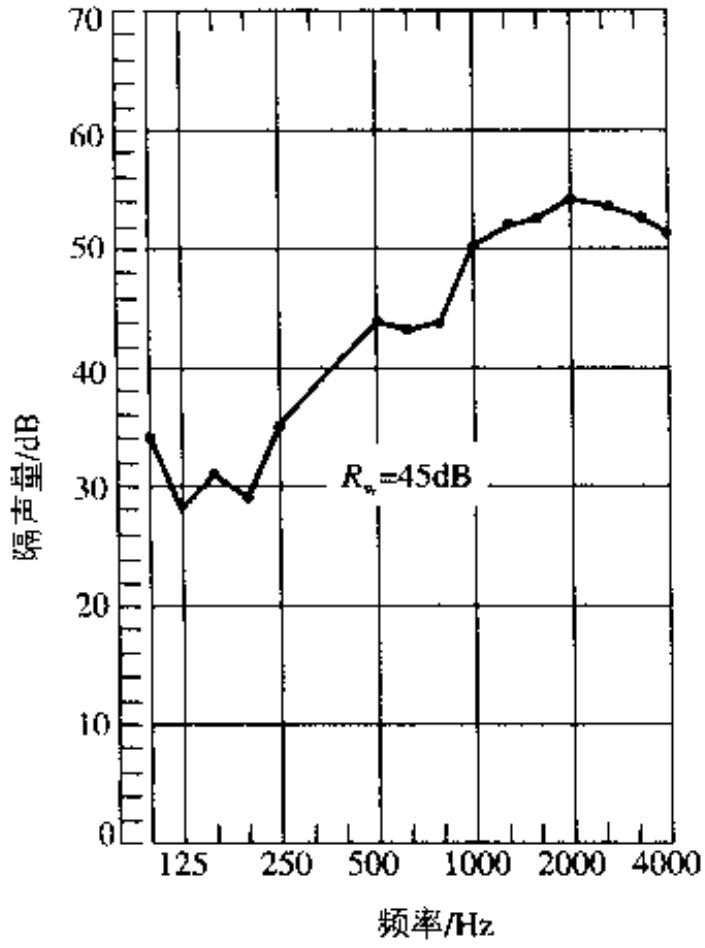
b）30dB 单层塑料隔声窗隔声曲线



b）

图 5.1-68（续）

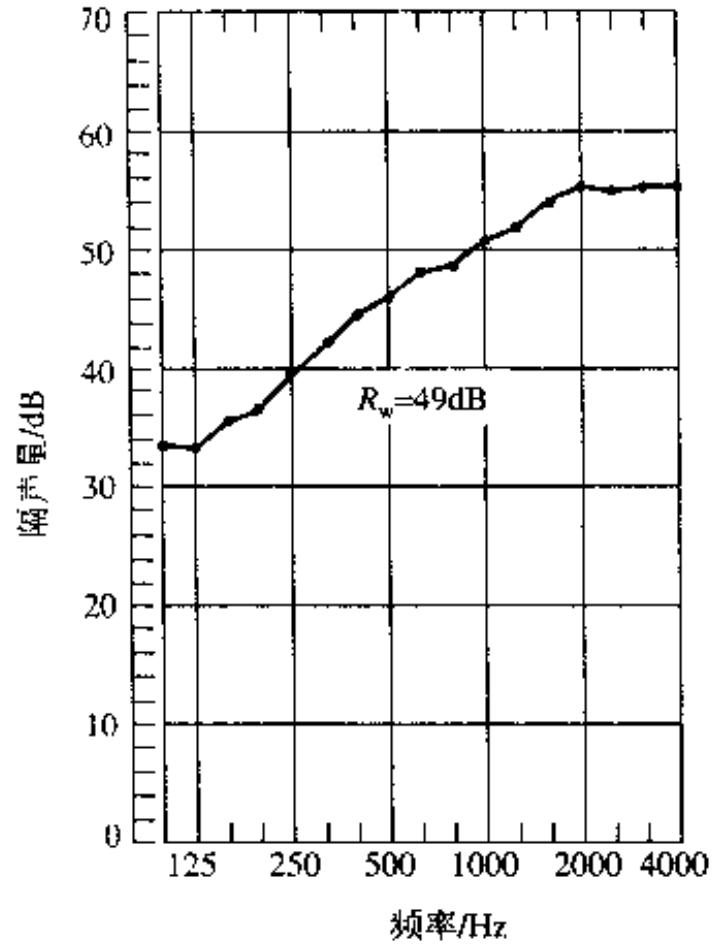
b）35dB 单层塑料隔声窗隔声性能



b)

图 5.1-69（续）

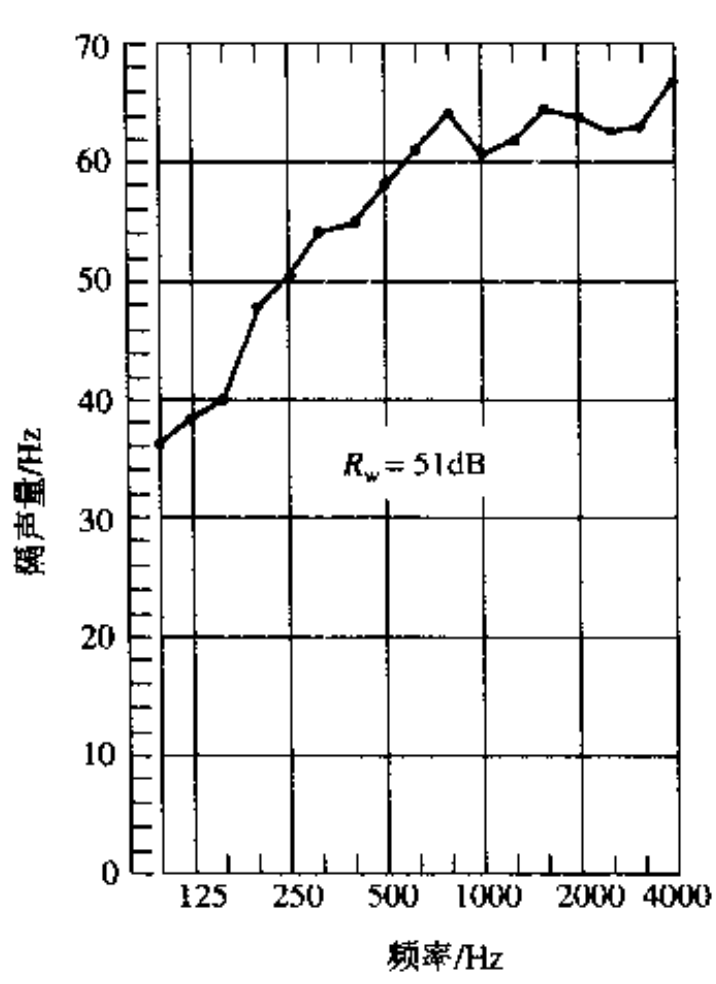
b）40dB 双层塑料隔声窗隔声性能



b)

图 5.1-70（续）

b）45dB 双层塑料隔声窗隔声曲线



b)

图 5.1-71（续）

b）50dB 双层塑料隔声窗隔声曲线

3. 常用窗隔声量

（1）普通单层、双层玻璃窗的隔声量

表 5.1-25　普通单层玻璃窗的隔声量

窗面积/m^2	玻璃厚度/mm	倍频程隔声量/dB						平均隔声量/dB	计权隔声量/dB
		125	250	500	1000	2000	4000		
2	3	21	22	23	27	30	30	25.5	27
3	4	22	24	28	30	32	29	27.5	29
3	6	25	27	29	34	29	30	29.0	29
2	8	31	28	31	32	30	37	30.5	31
2	10	32	31	32	32	32	38	32.8	32
2	12	32	31	32	33	33	41	33.7	33
2	15	36	33	33	28	39	41	35.0	30

表 5.1-26　普通双层玻璃窗的隔声量

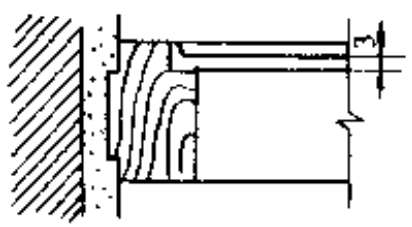
窗面积/m^2	双层窗的组合玻璃厚/空气层厚/玻璃厚/mm	倍频程隔声量/dB						平均隔声量/dB	计权隔声量/dB
		125	250	500	1000	2000	4000		
1.9	3/8/3	17	24	25	30	38	38	28.7	30
1.9	3/32/3	18	28	36	41	36	40	33.2	36
*1.8	3/100/3	24	34	41	46	52	55	42	43
*3.0	3/200/3	36	29	43	51	46	47	42	41
1.13	4/8/4	20	19	22	35	41	37	29	27
*1.8	4/100/4	29	35	41	46	52	43	41	44
*3.0	4/254/4	31	41	50	50	51	44	44.5	45
3.8	6/10/6	22	21	28	36	30	32	28.2	30
*1.8	6/100/6	32	38	40	45	50	42	41.2	43
1.8	6/100/3	26	32	39	39	46	47	38.2	41
*1.8	6/100/3	30	35	41	46	51	54	42.8	45

注：表中有*者为边框有吸声处理之双层窗。

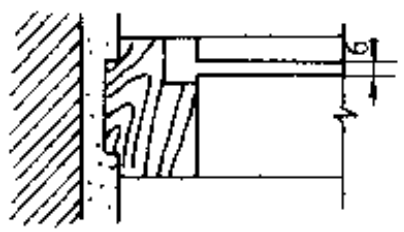
（2）窗构造及其隔声量实例

表 5 1-27

序号	窗种类	窗扇材料	窗缝处理	窗框吸声处理	玻璃厚度/mm	空气层厚度/mm	倍频程隔声量/dB						平均隔声量/dB	计权隔声量/dB	说 明
							125	250	500	1000	2000	4000			
1	单层平开窗	木	无	—	3	—	20.0	21.5	20.0	21.0	23.5	24.5	21.8	22	普通标准木窗
2	单层固定窗	木	—	—	3	—	20.4	23.0	25.5	29.8	34.0	29.5	26.8	30	
3	单层固定窗	木	—	—	6	—	24.9	26.3	30.5	34.2	27.8	37.7	30.3	32	



窗 2（窗面积 150×1600）

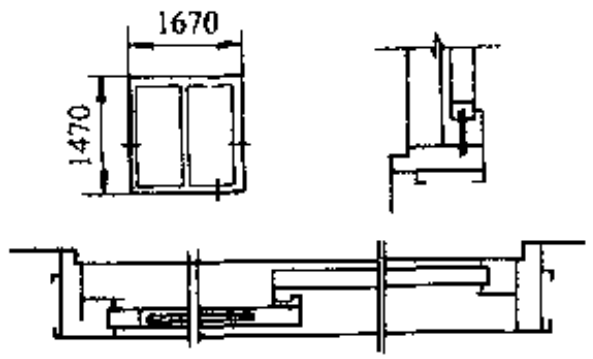


窗 3（窗面积 1000×2000）

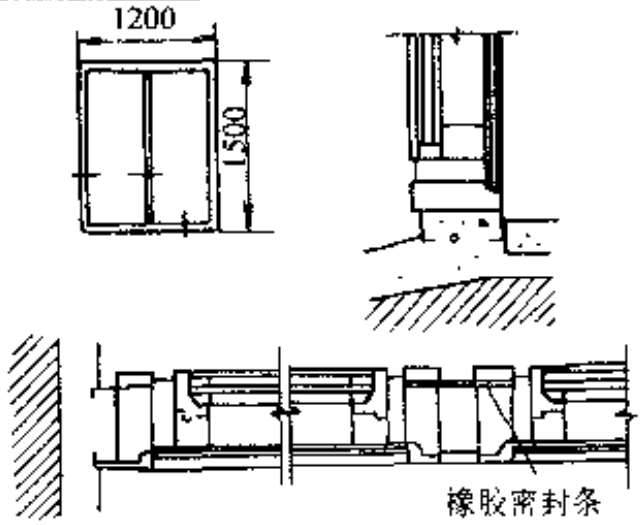
4	单层平开窗	钢	无	-	3		15.7	19.6	20.5	22.5	22.9	24.2	20.9	23	普通空腹钢窗
			橡胶条	--		--	14.6	20.0	22.0	24.7	22.3	26.9	21.8	23	
5	单层推拉窗	铝合金	尼龙毛刷条	- -	5	—	20.0	22.1	22.7	25.2	25.2	24.2	22.5	25	
			橡胶条	--	4	—	26.0	22.5	24.0	26.5	28.0	30.0	26.1	27	
6	单层平开窗	铝合金	双道橡胶条	—	5	—	20.4	27.0	28.5	32.5	34.6	35.2	29.3	32	
7	单扇双层玻璃平开窗	木	无	—	5+5	45	10.0	22.5	19.5	19.0	16.5	26.0	18.2	19	窗面积 2560×1180，见图 5.1-57
			φ10 乳胶条	—	5+5	45	12.5	29.0	29.0	26.5	26.0	42.0	26.5	27	
			φ15 乳胶条	—	5+5	45	13.0	30.0	27.0	26.0	31.0	40.5	27.1	30	
			φ10、φ15 双乳胶条	—	5+5	45	19.0	30.0	29.0	31.0	35.0	48.0	30.3	32	

（续）

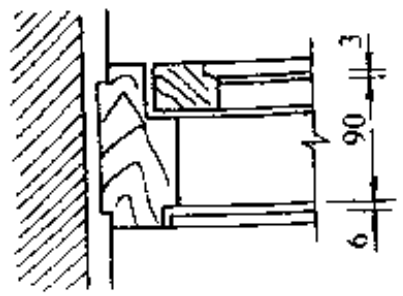
序号	窗种类	窗扇材料	窗缝处理	窗框吸声处理	玻璃厚度/mm	空气层厚度/mm	各频程隔声量/dB						平均隔声量/dB	计权隔声量/dB	说明
							125	250	500	1000	2000	4000			
8	双层固定窗	木	—	无	3+6	90	27.7	33.6	42.8	50.6	57.0	59.5	44.6	47	



窗 5

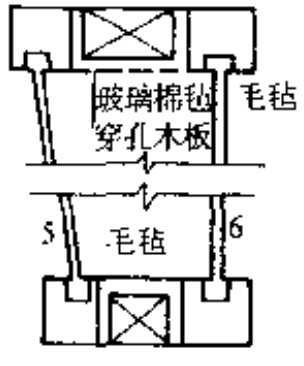


窗 6

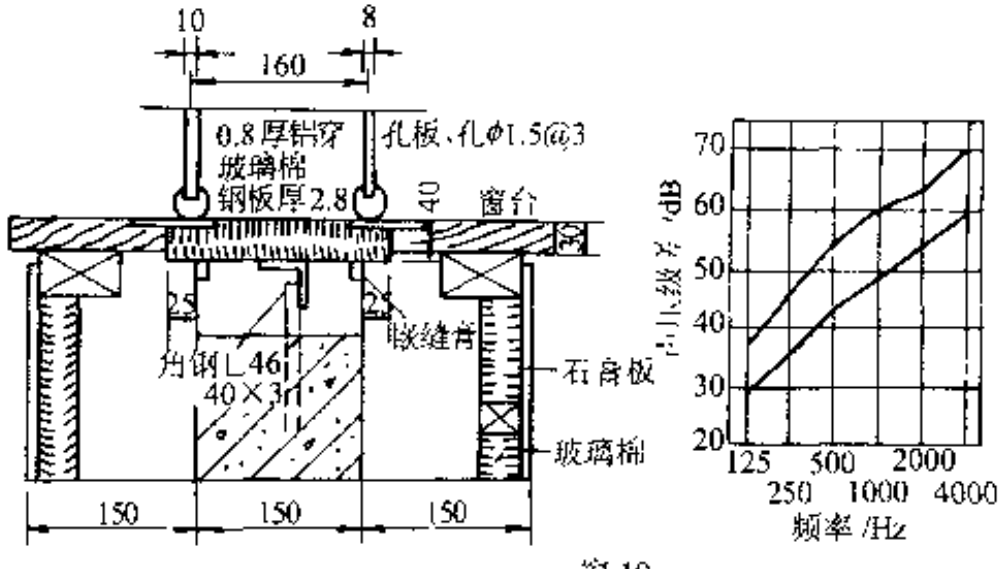


窗 8

9	双层固定窗	木	—	穿孔板中空	5+6	85～115	31.0	36.0	44.5	56.5	55.0	43.2	44.0	46	
				穿孔板中玻璃棉毡	5+6	85～115	30.1	36.4	46.7	57.2	57.4	53.0	46.1	49	
				穿孔板中玻璃棉毡	5+6	125～150	29.0	36.8	48.0	59.0	59.0	49.5	46.7	49	
				穿孔板中玻璃棉毡	5+6	80～190	29.5	36.0	46.5	58.0	57.0	52.0	45.7	48	
10	双层固定窗	钢	—	穿孔板玻璃棉	10+8	160	见附图曲线						55	—	55dB 为 500Hz 之声级差



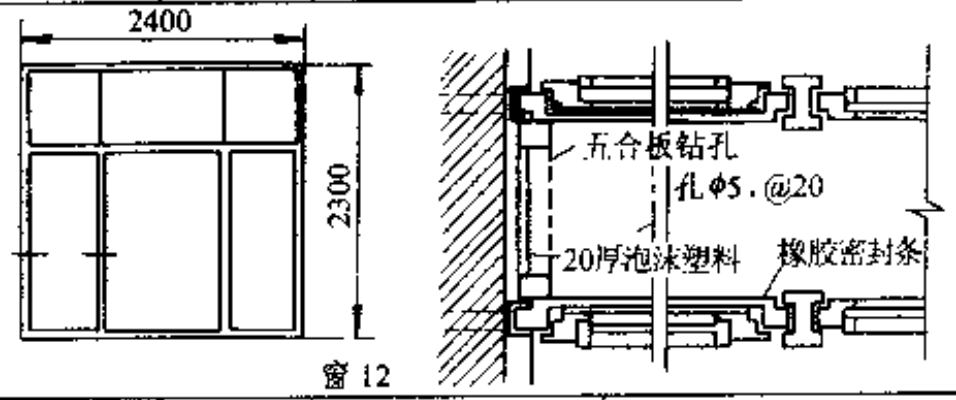
窗 9



窗 10

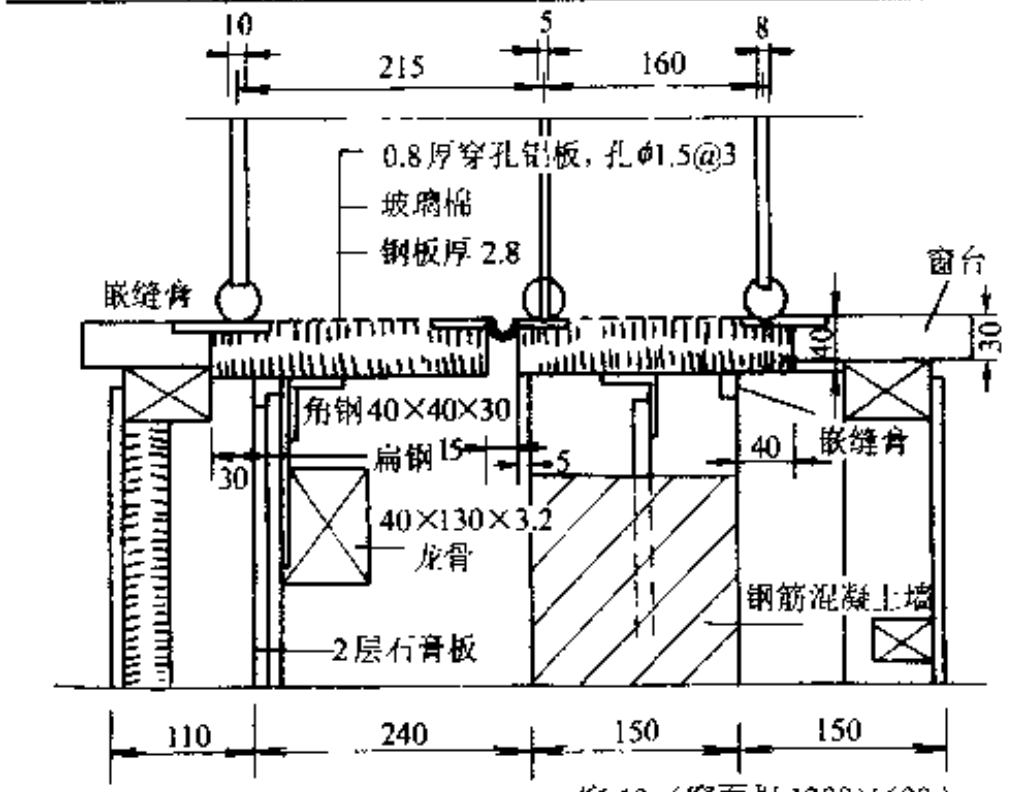
（续）

序号	窗种类	窗扇材料	窗缝处理	窗框吸声处理	玻璃厚度/mm	空气层厚度/mm	倍频程隔声量/dB						平均隔声量/dB	计权隔声量/dB	说 明
							125	250	500	1000	2000	4000			
11	双层平开窗	钢	无	无	4+4	120	23.5	25.5	29.5	32.5	34.0	40.5	30.9	33	普通钢窗
					5+5	100	22.0	19.0	29.0	32.0	42.0	56.0	33.2	32	
12	双层平开窗	钢	橡胶条	穿孔板	6+6	150	31.1	39.3	41.4	45.8	35.8	46.2	39.9	36	

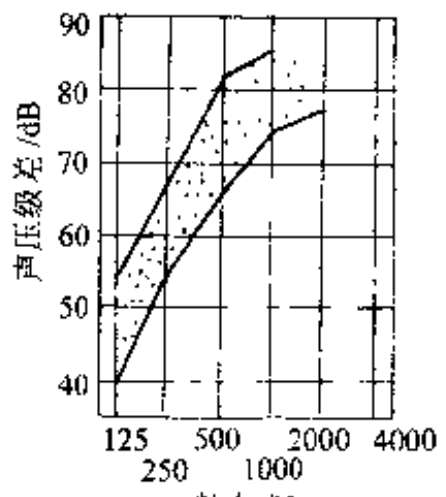


窗 12

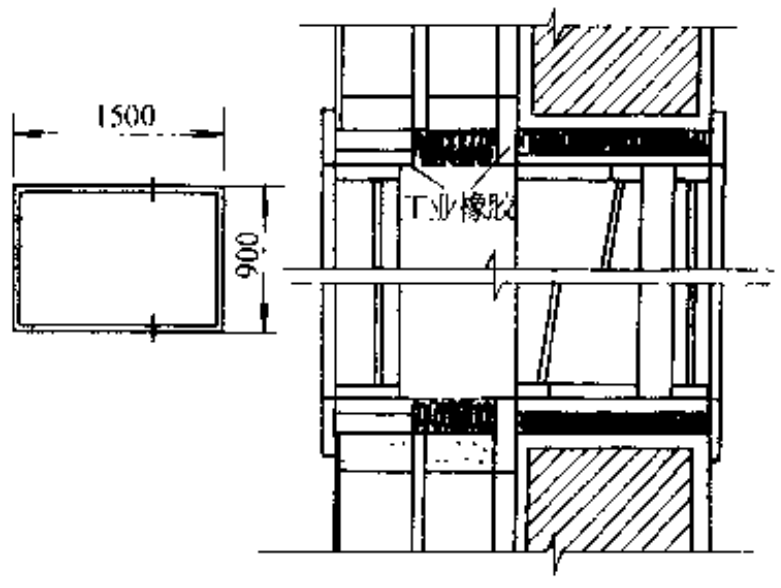
13	三层固定窗	钢	—	穿孔板	10+5+8	215+160	见附图之曲线						70	—	70dB 为500Hz 之声级者
14	三层玻璃观察窗	木	—	穿孔板	5+5+5	100～220+220～320	44	53	55	68	60	71	56	60	



窗 13（窗面积 1200×600）



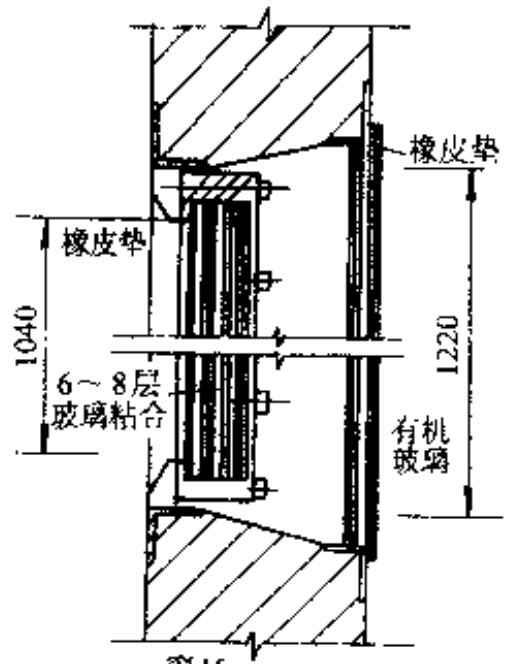
隔声特性曲线



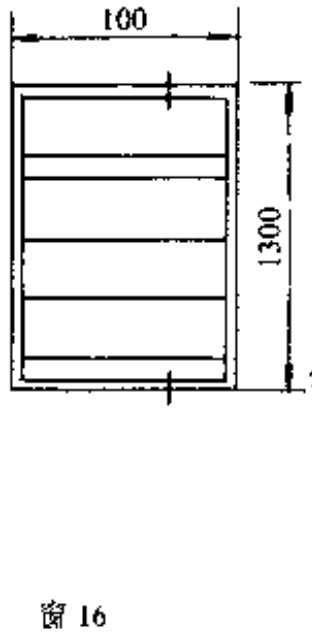
窗 14（录音室用观察窗）

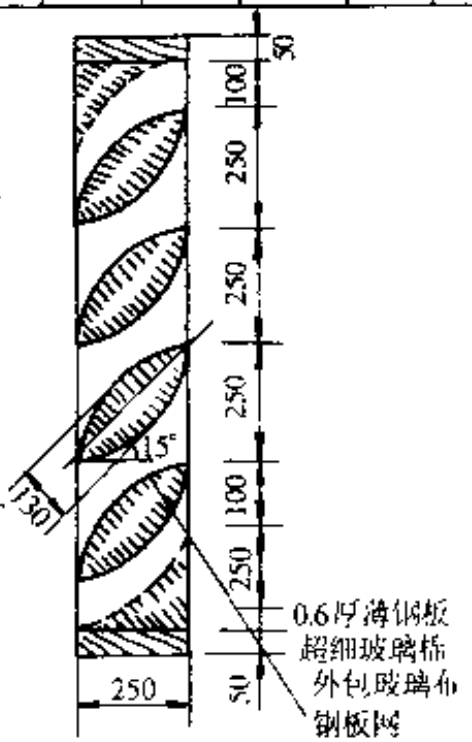
（续）

序号	窗种类	窗扇材料	窗缝处理	窗框吸声处理	玻璃厚度/mm	空气层厚度/mm	倍频程隔声量/dB						平均隔声量/dB	计权隔声量/dB	说明
							125	250	500	1000	2000	4000			
15	特种隔声窗	钢	—	无	6×10 玻璃+18 有机玻璃	200	40	47	55	63	70	70	56	58	
					8×10 玻璃+18 有机玻璃	400	45	52	59	69	75	75	61	63	
16	通风百叶窗	见附图 16					6.5	9.5	11.3	14	17	17	12.6	15	



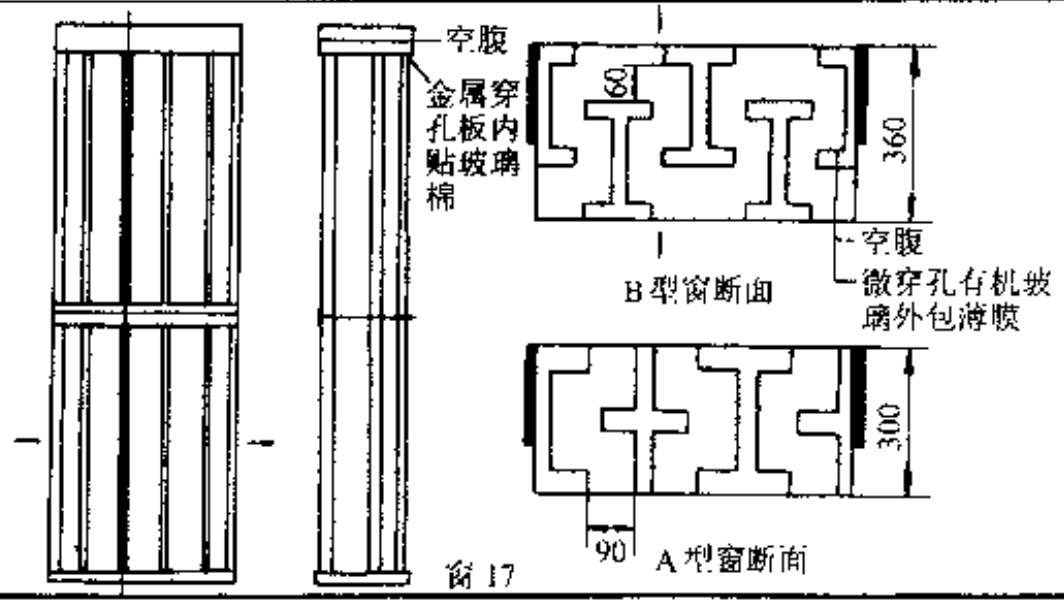
窗15



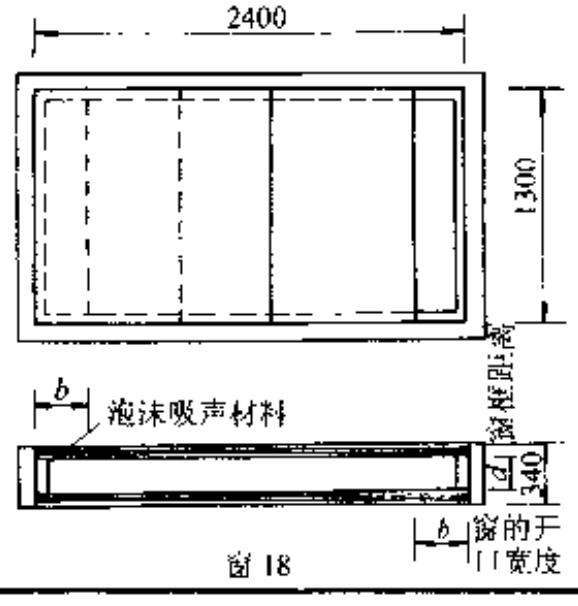


窗16

17	穿孔板通风窗	见附图 15	插入损失 15～21dB（A）	
18	推拉通风窗	详见窗 18 附图及附表		



窗17



窗18

窗 18 附表　推拉通风窗的隔声量　　（单位：dB）

开口宽度 b/mm 隔声量/dB 玻璃间距 d (空气层厚度)/mm	0 (关闭)	25	50	100	200	说　明
单层窗	22.9	13.6	12.4	11.0	9.1	窗框无吸声处理
双层窗 25	32.1	19.0	18.2	16.9	16.9	
双层窗 50	34.2	19.2	18.2	17.1	15.5	
双层窗 100	35.7	20.1	18.4	15.6	16.6	
双层窗 200	34.9	20.2	18.5	16.2	14.0	
双层窗 25	34.7	21.1	20.3	19.4	19.0	窗框周围作吸声处理
双层窗 50	36.5	22.8	22.2	20.2	19.3	
双层窗 100	38.0	24.6	22.9	21.2	19.7	
双层窗 200	38.0	26.9	24.9	21.8	19.5	

注：表中隔声量表示各种情况下的平均隔声量。

1.11　不同构件的组合隔声量

由不同隔声量的构件在同一平面上组合时（如含有门窗的墙体），它的综合隔声量为总的入射声能与透过各构件声能之和的比值的分贝数。

设：各构件的透射系数为 τ_1，τ_2，$\tau_3\cdots\tau_n$

各构件组合后的等效透射系数为 τ

各构件的面积为 S_1，S_2，$S_3\cdots S_n$

各构件组合后的面积为

$S_0=(S_1+S_2+S_3+\cdots+S_n)$

则各构件总的传声量

$$=\tau_1S_1+\tau_2S_2+\tau_3S_3+\cdots+\tau_nS_n=\sum_{n=1}^{n}\tau_nS_n$$

而构件组合后的传声量 $=\tau_0\sum_{n=1}^{n}S_n$

以上两传声量是相等的，即

$$\tau_0\sum_{n=1}^{n}S_n=\sum_{n=1}^{n}\tau_nS_n$$

$$\tau_0=\frac{\sum_{n=1}^{n}\tau_nS_n}{\sum_{n=1}^{n}S_n} \qquad (5.1\text{-}28)$$

由于 $R=10\lg\frac{1}{\tau}$，所以 $\tau=10^{\frac{R}{10}}$。　（5.1-29）

R 与 τ 间的互算也可查图 5.1-72 计算图表获得。

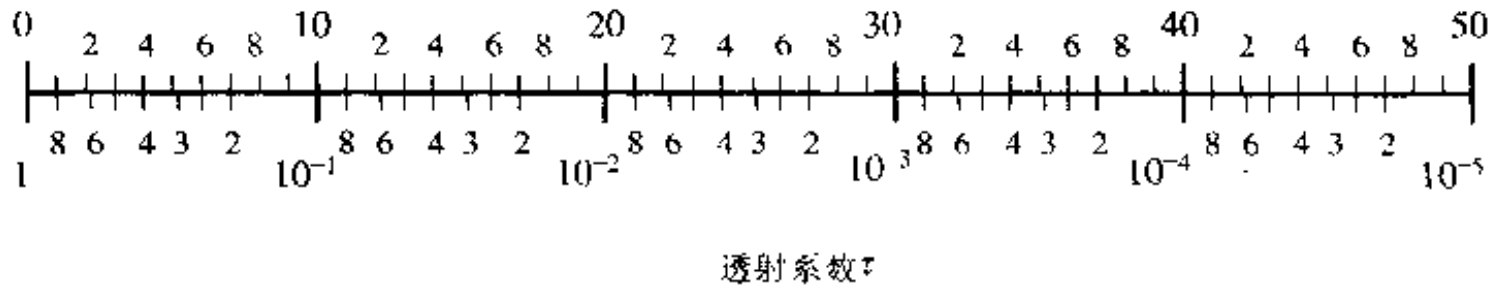


图 5.1-72　隔声量与透射系数换算图

各种构件组合后的隔声量

$$R_0 = 10\lg\frac{1}{\tau_0} = 10\lg\frac{\sum_{n=1}^{n} S_n}{\sum_{n=1}^{n}\tau_n S_n} \quad (5.1\text{-}30)$$

从式（5.1-30）中可以看出，若某一构件的透声量$\tau_n S_n$比其他构件的透声量要大得多时（隔声量小得多时），则其他构件的透声量$\tau_1 S_1$，$\tau_2 S_2$…都几乎可以略去，R_0基本上由透声量最大的构件决定。从下例可以明显看出这种效果。

例：总面积为 15m² 的组合构件，其中 24 砖墙的面积为 11m²，隔声量为 52dB，墙上门的面积为 1.8m²，隔声量为 25dB，窗的面积为 2.2m²，隔声量为 33dB，组合构件的隔声量

$$R_0 = 10\lg\frac{\sum_{n=1}^{3} S_n}{\sum_{n=1}^{3}\tau_n S_n}$$

$$= 10\lg\frac{15}{11\times10^{-5.2}+1.8\times10^{-2.5}+2.2\times10^{-3.3}}\,\text{dB}$$

$$= 29\text{dB}$$

要提高组合构件隔声量，就必须提高透声量大的门、窗构件的隔声量。这实例也告诉我们，在设计组合隔声构件时，应使各构件的透声量相接近，即应遵循“等透射原则”，等透射原则可表示为

$$\tau_1 S_1 = \tau_2 \Sigma_2 = \tau_3 \Sigma_3 \cdots\cdots$$

或表示为

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{S_2}{S_1}, \qquad \frac{\tau_1}{\tau_3} = \frac{S_3}{S_1}$$

构件组合后的隔声量也可查图 5.1-73 获得。图 5.1-73 在使用中只能两个构件、两个构件的逐步求解。其使用方法如下：

例：构件一的隔声量 R_1=50dB，面积 S_1=20m²。

构件二的隔声量 R_2=30dB，面积 S_2=1.0m²。

S_2/S_1=0.05，R_1-R_2=20dB。

在横坐标 20dB 处，向上作垂直线与 5% 曲线相交，过此交点作水平线与纵坐标 R_1-R_0 轴相交 8dB 处，此时得 R_1-R_0=8dB，即 $R_0=R_1-8\text{dB}=(50-8)\text{dB}=42\text{dB}$。

得出构件一与构件二组合后的隔声量为 42dB。若有构件三时，再用 R_0=42dB 和其面积及构件三的隔声量和其面积按上述方法求组合构件的隔声量。

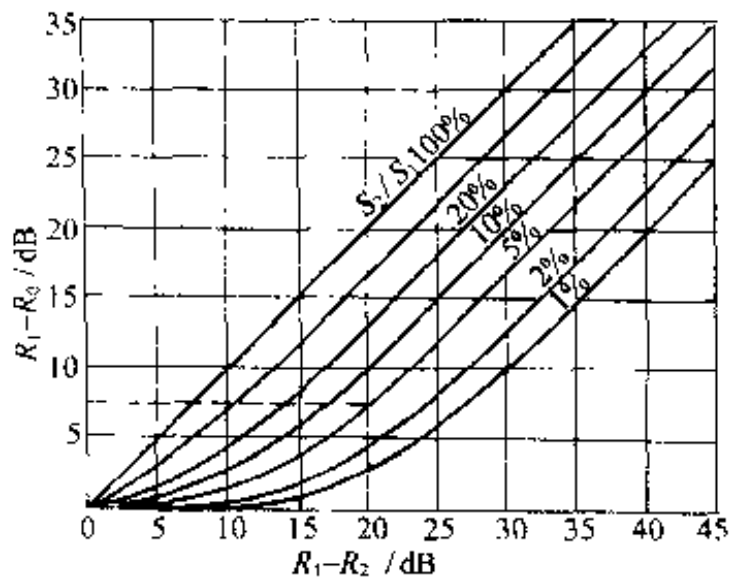


图 5.1-73　组合构件隔声量计算图表

1.12　管道隔声和管道包扎

管道有两种，一种为输送液体的管道，如上下水管，另一种为输送气体的管道，如通风管道。由于上下水管道管壁较厚，在压力变化较小、流速不甚高的情况下，水流产生的噪声不大。对于某些高噪声的给排水管道，可以采用集中安置在隔声竖井中的方法加以解决。

通风管道又可分为矩形管道和圆形管道两种，矩形管道在风速不高时，管壁可看作为平板，其隔声性能基本符合于质量定律。常用矩形管道壁材的隔声性能见表5.1-28。

圆形管道在声波的激励下产生的振动方式与平板不全相同，这主要是圆形管道存在管截面的最低共振频率，常称为自鸣频率，标记为 f_r（Hz），

$$f_r = \frac{C_L}{100\pi d} \qquad (5.1\text{-}31)$$

式中　C_L —— 管壁中纵波的传播速度（m/s）（钢为5100m/s）；

d —— 标称管径（mm）。

在自鸣频率 f_r 以上，圆管的隔声量与平板的隔声量几乎一样，在自鸣频率以下，圆管的隔声量的决定就得视情况而定。

圆管隔声量的计算方法如下：

1）在图5.1-74所示极限隔声量之上，所有各值均按平板质量定律估算隔声量。

2）对低于相应极限隔声量的频率应减去表5.1-29给出的修正值。

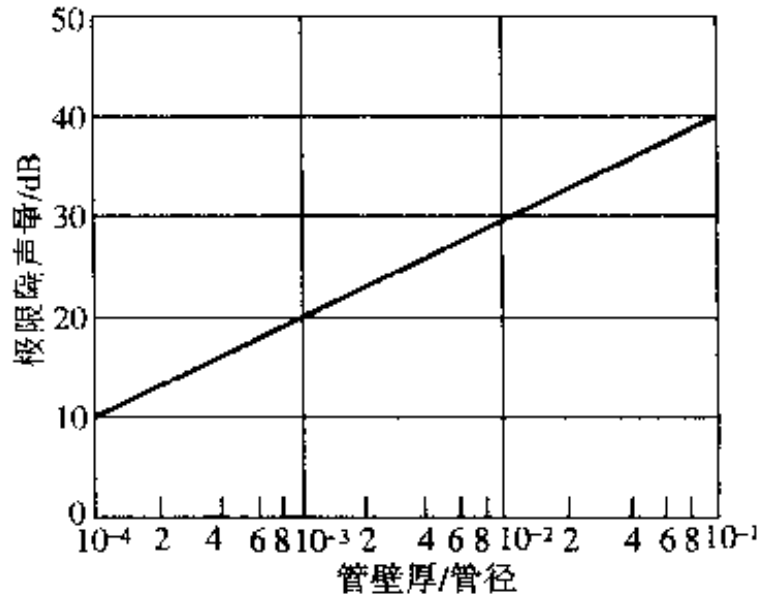


图5.1-74　圆管隔声量计算图

表5.1-28　矩形管道各种薄型材料的隔声量　　（单位：dB）

材料名称	面密度（kg/m²）	频率/Hz						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
薄钢板								
1.2mm厚	10	15	19	31	32	35	48	53
1.5mm厚	12.5	21	30	34	37	40	47	52
铅聚氯乙烯板	2.5	11	12	15	20	26	32	37
	5.0	15	17	21	28	33	37	43
有机玻璃								
6mm厚	7	16	17	22	28	33	35	35
13mm厚	14	21	23	26	32	32	37	37
25mm厚	28	25	28	32	32	34	46	46
铅箔								
0.8mm厚	10	22	24	29	33	40	43	49
0.4mm厚	5	19	20	24	27	33	39	43
胶合板								
18mm厚	24	24	22	27	28	25	27	35
6mm厚	17	17	15	20	24	28	27	25

表 5.1-29　在自鸣频率 f_t 以下，对圆柱形管壁隔声量的修正值

f/f_t	0.025	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
修正值/dB	-6	-5	-4	-3	-2	-2	-2	-2	-2	-3

管道本身虽有一定的隔声量，但由于管壁都较薄，使管内的噪声透射和辐射出来。为了增加管道的隔声量，可以采用管外包扎隔声材料的方法。管道包扎一般由两层材料构成，内层为柔软的吸声材料，常用的有玻璃棉、矿棉、岩棉、泡沫塑料等，外层为不透气的隔声材料，常用的有薄金属板、氯丁橡胶片材、铅皮等。

管道包扎高频隔声效果较显著，在低频，当波长大于材料厚度 10 倍以上时，管道与包扎材料层易产生共振而使隔声性能下降，共振频率由下式确定：

$$f_0 = 42/\sqrt{M_S d} \qquad (5.1\text{-}32)$$

式中　M_S —— 不透气隔声材料的面密度（kg/m^2）；

d —— 柔软的吸声材料的厚度（m）。

表 5.1-30 为直径 30cm 钢管外包不同厚度材料的插入损失。

表 5.1-31 为 45cm×45cm 方形铁皮管道外包不同材料时插入损失的实验室数据，图 5.1-75 是实验装置示意图，图 5.1-76 是七种实验结果的比较。

表 5.1-30　直径 30cm 钢管外包不同厚度材料的隔声插入损失　（单位：dB）

材　　料	倍频带中心频率/Hz				
	250	500	1000	2000	4000
外层 $1kg/m^2$ 的铝皮作管套 内层为玻璃纤维					
当厚度为 25mm	1	6	14	19	26
当厚度为 50mm	1	6	15	21	28
当厚度为 75mm	2	8	18	23	30
外层为 $5.5kg/m^2$ 铝皮套管 内层用相同的玻璃纤维					
当厚度为 25mm	2	9	18	22	20
当厚度为 50mm	4	11	18	23	29
当厚度为 75mm	4	13	18	24	30

表 5.1-31　边长 45cm 方形铁管外包不同厚度材料的隔声插入损失　（单位：dB）

编　号	管道外包扎材料厚度/mm	沿管道内外插入损失（管道外 2m）			
		63	125	250	500
1	25 厚玻璃棉+0.3 软铅皮	6	3	4	13.5
2	25 厚玻璃棉+0.5 软铅皮	7	5	9	17
3	25 厚玻璃棉+1.0 软铅皮	10	7	14	22
4	0.5 厚软铅皮	7	8	8	6
5	50 厚玻璃棉+0.5 软铅皮	6	2	15	22
6	0.5 软铅皮+25 厚玻璃棉+0.5 软铅皮	10	7	14	21
7	50 厚玻璃棉+2×12 厚石膏板	6	4	17	26

注：玻璃棉密度为 $24kg/m^3$。

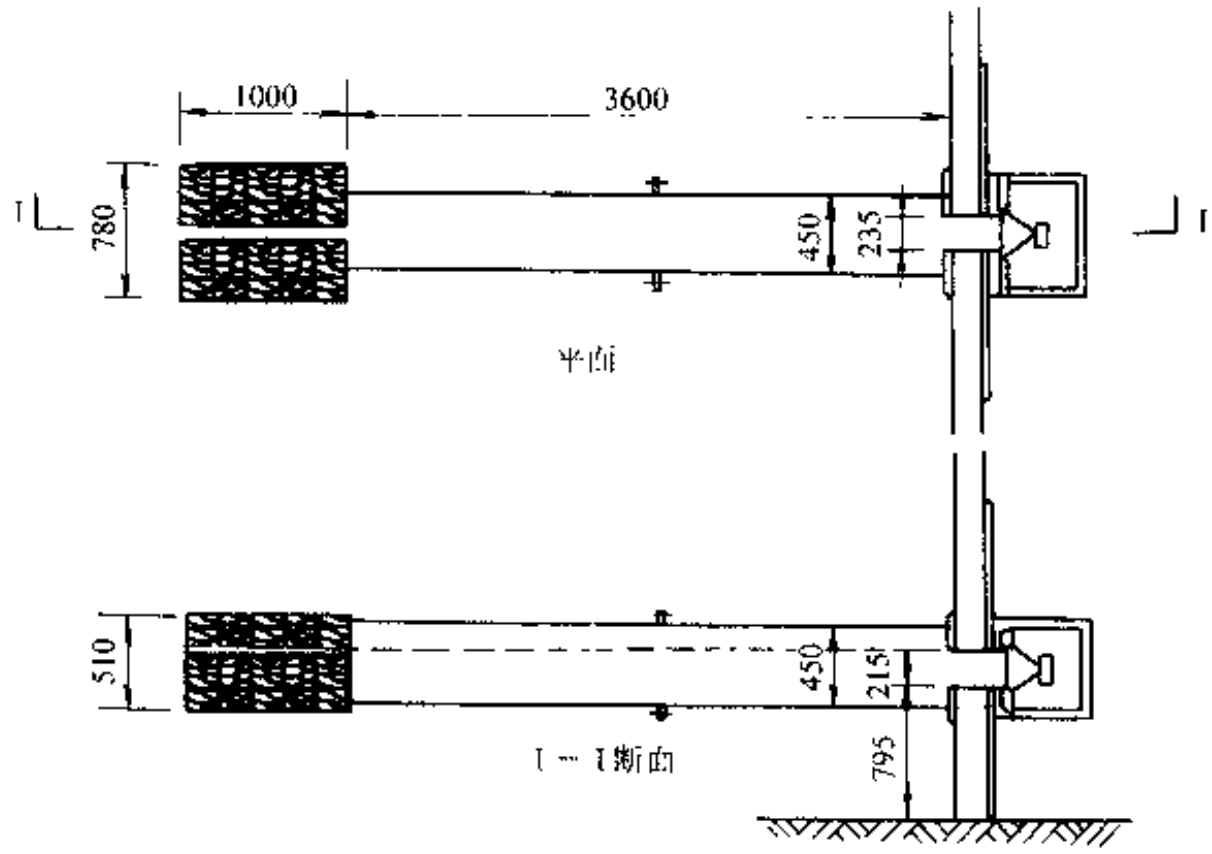


图 5.1-75　管道隔声包扎的测定位置

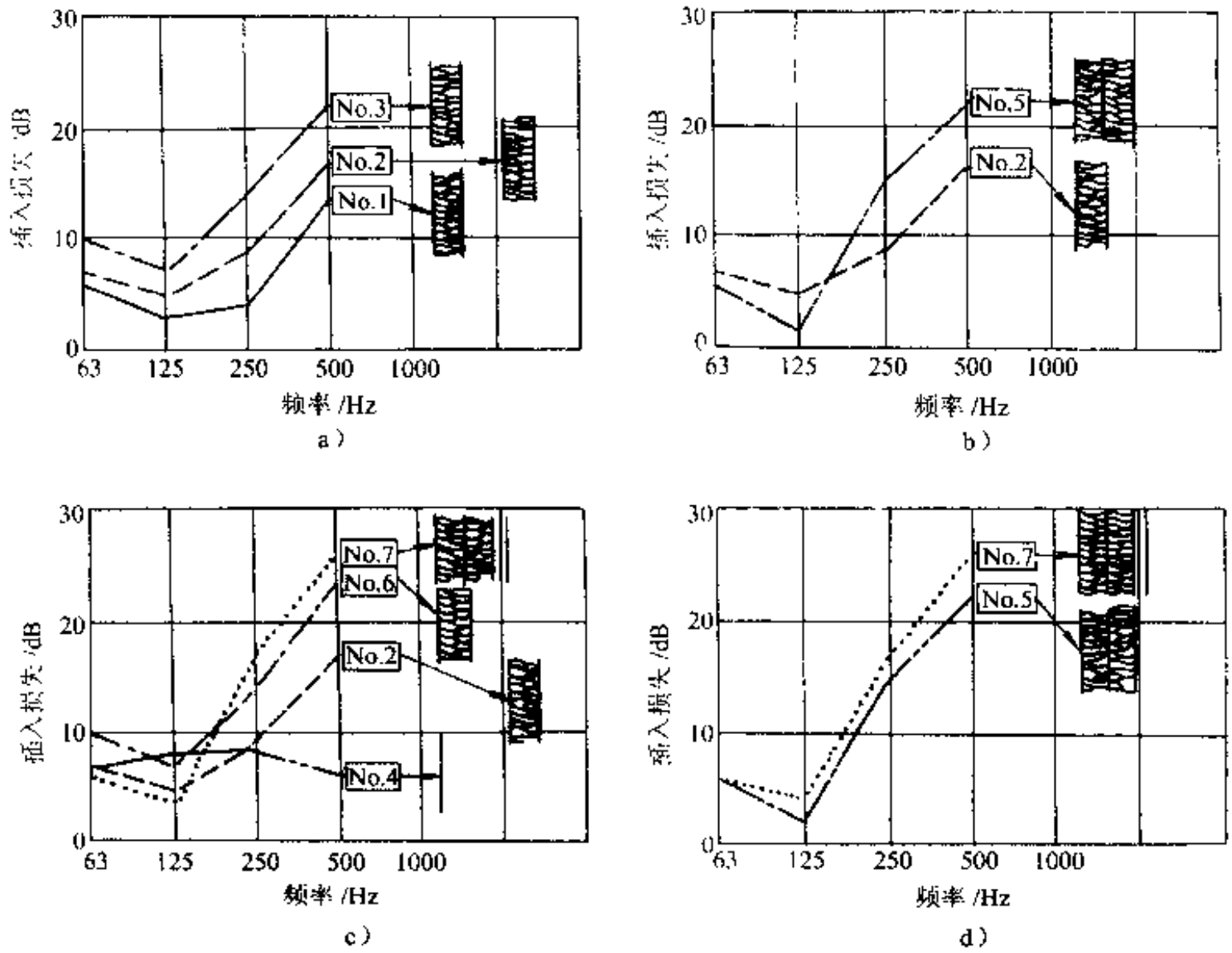


图 5.1-76　不同管道隔声包扎的隔声性能比较

a）软铅皮厚度不同时对隔声的影响　b）棉层厚度不同时的影响

c）不同构造隔声性能的比较　d）石膏板与 0.5 厚铅皮作用比较

1.13　隔声罩

用隔声罩把声源封闭起来，以降低噪声的干扰是一个经济有效的好办法。目前不但一些小型噪声源可以使用隔声罩，就是像燃气轮机、蒸气透平机等大型设备，在实现自动化控制后，也能使用隔声罩的方法来降低其噪声干扰。但也有些机器设备在工艺上很难做到完全封闭，因而只能进行局部隔声封闭，这种隔声罩称为局部隔声罩。

隔声罩的设计

（1）隔声罩隔声效果计算公式

见表 5.1-32。

（2）隔声罩设计应注意的事项

1）为避免罩壁受声源激发而产生共振，罩的内壁面与机器设备间应留有较大空间，通常应留设备所占空间的 1/3 以上，内壁面与设备间的距离不得小于 10cm。

2）由于罩的插入损失为 $IL=10\lg[(\alpha_1+\tau_1)/\tau_1]$，当 $\alpha_1=0$ 时 $IL=0$，因此，隔声罩内应有良好的吸声处理。

3）隔声罩与声源设备不得有任何刚性连接，并且两者的基础必须有一个作隔振处理，以免引起罩体振动，辐射噪声。

4）在使用金属薄板制作隔声罩时，金属板上应涂敷一定厚度的阻尼材料，防止罩壳产生振动。

5）在设计隔声罩时要注意防止缝隙孔洞漏声，作好结构上节点的连接。

6）有些隔声罩需吊起移动，以便维修罩内机器设备，因此设计时还要注意它的总重量。

7）对于一些有动力、有热源的设备，隔声罩必须考虑通风散热的问题。

表 5.1-32　隔声罩计算公式

适用情况	计算内容	公　　式	公式编号
隔声罩	室内混响声场的噪声衰减	$NR=L_{p1}-L_{p2}=R_1-10\lg\dfrac{S_1}{S_2\alpha_2}$ 未包括因加隔声罩后罩内声压级 L_{p1} 的增加	5.1-33
	室内混响声场的插入损失	$IL=10\lg\left(\dfrac{\alpha_1+\tau_1}{\tau_1}\right)=R_1+10\lg(\alpha_1+\tau_1)$ 右方第二项为负值，因此 IL 常小于 R_1	5.1-34
局部隔声罩	室内混响声场的插入损失	$IL=10\lg(W/W_t)=10\lg[(S_0/S_1+\alpha_1+\tau_1)/(S_0/S_1+\tau_1)]$	5.1-35

注：1. 表中公式符号：NR 为噪声衰减量（dB）；L_{p1}、L_{p2} 为罩内外声压级（dB）；S_1、S_2 分别为罩内表面积和室内表面积（m^2），见图 5.1-77；α_1、α_2 为上述表面的平均吸声系数；τ_1 为罩的透射系数；R_1 为罩的隔声量（dB）；IL 为罩的插入损失（dB）；W 为噪声源的声功率（W）；W_t 为透过隔声罩辐射出来的声功率（W）；S_0 为局部隔声罩开口面积（m^2）。

2. 上列符号中注脚 1 代表罩内，注脚 2 代表室内混响声场。当为局部隔声罩时，罩的面积 S_1 须扣除 S_0 开口面积。

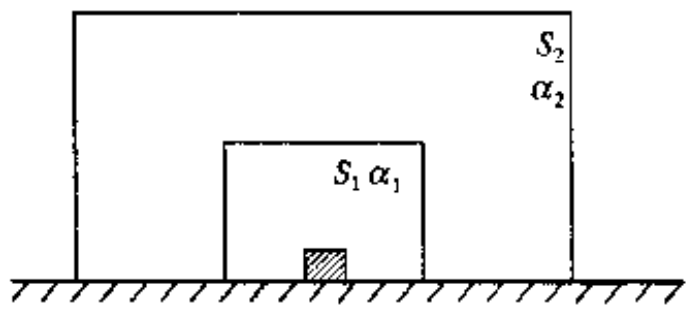


图 5.1-77　隔声罩表面吸声示意

（3）隔声罩设计步骤

1）了解或测量噪声源的声级和频谱；

2）根据 1）和环境安静要求的指标值，确定声级的衰减量和各频段（1/3 或倍频程）的隔声量；

3）利用表 5.1-32 和式（5.1-33）～式（5.1-35）挑选适用的隔声材料。

（4）隔声罩和半隔声罩的常用形式（图 5.1-78）

（5）隔声罩实例

在表 5.1-33 中给出了一些隔声罩的构造、隔声效果及特点。

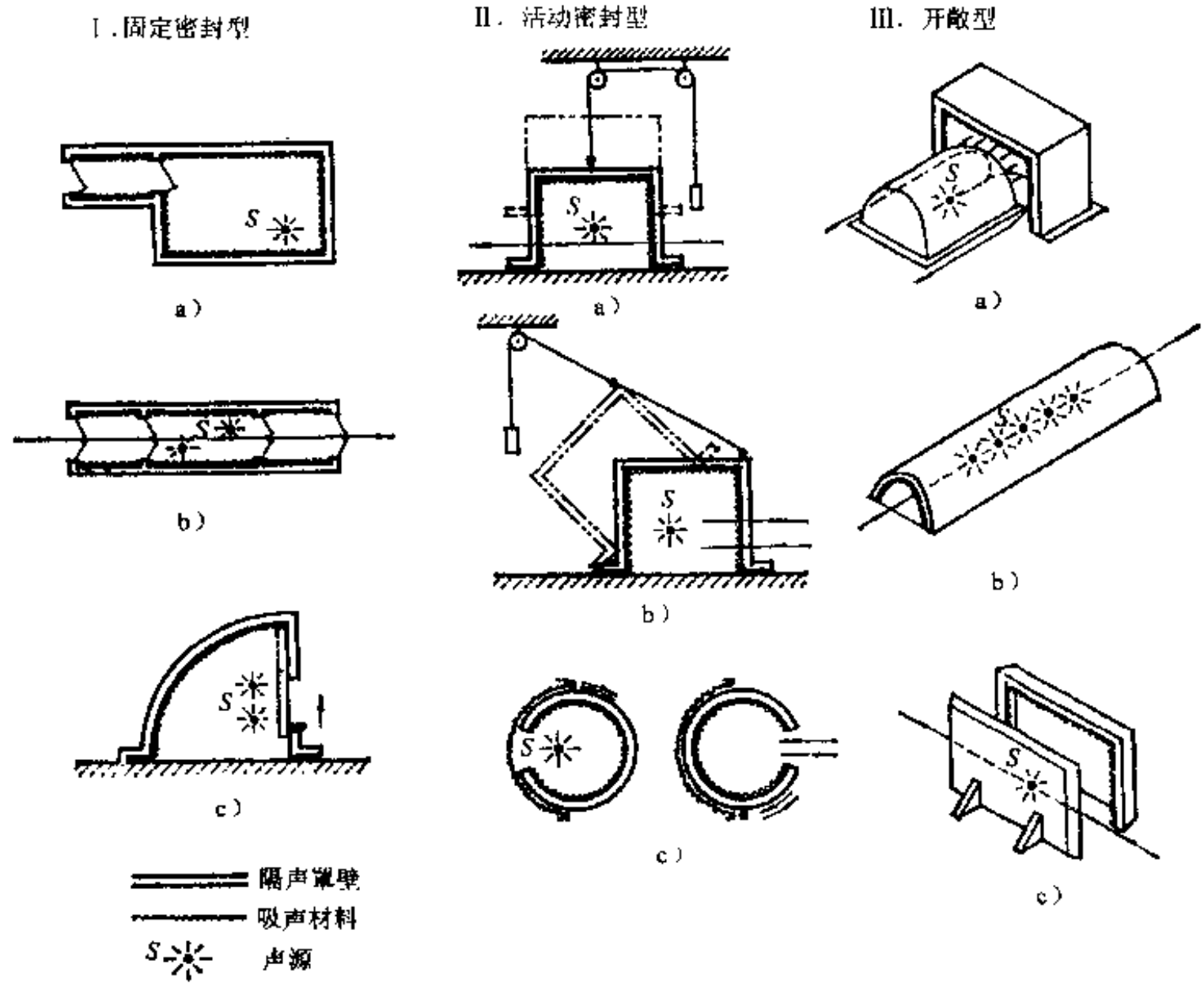


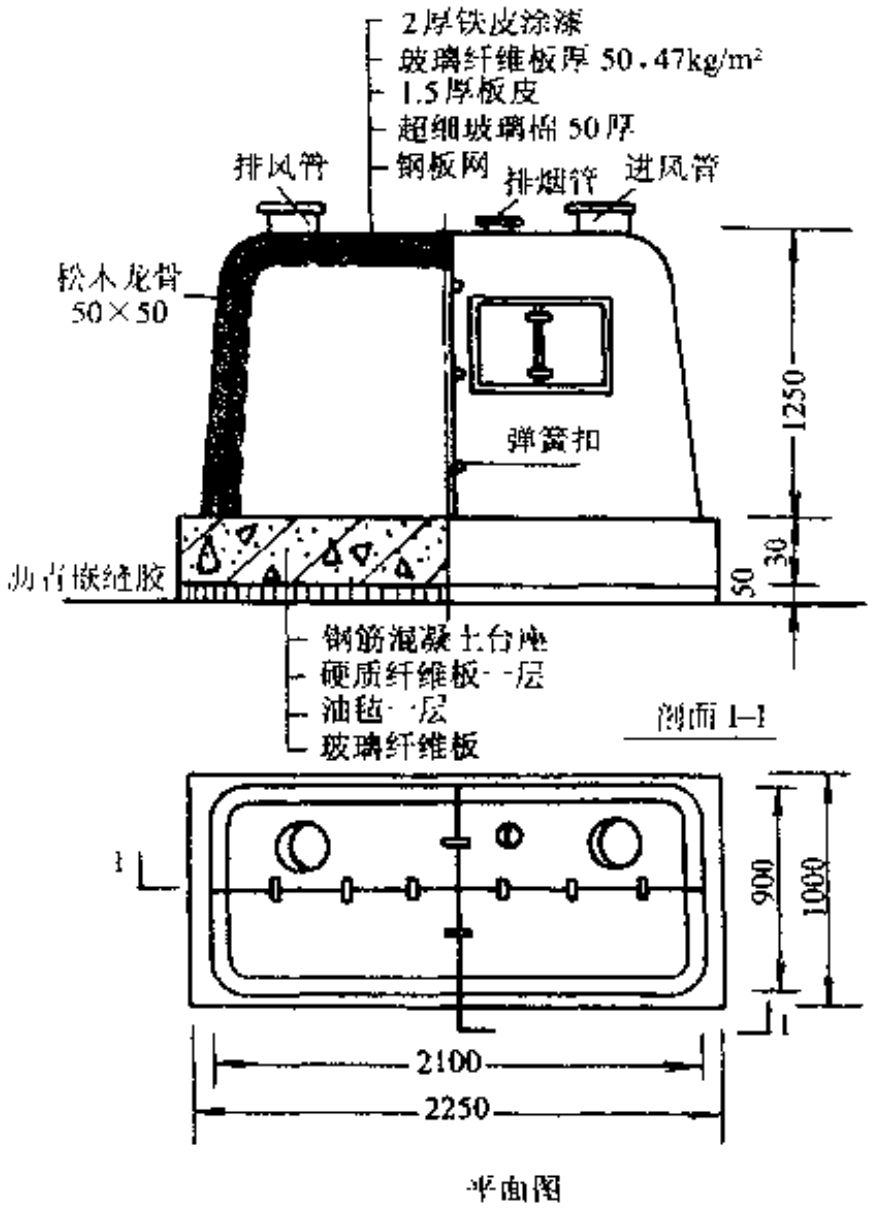
图 5.1-78　隔声罩与半隔声罩的常用形式

表 5.1-33　隔声罩实例

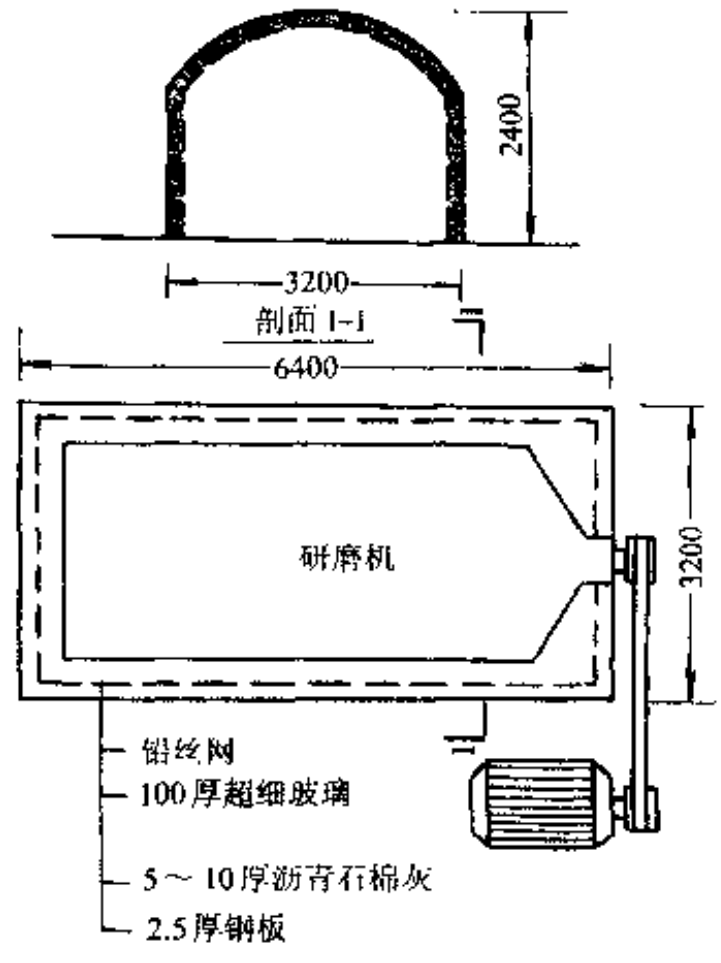
编号	隔声罩名称及构造说明	隔声性能与特点说明							
		频率/Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
罩 1	20kW 柴油发电机隔声罩构造见附图 面密度：47kg/m² 特点： 1. 有通风、散热、排烟措施 2. 机罩由 4 单元拼装，以弹簧搭扣连接 3. 基座有隔振措施	插入损失/dB	20	24	20	22	23	32	31	31
		原机器为宽带噪声。 实验室测定罩壁 R=40dB。 现场测定。 声源为白噪声时，平均插入损失 31.7dB；声源为机器噪声时，平均插入损失 24dB								

（续）

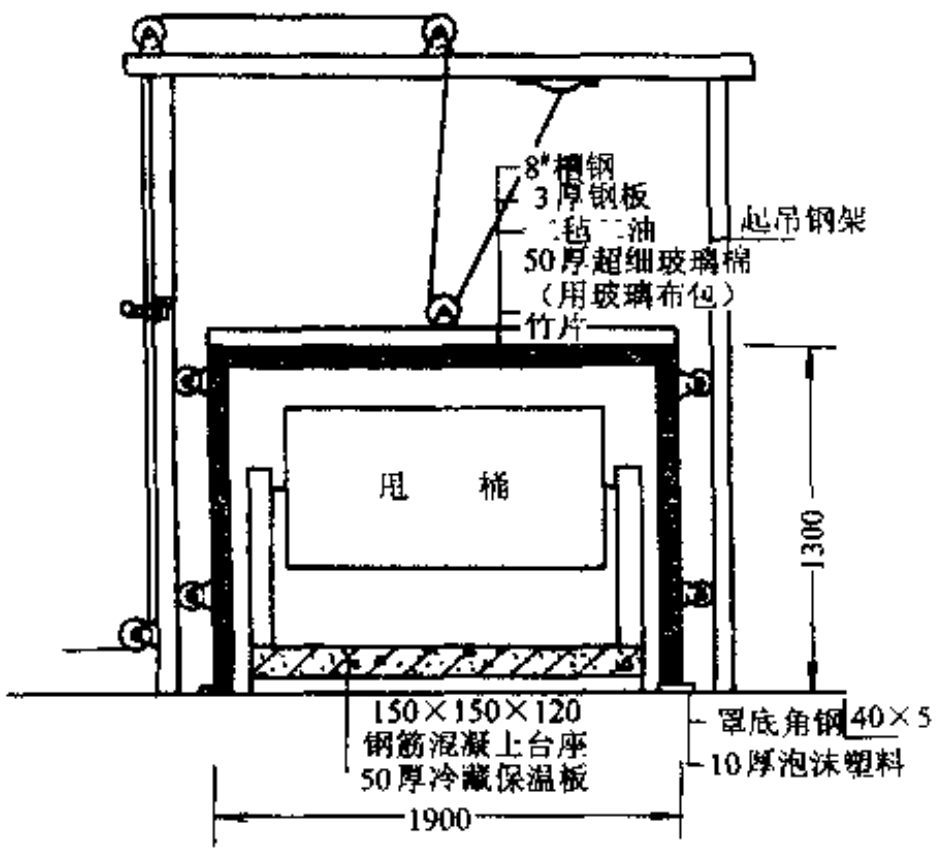
编号	隔声罩名称及构造说明	隔声性能与特点说明							
		频率/Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
罩 2	研磨机隔声罩 罩壁构造见附图	插入损失/dB	—	-8	7	28	32	33	31	—
		球磨机为高频噪声，用隔声罩效果好。室内噪声由 112dB（A）下降为 82dB（A），插入损失为 30dB（A） 低中频隔声效果较差，125Hz 时出现负值。可能由于隔声罩不够大，出现共振之故								
罩 3	甩桶隔声罩 构造详见附图 罩重 500kg 罩底边有 10 厚泡沫塑料压实密封，甩桶下混凝土机座有隔振措施	插入损失/dB	5	8	27	37	43	49	55	59
		甩桶为 500～8000Hz 的高频噪声，因此加隔声罩后主观效果好。噪声由 120dB（A）下降为 70dB（A），插入损失为 50dB（A）								
罩 4	制钉机隔声罩 构造详见附图	插入损失/dB	—	5	10.5	10.5	11.0	17.5	18	—
		隔声罩大盖打开时噪声 100dB（A），盖关闭时噪声 89dB（A）								
罩 5	木工压刨车隔声罩 构造详见附图。全罩分成 6 块，用铰链搭扣锁紧。接缝处钉 5 厚橡皮条密封 机械上部加罩封闭，下部有电机等部件放在罩外	插入损失/dB	—	12	15	21	21	25	26	—
		以上数据为进出口有软橡皮遮挡时的情况。 平均插入损失 IL=22dB								
罩 6	纸型机隔声罩 构造详见附图 活动窗自动开闭，便于取件 罩上有三扇封闭门，作检修用，所有门窗接缝均有毛毡压缝	插入损失 IL=（97-77）dB（A）=20dB（A）								
罩 7	刨花板截边机隔声罩 构造详见附图	插入损失/dB	8	11	13	18	22	26	34	40
		截边机为 1000～8000Hz 的高频噪声 插入损失 IL=（108.5-80）dB（A）=28.5dB（A）								
罩 8	振动光亮机隔声罩 罩壁构造见附图 罩底有橡皮减振器	插入损失/dB	—	20	15.5	21	26.5	26	19	—
		插入损失 IL=（95-72）dB（A）=23dB（A）								
罩 9	超声波清洗隔声箱 罩壁构造一：2 厚钢板+沥青麻袋阻尼层+25 厚泡沫塑料	—	频率	500	1000	2000	4000	8000	16000	
		---	IL	16	21	25	28	37.5	52.5	
		A 声级插入损失（110-51）dB（A）=59dB（A）								
	罩壁构造二： 构造详见附图	—	IL	—	31	37	47	48	55	
		C 声级插入损失 52dB（C） A 声级插入损失 53dB（A）								
罩 10	切粒机半封闭隔声罩： 隔声罩分为三块，可拆卸，经常开启部分用铰链连接	插入损失 IL=（98.5-89.5）dB（A）=9dB（A）								
罩 11	组装式轻型隔声装置： 本构件为薄壁型钢构造框架，面层为 1mm 及 2mm 厚的薄钢板，构件厚 100mm（或 150mm），空腔内填吸声材料，做成预制件，使用时根据实际尺寸拼装	单层拼装，机器运转时： 插入损失 IL=（94-76）dB（A）=18dB（A），也可双层拼装，以提高隔声性能								



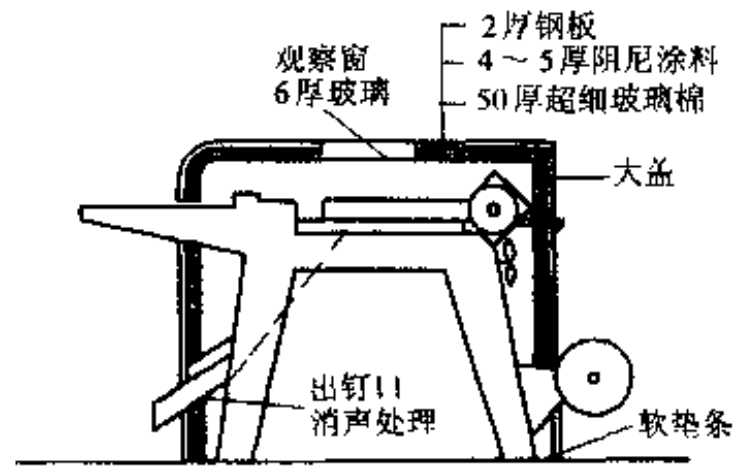
罩 1 20 马力柴油机发电机隔声罩构造图



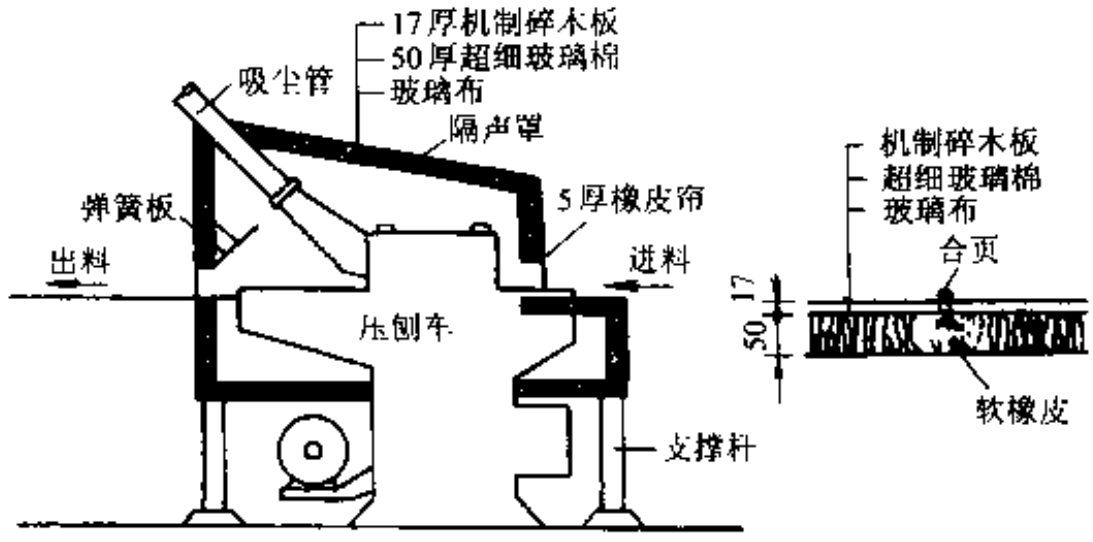
罩 2 研磨机隔声罩罩壁构造图



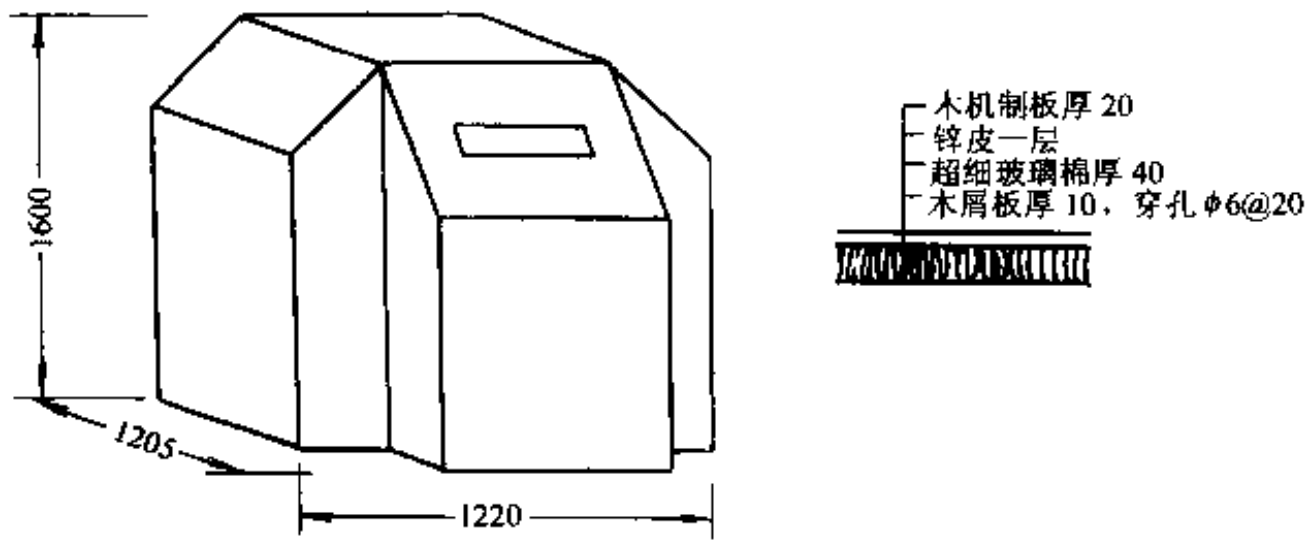
罩 3 甩桶隔声罩构造图



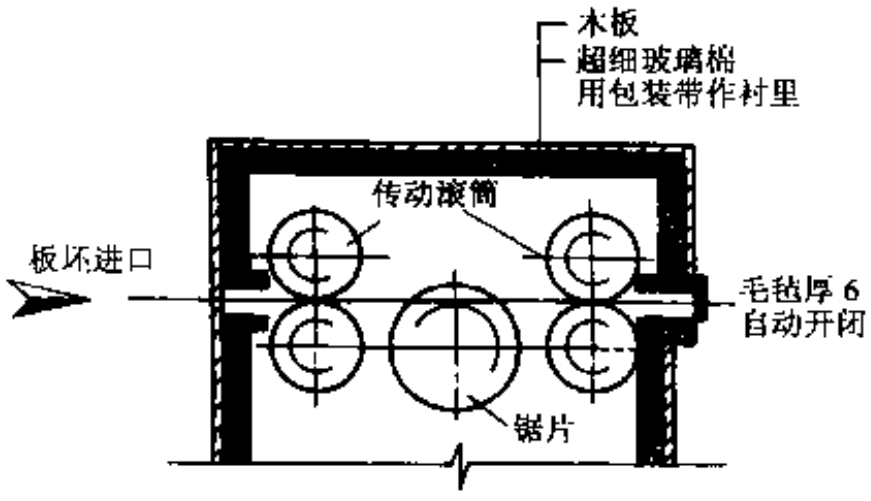
罩 4 制钉机隔声罩构造图



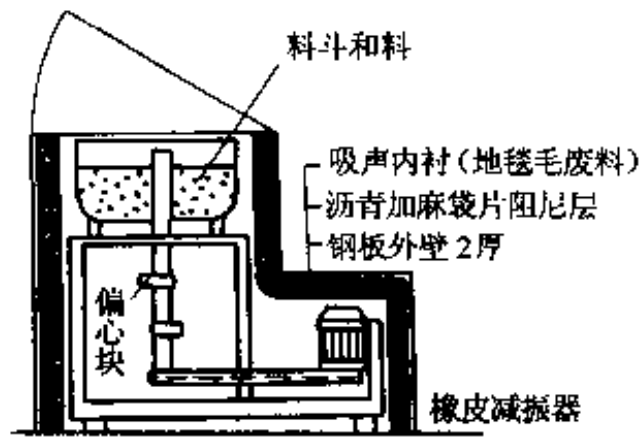
罩 5　木工压刨车隔声罩构造图



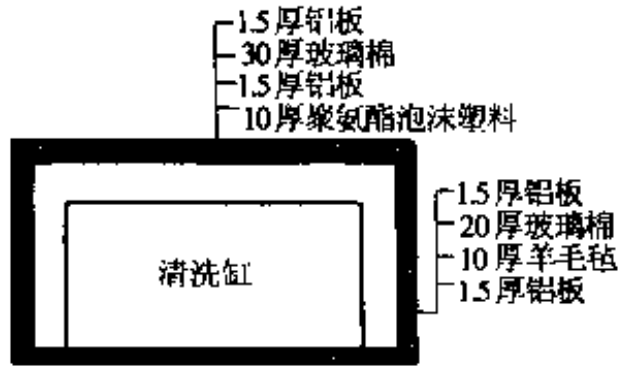
罩 6　纸型机隔声罩构造图



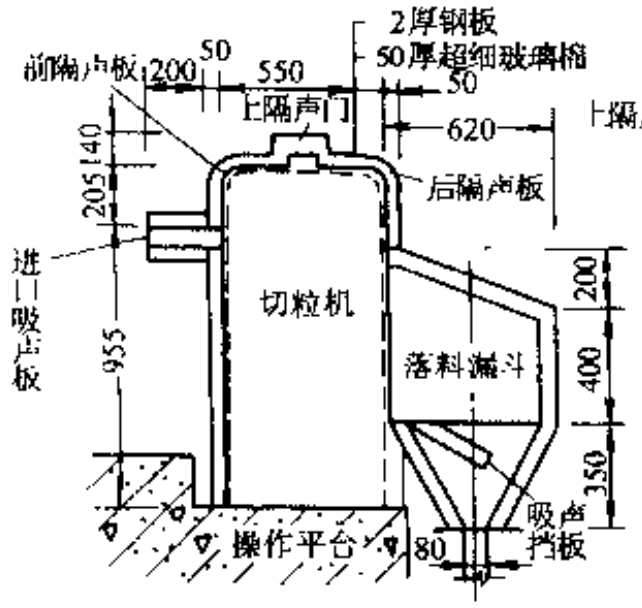
罩 7　刨花板镶边机隔声罩构造图罩



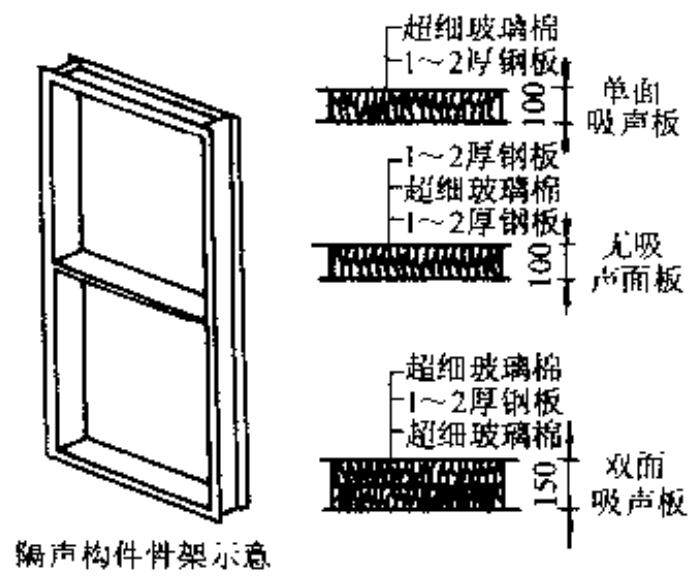
罩 8　振动光亮机隔声罩罩壁构造图



罩 9　超声波清洗隔声箱罩壁构造图



罩 10 切粒机半封闭隔声罩构造图



罩 11 组装式轻型隔声装置

在上述隔声罩中，罩 2、罩 3 是全封闭结构，隔声效果较好，插入损失达到 30dB（A）和 50dB（A）。罩 9 也是全封闭型隔声罩，而且是用于超声波清洗，频率在中到很高的频率，所以隔声效果显得很好。其余的各个实例，罩内和罩外都有通道相连，隔声效果都不甚高，一般的在 20dB（A）左右，低的如罩 10 只有 9dB（A）。

1 14 隔声间与测听室

1. 隔声间

隔声间可分为两种类型，一类是由于机器体积较大，设备检修频繁又需进行手工操作，此时只能采用一个很大的房间把机器围护起来，并设置门、窗和通风管道。此类隔声间类似一个很大的隔声罩，只是人能进入其间。另一类隔声间则是在高噪声环境中隔出一个安静的环境，以供工人观察控制机器运转或是休息用。

隔声间由于设置了门、窗、通风管道等构件，因而，它的隔声效果就不仅是由间壁板决定，还要受门、窗、管道等构件的隔声效果影响，而且这些影响还是非常重要的因素。因此在设计隔声间时应参考本章的门窗隔声章节和通风消声章节。

2. 隔声间隔声效果的测量

隔声间隔声测量可分为两部分，一是在混响室内进行，二是在现场进行。

（1）混响室内的隔声间隔声测量方法

1）对混响室的要求

① $V-V_1 \geqslant 4\lambda^3$ （5.1-36）

式中 V —— 混响室体积（m^3）；

V_1 —— 隔声间体积（m^3）；

λ —— 测试的最低 1/3 倍频程中心频率声波的波长（m）。

② 混响室采取有效的扩散措施。在待测的隔声间内背景噪声应比测试信号低 10dB 以上。

2）对隔声间要求

① 隔声间应按实际使用条件进行安装。

② 隔声间装有通风设备时，测试前应运转 10 分钟以上，停机后，不得再作调整。进、出通道门，应开、关 10 次以上，测试前也不得再做调整。

③ 若隔声间有外接空调器、通风机等管道或连接构件时，应按实际使用状态进行安装后进行测量。

3）隔声间位置

(1) 隔声间壁面不得与混响室墙面平行，且距离不应小于半波长（按最低测试频率计算）。

② 隔声间宜在一次测量完毕后，就地转动 90°，重复测量一次。

4）测点位置

(1) 测点最少取五点，应分布在隔声间四周和顶上，并与任何表面距离不小于 1m。

② 隔声间内的测点位置不得少于两个。

5）隔声间降噪量计算式

$$\Delta L=L_1-L_2 \qquad (5.1\text{-}37)$$

式中　ΔL —— 隔声间降噪量（dB）；

L_1 —— 隔声间外、混响室内的空间平均声压级（dB）；

L_2 —— 隔声间内空间平均声压级（dB）。

（2）隔声间降噪量的现场测量

1）在工厂车间中的隔声间降噪量，可简单地用隔声间内外两空间中实测平均声压级差来表示。空间平均声压级的测量应符合国家标准《工业企业噪声测量规范》（GBJ 122—1988）规定。

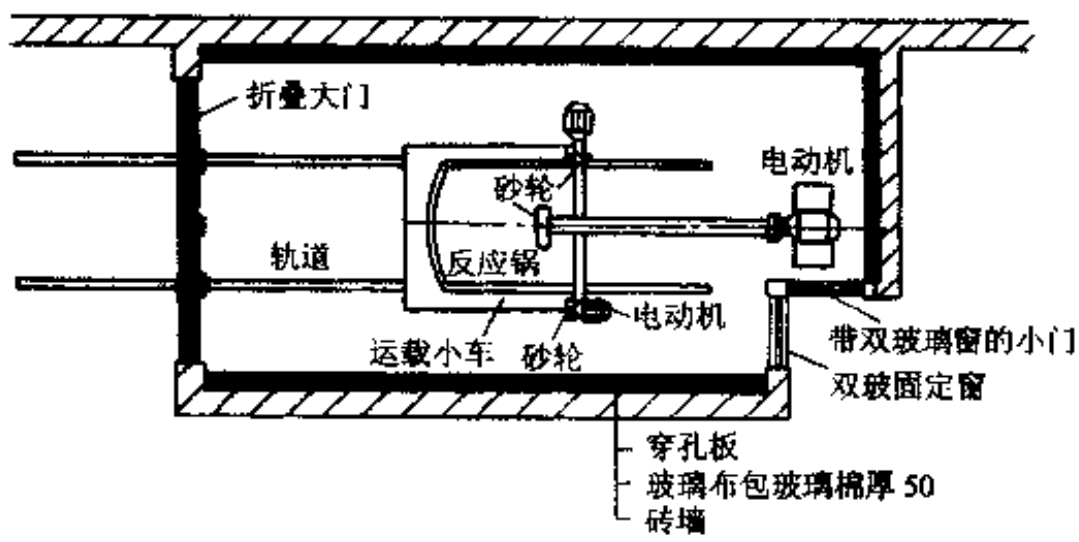
2）隔声间置于办公室、门诊部、大厅等房间中时，可利用扬声器发声，按国家标准《建筑隔声测量规范》（GBJ 75—1984）进行测量，此时隔声间作为接收室。

3）隔声间置于户外时，测量方法应按国家标准《建筑隔声测量规范》（GBJ 75—1984）中附录五和附录六的要求进行。

4）置于户外或室内的隔声间的隔声测量结果与声源性质和隔声间所在位置等有关，因而在测量报告中应加以说明。

3. 隔声间实例

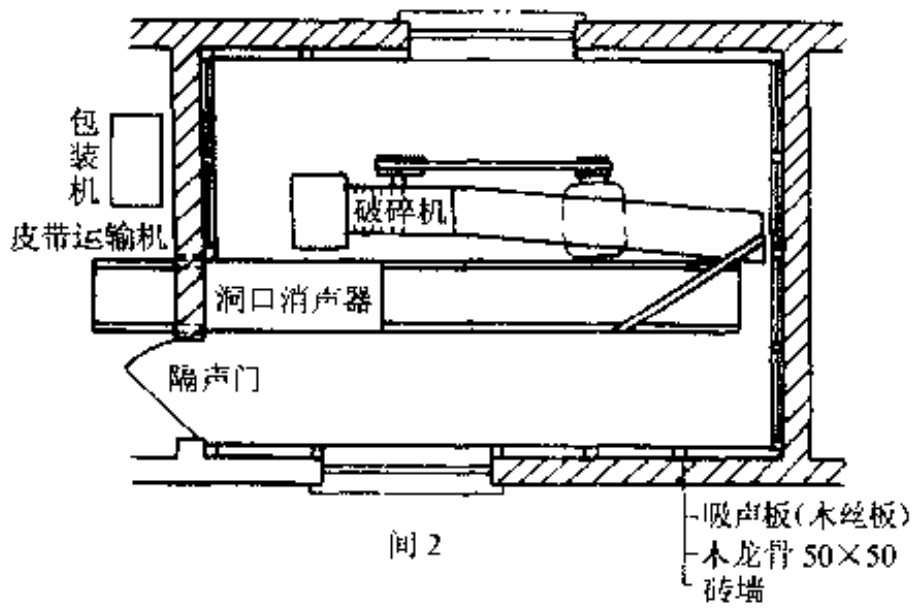
编号	隔声罩名称及构造说明	隔声性能与特点说明							
		125	250	500	1000	2000	4000	R	R_w
间 1	反应锅铁坯磨光隔声间 构造：250 厚空心砖墙，双层木板顶，内表面全部用穿孔板，穿孔板后为 50 厚超细玻璃棉。反应锅进出口设折叠门 折叠门构造：木门，外包铁皮，内衬吸声材料，门缝用 4mm 软橡胶遮盖	插入损失 IL 约为 20～30dB（A） （在隔声间外不同部位测得）							



间 1

（续）

编号	隔声罩名称及构造说明	隔声性能与特点说明							
		125	250	500	1000	2000	4000	R	R_w
间 2	破碎机隔声间 构造详见附图 采用隔声门，普通木窗 进料口有洞口消声器，以封闭噪声泄出	操作岗位处实际隔声效果 IL=（96-82）dB（A）=14dB（A）							
间 3	空压机站隔声间： 壁构造：20 厚纤维板+60 厚布毛+20 厚纤维板 有隔声门、窗。墙中柱脚有隔振	15	20	19.5	24	28	28	22.4	—
		R_{pr}=隔声间外声压级-隔声间内声压级=25dB（A） （本隔声间为工人观察机器运转情况的休息间）							
间 4	75 厚加气混凝土小隔声间 （体积 1800mm×1350mm×2000mm）	以下数据为试验室内测量数据							
	1．不作吸声处理	21.4	20.3	24.5	24.1	34.3	41.6	27.8	27
	2．四周与顶点 30 厚矿棉毡	30.9	32.2	37.3	39.6	42.8	46.6	37.3	40
	3．矿棉改用木丝板，后空 40	33.6	25.2	31.7	32.8	34.1	39.7	31.9	34
	4．顶与侧墙各开一孔，孔径ϕ100	29.8	20.9	26.3	22.9	24.9	24.7	24.5	24
	5．开孔处放消声器	30.6	24.1	30.8	30.6	32.6	40.3	30.7	32
间 5	活动测听隔声间（体积 1320mm×1520mm×2000mm） 墙构造：2.5 厚铝板+70 厚中空填黄砂+2.5 厚铝板（有装卸孔洞装置） 顶与地板为双层木板（25+30 厚） 节点用ϕ14 橡皮管螺栓压紧。本隔声间用于测量工人听力，能随需要移动	45	32.0	34.6	38.8	43.3	51.3	40.8	40
		上列数据由试验室测定							



间 2

间 2

4. 测听室

（1）测听室的设计

测听室是用于听力试验研究和测定的房间，因而室内的安静度要求很高，室内的背景噪声级较低。测听室的设计依据是 ISO 国际标准测听仪器上 0dB 听力损失曲线。该曲线如图 5.1-79 中虚线所示。这意味着测听室内的背景噪声级必须在虚线以下，但由于测听者配戴着耳机，耳机具有一定的隔声效果，所以测听室内安静度标准曲线如图 5.1-79 中实线所示。从实线上可以看出，500Hz 背景噪声应低于 16dB，250Hz 和 1000Hz 应低于 20dB。

由于测听室安静要求比一般隔声间要高得多，因此，在设计测听室的间壁、门、窗的隔声和通风换气口的消声处理时都必须认真地考虑和精细地加工。

（2）测听室实例

1）测听室为双层结构，外层为砖墙，内部是浮筑结构，由混凝土底板上预制立柱，张挂钢丝网，木丝板衬底，作 30mm 水泥抹灰墙，门为“声闸”式双层门，空调设备的静压箱式消声器在上部和侧面，见图 5.1-80。

2）测听室为双层结构悬吊，内层为 100 厚砖墙，“声闸”式双层门，空调设备消声器为两个静压箱，分别设在测听室的两侧，见图 5.1-81。

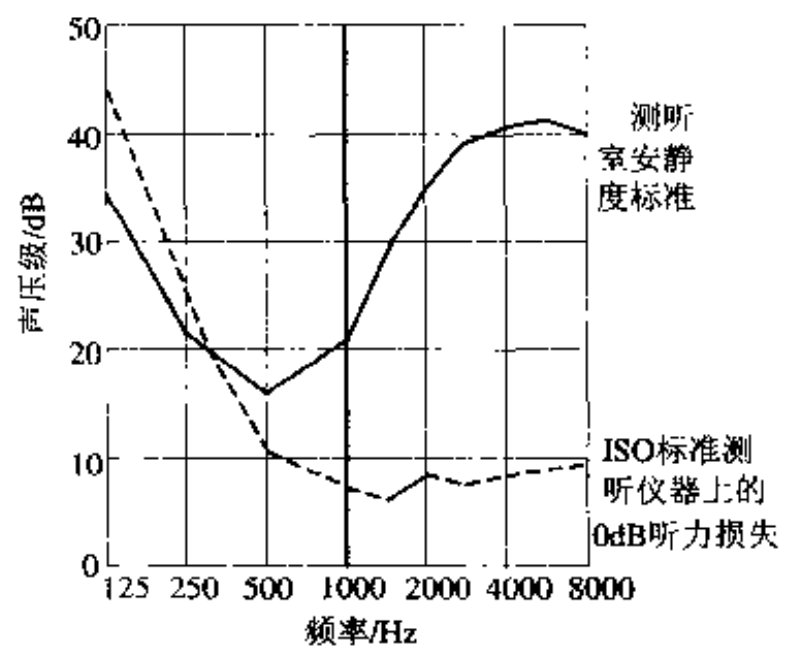


图 5.1-79　测听仪器之 0dB 听力损失与测听室安静度标准曲线

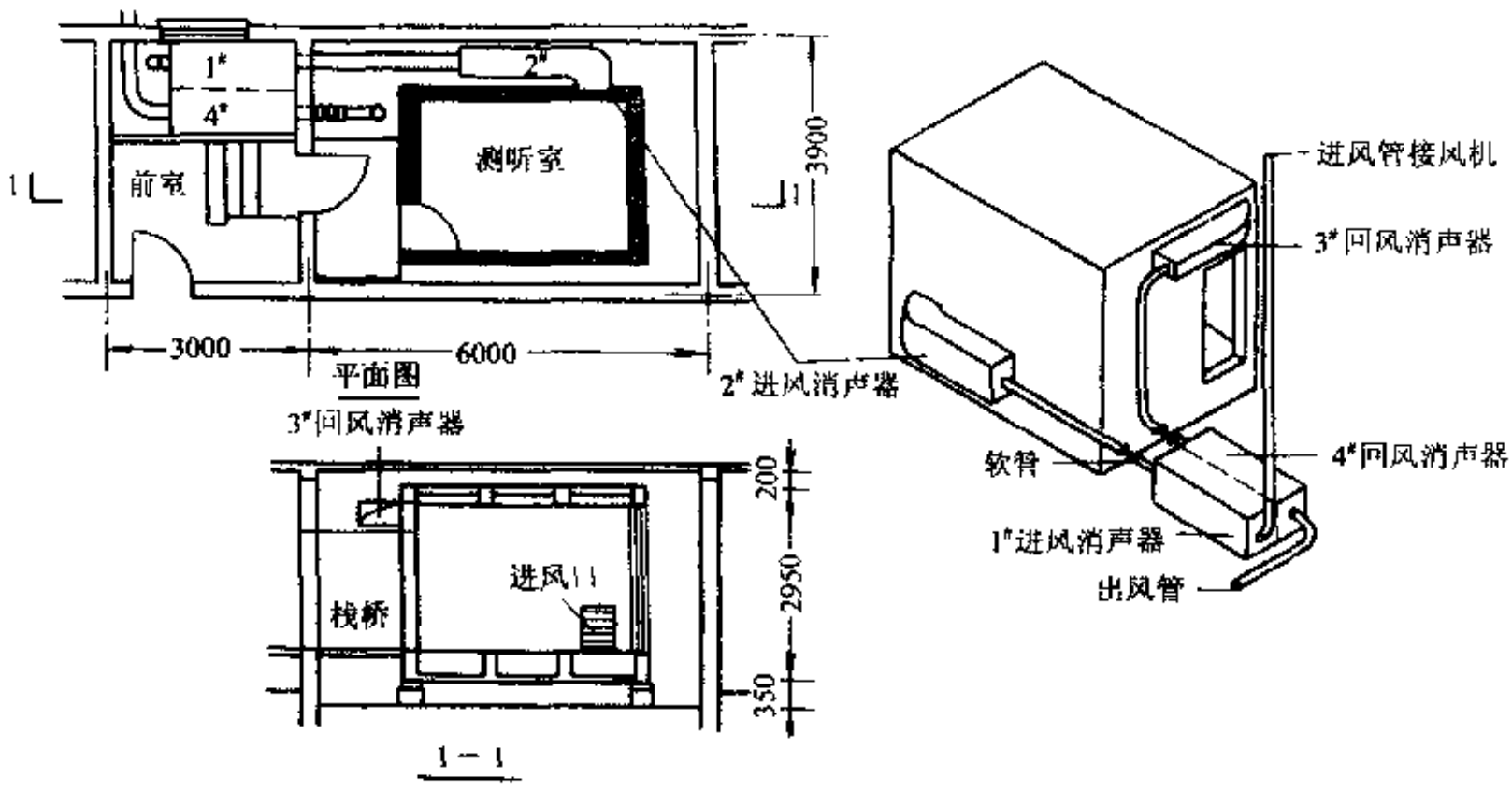


图 5.1-80　测听室实例①

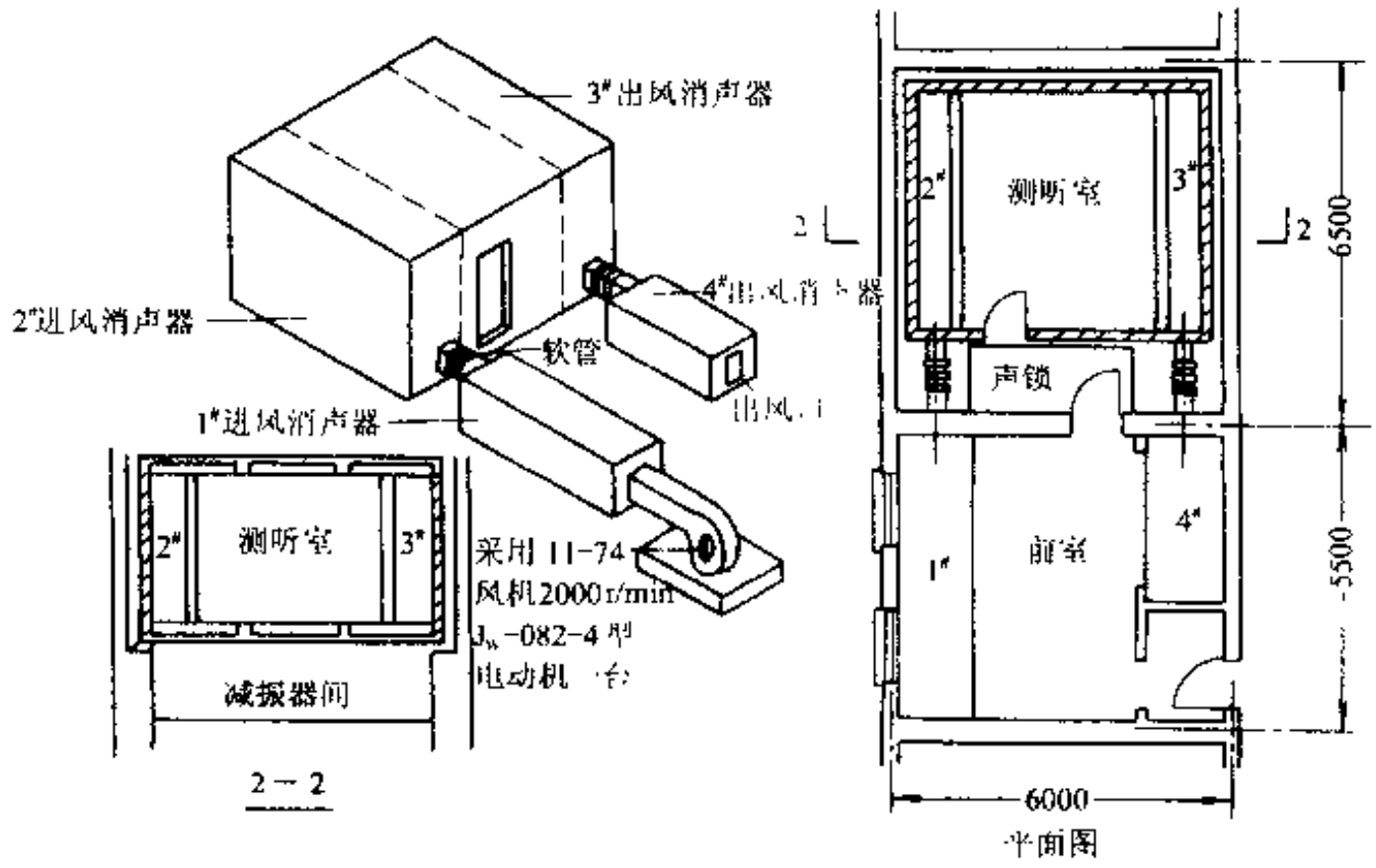


图 5.1-81 测听室实例(2)

1.15 隔声屏

隔声屏可分为室内隔声屏与露天隔声屏，露天隔声屏的隔声原理和效果详见本手册第九篇第三章。

1. 室内隔声屏计算方法

由于室内多为混响场，而隔声屏主要的作用是遮挡直达声，因而，一般室内的隔声屏隔声效果较差。只有当室内采取一定的吸声措施降低反射声的影响时，室内隔声屏才能发挥一定的作用。对于室内点声源放置隔声屏前后的插入损失可以表示为：

$$IL = 10\lg\frac{\left(\dfrac{Q}{4\pi r^2}+\dfrac{4}{R}\right)}{\left(\dfrac{QD}{4\pi r^2}+\dfrac{4}{R}\right)} \qquad (5.1\text{-}38)$$

$$R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}} \qquad (5.1\text{-}39)$$

式中 Q —— 声源的方向指数；

r —— 声源至受声点的直线距离（m）；

R —— 室内房间常数（m^2）；

D —— 声波的线射系数。其表达式为：

$$D = \sum_{i=1}^{3}\frac{\lambda}{3\lambda+20\delta_i} = \lambda\left(\frac{1}{3\lambda+20\delta_1}+\frac{1}{3\lambda+20\delta_2}+\frac{1}{3\lambda+20\delta_3}\right) \qquad (5.1\text{-}40)$$

式中 λ —— 波长；

δ —— 声程差。

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

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

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

δ_1、δ_2、δ_3 分别是声源通过隔声屏上、左、右边缘至受声点与声源至受声点直线距离的声程差，单位为 m。r_1、r_2、r_3、r_4、r_5、r_6、r_7、r_8 参见图 5.1-82。

进而可以导出，当被隔声屏障隔离的声源为有限个时的合成减噪量应为

$$N_{R有} = 10\lg\sum_{i=1}^{n}10^{-0.1L_i} - 10\lg\sum_{i=1}^{n}10^{-0.1(L_i-N_R)}$$

式中 L_i —— 没有隔声屏时第 i 个声源在受声点产生的声压级（dB）

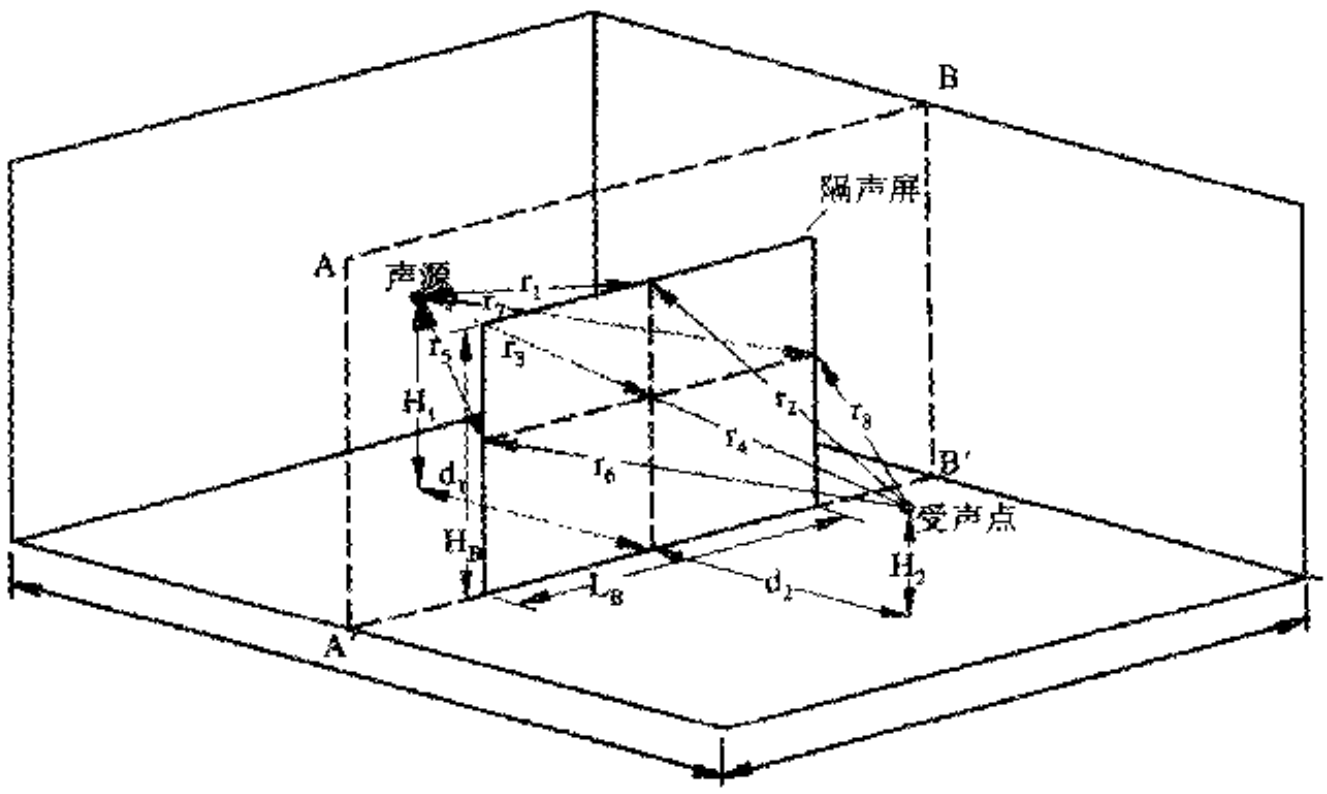


图 5.1-82　隔声屏与声源、受声点相对位置及参量

2. 隔声屏的构造和造形

由于隔声屏的“开敞性”，隔声屏不可能获得很高的隔声效果，所以对“屏”本身的隔声量要求也就不高，有 20dB 就够了。图 5.1-83 给出了一些隔声屏的构造。图 5.1-84 给出的是室内隔声屏的一些造形。

3. 室内隔声屏应用实例

图 5.1-85 是 300kW 直流发电机组采用隔声屏的情况和降噪效果。隔声屏采用“斜檐式”，以提高衍射系数。在室内有关部位设置了吸声材料，如悬挂在室内上空的“浮云式”吸声板、垂直悬挂的吸声板、带后腔的吸声材料等。电机噪声在整个频率范围内都较高，而在 500Hz 处有明显的峰值，因而在吸声材料的厚度和吸声结构的设计上都加强了对 500Hz 声波的吸声。设置隔声屏和吸声处理前后，电机室内各测点的声压级对比见图 5.1-85c、d、e。

由本例可见，即使在混响较强的室内，只要设计恰当，也能获得较好的降噪效果。

1.16　隔声设计

隔声设计可分为民用建筑隔声设计和工业建筑隔声设计，民用建筑隔声设计的目的是为人们居住生活创造一个适当安静程度的环境，在这个环境中，既不受外界噪声的干扰，也不受相互之间的噪声干扰。工业建筑隔声设计目的在于降低工业厂房、车间内部的噪声，以保障工人的身体健康或防止噪声向外传播造成扰民。

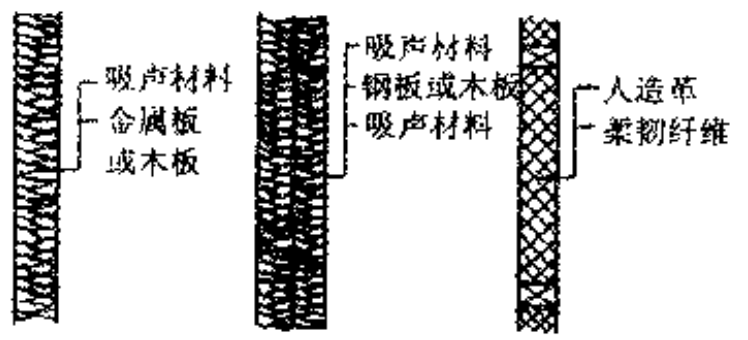


图 5.1-83　室内用隔声屏的构造

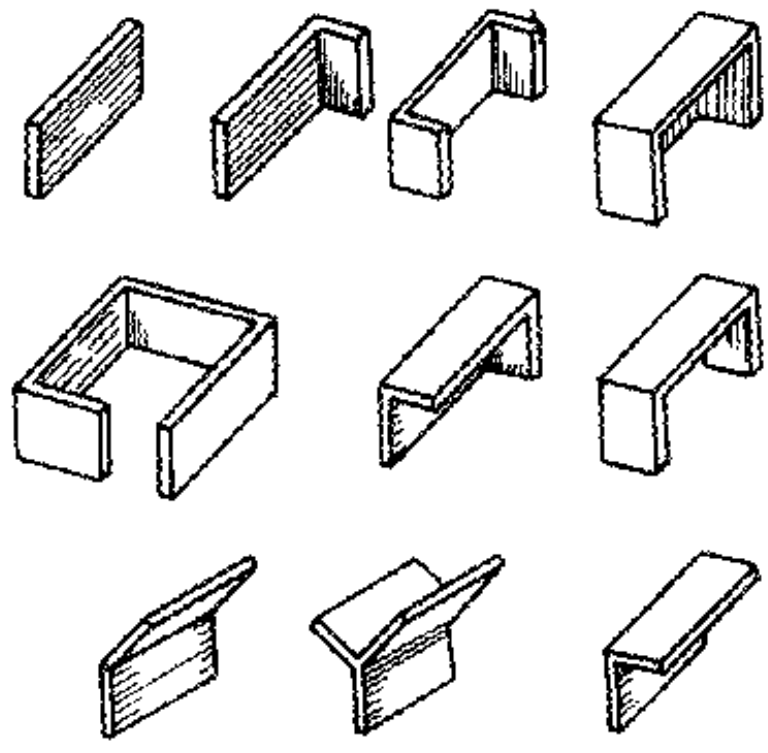


图 5.1-84　隔声屏的造形

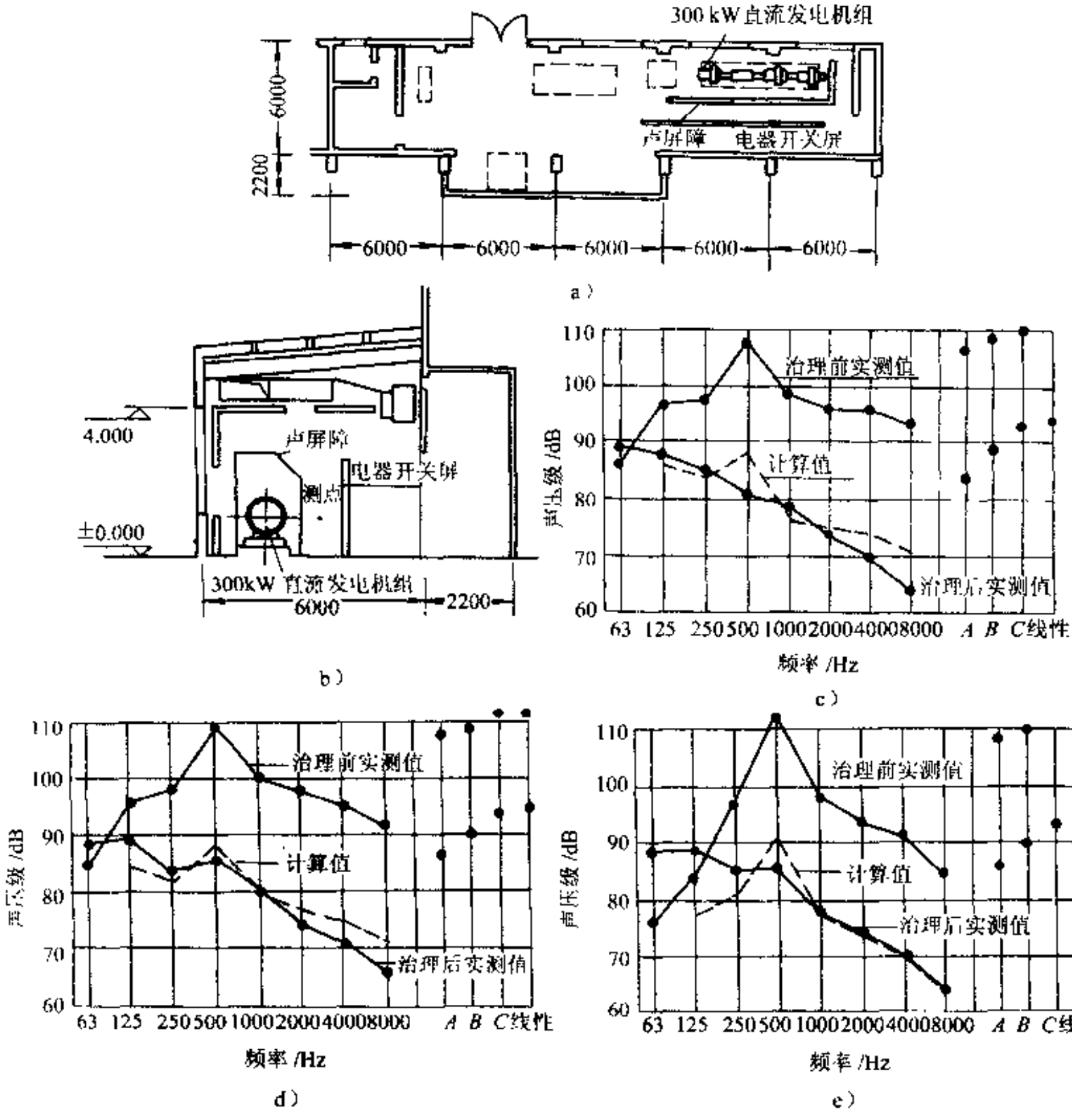


图 5.1-85　电机室隔声屏布置与隔声效果

a）发电机室平面了测点位置　b）车间内吸声装置及声屏障位置

c）*A* 点频谱分析　d）*B* 点频谱分析　e）*C* 点频谱分析

1. 民用建筑隔声设计

（1）民用建筑隔声设计规范

民用建筑隔声设计规范为民用建筑隔声的设计提供了有力的依据。其主要内容为：①规定了民用建筑内的允许噪声标准（见表 5.1-34）；②规定了民用建筑中各种场合下各部位的隔声标准（见表 5.1-35 和表 5.1-36）。

（2）民用建筑对安静的要求

见表 5.1-37。

（3）民用建筑隔声设计原则

1）对于第Ⅰ类民用建筑，可按民用建筑

隔声设计规范中规定的隔声标准值和室内允许噪声级选择合适的设备和隔声构件，以保证室内必要的安静度和邻室（含上、下）之间互相不受噪声干扰。需要注意的是，所选择的构件的隔声性能数据是实验室数据还是现场数据，若是实验室数据，则需进行修正，对重结构隔声量需减去 2dB，对轻结构需减去 5dB，以切合现场实际。

表 5.1-34　民用建筑允许噪声标准

房间名称	允许噪声标准 / dB			
	一级	二级	三级	四级
卧室（或卧室兼起居室）	≤40	≤45	≤50	
起居室	≤45	≤50	≤50	
学校教学用房	≤40①	≤50②	≤55③	
病房、医护人员休息室	≤40	≤45	≤50	
门诊室		≤60	≤65	
手术室		≤45	≤50	
听力测听室		≤25	≤30	≤50
旅馆客房	≤35	≤40	≤45	≤50
会议室	≤40	≤45	≤50	
多用途大厅	≤40	≤45	≤50	≤55
办公室	≤45	≤50	≤50	
餐厅、宴会厅	≤50	≤55	≤60	

① 特殊安静要求房间指语言教室、录音室、阅览室等。

② 一般教室指普通教室、自然教室、音乐教室、琴房、阅览室、视听教室、美术教室、舞蹈教室等。

③ 无特殊要求的房间指健身房、以操作为主的实验室、教师办公室及休息室等。

表 5.1-35　民用建筑空气声隔声标准

建筑类别	间隔部位	计权隔声量 / dB			
		特级	一级	二级	三级
住　宅	分户墙、楼板	—	≥50	≥45	≥40
学　校	隔墙、楼板	—	≥50	≥45	≥40
医　院	病房/病房	—	≥45	≥40	≥35
	病房/有噪声房间	—	≥50	≥50	≥45
	手术室/病房	—	≥50	≥45	≥40
	手术室/有噪声房间	—	≥50	≥50	≥45
	听力测听室围护结构		≥50		
旅　馆	客房/客房	≥50	≥45	≥40	≥40
	客房/走廊（含门）	≥40	≥40	≥35	≥30
	客房外墙（含窗）	≥40	≥35	≥25	≥20

表 5.1-36 撞击声隔声标准

建筑类别	楼板	计权标准化撞击声压级 / dB			
		特级	一级	二级	三级
住宅		—	≤65	≤75	≤75
学校		—	≤65	≤65	≤75
医院	病房/病房	—	≤65	≤75	≤75
	病房/手术室			≤75	≤75
	听力测听室上部楼板		≤65		
旅馆	客房/客房	≤55	≤65	≤75	≤75
	客房/振动室	≤55	≤55	≤65	≤65

表 5.1-37 民用建筑安静要求分类

类别	建筑性质	安静要求与特点	隔声设计方法
I	量大面广的一般民用建筑、住宅、医院、学校、办公楼等	住宅、医院、旅馆因昼夜使用，需满足工作、休息、睡眠要求；学校与办公楼等，需满足语言清晰度与工作思考的要求	按民用建筑隔声设计规范，一般不需设计计算 1）室内允许噪声级查表 5.1-34 2）隔声要求查民用建筑隔声标准，见表 5.1-35 与表 5.1-36
II	公共建筑包括剧院和文娱体育建筑、展览建筑、交通建筑等	按不同的特殊使用要求而有极不相同的安静要求	室内允许噪声查表 5.1-38。按不同安静要求以及内外环境噪声条件具体计算不同建筑部位上围护结构的隔声要求
III	商业建筑与服务行业建筑	一般无安静要求，但应保证有一定的语言清晰度	一般不进行隔声设计

规范中规定了室内允许噪声级，目的在于对环境噪声与室内空调设备、电器设备等噪声的限制，当超过允许噪声级时，就必须采取措施加以限制或更换低噪声设备。因此这个值也可以说是某些产品的声学性能指标值。

2）一般建筑在夏季都需开窗通风换气，就连一些安装了空调设备的建筑为了增加新鲜空气和节能的目的，也常需要开窗。因而对环境噪声应加以控制，而最有效的办法是合理划分城市功能区，把建筑声学要求与小区规划及建筑平面布局一道考虑。

3）控制噪声的小区，其规划须遵循下列原则：

① 新建小区应远离飞机航线、铁路线、车站、码头与高噪声工业区，并尽可能地将对噪声不敏感的建筑物排列在小区的外围临交通干线上，形成周边式声屏障，避免交通干线贯穿小区。

② 各类民用建筑的附属设施，如锅炉房、空调机房、冷却塔、厨房与洗衣房的排风扇等，要注意其设置位置尽可能远离居民区或对其做必要的声学处理。

③ 在无足够保证的隔振、隔声措施时，严禁将强噪声与振动源设置在地下室内。

④ 对于安静要求较高的民用建筑，应尽可能放在本区域内主要噪声源夏季主导风向的上风侧。对夜间噪声源应特别加以注意。

4）民用建筑的平面设计须遵循下列原则：

① 应有足够的噪声防护距离。

② 主要卧室或工作室应设在交通干道背面一侧，此处可增加 15~20dB 的噪声衰减量。

③ 如上述条件难以满足时，应在临街一侧设置封闭式公共走廊或阳台，并在内部作吸声处理，这种措施即使在开窗通风时也可以增加约 10dB 的噪声衰减量。

④ 厨房、厕所、电梯机房及井、垃圾管道等应尽量不与卧室或起居室相邻，如无法避免则应做隔声、隔振处理。

⑤ 对两侧布置住房或工作室的公共走廊，走廊内作吸声处理十分必要，这不仅大大地降低室与室之间的侧向传声，而且使人一进入建筑内便有宁静之感。在走廊、门厅、楼梯间等处顶棚设置的吸声材料，其吸声系数应不小于 0.5（中频 500~1000Hz）。

⑥ 在有吊顶的建筑内，分户墙必须穿过吊顶直达顶板，将吊顶上的空间完全分隔开，防止漏声；采用空调系统的建筑，应防止沿管道串声；大模、大板等整体性好、刚度大的建筑，应注意防止固体传声。

5）对于公共建筑，应根据不同的内外环境噪声与允许噪声级，按公式（5.1-41）计算所需要的构件隔声量 R，噪声衰减量：

$$NR = L_{p1} - L_{p2} = R + 10\lg\frac{A}{S} \quad (5.1\text{-}41)$$

式中 L_{p1} —— 建筑内、外的噪声声压级（dB）；

L_{p2} —— 需要设计房间的允许噪声级（dB）；

R —— 构体隔声量（dB）

S —— 隔声构件的透声面积（m^2）；

A —— 需要设计房间的吸声量（m^2）。

表 5.1-38 为隔声设计计算的具体步骤

2. 工业企业中的隔声设计

1）工业企业中隔声设计的依据　对工业企业内部，隔声设计要依据工业企业噪声控制设计标准（见表 5.1-41）；对外环境隔声设计要满足城市区域环境噪声标准的要求（见表 5.1-42）。

表 5.1-38　隔声设计计算步骤　（单位：dB）

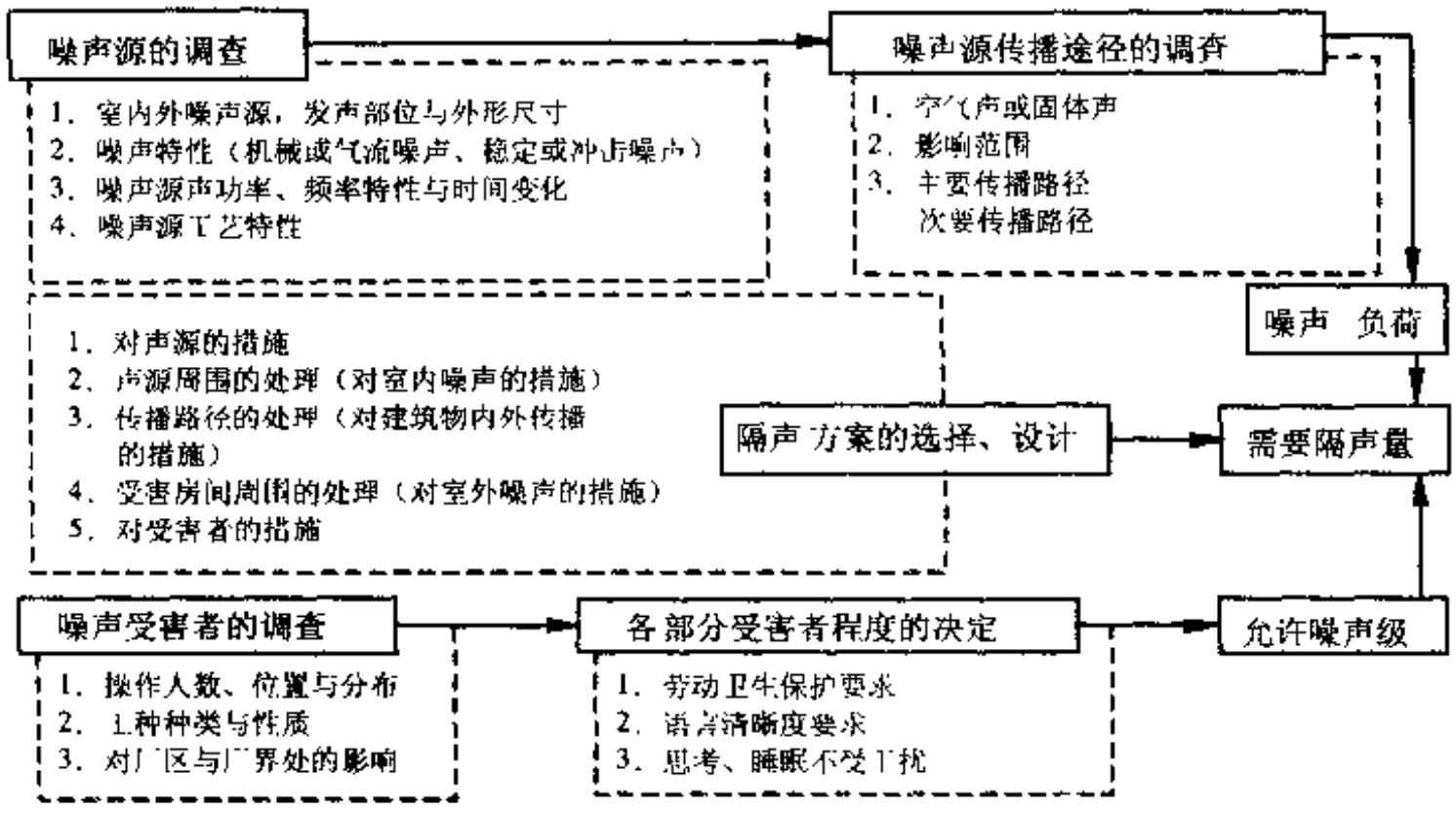
序号	项目 \ 频率/Hz		125	250	500	1000	2000	4000	说明
①	室外噪声级 L_{p1}		74	70	68	65	63	56	实测建筑物外噪声
②	室内允许噪声级 L_{p2}		48	40	34	30	26	25	采用 N-30 曲线
③	$L_{p1}-L_{p2}$		26	30	34	35	37	31	①-②
④	$10\lg(A/S)$		3	3	4	5	5	5	
⑤	需要隔声量 R		23	27	30	30	32	26	$R=L_{p1}-L_{p2}-10\lg(A/S)$
⑥	构件隔声量	a. 窗	20	21	20	21	23	24	窗墙面积比为 1/10，窗与墙隔声量为实测，综合隔声量按窗墙隔声量计算所得
		b. 砖墙	42	43	49	57	64	62	
		c. 综合	30	31	30	31	33	34	
⑦	验算		可	可	可	可	可	可	⑤≤⑥c 时可 ⑤>⑥c 时否

2）工业企业中的噪声源与噪声控制要求比民用建筑中情况要复杂得多，隔声设计应首先对噪声情况进行调查与分析，然后周密仔细地进行方案选择与比较，才能获得既能达到上述两标准要求，又能符合经济实用要求的效果。

① 首先应对噪声情况进行调查与分析，调查与分析可按表5.1-39进行。

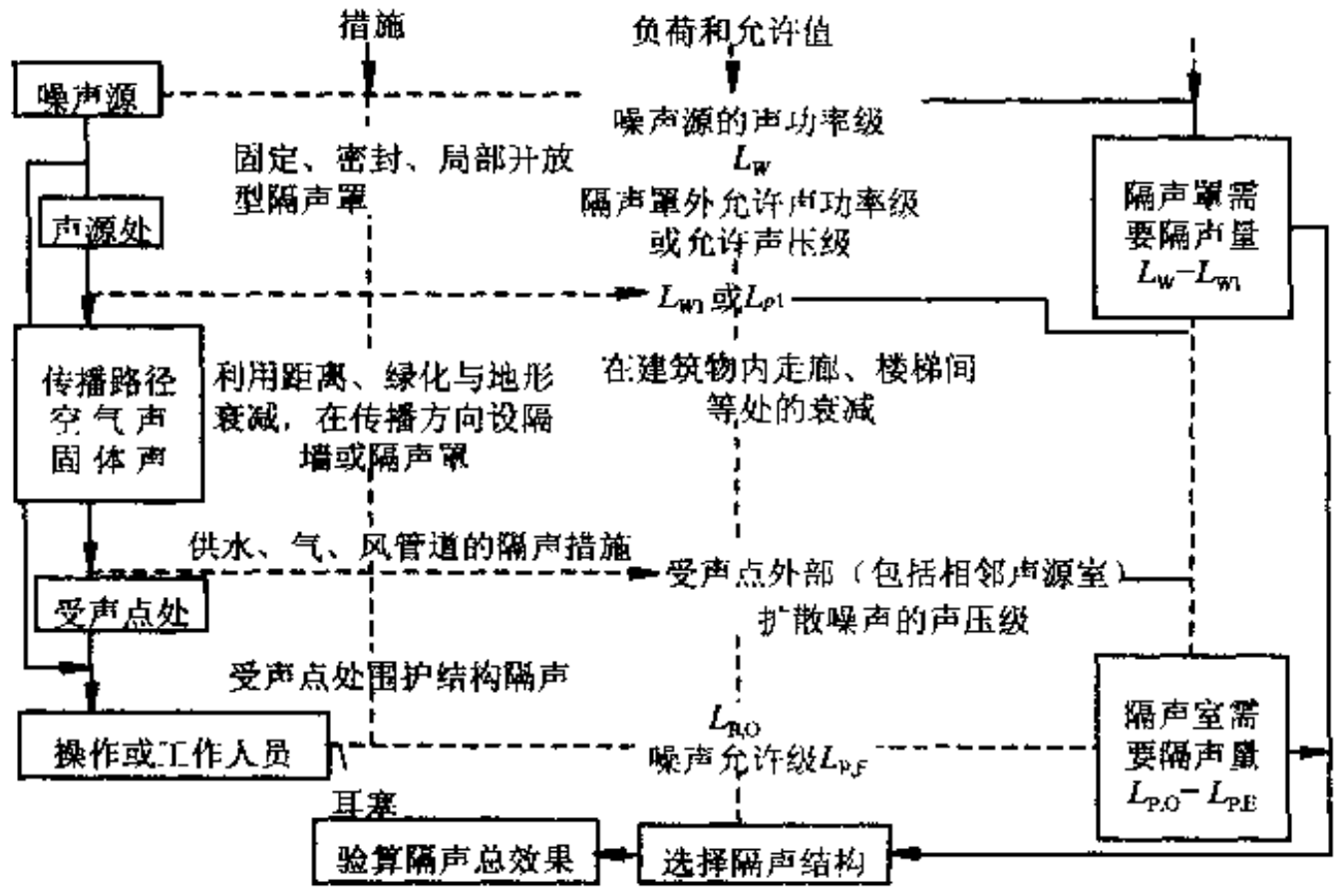
② 选择隔声方案，可按表5.1-40进行。

表5.1-39　噪声情况调查与分析



注：按上述程序对厂内主要噪声源编号制成资料卡片，并按所在位置标明在厂平面图上，就能反映出全厂噪声分布状况与相互关系。公共建筑若有比较复杂的情况，也应按照这一程序准备资料。

表5.1-40　隔声方案的选择



注：根据测定的计算分析，确定用何种隔声措施（如声源、接收者、传播途径或几种措施同时采用），必要时需作方案比较。

表 5.1-41　工业企业噪声控制设计标准

工业厂区内各类地点		噪声限值/dB
生产车间及作业场所		90①
高噪声车间设置的值班室、观察室、休息室	无电话通信要求时	75②
	有电话通信要求时	70②
精密装配线，精密加工车间的工作地点，计算机房（正常工作状态）		70
车间所属办公室、实验室、设计室		70②
主控制室、集中控制室、通信室、电话总机室，消防值班室（室内背景噪声级）		60
厂部所属办公室、会议室、设计室，中心实验室（包括试验、化验、计算室）		60②
医务室、教室、哺乳室、托儿所、工人值班宿舍（室内背景噪声级）		55

① 工人每天连续接触噪声 8h，不足 8h 可按时间减半噪声限制值增加 3dB 原则，确定噪声限制值，最高不得超过 115dB（A）。

② 指室内无声源发声的条件下，从室外传入室内的平均噪声级。

表 5.1-42　城市区域环境噪声标准（GB 3096—1993）

单位等效声级[dB（A）]

适用区域类别	昼　间	夜　间
0　疗养区、高级别墅区、高级宾馆区	50	40
1　居住、文教区	55	45
2　居住、商业、工业混杂区	60	50
3　工业集中区	65	55
4　交通干线道路两侧	70	55

3）隔声设计的基本公式　由表 5.1-38 噪声情况调查与分析中可以看出，进行隔声方案设计首先要知道需要多大的隔声量，从而就要知道受声点的噪声负荷和允许噪声级。允许噪声级可查表 5.1-41 和表 5.1-42 确定。噪声负荷，最简便的方法是采用实测，若无条件时可采取公式计算。

在已知噪声源声功率时，受声点声压级

$$L_{pi}=L_{Wi}+10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2}+\frac{4}{R_{ei}}\right) \qquad (5.1\text{-}43)$$

式中　L_{wi} —— 声源各倍频带声功率级（dB）；

Q —— 声源指向性因素，自由空间 Q=1，半自由空间 Q=2，声源处于地面并紧靠墙面 Q=4，声源处于角落 Q=8；

r —— 受声点至声源的距离（m）；

R_{ei} —— 声学环境的房间常数（m^2）。

$$R_{ei}=\frac{S\alpha_i}{1-\alpha_i} \qquad (5.1\text{-}44)$$

式中　S —— 房间的内表面积（m^2）；

α_i —— 房间内各倍频带的平均吸声系数。

当声源为多个声源时，可按声压级合成法计算受声点的声压级。受声点的允许噪声级 L_A 可查表 5.1-41 和表 5.1-42 确定，并按表 5.1-43 查出允许噪声级 L_A 的倍频带允许噪声级 L_{Ai}。$L_{pi}-L_{Ai}$ 即是各倍频带所需要的隔声量。

对于某些具体情况，一些专用公式更使于计算，下列各图中 S 为声源，E 为受声点。

① 声源在室外，设计隔声罩（图 5.1-86），隔声室（图 5.1-87）。

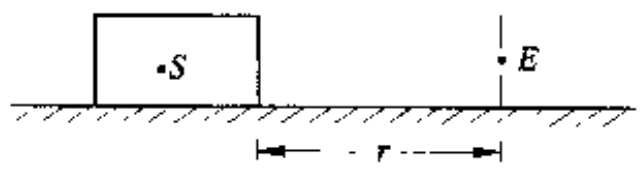


图 5.1-86　式（5.1-45）计算示意图

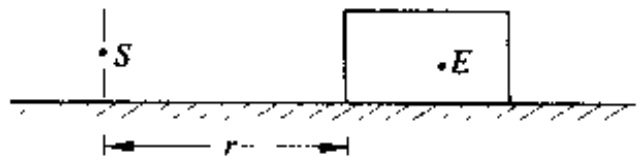


图 5.1-87　式（5.1-45）计算示意图

表 5.1-43　A声级与 *NR* 曲线倍频带声压级换算表

f/Hz L_{Ai}/dB L_A/dB（A）	倍频程中心频率					
	125	250	500	1000	2000	4000
50	57	49	44	40	37	35
55	62	57	50	46	43	41
60	68	61	56	53	50	48
66	73	67	62	59	56	54
70	79	72	68	65	62	61
75	84	78	74	71	69	67
80	87	82	78	75	73	71
85	92	87	83	80	78	77
90	97	91	87	85	83	81

$$L_{Ai} = L_{Wi} - R_i + 10\lg\frac{S}{A_i} + 10\lg\frac{1}{2\pi r^2} \qquad (5.1\text{-}45)$$

式中　L_{Ai} —— 受声点倍频带允许声压级（dB），见图 5.1-85［或隔声室内受声点倍频带允许声压级（dB），见图 5.1-86］；

L_{Wi} —— 声源倍频带声功率级（dB）；

R_i —— 倍频带需要隔声量（dB）；

S —— 隔声罩（室）表面积（m^2）；

A_i —— 隔声罩（室）内吸声量（m^2）；

r —— 受声点至声源有效距离（m）。

② 扩散场中，设置隔声室的计算式

$$L_{Ai} = \bar{L}_{Pi} - R_i + 10\lg\frac{S}{A} \qquad (5.1\text{-}46)$$

式中　L_{Ai} —— 隔声室内倍频带允许噪声级（dB）；

$\bar{L}_{Pi}$ —— 隔声室外扩散声场的平均倍频带声压级（dB）；

R_i —— 隔声室倍频带需要的隔声量（dB）；

S —— 隔声室结构的总表面积（m^2）；

A —— 隔声室的吸声量（m^2）。

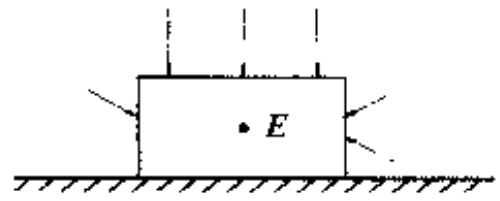


图 5.1-88　式（5.1-46）计算示意图

③ 窗户相对的两房间隔声效果的计算式

$$L_{Ai} = L_{Wi} - (R_{1i} + R_{2i}) + 10\lg\frac{S_1 S_2}{A_{1i} A_{2i}} + 10\lg\frac{1}{2\pi r^2} \qquad (5.1\text{-}47)$$

式中　L_{Ai} —— 受声室倍频带允许噪声级（dB）；

L_{Wi} —— 声源的倍频带声功率级（dB）；

R_{1i} —— 声源室的墙、窗综合倍频带需要隔声量（dB）；

R_{2i} —— 受声室的墙、窗综合倍频带需要隔声量（dB）；

S_1、S_2 —— 两室墙、窗的透声面积（m^2）；

A_{1i}、A_{2i} —— 两室内的吸声量（m^2）；

r —— 两室间的距离。

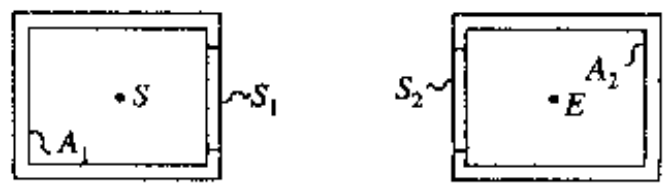


图 5.1-89　式（5.1-47）计算示意图

4）声源与受声点均在室内，设计隔墙、隔声罩、隔声室：

① 已知声源声功率级时（图 5.1-90）

$$L_{Ai}=\Sigma L_{Wi}-R_i+10\lg\frac{4S}{A_S A_E} \tag{5.1-48}$$

式中　L_{Ai} —— 受声点倍频带允许噪声级（dB）；

ΣL_{Wi} —— 不同声源的倍频带声功率级（dB）；

S —— 隔声室的透声面积（m^2）；

A_S —— 声源房间内总的吸声量（m^2）；

A_E —— 隔声室内总的吸声量（m^2）；

R_i —— 隔声室倍频带需要隔声量（dB）。

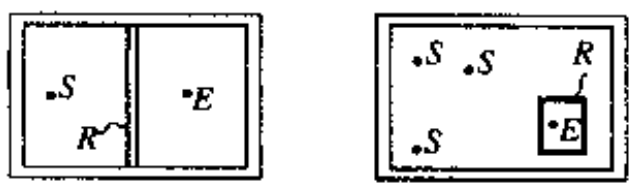


图 5.1-90　式（5.1-48）计算示意图

②已知声源室平均声压级时（图 5.1-90）

$$L_{Ai}=\bar{L}_{pi}-R_i+10\lg\frac{S}{A} \tag{5.1-49}$$

式中　L_{Ai} —— 受声点的倍频带允许噪声级（dB）；

$\bar{L}_{pi}$ —— 声源室内平均倍频带声压级（dB）；

R_i —— 隔声结构倍频带需要隔声量（dB）；

S —— 隔声结构透声面积（m^2）；

A —— 隔声结构内总吸声量（m^2）。

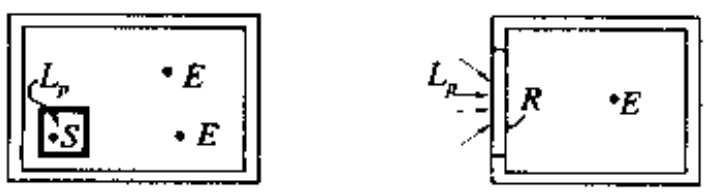


图 5.1-91　式（5.1-49）计算示意图

5）声源与受声点之间有两道隔声构件时的隔声量计算（图 5.1-92）

①　已知声源声功率时

$$L_{Ai}=L_{Wi}-(R_{Si}+R_{Ei})-10\lg\frac{A_{Si}A_{Mi}A_{Ei}}{4S_S S_E} \tag{5.1-50}$$

②　已知声源室声压级时

$$L_{Ai}=L_{pi}-(R_{Si}+R_{Ei})-10\lg\frac{A_{Mi}A_{Si}}{S_S S_E} \tag{5.1-51}$$

式中　L_{Ai} —— 受声室的倍频带允许噪声级（dB）；

L_{Wi} —— 声源的倍频带声功率级（dB）；

L_{pi} —— 声源室的倍频带声压级（dB）；

R_{Si}、R_{Ei} —— 声源室一侧及受声室一侧隔墙的倍频带隔声量（dB）；

S_S、S_E —— R_S 及 R_E 墙的面积（m^2）；

A_{Si}、A_{Mi}、A_{Ei} —— 声源室、中间室、受声室内各自的倍频带吸声量（m^2）。

● 直列式合成，每增加一间居中的房间时，在理论上隔声量的增量 $=R+10\lg\frac{A}{S}$。

6）面向不同声场的不同构件的隔声性能计算（图 5.1-93）

$$L_A=10\lg\left[\sum_{i=1}^{n}10^{0.1(L_{pi}-R_i)}S_i\right]+10\lg\frac{1}{A} \tag{5.1-52}$$

式中　L_{pi} —— 第 i 项构件的外侧的声压级 dB）；

R_i —— 第 i 项构件的隔声量；

S_i —— 第 i 项构件的面积（m^2）；

A —— 受声室内的吸声量（m^2）。

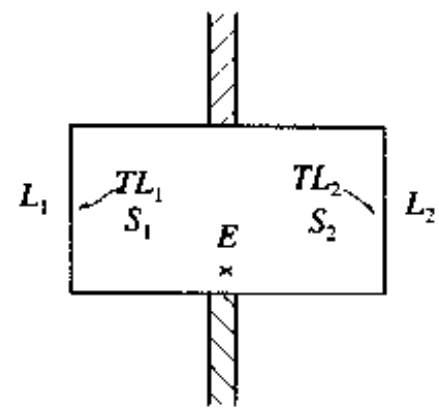


图 5.1-93　面向不同声场的不同隔声构件的合成

7）隔声设计中几个应注意的具体问题

① 选择隔声材料或构件时不能只考虑隔声量，还应注意其他方面的要求，如强度、重量、防火、防爆、防潮、防腐等性能以及经济合理性。

② 在查阅有关手册资料的隔声量图表时，应注意数据是实验室实验结果还是现场测试结果。现场测试结果比实验室结果要低 2～5dB。对于隔声罩（间）类的隔声结构，由于固体声等多种影响，应特别注意参考插入损失的实测数据。

③ 在设计时，应在表上列出噪声源倍频带声压级，并注意主要峰值位置；列出各频带的需要隔声量并加上 5dB 的余量；再列出选定的隔声结构或构件的各倍频带的隔声量，注明有无隔声低谷，若噪声的峰值与隔声低谷位置重叠，就可看出设计上存在问题。

另外，对特别需要注意的节点与薄弱环节，应在设计时给出详图并注明施工要求。

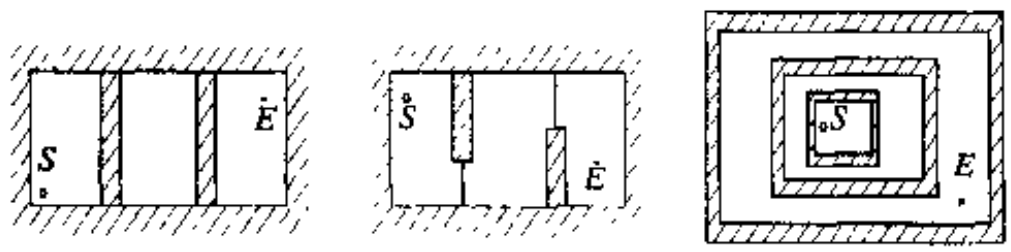


图 5.1-92　隔声量的直列合成

第 2 章　撞击声隔声

2.1　楼板撞击声的特性

1. 撞击声的产生

撞击声是物体在建筑结构上撞击，使之产生振动，沿着结构传播并辐射到空气中形成的噪声。常见的有物体落地（板），在楼板上敲打东西，拖动桌椅家具，门窗捍击和走路跑跳等。应注意的是，在建筑中经过建筑结构传播而来的由机械振动引起的噪声是属于结构声，虽说它们同属于固体声，但两者在防治方法上有很大的区别。

2. 撞击声的传播

撞击声的传播途径如图 5.2-1 所示，在物体的撞击下，楼板产生振动直接向下面空间辐射噪声，如图中的①方向。另外振动将沿着结构向四处传递并向各个空间辐射噪声，如图中各个②所示途径。由于撞击产生的能量较大，而振动在结构中传播的衰减量非常小，所以撞击产生的振动能沿着连续的结构传得很远，造成撞击声影响的范围很广。表 5.2-1 是常用建筑材料中撞击声的衰减量，表 5.2-2 是建筑物中水平方向的声衰减量，表 5.2-3 是不同的建筑结构形式的垂直方向的声衰减量。

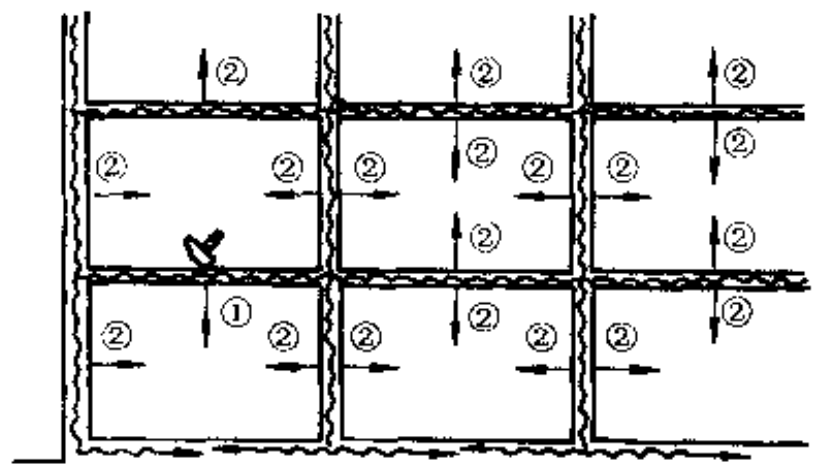


图 5.2-1　撞击声传播途径示意

说明：

1）由于楼板的整体性能比较好，因此各种结构水平方向的声衰减量差异不大。

2）随着各种结构楼板与墙的连接构造的不同，垂直方向的声衰减差别比较大。

3）高频衰减量大，低频衰减量小。

4）轻薄墙衰减量大，厚重的墙衰减量小。

5）内墙因和其他墙或楼板的十字节点处有能量损失，故衰减量大，外墙的衰减量小。

表 5.2-1　常用建筑材料对撞击声的衰减

材料名称	铁	砖石结构	混凝土	木材
衰减量/（dB/m）	0.01～0.03	0.02～0.13	0.03～0.20	0.05～0.33

表 5.2-2　建筑中不同频率的水平方向的声衰减量

频率/Hz	125	250	500	1000	2000	4000	dB（A）
衰减量/（dB/开间）	2.5～3.0	4.5～5.0	5.0～6.0	6.0～7.0	7.0～9.0	8.0～10.0	6.0～7.0

表 5.2-3　不同建筑结构形式的垂直方向的声衰减

频率 / Hz		125	250	500	1000	2000	4000	dB（A）
衰减量/（dB/层）	大板、大模	3.0～3.6	4.0～5.0	5.0	5.9	7.0～8.0	9.0～10.0	4.0～5.0
	框架轻板	3.6	7.3	8.6	9.1	9.0	—	8.9
	砖　混	3.2	6.0	7.5	7.5	—	—	5.3

6）近场衰减大，远场衰减小。

2.2　楼板撞击声隔声

（1）楼板撞击声的强弱

楼板撞击声的强弱显然跟撞击力大小有关，而在楼板上活动的各种撞击力很难规范统一，为了便于比较各种楼板的撞击声隔声性能，ISO140 规定用标准打击器为撞击源，置于楼板上进行撞击，以楼下房间内接收到的声压级来表述楼板的隔声性能。通常用两种方法表述楼板隔声性能，如表 5.2-4 所示。

表 5.2-4　楼板隔声性能表述方法

名称	符号	意　义	说　明
撞击声级	L	用标准打击器撞击楼板时，楼下房间内接收到的声级	数值愈小，说明楼板隔声性能愈好
撞击声改善值	ΔL	楼板上铺放面层材料前的撞击声级 L_1 与铺放面层材料后的撞击声级 L_2 之差 $\Delta L = L_1 - L_2$	说明增加面层后楼板隔声性能的改进，ΔL 值愈大，楼板面层的隔声性能愈好

（2）光秃楼板的撞击声级

在忽略楼板的边界条件时，可以得到标准打击器撞击光秃楼板时，楼下房间撞击声级的表达式：

$$L_N = 20\lg \frac{f^{\frac{1}{4}}}{E^{\frac{1}{2}}\rho^{\frac{1}{2}}h^{\frac{7}{4}}} + C \qquad (5.2\text{-}1)$$

式中　L_N —— 撞击声级（dB）；

f —— 频率（Hz）；

E —— 楼板材料的弹性模量（N/m^2）；

ρ —— 楼板材料的密度（kg/m^3）；

h —— 楼板的厚度（m）；

C —— 常数。

由式中可以看出：

1）L_N 随频率的 1/4 次方增加，大约每倍频程增加 1.5dB。

2）L_N 随着 E、ρ、h 的增加而降低。因此想要改善楼板的隔声性能，就要增大它的弹性模量、密度和厚度，其中以增加厚度最有效，厚度增加一倍，L_N 约下降 10dB。

以上结论是理想化结果，实际中，楼板的撞击声隔声性能虽随楼板厚度增加而有所改善，但达不到 10dB 的改善量，而且，撞击声级随频率上升的斜率也远大于 1.5dB/oct。图 5.2-2 和图 5.2-3 是一些实例。

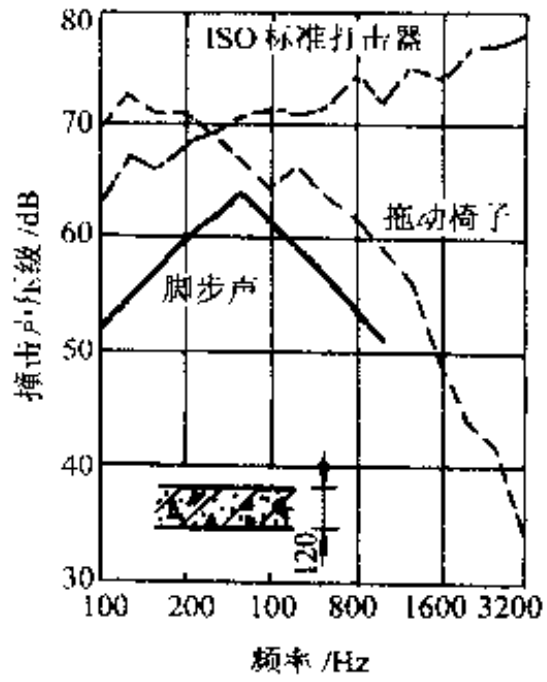
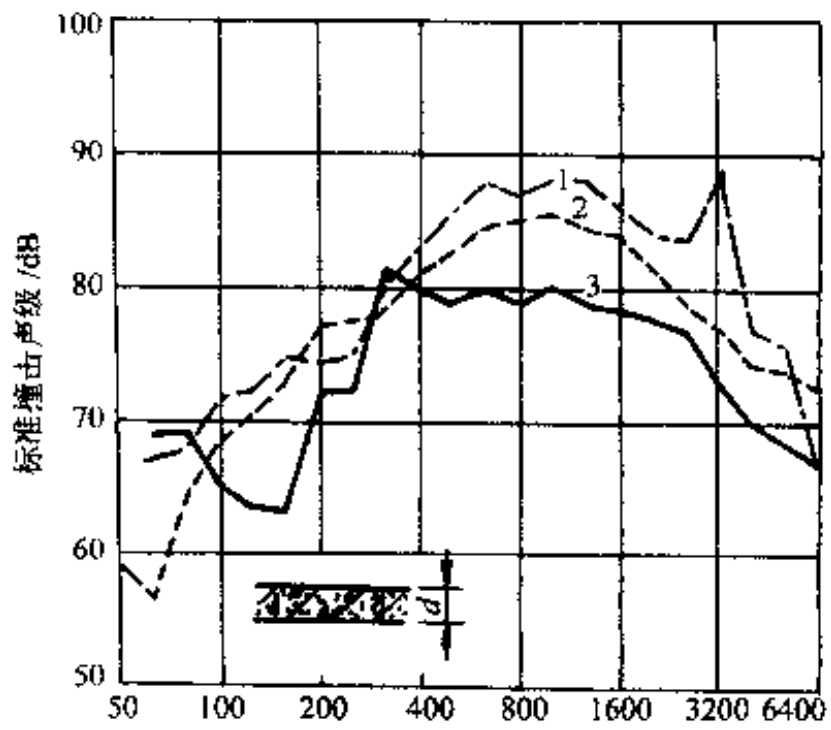


图 5.2-2　在 12cm 厚钢筋混凝土楼板上不同撞击声源产生的撞击声压级



曲线编号	d/mm	平均撞击声级/dB
1	40	82
2	60	79
3	90	78

图 5.2-3　钢筋混凝土楼板厚度不同时撞击声级的变化

（3）楼板撞击声的隔声措施

1）对楼板撞击声隔声的要求　设计楼板撞击声隔声量可根据工业企业噪声控制设计标

准（见表 5.1-41）、民用建筑允许噪声标准（见表 5.1-34）、民用建筑空气声隔声标准（见表 5.1-35）和民用建筑撞击声隔声标准（见表 5.1-36）确定。从上述各标准要求来看，光秃楼板的撞击声隔声性能是相当差的，因此必须采取有效措施来改善楼板的撞击声隔声性能。

2）改善楼板撞击声隔声的措施

①在光秃楼板上铺设弹性面层材料，其构造和部分效果如图 5.2-4 所示。弹性面层材料减弱了撞击的能量，减弱了楼板的振动，达到改善楼板隔声的效果。从图中曲线可以看出：

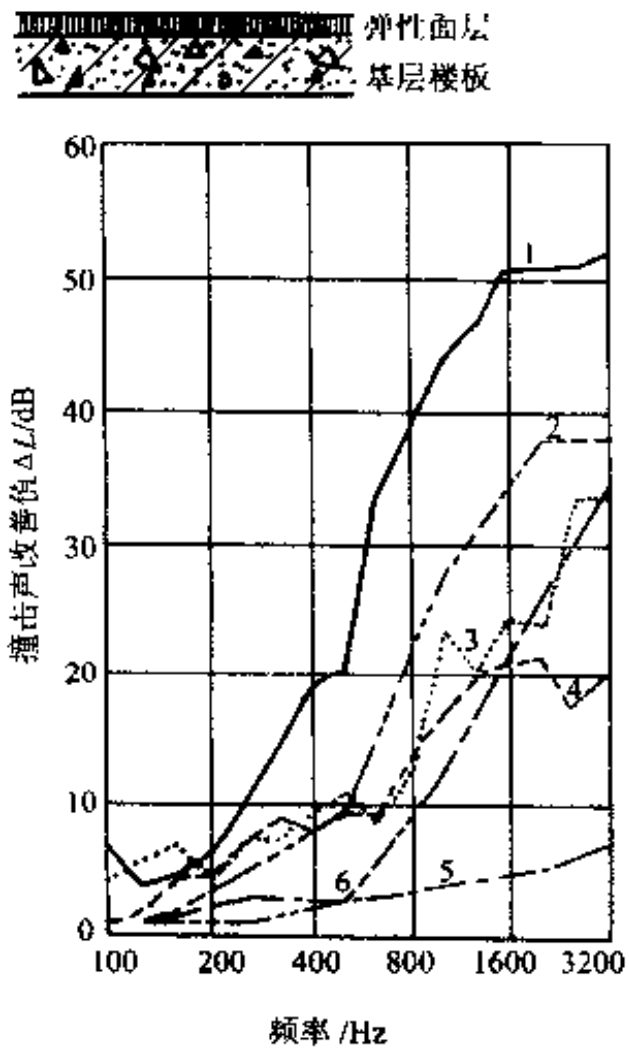


图 5.2-4　几种面层处理的撞击声改善值

1—钢筋混凝土空心楼板上铺厚地毯

2—钢丝网楼板上铺 6mm 厚卡尔普

3—钢筋混凝土楼板上铺有木龙骨的杉木地板

4—钢筋混凝土楼板上实铺杉木地板

5—钢筋混凝土密肋楼板上粘贴 3mm 厚橡胶塑料面层

6—钢丝网楼板上铺再生胶面层（底面带格）

a．弹性面层对中高频的撞击声改善比较明显。

b．撞击声改善值的大小取决于面层材料的弹性。弹性愈好，撞击声改善的起始频率愈低，曲线的坡度愈陡。

②垫层构造的撞击声改善作用　在楼板的基层与面层之间铺设一层弹性垫层材料将基层和面层完全隔离，使地板面层受撞击产生的振动只有一小部分传至楼板基层然后向楼下辐射噪声，故能改善楼板撞击声隔声。它的基本构造形式如图 5.2-5 所示。

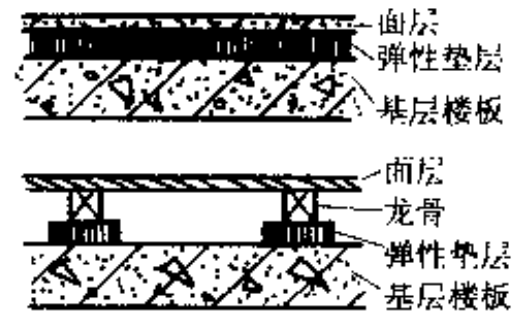


图 5.2-5　垫层构造示意图

图 5.2-5 中构造亦称为浮筑楼板，其撞击声改善值可由下式估算：

$$\Delta L = 40\lg\frac{f}{f_0} \qquad (5.2\text{-}2)$$

式中　ΔL —— 撞击声改善值（dB）；

f_0 —— 面层与垫层组成的弹性系统共振频率（Hz）；

f —— 噪声频率（Hz）。

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{2E}{md}} \qquad (5.2\text{-}3)$$

式中　E —— 垫层材料的弹性模量（kg/cm^2）；

d —— 垫层材料的厚度（cm）；

m —— 面层材料的面密度（kg/m^2）。

图 5.2-6 给出了上述两类构造的一些实例及其撞击声改善量。

两类构造中的 1 号楼板的撞击声级作为比较的基准，在曲线中都划为 0dB 水平线。

从上述公式和构造的实际测试结果中可以看出：

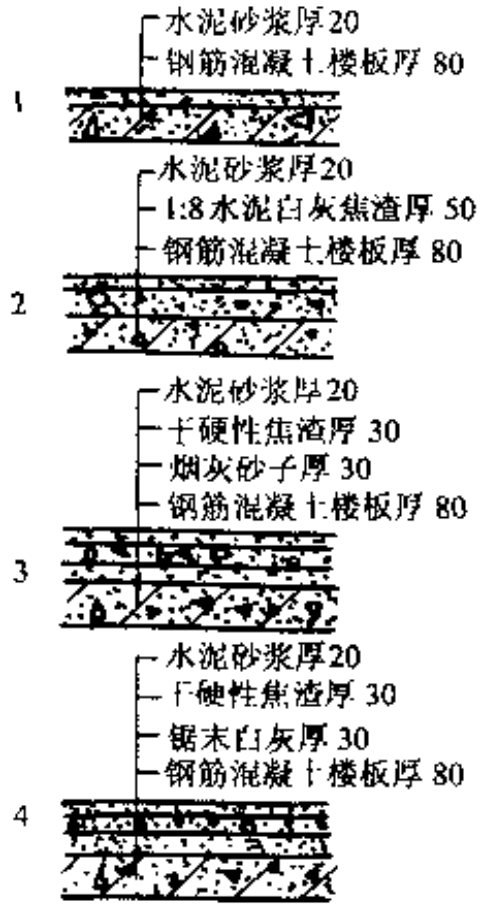
a．浮筑楼板的共振频率低时可获得较高的改善值。为了获得较低的共振频率，就需要用弹性较好的垫层材料，同时面层不宜过于轻薄，轻薄的面层不但撞击声改善值小，而且撞

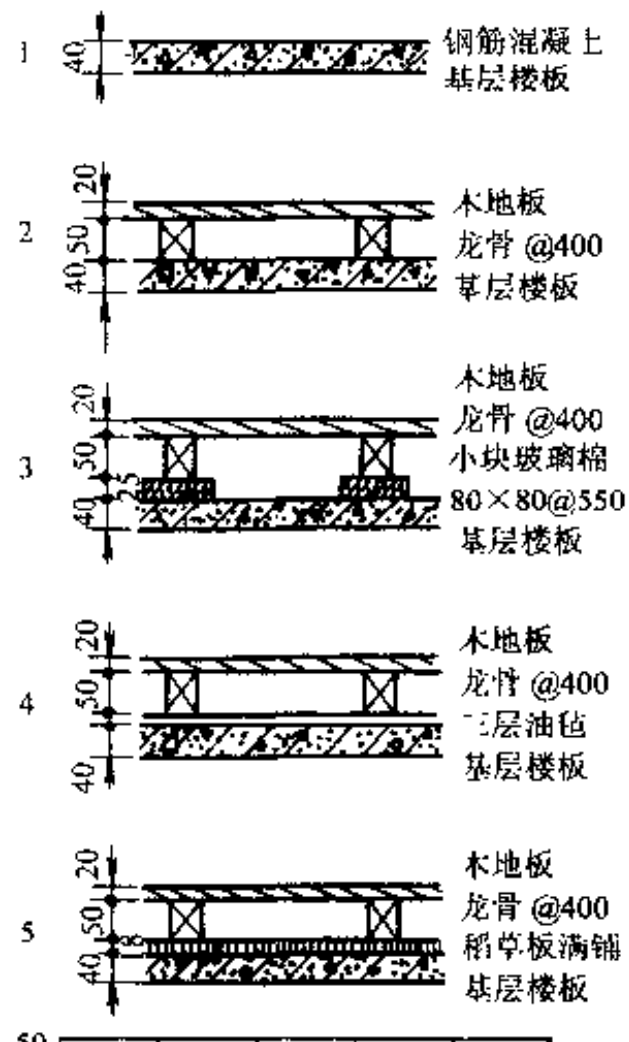
击源室内的撞击声级增高。

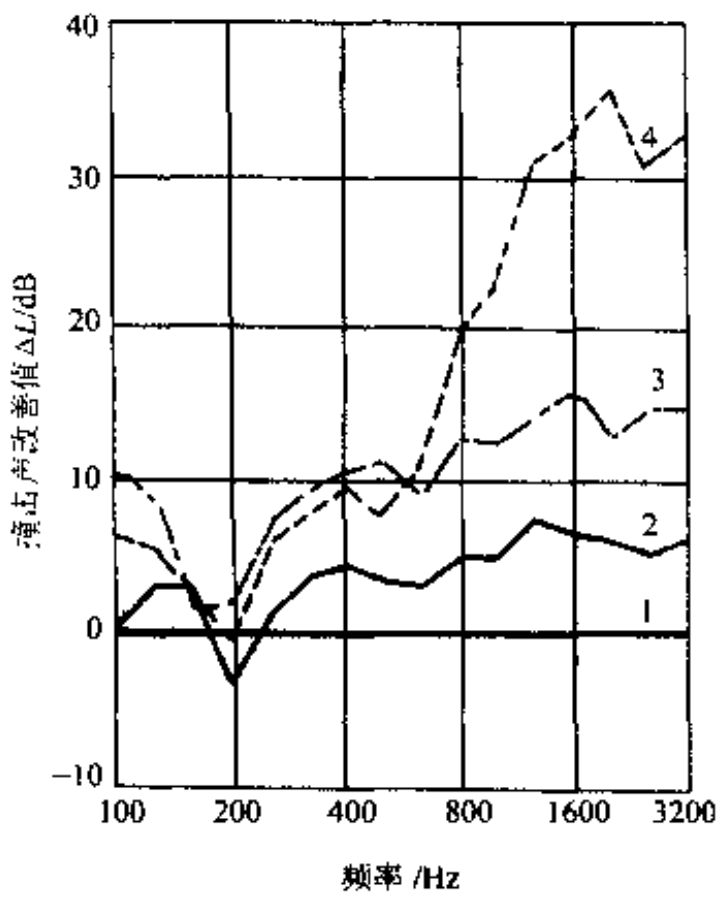
b．垫层材料应与面层材料及基层材料有较大的差异。垫层如用性能不同的材料做成两层，效果更好，如图 5.2-6 中的曲线 3、4。

c．对于使用龙骨类型构造，龙骨下面必须加垫弹性材料，否则，撞击声改善量不但不高，而且在中低频段反而引起负作用。

在浮筑楼板的设计和施工中还应注意：







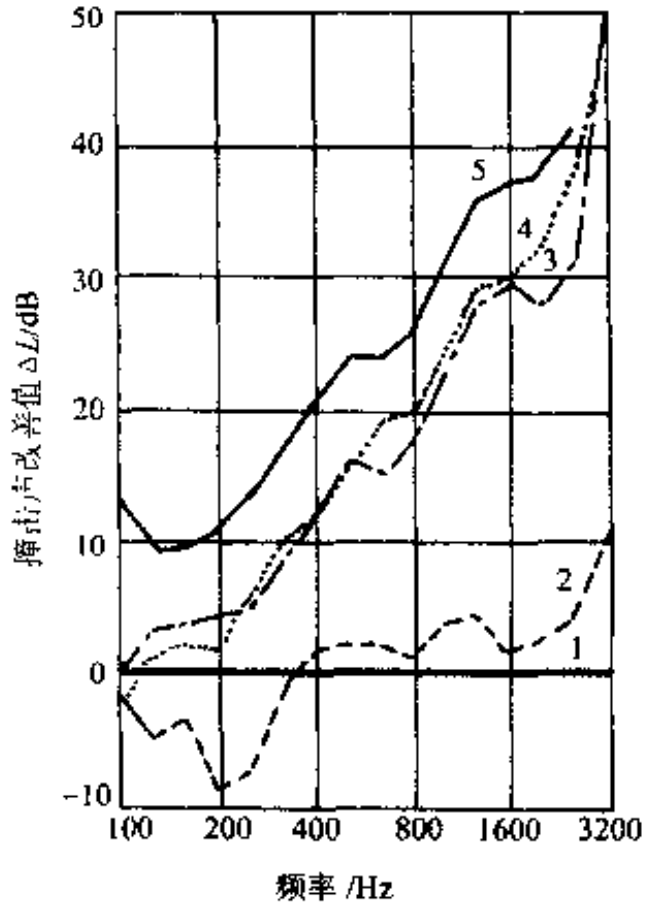


图 5.2-6　两类浮筑楼板撞击声改善值

a. 避免产生声桥，因为面层与基层之间任何刚性连接都将削弱其隔声性能。应特别注意地面施工中的漏浆和在垫层中铺设管线不当造成的声桥。图 5.2-7 是由于踢脚板处理不当，地面与墙面产生刚性连接，使振动通过墙体再传到基层板，声波由墙和基层板向楼下房间辐射造成对隔声效果的影响。

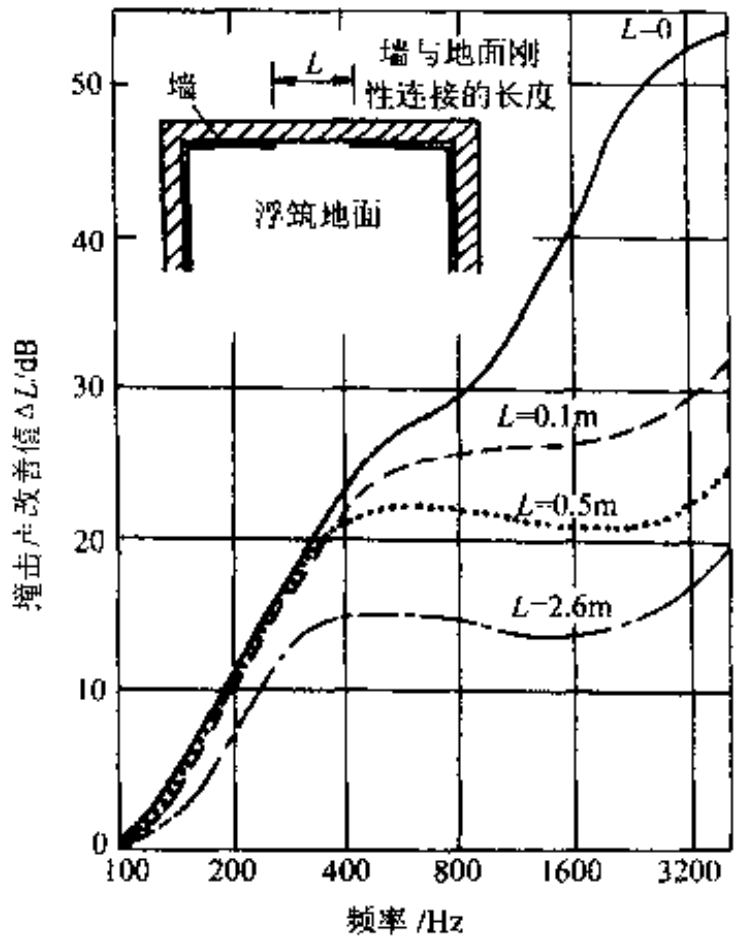


图 5.2-7　浮筑楼板面层与墙的刚性连接对隔声的影响

b. 应考虑垫层材料的允许载荷，弹性材料都有一定的载荷限度，过载将使弹性材料失去弹性，从面使隔声性能变坏。

③吊顶的作用　楼板下的吊顶，由于有一定的质量，能将楼板辐射出的空气声隔绝掉一部分，因此对撞击产生的噪声隔离也有一定的作用。其隔声效果取决于：

a. 单位面积的重量。厚重的吊顶隔声好。

b. 吊顶与楼板间的空气层厚度。厚度大隔声好。在空气层中填放吸声材料也能提高隔声量。

c. 吊顶与楼板间连接的刚度。用弹性连接可提高隔声效果，连接点愈少愈好，见表 5.2-5。应说明的是，吊顶只能减弱楼板直接向下辐射的声能，不能阻止通过墙体侧向传递的声能，所以在侧向传声较严重的情况下，吊顶的作用就显不出来。在框架结构建筑中，如能将墙与楼板脱开，则吊顶的隔声效果将明显地显露出来，见表 5.2-6。

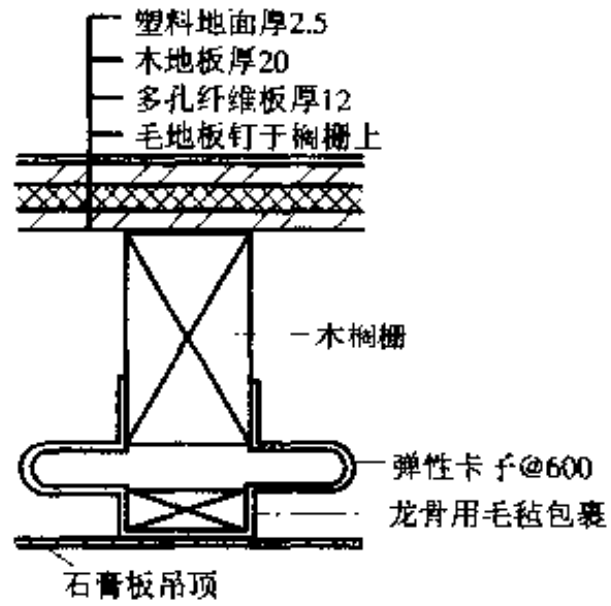


图 5.2-8　楼板与吊顶的弹性连接处理

表 5.2-5　吊顶龙骨弹性与非弹性连接时楼板隔声性能

构　造	撞击声压级/dB						平均撞击声压级/dB
	75～150 /Hz	150～300 /Hz	300～600 /Hz	600～1200 /Hz	1200～4000 /Hz	2400～4800 /Hz	
见图 5.2-8	72	73	69	61	55	46	62.7
同上，但非弹性卡，顶棚直接钉在龙骨上	82	88	83	73	63	52	73.5

表 5.2-6 阻止侧向传声后吊顶隔声性能的改善

楼板构造及支承情况	倍频程撞击声压级/dB						平均撞击声压级/dB
	100Hz	200Hz	400Hz	800Hz	1600Hz	3200Hz	
图 5.2-9a，楼板四面支承于墙上	61	57.5	58	66	56.3	55	59
图 5.2-9b，吊杆用弹性吊钩，楼板两面支承于墙上	50	53.5	53.5	54.6	58	57.5	54.5
吊杆用弹性吊钩，楼板一面支承于墙上	45	49.2	48.5	47.6	43	38.5	45.3

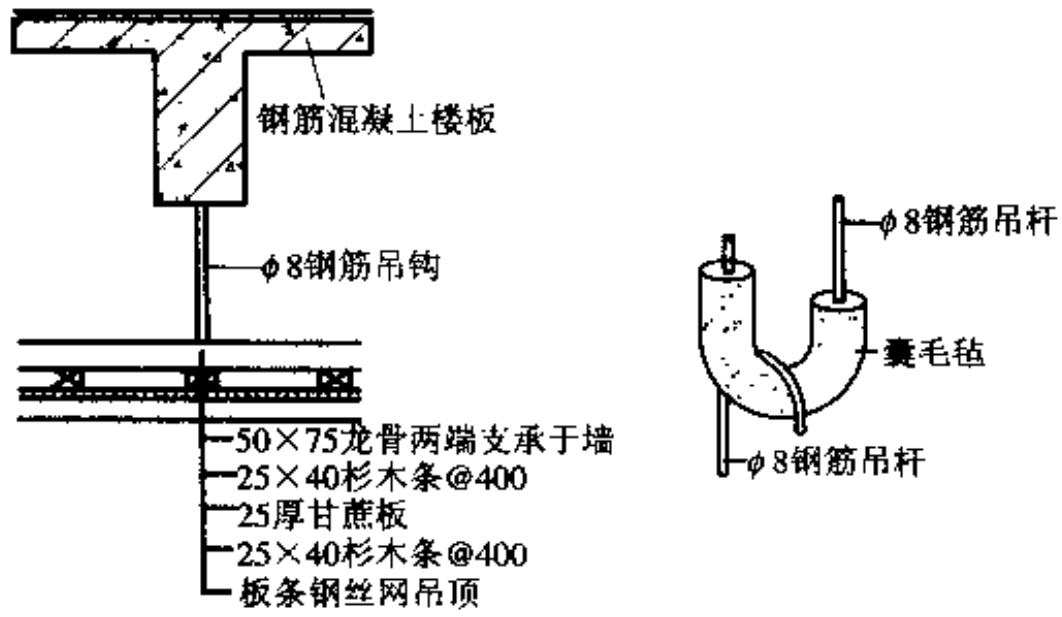


图 5.2-9 弹性悬挂的吊顶

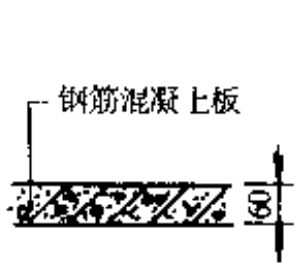
（4）常用楼板隔声量（表 5.2-7）。

表 5.2-7 常用楼板隔声量

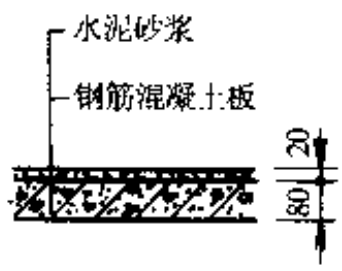
序号	构造	倍频程撞击声级 / dB						平均撞击声级 / dB	撞击声指数 / dB
		125	250	500	1000	2000	4000		
1	60 厚钢筋混凝土光板	77.6	83.6	90.0	94.2	90.7	85.8	87	97
2	80 厚钢筋混凝土板 20 厚砂浆	74.3	82.0	85.3	87.3	83.0	78.5	81.7	89
3	钢筋混凝土板塑料地毡面层	71.5	75.7	78.3	78.5	77.5	73.7	75.9	85
4	钢筋混凝土板实贴木地面	72.1	74.4	76.5	71.3	62.5	58.5	69.2	69
5	钢筋混凝土板空铺木地面	63.0	65	56	48	42	38	52.0	58
6	龙骨上有垫层的空铺木地面	70	70	70	60	56	40	61.0	68
7	龙骨上有垫层的空铺木地面	62	61	63	58	46	32	53.7	58
8	钢筋混凝土板铺厚地毯	65.3	68.5	62.4	53.3	53.4	52.3	59.2	62
9	钢筋混凝土浮筑楼板甘蔗板垫层	61	59	66	59	52	47	57.3	61
10	钢筋混凝土浮筑楼板玻璃棉垫层	54.8	55.3	59.4	61.1	50.3	48.2	54.9	58
11	钢筋混凝土板水泥焦渣垫层	72.2	79.8	81.6	81.3	77.2	72	77.4	84

（续）

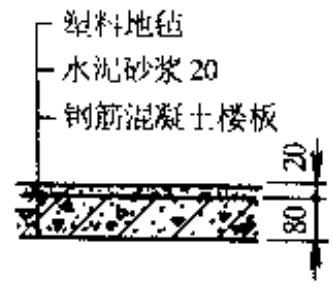
序号	构　造	倍频程撞击声级/dB						平均撞击声级/dB	撞击声指数/dB
		125	250	500	1000	2000	4000		
12	钢筋混凝土板锯末白灰垫层	71.1	74.4	75.5	64.6	53.3	47.1	64.3	72
13	钢筋混凝土板复合材料垫层	78.6	79.8	79.6	74.0	60.0	49.5	70.3	75
14	钢筋混凝土板复合材料垫层	70.6	74.4	74.6	74.1	693.6	64	71.2	76
15	钢筋混凝土板砂子烟灰垫层厚 15	82.7	85.0	86.0	79.3	68.0	56.1	76.2	83
	钢筋混凝土板砂子烟灰垫层厚 30～70	82.8	82.2	79.9	71.9	62.2	53.3	72.1	77
16	钢筋混凝土圆孔板 30 厚砂浆	71.0	75.0	75.3	75.8	75.0	73.8	74.3	81
17	圆孔楼板，砂浆或豆石混凝土面	65.6	67.9	70.7	73.1	75.7	70.6	70.6	82
18	圆孔楼板，塑料地毡面	74.5	71.5	77.4	80.0	80.5	77.9	76.9	87
19	圆孔楼板，再生胶面层	64.4	69.0	68.7	66.0	61.7	52.9	63.8	69
20	圆孔楼板，实贴木地面	69.5	73.3	76.0	70.5	62.0	56.8	68.0	72
21	圆孔楼板，硬质纤维板面层	75.5	78.8	82.0	77.3	74.1	68.7	76.1	82
22	圆孔楼板，水泥焦渣垫层	70.5	75.2	80.2	81.4	82.8	84.3	79.1	90
23	圆孔楼板，砂子垫层，预制块面	71.2	74.5	73.4	70.3	65.3	56.6	68.5	74
24	圆孔楼板，砂子烟灰垫层	68.7	75.9	79.4	78.1	76.8	72.0	75.1	84
25	圆孔楼板，锯末白灰垫层	65	72	72	59	43	40	58.5	67
26	100 厚方孔板，砂浆面层	73.6	77.7	80.2	81.9	80.2	78.5	73.7	87
27	140 厚方孔板，砂浆面层	75.2	76.0	81.7	83.2	80.3	78.0	79.1	87
28	200 厚方孔板，砂浆面层	71.9	71.7	76.3	78.5	78.4	76.5	75.6	85
29	方孔楼板，空铺木地面	70.1	74.6	71.1	65.2	58.9	55.0	65.8	69
30	方孔楼板，龙骨下铺油毡	70.7	74.2	70.7	65.1	55.8	47.0	63.9	68
31	方孔楼板，龙骨间有焦渣	69.5	68.5	66.5	60.3	54.3	48.0	61.2	65
32	方孔楼板，再生胶面层	65.0	70.5	70.5	65.0	48.0	40.0	59.8	66
33	方孔楼板，焦渣垫层，菱苦土面	74.0	76.0	76.5	78.5	70.0	68.0	73.8	77
34	方孔楼板，铺厚地毯	64.6	61.5	54.8	45.5	34.2	26	47.8	58
35	方孔楼板，复合材料垫层	72	76.1	77.9	80.2	68.2	61.5	72.7	78
36	方孔楼板，焦渣复合垫层	74.7	79	78.6	77.4	70.1	62.5	73.7	77
37	方孔楼板，砂子、焦渣复合垫层	69.2	74.6	77.8	80.1	72.8	64.5	73.2	80
38	方孔楼板，水渣、焦渣复合垫层	77.5	76.6	77.9	79.1	71.5	63.5	74.4	79
39	方孔楼板，甘蔗板垫层	71	66	60	54	43	37	55.2	64
40	方孔楼板，玻璃棉垫层	46	55	62	54	47	44	51.3	57
41	方孔楼板，木丝板垫块	57	58.1	58.9	60.2	54	46	55.7	61



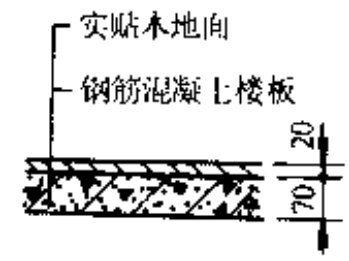
1



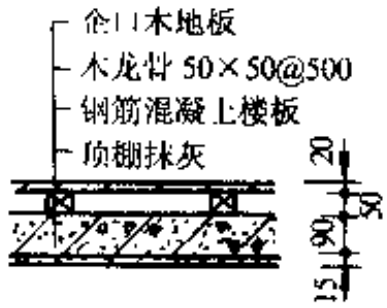
2



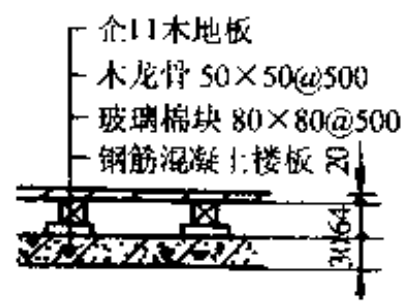
3



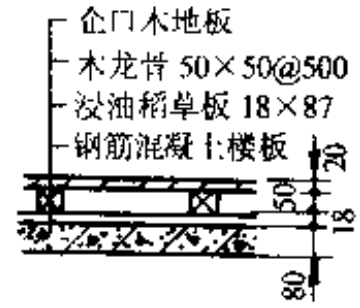
4



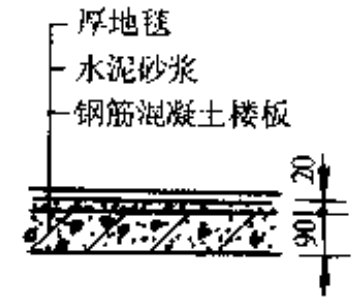
5



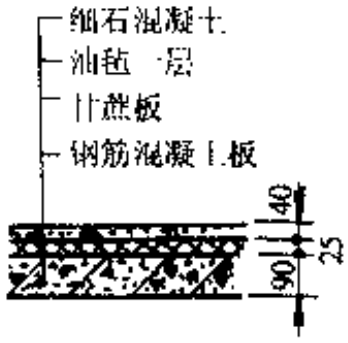
6



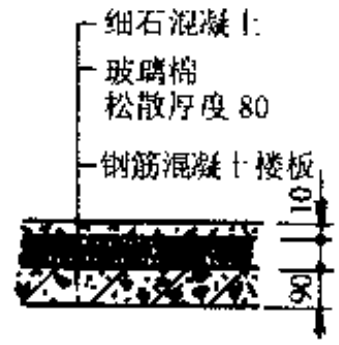
7



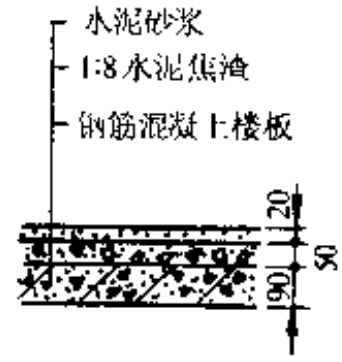
8



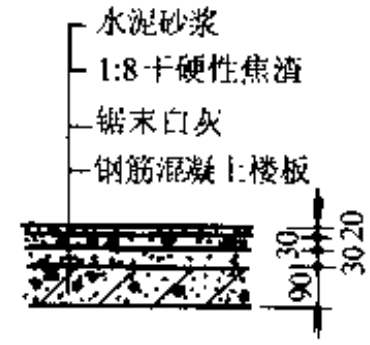
9



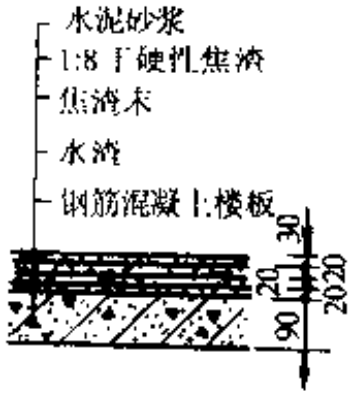
10



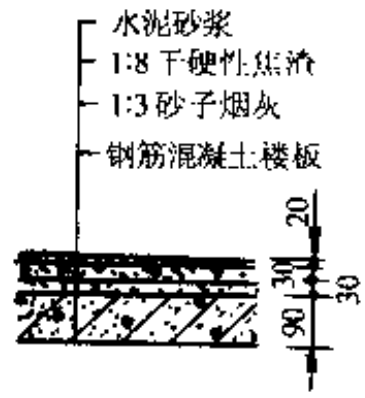
11



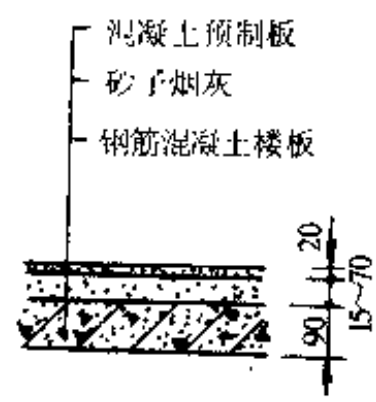
12



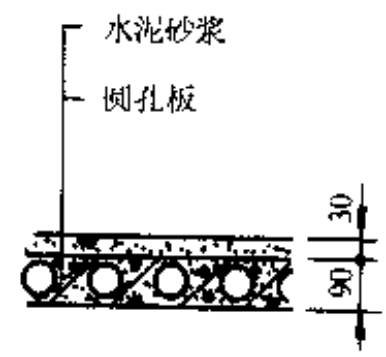
13



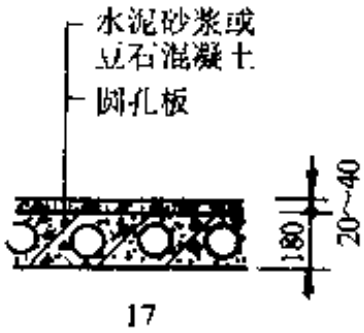
14



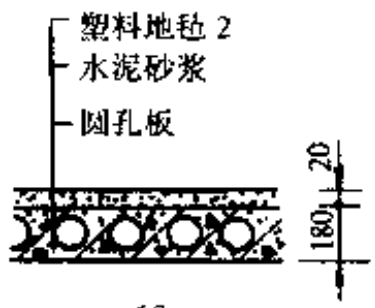
15



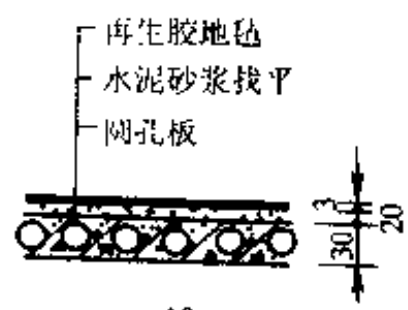
16



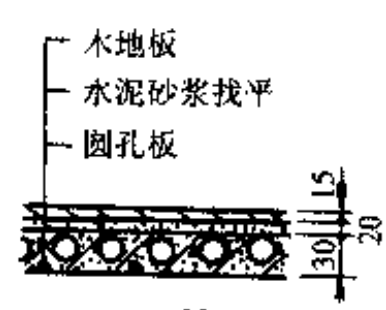
17



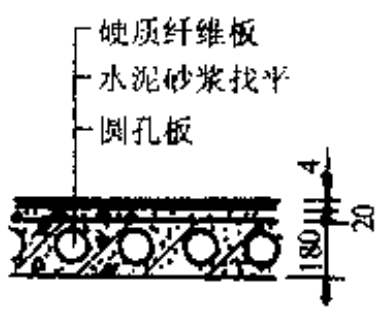
18



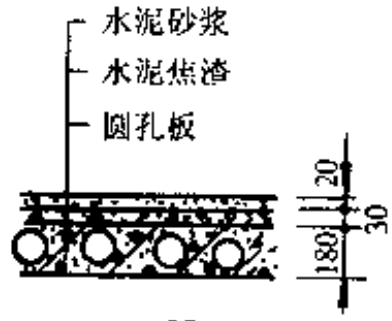
19



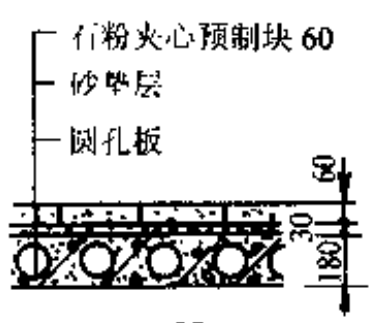
20



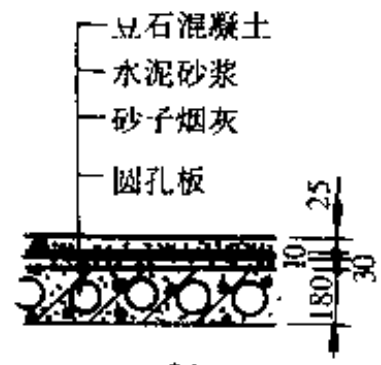
21



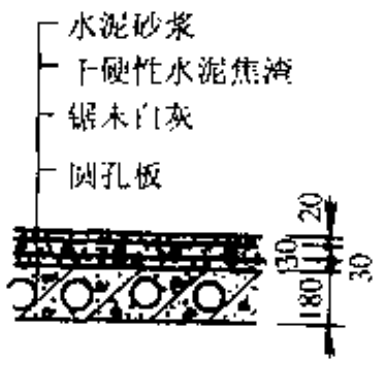
22



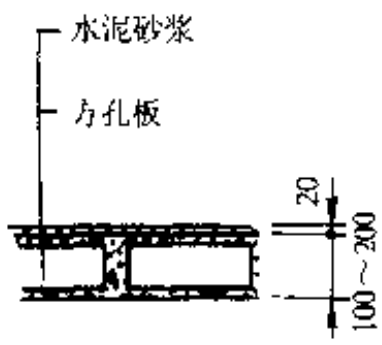
23



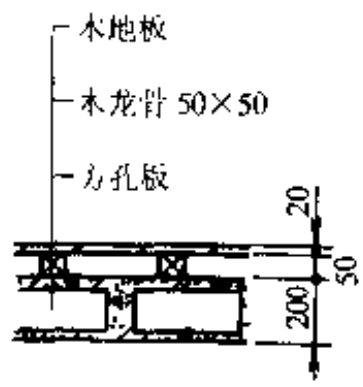
24



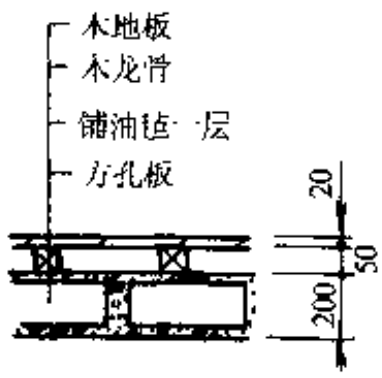
25



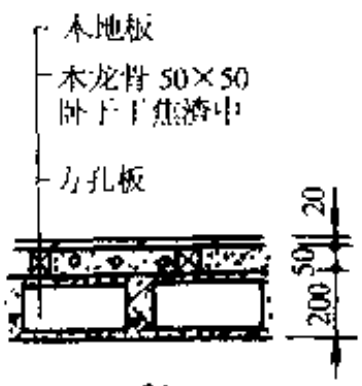
26、27、28



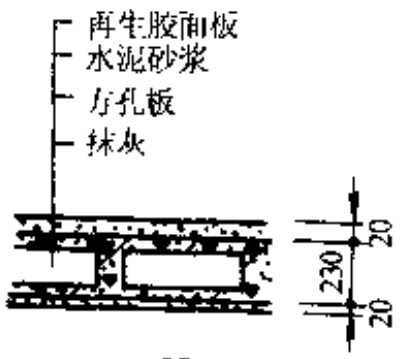
29



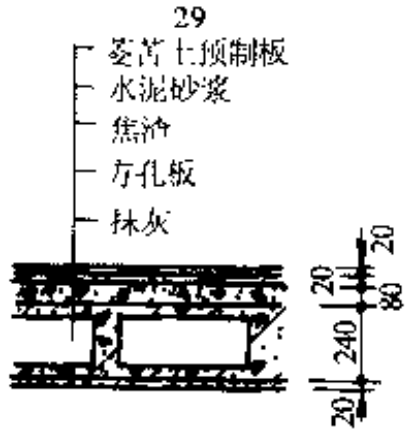
30



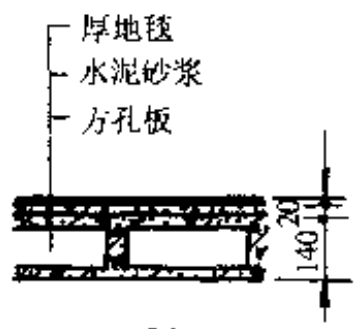
31



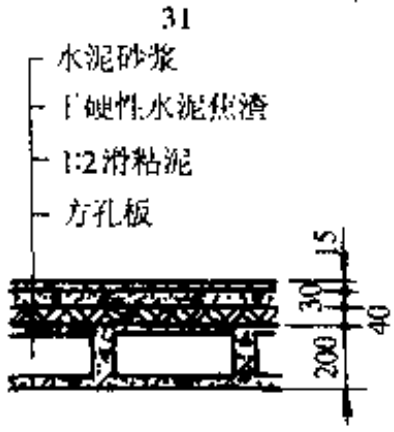
32



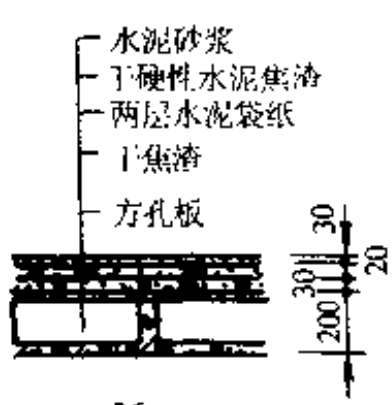
33



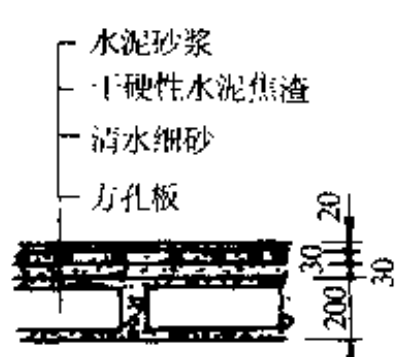
34



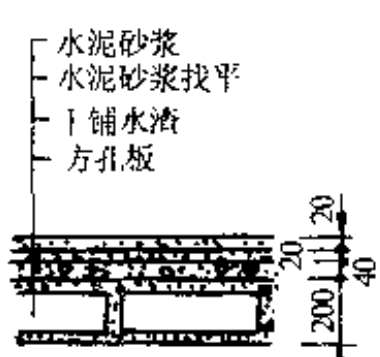
35



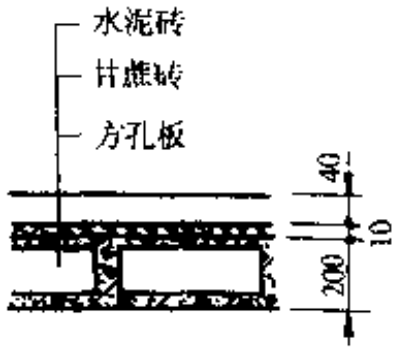
36



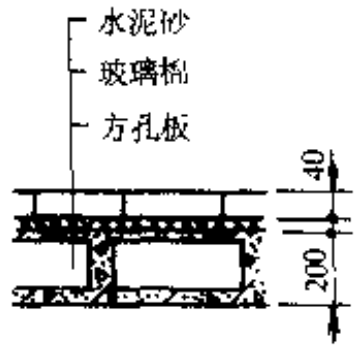
37



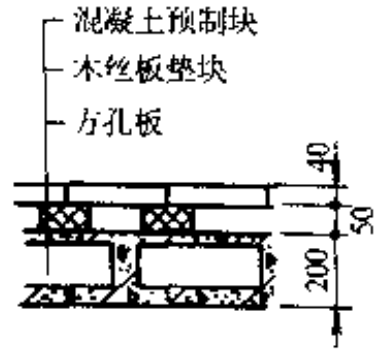
38



39



40



41

参 考 文 献

1　中国建筑科学研究院建筑物理研究所主编．建筑声学设计手册．北京：中国建筑工业出版社，1987

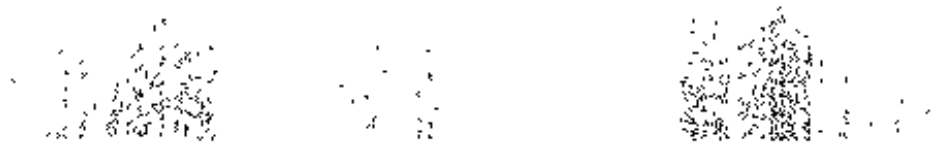
2　第二集分编辑委员会编．建筑设计资料集．第二版．北京：中国建筑工业出版社，1994

3　中华人民共和国国家标准：GBJ118—88《民用建筑隔声设计规范》．中国建筑科学研究院主编．北京：中国计划出版社，1989；GBJ75—84《建筑隔声测量规范》．同济大学主编．北京：中国建筑工业出版社，1985；GBJ87—85《工业企业噪声控制设计规范》．北京市劳动保护研究所主编．北京：知识出版社，1986；GBJ3096—1993《城市区域环境噪声标准》．北京：中国标准出版社，1994 年

第 6 篇

吸　　声

作　者　胡俊民　蔡应曦



第 1 章　吸声材料（结构）及其基本类型

1.1　吸声和吸声材料

声波通过媒质或入射到媒质分界面上时声能的减少过程，称为吸声或声吸收。

当媒质为空气，声波在空气中传播时，由于空气质点振动所产生的摩擦作用，声能转化为热能的损耗所引起的声波随传播距离增加逐渐衰减的现象，称为空气吸收。当媒质分界面为材料表面时，部分声能被吸收，可称为材料吸声。

任何材料（结构），由于它的多孔性、薄膜作用或共振作用，对入射声能或多或少都有吸声能力，具有较大吸声能力的材料，称为吸声材料。通常，平均吸声系数超过 0.2 的材料才称为吸声材料。

1.2　吸声机理

吸声材料（结构）的吸声机理主要是：

首先是粘滞性和内摩擦的作用，由于声波传播时，质点振动速度各处不同，存在着速度梯度，使相邻质点间产生相互作用的粘滞力或内摩擦力，对质点运动起阻碍作用，从而使声能不断转化为热能。

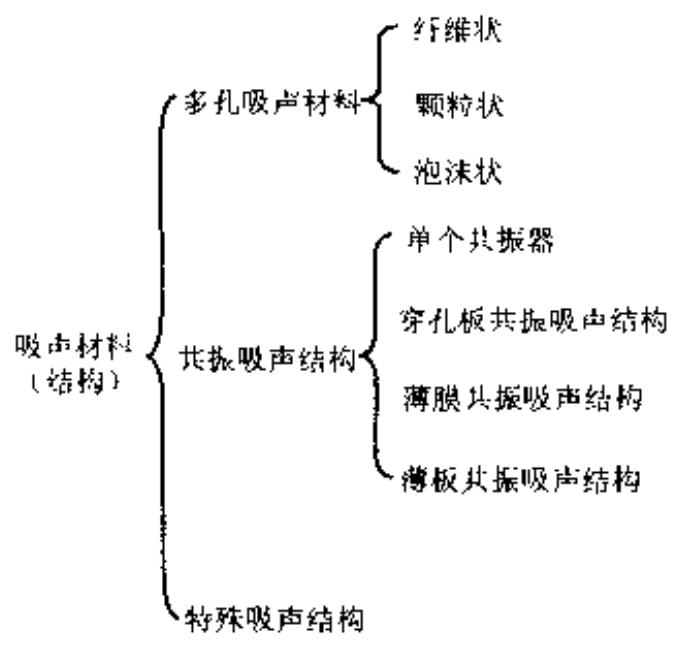
其次是热传导效应，由于声波传播时媒质质点疏密程度各处不同，因而媒质温度也各处不同，存在着温度梯度，从而相邻质点间产生了热量传递，使声能不断转化为热能。

上述两种情况在两种媒质接触面处，作用特别强烈。两种作用中粘滞性是主要的，热传导也有一定作用。

以上表明，吸声与大多数其他“吸收”不同，吸声材料不能把声音从空气中“吸”出来，声音是一种能量形式，只有它主动进入耗散的媒质，也即只有当声音传到吸声材料时，它才能起吸收作用。

1.3　吸声材料（结构）的基本类型

吸声材料（结构）种类很多，按其材料结构状况可分为如下几大类：



从其吸声特性，可分为表 6.1-1 所列的几种基本类型。

1.4　吸声材料的作用

在噪声控制和厅堂音质设计中，吸声材料得到广泛应用，它的主要作用有：

1）缩短和调整室内混响时间，消除回声以改善室内的听闻条件；

2）降低室内的噪声级；

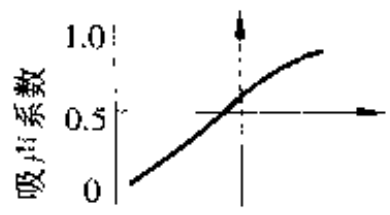
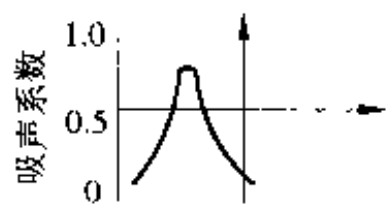
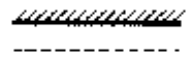
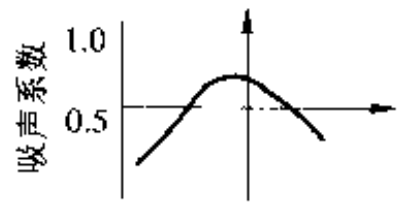
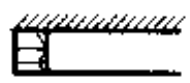
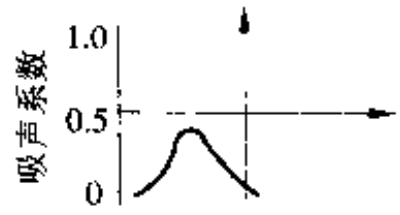
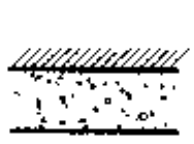
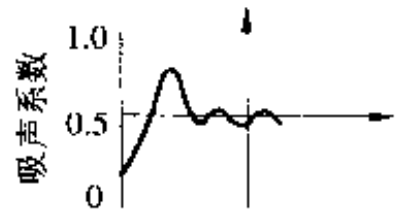
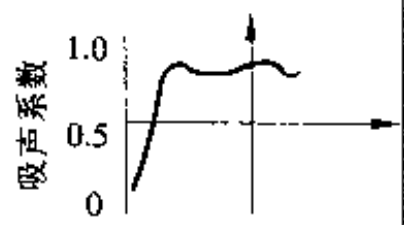
3）作为管道衬垫或消声器件的原材料，以降低通风系统的噪声；

4）在轻质隔声结构内和隔声罩内表面作为辅助材料，以提高构件的隔声量。

1.5　综合性能要求

在噪声控制工程选择吸声材料（结构）时，除考虑它的声学特性外，还必须从其他一些方面进行综合评价。不同类型吸声材料，其吸声特性不同，而同种吸声材料，由于使用方法不

表 6.1-1　吸声材料（结构）按吸声机理分类

类　型	基本构造	吸声特性	材料举例及使用情况
多孔材料			矿棉、玻璃棉及其毡、板制品、聚胺脂泡沫塑料、珍珠岩吸声块、木丝板 松散纤维材料易污染环境，需作防护处理
单个共振器			由水泥、粒料等制作的有共振腔的空心吸声砖使用较少
穿孔板			穿孔胶合板、穿孔石棉水泥板、穿孔纤维板、穿孔石膏板、穿孔铁板或铝板 吸声性能易于控制，能满足多种使用要求、应用广泛
薄板共振吸声结构			胶合板、石棉水泥板、石膏板等 吸声性能偏低，常与其他吸声材料组合使用
柔顺材料			闭孔泡沫塑料，如聚苯乙烯、聚氨基甲酸脂泡沫塑料等 吸声性能不稳定，材质易老化
特殊吸声结构			由一种或两种以上吸声材料或吸声结构组成的吸声构件，如空间吸声体、吸声屏、吸声尖劈等 预先制作，现场吊装卸维修方便，适合于已建成的大空间公共场所

同，其吸声性能也有变化，因此必须根据不同的使用要求满足以下条件，或侧重一部分条件进行选用。

1）在宽频带范围内吸声系数要高，吸声性能长期稳定可靠。

2）有一定的力学强度，在运输、安装和使用过程中，不易破损，经久耐用，不易老化。

3）表面易于装饰，容易清洗。

4）防潮性能好，耐腐防蛀，不易发霉。

5）不易燃烧，满足一定防火要求。

6）不散发特殊气味，无损人体健康。

7）易于保养维修。

8）对于松散材料，不因自重而下沉，不因发脆而掉渣，构件填料要均匀。

9）就地取材，价格便宜。

1.6　表示材料吸声性能的量

1.6.1　吸声系数

吸声材料的吸声能力，从实用角度，是以吸声系数来表示。声波入射到材料表面时，入射声能（E_i）的一部分被反射（E_r），一部分

声波入射能量中被材料吸收（或者说未被反射）部分所占的比率，用α表示：

$$\alpha = 1 - \frac{E_r}{E_i} = \frac{E_i - E_r}{E_i}$$

当 $E_i=E_r$ 时，$\alpha=0$，表示材料是全反射的；当 $E_r=0$，$\alpha=1$，表示材料是全吸收的，因此，吸声系数的变化范围在 0～1 之间，吸声系数越大，材料的吸声效果越好。

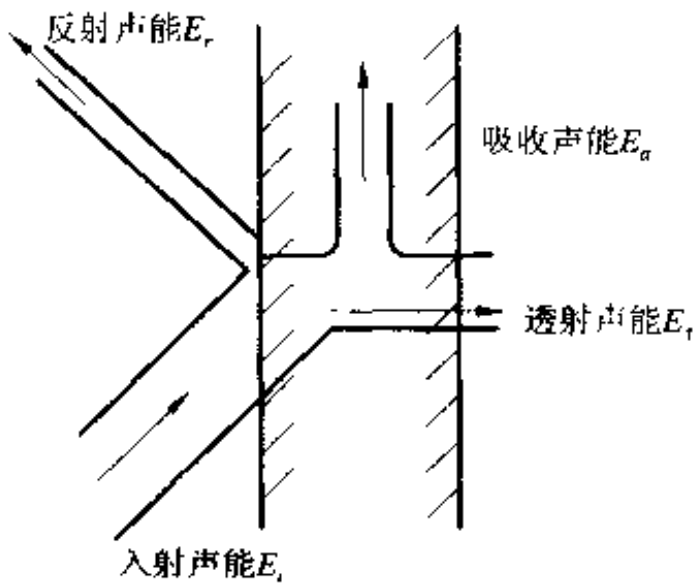


图 6.1-1　材料吸声示意图

吸声系数的大小与声波入射角度有关，因此在吸声系数的测量中有垂直入射吸声系数、无规入射吸声系数或斜入射吸声系数的区别。另外，所有材料的吸声系数在不同频率都是不同的，为了完整地表明材料的吸声性能，常常绘出作为频率函数的α曲线，一般工程要给出125Hz、250Hz、500Hz、1000Hz、2000Hz、4000Hz的吸声系数。作为一组数字的材料吸声频率特性曲线，目前还未有通用的单值评价处理方法，较为简单的处理方法有采用各频率吸声系数的平均值，如平均吸声系数、降噪系数（*NRC*）等，但这些单一数字均难于对不同材料的吸声频率特性进行比较。

1. 无规入射吸声系数

当声波从各个方向以相同的概率无规入射时测定的吸声系数，其测量条件较接近于材料的实际使用条件，故常作为工程设计的依据。由于测量需在混响声场中进行，故又称为混响室法吸声系数。

2. 垂直入射吸声系数

当声波是以材料表面法线方向垂直入射时测定的吸声系数，其数值低于混响室法吸声系数，通常用于材料吸声性能的研究分析、比较和产品的质量控制。由于测量需在驻波管中进行，故又称为驻波管法吸声系数。

3. 平均吸声系数

材料不同频率吸声系数的算术平均值，所考虑的频率应予说明。

4. 降噪系数（*NRC*）

在 250Hz、500Hz、1000Hz 和 2000Hz 测出的吸声系数的算术平均值，算到小数点后两位，末位取 0 或 5，吸声系数测量方法应予说明。

$$NRC = \frac{\alpha_{250} + \alpha_{500} + \alpha_{1000} + \alpha_{2000}}{4}$$

1.6.2　声阻抗

在波动声学的假定下，用吸声系数来解决材料的吸声问题是比较困难的，这时需要引入材料表面声阻抗这一物理量。

媒质在声波波阵面上一定面积的声阻抗 Z_a，是这面积上的声压 p 和通过这面积上的体积速度 U 的复数比，单位为帕秒每立方米（$Pa \cdot s/m^3$），

$$Z_a = \frac{P}{U}$$

材料某点的声阻抗率 Z_s，为声压和质点速度的复数比，单位为帕秒每米（$Pa \cdot s/m$）。

在平面声波垂直入射到材料表面时，以材料的表面阻抗 Z_0 和空气特性阻抗$\rho_0 c$ 代入下式，可以得出材料的吸声系数，

$$\alpha = 1 - |r|^2 = 1 - \left|\frac{Z_0 - \rho_0 c}{Z_0 + \rho_0 c}\right|^2$$

Z_a 比α能够更本质地说明材料的吸声特性、提供更本质的数据，这是因为：

1）α不能完全说明材料的吸声特性，α在不同情况下往往不一致，吸声系数只反映入射

声与反射声间数量上的关系，并没有同时反映出它们之间相位上的关系，具有相同吸声系数 α 的材料层，其吸声特性可以有很大差别，其法向声阻抗率可能明显不同。

2）由 p/U 值所决定的材料声阻抗 Z_a，正如电路中有电压 e，电流 i 的比值所决定的电阻一样，是一个不变的常量，不决定于外界条件。

3）Z_a 是一个复数，它的实部和虚部，即为声阻和声抗，正如交流电路的电阻抗一样，可表示为：

$$Z_a = R + \mathrm{j}Z = R + \mathrm{j}\left(\omega m + \frac{1}{\omega C_a}\right)$$

式中 R——声阻；

Z——声抗；

m——声质量；

C_a——声顺；

ω——角频率（rad/s）。

这就可以利用 Z_a 来分析材料的阻性、惯性、弹性及其与频率的关系，从而进一步了解材料的特性，并为设计和改进材料提供依据。

利用驻波管对材料进行声阻抗测量，将测定结果绘成阻抗图，就可以相当直观地确定阻、正抗、负抗对吸声系数和吸声频谱的影响。图 6.1-2 为一种吸声板的阻抗曲线和吸声特性曲线。

从阻抗曲线中可以看出，实部 R 主要是阻的影响，正虚数部分为惯性（质量）的影响，负虚数部分主要为弹性的影响。如同电阻抗一样，声阻不受频率影响，而声抗则和频率成函数关系，影响到材料的频率特性。如果声抗和声阻的比值大，则材料的频率选择性强；反之，如果比值小，则选择性弱。从阻抗图中还可看出，在低频决定于材料的弹性，故加大材料厚度，增加空腔可改进低频吸收；在高频率则决定于惯性或声质量，因此，控制材料的面层可调整高频段的吸收，而对于声阻，可由调整材料的流阻、控制材料的透气性，使其有适当的相对声阻率，以提高材料的吸声系数。

以上说明，声阻抗是声学材料声学特性的重要基本参量，测定和应用阻抗对声学材料的性能分析研究和改进有极为重要的实用意义。

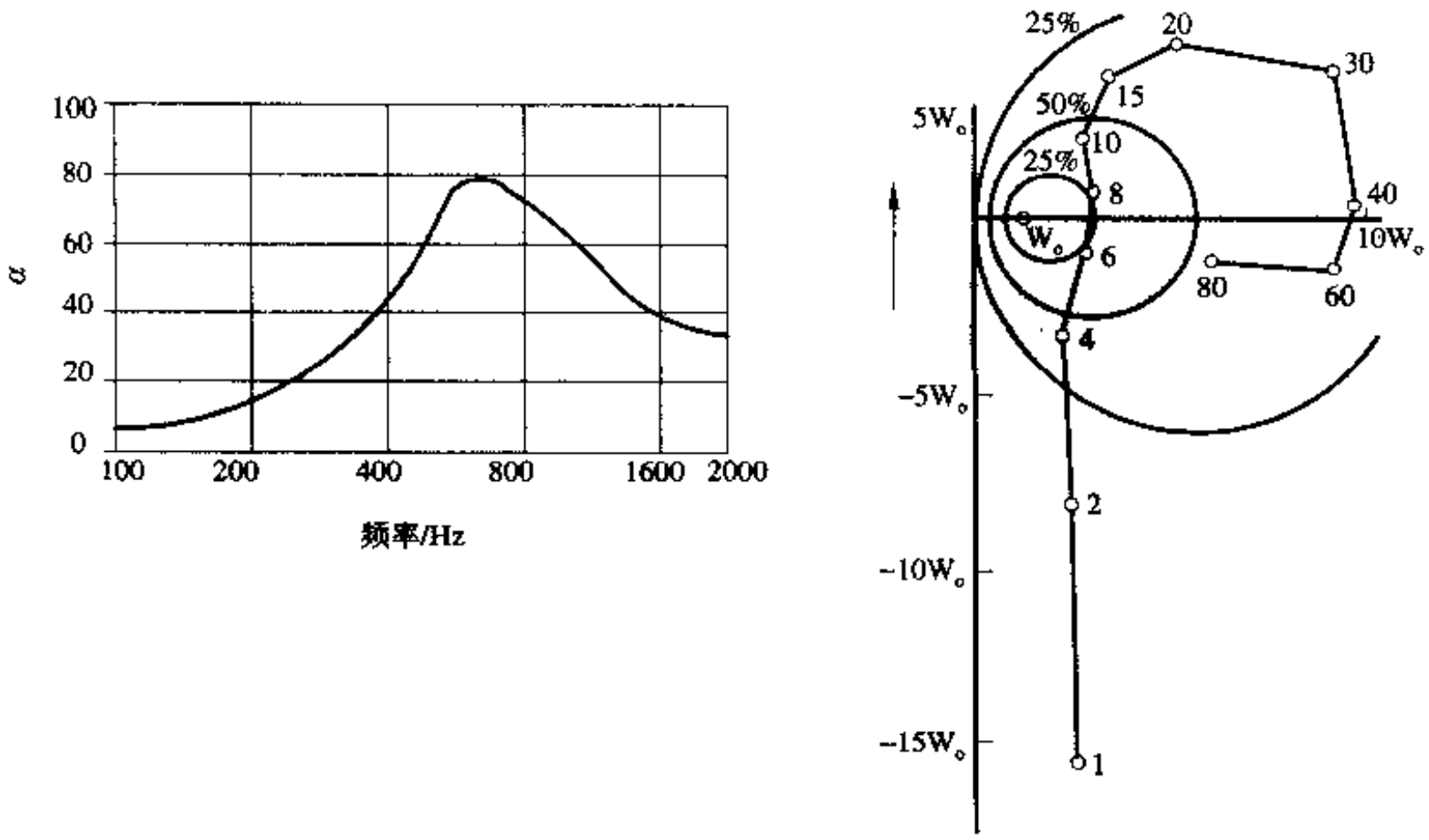


图 6.1-2 一种吸声板的阻抗曲线（右）和吸声频率特性曲线（左）

1.7　吸声系数和声阻抗率的测量

材料吸声性能的测量有两种方法，一为混响室法，一为驻波管法。混响室法可以测量声波无规入射时的吸声系数和单个物体吸声量。该方法所需要的试件面积大，所测量的吸声系数和吸声量可在声学设计工程中应用。驻波管法可以测量声波法向入射时的吸声系数和声阻抗率。该方法所需要的试件面积小，安装测量方便。所测量的吸声系数只能用于不同材料和同种材料不同情况下吸声性能的比较，不能测量共振吸声构造，亦不能在声学设计工程中直接使用。但阻性消声器的插入损失计算中需要法向入射时的吸声系数。

1.7.1　混响室法吸声系数和单个物体吸声量的测量（详见 GBJ 47—1983《混响室法吸声系数测量规范》）

1. 测量装置

（1）测试环境

混响室法吸声系数和单个物体吸声量需要在一种称为混响室的房间中进行测量。混响室的形状可选择矩形或由不平行、不规则界面组成的其他形状。房间的尺寸不能有两个相等的，亦不能成整数比。若为矩形，长、宽、高比例最好成调和级数比。混响室体积需大于 200m³，若体积小于 200m³，其下限频率（Hz）应按下式确定：

$$f=125\,(200/V)^{1/3}$$

式中　V——混响室体积（m³）。

混响室需采取有效的扩散措施。无论房间形状如何，可采用悬挂或固定墙面的扩散体，亦可用旋转扩散体。

混响室未装试件时吸声量要小。规定混响室体积为 200m³，未装入试件时，各频段的吸声量要小于表 6.1-2 中的数值。

（2）测试试件

被测试件为平面试件时应为一整体。试件面积应为 10～12m²。平面试件形状为矩形时，其长宽比值应为 0.6～1.0，边缘应采用反射性框架封闭，框架应紧密地贴在室内一界面上，框架与其他任一界面的距离不应小于 1m，框架厚度不应大于 20mm。对试件背后有较大空腔的构造，其侧面应采用反射面封闭，并应垂直试件表面。

表 6.1-2　各频段的吸声量

频率 / Hz	吸声量 / m²	频率 / Hz	吸声量 / m²
125	6.5	1000	7.0
250	6.5	2000	9.5
500	6.5	4000	13

注：若混响室体积大于 300m³，表中吸声量应乘以 $(V/200)^{2/3}$。

被测单个物体（如人、座椅、空间吸声体）需按使用条件布置。人或座椅等应设置在地面上，与其他任何界面及传声器的距离应大于 1m，空间吸声体亦作同样的原则处理。

（3）声源和接收

测量用的声源应采用粉红噪声或白噪声，频带为 1/3 倍频程。接收系统包括传声器、放大器、滤波器及记录设备。传声器应尽可能地无指向性。亦可采用声源与接收合一的建筑声学测量仪或其他设备。

2. 测量方法

（1）混响时间的测量

混响时间的测量应对以下中心频率的 1/3 倍频程进行测量：

100	125	160	200	250
315	400	500	630	
800	1000	1250	1600	2000
2500	3150	4000	5000	

混响时间的测量应至少有三个传声器的测点，每个测点之间的距离应大于所测频段最低中心频率波长的 1/2。每个传声器测点都应远离声源 2m 以上，与被测试件和边界面（包括扩散板）均为 1m 以上。每个 1/3 倍频程所测的衰变曲线数与频率高低有关，频率低，要求所测曲线数多。

（2）吸声系数和吸声量的计算

吸声系数和吸声量由各频段的混响时间按下列公式计算：

$$\alpha_S=\frac{55.3V}{cS}\left(\frac{1}{T_2}-\frac{1}{T_1}\right)\qquad(6.1\text{-}1)$$

$$A=\frac{55.3V}{cN}\left(\frac{1}{T_2}-\frac{1}{T_1}\right) \qquad (6.1\text{-}2)$$

式中　α_S——混响室法吸声系数；

A——单个物体的吸声量（m^2）；

V——混响室体积（m^3）；

S——试件面积（m^2）；

T_1——混响室无试件时的混响时间（s）；

T_2——混响室有试件时的混响时间（s）；

c——声速（m/s），$c=331.5+0.5t$（t 为空气温度℃）；

N——试件单元数。

17.2　驻波管法吸声系数和声阻抗的测量（详见 GBJ 88—1985《驻波管法吸声系数与声阻抗率测量规范》）

1. 测量设备

驻波管测量设备是由驻波管、声源系统、接收系统等部分组成（图 6.1-3）。

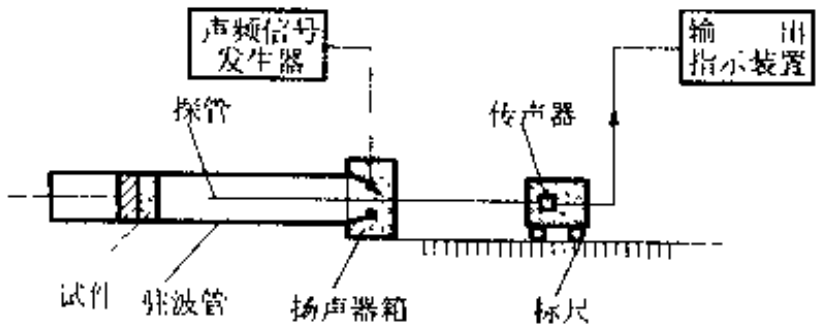


图 6.1-3　驻波管测量设备

（1）驻波管

驻波管为一圆形或方形均匀截面的长管道。管壁由密实坚硬的材料制成，内表面平滑下无微细缝隙。驻波管分为两段，一为试件段，供装置试件用；一为测试段，为驻波管主体。两段的横截面和壁厚必须完全相同，且应同轴连接。

驻波管能测试的频率范围与管的大小有关，因而需要有长短、粗细不同的管，才能覆盖有关频率。测试频率的上、下限分别由下列公式计算：

$$f_L<\begin{cases}\dfrac{3.83c}{\pi D} & \text{（圆管）}\\ \dfrac{c}{D} & \text{（方管）}\end{cases}$$

$$f_u>\frac{c}{2l}$$

式中　f_L、f_u——下、上限测试频率（Hz）；

c——声速（m/s）；

l——管长（m）；

D——管直径或边长（m）。

（2）声源系统

声源系统是由声频信号发生器、功率放大器、扬声器等部分组成。扬声器必须以纯音信号激发。激发信号一般由声频信号发生器发声，后经功率放大再馈送至扬声器。信号频率采用 1/3 倍频程的中心频率。在测试过程中，纯音信号的幅值和频率要保持稳定。同一次测量中，信号幅值的漂移不应大于 0.2dB，频率的漂移不应大于 0.5%。

（3）接收系统

接收系统由探测器和输出指示装置组成。探测器主体为一可移动的传声器。传声器可直接装置在驻波管内，亦可借助探管装置在管外。探测器在管内装置部分的截面积总和，不能大于驻波管截面积的 5%。由探测器把信号传入输出指示装置。该装置由信号放大器、衰减器、滤波器和指示器等部分组成。为防止声源和接收装置信号飘移问题，可采用声源和接收同步的仪器。

2. 测量方法

（1）试件安装

试件要牢靠地固定在驻波管试件段内，试件表面要平整，其截面的形状和面积要与驻波管截面相同。试件侧面紧贴管壁，试件背面必须与驻波管底板紧贴，当要求试件背后有空腔时，应使试件背面与底板之间的空气层保持给定的厚度，但不应受挤压而变形，如有缝隙，应采用适当的密封措施。

（2）吸声系数的测量

在驻波管中测量声压极大值与极小值，它们的比值为驻波比，相应即为接收信号的电压比值。

试件的吸声系数为测量给定频率的驻波比或其倒数按下式计算：

$$\alpha=\frac{4S}{(S+1)^2} \qquad \text{或}\alpha=\frac{4n}{(1+n)^2} \qquad (6.1\text{-}3)$$

式中　α——吸声系数；

S——驻波比，即声压极大值与极小值之比；

n——驻波比的倒数。

测量时如直接读出声压级极大值与极小值之差，则吸声系数由下式计算：

$$\alpha=\frac{4\times10^{L/20}}{1+10^{L/20}} \qquad (6.1\text{-}4)$$

式中　L——声压级极大值与极小值之差(dB)。

（3）法向声阻抗率的测量

探测器的声学中心在试件表面位置时，把探测器位置读数作为移动距离的起点。它与探测器移动到声压第一极小的位置时，其距离为声压第一极小值。声压第一极小值与声波半波长之比称为相位因子，由下式计算：

$$b=2\xi_1/\lambda \qquad (6.1\text{-}5)$$

式中　ξ_1——试件表面至声压第一极小值的距离（m）；

$\lambda/2$——声波半波长（m）；

b——相位因子。

法向声阻抗率一般为复量，以空气特性阻抗为单位表示。它与空气特性阻抗的相对比值即为相对法向声阻抗率，由下式计算：

$$\zeta=|\zeta|\exp(\mathrm{j}\phi) \qquad (6.1\text{-}6)$$

$$\zeta=\mu+\mathrm{j}\nu \qquad (6.1\text{-}7)$$

式中　ζ——相对法向声阻抗率；

$|\zeta|$——相对法向声阻抗率的模；

ϕ——法向声阻抗率辐角；

ν——相对法向声抗率；

μ——相对法向声阻率。

测量试件的法向声阻抗率，可按测量的吸声系数（或声压级差）和由声压第一极小值求出的相位因子，由下式进行计算：

相对法向声阻抗率的模

$$|\zeta|=\left[\frac{2-\alpha-2\sqrt{1-\alpha}\cos(2\pi b)}{2-\alpha+2\sqrt{1-\alpha}\cos(2\pi b)}\right]^{\frac{1}{2}} \qquad (6.1\text{-}8)$$

法向声阻抗率的辐角

$$\phi=\mathrm{tg}^{-1}\left\{-2\sqrt{1-\alpha}\sin(2\pi b)/c\right\} \qquad (6.1\text{-}9)$$

相对法向声阻率

$$\mu=|\zeta|\cos\phi \qquad (6.1\text{-}10)$$

相对法向声抗率

$$\nu=|\zeta|\sin\phi \qquad (6.1\text{-}11)$$

亦可由实验测定的吸声系数α（或声压级差 L）及相位因子 b，借助 Smith 图（图 6.1-4、图 6.1-5）求出相对法向声阻抗率。

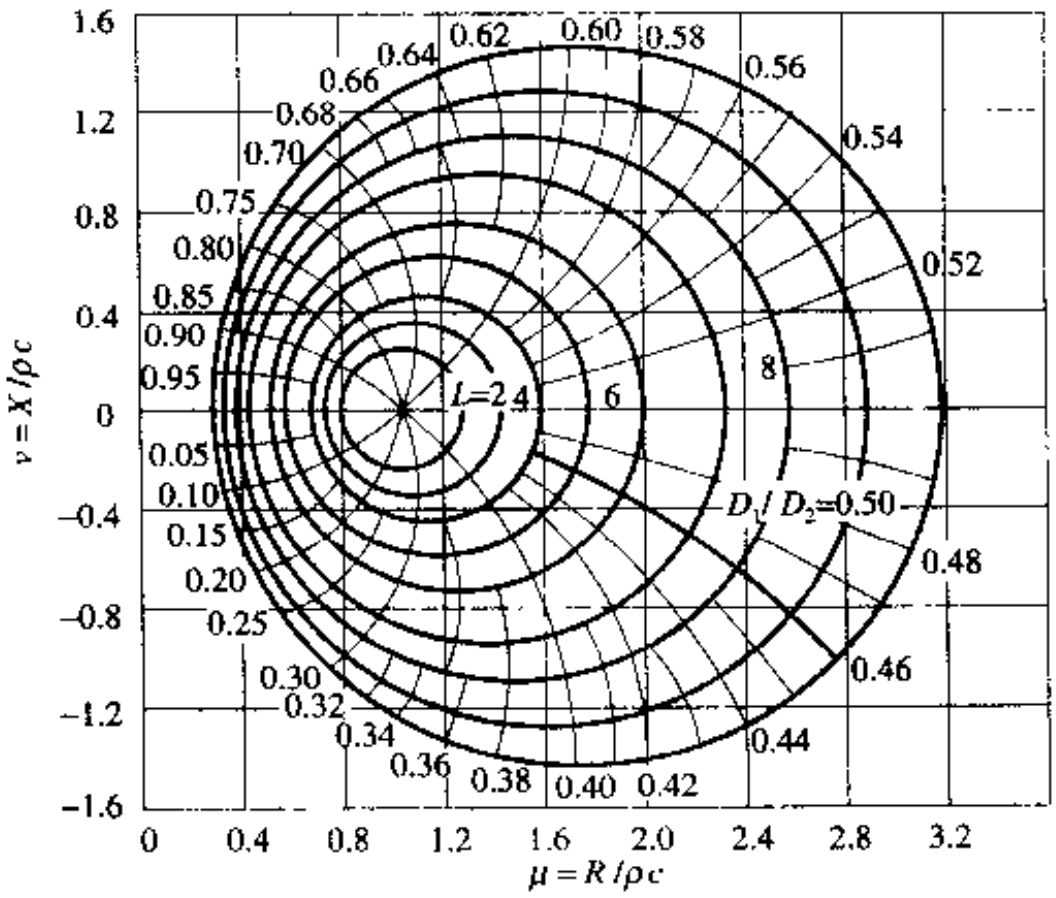


图 6.1-4　计算相对法向声阻抗率的 Smith 图线 L=0～10dB

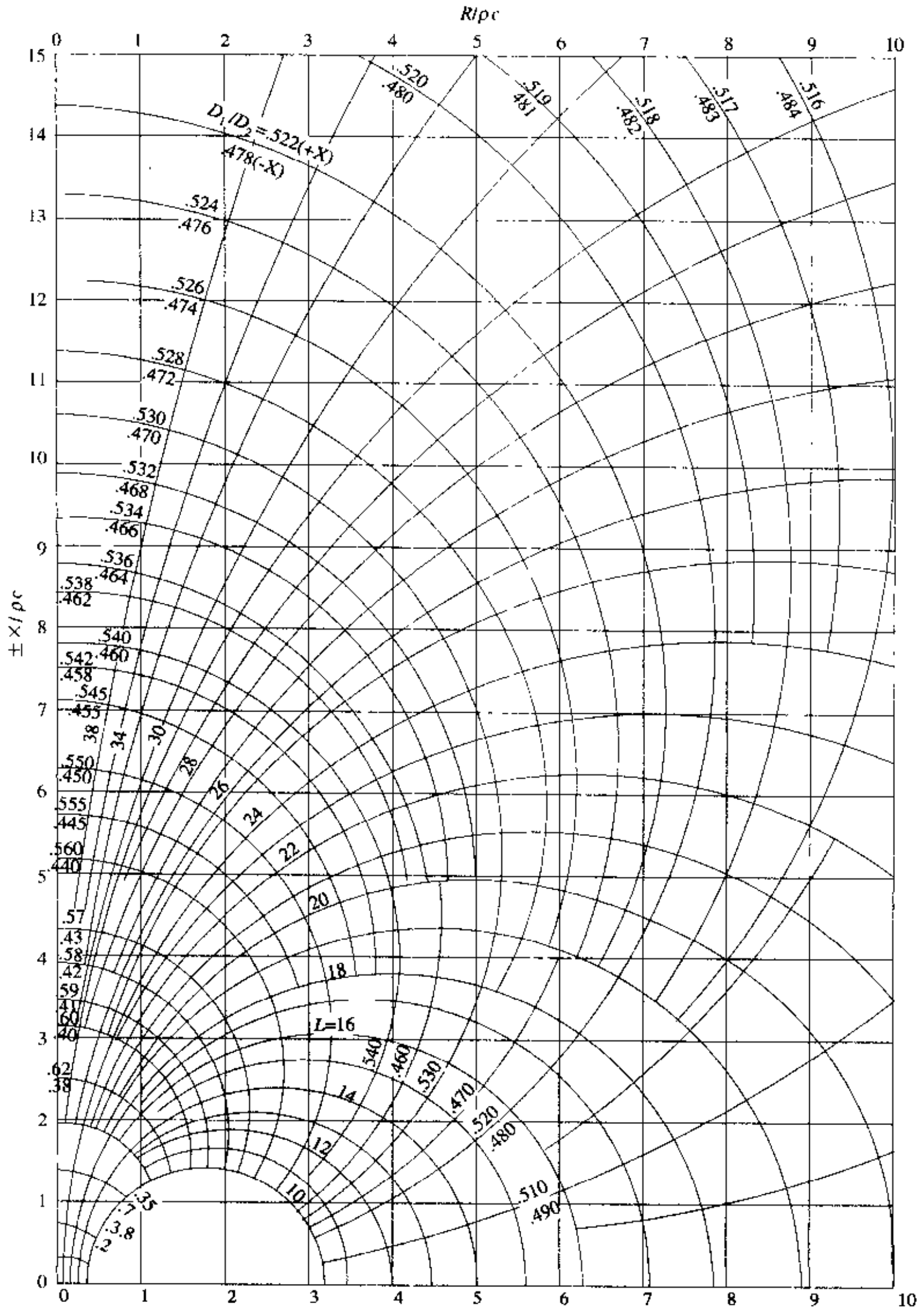


图 6.1-5 计算相对法向声阻抗率的 Smith 图线 L=10～36dB

第 2 章　多孔吸声材料

2.1　构造特征和吸声特性

2.1.1　构造特征

多孔吸声材料的构造特征是：材料从表到里具有大量的互相贯通的微孔，也即具有适当的透气性，具体要求如下：

1）材料内部应有大量的微孔和间隙，不仅材料中空气体积与材料总体积之比即孔隙率要高，而且这些孔隙应尽可能细小，并在材料内部均匀分布，这样材料内部筋络总表面积大，有利于声能吸收。

2）材料内部的微孔应该是互相贯通的，而不应是密闭的，单独的气泡和密闭间隙不起吸声作用。

3）微孔向外敞开，使声波易于进入微孔内，不具有敞开微孔仅有凹凸表面的材料不会有好的吸声性能。

一些非专业人员往往将吸声与隔声混为一谈，应该从概念上把二者分清，吸声注重于入射声一侧反射声能的大小，反射越小，吸声效果越好；隔声则注重于入射声另一侧的透射声能的大小，透过声能越小，隔声效果越好。一般透射声能小的材料往往是密实厚重的，是良好的隔声材料，但此类材料对入射声能往往是反射性强的材料，因而也是吸声性能很差的材料。反过来，一种好的吸声材料也是有效的声透射体，它往往是透气的、多孔的，但却是隔声性能差的材料。在实际应用中，吸声处理是用以吸收同一空间内的声能，以降低室内噪声；隔声处理则用于防止相邻两个空间间的噪声干扰。

2.1.2　吸声特性

多孔材料的吸声作用主要是：

1）当声波入射到多孔材料表面时激发起微孔内的空气振动，空气与固体筋络间产生相对运动，由于空气的粘滞性，在微孔内产生相应的粘滞阻力，使振动空气的动能不断转化为热能，从而使声能衰减。

2）在空气绝热压缩时，空气与孔壁间不断发生热交换，由于热传导的作用，也会使声能转化为热能。

多孔吸声材料的吸声特性曲线总的变化趋势是吸声系数随频率的增加而增大，曲线由低频向高频逐步升高，在高频段出现不同程度的起伏，随着频率的升高，起伏逐步缩小，趋向一个缓慢变化的数值。从图 6.2-1 可以看出，在低频段吸声系数较低，当频率提高时，吸声系数相应增大，并出现第一个共振吸收峰 f_r。显然在 f_r 以下，吸声频率特性与共振吸声结构的频率特性相类似，在共振频率 f_r 以上时，吸声系数在峰值与谷值间的范围内起伏变化，即 $\alpha_r \geqslant \alpha \geqslant \alpha_a$，随着频带的提高，起伏变化的幅度逐步减小，趋向一个随频率变化不明显的数值 α_m，这表明，多孔吸声材料并不存在吸声上限频率，因面比穿孔板共振吸声结构具有更好的高频吸声性能。

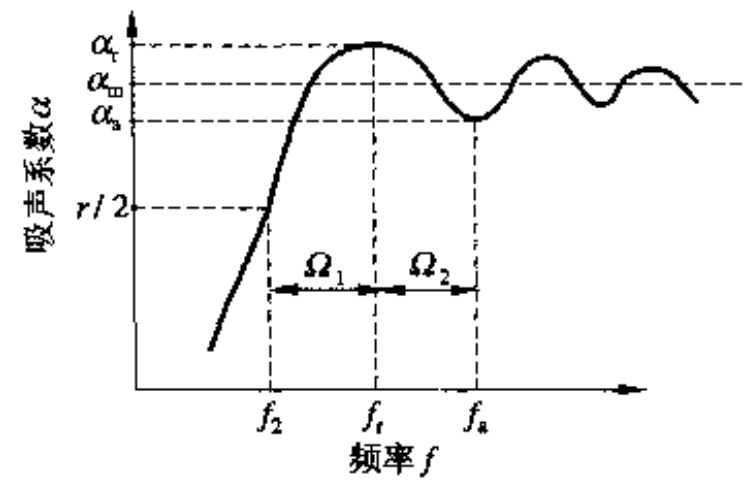


图 6.2-1　吸声材料的频谱特性曲线

从实用角度，可用第一共振频率 f_r 相应的共振吸声系数 α_r 以及高频吸声数 α_m、下半频带宽 Ω_2 等四个量来描述多孔材料的吸声特性。

2.2　多孔吸声材料吸声性能的影响因素

影响多孔材料吸声性能的因素见表 6.2-1 所示，从材料的结构参数看，主要是流阻、孔

隙率和结构因数，它提供了理论分析的依据；但从工程实用角度，主要是厚度、体积密度、背景空腔、面层等因素。

2.2.1　流阻

材料的透气性可用流阻这一结构参数来定义，流阻是空气质点通过材料空隙中的阻力。在稳定的气流状态下，吸声材料中的压力梯度与气流线流速之比，定义为材料的流阻（R_f），单位为帕秒每米（Pa·s/m）；单位厚度（d）的流阻称为材料的流阻率（R_s），单位为帕秒每平方米（Pa·s/m²）。

$$R_f=\frac{\Delta P}{u}\quad(\text{Pa}\cdot\text{s/m}^2\text{或牛顿·秒/米}^3)\quad(6.2\text{-}1)$$

式中　ΔP ——材料两边的压力差（Pa）；

u ——气流通过材料的线速度（m/s）；

$$R_s=\frac{1}{d}\cdot\frac{\Delta P}{u}\quad(\text{Pa}\cdot\text{s/m}^2\text{或牛顿·秒/米}^4)\quad(6.2\text{-}2)$$

通过调整材料的流阻（如增加或减小材料的体积密度），可以改变材料的声阻或声阻率，从而调整材料的吸声频率特性，因此，流阻也是定型吸声制品出厂的重要质量指标。通过对高、中、低三种流阻材料的驻波管吸声系数的测定，反映了如下的变化关系，参看图6.2-2，从图可以看出，对于低流阻材料，低频段吸声很低，到某一中、高频段后，曲线以比较大的斜率陡然上升，高流阻材料与低流阻材料相比，高频吸声系数明显下降，低中频吸声系数有所提高。

表6.2-1　多孔材料吸声性能影响因素

序　号			说　　明
1	流阻	1 / 0	流阻过高或过低使材料吸声性能不良，通过控制材料的流阻，可以调整材料的吸声特性
2	孔隙率	1 / 0	一般多孔材料孔隙率多数达90%，密实材料孔隙率低，吸声性能低劣，高频段多峰现象不明显
3	结构因数	1 / 0	对低频影响很小；当材料流阻很小时，增大结构因数，在高、中频范围内可以看到材料吸声系数的周期性变化
4	厚度	1 / 0	增加材料厚度，低频吸收很快增加，对高频影响很小
5	体积密度	1 / 0	在一定条件下改变体积密度，首先使高、中频吸声系数改变
6	面层或涂刷层	1 / 0	使多孔材料从高频段扩展至中频段的吸声系数大大下降
7	背后条件	1 / 0	增加材料背后空气层厚度可以增加低频吸声系数
8	温度	1 / 0	在常温条件下，温度对多孔材料吸声系数几乎没有影响；在高温或低温条件下，由于波长变化，吸声系数频率特性作相对移动
9	吸水、吸湿	1 / 0 频率/Hz 0 200 2000	一般趋势是首先使高频吸声系数降低，随吸水量增加，其影响范围进一步扩大

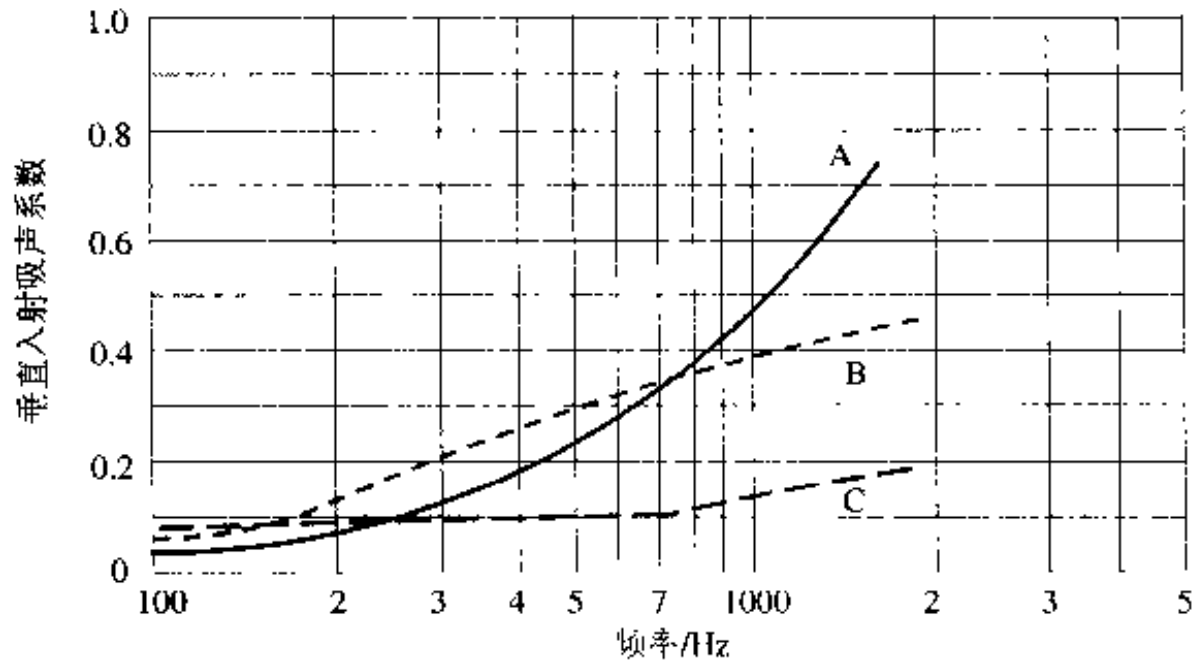


图 6.2-2　三种流阻板材的吸声频率特性

A—流阻 1200Pa·s/m　B—流阻 3060Pa·s/m　C—流阻 8100Pa·s/m　厚度均为 20mm

因此，对于一定厚度的多孔性材料，有一个相应的合理流阻值，过高和过低的流阻值都无法使材料有良好的吸声性能。从实用角度，对某一已确定的材料厚度 d（米），可利用下式求出单位厚度的流阻率 R_S，可得到良好结果。

$$R_S \cong \frac{1\times10^3}{d} \qquad (6.2\text{-}3)$$

材料的流阻控制还可以从以下分析中得出：由于流阻的量值与空气特性阻抗（$\rho_0 C$）相同，依据吸声理论以及材料的成型要求，材料的流阻在 2～4 倍空气特性阻抗时，可以得到良好的吸收能力。

即 $2\rho_0 c < R_f < 4\rho_0 c$

知 $\rho_0 C = 407$ 牛顿·秒 / 米^3

得 800 牛顿·秒/米$^3 < R_f <$ 1600 牛顿·秒/米^3

当材料后面留有空腔时，可取低数值。当材料样品在流阻测量装置中调试至要求的流阻率后，称得样品的体积和重量，即可获得对应于这一流阻率的材料体积密度。

以上说明，对于不同厚度的材料，一成不变地采用同一体积密度，难于经济合理地使用材料以及充分发挥材料的吸声能力。

流阻的测量方法，文献中已有很多介绍，通常应用较多的是 L.L.Beranek 所描述的水箱法，它的优点是压力稳定，简单易行，其系统示意图如图 6.2-3、图 6.2-4。

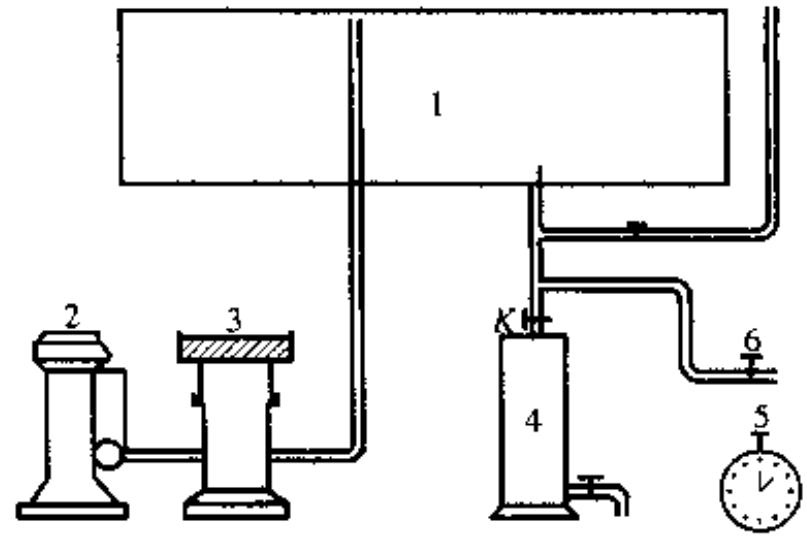


图 6.2-3　流阻仪系统示意图

1—密闭水箱　2—微压力计　3—试件匣

4—量筒　5—停表　6—水源

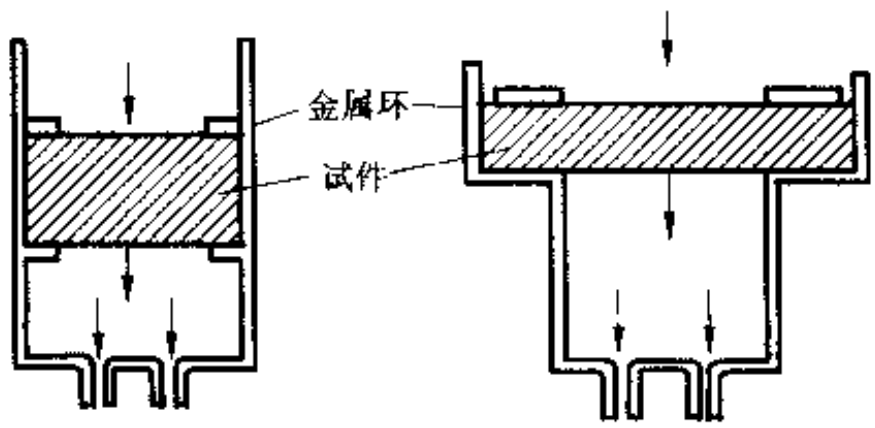


图 6.2-4　试件在试件匣中的安装示意图

当水箱的水排出时，即产生一通过试件的稳定气流，由微压力计读出液柱高度 h，并量出 t 秒中排出的水量 V，此时流阻 R_f（Pa·s/m）及流阻率 R_S（Pa·s/m²）可由下式求得：

$$R_f = \frac{\rho g S h t}{V} \qquad (6.2\text{-}4)$$

$$R_S = \frac{\rho g S h t}{dV} \qquad (6.2\text{-}5)$$

式中 ρ —— 微压计中所用液体比重；

g —— 重力加速度；

S —— 气流通过的试件面积；

h —— 压力计读数；

V —— t 秒内排出的水量；

d —— 试件厚度；

为简化测量，ρ、S、V 取固定值，则

$$R_f = K h t$$

$$R_S = K h t / d$$

K 为常数，此时即可由测量 h、t 值求得材料的流阻和流阻率。

许多吸声材料往往是非各向同性的，因此研究材料在不同方向的流阻值，测定气流平行于材料表面的“侧向流阻”，可以帮助判别不同方向吸声特性的差异。

测量材料的侧向流阻可将试件切割成圆环形，如图 6.2-5 所示安装于试件匣上，此时材料中通过气流部分的面积 S 为：

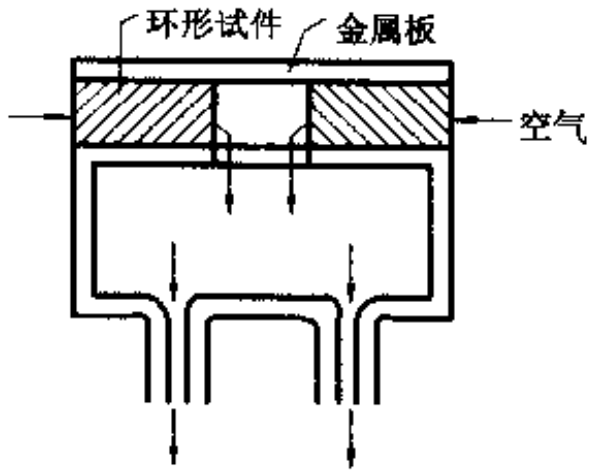


图 6.2-5 侧向流阻测量中，环形试件的安装示意图

$$S = \frac{2\pi r_1 d + 2\pi r_2 d}{2} = \pi d (r_1 + r_2)$$

式中 r_1、r_2 —— 环形试件的外半径和内半径；

d —— 试件厚度。

代入式：

$$R_f = \frac{\rho g S h t}{V}$$

得流阻为 $$R_f = \frac{\rho g}{V} \pi d (r_1 + r_2) h t \qquad (6.2\text{-}6)$$

流阻率为 $$R_S = \frac{\pi \rho g}{V} \frac{(r_1 + r_2)}{(r_1 - r_2)} h t \qquad (6.2\text{-}7)$$

为提高测量精度，对整个测量系统的设计及测量过程，必须注意以下几点：

1）水箱外壳必须保证高度密封不漏气，尽量减少接头。密封程度差将影响测量的量程，增大测量误差，并使高流阻材料的测量难于进行。

2）为精确测量试件两面的压力差，必须保证系统有足够稳定的压力，如测量过程中，要防止箱内因负压不断增大引起箱壁弯曲变形，使压力改变。

3）高流阻材料的测量，压力达到稳定的时间长，必须耐心等待，否则测得的数值偏小。水箱内空气容积小时，压力达到稳定时间较快，所以测量高流阻材料时，宜在水箱内水位较高时测量，同时高流阻材料测量易产生漏气现象，更应注意整个系统的密封。

4）对低流阻材料，压力达到稳定的时间较快，但压差小，为提高测量精度，压力读数宜采用读数显微镜。

5）试件安装是流阻测量中的一个重要问题，必须细致进行，试件匣必须保证不产生气流从试件边缘通过现象，试件安装后，顶面用金属环压住，并且油泥密封，所有通气管接头处也须密封处理。

2.2.2 孔隙率

孔隙率是材料内部空气体积与材料总体积之比（%），即：

$$P = \frac{V_a}{V_m} \qquad (6.2\text{-}8)$$

式中 P —— 孔隙率（%）；

V_a —— 材料中与大气相连通的空气体积；

V_m —— 材料的总体积。

吸声材料孔隙率一般在 70%以上，多数达

90%左右。

如果材料是没有胶合剂的均匀、单一材料的固体纤维组成，孔隙率可由下式算得：

$$P=1-\frac{m_S}{V_S\delta_F} \qquad (6.2\text{-}9)$$

式中　m_S —— 样品总质量（kg）；

V_S —— 样品总体积（m^3）；

δ_F —— 纤维的固体密度（kg/m^3）。

设玻璃纤维的固体密度为 $25\times10^3 kg/m^3$，样品的体积密度为 $25kg/m^3$，其孔隙率

$$P=1-\frac{25}{25\times10^3}=0.99=99\%$$

对于复杂结构和不均匀材料，孔隙率应该由测量求得。

孔隙率可用图 6.2-6 的装置来测量，体积为 V_t 的声学材料置于体积为 V 的刚硬密闭试件匣中，打开试件匣顶部的开关，测量出 U 形管两端水柱的水平面 h，然后关闭开关，抬高 U 形管的自由端，直到 U 形管的液面 h 变化为 h_1、h_2，此时压力的变化为 ΔP，等于 h_2-h_1，试件匣中的空气体积减少了 $\Delta V'_a$，即（h_2-h_1）S，这里 S 是管的横截面积，孔隙率即可由下式得出：

$$P=1-\frac{V}{V_t}-\frac{P_0\Delta V'_a}{V_t\Delta P_0} \qquad (6.2\text{-}10)$$

式中　P_0 —— 大气压力；

V_t —— 材料体积；

ΔP_0 —— 压力的改变；

V —— 容器体积（包括试件匣的体积加上在液面为 h 时横截面为 S 的管所包含的体积）。

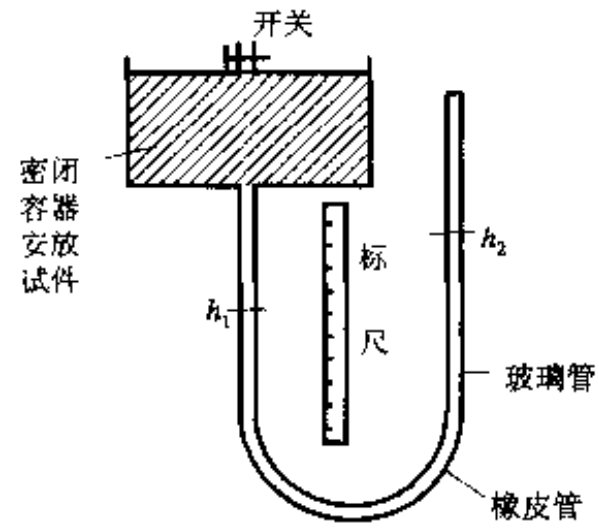


图 6.2-6　孔隙率测量装置示意图

式中，孔隙率 P 似为一负值，但因为 $P_0\Delta V'_a/(V_t\Delta P_0)$ 总是负的，ΔP 与 ΔP_0 总是符号相反，所以整个数字一定是正值。

为提高测量精度，测量装置的开关及所有接头应用油泥密封，测量时的温度应处于稳定状态，试件匣装入材料后的体积余额应尽量小。

2.2.3　结构因子

在多孔材料的吸声理论研究中，将多孔材料中的微小间隙当作毛细管沿厚度方向纵向排列的模型，但实际上材料中的细小间隙的形状和排列是很复杂和不规则的，为使理论与实际相符合，需要考虑一个修正系数，称为结构因子，它是一个无因次量。当毛细管杂乱分布时，结构因子是 3；一般材料的结构因子在 2～10 之间，也有高达 20～25 的。表 6.2-2 为常用吸声材料的结构因子。

表 6.2-2　常用吸声材料的结构因子

材　料　名　称	体积密度 /（kg/m^3）	结　构　因　子	说　　明
玻璃纤维毡	80～120	2～4	纤维直径 8～12μm
超细玻璃棉	10～20	2～4	纤维直径 3～5μm
矿渣棉	80～120	2～4	纤维直径 8～12μm
泡沫塑料	20～50	2～3	流阻较低
泡沫塑料		4～6	流阻较高
毛毡	100～400	5～10	
微孔砖	340～450 600～850	6～10 16～20	流阻较低 流阻较高

结构因子对低频吸收基本没有影响。当材料流阻比较小时，增大结构因子，在中高频范围内可以看到吸声系数的周期性变化。

目前没有直接测量材料结构因子的方法。对于颗粒状或纤维状的多孔吸声材料，孔隙率 P 同结构因子 x 有一个近似关系，见图 6.2-7。

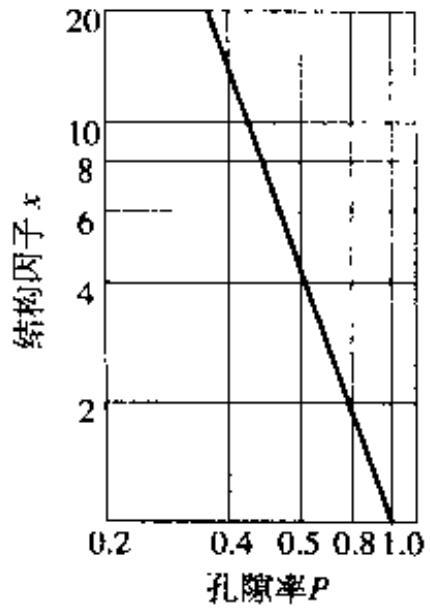


图 6.2-7　颗粒状多孔吸声材料的孔隙率同结构因子的近似关系

2.2.4　厚度

1）增加材料的厚度，低频吸收很快增加，对高频吸收的影响则很小（图 6.2-8）。

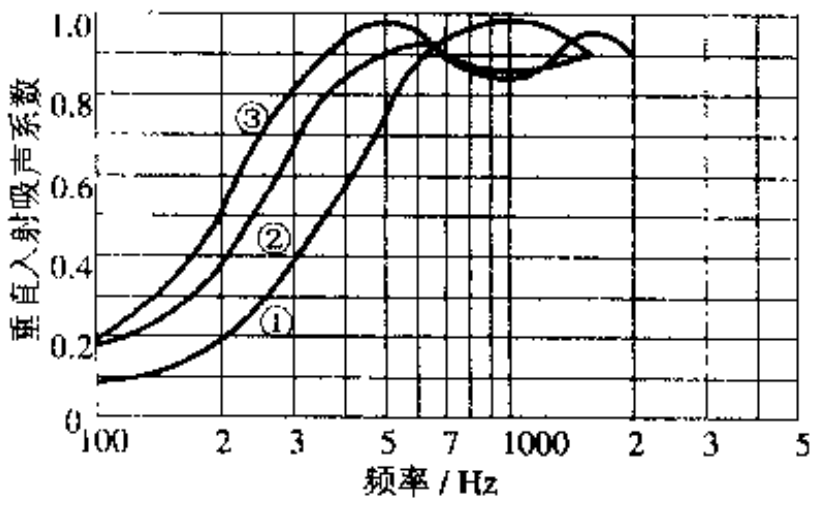


图 6.2-8　不同厚度玻璃丝的吸声系数

（体积密度 200kg / m³）

厚度　① 50mm　② 70mm　③ 90mm

2）继续增加材料的厚度，材料平均吸声系数增加值逐步减少。从图 6.2-9 可知，玻璃棉板从厚 30mm 增加到 40mm 时，其平均吸声系数从 0.5 提高到 0.6；而当板厚由 80mm 增加到 100mm 时，其吸声系数增量仅在 0.05 以下。当材料厚度相当大时，就看不到由于材料厚度引起的吸声系数的变化。

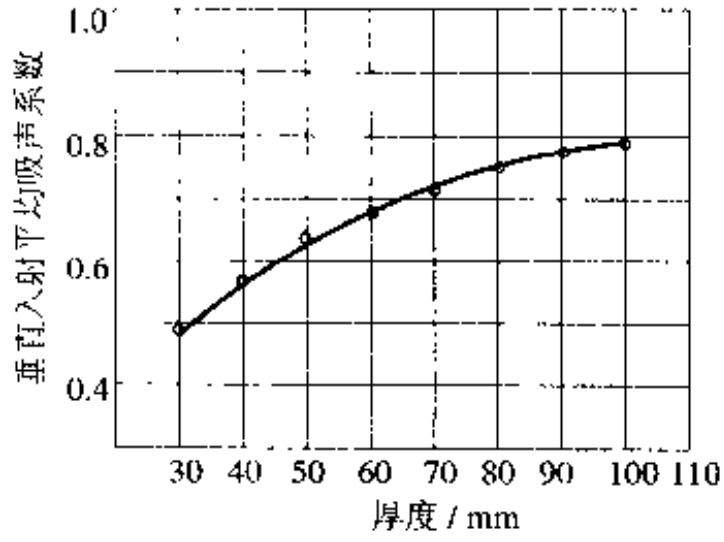


图 6.2-9　玻璃棉板厚度与平均吸声系数的关系

体积密度 100kg/m³，纤维直径 13～15μm，

渣球 4%～7%，树酯含量 5%～9%

3）共振时的吸声系数 α_r 决定于共振时材料的声阻，当第一共振频率 f_r 随材料厚度增加而向低频移动时，相应的吸声系数 α_r 变化不大，而在高频段，吸声系数 α_m 主要决定于材料的声阻抗，而与材料厚度的关系也不大。

4）当吸声材料后为刚性壁，在第一共振频率 f_r 时，材料厚度 d 约等于 $\lambda / 4$，即 $f_r d$ 约等于材料中声速的四分之一，可以得出，多孔材料 f_r 近似与厚度成反比，即：

$$f_r d = \text{常数}$$

式中　f_r —— 多孔材料的第一共振频率；

d —— 材料的厚度。

5）已知上述厚度增加，低频吸声系数增大，峰值吸声系数 α_r 向低频移动；厚度增加一倍，f_r 约降低一个倍频程（图 6.2-10）。对于不

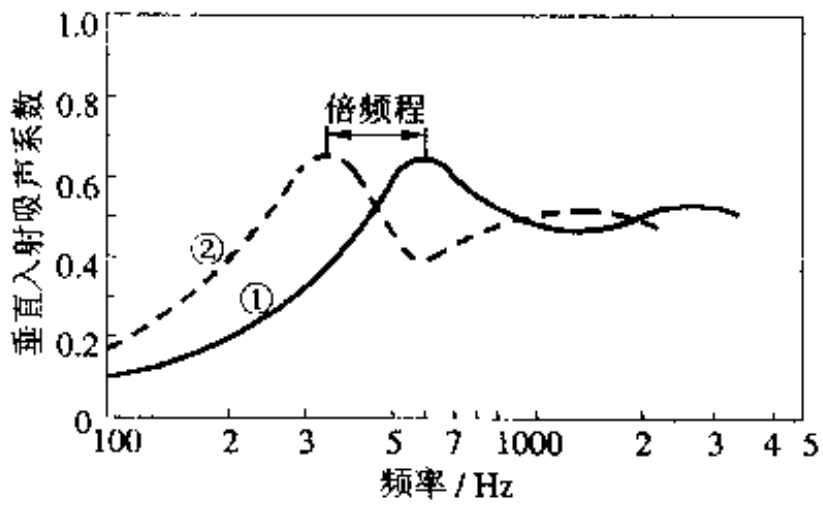


图 6.2-10　颗粒吸声砖厚度增加一倍，吸收峰向低频方向移动一个倍频程厚度　①500mm　②100mm

同厚度的材料，如果以频率和厚度的乘积 fd 为参数，即波长与厚度相对比值不变，以 fd 为横坐标，以 α 为纵坐标所画出的吸声频率特性曲线能更普遍地反映材料的吸声特性。

图 6.2-11 为超细玻璃棉 fd 与 α 值的关系曲线，由此可得到 $f_t d$、共振吸声系数 α_t、高频吸声系数 α_m 以及下半频带宽 Ω_2 等参数。

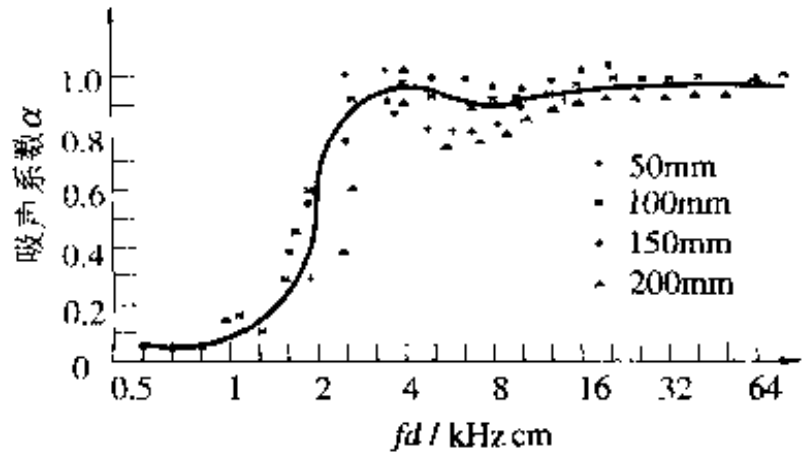


图 6.2-11　超细玻璃棉归一化吸声频谱曲线

国产常用吸声材料的上述参数见表 6.2-3，当 f_t 值给定时，由 $f_t d$ 可算出所需材料厚度 d；反之，已知厚度 d，由 $f_t d$ 可求出 f_t；如果 Ω_2 已知（约 1～1/3 倍频程），就可算出吸声下限频率 f_2。

2.2.5　体积密度

1）多孔材料的体积密度和纤维、筋络、颗粒本身的大小或直径以及固体密度有密不可分的关系，如纤维直径不同，同一体积密度的材料，其吸声系数会有不同；一定的体积密度对某一材料是合适的，对另一种材料则可能是不合适的，因此，体积密度对多孔材料吸声特性的影响并不那么简单。在实用范围内，材料体积密度或纤维直径的影响，比材料厚度所引起的吸声系数变化要小，它们对吸声材料的选择，可以认为是第二位的。

2）在一定条件下，当厚度不变时，增大体积密度可提高低频吸声系数，不过比增加厚度所引起的变化要小。体积密度过大过于密实的材料，其吸声系数也不会高。

3）体积密度过大或过小，都将使吸声系数降低，因此，在一定条件下，材料的体积密度存在着最佳值，它可根据频谱要求选定，并由实验得出（图 6.2-12、图 6.2-13）。

表 6.2-3　几种多孔材料的吸声性能

材　料	体积密度 /（kg/m³）	$f_t d$（kHz·cm）	α_t	α_m	下半频带宽度	说　明
超细玻璃棉	15	5.0	0.90～0.99	0.90	1/3	纤维直径 4μm
	20	4.0	0.90～0.99	0.90	1/3	
	25～30	2.5～3.0	0.80～0.90	0.80	1	
	35～40	2.0	0.70～0.80	0.70	2/3	
粗玻璃纤维	100	5.0	0.90～0.95	0.90	1/3	纤维直径 15～25
高硅氧玻璃棉	45～65	5.0	0.90～0.99	0.90	1/3	纤维直径 38
酚醛玻纤毡	80	8.0	0.85～0.95	0.85	1/3	纤维直径 20
毛　毡	100～140	2.5～3.5	0.85～0.90	0.85	1	
聚氨酯泡沫塑料	20～50	5.0～6.0	0.90～0.99	0.90	1/3	
		3.0～4.0	0.85～0.95	0.85	1	
		2.0～2.5	0.75～0.85	0.75	1	

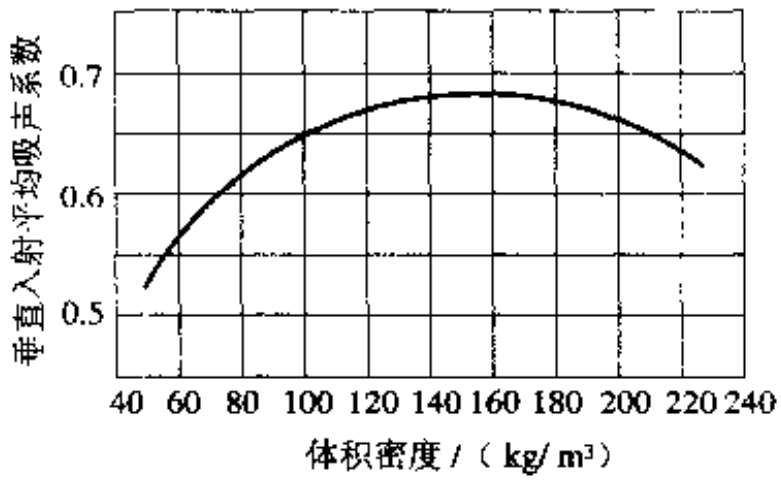


图 6.2-12　树脂玻璃棉毡吸声系数与体积密度的关系

［树脂含量 5%～9%，棉毡厚度 50mm，纤维直径 13～15μm，渣球含量（质量分数，下同）4%～7%］

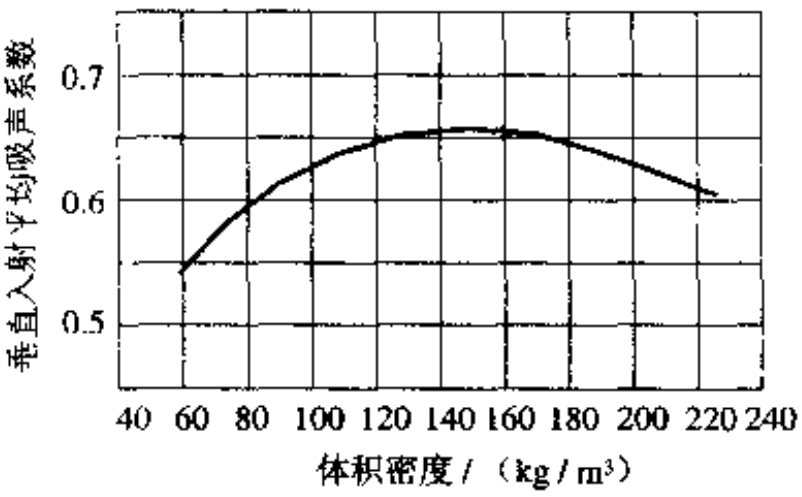


图 6.2-13　沥青玻璃棉毡吸声系数与体积密度的关系

（树脂含量 2%～5%，棉毡厚度 50mm，

纤维直径 13～15μm，渣球含量 3%～5%）

4）一般增大材料的体积密度，其流阻也相应增大。当材料原来流阻偏低，增大体积密度，共振吸声系数α_r将相应提高，而反共振吸声系数将有所下降，可得$\alpha_r > \alpha_m > \alpha_a$；反之，如果材料原来流阻偏高，体积密度增加时，共振吸声系数α_r将趋向降低，而频带宽度将有所展宽，共振吸声系数α_r与反共振吸声系数α_a的差别相应减小，可得$\alpha_r \approx \alpha_m \approx \alpha_a$。当材料体积密度大，流阻很高，此时，$\alpha_r$和$\alpha_a$都很低，共振与反共振现象不明显。吸声系数随频率提高而缓慢增加，此时，$\alpha_r \approx \alpha_a < \alpha_m$，显然，若能降低体积密度，吸声系数将会提高。

2.2.6　背后空气层的影响

多孔材料置于刚性墙面前一定距离，即材料背后具有一定深度的空气层或空腔，其作用相当于加大材料的厚度，可以改善低频的吸收（图 6.2-14、图 6.2-15）。它比增加材料厚度来提高低频吸收可以节省材料。一般当空气层深度为入射声波 1/4 波长时，吸声系数最大；空气层深度为 1/2 波长或其整倍数时，吸声系数最小。

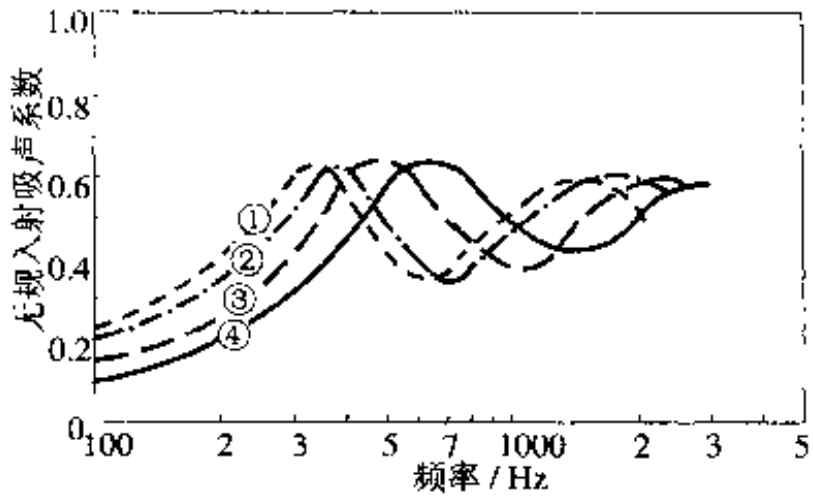


图 6.2-14　背后空气层对吸声砖吸声系数的影响

空气层厚度①0mm　②100mm　③200mm　④400mm

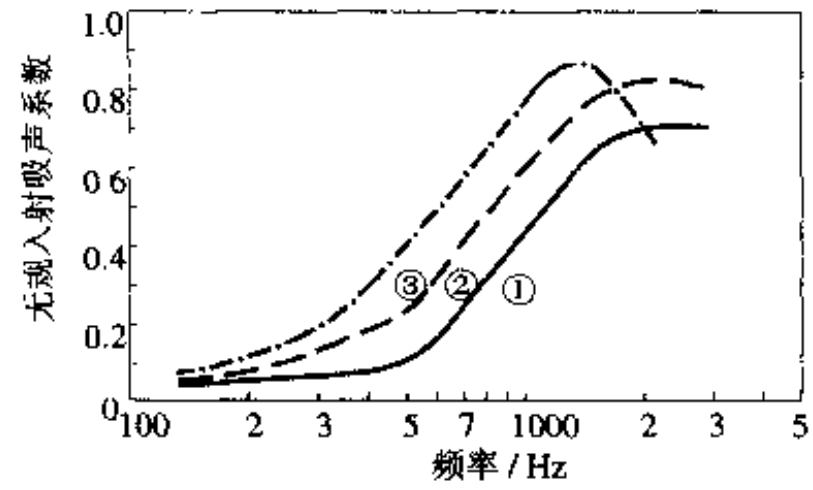


图 6.2-15　背后空气层对玻璃棉吸声系数的影响

空气层厚度① 0mm　② 16mm　③ 50mm

2.2.7　面层的影响

1. 表面涂刷层的影响

（1）在多孔材料表面油漆或涂刷对吸声性能是有害的。对这类涂层可以视为相当大的空气流阻薄层，妨碍了材料里外空气的通路，破坏了材料吸声的先决条件。一般材料的平均吸声系数随面层流阻的增加而下降，图 6.2-16 给出理论上的例子，说明透气性小的表面层对吸声是不利的。

（2）涂刷层对材料吸声性能的影响也和底层材料本身的透气性大小有关：

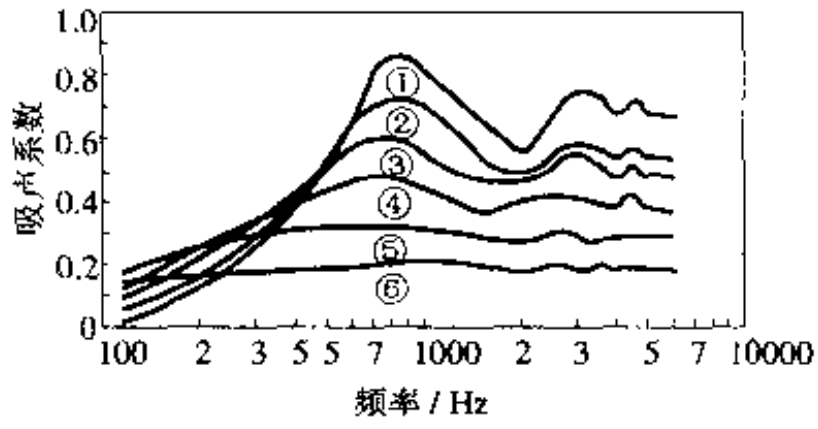


图 6.2-16　多孔材料涂刷的效果

①表面未处理　②～⑥表示涂刷层流阻率逐渐增大后材料吸声特性的变化情况

① 在涂刷层的影响下，高、中频吸声系数下降，高频比中频降低得更为突出，高、中频吸声系数下降的幅度，透气性高的材料比透气性低的材料明显。

② 在涂刷层的影响下，低频吸声系数稍有提高，低频吸声系数增加的幅度，透气性高的材料比透气性低的材料明显。

（3）涂刷饰面施工注意事项：

① 为减少涂刷饰面对材料吸声性能的影响，应当尽可能减少表面的油漆涂刷，较为可行的办法是采用喷涂操作，在控制好喷射压力和喷射时间的条件下进行喷涂，控制喷涂层的厚度以代替表面的油漆涂刷。

② 饰面涂刷应当用固体材料尽可能少的涂料，浓厚的涂刷层不宜采用，（图 6.2-17）。

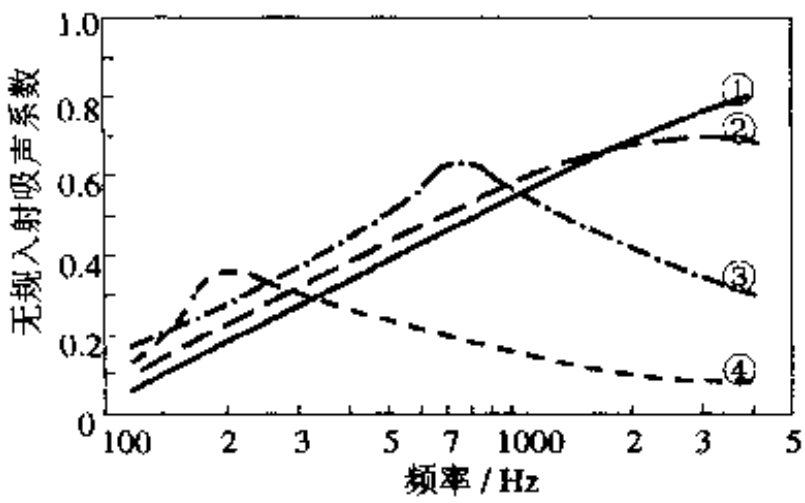


图 6.2-17　在多孔吸声板上油漆的效果

① 未油漆表面　② 喷涂一层油漆

③ 涂刷一层油漆　④ 涂刷两层油漆

③ 在建筑工程中预先考虑到饰面涂刷可能造成的影响，适当选用透气性强的吸声材料，则经饰面处理后可以大大减少饰面层的不利影响，处理得当，在低、中频段范围内吸声性能不下降或会有所提高。

2. 硬质（半硬质）多孔材料表面半穿孔或压缝的影响

（1）在硬质或半硬质吸声材料，如预制吸声板材涂刷后的表面，加上出各种花纹图案（如裂缝、沟槽、半穿孔等），这些沟槽或圆孔及其侧壁，使板与声波接触的材料表面积增加，从而使吸声性能得到改善，可以使板材恢复甚至超过板材涂刷前的吸声系数，并影响板材的吸声频谱。一般涂刷后压缝（孔）处理的板材和未经处理的素板材相比，其吸声频谱在中、高频段有所提高，但在低频段吸声系数却稍有下降（图 6.2-18）。

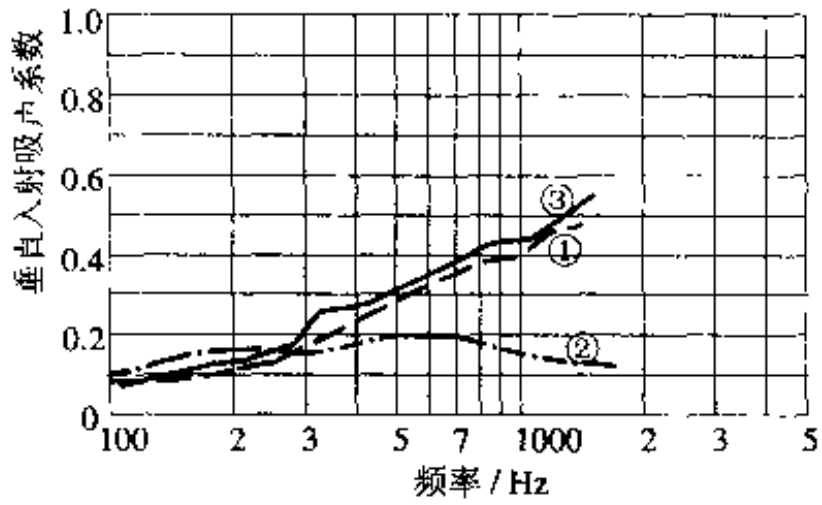


图 6.2-18　多孔板材涂刷压缝（孔）后的吸声特性

①素板材　②涂刷后板材　③涂刷压缝后的板材

（2）当半穿孔或压缝面积占材料总表面积的比率控制在 3%～18%，一般约为 5%，可以使吸声板恢复到涂刷前的吸声性能，开口率高则吸收峰移向高频，低频吸收下降。而减少开口面积时，吸声频率的峰值向低频方向移动。图 6.2-19、图 6.2-20 为开口面积对矿棉吸声板吸声频率特性的影响。

（3）半穿孔深度对板材吸声频率特性也有明显影响，由图 6.2-21 可见，随着穿孔深度的增加，高频吸声性能有较明显提高，但低频吸声系数则有所下降，其吸收峰的频率随孔洞深度的增加而提高。

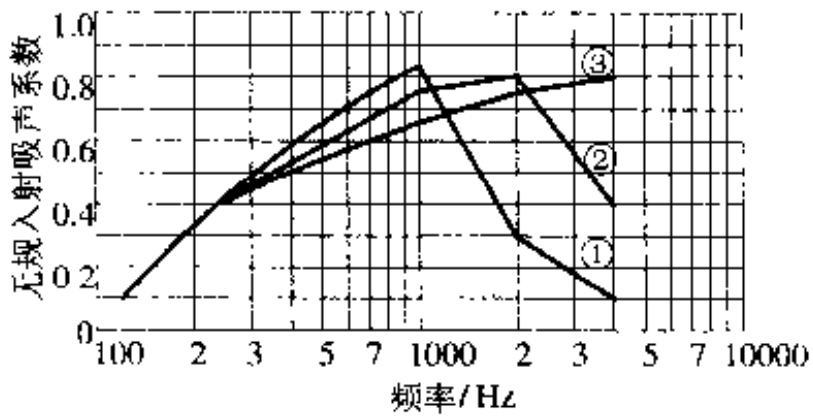


图 6.2-19　直径为 5mm 的半穿孔面积对矿棉板吸声频率特性的影响

开口面积：①5%　②10%　③25%

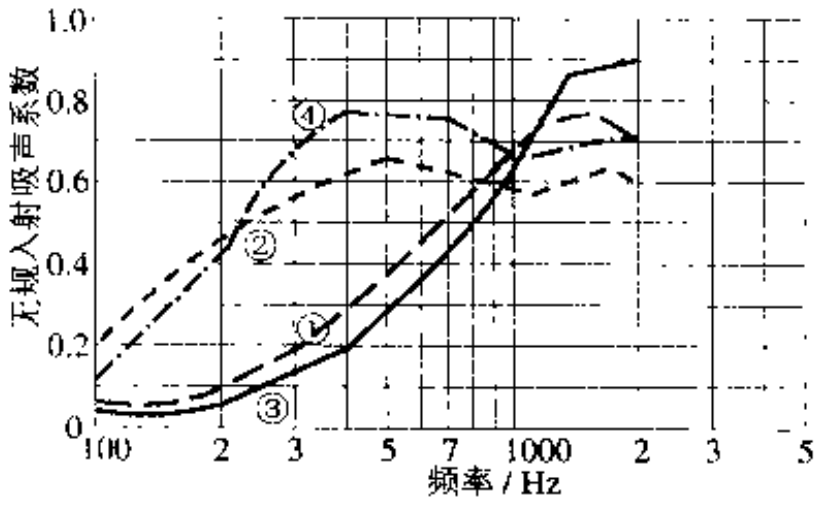


图 6.2-20　矿棉板吸声特性与开口面积的关系

开口面积：①2%，背后空气层 0mm

②2%，背后空气层 50mm

③10%，背后空气层 0mm　④10%，背后空气层 50mm

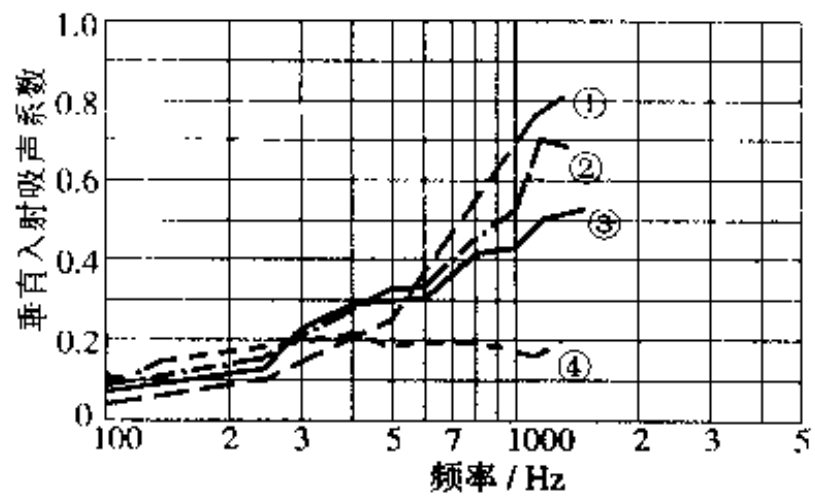


图 6.2-21　几种半穿孔深度对吸声板吸声特性的影响

①涂刷素板材　②孔深 4mm　③孔深 8mm　④孔深 12mm（开口面积相同，约 5%）

（4）半穿孔或压缝后多孔板材吸声系数仍取决于素板材本身的吸声系数，处理后仅在原来素板材吸声系数基础上稍有提高，素板材吸声系数低，处理后吸声系数仍低。因此，多孔板材表面半穿孔或压缝只能作为抵消涂刷层的不利影响、改善高频吸收的手段，过分的半穿孔或压缝对低频的吸收是不利的。高质量的多孔吸收板材关键在于控制板材本身的多孔性，如果板材的多孔性差，仍作半穿孔压缝等处理，虽有吸声制品的外观，但不会有好的吸声效果。

3. 护面层的影响

松散多孔材料往往需要护面层以满足使用要求，透气性差的护面层主要对高频吸收有影响，以下为几种不影响材料吸声性能的护面处理。

（1）织物

常用护面织物，如玻璃纤维布、粗布、麻纤维布一类，其透气性很高，流阻率很低，对材料吸声性能的影响可忽略不计。但在施工中，要防止粘结剂或油漆堵塞布孔，避免全面粘贴。

（2）穿孔罩面板

需与织物配合使用，孔径在 10mm 以下，穿孔板的穿孔率应比较高，例如大于 20%时，不论是正方排列或三角排列、圆形孔或各种几何形状的孔，其声质量都很小，它不起共振吸声作用，而主要起护面或罩面作用，所保护的吸声材料层是整个吸声结构的主体。

（3）薄膜

常用塑料薄膜，如聚乙烯、乙烯基薄膜，厚约 0.05mm，它作为护面层主要用于防止掉渣、防水、防潮，与织物相比，塑料薄膜没有透气孔，主要靠薄膜本身振动传递声波，因此是一种声质量元件。在低频段，薄膜对材料吸声性能的影响可以忽略不计，但在高频段将使吸声系数下降，而共振吸收峰则稍向低频方向移动，因而薄膜护面较适合于中、低频。在安装时，注意不加拉力，不要与所覆盖的材料紧贴，乙烯基人造革不宜使用。

（4）罩网和装饰木条

钢板网、金属丝网、塑料挤出纱网以及装饰木条是常用的护面层，其开口率远大于 20%，其声阻和声质量可以忽略不计，对材料吸声性能没有不利影响，上述护面层需与织物配合使用，以防止纤维飞散。装饰木条宽度约数厘米，可按不同装饰效果由不同宽度和不同形式板条组成（参看图 6.2-22）。

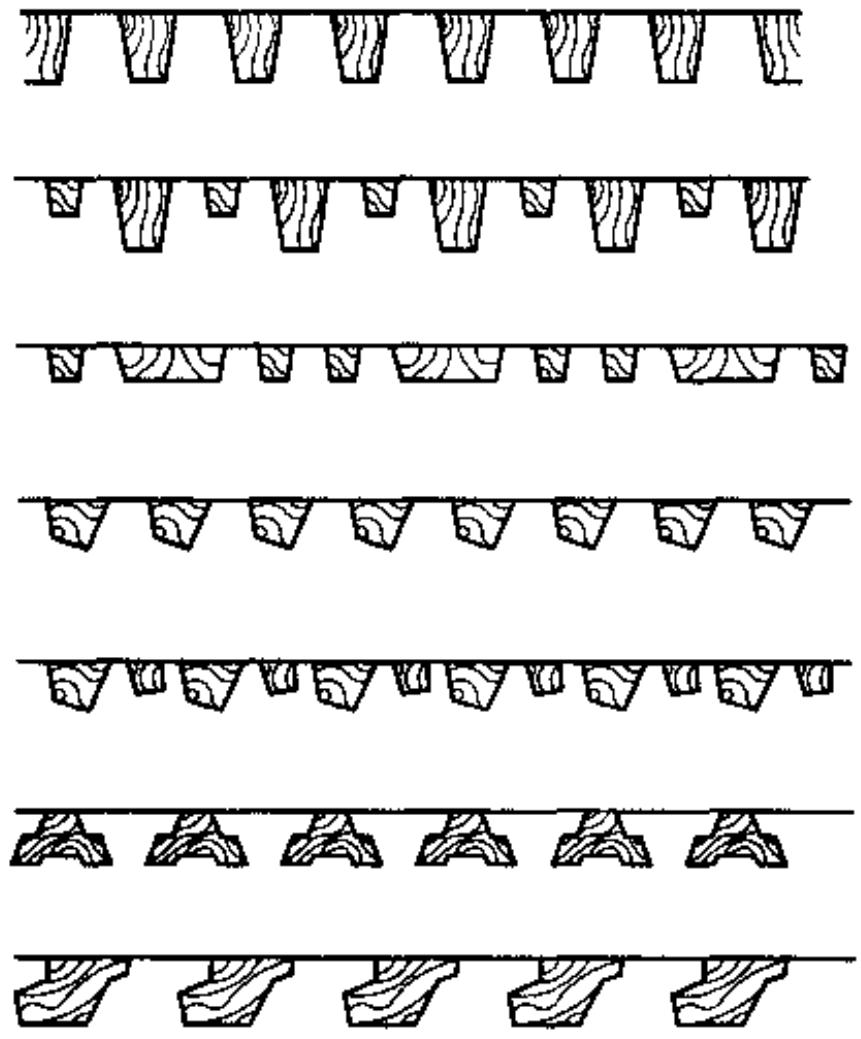


图 6.2-22　不同形式木条的吸声材料护面处理

2.2.8　温度和吸水、吸湿的影响

1）在常温条件下，温度对多孔材料吸声系数几乎没有影响。温度变化引起声波波长变化，因此吸声系数的频率特性作相对的移动：在高温下一定频率的吸声系数和常温下较低频率的吸声系数相对应；反之，在低温下一定频率的吸声系数和常温下较高频率的吸声系数相对应（图 6.2-23）。

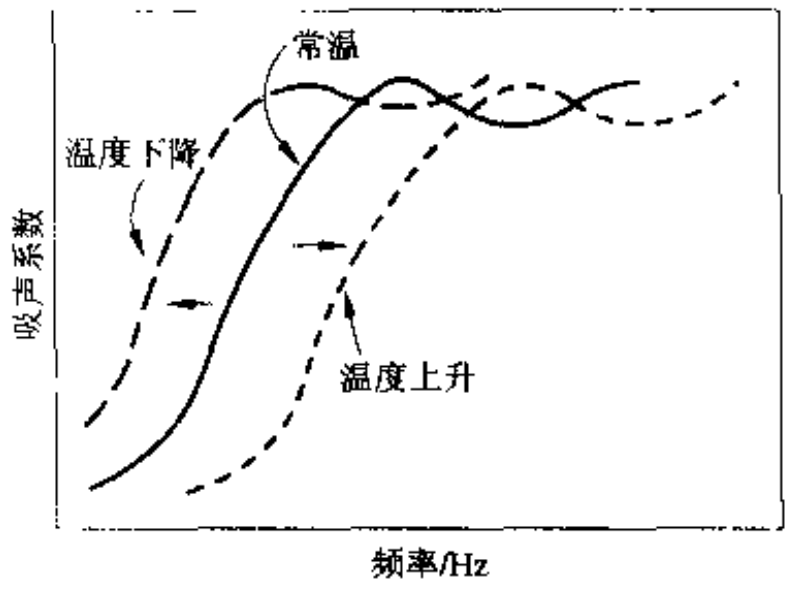


图 6.2-23　温度变化对多孔材料吸声特性的影响

2）吸水、吸湿的影响除了使材料变质外，主要是堵塞微孔、降低孔隙率，从而使高频吸声性能降低。

2.3　多孔吸声材料的基本类型

各种材料包括地方材料，凡符合多孔材料构造特征的，都可以作为多孔吸声材料加以利用，根据工程上实际应用情况，国内多孔吸声材料有如下基本类型（表 6.2-4）。

2.3.1　纤维材料

1. 有机纤维材料

（1）动物纤维主要是毛毡，价格昂贵，较少使用。现在普遍用羊毛毡或地毯兼吸声用（图 6.2-24）。

（2）植物纤维作为吸声材料至今仍有使用，种类较多，如麻纤维、海草、椰子丝等地方材料和工业废料，这类材料防火、防潮性能差，须进行阻燃、防潮防腐处理。图 6.2-25、图 6.2-26 为麻绒和海草的吸声频谱。

2. 玻璃棉

玻璃棉的一般性能指标见表 6.2-5。

表 6.2-4　多孔吸声材料基本类型

主要种类		常用材料实例	使用情况
纤维材料	有机纤维材料	动物纤维：毛毡	价格昂贵，使用较少
		植物纤维：麻绒、海草、椰子丝	防火、防潮性能差，原料来源丰富，价格便宜
	无机纤维材料	玻璃纤维：中粗棉、超细棉、玻璃棉毡	吸声性能好，保温隔热，不自燃，防腐防潮，但松散纤维易污染环境，需做好护面层或加工成制品
		矿渣棉：散棉、矿棉毡	吸声性能好，不燃、耐腐蚀，但性脆易折断成碎末，污染环境施工扎手
	纤维材料制品	软质木纤维板、矿棉吸声板、岩棉吸声板、玻璃棉吸声板、木丝板、甘蔗板等	装配式施工，多用于室内吸声装饰工程
颗粒材料	砌块	矿渣吸声砖、膨胀珍珠岩吸声砖、陶土吸声砖	多用于砌筑截面较大的消声器
	板材	珍珠岩吸声装饰板	质轻、不燃、保温、隔热、强度偏低
泡沫材料	泡沫塑料	聚氨酯泡沫塑料、尿醛泡沫塑料	吸声性能不稳定，吸声系数使用前需实测
	其他	吸声型泡沫玻璃	强度高、防水、不燃、耐腐蚀
		加气混凝土	微孔不贯通，使用较少

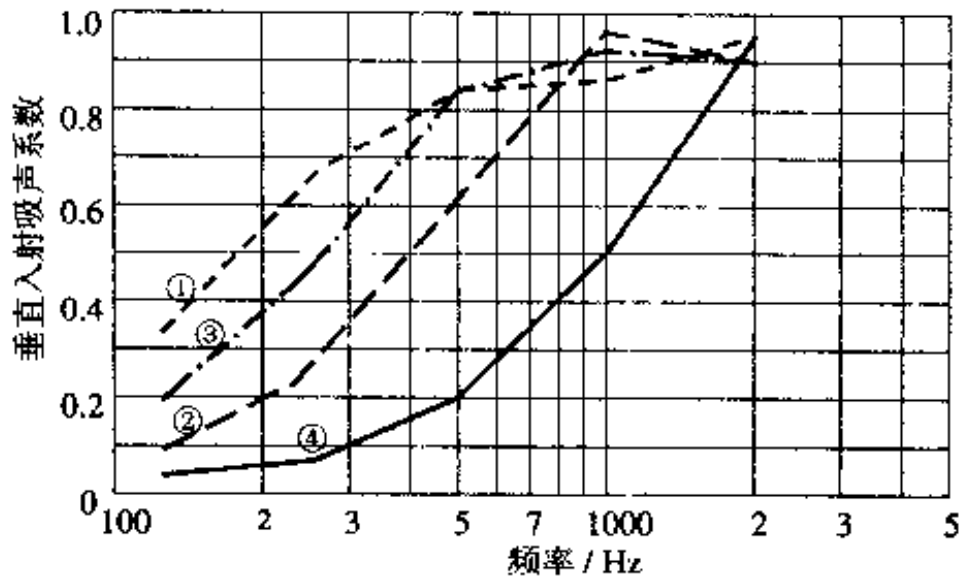


图 6.2-24　不同厚度毛毡的吸声特性

体积密度 160kg/m³，厚度：①22mm　②44mm　③66mm　④88mm

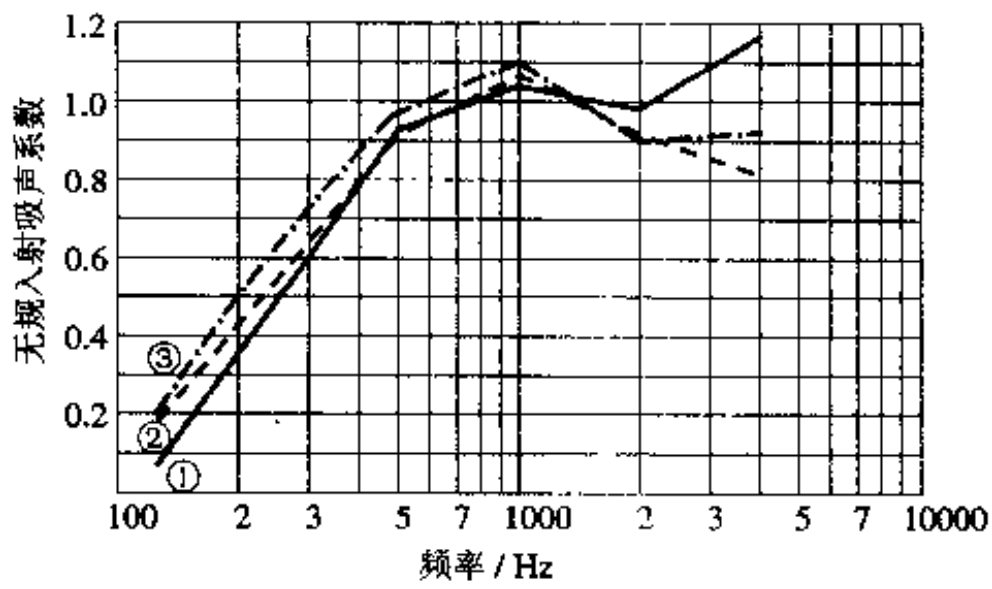


图 6.2-25　不同体积密度麻绒（外包玻璃布）的吸声特性

厚度 50mm，体积密度：① 30kg / m³　② 40kg / m³　③ 50kg / m³

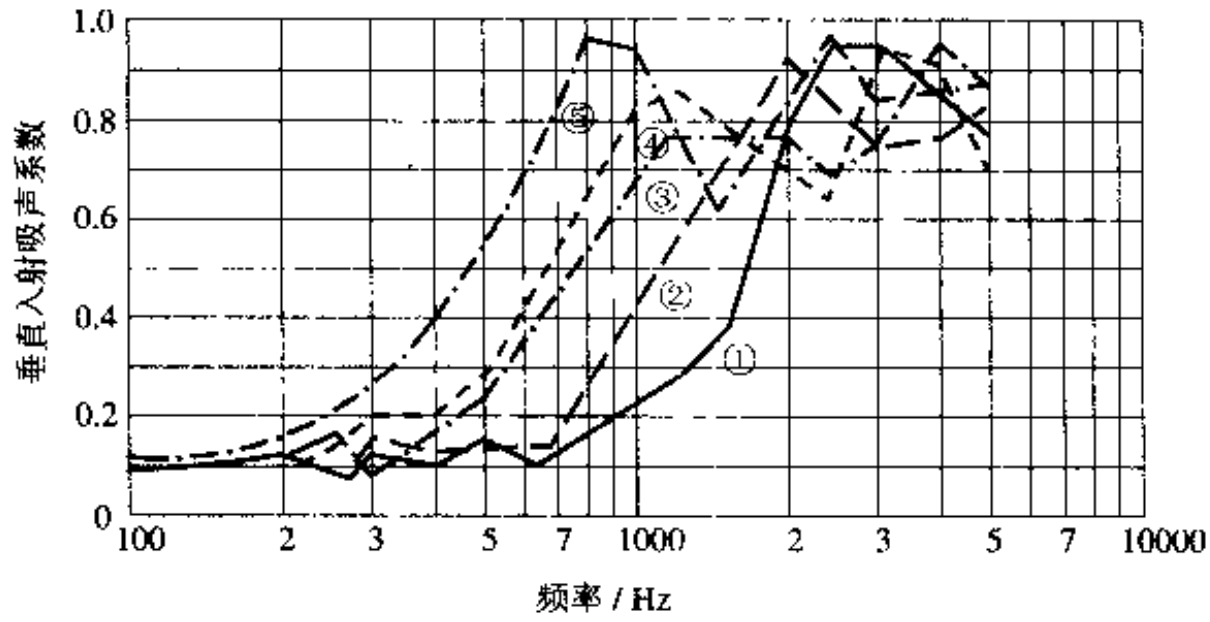


图 6.2-26　不同厚度海草（外包麻布）的吸声特性

厚度：① 10mm　② 20mm　③ 30mm　④ 40mm　⑤ 50mm

表 6.2-5　各种玻璃棉的一般性能指标

名　称	纤维直径 / μm	体积密度 / (kg/m³)	常温热导率 / [W/(m·K)]	耐热温度 / ℃	备　注
普通玻璃棉	<15	80～100	0.052	≤300	1. 使用温度不能超过 300℃ 2. 耐腐蚀性较差
普通超细棉	<5	20	0.035	300～400	1. 一般使用温度不宜超过 300℃ 2. 在水的作用下，化学稳定性差，易受破坏
无碱超细棉	<2	4～15	0.033	≤600	1. 一般使用温度为-120～600℃ 2. 耐腐蚀性强 3. 纤维耐水性能好
高硅氧棉	<4	95～100	当温度为-262～413℃时，热导率为 0.0678～0.103	≤1000	1. 耐高温 2. 耐腐蚀性强
中级纤维棉	15～25	80～100	≤0.058	≤300	1. 一般使用温度不超过 300℃ 2. 耐腐蚀性较差

玻璃棉具有体积密度小、热导率低、不燃烧、耐腐蚀、防潮和吸声系数高等优点，在填装过程中能较好保持原设计性能，但填装过程中纤维会刺激皮肤，要注意劳动保护。

超细玻璃棉具有质轻、柔软、安装时不太刺激皮肤等优点，作为吸声材料在工程上得到广泛应用。但超细玻璃棉吸水率高，因而在潮湿和冷凝结露的环境使用往往受到限制，必要时可用硅油、环氧树脂作憎水处理。超细玻璃棉弹性差，局部受压不易复原，填装不易均匀，结合改善低频吸声性能，可以适当增加超细棉的体积密度。

作为多孔吸声材料的玻璃纤维，其吸声特性是建立在匀质材料基础上，并由其结构参数决定的，因此松散玻璃纤维需按一定的设计厚度、体积密度进行人工铺装，这样很难避免分布不匀、有疏有密，破坏了作为匀质材料的前提，材料体型的易变性、不定性以及不可避免的变形势必引起材料结构参数的改变，从而使材料的吸声特性产生变化。而作为成型制品的玻璃棉毡，其内部物理结构已由粘结剂固定下来，从而大大提高了声学性能的稳定性，能够按照设计要求，达到预期的效果，这是从声学角度作为定型制品的玻璃棉毡较之松散的玻璃

棉的最大优势。玻璃棉毡的优点除了材料铺装较均匀以外，在有气流情况下纤维不易飞散，使用日久不因自重而下沉，故广泛应用于各种吸声结构或各种消声器中。

图 6.2-27、图 6.2-28、图 6.2-29、图 6.2-30 为几种类型玻璃棉及制品的吸声频谱。

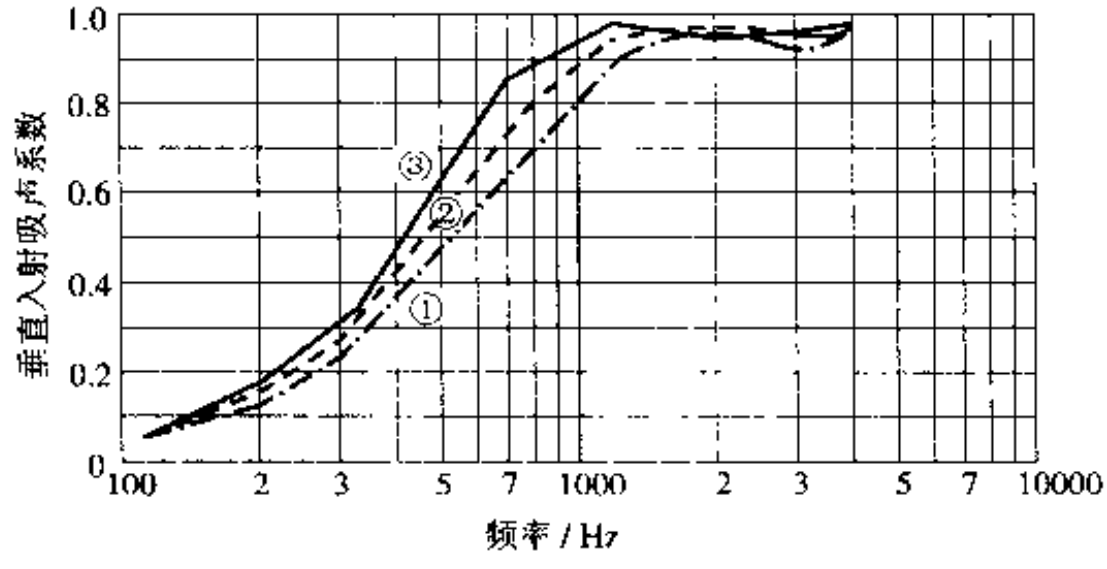


图 6.2-27　厚 50mm 的中级玻璃棉吸声特性

体积密度：① 80kg / m³　② 100kg / m³　③ 120kg / m³

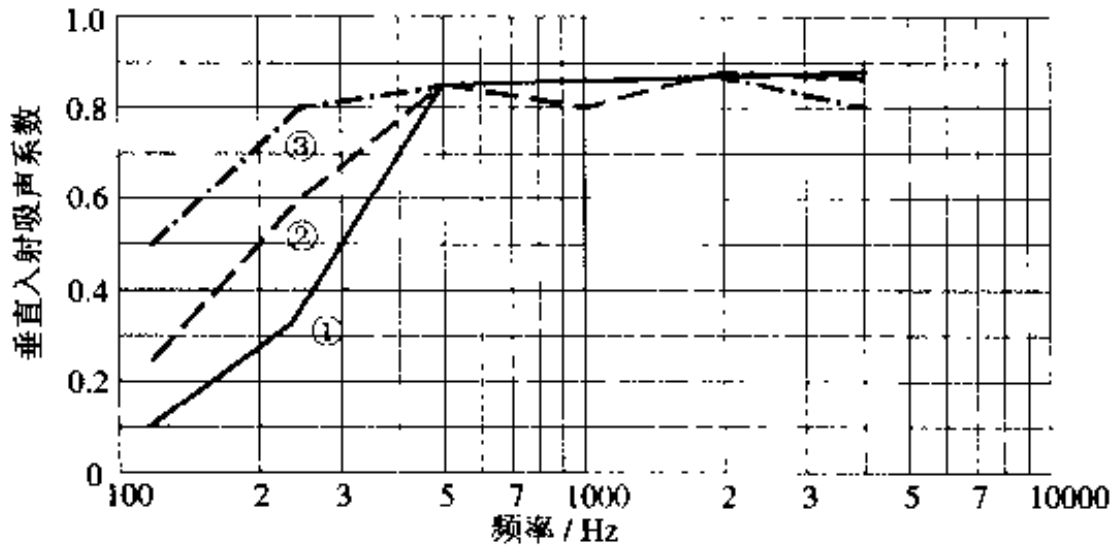


图 6.2-28　体积密度 20kg / m³ 的超细玻璃棉吸声特性

厚度：① 50mm　② 100mm　③ 150mm

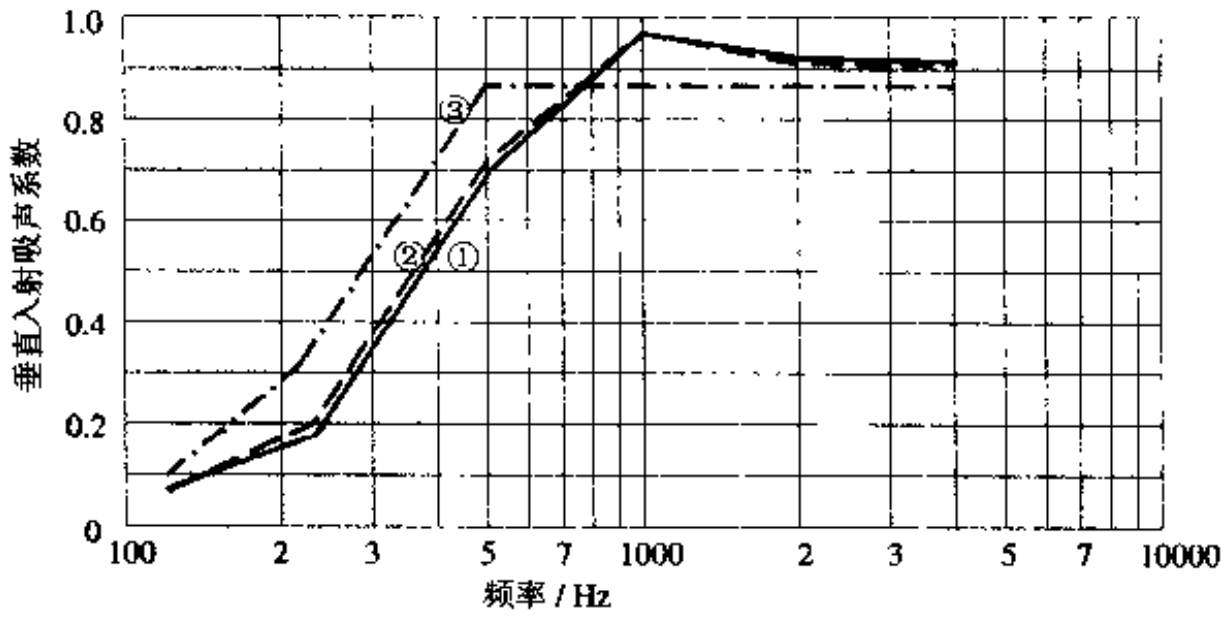


图 6.2-29　厚 50mm 超细玻璃棉吸声特性

体积密度：① 12kg / m³　② 17kg / m³　③ 24kg / m³

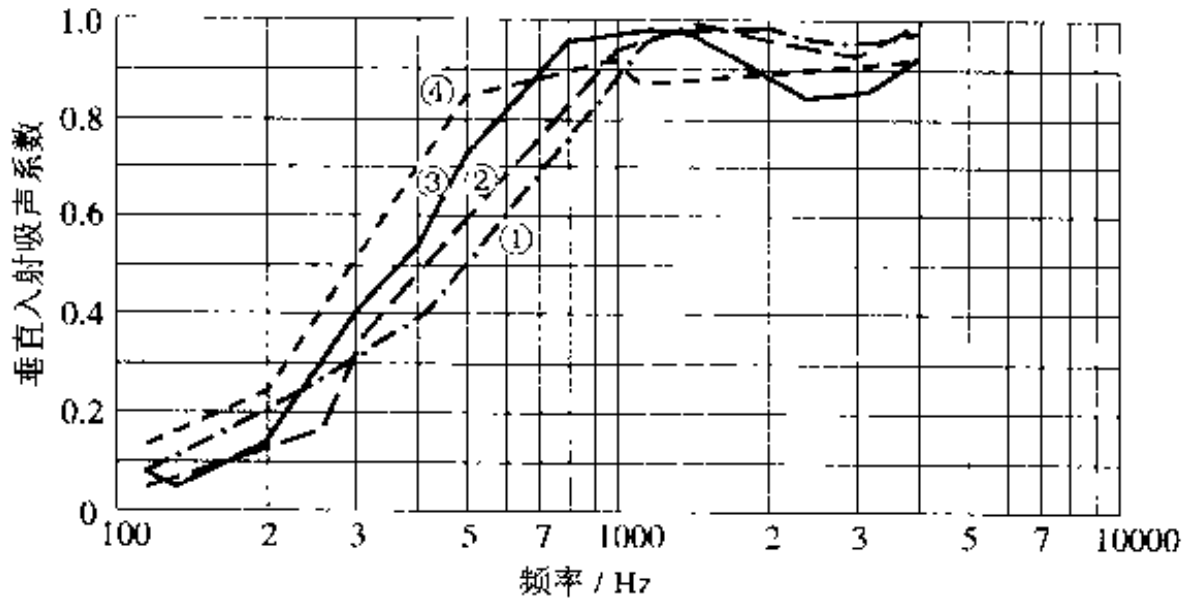


图 6.2-30　厚 50mm 玻璃棉毡吸声特性

① 中粗玻璃纤维毡，体积密度 30kg / m³　② 沥青玻璃棉毡，体积密度 100kg / m³

③ 酚醛超细玻璃棉毡，体积密度 20kg / m³　④ 无树脂超细玻璃棉毡，体积密度 20kg / m³

玻璃棉的吸声特性：

1）随频率增加，吸声系数增大，呈现多孔材料的吸声特性。

2）在低、中频范围内，厚度有最大的影响，厚度增加，吸声系数亦随之增加，因而施工时由于某些原因不得不改变材料规格时，也要尽量避免厚度的改变。当增加背后空气层厚度时，低频吸声系数随之增加。

3）工程上超细玻璃棉常用体积密度为 20～30kg / m³。增加体积密度主要在中、低频吸声系数有增大趋势，但由于纤维粗细的影响，严格地说体积密度并不和吸声系数相对应。在设计时应同时指明厚度和体积密度。

4）罩面、饰面材料主要对高频吸声系数有影响。

5）纤维粗细对材料吸声系数有一定的影响。在体积密度相同时，材料吸声系数随纤维直径的增大而迅速降低，纤维直径越小，平均吸声系数越大。这表明，对于一定的纤维排列，确定吸声特性的因素是纤维表面积的总和（图 6.2-31）。图 6.2-32 表明在吸声频谱上，纤维直径对吸声性能的影响在中高频段最为明显。

玻璃棉使用注意事项：

1）玻璃棉特别是松散纤维，一般须先制作框架和护面层，在其中填装玻璃棉。为防止纤维飞散，必须仔细设计护面层，通常的做法如图 6.2-33 所示。窗纱是否使用，可根据不同使用要求确定。另一种处理方式是用厚 0.03～0.05mm 聚乙烯薄膜覆盖在玻璃棉表面，但对高频吸收稍有影响。

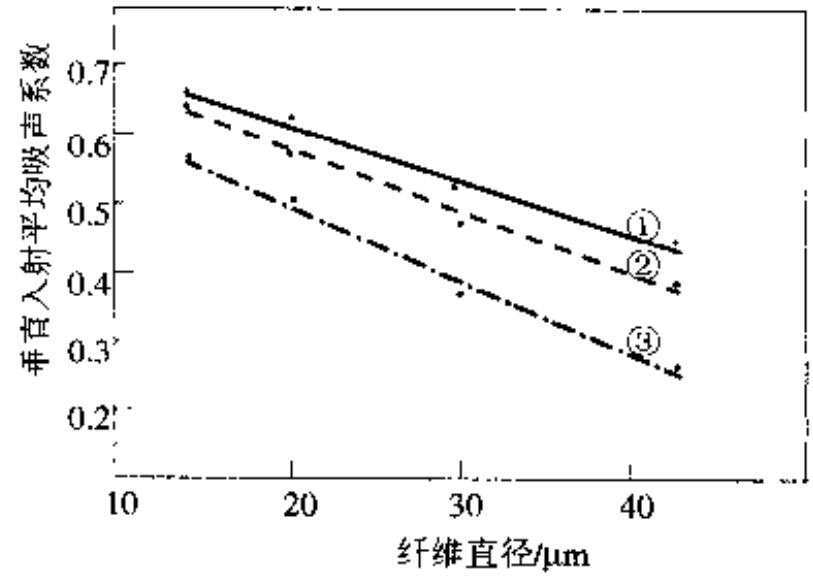


图 6.2-31　沥青玻璃棉毡垂直入射平均吸声系数与纤维直径的关系

体积密度：①130kg / m³　②100kg / m³　③70kg / m³

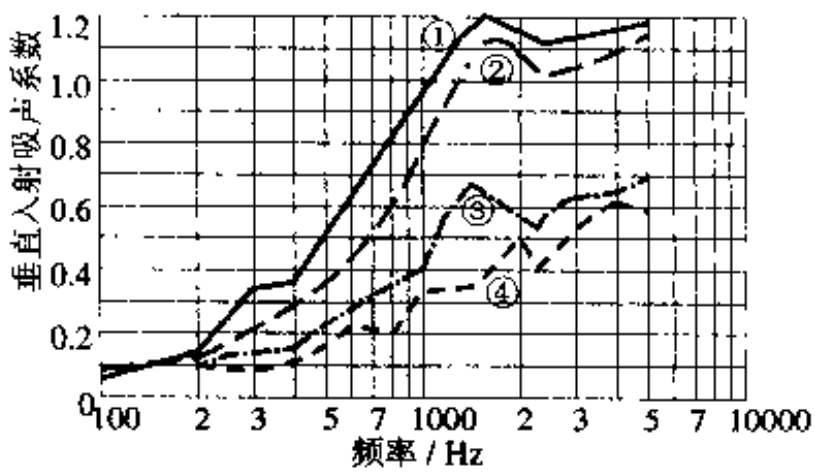


图 6.2-32　沥青玻璃棉毡不同纤维直径时的吸声特性

厚度 50mm，体积密度 70kg / m³，纤维直径：

① 13.6μm　② 19μm　③ 30μm　④ 42μm

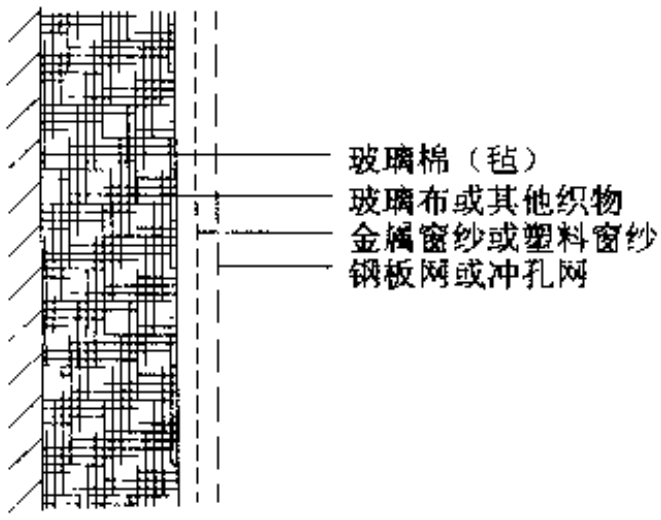


图 6.2-33　玻璃棉吸声结构示意图

2）为防止玻璃棉使用日久因自重下沉，可直接使用玻璃棉毡。

3）玻璃纤维毡与护面玻璃布或织物之间不使用粘结剂，以免影响吸声性能。

4）填装松散玻璃棉，应保持材料的整体均匀性，以免不同部位厚度或体积密度不同影响吸声特性。

3. 矿棉、岩棉

矿渣棉、岩棉具有质轻、不燃、防蛀、热导率低、耐温达 300～400℃、耐腐蚀、化学稳定性强、吸声性能好等特点。矿渣含杂质较多，有渣球，性脆易折断，易成为碎末，故在风速较大、对洁净要求高的场所使用往往受到限制。矿棉久置后易下陷，作为吸声材料必须以较高体积密度填装，常用体积密度为 120～200kg / m³，使用时对皮肤也有刺激性和扎手，注意施工时的劳动保护。

矿（岩）棉制品主要是散棉和棉毡：

1）松散矿棉：一般体积密度为 70～130kg/m³，渣球（ϕ >0.5mm）含量小于 5%～6%，也有高达 10%～12%，有长纤维与短纤维两种，长纤维长度为 50～200mm，纤维直径 3～5μm，短纤维长度 30～50mm，纤维直径 8～10μm。长纤维矿棉在弹性上较短纤维为优。不同厚度的矿棉吸声频谱见图 6.2-34。

2）矿棉毡：矿渣棉中加粘结剂经一定工艺处理成为矿棉毡，在工程上也常用。图 6.2-35、图 6.2-36 为不同厚度酚醛矿棉毡和沥青矿棉毡的吸声频谱。

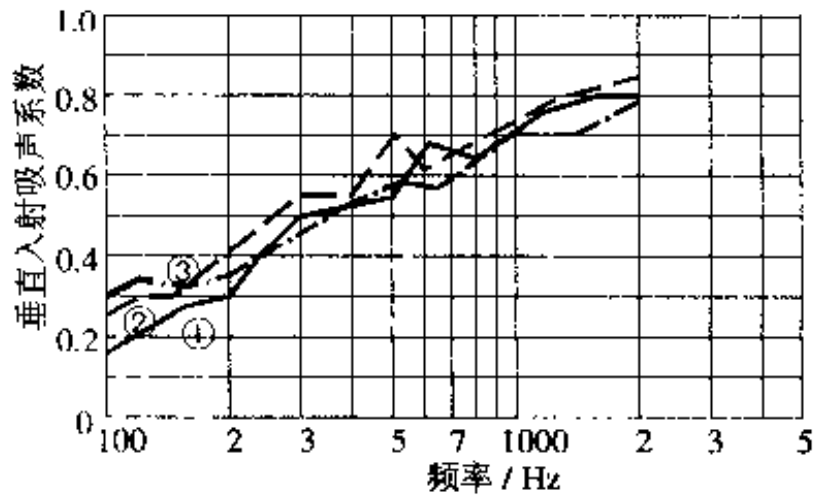


图 6.2-34　不同厚度矿渣棉的吸声特性

体积密度 200kg/m³，

厚度：① 50mm　② 70mm　③ 90mm

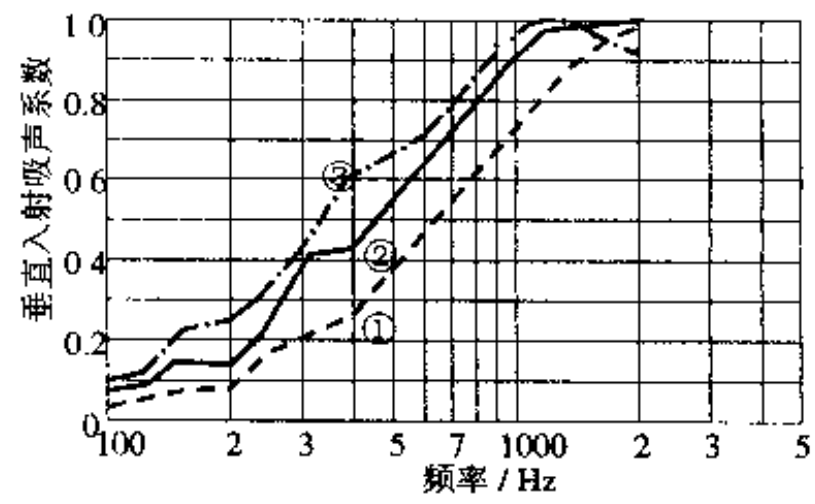


图 6.2-35　不同厚度酚醛矿棉毡的吸声特性

体积密度 60kg/m³，厚度：① 40mm

② 50mm　③ 60mm

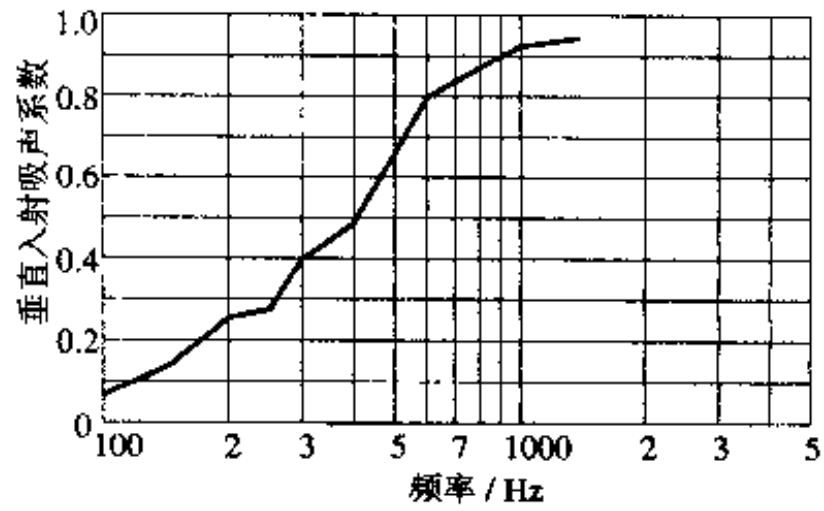


图 6.2-36　沥青矿渣棉毡吸声特性

厚度 50mm，体积密度 120kg / m³

4. 纤维材料制品

（1）矿棉装饰吸声板

矿棉装饰吸声板以矿渣棉为主要原料，加入适量粘结剂、防潮剂、防腐剂，经加压成型、

烘干、切割、表面处理而成。它具有装饰性强、质轻、耐燃（燃烧性能达到 B_1 级）、隔热、施工装配化等特点。矿棉吸声板的混响室平均吸声系数约为 0.3～0.5，且主要为中高频吸收，但如板后预留一定深度的空气层，低频吸声系数也会大大提高（图 6.2-37）。目前已大量用作建筑物的顶棚作为装饰和吸声天花板，虽然矿棉吸声板不属于高吸收板材，但对于无特殊声学要求的公共场所，仍能创造一定程度的宁静气氛，对改善建筑物的声环境起了很好的作用，是当前国内外建筑物中已被普遍接受、用量最大的定型吸声制品。表 6.2-6、图 6.2-38、图 6.2-39 为几种类型矿棉吸声板的吸声频谱，为矿棉吸声板性能外观及吸声频谱。

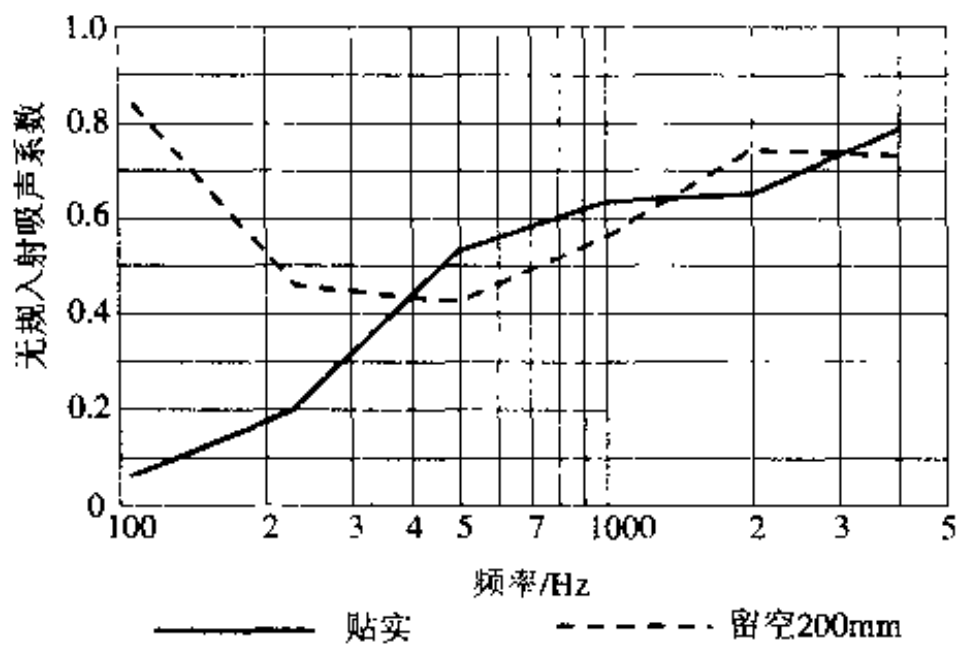


图 6.2-37　矿棉吸声板后留空气层的吸声特性

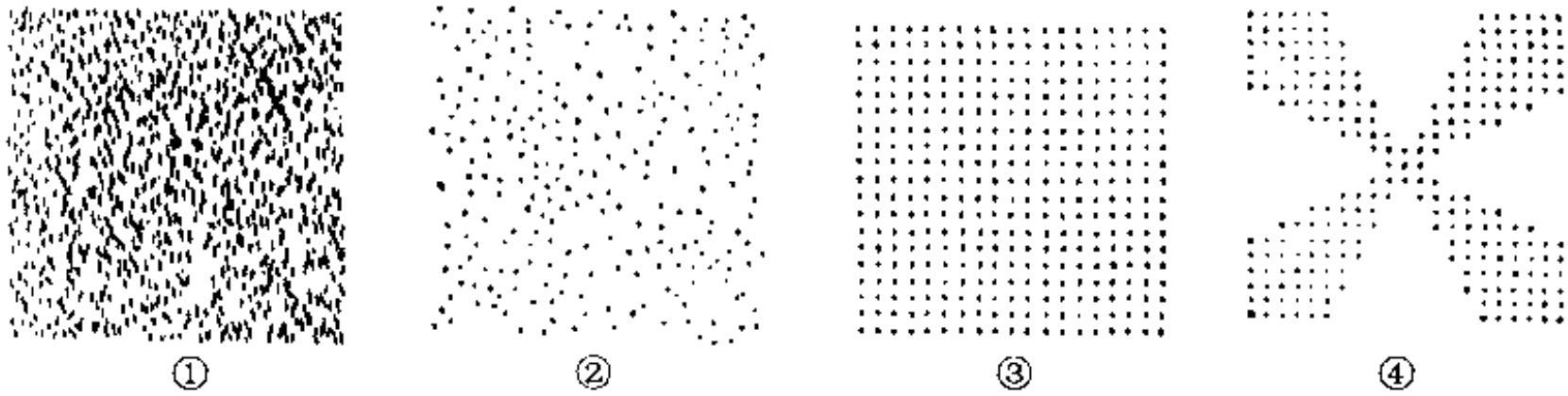


图 6.2-38　矿棉吸声板外观

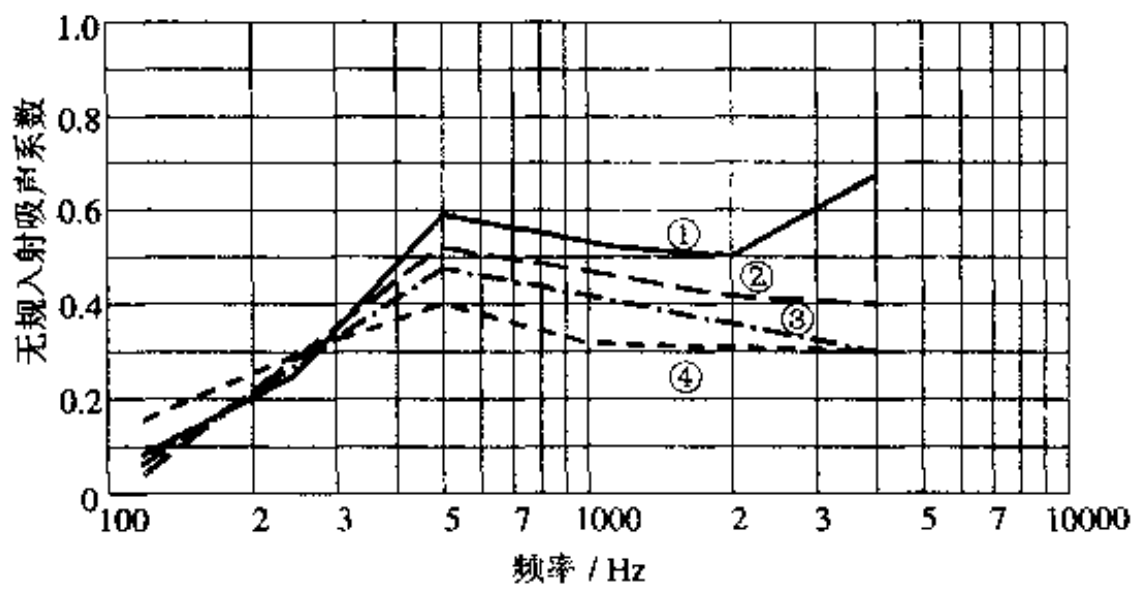


图 6.2-39　几种类型（不同压纹图案）矿棉吸声板的吸声特性（①、②、③、④外观见图 6.2-38）

表 6.2-6　矿棉吸声板性能

体积密度 /（kg/m³）	抗弯强度 /MPa	吸湿率（%）	热导率 /[W/（m·K）]	规格 / mm
500 以下	1.5×10^{-4} 以上	<5	0.045	长：496，596 宽：496，596 厚：12±2

矿棉装饰吸声板的安装：

1）用 T 形铝合金龙骨，不用先做预埋件，可用射钉枪直接将大龙骨通过吊挂件固定在屋架或楼板上。

大龙骨用轻型槽钢，中距小于 1200mm，吊点一般为 900～1200mm 一个，在它下面安装中小龙骨，中距为 600mm，中龙骨垂直固定在大龙骨下，小龙骨垂直搭在中龙骨翼缘上，矿棉吸声板浮置于中小龙骨上。目前已有配套专用龙骨（参看图 6.2-40）。

2）矿棉吸声板也可直接粘贴在顶棚上，但将降低低频吸声性能，也可钉在木龙骨上。

（2）软质纤维装饰吸声板

它是由木材废料经切割、粗磨、精磨、成型、干燥、裁边、表面处理（如贴以钛白纸或钻孔）等工艺加工而成。图 6.2-41 为软质半穿孔装饰吸声板有纸和无纸时混响室法吸声频谱。

（3）岩棉板

其技术性能和吸声频谱见表 6.2-7、图 6.2-42、图 6.2-43，目前使用较少。

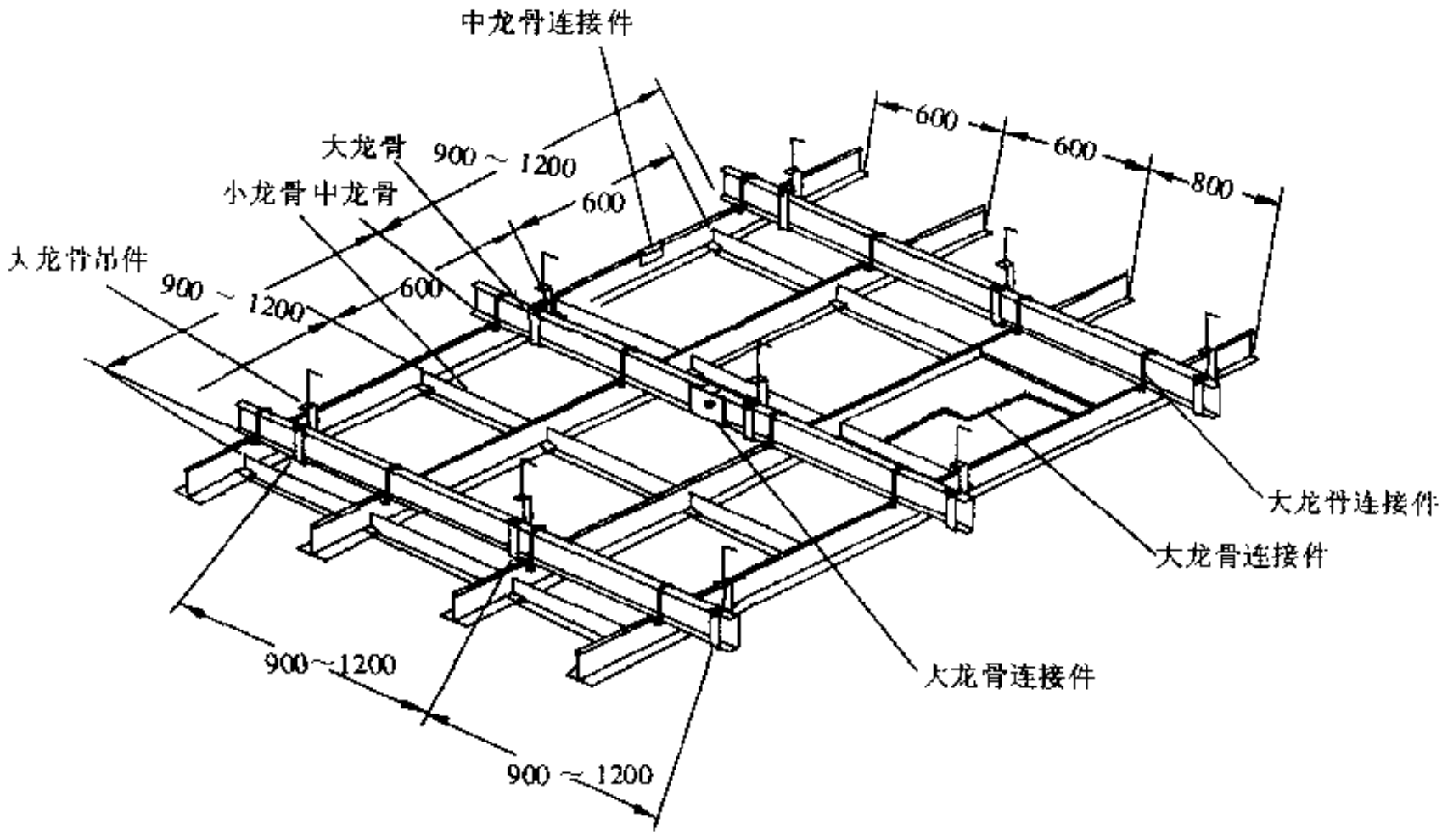


图 6.2-40　T 形装配式铝合金龙骨吊顶安装图

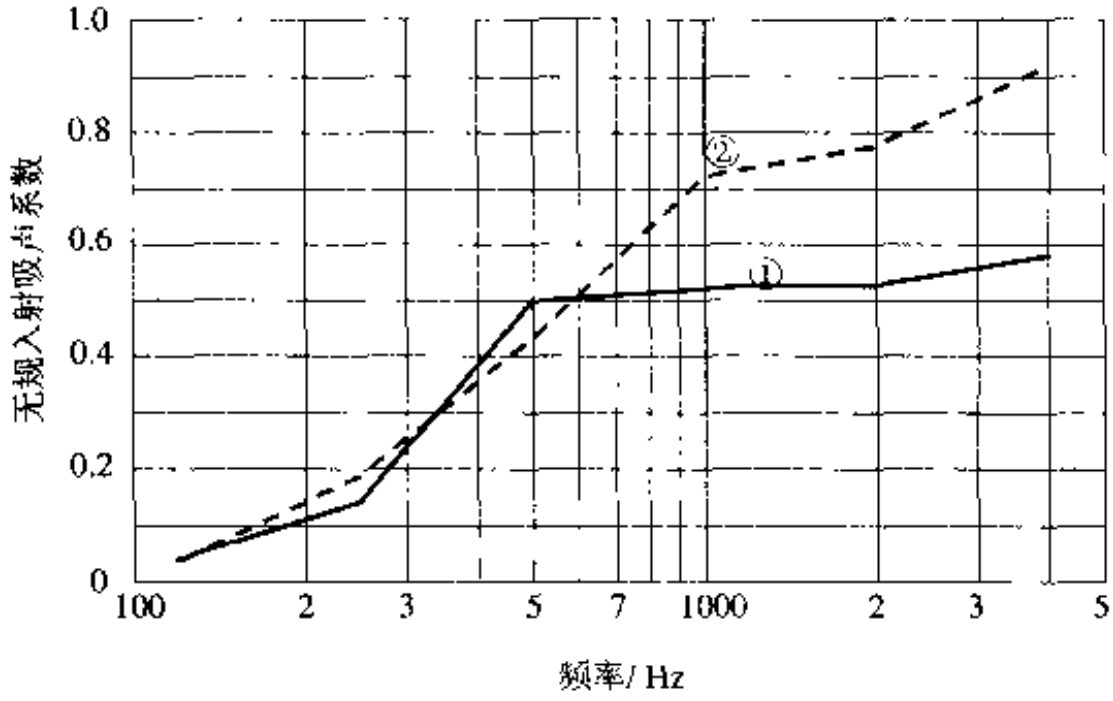


图 6.2-41　软质半穿孔装饰纤维板的吸声特性

厚度 12mm：①表面白纸　②表面无纸

表 6.2-7　岩棉板技术性能

体积密度 /（kg/m³）	吸湿率（%）	憎水率（%）	热导率 /[W/（m·K）]	树脂含量（%）	规格 / mm
80、100、150、200，其中 150（厚度≤70mm），200（厚度≤50mm）	<5	>98	0.03~0.041	最大 3	长：1000 宽：630 厚：30 50 80

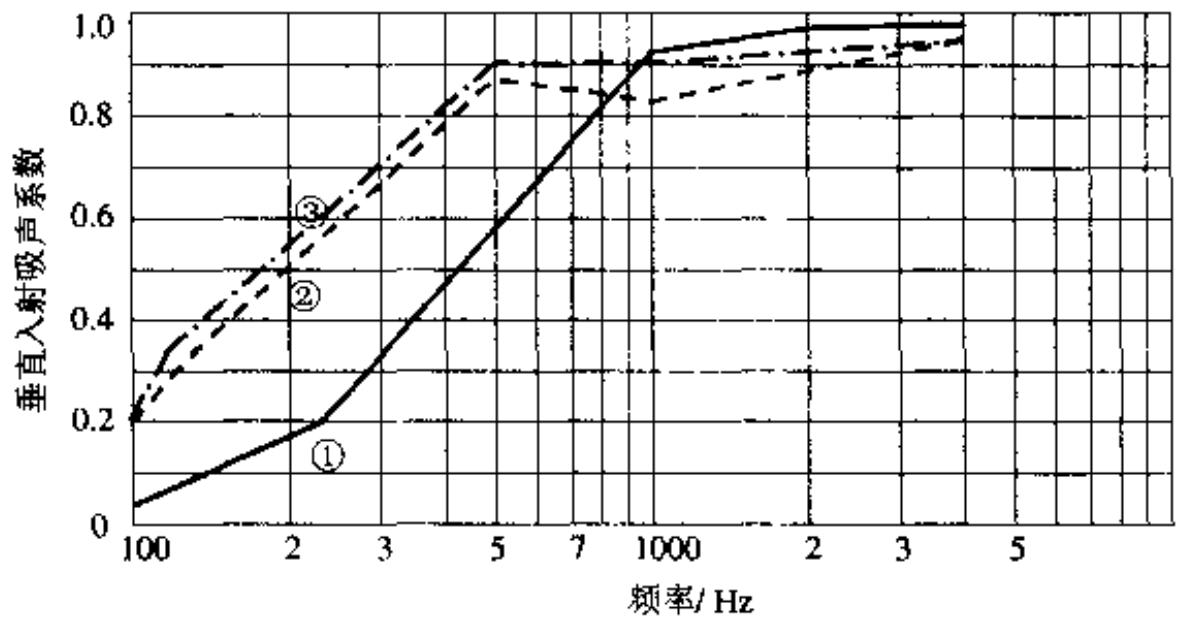


图 6.2-42　不同厚度岩棉的吸声特性

体积密度 80kg/m³，厚度：① 50mm　② 75mm　③ 100mm

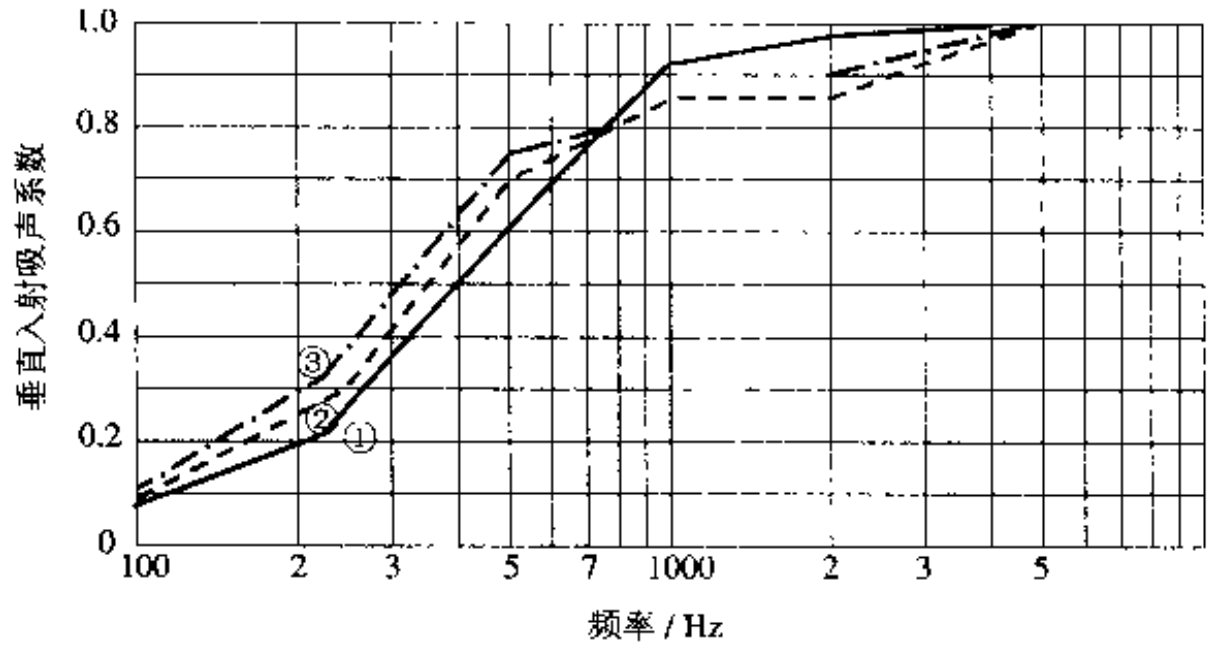


图 6.2-43　不同体积密度岩棉板吸声特性

厚度 50mm，体积密度：① 80kg/m³　② 120kg/m³　③ 150kg/m³

2.3.2　颗粒材料

颗粒状原料如珍珠岩、蛭石、矿渣等，可以组成有良好吸声性能的材料。由于颗粒之间形成的间隙，加上一定的厚度，使材料具有多孔材料的吸声性能。

工程上较少直接采用松散的颗粒材料，通常是用粒料加粘结剂和部分填料制成吸声砌块或吸声板材，吸声砌块多用于通风管道，特别是大截面风道内作消声片材料。

1. 影响颗粒性吸声制品吸声性能的主要因素

1）颗粒粒径大小对材料吸声性能影响很大。一般来说，颗粒性吸声制品的中高频吸声性能好，但为提高低频吸收而加大颗粒粒径将达不到预期结果，相反，必须减小颗粒粒径才能提高低频吸声系数。

2）制品中粉料过多，将降低制品中的孔隙率，使整个频带吸声性能下降。

3）成型压缩比是影响制品内部孔隙率或流阻的重要因素，也直接影响制品的体积密度和强度。但强度与吸声系数存在矛盾，压缩比大，制品密实，强度高，吸声性能降低；压缩比过小，体积密度小，强度低，不利于成型。

2. 颗粒吸声制品

（1）膨胀珍珠岩吸声板

膨胀珍珠岩吸声板系由膨胀珍珠岩颗粒与粘结剂经搅拌成型、热处理、整边、表面处理而成的一种轻质装饰吸声板（图 6.2-44、图 6.2-45），它具有防火、保温、隔热不霉烂、施工装配化和干作业等优点。

表 6.2-8　珍珠岩吸声板技术性能

体积密度	280～310kg/m³
抗压强度	3～3.5kg/m²
热导率	0.035～0.07W/（m·K）
吸湿率	24 小时吸湿 2.2%
规　格	500mm×250mm×35mm，500mm×250mm×50mm

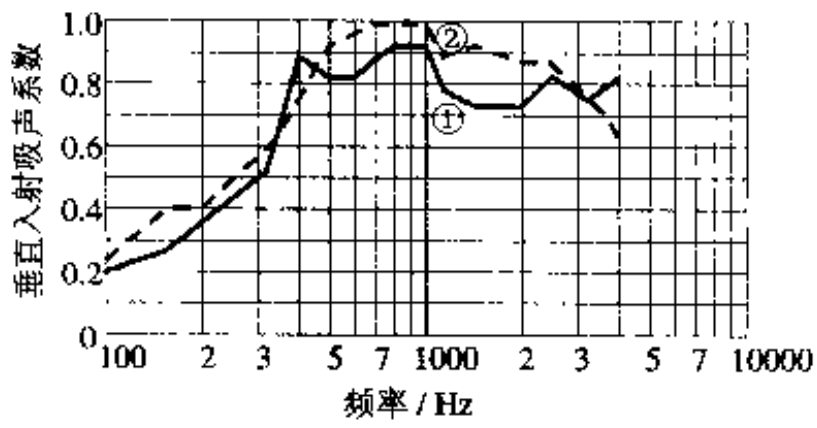


图 6.2-44　膨胀珍珠岩吸声板的吸声特性

厚度：① 35mm　② 50mm

表 6.2-9　膨胀珍珠岩装饰吸声板技术性能

体积密度	$<360kg/m^3$
抗折强度	$>1\times10^{-4}MPa$
热导率	0.07W/（m·K）
吸湿率	≤10%
吸水率	180%
规　　格	500mm×500mm×20mm， 305mm×305mm×20mm， 305mm×305mm×10mm

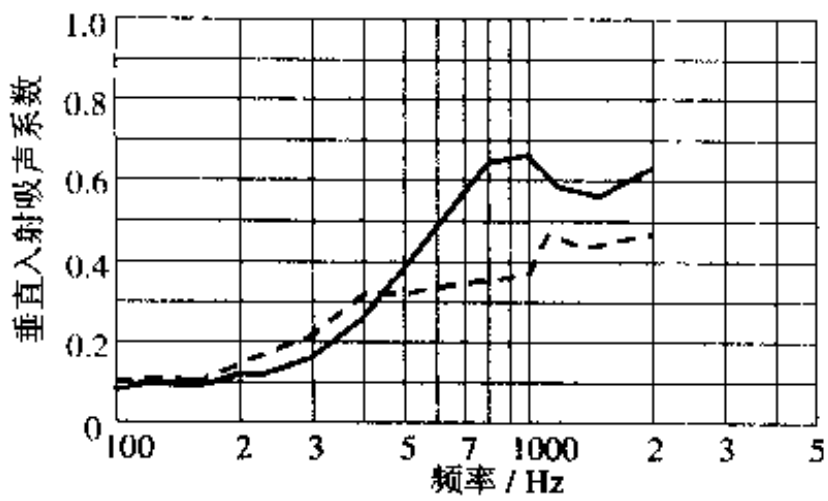


图 6.2-45　膨胀珍珠岩装饰吸声板的吸声特性

板厚 20mm（两种不同配比板材）

（2）陶土吸声砖

陶土吸声砖系以碎砖瓦破碎、经筛选、与胶结剂、气孔激发剂混合搅拌成型、高温燃烧而成，它耐潮、防火、耐腐蚀、强度较高，适用于具有高速气流的强噪声排气消声结构中。其技术指标、吸声性能见表 6.2-10、图 6.2-46。

表 6.2-10　陶土吸声砖的技术指标

体积密度 /（kg/m^3）	抗压强度 / MPa	抗弯强度 / MPa
1250	不小于 7	不小于 2.3
吸水率（%）	显气孔率（%）	热导率 /[W/（m·K）]
33.2	48	20℃：0.18 300℃：0.47

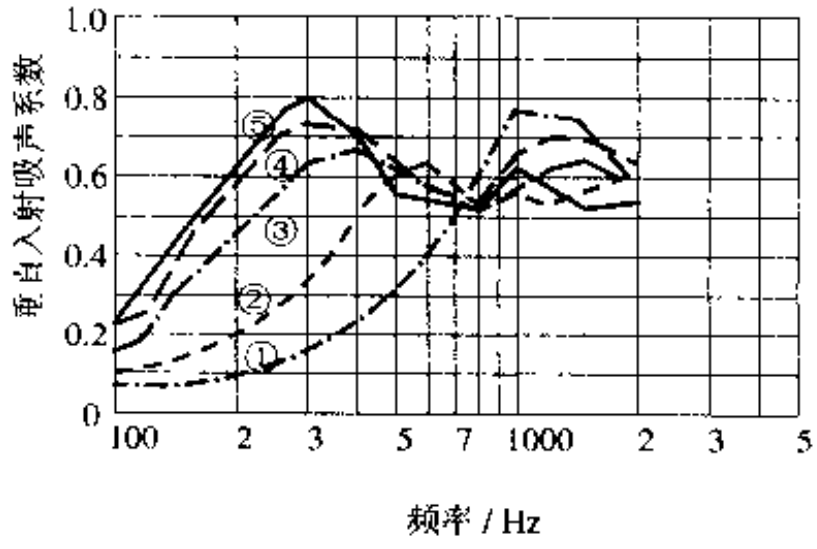


图 6.2-46　陶土吸声砖不同厚度时的吸声特性

体积密度：1250kg/m^3，厚度：① 30mm ② 50mm ③ 80mm ④ 100mm ⑤ 120mm

2.3.3　泡沫材料

1. 泡沫塑料制品

它的种类很多，均以所用树脂取名，主要产品有聚苯乙烯、聚氨乙烯、聚氨基甲酸酯泡沫塑料（即聚氨酯泡沫塑料）、脲醛泡沫塑料、酚醛泡沫塑料等，但大多是闭孔型，主要用于保温绝热及仪器包装，而用于吸声的仅是少数开孔型泡沫塑料制品，如泡沫尿醛塑料、软质聚氨酯泡沫塑料。

泡沫塑料较普遍的缺点是不防火、易燃烧并存在老化问题，根据一些建筑物使用情况，在不直接照射阳光的室内可用十年，若用于阳光直接照射或潮湿不通风处，则寿命大大缩短。

（1）聚氨酯泡沫塑料按其软硬程度分为硬性和软性泡沫塑料。软性泡沫塑料系开孔型，可用作吸声材料。由于在工艺上对不同批生产的泡沫塑料的透气性控制不能做到完全一致，因此工程上使用的泡沫塑料吸声系数应专门测定，不可搬用。

（2）尿醛泡沫塑料即米波尔，又称氨基泡沫塑料，外观洁白，质轻如棉，体积密度小（小于 20kg / m^3），吸声性能好价格较低，缺点是吸水性强，机械强度较低（抗压强度 0.2kg / m^2），（图 6.2-47、图 6.2-48）。

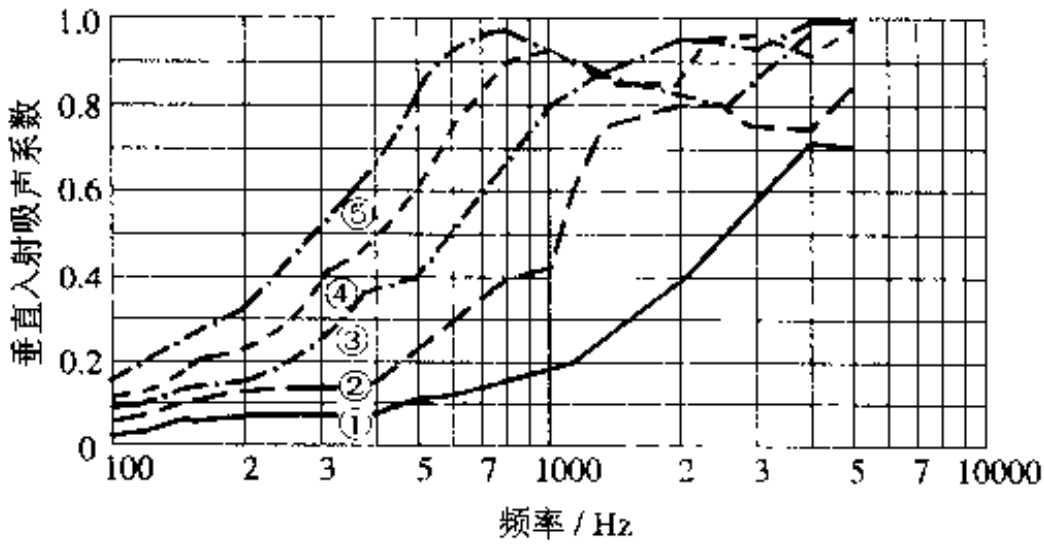


图 6.2-47　不同厚度聚氨酯泡沫塑料吸声特性

厚度：① 20mm　② 40mm　③ 60mm　④ 80mm　⑤ 100mm

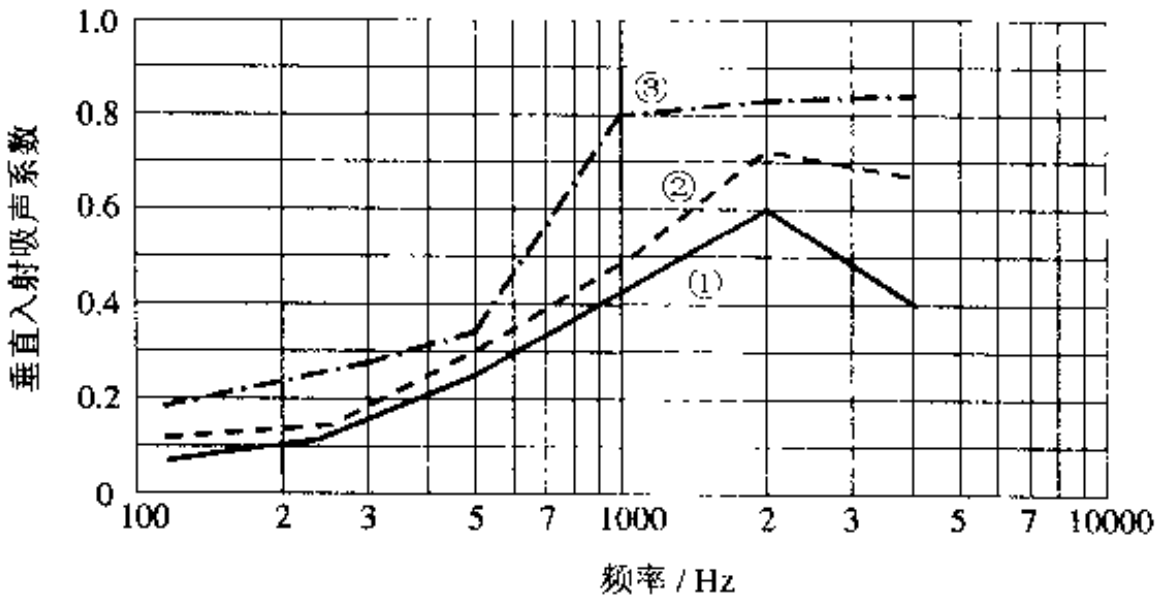


图 6.2-48　尿醛泡沫塑料的吸声特性

厚度：① 25mm　② 50mm　③ 100mm

2. 其他泡沫材料

有泡沫玻璃、加气混凝土等。由于材料内部微孔贯通程度不一，吸声系数偏低，使用较少。

2.3.4　帘幕、植绒

具有一定透气性的纺织品，在距墙一定距离作帘幕时，相当于背后有一空气层的多孔吸声材料，因而对中、高频具有一定的吸声效果，而且由于安装拆除方便，对控制和调整室内吸声特性很有作用。

设帘幕距刚性壁的距离为 L，吸收峰频率是：

$$f=\frac{(2n-1)\,c}{4L} \qquad (6.2\text{-}11)$$

式中　c —— 声速，一般取 340m/s；

L —— 空气层厚度（m）；

n —— 正整数。

图 6.2-49 所示为帘幕的吸声频谱，它的第一个吸收峰频率随空气层厚度 L 变化，大致在 $c/(4L)$（Hz）附近。

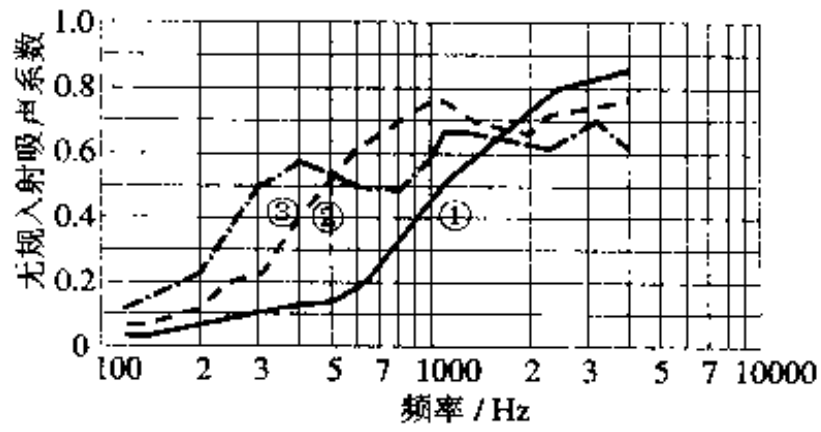


图 6.2-49　帘幕的吸声特性

密度 0.26kg/m²

空气层厚度：① 30mm　② 100mm　③ 250mm

在纸或布上用粘结剂把长 0.5～3.5mm 的

尼龙纤维进行静电植绒，主要作为室内装饰用的墙纸，它基本属于多孔材料，但由于厚度小、纤维短，所以和纺织品一样，其吸声效果限于高频范围，如图 6.2-50 所示。

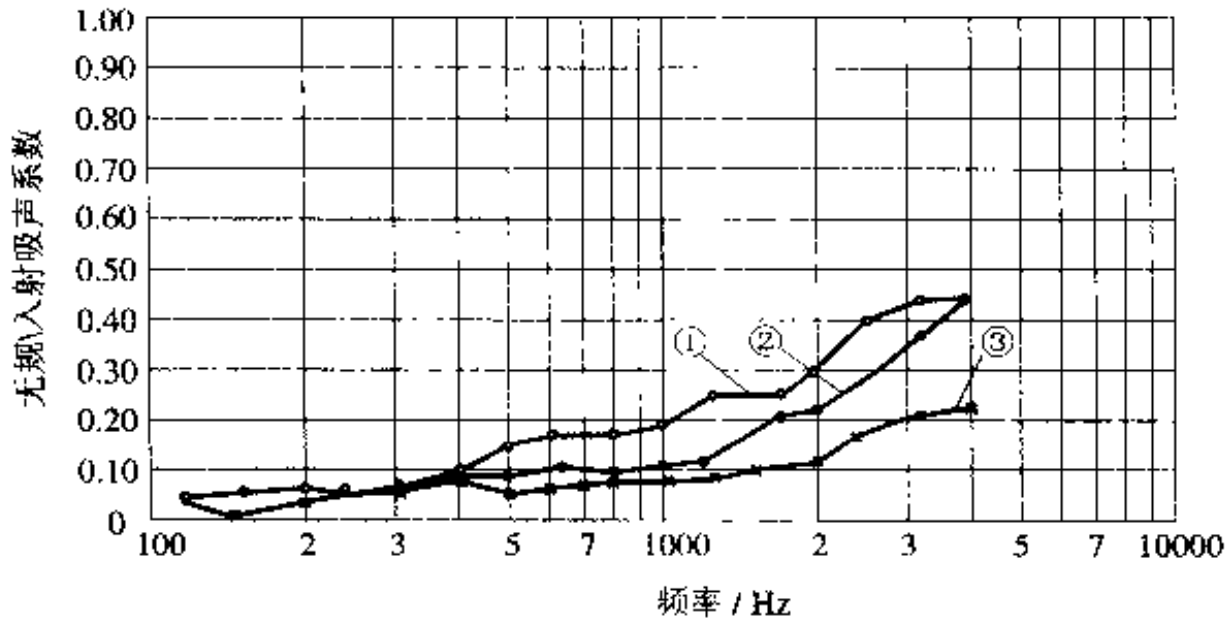


图 6.2-50　人造毛制品的吸声特性

纤维长度：①3.5mm　②1.5mm　③0.5mm

第 3 章　共振吸声结构

多孔吸声材料对低频声吸声性能比较差，因此往往采用共振吸声原理来解决低频声的吸收。由于它的装饰性强，并有足够的强度，声学性能易于控制，故在建筑物中得到广泛的应用。

3.1　单个共振器

3.1.1　结构形式

它是一个密闭的内部为硬表面的容器，通过一个小的开口与外面大气相联系的结构，称为亥姆霍芝共振器（图 6.3-1）。

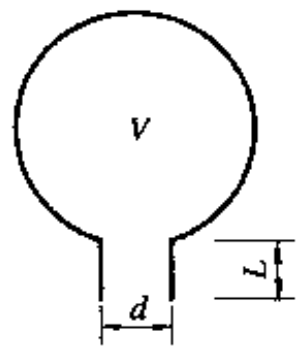


图 6.3-1　单个共振器示意图

3.1.2　吸声原理

单个共振器可看成由几个声学作用不同的声学元件所组成，开口管内及管口附近空气随声波而振动，是一个声质量元件。空腔内的压力随空气的胀缩而变化，是一个声顺元件。而空腔内的空气在一定程度内随声波而振动，也具有一定的声质量。空气在开口壁面的振动摩擦，由于粘滞阻尼和导热的作用，会使声能损耗，它的声学作用是一个声阻。当入射声波的频率接近共振器的固有频率时，孔颈的空气柱产生强烈振动，在振动过程中，由于克服摩擦阻力而消耗声能。反之，当入射声波频率远离共振器固有频率时，共振器振动很弱，因此声吸收作用很小，可见共振器吸声系数随频率而变化，最高吸声系数出现在共振频率处。

3.1.3　共振频率

单个共振器对频率有较强选择性，共振频率 f_0 可由下式求得：

$$f_0 = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{S}{VL_k}} = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{\pi r^2}{V(t+0.8d)}} \quad (6.3\text{-}1)$$

式中　$L_k = t+0.8d$；

c —— 声速；

S —— 颈口面积，$S=\pi r^2$；

r —— 颈口半径；

V —— 空腔体积；

t —— 颈的深度，即板厚；

d —— 圆孔直径。

因为颈部空气柱两端附近的空气也参加振动，需要对 t 进行修正；其修正值一般取 $0.8d$。

3.1.4　设计要点

1）改变开口的尺寸或空腔体积可以得到各种不同的共振频率，共振频率与空腔形状无关。适当缩小颈口面积 S，增大空腔体积 V，可获得较低的共振频率。

2）单个共振器应该用坚硬材料制作，以减少共振器壁的振动损耗，一般采用大的体积，可得到大的频带宽度（但体积也不宜太大，因为基本理论是假定容器的三维尺度比共振频率的波长小）。

3）单个共振器有很强的频率选择性，图 6.3-2 为开有条缝的预制混凝土空心砌块的吸声特性，如果要吸收的是单一频率，单个共振器是有用的。为了充分发挥每个共振器的作用，它们之间在布置上应保持一定距离。

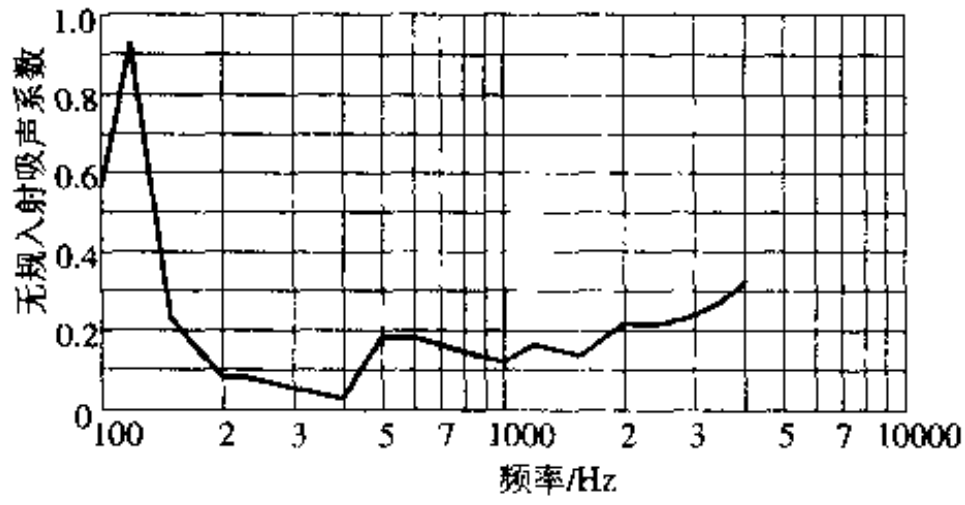


图 6.3-2　开有条缝的预制混凝土空心砌块的吸声特性

（规格：200mm×400mm×240mm，底已敞开，顶面板厚 20～30mm，开 200mm×10mm 条缝，四面侧板厚 40mm）

3.2　穿孔板共振吸声结构

3.2.1　结构形式

在各种薄板上穿孔并在板后设置空气层，必要时在空腔中加衬多孔吸声材料，可以组成穿孔板共振吸声结构（图 6.3-3），由于每个开口背后均有对应空腔，这一穿孔板结构即为许多并联的亥姆霍芝共振器。一般硬质纤维板、胶合板、石膏板、纤维水泥板以及钢板、铝板均可作为穿孔板结构的面板材料。

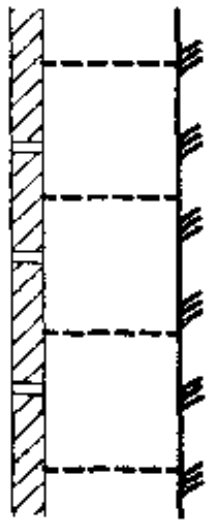


图 6.3-3　穿孔板共振吸声结构简图

3.2.2　吸声原理

由于它是亥姆霍芝共振器的组合，因此可以看作是由质量和弹簧组成的一个共振系统。当入射声波的频率和系统的共振频率一致时，穿孔板颈的空气产生激烈振动摩擦，加强了吸收效应，形成了吸收峰，使声能显著衰减；远离共振频率时，则吸收作用较小。如果在穿孔板后放置多孔材料增加声阻，会使结构吸收频带加宽。

3.2.3　吸声性能的影响因素

影响穿孔板结构吸声特性的主要因素有：

1）板厚、孔径、孔距（或穿孔率）和板后空气层深度，主要影响吸声频率范围。

2）板后空腔内设置吸声材料的类型和位置，主要影响吸声系数和吸声频带宽度。

3）一般，当穿孔率大于 20%时，穿孔板的声质量很小，其声学作用降低，此时整个吸声结构的声学特性主要由板后的吸声材料决定，而穿孔板成为吸声材料的罩面板。

3.2.4　共振频率计算

穿孔板的共振频率（Hz）可按下式计算：

$$f_0 = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{P}{(t+0.8d)L}} \qquad (6.3\text{-}2)$$

式中 L —— 板后空气层厚度；

t —— 板的厚度；

d —— 孔径；

c —— 声速；

P —— 穿孔率（穿孔面积/全面积×100%）。

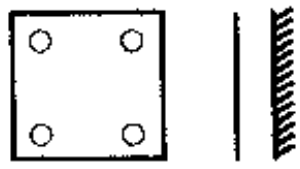
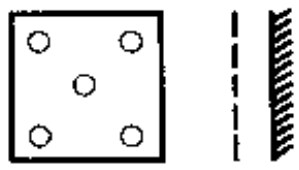
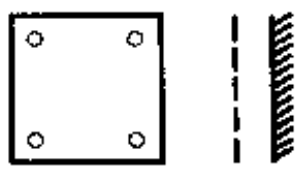
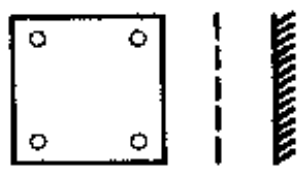
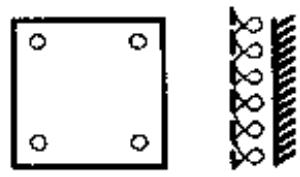
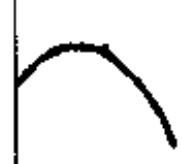
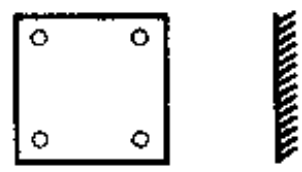
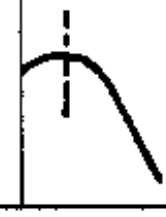
从上式可以看出：

1）穿孔板共振频率 f_0 与穿孔率 P 的平方根成正比，穿孔率加倍，共振频率 f_0 相应提高 1/2 倍频程。

2）f_0 与板后空气层深度 L 的平方根成反比，L 加倍时，f_0 相应降低 1/2 倍频程。

3）f_0 与穿孔的有效长度的平方根成反比，有效长度加倍，f_0 相应降低 1/2 倍频程。

表 6.3-1 穿孔板吸声性能的影响因素

影响因素	构 造	吸声特性示意	备 注
穿孔板			当入射声波的频率与系统的共振频率一致时，出现吸收峰
加大穿孔率			吸收峰向高频移动（如减少穿孔率，则吸收峰移向低频）
缩小孔径			相当于减小穿孔率，吸收峰向低频移动（如加大孔径，则吸收峰移向高频）
加大后空			吸收峰向低频移动（如减小后空，则吸收峰移向高频）
板后加衬多孔材料			吸收峰变宽，主要影响吸声系数值，共振频率稍向低频移动
加大面板厚度			稍向低频移动

4）f_0 与声速 c 成反比，即与热力学温度平方根成正比，因此，同一穿孔板在高温下工作时的吸声频率特性将向高频方向移动。

为简化计算，可由图 6.3-4 所示的列线图求得共振频率。例如，穿孔板厚 t 为 4mm，孔径 d 为 8mm，穿孔率 P 为 0.03，板后空气层厚度 L 为 10cm，求穿孔板共振频率 f_0。由列线图知，$t+0.8d=0.4+(0.8\times0.8)=1.04$，先把 $t+0.8d$ 轴上 1.04 的点和 P 轴上 0.03 的点用直线相连，交于 m 轴上的一点，再将此点与 L 轴上数值为 10 的点相连截 f_0 轴之点（290Hz）就是所求的共振频率。

如果背后空气层厚度超过 200mm，穿孔率大于 15%，应用上式就不能得到较为准确的共振频率，若要使共振频率与上述计算值符合得好，孔距应为孔径的 2 倍以上，也即穿孔率一定时，孔径不能太大。

图 6.3-5、图 6.3-6、图 6.3-7 列出了几种孔距、孔径、厚度已规格化的穿孔板材的共振频率与背后空气层厚度的关系，可参考这些图确定按需要的声频范围而应留的空气层厚度。由于板的材质本身对吸声特性不会发生本质的影响，所以其他材质板材确定共振频率时也可参考使用。

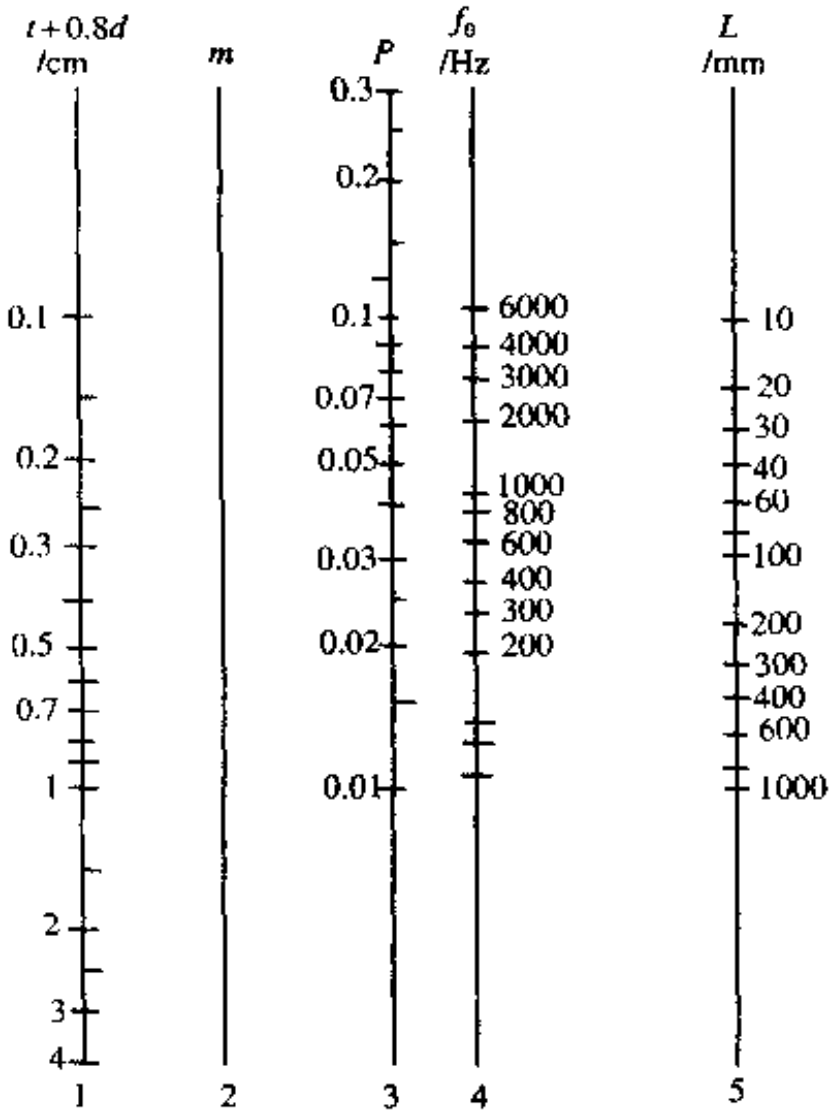


图 6.3-4　估算穿孔板吸声结构共振频率的列线图

t—板厚（cm）　d—孔径（cm）　P—穿孔率（%）

L—板后空气层厚度（cm）　f_0—共振频率（Hz）

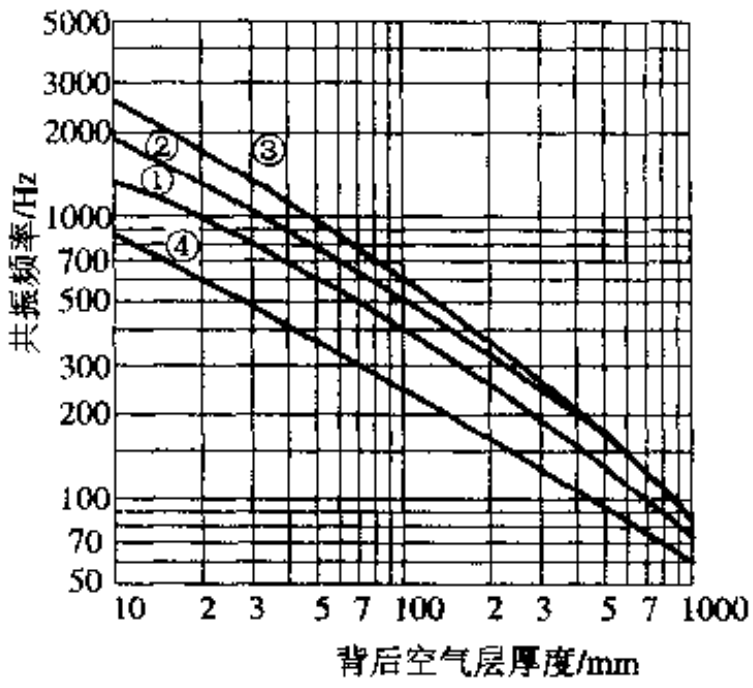


图 6.3-5　穿孔硬质板的背后空气层和共振频率的关系

板厚 5mm，穿孔尺寸（mm）：① ϕ4，孔距 15

② ϕ6，孔距 15　③ ϕ9，孔距 15　④ ϕ9，孔距 45

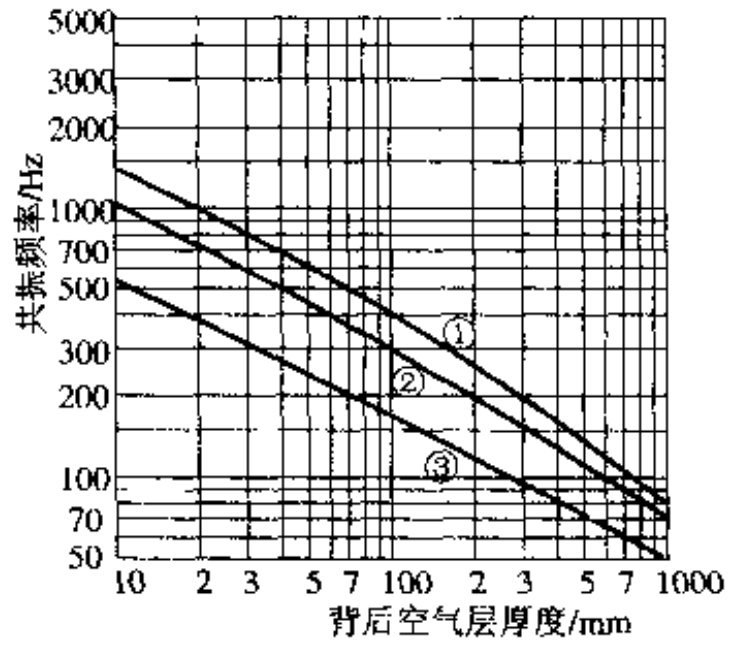


图 6.3-6　穿孔胶合板的背后空气层和共振频率的关系

板厚 4mm，穿孔尺寸（mm）：① ϕ9，孔距 30

② ϕ5，孔距 25　③ ϕ5，孔距 50

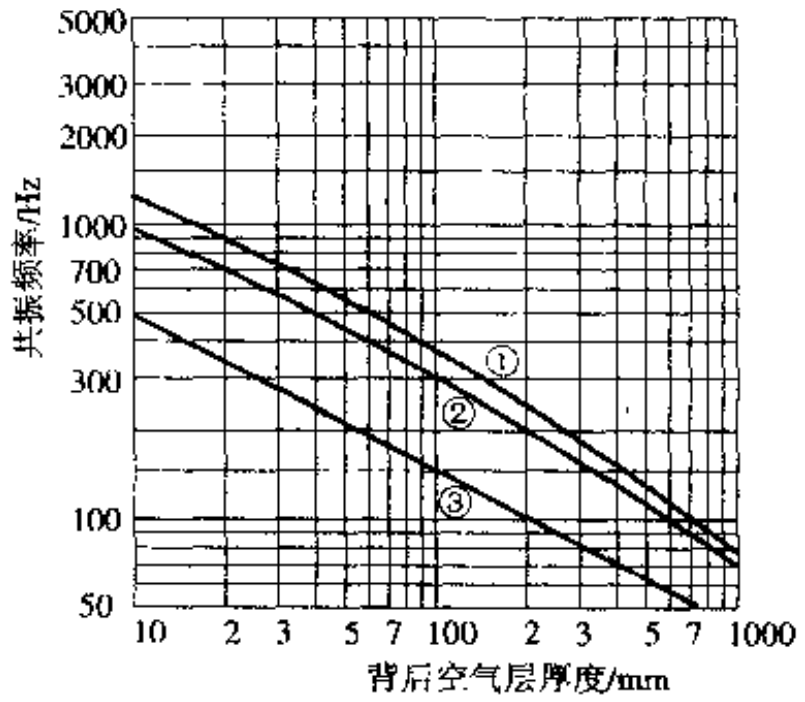


图 6.3-7　穿孔胶合板的背后空气层和共振频率的关系

板厚 6mm，穿孔尺寸（mm）：① ϕ9，孔距 30

② ϕ5，孔距 25　③ ϕ5，孔距 50

穿孔板用于室内吊顶时，背后空气层很大，厚度往往达到 500mm 以上，其共振频率（Hz）可用下式进行近似计算：

$$f_0 = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{P}{(t+0.8d)L + PL^2/3}} \qquad (6.3\text{-}3)$$

由于空气层厚度大，在低频将出现共振吸取，若在板后设多孔材料会使中、高频也有良好的吸收，图 6.3-8 表明，这种结构具有频带较宽的吸声特性。

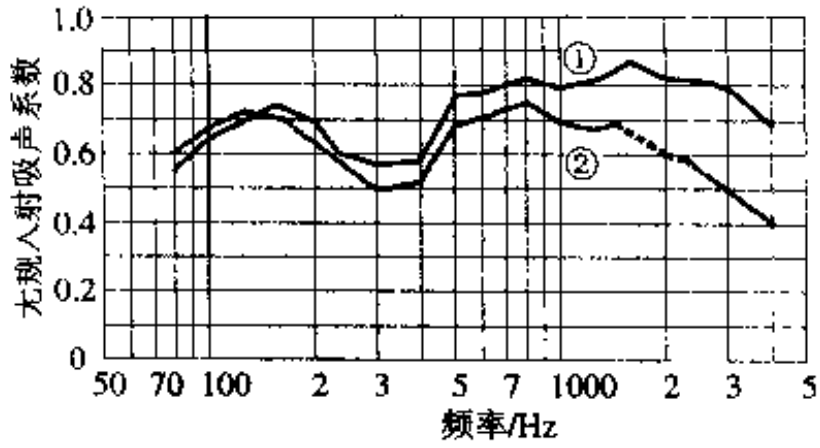


图 6.3-8　背后空气层很大的穿孔板结构的吸声特性

穿孔板厚 5mm，背后空气层 500mm，

穿孔板后放 25mm 厚玻璃棉板；穿孔尺寸（mm）：

① ϕ7.5，孔距 15　② ϕ5，孔距 15

3.2.5　穿孔板穿孔率

圆孔正方形排列（图 6.3-9a）

$$P=\frac{\pi}{4}\frac{d^2}{B^2} \qquad (6.3\text{-}4)$$

圆孔三角形排列（图 6.3-9b）

$$P=\frac{\pi}{2\sqrt{3}}\frac{d^2}{B^2} \qquad (6.3\text{-}5)$$

狭缝平行排列（图 6.3-9c）

$$P=\frac{d}{B} \qquad (6.3\text{-}6)$$

为减少计算手续，也可由表 6.3-2、图 6.3-10 查得穿孔率。

表 6.3-2　穿孔率 P 与比值 d/B 的关系

穿孔率（%）	比值 d/B		
	正方排列	三角排列	平行排列
0.5	12.5	13.5	200
0.6	11.4	12.3	167
0.7	10.6	11.4	143
0.8	9.9	10.6	125
0.9	9.3	10.0	111
1.0	8.9	9.6	100
1.2	8.1	8.7	85
1.4	7.5	8.0	71
1.6	7.0	7.5	62
1.8	6.6	7.1	56
2.0	6.2	6.6	50
2.5	5.6	6.0	40
3.0	5.1	5.5	33
3.5	4.7	5.1	29
4.0	4.3	4.6	25
4.5	4.2	4.5	22
5	3.9	4.3	20
6	3.6	3.9	17
7	3.4	3.6	14
8	3.1	3.4	13
9	2.9	3.2	11
10	2.8	3.0	10
12	2.6	2.7	8.5
14	2.4	2.5	7.1
16	2.2	2.3	6.2
18	2.1	2.2	5.6
20	2.0	2.1	5.0
25	1.8	1.9	4.0
30	1.6	1.7	3.3
35	1.5	1.6	2.9
40	1.6	1.5	2.5
45	1.3	1.4	2.2

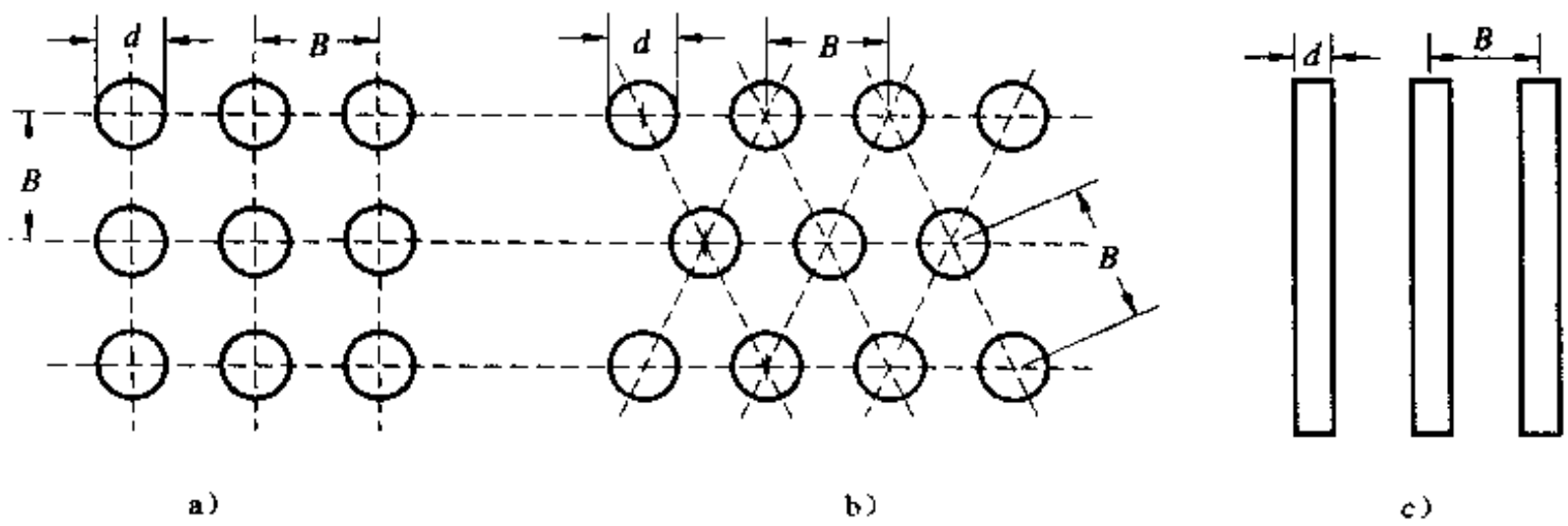


图 6.3-9　常用穿孔排列方式

a）正方排列　b）三角排列　c）平行排列

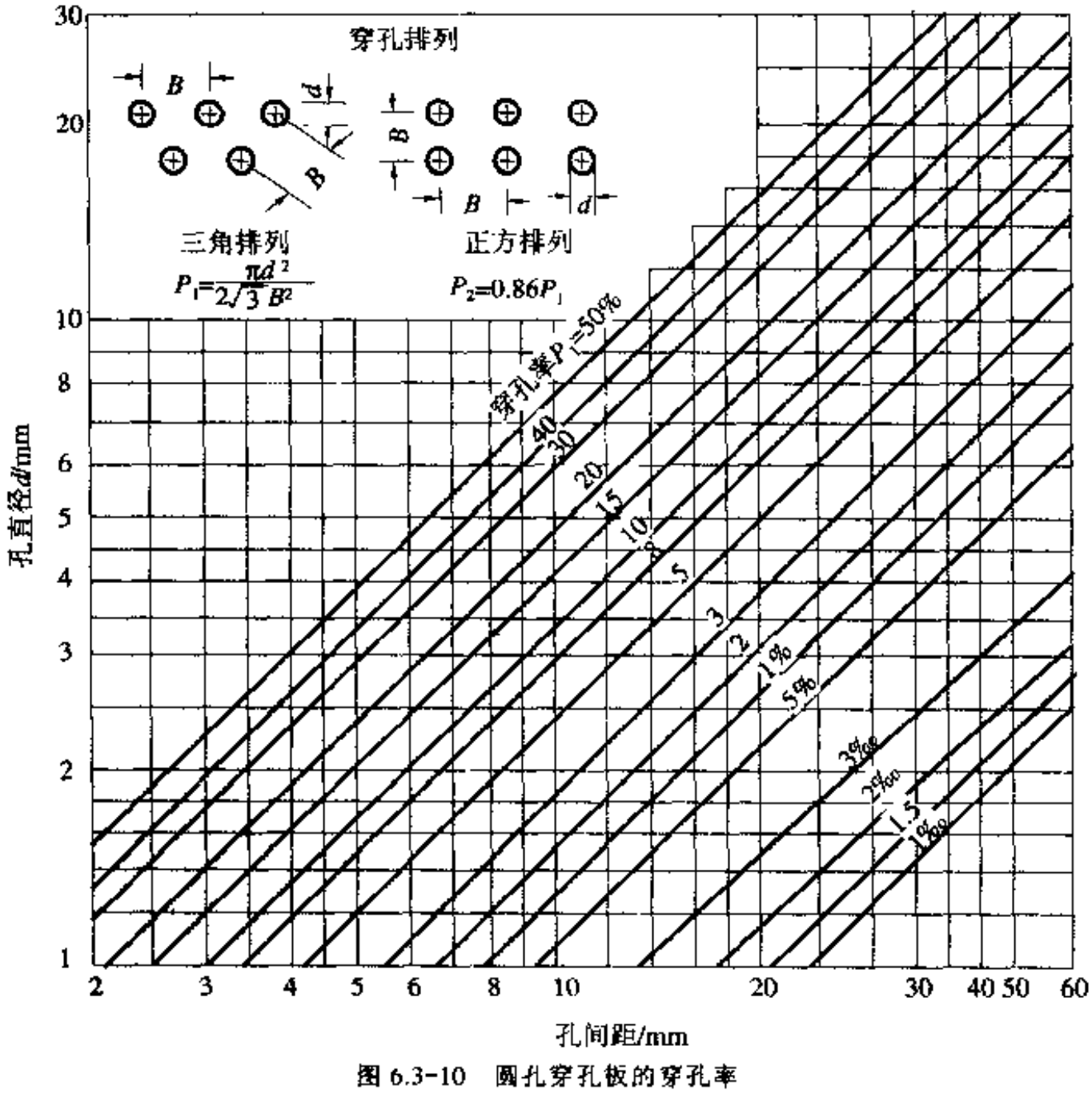


图 6.3-10　圆孔穿孔板的穿孔率

3.2.6　共振时的吸声系数

当声波垂直入射时，共振吸声结构的吸声系数为：

$$\alpha=1-|R|^2=\frac{4r}{(1+r)^2+x^2} \qquad (6.3\text{-}7)$$

式中　R ——声压反射系数；

r、x ——共振吸声结构的相对声阻率与相对声抗率（与空气特性阻抗$\rho_0 c_0$的相对比值），为无量纲的量。

共振时，声抗为零，吸声系数为极大值，可得：

$$\alpha_r=\frac{4r}{(1+r)^2} \qquad (6.3\text{-}8)$$

从上式可看出，共振时的吸声系数α_r只与相对声阻率有关，当 $r=1$ 时，$\alpha_r=1$，将 r 换成 $1/r$ 时，α_r 仍不变，这说明有两个互为倒数的 r 值（大于 1 与小于 1）与同一α_r值相对应；要达到较高的共振吸声系数，其相对声阻率 r 宜控制在 1 左右，r 值过大或过小都不合适。图 6.3-11 为共振吸声系数随相对声阻率的变化曲线，可以确定 r 或 $1/r$ 值。

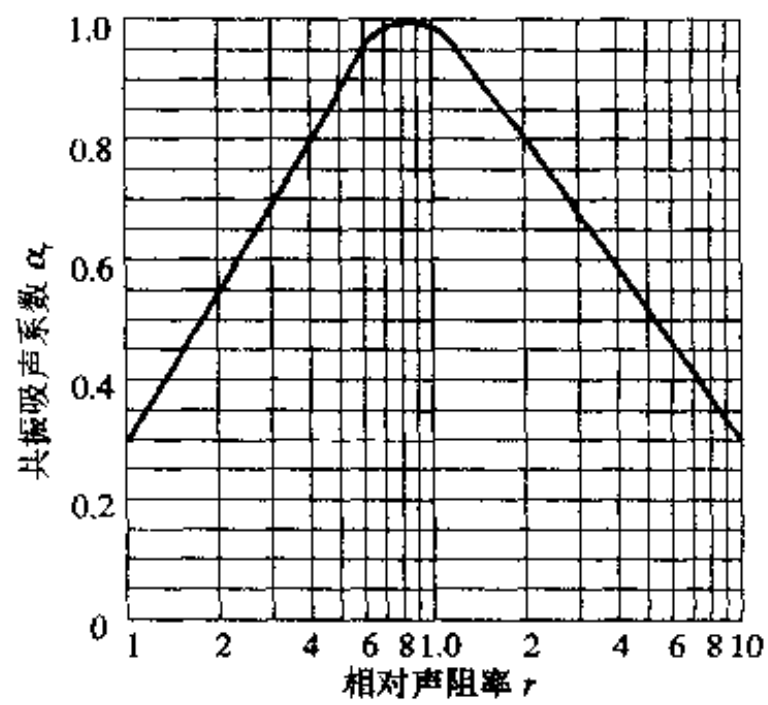


图 6.3-11　共振时吸声系数α_r随相对声阻率 r 的变化

当缺少实测条件，从工程设计实用角度，可参考以下图例，了解穿孔板后空腔设置与不设置吸声材料的吸声特性，图 6.3-12、图 6.3-13 中横轴是以入射声波频率 f 与穿孔板共振频率 f_0 之比，即 f/f_0 来表示，按上述公式求出穿孔板共振频率与图中 f/f_0 对照，就可得出这一构造的吸声特性，可以满足实用的要求。

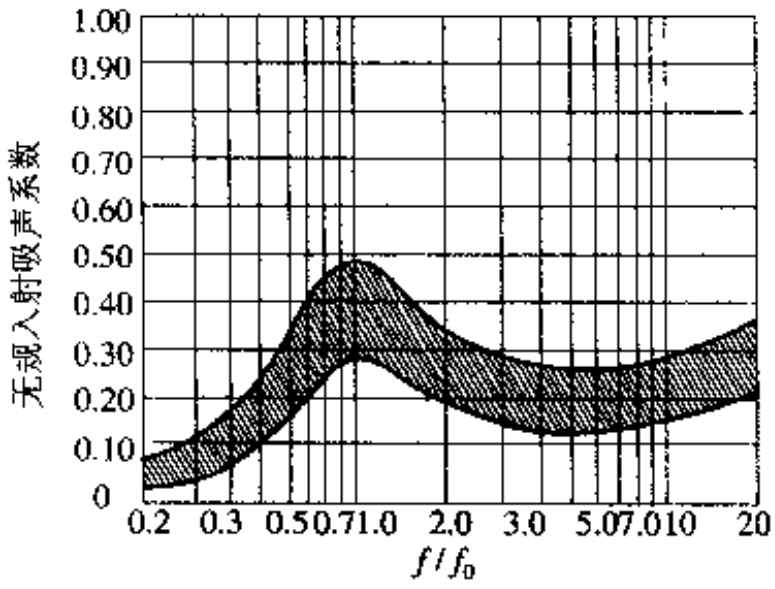


图 6.3-12　穿孔板结构的吸声特性（1）

（没有底层材料穿孔板的穿孔率：0.03～0.20，背后空气层：30～300mm）

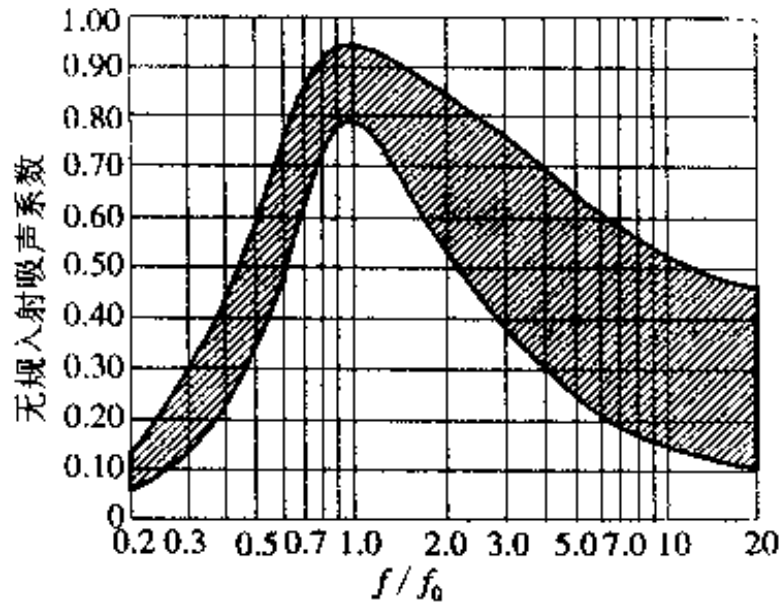


图 6.3-13　穿孔板结构的吸声特性（2）

（有底层材料穿孔板穿孔率：0.03～0.20，背后空气层：30～300mm）

底层材料：玻璃棉或岩棉，厚 25～30mm（直接放在穿孔板后面）在 $f/f_0>1$ 的范围内，穿孔率越大，吸声系数也越大

由于图 6.3-12、图 6.3-13 中，吸声系数均用一数值范围表示，为进一步确定其吸声特性，可结合以下因素来推断其吸声系数：

1）当空腔不放吸声材料时，存在着穿孔率越小，共振吸声系数越大的趋势，即穿孔率小时，吸声系数选该范围内偏高的数值。同样，背后空气层深时，频带宽度相对要宽，则宜选该范围内偏低数值。

2）空腔内设置吸声材料时，在 $f/f_0>1$ 时，吸声系数高低范围扩大，这主要是穿孔率的影响，穿孔率增大，吸声系数会提高，可由穿孔率大小来推断其吸声系数。

图 6.3-14 为穿孔板由于放入多孔材料所引起的变化。

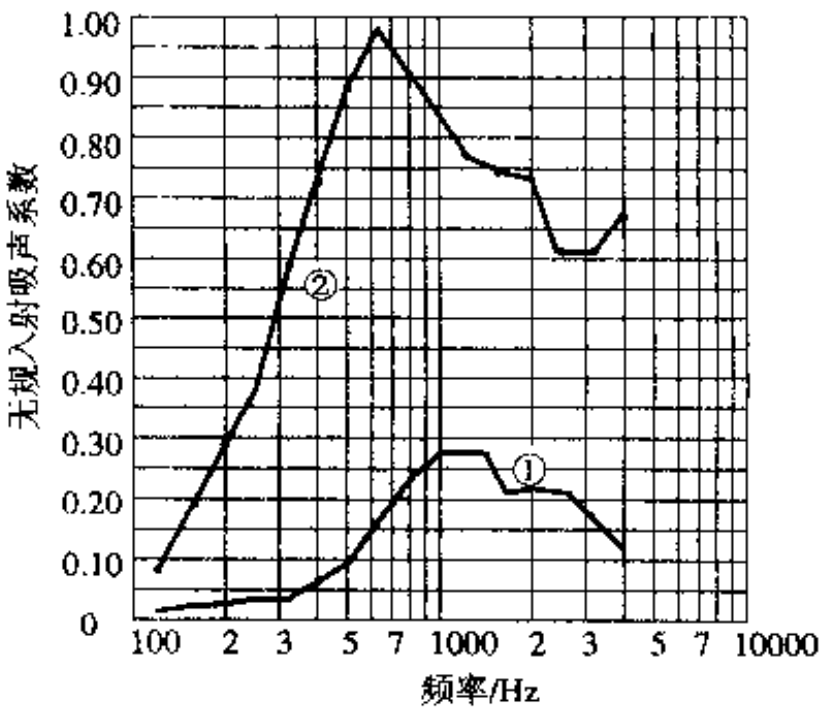


图 6.3-14　穿孔板结构由于多孔底层材料引起的吸声特性的变化

穿孔板：厚 4mm，孔径 5mm，孔距 12mm，

底层材料：① 没有　② 岩棉：厚 25mm

3.2.7　共振吸声频带宽度

以 f_1、f_2 分别代表吸收峰高低频段吸声系数降低为 $\alpha_r/2$ 的频率，f_2 与 f_1 间的倍频程数称为共振吸声频带宽度 Ω，由理论推导可得出：

$$\Omega = 6.6\lg\left[\sqrt{1+\left(\frac{1}{2Q}\right)^2}+\frac{1}{2Q}\right] \quad (6.3\text{-}9)$$

式中　Q ——无量纲参数，称为品质因数。

$$Q = \frac{\lambda r}{2\pi L(1+r)} \quad (6.3\text{-}10)$$

式中　L ——空腔深度；

λr ——共振时声波波长；

r ——相对声阻率，是无量纲量。

从上式可得出：

1）共振吸声频带宽度由无量纲参数 Q 决定，Q 值越小，则吸声频带越宽；Q 值越大，则吸声频带越窄。

2）Q 值与空气层深度 L 成反比，与共振时的波长 λr 成正比，比值 $L/\lambda r$ 越大时，Q 值越低，相应的吸声频带宽度也就越大。

3）Q 值还与相对声阻率有关，r 值较大时，Q 值就相应较低，频带宽度也较宽。

已知 $r=1$ 时，共振吸声系数 α_r 达到最大值，但偏离共振频率时，吸声系数明显下降，因此，从吸声频带宽度考虑，r 值选取 1.5～2 左右较为合适。

3.2.8　板后空腔设计

1. 穿孔板后空气层填多孔材料

当穿孔板后空气层填入疏松吸声材料时，空腔内的声质量和声顺都增加，穿孔的末端阻抗也增加，也即相当于空腔的有效深度增大，穿孔的有效长度也增加，与未填材料时相比，共振频率向低频方向移动，移动量通常在一个倍频程以内，同时吸声系数有所提高（图 6.3-14）；其次由于在孔颈和空腔内产生较高的声阻，当穿孔率比较低时，主要产生在孔颈处，穿孔率较高时，主要产生在空腔内。由于空腔内填入吸声材料后产生了相当高的声阻率，因此孔颈处的声阻率不宜过大，可通过穿孔率加以调节，通常穿孔率不宜小于 5%。

当穿孔板后空气层的一部分填入吸声材料时，为增加孔颈附近的阻力，吸声材料应尽量接近穿孔板，如果材料厚度超过 25mm，可以置于空气层中间，如图 6.3-15 所示，当吸声材料离穿孔板 50mm 以上时，其吸声系数将降低。（见图 6.3-16）。

2. 穿孔板后贴织物

在穿孔板后紧贴织物，并选配一定的穿孔率，也可获得适当的摩擦阻力。穿孔板的声阻可看成许多个孔的声阻的并联，单位面积内的孔数越多，并联后的声阻就越低，也即穿孔率与声阻率成反比。设织物的相对声阻率为 r_0，紧贴于穿孔率为 P 的穿孔板后，此时穿孔板

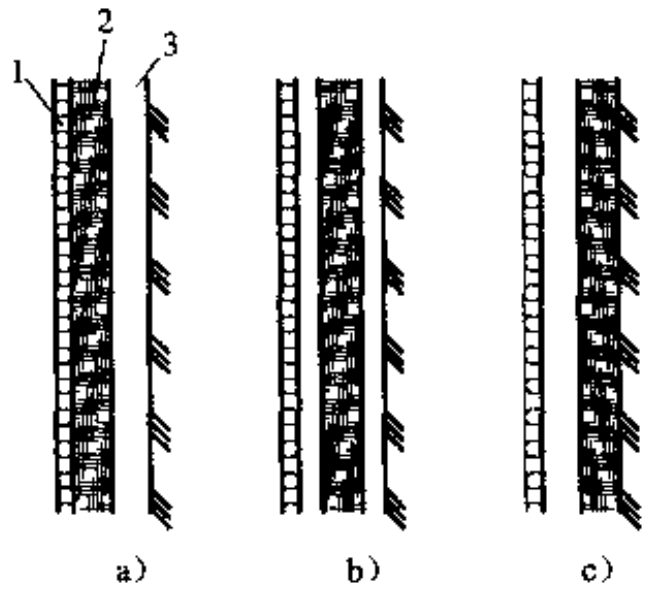


图 6.3-15　穿孔板背衬材料的位置

1—穿孔板　2—背衬材料　3—空气层

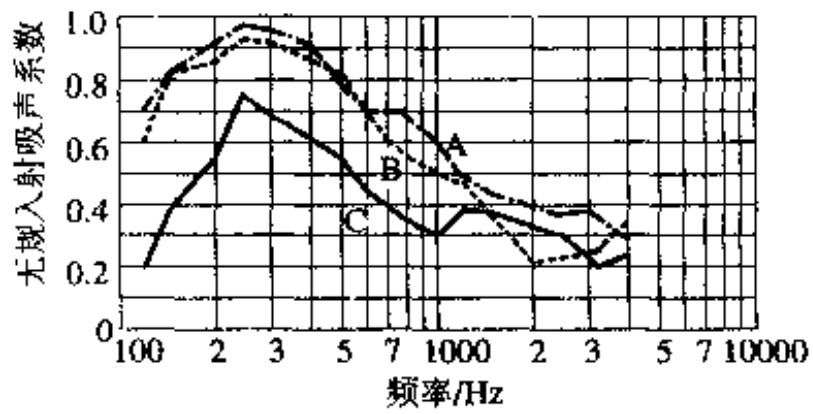


图 6.3-16　穿孔板结构中由于背衬材料的位置引起吸声特性的变化

A、B、C 背衬材料的位置参见图 6.3-15a、b、c

的相对声阻率 r 增大为：

$$r=\frac{r_0}{P}$$

常用的玻璃纤维布，在 500Hz 的声阻率，布面较薄较疏松的为 0.05～0.08，布面较厚较密实的约 0.3 左右，疏密适中的为 0.08～0.12，当穿孔板穿孔率在 5%～10%时，穿孔板的相对声阻率 r 控制在 1 左右，可获得良好的吸声效果。金属网的相对声阻率很低，一般为 0.01～0.06，相应的穿孔率宜在 1%～5%范围内。

3.2.9　双层穿孔板结构

要使共振吸声结构在较宽的频率范围内有良好的吸声性能，可进行共振器的组合，由两层或多层穿孔板组合的穿孔板吸声结构，可以看成是多个互相偶合在一起的共振吸声结构，一般有两个或多个吸收峰，吸收频带宽度能够

在 2~3 个倍频程内得到较高的吸声系数，它不仅对低频而且对中、高频也有较高的吸收。

图 6.3-17 为双层穿孔板吸声结构示意图，双层穿孔板的设计应当是第一层深度小于第二层深度，各层深度不要相等或彼此成倍数，同时各层穿孔率及背面所贴阻性材料也应当使总的透气性第一层比第二层好。

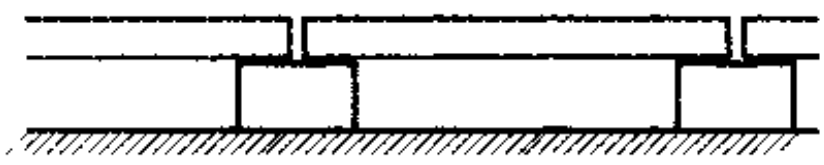


图 6.3-17　双层穿孔板吸声结构施工示意图

双层结构是两个“串联”在一起的共振吸声结构，也可把两个或多个具有不同共振频率的穿孔板结构“并联”在一起，“并联”结构吸声频率特性与“串联”结构相类似，也具有双峰或多峰特性，同样可展宽吸声频带，在施工工艺上也比“串联”多层结构简单。

3.2.10　施工注意事项

1）为保证穿孔板吸声特性符合设计要求，穿孔板表面油漆时要防止油漆流堵而缩小穿孔直径，对易生锈的金属穿孔板也要防止因生锈或腐蚀而改变孔径尺寸。

2）穿孔板后如使用织物，应使织物与穿孔板紧密贴合，并防止粘合剂破坏织物的透气性。

3）不同材料钻孔、冲孔的规整程度不一，从美观角度，在用料上应加以选择，如用水曲柳三夹板、五夹板打孔会出现毛刺，不如采用椴木三（五）夹板好；易生锈铁板打孔后宜加电镀处理。

3.3　微穿孔板共振吸声结构

普通穿孔板在使用中最大问题是声阻过小，背后不填多孔材料时吸声频带较窄，为了加宽吸声频带，用板厚、孔径均在 1mm 以下、穿孔率为 1%～5%的薄金属板与背后空气层组成共振吸声结构，由于穿孔细而密，因而比穿孔板的声阻大得多，而声质量要小得多，声阻与声质量之比大为提高，不用另加多孔材料就可以成为良好的吸声结构，这种穿孔板称为微穿孔板。微穿孔板吸声结构的优点是构造简单、易于清洗、耐高温，所以它适合于高速气流、高温或潮湿等特殊环境。

为达到吸收不同频率声音的要求，常常作成双层或多层的组合结构。图 6.3-18 为双层微穿孔板结构的吸声特性，其前腔为 80mm，后腔为 120mm，前后层微穿孔板穿孔率分别为 2%和 1%，孔径、板厚均为 0.8mm，较高的共振频率在 800Hz 处由前腔决定，240Hz 处的共振频率由后腔决定。

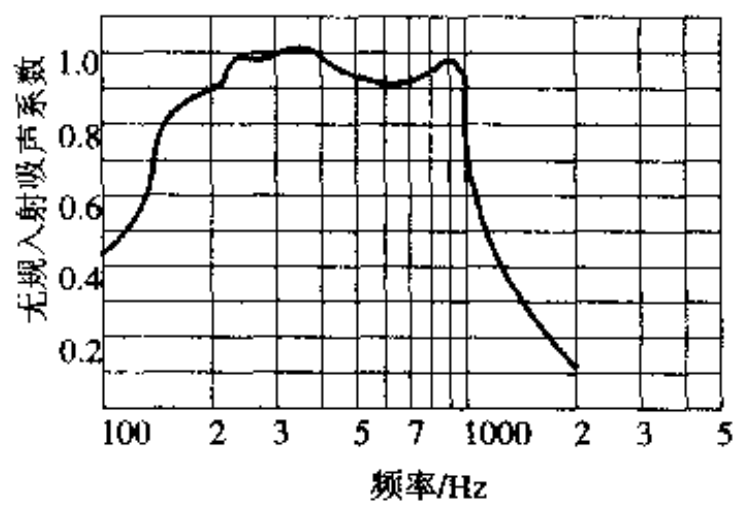


图 6.3-18　双层微穿孔板吸声特性

马大猷院士在深入的理论分析研究的基础上，提出了微穿孔板理论和计算方法：

微穿孔板的相对声阻抗率（以空气特性阻抗 $\rho_0 c$ 为单位）：

$$Z = r + j\omega m - jctg\frac{\omega D}{c} \quad (6.3\text{-}11)$$

式中　c —— 声速（m/s）；

D —— 空气层深度（mm）；

ω —— 角频率，$\omega=2\pi f$（f 为频率）；

r —— 相对声阻率，$r=atK_r/d^2P$；

m —— 相对声质量，$m=0.294\times10^{-3}tK_m/P$；

d —— 孔径（mm）；

t —— 板厚（mm）；

P —— 穿孔率（%）；

K_r —— 声阻系数；

K_m —— 声质量系数。

$$K_r = \sqrt{1+\frac{x^2}{3}} + \frac{\sqrt{2}x}{8}\frac{d}{t} \quad (6.3\text{-}12)$$

$$K_m = 1 + \frac{1}{\sqrt{9 + \frac{x^2}{2}}} + 0.85\frac{d}{t} \quad (6.3\text{-}13)$$

式中　$x = \sqrt{\frac{fd^2}{10}}$。

声吸收的频带宽度，近似地由 r/m 决定，比值越大，吸声频带越宽。

$$\frac{r}{m} = \frac{L}{d^2}\frac{K_r}{K_m} \quad (6.3\text{-}14)$$

或　$$\frac{r}{m} = 50f\frac{K_r/K_m}{X^2} \quad (6.3\text{-}15)$$

式中　L —— 常数，金属板 L=1140，隔热板 L=500。

K_r/K_m 的近似计算式为：

$$K_r/K_m = 0.5 + 0.1x + 0.05x^2$$

利用以上计算式，可以从要求的 r、m、f 求出微穿孔板的 x、d、t、r。

微穿孔板吸声结构的共振频率：

$$f_r = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{P}{L_K D}} \quad (6.3\text{-}16)$$

$$L_K = t + 0.8 + \frac{PD}{3} \quad (6.3\text{-}17)$$

式中　$PD/3$ —— 末端修正；

D —— 腔深。

采用双层吸声结构，可以得到更宽的吸声频带，此时有两个共振吸收峰，其共振频率为：

$$f_{r1} = \frac{c}{4\pi}\sqrt{\frac{P_2}{D_1 l_2}\left[\sqrt{\left(\frac{P_1}{P_2} + \sqrt{\frac{D_1}{D_2}}\right)^2} - 1 + \sqrt{\left(\frac{P_1}{P_2} - \sqrt{\frac{D_1}{D_2}}\right)^2} + 1\right]} \quad (6.3\text{-}18)$$

$$f_{r2} = \frac{c}{4\pi}\sqrt{\frac{P_2}{D_1 l_2}\left[\sqrt{\left(\frac{P_1}{P_2} + \sqrt{\frac{D_1}{D_2}}\right)^2} - 1 - \sqrt{\left(\frac{P_1}{P_2} - \sqrt{\frac{D_1}{D_2}}\right)^2} + 1\right]} \quad (6.3\text{-}19)$$

式中　D_1 —— 前腔腔深；

P_1 —— 前腔穿孔率；

l_2 —— 后腔板厚；

D_2 —— 后腔腔深；

P_2 —— 后腔穿孔率。

反共振频率 $f_{反}$ 为：

$$f_{反} = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{P_2}{L_2}\left(\frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2}\right)} \quad (6.3\text{-}20)$$

微穿孔板吸声系数为：

$$\alpha = \frac{4r}{(1+r)^2 + (2\pi gy - \mathrm{ctg}\,2\pi y)^2} \quad (6.3\text{-}21)$$

式中　$y = fD/c$；

$g = mc/D$。

当产生共振时，

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

共振频率 f_r 时的最大吸声系数为：

$$\alpha_0 = \frac{4r}{(1+r)^2} \quad (6.3\text{-}22)$$

$\alpha_r / 2$ 时的频带宽度 $\Delta f = f_2 - f_1$，由下式确定：

$$2\pi f_1 m - \mathrm{ctg}\frac{2\pi f_1 D}{c} = (1+r) \quad (6.3\text{-}23)$$

$$2\pi f_2 m - \mathrm{ctg}\frac{2\pi f_2 D}{c} = (1+r) \quad (6.3\text{-}24)$$

按需要确定 α_r 及 f_2、f_1，可以算出 r、m、D 值，再定出微穿孔的结构参数。

以上表明，微穿孔板孔径小，所以 r 值比普通穿孔板大得多，而声质量也小，故微穿孔板适于宽频带吸收。当微穿孔板板厚 0.2～1mm，孔径 0.2～1mm，穿孔率 0.5%～4%，试验表明其吸声效果很好，特别是穿孔率在 1%～2.5%，效果更明显。当板厚大于 1mm，孔径大于 1mm，穿孔率过大或过小，吸声系数明显下降。

本篇末的吸声系数表列出了工程常用的不同孔径、孔距、空气层深度的微穿孔板吸声系数，可供工程参考使用。

3.4　狭缝共振吸声结构

3.4.1　结构形式

系由圆形孔穿孔板结构发展而成，当圆形孔变为平行窄缝的形式，并且狭缝长度与声波波长相当或更长时，即为狭缝构造。它对于多孔吸声材料起护面作用。如果狭缝面积与整体面积比在 15%～20%以下，就成为一种共振吸声结构。

由木条或金属板条所构成的狭缝吸声结构有丰富的竖线条，如与其他形式面板组合，可获得良好的室内装饰效果。只要控制好狭缝部分面积与总面积的比例，就可以形成不同吸声特性的狭缝共振吸声结构。

3.4.2　吸声原理

与穿孔板共振吸声结构相同，狭缝中相当于质量的空气柱与背后相当于弹簧的空腔组成一个振动系统，当入射声波频率接近系统的固有频率，即出现共振，出现吸收峰值。

3.4.3　共振频率计算

1. 狭缝构造

$$f_0=\frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{P}{(t+l_e)L}} \qquad (6.3\text{-}25)$$

式中　c ——声速；

P ——穿孔率（%）；

t ——板厚；

L ——板后空气层厚度；

l_e ——板厚的末端修正。

$$l_e=\frac{2}{\pi}b\ln\left(\csc\frac{\pi}{2}\cdot\frac{b}{B}\right) \qquad (6.3\text{-}26)$$

式中　b ——狭缝宽度；

B ——狭缝间距。

l_e 值也可由图 6.3-19 查得。

2. 短狭缝构造

$$f_0=\frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{P}{(t+bK)L}} \qquad (6.3\text{-}27)$$

式中　c ——声速；

t ——板厚；

K ——狭缝长度为 d 时由 d/b 确定的值，可由图 6.3-20 求得。

在实用上为改善吸声特性，在板后衬贴玻璃布，并在腔内填入吸声材料。共振频率以外的其他声学特性控制可参考穿孔板共振吸声结构。图 6.3-21、图 6.3-22、图 6.3-23 为几种狭缝构造的吸声效果。

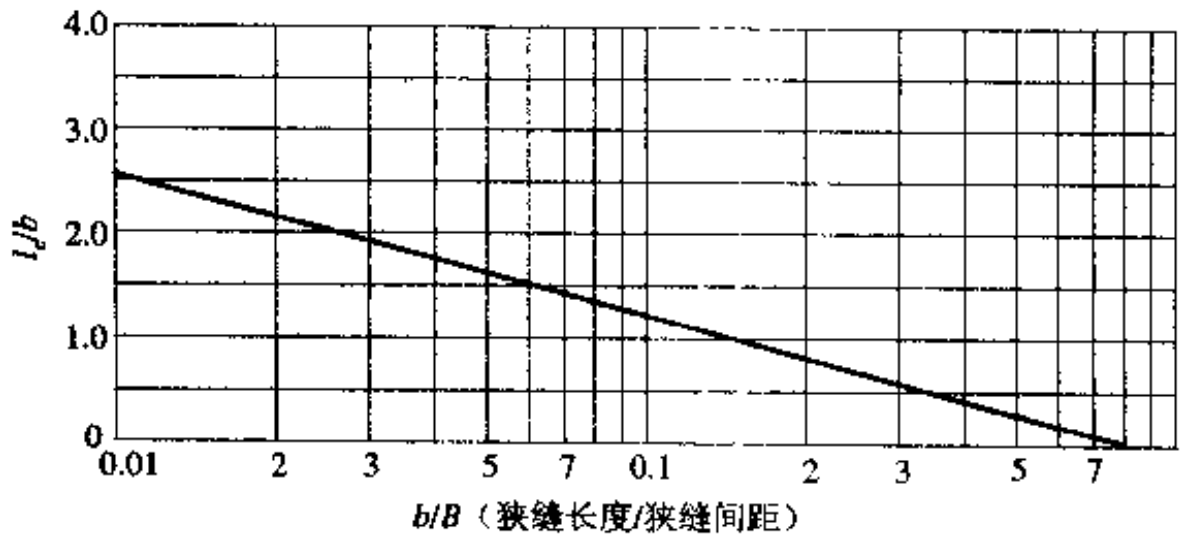


图 6.3-19　狭缝吸声构造共振频率计算中确定 l_e 的图表

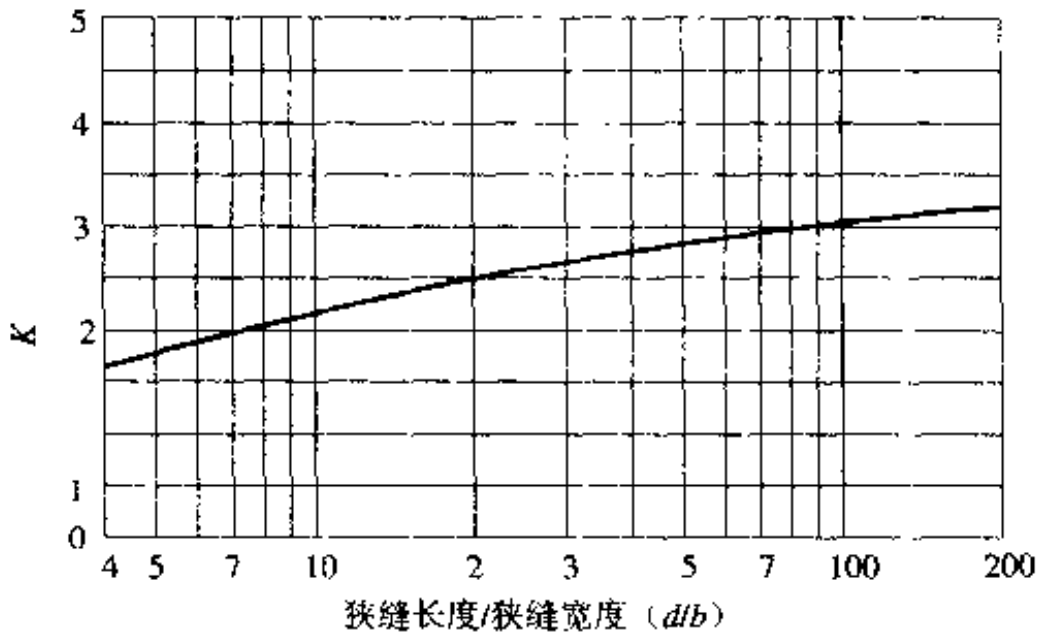


图 6.3-20　短狭缝吸声构造共振频率计算中确定 K 值的图表

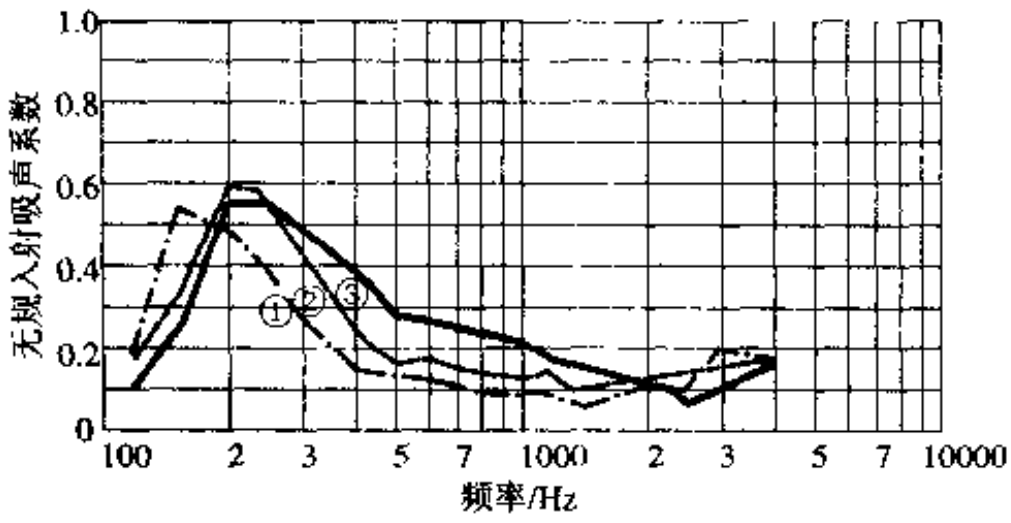


图 6.3-21　一种狭缝吸声构造的吸声特性

板厚 9mm，宽 300mm，每块板后衬 20mm、20kg/m³ 玻璃棉，70mm 空气层

狭缝宽度：① 15mm　② 30mm　③ 60mm

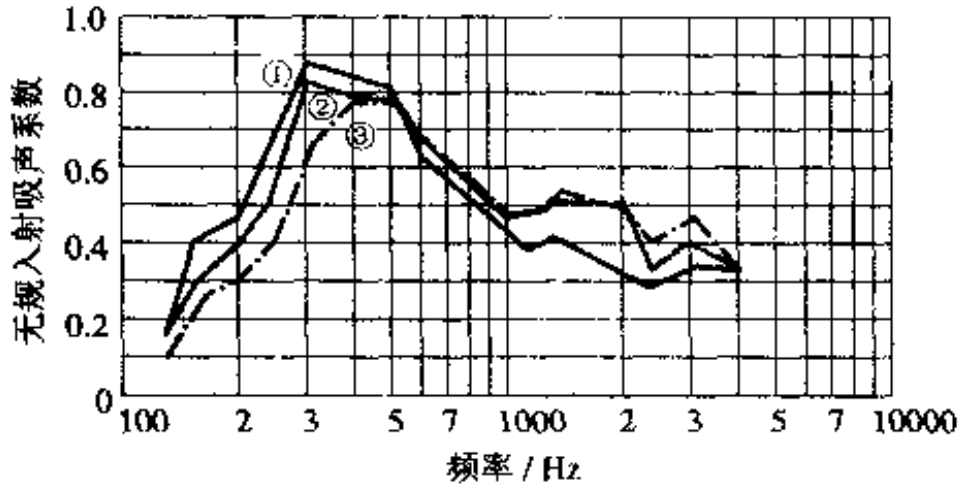


图 6.3-22　一种狭缝吸声构造的吸声特性

金属板厚 0.3mm，宽 112mm，背衬材料玻璃棉厚 25mm，空气层 100mm

狭缝宽度：① 6mm，开口率 5%　② 12mm，开口率 10%　③ 25mm，开口率 20%

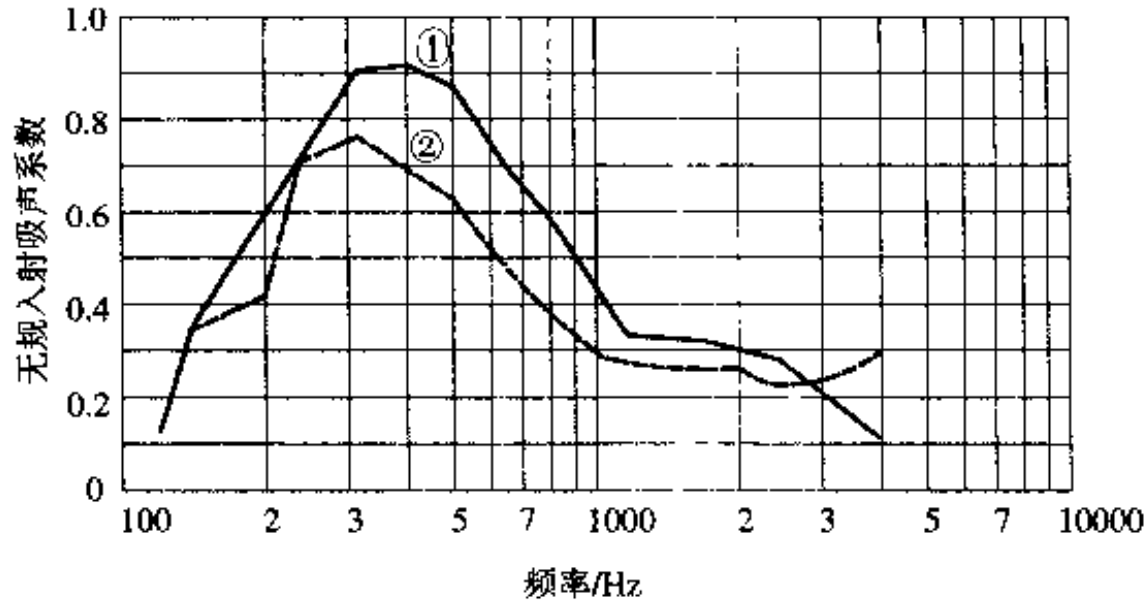


图 6.3-23 狭缝构造的底层效果

胶合板：厚 9mm，宽 112mm，狭缝宽度 9mm，

背后空气层 40mm 背衬玻璃棉厚 25mm：① 在板的表面铺贴 ② 全面铺贴

3.5 薄板共振吸声结构

3.5.1 结构形式

在周边固定在框架上的薄板（如胶合板、金属板等）后，设置适当厚度的封闭空气层，由板的弹性和空气层的弹性与板的质量形成一个共振系统，在系统共振频率附近具有较大的吸声作用。

3.5.2 吸声原理

当声波入射到薄板结构时，薄板在声波高变压力激发下而振动，使板发生弯曲变形（其边缘被嵌固），出现了板内部摩擦损耗，在共振频率时，消耗声能最大。

3.5.3 共振频率计算

影响薄板共振吸声结构吸收的主要因素，与板是否容易振动和变形有关，且板材本身重量和弹性系数或刚度、结构的不同组成形式和尺寸、结构的安装方法、板后空气层厚度等，均对吸声特性有影响。

薄板共振结构的共振频率（Hz）可用下式计算：

$$f_0=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\rho c^2}{M_0L}+\frac{k}{M_0}}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1.4\times10^7}{M_0L}+\frac{k}{M_0}} \tag{6.3-28}$$

式中 M_0 —— 薄板单位面积重量（kg/m^2）；

L —— 薄板后空气层厚度（m）；

ρ —— 空气密度（$0.12kg/m^3$）；

c —— 声速（340m/s）；

k —— 结构的刚度因素［$kg/(m^2\cdot s^2)$］，一般板材的 k 值大约为 $1\times10^6\sim3\times10^6$。

k 与板的弹性、骨架构造、安装情况有关，板越薄，龙骨间距越大，k 值就越小。将 ρc 以数字代入，忽略板的刚度因素 k，或 k 与空气层厚度 L 都比较小时，可得到简单公式：

$$f_0=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\rho c^2}{M_0L}}\approx\frac{60}{\sqrt{M_0L}} \tag{6.3-29}$$

应用上式时，应注意：① 声波波长 $\gg L$；② 板后空气层应密闭，使之具有弹性。

为减少设计中的计算，f_0 也可由图 6.3-24 直接查得：

当空气层不填吸声材料时，其共振频率比上式的计算值要高，可按下式进行估算：

$$f_0=\frac{85}{\sqrt{m_0L}} \tag{6.3-30}$$

当龙骨稍离墙时，即形成一振动组合体，具有两个共振频率：龙骨和板一起振动的频率 f_{01}，板单独振动的频率 f_{02}（前者每平方米重为 m_1+m_2，后者为 m_2），则

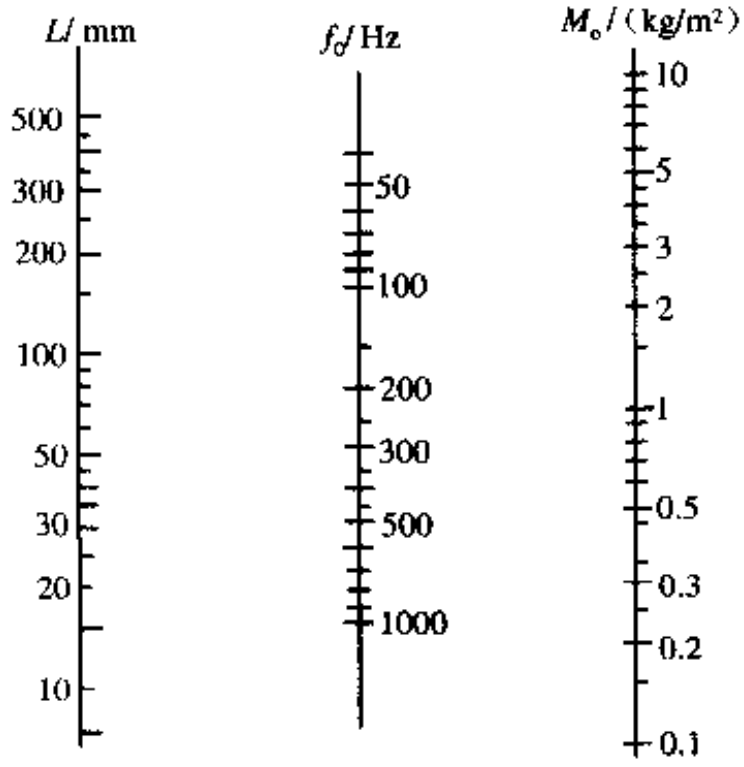


图 6.3-24　薄板（薄膜）吸声结构的共振频率计算图

$$f_{01} = \frac{60}{\sqrt{(m_1 + m_2)L}} \qquad (6.3\text{-}31)$$

$$f_{02} = \frac{60}{\sqrt{m_2 L}} \qquad (6.3\text{-}32)$$

当将它们的共振频率设计成相互间隔 1/2 倍频程，并采用不同厚度空气层、不同龙骨间距和断面、不同板材面层等方法，可以加宽总的吸声频带。

薄板共振吸声结构多用于低频吸声，共振频带多在 80～300Hz 之间，吸声系数为 0.2～0.5，如果在空气层中，特别是在空气层边缘一带填以多孔吸声材料，将会增加结构的吸声系数，特别是在接近薄板共振频率的范围内。

图 6.3-25、图 6.3-26、图 6.3-27 为几种薄板共振吸声结构的吸声特性。

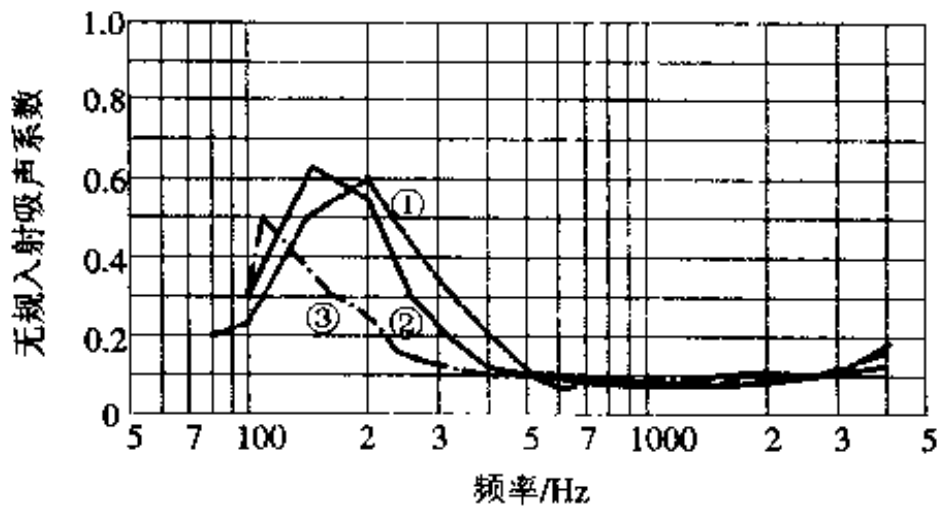


图 6.3-25　胶合板后填玻璃棉的吸声特性

空气层 45mm，玻璃棉 50mm，板厚：① 4mm　② 6mm　③ 9mm

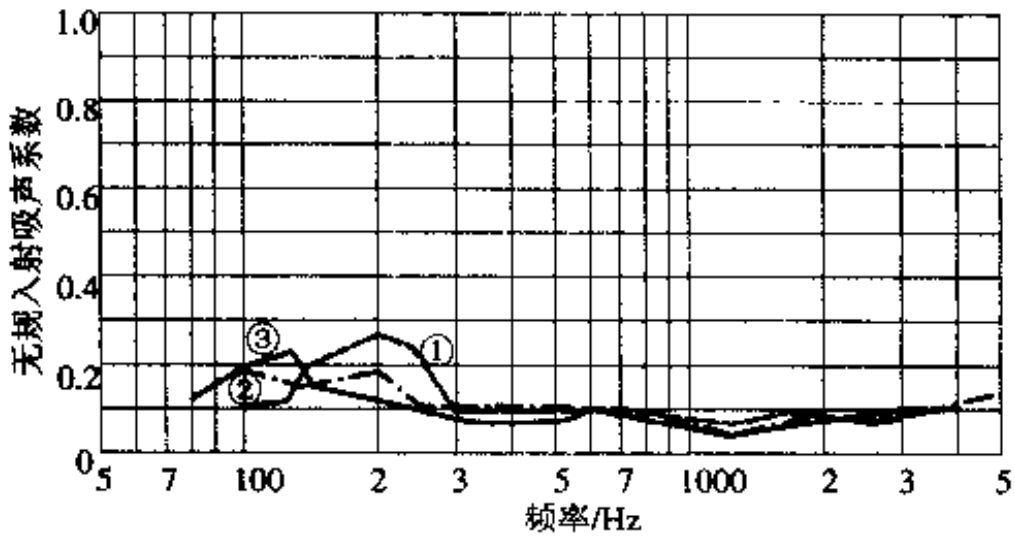


图 6.3-26　胶合板的吸声特性

板厚 9mm，背后空气层：① 45mm　② 90mm　③ 180mm

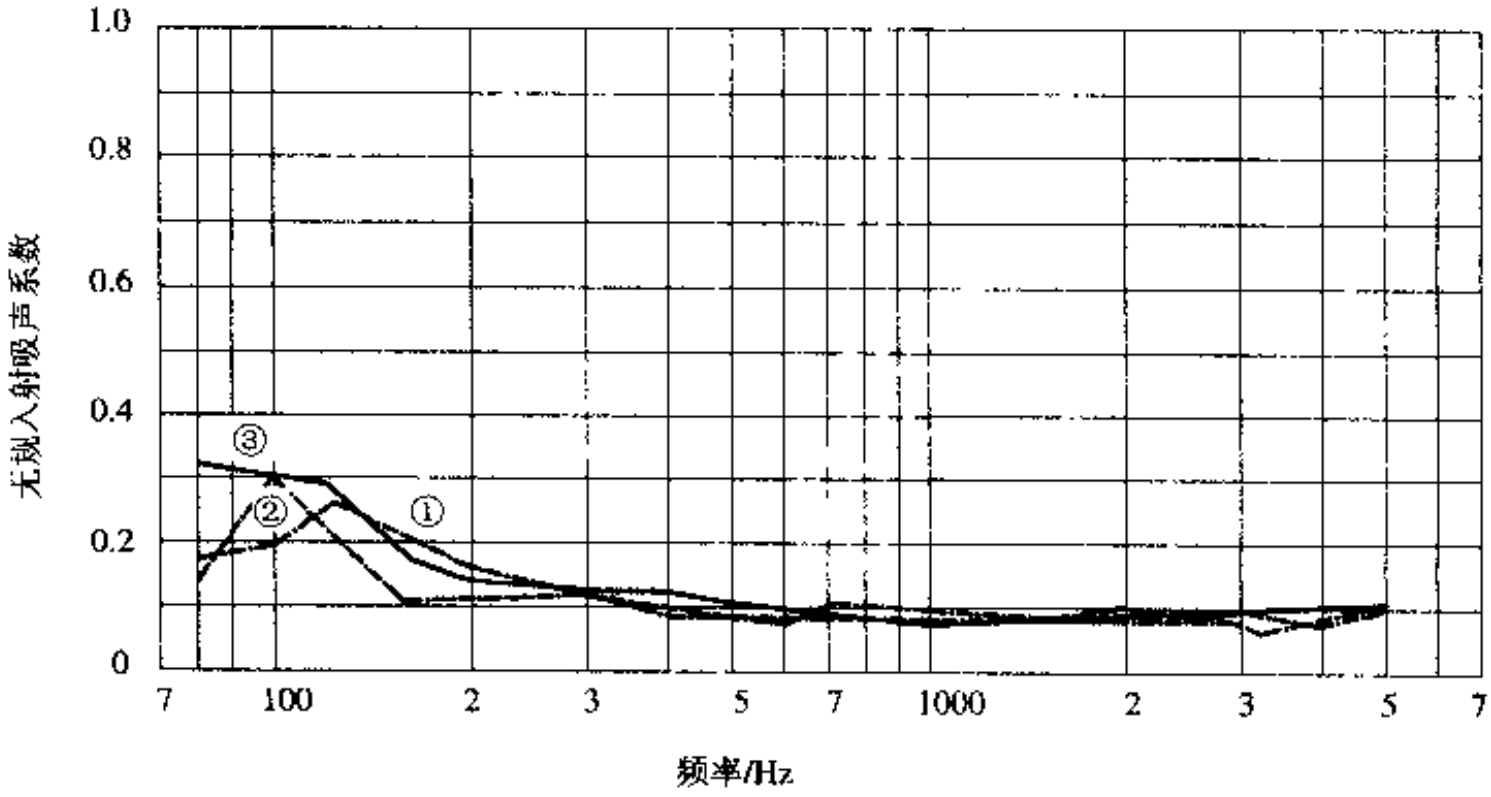


图 6.3-27　石膏板的吸声特性

板厚 6mm，背后空气层：① 45mm　② 90mm　③ 180mm

3.6　膜状材料

在刚度很小、受拉力而处于拉张状态的弹性膜（如塑料薄膜、金属膜）后，设置适当厚度的封闭空气层，形成一个膜和空气层组成的共振系统，在系统共振频率附近具有较大的吸声作用。可以认为，惯性取决于膜的质量，弹性则与膜张贴的拉力和背后空气层的弹性有关。薄膜厚度增加，高频范围内吸声系数下降的趋势更明显，因此需要适当选择薄膜的厚度。一般厚度小时，对高频的影响小，图 6.3-28 为不同薄膜厚度对膜后装有吸声材料的薄膜结构吸声性能的影响。膜状材料的吸声特性还与薄膜铺贴方法有关，一般铺贴时尽量不对膜施加拉力。对于不施加拉力的膜，其共振频率可按下式计算：

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\rho c^2}{mL}} = \frac{60}{\sqrt{mL}} \qquad (6.3\text{-}33)$$

式中　m —— 膜的面密度（kg/m^2）；

L —— 膜后空气层的厚度（m）；

ρ —— 空气密度（kg/m^3）；

c —— 声速（m/s）。

已知 m 和 L 也可由图 6.3-24、图 6.3-28 查得其共振频率。

膜状结构的共振频率通常是 200～1000Hz，最大吸声系数为 0.30～0.40。图 6.3-29、图 6.3-30 为几种膜状结构的吸声特性。

帆布虽属织物，但透气性很差，其吸声特性与膜状材料相同，图 6.3-31 为帆布吸声构造的吸声特性。

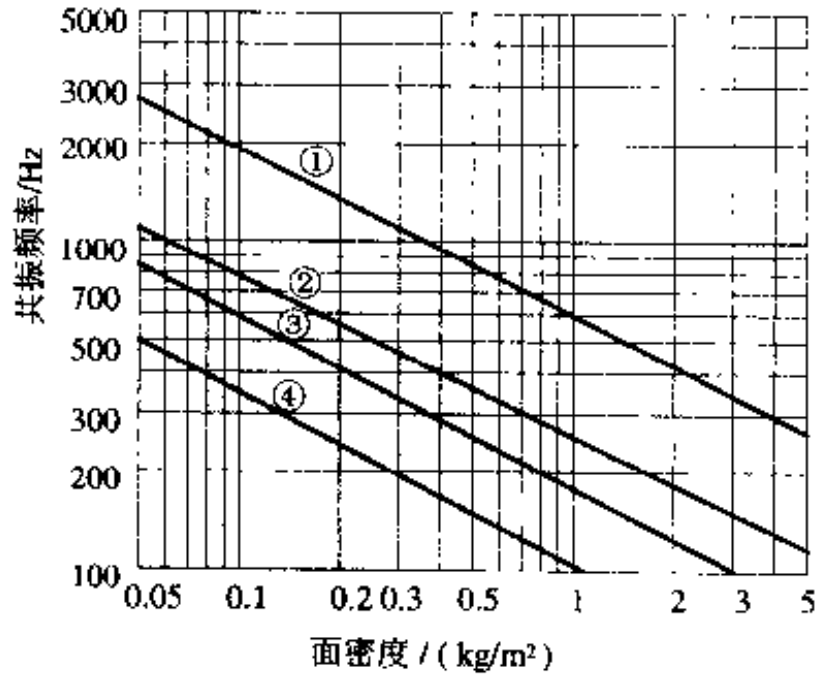


图 6.3-28　不施加拉力的膜状材料的共振频率

背后空气层：① 10mm　② 50mm

③ 100mm　④ 300mm

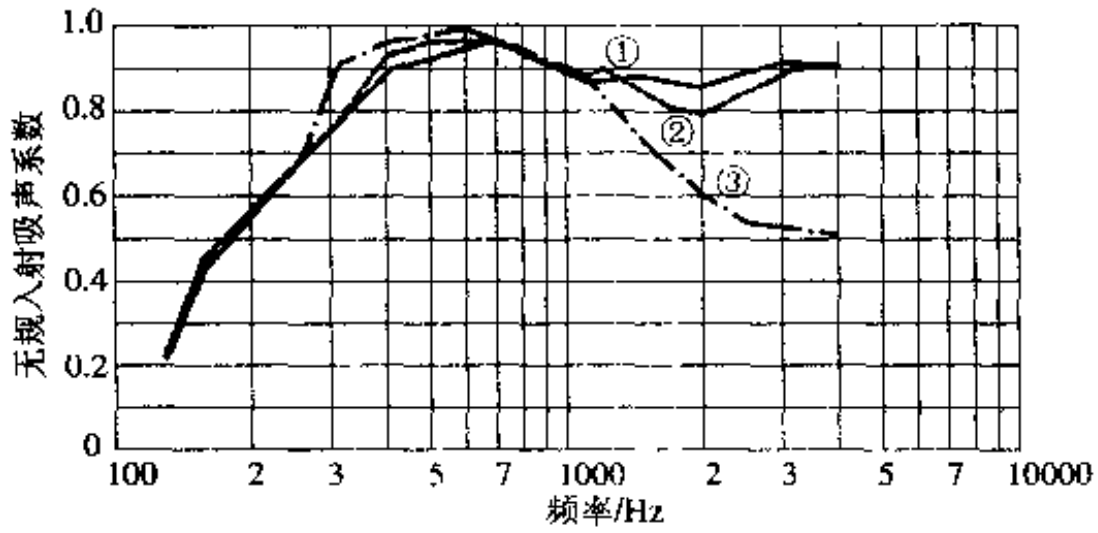


图 6.3-29　聚乙烯薄膜贴在玻璃棉表面时的吸声特性

① 玻璃棉：厚 50mm，体积密度 24kg/m³　② 聚乙烯薄膜厚 0.03mm　③ 聚乙烯薄膜厚 0.07mm

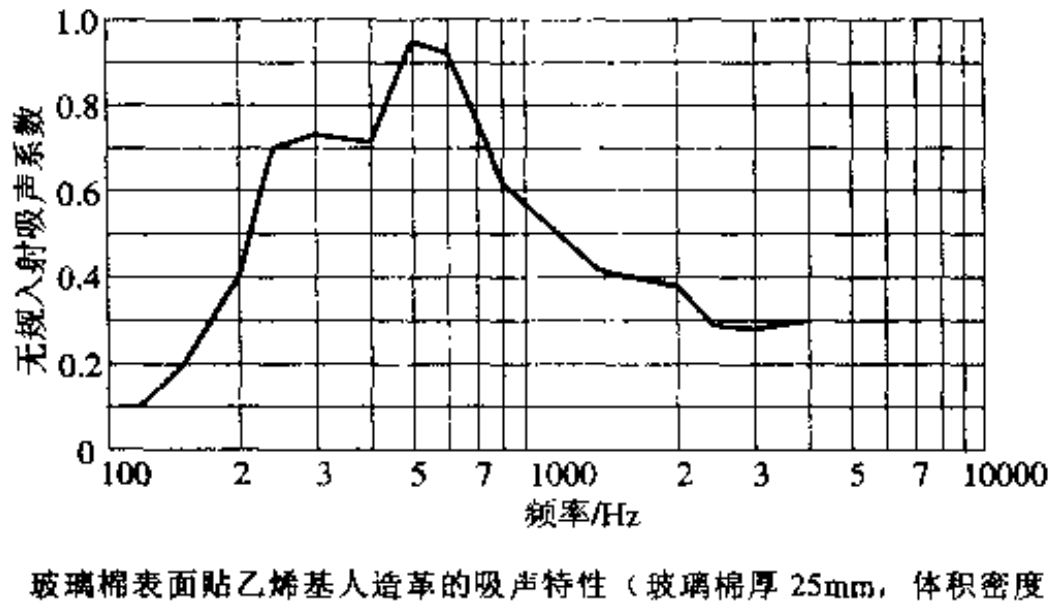


图 6.3-30　玻璃棉表面贴乙烯基人造革的吸声特性（玻璃棉厚 25mm，体积密度 32kg/m³）

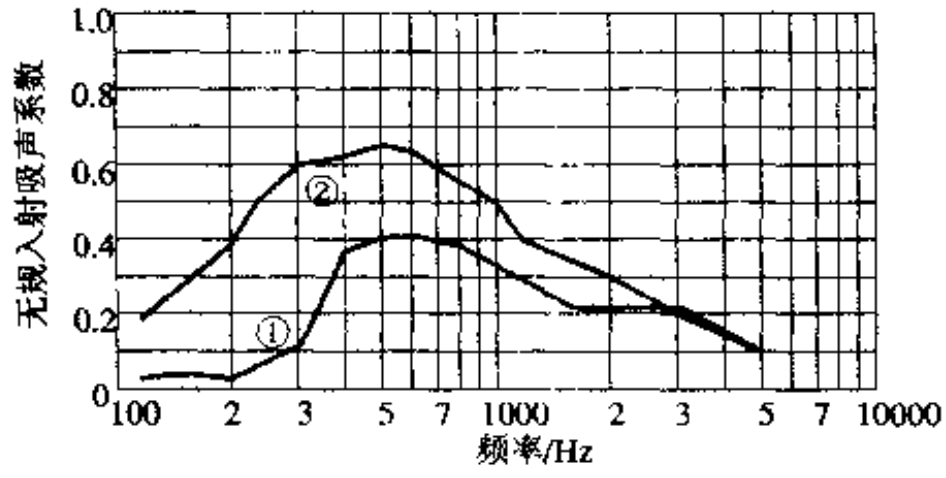


图 6.3-31　帆布的吸声特性

① 背后空气层 45mm　② 再放入 25mm 厚岩棉

3.7　特殊吸声结构

3.7.1　空间吸声体

空间吸声体是一种悬挂在室内空间中专为吸声目的而制作的吸声构造。它与一般吸声结构的区别在于它不是与顶棚、墙体等壁面组成的吸声结构，而是自成体系，由于可以预先制作，并直接进行现场吊装，故便于装卸维修。空间吸声体由于吸声效率很高，有宽的吸声频带，充分发挥了材料的吸声作用，特别适合于已建成房间的声学处理，有利于节省材料和投资，所以目前在声学工程中也得到广泛采用。

（1）形式

它的常用形式有矩形体、平板状、圆柱状、圆锥状、棱锥状、球状、多面体等。它可以根据不同的使用场合和具体条件，因地制宜地设计成各种形式。

空间吸声体的尺度一般应与房间大小和高度相适应，从 1～2m² 到 5～10m² 不等。平板状吸声体厚度常取 50～100mm，其内部结构根据吸声频谱要求确定。

（2）构造

1）支承骨架：可用角钢薄型钢木龙骨。

2）护面层：与其他吸声结构相同，一般采用穿孔罩面的薄钢板、塑料板、铝板、钢板网后再加玻璃布、塑料窗纱等材料，以防内层松散材料飞散。护面板穿孔率一般大于 20%。当考虑低频吸声时穿孔率低于 5%（同时吸声体中间应有分隔板以形成有后腔的共振结构）。

3）里层吸声材料通常采用玻璃棉毡、矿棉毡或其他纤维材料。板状吸声体一般均满填吸声材料，其他形式或体积较大的吸声体则在护面层后衬贴一定厚度的吸声材料，其余部分为空腔，以节省材料。对于板状两面空间吸声体，在吸声材料中间夹入一块硬质板后，其两面平均吸声系数相近，从吸声频率特性看，透声的空间吸声体低频（125～250Hz）吸声系数略高，而不透声时中高频吸声较好。

4）吊件：根据悬挂方式确定，一般包括吊耳、吊钩、螺栓等，并在建筑物中预埋吊挂金属构件或现场打孔埋置膨胀螺栓。

（3）吸声效果控制

1）吸声体的吸声效果首先取决于吸声体本身，即由设计所确定的材料、构造形式的吸声能力。对于板式和两面对称的空间吸声体，其无规入射吸声系数α为半厚度板在背面为刚性和自由两种条件下无规入射吸声系数α_1和α_2的算术平均值，即：

$$\overline{\alpha}=\frac{1}{2}(\overline{\alpha}_1+\overline{\alpha}_2) \qquad (6.3\text{-}34)$$

低频时，背面自由的吸声结构的特性主要由材料的流阻决定，适当控制材料的流阻可使吸声体有良好的低频吸声性能，为使吸声体有适当的流阻，吸声体最好由多孔材料制成。材料厚度越大，低频吸声性能也提高。空间吸声板悬挂在扩散声场中，前后两面都吸声（吸声系数分别为α_1及α_2），对单位面积吸声板，其吸声量 A 应取为：

$$A=2\overline{\alpha}=\overline{\alpha}_1+\overline{\alpha}_2 \qquad (6.3\text{-}35)$$

显然与材料实贴时相比，空间吸声板的吸声量有明显提高。对于空间吸声球体，其无规入射吸声量 A 要比正入射吸声量 A_0 高出 4 倍。悬挂在空间的吸声球体是很有效的吸声结构。吸声球体的无规入射吸声量可由下式近似估算：

$$\overline{A}=4\pi a^2\alpha_m \qquad (6.3\text{-}36)$$

式中 a —— 球体半径；

$4\pi a^2$ —— 球面面积；

α_m —— 吸声材料高频吸声系数。

2）空间吸声体的吸声效果还决定于两个吸声体之间距离，故常用给定距离时的单位面积吸声量表示。如果间距增大，单个吸声体的吸声量也增加，当超过一定距离，其吸声量接近一个常数。距离太大，影响室内总吸声量，距离太小，吸声体的吸声面不能充分发挥作用，其最佳间距由实验方法求得。所以吸声体的吸声效果不仅由材料的性能，也由它的使用条件所决定。

3）对于高频的吸收，随吸声体尺度减少而增加；而对低频的吸收，随空间吸声体尺度的增大而增加。

4）空间吸声体的吸声效果还与使用场所原有的吸收有关。如原来室内表面吸收很小，则吸声体的吸声效果良好；反之如果室内原先已有较高吸收，则吸声效果不显著。

5）空间吸声体宜悬挂在噪声源附近，使其吸收混响声外还能较多地吸收噪声源发出的直达声。

图 6.3-32、图 6.3-33、图 6.3-34 为几种吸声体的吸声特性。

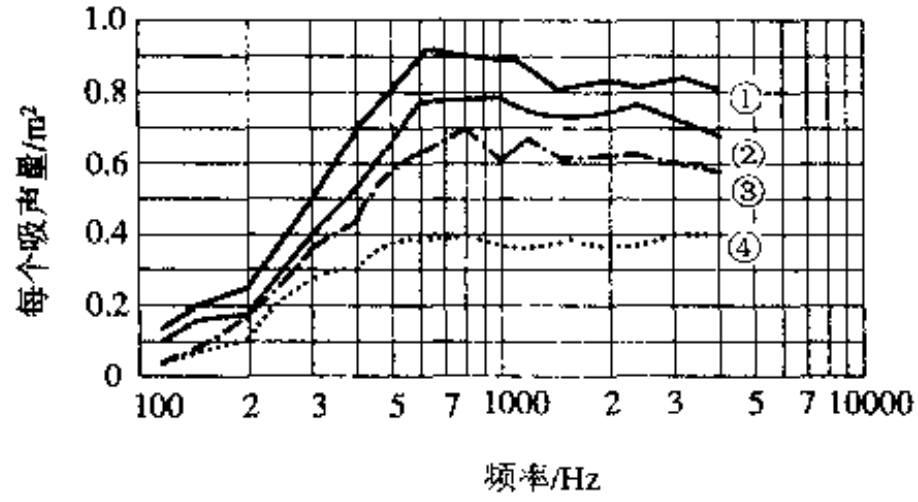


图 6.3-32　吸声体（玻璃棉平板，50mm×610mm×915mm）的吸声特性

吸声体间距：① 1000mm　② 500mm　③ 300mm　④ 100mm

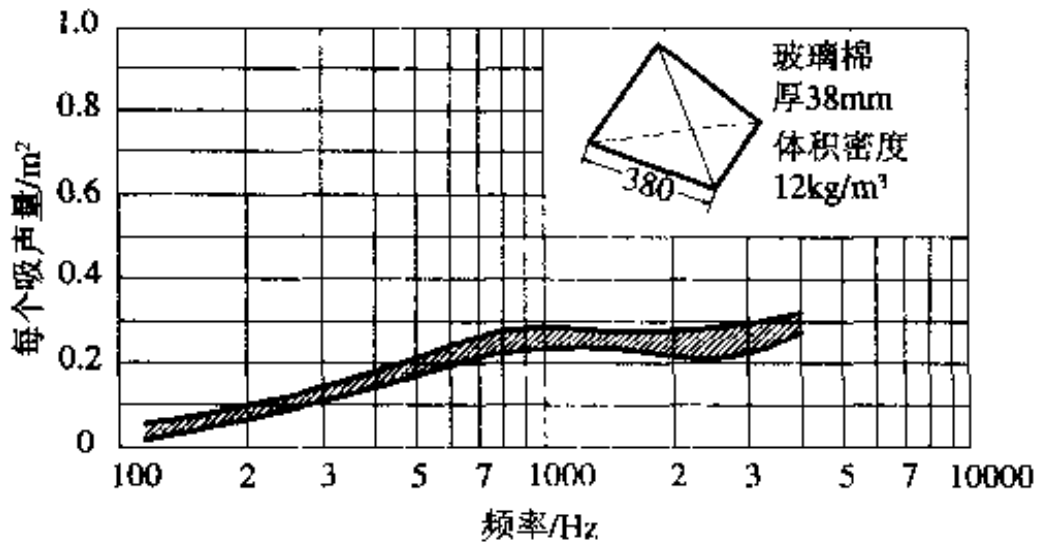


图 6.3-33　正四面体吸声体的吸声特性（吸声体间距 100～400mm）

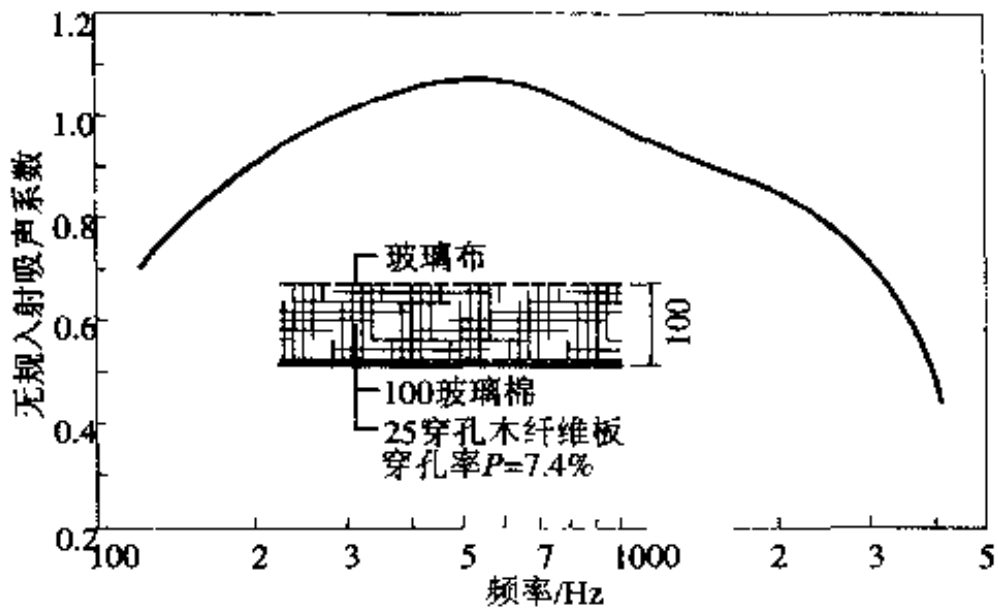


图 6.3-34　上海文化广场浮云式吸声板吸声特性

3.7.2　吸声尖劈

这是用于消声室的特殊吸声结构。消声室是进行声学、电声试验和测量的声学实验室，它要求在一定范围内，室内各壁面都具有 99% 以上的吸收。采用吸声尖劈可以比使用多孔材料大大减少材料的尺度。为了表示这种吸声结构的声学特性，常用声压反射系数 r 来代替吸声系数 α：

$$r=\sqrt{1-\alpha} \qquad (6.3\text{-}37)$$

尖劈垂直入射吸声系数 0.99（声压反射系

数为 0.10）以上的频率下限称为尖劈截止频率，用它来表示尖劈的特性。

1. 结构形式

尖劈的一般结构如图 6.3-36 所示，尖劈尖部长度为 L_1，基部长度为 L_2，尖劈与壁面间距离为 D。为了节省建筑空间，另一种形式的尖劈是平头尖劈，尖劈被切成平头，它对低频影响较小，对高频稍有影响，其他尚有直条状和层状阶梯型尖劈等。

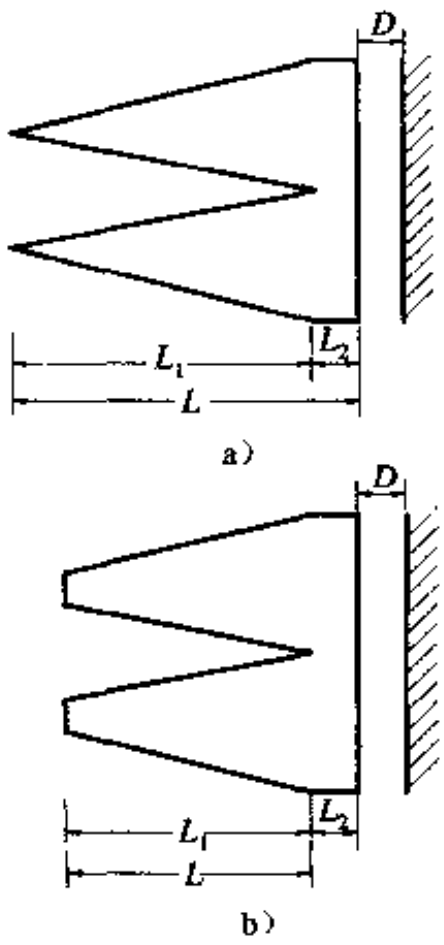


图 6.3-35 尖劈结构示意图

常用尖劈的构造是选用ϕ3.2～ϕ3.5mm 钢丝制成符合设计形状和尺寸的框架，框架上缝上玻璃布、塑料窗纱等罩面材料，在框内均匀地填装多孔吸声材料，也有将多孔材料制成毡状裁成尖劈后装入框内，多孔材料一般多采用玻璃纤维、矿渣棉、泡沫塑料等，以玻璃棉毡用得最多。

2. 吸声原理

尖劈的吸声是由于它的端部吸声面积小，它的阻抗从接近空气特性阻抗逐步增大到接近多孔材料的阻抗，阻抗由小逐步增大，相对变化不显著，因此当声波从端部入射时，由于吸声层的逐渐过渡，材料的声阻抗与空气声阻抗能较好地匹配，使入射声波绝大部分进入材料内部而被高效地吸收。尖劈的吸声特性与 L、L_1/L_2、D 以及材料的体积密度等参量有关。

3. 吸声性能控制

1）当尖劈尺寸不变、调整尖劈内多孔材料的体积密度，可以得到最佳的频谱曲线，即多孔材料的流阻是影响尖劈截止频率 f_c 的主要因素。对于玻璃棉，其适当流阻率约为 0.4～0.6Pa·s/m^2，按体积密度以 24～32kg/m^3 左右比较合适。一般来说，材料层应随尖劈深度的增加而逐步增大体积密度，由疏松逐步变为密实。

2）尖劈的形状尺寸也是确定截止频率的主要因素。

① 尖劈的尖部长度是重要的（图 6.3-37），L_1 越长，尖劈低频吸声性能越好，同时尖部长度也决定了截止频率（图 6.3-38）。尖劈的截止频率约为 $0.2c/L_1$，c 为声速，所以增加尖部长度可以降低截止频率，常用的尖劈长度大约相应于截止频率波长的 1/4。

② 尖劈尖部与基部长度（包括空腔深度）的比例大致为 4:1 左右，过大过小都是不适宜的。

③ 尖劈基部（即楔座部分），主要对低频（小于 200Hz）的吸收起很大影响，对高频吸收则很小。

④ 尖劈背后留有空腔，相当于增加尖劈长度，可以调整共振频率，提高低频吸声特性。一般空腔深度应控制在尖劈总长度 5%～15% 范围。但深度过大，会使尖劈反共振的吸声系数明显下降。

⑤ 在一定范围内，切去尖劈尖部（如 50～150mm）成为平头尖劈，对尖劈吸声性能影响不大，对节约空间和成本是有利的。

⑥ 包括空腔在内的尖劈总长度与截止频率相对应的声波波长的相对比值 N，可以作为衡量尖劈性能优劣的指标，对于玻璃纤维材料，N 值一般可达到 5 左右，总长度在 1m 以内的尖劈，截止频率可达到 70Hz 左右，总长度在 0.6m 以内的尖劈截止频率也可达到 100Hz 左右。

表 6.3-3 列出国内外几个消声室尖劈结构的概略情况。

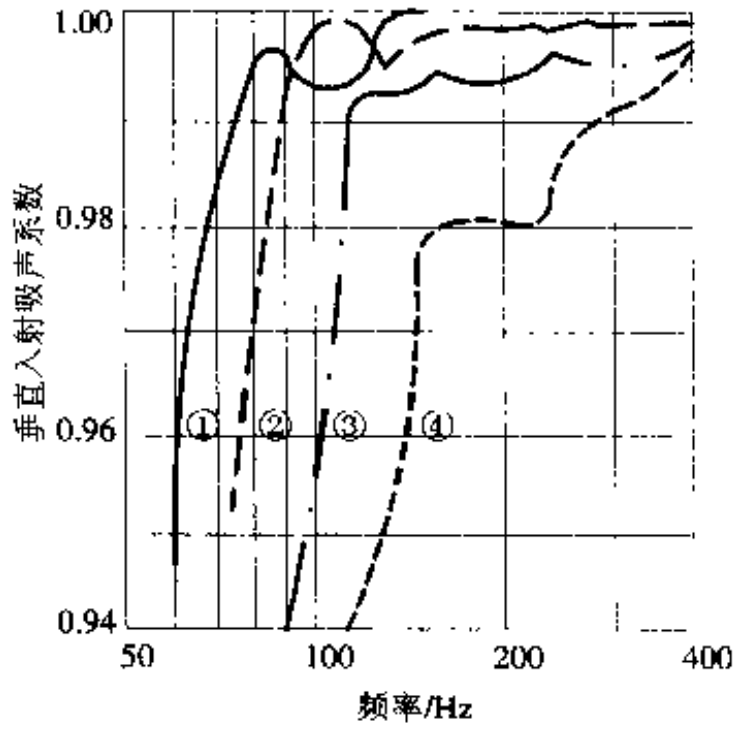


图 6.3-36　尖劈尖部长度改变时的吸声特性（L_2=100mm　D=100mm）

① L_1=900mm　② L_1=700mm　③ L_1=500mm　④ L_1=300mm

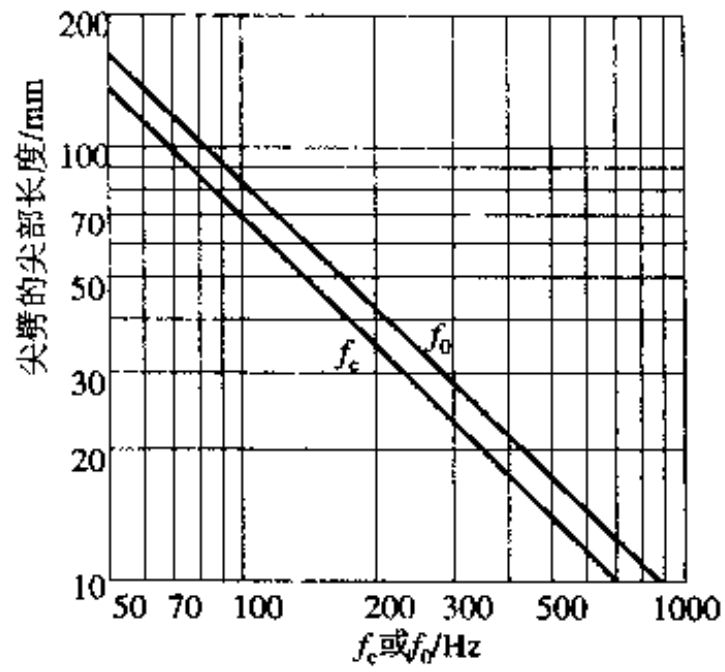


图 6.3-37　尖劈的尖部长度和截止频率的关系

表 6.3-3　国内外几个消声室的尖劈结构

消声室	尖劈结构	备注
中国科学院 I	1000mm 长铁丝网尖劈，空腔 450mm，材料为玻璃纤维	消声室净空 9m×7.2m×7.2m 截止频率　63Hz
中国科学院 II（共振消声室）	1000mm 长铁丝网尖劈，空腔 50mm，材料为玻璃纤维	消声室净空 1/8（8×8×8）m 截止频率　63Hz
南京大学	尖劈长 1000mm，空腔 150mm，底 400mm×400mm，材料为酚醛胶合玻璃棉板，纤维直径 15～20μm，体积密度 90 kg/m^3	消声室净空 11.4m×7.8m×6.7m 截止频率　65～70Hz
同济大学	墙面及地面为平头吸声尖劈，尖部长 900mm，平头宽 50mm，楔座厚 150mm，底部为 300mm×300mm，后留空腔 150mm，由矿棉半硬板组成，无骨架，平顶为酚醛玻璃棉尖劈，有骨架，尺寸与墙面尖劈相同	消声室净空 16m×11.4m×6.6m 截止频率　55Hz
美国哈佛大学	总长为 1440mm，底为 200mm×200mm，材料为饱和甲醛玻璃纤维，体积密度 40kg/m^3，流阻为 24 瑞利/cm	消声室净空 8.7m×12.5m×8.7m 截止频率　70Hz
美国国家标准局	尖劈长 1676mm，空腔 102mm，总长 1778mm，底为 610mm×610mm，材料为玻璃纤维，体积密度 48kg/m^3，流阻 8 瑞利/cm	消声室净空 10m×6.7m×6.7m 截止频率　50Hz
日本通用电讯研究所	尖劈长 800mm，空腔（填充材料）为 150mm，总长 950mm，底 200mm×200mm，材料为玻璃纤维，尖劈体积密度为 30 kg/m^3，空腔填充材料的密度为 60kg/m^3	消声室净空 9.1m×5.9m×4.7m 截止频率　100Hz
德国哥廷根大学	尖劈长 900mm，空腔 120mm，底 130mm×400mm，材料为玻璃纤维块，体积密度 150kg/m^3，流阻为 100 瑞利/cm	消声室净空 8.25m×10.55m×5.15m 截止频率　80Hz
前苏联全苏物理技术和无线电研究所	尖劈长 1000mm，空腔 100mm，总长 1100mm，底 400mm×400mm，材料为硬胶质玻璃纤维板，体积密度 150kg/m^3，流阻为 40 瑞利/cm	消声室净空 （10.2～10.7）m×（4.2～4.7）m×7.9m 截止频率　80Hz

第4章　吸声降噪

吸声降噪是对室内顶棚、墙面等部位进行吸声处理，增加室内的吸声量，以降低室内噪声级的方法。在封闭房间内有一噪声源时，在室内任意点处除听到来自声源的直达声外，还有来自各个边界面多次反射形成的混响声，直达声与混响声的叠加，使室内的噪声级比同一声源在露天场所的噪声级要高，其增加量即混响声强弱与室内的吸收能力有关。在室内的边界面上设置吸声材料或吸声结构、悬挂空间吸声体等增加室内吸声量措施以减弱混响声，从而使室内噪声级降低，是噪声控制技术的一个重要内容。

由于吸声降噪只能降低室内的混响声而不能降低直达声，降噪的效果还与室内原有的吸声量、接收者的位置等因素有关，因此在实施吸声降噪措施之前，必须对现场条件作具体分析，不可盲目搬用。

4.1　吸声降噪适用条件的分析

1）如果室内顶棚四壁是坚硬的反射面、又没有一定数量的吸声性能强的物体，室内混响声突出，则吸声降噪效果明显。例如，当室内大量采用大理石、水磨石、玻璃和金属板材等装饰材料时，混响声很强，此时，若增加部分吸声装饰材料，则可大大改善室内的声环境，增加宁静气氛。

2）如果室内已有可观的吸声量，混响声不明显，则吸声降噪效果不大。

3）当室内均布多个噪声源时，直达声处处起主要作用，此时吸声降噪效果差。

4）当室内只有一个噪声源或噪声源较少时，离声源距离大于临界距离的远场范围，其吸声降噪效果比靠近声源的近场范围有显著提高。

5）当要求降噪的位置离噪声源很近，直达声占主要地位，吸声降噪的效果也不大。此时如果噪声源附近设置屏障以降低直达声，则在噪声源附近的吸声处理也会有一定效果。

6）由于吸声降噪的作用在于降低混响声而不能降低直达声，因此，吸声处理使混响声降至直达声相近的水平是较为合适的，超过这一限度，降噪效果不大，而且造成浪费。这是因为吸声降噪量与吸声材料用量是对数关系而不是正比关系，不是吸声材料用得越多，降噪效果越好。

7）吸声降噪量一般为 3～8dB，在混响声十分显著场所可达 10dB 左右，一般对未经处理房间使平均降噪量达到 5～7dB 较为切实可行。当要求更高的降噪量时，需用隔绝噪声的方法或其他综合措施。

4.2　室内任意点的吸声降噪量

4.2.1　计算公式

在一扩散声场中，距声源一定距离的一点的声压级为：

直达声场声压级（dB）：

$$L_{pd} = L_W + 10\lg\frac{Q}{4\pi r^2} \qquad (6.4\text{-}1)$$

混响声场声压级（dB）：

$$L_{pr} = L_W + 10\lg\frac{4}{R} \qquad (6.4\text{-}2)$$

室内总声场声压级（dB）：

$$L_p = L_W + 10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \qquad (6.4\text{-}3)$$

$$R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}} \qquad (6.4\text{-}4)$$

式中　L_W—— 声源声功率级（dB）；

r —— 离声源距离（m）；

Q —— 声源指向性因数，见表 6.4-1；

R —— 房间常数（m^2）；

S —— 室内总表面积（m^2）；

$\bar{\alpha}$ —— 室内平均吸声系数。

吸声处理的改变量是房间常数，设处理前后的房间常数为 R_1、R_2（相应的平均吸声系数为α_1、α_2），可得吸声处理前后距声源 r（m）处的噪声降低量ΔL_p为：

$$\Delta L_p = 10\lg\left[\left(\frac{Q}{4\pi r^2}+\frac{4}{R_1}\right)\Big/\left(\frac{Q}{4\pi r^2}+\frac{4}{R_2}\right)\right] \tag{6.4-5}$$

在噪声源附近，直达声占主要地位，$Q/(4\pi r^2) \gg 4/R$，略去 $4/R$ 项，由上式可得相应的降噪量近似为 0。但在离噪声源足够远处（即距离大于临界距离 r_c 的远场范围），混响声占主要地位，$Q/(4\pi r^2) \ll 4/R$，略去 $Q/(4\pi r^2)$ 项，此时降噪量ΔL_p达最大值，即

$$\Delta L_{p_{max}} = 10\lg\left(\frac{R_2}{R_1}\right) = 10\lg\left(\frac{\bar{\alpha}_2}{\bar{\alpha}_1}\frac{1-\bar{\alpha}_1}{1-\bar{\alpha}_2}\right) \tag{6.4-6}$$

临界距离 r_c（m）为：

$$r_c = 0.14\sqrt{RQ} \tag{6.4-7}$$

式中 Q —— 声源指向性因数，见表 6.4-1。

如仅了解处理前后相对声压级的变化，则总声场相对声压级ΔL为：

$$\Delta L = 10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2}+\frac{4}{R}\right) \tag{6.4-8}$$

表 6.4-1 声源指向性因数 Q

声 源 位 置	Q
房间中央	1
地面（或侧墙、平顶）中心	2
棱线（如地面与墙交线）中心	4
房间角隅附近	8

相对声压级ΔL 随距离 r 的变化见图 6.4-1、图 6.4-2、图 6.4-3、图 6.4-4。

4.2.2 设计程序

1）确定待处理房间的噪声级和噪声频谱，可由测定或有关资料得出。

2）按有关标准，确定室内的降噪量和噪声频谱。

3）通过测量或计算得出房间处理前的室内平均吸声系数 $\bar{\alpha}$ 及房间常数 R_1。

如测得房间混响时间 T，已知房间体积和内表面积 V、S，即可由图 6.4-5 查得房间平均吸声系数 $\bar{\alpha}$。

4）由已知的 $\bar{\alpha}_1$，从图 6.4-6 找出房间常数 R_1。

5）按图 6.4-7 所示方法，从表 6.4-1 确定 Q 值，再从图 6.4-1～图 6.4-4 中，找出 R_1 曲线，从纵轴横轴上按需要降噪量及降噪地点距离找出相应的点，此二点与纵横轴垂直线的交点，即可求出 R_2。

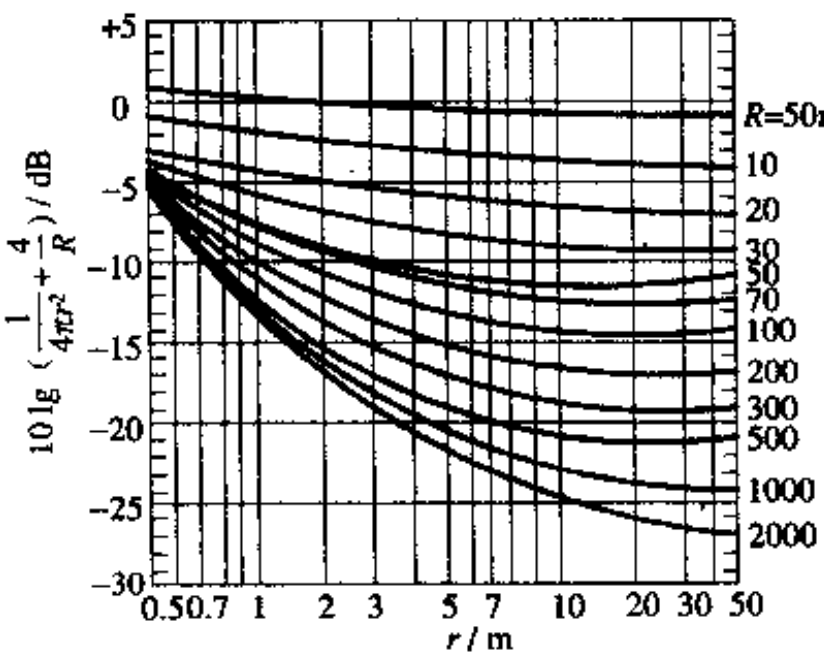


图 6.4-1 室内声压级计算图表，$Q=1$

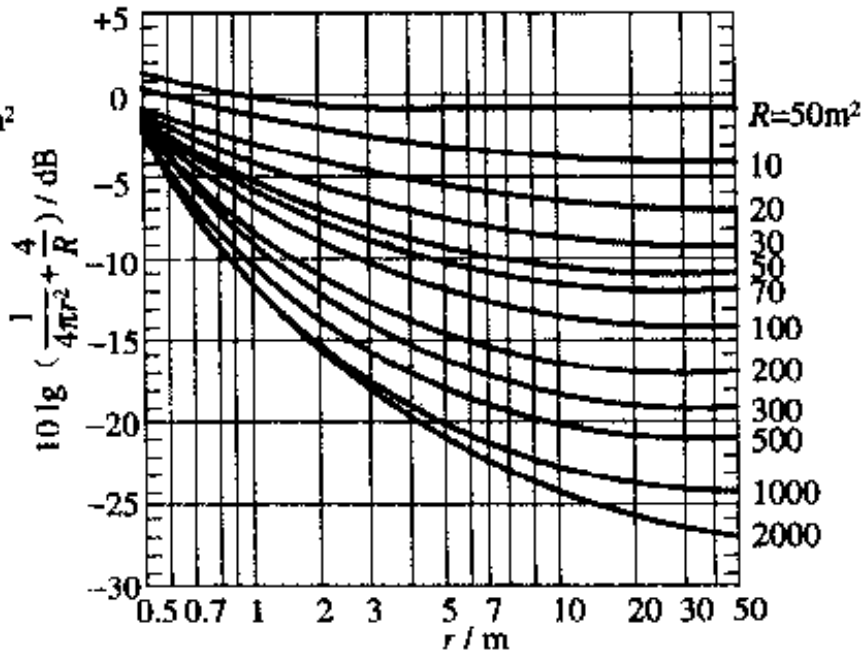


图 6.4-2 室内声压级计算图表，$Q=2$

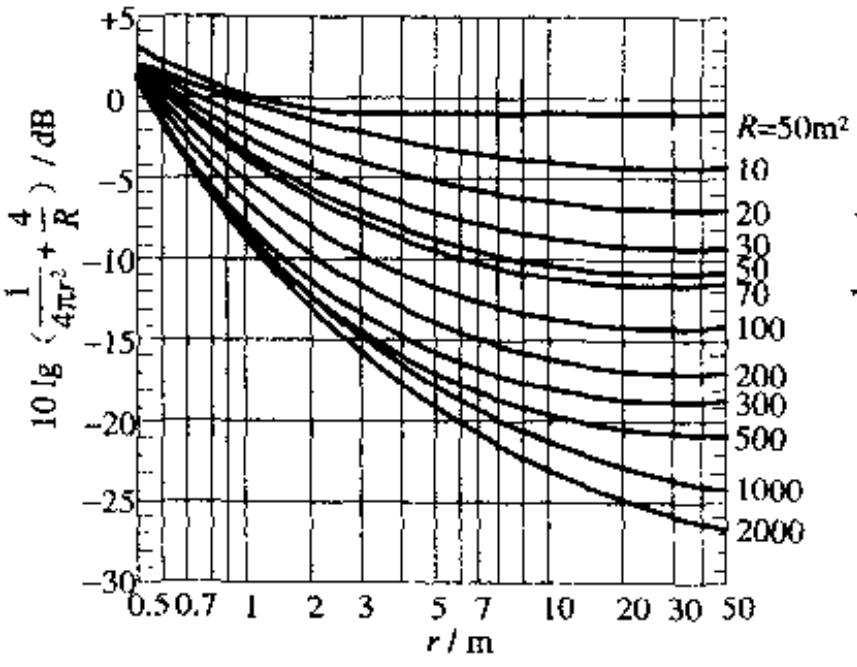


图 6.4-3 室内声压级计算图表，$Q=4$

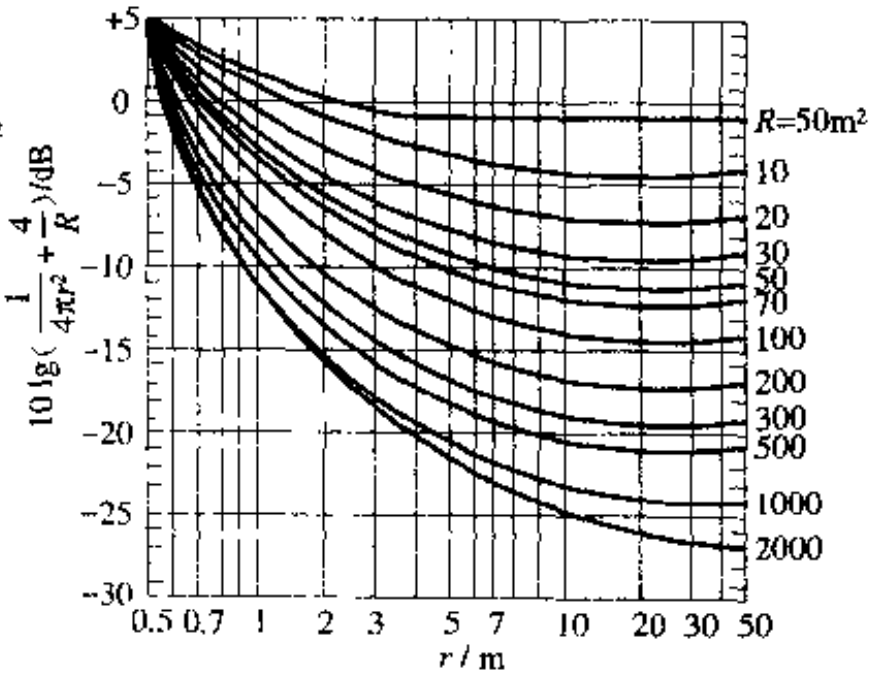


图 6.4-4 室内声压级计算图表，$Q=8$

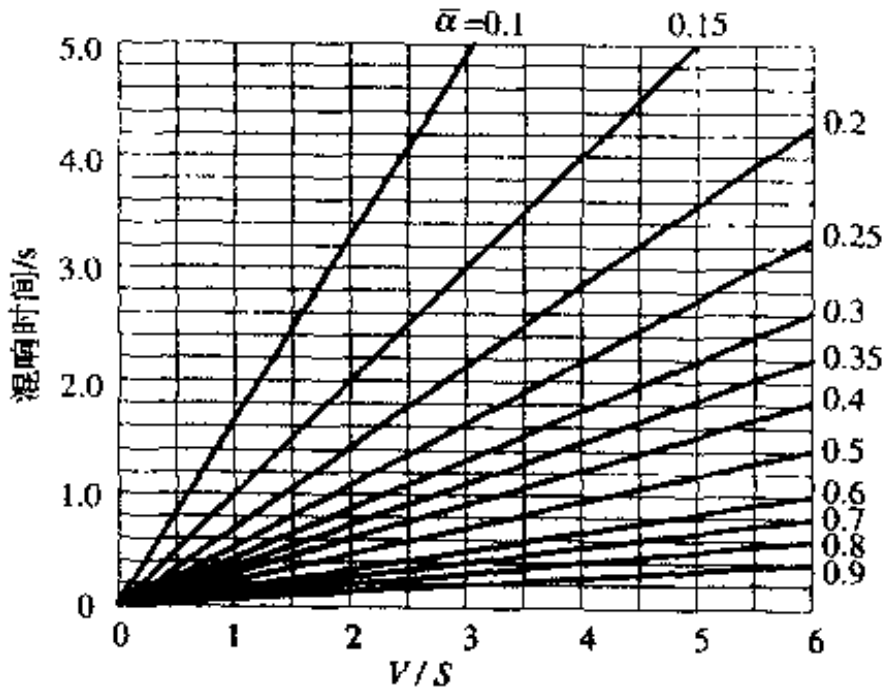


图 6.4-5 房间混响时间计算图表

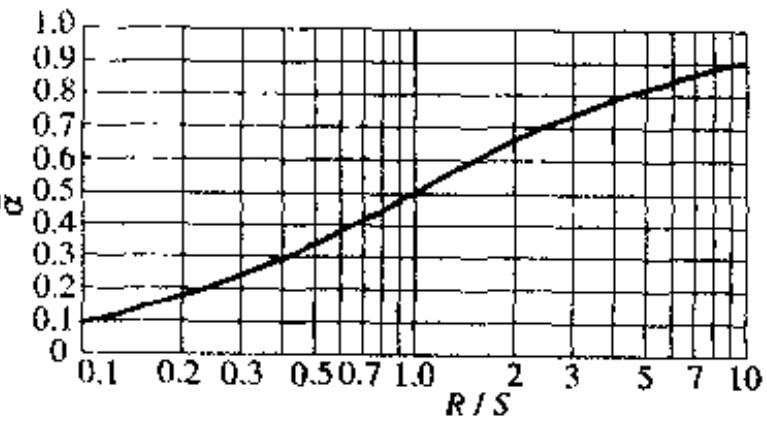


图 6.4-6 房间的平均吸声系数 $\bar{\alpha}$ 和房间常数 R 的关系图表

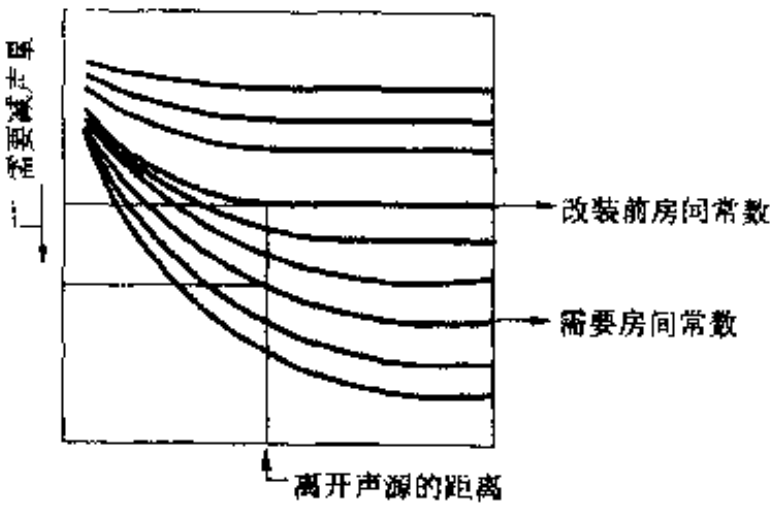


图 6.4-7 室内吸声处理设计方法示意图

6）按图 6.4-5 求出平均吸声系数 $\bar{\alpha}_2$。

7）根据噪声频谱及 $\bar{\alpha}_2$ 值，选择适当的吸声材料或吸声结构，在室内可能进行处理部位进行处理，以达到预期的降噪要求。

8）上述程序可按中心频率列表逐项进行计算。

4.3 室内平均降噪量

在实际工程中，需要了解室内噪声降低的平均情况，特别是室内有多个噪声源时，给定点的直达声来自多个噪声源，总的直达声场与点声源时完全不同，直达声随距离的变化不明显，此时，对室内噪声降低平均情况的了解，只有从统计平均的角度，将多声源情况下的直达声与混响声所组成的声场近似看成是扩散声

场来处理。设直达声在室内产生的平均声能密度为 E_D，经多次反射后室内声能密度叠加为 E，室内平均吸声系数为 $\bar{\alpha}$，可得：

$$E = E_D + (1-\bar{\alpha})\ E_D + (1-\bar{\alpha})^2 E_D + \cdots$$

$$= \frac{E_D}{1-(1-\bar{\alpha})} = \frac{E_D}{\bar{\alpha}}$$

或

$$\frac{E}{E_D} = \frac{1}{\bar{\alpha}}$$

即直达声在室内边界面要反射 $1/\bar{\alpha}$ 次才能被全部吸收，也即直达声在室内各边界面多次反射的结果，使声能密度增大了 $1/\bar{\alpha}$ 倍，声压级的增大值ΔL 为：

$$\Delta L = 10\lg\left(\frac{E}{E_D}\right) = 10\lg\left(\frac{1}{\bar{\alpha}}\right) \quad (6.4\text{-}9)$$

如果处理前后的室内平均吸声系数为 $\bar{\alpha}_1$、$\bar{\alpha}_2$，相应的声压级分别为 $\bar{L}_{p1}$、$\bar{L}_{p2}$，可得房间平均降噪量为：

$$\Delta\bar{L}_p = 10\lg\frac{\bar{\alpha}_2}{\bar{\alpha}_1} \quad (6.4\text{-}10)$$

由于吸声系数与吸声量 A 成正比，与混响时间成反比，因此平均降噪可写成：

$$\Delta\bar{L}_p = 10\lg\left(\frac{A_2}{A_1}\right) \quad (6.4\text{-}11)$$

或

$$\Delta\bar{L}_p = 10\lg\left(\frac{T_1}{T_2}\right) \quad (6.4\text{-}12)$$

室内边界面多次反射后声压级的增大值与平均吸声系数关系示于图 6.4-8、表 6.4-2，可供设计查用。

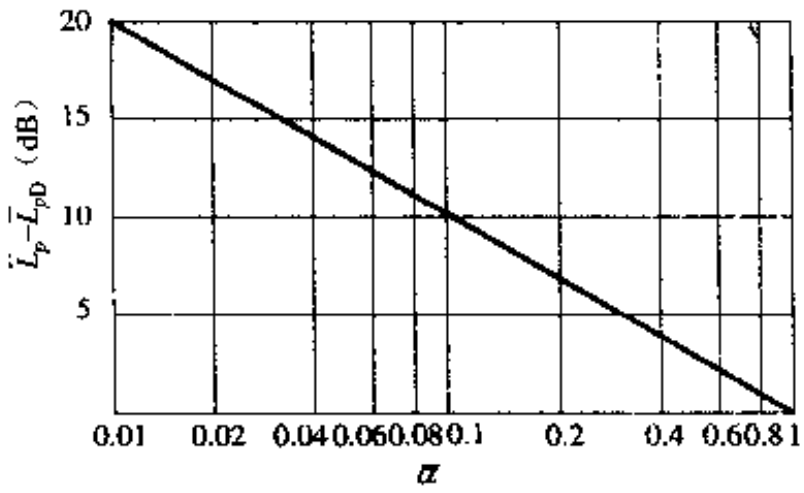


图 6.4-8 声压级提高量（$\bar{L}_p - \bar{L}_{pD}$）与壁面平均吸声系数 $\bar{\alpha}$ 的关系

表 6.4-2 声压级提高量（$\bar{L}_p - \bar{L}_{pD}$）与壁面平均吸声系数 $\bar{\alpha}$ 的关系

$\bar{\alpha}$	$\bar{L}_p - \bar{L}_{pD}$ / dB	$\bar{\alpha}$	$\bar{L}_p - \bar{L}_{pD}$ / dB
0.01	20.0	0.22	6.6
0.02	17.0	0.24	6.2
0.03	15.2	0.26	5.8
0.04	14.0	0.28	5.5
0.05	13.0	0.30	5.2
0.06	12.2	0.35	4.6
0.07	11.6	0.40	4.0
0.08	11.0	0.45	3.5
0.09	10.5	0.50	3.0
0.10	1.00	0.55	2.6
0.12	9.2	0.60	2.2
0.14	8.5	0.70	1.5
0.16	8.0	0.80	1.0
0.18	7.5	0.90	0.5
0.20	7.0	1.00	0

4.4 A 声级吸声降噪量

吸声降噪量与噪声源频谱有关，在实际工程中，往往以 A 声级作为噪声评价，因此需要从各个中心频率的减噪量求出 A 声级的吸声降噪量。

当噪声倍频程声压级或 1/3 倍频程声压级已知，相应的 A 声级可由下式计算：

$$L_A = 10\lg\left[\sum_i 10^{(L_{pi}-\Delta i)/10}\right] \quad (6.4\text{-}13)$$

式中 L_{pi} —— 第 i 个倍频程声压级；

Δi —— 相应的 A 计权网络的衰减值，不同频率的 A 修正见表 6.4-3。

表 6.4-3 不同频率的 A 修正

中心频率/Hz	A 修正/dB	中心频率/Hz	A 修正/dB
25	44.7	800	0.8
31.5	39.4	1000	0
40	34.6	1250	−0.6
50	30.2	1600	−1.0
63	26.2	2000	−1.2
80	22.5	2500	−1.3
100	19.4	3150	−1.2
125	16.1	4000	−1.0
160	13.4	5000	−0.5
200	10.9	6300	0.1
250	8.6	8000	1.1
315	6.6	10000	2.5
400	4.8	12500	4.3
500	3.2	16000	6.6
630	1.9	20000	9.3

由式：

$$L = L_W + 10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{1}{R}\right)$$

以吸声处理前后的噪声源在第 i 倍频程的声功率 L_{Wi} 和相应的倍频程房间常数 R_{1i} 和 R_{2i} 代入上式，可得吸声处理前后倍频程声压级 L_{1i} 和 L_{2i}，以 L_{1i}、L_{2i} 和 Δi 代入，可分别计算出吸声处理前后的 A 声级 L_{A1} 和 L_{A2}，

$$L_{A1} = 10\lg\left[\sum_i 10^{(L_{1i}-\Delta i)/10}\right] \quad (6.4\text{-}14)$$

$$L_{A2} = 10\lg\left[\sum_i 10^{(L_{2i}-\Delta i)/10}\right] \quad (6.4\text{-}15)$$

由 $L_{A1}-L_{A2}$，可得 A 声级吸声降噪量。

求 A 声级的室内平均降噪量时，以吸声处理前后的壁面平均吸声系数 $\overline{\alpha}_{1i}$、$\overline{\alpha}_{2i}$（或 A_{1i}、A_{2i}、T_{1i}、T_{2i}），由式：

$$\overline{L} = L_W - 10\lg\overline{\alpha} \quad (6.4\text{-}16)$$

计算出相应的平均倍频程声压级 $\overline{L}_{1i}$ 和 $\overline{L}_{2i}$，分别计算吸声处理前后空间平均 A 声级 $\overline{L}_{A1}$ 和 $\overline{L}_{A2}$，

$$\overline{L}_{A1} = 10\lg\left[\sum_i 10^{(\overline{L}_{1i}-\Delta i)/10}\right] \quad (6.4\text{-}17)$$

$$\overline{L}_{A2} = 10\lg\left[\sum_i 10^{(\overline{L}_{2i}-\Delta i)/10}\right] \quad (6.4\text{-}18)$$

由 $\overline{L}_{A1}-\overline{L}_{A2}$，可得 A 声级空间平均降噪量。以上计算可按中心频率列出表格逐项进行较为方便。

4.5 扁平房间的吸声降噪

对于扁平房间，其长宽尺度比高度大得多，吸声处理多集中于顶棚，声场很不扩散，应用以上计算式会有较大误差，此时把声场视为直达声和顶面一次和多次反射三部分叠加而成，其主要计算公式如下：

（1）点声源

$$L_p = (1-\alpha)(5.4+9\lg r)\left(4 > x \geqslant \frac{1}{4}\right) \quad (6.4\text{-}19)$$

式中 α —— 平顶吸声系数；

r —— 离声源距离（m）。

当距离小于空间半高度 $h/2$ 时，（h 为空间高度），声场仍由直达声决定，距离加倍，声压级降低约 6dB；当距离大于 $h/2$ 小于 $8h$ 时，反射声场有明显影响，距离加倍，声压级降低近似值为（$3.3+2.7\alpha$）分贝。

（2）多声源

室内声压级（dB）近似计算式为：

$$L_p = L_W + 10\lg\frac{4}{R_0} \quad (6.4\text{-}20)$$

$$R_0 = \frac{a+\alpha_0}{1-ba} \quad (6.4\text{-}21)$$

$$b = \frac{11}{8} - \frac{1}{8}\ln\left(\frac{4S^2}{S_0 S_h}\right) \quad (6.4\text{-}22)$$

式中 L_W —— 单位面积内声源功率级（dB）；

R_0 —— 新引入单位面积房间常数；

α_0 —— 底面吸声系数；

S —— 总底面积（m^2）；

S_0 —— 声源所占底面积（m^2）；

$S_h = \pi h^2$。

在多声源声场内，声源数量及房间扁平程度对降噪效果的影响不明显。

附录　吸声材料（结构）吸声系数表

收入本表中各类国产吸声材料、制品以及吸声结构共分六大类：① 纤维材料及制品；② 颗粒吸声制品；③ 泡沫制品；④ 穿孔板共振吸声结构；⑤ 薄板共振吸声结构；⑥ 常用建筑材料。

给出的吸声系数中，分别为驻波管法吸声系数和混响室法吸声系数两种，前者主要用于材料的研究、分析、质量控制，在阻性消声器件的设计中，也需要驻波管法吸声系数数据；对大量工程实际，主要使用混响室法吸声系数。两种吸声系数的关系相当复杂，目前尚未有明确的换算关系。为方便实际需要，驻波管法吸声系数可通过下面的近似换算表大致估计其混响室法吸声系数。

随着经济的发展，新材料越来越多，但其中绝大部分平均吸声系数在 0.2 以下，不能视为吸声材料，本表也未予收入。由于人力物力的种种原因，国内一些新材料的吸声系数未经测定，因此本表也未能一一包罗。另一方面，本表中有少量材料工程上已很少使用或已不生产，如木丝板、海草一类，考虑到其吸声系数对估计类似材料的吸声性能或研制类似材料仍有用处，且已形成系统数据，其变化规律仍有一定参考价值，故仍收入本表。

材料（结构）吸声系数与材料的具体构造、安装方法、实测条件等因素有关，同一材料由于厂家不同，其吸声性能不尽相同，甚至同一厂家不同批量材料，其吸声性能也可能会有差异。因此，在使用本表的数据时，仍需对选用材料作具体分析，不可照搬套用。对重大工程或重要部位使用的吸声材料，最好在使用前由专业部门进行专门的测定。

表 1　驻波管法吸声系数对混响室法吸声系数的近似换算

驻波管法吸声系数α_0（%）	混响室法吸声系数α_s（%）									
	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

注：例如，α_0=45%，则 40%和 5%的交点给出α_s=71%。

（1）纤维材料及制品（未注明者皆为驻波管值）

材料（结构）名称		厚度/cm	体积密度/（kg/m³）	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
				125	250	500	1000	2000	4000	
木丝板 木丝：长＞80mm，厚 0.5mm，宽 5mm 左右		5	200	0.05	0.09	0.31	0.59	0.71	0.84	
		5	300	0.09	0.15	0.48	0.69	0.79	0.80	
		5	400	0.14	0.24	0.65	0.78	0.87	0.91	
		5	500	0.16	0.27	0.67	0.76	0.86	0.88	
		5	600	0.18	0.26	0.69	0.79	0.85	0.93	
木丝板 木丝：长＞80mm，厚 0.3mm，宽 2mm 左右		5	200	0.07	0.10	0.32	0.57	0.77	0.84	
		5	300	0.10	0.17	0.50	0.70	0.80	0.81	
		5	400	0.16	0.22	0.70	0.82	0.87	0.91	
		5	500	0.13	0.25	0.72	0.79	0.84	0.88	
		5	600	0.18	0.27	0.74	0.80	0.85	0.93	
木丝板 木丝：长＞80mm，厚 0.5mm，宽 5mm 左右		1.5	400	0.03	0.05	0.15	0.19	0.50	0.76	
		2.5	400	0.08	0.20	0.30	0.66	0.71	0.88	
		5	400	0.14	0.25	0.63	0.76	0.87	0.90	
		7.5	400	0.21	0.39	0.85	0.83	0.89	0.91	
		10	400	0.32	0.60	0.90	0.90	092	0.90	
水泥、木丝板（表面喷薄浆）	贴实	1.5	470	0.05	0.15	0.30	0.50	0.35	0.55	
	后空 30mm	1.5	470	0.10	0.10	0.20	0.55	0.60	0.65	
	后空 120mm	1.5	470	0.10	0.25	0.45	0.35	0.45	0.65	
	大空腔	1.5	470	0.25	0.30	0.40	0.50	0.50	0.50	
	贴实	2.5	470	0.05	0.15	0.30	0.50	0.70	0.65	
	后空 50mm	2.5	470	0.20	0.20	0.50	0.45	0.55	0.65	
	大空腔	2.5	470	0.20	0.30	0.40	0.60	0.65	0.50	
半穿孔软质木纤维板		—	—	0.04	0.28	0.45	0.46	0.47	0.54	混响室
软质木纤维板厚板材		1.3	380	0.08	0.10	0.10	0.12	0.30	0.33	
软质木纤维板半穿孔		1.3	380	0.10	0.15	0.22	0.32	0.41	0.46	
软质木纤维板		1.9	—	0.17	0.19	0.25	0.50	0.65	0.70	
软质木纤维板贴钛白纸，后空 50mm，孔深 9mm，中距 20mm	φ6mm	1.3	320	0.25	0.35	0.30	0.40	0.45	0.60	混响室
	φ3mm	1.3	320	0.25	0.35	0.35	0.35	0.35	0.40	混响室
海草（外包麻布）		1	100	0.10	0.10	0.14	0.25	0.77	0.86	
海草（外包麻布）		2	100	0.10	0.09	0.12	0.42	0.93	0.78	
海草（外包麻布）		3	100	0.10	0.14	0.17	0.65	0.76	0.98	
海草（外包麻布）		4	100	0.09	0.12	0.27	0.83	0.72	0.92	
海草（外包麻布）		5	100	0.10	0.19	0.50	0.94	0.85	0.86	
麻绒（外包玻璃丝布）贴实		5	40	0.24	0.58	1.05	1.20	1.03	0.96	混响室
		5	50	0.27	0.68	1.10	1.21	1.00	1.03	混响室
		5	60	0.30	1.01	1.23	1.21	1.00	1.11	混响室

（续）

材料（结构）名　称	厚度/mm	体积密度/（kg/m³）	下述频率/（Hz）的吸声系数						备　注
			125	250	500	1000	2000	4000	
麻绒（外包玻璃丝布）后空 100mm	50	40	0.46	1.04	1.15	1.06	1.00	0.93	混响室
	50	50	0.46	1.02	1.21	1.04	1.04	1.03	混响室
	50	60	0.50	1.04	1.17	1.09	1.11	1.11	混响室
麻绒（外包玻璃丝布）贴实	100	40	0.70	1.10	1.24	1.16	1.07	0.90	混响室
	100	50	0.63	1.03	1.22	1.11	1.08	0.89	混响室
	100	60	0.84	1.08	1.23	1.03	1.05	0.95	混响室
麻绒（外包玻璃丝布）后空 10 mm	100	40	1.06	1.15	1.16	1.10	1.02	0.91	混响室
	100	50	1.15	1.06	1.06	1.10	1.03	0.95	混响室
	100	60	1.18	1.16	1.09	1.07	1.00	0.91	混响室
棉　絮	25	10	0.03	0.07	0.15	0.30	0.62	0.60	
毛　毡	15	150	0.03	0.06	0.17	0.42	0.65	0.73	
	15	80	0.04	0.06	0.14	0.36	0.63	0.92	
	20	370	0.07	0.26	0.42	0.40	0.55	0.56	
	23	230	0.07	0.17	0.32	0.45	0.56	0.69	
	30	80	0.04	0.17	0.56	0.65	0.81	0.91	
	45	80	0.08	0.34	0.68	0.65	0.83	0.88	
	22	160	0.04	0.08	0.21	0.51	0.94	—	
	44	160	0.09	0.25	0.61	0.95	0.92	—	
	66	160	0.18	0.47	0.83	0.92	0.92	-	
	88	160	0.33	0.69	0.84	0.87	0.94	—	
超细玻璃棉	50	20	0.15	0.35	0.85	0.85	0.86	0.86	
	70	20	0.22	0.55	0.89	0.81	0.93	0.84	
	90	20	0.32	0.80	0.73	0.78	0.86	—	
	100	20	0.25	060	0.85	0.87	0.87	0.85	
	150	20	0.50	0.80	0.85	0.85	0.86	0.80	
	50	25	0.15	0.29	0.85	0.83	0.87	—	
	70	25	0.23	0.67	0.80	0.77	0.86	—	
	90	25	0.32	0.85	0.70	0.80	0.89	—	
	90	15	0.25	0.85	0.84	0.82	0.91	—	
	90	30	0.28	0.57	0.54	0.70	0.82	—	
	50	12	0.06	0.10	0.68	0.98	0.93	0.90	
	50	17	0.06	0.19	0.71	0.98	0.61	0.90	
	50	24	0.10	0.30	0.85	0.85	0.85	0.85	
超细玻璃棉	20	30	0.03	0.04	0.29	0.80	0.79	0.79	混响室
	20	20	0.05	0.10	0.30	0.65	0.65	0.65	混响室
	40	20	0.05	0.10	0.50	0.85	0.70	0.65	混响室
树脂玻璃棉板，树脂含量 5%～9%，纤维直径 13～15μm	30	100	0.06	0.11	0.26	0.56	0.93	0.97	
	50	100	0.09	0.26	0.60	0.92	0.98	0.99	
	100	100	0.30	0.66	0.90	0.91	0.98	0.99	

（续）

材料（结构）名称		厚度/mm	体积密度/（kg/m³）	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
				125	250	500	1000	2000	4000	
防水超细玻璃棉毡		50	20	0.11	0.30	0.78	0.91	0.93	—	
		100	20	0.25	0.94	0.93	0.90	0.96	—	
沥青玻璃棉毡，沥青含量 2%～5%，纤维直径 13～15μm		50	100	0.09	0.24	0.55	0.93	0.98	0.98	
		50	150	0.11	0.33	0.65	0.91	0.96	0.98	
		50	200	0.14	0.42	0.68	0.80	0.88	0.94	
树脂玻璃棉毡，树脂含量 5%～9%，纤维直径 13～15μm		50	100	0.09	0.26	0.60	0.94	0.98	0.99	
		50	150	0.13	0.39	0.68	0.90	0.92	0.99	
		50	200	0.20	0.46	0.69	0.78	0.91	0.93	
		50	56	0.08	0.20	0.44	0.81	0.92	0.97	
		50	110	0.11	0.31	0.67	0.94	0.95	0.98	
		50	156	0.12	0.33	0.64	0.89	0.92	0.98	
沥青玻璃棉毡	纤维直径									
	13.6μm	50	70	0.08	0.26	0.49	0.87	0.97	0.97	
	19.0μm	50	70	0.08	0.19	0.37	0.73	0.90	0.89	
	30.0μm	50	70	0.08	0.13	0.23	0.42	0.60	0.69	
	42.0μm	50	70	0.08	0.11	0.19	0.34	0.50	0.63	
矿渣棉		60	240	0.25	0.55	0.78	0.75	0.87	0.91	北京产
		70	200	0.32	0.63	0.76	0.83	0.90	0.92	北京产
		80	150	0.30	0.64	0.73	0.78	0.93	0.94	北京产
		80	240	0.35	0.65	0.65	0.75	0.88	0.92	北京产
		80	300	0.35	0.43	0.55	0.67	0.78	0.92	北京产
		50	150	0.18	0.44	0.75	0.81	0.87	—	
		70	150	0.32	0.54	0.69	0.75	0.87	—	太原产
		90	150	0.44	0.59	0.67	0.77	0.85	—	太原产
		50	200	0.21	0.42	0.56	0.70	0.80	—	太原产
		70	200	0.30	0.45	0.68	0.72	0.83	—	太原产
		90	200	0.33	0.42	0.58	0.70	0.88	—	太原产
酚醛矿棉毡		40	60	0.07	0.15	0.38	0.76	0.98	—	
		50	60	0.09	0.22	0.54	0.89	0.99	—	
		60	60	0.12	0.30	0.66	0.95	0.95	—	
		40	80	0.07	0.17	0.42	0.83	0.99	—	
		50	80	0.11	0.28	0.64	0.89	0.92	—	
		60	80	0.11	0.32	0.66	0.90	0.97	—	
腈纶棉		50	20	0.14	0.37	0.68	0.75	0.78	0.82	
沥青矿棉毡		15	200	0.10	0.09	0.18	0.40	0.79	0.92	
		30	200	0.08	0.17	0.50	0.68	0.81	0.89	
		60	200	0.19	0.51	0.67	0.68	0.85	0.86	

（续）

材料（结构）名　称	厚度/mm	体积密度/（kg/m³）	下述频率/（Hz）的吸声系数						备　注
			125	250	500	1000	2000	4000	
	30	0	0.16	0.18	0.62	0.93	1.09	1.02	北新建材（集团）有限公司（混响室）
岩棉吸声板	30	5	0.25	0.62	0.93	1.08	1.06	1.06	
LYB-00-80	30	10	0.34	0.79	1.05	1.10	1.05	1.06	
体积密度 80kg/m³	30	15	0.54	0.96	1.10	0.97	1.10	1.05	
	30	20	0.78	0.94	1.09	0.96	1.05	1.09	
	30	0	0.17	0.30	0.76	1.08	1.05	1.05	
岩棉吸声板	30	5	0.28	0.64	1.01	1.14	1.08	0.99	
LYB-00-100	30	10	0.50	0.86	1.07	1.02	1.03	1.04	同上
体积密度 100kg/m³	30	15	0.73	0.87	1.08	0.96	1.00	1.11	
	30	20	0.78	0.90	1.06	1.06	1.02	1.11	
	30	0	0.20	0.30	0.77	0.99	1.09	0.95	
岩棉吸声板	30	5	0.32	0.70	0.95	1.10	1.00	0.99	
LYB-00-120	30	10	0.63	0.75	1.03	0.95	1.06	1.09	同上
体积密度 120kg/m³	30	15	0.81	0.96	0.96	0.96	1.07	1.07	
	30	20	0.82	0.99	0.95	1.03	1.10	1.11	
	50	0	0.26	0.59	1.07	1.23	1.08	1.07	
岩棉吸声板	50	5	0.39	0.87	1.11	1.26	1.15	1.09	
LYB-00-80	50	10	0.69	0.99	1.10	1.00	1.10	1.09	同上
体积密度 80kg/m³	50	15	0.77	0.97	1.15	1.08	1.07	1.01	
	50	20	1.00	0.93	1.03	1.11	1.13	1.11	
	50	0	0.34	0.65	1.00	1.19	1.11	1.05	
岩棉吸声板	50	5	0.43	0.79	1.10	1.13	1.06	1.10	
LYB-00-100	50	10	0.63	0.89	1.04	1.11	1.01	1.10	同上
体积密度 100kg/m³	50	15	0.83	0.81	0.98	1.07	1.13	1.07	
	50	20	1.08	0.92	0.94	1.12	1.14	1.11	
	50	0	0.35	0.65	1.18	1.13	1.11	1.10	
岩棉吸声板	50	5	0.55	0.71	0.94	1.09	1.07	1.14	
LYB-00-120	50	10	0.66	0.87	1.01	1.05	1.07	1.15	同上
体积密度 120kg/m³	50	15	0.86	0.88	0.92	1.15	1.14	1.20	
	50	20	0.98	0.81	0.95	1.03	1.11	1.07	
	50	0	0.36	0.56	1.03	1.08	1.13	1.18	河北（固安）宏远玻璃纤维制品厂（混响室）
离心玻璃棉板	50	5	0.38	0.70	1.16	1.18	1.13	1.10	
体积密度 24 kg/m³	50	10	0.45	0.91	1.12	1.08	1.04	1.10	
	50	15	0.53	1.14	1.19	1.09	1.12	1.07	
	50	20	0.64	1.22	1.17	1.12	1.09	1.13	
	50	0	0.32	0.63	1.08	1.13	1.10	1.03	
离心玻璃棉板	50	5	0.35	0.83	1.18	1.20	1.05	0.98	
体积密度 32 kg/m³	50	10	0.49	1.13	1.28	1.07	1.12	1.14	同上
	50	15	0.63	1.13	1.21	1.12	1.12	1.03	
	50	20	0.81	1.18	1.25	1.13	1.06	1.02	

（续）

材料（结构）名称	厚度/mm	体积密度/（kg/m³）	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
			125	250	500	1000	2000	4000	
离心玻璃棉板 体积密度 40 kg/m³	50	0	0.37	0.61	1.06	1.29	1.05	1.06	
	50	5	0.53	0.98	1.19	1.17	1.13	1.07	
	50	10	0.63	1.16	1.21	1.11	1.13	1.07	同上
	50	15	0.99	1.16	1.25	1.13	1.10	1.09	
	50	20	1.10	1.22	1.31	1.13	1.14	1.10	
离心玻璃棉板 体积密度 48 kg/m³	50	0	0.40	0.71	1.08	1.29	1.10	1.03	
	50	5	0.50	1.00	1.20	1.13	0.98	1.06	
	50	10	0.55	1.12	1.30	1.07	1.05	1.19	同上
	50	15	0.78	1.02	1.26	1.07	1.04	1.16	
	50	20	0.91	1.05	1.06	1.17	1.05	1.18	
离心玻璃棉板 体积密度 32 kg/m³（表面涂黑色胶）	25	0	0.13	0.32	0.68	0.86	1.05	0.95	混响室
	25	5	0.15	0.47	0.88	1.05	1.03	0.95	混响室
	25	10	0.28	0.77	1.10	1.06	1.02	0.97	混响室
	25	15	0.40	0.99	1.10	0.88	1.02	0.97	混响室
	25	20	0.44	1.09	1.03	0.87	1.01	0.97	混响室
离心玻璃棉板 体积密度 32 kg/m³（表面涂黑色胶）	30	0	0.13	0.41	0.76	1.06	1.03	0.76	混响室
	30	5	0.24	0.61	1.06	1.04	0.80	0.85	混响室
	30	10	0.39	0.93	1.07	0.84	0.91	0.84	混响室
	30	15	0.67	1.13	1.00	0.74	0.87	0.81	混响室
	30	20	0.90	1.05	0.90	0.90	0.91	0.85	混响室
离心玻璃棉板 体积密度 32 kg/m³（表面为复合牛皮纸加筋铝箔）	30	0	0.22	0.47	1.03	0.98	0.61	0.46	混响室
	30	5	0.32	0.61	1.14	0.85	0.53	0.40	混响室
	30	10	0.76	0.77	0.92	0.67	0.61	0.43	混响室
	30	15	0.90	0.81	0.85	0.63	0.75	0.39	混响室
	30	20	1.16	0.84	0.74	0.76	0.58	0.39	混响室
离心玻璃棉复合 PVC 面层天花板（PVC 天花板） 体积密度 48 kg/m³	15	0	0.08	0.29	0.54	0.91	0.94	0.57	混响室
	15	5	0.20	0.99	0.76	0.99	0.77	0.56	混响室
	15	10	0.35	0.84	0.72	0.91	0.81	0.61	混响室
	15	15	0.69	0.77	0.71	0.73	0.81	0.57	混响室
	15	20	0.84	0.70	0.70	0.84	0.80	0.57	混响室
风管包扎玻璃棉毡 体积密度 48 kg/m³	38	0	0.29	0.72	1.15	0.91	0.67	0.22	混响室
	38	5	0.34	1.10	1.01	0.94	0.67	0.29	混响室
	38	10	0.72	0.99	1.00	0.96	0.64	0.33	混响室
	38	15	0.96	0.77	0.89	0.93	0.63	0.19	混响室
	38	20	1.11	0.86	0.84	0.97	0.66	0.27	混响室

（续）

材料（结构）名　称	厚度/mm	体积密度/（kg/m³）	下述频率/（Hz）的吸声系数						备　注
			125	250	500	1000	2000	4000	
玻璃棉吸声天花板（表面贴PVC） 体积密度 56kg/m³	15	0	0.09	0.29	0.53	0.77	0.53	0.23	混响室
	15	5	0.29	0.94	0.59	0.81	0.43	0.21	混响室
	15	10	0.30	0.76	0.48	0.75	0.42	0.19	混响室
	15	15	0.52	0.57	0.43	0.72	0.38	0.09	混响室
	15	20	0.96	0.61	0.37	0.68	0.43	0.09	混响室
离心玻璃棉毡 体积密度 16 kg/m³	50	0	0.17	0.46	0.91	1.09	1.14	0.95	混响室
	50	5	0.19	0.66	1.06	1.12	1.10	1.03	混响室
	50	10	0.23	0.88	1.15	1.11	1.12	1.01	混响室
	50	15	0.41	1.03	1.16	1.01	1.12	1.02	混响室
	50	20	0.57	1.08	1.09	1.12	1.10	0.94	混响室
离心玻璃棉毡表面为复合玻璃布铝箔 体积密度 16 kg/m³	50	0	0.45	0.73	1.10	0.63	0.33	0.26	混响室
	50	5	0.38	0.82	1.02	0.54	0.37	0.26	混响室
	50	10	0.52	0.95	0.87	0.46	0.36	0.27	混响室
	50	15	0.77	1.18	0.76	0.58	0.40	0.28	混响室
	50	20	0.87	1.02	0.60	0.64	0.38	0.28	混响室
无贴面吸声玻璃棉毡 体积密度 16kg/m³	100	0	0.36	0.95	1.15	1.13	1.19	1.10	混响室
	100	5	0.61	0.97	1.21	1.21	1.10	1.06	混响室
	100	10	0.71	1.11	1.20	1.11	1.07	1.10	混响室
	100	15	0.77	1.14	1.20	1.17	1.09	1.04	混响室
	100	20	0.87	1.19	1.16	1.14	1.06	1.03	混响室
离心玻璃棉毡（表面涂黑色） 体积密度 24kg/m³	25	0	0.12	0.33	0.64	0.83	0.92	0.88	混响室
	25	5	0.18	0.46	0.77	0.96	0.91	0.86	混响室
	25	10	0.18	0.65	0.95	0.92	0.88	0.91	混响室
	25	15	0.26	0.82	0.95	0.76	0.96	0.91	混响室
	25	20	0.36	0.90	0.92	0.77	0.91	0.94	混响室
离心玻璃棉毡 体积密度 24 kg/m³	75	0	0.40	1.06	1.23	1.17	1.11	1.09	混响室
	75	5	0.55	1.04	1.36	1.18	1.12	1.06	混响室
	75	10	0.91	1.06	1.21	1.12	1.07	1.12	混响室
	75	15	1.06	0.94	1.12	1.12	1.04	1.02	混响室
	75	20	1.29	0.98	1.14	1.13	1.08	1.06	混响室
矿棉装饰吸声板 规格：600×300×13（mm） 品种：滚花	13	0	0.09	0.14	0.42	0.91	0.95	0.84	山东淄博富圆装饰材料有限公司（混响室）
	13	5	0.38	0.70	0.89	0.83	0.86	0.82	
	13	10	0.53	0.85	0.71	0.76	0.92	0.90	
	13	15	0.78	0.76	0.77	0.65	0.90	0.91	
	13	20	1.13	0.90	0.69	0.70	0.87	0.90	

（续）

材料（结构）名称	厚度/mm	体积密度/（kg/m³）	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
			125	250	500	1000	2000	4000	
矿棉装饰吸声板 规格：600×600×13（mm） 品种：滚花	13	0	0.06	0.19	0.44	0.84	0.95	0.90	同上
	13	5	0.32	0.72	0.88	0.79	0.91	0.91	
	13	10	0.51	0.78	0.81	0.79	0.90	0.91	
	13	15	0.74	0.73	0.74	0.68	0.90	0.90	
	13	20	0.91	0.72	0.74	0.72	0.88	0.98	
矿棉装饰吸声板 规格：1200×600×12（mm） 品种：滚花	12	0	0.09	0.14	0.58	0.76	0.76	0.79	北京建材制品总厂（混响室）
	12	5	0.47	0.69	0.59	0.59	0.71	0.79	
	12	10	0.80	0.51	0.56	0.55	0.75	0.86	
	12	15	0.98	0.52	0.45	0.54	0.71	0.80	
	12	20	1.16	0.51	0.52	0.61	0.72	0.84	
矿棉装饰吸声板 规格：600×600×12（mm） 品种：滚花	12	0	0.07	0.16	0.57	0.69	0.75	0.71	北新建材（集团）有限公司（混响室）
	12	5	0.30	0.62	0.51	0.56	0.68	0.83	
	12	10	0.92	0.43	0.43	0.54	0.67	0.75	
	12	15	0.95	0.44	0.48	0.53	0.73	0.75	
	12	20	0.87	0.44	0.44	0.59	0.74	0.71	
矿棉装饰吸声板 规格：500×500×10（mm） 品种：滚花	10	0	0.08	0.20	0.58	0.73	0.68	0.73	山东昌乐县岩棉吸声板厂（混响室）
	10	5	0.39	0.59	0.61	0.56	0.73	0.69	
	10	10	0.63	0.48	0.48	0.56	0.74	0.82	
	10	15	0.78	0.57	0.42	0.58	0.73	0.75	
	10	20	0.84	0.48	0.51	0.53	0.74	0.81	

（2）颗粒吸声制品（未注明者为驻波管值）

材料（结构）名称		厚度/mm	体积密度/（kg/m³）	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
				125	250	500	1000	2000	4000	
矿渣膨胀珍珠岩吸声砖	石膏勾缝	110	700～800	0.43	0.50	0.51	0.53	0.69	0.81	混响室
	未勾缝	110	700～800	0.50	0.56	0.61	0.50	0.69	0.89	混响室
膨胀珍珠岩自然堆放		40	106	0.10	0.15	0.65	0.70	0.80	0.90	混响室
膨胀珍珠岩装饰吸声板		10	<360	0.09	0.16	0.26	0.36	0.54	0.80	
膨胀珍珠岩吸声板		35	280～310	0.23	0.42	0.83	0.93	0.74	0.83	混响室
		30	280～310	0.29	0.46	0.92	0.98	0.84	0.63	混响室
膨胀珍珠岩穿孔复合板（穿孔板加吸声板一次成型）		20	280～310	0.02	0.11	0.26	0.65	0.74	0.72	混响室
		30	280～310	0.05	0.19	0.48	0.82	0.62	0.74	混响室
		40	280～310	0.16	0.28	0.81	0.76	0.73	0.60	混响室
水泥珍珠岩块		60	300	0.20	0.40	0.45	0.50	0.50	0.50	
膨胀珍珠岩吸声板		18	320	0.09	0.13	0.38	0.67	0.66	—	
		18	340	0.10	0.21	0.32	0.37	0.47	—	

（续）

材料（结构）名　称	厚度/mm	体积密度/（kg/m³）	下述频率/（Hz）的吸声系数						备　注
			125	250	500	1000	2000	4000	
陶土吸声砖	30	1250	0.06	0.10	0.30	0.76	0.56	—	
	50	1250	0.11	0.26	0.59	0.55	0.60	—	
	80	1250	0.18	0.55	0.62	0.56	0.58	—	
	100	1250	0.27	0.69	0.64	0.65	0.61	—	
	120	1250	0.33	0.75	0.56	0.63	0.56	—	
陶粒吸声砖 规格：400×185×115（mm） 贴实地面安装	115	780	0.43	0.80	0.75	0.74	0.83	0.89	混响室
	185	780	0.80	0.81	0.62	0.69	0.61	0.61	混响室
加气混凝土	90	670	0.08	0.10	0.10	0.19	0.27	0.20	
	150	500	0.08	0.14	0.19	0.28	0.34	0.45	
长石石英吸声砖	80	1500	0.16	0.33	0.35	0.36	0.34	—	
	90	1500	0.18	0.41	0.40	0.35	0.38	—	

（3）泡沫制品（未注明者皆为驻波管值）

材料（结构）名　称		厚度/mm	体积密度/（kg/m³）	下述频率/（Hz）的吸声系数						备　注
				125	250	500	1000	2000	4000	
吸声泡沫玻璃	后空/mm									
	0	25	250～280	0.21	0.27	0.37	0.36	0.48	0.69	广西东兰泡沫玻璃厂（混响室）
	50	25	250～280	0.42	0.66	0.35	0.34	0.45	0.60	
	100	25	250～280	0.83	0.39	0.35	0.34	0.49	0.61	
	150	25	250～280	0.74	0.36	0.34	0.33	0.45	0.68	
	200	25	250～280	0.78	0.36	0.34	0.35	0.46	0.63	
聚胺酯泡沫塑料		20	43	0.03	0.08	0.15	0.30	0.50	0.50	混响室
		25	43	0.08	0.24	0.60	0.93	1.07	1.04	混响室
聚氨酯泡沫塑料（聚醚）流阻率 2.8×10^4 瑞利/m		20		0.04	0.07	0.11	0.18	0.38	0.72	
		40		0.07	0.13	0.24	0.43	0.80	0.74	
		60		0.10	0.19	0.40	0.80	0.83	0.97	
		80		0.15	0.29	0.63	0.93	0.85	0.93	
		100		0.21	0.43	0.84	0.93	0.96	0.99	
聚氨酯泡沫塑料（聚酯型）		30	56	0.07	0.16	0.41	0.87	0.75	0.72	
		50	56	0.11	0.31	0.91	0.75	0.86	0.81	
		30	71	0.11	0.21	0.71	0.65	0.64	0.65	
		50	71	0.20	0.32	0.70	0.62	0.68	0.65	
聚胺酯泡沫塑料（聚酯型）流阻率 3×10^5 瑞利/m		22		0.06	0.10	0.23	0.65	0.64	—	
		47		0.20	0.36	0.66	0.64	0.66	—	
		100		0.43	0.54	0.73	0.66	0.66	—	
聚氨酯泡沫塑料		14		0.05	0.07	0.22	0.68	0.54	—	
		31		0.09	0.18	0.71	0.57	0.52	—	
		51		0.13	0.35	0.83	0.79	0.70	—	
		98		0.39	0.51	0.61	0.65	0.69	—	

（续）

材料（结构）名称		厚度/mm	体积密度/（kg/m³）	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
				125	250	500	1000	2000	4000	
聚酯氨泡沫塑料		40	40	0.10	0.18	0.36	0.70	0.75	0.80	
		60	45	0.11	0.25	0.52	0.87	0.79	0.81	
		80	45	0.20	0.40	0.95	0.90	0.98	0.85	
氨基甲酸泡沫塑料		25	25	0.05	0.07	0.26	0.81	0.69	0.81	
		50	36	0.21	0.31	0.86	0.71	0.86	0.82	
微孔聚氨酯泡沫塑料		40	30	0.10	0.14	0.26	0.50	0.82	0.77	
粗孔聚氨酯泡沫塑料		40	40	0.06	0.10	0.20	0.59	0.88	0.85	
尿醛米波罗		30	20	0.10	0.17	0.45	0.67	0.65	0.85	
		47	20	0.22	0.29	0.40	0.68	0.95	0.94	
		50	20	0.22	0.29	0.40	0.68	0.95	0.94	
聚氨酯泡沫塑料外贴铝型纸		50	40	0.21	0.58	0.94	0.95	0.87	0.78	
阻燃聚氨酯泡沫塑料	贴实安装	10	26	0.04	0.08	0.13	0.31	0.62	0.94	混响室
	后空 100mm	10	26	0.11	0.29	0.72	0.74	0.73	0.82	混响室
	贴实安装	25	26	0.05	0.17	0.49	0.94	1.13	1.05	混响室
	后空 100mm	25	26	0.17	0.56	1.13	0.80	1.17	1.27	混响室

（4）穿孔板共振吸声结构（混响室值）

穿孔板结构	空腔距离/mm	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
		125	250	500	1000	2000	4000	
穿孔三夹板	100 不填	0.04	0.54	0.29	0.09	0.11	0.19	
孔径 5mm	100 板后贴布	0.28	0.69	0.51	0.21	0.16	0.23	
孔距 40mm	100 填矿棉	0.69	0.73	0.51	0.28	0.19	0.17	
狭缝三夹板，l=50mm，缝距：水平 10mm；垂直 20mm	500 板后贴布	0.18	0.33	0.36	0.36	0.35	0.33	
	500 填矿棉	0.21	0.35	0.40	0.43	0.42	0.39	
穿孔五夹板，孔径 8mm，孔距 50mm	50	0.09	0.19	0.34	0.28	0.17	0.15	
	100	0.11	0.35	0.30	0.23	0.23	0.19	
	150	0.18	0.55	0.32	0.20	0.23	0.10	
穿孔五夹板，孔径 5mm，孔距 25mm	50	0.01	0.25	0.55	0.30	0.16	0.19	
	50 填矿棉	0.23	0.69	0.66	0.47	0.26	0.27	
	100	0.10	0.45	0.48	0.18	0.19	0.25	
	100 填矿棉	0.20	0.95	0.61	0.32	0.23	0.55	
穿孔五夹板，孔径 8mm，孔距 50mm，0.5kg/m² 玻璃棉，外包玻璃布	50	0.20	0.67	0.61	0.37	0.27	0.27	
	100	0.33	0.55	0.55	0.42	0.26	0.27	
	150	0.34	0.61	0.52	0.35	0.27	0.19	
穿孔五夹板，孔径 8mm，孔距 100mm，0.5kg/m² 玻璃棉，外包玻璃布	50	0.22	0.45	0.33	0.20	0.18	0.20	
	100	0.31	0.42	0.32	0.26	0.17	0.20	
	150	0.34	0.40	0.29	0.27	0.17	0.18	

（续）

穿孔板结构	空腔距离/mm	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
		125	250	500	1000	2000	4000	
穿孔金属板，孔径6mm，孔距55mm，空腔放棉毡外包玻璃布	100　填矿棉	0.32	0.76	1.0	0.95	0.90	0.98	
	100　填玻璃棉	0.31	0.37	1.0	1.0	1.0	1.0	
穿孔硬质纤维板，厚4mm，孔径35mm，孔距7.5mm，后放玻璃棉毡40mm，体积密度50kg/m³	40	0.19	0.36	0.59	0.63	0.50	0.51	
	40　玻璃棉毡后再留100mm	0.28	0.51	0.58	0.51	0.53	0.62	
石棉穿孔板，板厚4mm，孔径9mm，穿孔率1%，空腔放超细棉0.5kg/m³	50	0.19	0.54	0.25	0.15	0.02	—	
	100	0.22	0.50	0.25	010	0.01	—	
	150	0.20	0.46	0.31	0.12	0.06	—	
	200	0.23	0.44	0.33	0.11	0.04	0.04	
	250	0.21	0.41	0.28	0.14	0.04	0.03	
石棉穿孔板，板厚4mm，孔径9mm，穿孔率2.5%，空腔放0.5kg/m³超细棉	50	0.13	0.50	0.63	0.32	0.14	0.03	
	100	0.23	0.61	0.50	0.36	0.16	0.03	
	150	0.30	0.54	0.45	0.36	0.18	0.10	
	200	0.26	0.54	0.48	0.34	0.16	0.07	
	250	0.24	0.52	0.43	0.34	0.13	0.03	
石棉穿孔板，板厚4mm，孔径9mm，穿孔率5%，空腔放0.5kg/m³超细棉	50	0.07	0.38	0.60	0.41	0.28	0.07	
	100	0.19	0.56	0.57	0.48	0.26	0.07	
	150	0.26	0.52	0.48	0.48	0.31	0.11	
	200	0.27	0.50	0.46	0.25	0.33	0.15	
	250	0.26	0.50	0.48	0.43	0.31	0.15	
石棉穿孔板，板厚4mm，孔径9mm，穿孔率10%，空腔放0.5kg/m³超细棉	50	0.10	0.35	0.66	0.59	0.45	0.33	
	100	0.19	0.58	0.61	0.63	0.48	0.33	
	150	0.24	0.44	0.50	0.50	0.45	0.25	
	200	0.27	0.43	0.45	0.43	0.45	0.33	
	250	0.26	0.52	0.41	0.43	0.45	0.33	
石棉穿孔板，板厚4mm，孔径9mm，穿孔率14%，空腔放0.5kg/m³超细棉	50	0.10	0.35	0.77	0.70	0.59	0.39	
	100	0.18	0.63	0.70	0.66	0.55	0.33	
	150	0.25	0.52	0.46	0.55	0.55	0.45	
	200	0.26	0.48	0.50	0.53	0.55	0.45	
	250	0.29	0.53	0.45	0.43	0.53	0.46	

（续）

穿孔板结构	空腔距离/mm	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
		125	250	500	1000	2000	4000	
穿孔石膏板，穿孔率6%，板厚7mm，板后贴一层薄纸	后空100mm（空气层）	0.18	0.61	0.78	0.37	0.22	0.16	
	后空100mm（放晴纶棉，体积密度20kg/m³）	0.39	0.99	0.83	0.41	0.26	0.19	
	后空200mm（放晴纶棉，体积密度20kg/m³）	0.61	0.76	0.59	0.40	0.25	0.20	
	后空200mm（空气层）	0.46	0.64	0.54	0.32	0.22	0.15	
	同上去掉板后薄纸	0.13	0.20	0.19	0.16	0.13	0.15	
钙塑板，孔径7mm，孔距25mm（390m×390mm面积上共196孔）	50	0.08	0.18	0.39	0.19	0.13	0.11	
	50 放30mm厚泡沫塑料	0.08	0.27	0.59	0.23	0.15	0.14	
	50 放30mm厚超细棉	0.16	1.21	0.73	0.42	0.26	0.15	
钙塑板，孔径7mm，孔距25mm（390m×390mm为半面积穿孔共98个）	50	0.08	0.16	0.34	0.16	0.14	0.17	
	放30mm厚泡沫塑料	0.10	.29	0.40	0.23	0.17	0.19	
	50 放30mm厚超细棉	0.19	1.03	0.42	0.32	0.21	0.07	
木质纤维吸声板，板后贴玻璃布，板厚4mm，穿孔率10%	后空100	0.24	0.52	0.91	0.70	0.45	0.33	
	后空200	0.43	0.71	0.76	0.46	0.46	0.31	

复合穿孔吸声结构	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
	125	250	500	1000	2000	4000	
前五夹板 d=5mm，D=25mm，L=50mm 后三夹板 d=5mm，D=40mm，L=100mm	0.83	0.50	0.68	0.41	0.22	0.25	
前三夹板 d=5mm，D=13mm，L=30mm 后三夹板 d=5mm，D=40mm，L=200mm	0.86	0.40	0.63	0.93	0.83	0.57	
前三夹板 d=5mm，D=13mm，L=30mm 填矿棉；后五夹板 d=5mm，D=35mm， L=200mm，贴布	0.95	0.54	0.92	1.0	0.93	0.72	
前三夹板 d=5mm，D=13mm，L=50mm，贴布，后板不穿孔，L=100mm，龙骨距500mm×450mm	0.44	0.75	0.62	0.74	0.88	0.72	

（续）

微穿孔板	穿孔率（%）	空腔距离/mm	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
			125	250	500	1000	2000	4000	
单层微穿孔板 孔径 0.8mm 板厚 0.8mm	1	30	—	0.18	0.64	0.69	0.17	—	驻波管
	1	50	0.05	0.29	0.87	0.78	0.12	—	
	1	70	—	0.40	0.86	0.37	0.14	—	
	1	100	0.24	0.71	0.96	0.40	0.29	—	
	1	150	0.37	0.85	0.87	0.20	0.15	—	
	1	200	0.56	0.98	0.61	0.86	0.27	—	
	1	250	0.72	0.99	0.38	0.40	0.12	—	
单层微穿孔板 孔径 0.8mm 板厚 0.8mm	2	30	0.08	0.11	0.15	0.58	0.40	—	驻波管
	2	50	0.05	0.17	0.60	0.78	0.22	—	
	2	70	0.12	0.24	0.57	0.70	0.17	—	
	2	100	0.10	0.46	0.92	0.31	0.40	—	
	2	150	0.24	0.68	0.80	0.10	0.12	—	
	2	200	0.40	0 83	0.54	0.77	0.28	—	
	2	250	0.48	0.89	0.34	0.45	0.11	—	
单层微穿孔板 孔径 0.8mm 板厚 0.8mm	3	30	—	0.06	0.20	0.68	0.42	—	驻波管
	3	50	0.11	0.25	0.43	0.70	0.25	—	
	3	70	—	0.22	0.82	0.69	0.21	—	
	3	100	0.12	0.29	0.78	0.40	0.78	—	
	3	150	0.21	0.47	0.72	0.12	0.20	—	
	3	200	0.22	0.50	0.50	0.28	0.55	—	
	3	250	0.35	0.70	0.76	0.50	0.15	—	
双层微穿孔板 孔径 0.8mm 板厚 0.9mm	2.5+1	D_1=30，D_2=70	0.26	0.71	0.92	0.65	0.35	—	驻波管
	2.5+1	D_1=40，D_2=60	0.21	0.72	0.94	0.84	0.30	—	
	2.5+1	D_1=50，D_2=50	0.18	0.69	0.96	0.99	0.24	—	
	2.5+1	D_1=40，D_2=160	0.58	0.99	0.54	0.86	—	—	
	2.5+1	D_1=80，D_2=120	—	0.88	0.84	0.80	—	—	
	2+1	D_1=80，D_2=120	0.48	0.97	0.93	0.64	0.15	—	
	3+1	D_1=80，D_2=120	0.40	0.92	0.95	0.66	0.17	—	
单层微穿孔板 孔径 0.8mm 板厚 0.5mm	1	200	0.37	0.53	0.44	0.29	0.26	0.18	
	2	200	0.22	0.31	0.39	0.24	0.31	0.27	
单层微穿孔板 孔径 0.8mm 板厚 0.8mm	1	200	0.28	0.67	0.52	0.42	0.40	0.30	
	2	150	0.18	0.43	0.87	0.32	0.33	0.34	
	2	200	0.19	0.50	0.45	0.35	0.36	0.19	
双层微穿孔板 孔径 0.8mm 板厚 0.8mm	2+1	D_1=100，D_2=100	0.28	0.79	0.70	0.64	0.41	0.42	
	2+1	D_1=50，D_2=100	0.25	0.79	0.67	0.68	0.45	0.38	
	2+1	D_1=80，D_2=120	0.41	0.91	0.61	0.61	0.31	0.30	

（续）

微穿孔板	穿孔率（%）	空腔距离/mm	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
			125	250	500	1000	2000	4000	
单层微穿孔板 孔径 0.8mm 板厚 0.5～0.8mm	1	50	0.08	0.56	0.78	0.65	0.14	0.32	
	2	50	0.11	0.40	0.85	0.77	0.74	0.48	
	3	50	0.08	0.35	0.41	0.84	0.82	0.60	
	1	80	0.15	0.53	0.68	0.56	0.43	0.21	
	2	80	0.13	0.50	0.83	0.71	0.67	0.48	
	3	80	0.11	0.29	0.82	0.79	0.94	0.48	
	1	100	0.20	0.75	0.63	0.61	0.44	0.48	
	2	100	0.29	0.61	0.60	0.68	0.75	0.47	
	3	100	0.30	0.67	0.67	0.70	0.75	0.48	
双层微穿孔板	2+1	D_1=50，D_2=100	0.25	0.79	0.67	0.68	0.46	0.45	
孔径 0.8mm	2+1	D_1=80，D_2=120	0.48	0.97	0.93	0.64	0.15	0.13	
板厚 0.5～0.8mm	2+1	D_1=80，D_2=120	0.40	0.92	0.95	0.66	0.13	0.11	
条缝共振吸声砖，缝长 200mm，缝宽 10mm		50～60	0.72	0.08	0.17	0.13	0.24	0.50	
		20～30	0.93	0.08	0.19	0.13	0.21	0.32	
木纤维穿缝板，缝长 75mm，缝宽 3mm，板后贴玻璃布，板厚 4mm		100	0.44	0.70	0.73	0.54	0.38	0.20	
		200	0.78	0.58	0.70	0.45	0.33	0.19	

（5）薄板共振吸声结构（混响室值）

共振板	空腔距离/mm	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
		125	250	500	1000	2000	4000	
二夹板	50 无填料	0.21	0.74	0.21	0.10	0.08	0.12	
	50 填矿棉 龙骨间距 500mm×500mm	0.27	0.57	0.28	0.12	0.09	0.12	
三夹板	10 龙骨间距 500mm×450mm	0.60	0.38	0.18	0.05	0.04	0.08	
	50 龙骨间距 450mm×450mm	0.21	0.73	0.21	0.19	0.08	0.12	
	10 龙骨间距 450mm×450mm	0.60	0.38	0.18	0.05	0.05	0.08	
五夹板 龙骨间距 500mm×450mm	50	0.09	0.52	0.17	0.06	0.10	0.12	
	100	0.41	0.30	0.14	0.05	0.10	0.16	
	150	0.38	0.33	0.16	0.06	010	0.17	
七夹板 龙骨间距 500mm×450mm	50 填玻璃棉毡	0.48	0.25	0.15	0.07	0.10	0.11	
	160	0.58	0.14	0.09	0.04	0.04	0.07	
	250	0.37	0.13	0.10	0.05	0.05	0.10	
胶合板 3mm	50	0.20	0.70	0.15	0.10	0.05	0.05	
胶合板 3mm	100	0.30	0.45	0.15	0.10	0.05	0.05	
胶合板 5mm	50	0.10	0.25	0.15	0.05	0.05	0.05	
胶合板 5mm	100	0.35	0.25	0.10	0.05	0.05	0.05	
胶合板 6.3mm	50	0.10	0.40	0.10	0.10	0.05	0.05	
胶合板 8.3mm	50	0.30	0.15	0.05	0.05	0.05	0.05	
薄木板 5～10mm	100	0.25	0.15	0.06	0.05	0.04	0.04	

（续）

共振板	空腔距离/mm	下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
		125	250	500	1000	2000	4000	
软质木纤维板，板厚 11mm，体积密度 200~250kg/m³	60	0.22	0.30	0.34	0.32	0.41	0.42	
硬质木纤维板，厚 4mm	100	0.50	0.16	0.08	0.05	0.04	0.08	
	100　填玻璃棉毡	0.48	0.25	0.15	0.07	0.10	0.11	
石膏板，厚 12.5mm	400　龙骨 50mm×100mm	0.29	0.10	0.05	0.04	0.07	0.09	
硬质纤维板，厚 4mm	100	0.25	0.20	0.15	0.10	0.05	0.05	

（6）常用建筑材料吸声系数表（混响室值）

常用建筑材料		下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
		125	250	500	1000	2000	4000	
砖墙（抹灰）		0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	
砖墙（勾缝）		0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.06	
抹灰砖墙涂油漆		0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	
砖墙、拉毛水泥		0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.05	
混凝土未油漆毛面		0.01	0.02	0.02~0.04	0.02~0.06	0.02~0.08	0.03~0.10	
混凝土油漆		0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	
大理石		0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	
水磨石地面		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	0.04	
板条抹灰		0.15	0.10	0.05	0.05	0.05	0.05	
木格栅地板		0.15	0.10	0.10	0.07	0.06	0.07	
实铺木地板（沥青粘在混凝土上）		0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	
厚地毯铺在混凝土上		0.02~0.10	0.06~0.10	0.15~0.20	0.25~0.35	0.30~0.60	0.35~0.65	
玻璃布后空 75mm		0.05	0.22	0.78	0.87	0.43	0.82	
纺织品丝绒 0.31kg/m³，直接挂墙上		0.03	0.04	0.11	0.17	0.24	0.35	
纺织品丝绒 0.43kg/m³，折叠面积一半		0.07	0.31	0.49	0.75	0.70	0.60	
纺织品丝绒 0.56kg/m³，折叠面积一半		0.14	0.35	0.55	0.72	0.70	0.65	
阻燃装饰布，未打褶（帘幕）密度，经 84 根/100mm，纬 68 根/100mm，重量，620g/m²	贴实安装	0.06	0.12	0.12	0.30	0.48	0.66	
	后空 100mm	0.02	0.12	0.30	0.54	0.48	0.66	
	后空 200mm	0.02	0.30	0.60	0.30	0.48	0.60	

（续）

常用建筑材料		下述频率/（Hz）的吸声系数						备注
		125	250	500	1000	2000	4000	
阻燃装饰布，100%打褶（帘幕）密度，经84根/100mm，纬68根/100mm；重量620g/m²	贴实安装	0.14	0.36	0.58	0.65	0.72	0.86	
	后空100mm	0.22	0.29	0.65	0.72	0.79	0.93	
	后空200mm	0.22	0.43	0.72	0.65	0.72	0.93	
阻燃装饰布装在木框上，密度，经84根/100mm，纬68根/100mm；重量620g/m²	后空50mm	0.02	0.14	0.29	0.65	0.79	0.58	
	后空100mm	0.07	0.29	0.58	0.86	0.43	0.58	
	后空150mm	0.07	0.50	0.72	0.58	0.65	0.72	
	后空200mm	0.22	0.58	0.86	0.43	0.58	0.65	
玻璃窗（125mm×350mm）玻璃厚3mm		0.35	0.25	0.18	0 12	0.07	0.04	
水表面		0.08	0.08	0.013	0.015	0.02	0.025	
皮面门		0.10	0.11	0.11	0.09	0.09	0.11	
木 门		0.16	0.15	0.10	0.10	0.10	0.10	

参 考 文 献

1 中国建筑科学研究院建筑物理研究所主编．建筑声学设计手册．北京：中国建筑工业出版社，1987

2 （日）子安胜著．建筑吸声材料．高履泰译．北京：中国建筑工业出版社，1975

3 赵松龄编著．噪声的降低与隔离．上海：同济大学出版社，1985

4 席根，C.W.柯斯汀著．吸声材料．吕如榆等译．北京：科学出版社，1960

5 E.G.里查逊主编．声学技术概要（上册）．章启馥等译．北京：科学出版社，1961

6 L.L.Beranek．Noise and Vibration Control，1971

第 7 篇

消　声　篇

作　者　章奎生

第 1 章　消声器的分类、原理与特性

1.1　消声器的分类及形式

1.1.1　消声器的定义与用途

消声器是一种既可使气流顺利通过又能有效地降低噪声的设备，或者讲，消声器是一种具有吸声内衬或特殊结构形式能有效降低噪声的气流管道。

在噪声控制技术中，消声器是应用最多最广的降噪设备。消声器在工程实际中已被广泛应用于鼓风机、通风机、罗茨风机、轴流风机、空压机等各类空气动力设备的进排气口消声；空调机房、锅炉房、冷冻机房、发电机房等建筑设备机房的进出风口消声；通风与空调系统的送回风管道消声；冶金、石化、电力等工业部门的各类高压高温及高速排气放空消声及各类柴油发电机、飞机、轮船、汽车以及摩托车、助动车等各类发动机的排气消声等，为改善劳动条件，保护城市环境起到了重要的作用。

1.1.2　消声器的分类及形式

随着消声器的研究与应用技术的不断发展，消声器的种类也日趋繁多，其原理、形式、规格、材料、性能及用途等各不相同，常见的各种不同消声器基本上均属于阻性、抗性、复合式及排气放空式四种类型。

表 7.1-1 为常见消声器的基本类型及形式表，图 7.1-1、图 7.1-2、图 7.1-3、图 7.1-4 为常见各类消声器形式示意图。

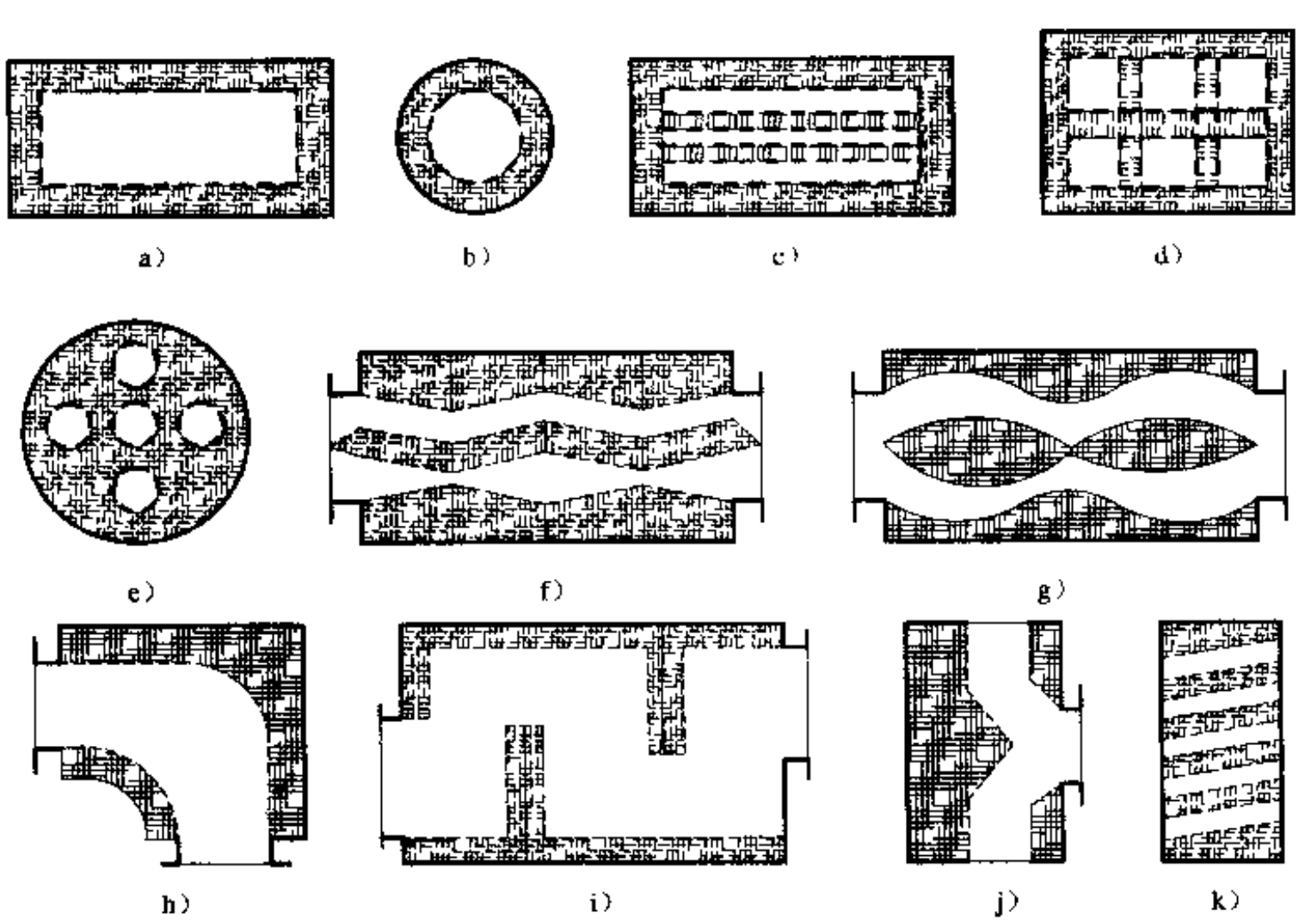
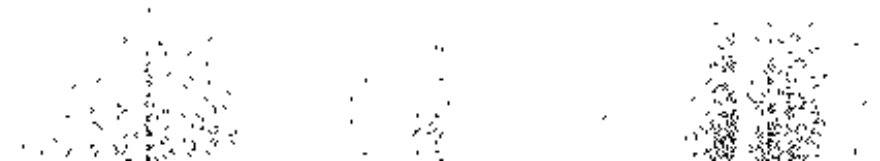


图 7.1-1　常见阻性消声器形式示意图

a）矩形管式　b）圆形管式　c）片式　d）蜂窝式　e）列管式　f）折板式

g）声流式　h）弯头式　i）多室式　j）圆盘式　k）百叶式



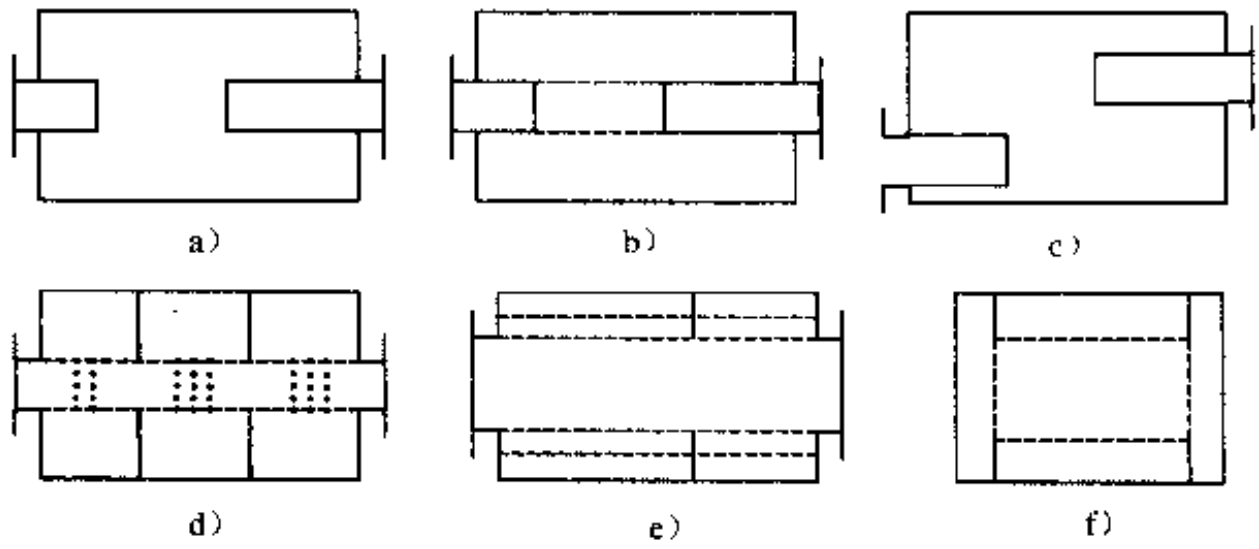


图 7.1-2 常见抗性消声器形式示意图

a）单节膨胀式 b）改良型单节膨胀式 c）单节迷宫膨胀式
d）多节共振式 e）双节双层微穿孔板式 f）共振性管式

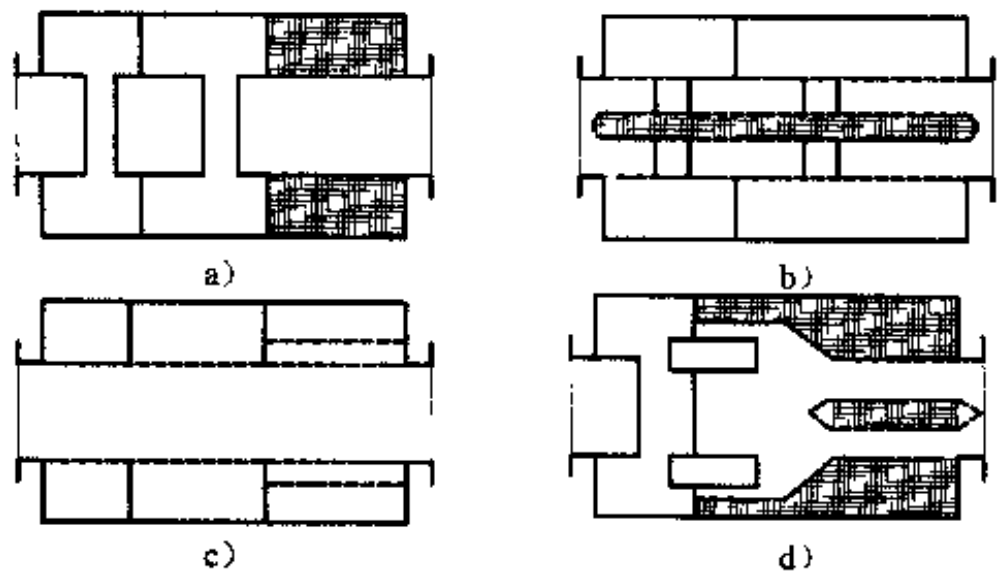


图 7.1-3 几种复合式消声器形式示意图

a）阻抗复合式 b）阻抗复合式 c）共振式、微穿孔板复合式 d）阻抗复合式

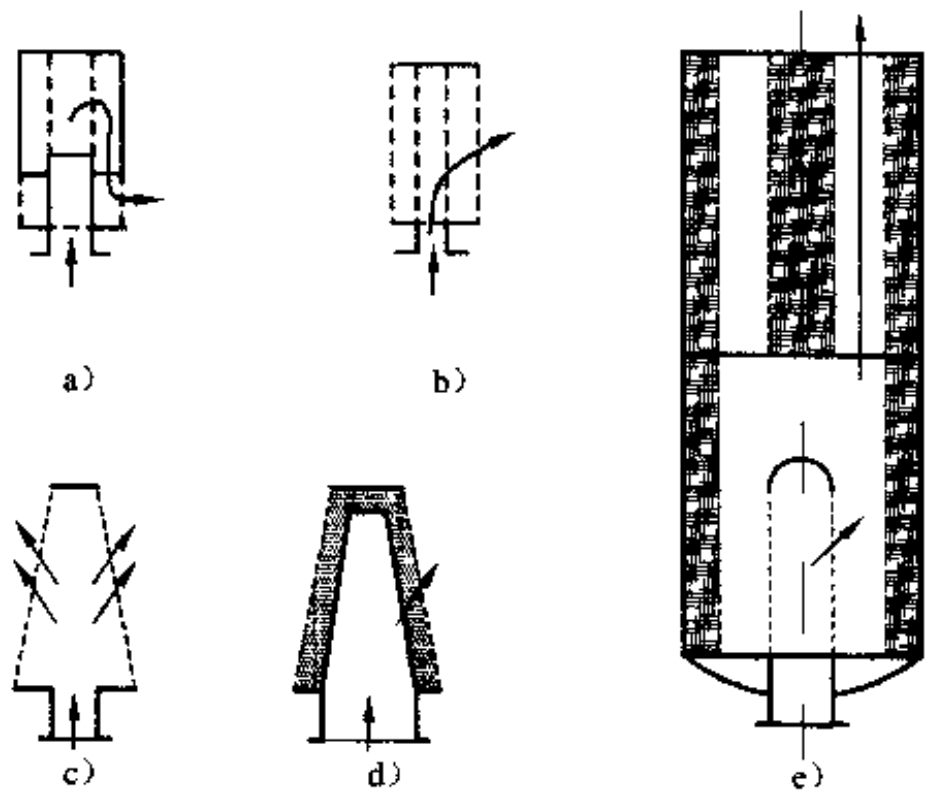


图 7.1-4 几种排气放空消声器形式示意图

a）节流减压式 b）节流、小孔复合式 c）小孔喷注式 d）多孔扩散式 e）节流减压、阻性复合式

表 7.1-1　常见消声器分类表

原　　理	形　　式	消声性能	主 要 用 途
阻性消声器	管式、片式、蜂窝式、列管式、折板式、声流式、弯头式、百叶式、元件式、迷宫式、圆盘式、圆环式、小室式	中高频	通风空调系统管道、机房进出风口、空气动力设备进排风口等
抗性消声器	膨胀式（扩张式）、共振式、微穿孔板式、干涉式、电子式等	低中频 低　频 宽频带 低中频	空压机、柴油机、汽车发动机等以低中频噪声为主的设备噪声
复合式消声器	阻抗复合式、阻性及共振复合式、抗性及微穿孔板复合式等	宽频带	各类宽频带噪声源
排气放空消声器	节流减压式、小孔喷注式、节流减压与小孔喷注复合式、多孔材料扩散式	宽频带	各类排气放空噪声

1.2　消声器的原理与特性

1.2.1　阻性消声器

阻性消声器是利用气流管道内的不同结构形式的多孔吸声材料（常称阻性材料）吸收声能，降低噪声的消声器。

阻性消声器是各类消声器中形式最多、应用最广的一种消声器，特别是在风机类消声器中应用最多。阻性消声器具有较宽的消声频率范围，在中、高频段消声性能尤为显著。阻性消声器的消声性能主要取决于消声器的结构形式、吸声材料的吸声特性、通过消声器的气流速度及消声器的有效长度等。下面介绍常用的几种阻性消声器。

1. 管式消声器

管式消声器是阻性消声器中结构形式最简单的一种，即在气流管道内壁加衬一定厚度的吸声材料层即构成阻性消声器。管式消声器可以是圆管、方管及矩形管。如图 7.1-5 所示。管式消声器一般仅适用于风量很小、尺寸较小的管道，对大尺寸管道，其消声性能将显著降低，必须设计采用其他形式的阻性消声器。表 7.1-2 及图 7.1-6 为内衬 5cm 厚聚氨酯声学泡沫吸声层的不同规格、方形 1m 长管式消声器的消声特性。

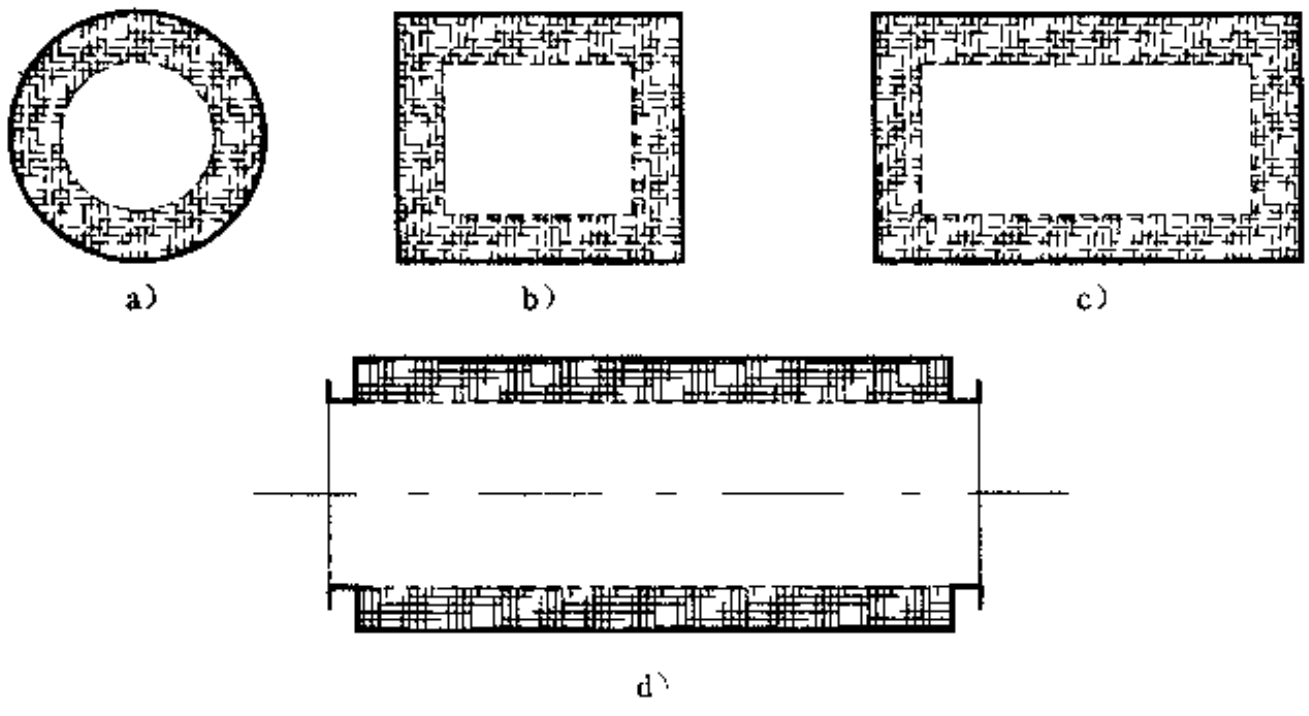


图 7.1-5　阻性管式消声器形式图

a）圆管　b）方管　c）矩形管　d）管式消声器的剖面图（长度方向）

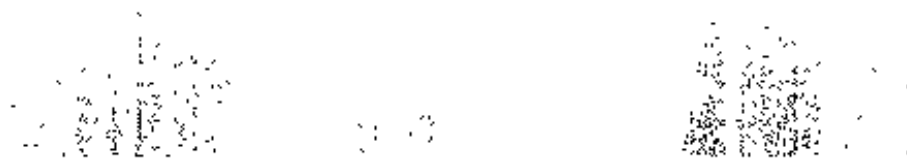


表 7.1-2　不同规格、内衬 5cm 厚的聚氨酯声学泡沫吸声层的倍频带消声量

规　格	外形尺寸/mm	法兰尺寸/mm	倍频带消声量/dB					
			125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz
1	300×300	200×200	3	11	26	19	24	26
2	400×300	300×200	3	10	22	16	20	14
3	500×300	400×200	2	8	19	14	18	12
4	350×350	250×250	2	9	21	15	19	13
5	475×350	375×250	2	7	17	12	16	11
6	600×350	500×250	2	7	16	11	15	10
7	400×400	300×300	2	7	17	12	16	11
8	550×400	450×300	1	6	14	10	13	9
9	700×400	600×300	1	5	13	9	12	8

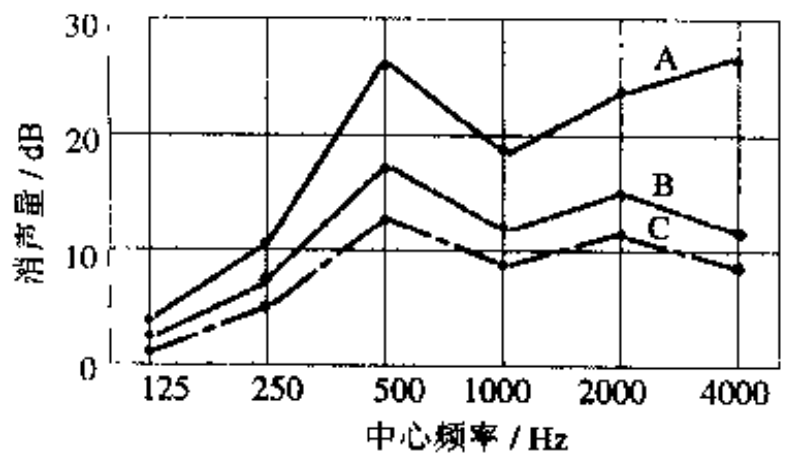


图 7.1-6　不同规格管式消声器的消声特性

A—法兰 200mm×200mm

B—法兰 375mm×250mm　C—法兰 600mm×300mm

2. 片式消声器

在大尺寸风管内设置一定数量的吸声片，构成多个扁形消声通道并联的消声器，即称作片式消声器。图 7.1-7 为几种片式消声器的形式图。

管式消声器一般只能适用于≤5000m³/h 风量的管道，而片式消声器适用风量范围较大，可用于从>5000m³/h 风量到 80000m³/h 风量的管道。片式消声器构成简单，中高频消声性能优良，气流阻力也小，因此其适用范围也非常广，定型生产的片式消声器产品也较多。

片式消声器的消声性能主要取决于其吸声片的片厚、片距及长度。当片式消声器在吸声片、风速及有效长度都确定的条件下，片式消声器的性能仅取决于消声片间的距离，而消声片的用料及厚度将决定片式消声器的消声频率特性，片厚增大，可提高低频消声性能，但也会带来阻力及体积增大的问题。片式消声器的长度一般情况下与消声量成正比，但实践表明，分段设置的片式消声器比同样长度的连续设置消声量会有提高。图 7.1-8 为 ZDL 型片式消声器的消声特性。

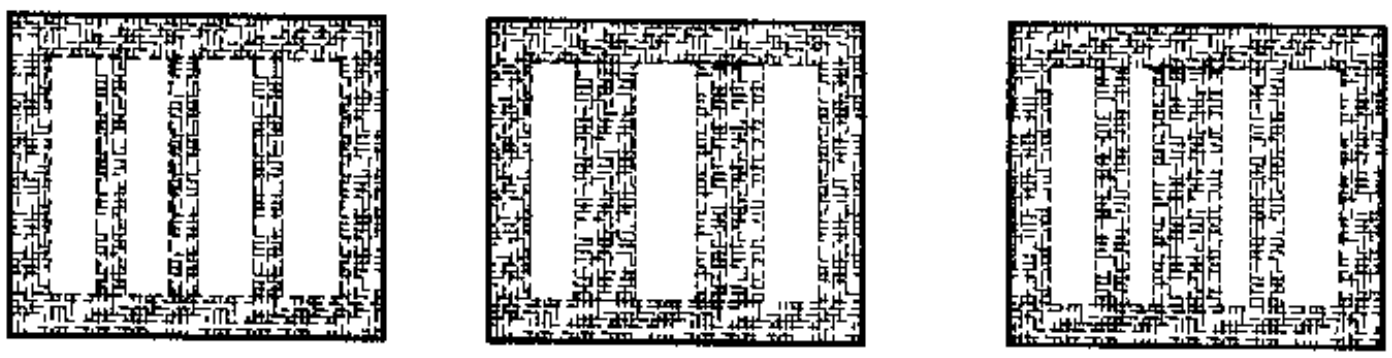


图 7.1-7　几种片式消声器形式图

a）薄片式　b）厚片式　c）厚薄片复合式

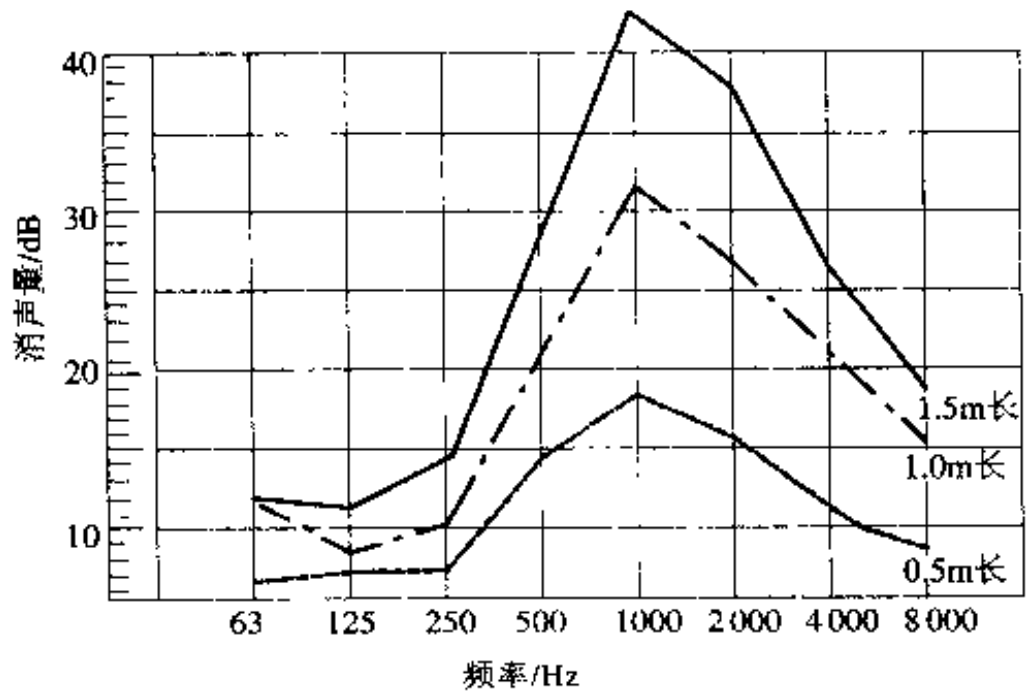


图 7.1-8　不同片长的片式消声器的消声特性

表 7.1-3 为两种 $ZP_{100/200}$ 型片式消声器的实测消声特性，表 7.1-4 为 IAC 公司 LFS 型片式消声器的实测消声特性。

片式消声器也可用膨胀珍珠岩吸声砖、陶土吸声砖等吸声砖块砌筑，施工较为简单，不怕潮湿，消声效果也较好，但重量和体积相对较大，一般适用于地下送、回风道或消声坑道之中。图 7.1-9 为膨胀珍珠岩砌筑的片式消声器构造及性能图，表 7.1-5 为膨胀珍珠岩片式消声器的实测消声性能。

表 7.1-3　$ZP_{100/200}$ 型片式实测的消声特性

型　号	条　件	倍频带消声量/dB								ΔL_A/dB
		63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz	8 000Hz	
ZP_{100} 型（400 mm×300mm）	静态	5	6.5	16	33.5	30	19	13	11.5	21
	3m/s	4	6.5	15.5	32.5	30	18	13	11.5	20.5
	6m/s	3.5	6	15.5	32.5	30	18.5	13	11.5	20.5
	9m/s	3.5	5.5	15.5	32	30	19	14	11.5	20
ZP_{100} 型（600 mm×300 mm）	静态	4.5	8.5	15	17	13.5	14	12	10.5	15
	3m/s	4.5	9.	14	17	13.	15	12	11.5	15.5
	5m/s	4.5	9.	14	16.5	12.5	15.5	11.5	12	15.5
	8m/s	6	9.5	14	17	13.5	15.5	12	11.5	15.5
ZP_{200} 型（400 mm×630mm）	静态	5	9	17.5	31	37.5	28.5	22	19	24.5
	3m/s	5.5	8.5	17.5	31.5	38.5	28.5	23	22	25
	5m/s	4	9	18	31 5	38.5	30	23	19	25.5

表 7.1-4　IAC 系列 LFS 型片式消声器实测消声性能

型　号	条　件	倍频带消声量/dB							
		63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz	8 000Hz
3LFS 型 长 900mm	静态	8	12	23	26	25	19	16	13
	5m/s	10	13	23	27	26	22	17	14
	10m/s	8	12	21	25	25	21	17	14
5LFS 型 长 1500mm	静态	15	20	33	38	40	27	21	16
	5m/s	13	19	31	36	39	27	22	16
	10m/s	10	18	28	33	36	29	21	16

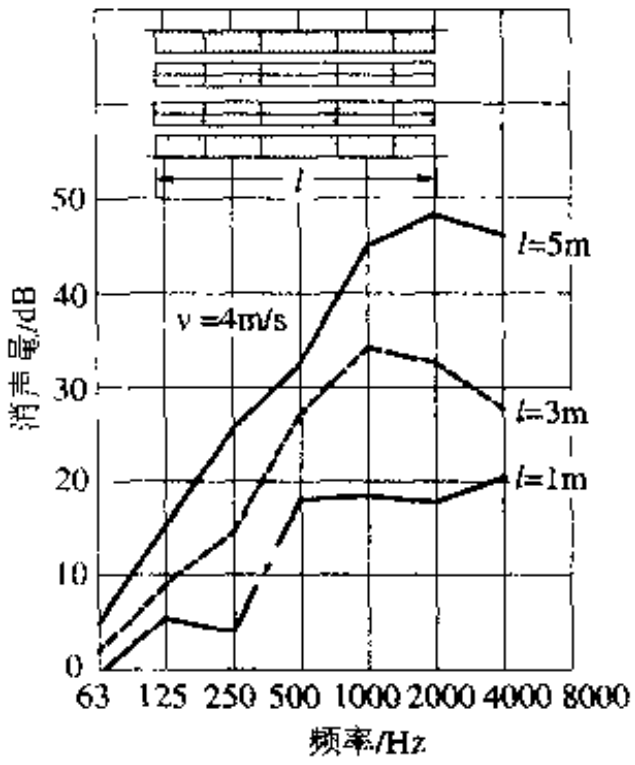


图 7.1-9　膨胀珍珠岩片式消声器形式及性能图

表 7.1-5　膨胀珍珠岩片式消声器的实测消声性能

长度/mm	流速(m/s)	倍频带消声量/dB						压力损失/Pa
		125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	
1200（一节）	3	4.5	12.5	18.5	18	22.5	22	0
	5	6.0	14	19.5	17.5	24	24	0
	8	7.0	13	19.5	19.5	24	24	0
	10	5.0	11	17	19.5	20.5	21.5	0
2400（一节）	3	9.0	20	32.5	31	39.5	32.5	4
	5	9.5	20	32	28.5	40.5	33.5	12
	8	8.0	17	24.5	29	33	35.5	42
	10	9.0	18	24.5	28.5	36	31.5	100
2400（二节间隔1200）	3	8.5	18.5	35	34	40.5	38.5	5
	5	10	21	35.5	34	37	37.5	16
	8	9	19	30	34	40	37.5	47
	10	8	17	26.5	31	36	33	110
3600（二节）	3	9.5	24.5	41	39.5	38	38.5	4
	5	11.5	26	42	41	52	43	15
	8	11	25	38	41	52	42	50
	10	10	20	27.5	34.5	38	34.5	105

3. 蜂窝式（或列管式）消声器

将一定数量尺寸较小的管式消声器并列组合即构成了蜂窝式消声器，其消声性能与单个管式消声器基本相同，此种阻性消声器也可适用于较大风量条件，虽然其中高频消声性能也很好，但由于其气流阻力比片式消声器大，构造也相对复杂，体积也偏大，故在工程中的应用已逐渐减少。图 7.1-10、图 7.1-11 分别为蜂窝式及列管式消声器的消声性能。

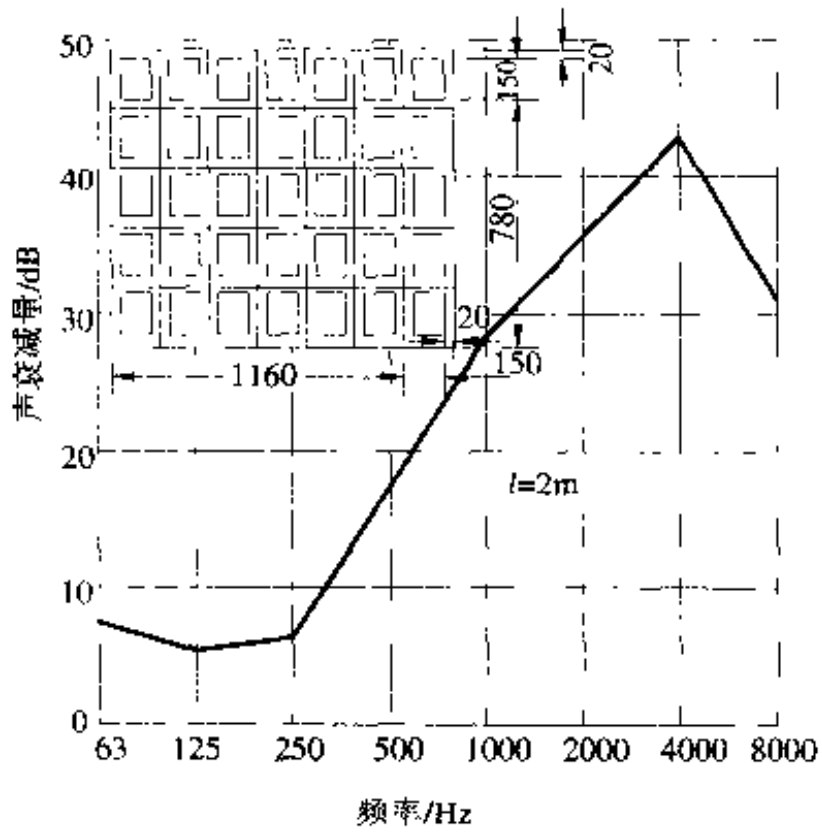


图 7.1-10　蜂窝式消声器的消声特性

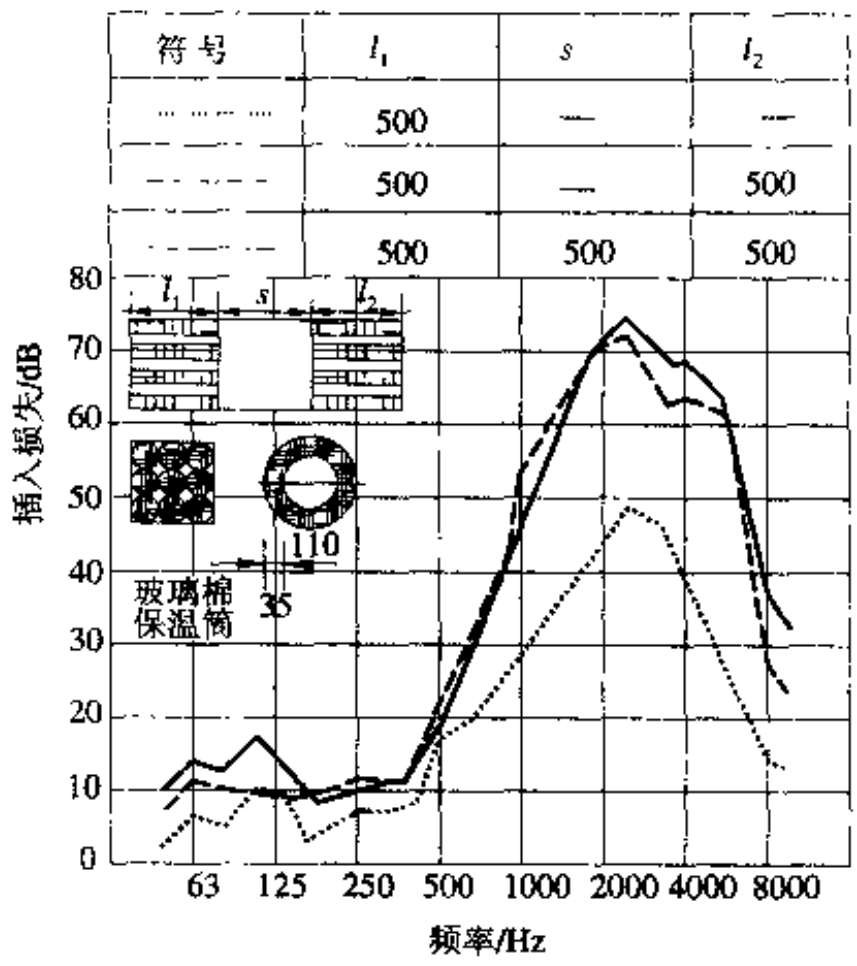


图 7.1-11　列管式消声器的消声特性

4. 折板式消声器

将片式消声器的平直形气流通道改成折板形即成为阻性折板式消声器。由于声波在消声器内多次弯折，加大了声波对吸声材料的入射角，提高了吸声效率，达到了改善高频消声性能的效果。当然折板式消声器的气流阻力也比片式消声器有明显提高。图 7.1-12 为三种折板式消声器形式图，表 7.1-6 为三种常用于罗茨风机配套消声的 D 型阻性折板式消声器的实测消声性能，表 7.1-7 为用于矩形风管消声的 ZKS 型折板式消声器的规格表，表 7.1-8 为此种折板式消声器的实测性能，图 7.1-13 为 ZKS 型折板形消声器构造图。

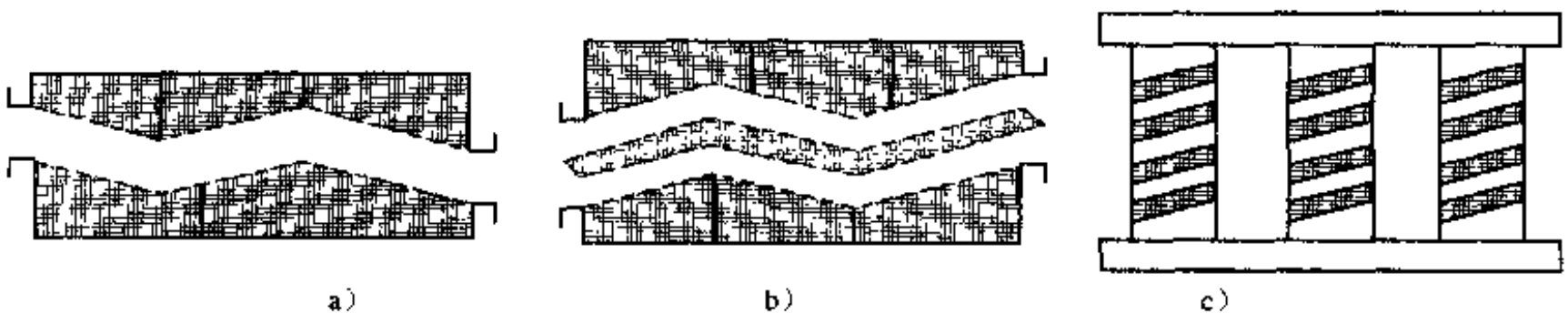


图 7.1-12　三种阻性折板式消声器形式图

a）单通道折板式　b）双通道折板式　c）分段多通道折板式

表 7.1-6　D 型阻性折板式消声器实测消声性能

型　号	外形尺寸/mm	风速（m/s）	倍频带消声量/dB								ΔL_A/dBA
			63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000	
D_4 型	φ450×1400	17	9	24	27	36	28	24	23	21	30
D_6 型	φ600×1600	19	7	29	29	36	29	27	24	27	33
D_9 型	φ900×1800	19	13	12	28	33	29	32	30	30	29

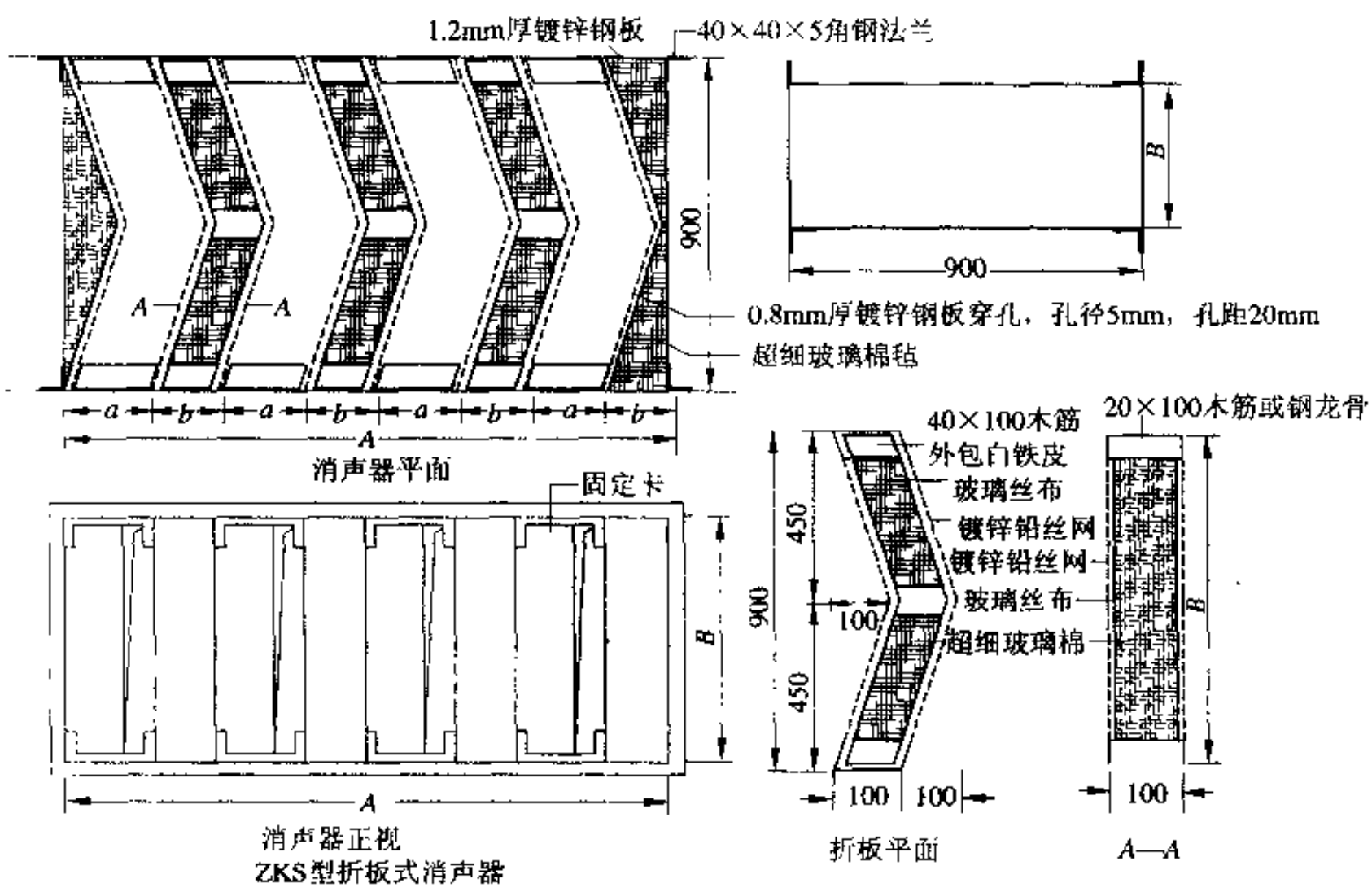


图 7.1-13　ZKS 型阻性折板式消声器形式图

表 7.1-7 用于矩形风管消声的 ZKS 型折板式消声器

型 号	外形尺寸 $A\times B$/mm	片厚 b/mm	片距 a/mm	单节长度/mm	通道面积/m^2
ZKS—1	750×500	100	150	900	0.23
ZKS—2	1050×500	100	150	900	0.30
ZKS—3	1050×800	100	150	900	0.48
ZKS—4	1200×1000	100	150	900	0.70
ZKS—5	1500×1000	100	150	900	0.90
ZKS—6	1900×1000	100	150	900	1.05
ZKS—7	1900×1300	100	150	900	1.46
ZKS—8	1900×1700	100	150	900	1.91

表 7.1-8 ZKS 型折板式消声器实测消声性能

长度/mm	风速(m/s)	倍频带消声量/dB						压力损失/Pa
		125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 000 Hz	2 000 Hz	4 000Hz	
900（一节）	3～4	7.5	14	22	22	27	28	4
	5～6	7	14	20	21	26	26	10
	7～8	7	14	18	19.5	24	25	38
1800（二节）	3～4	13	27	38	39	48	50	14
	5～6	13	25.5	35	37	39	41	28
	7～8	11	22	31	32	40	41	52
2700（三节）	3～4	17	35	45	50	62	64	19
	5～6	16	32	45	46.5	57	59	32
	7～8	13	27	37	39	48	49	70

5. 声流式消声器

声流式消声器是折板式消声器的一种改进形式，它是利用呈正弦波形、弧形或菱形等弯曲吸声通道及沿通道吸声层厚度的连续变化来达到改善消声性能的目的，其消声性能较高，消声频带也较宽，而气流阻力也较小，但结构较复杂，施工制作要求较高。图 7.1-14 为 T701—5 型弧形声流式消声器形式图，表 7.1-9 为 T701—5 型弧形声流式消声器技术规格及消声性能表。图 7.1-15 为菱形声流式消声器形式图，表 7.1-10 为菱形声流式消声器的实测消声性能。

表 7.1-9 T701—5 型弧形声流式消声器技术规格及消声性能

型 号	外形尺寸/mm	风速（m/s）	倍频带消声量/dB						压力损失/Pa
			125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz	
T701—5 型	800×800 1200×800	5.0	16	38	46	47	49	48	220

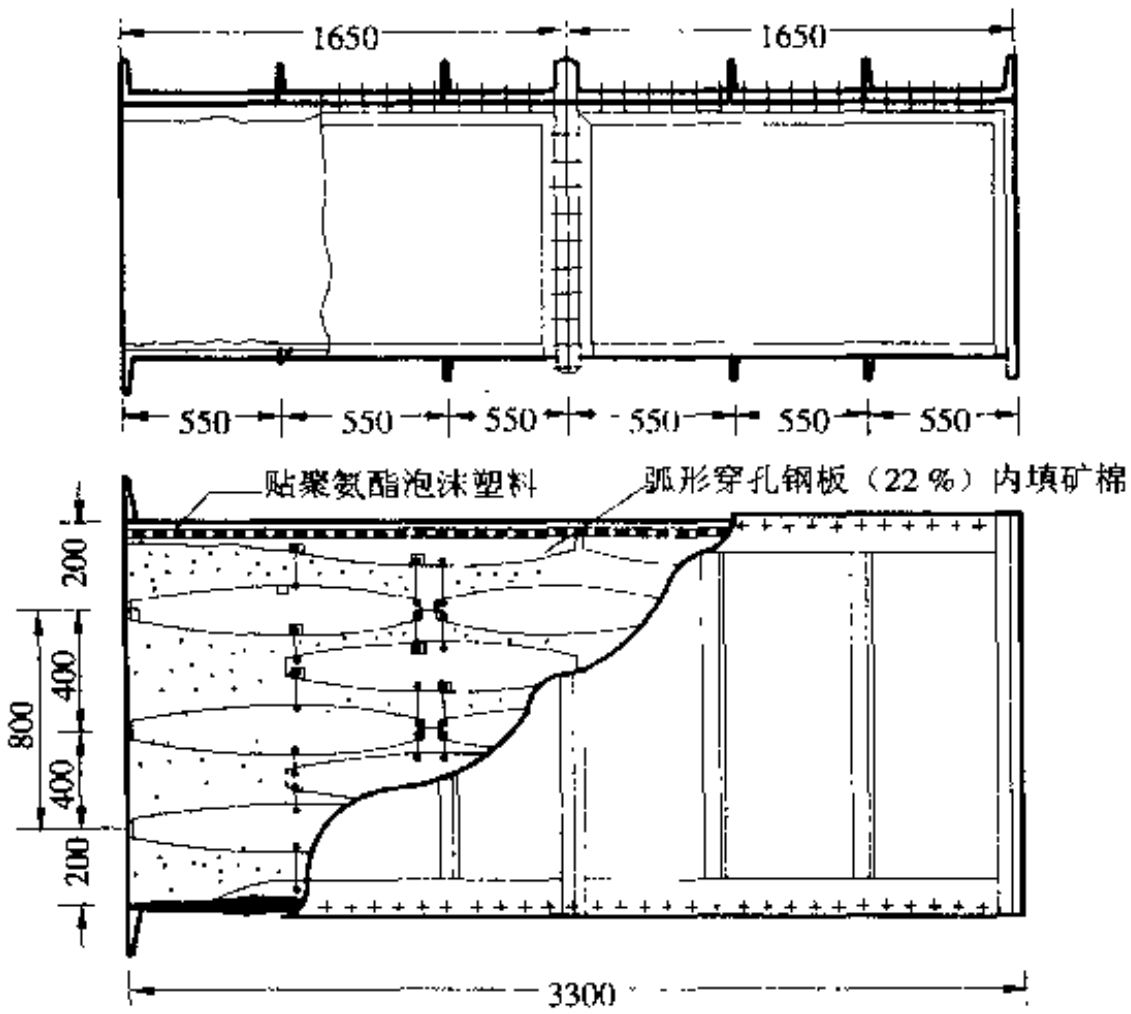


图 7.1-14　T701—5 型弧形声流式消声器形式图

表 7.1-10　菱形声流式消声器的实测消声性能

消声器长度/mm	风速（m/s）	倍频带消声量/dB						压力损失/Pa
		125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz	
2400	3	19	37.5	43	42.5	35.5	31	8
	5	17	27	34	32	30	25	20
	8	17	22	31	30	30	26	80

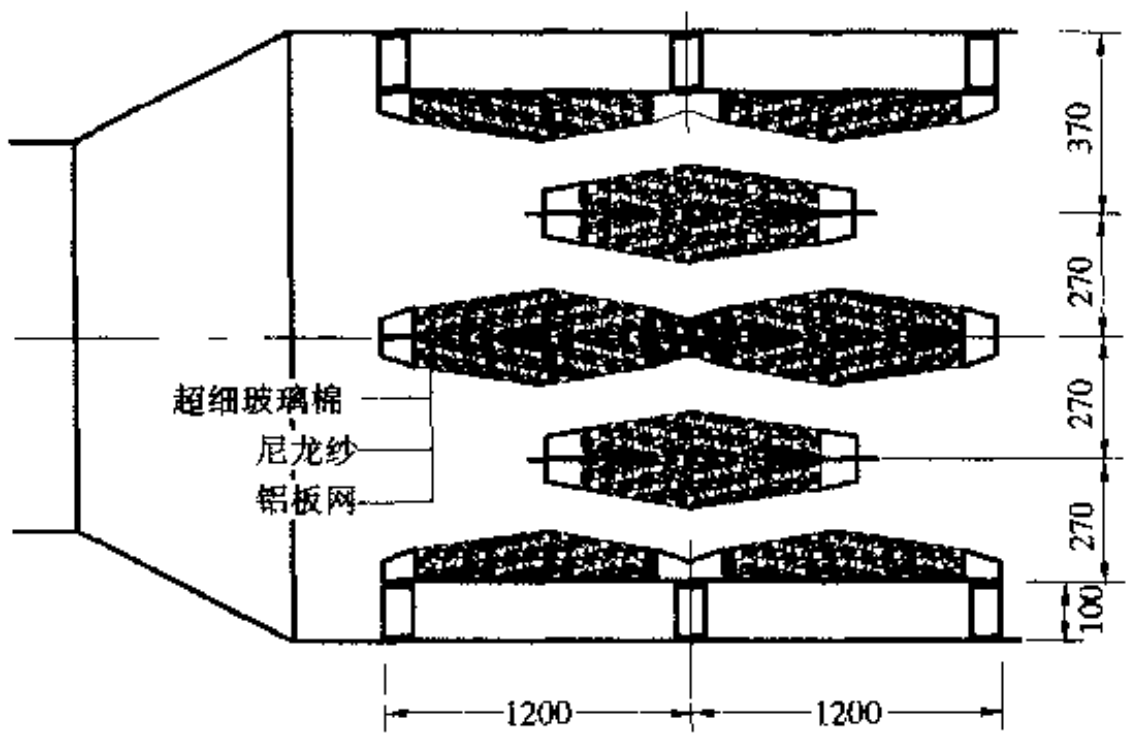


图 7.1-15　菱形声流式消声器形式图

6. 弯头式消声器（消声弯头）

在管道弯头内壁加设吸声材料层即成为消声弯头，也即弯头式消声器。图 7.1-16 为三种不同形式的直角消声弯头示意图。图中 d 为弯头通道净宽度，L 为弯头两端平直段长度，R 为弯道半径。

由于弯头式消声器结构简单、体积小、且少占建筑空间，又有一定的消声效果，因此在通风空调工程中应用十分普遍，有的空调系统甚至不设管道消声器，而全部靠管道弯头处设消声弯头而达到空调系统降噪要求。

消声弯头的消声性能首先同弯折角度有关，弯折角度愈大，消声量及气流阻力均相应增大。弯头性能还同弯头尺寸大小、断面形状、内壁吸声层用料和构造，以及通过气流速度等因素有关，特别是同弯头通道的净宽度 d 和声波波长 λ 的比值频率参数 η 有关。表 7.1-11 表示了直角消声弯头的消声量同频率参数之间的关系。

消声弯头的消声性能及气流阻力同它的形状密切相关，表 7.1-12 表明了不同形状直角弯头的性能特征。表 7.1-13 为几种不同吸声衬平消声弯头的实测性能结果。

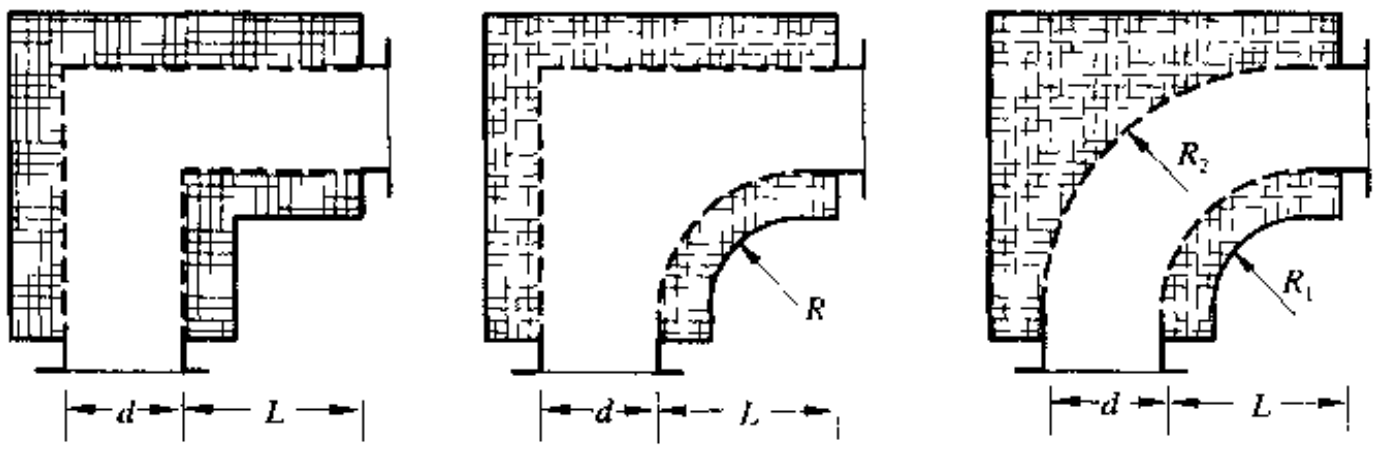


图 7.1-16　三种直角消声弯头形式示意图

表 7.1-11　直角消声弯头消声量同频率参数的关系

刚性壁面弯头			吸声壁面弯头		
$\eta=d/\lambda$	无规入射/dB	正入射/dB	$\eta=d/\lambda$	无规入射/dB	正入射/dB
0.1	0	0	0.1	0	0
0.2	0.5	0.5	0.2	0.5	0.5
0.3	3.5	3.5	0.3	3.5	3.5
0.4	6.5	6.5	0.4	7.0	7.0
0.5	7.5	7.5	0.5	9.5	9.5
0.6	8.0	8.0	0.6	10.5	10.5
0.8	7.5	8.5	0.8	10.5	11.5
1.0	6.0	8.0	1.0	10.5	12
1.5	4.0	8.0	1.5	10	13
2.0	3.0	7.0	2.0	10	13
3.0	3.0	8.0	3.0	10	14
4.0	3.0	10	4.0	10	16
5.0	3.0	11	5.0	10	18
6.0	3.0	12	6.0	10	19
8.0	3.0	14	8.0	10	19
10.0	3.0	15	10.0	10	20

表 7.1-12　不同形状直角弯头的性能特征

特性 \ 形状	直角弯头	直角内圆弯头	圆弯头
消声性能	很好	较好	较差
压力损失	较大	尚可	较小
再生噪声	很大	较小	很小

表 7.1-13　不同吸声衬里消声弯头的实测性能

弯头构造	风速 (m/s)	倍频带消声量/dB						ΔL_A /dBA	压力损失 /Pa
		125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz		
无吸声衬里	3.3	8	15	6	7	8	8	7	2.6
	6.0	6	12	7	5	7	8	8	9.8
有 50mm 厚超细棉衬里，棉布饰面	3.3	8	16	19	24	25	23	17	3.7
	6.0	11	14	15	23	26	24	15	11.4
有 50mm 厚超细棉衬里，棉布饰面，加导流片	3.3	10	17	18	20	22	17	16	3.9
	6.0	11	19	19	21	24	18	17	10.0
50mm 厚超细棉衬里，穿孔板饰面	3.3	10	19	18	20	18	20	15	3.6
	6.0	8	14	17	17	17	19	15	11.3

图 7.1-17 为两种新开发的直角消声弯头，其中 ZWA 为绕风管长边 a 旋转的直角消声弯头，而 ZWB 为绕风管短边 b 旋转的直角消声弯头。每种消声弯头均以吸声层厚度不同而分为 50 型（吸声壁面为 50mm 厚）和 100 型（吸声壁面为 100mm 厚）。每种消声弯头均按大小不同分为 49 种规格，可直接同各种规格的标准风管尺寸相连结。

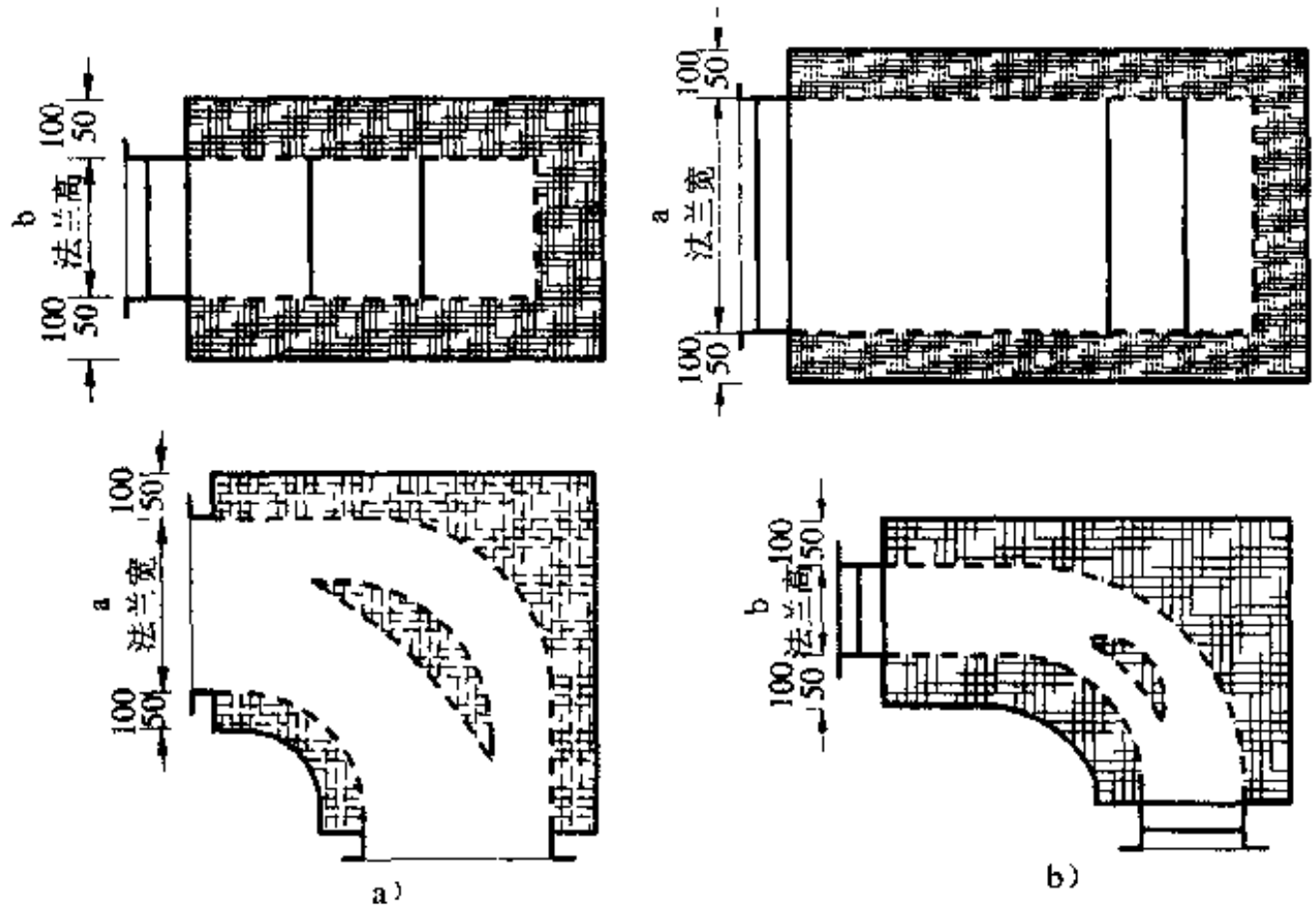


图 7.1-17　ZWA 型和 ZWB 型两种直角消声弯头形式示意图

a）ZWA—50/100 型（水平弯头）　b）ZWB—50/100 型（垂直弯头）

ZWA 型、ZWB 型消声弯头的适用风量可达 90 000m³/h，消声量为≥10dB，压力损失≤55Pa（风速≤10m/s 时），250～1 000Hz 为消声性能最大的频段。表 7.1-14 及图 7.1-18 为实测 ZWB—50 型和 ZWB—100 型的消声特性。

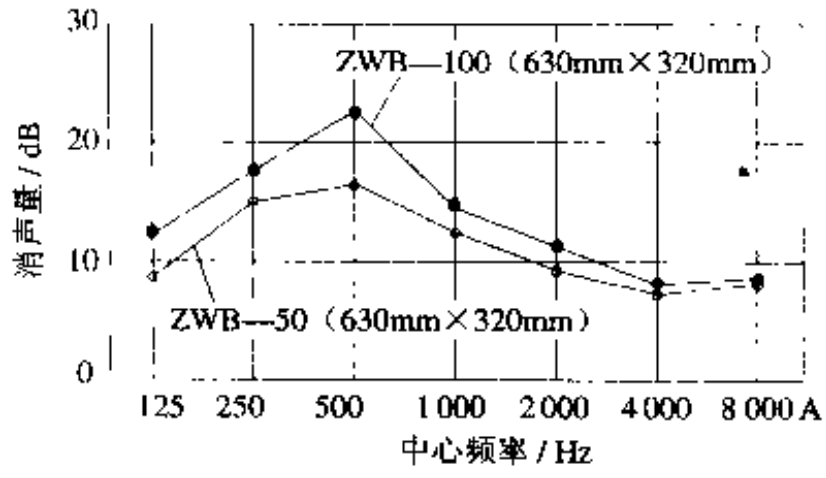


图 7.1-18　ZWB—50 和 ZWB—100 消声弯头实测消声特性

如在尺寸较大的消声弯头内增加消声片，即成为片式消声弯头，可以进一步提高消声弯头的消声效果。图 7.1-19 为 QTS 型片式消声弯头形式示意图。表 7.1-15 及表 7.1-16 分别为 IAC 公司 QTS/QTL 消声弯头的动态消声性能及压力损失特性。

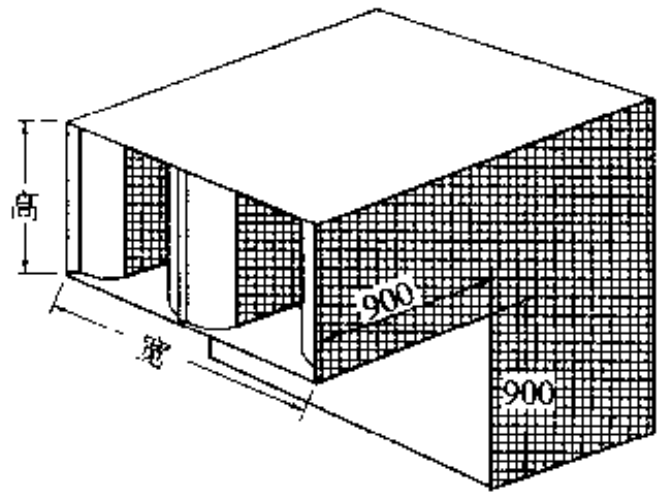


图 7.1-19　QTS 型片式消声弯头形式示意图

表 7.1-14　ZWB—50 和 ZWB—100 消声弯头实测消声性能

型　号	风速（m/s）	倍频带消声量/dB							ΔL_A/dB
		63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4000Hz	
ZWB—50（630mm×320mm）	静态	7	8	15	16	12.5	9	7.5	9
	3	6.5	8	15.5	16	12	9	7	9.5
	5	6.5	7.5	15.5	15.5	11.5	9	7.5	10
	8	6.5	8	15	15.5	12.5	9.5	8.5	10
ZWB—100（630mm×320mm）	静态	10	12	17.5	23	14.5	10.5	7.5	11.5
	3	9.5	12	18.5	23	14	10.5	7	11.5
	5	9.5	12	18.5	23	14	10.5	7.5	12
	8	9.5	12	18	22.5	14	11	8	12

注：压力损失：3m/s 时 10Pa，5m/s 时 20Pa，8m/s 时 30Pa。

表 7.1-15　片式消声弯头的消声性能

型　号	消声器入口截面平均风速（m/s）	倍频带插入损失/dB							
		63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz	8000Hz
QTL	-5	5	15	25	28	35	40	23	15
	0	4	14	24	27	33	40	23	15
	+5	4	14	23	26	32	41	24	16
QTS	-5	10	23	36	50	56	58	49	34
	0	9	22	35	49	56	58	50	35
	+5	7	21	34	49	57	59	52	38

表 7.1-16　QTL/QTS 型片式消声弯头的压力损失

型　号	压力损失/Pa						
	风速（m/s）						
	1	3	4	5	6	8	10
QTL	5	20	46	84	132	185	330
QTS	13	53	122	216	333	480	853

7. 小室式消声器

小室式消声器也常称迷宫式消声器或多室式消声器。小室式消声器由于其气流通道面积常有变化，因此也兼有抗性消声的一些特性，其低频性能相对较好，消声频带也较宽，但小室式消声器也有体积较大、气流阻力较高的问题。仅有一个小室的消声器称为单室消声器或称消声箱，有多个小室的消声器则称为多室式消声器，一般可适用于流量大、流速低、要求消声量高，而又有建筑空间可以利用的空调通风系统。图 7.1-20 为几种典型的小室式消声器的形式示意图，图 7.1-21、图 7.1-22 为两种多室式消声器的构造示意及性能图，表 7.1-17 为膨胀珍珠岩吸声砖多室式消声器实测消声性能。

多室式消声器也常被用于鼓风机等强噪声空气动力设备机房的进风或排风消声房及消声坑，即为土建形式的多室式消声器，内部通道壁面全部做吸声层。图 7.1-23、图 7.1-24、图 7.1-25 为一个土建砌筑的多室式进风或排风消声器。

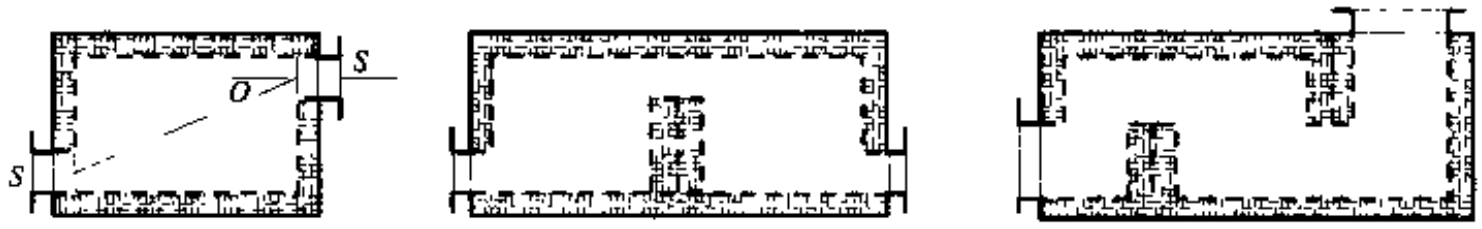


图 7.1-20　典型小室式消声器示意图

a）单室式　b）双室式　c）多室式

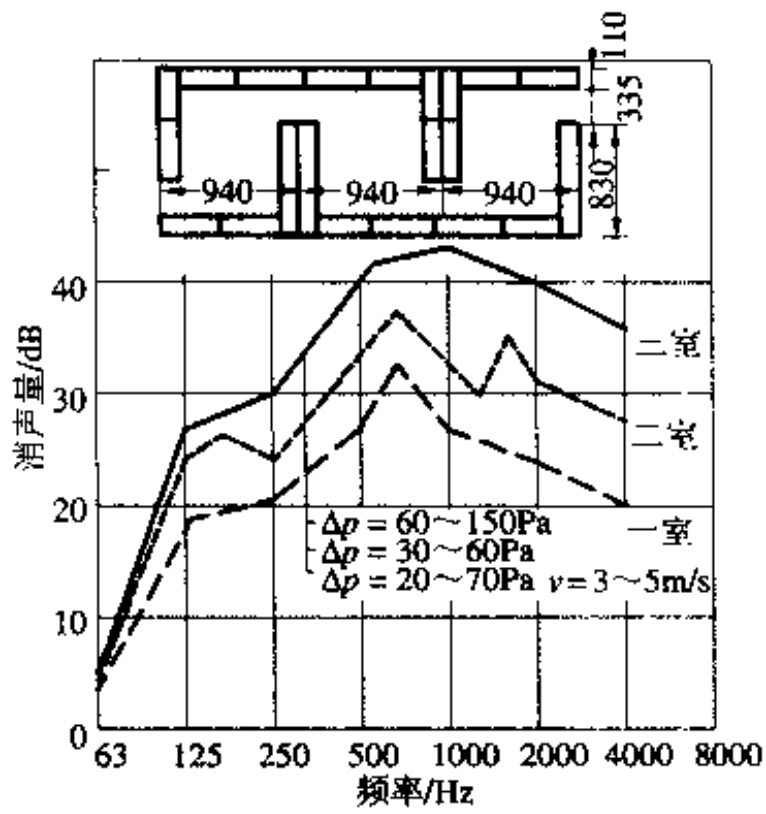


图 7.1-21　矿渣珍珠岩吸声砖多室式消声器实测性能图

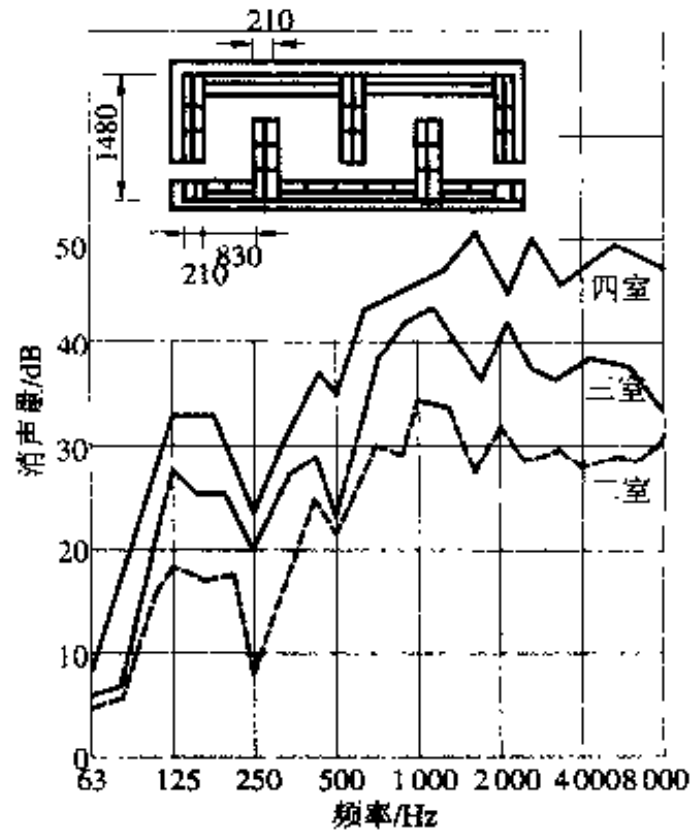


图 7.1-22　膨胀珍珠岩吸声砖多室式消声器实测性能图

表 7.1-17　矿渣珍珠岩吸声砖多室式消声器实测消声性能

室数长度/m	流速（m/s）	压力损失/Pa	倍频带消声量/dB					
			125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz
一室（940）	3	22	19	20	28	25	23	20.5
	5	70	18	17	26	25	23	24
	8	218	15	16	21	25	22	20
二室（1880）	3	36	24	24	35	32	31	28
	5	110	23	25	35	31	32	34
	8	342	15	18	19	27	25	24
三室（2820）	3	64	27	30	41	41	40	36
	5	154	26.5	29	39	41	39	36
	8	410	14	17	24	32	31	24

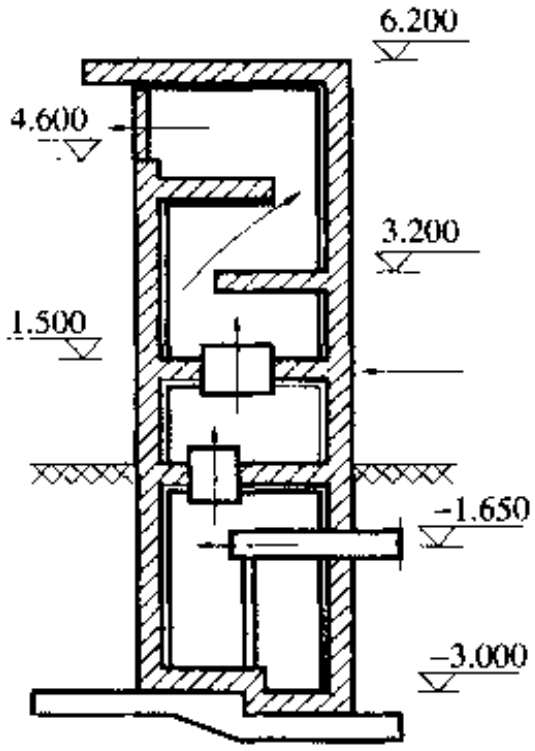


图 7.1-23 制氧站污氮排放多室式消声房

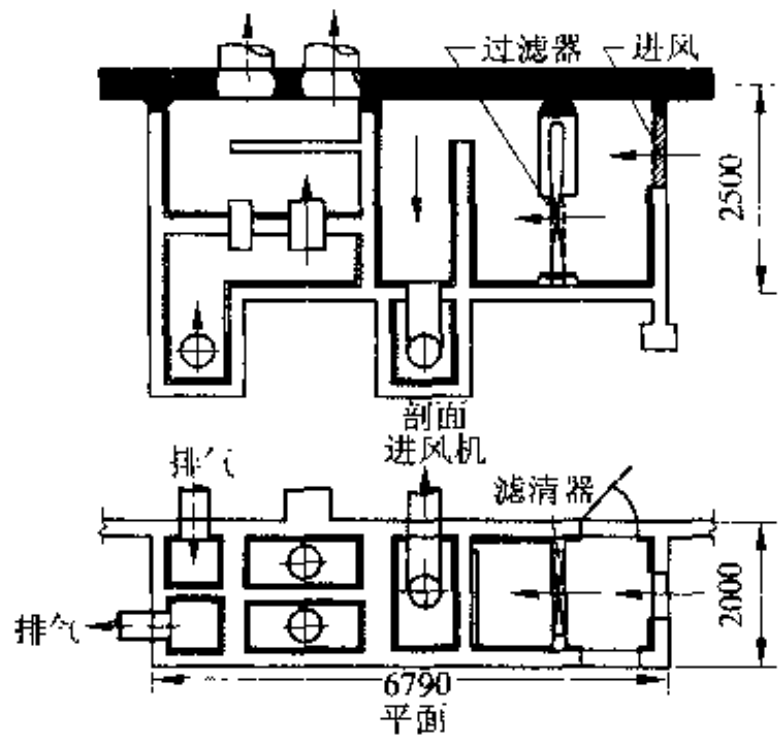


图 7.1-24 鼓风机进排气消声房

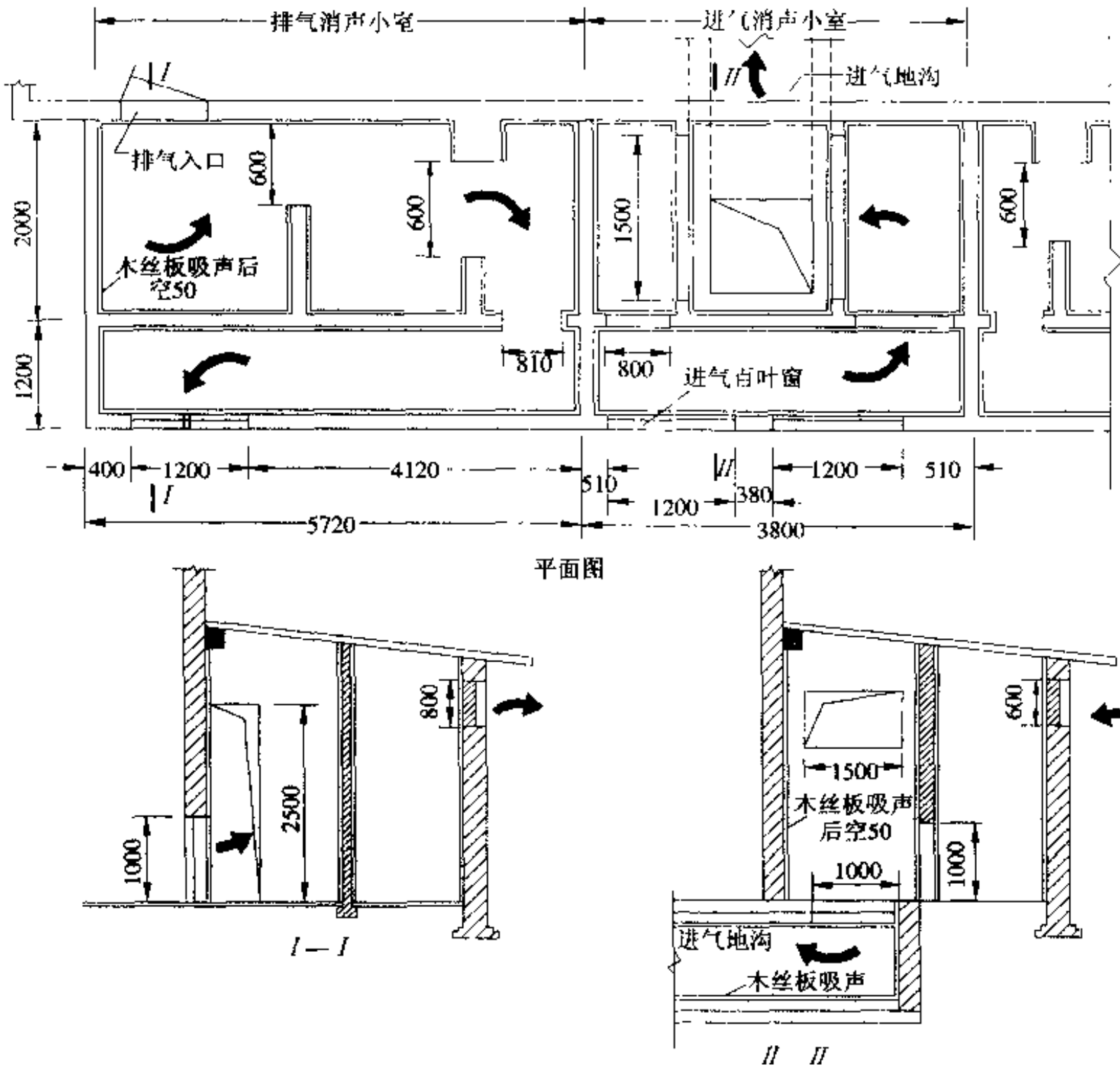


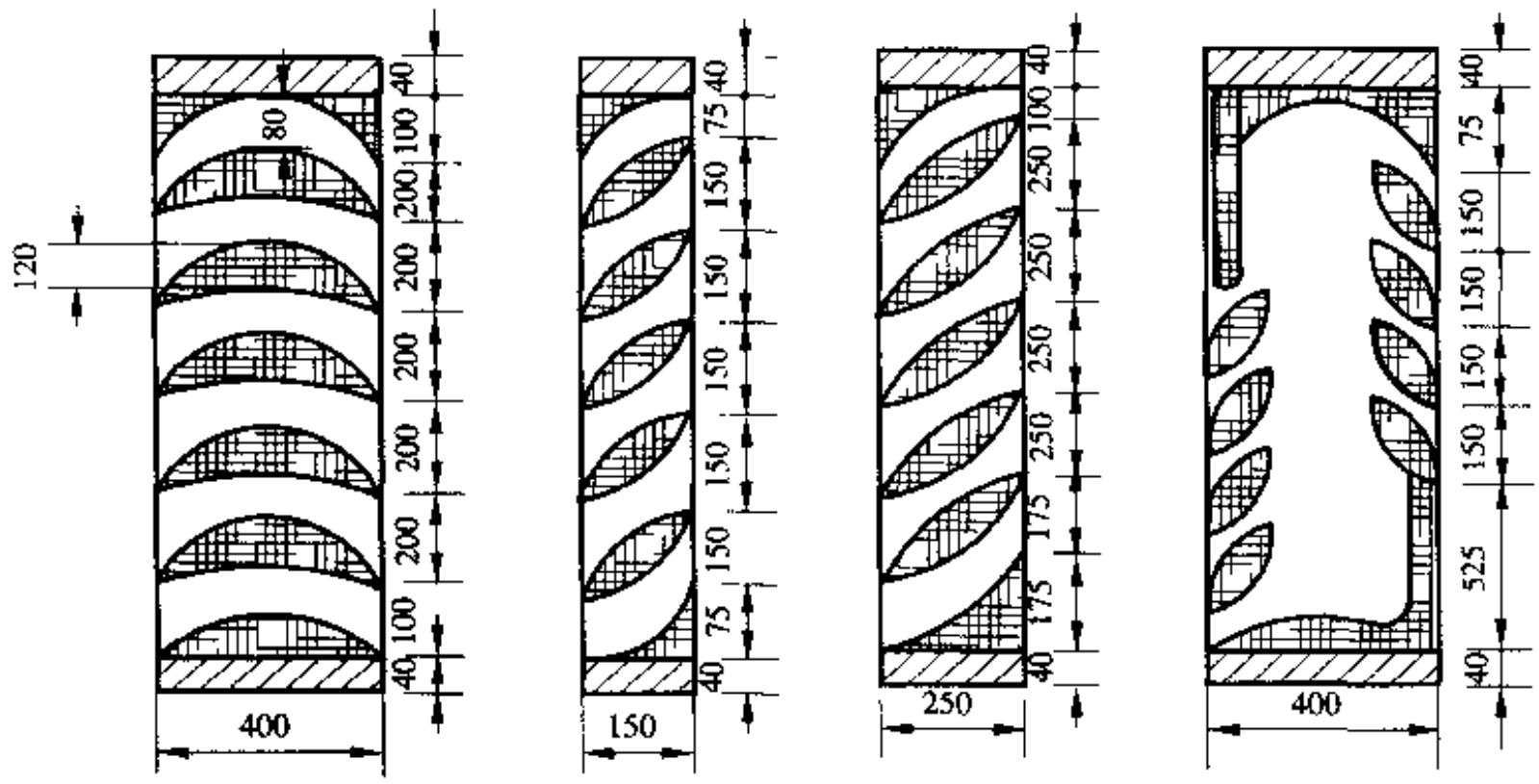
图 7.1-25 罗茨鼓风机试车台进风及排风消声房

8. 百叶式消声器（消声百叶）

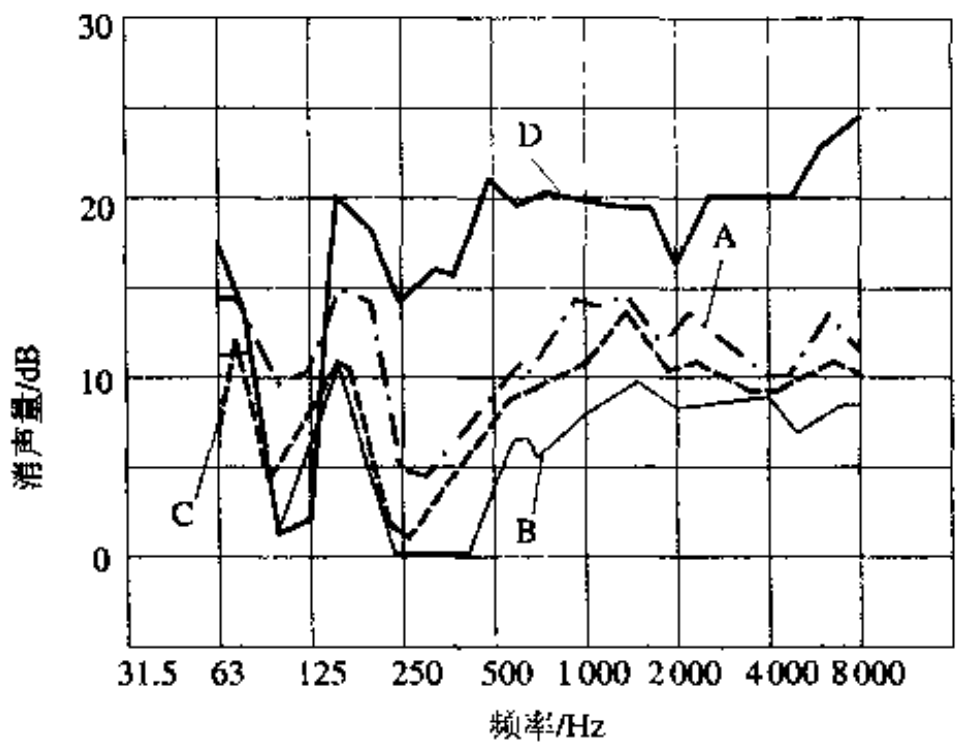
百叶式消声器常称为消声百叶或称消声百叶窗。百叶式消声器实际上是一种长度很短（一般为 0.2～0.6m）的片式或折板式消声器的改型。由于其长度（或称厚度）很小，有一定消声效果而气流阻力又小，因此在工程中常用于车间及各类设备机房的进排风窗口、强噪声设备隔声罩的通风散热窗口、隔声屏障的局部通风口等。

消声百叶的消声量一般为 5～15dB，消声特性呈中高频性。消声百叶的消声性能主要决定于单片百叶的形式、百叶间距、安装角度及有效消声长度等因素。

图 7.1-26 为几种消声百叶形式及性能图，图 7.1-27 为 NAP 公司 AEL—1 型和 AL—2 型消声百叶示意图，表 7.1-18 为 AEL 系列消声百叶的消声性能表，表 7.1-19 为深圳中雅公司生产的 IAC 公司系列消声百叶的消声性能表。



a）



b）

图 7.1-26　几种消声百叶形式及性能图

a）构造形式　b）消声性能

A—月牙形百叶窗　B—小椭圆形百叶窗　C—大椭圆形百叶窗　D—双层小椭圆形百叶窗

表 7.1-18　NAP 公司 AEL 型消声百叶性能表

型　号	倍频带消声量/dB						
	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 000 Hz	2 000 Hz	4 000 Hz	8 000Hz
300S 型系列消声百叶	3	5	10	13	17	18	15
600S 型系列消声百叶	5	8	17	27	37	38	34
300H 型系列消声百叶	7	9	11	14	13	17	17
600H 型系列消声百叶	8	16	21	27	27	24	21

注：300mm、600mm 为消声百叶有效长度，S 系列为薄片，H 系列为厚片。

表 7.1-19　深圳中雅公司生产的 IAC 系列消声百叶消声性能表

型　号	厚/mm	倍频带消声量/dB							
		63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz	8 000Hz
R 型	300	11	13	17	18	19	20	18	15
LP 型	300	10	11	14	15	18	15	13	12
100	100	11	10	11	12	15	19	20	19
150	150	12	12	14	17	20	24	25	23

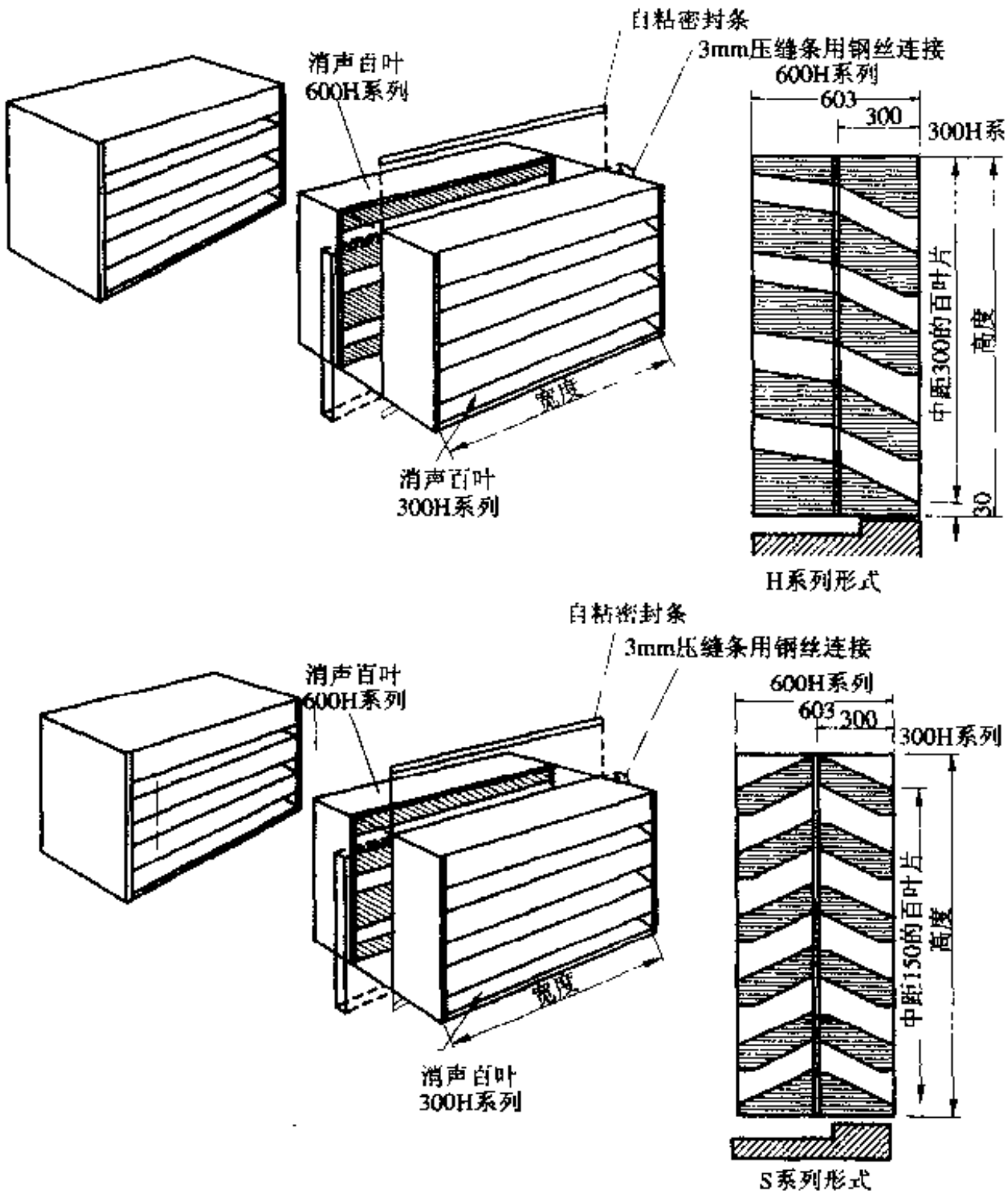


图 7.1-27　NAP 公司两种消声百叶形式示意图

9. 圆盘式消声器

圆盘式消声器是一种外观新颖、体积又小、重量轻、安装简便、效果良好的新型阻性消声器。它一改长圆筒式或矩形筒式的常见阻性消声器外形，而呈一扁平的圆盘式，使其轴向长度和体积大为缩减，如通常消声器的轴向长度为 1.5m 左右，体积为 0.2～1.2m³/台，而盘式消声器的轴向长度仅为 0.25～0.5m 左右，体积仅为 0.03～0.4m³/台，为安装空间有限的降噪工程提供了有利条件。图 7.1-28 为 P 型盘式消声器结构形式图。

盘式消声器进风口及出风口分别为圆环形和圆形，且两边互相垂直，即从进风口到出风口通道有一个 90° 拐弯，使中高频消声性能显著提高。盘式消声器内的气流通道截面积是渐变的，相应的气流速度也是渐变的，这对降低气流再生噪声，改善空气动力特性都是有利的。盘式消声器可以广泛应用于锅炉鼓风机的进风口消声，各类风机的进出风口或管道开口端，也可用作室外进风消声器的消声防雨风帽或隔声罩、隔声室顶部的散热消声风口等。

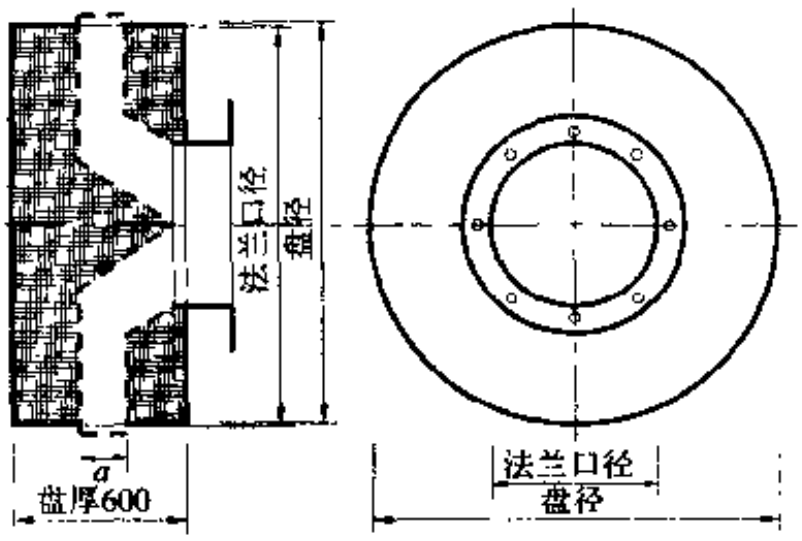


图 7.1-28　P 型盘式消声器结构形式示意图

P 型圆盘式消声器的消声量一般为 10～15dB（A）左右，阻力系数为 0.6 左右，适用风速为 8～16m/s，风量为 500～16000m³/h。表 7.1-20 为 P 型盘式消声器实测消声性能，图 7.1-29 及表 7.1-21 为 P 型盘式消声器的实测空气动力性能，图 7.1-30 及图 7.1-31 分别为 P 型盘式消声器的气流再生噪声频谱特性及气流噪声 A 声功率级同流速的关系图。

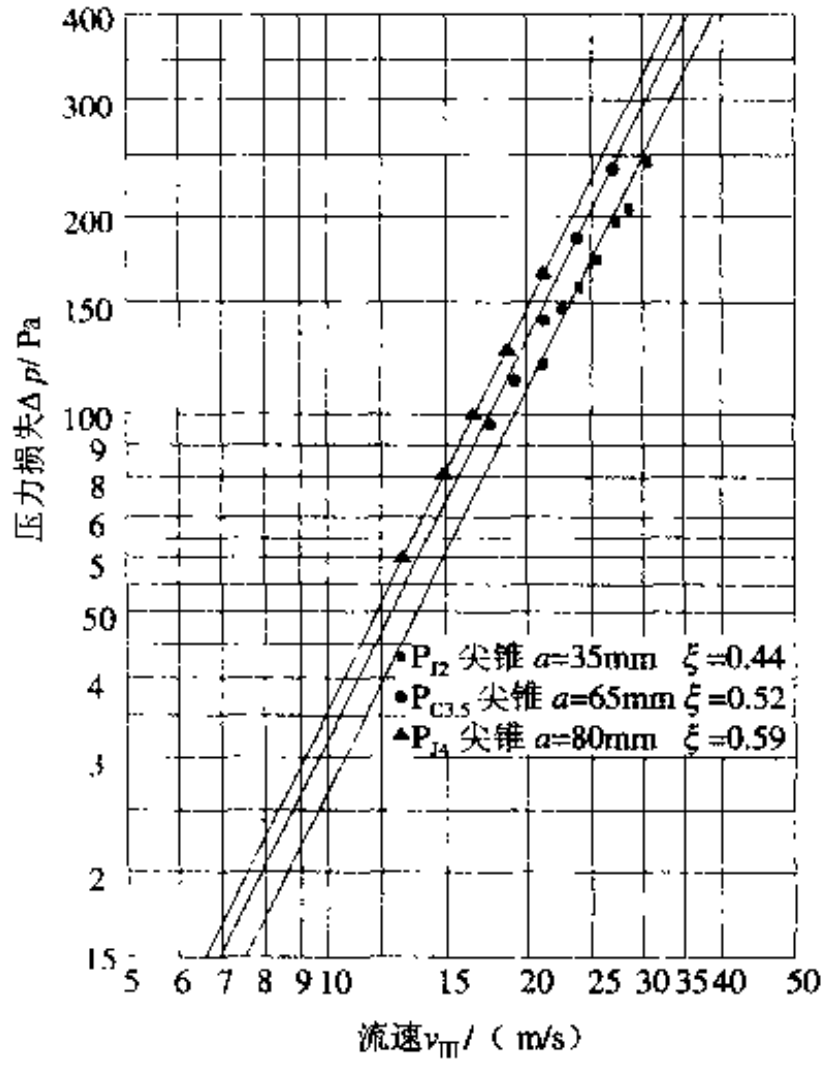


图 7.1-29　P 型盘式消声器的实测空气动力特性

10. 元件式消声器

元件式消声器是由一定数量的单个消声元件排列组合而成的消声器，主要适用于大通道、大流量的消声通道。

元件式消声器一般均由阻性消声元件组成，但也有复合式消声元件。消声元件的形式有板式、圆筒式、菱形、梭形、箱形等，图 7.1-32 为几种不同形式消声元件示意图。

表 7.1-20　P 型盘式消声器实测消声性能

测量条件	型号规格	倍频带消声量/dB							ΔL_A/dB
		125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz	8 000Hz	
半自由场	P_2 型	4.5	9	16	22.5	26.5	22.5	21	18
（0°向 1m 点）	$P_{3.5}$ 型	8.5	14.5	16.5	24	22	18.5	15	19
（静态）	P_4 型	6.5	14.5	16	25.5	25.5	18.5	15.5	19.5

（续）

测量条件	型号规格	倍频带消声量/dB							ΔL_A/dB
		125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz	8 000Hz	
半自由场	P_2型	2.5	6	16.5	16.5	14	17.5	14.5	12
（45°向 1m 点）	$P_{3.5}$型	6	12	14.5	15	15.5	16.5	13.5	14
（静态）	P_4型	5.5	13	12	13	17.5	16.5	14.5	13.5
混响声场	P_2型	0	4.5	11	13	11.5	12	10	12
（声功率级）	$P_{3.5}$型	1	11	12.5	15.5	12.5	11.5	10	12
（静态）	P_4型	1	9	11	10.5	12	10	9	10

表 7.1-21　P 型盘式消声器的实测阻力特性

型　号	环形开口宽度/mm	不同流速 v 下的压力损失值Δp/Pa						阻力系数ξ
P_2型	35	20.6	22.2	24.0	25.5	26.9	28.5	0.44
		12.1	14.7	16.2	16.6	19.8	20.2	
$P_{3.5}$型	65	15.2	17.3	18.9	21.3	23.3	26.7	0.52
		7.2	9.7	11.2	13.7	18.0	23.5	
P_4型	80	13.1	13.8	14.9	16.6	18.4	21.1	0.59
		6.2	6.9	8.0	9.8	12.5	16.6	

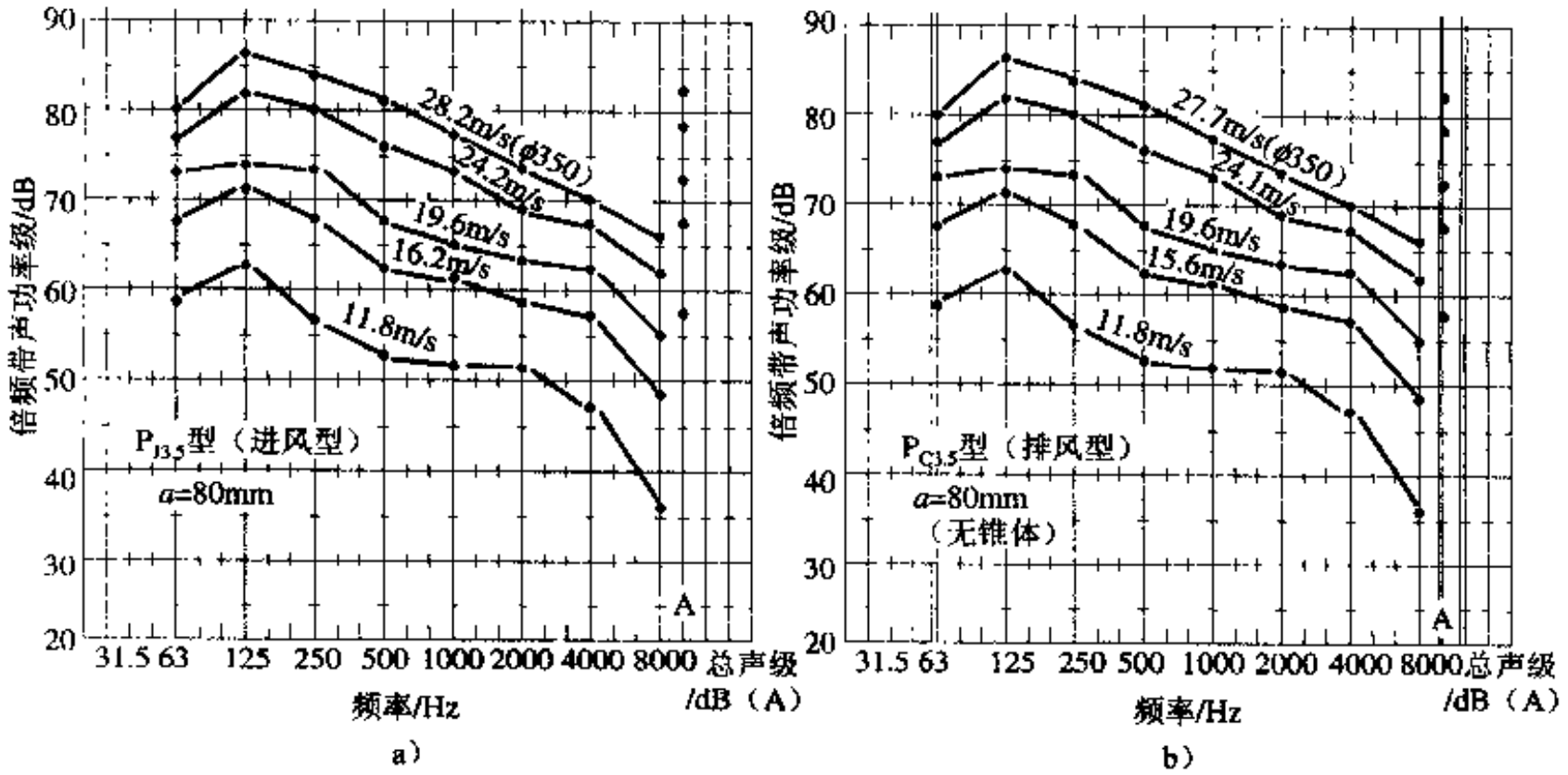


图 7.1-30　P 型盘式消声器的气流再生噪声频谱特性

a）$P_{J3.5}$型　b）$P_{C3.5}$型

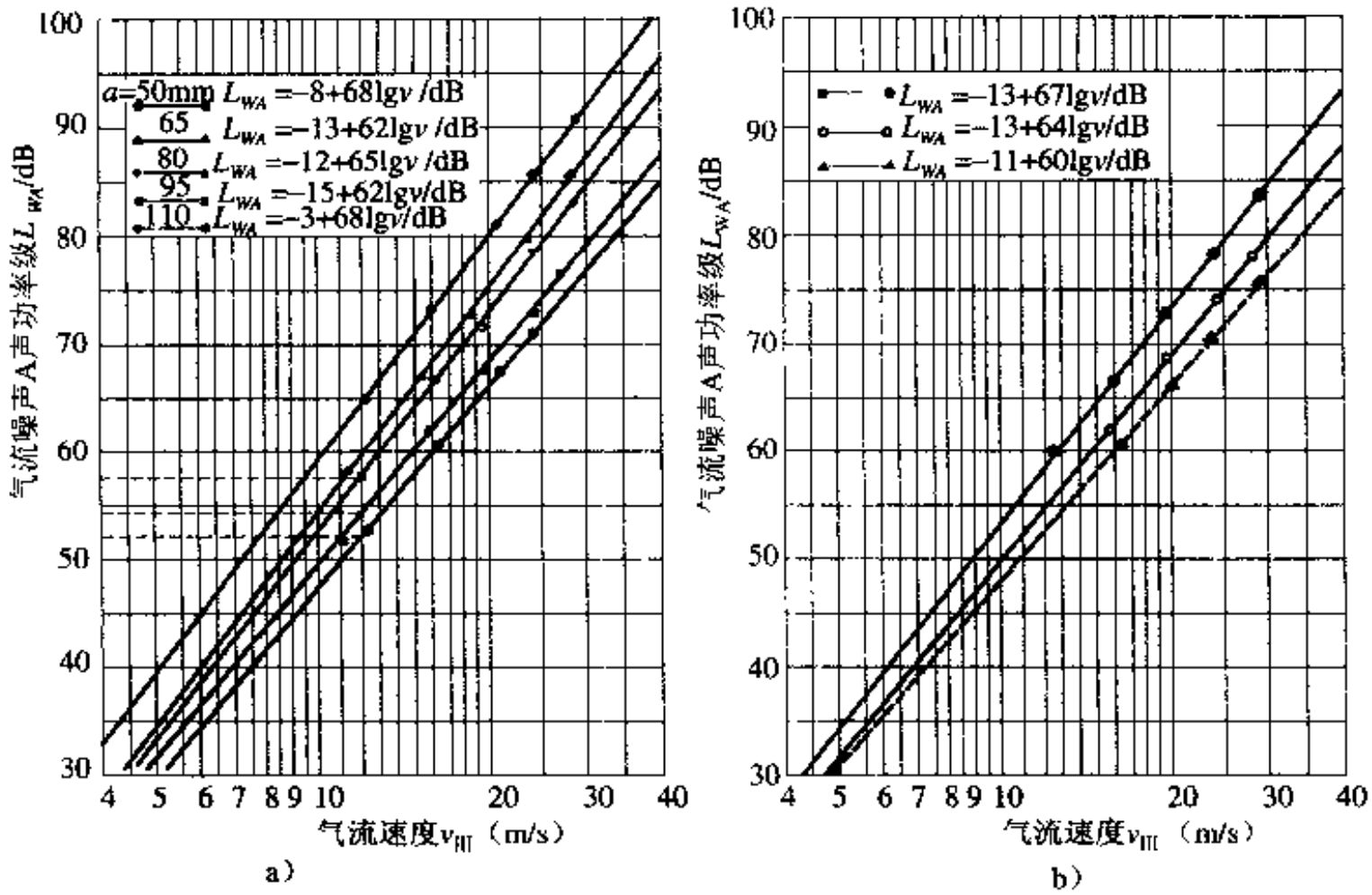


图 7.1-31　P 型盘式消声器气流噪声与流速关系图

a）进风型（$P_{I3.5}$型）　b）排风型（$P_{C3.5}$型）

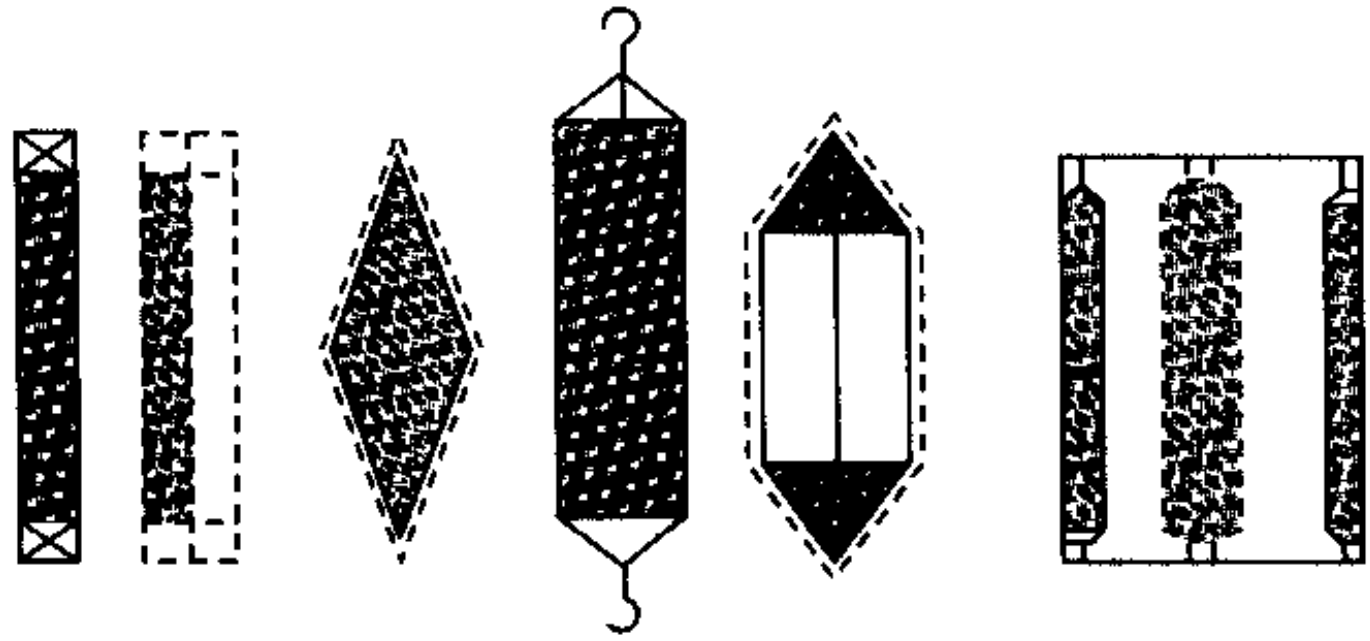


图 7.1-32　几种不同形式消声元件示意图

a）板形元件　b）复合板形元件　c）棱形元件　d）筒形元件　e）梭形元件　f）箱形元件

图 7.1-32d 圆筒式阻性消声元件和图 7.1-32e 梭形阻性共振复合消声元件曾被用于某航空发动机试车台垂直进气道和水平进气道的消声处理中。圆筒式消声元件共设上下二层串联吊挂，共 1352 只，单只尺寸为ϕ200mm×1200mm，二节串联后有效长度为 2.2m，圆筒元件平面中心距为 37.5cm。而梭形消声元件的单只尺寸为长 1m，厚 0.3m，高 0.62m，共 576 只。每只的两端三角形部分为阻性消声，而中部上下左右分割为四个共振消声腔，且有不同共振频率。梭形元件的平面为交错排列呈声流式形状，其总有效长度为 4.5m，进气风速为 15m/s。图 7.1-33 为圆筒式消声元件的消声特性，图 7.1-34 为进气道实测两种消声元件的消声效果图。

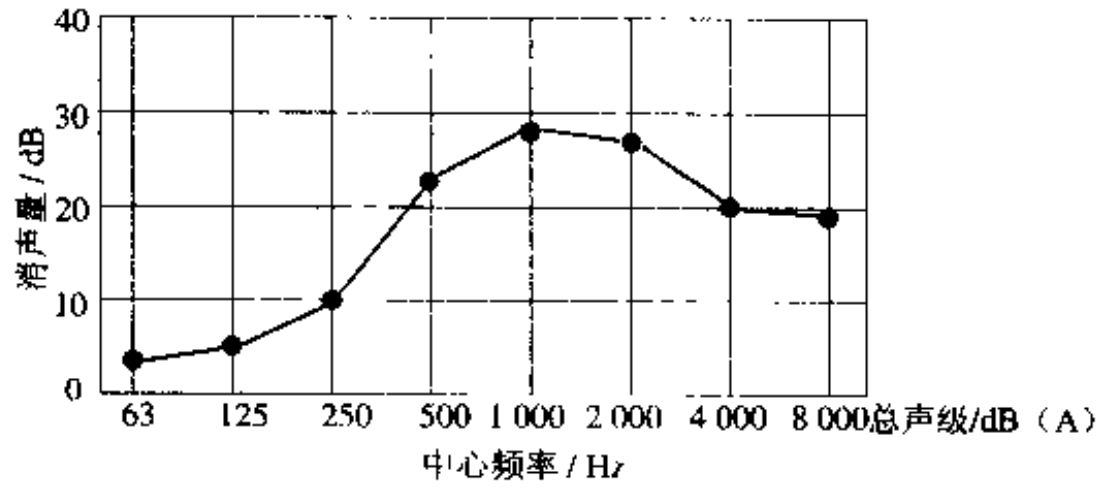


图 7.1-33 圆筒式消声元件的消声特性

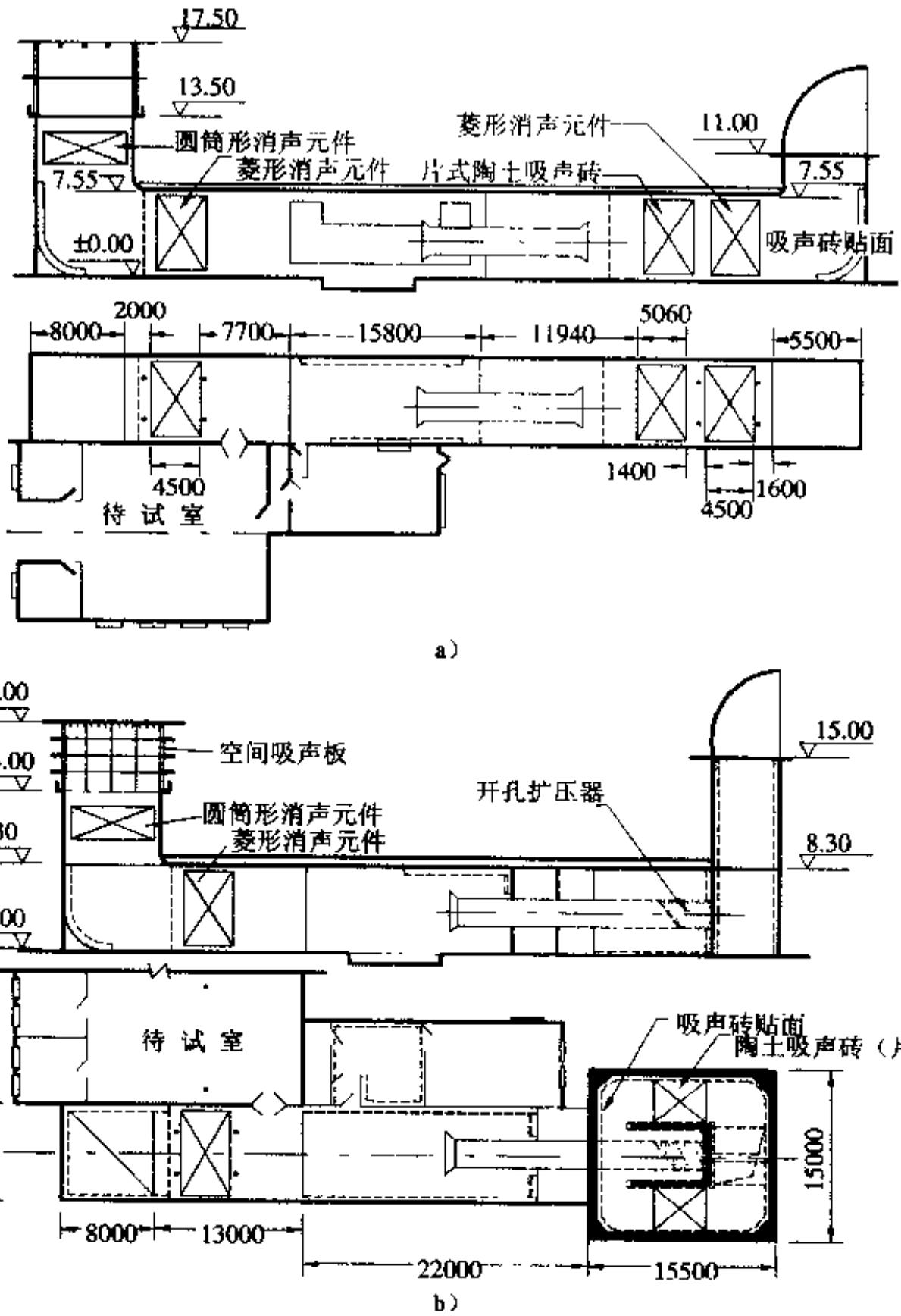
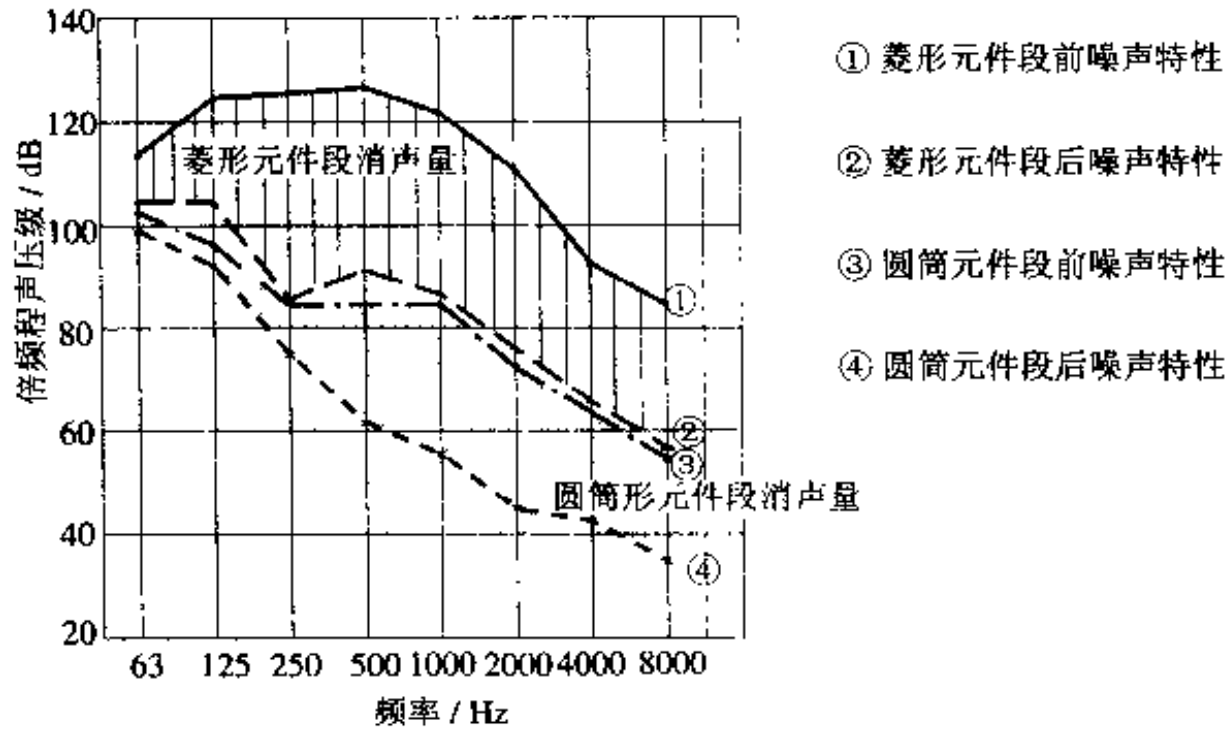


图 7.1-34 进气道实测两种消声元件的消声效果图

a）试车台甲平、剖面示意图 b）试车台乙平、剖面示意图



c）

图 7.1-34　进气道实测两种消声元件的消声效果图（续）

c）试车台甲进气消声道实测静态消声性能

1.2.2　抗性消声器

抗性消声器是通过管道内声学特性的突变处将部分声波反射回声源方向，以达到消声目的的消声器，主要适用于降低低频及低中频段的噪声。

抗性消声器的最大优点是不需使用多孔吸声材料，因此在耐高温、抗潮湿、对流速较大、洁净要求较高的条件均比阻性消声器具有明显的优势。

抗性消声器又可分为扩张式（或膨胀式）消声器、共振式消声器、微穿孔板式消声器、干涉式消声器及有源消声器等不同类型，以适应多种不同的使用条件。

抗性消声器已被广泛地应用于各类空压机、柴油机、汽车及摩托车发动机、变电站、空调系统等许多设备产品的噪声控制中。

现将各类不同抗性消声器的原理及特性分述如下。

1. 扩张式消声器

扩张式消声器也称膨胀式消声器，扩张式消声器是依据管道中声波在截面突变（扩大或缩小）处发生反射而衰减噪声的原理设计的。

通常扩张式消声器是由扩张室及连接管串联组合而成，图 7.1-35 为几种扩张式消声器的形式示意图，其中图 7.1-35a 即为典型的单室扩张式消声器。图中 S_0 为原管道截面积，S_1 为扩张室的截面积，我们将扩张室与原管道截面积之比称为膨胀比 m，此 m 值将决定单节典型扩张式消声器的最大消声量，见表 7.1-22。

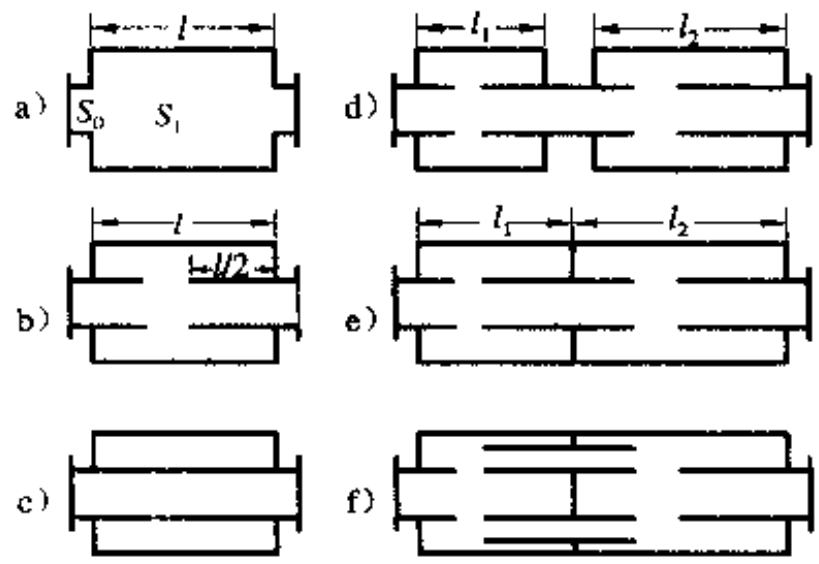


图 7.1-35　几种扩张式消声器示意图

a）典型单节　b）带插入管　c）带穿孔管

d）双节外接式　e）双节内接式　f）双节内接迷宫式

扩张式消声器的消声性能除了同膨胀比 m 有关外，还同扩张室的长度、插入管的形式及长度、扩张室的直径或当量直径及通过气流速度等因素有关。其中扩张室的长度及

插入管的形式及长度将影响扩张式消声器的频率特性，扩张室的直径将影响扩张式消声器有效消声性能的发挥，具体影响规律将在第3章中详述。

表 7.1-22 最大消声量同膨胀比的关系

膨胀比值 m	最大消声量/dB	膨胀比值 m	最大消声量/dB
1	0	9	13.2
2	1.9	10	14.1
3	4.4	12	15.6
4	6.5	14	16.9
5	8.3	16	18.1
6	9.8	18	19.1
7	11.1	20	20.0
8	12.2	30	23.5

由于扩张式消声器在低中频段有较好的消声性能，而高频消声性能相对较低，因此被较多地应用于低中频噪声为主的一些设备消声，而更多的则是同阻性消声相结合组成阻抗复合式消声器得到十分广泛的使用。图 7.1-36 为两种用于空压机进风消声的扩张式消声器，图 7.1-37 为两种用于汽车排气的扩张式消声器，而图 7.1-38 为两种用于柴油发动机排气的扩张式消声器。

2. 共振式消声器

共振式消声器是由一段开有一定数量小孔的管道同管外一个密闭的空腔连通而构成一个共振系统。在共振频率附近，管道连通处的声阻抗很低，当声波沿管道传播到此处时，因为阻抗不匹配，使大部分声能向声源方向反射回去，还有一部分声能由于共振系统的摩擦阻尼作用转化为热能被吸收，仅剩下一小部分声能继续传播过去，因此就达到了共振消声的效果。图 7.1-39 为共振式消声器的原理图。

共振式消声器的消声特性为频率选择性较强，即仅在低频或中频的某一较窄的频率范围内具有较好的消声效果，而其他频段则无甚作用。图 7.1-40 为共振式消声器典型的消声频率特性。

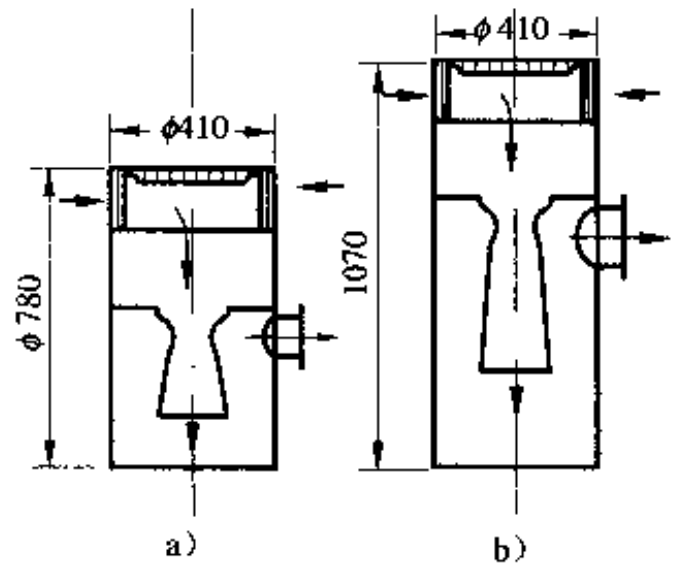


图 7.1-36 两种空压机进气消声器示意图

a) $10m^3$ 空压机进气消声器

b) $20m^3$ 空压机进气消声器

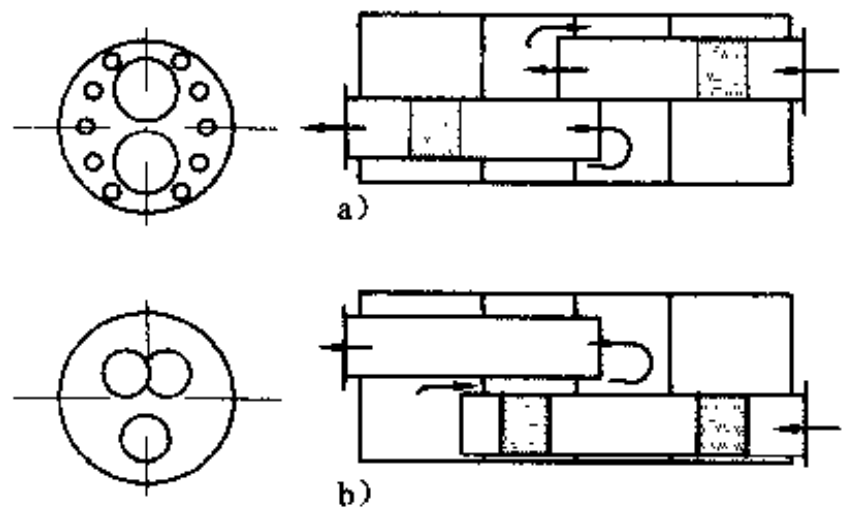


图 7.1-37 两种汽车排气消声器示意图

a) 双管迷路抗性排气消声器

b) 三管迷路抗性排气消声器

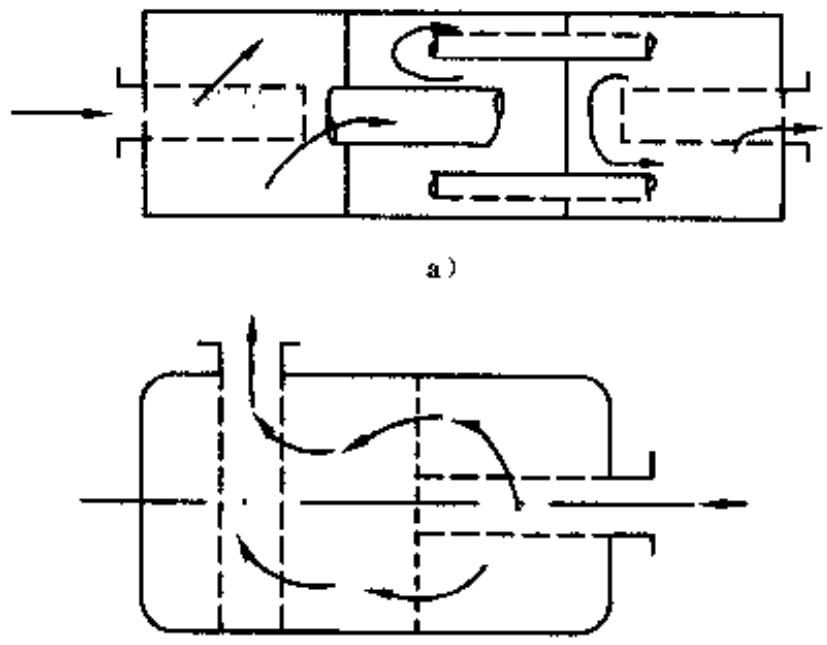


图 7.1-38 两种柴油机排气消声器示意图

a) C 型柴油机排气消声器系列

b) 195 柴油机排气消声器

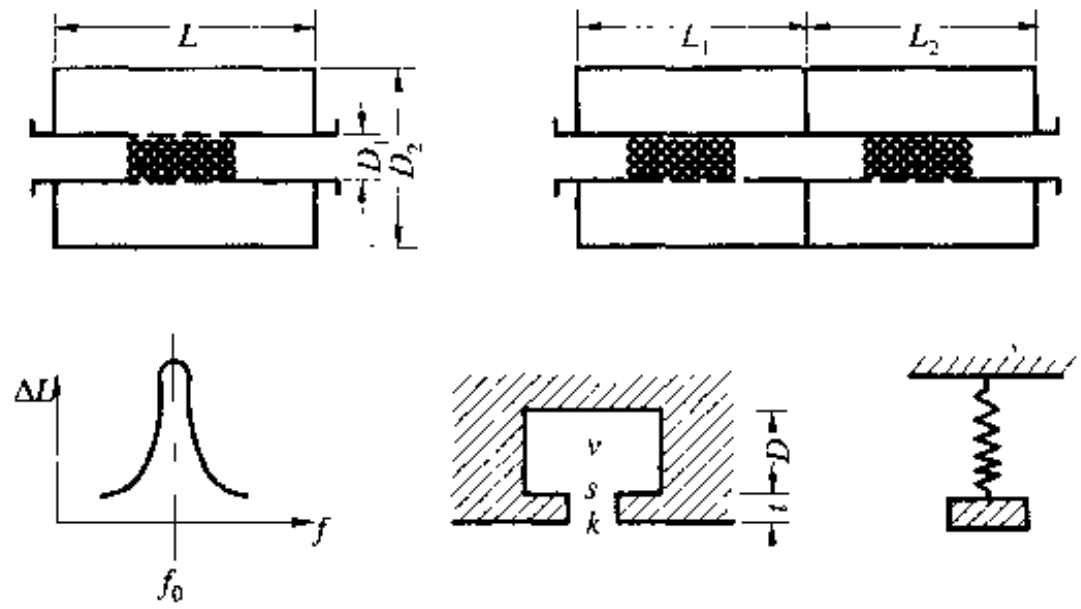


图 7.1-39　共振式消声器消声原理图

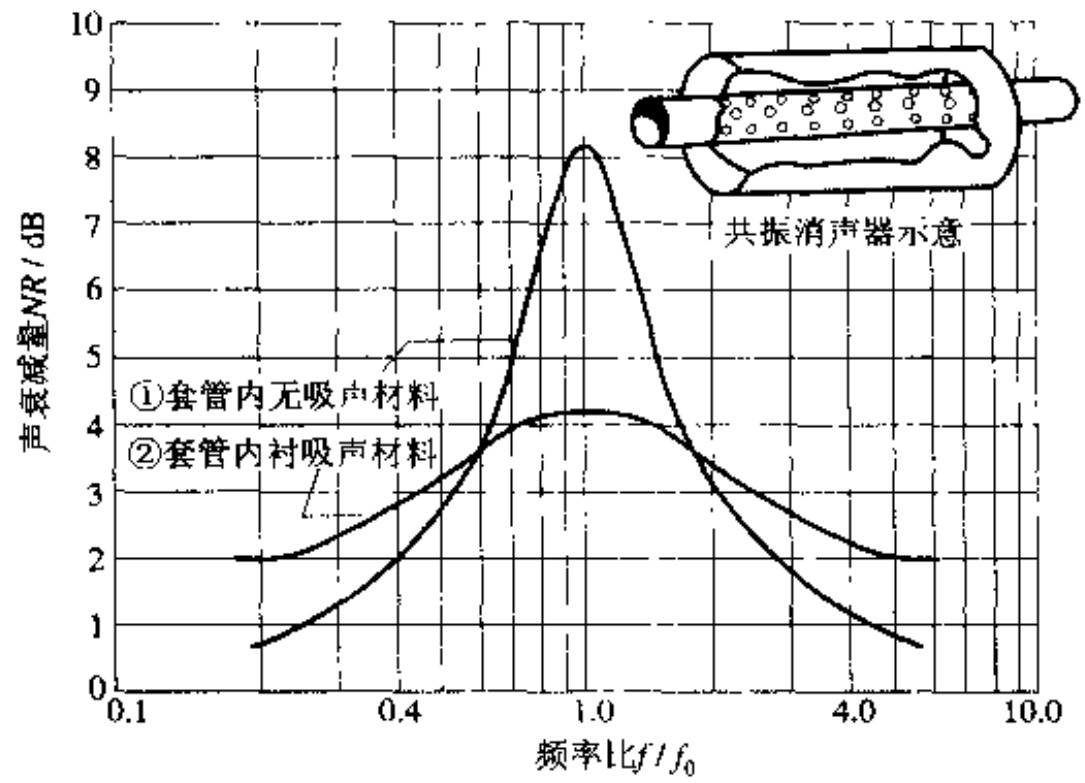


图 7.1-40　共振式消声器典型消声频率特性

共振式消声器的消声性能主要取决于共振孔板的结构参数，包括孔径、孔数、板厚、共振腔的体积大小、管道的截面积及气流速度等因素，详见第 3 章所述。

由于共振式消声器仅能在一定的频段起到有效的消声作用，因此它也同扩张式消声器一样，更多地用于同阻性消声器相结合构成阻共振复合式消声器而广泛应用于工程实践中。

3. 微穿孔板消声器

微穿孔板消声器是在共振式吸声结构的基础上发展而来，它是由孔径≤1mm 的微穿孔板和孔板背后的空腔所构成，其主要特点就是穿孔板的孔径减小到 1mm 以下，利用自身孔板的声阻，取消了阻性消声器穿孔护面板后的多孔吸声材料，使消声器结构简化，因此微穿孔板消声器兼有抗性与阻性的特点。图 7.1-41 为片式双层微穿孔板消声器示意图。

微穿孔板消声器消声频带较宽，气流阻力较小，不需用多孔吸声材料，具有适用风速较高、抗潮湿、耐高温、不起尘等许多优点，而且可以设计成管式、片式、声流式、小室式等多种不同形式，因此在空调系统等很多降噪工程中得到广泛的应用，并取得了满意的效果。

微穿孔板消声器的结构特征为微孔（ϕ0.2～ϕ1mm）、薄板（0.5～1mm）、低穿孔率（P=0.5%～3%）和一定的空腔深度（5～20cm）。

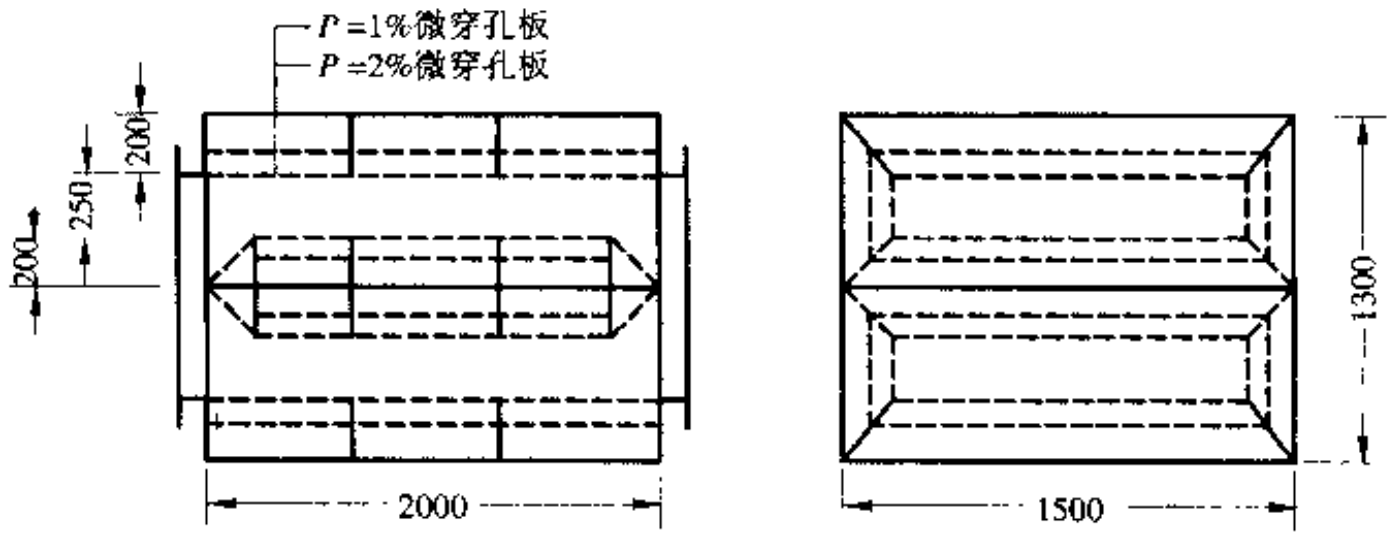


图 7.1-41 片式微穿孔板消声器示意图

图 7.1-42 为典型双层微穿孔板管式消声器结构示意图，表 7.1-23 及表 7.1-24 为不同通道大小、各种风速下矩形微穿孔板消声器的实测消声性能，图 7.1-43 为单双层微穿孔板声流式消声器结构示意图，表 7.1-25 为此种消声器在不同风速条件下的实测消声性能。

4. 干涉式消声器

声波的干涉就是频率、性质都相同而相位相反的声波相加时所发生的现象。干涉式消声器就是根据声源干涉原理制成的，即设计一定的消声器结构形式，使两个相位相反的声波在消声器中相遇而互相抵消，以达到消声的目的。

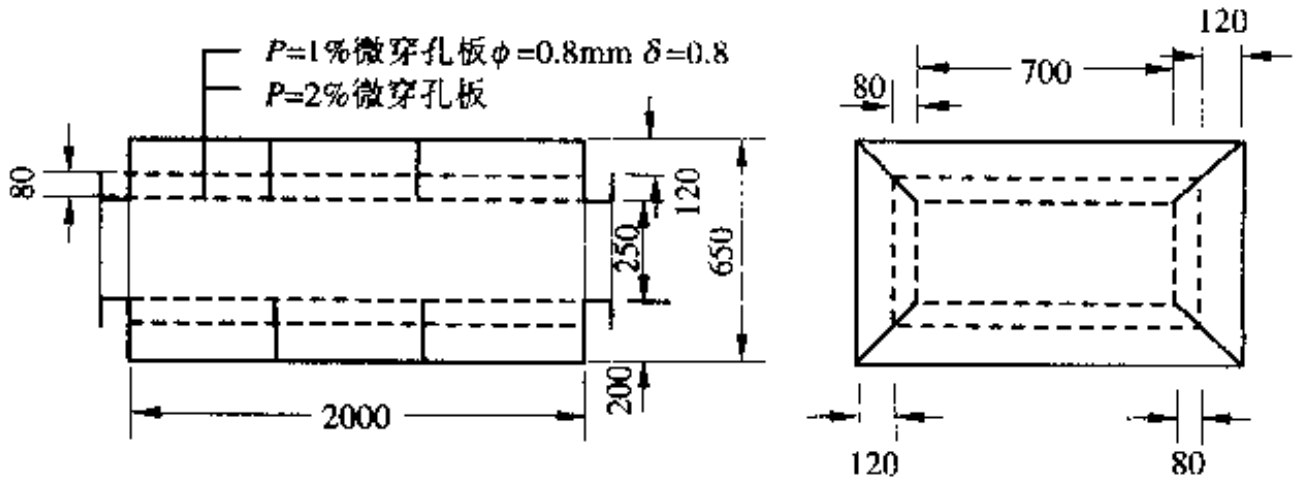


图 7.1-42 典型双层微穿孔板管式消声器

表 7.1-23 矩形管式微穿孔板消声器实测消声性能（通道 150mm）

风速（m/s）	倍频带消声量/dB								压力损失/Pa
	63mm	125mm	250mm	500mm	1 000mm	2 000mm	4 000mm	8 000mm	
0	12	16	25	25	26	26	23	26	0
7	12	16	25	24	22	25	23	25	0.1
10	12	16	25	23	22	23	23	25	2.4
16	11	14	22	20	23	26	23	24	6.5
20	9	12	21	22	20	22	23	24	13.2
24	5	9	19	21	20	26	23	24	15.2
30	3	6	18	21	21	25	23	22	97

表 7.1-24　矩形管式微穿孔板消声器实测消声性能（通道 250mm）

风速（m/s）	倍频带消声量/dB								压力损失/Pa
	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz	8 000Hz	
7	12	18	26	25	20	22	25	25	0
11	12	17	26	23	20	20	26	24	0
17	11	15	23	22	20	22	23	23	0
20	6	12	22	21	20	21	21	20	7

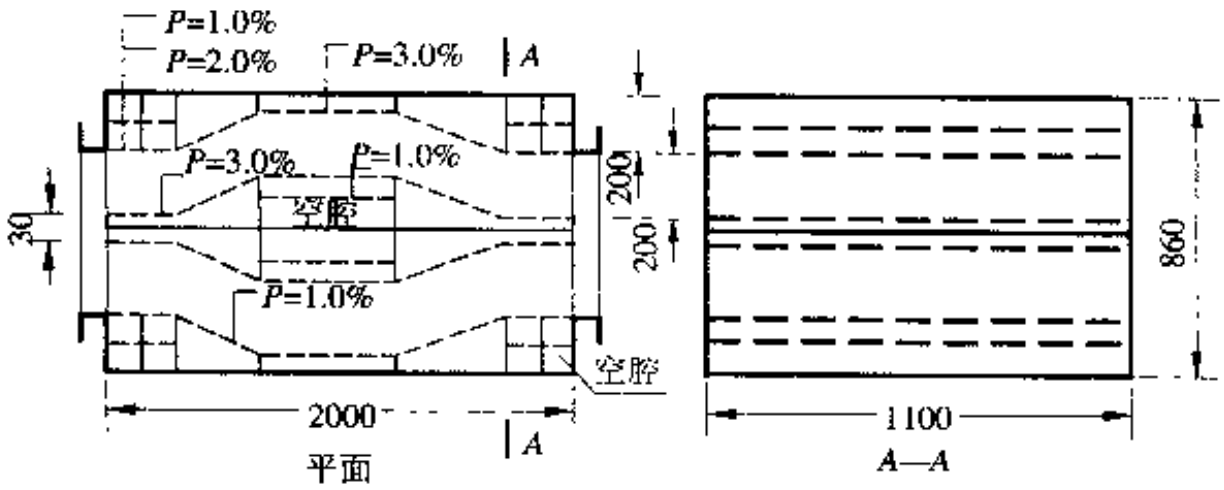


图 7.1-43　单、双层微穿孔板声流式消声器

表 7.1-25　声流式微穿孔板消声器实测消声性能

风速（m/s）	倍频带消声量/dB								压力损失/Pa
	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz	8 000Hz	
0	18	28	29	33	30	42	51	41	0
7	16	25	29	33	23	32	41	35	8
10	15	23	26	29	22	30	35	33	49
14	17	19	20	24	20	26	34	30	80
22	4	10	12	19	19	27	33	28	320
25	2	3	4	14	16	25	32	24	430

图 7.1-44 为干涉式消声器的原理图，即在原直通管道上加设一个旁通支管道，入射波在 A 点处等分为两路通道，若两路管道的长度分别为 l_1 和 l_2，并在 B 点会合，如果两路通道的声波传播距离之差（l_2-l_1）为待消除声波半波长的奇数倍时，则在分支管道会合处 B 点两个声波的相位正好相反，即因相互抵消而达到消声之目的。

干涉式消声器的消声特性具有很强的频率选择性，即仅对很窄的频带（一般仅为一个 1/3 倍频程）具有很好的消声性能，因此其适用范围有限，仅对某些具有很强噪声峰值的有调噪声才有效果，而对大量宽频带噪声则不能起到消声作用。

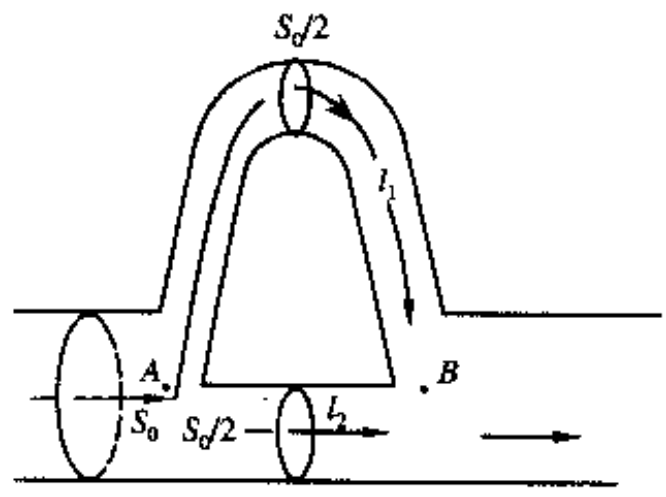


图 7.1-44　干涉式消声器消声原理图

5. 电子消声器

电子消声器是应用电子技术及设备，人为地制造一个与原噪声源幅值相同而相位相反的声源，在一定的空间区域内使两个声波产生干涉而抵消，以达到降低噪声的目的，这种消声装置称为电子消声器。

电子消声器对于低中频段的窄频带噪声容易取得明显的消声效果，而对于宽频带噪声的消声则也有较大难度。国内外对有源消声器的研究正在积极进行之中，而且已经取得了不少的进展。详见本手册第 10 篇的详细阐述。

1.2.3　复合式消声器

将阻性及抗性等不同消声原理组合设计即构成了复合式消声器，如阻抗复合式消声器，阻共振复合式消声器等，都是工程中常见的复合式消声器。

由于阻性消声器虽有优良的中高频消声性能，而低频消声性能则较差，而且也难以提高，而扩张式及共振式消声器则相反，在低中频具有较好消声性能，高频消声效果一般都较差。如果将阻性与抗性两种消声原理合成一种消声器，就可以在较宽的频率范围内都能得到满意的消声效果。因此，无论是通风空调系统消声或是其他很多空气动力设备的消声，甚至在排气放空消声中都设计应用各类复合式消声器。图 7.1-45 为几种不同形式复合式消声器示意图。图 7.1-46 即为长期以来一直广泛应用于空调通风系统的国标 T701—6 型阻抗复合式消声器示意图，表 7.1-26 为 T701—6 型阻抗复合式消声器规格表，图 7.1-47 为 T701—6 阻抗复合式消声器的阻力特性曲线。

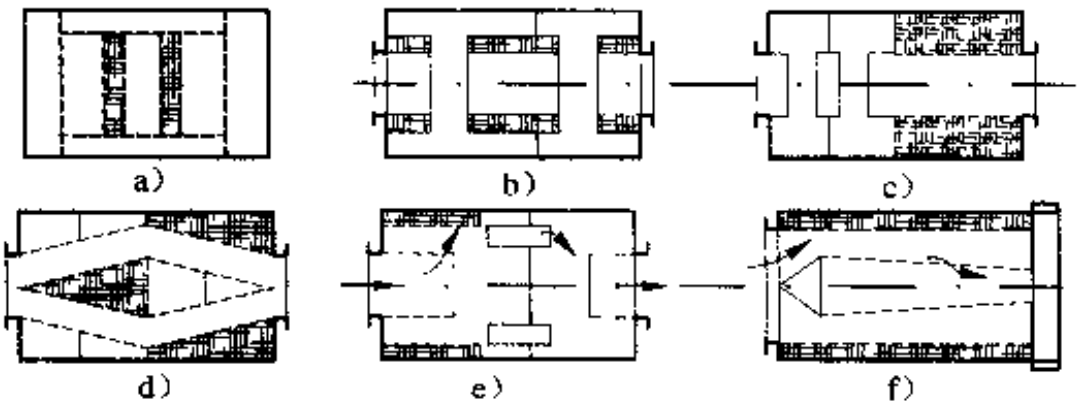


图 7.1-45　几种不同形式复合式消声器示意图

a）阻、共振复合式　b）阻抗复合式　c）阻抗复合式　d）阻、共振复合式　e）阻抗复合式　f）阻抗复合式

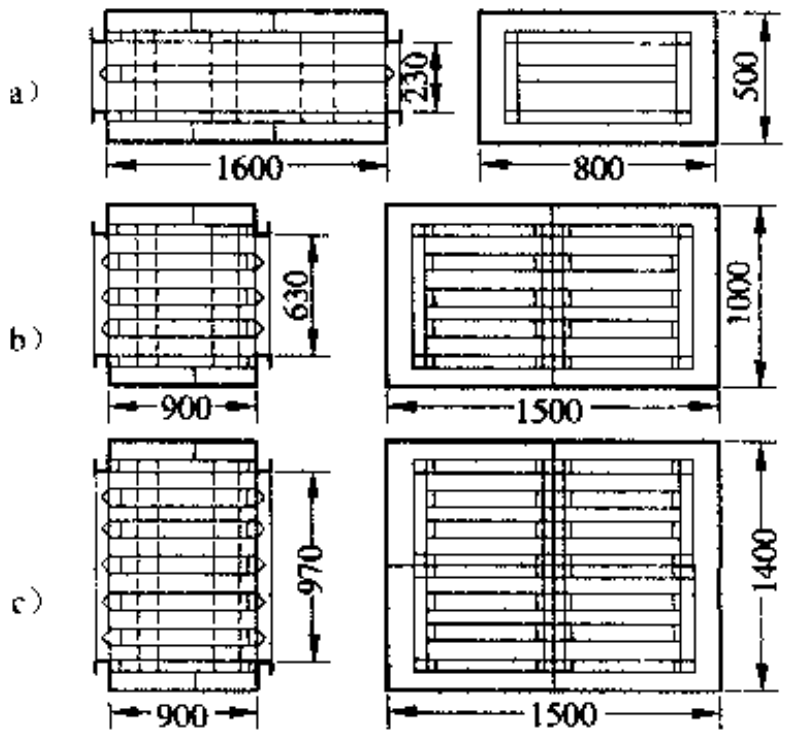


图 7.1-46　T701—6 型阻抗复合式消声器结构形式示意图

a）1#　b）7#　c）8#

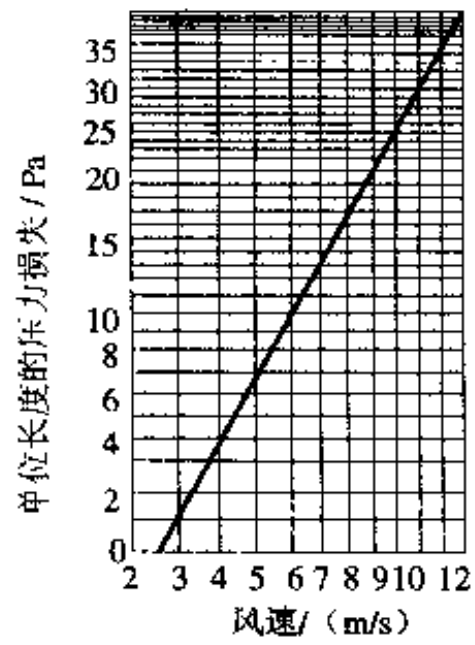


图 7.1-47　T701—6 型阻抗复合式消声器的阻力特性曲线

表 7.1-26　T701—6 型阻抗复合式消声器系列规格表

型号	外形尺寸/mm（宽×高×长）	法兰尺寸/mm（长×宽）	重量/kg	适用风量（m³/h）		
				6m/s	8m/s	10m/s
1	800×500×1600	520×230	83	2000	2660	3330
2	800×600×1600	510×370	96	3000	4000	5000
3	1000×600×1600	700×370	122	4000	5330	6670
4	1000×800×1600	770×400	135	5000	6660	8320
5	1200×800×900	770×550	112	6000	8000	10000
6	1200×1000×900	780×630	125	8000	10600	13340
7	1500×1000×900	1000×630	160	10000	13320	16640
8	1500×1400×900	1000×970	215	15000	20000	25000
9	1800×1400×900	1330×970	260	20000	26700	35400
10	2000×1800×900	1500×1310	310	30000	40000	50000

T701—6 型阻抗复合式消声器是由两节或三节串联的扩张式消声器同内管的阻性片式消声器并联构成，其消声性能为低频≥10dB/m，中频 15～20dB/m，高频 20～25dB/m，其阻力系数ξ≤0.4。

图 7.1-48 为用于高压鼓风机进排风管的 F 型阻抗复合式消声器结构型式图，由图可见，它是由三节串联的扩张室及内管加十字形阻性片和阻性列管式消声段所组成。表 7.1-27 为 F 型阻抗复合式消声器的实测性能结果。

图 7.1-49 为一种阻共振复合式消声器，其外形尺寸为 ϕ 640mm×1200mm，消声器内壁为穿孔板（ϕ10mm、中距 17mm）内贴吸声泡沫材料作为阻性吸声层，中部消声片为共振吸声型，并分为六个共振腔，以吸收 350Hz 以下的低频噪声。此消声器实测 A 声级消声量为 27dB（A），在低、中、高频宽带范围都有较好的消声性能，见图 7.1-50。表 7.1-28 为一种阻性微穿孔板复合消声器的实测性能结果。

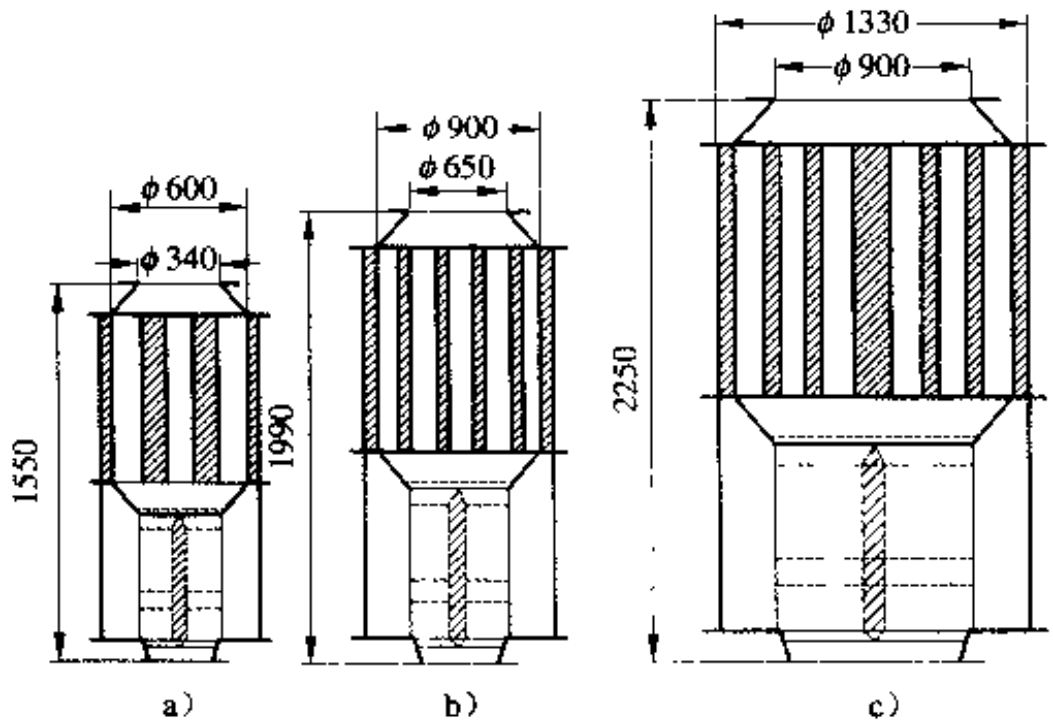


图 7.1-48　F 型阻抗复合式消声器结构示意图

a）2#　b）6#　c）10#

表 7.1-27　F 型阻抗复合式消声器的实测性能结果

风速（m/s）	压力损失/Pa	倍频带消声量/dB							
		63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz	8 000Hz
0（静态）	—	10	12	15	23	30	35	22	25.5
9.5	90	7	12	14	18	22	31	21	18.5
14.1	180	7	11.5	14	14.5	17.5	25.5	19.5	14
17.2	270	6	10.5	12.5	10	12	19.5	16	5.5
20.5	380	5	9	10	6	7	16.5	12	1.5
21.6	420	4.5	9	10	3	5	15.5	9	1

注：阻力系数ξ=1.5。

表 7.1-28　阻性微穿孔板复合消声器的实测消声结果

型　号	条　件	倍频带消声量/dB								压力损失/Pa
		125Hz	250 Hz	500 Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz	8 000Hz	A 声级/dB	
TX　21 型	进风用	2.0	10	26	27	23	22	13	23.5	390～440
	出风用	10.5	13	31	35.5	31.5	23	18	31	390～440

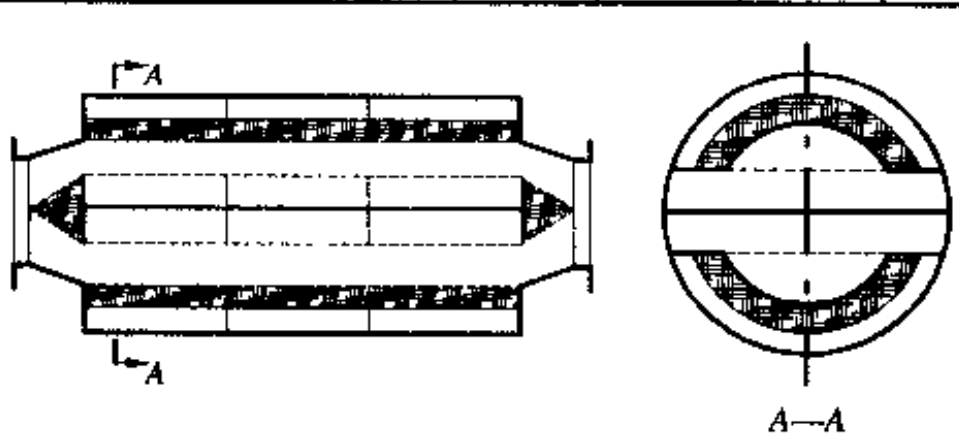


图 7.1-49　阻共振复合式消声器示意图

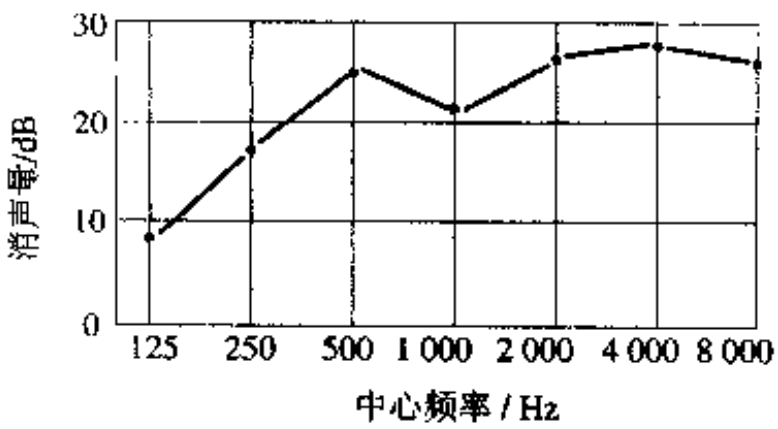


图 7.1-50　阻共振复合式消声器的消声性能

图 7.1-51 为一种圆筒形阻性、微穿孔板防尘型复合式消声器，用于矿井轴扇进出风口消声，它具有良好的消声性能。此种消声器外形尺寸为ϕ 714mm×1600mm，其最大特点是将消声器内的阻性穿孔板护面吸声层表面都设计成朝下，以防止表面的积尘，而将消声器内的微穿孔板吸声结构表面都设计成朝上，并设计特殊的空气反吹装置，以清除微穿孔板面的积尘，因此该消声器的内环和内圆筒体均各有一半为阻性消声，而另一半为微穿孔板消声结构。

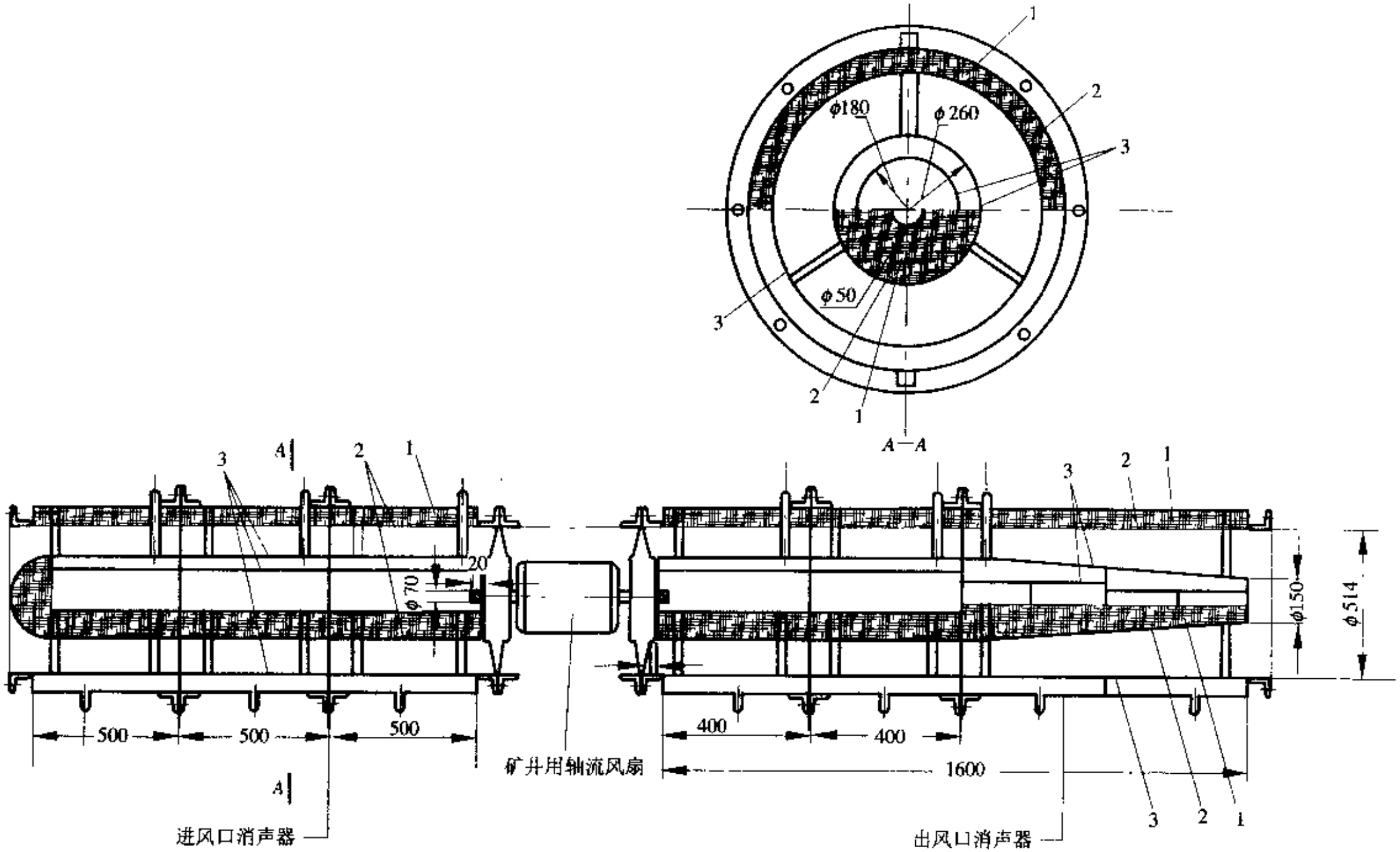


图 7.1-51 阻性与微穿孔板复合矿井用轴流风机配套消声器结构示意图

1—离心玻璃棉吸声层 2—穿孔钢板 3—微穿孔板

12.4　排气放空消声器

排气放空噪声也是工业生产中的一项重要的噪声源，它具有噪声强度大、频谱宽、污染危害范围大以及高温及高速气流排放等特点。排气放空噪声一般都是由高速气流流动的不稳定性所产生，而排气放空消声器就是专门用于降低并控制排气放空噪声的一种有效的消声器，可用于降低化工、石油、冶金、电力等工业部门的高压、高温及高速排气放空所产生的高强度噪声。

排气放空消声器的主要型式有节流减压型排气消声器、小孔喷注型排气消声器、节流减压加小孔喷注复合型消声器及多孔材料耗散型排气消声器等，现分述其原理和特性如下。

1. 节流减压型排气消声器

节流减压型排气消声器是利用多层节流穿孔板或穿孔管，分层扩散减压，即将排出气体的总压通过多层节流孔板逐级减压，而流速也相应逐层降低，使原来的排气口的压力突变为通过排气消声器的渐变排放，从而达到降低排气放空噪声的目的。

节流减压排气放空消声器主要适用于高压高温排气放空装置，其消声量一般可达 15～20dB（A），若需要更高的消声量，则应在节流减压消声以后再加后续阻性消声器，或将阻性消声结合在节流减压消声器内部，形成一种节流减压与阻性复合消声器。图 7.1-52 为几种节流减压排气放空消声器示意图，图 7.1-53 为 50t/h 锅炉蒸气排气放空消声器形式图，图 7.1-54、图 7.1-55 为两种用于化工行业的排气放空消声器示意图。

2. 小孔喷注型排气消声器

小孔喷注型排气消声器是一种直径同原排气口相等而末端封闭的消声管，其管壁上开有很多的排气小孔，小孔的总面积一般应大于原排气管口面积，小孔的直径愈小，降低排气噪声的效果也愈好。常见小孔喷注消声器的小孔孔径为 1mm 左右，这种小孔喷注排气消声器的结构就是将原来单个大直径排气喷口改为大量小孔喷口，其降低噪声的原理是基于小孔喷注噪声频谱的改变，即当通过小孔的气流速度足够高时，小孔能将排气噪声的频谱移向高频，使噪声频谱中的可听声部分降低，从而减少了噪声对环境的干扰。图 7.1-56 为不同小孔直径小孔喷注消声器的消声效果。

小孔喷注排气消声器主要适用于降低排气压力较低（如 5～10kg/cm²）而流速甚高的排气放空噪声，如压缩空气的排放、锅炉蒸汽的排空等均有很多应用。小孔喷注排气消声器的消声量一般可达 20dB 左右，且具有体积很小、重量轻、结构简单、经济耐用等特点。

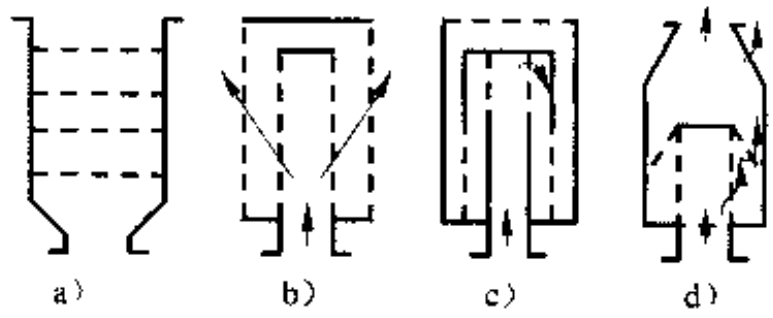


图 7.1-52　几种节流减压排气放空消声器示意图

a）四级孔板节流　b）三级孔管节流

c）三级孔管迷路节流　d）三级孔管锥管节流

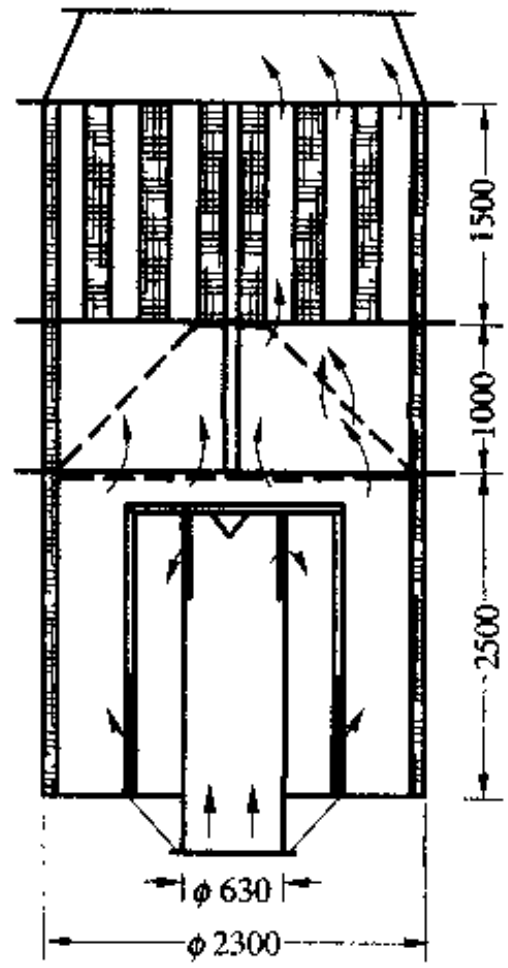


图 7.1-53　50t/h 锅炉蒸气放空消声器形式图

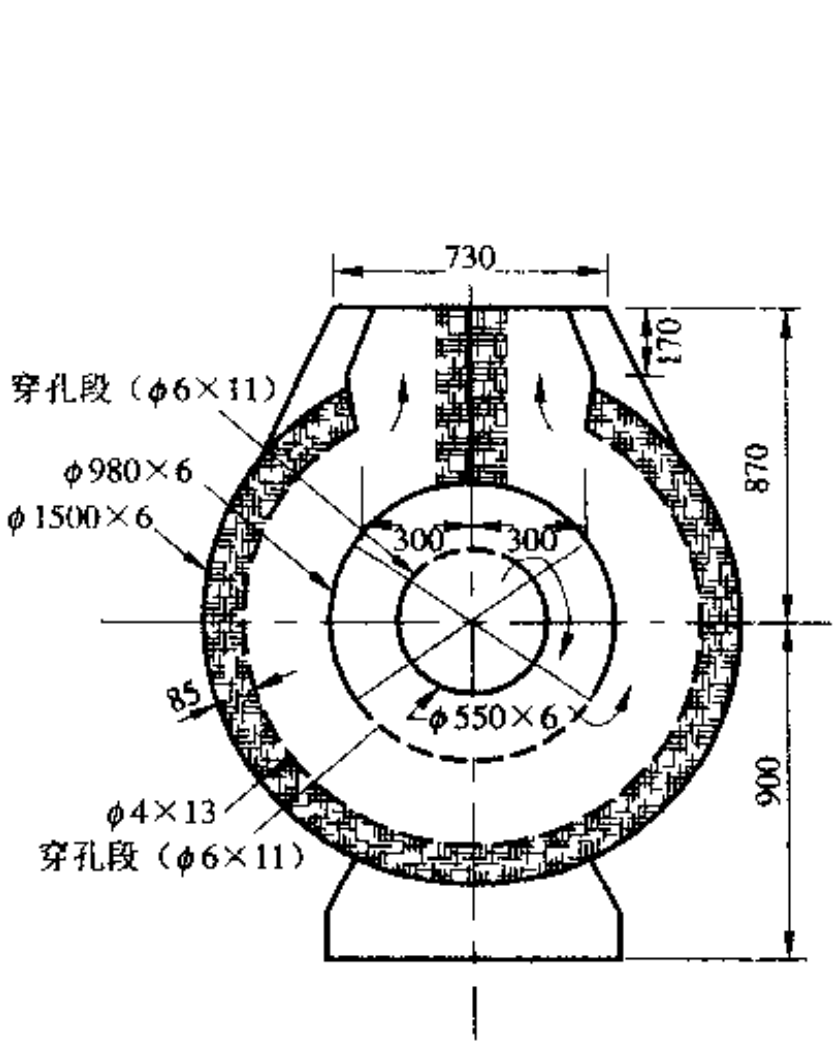


图 7.1-54　美国凯洛格公司 Sp—203 型蒸气排空消声器形式图

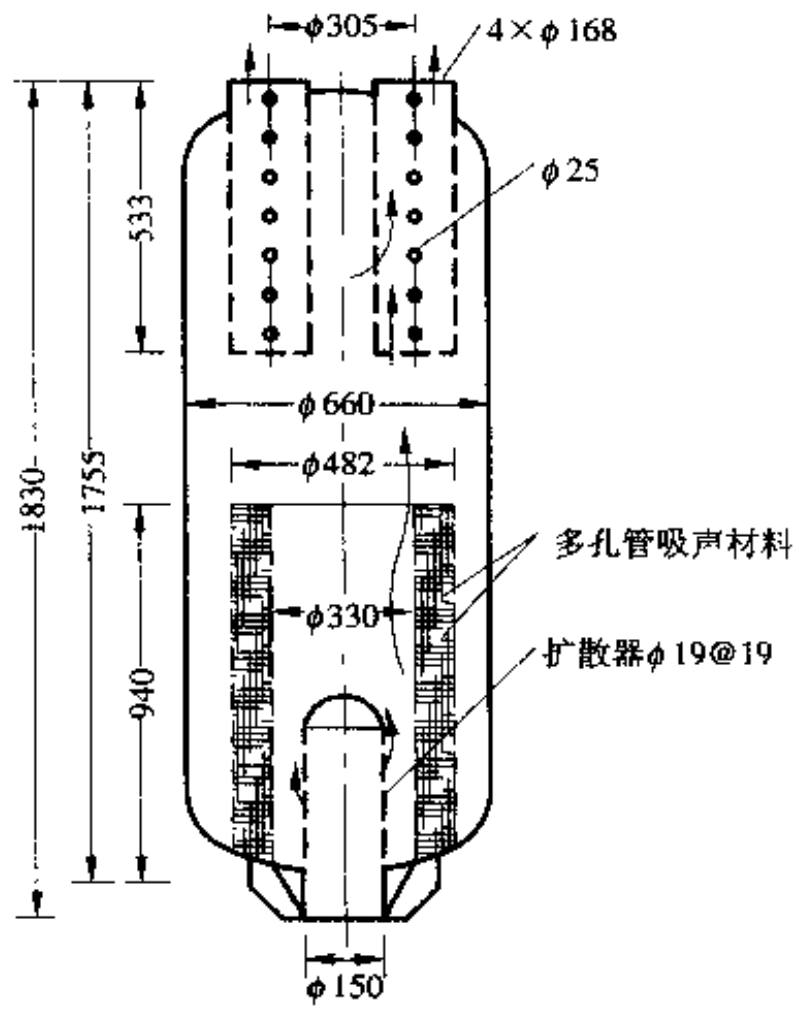


图 7.1-55　某合成氨厂排气放空消声器形式图

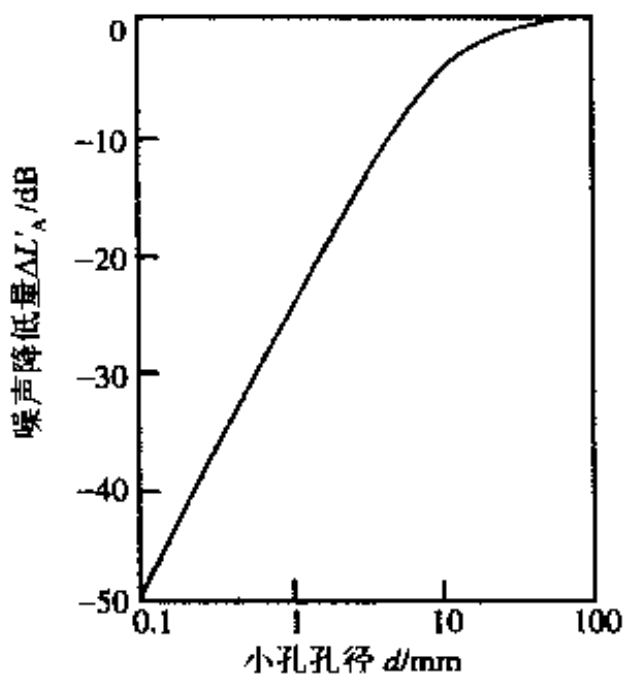


图 7.1-56　不同孔径小孔喷注消声器的消声效果图

3. 节流减压加小孔喷注复合排气消声器

节流减压小孔喷注复合排气放空消声器综合了节流减压和小孔喷注各自的特点，因此能适用于各种压力条件排气放空消声，消声量也较高。

常见的节流降压小孔喷注复合型排气消声器一般为先节流，后小孔。其节流孔板的层数少则一至二级，多则三至四级，需根据实际排气压力而定，而后续的小孔喷注一般均为一级。

图 7.1-57 为用于 410t/h 电厂高压锅炉的蒸气排空消声器形式图，表 7.1-29、表 7.1-30 为该排气放空消声器的实测消声效果。

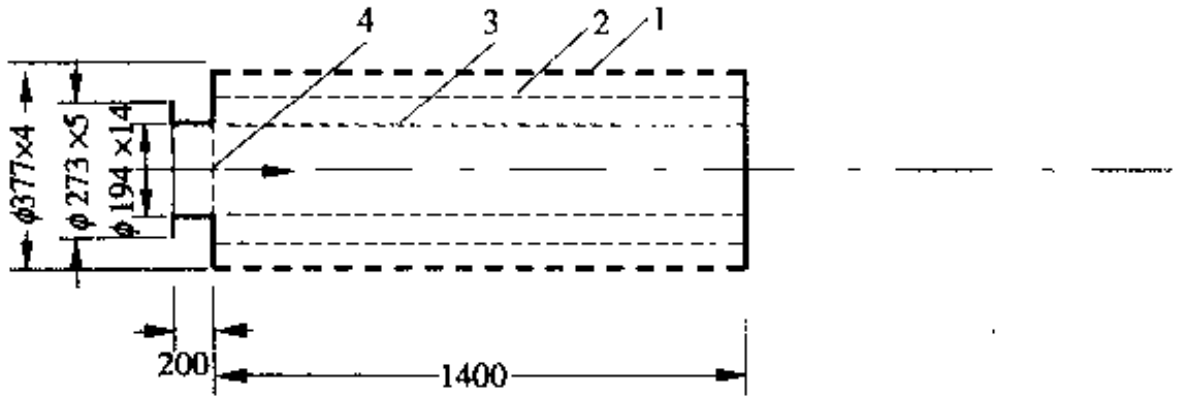


图 7.1-57 410t/h、100kg 高压锅炉排气用节流减压小孔喷注复合消声器形式图（三级节流+一级小孔喷注）

1—φ2 孔 11664 个 2—φ2 孔 5187 个 3—φ4 孔 560 个 4—φ14.4 孔 19 个

表 7.1-29 实测消声效果（频率特性）

条 件	倍频带中心频率 / Hz								A 声级/dB
	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz	8 000Hz	
φ 250mm 空管排放	127	134	139	145	148	148	147	142	153
加复合排气消声器	104	105	103	104	108	109	113	111	118
消声量	23	29	36	41	40	39	34	31	35

注：测点在离声源 1m 处。

表 7.1-30 实测消声效果（A 声级）

测 量 地 点	厂北大门	厂南大门	油泵房	纬三路口	石化医院	火车站	电影院
离声源距离/m	250	350	170	300	830	870	1200
未装排气消声器/dB	111	108	112	99	90	86	78
已装排气消声器/dB	72	67	79	50	54	47	52
环境背景噪声/dB	64	54	69	50	54	47	52

4. 多孔材料耗散型排气放空消声器

多孔材料耗散型排气放空消声器是利用多孔陶瓷、烧结金属、粉末冶金、烧结塑料及多层金属丝网等具有大量微小孔隙，当气流通过时被滤成无数股小气流，使排气压力大为降低，同时这些多孔材料本身也起到一定的吸声作用。多孔材料耗散型排气消声器一般仅适用于低压高速、小流量的排气条件下应用，其消声效果可达 20～40dB（A）。图 7.1-58 为几种多孔材料耗散型消声器形式图。

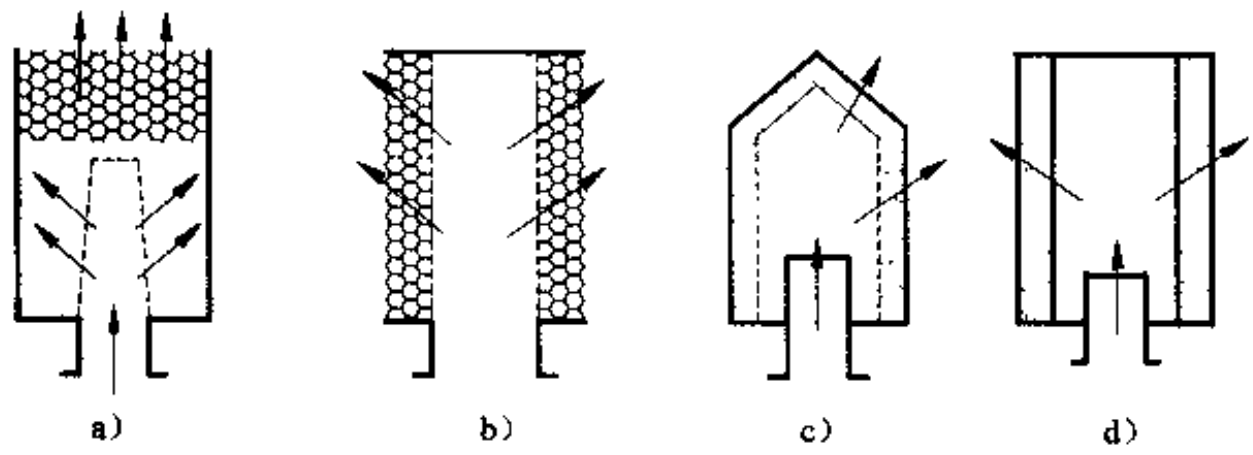


图 7.1-58 多孔材料耗散型消声器形式图

a）多层金属网板 b）多层金属网筒 c）多孔陶瓷 d）粉末冶金

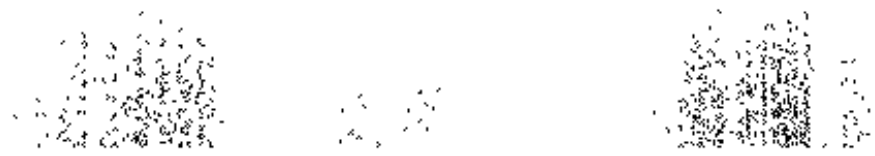


图 7.1-59 为一种超高分子量聚乙烯材料制成的微孔排气消声器，可用于铸锻机械、标准件制造行业中控制气体元件的压缩空气排气噪声的控制。

此种微孔排气消声器结构简单、安装方便、价格便宜，使用时只要选择相同尺寸的螺纹旋拧于排气管口即可，口径大于ϕ6.5mm 的消声器外加一个采用 ABS 塑料成型的网栅护套，其消声量可达 20dB 以上。见表 7.1-31。

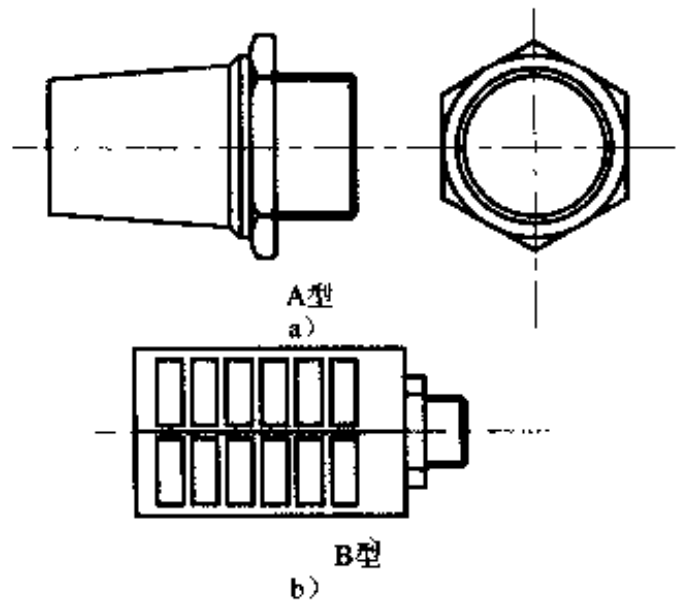


图 7.1-59　聚乙烯塑料微孔排气消声器形式图

a）A 型≤ϕ6.5mm　b）B 型ϕ9.5～50mm

表　7.1-31

条　　件	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz	8000Hz	A 声级/dB（A）
未装消声器	84	86	84	92	100	110	110	110	115
已装消声器	82	82	76	82	86	86	86	84	92
插入损失/dB	2	4	8	10	14	24	24	26	23

注：测试排气表压为 0.20～0.55MPa。

第 2 章　消声器性能的评价与测量

2.1　消声器性能的评价指标

消声器性能的评价指标包括声学性能、空气动力性能及气流再生噪声特性等 3 个主要方面，现分述如下。

2.1.1　声学性能的评价

消声器声学性能的优劣通常用消声量的大小及消声频谱特性来表示，其中主要包括计权声级（A 声级或 C 声级）消声量及各倍频带（1 倍频带或 1/3 倍频带）消声量。

根据测试方法的不同，消声器声学性能的评价指标可分为传声损失、插入损失、末端声压级差及声衰减量等几种。

1. 传声损失（L_{TL}）

也称传透损失或透射损失，其定义为消声器进口端的入射声功率和出口端的声功率的比值的常用对数乘以 10，即为入射于消声器的声功率级和透过消声器的声功率级的差值，其数学表达式为：

$$L_{TL}=10\lg\ (W_1/W_2) = L_{W_1} - L_{W_2} \quad (7.2\text{-}1)$$

式中　W_1、W_2 ——消声器入口与出口端的声功率（W）；

L_{W_1}、L_{W_2} ——消声器入口与出口端的声功率级（dB）。

通常所称的消声量一般均指传声损失。

2. 插入损失（L_{IL}）

消声器的插入损失定义为装消声器前与装消声器后，在某给定点（包括管道内或管口外）测得的平均声压级之差值，即

$$L_{IL}=L_{p1}-L_{p2} \quad (7.2\text{-}2)$$

3. 末端声压级差值（L_{NR}）

也称两端声压级差或末端减噪量，定义为在消声器的进口与出口端口测得的平均声压级之差值，即

$$L_{WR}=L_{p1}-L_{p2} \quad (7.2\text{-}3)$$

当消声器的进口端与出口端的管道截面形状、面积和声场分布均相同时，传声损失就等于消声器入口与出口两端的声压级之差值。

4. 声衰减量（L_A）

也称轴向衰减量，定义为通过测量消声器内轴向两点间声压级差值所求得的消声器单位长度的声衰减量（dB/m）。声衰减量可用于描述消声器内部的声传播特性，即声衰减过程。

以上四种评价指标中，传声损失和声衰减量反映了消声器自身的声学特性，不受测量环境条件的影响，而插入损失和末端声压级差值会受到测量环境条件包括测点距离、方向及管口反射等因素的影响。因此，在评价消声器的声学性能时必须注明所采用的测量方法及环境条件。消声器声学性能的评价还因测试声源条件的不同而分为静态消声性能和动态消声性能两种。

静态消声性能系指测量是在消声器内无气流通过而仅用扬声器发标准噪声源（如白噪声或粉红噪声）条件下测得的消声量；动态消声性能系指测量是在消声器内有气流通过，即用空气动力设备做声源（如风机声或风机加扬声器声源）条件下测量的消声量。

2.1.2　空气动力性能的评价

空气动力性能是评价消声器性能的又一重要指标，也是消声器设计中应予考虑的重要因素。如果一个消声量很高的消声器安装在管道系统中后，由于空气动力性能差、阻力很大、使通风、排风或空调系统不能正常运行，则此消声器就不能使用。因此消声器的设计和研究必须同时考虑合适的消声性能和空气动力性能，而作为消声器的系列产品，则必须同时提供消声性能及空气动力性能指标。

消声器的空气动力特性评价指标通常为压力损失或阻力系数。

1. 压力损失（Δp）

消声器的压力损失为气流通过消声器前后所产生的压力降低量，也就是消声器前与消声器后气流管道内的平均全压之差值。如果消声器前后管道内流速相同，动压相等，则压力损失就等于消声器前后管道内的平均静压差值，即

$$\Delta p = \bar{p}_1 - \bar{p}_2 \qquad (7.2\text{-}4)$$

由于消声器的压力损失大小，既同消声器的结构形式有关，也同通过消声器的气流速度有关，因此在用压力损失值表征消声器的空气动力性能时，必须同时表明通过消声器的气流速度。

2. 阻力系数（ξ）

消声器的阻力系数为通过消声器前后的压力损失与气流动压之比值，即：

$$\xi = \frac{\Delta p}{p_v} \qquad (7.2\text{-}5)$$

其中

$$P_v = 10\frac{\rho v^2}{2g} \qquad (7.2\text{-}6)$$

式中　Δp —— 压力损失值（Pa）；

P_v —— 动压值（Pa）；

ρ —— 空气密度（kg/m^3）；

v —— 消声器内的平均气流速度（m/s）；

g —— 重力加速度（m/s^2）。

阻力系数能比较全面地反映消声器的空气动力特性。根据阻力系数就可方便地求得不同流速条件下的压力损失值。表 7.2-1 为几种常见消声器系列的阻力系数指标值。

表 7.2-1　常见消声器系列的阻力系数

消声器系列型号	阻力系数 ξ
ZDL 片式消声器系列	0.8
F 型阻抗复合式消声器系列	1.5
D 型阻性折板式消声器系列	2.2
P 型阻性盘式消声器系列	0.6
T701—6 型阻抗复合式消声器系列	0.4
ZP_{100} 型片式消声器系列	0.9
IAC 系列 3ML 型	0.8
IAC 系列 3MS 型	1.6

2.1.3　气流再生噪声特性的评价

在消声器的设计试验与工程应用中，经常会遇到动态消声量低于静态消声量及同一消声器当流速提高时消声量相应减低等现象，这就是由于在消声器内部所产生的气流再生噪声的影响所导致的结果。

消声器的气流再生噪声就是当气流以一定速度通过消声器时，由于气流在消声器内所产生的湍流噪声（以中高频为主）以及气流激发消声器的结构部件振动所产生的噪声（以低频为主），称为气流再生噪声。

气流再生噪声的大小主要取决于消声器的结构形式和气流速度。消声器的结构形式愈复杂，气流通道的弯折愈多，消声器内通道壁面的粗糙度愈大，则气流再生噪声也愈高，反之则愈低。气流再生噪声与气流速度一般近似为六次方关系，其经验公式为：

$$L_{WA} = a + 60\lg v + 10\lg S \qquad (7.2\text{-}7)$$

式中　L_{WA} —— 消声器气流再生噪声的 A 声功率级；

a ——与消声器结构形式有关，并由实验确定的比 A 声功率级，如管式消声器 $a=-5\sim-10$dBA，片式消声器 $a=-5\sim5$dBA，阻抗复合式消声器 $a=5\sim15$dBA，折板式消声器 $a=15\sim20$dBA；

v —— 消声器内平均气流速度（m/s）；

S —— 消声器内气流通道总面积（m^2）。

2.2　消声器性能的测量

消声器性能的测量应包括声学性能的测量、空气动力性能的测量和气流再生噪声的测量三个内容。声学性能的测量又可分为动态测量和静态测量两种方法、现场测量和实验室测量两种条件，其中应以实验室测量为主要测量方法，它既可测量声学性能和空气动力性能，条件好的实验装置也可测量气流再生噪声。实验室测量方法也因实验装置条件不同而分为管道法、管道混响室法、管道半消声室法等。我

国已有消声器测量方法的国家标准 GB/T 4760—1995，该方法包括实验室和现场两种测量方法，适用于以阻性为主的各种消声器性能测试。其实验室方法主要可测消声器的传声损失、插入损失、空气动力性能及气流再生噪声等指标，并可采用混响室法、半消声室法及管道法测量。如在消声器前及消声器后分别测量，即可得传声损失值；在消声器安装前（以替代管代替消声器）及安装后分别测量，即可得插入损失值；同样在消声器前后管道内分别测定给定截面上的平均全压或平均静压值，即可得压力损失和阻力系数性能指标。

图 7.2-1 为国标消声器测量装置示意图，图 7.2-2 为中国建筑科学研究院建筑物理研究所建立的管道混响室消声器测量装置图。

图 7.2-3 为上海同济大学声学所原有的管道半消声室消声器测量装置图，图 7.2-4 为深圳中雅机电实业有限公司原有按 ISO7235 标准建立的消声器测量装置图，图 7.2-5 为两种简易的实验室消声器测试装置。

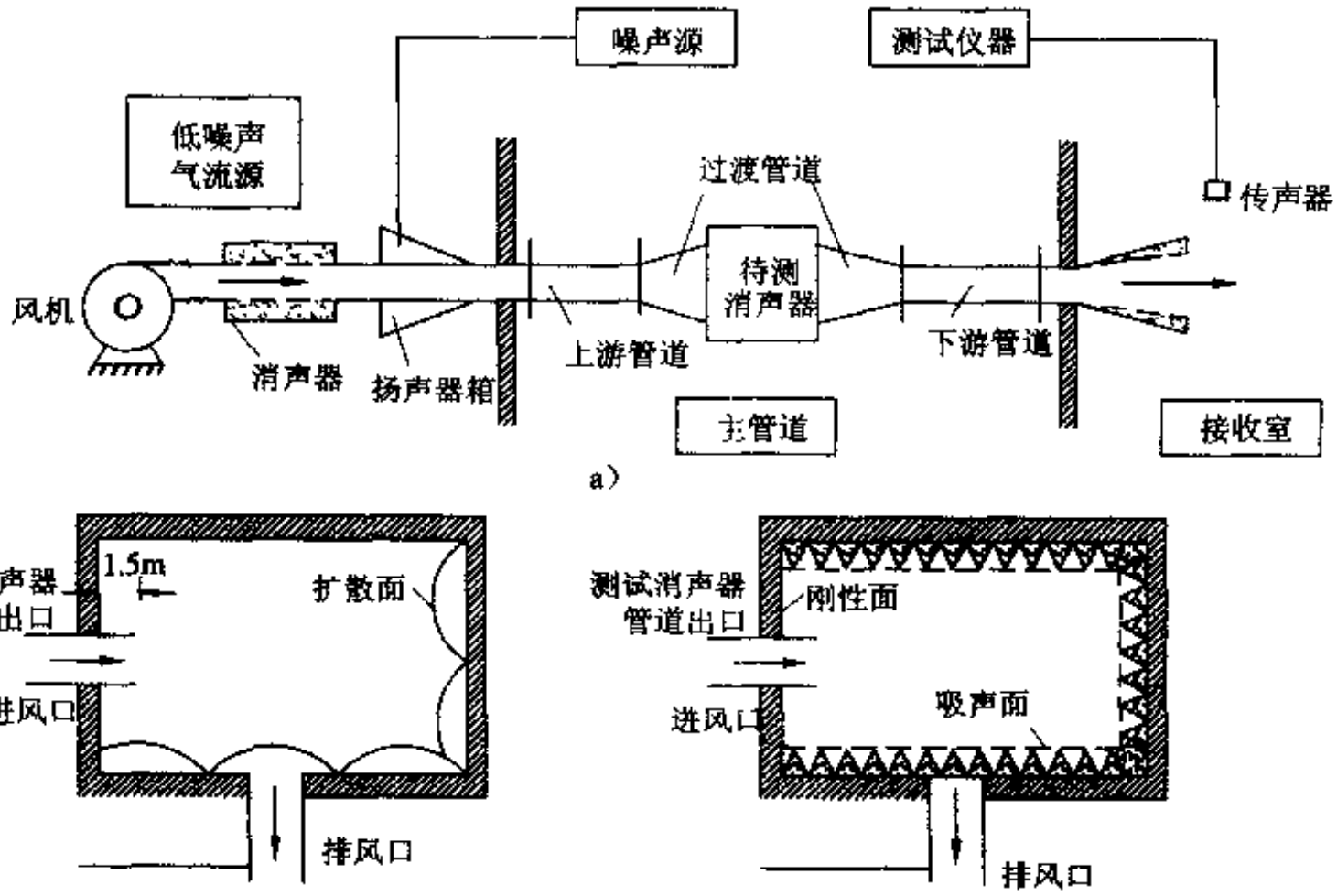


图 7.2-1　GB/T4760—1995 消声器性能测量方法标准中的测量装置示意图
a）消声器测量装置图　b）混响室接收声场　c）半消声室接收声场

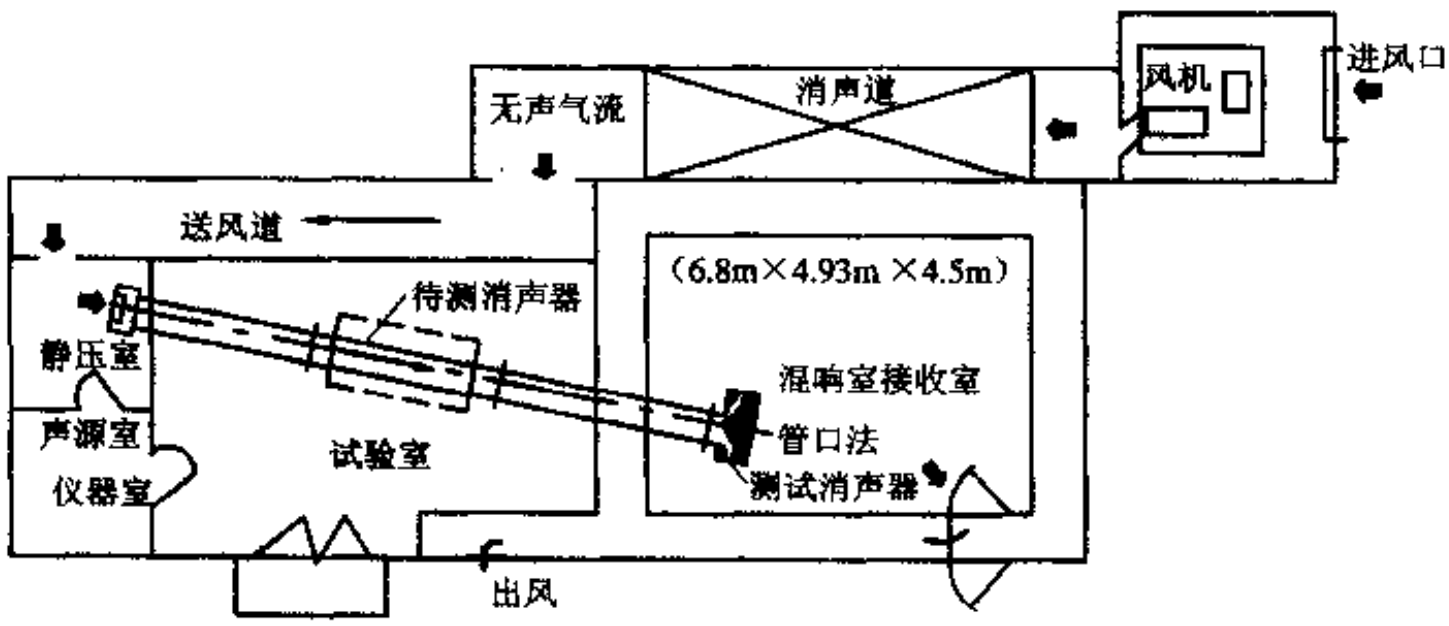


图 7.2-2　中国建筑科学研究院建筑物理研究所的管道混响室消声器测试装置示意图

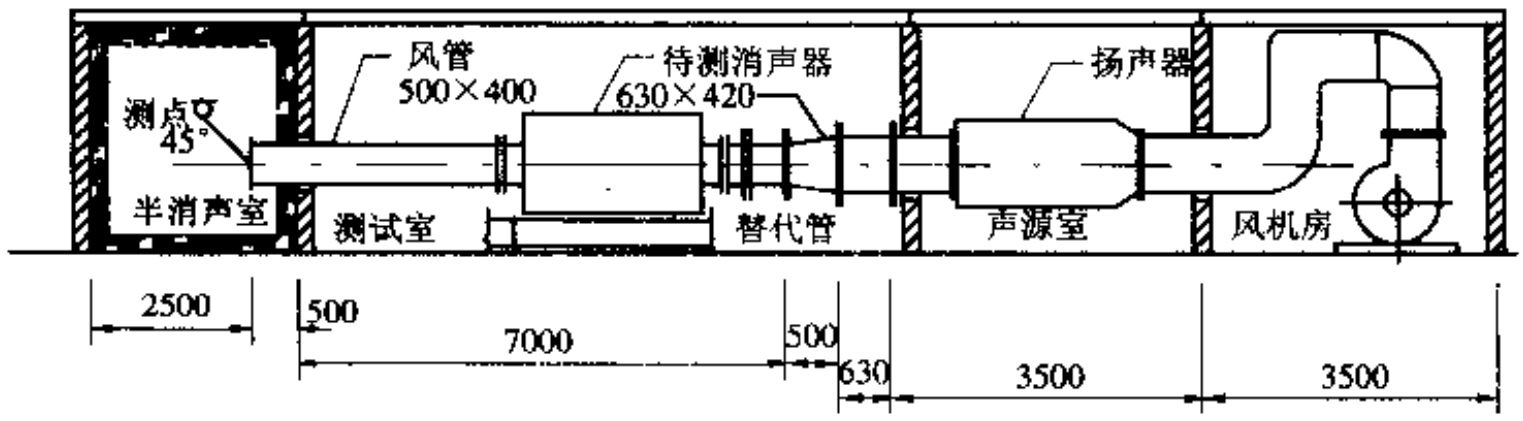


图 7.2-3　同济大学声学所原有管道半消声室消声器测试装置示意图

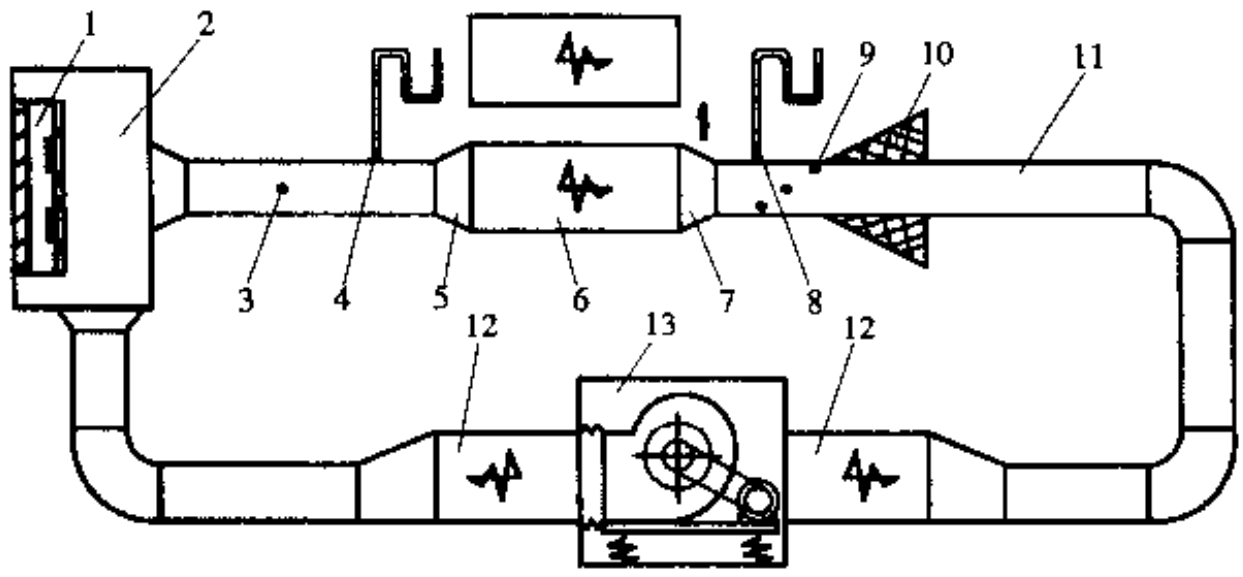


图 7.2-4　深圳中雅公司原有消声器实验室测量装置示意图

1—扬声器　2—声源安装箱　3—上游传声器（1 个）　4—上游毕托管
5—变径　6—测试消声器　7—变径　8—下游毕托管　9—下游传声器（3 个）
10—末端消声器　11—下游管道　12—系统消声器　13—变风量风机箱

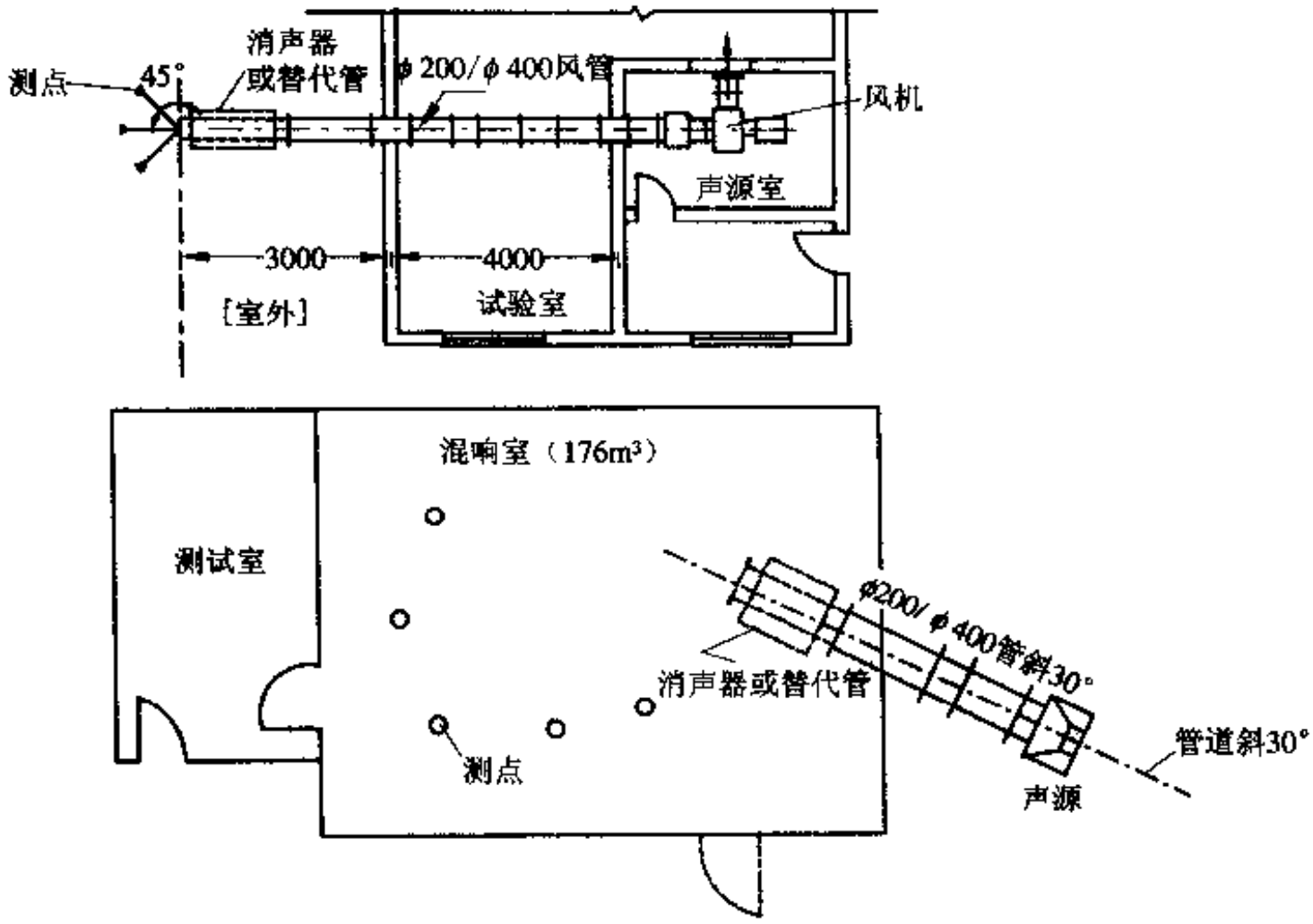


图 7.2-5　两种简易实验室消声器测量装置示意图

第 3 章　消声器的设计与计算

消声器设计与计算是消声器在工程应用与研究中的重要技术工作。在本章中将分别阐述消声器的主要设计计算方法、消声器的设计技术要点及气流对消声器性能的影响等三个方面。

3.1　消声性能的设计计算方法

消声器的基本设计计算方法因消声器的设计原理、类型不同而不同，现分述如下。

3.1.1　阻性消声器的计算方法

阻性消声器形式种类很多，其消声性能主要与通道形式、长度及吸声材料的性能有关。

直管式消声器是阻性消声器中最简单的一种，其消声量的常用计算公式为：

$$\Delta L=\phi(\alpha_0)\frac{P}{S}l \qquad (7.3\text{-}1)$$

其中

$$\phi(\alpha_0)=4.34\times\frac{1-\sqrt{1-\alpha_0}}{1+\sqrt{1-\alpha_0}} \qquad (7.3\text{-}2)$$

式中　$\phi(\alpha_0)$ —— 是与材料吸声系数α_0 有关的消声系数，也可由表 7.3-1 查得；

α_0 —— 正入射吸声系数；

P —— 消声器通道截面周长(m)；

S —— 消声器通道截面积(m^2)；

l —— 消声器的有效长度（m）。

由式（7.3-1）可见，阻性直管式消声器的消声量除同吸声材料性能有关外，还与消声器的有效长度 l 及通道截面周长 P 成正比，而与通道截面积 S 成反比，因此增加有效长度和通道周长、截面积之比值 P/S，即可提高消声量。当通道截面面积因流量、流速要求而确定时，选择合理的通道截面形状，也可提高消声效果。表 7.3-2 为常用阻性消声器几种截面形状比较表。

表 7.3-1　消声系数$\phi(\alpha_0)$与吸声系数（α_0）的关系

α_0	$\phi(\alpha_0)$	α_0	$\phi(\alpha_0)$	
			理论值	经验值
0.1	0.11	0.55	0.86	0.82
		0.60	0.98	0.90
0.15	0.17	0.65	1.11	1.0
0.20	0.24	0.70	1.27	1.05
0.25	0.31	0.75	1.45	1.12
0.30	0.39	0.80	1.66	1.2
0.35	0.47	0.85	1.92	1.3
0.40	0.55	0.90	2.25	1.35
0.45	0.64	0.95	2.75	1.42
0.50	0.75	1.00	4.34	1.5

注：当消声器内吸声材料的吸声系数大于 0.6 时，建议采用表中经验值计算。以使计算值接近实际值。如对阻性消声器效果作粗略估算时，则可取$\phi(\alpha_0)$值为 1。

表 7.3-2　常用阻性消声器截面形状的 P/S 值

截面形状	特征尺寸	截面周长 P/m	截面面积 S/m^2	比值 P/S
圆形管	直径 D	πD	$\pi D^2/4$	$4/D$
方形管	边长 d	$4d$	d^2	$4/d$
矩形管	宽 a 高 h	$2(a+h)$	ah	$2(a+h)/ah$
扁矩形管	宽 a 高 h	$\sim 2a$	ah	$\sim 2/h$

由表 7.3-2 可得：

阻性圆管式消声器的消声量可由下式计算：

$$\Delta L=4\phi(\alpha_0)\,l/D \qquad (7.3\text{-}3)$$

阻性方管式消声器的消声量可由下式计算：

$$\Delta L=4\phi(\alpha_0)\,l/d \qquad (7.3\text{-}4)$$

阻性片式消声器的消声量可由下式计算：

$$\Delta L = 2\phi(\alpha_0)\frac{a+h}{ah}l \qquad (7.3\text{-}5)$$

狭通道阻性片式消声器的消声量可由下式计算：

$$\Delta L = 2\phi(\alpha_0)\, l/h \qquad (7.3\text{-}6)$$

当阻性直管式消声器通道截面积较大时，如圆管直径或方管边长大于 30cm，片式消声器的片间距大于 25cm 等，高频声波将呈束状直接通过消声器，面很少与管道内壁面吸声层面接触，减少了声吸收，降低了消声效果，工程中将此现象称为“高频失效”，并将消声量明显开始下降的频率称为“上限失效频率”，其经验计算公式如下：

$$f_{上} = 1.85\frac{c}{D} \qquad (7.3\text{-}7)$$

式中　c —— 声速（m/s）；

D —— 通道截面的直径（m），当通道截面为矩形时（边长为 a，h），则 $D = 1.13\sqrt{ah}$。

当频率高于 $f_{上}$时，提高 1 倍频程，其消声量约比失效频率处的消声量降低 1/3，具体可由下式计算：

$$\Delta L' = \frac{3-n}{3}\Delta L \qquad (7.3\text{-}8)$$

式中　$\Delta L'$ —— 高于失效频率的某倍频带消声量（dB）；

ΔL —— 失效频率处的消声量（dB）；

n —— 高于失效频率的倍频程频带数。

在阻性消声器设计及工程应用中，为了避免失效频率对高频消声性能的影响，增加消声器的消声频带宽度，就设计并应用了折板形消声器，声流式消声器、多室式或迷宫式消声器等不同形式的阻性消声器，其中小室式消声器（单室）的消声量可按下式计算，也可由图 7.3-1 查算。

$$\Delta L = 10\lg S\left(\frac{\cos\theta}{2\pi d^2} + \frac{1}{R}\right) \qquad (7.3\text{-}9)$$

$$R = \frac{S_c\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}$$

式中　S —— 小室进出风口的截面积（m^2）；

d —— 小室进出风口对角线距离（m）；

θ —— 对角线与风口中心线的夹角；

R —— 小室的房间常数；

S_c —— 小室内表面积（m^2）；

$\bar{\alpha}$ —— 小室内平均吸声系数。

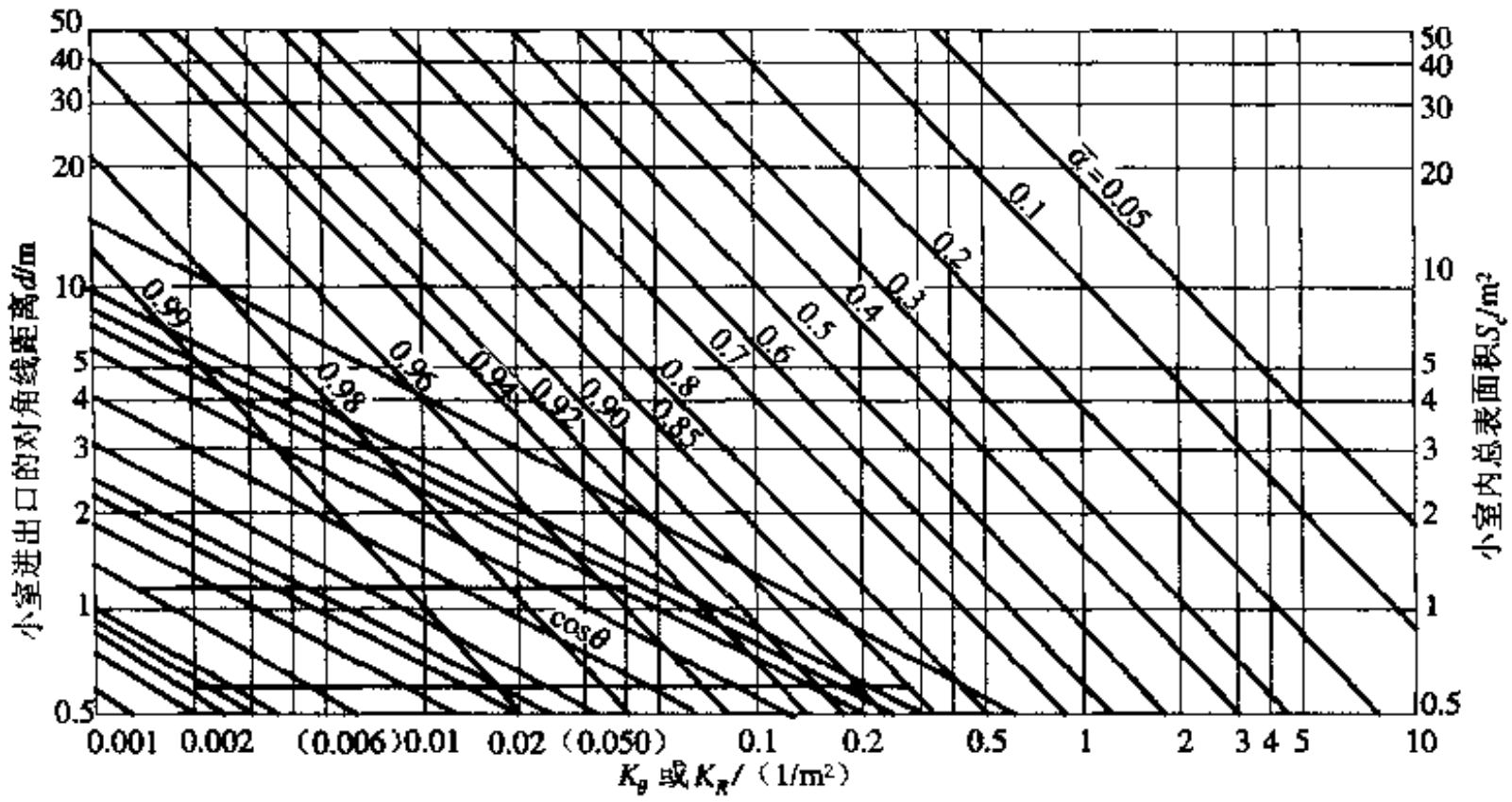


图 7.3-1　小室式消声器消声量查算图

图中 $K_\theta = \dfrac{\cos\theta}{2\pi d^2}$，　$K_R = \dfrac{1-\bar{\alpha}}{S_c\bar{\alpha}}$

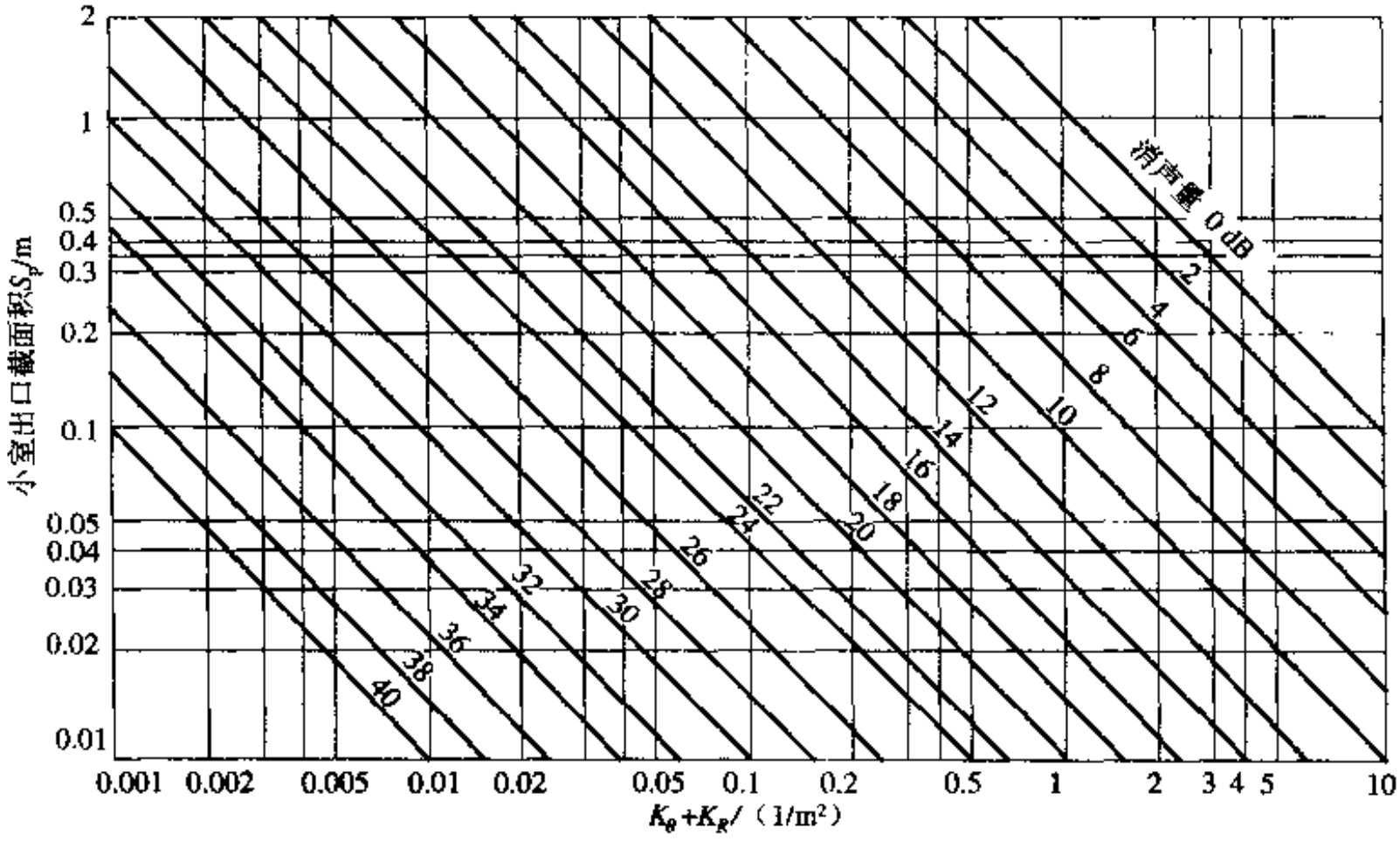


图 7.3-1　小室式消声器消声量查算图（续）

图中 $K_\theta=\dfrac{\cos\theta}{2\pi d^2}$，　$K_R=\dfrac{1-\bar{\alpha}}{S_c\bar{\alpha}}$

3.1.2　抗性消声器的计算方法

抗性消声器的消声性能主要同抗性膨胀室的膨胀比 m 及膨胀室的长度 l 有关。膨胀比决定抗性消声器消声量的大小，长度决定抗性消声器的消声频率特性。典型的单节扩张室消声器的消声量可由下式计算：

$$\Delta L=10\lg\left[1+\frac{1}{4}\left(m-\frac{1}{m}\right)^2\sin^2(kl)\right] \qquad (7.3\text{-}10)$$

式中　m —— 膨胀比或扩张比，$m=\dfrac{S_2}{S_1}$；

k —— 波数，$k=\dfrac{2\pi}{\lambda}$（k 值变化相当于频率变化）；

l —— 膨胀室的长度（m）。

由式 7.3-10 可见，消声量ΔL 与 $\sin(kl)$ 值有关，而 $\sin(kl)$ 是频率的周期性函数，因此单节抗性消声器的消声量也将随频率而周期性地变化。图 7.3-2 表明了单节抗性消声器的ΔL 值与 m 及 kl 间的关系。

分析式（7.3-10）可知：

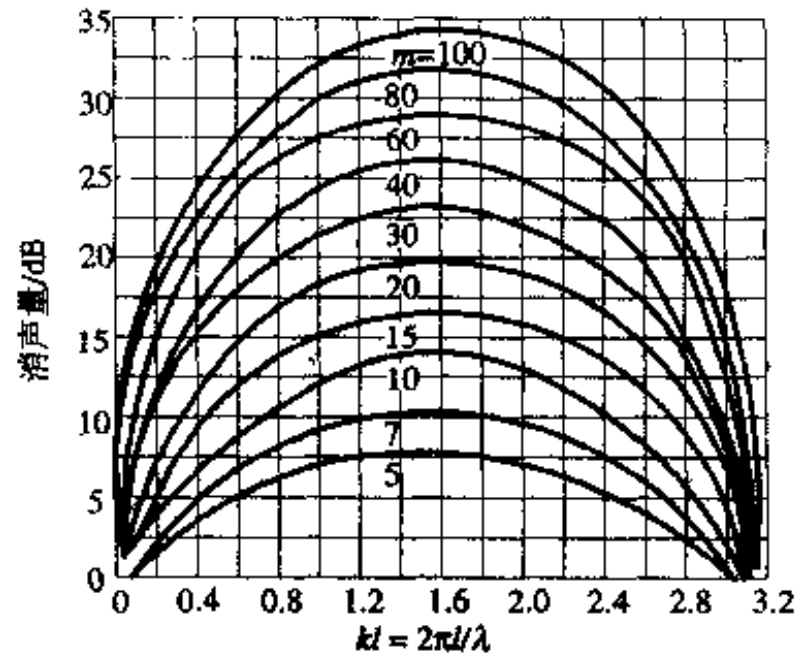


图 7.3-2　抗性消声器ΔL 与 m 及 kl 值关系图

当 kl 为 $\dfrac{\pi}{2}$ 的奇数倍时，即 $kl=(2n+1)\dfrac{\pi}{2}$（$n=0$、1、2、…）时，$\sin(kl)=1$，此时消声量为最大值ΔL_m，则：

$$\Delta L_{max}=10\lg\left[1+\frac{1}{4}\left(m-\frac{1}{m}\right)^2\right] \qquad (7.3\text{-}11)$$

而相应于消声量最大值的频率称为峰值频率。表 7.3-3 说明了最大消声量ΔL_{max}同扩张比 m 值的关系。

表 7.3-3　ΔL_{max}同 m 值的关系表

m	ΔL_{max}	m	ΔL_{max}
1	0	12	15.6
2	1.9	14	16.9
3	4.4	16	18.1
4	6.5	18	19.1
5	8.5	20	20.0
6	9.8	22	20.8
7	11.1	24	21.6
8	12.2	26	22.3
9	13.2	28	22.9
10	14.1	30	23.5

当 $m>5$ 时，最大消声量可近似由下式计算：

$$\Delta L_{max}=20\lg m-6 \qquad (7.3\text{-}12)$$

与消声量最大值相对应的峰值频率和扩张室长度分别为：

$$f_n=(2n+1)\frac{c}{4l} \qquad (7.3\text{-}13)$$

$$l=(2n+1)\frac{\lambda}{4} \qquad (7.3\text{-}14)$$

又当 kl 为π的整数倍时，即 $kl=n\pi$（$n=1$、2、…）时，$\sin(kl)=0$，此时消声量即为零，其相应的频率称为通过频率。通过频率和相应的扩张室长度分别为：

$$f_n=\frac{nc}{2l} \qquad (7.3\text{-}15)$$

$$l=\frac{n\lambda}{2} \qquad (7.3\text{-}16)$$

可见当抗性消声器的扩张室长度为四分之一波长的奇数倍时，消声量为最大值，而当扩张室长度为二分之一波长的整数倍时，消声量等于零。图 7.3-3 表明了抗性消声器的 m 值对 ΔL 的影响关系。

由于单节抗性消声器有许多通过频率的缺点，因此在工程实际中常采用内接插入管及多节扩张室串联应用的方法，以消除通过频率，如当插入管长度为 1/2 扩张室长度时，可消除 1/2 波长的奇数倍通过频率，当另一端插入管长度为 1/4 扩张室长度时，则可消除 1/2 波长的偶数倍通过频率。图 7.3-4 为两个内接串联并带插入管的抗性消声器的消声频率特性分析图。

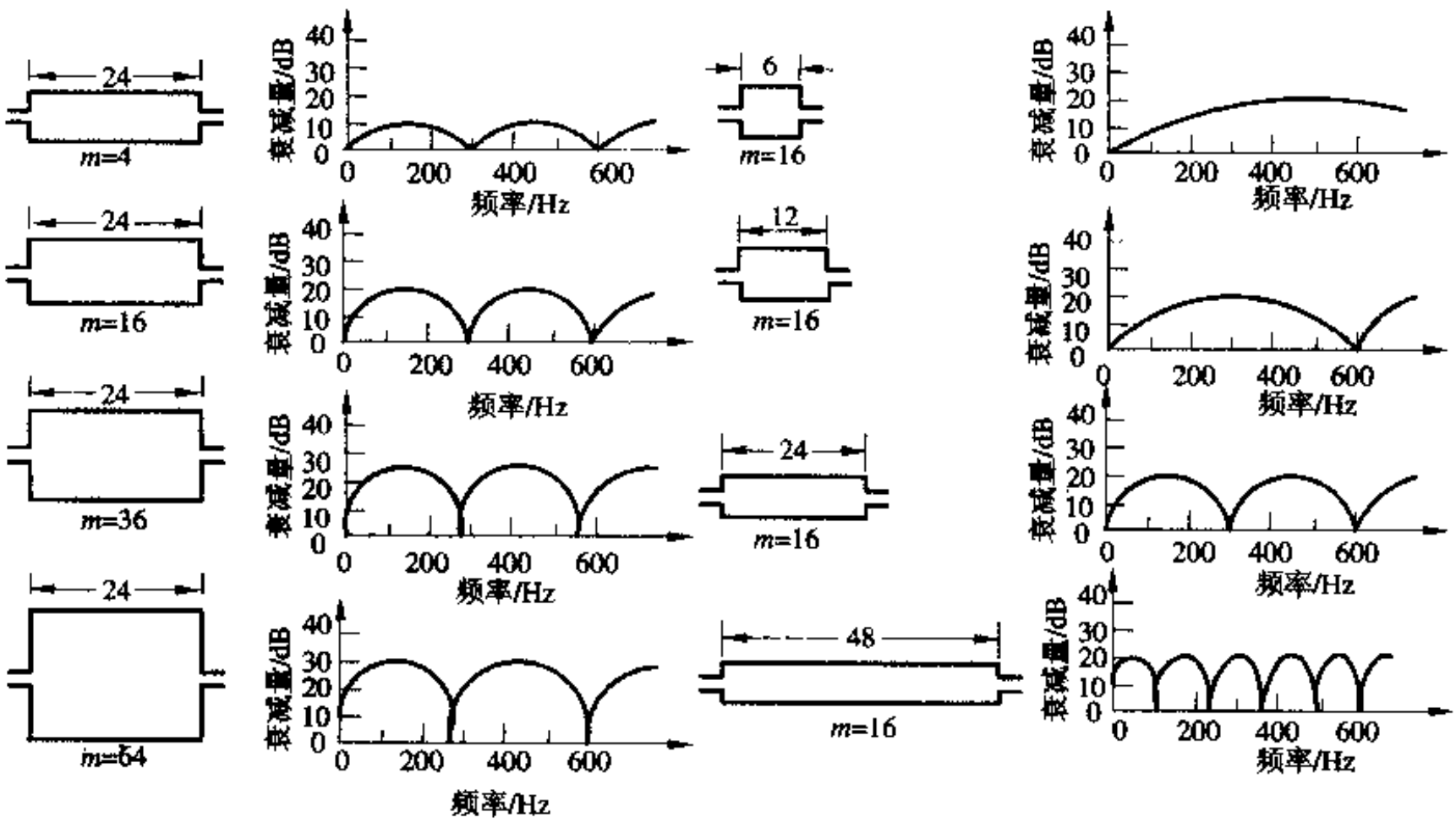


图 7.3-3　单节抗性消声器ΔL 值同 m 值的关系

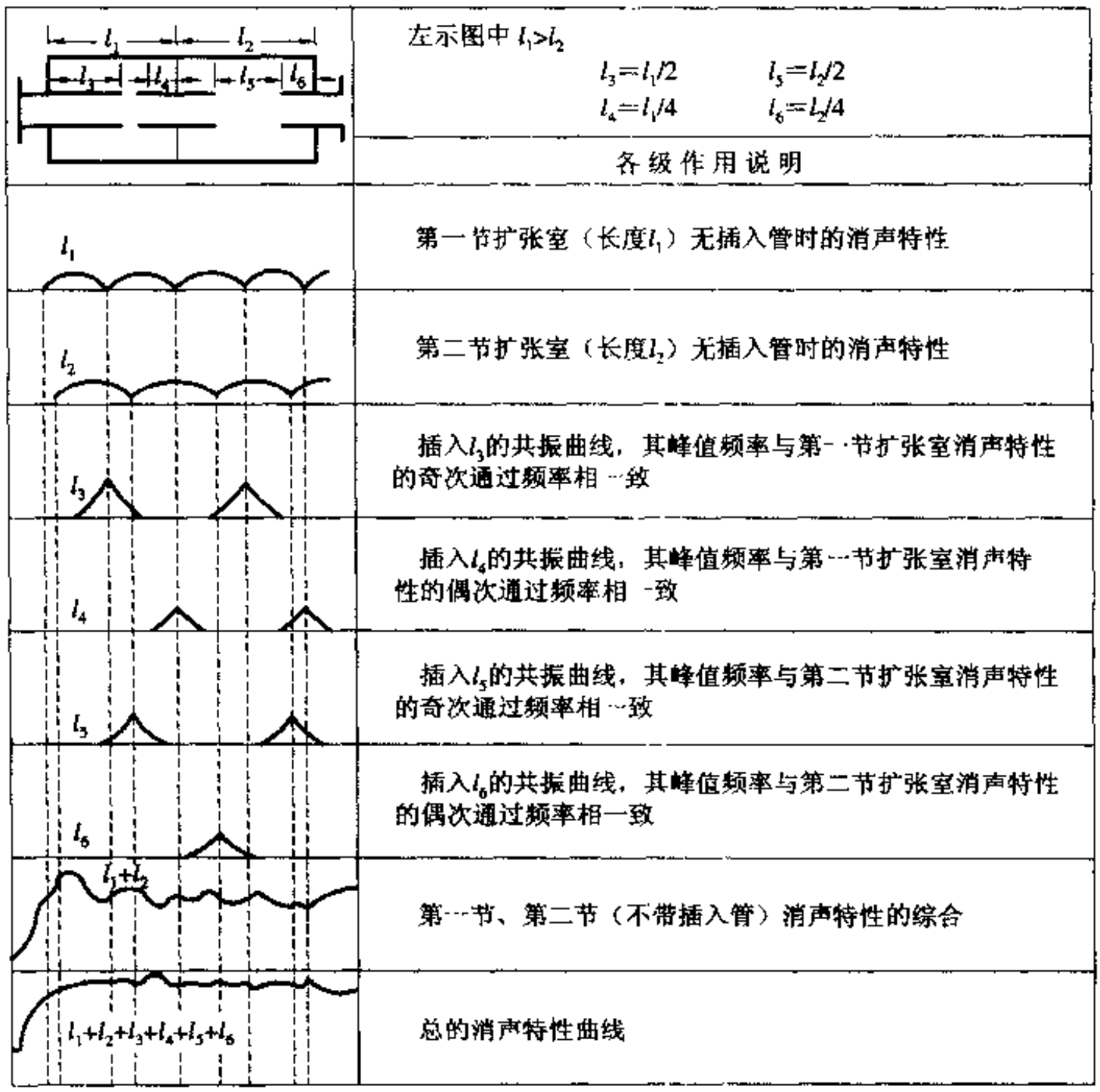


图 7.3-4 带插入管的两节串联抗性消声器的消声频率特性分析图

由式（7.3-10）可知，消声量随膨胀比 m 值的增大而提高，但当 m 值过大时，膨胀室截面积也较大，此时，也会如阻性消声器一样产生抗性消声器的高频失效现象，使消声量显著降低。抗性消声器的上限失效频率通常可由下式计算：

$$f_{上}=1.22\frac{c}{d} \qquad (7.3\text{-}17)$$

式中 c —— 声速（m/s）；

d —— 扩张室截面特征尺寸（m），圆管为直径，方管为边长，矩形管可取截面积的平方根。

上限失效频率同扩张室直径 d 的对应关系如表 7.3-4 所示。

表 7.3-4 不同扩张室断面直径的上限失效频率

d/mm	$f_{上}$/Hz	d/mm	$f_{上}$/Hz
100	4200	550	764
150	2800	600	700
200	2100	650	646
250	1680	700	600
300	1400	750	560
350	1200	800	525
400	1050	850	494
450	933	900	467
500	840	1000	420

抗性扩张式消声器除存在上限频率之外，还存在着下限频率，即当声波波长比膨胀室尺寸大得多时，由于膨胀室与连接管本身也构成

一个共振系统，相当于一个低通滤波器，当声波频率与其共振频率相同时，消声器将失去消声作用。通常取 $\sqrt{2}$ 倍的共振频率为抗性消声器的下限失效频率，则：

$$f_{下}=\sqrt{2}f_0=\frac{\sqrt{2}c}{2\pi}\sqrt{\frac{S}{lV}} \qquad (7.3\text{-}18)$$

式中　c —— 声速（m/s）；

S —— 消声器气流通道截面积（m^2）；

V —— 膨胀室体积（m^3）；

l —— 膨胀室长度（m）。

3.1.3　共振性消声器的计算方法

由于共振性消声器具有较强的频率选择性，即只有在以共振频率为中心的一定宽度频率范围内起有效的消声作用，而对其它频段则很少甚至不起作用，因此设计共振性消声器首先必需根据所要降低噪声源的峰值频率来确定共振消声器的共振频率，然后再设计并确定共振吸声结构。

共振消声器的共振频率 f_0 可由下式计算：

$$f_0=\frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{G}{V}}$$

或
$$f_0=\frac{c}{2\pi}\sqrt{nS_l/(tV)}$$

或
$$f_0=\frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{P}{tD}} \qquad (7.3\text{-}19)$$

$$G=\frac{nS_l}{t}=\frac{n\pi d^2}{4(t_0+0.8d)} \qquad (7.3\text{-}20)$$

式中　c —— 声速（m/s）；

V —— 共振腔内体积（m^3）；

n —— 小孔数量；

S_l —— 单个小孔面积（m^2）；

P —— 内管穿孔率（%）；

t_0 —— 穿孔板厚度（m）；

t —— 穿孔板有效板厚（$t=t_0+0.8d$）（m）；

d —— 小孔直径（m）；

G —— 传导率（m）；

D —— 共振腔深度（m）。

共振吸声结构的传导率是一个以长度为单位的物理量，其定义为共振吸声结构的小孔总面积与孔板有效板厚之比值，可由式（7.3-20）求得，也可由图 7.3-5 查得。

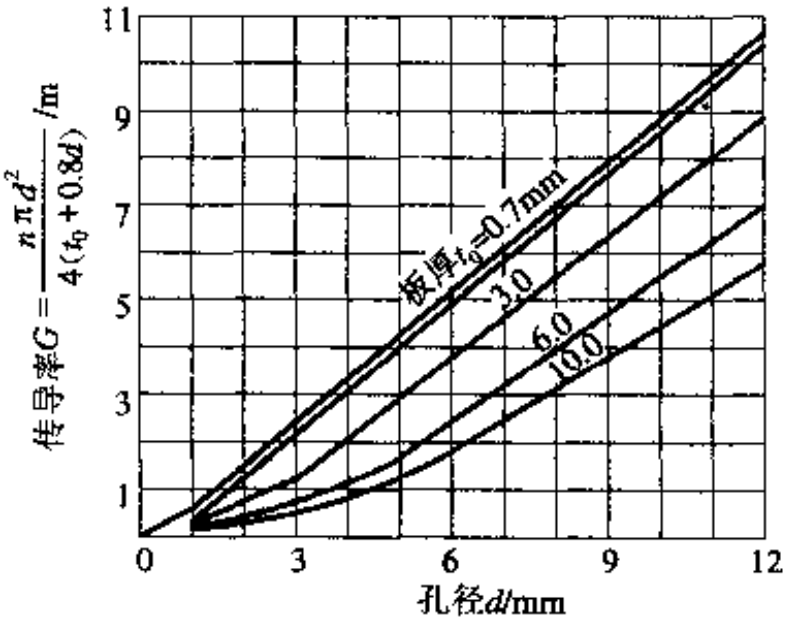


图 7.3-5　共振消声器的传导率与板厚及孔径的关系图

单节共振性消声器的消声量可由下式计算（图 7.3-6、图 7.3-7）

$$\Delta L=10\lg\left[1+\frac{1+4r}{4r^2+\frac{1}{k^2}\left(\frac{f}{f_0}-\frac{f_0}{f}\right)^2}\right] \qquad (7.3\text{-}21)$$

$$r=\frac{SR_a}{\rho c}$$

若省略共振吸声结构的声阻 R_a 时，则单节共振消声器的消声量可简化成下式：

$$\Delta L=10\lg\left[1+\frac{k^2}{\left(\frac{f}{f_0}-\frac{f_0}{f}\right)^2}\right] \qquad (7.3\text{-}22)$$

$$k=\frac{\sqrt{GV}}{2S} \qquad (7.3\text{-}23)$$

式中　r —— 同声阻有关的量；

k —— 同消声量有关的无量纲值；

f —— 需求消声量的频率（Hz）；

f_0 —— 共振频率（Hz）；

S —— 共振消声器的通道截面积（m^2）；

R_a —— 声阻；

ρ —— 空气密度（kg/m^3）；

c —— 声速（m/s）。

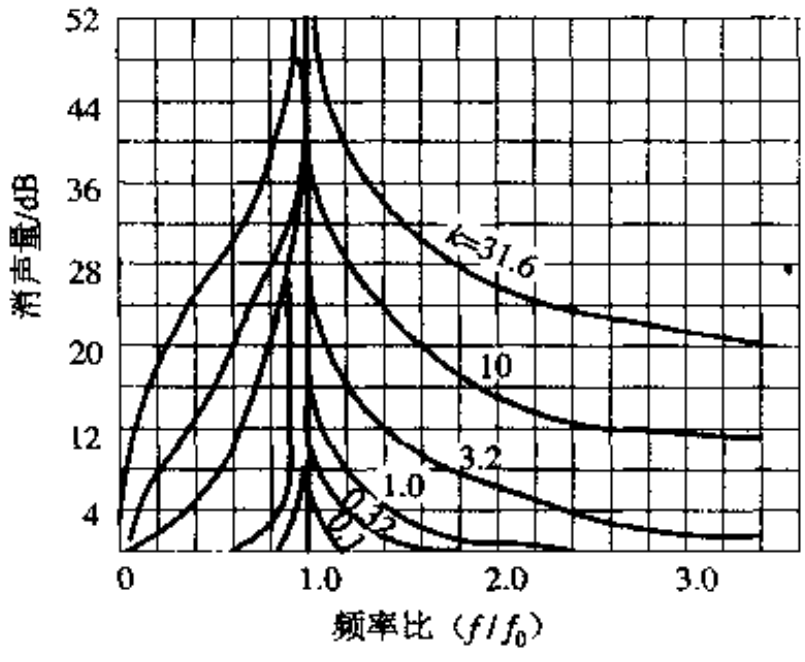


图 7.3-6 共振消声器消声量与频率比的关系之一

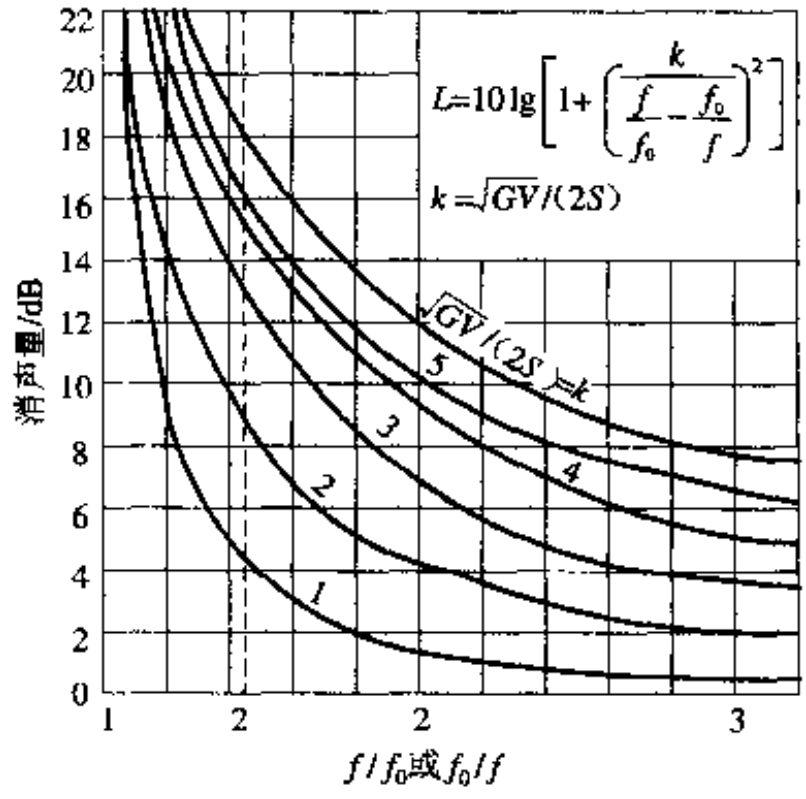


图 7.3-7 共振消声器消声量与频率比的关系之二

图 7.3-6、图 7.3-7 表明了共振消声器的消声量同频率比的关系。

由图 7.3-6 及图 7.3-7 可见，当 k 值较小时，共振消声器的有效消声频带很窄，因此为获得较宽频带的消声量，应设计选择较大的 k 值。

由式（7.3-22）可见，当频率 f 接近于 f_0 时，共振消声量将趋无限大，这显然不合理。因此当考虑共振吸声结构的声阻影响时，共振时的消声量可由式（7.3-21）简化得下式：

$$\Delta L=10\lg\left(1+\frac{1+4r}{4r^2}\right)=20\lg\left(1+\frac{1}{2r}\right) \quad (7.3\text{-}24)$$

以上计算求得的都是单频的消声量值，在工程中，实际上更需要得到一定频带宽度的共振消声量。式（7.3-25）及式（7.3-26）即是由式（7.3-22）简化而得到的 1 倍频程及 1/3 倍频程条件下的共振消声量估算式：

对于 1 倍频程频带消声量为：

$$\Delta L=10\lg(1+2k^2) \quad (7.3\text{-}25)$$

对于 1/3 倍频程频带消声量为：

$$\Delta L=10\lg(1+19k^2) \quad (7.3\text{-}26)$$

表 7.3-5 列出了频带消声量同共振消声器的 k 值的关系。可见要获得 15dB 以上的倍频带消声量，则必须使 k 值大于 4；而要得到 20dB 以上的 1/3 倍频带消声量，则应 k 值大于 3。

3.1.4 排气放空消声器的计算方法

1. 排气放空噪声的计算

当高速排气流从排气管口或称喷口排出时即形成喷注，并产生强烈的噪声，如果气体从一个收缩形喷口喷射出来时，其喷口的气流速度取决于喷口外大气压 P_0 与喷口内气流的驻点

表 7.3-5 共振消声器的频带消声量同 k 值关系表

频带 \ k 值 / ΔL/dB	0.4	0.6	0.8	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10	15
1 倍频带	1.2	2.4	3.6	4.8	9.5	12.8	15.2	17.1	18.6	20	21.1	22.1	23	27
1/3 倍频带	6	9	11.2	12.9	18.9	22.4	24.8	26.8	28.4	29.7	30.9	31.9	32.8	36.3

压力 P_s 之比值 $q=P_0/P_s$。当此比值 q 小于临界值时，喷口处产生亚声速喷注；当 q 值达到某一临界值时，喷口处气流速度可达到声速；如喷口内气流的驻点压力继续提高时，喷口处的流速仍将保持为局部声速不变，此时的喷注即称为阻塞喷注，在排气放空消声器的设计计算中，阻塞喷注就是一种重要的控制条件。

对于一般的喷注噪声，其声功率级可由下式计算：

$$L_W=-45+10\lg S+80\lg v \qquad (7.3\text{-}27)$$

式中　S —— 喷口面积（m^2）；

v —— 喷口流速（m/s）。

可见喷注噪声的声功率级与喷口截面积大小成正比，同流速的八次方成正比，如流速加倍，声功率级将提高 24dB。

高速排气产生的喷注噪声是连续的宽频带噪声，其峰值频率 f_m 可由下式计算：

$$f_m=\beta\frac{v}{d} \qquad (7.3\text{-}28)$$

式中　β —— 斯特劳哈尔数，可近似取 0.2；

v —— 喷口流速（m/s）；

d —— 喷口直径（m）。

对于阻塞喷注所产生的声速喷注噪声（亚声速喷注噪声也近似适用），在喷注垂直方向离喷口 1m 处的排气噪声声压级 L_p 可由下式近似计算：

$$L_p=80+20\lg\frac{(R-1)^2}{R-0.5}+20\lg d \qquad (7.3\text{-}29)$$

式中　R —— 喷口内驻压与环境大气压力之比值，$R=\dfrac{P_s}{P_0}$；

d —— 喷口直径（mm）。

2. 节流减压排气消声器的计算

在节流减压排气消声器的设计中，首先要根据排气压力的大小来合理确定节流减压的级数 N 值，并使各级节流孔板后的压力与孔板前的压力之比等于临界压比，通过节流孔板的排气流速为临界流速，则节流降压排气消声器的节流级数、节流孔板的通流面积及消声量可分别由下式计算：

节流级数　$$N=\frac{\lg P_m-\lg P_s}{\lg\varepsilon_0} \qquad (7.3\text{-}30)$$

式中　N —— 节流减压级数；

P_s —— 排气压力（kgf/cm^2）；

P_m —— 节流减压后的压力（kgf/cm^2）；

ε_0 —— 临界压比，$\varepsilon_0^N=\dfrac{P_m}{P_s}$，如空气、氧气、氮气为 0.58，过热蒸汽为 0.546，饱和蒸汽为 0.577。压比 ε 值越小，每级压力下降越多，一般可取 0.5～0.7 范围内。

节流开孔面积　$$S_i=k\mu G\sqrt{\frac{V_i}{P_i}} \qquad (7.3\text{-}31)$$

式中　S_i —— 各级节流开孔面积（cm^2）；

k —— 气体性质系数，空气、氧气、氮气为 13，过热蒸汽为 13.4，饱和蒸汽为 14；

μ —— 流量系数，$\mu=1.15\sim1.2$；

G —— 排气量（t/h）；

V_i —— 各级节流前的气体为质量体积（m^3/kg），可由气体状态方程，即 $V_i=\dfrac{T}{P_i}\dfrac{R}{M}$ 求算；

P_i —— 各级节流前的气体绝对压力（kgf/cm^2）；

T —— 热力学温度，$T=(t^\circ+273^\circ)K$；

R —— 普适气体常数，$R=0.082$；

M —— 气体相对分子量，如蒸汽为 18。

节流减压消声量

$$\Delta L_A=10k\lg\frac{3.7(P_s-P_0)^3}{NP_sP_0^2} \qquad (7.3\text{-}32)$$

式中　ΔL_A —— A 声级消声量［dB（A）］；

k —— 经验修正系数，$k=0.9\pm0.2$，随压力高低而定；

P_s、P_0 —— 分别为排气压力和大气绝对压力（kgf/cm^2）。

3. 小孔喷注排气消声器的计算

将一个较大口径的喷口改变为总面积大1.5～2倍的无数个小孔喷注后，排气噪声就会显著降低。

小孔喷注的消声效果可由下式计算

$$\Delta L'_A = 10\lg\left[\frac{2}{\pi}\left(\mathrm{tg}^{-1}X_A - \frac{X_A}{1+X_A^2}\right)\right] \quad (7.3\text{-}33)$$

当 $X_A<1$ 时

$$\Delta L'_A = 10\lg\frac{4}{3\pi}X_A^3$$

式中　X_A —— A 声级喷注噪声的相对斯特劳哈尔数，当小孔喷口处的流速与原喷口处流速均为声速时，$X_A=0.165d/d_0$；

d —— 小孔喷口的直径（mm）；

d_0 —— 1mm。

当 $d\leqslant$1mm 时，小孔喷注消声效果也可以由下式估算或查表 7.3-6。

$$\Delta L'_A = 27.5-30\lg d \quad (7.3\text{-}34)$$

表 7.3-6　小孔喷注消声量与小孔直径关系表

小孔直径/mm	0.5	0.8	1.0	1.5	2.0	3
消声量$\Delta L'_A$/dB（A）	35.9	29.2	27.3	22.2	18.7	14
小孔直径/mm	4	5	7.5	10	15	20
消声量$\Delta L'_A$/dB（A）	11.1	8.9	5.9	4.3	2.7	2.0

可见当小孔孔径减半时，消声效果即可提高 7～9dB（A）。

经小孔喷注消声器后，在距喷口垂直方向1m 处的排气噪声级 L_A 值可由下式计算

$$L_A = 80+20\lg\frac{d}{d_0}+20\lg\frac{M}{M_0}+10\lg\frac{(P_m-P_0)^4}{P_0^2(P_m-0.5P_0)^2}+10\lg\left[\frac{2}{\pi}\left(\mathrm{tg}^{-1}X_A-\frac{X_A}{1+X_A^2}\right)\right]+10\lg N \quad (7.3\text{-}35)$$

式中　M_0 —— 空气相对分子质量，M_0=28.8；

M —— 排出气体的相对分子量，如蒸汽为 18；

P_m —— 小孔喷注前的气体绝对压力（kgf/cm²）；

P_0 —— 环境大气绝对压力（kgf/cm²）；

N —— 小孔数量。

当小孔喷注消声器用于过热蒸汽排放时，若设计取小孔直径为ϕ1mm，式（7.3-35）可简化为：

$$L_A = 57+10\lg\frac{(P_m-P_0)^4}{P_0^2(P_m-0.5P_0)^2}+10\lg N \quad (7.3\text{-}36)$$

4. 节流减压小孔喷注复合消声器的计算

节流减压小孔喷注复合消声器常用于降低中高压力的排气放空消声。当装设节流减压小孔喷注复合消声器后，在距消声器喷口垂直方向 1m 处的排气噪声级可由下式计算

$$L_A = 71+\lg\frac{M_0}{M}+10\lg\frac{(P_m-P_0)^4}{P_0^2(P_m-0.5P_0)^2}+10\lg\left[\frac{2}{\pi}\left(\mathrm{tg}^{-1}X_A-\frac{X_A}{1+X_A^2}\right)\right]+10\lg\frac{S_1P_1}{P_m} \quad (7.3\text{-}37)$$

式中　P_m —— 节流减压后，小孔喷注级前的排气压力（kgf/cm²）；

P_1 —— 排入消声器的排气绝对压力（kgf/cm²）；

S_1 —— 第一级节流孔板的通流面积（mm²）。

当用于锅炉排放高压过热蒸汽（M=18）消声时，则式（7.3-37）可变为：

$$L_A = 75+10\lg\frac{(P_m-P_0)^4}{P_0^2(P_m-0.5P_0)^2}+\Delta L'_A+10\lg\frac{S_1P_1}{P_m} \quad (7.3\text{-}38)$$

或可简化为：

$$L_A = 75+20\lg P_m+\Delta L'_A+10\lg\frac{S_1P_1}{P_m} \quad (7.3\text{-}39)$$

3.2　消声器压力损失的计算方法

消声器的压力损失主要包括消声器内的通道壁面与气流摩擦所产生的压力损失（简称摩阻）和消声器内通道弯折、截面变化等局部结构变化导致气流流动情况的改变所产生的压力损失（简称局部阻力）两个方面，现分述如下。

3.2.1　摩擦压力损失的计算

消声器内壁与气流摩擦产生的压力损失由下式计算。

$$\Delta P_{摩}=10\xi_{摩}\frac{l}{d_e}P_v=10\xi_{摩}\frac{l}{d_e}\frac{\rho v^2}{2g} \tag{7.3-40}$$

式中　$\Delta P_{摩}$ —— 摩阻（Pa）；

$\xi_{摩}$ —— 摩擦阻力系数（见表 7.3-7）；

l —— 消声器有效长度（m）；

d_e —— 消声器通道等效直径（mm），圆管为直径，矩形管 $d_e=\dfrac{2ab}{a+b}$，其中 a、b 为矩形边长；

P_v —— 动压（Pa）；

ρ —— 空气密度（kg/m^3）；

v —— 流速（m/s）；

g —— 重力加速度（m/s^2）。

3.2.2　局部压力损失的计算

消声器的局部压力损失计算式如下

$$\Delta L_{局}=10\xi_{局}\frac{\rho v^2}{2g} \tag{7.3-41}$$

局部压力损失是消声器压力损失的主要部分，一般均通过实测得到，对于消声器设计中的常用局部结构，其相应的局部阻力系数可查表 7.3-8～表 7.3-12。

表 7.3-7　摩擦阻力系数 $\xi_{摩}$ 与管壁粗糙度关系

相对粗糙度 $\frac{\varepsilon}{d_e}$（%）	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.5	2	3	4	5
摩擦阻力系数 $\xi_{摩}$	0.024	0.028	0.032	0.036	0.039	0.044	0.049	0.057	0.065	0.072

表中 ε 为壁面绝对粗糙度，穿孔板消声管内壁的 $\xi_{摩}$ 可取 0.04～0.06，钢板风管内壁的 $\xi_{摩}$ 可取 0.02～0.03。

表 7.3-8　消声器管道入口处的局部阻力系数

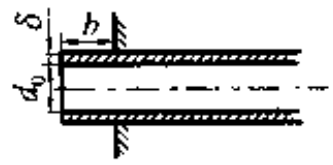
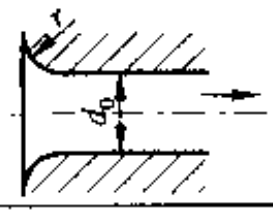
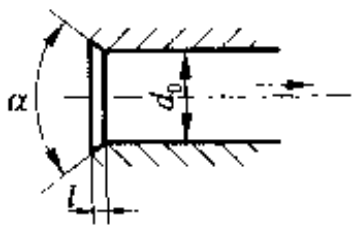
入口形式	局部阻力系数 ξ						
 入口处为尖角凸边 $R_e>10^4$	当 $\xi:d_0<0.05$ 及 $b:d_0\geq0.5$ 时，$\xi=1$ 当 $\xi:d_0>0.05$ 及 $b:d_0<0.5$ 时，$\xi=0.5$						
 入口处为尖角 $R_e>10^4$	α/(°)	20	30	45	60	70	80	90
	ξ	0.96	0.91	0.81	0.70	0.63	0.56	0.5
	一般垂直入口，$\alpha=90°$							
 入口处为圆角	r/d_0	0.12	0.16					
	ξ	0.1	0.06					
 入口处为倒角 $R_e>10^4$（$\alpha=60°$ 时最佳）	α/(°)	ξ l/d_0					
		0.025	0.050	0.075	0.10	0.15	0.60
	30	0.43	0.36	0.30	0.25	0.20	0.13
	60	0.40	0.30	0.23	0.18	0.15	0.12
	90	0.41	0.33	0.28	0.25	0.23	0.21
	120	0.43	0.38	0.35	0.33	0.31	0.29

表 7.3-9　消声器管道出口处的局部阻力系数

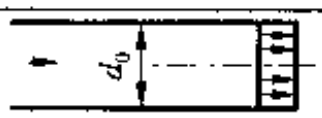
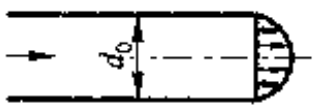
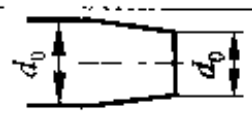
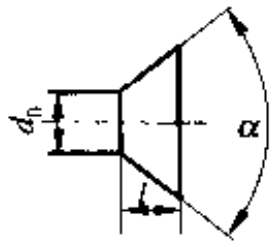
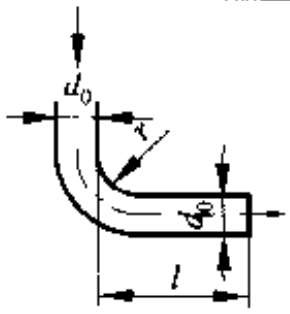
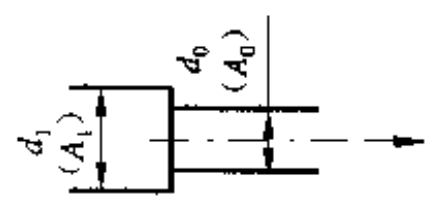
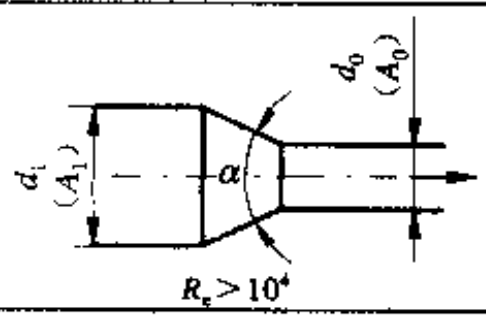
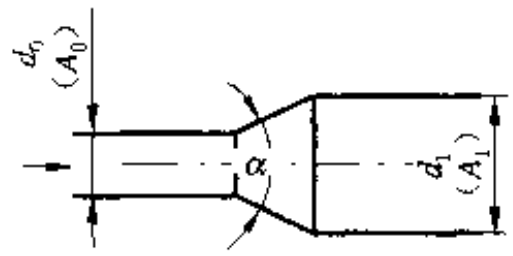
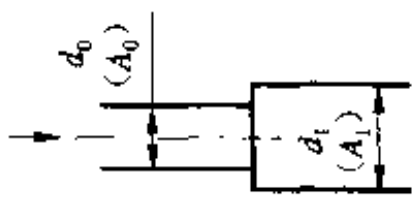
出口形式	局部阻力系数 ξ											
 从自管流出　紊流	紊流时，$\xi=1$ 层流时，$\xi=2$											
 层流												
 从锥形喷嘴流出 $R_e>2\times10^3$	$\xi=1.05\ (d_0/d_1)^4$											
	d_0/d_1	1.05	1.1	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6	2.8	3.0
	ξ	1.28	1.54	2.18	4.03	6.88	11.0	16.8	24.8	34.8	48.0	64.6	85.0
 从锥形喷嘴流出 $R_e>2\times10^3$	l/d_0	ξ $\alpha/(°)$									
		2	4	6	8	10	12	16	20	24	30
	1	1.30	1.15	1.03	0.90	0.80	0.73	0.59	0.55	0.55	0.58
	2	1.14	0.91	0.73	0.60	0.52	0.46	0.39	0.42	0.49	0.62
	4	0.86	0.57	0.42	0.34	0.29	0.27	0.29	0.47	0.59	0.66
	6	0.49	0.34	0.25	0.22	0.20	0.22	0.29	0.38	0.50	0.67
	10	0.40	0.20	0.15	0.14	0.16	0.18	0.26	0.35	0.45	0.60
 从 90° 弯管中流出 $R_e>2\times10^3$ $\xi=\xi'+\xi_M\ l/d_0$	r/d_0	ξ' l/d_0							
		0	0.5	1.0	1.5	2.0	3.0	6.0	12.0
	0	2.95	3.13	3.23	3.00	2.72	2.40	2.10	2.00
	0.2	2.15	2.15	2.08	1.84	1.70	1.60	1.52	1.48
	0.5	1.80	1.54	1.43	1.36	1.32	1.26	1.19	1.19
	1.0	1.46	1.19	1.11	1.09	1.09	1.09	1.09	1.09
	2.0	1.19	1.10	1.06	1.04	1.04	1.04	1.04	1.04

表 7.3-10　消声器管道扩大或缩小处的局部阻力系数

管道缩小形式	局部阻力系数 ξ									
 $R_e>10^4$	$\xi=0.5\ (1-A_0/A_1)$ ①									
	A_0/A_1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
	ξ	0.45	0.40	0.40	0.35	0.30	0.25	0.20	0.15	0.05	0
 $R_e>10^4$	$\xi=\xi'\ (1-A_0/A_1)$ ξ' ——按表 7.3-8 第 11 项“管道入口处为倒角”的 ξ 值									

（续）

管道扩大形式	局部阻力系数ξ						
	$\alpha/(°)$	ξ					
		d_0/d_1					
		1.2	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
	5	0.02	0.04	0.08	0.11	0.11	0.11
	10	0.02	0.05	0.09	0.15	0.16	0.16
	20	0.04	0.12	0.25	0.34	0.37	0.38
	30	0.06	0.22	0.45	0.55	0.57	0.58
	45	0.07	0.30	0.62	0.72	0.75	0.76
	60		0 36	0.68	0.81	0.83	0.84
	90		0.34	0.63	0.82	0.88	0.89
	120		0 32	0.60	0.82	0.88	0.89
	180		0.30	0.56	0.82	0.88	0.89
当 $\alpha=180°$，为突然扩大：							

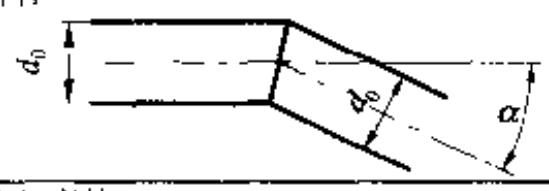
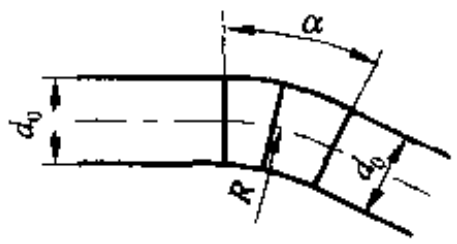
注：1. A_0、A_1 为管道相应于内径 d_0、d_1 的通过面积。

2. 表中未计摩擦损失，其值按下式决定：

$$\Delta P_{摩}=\frac{\xi_{摩}}{8\sin\frac{\alpha}{2}}\left[1-\left(\frac{A_0}{A_1}\right)^2\right]$$

① A_0、A_1 为管道相应于内径 d_0、d_1 的通过面积。

表 7.3-11　消声弯管局部阻力系数

弯管形式	局部阻力系数 ξ								
折管 	$\alpha/(°)$	10	20	30	40	50	60	70	80	90
	ξ	0.04	0.1	0.17	0.27	0.4	0.55	0.7	0.9	1.12
均匀弯管 	$\xi=\xi'\alpha/90°$									
	$d_0/2R$	0.1		0.2		0.3		0.4		0.5
	ξ'	0.13		0.14		0.16		0.21		0.29

注：1. 对于粗管壁的铸造弯头，当紊流时，ξ' 数值当较上表大 3～4.5 倍。

2. 两个弯管相连的情况：

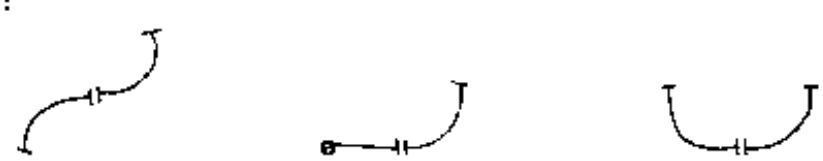
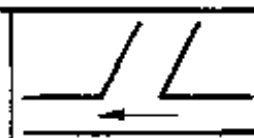


表 7.3-12　消声三通局部阻力系数

形式及流向						
ξ	0.13	0.1	0.5	3	0.05	0.15

注：1. 根据上表可以组合成各种分流或合流情况。

2. 局部阻力计算公式中的 v 应为主管道内气流平均速度。

3.3 气流对消声器性能的影响

气流对消声器（主要是阻性消声器）性能的影响是消声器工程设计与应用中必须引起注意的问题。气流对消声器性能的影响主要包括由于气流的存在使消声器内的声传播和衰减规律有所改变及由于气流在消声器内所产生的再生噪声而影响消声器的实际消声效果这两个方面。现分述如下。

3.3.1 气流对消声器内声衰减规律的影响

当消声器内有气流通过时，吸声结构表面的边界条件与静态时不同，因此就会使声波在消声管道内传播与衰减规律有所不同，式（7.3-42）表示了气流对消声性能影响的经验公式

$$\Delta L = \frac{\Delta L_0}{1+M} \qquad (7.3\text{-}42)$$

式中 ΔL —— 气流速度为 v 时的消声量(dB)；

ΔL_0 —— 静态条件时的消声量（dB）；

M —— 马赫数，$M=v/c$。

可见由于气流存在而对声衰减性能的变化与马赫数有关，其变化量为 $\pm M\times 100\%$，如流速为 30～40m/s 时，气流影响声衰减规律所造成的消声量变化在 10%左右，流速再低，则影响更小，流速越高，则影响就显著。图 7.3-8、图 7.3-9 为不同流速对阻性消声器气流噪声影响的试验结果。

3.3.2 气流再生噪声对消声性能的影响

当消声器内有气流通过时，除了影响消声器的声衰减规律之外，更重要的是由于在消声器内所产生的气流再生噪声而将影响消声器的实际消声效果，其影响程度主要取决于声源强度、消声器的静态消声性能、消声器后端的环境背景噪声以及由于不同流速所产生的气流再生噪声的大小等因素。

当气流速度较低时，气流再生噪声的频谱呈低频特性，当流速＞20m/s 时，噪声频谱峰值由低频移至中频，即此时的气流再生噪声主要成分为气流的湍流噪声。表 7.3-13、表 7.3-14 为 8cm 厚玻璃棉和 10cm 厚膨胀珍珠岩阻性扁通道消声器（通道宽度为 10cm）在不同流速条件下的实测气流再生噪声结果。

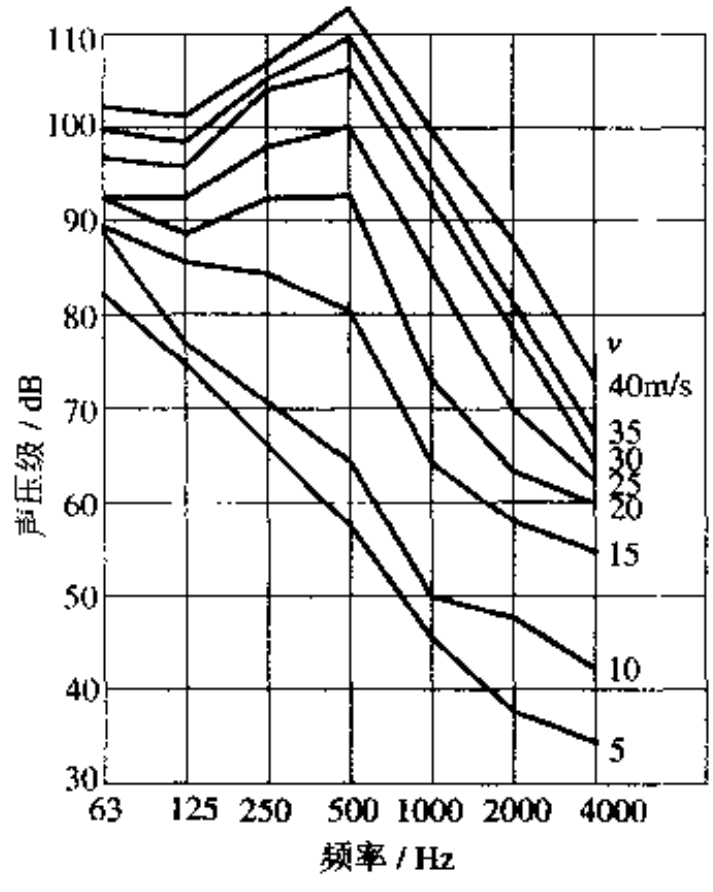


图 7.3-8 玻璃棉板消声管道实测不同流速的气流噪声

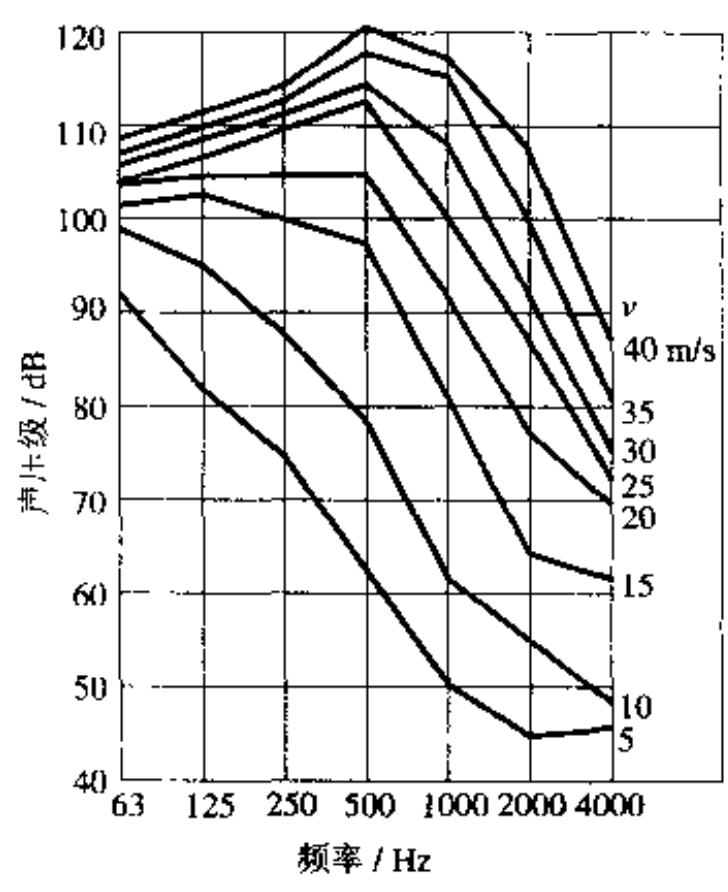


图 7.3-9 膨胀珍珠岩消声管道实测不同流速的气流噪声

表 7.3-13　玻璃棉阻性消声器的实测气流再生噪声

流速/(m/s)	倍频带气流再生噪声级/dB							
	63	125	250	500	1000	2000	4000Hz	A 声级/dBA
5	85	75	67	59	44	37	33	62
10	91	77	71	66	50	49	42	67
15	91	84	84	81	63	57	55	80
20	93	89	92	92	73	63	60	90
25	94	93	98	100	83	69	64	98
30	97	96	104	107	92	78	67	104
35	99	98	105	110	96	83	69	107
40	102	101	108	114	101	88	71	111

表 7.3-14　膨胀珍珠岩阻性消声器实测气流再生噪声

流速/(m/s)	倍频带气流再生噪声级/dB							
	63	125	250	500	1000	2000	4000 Hz	A 声级/dBA
5	96	83	76	62	50	45	46	72
10	99	96	89	79	62	56	48	84
15	102	103	101	97	81	65	62	96
20	103	106	106	106	94	75	70	105
25	104	108	110	113	102	86	73	111
30	105	109	112	116	108	93	75	114
35	107	110	114	120	114	102	80	118
40	108	111	114	121	117	108	84	121

在实际消声器工程应用中，气流再生噪声对消声性能的影响情况主要取决于消声器末端的声压级 L_{p2} 与气流再生噪声 L_{p0} 的相对大小。图 7.3-10 表明了气流再生噪声对消声器消声性能的影响分析图。

由图 7.3-10 分析可得以下三种结论：

1）当 $L_{p2}>L_{p0}$ 时，实测所得消声量为：$\Delta L=L_{p1}-L_{p2}$，表明此时气流再生噪声对消声性能没有影响；

2）当 $L_{p2}<L_{p0}$ 时，实际消声量为：$\Delta L=L_{p1}-L_{p0}$，表明此时消声量受到气流再生噪声的明显影响，消声器后端的声级只能降到气流再生噪声 L_{p0} 值，如果再增加消声器长度，将不能起到增加消声量的作用；

3）当 $L_{p2}\approx L_{p0}$ 时，又可分两种情况：

若 $L_{p2}>L_{p0}$，则 $\Delta L=L_{p1}-L_{p2}-\Delta L'$；

若 $L_{p2}<L_{p0}$，则 $\Delta L=L_{p1}-L_{p0}-\Delta L'$。

其中 $\Delta L'$ 值决定 L_{p2} 与 L_{p0} 的差值，是一个小于 3dB 的值。

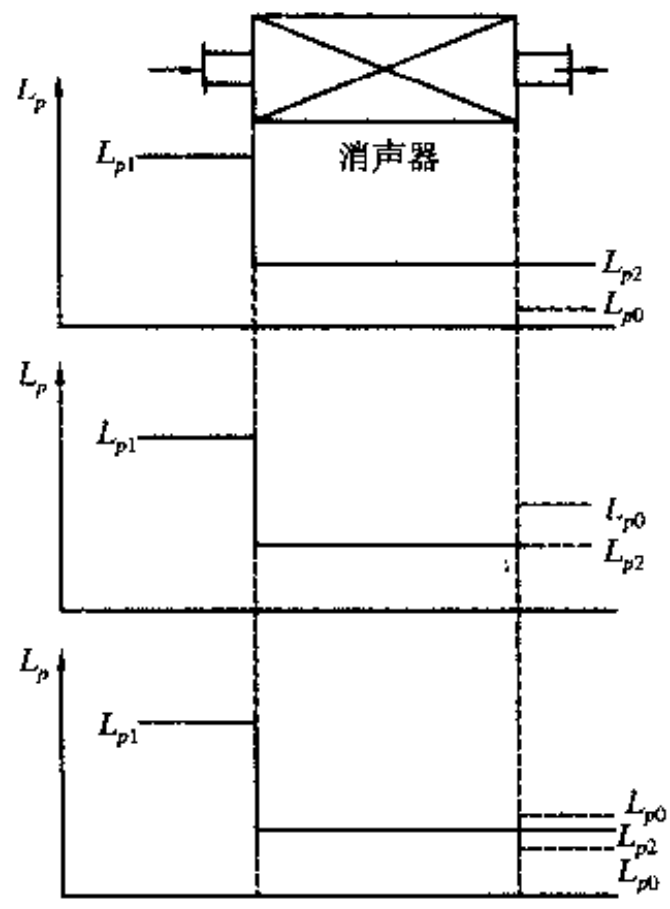


图 7.3-10　气流再生噪声对消声器性能的影响分析图

3.3.3 气流对消声器空气动力性能的影响

当气流通过消声器时，在消声器的进气与出气两端之间气流的全压会产生一定的降低，也即产生压力损失，此压力损失的大小一方面取决于消声器的结构特征，同时也同气流的速度有密切关系。当消声器的进风口与出风口通流面积相等时，气流的平均流速相同，压力损失就等于进口端与出口端间气流静压的降低量。

由式（7.2-5）及式（7.2-6）可见消声器内的压力损失与气流的速度平方成正比，因此必须合理控制通过消声器内的气流速度，否则既增加了气流再生噪声，影响消声器的消声效果，又提高了消声器的压力损失。表 7.3-15 为建议的消声器控制气流速度范围。

表 7.3-15 消声器内建议气流速度范围表

条 件	降噪要求/dB（A）	控制流速范围/（m/s）
特殊安静要求的空调消声	≤30	3～5
较高安静要求的空调消声	≤40	5～8
一般安静要求的空调消声	≤50	8～10
工业用通风消声	≤70	10～15

3.4 消声器的设计技术要点

3.4.1 影响消声器性能的主要因素

影响消声器性能的主要因素包括设计、加工及安装使用等多个方面，其中设计中的结构选型、材料选用、断面尺寸、流速控制则又是最基本的因素，并且随不同的消声类型而定，现分述如下。

1. 阻性消声器的性能影响因素

1）首先是结构形式，如管式、片式结构简单，消声效果好，阻力也小，但低频性能相对差一些；阻抗复合式消声频带宽，但结构较复杂；折板式、多室式消声量大，但阻力也高。

2）阻性吸声材料类别及其厚度、密度和护面层选择，如消声片厚度大些，密度高些可有利改善低频性能。

3）气流通道断面尺寸，如扁形通道有利提高 P/S 值，改善消声性能。

4）通道内的气流速度，如流速较低，气流再生噪声低，消声器性能不受气流噪声影响，而且压力损失也较小。

5）有效消声长度，在气流再生噪声及背景噪声均无影响的条件下，消声器的消声量应与有效长度成正比。

2. 抗性消声器的性能影响因素

1）膨胀比 m 值决定抗性消声器消声量的大小。

2）扩张室的长度及插入管的长度决定抗性消声器的消声频率特性。

3）扩张室的长径比影响抗性消声器的消声频率特性。长径比大，低频性能较好；反之，高频消声性能改善。

4）结构形式，如多节串联提高消声性能，插入管错位可改善高频消声性能，阻抗复合增加消声频宽等。

5）气流速度。

3. 共振消声器的性能影响因素

1）共振吸声结构的孔径、开孔率及板厚等因素决定共振消声峰值频率的高低。

2）共振腔的深度影响消声频率及频带宽度。

3）气流通道截面积 S 影响消声量的大小，截面积小，消声量大。

4）传导率 G、共振腔体积 V 决定消声量的大小，GV 值大，则消声量相应增大。

5）气流速度。

4. 微穿孔板消声器的性能影响因素（同3）

5. 排气放空消声器的性能影响因素

1）结构选型的合理性。

2）节流减压的级数及各级压降比值的确定。

3）小孔喷注消声的小孔孔径、孔间距及开孔面积。

4）结构强度。

3.4.2 各类消声器的设计技术要点

1. 阻性消声器

1）正确合理选择阻性消声器的结构形式。

如对大风量大尺寸空调风管宜选用片式消声器；对消声量要求较高，而风压余量较大的风管可选用折板式、声流式及多室式等消声器；对缺少安装空间位置的管路系统可选用弯头消声器、百叶式消声器等。

2）正确选择阻性吸声材料。选择阻性消声器内的多孔吸声材料除了应满足吸声性能要求之外，还应注意防潮、耐温、耐气流冲刷及净化等工艺要求，通常都采用离心玻璃棉作为吸声材料；如有净化及防纤维吹出要求，则可采用阻燃聚氨酯声学泡沫塑料；对某些地下工程砖砌风道消声，则可选用膨胀珍珠岩吸声砖作为阻性吸声材料。

3）合理确定阻性消声器内吸声层的厚度及密度。对于一般阻性管式及片式消声器的吸声片厚度宜为 5～10cm，对于低频噪声成分较多的管道消声，则消声片厚可取 15～20cm，而靠消声器外壳的吸声层厚度一般可取消声片厚度的一半；为减小阻塞比，增加气流通道面积，也可以将片式消声器的消声片设计成一半为厚片，一半为薄片。消声片内的离心玻璃棉板的密度通常应选 24～48kg/m³，密度大一些对低频消声有利，而阻燃聚氨酯声学泡沫塑料的密度宜为 30～40kg/m³。

4）合理确定阻性消声器内气流通道的断面尺寸。阻性消声器的断面尺寸对消声器的消声性能及空气动力性能均直接相关，表 7.3-16 列出了不同形式阻性消声器的通道断面尺寸控制值。

表 7.3-16　阻性消声器通道断面尺寸控制值

阻性消声器形式	通道断面尺寸控制值/mm
圆形直管式	≤φ300
圆形列管式	≤φ200
矩形蜂窝式	150～200
矩形片式	片间距 100～200
矩形折板式	片间距 150～250
百叶式	片间距 50～100

5）合理确定阻性消声器内消声片的护面层材料。消声片护面层用料及做法应满足不影响消声性能及与消声器内的气流速度相适应两个前提条件。最常见的护面层，用料为玻璃纤维布加穿孔金属板，玻璃纤维布一般为 0.1～0.2mm 厚的无碱平纹玻璃纤维布，而穿孔金属板一般要求穿孔率≥20%，而孔径常取φ4～φ6mm。工程中对于有防潮防水要求的护面层，则可在穿孔金属板内加设一层聚乙烯薄膜或 PVF 耐候膜，虽对高频吸声有一定影响，但对低频吸声则略有改善。表 7.3-17 为不同护面层结构所适用的消声器内气流速度表。

表 7.3-17　不同护面层结构的适用风速

护面层用料	适用风速/（m/s）	
	平行方向	垂直方向
单玻璃纤维布护面	≤6	≤4
玻璃纤维布+金属丝网	≤10	≤7
玻璃纤维布+穿孔金属板	≤30	≤20
玻璃纤维布+金属丝网+穿孔金属板	≤60	≤40

6）合理确定消声器的有效长度。由于消声器的实际消声效果受声源强度、气流再生噪声及末端背景噪声的影响，在一定条件下，消声器的长度并不同消声量成正比，因此必须合理确定消声器的有效总长度。一般可选择 1～2m，消声要求较高时，可以 3～4m，并以分段设置为好。

7）控制消声器内的气流通过速度（见表 7.3-15）。

8）改善阻性消声器低频性能的措施，由于阻性消声器低频性能较中高频性能要差，设计中可采用加大消声片厚度、提高多孔吸声材料密度、在吸声层后留一定深度的空气层、使吸声层厚度连续变化（如声流式消声器）以及采用阻抗复合式消声器等措施。

2. 共振性消声器

1）共振性消声器仅适用于具有明显低频噪声峰值的声源消声处理，以及对气流压力损失要求很低的条件。

2）设计共振消声器时应尽量增大 k 值（见式 7.3-22），因为 k 值增大，消声量增大，消

声频带也可加宽。设计中使共振腔的体积 V 大一些，传导率 G 值高一些，都可使 k 值增大，一般至少应按 $k\geqslant 2$。

3）改善共振消声器消声频带宽度的措施包括：增大共振腔的腔深，即增加共振腔体积；在开孔处衬贴薄而透声的材料，以增加孔颈的声阻；在共振腔内铺贴吸声层；将不同共振频率的吸声结构设置在同一消声器内或不同共振频率的消声器串联应用等。

4）对于金属管式的共振消声器，常用的设计孔径取ϕ3～ϕ10mm，开孔率为 0.5%～5%，孔板厚度可取 1～3mm，空腔深度常取 100～200mm。

5）设计共振消声器的共振腔几何尺寸宜小于共振频率波长λ_0的三分之一，当共振腔较长时，应分隔成几段，其总消声量为各段消声量之和。

6）共振消声器内管的开孔段应均匀集中在内管的中部，但应使孔间距等于或大于 5 倍孔径大小。

3. 抗性消声器

1）抗性消声器主要适用于降低以低中频噪声为主的空气动力性设备噪声，如中低压离心风机、空压机进气噪声，发动机排气噪声等。

2）合理确定抗性消声器的膨胀比 m 值，以决定消声量的大小。对于较大风量的管道，m 值可取 3～5；中等大小风管，m 值可取 6～8；较小的管道，则可取 m 值为 8～15，最大不宜大于 20。

3）合理确定抗性消声器膨胀室及插入管的长度 l、l_1、l_2 值，以消除通过频率，提高低频消声性能，改善消声特性。

4）当 m 值较大而使膨胀室截面积较大时，上限失效频率降低，有效消声频率范围变小，因此设计中应采取分割膨胀室的措施，即使一个大截面的抗性消声器变为 m 值相同的多个较小截面的抗性消声器并联的形式，以达到提高上限失效频率，改善消声频宽的目的。

5）将抗性消声器内管不连续段用穿孔率大于 25%（孔径可取ϕ4～ϕ10mm）的穿孔管连接，既可保持原有抗性消声性能，又可大大减小管道截面不连续处的局部气流阻力。

6）改善抗性消声器消声频带宽度的设计措施包括：膨胀室内壁做吸声层，错开内接插入管形成迷路形式，将阻性消声同抗性消声结合在一个消声器中，即形成阻抗复合式消声器等。

4. 微穿孔板消声器

1）微穿孔板消声器主要适用于高温、潮湿及要求净化的管道系统，其消声频率范围不如阻性消声器宽，但能在较高风速条件下保持良好的消声性能和空气动力性能。

2）微穿孔板消声器的孔径可取ϕ 0.5～ϕ1.0mm，穿孔率可取 0.5%～3.0%，孔板厚度可取 0.5～1.0mm。

3）合理确定空腔深度，一般可控制在 5～20cm，如主要用于低频消声时取 15～20cm，用于中频消声时取 8～15cm，而用于高频消声时则可取 3～8cm。

4）为改善微穿孔板消声器的消声频带宽度，一般可设计双层微穿孔板吸声结构。双腔结构的总腔深度控制为 10～20cm，要求第一层微穿孔板的穿孔率大于第二层微穿孔板，前空腔深度宜小于后空腔深度，一般应控制前后腔深比不大于 1:3。

5）由于微穿孔板消声器的孔板厚度较小，刚度较差，因此应在微穿孔板消声器内增加内腔隔板，以改善消声器的整体刚度。消声器的外壳应结合保温提高外壳隔声效果。

5. 排气放空消声器

1）合理选择排气放空消声器的结构形式。如对排气压力不高而排气速度很高的声源，可选择小孔喷注排气消声器；对排气口径很小、压力不高的排气噪声，则可采用多孔材料耗散型排气消声器；对于高温、高压排气噪声源，应选择节流减压排气放空消声器；而大流量、高温、高压排气放空噪声，则可采用节流减压小孔喷注复合消声器。

2）单节小孔喷注消声器或用于节流减压后的小孔喷注消声段的小孔直径宜为ϕ1～ϕ2mm，

孔间距应≥5 倍孔径，至少应为 3 倍孔径，一般小孔的总开孔面积≥1.5～2.0 倍原排气口面积或前级节流孔板的开孔面积。

3）小孔喷注消声器的适用排气压力为 40～80kgf/cm^2，多孔材料耗散型排气消声器的适用排气压力一般为≤50kgf/cm^2（1kgf/cm^2 ≈0.1MPa），而节流减压排气放空消声器的适用排气压力可在几百～1000kgf/cm^2。

4）节流减压排气放空消声器的节流级数可根据排气压力大小设计为二至六级，如当排气压力≤150kgf/cm^2 时，级数可取二～三级，排气压力为 160～300kgf/cm^2 时，级数可取四～五级，当排气压力＞300kgf/cm^2 时，则应取 6 级。设计压降比一般可取ε=0.5～0.7，通常均取等临界比值ε_0，即使各级节流孔板后的压力与节流孔板前的压力比都等于临界压比值（如空气为 0.528，过热蒸汽为 0.546，饱和蒸汽为 0.577）。

5）多级节流减压排气消声器的节流孔板的孔径由前至后可取ϕ15～ϕ2mm，且前级节流孔径应大于后级节流孔径，后级节流孔板的开孔面积应大于前级节流孔板的面积的 1/ε_0 倍，以保证排气放空的通畅性。

6）节流减压消声器的各级孔板厚度及整体刚度均应作结构强度计算后确定，以确保排气放空消声器的安全性。

第 4 章　通风空调系统的消声设计

通风空调系统的消声设计是工业与民用工程通风与空调设计中的一个重要方面，关系到工程最终的实际使用效果。不少工程建成使用后，通风空调系统室内送风口或回风口辐射出较高的噪声，影响房间的正常使用，或产生令人很不舒适的感觉，原因就在于对通风空调系统中的消声设计未能引起足够的重视，未经专业设计或设计考虑不当，因此对于环境安静有较高要求的建筑设计工程，必需在通风空调系统设计中充分考虑噪声控制问题，进行必要的消声设计，以保证达到规定的噪声允许标准。

通风空调系统的消声设计也是一项系统工程，其中主要包括风机声源噪声的估算，管路系统噪声自然衰减的计算、管道系统气流再生噪声的计算及消声器的选用与计算等几个主要方面，图 7.4-1 为通风空调系统消声设计程序图。

4.1　风机噪声的计算

风机噪声是通风空调系统中最主要的噪声源，无论是立柜式空调机组、变风量空调机组、风机盘管、空调箱、风冷冷凝机组、热泵机组等都为主要噪声源。风机噪声主要包括空气动力噪声和机械噪声两个主要部分，其中又以空气动力性噪声为主，一般可比机械噪声大 10dB 左右。

风机噪声的大小及特性又因风机形式、型号及规格的不同而不同，同一系列相同转速的风机，其噪声随型号而变，其噪声频谱特性也不相同，图 7.4-2 为两种不同形式风机的噪声频谱曲线。可见离心风机噪声以低频成分为主，随着频率的提高，噪声逐渐下降，而轴流风机则以中频噪声为主。

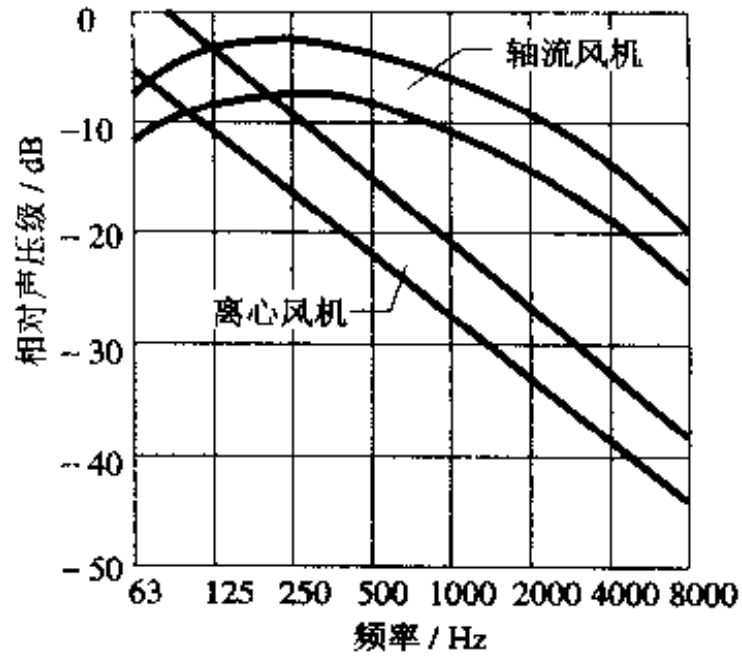


图 7.4-2　离心风机与轴流风机的典型噪声频谱

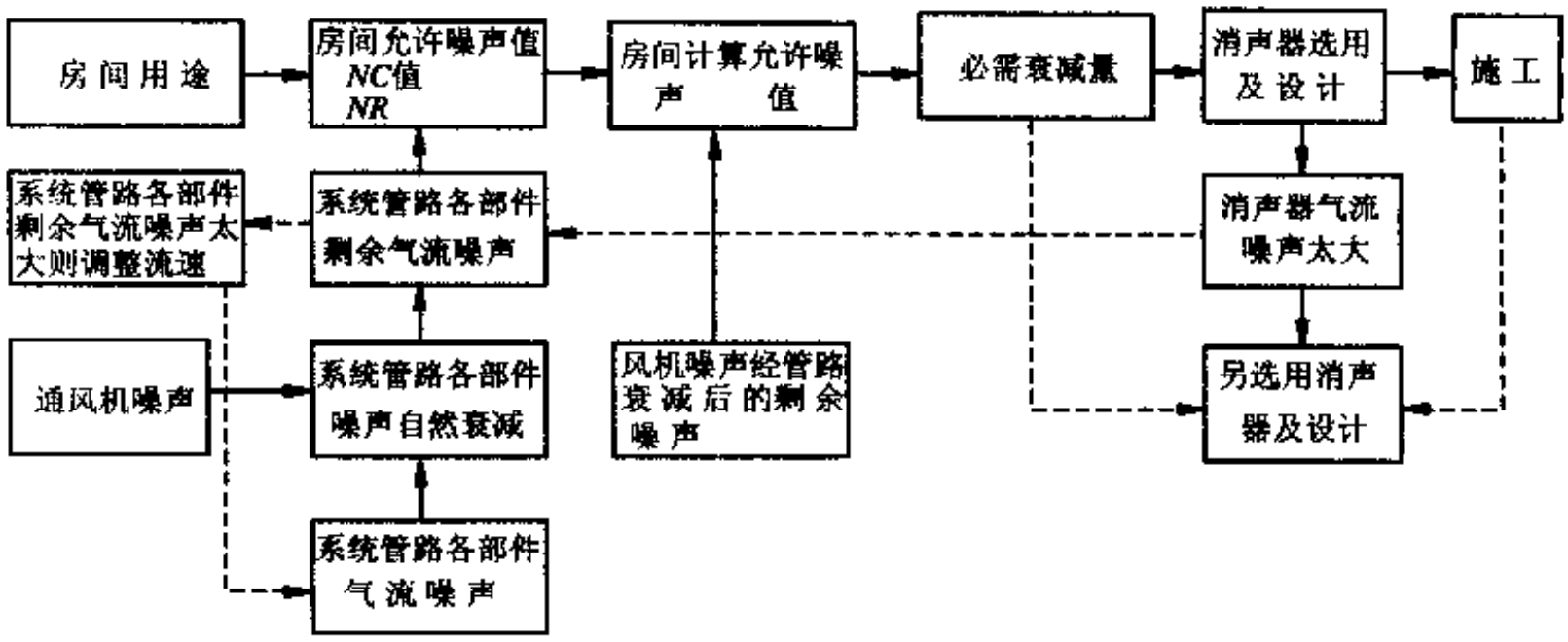


图 7.4-1　通风空调系统消声设计程序图

4.1.1　风机声功率级的估算

1. 由风机比声功率级估算声功率级

当已知风机的比声功率级 L_{WC} 时，可由下式估算风机的声功率级值

$$L_W=L_{WC}+10\lg(QH^2)-20 \qquad (7.4\text{-}1)$$

式中　L_{WC}——风机的比声功率级（dB），即为风机在单位风量、单位风压下所产生的声功率级，同一系列风机的比声功率级是相同的，因此比声功率级可作为评价风机噪声的标准（见表 7.4-1）；

Q ——风量（m^3/h）；

H ——全压（Pa）。

在缺乏比声功率级资料时，对一般中低压离心通风机的比声功率级值可取 24dB，即

$$L_W=24+10\lg(QH^2)-20 \qquad (7.4\text{-}2)$$

2. 由风机特性曲线求算声功率级

风机特性曲线是表示风机的比声功率级 L_{WC} 同风机流量系数 $\overline{Q}$ 关系的曲线，图 7.4-3 中也表明了风机功率、全压、效率同工况点的关系曲线。

估算时，可由已定风机的风量、叶轮投影面积、叶轮圆周速度计算流量系数 $\overline{Q}$，由 $\overline{Q}$ 值从风机特性曲线上查得比声功率级 L_{WC} 值，即可按式（7.4-1）估算得到风机的声功率级值。

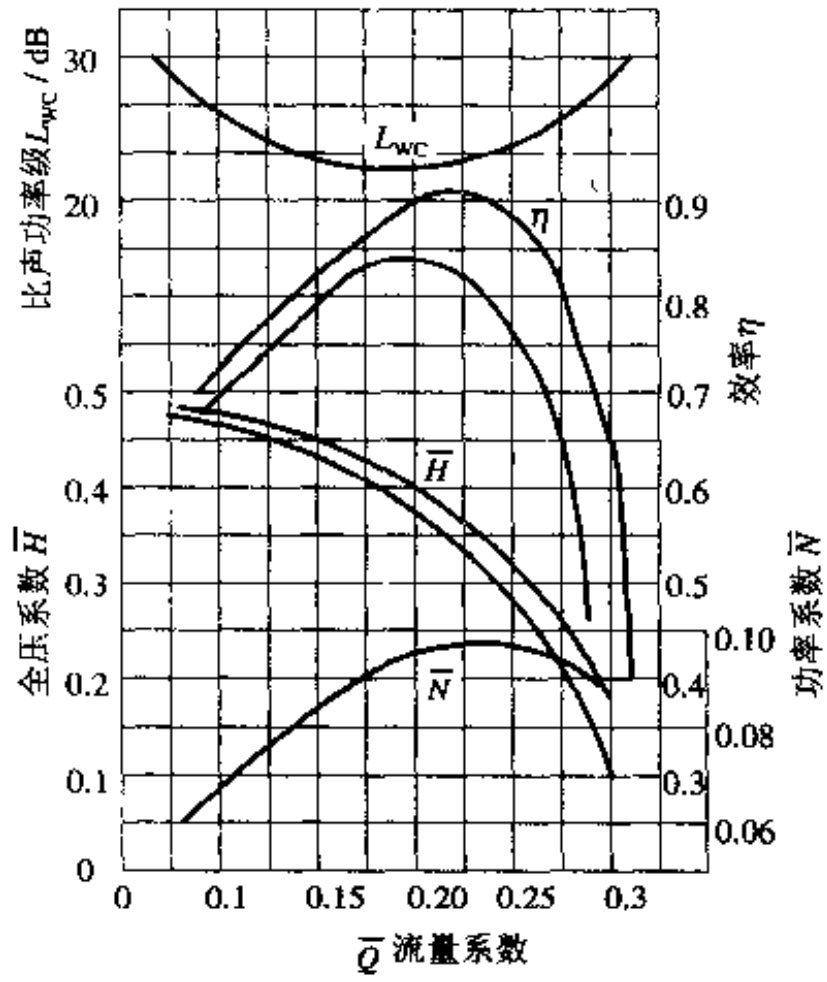


图 7.4-3　T4—72 型风机的特性曲线图

如已知 T4—72 型 NO.5 号风机的风量为 16000m^3/h，全压为 640Pa，转速为 n=1535r/min，叶轮直径为 D=0.635m，

则

$$\text{流量系数}\overline{Q}=\frac{\text{风机出风量}}{\text{叶轮圆周面积风量}}=\frac{Q}{AU_0^2}=\frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}\times\frac{n\pi D}{60}\times 3600}$$

$$=\frac{1600}{\frac{3.14\times0.635^2}{4}\times\frac{1535\times3.14\times0.635}{60}\times3600}$$

$$=0.277$$

表 7.4-1　不同型号风机的比声功率级

风机型号	比声功率级 L_{WC}/dB	风机型号	比声功率级 L_{WC}/dB
T4—72	24	8—18	30
4—42	23	5—48	21
4—79	28	4—68	20
9—18	25	6—48	20

再由图 7.4-3 查得 $\overline{Q}$ =0.277 时 L_{WC}=28dB

则 $L_W = L_{WC} + 10\lg(QH^2) - 20$

$= 28 + 10\lg16000 + 20\lg640 - 20\text{dB}$

$= 106\text{dB}$

3. 由风机功率估算声功率级

已知风机的功率大小，也可由下式估算声功率级值。

低压风机：$L_W = 91 + 10\lg P$ （7.4-3）

中高压风机：$L_W = 87 + 10\lg P + 10\lg H - 10$ （7.4-4）

式中 P —— 风机功率（kW）；

H —— 风机全压（Pa）。

4. 由风机平均声压级值求算声功率级

当在一定声场条件下测得风机的平均声压级值 $\overline{L}_p$ 后，也可按不同声场条件下求算得到风机的声功率级值。

对于自由声场条件（即声压级在自由声场测得）：

$$L_W = \overline{L}_p + 20\lg r + 11 \quad (7.4\text{-}5)$$

对于半自由声场条件：

$$L_W = \overline{L}_p + 20\lg r + 8 \quad (7.4\text{-}6)$$

式中 r —— 测点离风机声源的距离（m）。

对于混响声场条件：

$$L_W = \overline{L}_p + 10\lg V - 10\lg T - 14 \quad (7.4\text{-}7)$$

式中 V —— 测量混响室的体积（m^3）；

T —— 测量混响室的混响时间（s）。

对于管道内声场条件：

$$L_W = \overline{L}_p + 10\lg S + \frac{5.8}{H}\sqrt{\frac{T}{293}} \quad (7.4\text{-}8)$$

式中 S —— 测量管道的断面积（m^2）；

T —— 热力学温度（K）；

H —— 风管内全压（Pa）。

当温度为 20℃、全压为 10^5Pa 标准状况时：

$$L_W = \overline{L}_p + 10\lg S \quad (7.4\text{-}9)$$

对于普通室内声场条件：

$$L_W = \overline{L}_p - 10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \quad (7.4\text{-}10)$$

式中 Q —— 声源的指向性因数；

r —— 测试距离（m）；

R —— 测试房间常数，$R = \dfrac{S\overline{\alpha}}{1-\overline{\alpha}}$。

对于标准声源条件：

$$L_W = \overline{L}_p + (L_{W0} - \overline{L}_{p0}) \quad (7.4\text{-}11)$$

式中 $\overline{L}_p$ —— 待测声源的平均声压级（dB）；

L_{W0} —— 已知标准声源的声功率级（dB）；

$\overline{L}_{p0}$ —— 实测标准声源的平均声压级（dB）。

4.1.2 风机频带声功率级的计算

当已知风机声功率级时，可由下式近似估算各频带的声功率级值

$$L_{Wf} = L_W + \Delta b \quad (7.4\text{-}12)$$

式中 Δb —— 各频带声功率级修正值（dB）（见表 7.4-2）；

表 7.4-2 各频带声功率级修正值 Δb 表 （单位：dB）

中心频率/Hz / 风机类型	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
离心风机（前弯叶片）	-2	-7	-12	-17	-22	-27	-32	-37
离心风机（后弯叶片）	-5	-6	-7	-12	-17	-22	-26	-33
轴流风机	-9	-8	-7	-7	-8	-10	-14	-18

注：4—72 风机为后倾机翼式、T4—72 风机为强后倾弯叶式、4—79 为后倾弯叶式、9—57 为前弯叶式。

4.1.3　轴流风机声功率级估算

轴流风机声功率级可由下式计算

$$L_W=19+10\lg Q+25\lg H+S \quad (7.4\text{-}13)$$

式中　Q ——风量（m^3/h）；

H ——全压（Pa）；

S ——工况修正值，由风机效率、叶片数目及叶片角度确定，见表 7.4-3。

4.2　管道系统的噪声自然衰减

在通风、空调系统中管道系统内噪声的自然衰减也是系统消声设计中应予考虑的一个方面。管道系统的噪声自然衰减主要来源于直管道的声衰减，弯头、三通、变径管的声衰减，风口的末端声衰减以及风口噪声向房间内传播途径的声衰减等方面，现分述如下。

4.2.1　直管道自然衰减

当管道较长、流速较低时，矩形风管及圆形风管的自然声衰减量可由表 7.4-4 查得。

直管道的自然声衰减量与管道断面周长、长度及管壁吸声系数成正比，与管道的截面积成反比。一般镀锌钢板制作的光滑风管、管壁吸声很低，而当管内风速较高（如大于 8m/s），气流再生噪声又较大时，直管自然声衰减可忽略不计。

由表 7.4-4 可见，小管道的自然声衰减大于大管道，低频自然声衰减大于高频声衰减，矩形管道自然声衰减又大于圆形管道。

4.2.2　弯头自然衰减

弯头的自然衰减在管道系统的自然衰减中起到一定的作用，尤其是在其有内衬的弯头及中高频范围较为显著。

表 7.4-5 为方形弯头的自然声衰减量，表 7.4-6 为有内衬方弯头的自然声衰减量，表 7.4-7 为圆形弯头的自然声衰减量。

表 7.4-3　轴流风机不同工况声功率级修正值　（单位：dB）

叶片数量 z	叶片角度 θ/（°）	Q/Q_m						
		0.4	0.6	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2
4	15	—	3.4	3.2	2.7	2.0	2.3	4.6
8	15	-3.4	5.0	5.0	4.8	5.2	7.4	10.6
4	20	-1.4	-2.5	-4.5	-5.2	-2.4	1.4	3.0
8	20	4.0	2.5	1.8	1.9	2.2	3.0	—
4	25	4.5	2.0	1.6	2.0	2.0	4.0	—
8	25	9.0	8.0	6.4	6.2	8.0	6.4	—

注：Q_m 为最高效率点的风量，一般可取 $Q/Q_m=1$。

表 7.4-4　金属直管道的声衰减　（单位：dB/m）

管道尺寸 D_e / m		倍频带中心频率 / Hz				
		63	125	250	500	≥1 000
矩形风管	0.075～0.2	0.6	0.6	0.45	0.3	0.3
	0.2～0.4	0.6	0.6	0.45	0.3	0.2
	0.4～0.8	0.6	0.6	0.3	0.15	0.15
	0.8～1.6	0.45	0.3	0.15	0.1	0.06
圆形风管	0.075～0.2	0.1	0.1	0.15	0.15	0.3
	0.2～0.4	0.06	0.1	0.1	0.15	0.2
	0.4～0.8	0.03	0.06	0.06	0.1	0.15
	0.8～1.6	0.03	0.03	0.03	0.06	0.06

注：管道尺寸 D_e，圆形管为直径；矩形管 $D_e=\dfrac{2ab}{a+b}$，a、b 分别为矩形管道的边长。

表 7.4-5 方形弯头自然声衰减量 （单位：dB）

方管弯头尺寸管宽 D / mm	倍频带中心频率 / Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
150～200	—	—	—	1	7	7	4
230～280	—	—	—	5	8	4	3
300～360	—	—	1	7	7	4	3
380～430	—	—	2	8	5	3	3
460～510	—	—	5	8	4	3	3
530～580	—	—	6	8	4	3	3
610～660	—	1	7	7	4	3	3
680～740	—	1	8	6	3	3	3
760～820	—	2	8	5	3	3	3
840～890	—	3	8	5	3	3	3
910～970	—	5	8	4	3	3	3
990～1040	1	6	8	4	3	3	3
1060～1120	1	6	8	3	3	3	3
1140～1200	1	7	7	4	3	3	3
1220～1280	1	4	7	4	3	3	3
1300～1350	2	8	7	3	3	3	3
1370～1430	2	8	6	3	3	3	3
1450～1510	2	8	6	3	3	3	3

表 7.4-6 有内衬方弯头自然声衰减 （单位：dB）

内衬条件	弯头尺寸管宽 D / mm	倍频带中心频率 / Hz						
		63	125	250	500	1000	2000	4000
弯头前内衬	125	—	—	—	1	5	6	6
	250	—	—	1	5	6	8	8
	500	—	1	5	6	8	8	11
	1000	1	5	8	8	11	11	11
弯头后内衬	125	—	—	—	1	6	10	10
	250	—	—	1	6	10	10	10
	500	—	1	6	10	11	11	10
	1000	6	6	11	11	11	11	10
前后有内衬	125	—	—	—	1	6	12	14
	250	—	—	1	6	12	14	16
	500	—	1	6	12	14	16	18
	1000	1	6	12	14	16	18	18

表 7.4-7 圆形弯头自然声衰减 （单位：dB）

圆形弯头直径 / mm	倍频带中心频率 / Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
62.5～125	—	—	—	—	—	1	2
150～250	—	—	—	—	1	2	3
275～500	—	—	—	1	2	3	3
525～1000	—	—	1	2	3	3	3
1025～2000	—	1	2	3	3	3	3

由表可见，圆弯头的自然衰减量仅为 1～3dB，小直径圆弯头衰减小于大直径弯头，低频衰减小于高频衰减，而方形弯头也是大尺寸弯头声衰减大于小尺寸弯头，高频衰减大于低频衰减。

通常圆形弯头不设内衬材料，而矩形弯头内衬材料长度至少应为弯头宽度的二倍，而内衬材料的厚度控制为风管宽度的 10%；对于有导流片的矩形弯头，其自然声衰减可取方弯头和圆弯头衰减量的平均值。

在通风空调工程设计中，常设计有连续弯头。连续弯头的总声衰减量并不简单等于两个单独弯头衰减量之和，而与两个弯头之间的距离有关。图 7.4-4 为无内衬连续弯头的声衰减量。两个连续弯头之间的管道段内壁宜衬贴吸声材料。

连续弯头的消声量可按以下原则估算：

当 $l>2d$（风管断面对角线长度）时，总声衰减量等于两个单独弯头衰减量之和；

当 $0<l<2d$ 时，总声衰减量仅为单个弯头声衰减量的 1.5 倍。

4.2.3　三通自然衰减

当管道中设三通即管道分叉时，其噪声能量可以按支管的断面积比例（或风量分配比例）分配噪声能量，则从主管道到任一支管的噪声自然衰减量可按下式计算，或由图 7.4-5 查得。

$$\Delta L=10\lg(S_1/S) \qquad (7.4\text{-}14)$$

式中　S_1 —— 支管的断面积（m^2）；

S —— 分叉处全部支管的断面积（m^2）。

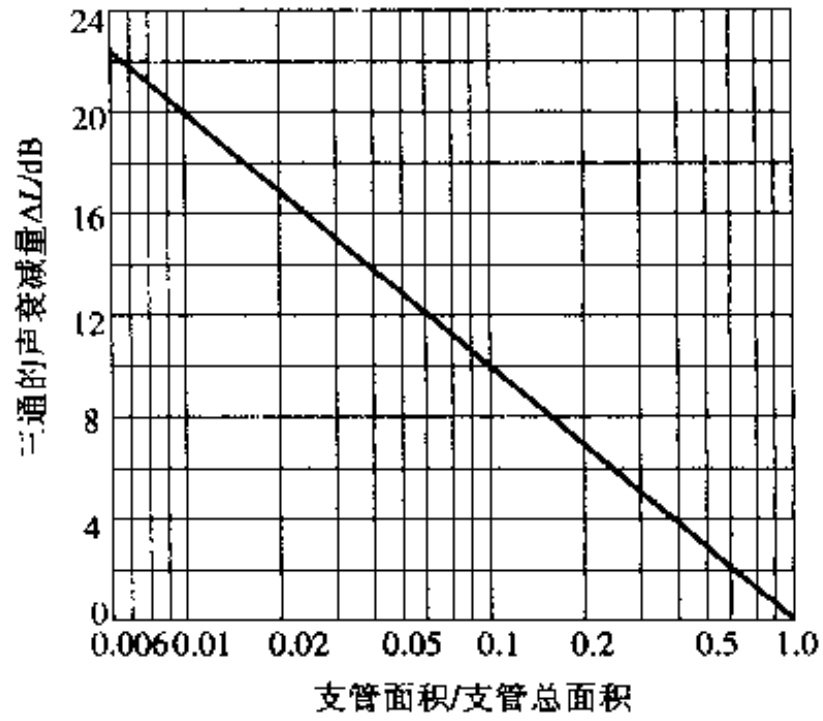


图 7.4-5　三通的自然声衰减查算图

4.2.4　变径管自然衰减

在风管系统中，遇到管道截面突变处所引起的自然声衰减可由下式计算，或由图 7.4-6 查得。

$$\Delta L=10\lg\frac{\left(\frac{S_2}{S_1}+1\right)^2}{4}\times\frac{S_2}{S_1} \qquad (7.4\text{-}15)$$

式中　S_1—— 变径前的管道断面积（m^2）；

S_2—— 变径后的管道断面积（m^2）。

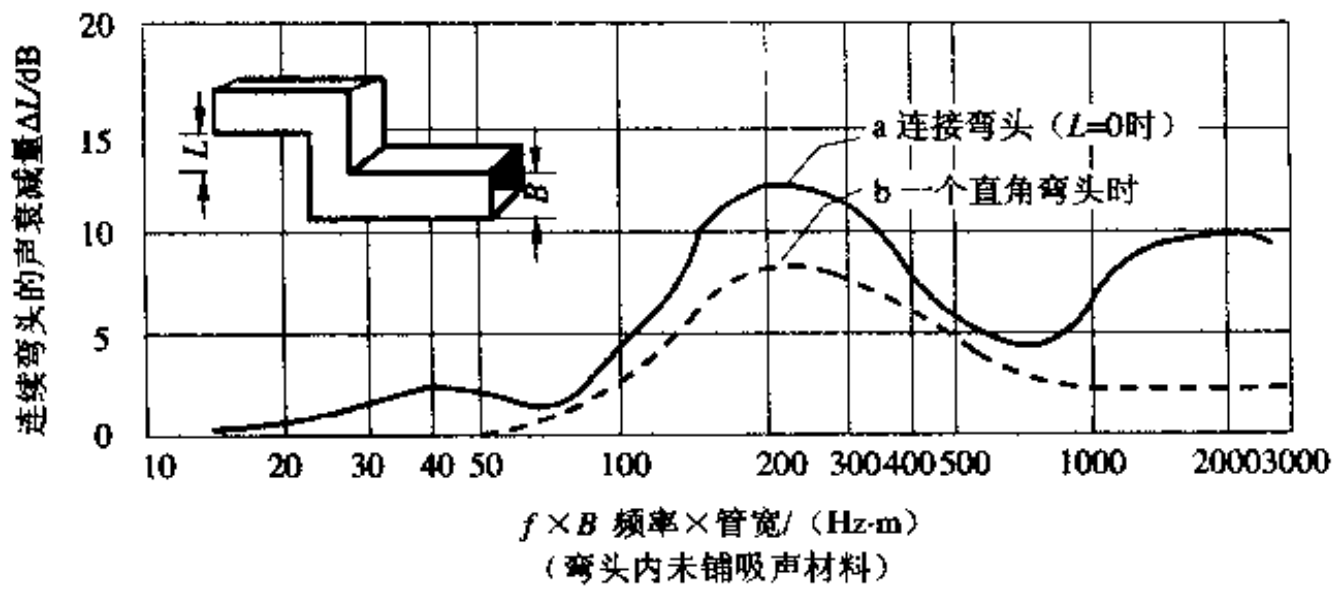


图 7.4-4　无内衬连续弯头的自然声衰减特性图

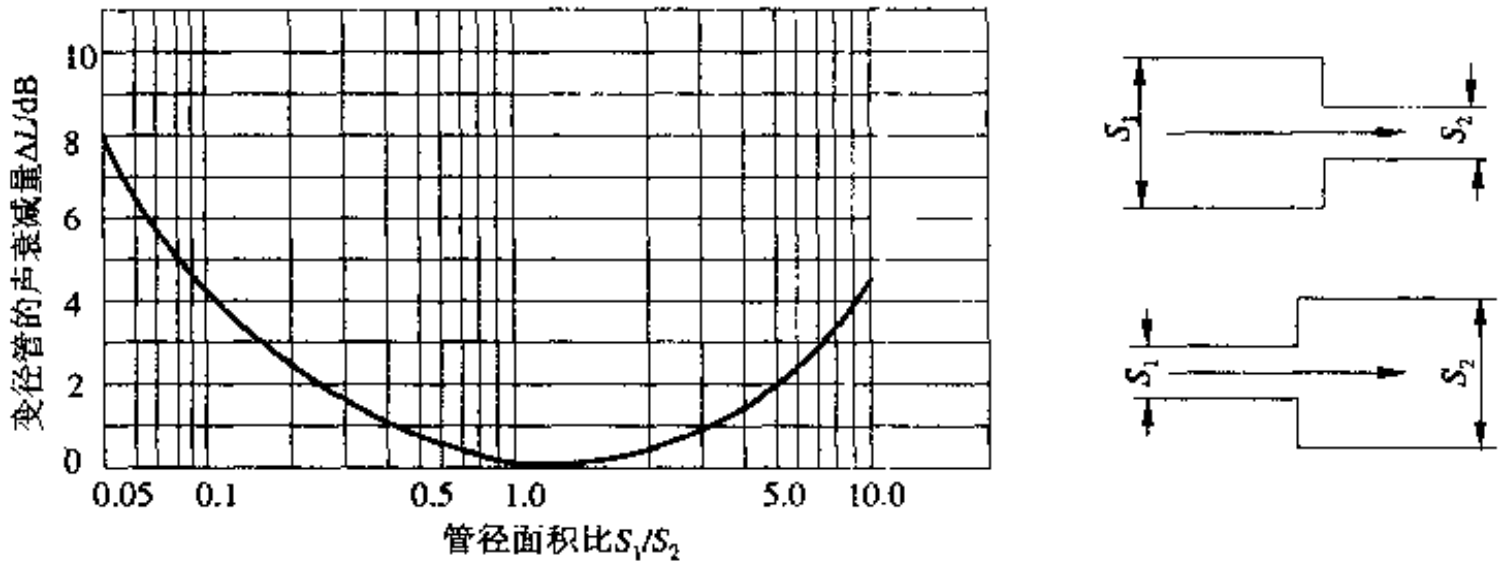


图 7.4-6 变径管的自然声衰减量查算图

4.2.5 风口末端的反射损失

当沿风管传递的噪声到达房间送风口，即风管末端时，有一部分噪声能量将在风口末端处产生反射而衰减，即称为风口末端声反射损失。

风口末端反射损失的大小同风口面积、风口位置及噪声频率等有关，具体可由图 7.4-7、图 7.4-8 及图 7.4-9 查得。

由图可见，大尺寸风口的末端反射损失小于小尺寸风口，高频末端反射损失小于低频，设于房间平顶或墙面中部且局部突出的风口其末端反射损失最大。

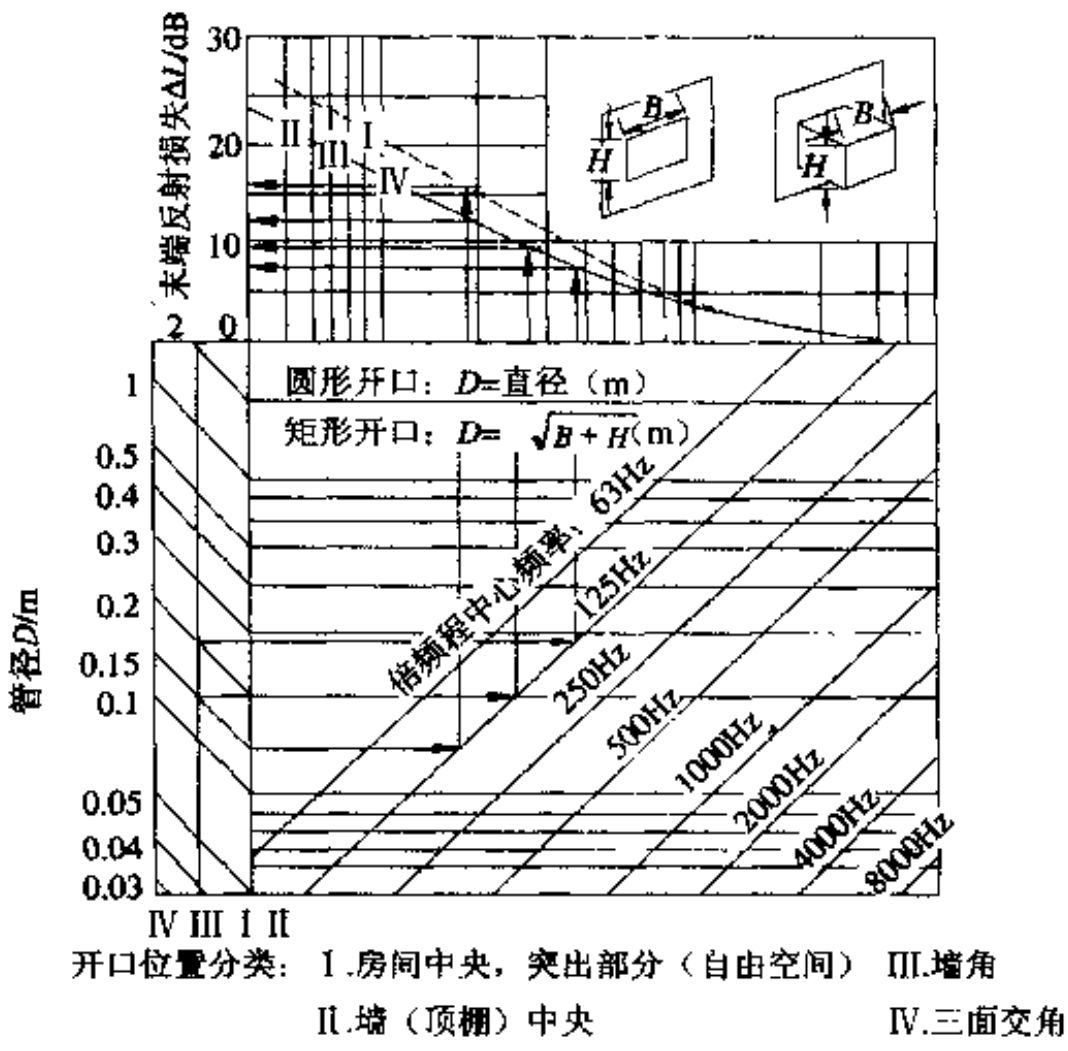


图 7.4-7 风口末端损失列线图

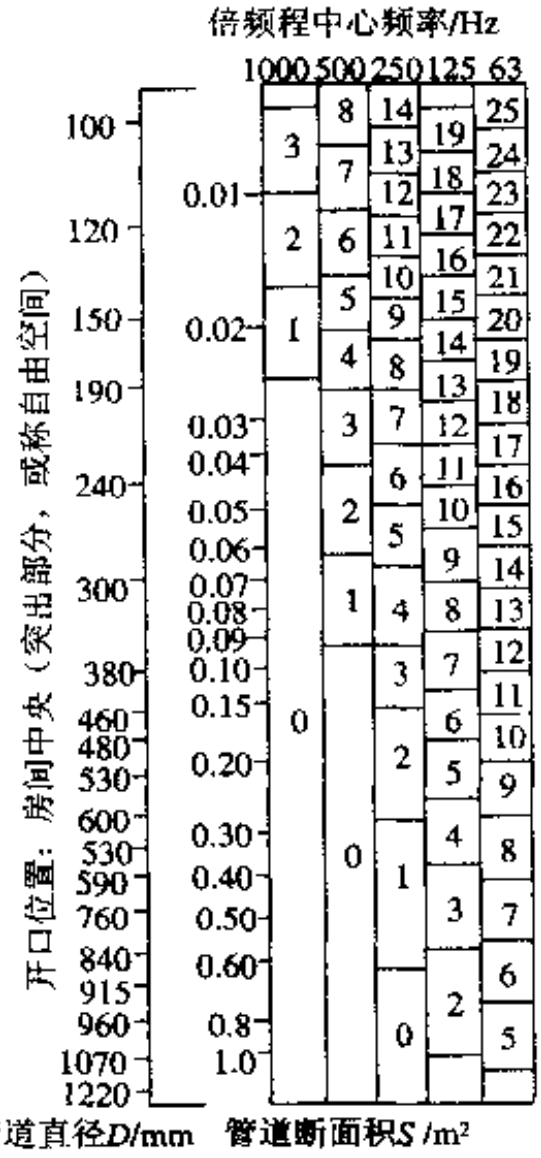


图 7.4-8　突出墙面或平顶中央的风口末端反射损失

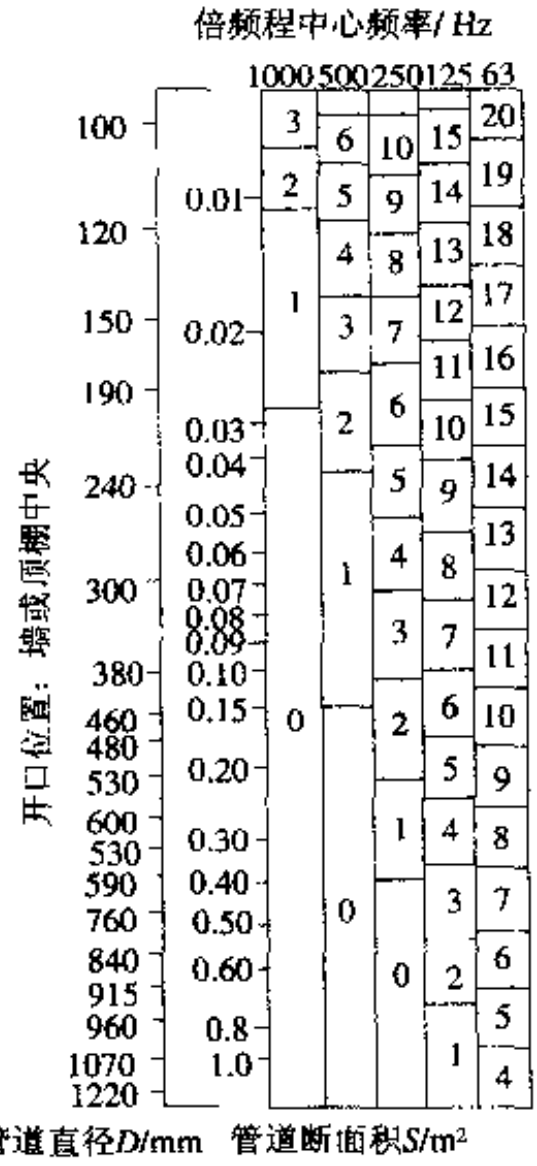


图 7.4-9　墙面或平顶中央的风口末端反射损失

4.2.6　房间声衰减

空调系统的送回风口是房间内的声源点，房间内的声传递衰减量即为由风口进入房间的噪声级与房间内某点的噪声级之差值。

在距风口 r 处的室内声压级 L_p 值可由下式计算

$$L_p = L_W + 10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \quad (7.4\text{-}16)$$

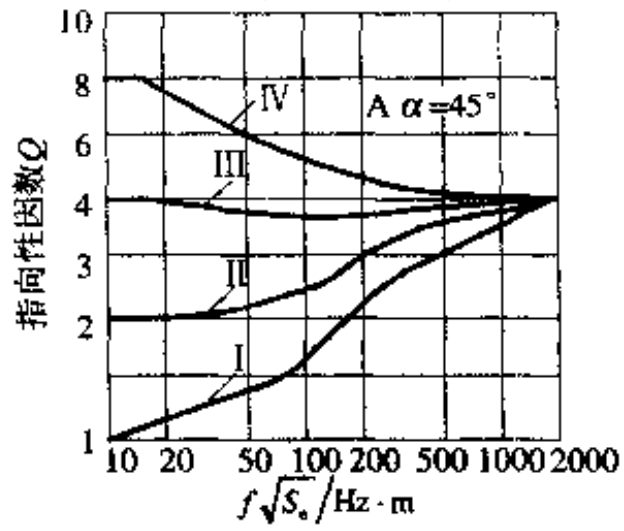
式中　L_W——风口传入房间的声功率级（dB）；

Q——风口的指向性因数（由图 7.4-10 查得）；

R——房间常数（m^2），$R = \dfrac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}$；

S——房间总表面积；

$\bar{\alpha}$——房间内平均吸声系数。



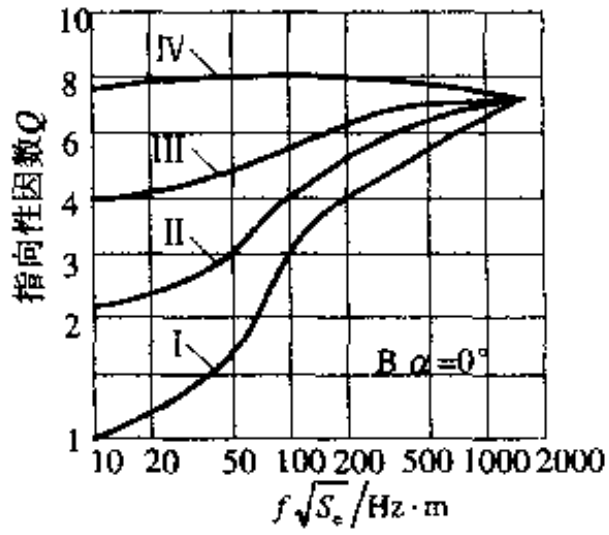


图 7.4-10　以 $f\sqrt{S_e}$ 出风口位置及声源对听者的辐射角为函数的指向性因数 Q 查算图

矩形风口：$\sqrt{S_e} = \sqrt{BH}$，圆风口：$\sqrt{S_e} = D$（直径）

Ⅰ—房间中央（突出部分，或称自由空间）　Ⅱ—墙（顶棚）中央　Ⅲ—墙角　Ⅳ—三面交角上

4.3 风管系统的气流再生噪声

同气流通过消声器时会产生气流噪声，并影响消声器的实际消声性能一样，当气流经过风管系统的各个部件时，同样会产生气流再生噪声，并直接影响管路各部件的自然声衰减效果，甚至还会产生新的噪声。因此在通风空调系统消声设计中，也必须注意到风管系统的气流再生噪声所产生的影响，特别是当设计的气流速度偏大或噪声降低要求很高的空调系统。

风管系统各部件的气流再生噪声声功率级的估算方法分述如下。

4.3.1 直管道的气流再生噪声

直管道内的气流再生噪声声功率级可以下式计算

$$L_W = L_{WC} + 50\lg v + 10\lg S \quad (7.4\text{-}17)$$

式中 L_{WC} —— 直风管的比声功率级，一般可取 10dB；

v —— 管内气流速度（m/s）；

S —— 管道断面积（m^2）。

各倍频程直管道气流再生噪声声功率级修正式见表 7.4-8 所示。

4.3.2 弯头气流再生噪声

弯头气流再生噪声声功率级可用下式计算

$$L_W = L_{WC} + 10\lg f_{下} + 30\lg d_e + 50\lg v \quad (7.4\text{-}18)$$

式中 L_{WC} —— 弯头的比声功率级（dB），它是 N_{str}（strouhal）的函数，按 $N_{str} = f\,d_e/v$ 求得后，对于方形及矩形直角弯头的 L_{WC} 可由图 7.4-11 查得，对于圆形弯头则可由图 7.4-12 内 $v/v_a=1$ 的曲线查得；

$f_{下}$ —— 倍频程频带的下限频率（Hz），$f_{下} = f/\sqrt{2}$；

f —— 倍频程频带的中心频率（Hz）；

d_e —— 圆弯头为直径（m），矩形弯头 $d_e = \dfrac{2ab}{a+b}$，a、b 为矩形弯头的断面长和宽尺寸；

v —— 气流速度（m/s）。

表 7.4-8 直管道气流再生噪声声功率级倍频带修正值

直管道	倍频带中心频率 / Hz							
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
修正值 / dB	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-13	-20

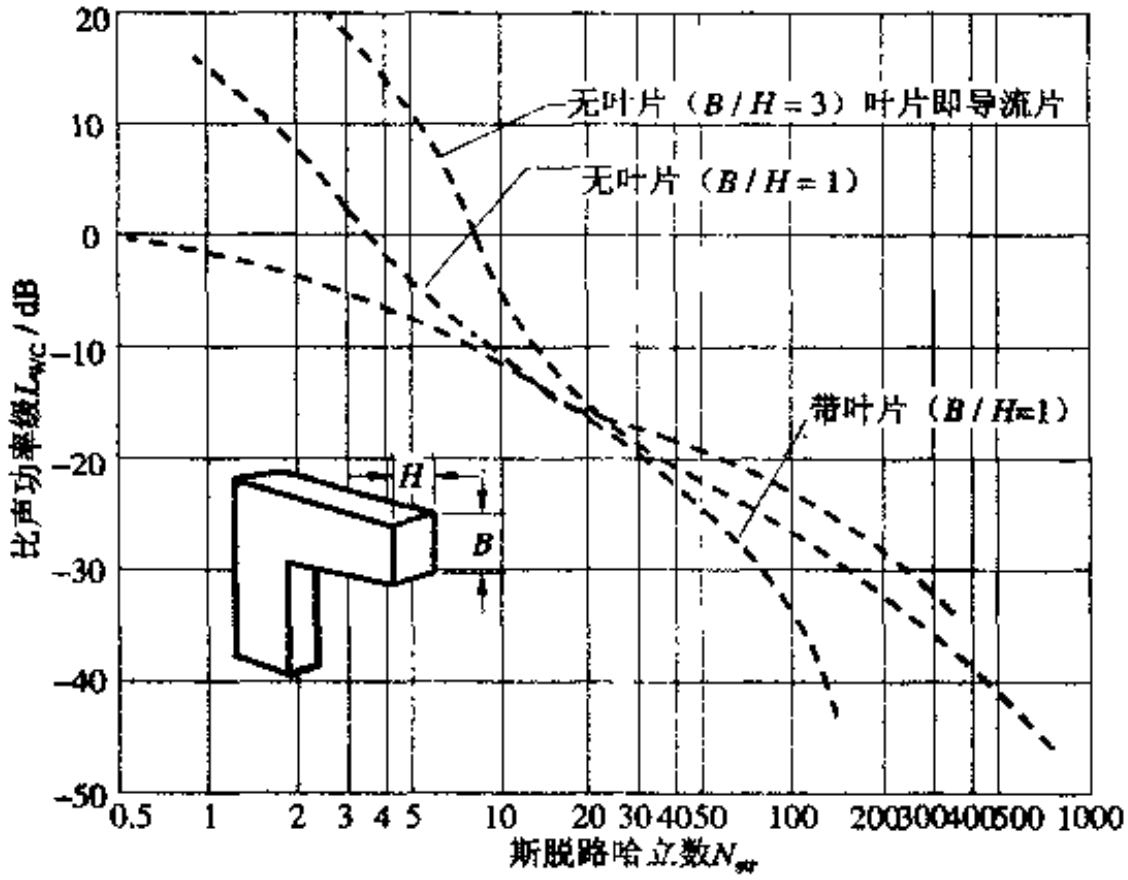


图 7.4-11 方形及矩形直角弯头比声功率级与 N_{str} 的函数关系图

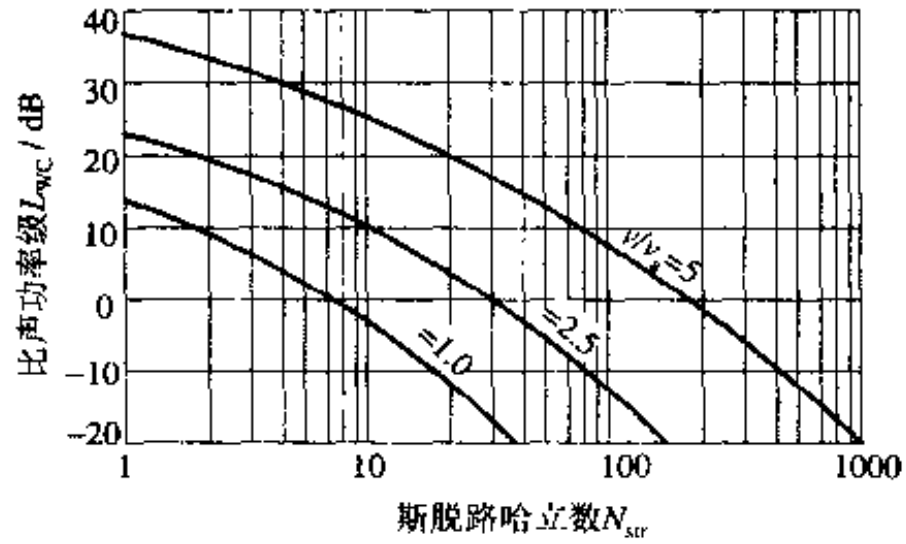


图 7.4-12　圆形弯头（三通）的比声功率级与 N_{str} 及三通进出口流速比值的函数关系图

式中 $10\lg f_{\text{卜}}$ 为弯头气流再生噪声在各倍频带的修正值，可由表 7.4-9 查得。

4.3.3　三通气流再生噪声

三通气流再生噪声声功率级可用下式计算

$$L_W=L_{WC}+10\lg f_{\text{卜}}+30\lg d_c+50\lg v_a \quad (7.4\text{-}19)$$

式中　L_{WC} —— 三通的比声功率级（dB），可根据 v/v_a 和 N_{str} 值由图 7.4-12 查得；

v —— 进入三通的气流速度（m/s）；

v_a —— 三通出口的气流速度（m/s）。

由图 7.4-12 查比声功率级 L_{WC} 值仅适用于 r/d_c=0.15 的条件（r 为弯头的曲率半径，单位为 m），对于不同的 r/d_c 值，可由图 7.4-13 查得修正值。

由于气流经过三通时还引起涡流，使气流再生噪声提高，此修正值提高量可由表 7.4-10 查得。

表 7.4-9　$10\lg f_{\text{卜}}$ 各倍频带修正值

弯　头	倍频带中心频率 / Hz							
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
$10\lg f_{\text{卜}}$ 修正值/ dB	16	19	22	25	28	32	35	38

表 7.4-10　三通气流再生噪声因涡流影响的修正值

三通涡流 5%	v/v_a（三通进出口流速之比）								
	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
修正值 / dB	0	0.7	1.2	1.8	2.4	2.9	3.3	3.6	4.0

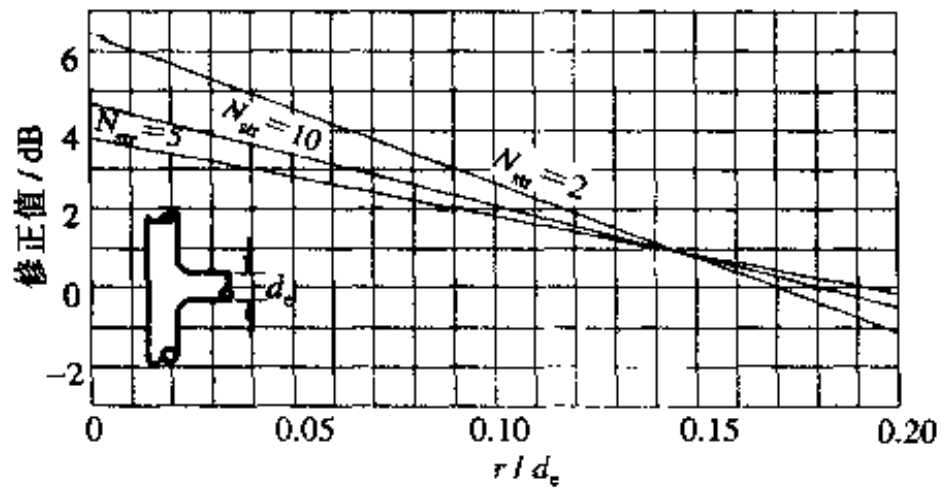


图 7.4-13　三通（圆形弯头）的比声功率级按不同 r/d_c 的修正值

4.3.4　变径管气流再生噪声

变径管的气流再生噪声声功率级可用下式计算：

$$L_W=A+B\lg v-3K \qquad (7.4-20)$$

式中　A、B —— 系数，由表 7.4-11 查得；

v —— 进入变径管的流速（m/s）；

K —— 与变径管的角度有关的修正值，由图 7.4-14 查得。

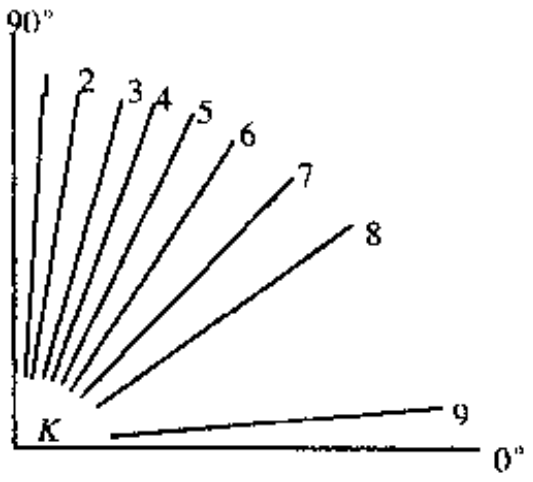


图 7.4-14　以变径管角度为函数的修正值 K

4.3.5　阀门的气流再生噪声

管道上阀门产生的气流再生噪声声功率级可用下式计算或由图 7.4-15 查得，其相对频带声功率级修正值则可由表 7.4-12 查得。

$$L_W=L_\theta+10\lg S+55\lg v \qquad (7.4-21)$$

式中　L_θ—— 由阀门叶片角度 θ 决定的常数：

$\theta=0°$时，$L_\theta=30$dB；

$\theta=45°$时，$L_\theta=42$dB；

$\theta=65°$时，$L_\theta=51$dB；

v —— 管道内气流速度（m/s）；

S —— 管道断面积（m^2）。

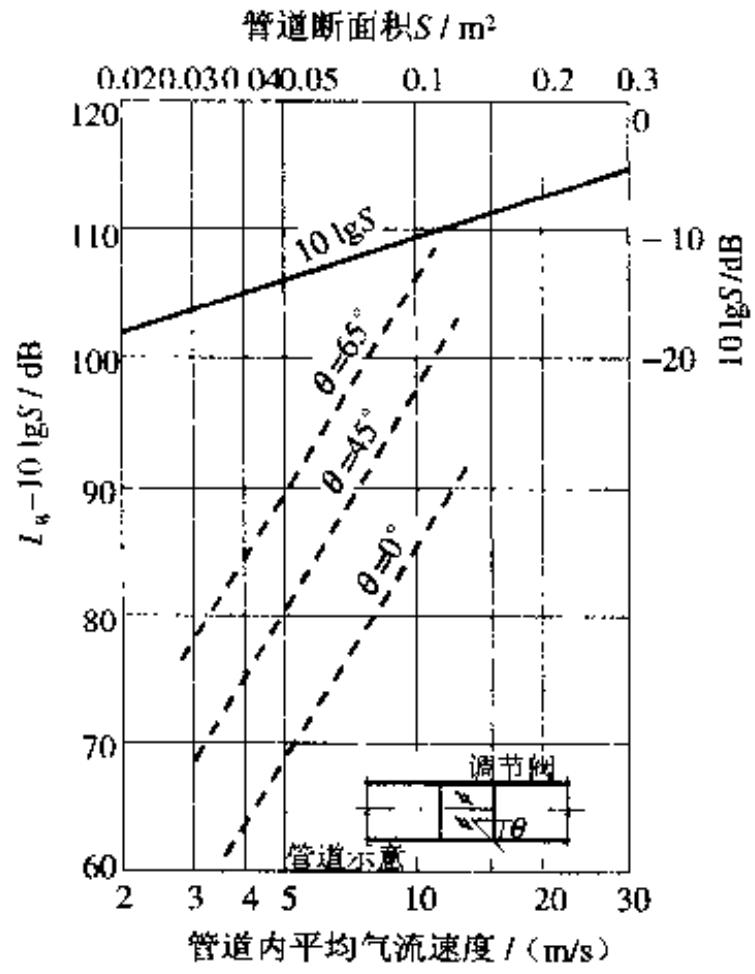


图 7.4-15　阀门气流再生噪声声功率级求算图

（图中虚线段为估算值）

4.3.6　风口的气流再生噪声

送风（或回风）口处产生的气流再生噪声声功率级可由下式计算，或由图 7.4-16 及图 7.4-17 求算，而各倍频带声功率级的修正值则可查表 7.4-13 及表 7.4-14。

表 7.4-11　系数 A、B 表

系　数	倍频带中心频率 / Hz					
	63	125	250	500	1 000	2 000
A/dB	47.2	48.6	52.8	52.8	54.2	57.2
B/dB	27.3	22.9	15.2	13.0	9.8	5.3

表 7.4-12　阀门气流再生噪声频带声功率级修正值　（单位：dB）

阀门叶片角度 θ	倍频带中心频率 / Hz							
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
0°	−4	−5	−5	−9	(−14)	(−19)	(−24)	(−29)
45°	−7	−5	−6	−9	−13	−12	−7	−13
65°	−10	−7	−4	−5	−9	0	−3	−10

注：括号内数值为估计值。

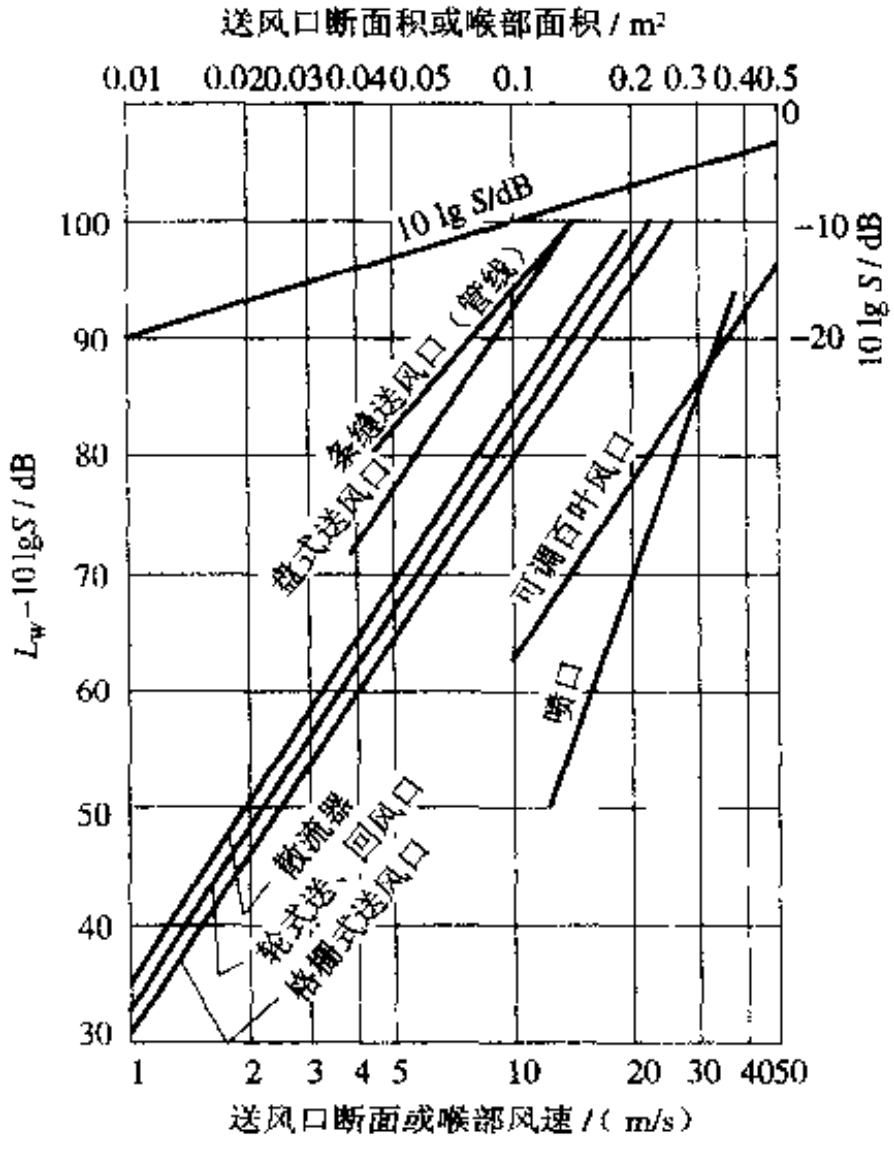


图 7.4-16　各类送风口的气流再生噪声声功率级

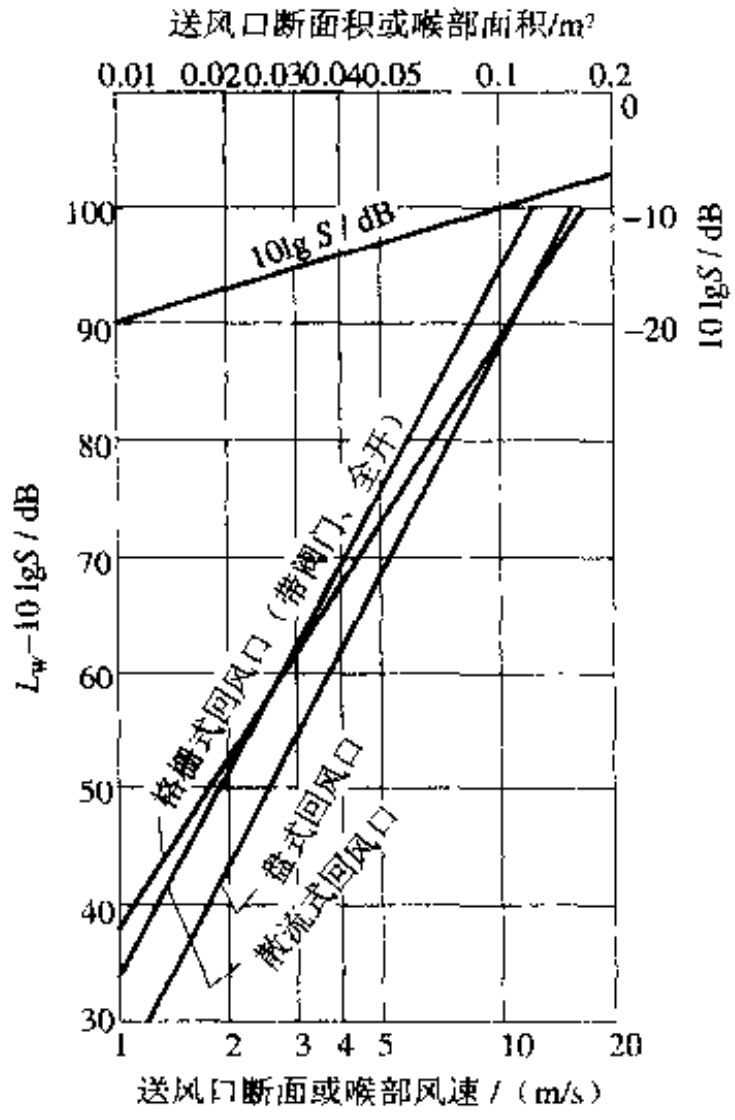


图 7.4-17　各类回风口的气流再生噪声声功率级

表 7.4-13　各类送风口气流噪声频带声功率级修正值

送风口种类	倍频带中心频率 / Hz							备　注
	63	125	250	500	1000	2000	4000	
喷　口	−2	−7	−7	−11	−16	−18	−19dB	喉部风速≤15m/s
可调百叶送风口	−3	−7	−9	−14	−14	−17	−22dB	喉部风速≤15m/s
格栅送风口	−6	−5	−6	−9	−11	−18	−26dB	截面风速≤5m/s
条缝送风口	−8	−7	−6	−6	−9	−14	−24dB	截面风速≤5m/s
圆形散流器	−2	−5	−8	−12	−16	−23	−29dB	喉部风速≤7m/s
方形散流器	−3	−6	−7	−8	−8	−11	−18dB	喉部风速≤7m/s
盘形送风口	−6	−5	−6	−9	−11	−16	−24dB	喉部风速≤7m/s
轮式送风口	—	−5	−4	−7	−9	−14	−24dB	喉部风速≤6m/s

表 7.4-14　各类回风口气流噪声频带声功率级修正值

回风口种类	倍频带中心频率 / Hz							备　注
	63	125	250	500	1000	2000	4000	
格栅回风口	−8	−12	−10	−6	−6	−14	−23dB	截面风速≤3m/s，阀门全开
盘形回风口	−9	−7	−10	−10	−12	−16	−29dB	喉部风速≤5m/s
散流形回风口	−3	−9	−11	−14	−11	−10	−18dB	喉部风速≤5m/s

$$L_W=10\lg S+a\lg v+b \qquad (7.4\text{-}22)$$

式中　S ——风口断面积或喉部面积（m^2）；

v ——风口断面或喉部的气流速度（m/s）；

a、b ——按风口种类确定的经验常数。

孔板送风口的气流再生噪声声功率级可由下式计算（各频率相同）：

$$L_W=15+60\lg v+30\lg\xi+10\lg S \qquad (7.4\text{-}23)$$

式中　v ——孔板前流速（m/s）；

ξ ——孔板阻力系数，查表 7.4-15；

S ——孔板总表面积（m^2）。

表 7.4-15　孔板（或格栅）的阻力系数 ξ 表

开孔面积（%） / 流速/（m/s）	20	30	40	50	60	70	80
0.5	30	12	6	3.6	2.3	1.8	1.4
1.0	33	13	6.8	4.1	2.7	2.1	1.6
1.5	36	14.5	7.4	4.6	3.0	2.3	1.8
2.0	39	15.5	7.8	4.9	3.2	2.5	1.9
2.5	40	16.5	8.3	5.2	3.4	2.6	2.0
3.0	41	17.5	8.6	5.5	3.7	2.8	2.1

4.4　空调系统的消声设计

4.4.1　空调用房室内噪声允许标准

在进行空调系统消声设计之前，首先要根据空调用房的使用功能合理确定其室内噪声允许标准，并据此来进行空调系统的各项消声设计和计算。表 7.4-16 为建议采用的各类空调用房的室内噪声允许标准值。

4.4.2　空调系统设备的选择

在空调系统的消声设计中合理选择空调系统的有关设备也是一个重要方面。空调系统设备中风机是使用最广最多的设备，也是最主要的空调噪声来源。风机噪声直接通过送回风管路传至空调用房，因此应该在工程设计中尽可能选用低噪声的风机，并使其在最高效率工况点附近运行，其风量、风压也要与设计要求相匹配。采用分散式小系统空调设计方式，改进风机与管道的连接方式，采取必要的隔振措施等，对降低系统噪声都是十分有利的。图 7.4-18 为风机与管道连接方法的比较，表 7.4-17 为风机等空调设备噪声的影响及常用消声减噪措施。

表 7.4-16　各类空调用房建议噪声允许标准

空调用房名称	建议噪声允许标准	
	NR 曲线	L_A/dB
会议室、会议厅、报告厅、宴会厅	30～35	35～40
法院、审判厅	25～30	30～35
图书馆、阅览室、视听室	25～30	30～35
办公室、设计室、展览厅	35～40	40～45
体育馆	40～45	45～50
商场、超市、候车室	45～50	50～55
普通电影院	30～35	35～40
宽银幕立体声电影院	25～30	30～35
话剧院、歌剧院、多功能剧院	25～30	30～35
地方戏剧院	30～35	35～40
室内乐厅、交响音乐厅	20～25	25～30
排练厅、演播厅、同期摄影棚	25～30	30～35
播音室、录音室、配音室	15～20	20～25
消声室、测听室	10～15	15～20

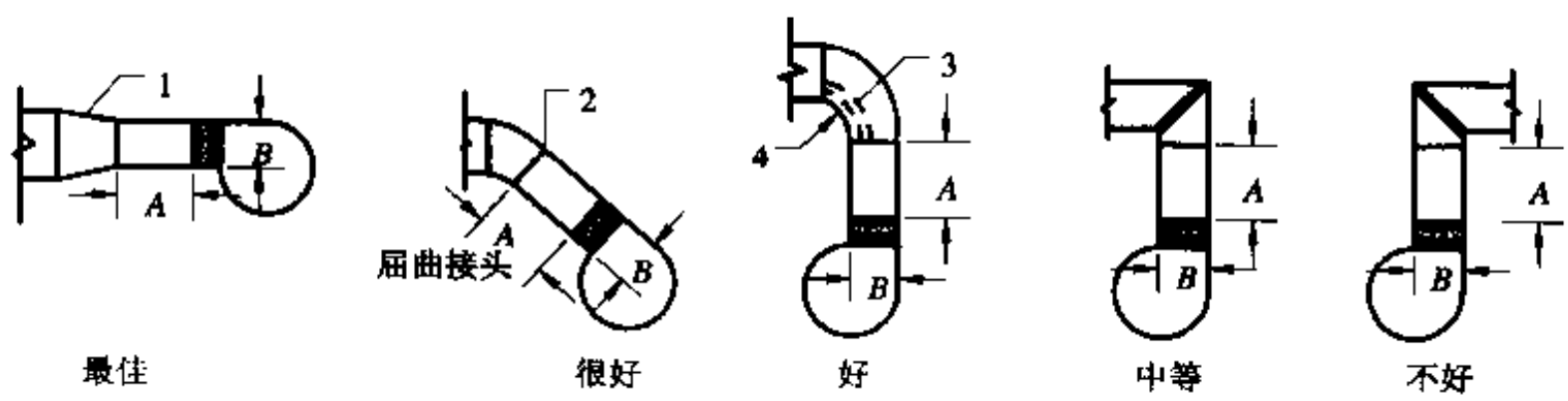


图 7.4-18　风机与管道连接方法比较图

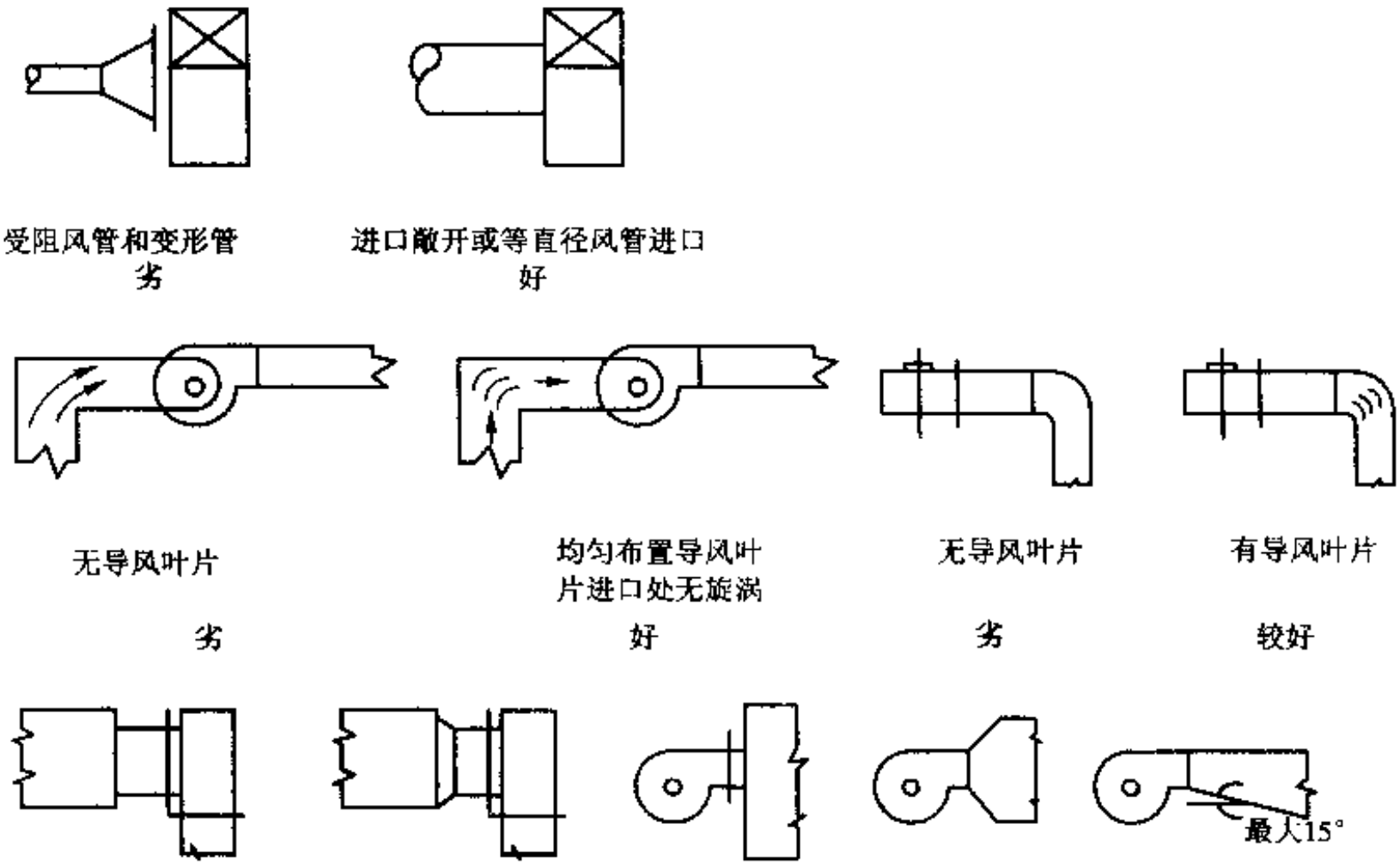


图 7.4-18　风机与管道连接方法比较图（续）

1—变径管　2—出口管段 A≥1.5B　3—导风叶片　4—弯头半径≥150mm

表 7.4-17　风机等空调设备噪声影响及常用噪控措施

空调设备	噪声传播及影响	常用降噪措施
风机	通过风管传入室内或影响室外及邻室	机房内隔声、吸声、机组隔振、管道软接头、弹性吊钩、管道设消声器等
空调机	通过风管传入室内或影响室外及邻室	机壳做隔声吸声，其余同风机
冷却塔	噪声影响室外环境	进出风消声、塔内降淋水噪声、设隔声屏障、基础做减振
室外热泵及风冷冷凝器	噪声影响室外环境	排风轴扇设消声器、机壳隔声、吸声或设声屏障、基础做减振
冷冻机及冷水机组	噪声、振动影响全室	机房隔声、吸声、机组隔振、管道减振及弹性吊钩等
水泵	噪声、振动影响全室	机房隔声、吸声、机组隔振、管道减振及弹性吊钩等
风机盘管	噪声直接传入室内	送风口做消声处理，回风口做消声静压箱处理等

4.4.3　合理控制空调系统的气流速度

在空调系统内设计的气流速度较高时，虽然可减小风管断面尺寸，有利控制建筑层高和节省投资，但流速偏高也会提高管路的压力损失和气流再生噪声，影响消声器的实际消声效果。因此必须根据空调用房的噪声允许标准，

合理选择空调系统不同管路内的气流速度，表7.4-18为根据实践经验提出的不同噪声标准下的气流速度控制值。

如能在空调系统消声设计中按表7.4-18控制系统管路内的流速，就可有效地控制并避免气流再生噪声的影响，在系统消声设计计算中也可省略气流噪声影响的计算。

表7.4-18 空调系统不同噪声标准的气流速度控制值

室内噪声标准		风管内气流速度控制值/(m/s)		
*NR*曲线	L_A/dB	主风管	支风管	送回风口
15	20	4.0	2.5	1.5
20	25	4.5	3.5	2.0
25	30	5.0	4.5	2.5
30	35	6.5	5.5	3.3
35	40	7.5	6.0	4.0
40	45	9.0	7.0	5.0

4.4.4 消声器的选择与布置

1. 消声器选择的主要原则

1）按风机的噪声及频谱特性和空调用房的噪声允许标准确定的所需消声量，即所选消声器的消声性能与需要消声量相适应；

2）所选消声器的压力损失应与管道系统所允许的压力损失相适应；

3）消声器的气流再生噪声应与声源及消声性能相适应，使消声器的消声性能得到充分发挥；

4）消声器的外形尺寸及长度与实际可供安装的位置相适应；

5）所选消声器应满足防火、防潮、防尘、防腐等工艺条件。

2. 确定消声器安装位置的主要原则

1）消声器应尽可能设置在气流比较稳定的管道段；

2）消声器应尽量设在刚出风机房前后的风管段，并避免机房内噪声再次进入消声器后的管道内；

3）当总管流速较高时，消声器宜安装在支管段；

4）消声要求较高、消声器需用较多的系统，可以分段设置消声器，而不宜集中布置；

5）安装长度及空间有限的空调系统可利用消声弯头及直管消声器的作用；

6）当消声器安装位置有限时，可利用建筑空间、空调箱的出风段位置等设计并安装消声静压箱；

7）当相邻隔声房间的送回风口来自同一风管时，必须设置防串音消声装置；

8）回风系统也同样应设置足够的消声器，而且应注意回风的通畅性，以避免回风口产生过高的气流再生噪声。

4.5 空调系统消声设计计算实例

4.5.1 空调系统消声设计计算内容

空调系统消声设计计算的主要内容包括以下几个方面：

1）根据选用风机的比声功率级或风机特性曲线资料计算风机的声功率级；

2）根据已确定的系统管路设计，计算各部件的气流噪声声功率级；

3）计算管路各部件的噪声自然衰减值；

4）从风机声源声功率级开始，逐段减去各部件的自然衰减并叠加各部件的气流再生噪声，最后计算得到房间内接收点的剩余噪声声压级值；

5）根据确定的室内噪声允许标准及计算得到的室内接收点的剩余噪声声压级值计算系统内应设置消声器所需的总消声量。

4.5.2 空调系统消声设计计算实例

某会议室体积为75m³，房间常数为20m²，空调系统设计选用T4—72—11、NO.04A型，总风量为2740m³/h，全压为470Pa，转速为1450r/min，送风由主风管经支风道及散流器风口由平顶中部送入会议室内，送风量为365m³/h，设计会议室内的空调噪声应满足*NR*-20曲线的标准，要求作出消声设计计算。图7.4-19为系统设计示意图，而表7.4-19为消声设计计算程序表。

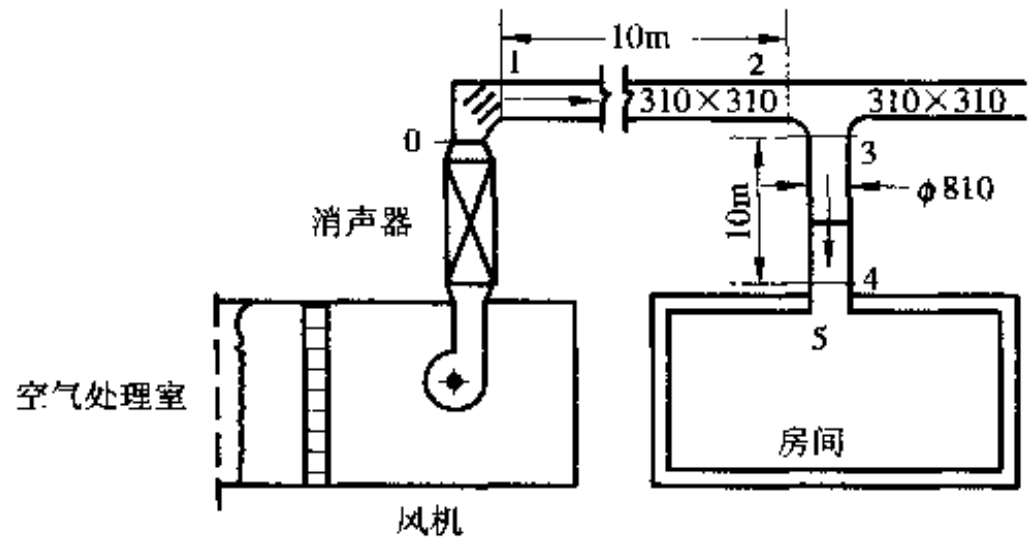


图 7.4-19　某会议室空调系统消声设计示意图

0～5 表示空调系统消声设计计算的位置点

表 7.4-19　空调系统消声设计计算程序表　　（单位：dB）

项目序号	项目内容	计算方法	倍频带中心频率 / Hz							
			63	125	250	500	1Hz	2Hz	4Hz	8Hz
1	0 至 1 弯头气流噪声功率级	$L_W=L_{WC}+10\lg f_+ +30\lg d_e+50\lg v$，式（7.4-18）	51	44	41	39	35	31	20	23
2	0 至 1 弯头自然衰减	无内衬方弯头，查表 7.4-5	—	—	3	6	6	4	3	3
3	传至 2 点处的气流噪声	不计直管段（1 至 2）（v=8m/s）自然衰减，即等于第 1 项	51	44	41	39	35	31	20	23
4	1 至 2 直管段气流噪声	$L_W=L_{WC}+50\lg v+10\lg S$，式（7.4-17）	40	39	38	37	36	35	32	25
5	2 点处气流噪声总和	3、4 两项噪声叠加	51	45	43	41	39	37	32	27
6	三通（2 至 3）自然衰减	$\Delta L_W=10\lg(S_1/S_2)$	9	9	9	9	9	9	9	9
7	传至 3 点处的气流噪声	5 项减 6 项	42	36	34	32	30	28	23	18
8	三通（2 至 3）气流噪声	$\Delta L_W=L_{WC}+10\lg f_+ +30\lg d_e+50\lg v_s$，式（7.4-19）	40	39	35	31	26	23	23	26
9	3 点处气流噪声总和	7、8 两项噪声叠加	44	41	38	35	32	29	26	27
10	（3 至 4）直管段自然衰减（v=4m/s）	查表 7.4-4，再乘 10m	1	1	2	2	3	3	3	3
11	传至 4 点处的气流噪声	9 项减 10 项	43	40	36	33	29	26	23	24
12	4 点处气流噪声总和	不计 3 至 4 段（v=4m/s）气流噪声，则等于第 11 项	43	40	36	33	29	26	23	24
13	送风口散流器自然衰减	ΔL_W 由图 7.4-7 查得（风口在平顶中部）	16	11	5	2	—	—	—	—
14	传至 5 点处的气流噪声	12 项减 13 项	27	29	31	31	29	26	23	24
15	送风口的气流噪声	式（7.4-22）	48	48	46	41	34	28	18	14
16	5 点处气流噪声总和	14、15 两项噪声叠加	48	48	46	41	35	30	24	24
17	房间自然衰减	$\Delta L_W=L_W-L_p=-10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2}+\frac{4}{R}\right)$（$r$=2m，$R$=20m²）	6	6	6	6	5	5	5	4
18	传至房间内气流噪声声压级	16 项减 17 项	42	42	40	35	30	25	19	19

（续）

项目序号	项目内容	计算方法	倍频带中心频率 / Hz							
			63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
19	房间允许噪声级	要求达到 $NR35$ 曲线	63	52	44	39	35	32	30	28
20	房间计算允许噪声级	19 项与 18 项能量之差	63	52	42	37	34	31	30	28
21	风机噪声	$L_w=L_{WC}+10\lg(QH^2)-20$ （$L_{WC}=19$）	82	81	80	75	70	65	61	54
22	传至送风口风机剩余噪声声功率级	21 项减（2+6+10+13）项	56	60	61	56	52	49	46	39
23	房间内风机剩余噪声声压级	22 项减 17 项	50	54	55	50	47	44	41	34
24	系统需设消声器的消声量	ΔL_p=23 项减 20 项	—	2	13	13	13	13	11	6

注：1. 表中 1 至 18 项为系统管路各部件的气流噪声和自然衰减的计算，如果 18 项（即传至房间内的气流噪声）大于 19 项（即房间内允许噪声级），则应停止计算。必须降低管道内流速，以减小气流噪声，否则消声器将起不到实际作用。

2. 如果房间允许噪声级较大（如 $NR\geq60$），管道内流速较低（如 $v\leq10$m/s），而声源风机噪声又较高（如 $L_w\geq90$dB），则一般可以不考虑气流噪声影响，计算表可以大为简化，即仅保留 2、6、10、13、17、19、21、22、23 和 24 等 10 项即可。

第 5 章　系列化消声器的设计

随着我国经济建设事业的飞速发展，大量工业、民用与公共建筑正在不断兴建，通风空调工程日益增多，对室内室外声环境的要求也越来越高，因此消声器的设计研究与应用也显得更为重要，尤其是系列化消声器产品的开发和生产，已成为我国环境保护产业中噪声与振动控制产品发展的一个重要方面。

早在 20 世纪 60 年代，我国就设计出用于通风空调系统的系列化消声器，并编制成通风空调系统的消声器标准图集，在国内得到了较多的应用，如 T701—1 型片式消声器系列、T701—2 型矿棉管式消声器系列、T701—3 型卡普隆纤维管式消声器系列、T701—4 型聚氨酯泡沫塑料管式消声器系列及 T701—5 型弧形声流式消声器系列等。到 20 世纪 70 年代初，又研制开发了适用于通风空调系统的 T701—6 型阻抗复合式消声器系列。由于采用了阻抗复合的结构形式，具有较高的宽频带消声性能和低的压力损失，规格品种多，适用风量范围大，因此二十多年来得到了非常广泛的应用，并取得了满意的使用效果。

随着噪声控制技术的不断发展，新型吸声材料的不断开发，其工艺上也对消声器研制提出了防火、防潮、防尘、耐气流冲刷、规格更齐全及配套性能更好等新的技术要求，因此又促进了系列化消声器的研制工作，先后开发设计出一批新的系列化消声器，并在工程中得到推广应用，如 ZP100 型阻性片式消声器系列、ZWA、ZWB 型弯头消声器系列、DZ 型装配式阻性片式消声器系列、ZKS 型阻性折板式消声器系列、NT 型微穿孔板消声器系列、WW 型微穿孔板弯头消声器系列，以及美国 IAC 公司的 LFS 型、LFM 型、LFL 型、S 型、L 型、ES 型、MS 型、ML 型、HS 型、HL 型等各种不同形式性能的阻性矩形消声器系列。

同样，随着环境保护事业的发展，对工业企业噪声污染的防治工作也得到了广泛的重视。为了有效地降低并控制各类鼓风机、罗茨风机、空压机、柴油发电机、各类排气放空等工业噪声污染，也相应研制设计了多种工业用空气动力设备配用的系列化消声器产品，如适用于中、高压鼓风机的 F 型、ZDL 型、P 型等消声器系列；适用于罗茨风机的 D 型、ZHZ—55 型消声器系列；适用于空压机进气的 K 型、XW 型、KZ 型消声器系列；适用于轴流排风机的 Z 型、ZTX 型消声器系列；适用于排气放空消声的 GUP 型、SH—XV 型等消声器系列；适用于地铁及隧道通风消声用的 SHX—DFL 型大风量片式消声器系列等。这些系列化消声器在工业及市政工程噪声控制工程中都起到了重要的作用。

5.1　系列化消声器的设计原则

为了使系列化消声器的设计更科学、更合理，既要有一定的声学性能和良好的空气动力性能，也要能满足使用工艺上的要求；既要有足够的力学结构性能，也要有合理的外形尺寸和体积大小。根据设计研究和工程应用的实践经验，提出了以下几点系列化消声器的设计原则：

1）在设计研制系列化消声器之前必须要通过调查和测量，充分收集和了解配用消声器的声源设备噪声强度、发声机理、传播途径、噪声的频谱特性、常用安装条件及其对环境产生的噪声污染程度等详细资料，然后合理确定系列化消声器声学性能和空气动力性能的设计技术指标。

2）合理确定系列化消声器的消声原理及结构形式方案，并使消声器的设计方案能满足以下条件：

① 系列化消声器的消声原理要同声源类别及噪声特性相适应；

② 系列化消声器的结构形式要同确定的声学及气动性能要求指标相适应；

③ 系列化消声器的吸声材料及吸声构造应与设计确定的消声及气动性能、通道内的气流速度及压力条件相适应；

④ 系列化消声器的有效通道截面大小及阻塞比应与消声器适用风量、风速相适应；

⑤ 系列化消声器的通道断面形状尺寸、外形尺寸及有效长度也应同声学与气动性能相适应。

3）合理确定消声器系列的规格分级，以满足不同声源设备的适用风量范围要求，常用系列化消声器的规格分级可由以下四种方法确定：

① 与声源设备规格单一对应的系列规格分级方法，如用于空压机的 K 型（共六种规格）进气消声器系列、罗茨风机的配套 D 型（共八种规格）和 ZHZ—55 型（共五种规格）消声器系列、C 型（共五种规格）柴油机的排气消声器系列等都采用此种分级方法；

② 与风管规格单一对应的系列规格分级方法，如用于通风空调系统的 ZP_{100} 型片式消声器系列、ZWA 型弯头消声器系列规格都是与标准风管规格一一对应的（各有 49 种规格），其配接性好，不需要加设变径管，使用较为方便；

③ 按一定的外型尺寸模数关系确定消声器系列的规格分级方法，如 IAC 公司用于空调系统的 LFS 型、S 型矩形消声器系列等宽、高以 150mm 或 300mm 为规格分级的模数，长度则以 300mm 为规格分级模数，各有数十种规格；

④ 按一定的风速和流量范围确定消声器系列规格分级的方法，如 T701—6 型（共有十种规格）阻抗复合式消声器系列、F 型（共有 2×11 种规格）高压风机配套消声器系列、ZDL 型（共有五种规格）中低压离心风机消声器系列、P 型（共有 2×8 种规格）圆盘式消声器系列等。按此种系列规格分段方法设计的每一种消声器均可因不同设计流速而适用于不同的风量条件，一般需要加设变径管后配接。

4）同一系列不同规格大小的消声器，其设计声学性能及空气动力性能应基本相同或在一定的允差范围之内，以满足使用要求。在系列化消声器设计中通常应采用以下技术措施：

① 同一系列不同规格阻性消声器的吸声层厚度、密度应保持一致；

② 同一系列不同规格阻性消声器的通道周长截面积比值即 P/S 值应基本相同；

③ 同一系列不同规格的抗性或阻抗复合式消声器的膨胀比、有效截频及长径比等技术参数应基本相同；

④ 为使同一系列不同规格消声器具有基本相同的空气动力性能，即阻力系数或压力损失基本相同，设计应使同一系列不同规格消声器的结构形式几何相似，而消声器内的气流速度基本一致。

5.2 系列化消声器的设计实例

系列化消声器一般均应由专业科研设计单位研制并通过正规的试验研究而成，然后由专业单位加工生产。多年来国内外已开发研制了多种配用于不同声源设备的系列化消声器产品，并在工程实践中得到广泛的应用，现介绍几种常用的系列化消声器设计实例如下。

5.2.1 T701—6 型通风空调系统消声器系列

结构形式：阻抗复合式（见本篇第 1 章图 7.1-46）。

主要用途：用于通风空调系统管路中降低中低压离心通风机噪声。

系列规格：共有十种大小规格，并按风速及适用风量范围分级（见前表 7.1-26）。

适用风量：在风速 6～10m/s 条件下，适用风量为 2000～50000m^3/h。

消声性能：低频 10dB/m，中频 10～20dB/m，高频 20～25dB/m（见表 7.5-1）。

气动性能：阻力系数 $\xi=0.4$（见第 1 章图 7.1-47）。

设计特点：

1）两种有效长度（1.6m 及 0.9m），使于运输及安装；

2）不同长度的二至三节抗性膨胀室串联内接及合理的插入内管，以改善消声频宽；

3）分割膨胀室，以提高有效上限截频；

4）用阻性消声片覆盖抗性内管不连续段，可显著改善气动性能。

T701—6 型系列化消声器已在国内外大量空调通风系统工程得到非常广泛的应用，由于设计研制时间较早，其用料及做法已需要作相应的调整，如只要将木龙骨改为轻钢龙骨、将超细玻璃棉改用离心玻璃棉（32kg / m^3），并在吸声层外加复穿孔金属板，即可满足继续使用的要求。

5.2.2　ZDL 型通风系统消声器系列

结构形式：矩形阻性片式（见图 7.5-1）。

主要用途：通风系统管道消声及工业鼓风机的管道消声。

系列规格：共有 15 种大小规格，按风速及风量范围分级（见表 7.5-2）。

表 7.5-1　T701—6 型 2#（1.6m 长）实测性能表

测试条件		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	A
替代空管（未装消声器）	静态	70	88	94.5	96.5	96.5	96	96	80	95
	5m/s	71	88.5	94.5	96.5	96.5	96	96	80	96
	10m/s	72	89	94.5	97	97	97	97	81.5	96.5
装 T701—6 型 2#消声器	静态	68	76	79	75	54	46.5	41	40	56
	5m/s	69	76	80	75.5	54.5	46.5	41.5	39	57
	10m/s	70	76	80.5	76	54.5	46.5	43	38.5	57.5
消声器（插入损失）	静态	2	12.0	15.5	21.5	42.5	49.5	55	40	39
	5m/s	2	12.5	14.5	21	42	49.5	54.5	41	39
	10m/s	2	13	14	21	42.5	50.5	54	43	39

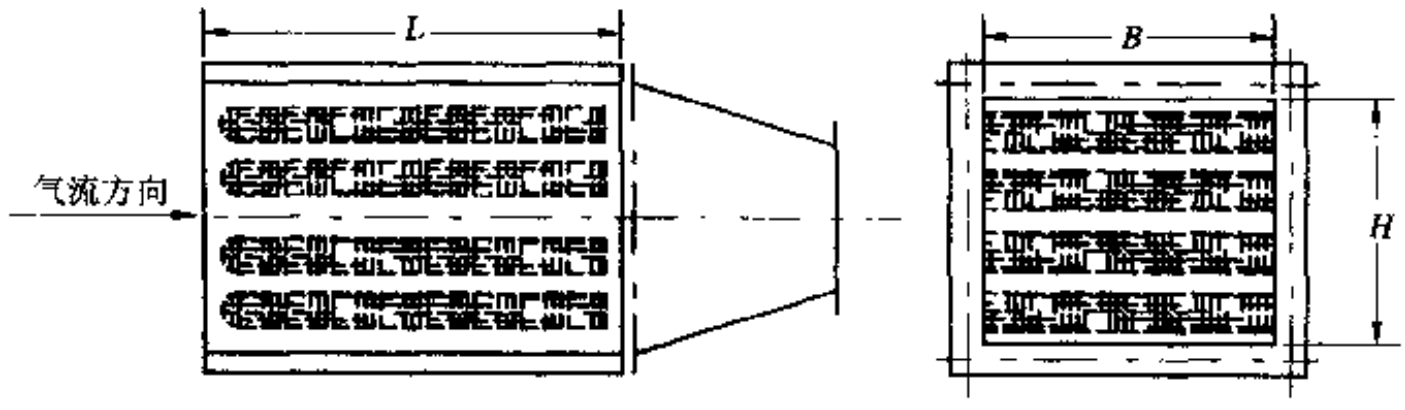


图 7.5-1　ZDL 型消声器系列结构形式图

表 7.5-2　ZDL 型消声器系列规格表

型号		外形尺寸 /mm（高×宽）	片数 z	通道数 n	通道面积 S / m^2	适用流量 /（m^3/h）		
						$v=3m/s$	$v=10m/s$	$v=25m/s$
1		450×400	2A	2	0.09	972	3240	8100
2	A	450×600	3A	3	0.135	1450	4860	12150
	B	450×600	3B	2	0.108	1166	3888	9720
3	A	450×720	4A	3	0.135	1450	4860	12150
	B	450×720	3B	3	0.162	1749	5832	14580

（续）

型号		外形尺寸/mm 高×宽	片数 z	通道数 n	通道面积 S/m²	适用流量/（m³/h）		
						v=3m/s	v=10m/s	v=25m/s
4	A	600×720	4A	3	0.180	1944	6488	16200
	B	600×720	3B	3	0.216	2333	7776	19440
5	A	900×720	4A	3	0.270	2916	9720	24300
	B	900×720	3B	3	0.324	3499	11664	29160
6	B	900×900	4B	3.5	0.378	4082	13608	34020
	C	900×900	3C	3	0.405	4374	14580	36450
7	B	900×1200	5B	5	0.540	5832	19440	48600
	C	900×1200	4C	4	0.540	5832	19440	48600
8	B	1200×1200	5B	5	0.720	7776	25920	64800
	C	1200×1200	4C	4	0.720	7776	25920	64800
9	B	1350×1350	6B	5	0.810	8748	29160	72900
	C	1350×1350	5C	4	0.810	8748	29160	72900
10	B	1350×1800	8B	7	1.134	12247	40824	102060
	C	1350×1800	6C	6	1.215	13122	43740	109350
11	B	1800×1800	8B	7	1.512	16329	54437	136092
	C	1800×1800	6C	6	1.620	17496	58320	145800
12		1800×2250	8C	7	1.890	20412	68040	170100
13		2250×2250	8C	7	2.363	25515	85050	212625
14		2250×2700	9C	9	3.037	32800	109350	273375
15		2700×3000	10C	10	4.050	43740	145300	364500

适用风量：在风速 3～25m/s 条件下，适用风量为 1944～364500m³/h。

消声性能：按不同长度可达 15～40dB（A）（见图 7.1-8）。

气动性能：阻力系数 $\xi=0.8$。

气流噪声：$L_{WA}=(-5\pm2)+60\lg v+10\lg s$

设计特点：

1）单节长度分为 1.0m 和 1.5m 两种，便于组合成不同长度；

2）消声片厚度分为 10cm（A 型）、12cm（B 型）和 15cm（C 型）三种，以适应不同消声特性要求。

5.2.3 DZ 型中低压离心风机消声器系列

结构形式：矩形装配式阻性片式（见图 7.5-2）。

主要用途：民用与工业系统用中低压离心通风机的管道消声。

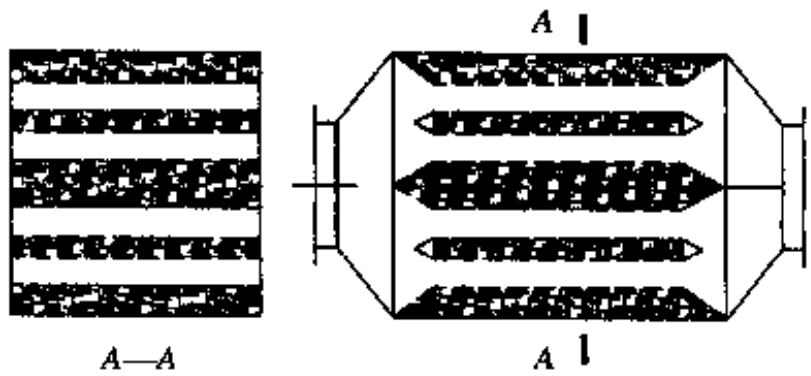


图 7.5-2 DZ 型消声器系列形式图

系列规格：共有 18 种大小规格，按风速及风量范围分级（见表 7.5-3）。

适用风量：在风速 3～12m/s 条件下，适用风量为 259～129600 m³/h。

消声性能：消声量可达 15～20dB（A）（见表 7.5-4）。

表 7.5-3　DZ 型消声器系列规格表

型　号	外型尺寸/mm			法兰尺寸/mm		适用风量/(m^3/h)					通道总面积/m^2
	宽 B	高 H	长 L	宽 b	高 h	3m/s	5m/s	8m/s	10m/s	12m/s	
DZ—50—1	450	160	1200	250	160	259	432	691	864	1025	0.024
DZ—50—2	550	200	1200	250	200	432	720	1152	1440	1728	0.04
DZ—50—3	550	300	1200	320	250	648	1080	1728	2160	2529	0.06
DZ—50—4	750	300	1200	400	200	972	1620	2592	3240	3888	0.09
DZ—50—5	750	500	1200	400	320	1620	2700	4320	5400	6480	0.15
DZ—100—6	1000	500	1500	500	400	2160	3600	5760	7200	8640	0.2
DZ—100—7	1200	500	1500	630	320	2700	4500	7200	9000	10800	0.25
DZ—100—8	1200	700	1500	630	500	3780	6300	10800	12600	15120	0.35
DZ—200—9	1400	800	2000	800	500	4753	7920	12672	15840	19008	0.44
DZ—200—10	1800	800	2000	1000	500	4753	7920	12672	15840	19008	0.56
DZ—200—11	1800	1000	2500	1000	630	7560	12600	20160	25200	30240	0.7
DZ—200—12	2200	1200	2500	1250	800	11016	18360	29376	36720	44064	1.02
DZ—200—13	2200	1500	2500	1250	1000	13770	22950	36720	45900	55080	1.175
DZ—400—14	2800	1250	3000	1600	1000	14904	24840	39774	49800	59760	1.38
DZ—400—15	2800	1500	3000	1600	1250	18630	31050	49680	62100	74520	1.725
DZ—400—16	3600	1250	3000	2000	1000	19440	32400	51800	64800	77760	1.8
DZ—400—17	3600	1500	3000	2000	1250	24300	40500	64800	81000	97200	2.25
DZ—400—18	3600	2000	3000	2000	1600	32400	54000	86400	10800	129600	3.0

表 7.5-4　DZ 型消声器系列实测性能表

测试条件		63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz	8000Hz	A（dB）
替代空管（未装消声器）	静态	71	88	86	95	88.5	85.5	74	53	90
	3m/s	71	87.5	85.5	95	88.5	85.5	74	54	90
	5m/s	71	88.5	86.5	96	89	86.5	75	55	90
	8m/s	71	88.5	85.5	96	89	86.5	75.5	55	90
装 DZ 型消声器（试件 6″）	静态	70	85	79	77	72.5	72	65	48	73
	3m/s	70	85	79.5	77.5	73.5	72.5	66	49	75
	5m/s	70	84.5	78.5	76.5	73	73	65	48	75
	8m/s	70	85	79	77.5	73	74	66	51	76
装 DZ 型消声器（试件 10″）	静态	70	84	78.5	75	64	56	56	43	68
	3m/s	70.5	85	79	76	64.5	56.5	55.5	42.5	68
	5m/s	69.5	84.5	80	76	64	56	55	40.5	68
	8m/s	70	84	78	75	64	56.5	55.5	43	68
6″消声量（插入损失）	静态	1	3	7	18	16	13.5	9	5.5	17
	3m/s	1	2.5	6	17.5	15	13	8	5	15
	5m/s	1	4	8	19.5	16	13.5	10	7	15
	8m/s	1	3.5	6.5	18.5	16	12.5	9	4	14
10″消声量（插入损失）	静态	1	4	7.5	20	24.5	29.5	18	10.5	22
	3m/s	0.5	2.5	6.5	19	24	29	18.5	11.5	22
	5m/s	1.5	4	6.5	20	25	30.5	20	14.5	22
	8m/s	1	4.5	7.5	21	25	30	20	12	22

注：6″ 消声器在三种风速下的实测压力损失为 10Pa、30Pa、40Pa。

10″ 消声器在三种风速下的实测压力损失为 10Pa、40Pa、60Pa。

气动性能：因阻塞比及消声片厚度不同，阻力系数 $\xi=0.7\sim2.0$。

气流噪声：$L_{WA}=(-5\pm2)+60\lg v+10\lg s$

设计特点：

1）工厂生产外壳、法兰、消声片及变径管，现场装配使用；

2）消声片厚度分 50mm、100mm、200mm 及 400mm 四种，其中 400mm 为中空消声片，以适应不同噪声特性要求；

3）改变传统角钢法兰，采用新型法兰条和法兰角按不同风管尺寸组装而成。

5.2.4 ZP_{100}型通风空调系统消声器系列

结构形式：矩形阻性片式（见图 7.5-3）。

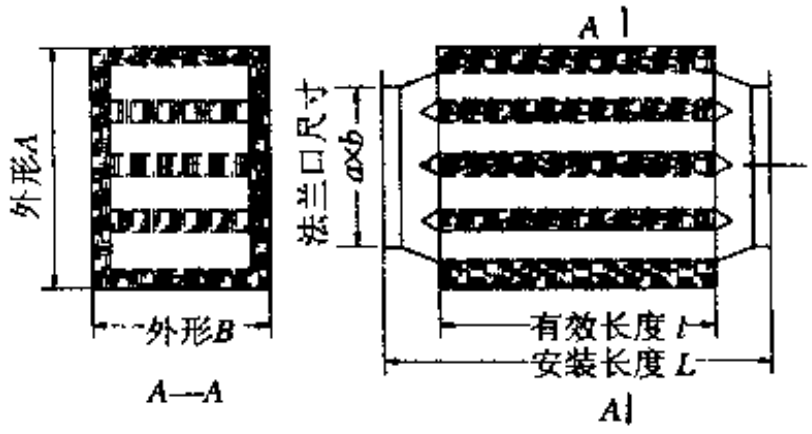


图 7.5-3 ZP_{100}型消声器系列结构形式图

主要用途：共有 49 种大小规格，按风管标准规格一一对应分级（见表 7.5-5）。

适用风量：在风速为 5～8m/s 条件下，适用风量为 720～90 000m^3/h。

消声性能：在单节有效长度为 1m 条件下，消声量为 15dB（A）（见图 7.5-4）。

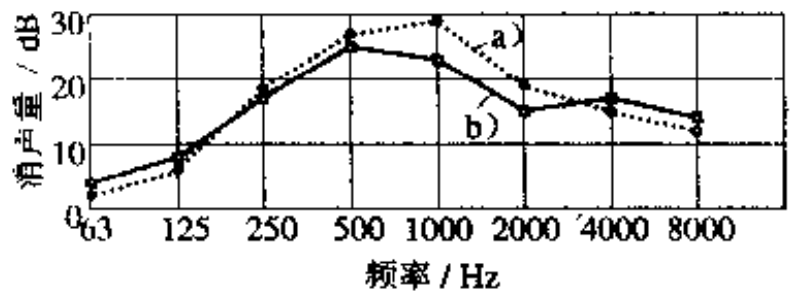


图 7.5-4 ZP_{100}型消声器系列实测消声性能

a）—ZP_{100}—10″实例性能 b）—ZP_{100}—15″实例性能

气动性能：在风速 5～10m/s 条件下，压力损失为 14～55Pa，$\xi=0.9$（见图 7.5-5）。

设计特点：

1）按风管标准规格系列一一对应设计消声器系列，因此 ZP_{100} 系列消声器与风管配套性好，规格齐全，使用安装方便；

2）消声片厚度统一取 100mm，单节有效长度均为 1m，系列消声特性基本一致。

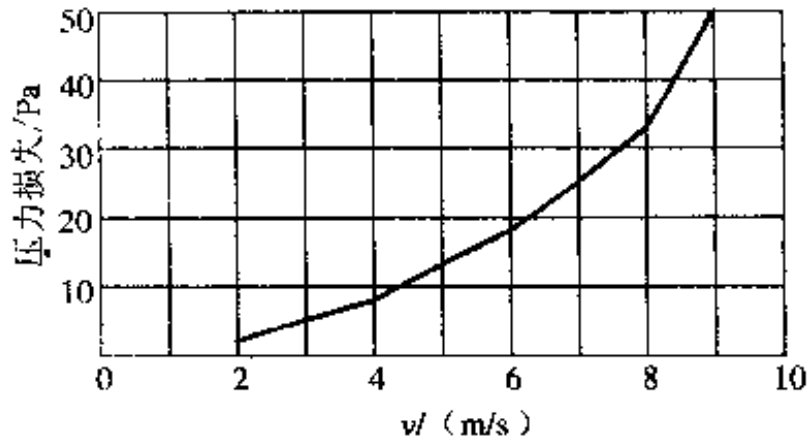


图 7.5-5 ZP_{100}型消声器系列实测气动性能

表 7.5-5 为 ZP_{100}型消声器系列规格表。

5.2.5 $ZWB_{50/100}$、$ZWA_{50/100}$型弯头消声器系列

结构形式：阻性弯头式，外形均为外方内圆的直角弯头，部分消声弯头内加设消声导流片（见前图 7.1-17）。

主要用途：用于空调通风系统中管道拐弯处的消声处理。

系列规格：各有 49 种大小不同规格，也按风管标准规格一一对应分级（见表 7.5-6、表 7.5-7）。

适用风量：在风速为 5～10m/s 条件下，适用风量为 720～90 000m^3/h。

消声性能：消声量≥10dB（A）（见前图 7.1-18 及表 7.5-8、表 7.5-9）。

气动性能：风速≤8m/s 条件下，压力损失≤40Pa。

设计特点：

1）按风管标准规格系列一一对应设计消声弯头系列，配套性好，规格齐全，使用安装方便；

2）50mm 及 100mm 两种不同吸声层厚度，可满足不同消声特性使用要求。

表 7.5-6 为 ZWB—50 弯头消声器系列规格表。

表 7.5-7 为 ZWA—50/100 弯头消声器系列规格表。

表 7.5-5　ZP_{100}型片式消声器参数表

序号	规格（法兰口尺寸/mm）	外表尺寸/mm			重量/kg	法兰接口尺寸/mm		流量/（m^3/h）							
		宽 A	高 B	长 L		a	b	$v=3m/s$ $\Delta p\leqslant10Pa$	$v=4m/s$ $\Delta p\leqslant15Pa$	$v=5m/s$ $\Delta p\leqslant20Pa$	$v=6m/s$ $\Delta p\leqslant22Pa$	$v=7m/s$ $\Delta p\leqslant27Pa$	$v=8m/s$ $\Delta p\leqslant35Pa$	$v=9m/s$ $\Delta p\leqslant40Pa$	$v=10m/s$ $\Delta p\leqslant55Pa$
1	ZP_{100}（250×160）	550	360	1300	25.8	250	160	432	576	720	864	1008	1152	1296	1440
2	ZP_{100}（250×200）	550	400	1300	48.0	250	200	540	720	900	1080	1260	1440	1620	1800
3	ZP_{100}（250×250）	550	450	1300	49.7	250	250	675	900	1125	1350	1575	1800	2025	2250
4	ZP_{100}（320×160）	620	360	1300	48.5	320	160	553	737	922	1105	1290	1474	1658	1844
5	ZP_{100}（320×200）	620	400	1300	51.0	320	200	691	922	1152	1382	1612	1843	2073	2304
6	ZP_{100}（320×250）	620	450	1300	54.5	320	250	864	1152	1440	1728	2016	2304	2592	2880
7	ZP_{100}（320×320）	620	520	1300	58.8	320	320	1106	1474	1840	2211	2580	2949	3317	3686
8	ZP_{100}（400×200）	700	400	1300	54.5	400	200	864	1152	1440	1728	2016	2304	2592	2880
9	ZP_{100}（400×250）	700	450	1300	57.9	400	250	1080	1440	1800	2160	2520	2880	3240	3600
10	ZP_{100}（400×320）	700	520	1300	62.4	400	320	1350	1800	2350	2700	3150	3600	4050	4500
11	ZP_{100}（400×400）	700	600	1300	67.6	400	400	1728	2314	2880	3456	4032	4628	5184	5760
12	ZP_{100}（500×200）	750	400	1300	57.2	500	200	1080	1440	1800	2160	2520	2880	3240	3600

（续）

序号	规格（法兰口尺寸/mm）	外表尺寸/mm			重量/kg	法兰接口尺寸/mm		流量/（m^3/h）							
		宽 A	高 B	长 L		a	b	$v=3m/s$ $\Delta p\leqslant 10Pa$	$v=4m/s$ $\Delta p\leqslant 15Pa$	$v=5m/s$ $\Delta p\leqslant 20Pa$	$v=6m/s$ $\Delta p\leqslant 22Pa$	$v=7m/s$ $\Delta p\leqslant 27Pa$	$v=8m/s$ $\Delta p\leqslant 35Pa$	$v=9m/s$ $\Delta p\leqslant 40Pa$	$v=10m/s$ $\Delta p\leqslant 55Pa$
13	ZP_{100}（500×250）	750	450	1300	62.3	500	250	1350	1800	2250	2700	3150	3600	4050	4500
14	ZP_{100}（500×320）	750	520	1300	68.9	500	320	1728	2304	2880	3456	4032	4608	5184	5760
15	ZP_{100}（500×400）	750	600	1300	70.0	500	400	2160	2880	3600	4320	5040	5760	6480	7200
16	ZP_{100}（500×500）	750	700	1300	76.3	500	500	2700	3600	4500	5400	6700	7200	8100	9000
17①	ZP_{100}（630×200）	970	410	1450	76.3	630	200	1361	1814	2260	2721	3175	3628	4082	4536
18	ZP_{100}（630×250）	970	460	1450	79.7	630	250	1701	2268	2830	3402	3969	4536	5103	5670
19	ZP_{100}（630×320）	970	536	1450	85.3	630	320	2177	2903	3620	4354	5080	5806	6531	7258
20	ZP_{100}（630×400）	970	620	1450	92.3	630	400	2721	3628	4530	5443	6350	7257	8104	9072
21	ZP_{100}（630×500）	970	720	1450	100.6	630	500	3402	4536	5670	6804	7538	9072	10206	11340
22	ZP_{100}（630×630）	970	860	1450	112.6	630	630	4286	5715	7140	8575	10002	11430	12859	14288
23①	ZP_{100}（800×250）	1075	470	1450	91.3	800	250	2160	2880	3600	4320	5040	5760	6480	7200
24	ZP_{100}（800×320）	1075	550	1450	97.7	800	320	2808	3686	4600	5616	6552	7372	8424	9216

（续）

序号	规格（法兰口尺寸/mm）	外表尺寸/mm			重量/kg	法兰接口尺寸/mm		流量/（m^3/h）							
		宽 A	高 B	长 L		a	b	$v=3m/s$ $\Delta p\leqslant 10Pa$	$v=4m/s$ $\Delta p\leqslant 15Pa$	$v=5m/s$ $\Delta p\leqslant 20Pa$	$v=6m/s$ $\Delta p\leqslant 22Pa$	$v=7m/s$ $\Delta p\leqslant 27Pa$	$v=8m/s$ $\Delta p\leqslant 35Pa$	$v=9m/s$ $\Delta p\leqslant 40Pa$	$v=10m/s$ $\Delta p\leqslant 55Pa$
25	ZP_{100}（800×400）	1075	620	1450	104.7	800	400	3456	4608	5760	6912	8064	9216	10368	11520
26	ZP_{100}（800×500）	1150	730	1450	120.6	800	500	4320	5760	7200	8640	10800	11520	12960	14400
27	ZP_{100}（800×630）	1150	900	1450	143.7	800	630	5400	7200	9072	10800	12600	14400	16200	18000
28	ZP_{100}（800×800）	1150	1050	1450	162.1	800	800	6912	9216	11520	13824	16128	18432	20736	23040
29	ZP_{100}（1000×250）	1425	500	1600	129.8	1000	250	2700	3600	4500	5400	6300	7200	8100	9000
30	ZP_{100}（1000×320）	1425	550	1600	141.0	1000	320	3456	4608	5760	6912	8064	9216	10368	11520
31	ZP_{100}（1000×400）	1425	650	1600	149.6	1000	400	4320	5760	7200	8640	10086	11520	12960	14400
32	ZP_{100}（1000×500）	1450	750	1600	166.5	1000	500	5400	7200	9072	10800	12600	14400	16200	18000
33	ZP_{100}（1000×630）	1450	900	1600	184.1	1000	630	6814	9072	11340	13628	15876	18144	20412	22680
34	ZP_{100}（1000×800）	1450	1050	1600	213.1	1000	800	8640	11520	14400	17280	20160	23040	25920	28800
35	ZP_{100}（1000×1000）	1450	1300	1600	233.0	1000	1000	10800	14400	18000	21600	25200	28800	32400	36000
36①	ZP_{100}（1250×320）	1500	600	1600	147.4	1250	320	4320	5760	7200	8640	10800	11520	12960	14400

（续）

序号	规格（法兰口尺寸/mm）	外表尺寸/mm			重量/kg	法兰接口尺寸/mm		流量/（m^3/h）							
		宽 A	高 B	长 L		a	b	$v=3m/s$ $\Delta p\leqslant 10Pa$	$v=4m/s$ $\Delta p\leqslant 15Pa$	$v=5m/s$ $\Delta p\leqslant 20Pa$	$v=6m/s$ $\Delta p\leqslant 22Pa$	$v=7m/s$ $\Delta p\leqslant 27Pa$	$v=8m/s$ $\Delta p\leqslant 35Pa$	$v=9m/s$ $\Delta p\leqslant 40Pa$	$v=10m/s$ $\Delta p\leqslant 55Pa$
37	ZP_{100}（1250×400）	1500	700	1600	158.6	1250	400	5400	7200	9000	10800	12600	14400	16200	18000
38	ZP_{100}（1250×500）	1500	850	1600	173.2	1250	500	6750	9000	11250	13500	15750	18000	20250	22500
39	ZP_{100}（1250×630）	1500	950	1600	189.6	1250	630	8505	11340	14175	17010	19845	22680	25515	28350
40	ZP_{100}（1250×800）	1500	1150	1600	220.2	1250	800	10800	14400	18000	21600	25200	28800	32400	36000
41	ZP_{100}（1250×1000）	1500	1400	1600	247.8	1250	1000	13500	18000	22500	27000	31500	36000	40500	45000
42	ZP_{100}（1600×500）	1990	800	1600	218.7	1600	500	8640	11520	14400	17280	20160	23040	25920	28800
43	ZP_{100}（1600×630）	1990	950	1600	241.7	1600	630	10886	14515	18144	21773	25400	29030	32659	36290
44	ZP_{100}（1600×800）	1990	1120	1600	280.3	1600	800	13824	18432	23040	27648	32256	36864	41472	46080
45	ZP_{100}（1600×1000）	1990	1350	1600	315.6	1600	1000	17280	23040	28800	34560	40320	46080	51840	57600
46	ZP_{100}（1600×1250）	1990	1620	1600	356.2	1600	1250	21600	28800	36000	43200	50400	57600	64800	72000
47	ZP_{100}（2000×800）	2420	1120	1600	344.1	2000	800	17280	23040	28800	34560	40320	46080	51840	57600
48	ZP_{100}（2000×1000）	2420	1350	1600	363.2	2000	1000	21600	28800	36000	43200	50400	57600	64800	72000
49	ZP_{100}（2000×1250）	2420	1580	1600	412.2	2000	1250	27000	36000	45000	54000	63000	72000	81000	90000

① 为适应低空间的需要而增加的非标准风管消声器。

表 7.5-6　ZWA_{50}型消声弯管参数表

序号	规　格	外表尺寸/mm			重量/kg	法兰接口尺寸/mm		流　量/(m^3/h)							
		宽 A	高 B	长 L		a	b	v=3m/s Δp≤10Pa	v=4m/s Δp≤15Pa	v=5m/s Δp≤20Pa	v=6m/s Δp≤22Pa	v=7m/s Δp≤27Pa	v=8m/s Δp≤35Pa	v=9m/s Δp≤40Pa	v=10m/s Δp≤55Pa
1	ZWA_{50}（250×160）	630	260	630	20.6	250	160	432	576	720	864	1008	1152	1296	1440
2	ZWA_{50}（250×200）	630	300	630	21.4	250	200	540	720	900	1080	1260	1440	1620	1800
3	ZWA_{50}（250×250）	630	350	630	23.6	250	250	675	900	1125	1350	1575	1800	2025	2250
4	ZWA_{50}（320×160）	770	260	770	26.5	320	160	553	737	922	1105	1290	1474	1658	1844
5	ZWA_{50}（320×200）	770	300	770	33.1	320	200	691	922	1152	1382	1612	1843	2073	2304
6	ZWA_{50}（320×250）	770	350	770	36.6	320	250	864	1152	1440	1728	2016	2304	2592	2880
7	ZWA_{50}（320×320）	770	420	770	37.6	320	320	1106	1474	1840	2211	2580	2949	3317	3686
8	ZWA_{50}（400×200）	930	300	930	40.7	400	200	864	1152	1440	1728	2016	2304	2592	2880
9	ZWA_{50}（400×250）	930	350	930	42.8	400	250	1080	1440	1800	2160	2520	2880	3240	3600
10	ZWA_{50}（400×320）	930	420	930	43.2	400	320	1350	1800	2350	2700	3150	3600	4050	4500
11	ZWA_{50}（400×400）	930	500	930	46.5	400	400	1728	2314	2880	3456	4032	4628	5184	5760
12	ZWA_{50}（500×200）	1130	300	1130	45.0	500	200	1080	1440	1800	2160	2520	2880	3240	3600

（续）

序号	规 格	外表尺寸/mm			重量/kg	法兰接口尺寸/mm		流 量/（m^3/h）							
		宽 A	高 B	长 L		a	b	$v=3m/s$ $\Delta p\leqslant 10Pa$	$v=4m/s$ $\Delta p\leqslant 15Pa$	$v=5m/s$ $\Delta p\leqslant 20Pa$	$v=6m/s$ $\Delta p\leqslant 22Pa$	$v=7m/s$ $\Delta p\leqslant 27Pa$	$v=8m/s$ $\Delta p\leqslant 35Pa$	$v=9m/s$ $\Delta p\leqslant 40Pa$	$v=10m/s$ $\Delta p\leqslant 55Pa$
13	ZWA_{50}（500×250）	1130	350	1130	47.6	500	250	1350	1800	2250	2700	3150	3600	4050	4500
14	ZWA_{50}（500×320）	1130	420	1130	50.3	500	320	1728	2304	2880	3456	4032	4608	5184	5760
15	ZWA_{50}（500×400）	1130	500	1130	57.1	500	400	2160	2880	3600	4320	5040	5760	6480	7200
16	ZWA_{50}（500×500）	1130	600	1130	63.9	500	500	2700	3600	4500	5400	6700	7200	8100	9000
17*	ZWA_{50}（630×200）	1390	300	1390	70.2	630	200	1361	1814	2260	2721	3175	3628	4082	4536
18	ZWA_{50}（630×250）	1390	350	1390	82..0	630	250	1701	2268	2830	3402	3969	4536	3240051 03	5670
19	ZWA_{50}（630×320）	1390	420	1390	86.7	630	320	2177	2903	3620	4354	5080	5806	6531	7258
20	ZWA_{50}（630×400）	1390	500	1390	91.7	630	400	2721	3628	4530	5443	6350	7257	8104	9072
21	ZWA_{50}（630×500）	1390	600	1390	94.4	630	500	3402	4536	5670	6804	7538	9072	10206	11340
22	ZWA_{50}（630×630）	1390	730	1390	103.0	630	630	4286	5715	7140	8575	10002	11430	12859	14288
23①	ZWA_{50}（800×250）	1730	350	1730	111.0	800	250	2160	2880	3600	4320	5040	5760	6480	7200
24	ZWA_{50}（800×320）	1730	420	1730	121.8	800	320	2808	3686	4600	5616	6552	7372	8424	9216

（续）

序号	规格	外表尺寸/mm			重量/kg	法兰接口尺寸/mm		流量/（m^3/h）							
		宽 A	高 B	长 L		a	b	$v=3m/s$ $\Delta p\leqslant 10Pa$	$v=4m/s$ $\Delta p\leqslant 15Pa$	$v=5m/s$ $\Delta p\leqslant 20Pa$	$v=6m/s$ $\Delta p\leqslant 22Pa$	$v=7m/s$ $\Delta p\leqslant 27Pa$	$v=8m/s$ $\Delta p\leqslant 35Pa$	$v=9m/s$ $\Delta p\leqslant 40Pa$	$v=10m/s$ $\Delta p\leqslant 55Pa$
25	ZWA_{50}（800×400）	1730	500	1730	132.7	800	400	3456	4608	5760	6912	8064	9216	10368	11520
26	ZWA_{50}（800×500）	1730	600	1730	143.6	800	500	4320	5760	7200	8640	10800	11520	12960	14400
27	ZWA_{50}（800×630）	1730	730	1730	154.5	800	630	5400	7200	9072	10800	12600	14400	16200	18000
28	ZWA_{50}（800×800）	1730	900	1730	165.4	800	800	6912	9216	11520	13824	16128	18432	20736	23040
29①	ZWA_{50}（1000×250）	2130	350	2130	162.0	1000	250	2700	3600	4500	5400	6300	7200	8100	9000
30	ZWA_{50}（1000×320）	2130	420	2130	170.0	1000	320	3456	4608	5760	6912	8064	9216	10368	11520
31	ZWA_{50}（1000×400）	2130	500	2130	179.8	1000	400	4320	5760	7200	8640	10086	11520	12960	14400
32	ZWA_{50}（1000×500）	2130	600	2130	189.7	1000	500	5400	7200	9072	10800	12600	14400	16200	18000
33	ZWA_{50}（1000×630）	2130	730	2130	199.0	1000	630	6814	9072	11340	13628	15876	18144	20412	22680
34	ZWA_{50}（1000×800）	2130	900	2130	225.4	1000	800	8640	11520	14400	17280	20160	23040	25920	28800
35	ZWA_{50}（1000×1000）	2130	1100	2130	251.4	1000	1000	10800	14400	18000	21600	25200	28800	32400	36000
36①	ZWA_{50}（1250×320）	2630	420	2630	243.8	1250	320	4320	5760	7200	8640	10800	11520	12960	14400

（续）

序号	规格	外表尺寸/mm			重量/kg	法兰接口尺寸/mm		流量/（m^3/h）							
		宽 A	高 B	长 L		a	b	$v=3m/s$ $\Delta p\leqslant 10Pa$	$v=4m/s$ $\Delta p\leqslant 15Pa$	$v=5m/s$ $\Delta p\leqslant 20Pa$	$v=6m/s$ $\Delta p\leqslant 22Pa$	$v=7m/s$ $\Delta p\leqslant 27Pa$	$v=8m/s$ $\Delta p\leqslant 35Pa$	$v=9m/s$ $\Delta p\leqslant 40Pa$	$v=10m/s$ $\Delta p\leqslant 55Pa$
37	ZWA_{50}（1250×400）	2630	500	2630	259.7	1250	400	5400	7200	9000	10800	12600	14400	16200	18000
38	ZWA_{50}（1250×500）	2630	600	2630	271.0	1250	500	6750	9000	11250	13500	15750	18000	20250	22500
39	ZWA_{50}（1250×630）	2630	730	2630	296.2	1250	630	8505	11340	14175	17010	19845	22680	25515	28350
40	ZWA_{50}（1250×800）	2630	900	2630	320.1	1250	800	10800	14400	18000	21600	25200	28800	32400	36000
41	ZWA_{50}（1250×1000）	2630	1100	2630	340.7	1250	1000	13500	18000	22500	27000	31500	36000	40500	45000
42	ZWA_{50}（1600×500）	3330	600	3330	382.2	1600	500	8640	11520	14400	17280	20160	23040	25920	28800
43	ZWA_{50}（1600×630）	3330	730	3330	421.3	1600	630	10886	14515	18144	21773	25400	29030	32659	36290
44	ZWA_{50}（1600×800）	3330	900	3330	459.6	1600	800	13824	18432	23040	27648	32256	36864	41472	46080
45	ZWA_{50}（1600×1000）	3330	1100	3330	493.9	1600	1000	17280	23040	28800	34560	40320	46080	51840	57600
46	ZWA_{50}（1600×1250）	3330	1350	3330	528.3	1600	1250	21600	28800	36000	43200	50400	57600	64800	72000
47	ZWA_{50}（2000×800）	4130	900	4130	650.8	2000	800	17280	23040	28800	34560	40320	46080	51840	57600
48	ZWA_{50}（2000×1000）	4130	1100	4130	704.9	2000	1000	21600	28800	36000	43200	50400	57600	64800	72000
49	ZWA_{50}（2000×1250）	4130	1350	4130	759.1	2000	1250	27000	36000	45000	54000	63000	72000	81000	90000

① 为适应低空间的需要而增加的非标准风管消声器。

表 7.5-7　ZWB_{50} 型消声弯管参数表

序号	规　格	外表尺寸 /mm			重量 /kg	法兰接口尺寸 /mm		流　量 /（m^3/h）							
		宽 A	高 B	长 L		a	b	$v=3m/s$ $\Delta p\leqslant 10Pa$	$v=4m/s$ $\Delta p\leqslant 15Pa$	$v=5m/s$ $\Delta p\leqslant 20Pa$	$v=6m/s$ $\Delta p\leqslant 22Pa$	$v=7m/s$ $\Delta p\leqslant 27Pa$	$v=8m/s$ $\Delta p\leqslant 35Pa$	$v=9m/s$ $\Delta p\leqslant 40Pa$	$v=10m/s$ $\Delta p\leqslant 55Pa$
1	ZWB_{50}（250×160）	350	415	665	16.0	250	160	432	576	720	864	1008	1152	1296	1440
2	ZWB_{50}（250×200）	350	455	705	17.2	250	200	540	720	900	1080	1260	1440	1620	1800
3	ZWB_{50}（250×250）	350	505	755	18.3	250	250	675	900	1125	1350	1575	1800	2025	2250
4	ZWB_{50}（320×160）	420	450	770	20.1	320	160	553	737	922	1105	1290	1474	1658	1844
5	ZWB_{50}（320×200）	420	490	810	22.0	320	200	691	922	1152	1382	1612	1843	2073	2304
6	ZWB_{50}（320×250）	420	540	860	22.6	320	250	864	1152	1440	1728	2016	2304	2592	2880
7	ZWB_{50}（320×320）	420	610	930	23.5	320	320	1106	1474	1840	2211	2580	2949	3317	3686
8	ZWB_{50}（400×200）	500	530	930	29.3	400	200	864	1152	1440	1728	2016	2304	2592	2880
9	ZWB_{50}（400×250）	500	580	980	32.1	400	250	1080	1440	1800	2160	2520	2880	3240	3600
10	ZWB_{50}（400×320）	500	650	1050	35.2	400	320	1350	1800	2350	2700	3150	3600	4050	4500
11	ZWB_{50}（400×400）	500	730	1130	38.5	400	400	1728	2314	2880	3456	4032	4628	5184	5760
12	ZWB_{50}（500×200）	600	580	1080	37.6	500	200	1080	1440	1800	2160	2520	2880	3240	3600

（续）

序号	规 格	外表尺寸 /mm			重量 /kg	法兰接口尺寸 /mm		流 量 /（m^3/h）							
		宽 A	高 B	长 L		a	b	$v=3m/s$ $\Delta p\leqslant 10Pa$	$v=4m/s$ $\Delta p\leqslant 15Pa$	$v=5m/s$ $\Delta p\leqslant 20Pa$	$v=6m/s$ $\Delta p\leqslant 22Pa$	$v=7m/s$ $\Delta p\leqslant 27Pa$	$v=8m/s$ $\Delta p\leqslant 35Pa$	$v=9m/s$ $\Delta p\leqslant 40Pa$	$v=10m/s$ $\Delta p\leqslant 55Pa$
13	ZWB_{50}（500×250）	600	630	1130	40.8	500	250	1350	1800	2250	2700	3150	3600	4050	4500
14	ZWB_{50}（500×320）	600	700	1200	42.4	500	320	1728	2304	2880	3456	4032	4608	5184	5760
15	ZWB_{50}（500×400）	600	780	1280	50.5	500	400	2160	2880	3600	4320	5040	5760	6480	7200
16	ZWB_{50}（500×500）	600	880	1380	59.5	500	500	2700	3600	4500	5400	6700	7200	8100	9000
17[2]	ZWB_{50}（630×200）	730	645	1275	48.3	630	200	1361	1814	2260	2721	3175	3628	4082	4536
18	ZWB_{50}（630×250）	730	695	1325	52.0	630	250	1701	2268	2830	3402	3969	4536	5103	5670
19	ZWB_{50}（630×320）	730	765	1395	57.3	630	320	2177	2903	3620	4354	5080	5806	6531	7258
20	ZWB_{50}（630×400）	730	845	1475	65.9	630	400	2721	3628	4530	5443	6350	7257	8104	9072
21	ZWB_{50}（630×500）	730	945	1575	75.8	630	500	3402	4536	5670	6804	7538	9072	10206	11340
22	ZWB_{50}（630×630）	730	1075	1705	90.1	630	630	4286	5715	7140	8575	10002	11430	12859	14288
23[2]	ZWB_{50}（800×250）	900	810	1580	75.3	800	250	2160	2880	3600	4320	5040	5760	6480	7200
24	ZWB_{50}（800×320）	900	850	1650	81.3	800	320	2808	3686	4600	5616	6552	7372	8424	9216

（续）

序号	规　格	外表尺寸 /mm			重量 /kg	法兰接口尺寸 /mm		流　量 /（m^3/h）							
		宽 A	高 B	长 L		a	b	$v=3m/s$ $\Delta p\leqslant10Pa$	$v=4m/s$ $\Delta p\leqslant15Pa$	$v=5m/s$ $\Delta p\leqslant20Pa$	$v=6m/s$ $\Delta p\leqslant22Pa$	$v=7m/s$ $\Delta p\leqslant27Pa$	$v=8m/s$ $\Delta p\leqslant35Pa$	$v=9m/s$ $\Delta p\leqslant40Pa$	$v=10m/s$ $\Delta p\leqslant55Pa$
25	ZWB_{50}（800×400）	900	930	1730	88.9	800	400	3456	4608	5760	6912	8064	9216	10368	11520
26	ZWB_{50}（800×500）	900	1030	1830	99.4	800	500	4320	5760	7200	8640	10800	11520	12960	14400
27	ZWB_{50}（800×630）	900	1160	1960	114.7	800	630	5400	7200	9072	10800	12600	14400	16200	18000
28	ZWB_{50}（800×800）	900	1330	2130	138.5	800	800	6912	9216	11520	13824	16128	18432	20736	23040
29	ZWB_{50}（1000×250）	1100	880	1880	103.5	1000	250	2700	3600	4500	5400	6300	7200	8100	9000
30	ZWB_{50}（1000×320）	1100	950	1950	110.3	1000	320	3456	4608	5760	6912	8064	9216	10368	11520
31	ZWB_{50}（1000×400）	1100	1030	2030	118.7	1000	400	4320	5760	7200	8640	10086	11520	12960	14400
32	ZWB_{50}（1000×500）	1100	1130	2130	130.3	1000	500	5400	7200	9072	10800	12600	14400	16200	18000
33	ZWB_{50}（1000×630）	1100	1260	2260	147.0	1000	630	6814	9072	11340	13628	15876	18144	20412	22680
34	ZWB_{50}（1000×800）	1100	1430	2430	171.5	1000	800	8640	11520	14400	17280	20160	23040	25920	28800
35	ZWB_{50}（1000×1000）	1100	1630	2630	204.5	1000	1000	10800	14400	18000	21600	25200	28800	32400	36000
36[C]	ZWB_{50}（1250×320）	1350	1075	2325	152.4	1250	320	4320	5760	7200	8640	10800	11520	12960	14400

（续）

序号	规格	外表尺寸/mm			重量/kg	法兰接口尺寸/mm		流量/（m^3/h）							
		宽 A	高 B	长 L		a	b	$v=3m/s$ $\Delta p\leqslant10Pa$	$v=4m/s$ $\Delta p\leqslant15Pa$	$v=5m/s$ $\Delta p\leqslant20Pa$	$v=6m/s$ $\Delta p\leqslant22Pa$	$v=7m/s$ $\Delta p\leqslant27Pa$	$v=8m/s$ $\Delta p\leqslant35Pa$	$v=9m/s$ $\Delta p\leqslant40Pa$	$v=10m/s$ $\Delta p\leqslant55Pa$
37	ZWB_{50}（1250×400）	1350	1155	2405	162.5	1250	400	5400	7200	9000	10800	12600	14400	16200	18000
38	ZWB_{50}（1250×500）	1350	1255	2505	176.1	1250	500	6750	9000	11250	13500	15750	18000	20250	22500
39	ZWB_{50}（1250×630）	1350	1385	2635	195.4	1250	630	8505	11340	14175	17010	19845	22680	25515	28350
40	ZWB_{50}（1250×800）	1350	1555	2805	223.6	1250	800	10800	14400	18000	21600	25200	28800	32400	36000
41	ZWB_{50}（1250×1000）	1350	1755	3005	260.6	1250	1000	13500	18000	22500	27000	31500	36000	40500	45000
42	ZWB_{50}（1600×500）	1700	1430	3030	287.0	1600	500	8640	11520	14400	17280	20160	23040	25920	28800
43	ZWB_{50}（1600×630）	1700	1560	3160	313.2	1600	630	10886	14515	18144	21773	25400	29030	32659	36290
44	ZWB_{50}（1600×800）	1700	1730	3330	348.2	1600	800	13824	18432	23040	27648	32256	36864	41472	46080
45	ZWB_{50}（1600×1000）	1700	1930	3530	391.5	1600	1000	17280	23040	28800	34560	40320	46080	51840	57600
46	ZWB_{50}（1600×1250）	1700	2180	3780	449.1	1600	1250	21600	28800	36000	43200	50400	57600	64800	72000
47	ZWB_{50}（2000×800）	2100	1930	3930	481.5	2000	800	17280	23040	28800	34560	40320	46080	51840	57600
48	ZWB_{50}（2000×1000）	2100	2130	4130	532.7	2000	1000	21600	28800	36000	43200	50400	57600	64800	72000
49	ZWB_{50}（2000×1250）	2100	2380	4380	598.9	2000	1250	27000	36000	45000	54000	63000	72000	81000	90000

① 为适应低空间的需要而增加的非标准风管消声器。

表 7.5-8　ZWB_{50} 型（630mm×320mm）弯头消声器实测性能表　　（单位：dB）

测试条件		63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1 000Hz	2 000Hz	4 000Hz	8 000Hz	A / dB
替代空管	静态	67	84	85	98	88.5	90	78.5	59.5	89
	3m/s	67.5	84	85.5	98	88	90.5	78.5	59.5	89.5
	5m/s	67.5	84	85.5	98	88	90.5	78.5	60	90
	8m/s	68.5	84	85	98	88.5	91	79	60	90
装消声弯头	静态	60	76	70	82	76	81	71	52.5	80
	3m/s	61	76	70	82	76	81.5	71.5	52	80
	5m/s	61	76.5	70	82.5	76.5	81.5	71	51.5	80
	8m/s	62	76	70	82.5	76	81.5	70.5	51	80
消声量	静态	7	8	15	16	12.5	9	7.5	7	9
	3m/s	6.5	8	15.5	16	12	9	7	7.5	9.5
	5m/s	6.5	7.5	15.5	15.5	11.5	9	7.5	8.5	10
	8m/s	6.5	8	15	15.5	12.5	9.5	8.5	9	10

表 7.5-9　ZWB_{50} 型（400mm×400mm）弯头消声器实测性能表　　（单位：dB）

测试条件		63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz	8000Hz	A/dB
替代空管	静态	61.5	74.5	84.5	94	95	93.5	90	81.5	98
	3m/s	61	74	84.5	93.5	95	93	90.5	81	98
	6m/s	61	73.5	84.5	93.5	95	93.5	90.5	80.5	98
	9m/s	61.5	74	84.5	93.5	95	93.5	90.5	80.5	98
装消声弯头	静态	58	70	78	75	76	81.5	80.5	74	85
	3m/s	58	70	78	75	76	81.5	81	74	85
	6m/s	58.5	69.5	78	75	76	81.5	81	73.5	85
	9m/s	59	69.5	77.5	75	76	81.5	80.5	73.5	85
消声量	静态	3.5	4.5	6.5	19	19	12	9.5	7.5	13
	3m/s	3	4	6.5	18.5	19	11.5	9.5	7	13
	6m/s	2.5	4	6.5	18.5	19	12	9.5	7	13
	9m/s	2.5	4.5	7	18.5	19	12	10	7	13

5.2.6　ZKS 型通风空调系统消声器系列

结构形式：矩形阻性折板式（见图 7.1-13）。

主要用途：用于通风空调系统管道消声处理。

系列规格：共有八种大小规格，按风速及风量范围分级（见表 7.1-7）。

适用风量：在风速 3～8m / s 条件下，适用风量为 2 430～55 000m^3 / h。

消声性能：在单节长度约为 0.9m 条件下，消声量为 15～20dB（A）（见表 7.1-8）。

气动性能：在单节长度为 0.9m、流速在

3～8m/s的条件下，压力损失为4～38Pa（见表7.1-8）。

设计特点：

1）将消声片设计成一定角度的弯折形，增加声波与吸声片接触的机会，提高消声效果；

2）片厚（10cm）、片距（15cm）均相同，阻塞比均为0.4，使同系列不同大小规格消声器性能保持一致；

3）吸声片的护面层为玻璃布加镀锌铁丝网，加工简单，但增加一些摩擦阻力。

5.2.7 LFS型消声器系列（IAC公司）

结构形式：矩形阻性厚片式（见图7.5-6）。

主要用途：主要用于空调通风系统管道消声处理。

系列规格：共有四种长度（0.9m、1.5m、2.1m和3.0m）各17种不同大小规格，并按风速及风量分级（见表7.5-10）。

适用风量：在消声器入口截面积为0.09～1.44m²、相应入口截面处的流速为1.5～7.5m/s条件下，适用风量范围为489～39054m³/h（见表7.5-10）。

消声性能：0.9m长单节消声量中高频可达15～25dB，详见图7.5-7及表7.5-11。

气动性能：0.9m长单节消声器压力损失在入口风速为1.5～7.5m/s条件下为12.5～312.5Pa，详见表7.5-10。

气流再生噪声：详见表7.5-12。

设计特点：

1）不同规格消声器宽、高尺寸基本以150mm、300mm为模数，长度有900mm、1500mm、2100mm及3000mm等多种规格，并且还可组合成其他各种截面规格，能适应更广的使用要求；

2）采用厚的吸声片和大于0.5的阻塞比，显著改善了低中频消声效果；

3）由于消声器阻塞比较大，消声器内有效气流通道截面小于入口截面，使消声器内实际流速显著大于消声器入口及出口截面处流速，因此使此消声器的压力损失相对较大。

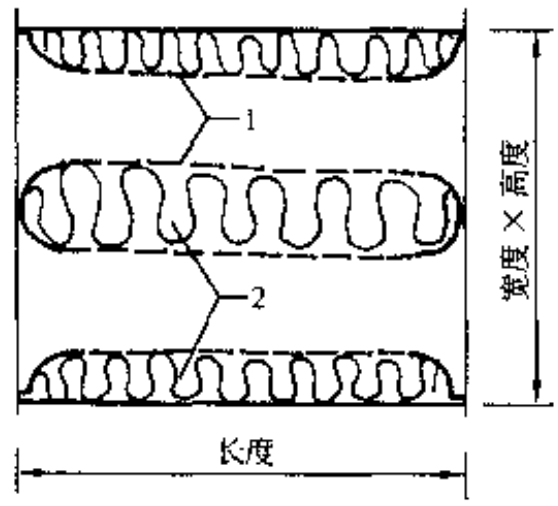
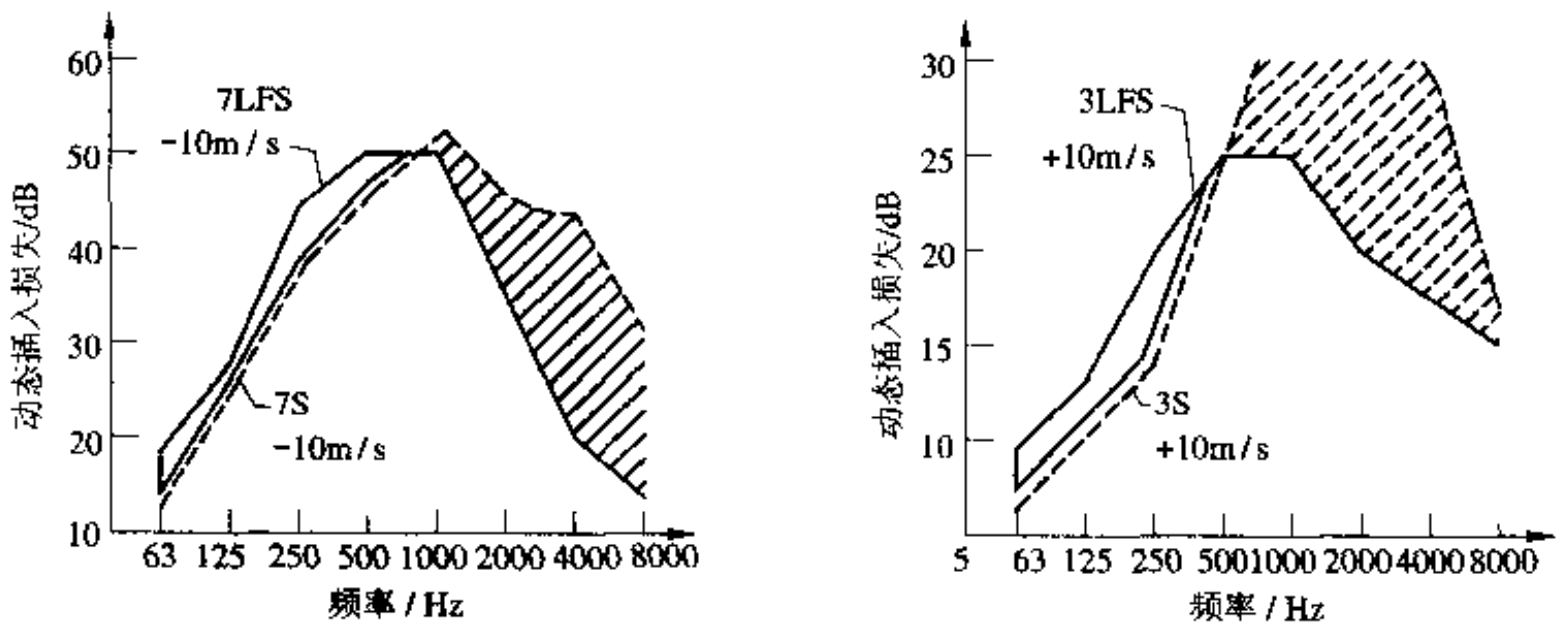


图7.5-6 IAC公司LFS型消声器系列形式图

1—穿孔金属板、孔率 $p \geq 20\%$ 2—离心玻璃棉吸声层



a） b）

图7.5-7 LFS型消声器消声特性图（900mm长、10m/s入口流速）

a）逆风（-10m/s）条件 b）顺风（10m/s）条件

表 7.5-10　IAC 公司 LFS 型消声器系列规格表

消声器入口截面尺寸/mm（宽×高）	消声器入口截面积/m^2	长度/mm	压力损失/Pa											
		900	12.5	25.0	37.5	50.0	62.5	75.0	100.0	125.0	150.0	187.5	250.0	312.5
		1500	12.5	27.5	40.0	55.0	70.0	82.5	110.0	137.5	165.0	207.5	275.0	342.5
		2100	15.0	30.0	42.5	57.5	72.5	87.5	115.0	145.0	175.0	217.5	290.0	362.5
		3000	15.0	32.5	47.5	62.5	77.5	95.0	127.5	157.5	217.5	242.5	315.0	395.0
			流量/（m^3/h）											
300×300	0.090		489	691	846	978	1093	1197	1381	1544	1692	1891	2184	2441
300×450	0.135		733	1037	1269	1467	1639	1795	2071	2316	2538	2837	3276	3661
300×600	0.180		978	1383	1692	1955	2186	2393	2762	3088	3384	3782	4368	4882
300×750	0.225		1222	1728	2115	2444	2732	2991	3452	3860	4230	4728	5460	6102
300×900	0.270		1467	2074	2538	2933	3279	3590	4143	4632	5076	5673	6552	7323
300×1050	0.315		1711	2420	2961	3422	3825	4188	4833	5404	5922	6619	7644	8543
300×1200	0.360		1955	2765	3384	3911	4372	4786	5524	6175	6768	7565	8737	9764
600×450	0.270		1467	2074	2538	2933	3279	3590	4143	4632	5076	5673	6552	7323
600×600	0.360	型号 LFS	1955	2765	3384	3911	4372	4786	5524	6175	6768	7565	8737	9764
600×750	0.450		2444	3456	4230	4888	5464	5983	6905	7719	8460	9456	10921	12204
600×900	0.540		2933	4148	5076	5866	6557	7180	8286	9263	10152	11347	13105	14645
600×1050	0.630		3422	4839	5922	6844	7650	8376	9666	10807	11844	13238	15289	17086
600×1200	0.720		3911	5530	6768	7821	8743	9573	11047	12351	13536	15129	17473	19527
1200×750	0.900		4888	6913	8460	9777	10929	11966	13809	15439	16920	18912	21841	24409
1200×900	1.080		5866	8295	10152	11732	13115	14359	16571	18526	20304	22694	26210	29291
1200×1050	1.260		6844	9678	11844	13687	15300	16752	19333	21614	23688	26476	30578	34173
1200×1200	1.440		7821	11061	13536	15643	17486	19145	22095	24702	27072	30259	34946	39054

表 7.5-11 LFS 型消声器系列的消声性能

型号长度 / mm	入口截面风速 / （m/s）	倍频带插入损失 / dB							
		63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz	8000Hz
3LFS（900）	-10	10	15	25	28	26	20	16	12
	-5	9	14	24	27	25	19	16	14
	0	8	12	23	26	25	19	16	13
	+5	10	13	23	27	26	22	17	14
	+10	8	12	21	25	25	21	17	14
5LFS（1500）	-10	16	22	37	42	42	28	19	14
	-5	16	21	35	41	41	28	21	15
	0	15	20	33	38	40	27	21	16
	+5	13	19	31	36	39	27	22	16
	+10	10	18	28	33	36	29	21	16
7LFS（2100）	-10	17	27	44	51	52	35	23	16
	-5	16	26	44	49	50	35	25	17
	0	14	25	42	48	49	35	27	18
	+5	13	24	40	48	49	37	29	19
	+10	11	21	38	46	49	39	29	19
10LFS（3000）	-10	22	31	47	53	54	43	26	17
	-5	23	33	50	52	52	45	30	20
	0	22	31	49	53	53	45	33	21
	+5	21	29	47	53	53	46	36	23
	+10	17	26	47	53	53	47	36	24

注：风速 + 表示气流与声传播方向相同，-表示方向相反。

表 7.5-12 LFS 型消声器系列的气流再生噪声声功率级

型 号	入口截面风速 / （m/s）	倍频带气流再生噪声声功率级 / dB							
		63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz	8000Hz
LFS 型各种规格	-10.0	58	54	58	61	62	62	65	63
	-7.5	51	49	53	56	56	59	60	53
	-5.0	45	42	45	43	45	49	44	37
	+5.0	46	42	45	43	45	49	44	37
	+7.5	56	54	57	56	52	56	57	51
	+10.0	68	64	65	66	61	61	64	61

注：表内气流再生噪声声功率级是以入口截面积为 $0.4m^2$ 为前提，其他入口截面积可按表 7.5-13 修正。

表 7.5-13　不同规格 LFS 型消声器气流再生噪声声功率级修正值

入口截面积 /m²	0.05	0.1	0.2	0.4	0.8	1.6	3.2	6.4	12.8
修正值/dB	-9	-6	-3	0	+3	+6	+9	+12	+15

5.2.8　IAC㊀系列消声器

IAC 系列消声器有很多种不同系列和规格，5.2.7 节介绍的 LFS 型仅是其中的一种常用消声器系列，本节对 IAC 系列消声器的主要品种作一概括介绍。

结构形式：见表 7.5-14。

主要用途：通风空调系统管道消声，隧道和地铁通风消声，燃气轮机、航空发动机消声，发电站、发电机、柴油机、压缩机通风消声，排气消声等多种场合（可参考表 7.5-15）。

系列规格：IAC 系列消声器其规格尺寸具有任意组合的灵活性，几乎任意宽、高、长的消声器均能提供。如果宽度为各型号消声器的模数的整数倍，其各项性能指标将可以得到精确的保证。

适用风量：IAC 系列消声器详细提供了各型号消声器在不同风速下的压力损失和再生噪声资料，噪声符合设计要求，均可使用（可参考表 7.5-16）。

消声性能：IAC 系列消声器对每一个型号的消声器均提供了其在四种长度下（0.9m、1.5m、2.1m、3.0m）的动态插入损失，其他长度的性能均可以用插入法非常准确地获得（参见表 7.5-15、表 7.5-16、表 7.5-17、表 7.5-18）。

气动性能：IAC 系列消声器对每一个型号的消声器均提供了其在 4 种长度下，不同断面风速时的压力损失值（参见表 7.5-15、表 7.5-16）。

再生噪声：IAC 系列消声器对每一个型号的消声器均提供了其在不同风速下的再生噪声资料（参见表 7.5-15、表 7.5-17）。

表 7.5-14　IAC 消声器结构形式

	常　用　型	耐温≤150℃	耐温>150℃	制造商
矩形阻性	S、ES、MS、L、ML	P 系列	P*—T 系列	深圳中雅机电实业有限公司
矩形阻性 厚片式	LFS、LFM、LFL	P 系列	P*—T 系列	
矩形阻性 净流型	HS、HL	—	—	
矩形阻性 厚片式净流型	HLFS、HLFM、HLFL	—	—	
矩形共振式 （无衬里）	XL、KL、XM、KM、KB	—	—	
圆形阻性	FCS、FCL、CS、CL、NS、NL	P 系列	P*—T 系列	
圆形共振式	8TXS、8TXL、12TXS、12TXB	—	—	
弯头式	QTS、QTL	—	—	

㊀ IAC 系列消声器是美国 INDUSTRIAL ACOUSTICS COMPANY 公司开发的，并授权深圳中雅机电实业有限公司生产的系列化通风消声器，由于手册篇幅有限，不能作更为详尽的介绍，读者如有兴趣，可与深圳中雅机电实业有限公司联系。电话：86-755-3793738，传真：86-755-3790508，E-Mail：fqc@zyme-industry.com、欢迎浏览网页：www.zyme-industry.com。

表 7.5-15 IAC 消声器总览表

消声器型号		断面风速[1]/(m/s)	再生噪声250Hz频带声功率级/A声级	动态插入损失250Hz/A声级[2]/dB				压力损失/Pa		用途
				消声器长度/mm				消声器长度/mm		
				900	1500	2100	3000	900	3000	
A：矩形常规消声器	LFS	2.50	45/53	23/20	32/25	41/30	48/34	35.0	45.0	用于低中速系统，有非常好的低频插入损失，可与过滤器、盘管组一起使用于中速管道中
	LFM	5.0	36/43	16/13	24/19	31/23	41/28	47.5	60.0	
	S	2.5	35/38	16/19	24/25	35/27	42/30	22.5	30.0	用于低中速系统，在允许压力损失适中的情况下，在较宽的频带范围内均有较大的插入损失
	ES	3.75	33/38	15/16	20/21	35/26	42/30	30.0	62.5	
	MS	7.5	45/45	12/14	18/18	24/22	34/27	55.0	105.0	
	LFL	10.0	46/54	12/11	16/15	22/19	29/22	75.0	92.5	用于高速系统，压力损失小，低频效果好
	ML	10.0	46/51	10/12	15/15	20/19	27/24	50.0	90.0	用于高速系统，以最小的压力损失代价，获得宽频带范围的噪声改善效果
	L	10.0	51/54	9/12	13/15	18/20	25/25	50.0	67.5	
B：矩形净流消声器	HS	2.5	35/38	14/16	19/20	23/22	28/26	22.5	30.0	可用于低速和高速系统中，适合洁净度要求严格的场所，如医院、洁净房或实验室等
	HL	10.0	51/54	4/7	7/11	11/14	13/16	57.5	75.0	
	HLFL	5.0	34/40	9/10	14/14	17/18	24/21	17.5	25.0	
	HLFM	5.0	36/43	11/11	21/17	24/21	29/26	42.5	52.5	
	HLFS	5.0	45/53	15/16	23/21	25/25	30/29	127.0	160.0	
C：圆形消声器	—	—	—	直径/mm				--	—	用于高速圆形管道系统，具有非常好的低频插入损失及较好的中高频插入损失，压力损失适中
	—	—	—	600	900	1200	1500	—	--	
	FCS	12.5	54/55	25/21	29/23	33/24	37/23	92.5	62.5#[3]	
	FCL	20.0	60/65	20/18	22/19	24/20	28/20	62.5	50.0#	
	CS	12.5	54/55	18/19	19/21	20/22	23/22	92.5	62.5#	用于高速圆形管道系统，有好的宽频噪声衰减，压力损失适中
	CL	20.0	60/65	13/15	15/17	17/18	19/19	62.5	50.0#	
	NS	12.5	49/51	14/15	17/17	19/16	20/15	75.0	57.5#	用于高速圆形管道系统，造价低、压力损失小
	NL	20.0	60/65	11/12	13/13	15/13	15/12	100.0	87.5#	
D：散流消声器		风机排气速度	—	入口直径/mm				参看散流消声器资料表		在轴流风机或类似系统中，把消声器和静压恢复散流器结合，使压力损失达到最小的程度
				700		1800				
				16/14		18/11				

（续）

消声器型号		断面风速[1]/（m/s）	再生噪声250Hz频带声功率级/A声级	动态插入损失250Hz/A声级[2]/dB			压力损失/Pa		用途
				消声器长度/mm			消声器长度/mm		
				900	1800	2700	900	2700	
E：矩形无衬里消声器	XL		49/63	16/12	23/17	29/21	3.0	4.25	用于不允许使用任何填充材料的超静或有腐蚀性或易燃的环境，如医院、净化房、燃料厂、医药厂、厨房等，有好的低中频衰减效果
	KL		44/61	13/8	18/10	24/13	5.0	7.5	
	XM	5	49/63	10/11	15/15	22/20	5.25	8.25	
	KM	5	48/63	6/8	10/10	15/14	6.0	8.75	
	KB	5	40/53	—	—	22/18		7.5	好的中高频噪声衰减长度2700mm
F：消声弯头	QTL	5.0	43/47	23/21			8.4		用于管道长度有限，安装直管消声器受限制的通风管道系统
	QTS	5.0	50/58	34/26			21.6		
G：圆形无衬里消声器				直径/mm			长度为900mm		用于要求无任何填充材料的小直径圆形管道系统中，如通风柜、燃料研究设施、食品和牛奶厂，有优良的宽频带噪声衰减效果，消声器长度900mm
				200	300				
	8TXS	8.75	43/54	26/14	—		5.0		
	8TXL	12.5	49/41	25/10	—		2.5		
	12TXS	8.75	43/54	—	17/12		5.0		
	12TXL	12.5	49/41	—	16/9		2.5		
	12TXBL	5.0	34/38	25/15	18/10		—		

① 断面风速 v = 通过消声器的风量/（消声器外形宽×高）。

② A声级动态插入损失值是由假定声源为典型后弯叶离心风机噪声频谱测得，其八个倍频程声功率级分别为：94dB、96dB、91dB、87dB、84dB、81dB、76dB、69dB；A声级为90dB（A）。

③ 带#号的数据为带锥形尾部的资料。

表 7.5-16 ES 型动态插入损失（风速 + 表示气流与声传播方向相同，-表示相反）

型号（长度）/mm	倍频带 /Hz	1	2	3	4	5	6	7	8
		63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
	消声器入口截面平均风速 /（m/s）	动态插入损失 /dB							
3ES（900）	-10	6	10	19	29	36	34	23	15
	-5	5	10	17	28	36	34	23	16
	+5	4	8	15	25	34	34	24	17
	+10	3	7	13	23	32	34	24	18
5ES（1500）	-10	11	19	24	40	52	49	27	17
	-5	11	17	23	39	50	49	32	20
	+5	8	13	20	35	50	49	36	24
	+10	7	12	19	33	48	49	36	25
7ES（2100）	-10	11	21	40	53	54	54	38	24
	-5	11	22	38	50	55	54	43	27
	+5	8	18	35	48	54	53	46	32
	+10	7	16	32	46	54	51	48	34
10ES（3000）	-10	14	30	40	57	58	56	47	29
	-5	12	31	44	54	55	56	50	31
	+5	10	26	42	55	54	57	51	38
	+10	8	23	39	55	54	57	52	41

表 7.5-17 ES 型再生噪声声功率级及调整系数

型号	倍频带 /Hz	1	2	3	4	5	6	7	8
		63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
	消声器入口截面平均风速 /（m/s）	再生噪声声功率级 /dB							
ES 所有尺寸	-10	56	54	58	60	61	65	69	64
	-7.5	47	47	52	55	57	63	64	54
	-5	41	41	45	47	52	60	48	38
	+5	42	35	33	32	34	33	27	22
	+7.5	50	47	44	41	43	45	43	41
	+10	60	57	54	50	49	53	53	50

表 7.5-18　ES 型压力损失

消声器入口截面尺寸（宽×高）/mm	消声器入口截面积 /m²	长度 /mm	静压损失 /Pa											
		900	12.5	25.0	37.5	50.0	62.5	75.0	100.0	125.0	150.0	187.5	250.0	312.5
		1500	12.5	27.5	40.0	55.0	67.5	82.5	110.0	137.5	165.0	205.0	275.0	342.5
		2100	20.0	37.5	57.5	77.5	95.0	115.0	152.5	192.5	230.0	287.5	385.0	480.0
		3000	25.0	50.0	75.0	100.0	125.0	150.0	197.5	247.5	297.5	372.5	497.5	620.0
			流　　量 /（m³/h）											
150×300	0.045		391	554	678	783	857	958	1106	1238	1355	1515	1751	1957
150×600	0.090		781	1108	1355	1566	1751	1916	2212	2476	2710	3030	3501	3914
150×900	0.135		1172	1662	2033	2349	2626	2873	3318	3714	4065	4545	5252	5870
300×300	0.090		781	1108	1355	1566	1751	1916	2212	2476	2710	3030	3501	3914
300×450	0.135		1172	1662	2033	2349	2626	2873	3318	3714	4065	4545	5252	5870
300×600	0.180		1563	2216	2710	3132	3501	3831	4425	4952	5420	6060	7003	7826
300×750	0.225		1954	2770	3388	3915	4377	4789	5531	6190	6775	7575	8754	9784
300×900	0.270		2344	3323	4065	4698	5252	5747	6637	7428	8131	9090	10504	11741
300×1050	0.315		2735	3877	4743	5481	6128	6705	7743	8666	9486	10605	12255	13698
300×1200	0.360	型号 ES	3126	4431	5420	6264	7003	7662	8849	9904	10841	12120	14006	15654
600×450	0.270		2344	3323	4065	4698	5252	5747	6637	7428	8131	9090	10504	11741
600×600	0.360		3126	4431	5420	6264	7003	7662	8849	9904	10841	12120	14006	15654
600×750	0.450		3907	5539	6775	7830	8754	9578	11062	12380	13551	15150	17507	19568
600×900	0.540		4688	6647	8131	9397	10504	11494	13274	14857	16261	18180	21009	23482
600×1050	0.630		5470	7755	9486	10963	12255	13409	15486	17333	18971	21210	24510	27395
600×1200	0.720		6251	8862	10841	12529	14006	15325	17699	19809	21681	24240	28012	31309
900×750	0.670		5861	8309	10163	11746	13130	14367	16592	18571	20326	22725	26261	29352
900×900	0.815		7033	9970	12196	14095	15757	17240	19911	22285	24392	27270	31513	35222
900×1050	0.945		8205	11632	14228	16444	18383	20114	23229	25999	28457	31815	36765	41093
900×1200	1.080		9377	13294	16261	18793	21009	22987	26548	29713	32522	36360	42018	46963

5.2.9 P型圆盘式消声器系列

结构形式：阻性圆盘式（见图7.1-27）。

主要用途：主要用于风机进风口直接消声，也可用于进排气管口消声及风机房或隔声罩通风口消声处理等。

系列规格：分进风型（P_J型）及出风型（P_C型）两种形式，各有八种不同大小规格，并按一定的风速与风量范围确定系列规格分级。表7.5-19为P型圆盘式消声器系列规格表，图7.5-8为P型圆盘式消声器系列规格与风速、风量选用图。

适用风量：在法兰口风速为8～24m/s条件下，圆盘式消声器的适用风量为500～17000m^3/h（见图7.5-8）。

消声性能：静态消声量为10～15dB（A）（见图7.5-9及表7.1-20）。

表7.5-19 P型圆盘式消声器系列规格表

项目 \ 型号		$P_{1.5}$	P_2	$P_{2.5}$	P_3	$P_{3.5}$	P_4	$P_{4.5}$	P_5	$P_{5.5}$	P_6
法兰口径/mm		150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
外径/mm		430	520	610	700	800	900	1000	1000	1100	1100
盘厚/mm		180	195	245	255	305	315	345	355	385	395
体积/m^3		0.027	0.041	0.072	0.098	0.153	0.200	0.271	0.279	0.366	0.375
重量/kg		10	15	25	35	45	65	80	100	150	180
风量（m^3/h）	法兰口风速										
	v=8m/s	518	893	1411	2045	2765	3629	4579	5645	6854	8150
	12m/s	777	1340	2117	3068	4148	5444	6869	8687	10263	12225
	16m/s	1036	1786	2822	4090	5530	7258	9158	11290	13708	16301

注：表中每个型号包括P_J型（进风）和P_C型（出风）两种形式。

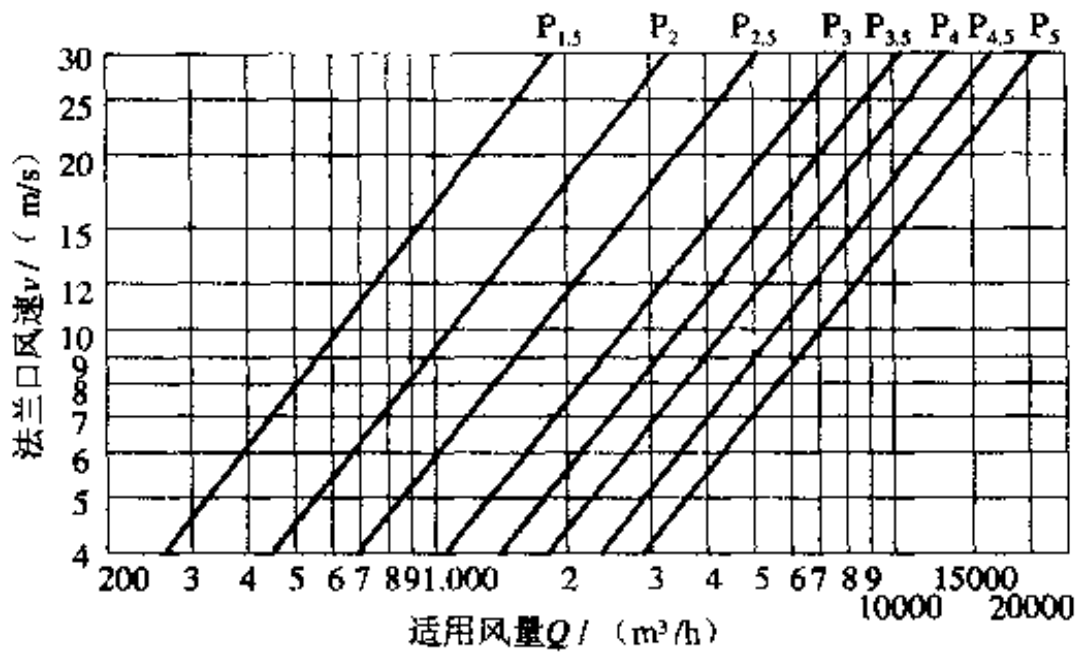


图7.5-8 P型圆盘式消声器系列规格与风速、风量选用图

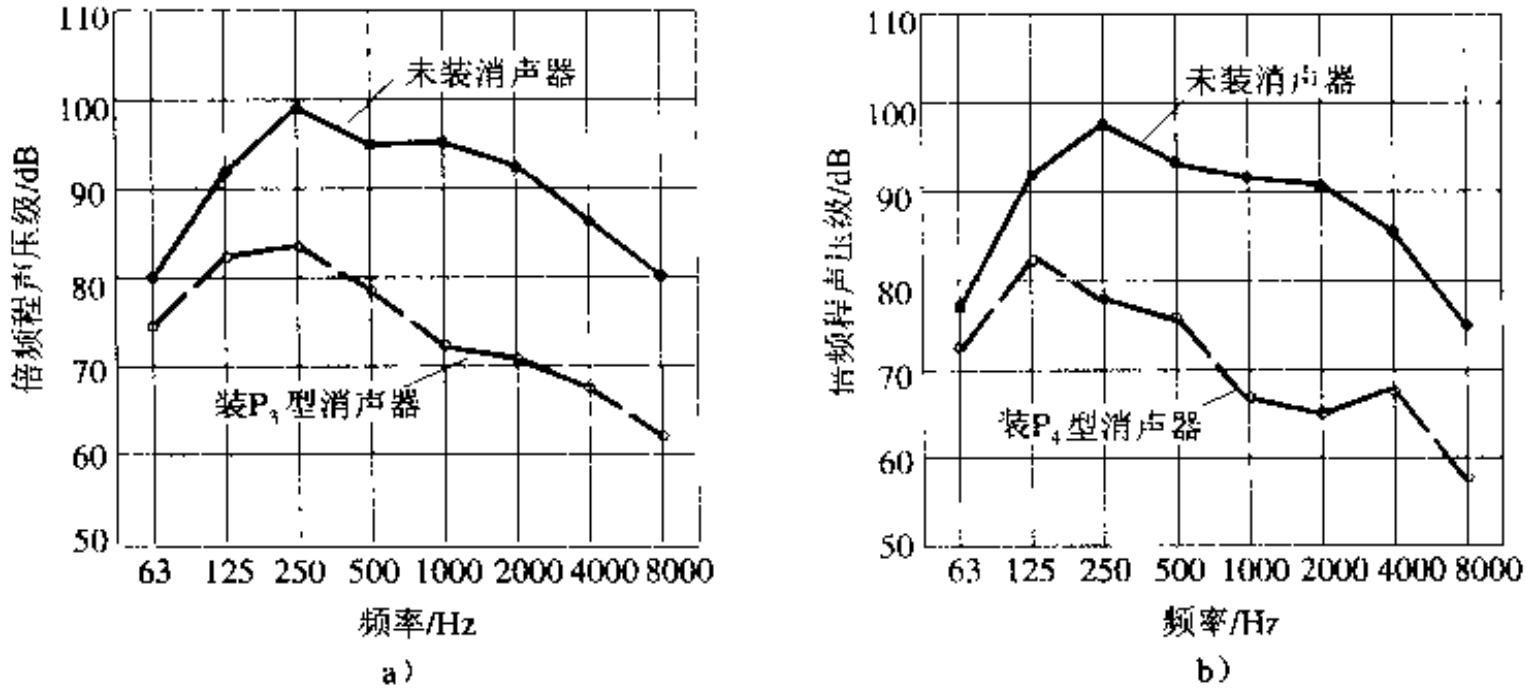


图 7.5-9　P 型消声器性能图

a）P_3型实测结果　b）P_4型实测结果

气动性能：阻力系数≤0.6，当法兰口风速为≤12m / s 时，压力损失≤80Pa（见前图 7.1-29 及表 7.1-21）。

气流再生噪声：在常用风速为 12m/s 时，气流再生噪声声功率级为 60dB（$P_{3,5}$出风型），进风型还可再低 5～10dB，不同规格 P 型消声器的气流再生噪声声功率级可近似由下式估算：

A 声功率级　　$L_{WA}=-5+65\lg v+10\lg s$

倍频带声功率级　$L_{Wf}=13+65\lg v-10\lg f$

设计特点：

1）形式新颖、体积特小、安装长度极小，具有多功能使用特点；

2）可以直接同风机进口法兰拼接，安装使用十分方便；

3）通道截面连续变化，改善了气动性能；

4）兼有弯头消声作用，消声性能适当。

5.2.10　F 型高压离心风机消声器系列

结构形式：圆型阻抗复合式（见图 7.1-48）。

主要用途：主要用于高压离心风机进风或排风口（或管道）的消声，也可用于密闭鼓风机房顶部进气口的消声处理。

系列规格：系列分 F_A（进风型）和 F_B（排风型）两种型式，F_A 型可直接串联于管道中，而 F_B 型带消声风帽，F_A、F_B 型各有 11 种规格，按一定的风速和流量范围确定消声器的系列规格分级（见表 7.5-20）。

适用风量：在设计风速条件下，F 型消声器系列的适用风量为 2 000～50 000m^3/h。

消声性能：F 型消声器的消声量一般可达 20～25dB（见图 7.5-10 及表 7.1-27）。

表 7.5-20　F 型消声器系列规格表

型号	外形尺寸 / mm			法兰口径 / mm	通道面积 / m^2	设计风速 /（m/s）	设计风量 /（m^3/h）	重量 / kg
	外　径	安装长度						
		A 型	B 型					
F_1	φ450	1550	1650	φ230	0 042	13.4	2000	100
F_2	φ600	1550	1650	φ340	0.091	15.3	5000	170
F_3	φ730	1600	1700	φ420	0 139	16.0	8000	238
F_4	φ790	1700	1800	φ500	0.197	16.9	12000	300

（续）

型号	外形尺寸/mm			法兰口径/mm	通道面积/m^2	设计流速/（m/s）	设计风量/（m^3/h）	重量/kg
	外　径	安装长度						
		A 型	B 型					
F_5	φ900	1890	2020	φ580	0.264	16.8	16000	380
F_6	φ950	1990	2140	φ650	0.331	16.8	20000	450
F_7	φ1000	2040	2270	φ700	0.384	18.1	25000	510
F_8	φ1100	2150	2400	φ780	0.476	17.5	30000	580
F_9	φ1180	2200	2500	φ840	0.552	17.6	35000	650
F_{10}	φ1330	2250	2500	φ900	0.632	17.5	40000	770
F_{11}	φ1420	2350	2650	φ1000	0.785	17.7	50000	850

气动性能：在设计风速条件下，F 型消声器的压力损失为≤300Pa，阻力系数 $\xi \leqslant 1.5$。

气流再生噪声：F 型阻抗复合式消声器的气流再生噪声可由以下经验式求算：

A 声功率级　$L_A = (21 \pm 1) + 60\lg v$

倍频带声压级　$L_f = 45 + 60\lg v - 10\lg f$

（$f \leqslant 2000$Hz）

$L_f = 103 + 60\lg v - 27.5\lg f$

（$f > 2000$Hz）

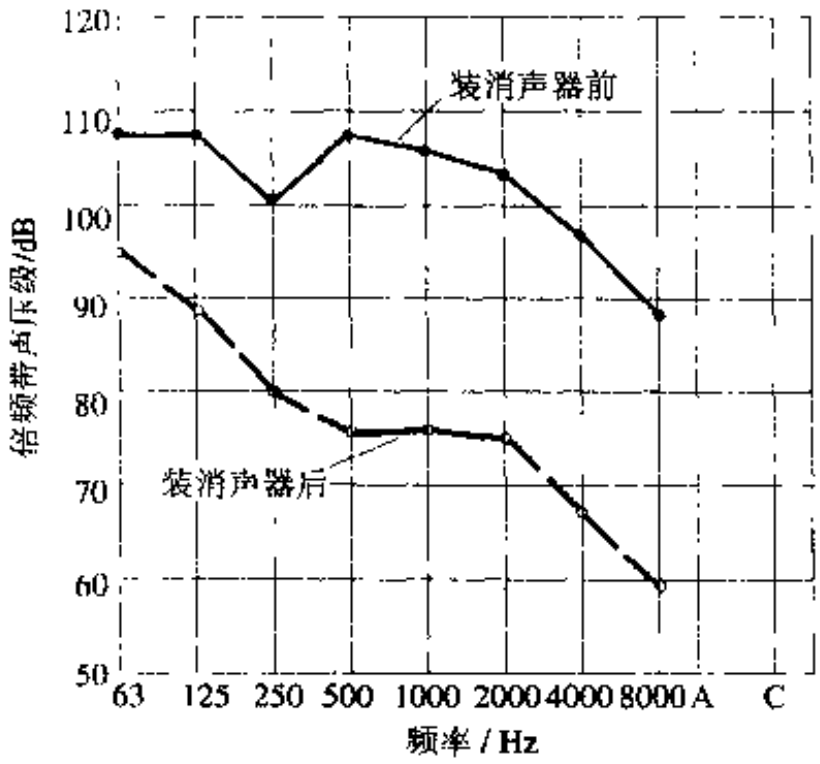


图 7.5-10　F 型阻抗复合式消声器系列的消声特性

设计特点：

1）采用两节串联抗性膨胀室加十字形阻性吸声片及一段阻性列管式的阻抗复合消声结构形式；

2）按风机进风口大小及风机风量对应选择 F 型消声器系列的大小规格，有较好的配接性；

3）适用风量范围较大，消声性能及气动性能与配用工业高压风机适应性较好。

5.2.11　D 型罗茨鼓风机配套消声器系列

结构形式：圆形阻性折板式消声器（见图 7.5-11）。

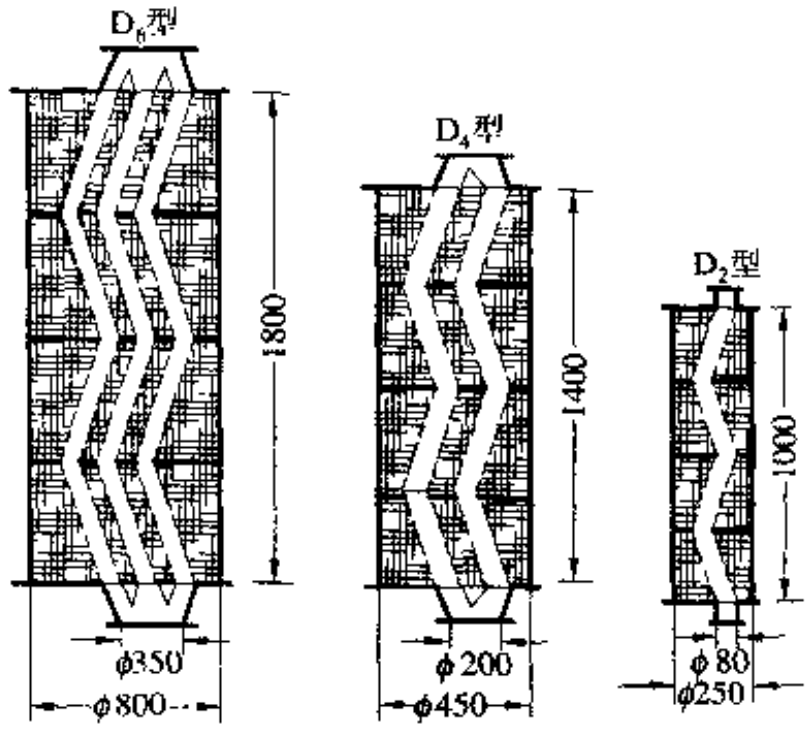


图 7.5-11　D 型消声器系列形式示意图

主要用途：主要用于罗茨鼓风机进排气口（或管路）的消声，也可用于其他高噪声鼓风机的消声处理。

系列规格：共有八种不同大小规格，分别与一定型号风量的罗茨鼓风机配套使用（见表

7.5-21）。

适用风量：不同大小规格的 D 型消声器系列，分别配对应用于不同流量规格的罗茨风机，最小风量为 1.25m³/min，最大风量为 250m³/min。

消声性能：D 型消声器系列的设计消声量为 30～35dB，实测静态消声量高达 35～40dB，而动态消声量为 30～35dB（A），（见表 7.5-22），消声频率特性见图 7.5-12。

气动性能：由于是折板形气流通道，设计流速相对较大，因此 D 型消声器系列的阻力系数较高，为 $\xi \leqslant 2.2$，设计压力损失为≤2%的额定压力。

设计特点：

1）D 型消声器与罗茨风机一一对应，配套性好，使用方便；

2）采用折线形消声通道，吸声效率高，消声性能高；

3）周边吸声层厚度连续变化，改善了低频消声效果，消声频带较宽；

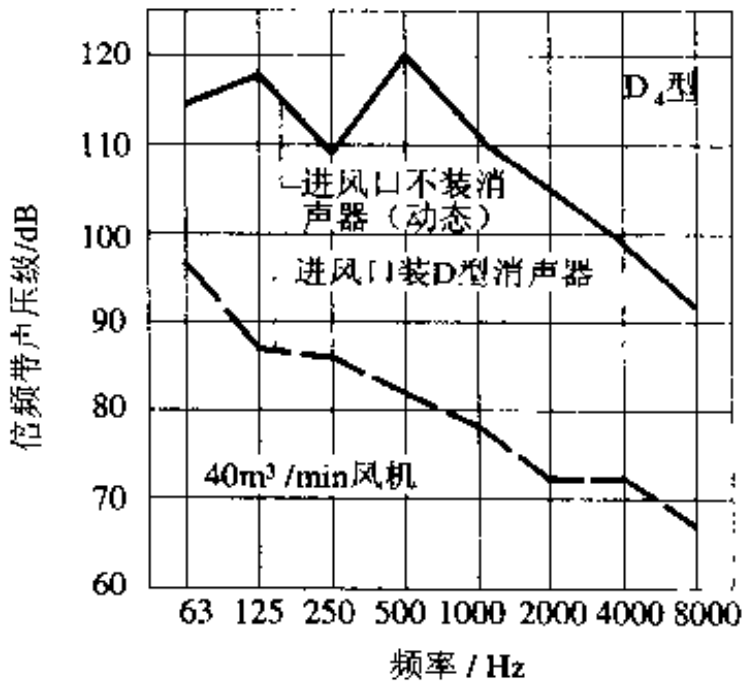
4）压力损失较大，但仍低于设计允许压力损失值。

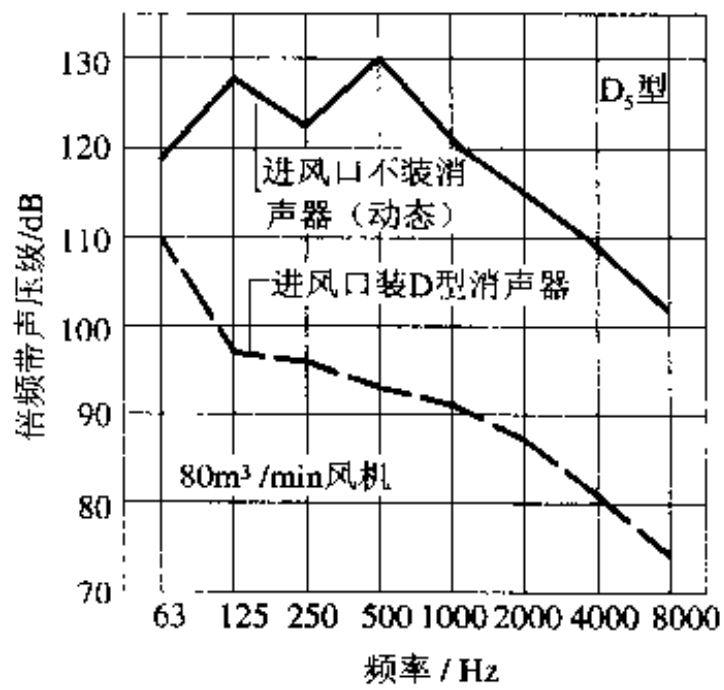
表 7.5-21　D 型罗茨鼓风机配套消声器系列

型号	适用风量/（m³/min）	外形尺寸/mm			法兰口径/mm	气流速度/（m/s）	重量/kg
		外径	安装长度	有效长度			
D_1	1.25/2.5	φ200	1000	800	φ50	5.8～11.6	22
D_2	5/7	φ250	1200	1000	φ80	10.4～14.6	29
D_3	10/20	φ400	1500	1200	φ150	7.7～15.5	67
D_4	30/40	φ450	1700	1400	φ200	13.0～17.4	82
D_5	60/80	φ600	1900	1600	φ300	14.7～19.6	150
D_6	120/160	φ800	2100	1800	φ350	14.8～19.8	320
D_7	200	φ900	2100	1800	φ450	19.3	380
D_8	250	φ1000	2100	1800	φ500	19.2	450

表 7.5-22　D 型消声器系列实测消声性能

测量条件	性能评价			总声级/dB	
				A	C
D_4 型（配用风机 40m³/min）	动态	无消声器	1m 点	115	119
		装 D_4	1m 点	90	100
		消声量	ΔR（v=0.36m/s）	30	18
	静态	无消声器	0.3m 点	115	117
		装 D_4	0.3m 点	72	86
		消声量	ΔR（v=0.3m/s）	43	31
D_5 型（配用风机 80m³/min）	动态	无消声器	1m 点	122	126
		装 D_5	1m 点	93	103
		消声量	ΔR（v=0.48m/s）	33	25
	静态	无消声器	0.3m 点	115	117
		装 D_5	0.3m 点	73	84
		消声量	ΔR（v=0.3m/s）	42	33
D_7 型（配用风机 200m³/min）	动态	无消声器	1.5m 点	115	127
		装 D_7	1.5m 点	92	111
		消声量	ΔR（v=0.6m/s）	29	14





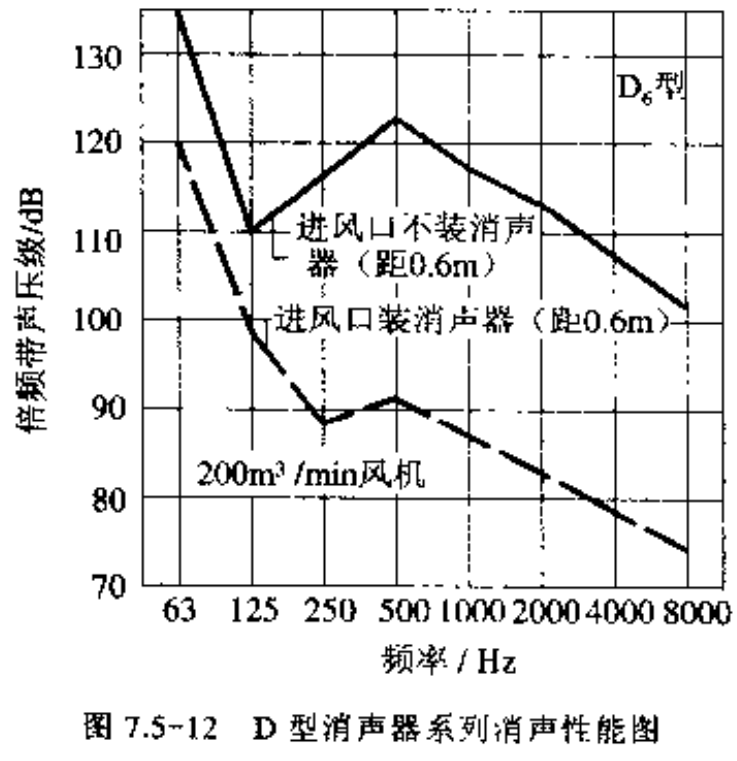


图 7.5-12 D 型消声器系列消声性能图

参 考 文 献

1 中国建筑科学研究院建筑物理所主编．建筑声学设计手册．北京：中国建筑工业出版社，1987

2 马大猷，沈嵘．声学手册．北京：科学出版社，1983

3 方丹群．空气动力性噪声与消声器．北京：科学出版社，1978

4 （日）空调设备噪声研究协会编．空调设备消声设计．常玉燕译．北京：中国建筑工业出版社，1981

5 （日）福田基一著．噪声控制与消声设计．张成译．北京：国防工业出版社，1982

6 方丹群等．噪声控制．北京：北京出版社，1986

7 章奎生．系列化消声器的设计与应用．噪声与振动控制，1982（1）

8 章奎生．排气放空消声器的设计与应用．上海环境科学，1984（6）

9 章奎生．P 型盘式消声器系列的设计与研究．噪声与振动控制，1985（2）

10 赵松龄．噪声的降低与隔离：上、下册．上海：同济大学出版社，1985

11 方丹群等．噪声控制技术．上海：上海科学技术出版社，1983

12 马大猷等．小孔喷注噪声和小孔消声器．中国科学，1977（5）

13 马大猷等．多孔材料的出流和多孔扩散消声理论．物理学报，1978（6）

14 马大猷等．高压阻塞喷注的湍流噪声．声学学报，1979（3）

15　马大猷等．小孔消声器的流量和噪声特性．声学学报，1984（5）

16　郑长聚等．环境噪声控制工程．北京：高等教育出版社，1988

17　（美）福尔克纳主编．工业噪声控制手册．张则陆等译．北京：科学出版社，1987

18　章奎生．噪声控制设备的质量控制与质量管理（上中、下）．噪声与振动控制，1989（1~3）

19　中国环境科学学会编．中国环境科学年鉴．北京：中国环境科学出版社，1989

20　项瑞祈．空调制冷设备噪声与隔振实用设计手册．北京：中国建筑工业出版社，1990

21　项瑞祈．实用建筑声学．北京：中国建筑工业出版社，1992

22　陆耀庆主编．实用传热空调设计手册．北京：中国建筑工业出版社，1993

23　吕玉恒等．噪声与振动控制设备及材料选用手册．北京：机械工业出版社，1999

24　郑长聚等．环境工程手册——环境噪声控制卷．北京：高等教育出版社，2000

第 8 篇

振 动 控 制

作　者　战嘉恺　张向慧

邵　斌　孙家麒



第 1 章　振动控制基本原则

1.1　振动的环境影响

振动是普遍存在的现象，振动的来源可分为自然振源和人工振源两大类：自然振源如地震、海浪和风振等；人工振源如各类动力机器的运转、交通运输工具的运行、建筑施工打桩和人工爆破等。

人工振源所产生的振动波，一般在地表土壤中传播，通过建筑物的基础或地坪传至人体、精密仪器设备或建筑物本身，这将会对人和物造成危害。

为了控制振动的危害和影响，国外和国内都编制了一些振动执行标准，做为制定振动控制方案，进行振动控制设计的依据。

1.2　振动控制的基本方法

振源产生振动，通过介质传至受振对象（人或物），因此，振动污染控制的基本方法也就分三个方面：振源控制、传递过程中振动控制和对受振对象采取控制措施。

1.2.1　振源控制

1. 采用振动小的加工工艺

强力撞击在机械加工中常常见到。强力撞击会引起被加工零件、机器部件和基础振动。控制此类振动的有效方法是在不影响产品加工质量等的情况下，改进加工工艺，即用不撞击的方法来代替撞击方法，如用焊接代替铆接、用压延替代冲压、用滚轧替代锤击等。

2. 减少振动源的扰动

振动的主要来源是振源本身的不平衡力和力矩引起的对设备的激励，因而改进振动设备的设计和提高制造加工装配精度，使其振动达到最小，这是最有效的控制方法。

（1）旋转机械

这类机械有电动机、风机、泵类、蒸汽轮机、燃气轮机等。此类机械，大部分属高速运转类，如每分钟在千转以上，因而其微小的质量偏心或安装间隙的不均匀常带来严重的振动危害。为此，应尽可能地调好其静、动平衡，提高其制造质量，严格控制其对中要求和安装间隙，以减少其离心偏心惯性力的产生。对旋转设备的用户而言，在保证生产工艺等需要的前提下，应尽可能选择振动小（往往其他质量也好）的设备。

（2）旋转往复机械

此类机械主要是曲柄连杆机构所组成的往复运动机械，如柴油机、空气压缩机等。对于此类机械，应从设计上采用各种平衡方法来改善其平衡性能。故对用户而言，可在保证生产需要的情况下，选择合适型号和质量好的往复机械。

（3）传动轴系的振动

它随各类传动机械的要求不同而振动形式不一，会产生扭转振动、横向振动和纵向振动。对这类轴系通常是应使其受力均匀，传动扭矩平衡，并应有足够的刚度等，以改善其振动情况。

（4）管道振动

工业用各种管道愈来愈多，随传递输送介质（气、液、粉等）的不同而产生管道振动也不一样。通常在管道内流动的介质，其压力、速度、温度和密度等往往是随时间而变化的，这种变化又常常是周期性的，如与压缩机相衔接的管道系统，由于周期性地注入和吸走气体，激发了气流脉动，而脉动气流形成了对管道的激振力，产生了管道的机械振动。为此，在管道设计时，应注意适当配置各管道元件，以改善介质流动特性，避免气流共振和减低脉冲压力。

（5）改变振源（通常是指各种动力机械）

的扰动频率

在某些情况下，受振对象（如建筑物）的固有频率和扰力频率相同时，会引起共振，此时改变机器的转速、更换机型（如柴油机缸数的变更）等，都是行之有效的防振措施。

（6）改变振源机械结构的固有频率

有些振源，本身的机械结构为壳体结构，当扰力频率和壳体结构的固有频率相同时，会引起共振，此时可采用改变设施的结构和总体尺寸，采用局部加强法（如筋、多加支承节点），或在壳体上增加质量等，上述方法均可以改变机械结构的固有频率，避开共振。

（7）加阻尼以减少振源振动

如振源的机械结构为薄壳结构，则可以在壳体上加阻尼材料，抑制振动。

1.2.2 振动传递过程中的控制

1. 加大振源和受振对象之间的距离

振动在介质中传播，由于能量的扩散和土类等对振动能量的吸收，一般是随着距离的增加振动逐渐衰减，所以加大振源和受振对象之间的距离是振动控制的有效措施之一。一般采用以下几种方法：

（1）建筑物选址

对于精密仪器、设备厂房，在其选址时要远离铁路、公路以及工业上强振源。对于居民楼、医院、学校等建筑物选址时，也要远离强振源。反之，在建设铁路、公路和具有强振源的建筑物时，其选址也要尽可能远离精密仪器厂房、居民住宅、医院和一些其他敏感建筑物（如古建筑物）。对于防振要求较高的精密仪器设备，尚应考虑远离由于海浪和台风影响而产生较大地面脉动的海岸。据国外资料报道，在同样地质条件下，海岸边地面脉动幅值要比距海岸 200m 处的脉动幅值大三倍以上。

（2）厂区总平面布置

工厂中防振等级较高的计量室、中心实验室、精密机床车间（如：高精度螺纹磨床、光栅刻线机等）等最好单独另建，并远离振动较大的车间，如锻工车间、冲击车间以及压缩机房等。换一个角度，在厂区总体规划时，应尽可能将振动较大的车间布置在厂区的边缘地段。

（3）车间内的工艺布置

在不影响工艺的情况下，精密机床以及其他防振对象，应尽可能远离振动较大的设备。为计量室及其他精密设备服务的空调制冷设备，在可能条件下，也尽可能使它们与防振对象离开远一些。

（4）其他加大振动传播距离的方法

将动力设备和精密仪器设备分别置于楼层中不同的结构单元内，如设置在伸缩缝（或沉降缝）、抗震缝的两侧，这样振源的传递路线要比直接传递长得多，对振动衰减有一定效果。缝的要求除应满足工程上的要求外，不得小于 5cm；缝中不需要其他材料填充，但应采取弹性的盖缝措施。有桥式起重机的厂房附设有对防振要求较高的控制室时，控制室应与主厂房全部脱开，避免桥式起重机开动或刹车时振动直接传到控制室。

2. 隔振沟（防振沟）

对冲击振动或频率大于 30Hz 的振动，采取隔振沟有一定的隔振效果；对于低频振动则效果甚微，甚至几乎没有什么效果。隔振沟的效果主要取决于沟深 H 与表面波的波长 λ_R 之比，对于减少振源振动向外传递而言，当振源距沟为一个波长 λ_R 时，H/λ_R 至少应为 0.6 时才有效果；对于防止外来振动传至精密仪器设备，该比值要达到 1.2 以上才可。

1.2.3 隔振措施

至今为止，在振动控制中，隔振是投资不大，却行之有效的方法，尤其是在受空间位置限制或地皮十分昂贵或工艺需要时，无法加大振源和受振对象之间的距离，此时则更加显示隔振措施的优越性。

隔振分两类：一类为积极隔振，另一类为消极隔振。所谓积极隔振，就是为了减少动力设备产生的扰力向外的传递，对动力设备所采取的隔振措施（即减少振动的输出）。所谓消极隔振，就是为了减少外来振动对防振对象的影响，对防振对象（如精密仪器）采取的隔振

措施（即减少振动的输入）。无论何种类型隔振，都是在振源或防振对象与支承结构之间加隔振器材。

值得注意的是，近些年来，国内外学者的研究和实践表明，对动力机器采取隔振措施还对保护机器本身精密部件和模具等有好处，故人们更加乐意采取隔振措施。

除了机器设备隔振外，管道隔振也是常采用的方法。管道隔振采取的措施有以下几种：

1）在动力机器与管道之间加柔性连接装置，如在风机的风管与风机的连接处，采用柔性帆布管接头，以防止振动的传出；在水泵进出口处加橡胶软接头，以防止水泵机体振动沿管路传出；在柴油机排气口与管道之间加金属波纹管，以防止柴油机机体振动沿排气管传出等。

2）在管路穿墙而过时，应使管路与墙体脱开，并垫以弹性材料，以减少墙体振动。为了减少管道振动对周围建筑物的影响，应每隔一定距离设置隔振吊架和隔振支座。

1.2.4　对防振对象采取的振动控制措施

对防振对象采取的措施主要是指对精密仪器、设备采取的措施。一般方法为：

1. 采用粘弹性高阻尼材料

对于一些具有薄壳机体的精密仪器或仪器仪表机等结构，宜采用粘弹性高阻尼材料（阻尼漆、阻尼板等）增加其阻尼，以增加能量耗散，降低其振幅。

2. 精密仪器、设备的工作台

精密仪器、设备的工作台应采用钢筋混凝土制的水磨石工作台，以保证工作台本身具有足够的刚度和质量，不宜采用刚度小、容易晃动的木制工作台。

3. 精密仪器室的地坪设计

为了避免外界传来的振动和室内工作人员的走动影响精密仪器和设备的正常工作，应采用混凝土地坪，必要时可采用厚度≥500mm的混凝土地坪。当必须采用木地板时，应将木地板用热沥青与地坪直接粘贴，不应采用在木格栅上铺木地板架空作法，否则由于木地板刚度较小，操作人员走动时产生较大的振动，对精密仪器和设备的使用是很不利的。

1.2.5　其他振动控制方法

1. 楼层振动控制

对于安装有动力设备或机床设备的楼层，振动计算十分重要。楼层结构的固有频率谱排列很密，而楼层上各类设备的转速变化范围较宽，故搞不好就会出现共振。因而在楼层设计时应根据楼层结构振动的规律及机械设备振动特性，合理地确定楼层的平面尺寸、柱网形式、梁板刚度及其刚度比值，以使把结构的共振振幅控制在某个范围内。无论是哪一种楼层，只要适当加大构件刚度，调整柱网尺寸，均可达到减少振动的目的。

工艺布置时，振动设备必须布置在楼层上时，应尽可能放在刚度较大的柱边、墙边或主梁上，要注意使其产生扰力的方向尽量与结构刚度较大的方向一致。

2. 有源振动控制

有源振动控制是近些年来发展起来的高新技术。该方法为：用传感器将动力机器设备扰力信号检测出来，并送进计算机系统进行分析，产生一个相反的信号，再驱使一个电磁结构或机械结构产生一个位相与扰力完全相反的力作用于振源上，从而可达到控制振源振动目的，但目前这一技术在我国尚在实验室阶段。

第 2 章　振动危害和容许标准

2.1　振动对人的危害或影响

振动传至人体主要有四种形式：

1）振动同时传递到整个人体外表面或其它部分外表面。

2）振动通过支撑表面传递到整个人体上，例如通过站着的人的脚，坐着的人的臀部或斜躺着的人的支撑面。这种情况通常称为全身振动。

3）振动作用于人体的某些个别部位，如头或四肢。这种加在人体的某些个别部位，并且只传递到人体某个局部的振动（一般区别于全身传递），称为局部振动。

4）还有一种情况，虽然振动没有直接作用于人体，但人却能通过视觉、听觉等感受到振动，也会对人造成影响。这种虽不直接作用于人，但却能影响到人的振动称为间接振动。

振动对操作工人的危害和影响主要表现在两个方面：

1）在振动环境工作的工人由于振动使他们的视觉受到干扰，手的动作受妨碍和精力难以集中等原因，往往会造成操作速度下降，生产效率降低，工人感到疲劳，并且可能出现质量事故，甚至安全事故。

2）如果振动强度足够大，或者工人长期在相当强度下振动环境里工作，则工人可能会在神经系统、消化系统、心血管系统、内分泌系统、呼吸系统等方面造成危害或影响。

振动对居民造成的影响主要为干扰居民的睡眠、休息、读书和看电视等日常生活。值得注意的是，若居民长期生活在振动干扰的环境里，由于长期心理上烦恼不堪，久而久之也会造成身体健康的危害。

2.2　振动对建筑物的危害

振动施于建筑物，由于振动强度和频率的不同，将会使得某些建筑物的建筑结构受到破坏。常见的破坏现象表现为基础和墙壁龟裂、墙皮剥落、石块滑动、地基变形和下沉等，重者可使建筑物倒塌。

2.3　振动对精密仪器、设备的影响

振动对精密仪器、设备的影响主要表现在以下三个方面：

1）振动会影响精密仪器仪表的正常运行，影响对仪器仪表的刻度阅读的准确性和阅读速度，甚至根本无法读数。如振动过大，会直接影响仪器仪表的使用寿命，甚至受到破坏。

2）对某些灵敏的电器，如灵敏继电器，振动甚至会引起其误动作，从而可能造成一些重大事故。

3）振动会使精密机床的加工精度下降，粗糙度上升，使质量无法保证。当振动过大时，会直接造成精密机床的刀具、精密部件受到损坏。

2.4　振动产生噪声

振动的物体可直接向空间辐射噪声，这就是空气声。振动又会在土壤中传播，在传播过程中，又会激起建筑物基础、墙体、梁柱、天花板、门窗、管道等振动，这些物体的振动会再次辐射噪声，这种噪声叫固体传声。显然，固体声加大了噪声的危害和影响。

2.5　振动的容许标准

为了消除或减少振动对人、精密仪器设备和建筑物的危害或影响，国内外有关学者

通过科研和大量的实例实践，编制了有关标准。

2.5.1　对人体振动允许值

本手册主要介绍全身振动情况下有关标准。

国际上对人体的振动容许值，一般划分为三个等级标准：第一级针对乘坐飞机、车辆和船只旅客等的，要求保持舒适；第二级针对载货汽车、拖拉机驾驶员和机器操作者的，要求能保持正常的工作效率；第三级针对能保持人体健康和人在生理上所能忍受的振动。

对于这三个等级的标准，可以采用比值法或计权法。

比值法就是将振动做频谱分析，给出每个倍频段（或 1/3 倍频段）的加速度值，用这些一一对应的数值来描绘或评价这一振动环境。当这些一一对应的数值有任一组值超过有关标准时，即认为该振动环境超过有关人体的振动容许值。

ISO2631/1—1985[㊀]给出了“舒适性降低界限”、“疲劳—工效降低界限”、“暴露极限”和描绘环境振动的四个物理量（振动强度、频率、振动方向和暴露时间）之间的函数关系及有关界限和极限值。函数关系如图 8.2-1 和图 8.2-2 所示，对应的数值如表 8.2-1 和表 8.2-2 所示，振动方向的规定如图 8.2-3 所示，坐标原点在心脏部位。

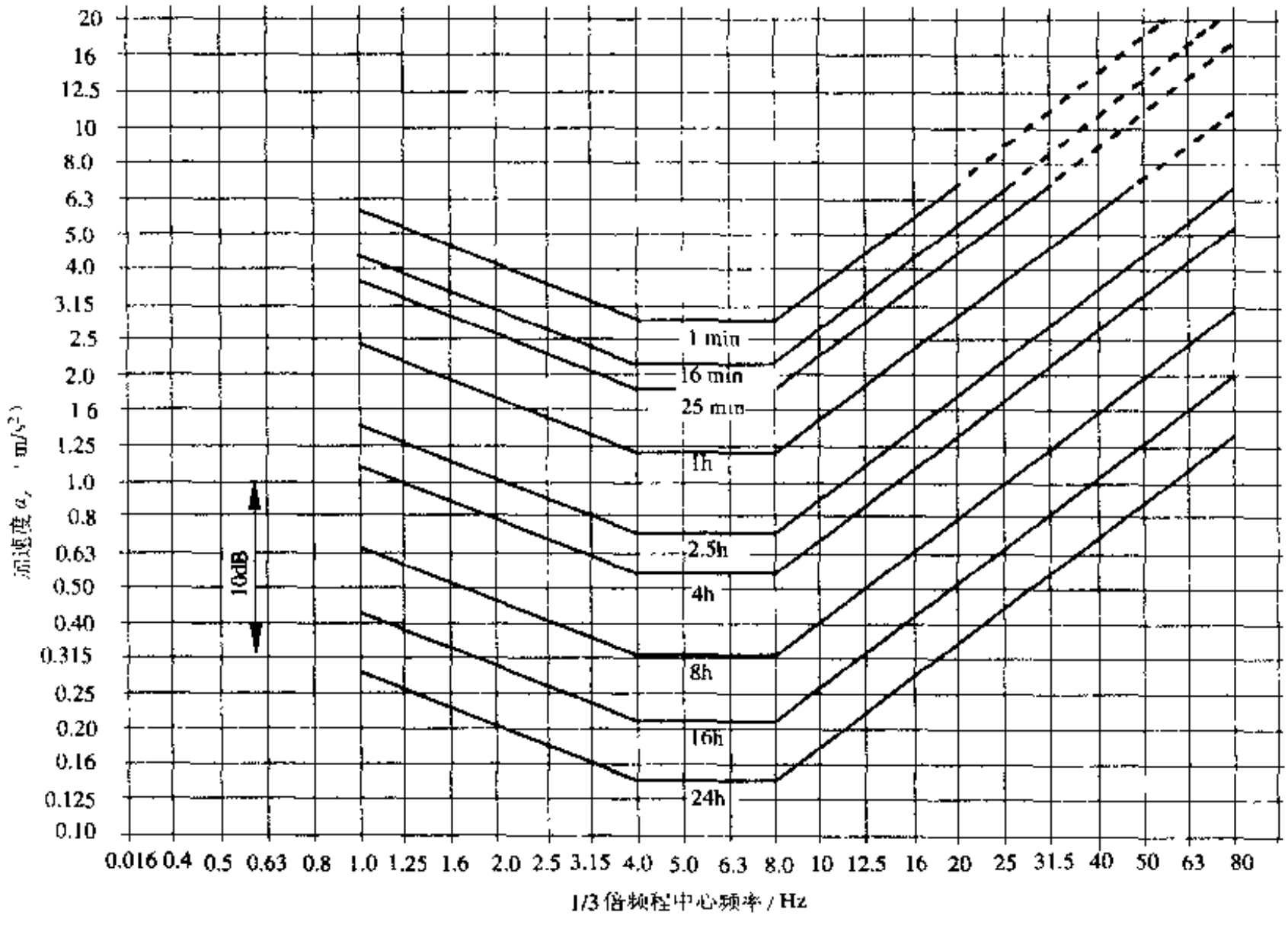


图 8.2-1　纵向（a_z）加速度界限：“疲劳—熟练度降低限”（横坐标为频率，以暴露时间作参数）

㊀ 国标 GB/T 13442—1992《人体全身振动暴露的舒适性降低界限和评价准则》。

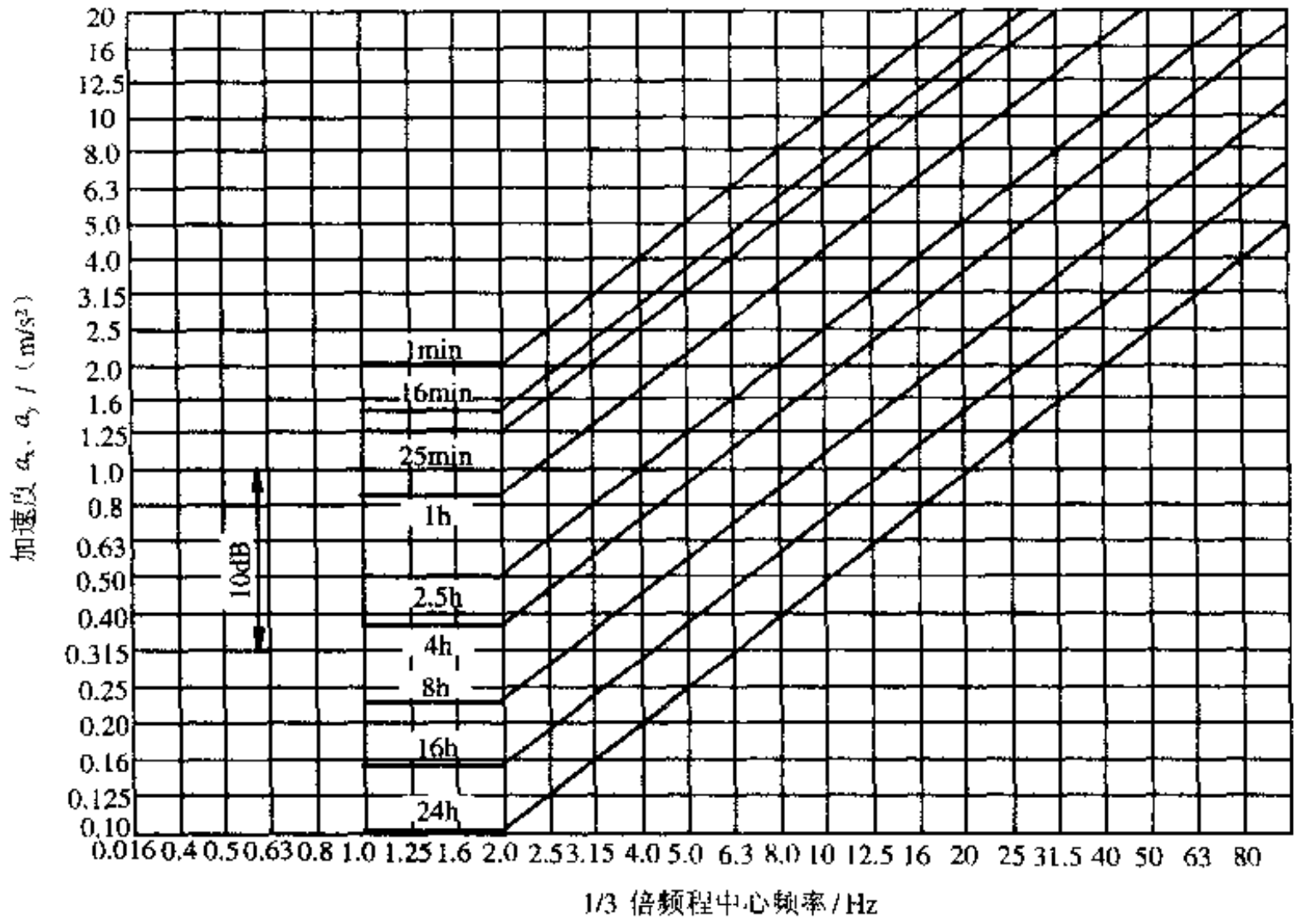


图 8.2-2 横向（a_x，a_y）加速度界限；“疲劳—熟练度降低限”（横坐标为频率，以暴露时间作参数）

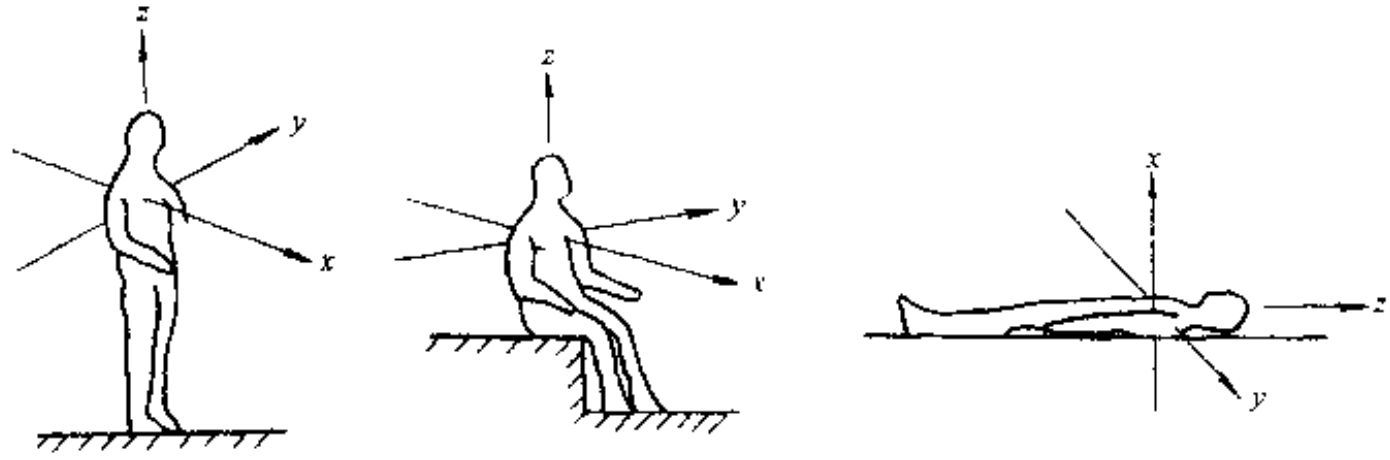


图 8.2-3 影响人的机械振动的坐标系

a_x、a_y、a_z——在 x、y、z 轴方向上的加速度 x 轴—背至胸 y 轴—左侧至右侧 z 轴—脚（臀部）至头

表 8.2-1 纵向（脚或臀部至头方向）振动加速度 a_z 的“疲劳—熟练度降低限”数值（见图 8.2-1）

频率（1/3倍频程的中心频率）/Hz	加速度/（m/s²）								
	暴露时间								
	24h	16h	8h	4h	2.5h	1h	25min	16min	1min
1.0	0.280	0.425	0.63	1.06	1.40	2.36	3.55	4.25	5.60
1.25	0.250	0.375	0.56	0.95	1.26	2.12	3.15	3.75	5.00

（续）

频率（1/3 倍频程的中心频率）/Hz	加速度 /（m/s²）								
	暴露时间								
	24h	16h	8h	4h	2.5h	1h	25min	16min	1min
1.6	0.224	0.335	0.50	0.85	1.12	1.90	2.80	3.35	4.50
2.0	0.200	0.300	0.45	0.75	1.00	1.70	2.50	3.00	4.00
2.5	0.180	0.265	0.40	0.67	0.90	1.50	2.24	2.65	3.1
3.15	0.160	0.285	0.355	0.60	0.80	1.32	2.00	2.35	3.15
4.0	0.140	0.212	0.315	0.53	0.71	1.18	1.80	2.12	2.80
5.0	0.140	0.212	0.315	0.53	0.71	1.18	1.80	2.12	2.80
6.3	0.140	0.212	0.315	0.53	0.71	1.18	1.80	2.12	2.80
8.0	0.140	0.212	0.315	0.53	0.71	1.18	1.80	2.12	2.80
10.0	0.180	0.265	0.40	0.67	0.90	1.50	2.24	2.65	3.55
12.5	0.224	0.335	0.50	0.85	1.12	1.90	2.80	3.35	4.50
16.0	0.280	0.425	0.63	1.06	1.40	2.36	3.55	4.25	5.60
20.0	0.355	0.530	0.80	1.32	1.80	3.00	4.50	5.00	7.10
25.0	0.450	0.670	1.0	1.70	2.24	3.75	5.00	6.70	9.00
31.0	0.560	0.850	1.25	2.12	2.80	4.75	7.10	8.50	11.2
40.0	0.710	1.060	1.60	2.65	3.55	6.00	9.00	10.6	14.0
50.0	0.900	1.320	2.0	3.35	4.50	7.50	11.2	13.2	18.0
63.0	1.120	1.700	2.5	4.25	5.60	9.50	14.0	17.0	22.4
80.0	1.400	2.120	3.15	5.30	7.10	11.8	18.0	21.2	28.0

注：表中数值为界限值，指单纯（正弦）的单频率振动有效值或分布振动在 1/3 倍频程带宽内的有效值。

表 8.2-2　横向（背至胸或一侧至另一侧）振动加速度 a_x 或 a_y 的“疲劳—熟练度降低限”数值（见图 8.2-2）

频率（1/3 倍频程的中心频率）/Hz	加速度 /（m/s²）								
	暴露时间								
	24h	16h	8h	4h	2.5h	1h	25min	16min	1min
1.0	0.100	0.150	0.224	0.355	0.50	0.85	1.25	1.50	2.0
1.25	0.100	0.150	0.224	0.355	0.50	0.85	1.25	1.50	2.0
1.6	0.100	0.150	0.224	0.355	0.50	0.85	1.25	1.50	2.0
2.0	0.100	0.150	0.224	0.355	0.50	0.85	1.25	1.50	2.0
2.5	0.125	0.190	0.280	0.450	0.63	1.06	1.6	1.9	2.5
3.15	0.160	0.235	0.355	0.560	0.8	1.32	2.0	2.36	3.15
4.0	0.200	0.300	0.450	0.710	1.0	1.70	2.5	3.0	4.0
5.0	0.250	0.375	0.560	0.900	1.25	2.12	3.15	3.75	5.0
6.3	0.315	0.475	0.710	1.12	1.6	2.65	4.0	4.75	6.3

（续）

频率（1/3倍频程的中心频率）/Hz	加速度/（m/s²）								
	暴露时间								
	24h	16h	8h	4h	2.5h	1h	25min	16min	1min
8.0	0.40	0.60	0.900	1.40	2.0	3.35	5.0	6.0	8.0
10.0	0.50	0.75	1.12	1.80	2.5	4.25	6.3	7.5	10
12.5	0.63	0.95	1.40	2 24	3.15	5.30	80	9.5	12.5
16.0	0.80	1.18	1.80	2.80	4.0	6.70	10	11.8	16
20.0	1.00	1.50	2.24	3.55	5.0	8.5	12.5	15	20
25.0	1.25	1.90	2.80	4.50	6.3	10.6	16	19	25
31.5	1.60	2.36	3.55	5.60	8.0	13.2	20	23.6	31.5
40.0	2.00	3.00	4.50	7.10	10.0	17.0	25	30	40
50.0	2.50	3.75	5.60	9.00	12.5	21.2	31.5	37.5	50
63.0	3.15	4.75	7.10	11.2	16.0	26.5	40	45.7	63
80.0	4.00	6.00	9.00	14.0	20	33.5	50	60	80

注：表中数值为界限值，指单纯（正弦）的单频率振动的有效值或分布振动在1/3倍频程带宽内的有效值。

由图8.2-1、图8.2-2、表8.2-1和表8.2-2可知有关全身振动的标准。

1）“疲劳—工效降低限值”见表8.2-1和表8.2-2。

2）保持人体健康和人在生理上能忍受的振动限值，即“暴露界限”，为表8.2-1或表8.2-2中数值的两倍，即提高6dB。

3）“舒适性降低限值”为表8.2-1或表8.2-2中数值的1/3，即降低10dB。

例1 某一振动作业环境的纵向振动如表8.2-3所示，工人在这样的环境下每日工作4h，问这一环境对工人来说，是否超过了暴露界限？

解：将对应的标准数值续在表8.2-3的下一栏，然后进行比较。发现在中心频率为20Hz的加速度超过标准值，故该振动环境超过劳动保护标准。

由例1可以看出，采用比值法比较科学和准确，但实际使用起来是比较麻烦的。为了便于广大的劳动保护工作者能方便地执行劳动保护标准，ISO2631又建议采用计权法。

计权法即直接用仪器测得频率计权加速度级，然后同图8.2-1和图8.2-2；或同表8.2-1或表8.2-2的4～8Hz数值比较（对纵向振动）或1～2Hz数值比较（对横向振动），如果超过上述数值，认为该振动环境超过劳动保护标准。为了比较方便地采用计权法，一般将标准值换算成级，如表8.2-4所示。

表8.2-3 振动环境评价表

1/3oct中心频率/Hz		1.0	1.25	1.6	2.0	2.5	3.15	4.0	5.0	6.3	8.0
加速度/（m/s²）	振动环境	0.50	0.40	0.52	0.47	0.70	0.60	0.57	0.61	0.80	0.97
	标准值	2.12	1.90	1.7	1.5	1.34	1.2	1.06	1.06	1.06	1.06
1/3oct中心频率/Hz		10.0	12.5	10.5	20.0	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0
加速度/（m/s²）	振动环境	1.14	1.5	1.80	2.70	3.15	3.76	4.10	3.60	3.54	2.73
	标准值	1.34	1.7	2.12	2.64	3.40	4.24	5.30	6.70	8.50	10.60

表 8.2-4　全身振动劳动保护标准（ISO2631）

振动级 VL/（dB）$0dB=10^{-6}m/s^2$ 暴露时间 / 界限		24h	16h	8h	4h	2.5h	1h	25min	16min	1min
舒适性降低限	z	93	97	100	104	107	112	115	117	119
	$x(y)$	90	94	97	101	104	109	112	114	116
疲劳—熟练程度降低限	z	103	107	110	114	117	122	125	127	129
	$x(y)$	100	104	107	111	114	119	122	124	126
暴露界限	z	109	113	116	120	123	128	131	133	135
	$x(y)$	106	110	113	117	120	125	128	130	132

表 8.2-4 中振动级是经过 ISO2631 给出的计权因子计权后的加速度级。

振动加速度级是按下式定义的

$$VAL = 20\lg\frac{a}{a_0} \qquad (8.2\text{-}1)$$

式中　VAL——振动加速度级（dB）；

a_0——基准加速度，取 $a_0=10^{-6}m/s^2$；

a——实测或计算的振动加速度有效值（m/s^2）。

振动计权加速度级是按下式定义的

$$VL = 10\lg\sum 10^{(VAL_i+\alpha_i)/10} \qquad (8.2\text{-}2)$$

式中　VL——振动计权加速度级（dB），也可简称为振动级或振级；

VAL_i——每个频带的振动加速度级（dB）；

α_i——各个频带的计权因子（即计权网络引入的插入损耗）（dB），见表 8.2-5。

在$\pm a_z$振动时为 4～8Hz；在$\pm a_x$或$\pm a_y$振动时为 1～2Hz。

例 2　工人每日 8h 在某一振动环境下工作，横向振动级为 109dB，问该环境是否超过疲劳—熟练程度降低限标准。

解：查表 8.2-4 可知标准值为 107dB，现测得为 109dB，故超过疲劳—熟练程度降低限标准。

至此可知，在衡量一个全身振动环境是否超过某标准值时，可以采用比值法或计权法。用这两种方法来衡量同一环境，可能会出现三种情况：

表 8.2-5　相对于图 8.2-1 和图 8.2-2 所示频响曲线上最大加速度敏感范围的加权因子

频率（1/3 倍频程的中心频率）/Hz	加权因子	
	对纵向振动（图 8.2-1）	对横向振动（图 8.2-2）
1.0	0.50=−6 dB	1.00=0 dB
1.25	0.56=−5 dB	1.00=0 dB
1.6	0.63=−4 dB	1.00=0 dB
2.0	0.71=−3 dB	1.00=0 dB
2.5	0.80=−2 dB	0.80=−2 dB
3.15	0.90=−1 dB	0.63=−4 dB
4.0	1.00=0 dB	0.5=−6 dB
5.0	1.00=0 dB	0.4=−8 dB
6.3	1.00=0 dB	0.315=−10 dB
8.0	1.00=0 dB	0.25=−12 dB
10.0	0.80=−2 dB	0.2=−14 dB
12.5	0.63=−4 dB	0.16=−16 dB
16.0	0.50=−6 dB	0.125=−18 dB
20.0	0.40=−8 dB	0.1=−20 dB
25.0	0.315=−10 dB	0.08=−22 dB
31.5	0.25=−12 dB	0.083=−24 dB
40.0	0.20=−14 dB	0.05=−26 dB
50.0	0.16=−16 dB	0.04=−28 dB
63.0	0.125=−18 dB	0.0315=−30 dB
80.0	0.10=−20 dB	0.025=−32 dB

1）某一振动环境能量完全集中在一个 1/3 倍频带中，则两种方法所得评价结果完全一致。

2）如果某一振动环境的频谱为一个具有与频率计权网络曲线完全相同的 1/3 倍频带宽带谱，则采用比值法衡量合格的环境；如采用计权法则超过标准值 13dB。显然，在这种情

况下，计权法就过于保守了。

3）一般情况下，由于振动频谱不会和频率计权网络形状相同或相似，且频带一般不会很宽，所以两种方法衡量的结果差别不大。由于计权法总是偏于保守些，故对劳动保护等是有利的。

2 5 2 对建筑物内人体的振动标准

人在建筑物内从事的活动有睡眠、休息、学习、思考等活动，为保证这些活动免受干扰，ISO2361/2—1985 规定了三条曲线作为评价标准：建筑物内 z 轴加速度基准曲线，见图 8.2-4，建筑物内 x 或 y 轴加速度基准曲线，见图 8.2-5，建筑物内混合轴加速度曲线，见图 8.2-6。当人在建筑物内活动姿式相对固定时，采用相应的 x（y）或 z 轴曲线；当人在建筑物内或站、或卧、或躺，即姿式不固定时，可采用混合轴曲线。对建筑物内人经常活动之处，或在建筑物中央对振动进行测试并进行频谱分析，将所测结果在图 8.2-4、图 8.2-5 和图 8.2-6 的相对应图上一一描点，若有一点在图中曲线之上，则认为该环境超过标准。

对于各种不同功能的建筑物或者不同性质的振动，以及白天和夜间的区别，应采用不同的容许值，表 8.2-6 给出了修正系数。根据不同情况将图 8.2-4 与至图 8.2-6 中查出的允许振动乘以表 8.2-6 中给出的修正系数，即得出不同功能和情况的允许振动值。

表 8.2-6 在建筑物内人体能承受的容许振动的修正系数

地 点	时间	连续的或间歇的振动以及重复的脉冲冲击	一天人约出现二次的脉冲冲击振动
医院手术室和振动要求严格的工作区域	白天	1	1
	夜晚	1	1
住宅区（最小感觉级）	白天	2	16
	夜晚	1.4	1.4
办公室	白天	4	128
	夜晚	4	128
车 间	白天	8	128
	夜晚	8	128

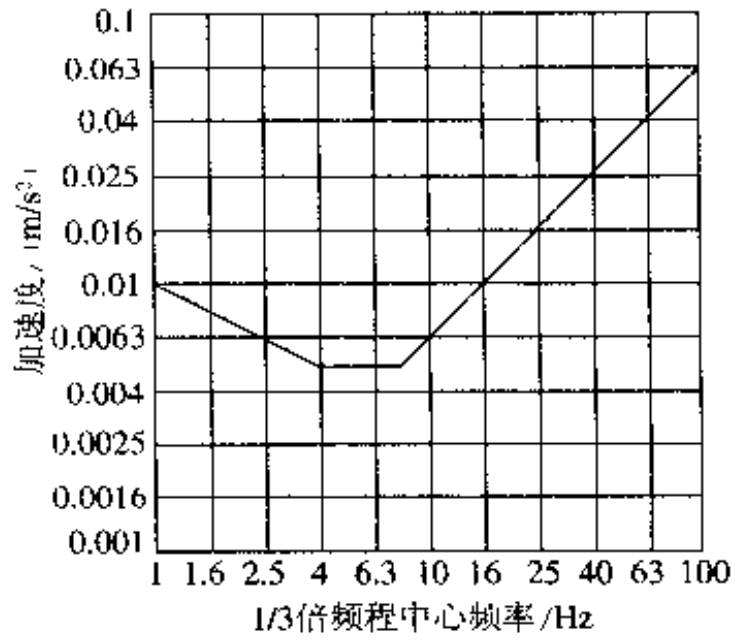


图 8.2-4 建筑物内 z 轴加速度基准曲线（z 轴：足—头）

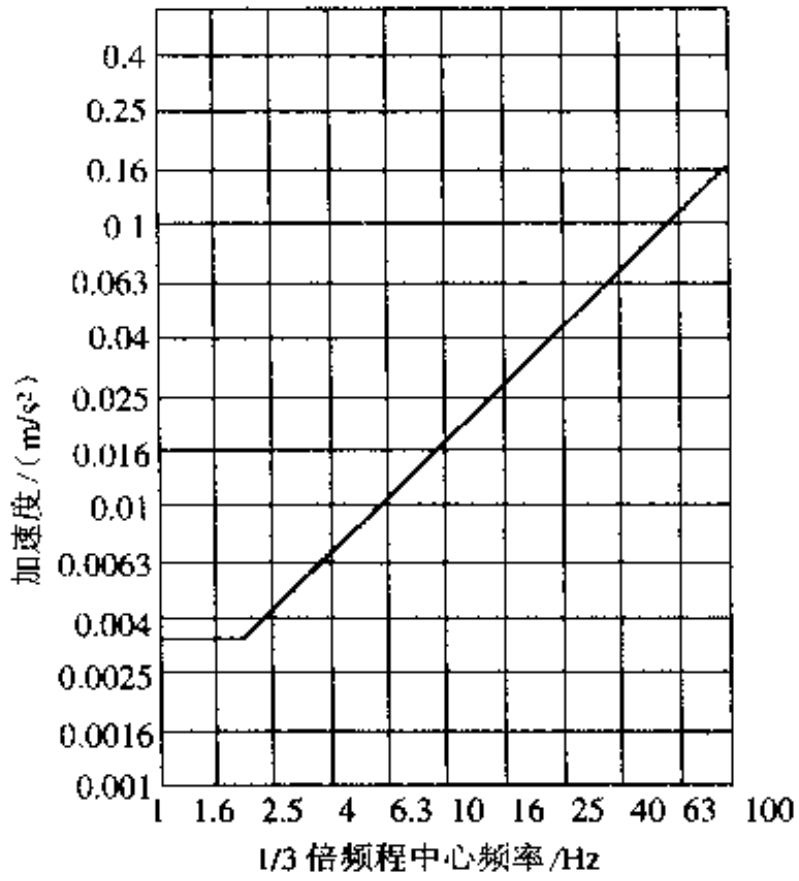


图 8.2-5 建筑物内 x 和 y 轴加速度基准曲线

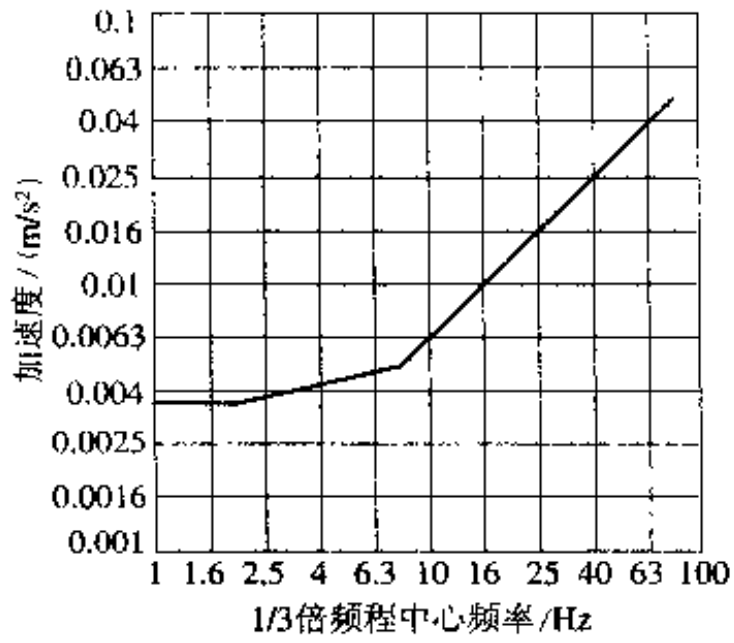


图 8.2-6 建筑物内混合轴（x、y、z 轴）加速度基准曲线

表 8.2-7　ISO 关于建筑物内振动限值的建议

地　　点	时间	振动级/dB（$a_0=10^{-6}m/s^2$）					
		连续振动、间歇振动和重复性冲击			每天只发生数次的冲击振动		
严格工作区（医院手术室、精密实验室）	全天	x（y）轴	z 轴	混合轴	x（y）轴	z 轴	混合轴
		71	74	71	71	74	71
住宅	白天	77～83	80～86	77～83	107～110	110～113	107～110
	夜间	74	77	74	74～97	77～100	74～97
办公室	全天	83	86	83	113	116	113
车间	全天	89	92	89	113	116	113

同样，对人体承受建筑物内振动也可采用计权法，使得标准执行起来简单、方便。此标准值见表 8.2-7。

2.5.3　我国城市区域环境振动标准

我国城市区域环境振动标准为 GB10070—1988，其内容为：

1. 标准值

城市各类区域铅垂向 z 振级标准值如表 8.2-8 所示。

该标准采用的基本评价量为铅垂向 z 振级。铅垂向为传感器安置方向垂直于地面；z 振级定义为：按 ISO2631/1—1985 规定的全身振动 z 计权因子修正后得到的振动加速度级，记为 VL_z（dB）。

2. 测点

测点选在建筑物室外 0.5m 以内振动敏感处，必要时测点置于建筑物室内地面中央，标准值均取表 8.2-8 的值。

表 8.2-8　城市区域环境振动标准（单位：dB）

适用地带范围	昼间	夜间
特殊住宅区	65	65
居民、文教区	70	67
混合区、商业中心区	75	72
工业集中区	75	72
交通干线道路两侧	75	72
铁路干线两侧	70	80

2.5.4　精密仪器、设备的允许振动标准

精密仪器、设备台座的容许振动标准，应由制造部门提供。当无资料时，可根据其对振动的敏感程度的特性按表 8.2-9 或表 8.2-10 选用。表 8.2-9 取自我国机械行业标准 JBJ22—1991《隔振设计规范》；表 8.2-10 取自于冶金行业标准。

表 8.2-9　精密仪器、设备容许振动值

防振等级	精密仪器、设备名称	容许振动线位移/μm	容许振动线速度/（mm/s）
1	每毫米刻 3600 条以上的光栅刻线机	—	0.01
2	每毫米刻 2400 条的光栅刻线机	—	0.02
3	每毫米刻 1800 条的光栅刻线机、自控激光光波比长仪及光栅刻划检刻机、80 万倍电子显微镜、精度 0.03μm 光波干涉孔径测量仪、14 万倍扫描电镜、精度 0.02μm 柯氏干涉仪、精度 0.01μm 双管乌氏光管测角仪 加工精度小于 0.1μm，表面粗糙度 R_a=0.125μm 的超精密车床、铣床和磨床	—	0.03
4	每毫米刻 1200 条的光栅刻线机、6 万倍电子显微镜、▽14 光洁度干涉显微镜、▽13 光洁度测量仪、光导纤维拉丝机、集成电路制版和光刻工序、胶片和像纸挤压涂布机。加工精度 0.1～0.5μm，表面粗糙度 R_a=0.025μm 的五级丝杠车床、螺纹磨床、高精度刻线机、高精度外圆磨床和平面磨床等	—	0.05

（续）

防振等级	精密仪器、设备名称	容许振动线位移/μm	容许振动线速度/（mm/s）
5	每毫米刻600条的光栅刻线机、立式金相显微镜、AC_4型检流计、0.2μm分光镜（测角仪）、高精度机床装配台、超微粒干板涂布机	—	0.10
	加工精度0.5～1μm，表面粗糙度R_a=0.05μm的六级丝杠车床、螺纹磨床、精密滚齿机、精密辊磨床等 精度1×10^{-7}的一级天平TG11、TG128	1.5	
6	精度为1μm的立式（卧式）光学比较仪、投影光学计、测量计	—	0.20
	加工精度1～3μm，表面粗糙度R_a≥0.1～0.2μm的精密磨床、齿轮磨床、精密车床、坐标镗床等 精度为1×10^{-5}～5×10^{-7}的单盘天平MD100—1、DWT－1、DTG160和二级天平TG31、TG328、TG332、TG335	3.0	
7	精度为1μm的万能工具显微镜、精密自动绕线机、接触式干涉仪	—	0.30
	加工精度大于3～5μm，表面粗糙度R_a≥0.4～0.8μm的精密卧式镗床、精密车床、数控车床、仿形车床等，六级天平TG628A，分析天平陀螺仪摇摆试验台	4.8	
8	光点反射检流机、示波检流器、动平衡机、102G气相层析仪（色谱仪）、卧式光度计、扭簧比较仪、大型工具显微镜、双管显微镜、阿贝测长仪、硬度计、电位计、温度控制仪	—	0.50

注：凡表内同时列有容许振动线速度和容许振动线位移的精密仪器、设备，两者均应满足。

表8.2-10 仪表和机床的等级划分及其机座的允许振动标准

等级	允许振动速度 v/（mm/s）	仪表和机床举例	备注
Ⅰ	0.01	一级光栅刻度机	水平振动要求严格
Ⅱ	0.03	精度为0.02μm的干涉仪 精度为0.08μm的光波干涉孔径测量仪 精度为0.1μm的双管弓式光管测角仪	
Ⅲ	0.05	一级光栅刻度机 百万分之一和五十万分之一克天平 6万倍以下的电子显微镜 精度为2μm的刻线机 精度为1s的刻度机 精度为0.025μm粗糙度测量仪 精度为0.012μm干涉显微镜 0级丝杆车床及磨床	水平振动要求严格 水平振动要求严格
Ⅳ	0.1	十万分之一克天平 精度为0.2μm的分光仪 立式金相显微镜 检流计 单晶炉基础 高精度装配车间 一级丝杆车床级磨床、螺纹磨床	水平振动要求严格

（续）

等级	允许振动速度 v/（mm/s）	仪表和机床举例	备注
V	0.2	三级光学读数天平 三级一般刻线机 精度为 1μm 的立式光学比较仪 硬质金属毛坯压划机 投影光学计 陀螺仪标准试验台 螺纹和丝杆磨床、光线曲线磨床、二级丝杆车床、坐标镗床	水平振动要求严格
VI	0.3	四级单盘和五级空气阻尼天平 精度为 1μm 的万能工具显微镜 立式光学机 螺旋线自动刻划机 齿轮磨床、内外圆磨床和平面磨床	
VII	0.5	六级分析天平 大型工具显微镜、双管显微镜 精度为 1μm 的万能测长仪 硬度计、电位计 温度控制仪 精密自动绕线机 精密车床和磨床	较低加工粗糙度
VIII	0.7	卧式光学计、扭簧比较仪 直读光谱分析仪	
IX	1.0	动平衡机 普通车床及磨床	一般粗糙度
X	1.5	车床、铣床、刨床和钻床	较高粗糙度

2.5.5　对建筑物的允许振动标准

建筑物的允许振动标准是与其上部结构、地基的特性以及建筑物的重要性有关。德国 1986 年颁布的标准 DIN4150 第三部分“振动对建筑物的影响”中规定，在短期振动作用下，使建筑物开始遭损坏，诸如粉刷开裂或原有裂缝扩大时，作用在建筑物基础上或楼层平面上的合成振动限值见表 8.2-11。

表 8.2-11　建筑物开始损坏时的振动速度 v 值

序号	结构形式	振动速度峰值 v（mm/s）			
		基础			多层建筑物最高一层楼层平面
		频率范围/Hz			混合频率/Hz
		10 以下	10～50	50～100	
1	商业或工业用的建筑物和类似设计的建筑物	20	20～40	40～50	40
2	居住建筑和类似设计的建筑物	5	5～15	15～20	15
3	不属于 1、2 项所列的对振动特别敏感的建筑物和具有纪念价值的建筑物（如要求保护的建筑物）	3	3～8	8～10	8

第 3 章　地面振动衰减

3.1　影响地面振动衰减的因素

影响地面振动衰减的因素，主要是能量的扩散和能量的吸收。能量扩散是指单位面积上的振动能量随距离的增加而减少，由于振源近处地面振动以体波为主，衰减很快；而远处面波逐渐占主要成分，则衰减较慢。能量的吸收除和距离有关外，还与土类、频率、体波和面波等因素有关。不同特性的振源、不同的振动方向、不同的传播方向，以及不同的土介质，对振动的衰减是有差别的，有时差别还较大。

有关学者根据实测搜集了几百条地面振动衰减曲线，采用数理统计方法，得出有关回归方程，并且得出与振源特性、土类、频率、体波、面波和距离等因素有关的修正系数，从而得到基本符合能量扩散和能量吸收一般规律的地面垂直和水平振动衰减的经验公式。

本手册不打算详细介绍这些公式，只想介绍根据实测和计算所得到的一些表格，以供读者在考虑振源与防振对象之间距离时参考。

3.2　防振距离

各种振源所产生的振动，经设备基础和土介质向外传播而逐渐衰减，当达到一定距离后，在不采取任何防振措施的情况下传来的地面振动已不能影响防振对象，这一距离即称为“防振距离”。振源相同而防振对象不同，则防振距离也是不一样的。本手册主要介绍防振对象为精密仪器设备时的“防振距离”。由于影响防振距离的因素很多，故很难将各种设备和精密仪表等的防振距离定得很详细和很准确。为了能够给在总体规划和总图布置时有一参考，本手册介绍两个表格，供读者采用。

1）表 8.3-1 为防振距离表，该表取自《隔振设计手册》[1]。该表是按不同的振源，以粘土为代表，并以实测的各类动力设备的基础振幅和频率为基准，按有关公式计算推断后再作适当修正，即得到的不采取其他防振措施的最小防振距离。在表列范围内，允许按线性插入法估算相应的不同允许振动速度的防振距离。

2）表 8.3-2 为某些振源引起的振动，该表取自《首届全国建筑振动学术交流会论文集》第 169～171 页。该表亦可作为读者考虑防振距离时参考。

表 8.3-1　防振距离　　（单位：m）

动力设备	设备类型		v/（mm/s）				
			0.03	0.05	0.1	0.3	0.5
火车	厂外货车（铁路干线）		800	600	400	150	80
	厂内货车（专用线）		300	200	100	35	20
汽车	公路干线	柔性路面	120	60	35	15	8
		刚性路面	150	100	50	20	10
	城市道路	柔性路面	80	40	20	10	5
		刚性路面	100	50	25	12	6

[1] 参阅中国船舶工业总公司第九设计院等编．隔振设计手册．北京：中国建筑工业出版社，1986。

（续）

动力设备	设备类型		v/（mm/s）				
			0.03	0.05	0.1	0.3	0.5
汽车	厂区道路	柔性路面	50	25	12	6	--
		刚性路面	65	35	15	8	4
空压机	7L—100/8		300	250	180	80	60
	L8—60/8		200	150	100	40	30
	5L—40/8		150	100	50	30	20
	4L—20/8		80	50	30	20	15
	3L—10/8		60	40	20	15	10
冷冻机	170 系列		60	40	20	10	5
	125 系列		45	30	15	8	4
	100 系列		30	20	10	5	3
	70 系列		15	10	5	3	2
锻锤	16t		1200	1000	900	700	550
	10t		750	650	550	400	300
	5t		600	450	400	300	220
	3t		450	350	300	220	160
	2t		350	250	220	180	120
	1t		200	180	150	100	80
	0.75～0.4t		150	120	100	60	45
	≤0.25t		80	60	50	40	30
压力机	500t 左右		280	220	150	65	45
	315t		220	170	110	50	35
	250t		175	140	80	40	30
	160t		125	95	60	30	25
	100t		90	65	40	25	20
	63t		65	45	30	20	15
	50t		50	35	20	15	12
	30t		40	30	15	10	6
	≤15t		30	20	10	5	3
其他设备	拉力实验机 30t		80	50	30	15	10
	拉力实验机 100t		120	90	50	25	15
	牛头刨 B665（B690）		50（80）	30（50）	20（30）	12（18）	10（12）
	龙门刨（6m，8m）		30	20	15	10	8
	8#～12#风机		25～30	20～25	15～20	10～15	8
	砂轮机		15	10	8	5	
	水泵		10	5	3		

表 8.3-2 某些振源引起的振动

振源	测定时的条件	实测振幅值/μm			实测频率/Hz	地质概况
		竖向	水平径向	水平切向		
汽车	10m 以外在公路上行驶的 4t 载重汽车，时速 30～40km	5.2	--	—	16.7	粉土 fk=160kPa
		—	—	1.62	3.3	
		—	—	2.30	12.5	
	40m 以外，其他同上	1.5	--	—	16.7	—
		--	--	0.42	3.3	
		—	--	0.75	12.5	
火车	10m 以外 32 节货车运行时速 40～50km	3.6	—	—	24.5	粉土 fk=160kPa
		--	15	—	15.7	
		--	--	12.20	10.4	
	30m 以外货车时速 20km	1.23	4.6	4.95	26.0	--
	70m 以外 32 节货车时速 40～50km	1.33	—	—	12.2	—
		--	2.52	--	9.2	
		--	—	6.60	10.4	
	100m 以外货车时速 40～50km	1.42	--	—	--	
		—	2.10	—	—	
		—	—	3.60	10.4	
	200m 以外货车时速 40～50km	0.72	—	—	9.1	
		--	0.90	—	6.1	
		—	—	1.68	7.2	
	300m 以外货车时速 40～50km	0.76	--	--	8.5	
		—	0.96	—	7.3	
		—	—	0.77	9.3	
	100m 以外货车时速 50km	2.5	1.7	5.30	3.0	
	200m 以外货车时速 50km	1.4	1.2	3.60	3.0	
	300m 以外货车时速 50km	0.85	0.9	—	3.0	
锻锤	27m 以外 10t 模锻锤打击时，锤基振幅为 1270μm	145	--	—	11.5	黄土
	27m 以外 3t 自由锻锤打击时，锤基振幅为 48μm	35.6	--	—	11.8	
	100m 以外 2t 模锻锤打击时，锤基振幅为 481μm	10.2	—	--	14.3	砂质粘土夹粉细砂层
		—	5.4	--	16.7	
		—	—	5.4	20.0	
	100m 以外 16t 模锻锤打击时，锤基振幅为 481μm	38.5	—	—	8.0	粘性土
		—	34.1	--	9.45	
		--	-	27.2	9.05	
	100m 以外 16t 模锻锤打击时，锤基振幅为 481μm	21.3	--	--	7.45	
		--	17.5	—	8.00	
		—	—	16.1	9.45	
	360m 以外 16t 模锻锤打击时，锤基振幅为 481μm	7.6	—	—	7.43	
		—	12.5	—	8.0	
		—	—	6.6	8.0	

（续）

振源	测定时的条件	实测振幅值/μm			实测频率/Hz	地质概况
		竖向	水平径向	水平切向		
压缩机	30.5m 以外 1—100/8L 型空压机运转时	7.0				粉土地下水位 -0.96m
	18m 以外 1—100/8L 型空压机运转时	3.0				
	9.2m 以外 1—100/8L 型空压机运转时	48.5	17.0	25.9	5.0	软弱粘土 fk=80kPa 地下水位 -0.8m
	20.4m 以外 1—100/8L 型空压机运转时	23.4	13.6	18.0	5.0	
	108m 以外 1—100/8L 型空压机运转时	10.7	1.7	0.45	5.0	
	138m 以外 1—100/8L 型空压机运转时	9.5	4.1	12.6	4.1	
	265m 以外 1—100/8L 型空压机运转时	7.5	3.6	7.5	4.1	
落锤	33m 以外，锤头重 6t 落程 21m	30.0				土层为高炉矿渣下层为亚粘土
	90m 以外，锤头重 10t 落程 32m	86.0	95.0		7.7	中密砂类土
	165m 以外，锤头重 10t 落程 32m	52.0			7.7	
爆炸	1000m 以外 4.5t 炸药（肥田粉加木屑），采用微差爆破	2.65			1.93	坚硬的岩石
		2.50			5.00	
			9.80		2.10	
			4.25		3.20	
				7.60	2.50	
				3.40	3.80	
	1000m 以外 2.0t 炸药（肥田粉加木屑），采用微差爆破	2.50			1.80	
		1.05			5.00	
			8.65		2.20	
				9.75	2.20	

第 4 章　动力设备的扰力

动力设备的扰力，亦称为动力载荷，是支承结构进行振动计算的重要参数，动力载荷的作用方式可以是力（力矩），也可以是由撞击引起的瞬时初速度，也可以是机身的初位移瞬时消失。主要运动方式有：旋转运动、往复运动、复合运动（如旋转往复运动）及撞击运动等。扰力作用的方向可分解为垂直、水平纵向和水平横向；扰力矩有顺时针向或逆时针向，其中绕 X、Y 轴为回转力矩，绕 Z 轴为扭转力矩。对旋转设备的扰力或扰力矩，应采用机器制造部门提供的数据。当无该项数据时可按本章给出的方法确定，本章针对不同类型的设备，或给出扰力的计算方法，或给出一些计算或实例结果。

4.1　旋转运动设备

旋转运动设备类型很多，常见的有风机、水泵、电机以及某些机床等。

4.1.1　风机、水泵和电机的扰力计算

旋转运动设备扰力的产生，主要取决于旋转部件质量的不平衡程度和相应的偏心距这两个参数。

1. 扰力计算公式

当设备作旋转运动时，不平衡质量绕轴心作圆周运动，并随转速和时间的不同而产生不同的离心力，称为扰力。扰力幅值 P（kN）可按下式计算

$$P=mr_0\omega^2 \qquad (8.4\text{-}1)$$

式中　m —— 机器旋转部件（即转子）的总质量（t）；

r_0 —— 当量偏心距（m）；

ω —— 机器扰力的圆频率（rad/s）。

公式（8.4-1）也可以改写为

$$P=mr_0\left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2=1.1\times10^{-5}mr_0n^2 \qquad (8.4\text{-}2)$$

式中　n —— 旋转设备转速（r/min）。

当风机在潮湿和锈蚀较为严重的环境中使用时，还应考虑乘以介质系数 1.2；对塑料和玻璃钢风机可不考虑介质影响系数。

2. 不平衡质量和当量偏心距

不平衡质量主要是由旋转运动部分的叶轮或转子、轴承和联轴器（或槽轮）等，在加工制作和安装中存在的初始质量不平衡和材质不均匀造成的。为计算方便，可用叶轮或转子的质量 m 代替上述运动部件的总质量，并用调整偏心距来弥补。调整后的偏心距称为当量偏心距。

实际采用的当量偏心距，是指叶轮或转子质量代替运动部件总质量后得到的质心至旋转中心的距离，故还应考虑设备在较长时间使用过程中产生磨损和腐蚀等因素。根据《隔振设计手册》提供的资料，常用风机、水泵和电机的当量偏心距 r_0 如表 8.4-1 所示。

表 8.4-1　当量偏心距 r_0　　（单位：mm）

设备及型号	风机					水泵				电机				
	№5 直联式	带传动				转速/（r/min）				转速/（r/min）				
		№6	№7	№8	№10~№20	2900	1450	1000	750	2900	1450	1000	750	≤600
r_0	0.25	0.55	0.5	0.45	0.4	0.2	0.4	0.6	0.8	0.05	0.1	0.15	0.2	0.3

3. 计算举例

例 1　4-72-11　2.8 风机，其转速为 2900r/min，叶轮质量为 5.6kg，求其扰力。

解：　m=5.6kg=5.6×10^{-3}t

$$\omega=2\pi f=2\pi\times 2900/60$$

查表 8.4-1 知 r_0=0.25mm=0.25×10^{-3}m

于是扰力

$$P=mr_0\omega^2$$

$$=5.6\times10^{-3}\times0.25\times10^{-3}\times\left(2\pi\frac{2900}{60}\right)^2$$

$$=0.129\text{kN}$$

例 2　有一 12SH－28 水泵，其转速为 1450r/min，叶轮质量为 21kg，求其扰力。

解：m=21kg=21×10^{-3}t

$$\omega=2\pi f=2\pi\frac{1450}{60}$$

查表 8.4-1 知 r_0=0.4mm=0.4×10^{-3}m

于是扰力

$$P=mr_0\omega^2$$

$$=21\times10^{-3}\times0.4\times10^{-3}\times\left(2\pi\frac{1450}{60}\right)^2$$

$$=0.193\text{kN}$$

例 3　有一 Y315M$_1$-6 电机，其转速为 1000r/min，转子质量为 300kg，求其扰力。

解：

$$m=300\text{kg}=300\times10^{-3}\text{t}$$

$$\omega=2\pi f=2\pi\frac{1000}{60}$$

查表 8.4-1，r_0=0.15mm=0.15×10^{-3}m

故扰力 $P=300\times10^{-3}\times0.15\times10^{-3}\times\left(2\pi\frac{1000}{60}\right)^2$

$$=0.493\text{kN}$$

4. 几点注意

1）采用表 8.4-1 的当量偏心距时，可根据选用设备平衡性能好坏，作适当调整；也可根据日后设备磨损等因素，将当量偏心距数值调高。这样在设计时保险系数大，最多是偏保守些。

2）在实际计算风机、水泵扰力时，同时还需计算配用电机的扰力，并根据其传动方式进行组合，以考虑其对基础的作用。

4.1.2　金属切削机床的扰力

金属切削机床大部分属于旋转运动类型，各部件之间的传动较为复杂，加工件的形状和部位变化也较多，加工时吃刀量大小也时常变化，故其扰力一般难以按理论进行计算。

从机构原理上来说，机床扰力的产生原因主要为：一是旋转部分不平衡性，如轴承间隙、质量不均匀、加工件的偏位、齿轮咬合不均匀、设备安装的误差、旋转部件的磨损等产生的扰力；二是运转时速度的突变，运动部件方向的突变，或断续切削等产生的某种冲击性扰力；三是切削过程中可能产生的自激振动，但自激振动引起的扰力比前两者要小得多。对于刨床之类的机床，还存在其他形式的扰力。

由于金属切削机床扰力一般难以计算，故大都采用试验的方法确定。

表 8.4-2　给出了某些金属切削机床扰力值，供设计时参考。

表 8.4-2　机 床 扰 力

类　型	扰　力 P_0（N）				
	100	250	500	750	注
车床	CG6125 CM6125	C620-1，CA6140 CW6140，C616， C630，C336， C336K，C1336， TC135，			1．机床扰力作用高度一般在 1.0～1.5m 处，具体可根据设备取用 2．扰力的取值，可按加工件大小及材质而定 3．部分机床资料参考电子工业部第十设计院编《多层厂房机床上楼楼盖设计暂行规定》决定

（续）

类 型	扰 力 P_0 / N				
	100	250	500	750	注
磨床	M1010 MGB1420	M2120，M2110， M7120A， M1040 M7130 M1080	M120 M120W M131W		
铣床		X60，X61，X61W， X62，X62W，X63， X63W，X634W， X8126	X51，X51K， X52，X52K， X53， X53K		
钻床	Z535 Z5135 Z3025 Z3040				
刨床			B5032	B6050 B635 B650 B665 B690	

4.2 旋转往复运动设备

4.2.1 扰力产生的机理

旋转往复运动设备，即曲柄连杆式机器，是通过连杆机构使旋转运动和往复运动相互转化。活塞式压缩机、活塞泵、内燃机、蒸汽机等均是此类设备。在一般机械厂中常用的是活塞式气体压缩机和制冷压缩机。活塞式压缩机就其结构而言，可分为卧式、立式、对称平衡式、对置式和角度式五种。由于曲柄的个数和曲柄连杆机构的列数不同，或者气缸中心线角度的配置方式不同，还可细分，见表 8.4-3。

气体压缩机常用的有 L 型、V 型、W 型、S 型、Z 型（立式）和 D 型（或 M 型，H 型，即对称平衡式）。

1. 扰力产生

压缩机的曲轴随驱动机作旋转运动时，由曲柄连杆机构推动活塞在气缸内沿气缸中心线作往复变速运动，使介质在气缸内完成进气、压缩、排气等过程。介质在气缸内的压力是内平衡的。活塞的往复运动、曲轴的旋转运动和连杆的复合运动所产生的惯性力不能内平衡，故产生周期性的扰力。

表 8.4-3 压缩机的形式及结构特点

形 式		特 点	用 途
卧式	单列卧式	气缸水平布置在曲轴的一侧，曲柄单个设置，以水平扰力为主	多用于大型压缩机
	双列卧式		
立式	单列立式	气缸都垂直布置在曲轴的上方，曲轴为单个或成对设置，以垂直扰力为主	用于中小型空气压缩机和制冷压缩机
	双列立式		
	三列立式		

（续）

形　式		特　点	用　途
对称平衡式	二列对称平衡型	气缸对称布置在曲轴的两侧（或上下），两主轴承之间相对两列气缸的曲柄成对地设置。　、二阶扰力可完全平衡，只剩下扰力矩不能平衡	主要用于多级大型压缩机，其中二列对称平衡型也开始用于中型空气压缩机
	四列对称平衡型		
	六列对称平衡型		
对置式	二列对置式	气缸在曲轴两侧水平布置，曲柄为单个设置，相邻两相对曲柄错角不等于 180°，一阶扰力可平衡，只有一阶扰力及　、二阶扰力矩	用于超高压和低转速压缩机
	三列对置式		
角度式	L 型	气缸中心线在旋转平面内具有一定夹角，但不等于 180°，其中双 V 型、双 W 型、双 S 型的曲柄成对设置，其余的为单曲柄，只要往复运动各列的质量相等，并配以适当的平衡铁，一阶扰力（矩）就能完全平衡；二阶扰力一般不能平衡或只能平衡很少一部分	其中 L 型多用于大中型空气压缩机，其余用于制冷压缩机和小型空气压缩机
	单 V 型		
	双 V 型		
	单 W 型		
	双 W 型		
	单 S 型		
	双 S 型		

2. 扰力计算公式

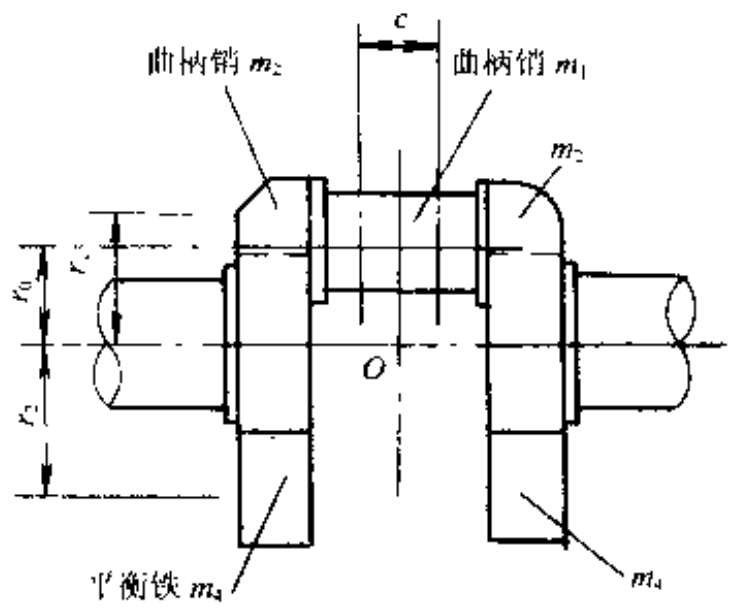
活塞式压缩机在运转过程中作旋转和往复相结合的复合运动，旋转运动产生一阶扰力，往复运动产生一阶和二阶扰力，高阶扰力很小，可略去不计，压缩机各个曲柄和各列所产生的扰力作用线，一般均偏离曲轴中心（见图 8.4-1 坐标原点 O），故其垂直分力和水平分力就会分别产生绕 X 轴的回转力矩及绕 Z 轴的扭转力矩。压缩机的一阶扰力频率为主轴每秒的转数，二阶则为其两倍。

压缩机扰力（矩）的计算较风机等要复杂得多，本篇不想给出各种情况下的计算公式，只是给出原理性说明。

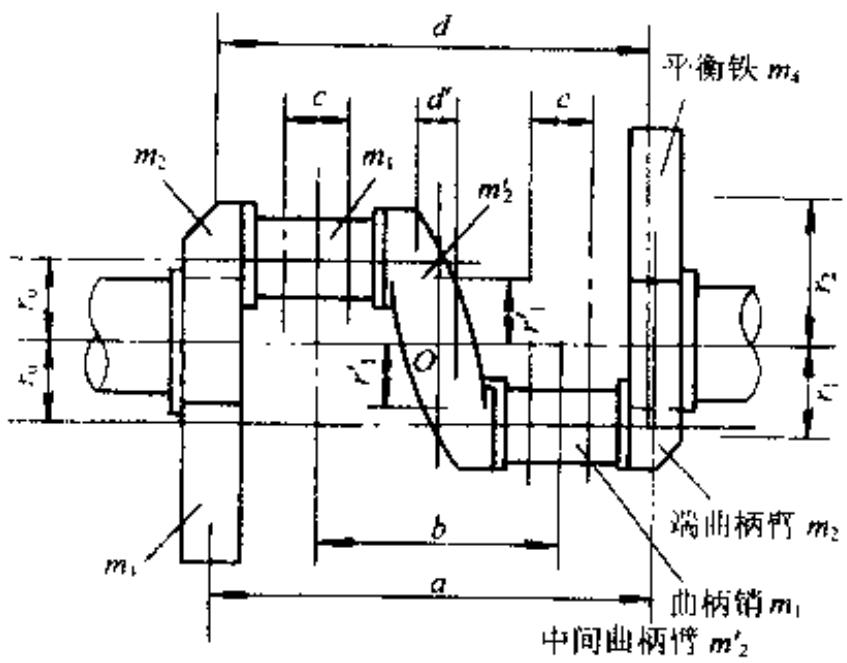
曲柄连杆结构可简化为如图 8.4-1 所示。

压缩机的运动部件较多。旋转运动部件有曲柄销、曲柄臂和平衡铁，往复运动部件有活塞组件（包括活塞及活塞杆等）和十字头组件，连杆上的各点则作旋转和往复相结合的复合运动。由于这些部件质量分布位置不同，计算扰力时，应按旋转运动和往复运动分别进行质量换算。

1）旋转运动部件都铸在或装在曲轴上。曲轴上的曲柄有两种构造：一种是每个单独设置，呈单拐形状，两端可设轴承，见图 8.4-1a，其质量对称分布在曲柄中心线——曲柄销中心至主轴的垂线—— 的两边，平衡铁用于平衡该曲柄产生的扰力；另一种是两个主轴承之间设一对曲柄，这对曲柄的夹角为 180°，由中间曲柄臂连在一起，呈双拐形状，见图 8.4-1b。其质量以该对曲柄的形心点 O 呈中心对称分布，因此，扰力是平衡的，平衡铁用于平衡该对曲柄产生的扰力矩。



a)



b)

图 8.4-1 曲柄计算简图

a）单个设置的曲柄 b）成对设置的曲柄

在计算旋转运动部件所产生扰力（矩）时，以一个曲柄为一基本计算单元，将所有旋转运动部件的质量都换算到曲柄销中心处。

图 8.4-1a 所示单个设置的曲柄，其换算质量 m_r 按下式计算

$$m_r = m_1 + 2\frac{r_1}{r_0}m_2 + (1-\frac{l_c}{l_0})\,nm_3 - 2\frac{r_2}{r_0}m_4 \tag{8.4-3}$$

图 8.4-1b 所示成对设置的曲柄，其换算质量 m_r 按下式计算

$$m_r = m_1 + \frac{r_1 d}{r_0 b}m_2 + \frac{r'_1 d'}{r_0 b}m'_2 + (1-\frac{l_c}{l_0})\,nm_3 - 2\frac{r_2 a}{r_0 b}m_4 \tag{8.4-4}$$

式中 r_0、b —— 曲柄半径和曲柄间距，m；

m_1、m_2、m'_2、m_3、m_4 —— 曲柄销、单曲柄臂（或端曲柄臂）不平衡部分、中间曲柄臂、单连杆组件和单平衡部分的质量，kg；

r_1、d —— 单个曲柄臂（或端曲柄臂）不平衡部分的质心至主轴的距离，和两个端曲柄臂质心之间的轴身距离，m；

r'_1、d' —— 中间曲柄臂的质心至主轴的距离及两个中间曲柄臂质心之间的轴向距离，m；

l_c、l_0 —— 连杆长（圆孔中心距），以其质心至大头圆孔中心的距离，m；

n —— 一个曲柄上所带的连杆数；

r_2、a —— 平衡铁质心至主轴的距离及两个平衡铁质心之间的轴向距离，m。

图 8.4-1b 所示的曲柄，中间曲柄臂的影响一般很小，除少数质量及倾角较大者外，均可略去不计。为了简化计算，其换算质量 m_r 可用式（8.4-5）低替式（8.4-4），由此产生的误差在工程中是允许的。

$$m_r = m_1 + 2\frac{r_1}{r_0}m_2 + \left(1-\frac{l_c}{l_0}\right)nm_3 - \frac{r_2 a}{r_0 b}m_4 \tag{8.4-5}$$

2）往复运动部件在气缸中心线上，虽然一列曲柄连杆机构上可以设一个或多个气缸，但在计算所产生的扰力（矩）时，仍以一列曲柄连杆机构为一基本计算单元。其质量都应换算到与连杆小头圆孔中心相连的十字头或活塞销处，计算式如下

$$m_s = m_5 + m_6 + \frac{l_c}{l_0}m_3 \tag{8.4-6}$$

式中　m_5、m_6 —— 该列曲柄连杆机构上所有活塞组件的质量和十字头组件的质量，kg；其它符号意义同前。

当曲柄绕主轴 O 以频率 ω 旋转时，曲柄连杆机构产生的不平衡力可以分解为由旋转质量 m_r 和平动质量 m_s 所产生的惯性力。该惯性力在 X 及 Z 方向的分量为

$$P_x = r_0\omega^2\left[(m_r + m_s)\cos\omega t + \lambda m_s\cos 2\omega t\right] \tag{8.4-7}$$

$$P_z = r_0\omega^2 m_r \sin\omega t$$

式中　m_r —— 旋转部件不平衡换算质量，即将所有旋转部件的不平衡质量都换算到曲柄销中心处的不平衡质量；

m_s —— 往复运动部件换算质量，即将所有往复运动部件的质量都换算到十字头上的质量；

ω —— 机器的圆频率。

$$\lambda = \frac{r_0}{l_0}$$

式中　r_0—— 曲柄半径；

l_0—— 连杆长度。

对于多气缸机器，每个曲柄连杆结构的干扰力按下式计算

$$P_{ti} = r_{0i}\omega^2\left[(m_{ri}+m_{si})\cos(\omega t+\beta_i) + \lambda m_{si}\cos 2(\omega t+\beta_i)\right] \tag{8.4-8}$$

$$P_{zi} = r_{0i}\omega^2 m_{ri}\sin(\omega t+\beta_i)$$

式中　下标 i —— 曲柄连杆机构的编号；

β_i —— i 号机构曲柄角（rad），即 i 号机构的曲柄与 Z 轴之间夹角。

对于多缸机器，总干扰力应是按式（8.4-8）计算的各气缸干扰力的总和。

扰力矩的计算，即为扰力和相应力臂的乘积。

4.2.2　扰力值资料

扰力值一般应由设备制造厂提供。当设备制造厂提供不出扰力（矩）值时，可以按表 8.4-4 和表 8.4-5 查用。此两表为理论计算值，设计时尚应考虑运动部件的质量误差、安装偏差、长期磨损以及吸排气管道中的气流脉动等因素所产生的附加扰力的叠加影响。因此，常乘以综合系数 k_0 进行调整。k_0 取值范围为

一阶扰力（矩）

角度式　k_0=1.2～1.35［扰力（矩）大者取小值，反之取大值］；

其他形式　k_0=1.15；

二阶扰力（矩）k_0=1.1～1.2。

其他注意事项

角度式及双列立式的制冷压缩机和气体压缩机，当理论计算一阶扰力（矩）值为零或很小时，还应考虑曲轴初始不平衡和运动部件的制造误差等因素产生的一阶扰力 P_1，P_1 值建议按以下原则取值：

气体压缩机和大中型制冷压缩机

$$P_1 = (0.15\sim0.2)\,P_2$$

小型制冷压缩机

100 系列　P_1=0.3P_2

≤700 系列　P_1=1.0P_2

式中　P_2——取二阶垂直或水平扰力中较大者。

表 8.4-4 常用活塞式气体压缩机扰力理论计算值

型号	形式	转速 n_0 /(r/min)	垂直扰力/kN		水平扰力/kN		同转力矩/kN·m		扭转力矩/kN·m		轴心高/m	压缩机质量/t	配用电机		制造厂
			P_{z1}	P_{z2}	P_{x1}	P_{x2}	M_{x1}	M_{x2}	M_{z1}	M_{z2}			型号	功率/kW	
1V-3/8,(V-3/8-1)空压机	单V型	980	0.29	0	0.29	1.14	0	0	0	0	0.45	0.448 (0.409)	JO_2-72-6	22	沈空
			0.54	0.15	0.54	1.32	0	0	0	0	0.45	0.448 (0.409)	JO_2-72-6	22	杭空
2V-6/8,V-6/8-1 空压机	双V型	980	0	0	0	2.27	0.25	0	0.25	0	0.45	0.608	JO_2-82-6	40	沈空
			0	0.35	0	2.76	0.72	0	0.72	0	0.45	0.608	JO_2-82-6	40	杭空
DV-6/7 空压机	双V型	980	0	0	0	1.47	0	0	0	0	0.572		JO_2-91-6	55	北通
W-6/8G 空压机	双W型	960	0	0.24	0	1.13	0.36	0	0.30	0	0.428	0.473	JO_2-82-6	45	蚌空
*W-9/7 空压机	双W型	1450	0	1.47	0	5.49	2.55	0	2.65	0		2.00	JO_1-280-4	75	蚌空
DW-9/7 空压机	双W型	960	0	0.49	0	1.47	0	0	0	0	0.572	1.00	JO_2-92-6	75	北通
11ZA-1.5/8 空压机	双列立式	500	0	0.53	0	0	0.44	0	0.22	0	0.345	0.35	JO_2-61-4	13	江压
*WZ-1.5/5 空压机	单列立式	750	3.04	0.88	0	0	0	0	0	0		0.95	JO_2-132M-11KWO-49	11	上压
2Z-3/8-1	双列立式	730	0.49	2.65	0	0	1.57	0	0	0	0.300	0.823	JO_2-81-8	22	沈气、开压
2Z-6/8-1	双列立式	730	1.67	3.23	0	0	1.86	0	0	0	0.300	1.10	JO_2-91-8	40	沈气、开压
*2Z-1.6-1/350 空压机	双列立式	730	1.67	7.25	0	0	5.88	0	0	0	0.300	0.66	JO_2-82-8	30	沈气
3L-10/8 空压机	单L型	480	4.90	2.65	1.67	1.67	0	0	0	0	0.370	1.70	JR115-6 JO_2-96-6	75	江压、南压
3L-20/3.5			4.41	2.35	4.41	2.35	0	0	0	0	0.370	1.60			南压
$3L_C$-4.5/25	单L型	330	2.16	0.88	0.20	0.49	0	0	0	0	0.370	1.60	JR91-6	55	南压
3L-10/8-1 空压机	单L型	480	2.65	1.57	2.16	1.47	0	0	0	0	0.370	1.56	$YY335M_2$-12	55	昌潍厂
$3L_E$-10/8-G 无油空压机	单L型	480	3.33	2.06	0.98	1.47	0	0	0	0	0.370	1.70	JR115-6	75	南压
L_2-10/8-1 空压机	单L型	980	0	2.25	0	2.25	0	0	0	0	0.300	1.30	JO_2-91-6	55	西压

（续）

型　　号	形　　式	转速 n_0 /(r/min)	垂直扰力/kN		水平扰力/kN		回转力矩/kN·m		扭转力矩/kN·m		轴心高/m	压缩机质量/t	配用电机		制造厂
			P_{z1}	P_{z2}	P_{x1}	P_{x2}	M_{x1}	M_{x2}	M_{z1}	M_{z2}			型　　号	功率/kW	
L3.5-20/7 空压机	单L型	980	1.96	3.92	1.96	3.92	0	0	0	0	0.352	2.20	JR117-6	115	吕潍厂
L3.5-20/8*空压机 L3.5-18/12	单L型	975	1.08	4.41	2.94	4.12	0	0	0	0	0.610	1.70	JS-125-6	120	上三压
L3.5-20/8G 无油空压机	单L型	485	7.94	3.53	3.14	2.55	0	0	0	0	0.500	3.50	JR127-8	130	南压
*L3.5-20/16-18.5 循环压缩机	单L型	975	6.27	2.65	1.76	2.45	0	0	0	0	0.610	1.70		160	上三压
*L3.3-18/1.3-15 乙烯压缩机	单L型	500	7.84	4.12	14.7	5.88	0	0	0	0	0.670	3.50	$ZD_2T493/32-33$	160	大隆
4L-20/8 空压机	单L型	400	7.84	3.43	2.94	2.25	0	0	0	0	0.410	2.52	JR127-8 JS127-8	130	沈气，开压 锡压，北一通
4L-20/8 空压机	单L型	400	9.41	3.53	3.63	2.25	0	0	0	0	0.410	2.52	JR127-8	130	昌潍厂，重压
4L-20/8-1 无油空压机	单L型	485	1.37	3.14	1.57	3.14	0	0	0	0	0.410	3.00	JS128-12	485	锡压
*4L-12.5/22 丙烷气压缩机	单L型	500	13.8	5.29	6.47	3.53	0	0	0	0		2.50	JBO_2102-6	132	北一通
*4L-50/0.7 真空压缩机	单L型	400	5.29	4.12	3.72	3.72	0	0	0	0		3.50	JRO_2102-6	132	北一通
*4L-44/2 活塞式鼓风机	单L型	400	3.82	3.82	3.82	3.82	0	0	0	0		3.30	JB_2117-8	132	北一通
5L-40/8 空压机	单L型	428	17.7	10.8	2.45	5.88	1.42	0	0.78	0	0.500	5.00	TK250-14/1180	250	锡压
5L-40/8 空压机	单L型	428	20.8	8.62	12.3	6.76	1.76	0	1.37	0	0.550	5.00	TDK118/24-14	250	沈气
5L-40/8 空压机	单L型	428	24.5	9.11	13.5	6.66	1.86	0	1.37	0		5.50	TDK118/26-14	250	重压
*5L-40/8 空压机	单L型	428	7.64	6.37	7.15	6.17		0	0		0.650	4.50	TDK250/14	250	上三压
5L-40/8-1 无油空压机	单L型	428	21.3	8.72	6.76	5.49	1.76	0	1.18	0	0.550	6.10	TDK118/24-14	250	沈气

（续）

型　　号	形　　式	转速 n_0 /(r/min)	垂直扰力/kN		水平扰力/kN		同转力矩/kN·m		扭转力矩/kN·m		轴心高/m	压缩机质量/t	配用电机		制造厂
			P_{z1}	P_{z2}	P_{x1}	P_{x2}	M_{z1}	M_{z2}	M_{x1}	M_{x2}			型　　号	功率/kW	
5L-40/8-1 无油空压机	单L型	428	3.04	7.25	2.25	5.98	0.98	0	0.78	0	0.500	6.00	TK250-14/1180	250	锡压
5L-16/50	单L型	428	13.1	6.96	10.9	6.47	1.47	0	1.37	0	0.550	5.60	TDK118/24-14	250	沈气
5L-90/2 煤气压缩机	单L型	428	6.47	7.64	6.47	7.64	1.57	0	1.57	0	0.550	7.11	TK250-14/1180	250	沈气
L5.5-40/8 空压机	单L型	600	2.55	5.39	0	4.90	0.98	0	0.88	0	0.45	3.90	TDK99/27-10 $JS_2L_{13}S_2$-10	250	北一通
L5.5-40/8 空压机	单L型	600	6.66	6.96	2.55	6.17	1.23	0	1.08	0	0.450	4.00	$TDK_2$99/30-10	250	自压
*L5.5-80/2 鼓风机	单L型	590	3.92	5.10	3.92	5.10		0		0		3.90	JS_2L13-10	250	北一通
L8-60/7 空压机	单L型	428	5.59	8.53	2.74	6.86	2.01	0	1.62	0	0.600	7.50	TDK118/32-14	350	北重
L8-60/8 空压机	单L型	428	0.20	8.53	7.64	6.66	2.06	0	1.57	0	0.600	7.00	TK350-14/1180	350	川压
7L-100/8 空压机	单L型	375	2.84	17.3	7.45	18.3	6.17	1.32	6.57	1.37	0.650	12.00	TDK173/20-16	550	沈气
L_{12}-100/8 空压机	单L型	428	0	14.2	0	14.2	4.12	0.83	4.12	0.83	0.600	9.88	TDK143/29-14	560	蚌二空
*LS-22/38 石油气压缩机	单L型	493	26.9	12.3	25.4	12.1		0		0	0.800	5.50	JSQ230-12F	230	上一压
*L3.3-17/320 氮氢气压缩机	双L型四列	500	0	0	0	0						9.50	TDK118/20-12	320	锡压
*L3.3-17/320 氮氢气压缩机	双L型四列	500	0	0	0	0					0.680	14.00	JSQ320/12 异步 TDK320/12 同步	320	上压
2D3.5-15/12 空压机	二列对称平衡型	585	0	0	0.79	0.20	0.29	0	2.94	0.69	0.225	3.20	JR128/10	130	沈气
2D3.5-17/10 空压机		585	0	0	0.39	0	0.29	0	2.94	0.69	0.225	2.60	JR127-10	115	沈气
2D3.5-20/8 空压机	二列对称平衡型	585	0	0	0.39	0	0.29	0	2.94	0.69	0.225	3.01	JR127-10	115	沈气
2D3.5-20/8-1 无油空压机	二列对称平衡型	585	0	0	0.39	0	0.29	0	2.94	0.69	0.225	3.40			沈气
BD-40/8 空压机	二列对称平衡型	730	0	0	0	0	0	0	6.32	1.47	0.400	4.00	JSL400-245-8	245	蚌二空
BD-80/2	二列对称平衡型	730	0	0	0	0	0	0	6.32	1.47	0.400	4.00	JSL400-245-8	245	蚌二空

（续）

型　　号	形　　式	转速 n_0 /(r/min)	垂直扰力/kN		水平扰力/kN		同转力矩/kN·m		扭转力矩/kN·m		轴心高/m	压缩机质量/t	配用电机		制造厂
			P_{z1}	P_{z2}	P_{x1}	P_{x2}	M_{x1}	M_{x2}	M_{z1}	M_{z2}			型　　号	功率/kW	
*$2D_{12}$-60/5($2D_{12}$-120/2.5)	二列对称平衡型	428	0	0	0	0	0	0	19.1	4.02	(1.00)	15.00	TDK118/34-14	(450)400	上三压
*$2D_{12}$-60/8 空压机	二列对称平衡型	375	0	0	0	0	0	0	14.7	3.14	(1.00)	15.00		400	上三压
$2D_{12}$-100/8 空压机	二列对称平衡型	500	0	0	0	0	6.76	0	31.6	5.00	0.430	10.00	TDK143/25-12	550	北一通
*$2D_{12}$-100/8($2D_{12}$-200/2.5)	二列对称平衡型	500	0	0	0	0	0	0	24.9	5.19	(1.00)	15.00	TDK143/25-12 悬挂式	550(630)	上三压
*$2T_{12}$-100/8 空压机	二列对称平衡型	428	0	0	1.18	0.59	10.2	0	36.5	5.29	0.430	13.00	TDK173/20-14	550	沈气
$2T_{12}$-50/25 空压机	二列对称平衡型	420	0	0	1.67	0	1.27	0	31.9	4.12	0.430	9.85	TDK173/20-14	550	沈气
*$2D_{6}$-$_{4}$/285-320 循环气压缩机	二列对称平衡型	333	0	0	0	0	2.06	0	5.49	0.88	暂缺	6.50			柳空
*512-6/285-320 氮氢气循环压缩机	二列对称平衡型	300	0	0	0	0	10.0	0	20.3	2.25	暂缺	11.50	TDK215/24-20	630	大隆
*513 高压乙烯压缩机	二列对称平衡型	100~500	0	0	0	0	0	0	11.4	2.25	暂缺	8.70	$ZD_2T85/40$-48	500	大隆
*2AD8-20/50 氨压机	二列对称平衡型	490	0	0	6.57	1.37	0	0	14.9	3.04	暂缺	9.25	TSQ1512-12	330	大隆
*2AD15-95/20 氨压机	二列对称平衡型	300	0	0	0	0	11.9	0	42.7	6.76	暂缺	13.07	TDK215/24-20	630	大隆
*2AD15-35/50	二列对称平衡型	300	0	0	0	0	11.8	0	44.6	7.15	暂缺	15.00	TDK215/24-20	630	大隆
*3D22 Ⅱ -14.5/14-320 氨氢气压缩机	三列对置式	333	0	0	4.31	56.8	0	0	158	35.3	暂缺	29.80		1800	上压
*3D22 Ⅲ -165/320 氨氢气压缩机			0	0	4.12	54.9	0	0	152	33.9	暂缺	32.90		1800	上压
*3M16-117/21 焦炉气压缩机	三列对置式	375	0	0	0	44.6	48	0	183	27.0	暂缺	22.00	TDK173/41-16	1000	北重
*4D12-55/220 二氧化碳压缩机	四列对称平衡型	333	0	0	0	0	17.4	0	42.6	1.57	暂缺	23.00	TDK173/40-18	1000	大隆

（续）

型　　号	形　　式	转速 n_0 /(r/min)	垂直扰力/kN		水平扰力/kN		回转力矩/kN·m		扭转力矩/kN·m		轴心高/m	压缩机质量/t	配用电机		制造厂
			P_{z1}	P_{z2}	P_{x1}	P_{x2}	M_{x1}	M_{x2}	M_{z1}	M_{z2}			型　　号	功率/kW	
*4D22-127/100	四列对称平衡型	300	0	0	0	0	50.5	0	126	3.33	暂缺	41.70	TDK260/36-20	2000	大隆
*4D45-322/245-320 氮氢气压缩机	四列对称平衡型	300	0	0	0	0	176	0	520	0	暂缺	79.43	TDK260/74-20	4000	上压
*4M8-30/320 氮氢气压缩机	四列对称平衡型	375	0	0	8.72	1.96	8.33	0	2.55	0.29	暂缺	20.00	TDK173/20-16	550	沈气
*4M12-100/42 石油气压缩机	四列对称平衡型	375	0	0	13.9	3.82	18.9	0	58.8	3.43	暂缺	25.00	TDK173/41-16	1000	沈气
*4M12-55/220 二氧化碳压缩机	四列对称平衡型	333	0	0	0	0	14.7	0	46.8	1.47	暂缺	20.00	TDK215/31-18	1000	沈气
*4M12-59/30,4M12-59/25 氧压机	四列对称平衡型	375	0	0	1.96	0.59	8.43	0	27.0	0	暂缺	30.00	TDK173/29-16	630	上三压
*4M12-59/44 氧压机	四列对称平衡型	375	0	0	1.96	0.59	8.43	0	27.0	0	暂缺	30.00	TDK173/35-16	800	上三压
*4M16-117/23 焦炉气压缩机	四列对称平衡型	375	0	0	0	0	16.0	0	57.8	0	暂缺	28.60	TDK173/41-16	1000	北重
*4M16-72.5/24-10.2/4→28 空气天然气联合压缩机	四列对称平衡型	333	0	0	14.0	2.84	14.4	0	44.7	1.86	暂缺	26.00	TDK215/31-18	1000	沈气
*4M32-30/12-165 氢气压缩机	四列对称平衡型	300	0	0	0	0	82.8	0	188	2.25	暂缺	45.00	TDK260/51-20	3000	沈气
*4M45-30/22-320 氮氢气压缩机	四列对称平衡型	300	0	0	0	0	96.0	0	252	0	暂缺	50.00			沈气
*4H12-200/8 空压机	四列对称平衡型	428	0	0	1.57	0	14.3	0	51.5	0	暂缺	25.00	TDK173/49-14	1250	沈气
*H12Ⅱ-85/110 油田气压缩机	四列对称平衡型	428	0	0	0	0	16.9	0	44.1	2.25	暂缺	23.40	TDK173-45/14	1000	上压
*H12 Ⅲ-14/12-109 氮氢气压缩机	四列对称平衡型	428	0	0	3.53	0	16.9	0	37.6	0.20	暂缺	18.30	TDK173-45/14	1000	上压

（续）

型　　号	形　式	转速 n_0 /(r/min)	垂直扰力/kN		水平扰力/kN		回转力矩/kN·m		扭转力矩/kN·m		轴心高/m	压缩机质量/t	配用电机		制造厂
			P_{z1}	P_{z2}	P_{x1}	P_{x2}	M_{x1}	M_{x2}	M_{z1}	M_{z2}			型　号	功率/kW	
*H22ⅡA-260/15 油田气压缩机	四列对称平衡型	250	0	0	0	0	58.8	0	155	30.4	暂缺	53.00	TDK260/60-24	2000	上压
*H22ⅢA-165/320 氢氢气压缩机	四列对称平衡型	333	0	0	0	0	58.8	0	145	27.0	暂缺	112.11	TDK260/60-18	2500	上压
*H228-18/14-320 压缩机	四列对称平衡型	333	0	0	0	0	58.8	0	120	19.0	暂缺	38.70	TDK260/60-18	2500	上压
*6M12-100/44 氧压机	六列对称平衡型	333	0	0	0	0	11.9	0	38.2	0	暂缺	400.00		1400	上三压
*2LY-9.2/30-Ⅰ氧压机	三列立式	485	1.18	0.20	0	0	11.6	1.37	4.70	0	暂缺	5.20	JR12-110-129	110	杭氧
*2LY-120/55-30 氧压机	双列立式	375	0	22.7	0	0	55.3	0	0	0	暂缺	15.00	TDK173/35-16	800	杭氧
*2LY-188/5-30 氧压机	双列立式	495	0	0.39	0	0	96.0	0	0	0	暂缺	15.00		1000	杭氧

注：1. 表中带“*”号产品的数值引自《机械工程手册》第38篇《机器基础》，其余数据是根据1983年各厂产品进行计算的。

2. 当本表数据与生产厂提出的数据不一致时，应以生产厂提出的数据为准，产品改进后，表中数据不适用。

3. 轴心标高一般从设备座底算起；当从地面±0.000算起时，则以（）表示。

4.

简称	全称	简称	全称
沈　气	沈阳气体压缩机厂	上一压	上海第一压缩机厂
沈　空	沈阳空气压缩机制造厂	上三压	上海第三压缩机厂
北　通	北京第一通用机械厂	大　隆	上海大隆机器厂
北　重	北京重型机器厂	杭　空	杭州空气压缩机厂
昌潍厂	山东昌潍生建机械厂	杭　氧	杭州制氧机厂
蚌　空	蚌埠空气压缩机厂	江　压	江西气体压缩机厂
蚌二空	蚌埠第二空气压缩机厂	西　压	西安压缩机厂
南　压	南京压缩机厂	川　压	四川空气压缩机厂
锡　压	无锡压缩机厂	重　压	重庆空气压缩机厂
上　压	上海压缩机厂	柳　空	柳州空气压缩机厂

表 8.4-5 常用活塞式制冷压缩机扰力理论计算值

型 号	形 式	转速 n_0 /（r/min）	垂直扰力/N		水平扰力/N		回转力矩/N·m		扭转力矩/N·m	
			P_{z1}	P_{z2}	P_{x1}	P_{x2}	M_{x1}	M_{x2}	M_{z1}	M_{z2}
2F6.3	双列立式	600	0	45	0	0	22	0	14	0
2F6.5	双列立式	850	0	40	0	0	30	0	20	0
2F6.5	双列立式	1440	0	110	0	0	110	0	80	0
2FV7	单 V 型	1440	0	0	0	115	0	0	0	0
3FW7	单 W 型	1440	0	41	0	120	0	0	0	0
4FS7	单 S 型	1440	0	62	0	150	0	0	0	0
4FV7	双 V 型	1440	0	0	0	230	110	0	110	0
6FW7	双 W 型	1440	0	81	0	240	86	0	86	0
8FS7	双 S 型	1440	0	125	0	300	0	0	0	0
2F10	双列立式	960	0	210	0	0	50	0	0	0
4F10	双 V 型	960	0	0	0	290	100	0	100	0
2AL-10	双列立式	960	0	250	0	0	220	0	110	0
2FL-10	双列立式	1440	0	550	0	0	490	0	250	0
4AV-10	双 V 型	960	0	0	0	340	190	0	190	0
4FV-10	双 V 型	1440	0	0	0	770	410	0	410	0
6AW-10	双 W 型	960	0	120	0	360	120	0	120	0
6FW-10	双 W 型	1440	0	270	0	820	270	0	270	0
8AS-10	双 S 型	960	0	190	0	450	0	0	0	0
8FS-10	双 S 型	1440	0	420	0	1010	0	0	0	0
2AL-12.5	双列立式	960	0	690	0	0	350	0	760	0
4AV-12.5	双 V 型	960	0	0	0	980	250	0	250	0
6AM-12.5	双 W 型	960	0	340	0	1030	470	0	470	0
8AS-12.5	双 S 型	960	0	530	0	1280	330	0	330	0
4AV-17	双 V 型	720	0	0	0	1890	2860	0	2860	0
6AW-17	双 W 型	720	0	670	0	2010	1330	0	1330	0
8AS-17	双 S 型	720	0	1030	0	2500	340	120	340	0

注：1. 表中数据系根据 1983 年产品计算，当与生产厂提出的数据不一致时，应以生产厂提出的数据为准。产品改进后，本表数据不适用。

2. 半封闭式的压缩机扰力和开启式的相同。

3. 双级压缩机的扰力和其对应型号的单级压缩机相同，如双级 S8A-10 可取单级 8AS-10 的扰力值。

4.3　锻锤

锻锤按工作特点可分自由锻和模锻；按进气种类不同又分蒸气锤、空气锤和蒸空两用锤，见图 8.4-2；按构造形式又可分为单臂锤与拱式锤两类。锻锤工作时，用手柄或脚踏杠杆操作，以进气压力为驱动源，带动锤头作上下往复运动，以达到空行程、提锤、轻重连续打击、压锤、单次打击等动作。无论何类锻锤，当锻锤的锤头以一定的下落速度作用于基础上时，将引起基础初速度而产生振动。

1. 锤基初速度

（1）锻锤的锤击速度 v_0

锻锤的锤击速度一般应按说明书上规定的最大锤击速度 v_0 值取用。

若说明书未表明锤击速度，只给最大打击行程（即下落高度）h_0 时，可按式（8.4-9）和式（8.4-10）计算。

单作用锤（自由下落锤）

$$v_0 = 0.9\sqrt{2gh_0} \qquad (8.4\text{-}9)$$

双作用锤

$$v_0 = 0.65\sqrt{2h_0\frac{pS+m_0g}{m_0}} \qquad (8.4\text{-}10)$$

式中　S ——气缸活塞面积（m^2）；

m_0 ——落下部分最大质量（t）；

p ——气缸中最大进入空气或蒸汽的压力（kN/m^2）。

如实际工作介质（空气或蒸汽）压力 p 小于说明书上规定的最大工作气压，则可酌情考虑 p 值按实际工作压力取值。落下部分最大质量 m_0，对自由锻来说，包括活塞、锤杆和锤头的质量；模锻锤另加锻模的最大质量。

若说明书仅给出锤击最大能量 E_0 时，v_0 可按式（8.4-11）计算

$$v_0 = \sqrt{\frac{2.2E_0}{m_0}} \qquad (8.4\text{-}11)$$

（2）锤基初速度

当锤头 m_0 以速度 v_0 下落碰撞下部质量 m_1 时，由动量守恒定理，可得碰撞后下部质量的初速度（可认为是锻锤基础的初速度，即锤基初速度）

$$v_1 = \frac{m_0v_0(1+e)}{m_1+m_0} \qquad (8.4\text{-}12)$$

式中　m_1 ——机架、砧座和基础的总质量（t）；

v_1 ——m_1 的速度（m/s），即锤基初速度；

e ——撞击回弹系数，对于模锻锤，精锻钢制件时 e=0.7，粗锻钢制件时 e=0.5，锻扁钢制件时 e=0.3，锻有色金属时 e=0；对于自由锻，e=0.25。

2. 锻锤的有关技术资料

锻锤的主要技术参数应根据生产厂提供的数据取用，当无资料时，可按表 8.4-6 采用。

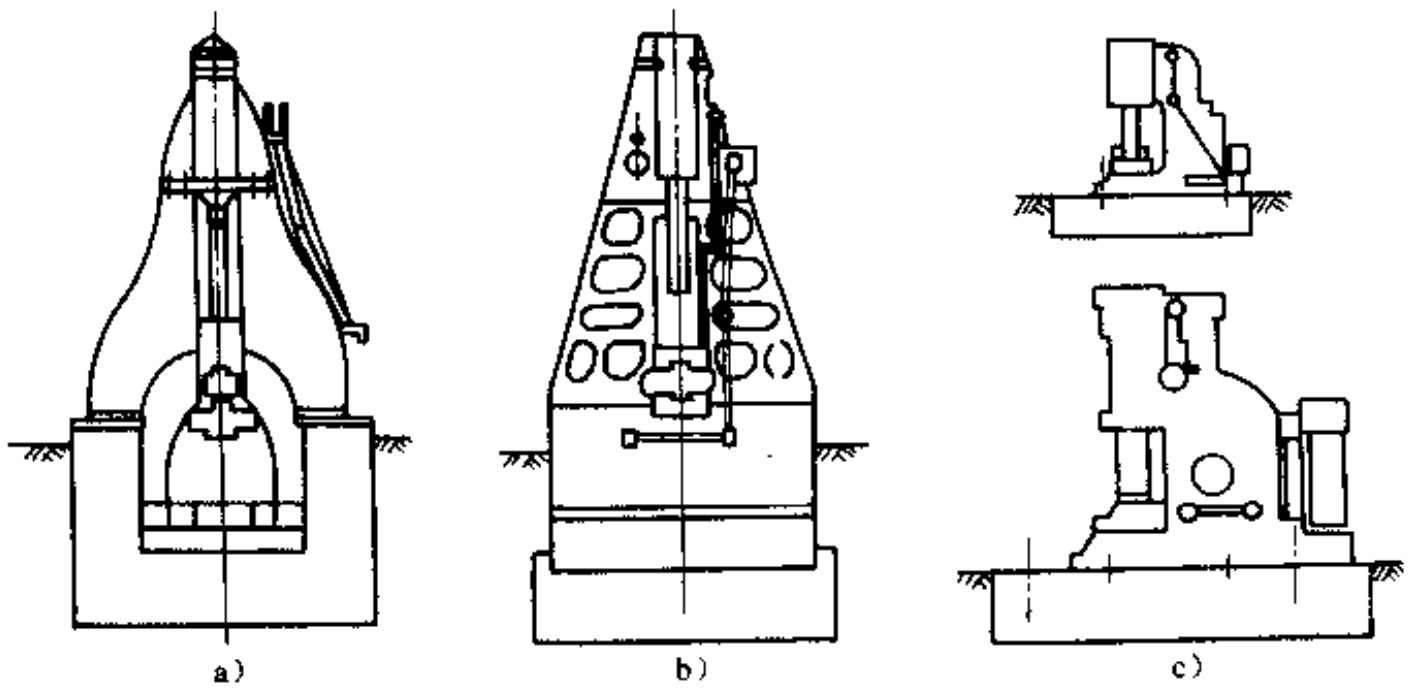


图 8.4-2　锻锤示意图

a）自由锻锤　b）模锻锤　c）空气锤

表 8.4-6 锻锤主要技术参数

设备类型		落下部分 名义质量/t	落下部分 实际最大质量 m_0/t	锤击最大能量 E_0/kN·m	最大工作行程 h_0/m	气缸 直径 d/m	气缸 面积 S/m²	进气压力 p/(kN/m²)	锤击最大速度 v_0/(m/s)	锤击次数/(次/min)	砧座质量/t	机架质量/t	锻锤总质量/t	机架质心至打击中心距离 c/m
16t 模锻		16	20.662	392	1.5	0.860	0.581	690~880	8.75	40	325.852	96.24	422.087	
10 模锻		10	12.5	245	1.4	0.750	0.442	690~880	9.35	50	235.533	75.74	311.27	
5t	模锻	5	5.79(5.92)	123	1.3(1.25)	0.540	0.229	690~880	8.90	60	112.547	43.7	156.34	
	自由锻	5	桥式	177	17.728	0.680	0.369	690~790	(6.62)		(44.35)		(156.8)	
			双柱	251	1.50	0.660	0.342	690	8.4	90	75	63.52	138.52	
											68.7,68	82,85	(153)	
3t	模锻	3	3.785 3.15	74	1.25	0.460	0.166	690~880	6.5	—	51.4	26.34	77.74	
		3	单柱 3.2	118	1.2 1.45	0.550	0.238	690~790	9.05	90、85	30	31.1	61.1	
	自由锻		双柱 3.08 3.68	149							45.8	31.6	77.4	
	悬臂锻	3	3.078		1.2	0.55		690~880			38	31.1		0.85
2t	模锻	2	2.512	49	1.2	0.380	0.113	690~880	7.8	70	40,41	17.9	57.9	
	自由锻	2	1.356		1.1	0.480	0.181	(590~790)			19.2	12.5		
	悬臂锻	2	2.34	69	1.26	0.430		690~880	8.9	85、90	28.39	25.6	44.8	
					1.1	0.48	0.145	690~880			25.2	(29.55)	(58)	0.75
												23.5		
1t	模锻	1	1.200	25	1.2	0.280	0.062		10	80	20.3	11.6	31.9	
	自由锻	1	1.2	35	1.0	0.330	0.086	590~880	8.33	100	12.7	15.1	27.8	
	悬臂锻	1	1.0	26	0.95	0.280	0.062	690~880			14.0	19.8	26	
0.75t 空气锤		0.75		19	0.835				7.05	105	9	9	26	0.85
0.56t 空气锤		0.56	0.44		0.6				6.93	115	6.77	6.72	18	0.75
0.4t 空气锤		0.4		13	0.7	0.470	0.173		6.83	120	4.8~5	9	14~15	1.03
0.25t 空气锤		0.25		9		0.385	0.116		6.45	140	3	3.0	8	0.05
0.2t 空气锤		0.2		5	0.42				6.3	150	1.1	2.8	7.9	0.51
0.15t 空气锤		0.15		4	0.35				5.45	180	1.9	1.9	4.7~5.13	0.71
0.075t 空气锤		0.075		2.2~2.5	0.35				5.1	210			2.33	0.52
0.065t 空气锤		0.065		1	0.28~0.332	0.240	0.045		4.6	200	1~1.08	1.8	2.73~2.9	0.29
0.04t 空气锤		0.04		0.8~0.9	0.27					245	0.5	1.0	1.5	0.4

注：1. 名义质量原为名义重。

2. 锤击能量原单位为 t·m，1t·m 等于 9.8kN·m。

3. 98kN/m² 相当于 1kg/cm²，例 690～880kPa，即 7～9kg/cm²。

4.4　压力机

压力机种类很多，有液压机、螺旋压力机和机械压力机等，本手册主要介绍量大面广的曲柄滑块机构驱动的机械压力机（以下简称压力机）。

1. 分类和工作原理

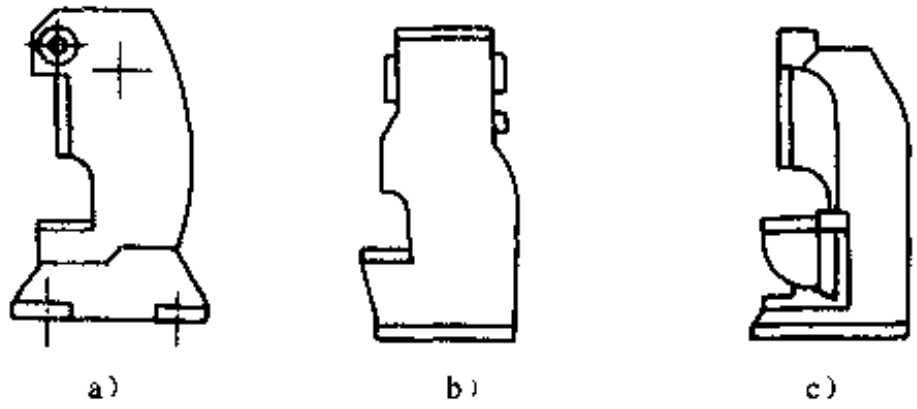
压力机属于冷加工冲压设备，适用于对原材料的弯曲、成形、冲孔、切料及零件装配等。冲压压力机分开式和闭式两种，见图 8.4-3 和图 8.4-4。开式压力机又分可倾式和固定式，其整体机身外形一般为 C 形悬臂式。可倾式可绕轴转动一个角度，比较灵活。这类压力机的公称压力较小，常见的为 24.5kN（2.5t）到 980kN（100t）。闭式压力机又分组合式和整体式。组合式由上横梁、立柱及工作台（或称底座）三部分组成，并由拉紧螺栓把它们连成整体。闭式机身均为框式。这类压力机的公称压力较大，一般为 1570kN（160t）到 24 500kN（2500t）。大型闭式压力机由于冲压件大，需要大尺寸的工作平台，滑块及上模也要相应增大，需设一根、二根或四根连杆，以连接滑块及上模，使滑块及上模平稳地同步升降，以便将压力分布均匀。对于配有一、二、四根连杆的，分别称闭式单点、双点和四点压力机。

压力机的工作是以电机为驱动力，由 V 带带动带轮，经过大小齿轮传给曲柄，曲柄上装有连杆，连杆下端连着滑块。当曲轴旋转运动时，使滑块作直线上下往复运动，而上模紧固在滑块上，下模装在垫板上。材料或毛坯放在上下模之间作冲裁，或作其他变形工艺的成形以制成工件。

2. 压力机瞬时初位移

（1）机身瞬时初位移的确定

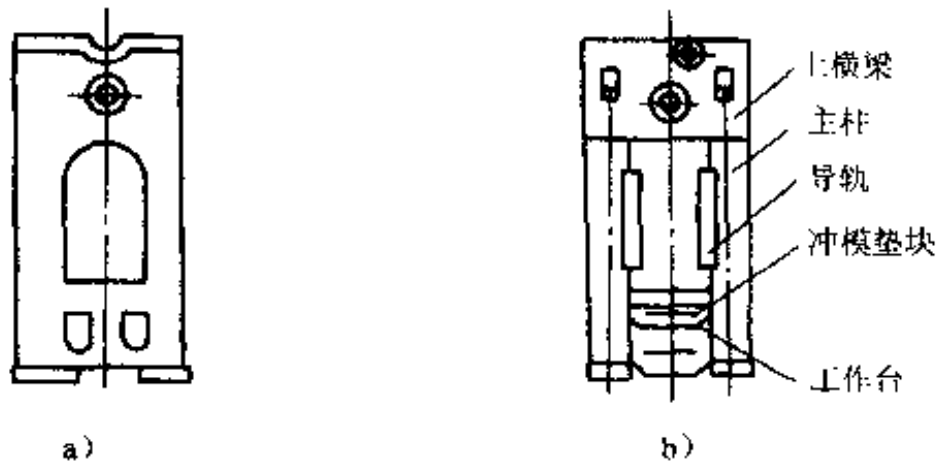
压力机工作时引起的振动，主要是在压、弯和冲、剪材料完成的瞬时，冲头与工件相互



a）　b）　c）

图 8.4-3　开式压力机

a）双柱可倾式　b）单柱固定式　c）单柱活动台式



a）　b）

图 8.4-4　闭式压力机

a）整体式　b）组合式

作用力突然消失后，由机身立柱的弹性变形回缩引起的。其次，是上模梁和工作平台由于弯剪作用产生的变形，以及曲轴的弯曲变形和连杆的压缩变形等引起的。但这些部位与机身均为铰接，属机身的连接部件变形，影响较小。至于飞轮和电机的不平衡性、曲轴连杆与冲头组成曲柄连杆机构的不平衡性、冲头与工件接触时的冲击力等所引起的振动，由于转速较低，冲头又往往都在接近下死点处（运动速度为零）才与工件接触，这时冲头速度很低，引起的振动是不大的。为了简化计算，对次要部分的变形和不平衡性的影响，可根据不同类型的压力机系列，近似给出一个综合附加系数 k_1 来代替。

压力机立柱在公称压力 p（kN）的作用下，产生的弹性变形Δ，见图 8.4-5。当压力消失后，立柱的伸长变形回弹，将作为两个自由度的弹性系统。此时，上部质量为立柱以上部分质量（包括立柱质量的上半）m_1，下部质量为立柱以下部分质量（包括立柱质量的下半）和基础质量的总和 m_2，见图 8.4-5d。质量 m_1 的瞬时初位移值Δ由下式计算

$$\Delta = k_1 \Delta_0$$

式中 k_1—— 综合附加系数的取值，开式压力机 1.15，闭式组合压力机 1.3，闭式整体压力机 1.5。

立柱的弹性变形Δ_0可由下式计算

开式压力机 $$\Delta_0 = k_2 \frac{p l_1}{E_1 S_1} \qquad (8.4\text{-}13a)$$

闭式整体机身 $$\Delta_0 = \frac{p l_1}{E_1 S_1} \qquad (8.4\text{-}13b)$$

闭式组合机身 $$\Delta_0 = \frac{p l_1 l_2}{E_1 S_1 l_2 + E_2 S_2 l_1} \qquad (8.4\text{-}13c)$$

式中 p —— 压力机的公称压力（kN）；

E_1、E_2 —— 立柱和拉紧螺栓的弹性模量（kN/cm²）；

l_1、l_2 —— 立柱和拉紧螺栓的计算长度（cm）；

S_1、S_2 —— 立柱和拉紧螺栓的当量总断面（cm²）；

k_2 —— 开式压力机的经验系数，由试验确定，一般取 k_2=8。

当量总断面按下式计算

$$S_1 = \frac{\sum l_i}{\sum \frac{l_i}{S_i}} \qquad (8.4\text{-}14)$$

当采用平均断面 $S_1 = \frac{\sum S_i l_i}{\sum l_i}$ 时，计算结果比当量断面大 10%左右。

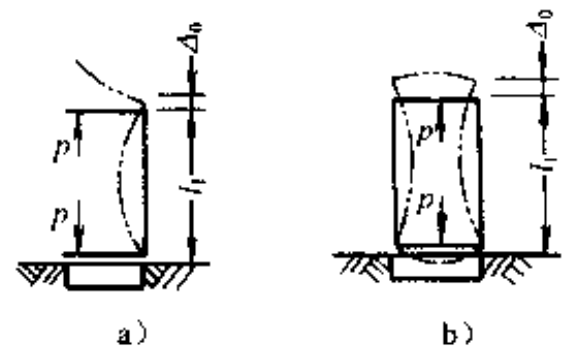


图 8.4-5 压力机立柱初始位移示意图

a）开式 b）闭式（整体式）

c）闭式（组合式） d）计算图式

（2）压力机的有关技术参数

技术参数参见表 8.4-7。

部分压力机产品系列的常用型号及有关技术参数见表 8.4-7。

例 1 求 J23-63 型开式可倾压力机机身的初始位移值。

由于开式压力机机身各部断面变化复杂，立柱断面近似取危险断面，见图 8.4-6。长度近似取曲轴至平台间的距离，则 S_1=1016cm²，l_1=121cm。

表 8.4-7 压力机技术参数

型号		公称压力 p/kN	立柱			拉紧螺栓			立柱上部质量/t	立柱下部质量/t	计算		实测弹性变形 Δ/cm	生产厂
			计算长度 l_1/cm	当量断面 S/cm^2	弹性模量 E_1/(N/cm^2)	计算长度 l_2/cm	断面 S_2/cm^2	弹性模量 E_2/(N/cm^2)			弹性变形 Δ_0/cm	初始变形 $\Delta=k_1\Delta_0$ / cm		
开式可倾	J23-3.15	31	41	79	12.75×10^6	—	—	—			0.01	0.0115		无锡锻压机床厂
	J23-6.3	61.8	50.8	144.38	(HT20-40)	—	—				0.0105	0.0121		
	J23-16	157	78	338		—	—		0.755	0.3	0.0328 (0.023)	0.0377 (0.026)		济南第二机床厂（上海第一机床厂）
	J23-25	245	92.2	444.25 (500)		--	—		1.27	0.51	0.0461 (0 0284)	0.0530 (0.0326)	0.041	
	J23-30	294	92	—		—	—		—	–				
	J23-35	343	—	602.46	8.83×10^6	---	--	—	1.55	0.62				
	J23-40	392	112	767.5 (923.8)	(12.75×10^6)	---	—		2.53	1.01	0.0519 (0.03)	0.0597 (0.043)	0.043	
	J23-63	618	121	1016		—	—		3.44	1.38	0.0667	0.0767	0.068	
	J23-80	785	147	1514.2		—	---		4.14	1.66	0.069	0.0794	0.08	
	J23-100	980	—	1495.7		—	—		7.14	2.86				

（续）

型号		公称压力 p/kN	立柱			拉紧螺栓			立柱上部质量/t	立柱下部质量/t	计算		实测弹性变形 Δ/cm	生产厂
			计算长度 l_1/cm	当量断面 S/cm^2	弹性模量 E_1/(N/cm^2)	计算长度 l_2/cm	断面 S_2/cm^2	弹性模量 E_2/(N/cm^2)			弹性变形 Δ_0/cm	初始变形 $\Delta=k_1\Delta_0$ / cm		
闭式单点	J31-100	980	140	795	12.75×10^6	—	—	—	3.22	1.61				上海冲剪机床厂
	J31-160A（整体式）	1576	181.5	1207		—	—							上海锻压机床厂
	J31-250	2450	233.5	946	8.83×10^6	379.5	86.6	20.6×10^6	21.87	8.63	0.027	0.0353		济南第一机床厂
	J31-315	3090	232	936		392	122.7		25.02	10.78	0.0318	0.0413		
	J31-630	6180	845	1078	20.6×10^6	680	232.4		44.34	17.46	0.0394	0.0512		
闭式双点	J36-160	1570	200	455		437	56.48		27.88	9.63	0.015	0.0195		
	J36-250	2450	245	1150	8.83×10^6	456.5	113.04		34.4	14.2	0.0237	0.0309		
	J36-630	6180	309	1635		549.5	229.7		71.58	26.03	0.0483	0.0628		
	J36-800	7850	439.5	1349.3		828	283.5		93.7	30.31	0.0507	0.069		
组合闭式四点	J39-800	7850	437	2511.5	12.75×10^6	867	117.02	20.6×10^6			0.0798	0.1031		上海锻压机床厂
其他型号	K-471	980/618	207	932	9.81×10^6	338	254		8.5	3.5	0.0164/0.0104	0.0213/0.0131		
	JA31-160A	1570	220	1976		—	—		7.3	4.1	0.0178	0.0231		
	K2626	1570	220	1022		362	254		9.7	4	0.0262	0.0341		
	K272	1962	200	1097		297	220		9.89	4.88	0.0284	0.0369		
	K2735	2453	256.5	1170		350	380		16.8	6.5	0.0365	0.0475		
	K265	3090	291.5	2368		452.5	452.6		25.9	12.6	0.0308	0.040		

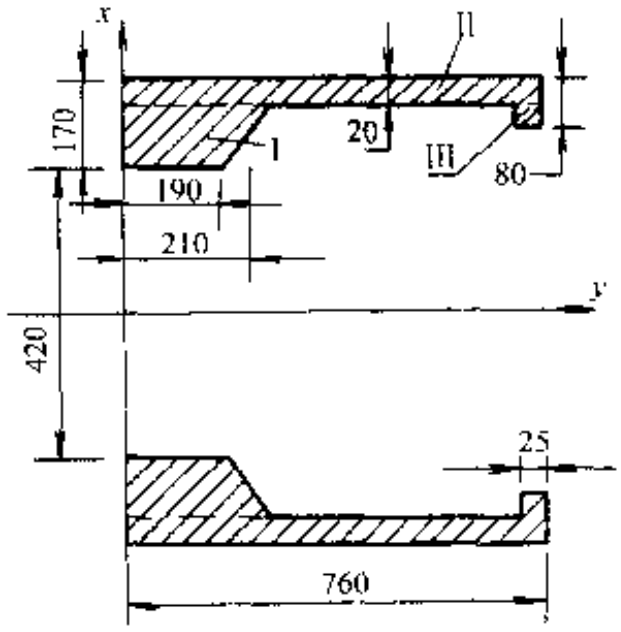


图 8.4-6　J23-63 立柱危险断面

机身弹性变形按式（8.4-13a）计算为

$$\Delta_0 = k_2 \frac{pl_1}{E_1 S_1} = 8 \times \frac{618 \times 121 \times 10^3}{8.83 \times 10^6 \times 1016}\text{cm} = 0.0667\text{cm}$$

机身位移

$$\Delta = k_1 \Delta_0 = 1.15 \times 0.0667\text{cm} = 0.0767\text{cm}$$

例 2　求 J31-315 型闭式单点压力机的初始位移值。

从工厂收集来的图纸，先算出立柱和拉紧螺栓的断面尺寸和刚度，然后算出弹性变形和初始位移值。

由图 8.4-7 算得立柱各段断面和长度，列入表 8.4-8。

表 8.4-8　J31-315 立柱和螺栓断面

各段部位	I	II	III	IV	V	VI	总和
面积 S_1/cm^2	4000	1055	960	2505	2600	655	936.7
长度 l_1/cm	7	75	100	2.5	2.5	45	232

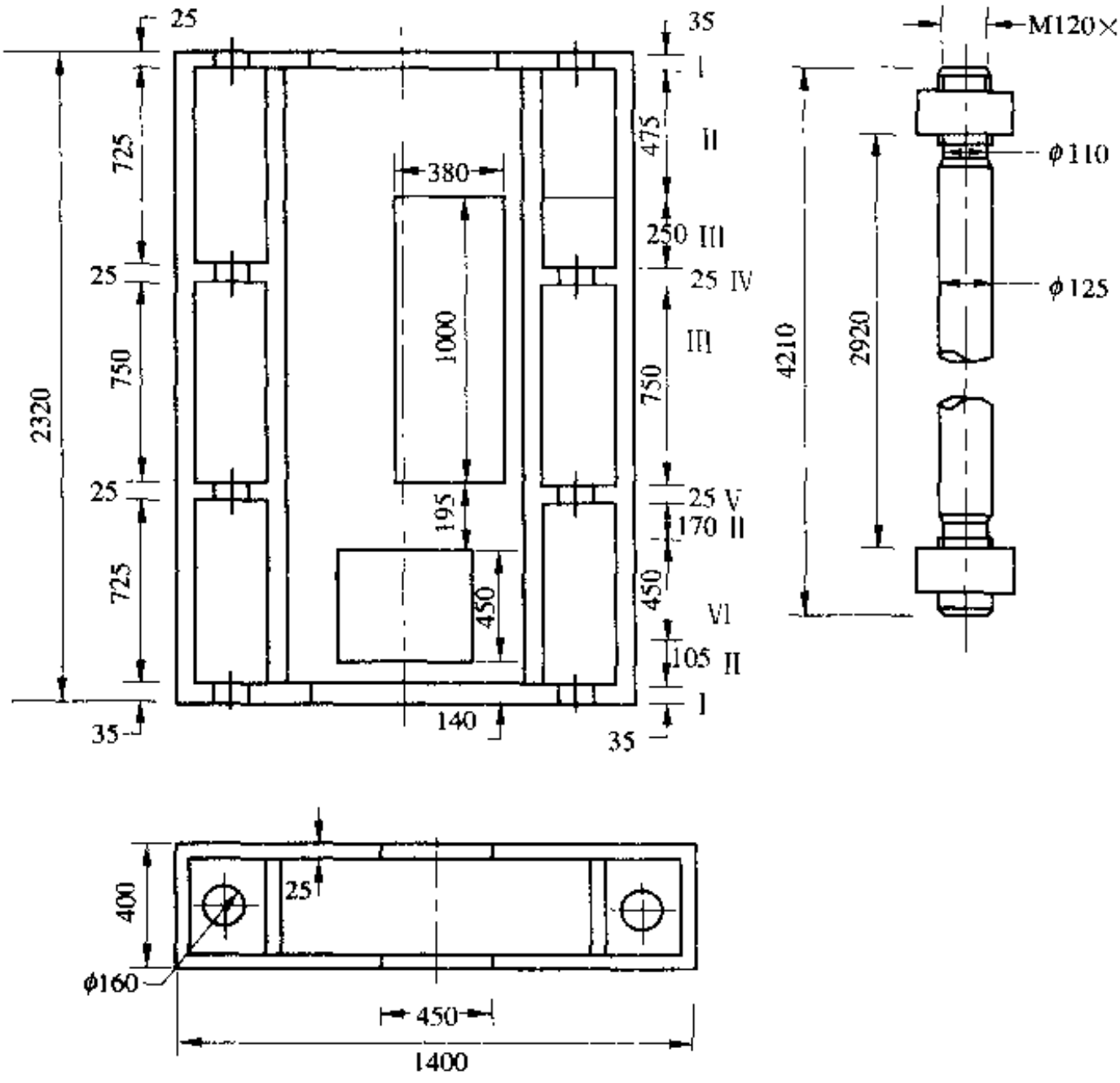


图 8.4-7　J31-315 立柱和螺栓断面

当量断面

$$S_1 = \sum l_i / \sum \frac{l_i}{S_i}$$

$$= 232 + \left(\frac{7}{4000} + \frac{75}{1055} + \frac{100}{960} + \frac{2.5}{2505} + \frac{2.5}{2600} + \frac{45}{655} \right) \text{cm}^2$$

$$= 936.7\text{cm}^2$$

取用平均面

$$S_1 = \sum S_i l_i / \sum l_i$$

$$= [4\times 7 + 1.055\times 75 + 0.96\times 100 + 2.5\times(2.505+2.6) + 0.655\times 45]\times 10^3 / 232\text{cm}^2$$

$$= 1057.6\text{cm}^2$$

平均断面比当量断面大 12.9%。

拉紧螺栓 d=12.5cm，l_2=392cm，

$$S_2 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.1416\times 12.5^2}{4} = 122.7\text{cm}^2$$

立柱弹性变形按式（8.4-13c）计算

$$\Delta_0 = \frac{p l_1 l_2}{2E_1 S_1 l_2 + 4E_2 S_2 l_1}$$

$$= \frac{3090\times 232\times 392\times 10^3}{2\times 8.83\times 10^6 \times 936.7\times 392 + 4\times 20.6\times 10^6 \times 122.7\times 232}\text{cm}$$

$$= \frac{2.81\times 10^{11}}{6.4845\times 10^{12} + 2.3456\times 10^{12}}\text{cm} = \frac{2.81\times 10^{11}}{8.83\times 10^{12}}\text{cm} = 0.0318\text{cm}$$

初位移

$$\Delta = k_1 \Delta_0 = 1.3\times 0.0318\text{cm} = 0.0413\text{cm}$$

通过计算和试验测定所得冲压压力机的瞬时初始位移值，均列入表 8.4-7。

第 5 章　隔振设计与实施基本方法

在振动控制技术中，隔振是目前振动控制工程上应用最为广泛和有效的措施。利用隔振器以降低因机器本身的扰力作用引起的机器支承结构或地基的振动，称为积极隔振；为减少精密仪器和设备或其他隔振体在外部振源的作用下的振动，称为消极隔振。

本章阐述的有关设计、计算等适合于下列情况：

1）积极隔振和消极隔振；

2）具有简谐扰力和冲击作用的机器；

3）具有单自由度和双自由度的隔振体系。

5.1　隔振设计资料

进行隔振设计时，通常应具备下列资料：

1）设备的型号、规格及轮廓尺寸图等。

2）设备的质心位置、质量和质量惯性矩。

3）设备底座外廓图、附属设备、管道位置和坑、沟、孔洞的尺寸、灌浆层厚度、地脚螺栓和预埋件的位置等。

4）与设备和其基础连接的有关的管线图。

5）当隔振器支承在楼板或支架上时，需有支承结构的图纸。若隔振器设置在基础上时，则需有地质资料、地基动力参数和相邻基础的有关资料。

6）动力设备为周期性扰力时，需有工作频率及设备启动和停止时频率增减情况的资料；若为冲击扰力时，需有冲击扰力的作用时间和两次冲击的间隔时间。对消极隔振，要知设备支承处的扰力频谱。

7）对积极隔振，要知动力设备正常运转时所产生的扰力（矩）的大小及其作用的位置。若无扰力和扰力矩资料，则必须具有机器运动部件的质量、几何尺寸、传动方式及机器转动部分的质量偏心距、活塞冲程等资料。

8）动力设备、仪表等容许振动值，支承结构或地基的容许振动值，必要时还应具有附近建筑物和精密仪表或精密加工工艺容许振动资料。

9）所选用或设计的隔振器的特性（如承载力、压缩极限、刚度和阻尼比等）以及使用的环境条件。

10）隔振器所处位置的空间大小、最低和最高温度及酸、碱、油等侵蚀介质发生的可能性。

5.2　隔振方式与设计原则

5.2.1　隔振台座的设置

隔振器可直接设置在机器的机座下，也可设置在与机座刚性连接的基础下面，通常称与机座刚性连接的基础为隔振台座或刚性台座。刚性台座从材料角度可分为两类：一类是由槽钢角码等焊接而成；另一类是由钢筋混凝土浇铸而成。在下列情况下，应设置刚性台座。

1）机器机座的刚度不足；

2）直接在机座下设置隔振器有困难；

3）为了减少被隔振对象的振动，需要增加隔振体系的质量和质量惯性矩；

4）被隔振对象是由几部分或几个单独的机器组成。

5.2.2　隔振方式的选择

隔振方式通常分为支承式、悬挂式和悬挂支承式。

1）支承式（图 8.5-1），隔振器设置在被隔振设备机座或刚性台座下。

2）悬挂式（图 8.5-2），被隔振设备安装在两端为铰的刚性吊杆悬挂的刚性台座上或直接将隔振设备的底座挂在刚性吊杆上。悬挂式可用于隔离水平方向振动。

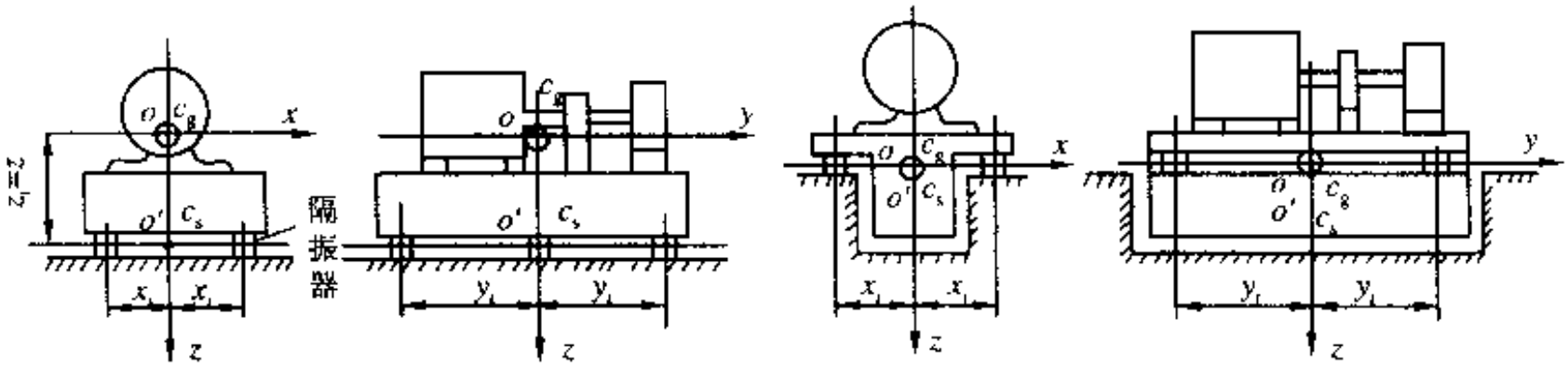


图 8.5-1 支承式隔振方式

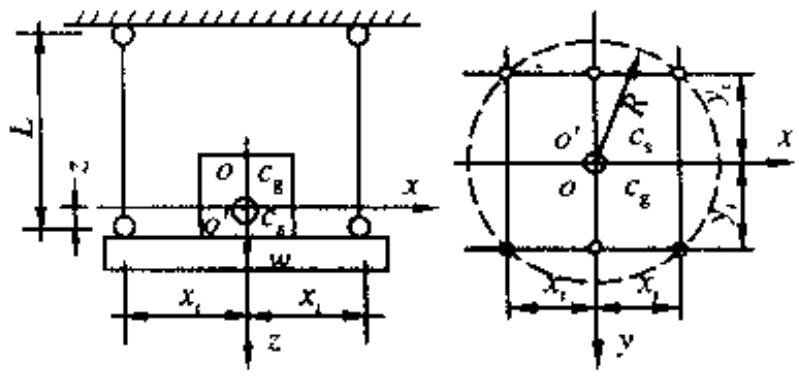


图 8.5-2 悬挂式隔振方式

5.2.3 在考虑隔振方式时，同时应考虑下列要求

1）应便于隔振器的安装、观察、维修以及更换所需要的空间。

2）有利于生产和操作。

3）应尽可能缩短隔振体系的重心与扰力作用线之间的距离。

4）隔振器在平面上的布置，应力求使其刚度中心与隔振体系（包括隔振对象及刚性台座）的重心在同一垂直线上。对于积极隔振，当难于满足上述要求时，则刚度中心与重心的水平距离不应大于所在边长的5%，此时垂直向振幅的计算可不考虑回转的影响。对消极隔振，应使隔振体系的重心与刚度中心重合。

5）对于附带有各种管道系统的机组设备，除机组设备本身要采用隔振器外，管道和机组设备之间应加柔性接头；管道与天花板、墙体等建筑构件连接处均应安装弹性接件（如弹性吊架或弹性托架），必要时，导电电线也应采用多股软线或其他措施。此部分考虑如图 8.5-3 所示。

6）隔振体系的固有圆频率 ω_0 应低于干扰圆频率 ω，至少应满足 $\omega/\omega_0>1.41$。一般情况下，ω/ω_0 比值在 2.5～4.5 范围内选取。当振源为矩形或三角形脉冲时，脉冲作用时间 t_0 与隔振体系固有周期 T 之比，应分别符合 $t_0/T\leqslant 0.1$ 或 0.2。

7）有下列情况之一时，隔振体系应具有

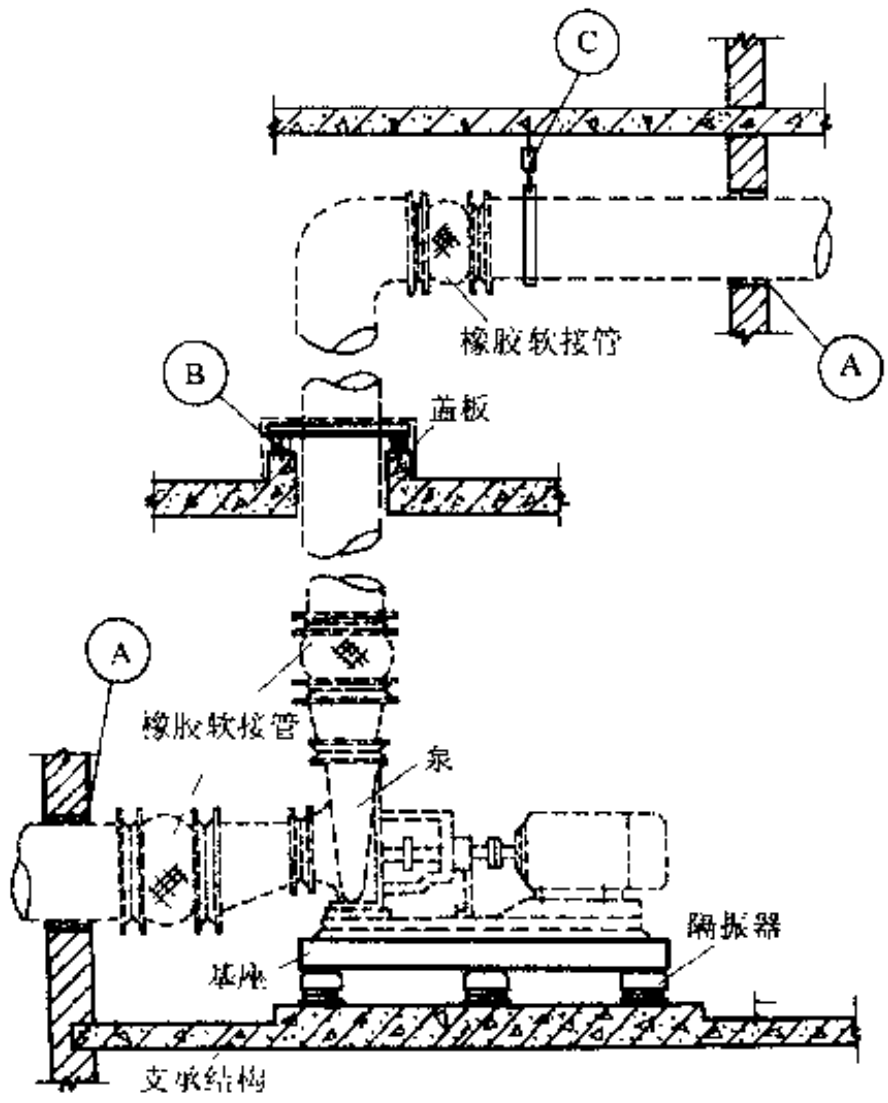


图 8.5-3 管道柔性连接

A—管道穿墙柔性处理

B—管道穿楼板或屋顶的弹性板处理

C—管道弹性吊挂

足够的阻尼：

⑴ 在开机和停机的过程中，扰频经过共振区时，需避免出现过大的振动位移，一般阻尼比取 0.06～0.10；

⑵ 对冲击振动，阻尼比宜在 0.15～0.30 范围内选择，一般取 0.25 左右；

⑶ 消极隔振的台座因操作原因产生振动时，应有阻尼，以使其迅速平稳，一般阻尼比宜在 0.06～0.15 范围内选取。

5.3　隔振参数选用的步骤

隔振的基本参数是隔振体系的质量 m 和质量惯性矩 J，隔振器的刚度 k 和阻尼比 ζ，隔振体系的传递率和被隔振体的容许振动线位移（或容许振动速度）。在正式详细地进行隔振计算之前，隔振体系基本参数的选择，可假定隔振体系为单自由度体系（对一般简单的隔振工程，如刚性台座制作合适，隔振器布置合理，也可视为单自由度体系），按下列步骤进行：

1）根据实际工程需要，确定振动传递率 μ，则隔振效率 β 为

$$\beta = 1-\mu \qquad (8.5\text{-}1)$$

2）由传递率 μ 求出隔振体系的固有频率 ω（rad/s）：

$$\omega_0 = \omega\sqrt{\frac{\mu}{1+\mu}} \qquad (8.5\text{-}2)$$

3）根据实际结构情况，假定隔振体系总参振质量 m（包括机组及台座等）。

4）按下列公式计算隔振体系的总刚度 k

$$k=m\omega_0^{\,2} \qquad (8.5\text{-}3)$$

式中　k —— 隔振体系总刚度（kN/m）；

m —— 隔振体系总质量（t）

5）按下式计算隔振器数量 N：

$$N \leqslant \frac{k}{k_1} \qquad (8.5\text{-}4)$$

式中　k—— 所选用的单个隔振器的刚度（kN）。

6）按下式核算隔振器的总承载能力

$$Np_j \geqslant W+1.5p_d \qquad (8.5\text{-}5)$$

$$W=mg \qquad (8.5\text{-}6)$$

式中　p_j —— 单个隔振器容许承载力（kN）；

W —— 隔振体系总重量（kN）；

m —— 隔振体系总质量（t）；

g —— 重力加速度（9.81m/s²）；

p_d —— 作用在隔振器上的干扰力（kN）。

7）根据隔振器的布置情况，按本篇等有关公式，试算隔振体系上要求振动控制点的最大振动线位移 A_{max}（或最大振动线速度等），使之满足

$$A_{max} \leqslant [A] \qquad (8.5\text{-}7)$$

式中　$[A]$ —— 容许振动线位移。

8）调整参振总质量 m、总刚度 k 等，最终满足传递率 μ 和控制点的最大线位移。

9）阻尼比的选择　积极隔振体系所需的阻尼比 ζ，可根据机器转速的增减速度 ε 和通过共振区时隔振体系的容许的最大振动位移 A_v（或 $A_{\varphi v}$）与当量静位移 A_{ev}（或 $A_{e\varphi v}$）的比值，按图 8.5-4 中的曲线确定。

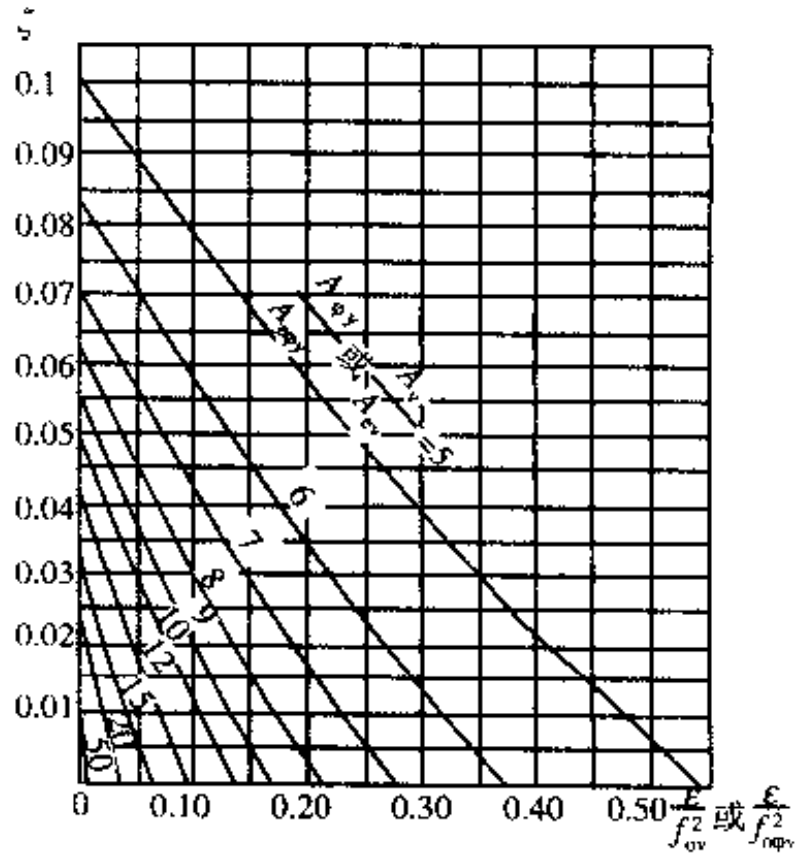


图 8.5-4　求隔振器所需阻尼比 ζ 图表

注：　ε —— 机器在单位时间内增减的转速（Hz/s）；

f_{ov}、$f_{o\varphi v}$ —— 隔振体系沿和绕 v 轴向（v 分别为 x、y、

z）的固有频率（Hz）；

A_v、$A_{\varphi v}$——机器在开车和停车通过共振区时，隔振体系沿和绕v轴向的最大振动线位移（m）、角位移（rad）；

A_{ev}、$A_{e\varphi v}$——分别为隔振体系沿和绕v轴向的当量静线位移（m）、角位移（rad）；

$$A_{ev}=\frac{p_{ev}}{k_v};\quad A_{e\varphi v}=\frac{M_{ov}}{k_{\varphi v}};$$

k_v、$k_{\varphi v}$——隔振器沿和绕v轴向总的刚度（kN/m、kN·m）；

p_v、M_v——作用在隔振体系重心 C_g 处，沿和绕v轴向的干扰力（kN）、干扰力矩（kN·m）。

对受脉冲扰力作用产生的振动位移 A_v（或 $A_{\varphi v}$）要求在时间 t 衰减为 A_{av}（或 $A_{e\varphi v}$）的隔振体系，其阻尼比ζ值可按下列公式计算：

$$\zeta=\frac{1}{\omega_{ov}t}\ln\frac{A_v}{A_{av}}$$

或

$$\zeta=\frac{1}{\omega_{o\varphi v}t}\ln\frac{A_{\varphi v}}{A_{a\varphi v}}\qquad(8.5\text{-}8)$$

5.4　隔振体系的固有频率

隔振体系动力计算是比较复杂的，在保证一定的计算精度下，需要作出某些计算简化，如对支承式隔振体系，计算简图如图 8.5-5 所示。在计算中假定：

1）支承隔振体系的支承刚度为无限大；

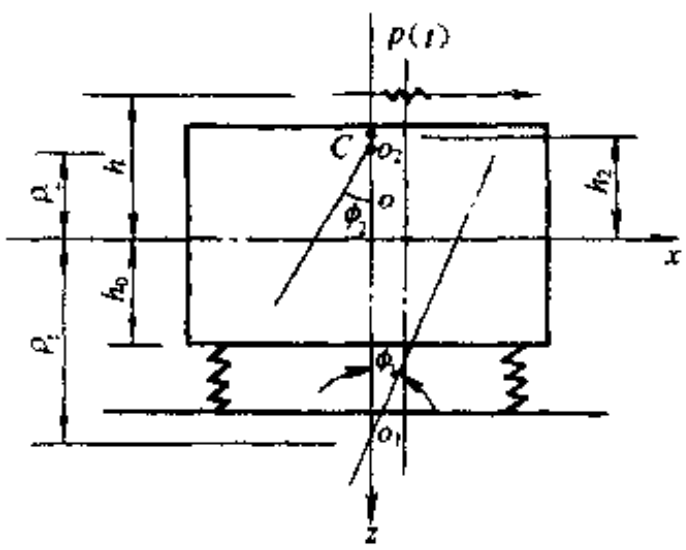


图 8.5-5　计算简图

2）隔振器只考虑刚度和阻尼，刚度为常量，不考虑质量；

3）台座和设备只计质量，不计弹性；

4）台座和设备的总质心和刚度中心在同铅垂线上。

在上述四个假定基础之上，隔振体系为六个自由度，即现 ox、oy 和 oz 坐标轴的线位移 $x(t)$、$y(t)$ 和 $z(t)$，以及绕此坐标轴转动的角位移 $\varphi_x(t)$、$\varphi_y(t)$ 和 $\varphi_z(t)$。这样，根据达朗贝尔原理，即可建立如下六个平衡方程：

$$m\ddot{z}(t)+C\dot{z}(t)+k_z z(t)=p_z(t)\qquad(8.5\text{-}9)$$

$$J_z\varphi_z''(t)+c\varphi_z'(t)+k_{\varphi z}\varphi_z(t)=M_z(t)\qquad(8.5\text{-}10)$$

$$\left.\begin{aligned}&m\ddot{x}(t)+c\left[\dot{x}(t)-h_0\varphi_y'(t)\right]+\\&k_x\left[x(t)-h_0\varphi_y(t)\right]=p_x(t)\\&J_y\varphi_y''(t)+c\varphi_y'(t)+k_{\varphi y}\varphi_y(t)-\\&mgh_0\varphi_y(t)-c\left[x'(t)-h_0\varphi_y'(t)\right]h_0-\\&k_x\left[x(t)-h_0\varphi_y(t)\right]h_0=M_y(t)\end{aligned}\right\}\qquad(8.5\text{-}11)$$

$$\left.\begin{aligned}&m\ddot{y}(t)+c\left[\dot{y}(t)-h_0\dot{\varphi}_x(t)\right]+k_y\left[y(t)-h_0\varphi_x(t)\right]\\&=p_y(t)\\&J_x\varphi_x''(t)+c\dot{\varphi}_x(t)+k_{\varphi x}\dot{\varphi}_x(t)-mgh_0\varphi_x(t)-\\&c\left[\dot{y}(t)-h_0\varphi_x'(t)\right]h_0-k_y\left[y(t)-h_0\varphi_x(t)\right]h_0\\&=M_x(t)\end{aligned}\right\}\qquad(8.5\text{-}12)$$

式中　h_0——隔振器刚度中心至体系质量中心的垂直距离（m）；

m——设备和台座总质量（t）；

k_x、k_y、k_z——隔振器在 x、y 和 z 方向的线刚度（kN/m）；

$k_{\varphi x}$、$k_{\varphi y}$、$k_{\varphi z}$——隔振器绕 x、y 和 z 轴转动的角刚度（kN·m）；

J_x、J_y、J_z——刚体对于 ox、oy 和 oz 轴的质量惯性矩（t·m²）；

C——隔振器各向阻尼系数（kN·s/m）；

$p_x(t)$、$p_y(t)$、$p_z(t)$——x、y、z 方向的干扰力（kN）；

$M_x(t)$、$M_y(t)$、$M_z(t)$——对 x、y、z 轴的干扰力矩（kN·m）。

式（8.5-10）和式（8.5-11）是独立的，即为单自由度；式（8.5-12）和式（8.5-13）分别为水平与回转相耦合的两个自由度方程组。

5.4.1　耦合情况

在隔振设计时，通过科学的台座设计和合理的隔振器布置，尽可能使隔振体系所有的振型均为单自由度的独立振型。如有困难，可考虑耦合振型，但不宜超过两个自由度。各种隔振方式与其振型与耦合情况如下：

（1）支承式

当隔振体系的重心 C_g 与隔振体系的刚度中心在同一垂直轴线上，但不在同一水平轴线上时（图 8.5-1a），z 和 φ_z 轴向为独立振型，x 与 φ_y 轴耦合，y 与 φ_x 轴向相耦合。

当重心与刚度中心重合于一点时（图 8.5-1b），x、y、z、φ_x φ_y 和 φ_z 所有轴向均为独立振型。

（2）刚性吊杆悬挂式（图 8.5-2）

当吊杆的平面位置在半径为 R 的圆周上时，x、y 和 φ_z 轴向为独立振型，其余轴向均受约束；当吊杆的平面位置不全在半径为 R 的圆周上时，x、y 轴向为独立振型，其余轴向均受约束。

当吊杆与隔振器的平面位置在半径为 R 的圆周上时，z 和 φ_z 轴向为独立振型，x 与 φ_y 轴向相耦合，y 与 φ_x 轴相耦合。

当吊杆与隔振器的平面位置不全在半径为 R 的圆周上时，z 轴向为独立振型，x 与 φ_y 轴向相耦合，y 与 φ_y 轴向相耦合，φ_z 轴向受约束。

5.4.2　隔振体系的固有频率

1. 独立振型时的固有频率

隔振体系沿 υ 轴向（υ 分别为 x、y、z）自由振动时的无阻尼固有圆频率 $\omega_{o\upsilon}$（1/s）和自振周期 T_υ（S）或 $T_{\varphi\upsilon}$（S），可按下列公式计算：

$$\omega_\upsilon = \sqrt{\frac{k_\upsilon}{m}} \tag{8.5-13}$$

$$\omega_{o\varphi\upsilon} = \sqrt{\frac{k_{\varphi\upsilon}}{J_\upsilon}} \tag{8.5-14}$$

$$T_\upsilon = \frac{2\pi}{\omega_\upsilon} \tag{8.5-15}$$

$$T_{\varphi\upsilon} = \frac{2\pi}{\omega_{\varphi\upsilon}} \tag{8.5-16}$$

式中　m、J_υ —— 隔振体系的质量（t），绕 υ 轴向的质量惯性矩（t·m²）；

k_υ、$k_{\varphi\upsilon}$ —— 隔振器沿和绕 υ 轴向总的刚度（kN/m、kN·m）。

对于支承式刚度可按下列公式计算（图 8.5-1）

$$k_x = \sum_{i=1}^{N} k_{xi} \tag{8.5-17}$$

$$k_y = \sum_{i=1}^{N} k_{yi} \tag{8.5-18}$$

$$k_z = \sum_{i=1}^{N} k_{zi} \tag{8.5-19}$$

$$k_{\varphi x} = \sum_{i=1}^{N} k_{yi} z_i^2 + \sum_{i=1}^{N} k_{zi} y_i^2 \tag{8.5-20}$$

$$k_{\varphi y} = \sum_{i=1}^{N} k_{zi} x_i^2 + \sum_{i=1}^{N} k_{xi} z_i^2 \tag{8.5-21}$$

$$k_{\varphi z} = \sum_{i=1}^{N} k_{xi} y_i^2 + \sum_{i=1}^{N} k_{yi} x_i^2 \tag{8.5-22}$$

对于刚性吊杆悬挂式，当吊杆的平面位置按图形排列时，可按下列公式计算（图 8.5-2）

$$k_x = k_y = \frac{W}{L} \tag{8.5-23}$$

$$k_{\varphi z} = \frac{W R^2}{L} \tag{8.5-24}$$

对于刚性吊杆悬挂与隔振器支承组合式，可按下列公式计算

$$k_z = \sum_{i=1}^{N} k_{zi} \tag{8.5-25}$$

$$k_{\varphi z} = \frac{W R^2}{L} \tag{8.5-26}$$

式中　k_{xi}、k_{yi}、k_{zi} —— 第 i 个隔振器沿 x、y、z 轴向的刚度（kN/m）；

x_i、y_i、z_i —— 第 i 个隔振器以隔振体系的重心 C_g 为坐标原点的坐标值（m）；

W —— 隔振体系作用在吊杆上总的重量（kN）；

L —— 吊杆的长度（m）；

R —— 吊杆位置按圆形排列时圆的半径（m）；

N —— 隔振器的个数。

2. 双自由度耦合振型时的固有圆频率

对式（8.5-9）～式（8.5-12），忽略阻尼，即 $C\approx 0$，令式中 $p_x(t)=p_y(t)=p_z(t)=0$，$M_x(t)=M_y(t)=M_z(t)=0$，则上述方程式变为：

$$mz''(t)+k_z z(t)=0 \qquad (8.5\text{-}27)$$

$$J_z\varphi_z''(t)+k_{\varphi z}\varphi_z(t)=0 \qquad (8.5\text{-}28)$$

$$\left.\begin{aligned} &mx''(t)+k_x[x(t)-h_0\varphi_y(t)]=0\\ &J_y\varphi_y''(t)+k_{\varphi y}\varphi_y(t)-mgh_0\varphi_y(t)-\\ &k_x[x(t)-h_0\varphi_y(t)]h_0=0 \end{aligned}\right\} \qquad (8.5\text{-}29)$$

$$\left.\begin{aligned} &my''(t)+k_y[y(t)-h_0\varphi_x(t)]=0\\ &J_x\varphi_x''(t)+k_{\varphi x}\varphi_x(t)-mgh_0\varphi_x(t)-\\ &k_y[y(t)-h_0\varphi_x(t)]h_0=0 \end{aligned}\right\} \qquad (8.5\text{-}30)$$

由式（8.5-27）～式（8.5-30）可以求得体系的六个固有频率，即垂直振动自振圆频率 ω_z 和扭转振动自振圆频率 $\omega_{\varphi z}$；沿 x 方向振动的第一和第二自振圆频率 ω_{1x} 和 ω_{2x}；沿 y 方向振动的第一和第二自振圆频率 ω_{1y} 和 ω_{2y}，

$$\omega_z^2=\frac{k_z}{m} \qquad (8.5\text{-}31)$$

$$\omega_{\varphi z}^2=\frac{k_{\varphi z}}{J_z} \qquad (8.5\text{-}32)$$

$$\omega_{1x}^2=\frac{\omega_x^2}{2\mu_1}\left[1+\frac{\omega_{\varphi y}^2}{\omega_x^2}-\sqrt{\left(1+\frac{\omega_{\varphi y}^2}{\omega_x^2}\right)^2-4\mu_1\frac{\omega_{\varphi y}^2}{\omega_x^2}}\right] \qquad (8.5\text{-}33)$$

$$\omega_{2x}^2=\frac{\omega_x^2}{2\mu_1}\left[1+\frac{\omega_{\varphi y}^2}{\omega_x^2}+\sqrt{\left(1+\frac{\omega_{\varphi y}^2}{\omega_x^2}\right)^2-4\mu_1\frac{\omega_{\varphi y}^2}{\omega_x^2}}\right] \qquad (8.5\text{-}34)$$

$$\omega_{1y}^2=\frac{\omega_y^2}{2\mu_1}\left[1+\frac{\omega_{\varphi x}^2}{\omega_y^2}-\sqrt{\left(1+\frac{\omega_{\varphi x}^2}{\omega_y^2}\right)^2-4\mu_1\frac{\omega_{\varphi x}^2}{\omega_y^2}}\right] \qquad (8.5\text{-}35)$$

$$\omega_{2y}^2=\frac{\omega_y^2}{2\mu_1}\left[1+\frac{\omega_{\varphi x}^2}{\omega_y^2}+\sqrt{\left(1+\frac{\omega_{\varphi x}^2}{\omega_y^2}\right)^2-4\mu_1\frac{\omega_{\varphi x}^2}{\omega_y^2}}\right] \qquad (8.5\text{-}36)$$

其中 $\omega_x^2=\dfrac{k_x}{m}$，$\omega_y^2=\dfrac{k_y}{m}$，$\omega_{\varphi x}^2=\dfrac{k_{\varphi x}-mgh_0}{J_x+h_0^2m}$

$$\omega_{\varphi y}^2=\frac{k_{\varphi y}-mgh_0}{J_y+h_0^2m},\quad k_{\varphi x}=k_z a_y^2$$

$$k_{\varphi y}=k_z a_x^2,\quad k_{\varphi z}=k_x(a_z^2+a_y^2)$$

$$\mu_1=\frac{J}{J+h_0^2m}=\frac{1}{1+mh_0^2/J}$$

a_x 和 a_y 为隔振器弹性反作用力在 x 和 y 轴上的坐标。

物体通过其质心轴的质量惯性矩 J 可按表8.5-1 计算，对于不通过质心的任一轴的质量惯性矩 $J'=J+mh_0^2$，h_0 为任一轴至通过质心轴的距离。

μ_1 与 mh_0^2/J 的关系可由曲线图 8.5-6 查得。式（8.5-32）和式（8.5-33）计算较简单，也可由质量和刚度图 8.5-7 查出固有频率 f_z。

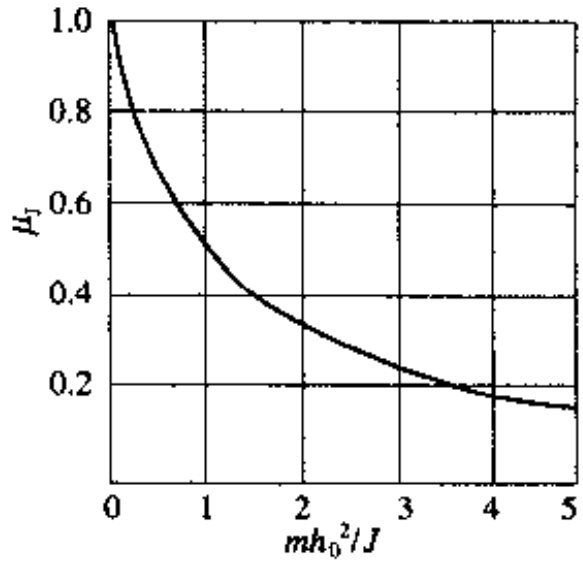
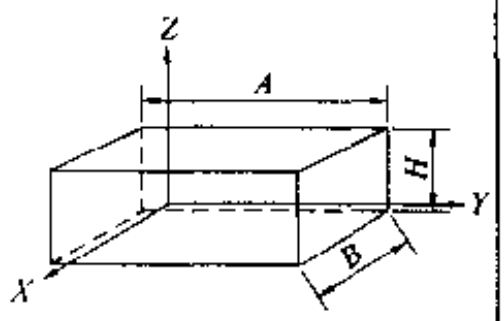
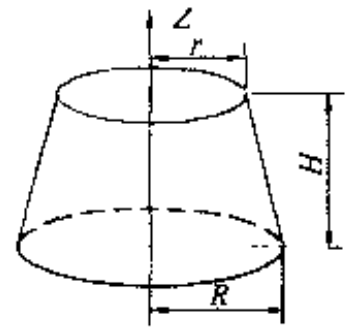
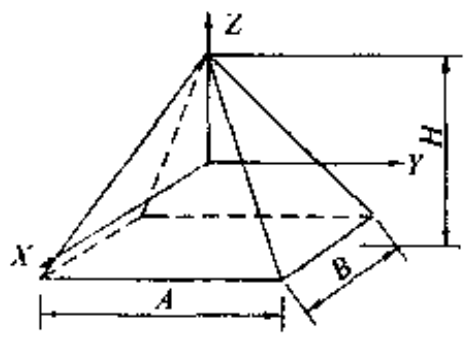
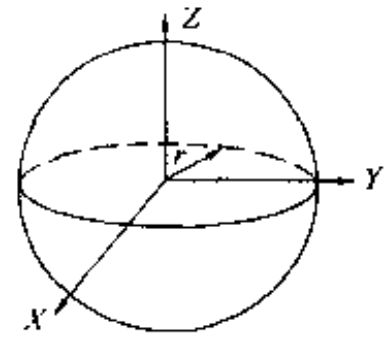
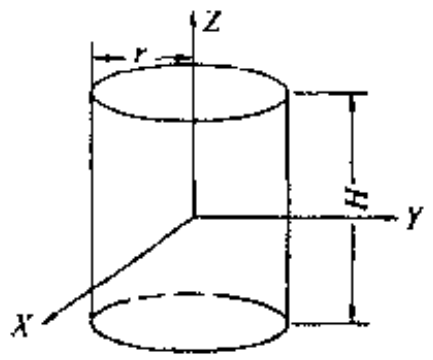
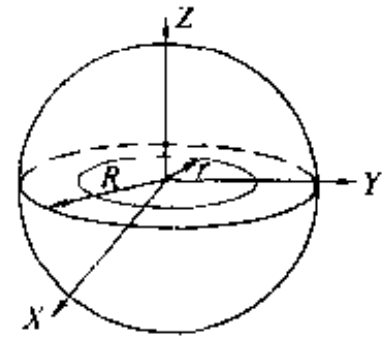
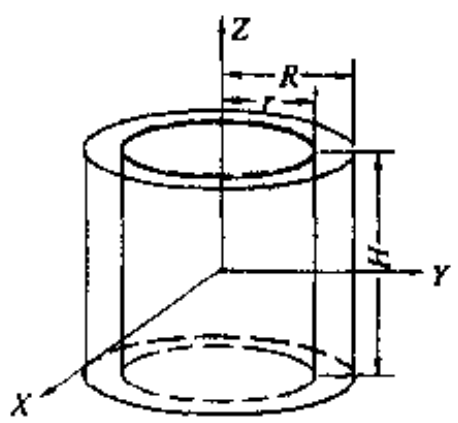
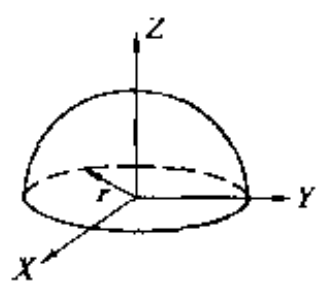
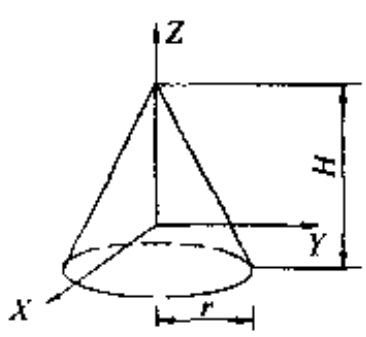
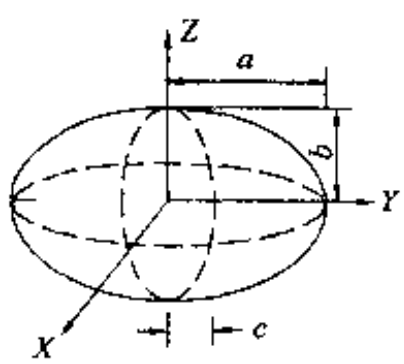
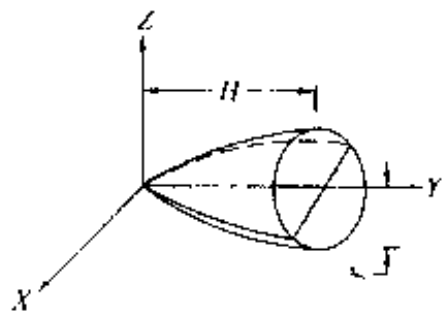
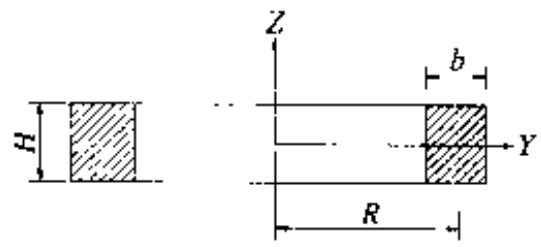
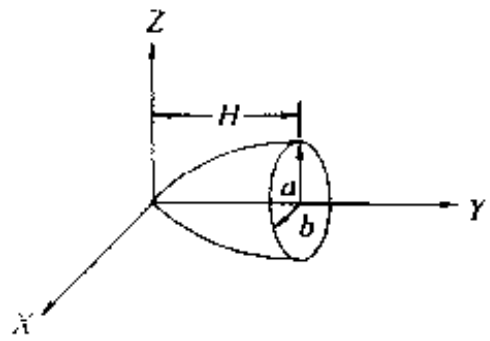
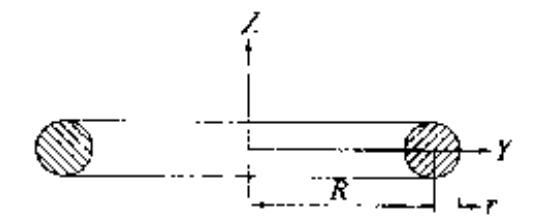
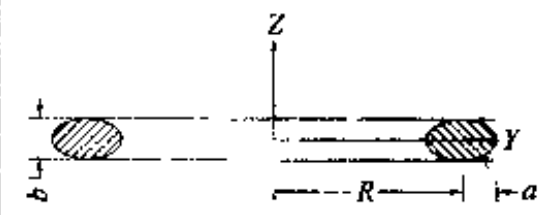


图 8.5-6　μ_1-mh_0^2/J 的关系

表 8.5-1　几何体质量惯性矩

几何形状	惯性矩	几何形状	惯性矩
1. 矩形六面体 	$J_z=\frac{m}{12}(A^2+B^2)$ $J_y=\frac{m}{12}(B^2+H^2)$ $J_x=\frac{m}{12}(A^2+H^2)$	6. 直截圆锥体 	$J_z=\frac{3m}{10}\left(\frac{R^5-r^5}{R^3-r^3}\right)$
2. 矩形底面四角锥体 	$J_z=\frac{m}{20}(A^2+B^2)$ $J_y=\frac{m}{80}(4B^2+3H^2)$ $J_x=\frac{m}{80}(4A^2+3H^2)$	7. 球体 	$J_z=J_y=J_x=\frac{2}{5}mr^2$
3. 直圆柱体 	$J_z=\frac{mr^2}{2}$ $J_y=J_x=\frac{m}{12}(3r^2+H^2)$	8. 空心球体 	$J_z=J_y=J_x$ $=\frac{2m}{5}\left(\frac{R^5-r^5}{R^3-r^3}\right)$
4. 空心圆柱体 	$J_z=\frac{m}{2}(R^2+r^2)$ $J_y=J_x$ $=\frac{m}{12}(3R^2+3r^2+H^2)$	9. 半球体 	$J_z=J_y=J_x$ $=\frac{2}{5}mr^2$
5. 直圆锥体 	$J_z=\frac{3}{10}mr^2$ $J_y=J_x=\frac{3}{20}m\times\left(r^2+\frac{H^2}{4}\right)$	10. 椭圆体 	$J_z=\frac{m}{5}(a^2+c^2)$ $J_y=\frac{m}{5}(c^2+b^2)$ $J_x=\frac{m}{5}(a^2+b^2)$

（续）

几何形状	惯性矩	几何形状	惯性矩
11. 回旋抛物体 	$J_z=\frac{1}{18}m\ (3r^2+H^2)$ $J_y=\frac{1}{3}mr^2$ $J_x=\frac{1}{18}m\ (3r^2+H^2)$	13. 矩形环体 	$J_z=m\left(R^2+\frac{1}{4}b^2\right)$ $J_x=J_z$ $=\frac{m}{12}\left(6R^2+\frac{3}{2}\times b^2+H^2\right)$
12. 椭圆抛物体 	$J_z=\frac{m}{18}(3b^2+H^2)$ $J_y=\frac{m}{6}(a^2+b^2)$ $J_x=\frac{m}{18}(3a^2+H^2)$	14. 圆形环体 	$J_z=m\left(R^2+\frac{3}{4}r^2\right)$ $J_y=J_x$ $=m\left(\frac{R^2}{2}+\frac{5}{8}r^2\right)$
		15. 椭圆环体 	$J_z=m\left(R^2+\frac{3}{4}a^2\right)$ $J_y=J_x=m\left(\frac{R^2}{2}+\frac{3}{8}\times a^2+\frac{b^2}{4}\right)$

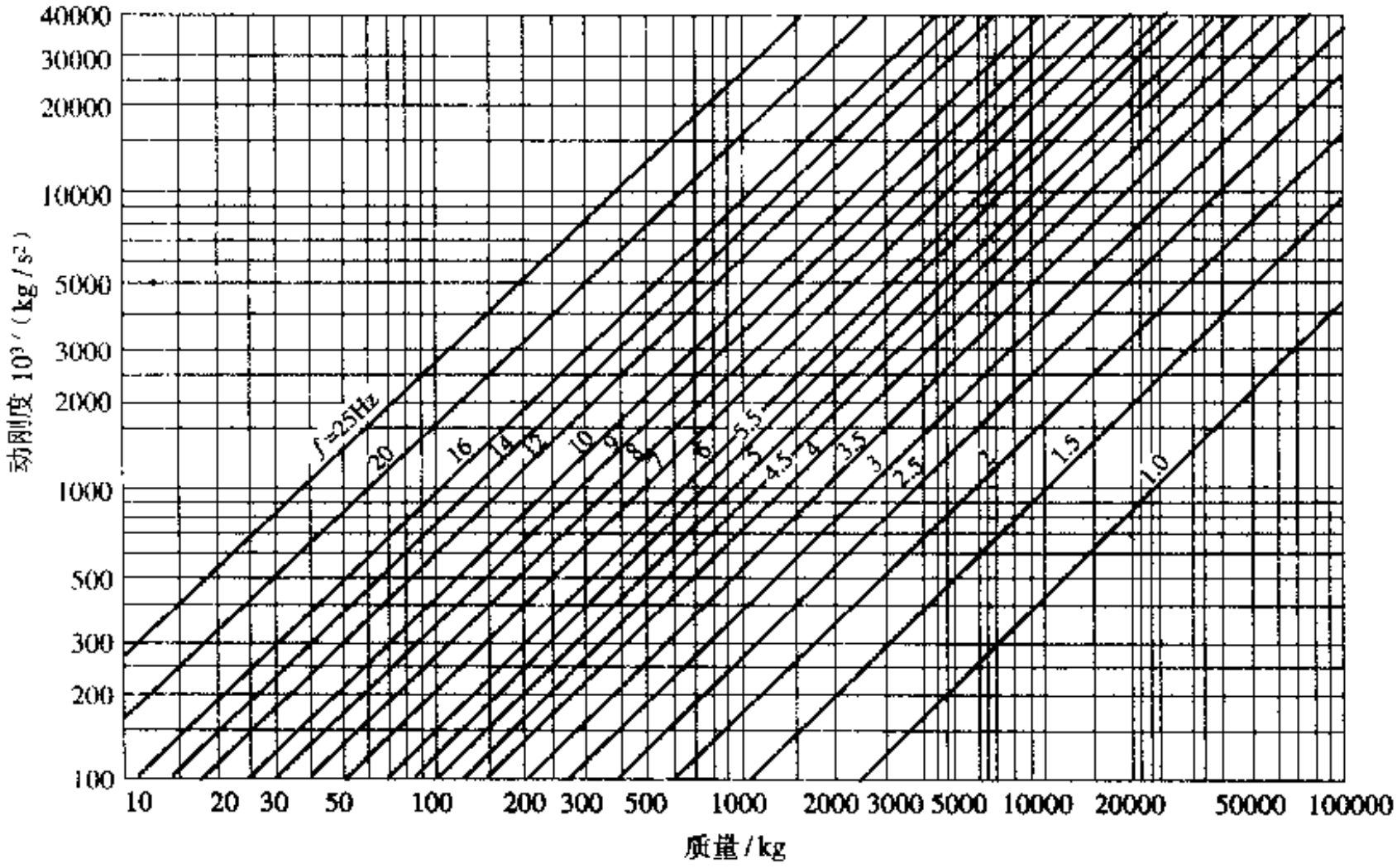


图 8.5-7 垂直频率

固有频率式（8.5-33）、式（8.5-35）以及式（8.5-34）、式（8.5-36）只是角标不同，表达式则完全一样。根据μ_1、$\omega_\varphi^2/\omega_x^2$和$\omega_x$可从图 8.5-8 查得自振圆频率$\omega_1$和$\omega_2$。

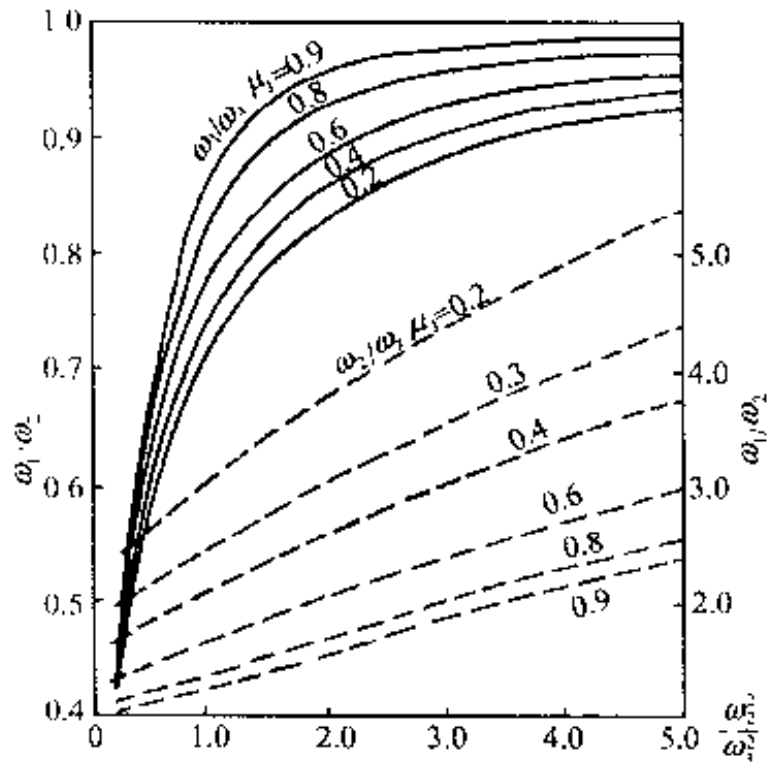


图 8.5-8　水平圆频率

举例说明：

已知设备和台座的质量 m=1176kg

隔振器的水平刚度 k_x= 4700N/cm

= 470000kg/s²

垂直刚度 k_z=5880N/cm = 588000kg/s²

角刚度 $k_{\varphi y}$ =14700000N · cm

=1470000000kg · cm²/s²

J_y=58800N · cm · s²

= 580000kg·cm²

h_0=50cm

计算垂直固有频率和 x 方向第一、二固有频率。

解：① 由 m=1176kg 和 k_z =5880N/cm，查图 8.5-7 可得 f_z=3.6Hz。

$$② \quad \frac{mh_0^2}{J_y}=\frac{1176\times 50^2}{5880000}=0.5$$

查图 8.5-6，可得μ_1 =0.67。

$$③ \quad \omega_x^2=\frac{k_x}{m}=\frac{470000}{1176}=400$$

$$\omega_{\varphi y}^2=\frac{k_{\varphi y}-mgh_0}{J_y+h_0^2 m}$$

$$=\frac{147\times 10^7-1176\times 980\times 50}{5880000+50^2\times 1176}$$

$$=160$$

④ 由 $\dfrac{\omega_{\varphi y}^2}{\omega_1^2}=\dfrac{160}{400}=0.4$，$\mu_1=0.67$，查图 8.5-8 可得

$$\frac{\omega_{1x}}{\omega_x}=0.56$$

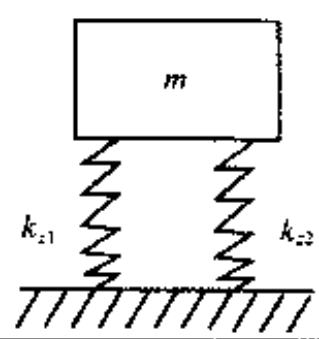
$$\frac{\omega_{2x}}{\omega_x}=1.28$$

于是 $\omega_{1x}=0.56\times\sqrt{400}=11.2$　　$f_{1x}=1.78$Hz

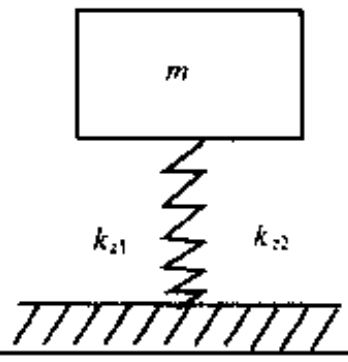
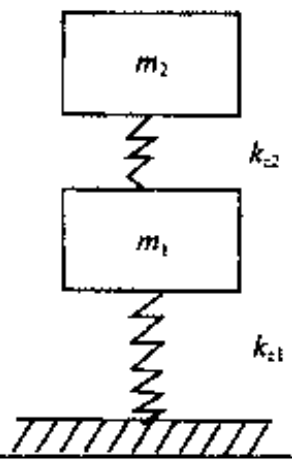
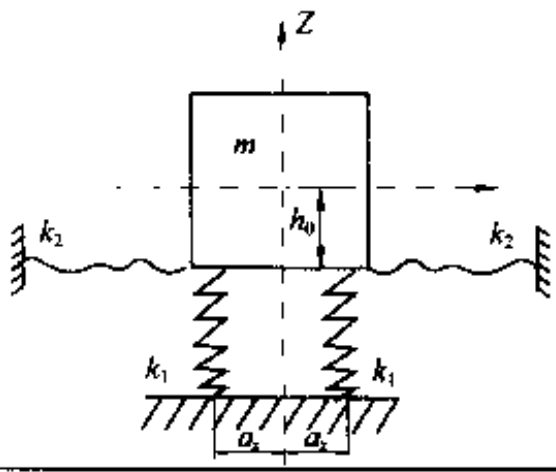
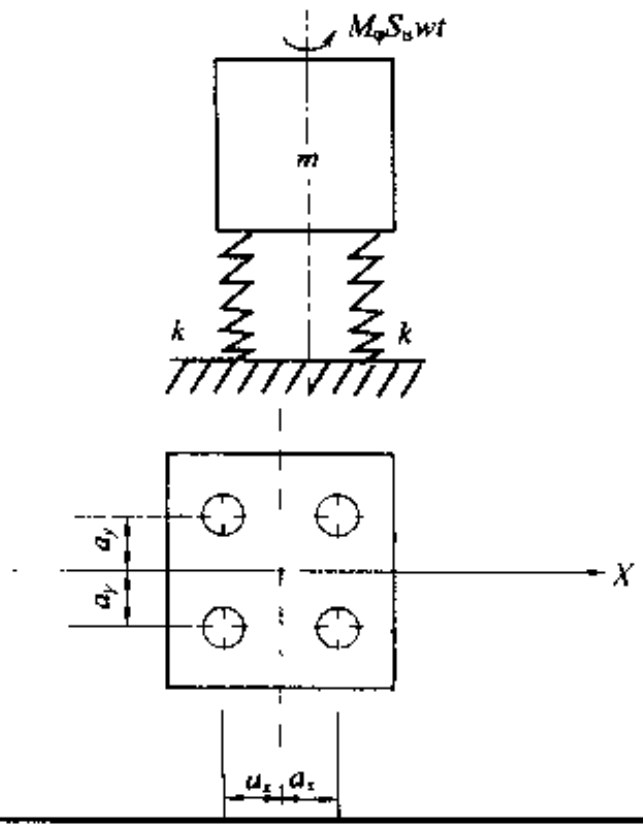
$\omega_{2x}=1.28\times\sqrt{400}=25.6$　　$f_{2x}=4.07$Hz

对于其他可能用到的隔振器形式，其固有频率计算公式，列于表 8.5-2。

表 8.5-2　隔振台座的固有频率

计　算　简　图	自 振 频 率 ω_0 /（rad/s）
1. 	$\omega_z=\sqrt{\dfrac{k_{z1}+k_{z2}}{m}}$

（续）

计算简图	自振频率 ω_0/（rad/s）
2. 	$\omega_z=\sqrt{\dfrac{k_{z1}k_{z2}}{m(K_{z1}+K_{z2})}}$
3. 	$\omega_{1,2}^2=\dfrac{1}{2}\left[\omega_{z1}^2+\omega_{z2}^2\left(1+\dfrac{m_2}{m_1}\right)\right]$ $\mp\dfrac{1}{2}\sqrt{\left[\omega_{z1}^2+\omega_{z2}^2\left(1+\dfrac{m_2}{m_1}\right)\right]^2-4\omega_{z1}^2\omega_{z2}^2}$ 式中 $\omega_{z1}^2=\dfrac{k_{z1}}{m_1},\omega_{z2}^2=\dfrac{k_{z2}}{m_2}$
4. 	$\omega_{1,2}^2=\dfrac{1}{2}\left(\omega_y^2+\omega_{\varphi x}^2\right)\mp\dfrac{1}{2}\sqrt{\left(\omega_y^2-\omega_{\varphi x}^2\right)^2+4\omega_y^4\left(\dfrac{h_0}{\rho}\right)^2}$ 式中 $\omega_y^2=\dfrac{2k_2}{m},\omega_{\varphi x}^2=\dfrac{2k_1a_x^2+2k_2h_0^2}{J_x},\rho=\sqrt{\dfrac{J_x}{m}}$
5. 	$\omega_{\varphi z}=\sqrt{\dfrac{k_{\varphi z}}{J_z}}$ 式中 J_z为机组对z轴的质量惯性矩；$k_{\varphi z}$为减振器绕z轴转动的角刚度，$k_{\varphi z}=k_x a_x^2+k_y a_y^2$

第6章　积极隔振

6.1　旋转运动和往复运动对设备的积极隔振

本节主要较详细地介绍旋转运动和往复运动设备实施积极隔振有关计算方法、设计步骤和工程实施中应注意的问题。

6.1.1　简谐干扰力作用下隔振台座振幅

在隔振设计中，隔振体系上容许振动线位移的控制点的线位移（或线速度）也是一个重要参数，这个参数是由设备能否正常运行而决定的，控制点可以是设备质心，可以是设备底座某处，但往往是刚性台座上某点。对于旋转设备和往复设备，其干扰力可视为简谐干扰力，以此为前提，可以求出隔振体系上任一点振动线位移。

1. 垂直振动和扭转振动的计算

在简谐扰力 $P_z(t)=P_z\sin\omega t$ 作用下，由式（8.5-9）可得

$$A_z(t)=A_z\sin(\omega t+\varphi) \tag{8.6-1}$$

$$A_z=\frac{P_z}{k_z}\eta_z \tag{8.6-2}$$

$$\eta_z=\frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_z^2}\right)^2+4\zeta^2\frac{\omega^2}{\omega_z^2}}} \tag{8.6-3}$$

$$\varphi=\operatorname{arctg}\frac{2\zeta\omega\omega_z}{\omega_z^2-\omega_c^2} \tag{8.6-4}$$

$$\zeta=\frac{C}{C_C}=\frac{C}{2\sqrt{km}} \tag{8.6-5}$$

式中　A_z —— 隔振体系的垂直振幅（cm）；

η_z —— 在扰力 P_z 作用下，隔振体沿 z 方向的动力系数（注：后面所述 η_x、η_y 定义亦如此）。η 值可根据表 8.6-1 查出；

φ —— 干扰力与体系振动间的相位差；

ζ —— 隔振器阻尼比。

在简谐干扰力矩 $M_z(t)=M_z\sin\omega t$ 作用下，由式（8.5-11）可得体系的转角

$$A_{\varphi z}=\frac{M_z}{k_{\varphi z}}\eta_{\varphi z} \tag{8.6-6a}$$

$$\eta_{\varphi z}=\frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_{\varphi z}^2}\right)^2+4\zeta^2\frac{\omega^2}{\omega_{\varphi z}^2}}} \tag{8.6-6b}$$

2. 水平回转耦合振动计算

式（8.5-11）和式（8.5-12）的解较复杂，通常在保证足够精度的前提下，争取振型分解法求得体系的振动。

隔振体系在简谐干扰力作用下的转角 $A_{\varphi x}$ 和 $A_{\varphi y}$ 为

$$A_{\varphi x}=A'_{\varphi x}+A''_{\varphi x} \tag{8.6-7}$$

$$A_{\varphi y}=A'_{\varphi y}+A''_{\varphi y} \tag{8.6-8}$$

式中

$$A'_{\varphi x}=\frac{M_{1x}}{(J_x+m\rho_{1x}^2)\omega_{1y}^2}\eta_{1y} \tag{8.6-9}$$

$$A''_{\varphi x}=\frac{M_{2x}}{(J_x+m\rho_{2x}^2)\omega_{2y}^2}\eta_{2y} \tag{8.6-10}$$

$$A'_{\varphi y}=\frac{M_{1y}}{(J_y+m\rho_{1y}^2)\omega_{1x}^2}\eta_{1x} \tag{8.6-11}$$

$$A''_{\varphi y}=\frac{M_{2y}}{(J_y+m\rho_{2y}^2)\omega_{2x}^2}\eta_{2x} \tag{8.6-12}$$

$$\left.\begin{aligned}\rho_{1x}&=\frac{k_y h_0}{k_y-m\omega_{1y}^2}\\ \rho_{2x}&=\frac{k_y h_0}{k_y-m\omega_{2y}^2}\end{aligned}\right\} \tag{8.6-13}$$

$$\left.\begin{aligned}\rho_{1y}&=\frac{k_x h_0}{k_x-m\omega_{1x}^2}\\ \rho_{2y}&=\frac{k_x h_0}{k_x-m\omega_{2x}^2}\end{aligned}\right\}\qquad(8.6\text{-}14)$$

$$\eta_{1x}=\frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_{1x}^2}\right)+4\zeta^2\frac{\omega^2}{\omega_{1x}^2}}}\qquad(8.6\text{-}15)$$

$$\eta_{2x}=\frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_{2x}^2}\right)+4\zeta^2\frac{\omega^2}{\omega_{2x}^2}}}\qquad(8.6\text{-}16)$$

$$\eta_{1y}=\frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_{1y}^2}\right)+4\zeta^2\frac{\omega^2}{\omega_{1y}^2}}}\qquad(8.6\text{-}17)$$

$$\eta_{2y}=\frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_{2y}^2}\right)+4\zeta^2\frac{\omega^2}{\omega_{2y}^2}}}\qquad(8.6\text{-}18)$$

η 值可用表 8.6-1 查出。

式中　ρ_{1y}、ρ_{2y} —— 绕 y 轴转动的对应于第一、二振型的回转半径（cm），见图 8.6-1；

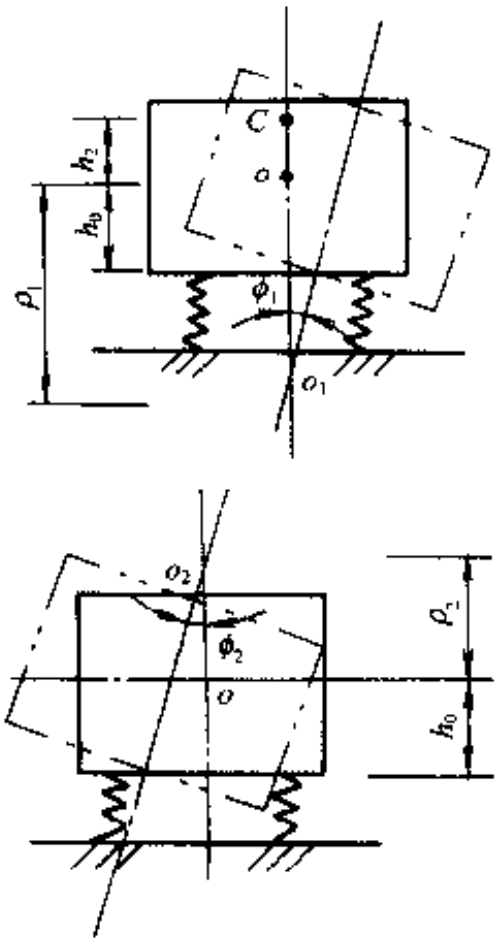


图 8.6-1　ρ_{1y}、ρ_{2y} 的计算简图

ρ_{1x}、ρ_{2x} —— 绕 x 轴转动的对应于第一、二振型的回转半径（cm）。

表 8.6-1　动力系数 η

ω/ω_n \ ζ	0.00	0.05	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50
0.0	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
0.1	1.010	1.010	1.010	1.009	1.008	1.007	1.005
0.2	1.042	1.041	1.041	1.038	1.034	1.028	1.020
0.3	1.099	1.098	1.097	1.090	1.078	1.063	1.044
0.4	1.191	1.189	1.185	1.170	1.145	1.113	1.075
0.5	1.333	1.330	1.322	1.298	1.238	1.177	1.109
0.6	1.563	1.556	1.536	1.463	1.362	1.250	1.140
0.7	1.961	1.943	1.891	1.719	1.514	1.320	1.155
0.8	2.778	2.712	2.538	2.076	1.667	1.362	1.140
0.9	5.263	4.257	2.821	2.457	1.745	1.343	1.087
1.0	∞	10.000	5.000	2.500	1.667	1.250	1.000
1.1	4.762	4.218	3.288	2.051	1.444	1.105	0.893
1.2	2.273	2.193	1.995	1.536	1.185	0.947	0.782
1.3	1.449	1.424	1.356	1.157	0.960	0.801	0.680
1.4	1.042	1.031	1.000	0.900	0.784	0.678	0.588
1.5	0.800	0.794	0.778	0.721	0.649	0.577	0.512
1.6	0.641	0.638	0.628	0.593	0.546	0.496	0.448
1.7	0.529	0.527	0.521	0.498	0.466	0.430	0.393
1.8	0.446	0.445	0.441	0.425	0.402	0.376	0.348
1.9	0.383	0.382	0.379	0.368	0.351	0.331	0.310
2.0	0.333	0.333	0.330	0.322	0.316	0.294	0.277
2.1	0.293	0.293	0.291	0.285	0.275	0.263	0.250
2.2	0.260	0.260	0.259	0.254	0.246	0.237	0.226
2.3	0.233	0.233	0.232	0.228	0.222	0.214	0.205
2.4	0.210	0.210	0.209	0.206	0.201	0.195	0.188
2.5	0.191	0.190	0.190	0.187	0.183	0.178	0.172
2.6	0.174	0.173	0.172	0.171	0.168	0.163	0.158
2.7	0.159	0.159	0.157	0.157	0.154	0.150	0.146
2.8	0.146	0.146	0.146	0.144	0.142	0.139	0.135
2.9	0.135	0.135	0.133	0.131	0.131	0.129	0.126
3.0	0.125	0.125	0.124	0.122	0.122	0.120	0.117

体系质心在 x 和 y 方向的水平振幅

$$A_x=A'_{\varphi y}\rho_{1y}+A''_{\varphi y}\rho_{2y}\qquad(8.6\text{-}19)$$

$$A_y = A'_{\varphi x}\rho_{1x} + A''_{\varphi x}\rho_{2x} \qquad (8.6\text{-}20)$$

体系的任一点 k 在 x、y 和 z 方向的振幅

$$A_x^k = A'_{\varphi y}(h_z + \rho_{1y}) + A''_{\varphi y}(h_z - \rho_{2y}) + A_{\varphi z}h_y \qquad (8.6\text{-}21)$$

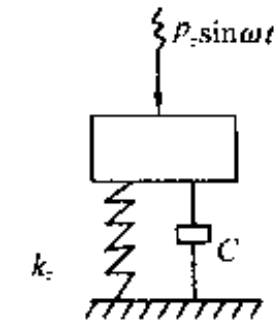
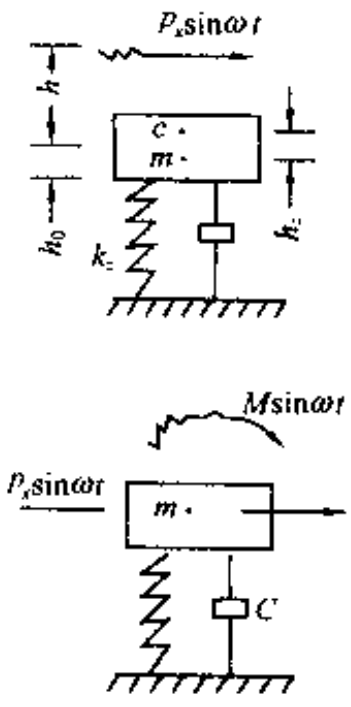
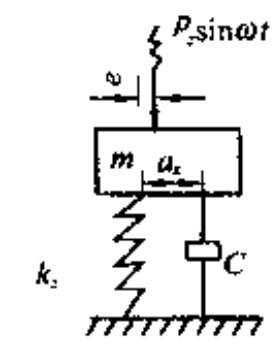
$$A_y^k = A'_{\varphi x}(h_z + \rho_{1y}) + A''_{\varphi x}(h_z - \rho_{2x}) + A_{\varphi z}h_x \qquad (8.6\text{-}22)$$

$$A_z^k = A_z + A'_{\varphi y}h_x + A''_{\varphi y}h_x + A'_{\varphi x}h_y + A''_{\varphi x}h_y \qquad (8.6\text{-}23)$$

其中 h_x、h_y 和 h_z 为任一点 k 在 x、y 和 z 轴上的坐标，一般都取绝对值。只有当台座的振动大于允许振动时，各项都要按实际情况（扰力位置）计算任一点 k 的振幅。

表 8.6-2 列出了一些主要形式的隔振台座强迫振动的计算公式，可供计算中参考之用。

表 8.6-2 隔振台座强迫振动的振幅公式

计算简图	振幅和相位
	$A_z = \frac{P_z}{k_z}\eta_z\sin(\omega t - \varphi)$ $\operatorname{tg}\varphi = \frac{2\zeta\frac{\omega}{\omega_z}}{1-\left(\frac{\omega}{\omega_z}\right)^2}$　$\eta_z = \frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_z^2}\right)^2 + 4\zeta^2\frac{\omega^2}{\omega_z^2}}}$ 式中　$\zeta = \frac{C}{C_c}$　$C_c = 2\sqrt{mk_z}$
	质心处 $A_x = \frac{M_1\rho_1}{(J+m\rho_1^2)\ \omega_1^2}\eta_1 + \frac{M_2\rho_2}{(J+m\rho_2^2)\ \omega_2^2}\eta_2$ 式中　$M_1 = p_x(h+\rho_1)$　$M_2 = p_x(h-\rho_2)$ $\eta_1 = \frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right)^2 + 4\zeta^2\frac{\omega^2}{\omega_1^2}}}$　$\eta_2 = \frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right)^2 + 4\zeta^2\frac{\omega^2}{\omega_2^2}}}$ $\rho_1 = \frac{k_x h_0}{k_x - m\omega_1^2}$　$\rho_2 = \frac{k_x h_0}{k_x - m\omega_2^2}$ 台座上任一点 c 的振幅 $A_{xc} = \frac{M_1(h_z+\rho_1)}{(J+m\rho_1^2)\ \omega_1^2}\eta_1 + \frac{M_2(h_z-\rho_1)}{(J+m\rho_2^2)\ \omega_2^2}\eta_2$
	垂直　$A_z + (\varphi_1 + \varphi_2)\ a_x$ 水平同上　　其中 $M_1 = M_2 = p_z e$

（续）

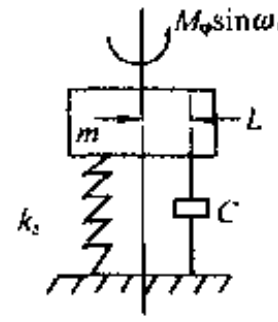
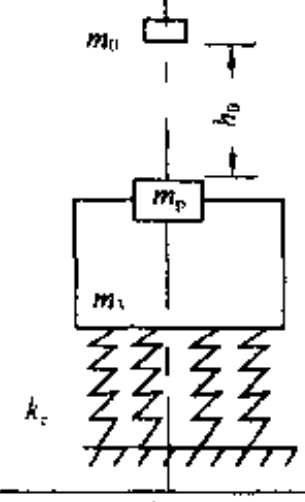
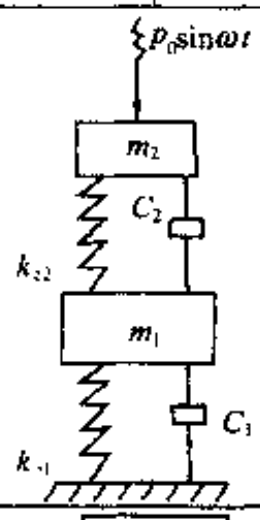
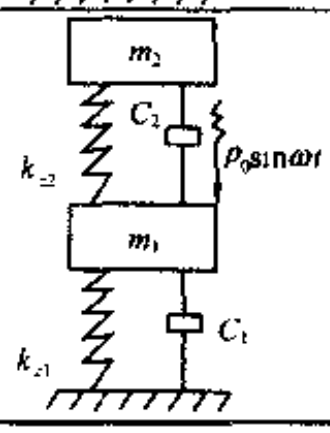
计 算 简 图	振 幅 和 相 位
	任一点 c 的振幅　$A_{c\varphi}=\dfrac{M_\varphi}{k_\varphi}L\eta_\varphi$ 式中　L—— 扭转轴到控制振幅点的水平距离。 $\eta_\varphi=\dfrac{1}{\sqrt{\left(1-\dfrac{\omega^2}{\omega_\varphi^2}\right)^2+4\xi^2\dfrac{\omega^2}{\omega_\varphi^2}}}$
	$A_z=(1+e)\dfrac{m_0 v_0}{\sqrt{k_z m_1}}$ 式中　v_0——落下部分最大速度，$v_0=\sqrt{2gh_0}$； $m_1\approx m_p+m_3$； m_0—— 落下部分的实际质量； m_p—— 砧座的质量与机架质量之总和； m_3—— 基础的质量
	$A_{z1}=p_0\sqrt{\dfrac{a_3^2+a_4^2}{a_7^2+a_8^2}}$；　$A_{z2}=p_0\sqrt{\dfrac{a_5^2+a_6^2}{a_7^2+a_8^2}}$ $\operatorname{tg}\varphi_1=\dfrac{a_3a_8-a_4a_7}{a_3a_7+a_4a_8}$；　$\operatorname{tg}\varphi_2=\dfrac{a_5a_8-a_6a_7}{a_5a_7+a_6a_8}$ 式中　$a_1=k_{z2}-m_2\omega^2$，$a_2=C_2\omega$，$a_3=k_2$ $a_4=C_2\omega$　　$a_5=k_1+k_2-m_1\omega^2$ $a_6=(C_1+C_2)\ \omega$ $a_7=(k_1-m_1\omega^2)(k_2-m_2\omega^2)-m_2k_2\omega^2-C_1C_2\omega^2$ $a_8=\omega[(k_2-m_2\omega^2)\ C_1+(k_1-m_1\omega^2-m_2\omega^2)\ C_2]$
	$A_{z1}=p_0\sqrt{\dfrac{a_1^2+a_2^2}{a_7^2+a_8^2}}$；　$A_{z2}=p_0\sqrt{\dfrac{a_3^2+a_4^2}{a_7^2+a_8^2}}$ $\operatorname{tg}\varphi_1=\dfrac{a_1a_8-a_2a_7}{a_1a_7+a_2a_8}$　　$\operatorname{tg}\varphi_2=\dfrac{a_3a_8-a_4a_7}{a_3a_7+a_4a_8}$

表 8.6-3　动力机器的分类及隔振台座允许振动限值

类别	机 器 名 称	振动限值/(mm/s)
I	高转速机组（转速大于 3000r/min）和制氧机机组（透平压缩机、透平膨胀机、螺杆压缩机、迷宫式压缩机等）及有类似振动要求的其他设备	5
II	汽轮机组（发电机、旋风机、压缩机），电机，活塞式压缩机及有类似振动要求的其他设备	6.3
III	风机，小型电机，泵，低转速机组（调相机），离心机及有类似振动要求的其他设备	10
IV	各种形式的破碎机，磨机，振动筛，摇床，混合机，对轴机及有类似振动要求的其他设备	12.6

6.1.2 旋转运动和往复运动设备隔振设计步骤

（1）首先要收集和掌握第 8 篇第 5.1 节所列的十个方面的资料

（2）确定隔振台座的质量、几何大小、体系质心和质量惯性矩

1）台座的质量主要由扰力和体系振动控制点容许的位移振幅或速度振幅而定。容许振动限值应按机器制造部门提供的数据取用。当无资料时，动力机器台座在垂直和水平方向的允许振动限值，可根据机器的类别（表 8.6-3）确定。然后，台座质量 m_2 为

$$m_2 \geqslant \frac{p}{[v]\omega} - m_1' \qquad (8.6\text{-}24)$$

式中 $[v]$ —— 台座允许的振动速度和振动位移；

m_1' —— 设备质量；

p —— 扰力的合力；

ω —— 扰力圆频率。

2）台座的几何尺寸要根据被隔振设备的几何尺寸、安装和操作条件以及是否需要降低体系质心等而定，通常采用矩形，有时采用“T”字多角形，需要时也可采用其他形式。台座材料一般为钢筋混凝土或钢结构。

3）隔振体系的质心可按式（8.6-25）求出

$$\left.\begin{aligned} x_c &= \frac{\sum m_i x_i}{\sum m_i} \\ y_c &= \frac{\sum m_i y_i}{\sum m_i} \\ z_c &= \frac{\sum m_i z_i}{\sum m_i} \end{aligned}\right\} \qquad (8.6\text{-}25)$$

式中 m_i —— 体系某部件的质量；

x_i、y_i、z_i —— 体系某部件的质心在 x、y 和 z 轴的坐标。

4）质量惯性矩可由表 8.5-1 查找和计算得出。

（3）刚度计算和隔振器的初步选取

1）根据隔振效率的要求，求得隔振器的垂直刚度 k_z，此时可先假定阻尼为零，

$$k_z \leqslant \frac{\omega^2 m}{\frac{1}{\eta_z}+1} \qquad (8.6\text{-}26)$$

同样方法可以求出水平刚度 k_x、k_y。

2）根据设备通过共振时的容许振动 $[A_{max}]$，可由图 8.5-4 选取合适阻尼比。

3）根据台座刚性、长度与宽度以及安装维修等因素确定四点支承或六点支承，必要时可以八点以上支承，从而可知一个隔振器的 k_{zi}、k_{xi} 和 k_{yi}。

4）隔振器的回转和扭转刚度 $k_{\varphi x}$、$k_{\varphi y}$ 和 $k_{\varphi z}$ 可按式（8.6-27）计算：

$$\left.\begin{aligned} k_{\varphi x} &= \sum k_{zi} a_{iy}^2 \\ k_{\varphi y} &= \sum k_{zi} a_{ix}^2 \\ k_{\varphi z} &= \sum k_{xi} (a_{ix}^2 + a_{iy}^2) \end{aligned}\right\} \qquad (8.6\text{-}27)$$

式中 k_{xi}、k_{zi} —— 一个隔振器的水平和垂直刚度；

a_{ix}、a_{iy} —— 某一个隔振器的刚度中心在 x 和 y 轴上的坐标。

5）根据计算刚度 k 和体系质量选用隔振器，即选用的隔振器要满足刚度和承载的要求。

（4）隔振体系的固有频率计算

由式（8.5-31）～式（8.5-36）计算体系的六个固有频率。

（5）台座振动验算

由式（8.6-21）～式（8.6-23）可以算出振动控制点 x、y 和 z 向的振动。如果计算结果的振动大于允许振动，则需要重新计算。重新计算一般是调整隔振台座质量，有时通过调整刚度或支点数目也可达到目的。

（6）工程实施措施

1）为了保证设备隔振后，其振动不从各种管道向外传播，管道与设备的连接应采取柔性连接，管道的支承也应采取弹性吊架或弹性

支架等。

2）隔振器与地平（或标板）和台座的连结方法，可分三种情况，对于水平扰力很少的动力设备，隔振器与地平和台座不必连结；对于水平扰力不太大的设备，只要将隔振器与台座连结，不必与地坪相连；对于水平扰力较大的设备，隔振器与地坪和台座都需连结。连结方式有螺栓连结、限位板限制水平移动以及点焊等方法。

3）根据实际情况，台座可以是钢筋混凝土或钢结构。采用钢筋混凝土台座，如体积过大时，混凝土中可掺铁砂子，将密度调配为 $5t/m^3$；采用钢支架时，支架必须有足够的刚度，避免支架变形过大以及固有频率过低而与设备的扰动频率发生共振。

4）当台座的标高在地面以下时，对埋入地下的部分需要做地坑，注意防水，同时要考虑使于设备和隔振器的安装、调试、维修和更换。对于大型设备隔振，尤其要考虑周到。

5）当隔振体系在高温、高湿度、水溅、腐蚀性气体以及油渍等不利工作环境下时，隔振器，尤其橡胶隔振器，要注意加防护措施。对于橡胶隔振器，尤其要避免日晒。

6.1.3 积极隔振工程的简易计算

由前面介绍，可以看出隔振计算是比较复杂的，虽然工程上有时采用简易方法也能达到目的，但在下列情况下，必须按 6.1.2 节给出的程序进行计算：

1）编制各类机械设备图集时；

2）对某类设备尚未从事过隔振设计而没有经验时；

3）某些大、中型设备；

4）对设备隔振控制点振幅要求比较严格时。

如果将不同类型设备计算程序编成软件，采用计算机计算，计算就变得简单了。

对于一般工程技术人员，在下列情况下可以按简易方法进行计算：

1）已知某些类型设备，如大部分风机、泵类及柴油发电机组可以只加钢结构支架即可（即不必加质量很大的隔振台座）；

2）设备横向扰力和扰力矩不大；

3）不管需要与否，现场空间允许加一个质量为设备质量 2～3 倍甚至更大的刚性台座；

4）设备本身振动控制点的振动要求不严。

积极隔振的简易设计与计算步骤如下：

1）首先搜集和掌握第 5.1 节所述的十方面资料。

2）确定隔振台座的质量、几何尺寸，必要时再求体系质心。

① 台座质量可按 6.1.2 节中式（8.6-24）计算，如果加了一个较大隔振台座（质量为设备质量的 2～3 倍或更大），尤其是作成“T”字形台座、或者台座长宽尺寸较大，加大了隔振器支承点之间距离（如为重心高的 2～3 倍），则可不必仔细计算，只按安装要求考虑即可；

② 台座几何尺寸按 6.1.2 节相应规定进行；

③ 隔振体系的质心，如必要，可按式（8.6-25）计算。

3）刚度计算和隔振器的选用。

① 由隔振效率要求，根据式（8.6-26）可得垂直刚度 k_z 和垂向固有频率，隔振效率的确定，应根据有关标准进行计算，但对工程来说，在简易算法里，可按表 8.6-4a 考虑；

② 阻尼比一般在 0.05～0.10 范围内选取；

③ 确定几点支承；

④ 计算每个隔振器的垂向刚度 k_{zi} 和载荷 W_i，从而可选定隔振器。

4）隔振体系固有频率计算（略去不算）

5）台座振动验算（一般情况下略去不算）

6）工程实施措施。

此项内容和 6.1.2 中有关内容相同，再补充几点如下：

表 8.6-4a 各种机器所需的μ、β、f/f_0值的一般规定

	机器类型		地下室、工厂			两层以上建筑的楼层		
			μ	β	f/f_0	μ	β	f/f_0
1	风机		0.30	70%	2.2	0.10	90%	3.5
2	泵	≤3kW	0.30	70%	2.2	0.10	90%	3.5
		>3kW	0.20	80%	2.8	0.05	95%	5.5
3	往复式冷冻机	<10kW	0.30	70%	2.2	0.15	85%	3.0
		10～40kW	0.25	75%	2.5	0.10	90%	3.5
		40～110kW	0.20	80%	2.8	0.05	95%	5.5
4	离心式冷冻机		0.15	85%	3.0	0.05	95%	5.5
5	密闭式冷冻设备		0.30	70%	2.2	0.10	90%	3.5
6	冷却塔		0.30	70%	2.2	0.15～0.20	80%～85%	2.5～3.0
7	引擎、发电机		0.20	80%	2.8	0.10	90%	3.5
8	换气装置		0.30	70%	2.2	0.20	80%	2.8
9	管路系统		0.30	70%	2.2	0.05～0.10	90%～95%	3.5～5.5

表 8.6-4b 不同电动机功率所需的μ、β、f/f_0值的一般规定

	电动机功率/kW	底层			两层以上重型结构的楼层			两层以上轻型结构的楼层		
		μ	β	f/f_0	μ	β	f/f_0	μ	β	f/f_0
1	<4	只考虑隔声			0.50	50%	1.8	0.10	90%	3.5
2	4～10	0.50	50%	1.8	0.25	75%	2.5	0.07	93%	4.5
3	10～30	0.20	80%	2.8	0.10	90%	3.5	0.05	95%	5.5
4	30～75	0.10	90%	3.5	0.05	95%	5.5	0.025	97.5%	0.5
5	75～225	0.05	95%	5.5	0.03	97%	7.5	0.015	98.5%	12

表 8.6-4c 不同建筑物用途所需的μ、β、f/f_0值的一般规定

	场所	用途	μ	β	f/f_0
1	只考虑隔声的场所	工厂、地下室、仓库、车库	0.80～1.5	20%～50%	0.5 或 1.4～1.5
2	一般场所	办公室、商店、食堂	0.20～0.40	60%～80%	2.0～2.8
3	须加注意的场所	旅馆、医院、学校、会议室	0.05～0.2	80%～95%	2.8～5.5
4	要特别注意的场所	播音室、录音室、音乐厅、高层建筑	0.01～0.05	95%～99%	5.5～15

① 在考虑台座质量时，如果已知同类设备未加大质量隔振台座，则对台座质量计算可不必进行；如果设备中心较高，同时对各动扰力数据不甚清楚，台座质量无法进行计算，则此时应加大隔振台座质量或扩大机架长与宽尺寸，以增大隔振器支点距离。

② 在简易计算中，由于不知各部分质量分布，又要保证各个隔振器在承载时压缩量相同，此时可以固定四角的四个隔振器，然后在安装时，移动中间的隔振器，以求各个隔振器静态压缩量相同。

6.1.4 隔振设计举例

例 1 通风机隔振台座的设计。

首先按 6.1.2 严格步骤进行计算：

（1）设计资料

通风机型号 4—72—11—12C

查有关风机手册，机壳质量 $m_1'=550\text{kg}$

叶轮、轴、轴承箱质量 $m_2'=667.4\text{kg}$

风机带轮质量 $m_3'=42.9\text{kg}$

其中叶轮质量 $m_{01}=201.2\text{kg}$

转速　　n_{01}=630r/min

配用电机型号　　$JO_2$62-6

查有关电机手册，电机质量　　m_5'=177.4kg

电机带轮质量　　m_4'=21.6kg

其中转子质量　　m_{02}=55kg

滑块质量　　m_6'=7.6kg

转速　　n_{02}=960r/min

扰力计算

查表 8.4-1，通风机取 r_{01}=0.4mm，代入式（8.4-1），

$p_{01}=1.1\times10^{-5}m_{01}r_0n_{01}^2=1.1\times10^{-5}\times201.2\times0.4\times630^2$N=350N

电机取 r_{02}=0.15mm，

$p_{02}=1.1\times10^{-5}\times55\times0.15\times960^2$N=83N

总扰力

$p_0=p_{01}+p_{02}=350+83$N=433N

扰力作用位置和体系质心位置如图 8.6-2 和图 8.6-3 所示。

要求隔振效率$\beta>75\%$。

（2）隔振台座质量 m_2、质心和质量惯性矩

1）台座尺寸和总质量　由风机的允许振动[v]=15mm/s，确定台座的质量 m_2。

设备质量 m_1=550+667.4+42.9+21.6+177.4kg

=1459kg

$$\text{风频率 } \omega=2\pi f=2\pi\frac{630}{60}\text{rad/s}=66\text{ rad/s}$$

$$\text{则 } m_2\geqslant\frac{p_0}{[v]\omega}-m_1=\frac{43300}{1.5\times66}-1459=437-1459<0$$

计算表明，可不设台座，仅有设备质量已能满足要求。现根据风机外形尺寸和台座质心与机组质心重合的要求，隔振台座选用钢筋混凝土板 3000mm×2300mm×200mm，板的质量 3×2.3×0.2×2500=3450kg。

总质量　　m=1459+3450kg=4909kg

2）质心位置　各部分质量的坐标位置如下表：

坐标/cm ＼ 部件 质量/kg	m_1'	m_2'	m_3'	m_4'	m_5'	m_6'	m_2
	667.4	667.4	42.9	21.6	177.4	7.6	3450
y_i	0	76.1	151.7	151.7	121.95	121.95	0
x_i	13	0	0	100	100	100	0
z_i	162	162	162	42.5	42.5	2.5	10

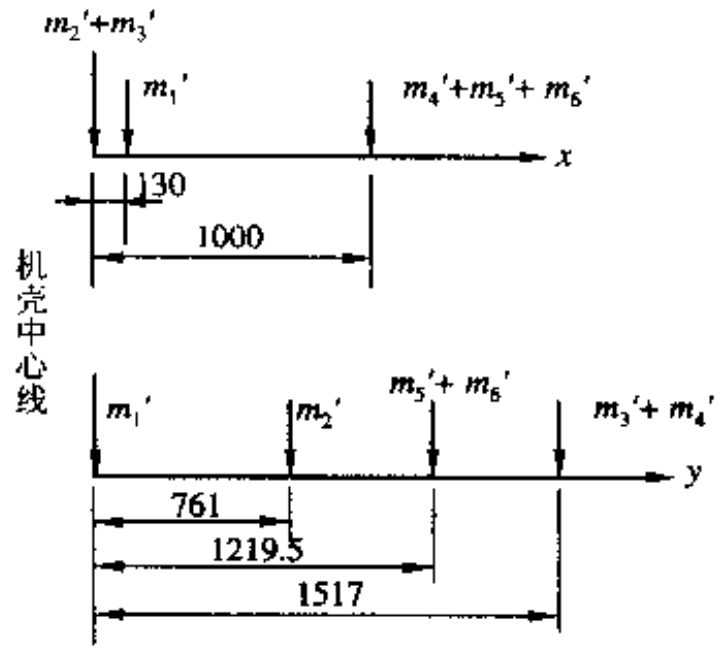


图 8.6-3　风机各部质量图

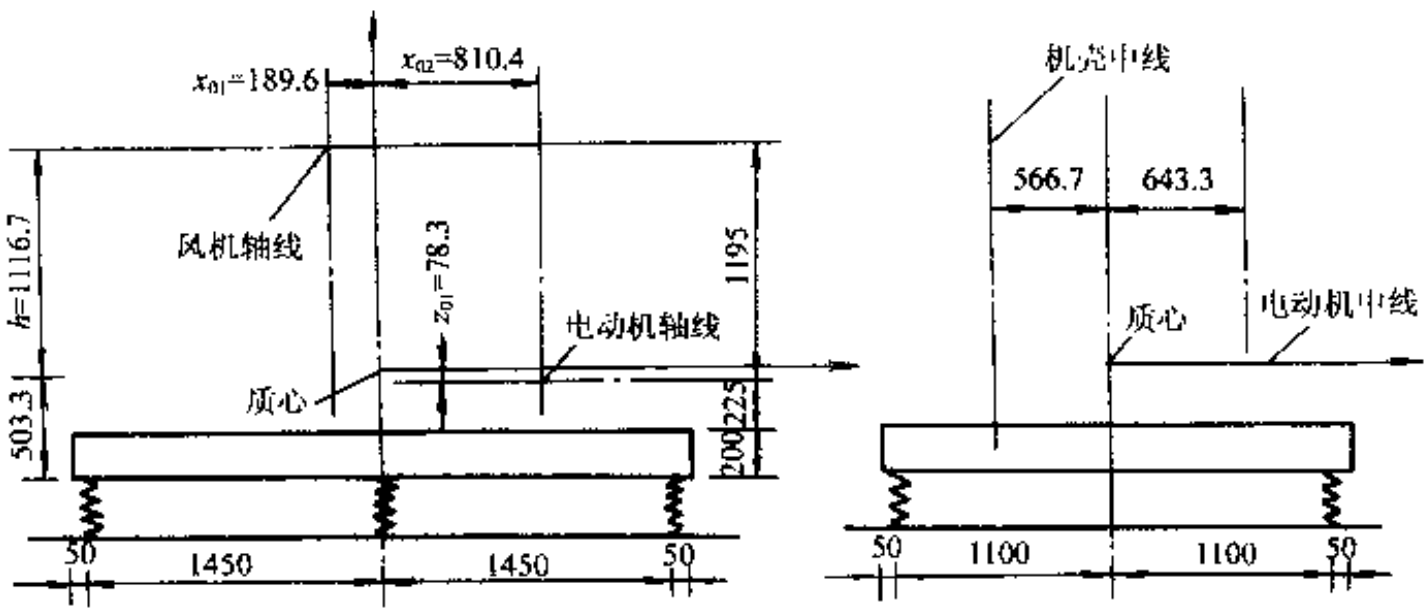


图 8.6-2　风机电机和台座质心

总质心（见图 8.6-4）

$$x_0=\frac{550\times13+(21.6+177.4+7.6)\times100}{550+21.6+177.4+7.6+667.4+42.9}\text{cm}=\frac{7150+20660}{1466.9}\text{cm}=18.96\text{cm}$$

$$y_0=\frac{667.4\times76.1+(42.9+21.6)\times151.7+(177.4+7.6)\times121.95}{550+667.4+42.9+21.6+177.4+7.6}\text{cm}$$

$$=\frac{50789.14+9784.65+22560.76}{1466.9}\text{cm}=56.67\text{cm}$$

$$z_0=\frac{1260\times162+199\times42.5+3450\times10+7.6\times2.5}{1260+199+3450}\text{cm}=\frac{204120+8457.5+34500+19}{4909}\text{cm}=50.33\text{cm}$$

3）隔振体系质量惯性矩　通风机质量惯性矩

风机的外形尺寸

A=228.6cm，B=840cm，H=192.6cm

风机质量为 1260kg

查表 8.5-1 的公式

$$J_{x1}=\frac{1}{12}\times1260\times(84^2+192.6^2)+1260\times(56.67^2+111.67^2)$$
$$=24394700\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

$$J_{y1}=\frac{1}{12}\times1260\times(228.6^2+192.6^2)+1260\times(18.96^2+111.67^2)\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$
$$=25547400\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

$$J_{z1}=\frac{1}{12}\times1260\times(84^2+228.6^2)+1260\times(56.67^2+18.96^2)\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$
$$=10722700\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

电机质量惯性矩

电机外形尺寸：L=55cm，直径 d=36cm，电机及其带轮质量为 177.4+21.6kg=199kg

$$J_{x2}=199\times\left(\frac{55^2}{12}+\frac{18^2}{4}\right)+199\times(64.33^2+7.83^2)\text{kg}\cdot\text{cm}^2=902000\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

$$J_{y2}=\frac{1}{12}\times199\times18^2+199\times(7.83^2+81.04^2)\text{kg}\cdot\text{cm}^2=1324500\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

$$J_{z2}=199\times\left(\frac{55^2}{12}+\frac{18^2}{4}\right)+199\times(81.04^2+64.33^2)\text{kg}\cdot\text{cm}^2=2196700\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

台座质量惯性矩

台座质量 m_2=3450kg

$$J_{x3}=\frac{1}{12}\times3450\times(230^2+20^2)+3450\times40.33^2\text{ kg}\cdot\text{cm}^2=20935200\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

$$J_{y3}=\frac{1}{12}\times3450\times(300^2+20^2)+3450\times40.33^2\text{ kg}\cdot\text{cm}^2=31601500\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

$$J_{z3}=\frac{1}{12}\times3450\times(230^2+300^2)\text{kg}\cdot\text{cm}^2=41083750\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

总质量惯性矩

$$J_x=24394700+902000+20935200\text{kg}\cdot\text{cm}^2=46231900\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

$$J_y=25547400+1324500+31601500\text{kg}\cdot\text{cm}^2=58473400\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

$$J_z=10722700+2196700+41083750\text{kg}\cdot\text{cm}^2=54003150\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

（3）隔振器选用及有关参数的计算

由于要求隔振效率$\beta>75\%$，振动传递率$\mu<1-0.75=0.25$。要求隔振器的垂直刚度，由式（8.6-26）得

$$k_z=\frac{\omega^2m}{\frac{1}{\mu}+1}=\frac{65.97^2\times4909}{\frac{1}{0.25}+1}\text{kg/s}^2$$
$$=4272800\text{kg/s}^2=42728\text{N/cm}$$

采用六个隔振器，每个隔振器的刚度和承载力分别为

$$k_{z1}=\frac{4272800}{6}\text{kg/s}^2=712100\text{kg/s}^2=7121\text{N/cm}$$

$$W_t=\frac{4909\times9.8}{6}\text{N}=8018\text{N}$$

由第 13 篇查图 13.5-12，选用 12 只 JG4-6 隔振器，每两只串联为一个支承点。

自振频率　$f_z=\dfrac{6.4}{\sqrt{2}}\text{Hz}=4.5\text{Hz}$

垂直刚度

$$k_z=(4.5\times2\pi)^2\times4909\text{kg/s}^2$$
$$=3920000\text{kg/s}^2<4272800\text{kg/s}^2\text{，允许。}$$

每个支点垂直刚度

$$k_{zi}=\frac{3920000}{6}\text{kg/s}^2=653000\text{kg/s}^2=6530\text{N/cm}$$

串联时水平刚度与垂直刚度相等

$$k_x=k_y=3920000\text{kg/s}^2=39200\text{N/cm}$$

每个支点水平刚度

$$k_{xi}=k_{yi}=\frac{k_x}{6}=\frac{3920000}{6}\text{kg/s}^2$$
$$=653000\text{kg/s}^2=6530\text{N/cm}$$

隔振器布置如图 8.6-5 所示，隔振器回转和扭转刚度 $k_{\varphi x}$、$k_{\varphi y}$、$k_{\varphi z}$ 分别为

$$k_{\varphi x}=k_z a_y^2=3920000\times110^2\text{kg}\cdot\text{cm}^2/\text{s}^2$$
$$=4.7432\times10^{10}\text{kg}\cdot\text{cm}^2/\text{s}^2$$
$$=4.7432\times10^8\text{N}\cdot\text{cm}$$

$$k_{\varphi y}=k_z a_x^2=3920000\times145^2\times\frac{2}{3}\text{kg}\cdot\text{cm}^2/\text{s}^2$$
$$=5.495\times10^{10}\text{kg}\cdot\text{cm}^2/\text{s}^2$$
$$=5.495\times10^8\text{N}\cdot\text{cm}$$

$$k_{\varphi z}=k_x\left(a_x^2+a_y^2\right)$$
$$=3920000\times\left(110^2+\frac{2}{3}\times145^2\right)\text{kg}\cdot\text{cm}^2/\text{s}^2$$
$$=10.23\times10^{10}\text{kg}\cdot\text{cm}^2/\text{s}^2$$
$$=10.23\times10^8\text{N}\cdot\text{cm}$$

计算起动和关机通过共振时所需的阻尼。

通风机的允许振动速度[v]=15mm/s，则允许振幅 $[A]=\dfrac{[v]}{2\pi\times10.5}=0.0225\text{cm}$。

因此，通过共振时允许振幅[A_{max}]=5×0.0225cm=0.1125cm。

要求阻尼比

$$\xi>\frac{1}{2[A_{max}]}\frac{p_0\omega_z^2}{k_z\omega^2}$$
$$=\frac{1}{2\times0.1125}\times\frac{433\times(4.5\times2\pi)^2}{39200\times(10.5\times2\pi)^2}$$
$$=0.0093$$

JG 型隔振器的阻尼比远大于 0.009，因此，可以充分满足。

（4）隔振体系的固有频率计算

由式（8.5-31）～式（8.5-36）计算

$$\omega_y^2=\omega_x^2=\frac{k_x}{m}=\frac{3920000}{4909}=800$$
$$\omega_y=\omega_x=28.3$$
$$\omega_{\varphi x}^2=\frac{k_{\varphi x}-mgh_0}{J_x+h_0^2m}$$
$$=\frac{4.7432\times10^{10}-4909\times980\times50.3}{46231900+50.3^2\times4909}=805$$
$$\omega_{\varphi y}^2=\frac{k_{\varphi y}-mgh_0}{J_y+h_0^2m}$$
$$=\frac{5.495\times10^{10}-4909\times980\times50.3}{58473400+50.3^2\times4909}=772$$
$$\omega_{\varphi z}^2=\frac{k_{\varphi z}}{J_z}=\frac{10.23\times10^{10}}{54003150}=1894$$
$$f_{\varphi z}=\frac{\omega_{\varphi z}}{2\pi}=\frac{\sqrt{1894}}{2\pi}\text{Hz}=6.9\text{Hz}$$

由　$\dfrac{mh_0^2}{J_x}=\dfrac{4909\times50.3^2}{46231900}=0.27$

$$\frac{mh_0^2}{J_y}=\frac{4909\times50.3^2}{58473400}=0.21$$

查图8.5－6得$\mu_{Jx}=0.79$，$\mu_{Jy}=0.83$

$$\frac{\omega_{\varphi y}^2}{\omega_x^2}=\frac{772}{800}=0.97;\frac{\omega_{\varphi x}^2}{\omega_y^2}=\frac{805}{800}=1.01$$

查图8.5－8得$\dfrac{\omega_{1x}}{\omega_x}=0.87;\dfrac{\omega_{2x}}{\omega_x}=1.3$

$$\frac{\omega_{1y}}{\omega_y}=0.85;\frac{\omega_{2y}}{\omega_y}=1.35$$

则　$\omega_{1x}=0.87\omega_x=24.6$　　$f_{1x}=3.9\text{Hz}$

$\omega_{2x}=1.3\omega_x=36.8$　　$f_{2x}=5.9\text{Hz}$

$\omega_{1y}=0.85\omega_y=24.1$　　$f_{1y}=3.8\text{Hz}$

$\omega_{2y}=1.35\omega_y=38.2$ $f_{2y}=6.1\text{Hz}$

计算结果如下：

f_z	$f_{\varphi x}$	f_{1x}	f_{2x}	f_{1y}	f_{2y}
4.5	6.9	3.9	5.9	3.8	6.1

（5）振动验算

力系如图 8.6-4 所示。

电机和风机取用低的干扰频率 $f=10.5\text{Hz}$

由 $\dfrac{f}{f_z}=\dfrac{10.5}{4.5}=2.33$

$\dfrac{f}{f_{\varphi x}}=\dfrac{10.5}{6.9}=1.52$，$\dfrac{f}{f_{1x}}=\dfrac{10.5}{3.9}=2.69$

$\dfrac{f}{f_{2x}}=\dfrac{10.5}{5.9}=1.78$

$\dfrac{f}{f_{1y}}=\dfrac{10.5}{3.8}=2.76$，$\dfrac{f}{f_{2y}}=\dfrac{10.5}{6.1}=1.72$

以及 $\zeta=0.075$

查表 8.6-1，$\eta_z=0.25$，$\eta_{\varphi x}=0.75$，$\eta_{1x}=0.159$

$\eta_{2x}=0.47$，$\eta_{1y}=0.15$，$\eta_{2y}=0.50$

由式（8.6-2）得

$$A_z=\frac{p_{01}+p_{02}}{k_z}\eta_z$$

$$=\frac{350+83}{39200}\times 0.25=27.6\times10^{-4}\text{ cm}$$

由式（8.6-6a）得

$$A_{\varphi x}=\frac{M_{\varphi x}}{k_{\varphi x}}\eta_{\varphi x}$$

$$=\frac{350\times18.96+83\times81.04}{10.23\times10^8}\times0.75$$

$$=0.98\times10^{-5}\text{ rad}$$

由式（8.6-13）和式（8.6-14）

$$\rho_{1x}=\frac{k_y h_0}{k_y-m\omega_{1y}^2}=\frac{3920000\times50.3}{3920000-4909\times24.1^2}\text{cm}$$

$$=184.0\text{cm}$$

$$\rho_{2x}=\frac{k_y h_0}{k_y-m\omega_{2y}^2}=\frac{3920000\times50.3}{3920000-4909\times38.2^2}\text{cm}$$

$$=79.2\text{cm}$$

$$\rho_{1y}=\frac{k_x h_0}{k_x-m\omega_{1x}^2}=\frac{3920000\times50.3}{3920000-4909\times24.6^2}\text{cm}$$

$$=206.6\text{cm}$$

$$\rho_{2y}=\frac{k_x h_0}{k_x-m\omega_{2x}^2}=\frac{3920000\times50.3}{3920000-4909\times36.8^2}\text{cm}$$

$$=52.8\text{cm}$$

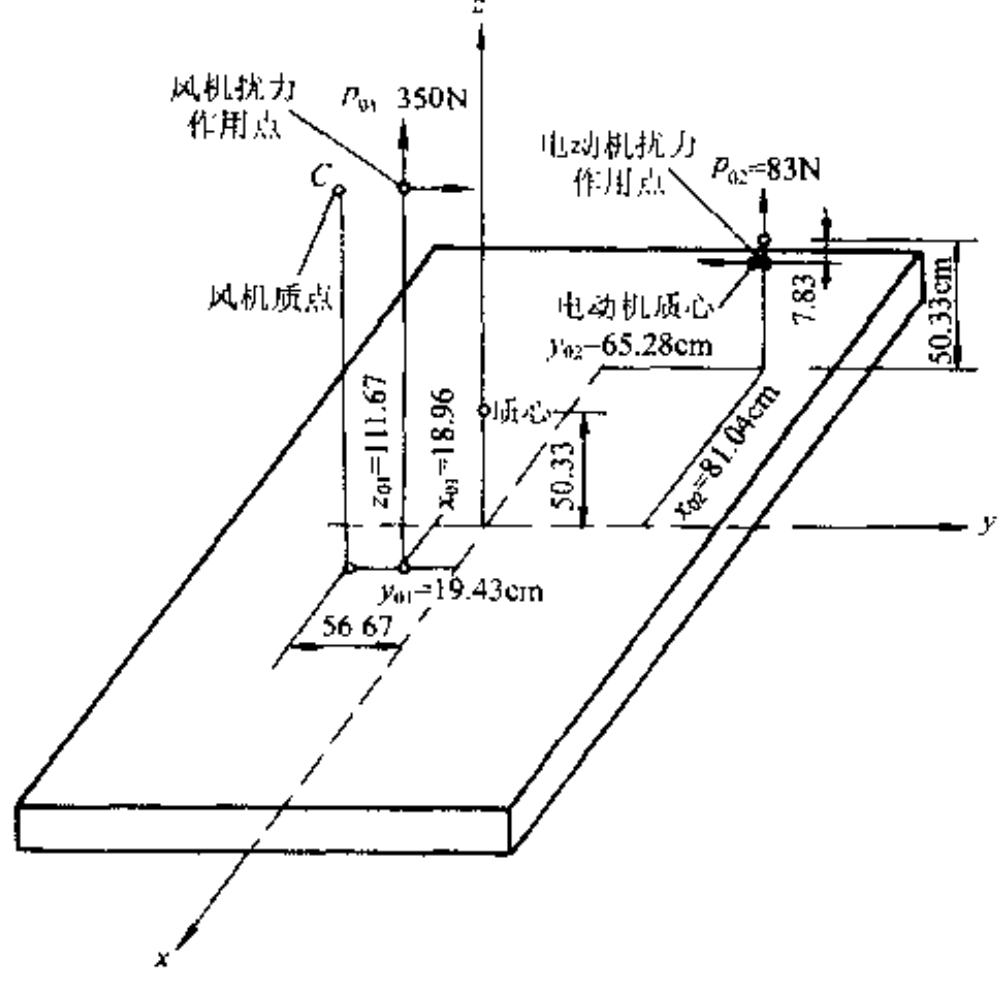


图 8.6-4 力系坐标

由水平力产生

$$M_{1x} = p_y(h+\rho_{1x})$$
$$= 350\times(111.67+184)+83\times(42.5+184)\,\mathrm{N\cdot cm}$$
$$= 122280\mathrm{N\cdot cm} = 12228000\mathrm{kg\cdot cm^2/s^2}$$
$$M_{2x} = p_y(h+\rho_{2x})$$
$$= 350\times(111.67+79.2)+83\times(42.5+79.2)\,\mathrm{N\cdot cm}$$
$$= 76920\mathrm{N\cdot cm} = 7692000\mathrm{kg\cdot cm^2/s^2}$$

由式（8.6-9）和式（8.6-10）得

$$A_{\varphi x}' = \frac{M_{1x}}{(J_x+m\rho_{1x}^2)\ \omega_{1y}^2}\eta_{1y}$$
$$= \frac{12228000}{(46231900+4909\times184^2)\times24.1^2}\times0.15\mathrm{rad}$$
$$= 1.49\times10^{-5}\mathrm{rad}$$
$$A_{\varphi x}'' = \frac{M_{2x}}{(J_x+m\rho_{2x}^2)\ \omega_{2y}^2}\eta_{2y}$$
$$= \frac{7692000}{(46231900+4909\times79.2^2)\times38.2^2}\times0.5\mathrm{rad}$$
$$= 3.4\times10^{-5}\mathrm{rad}$$

绕 x 轴转动的转角

$$A_{\varphi x} = A_{\varphi x}' + A_{\varphi x}'' = (1.49+3.4)\times10^{-5}\ \mathrm{rad}$$
$$= 4.89\times10^{-5}\mathrm{rad}$$

转轴处 c 点的振幅由式（8.6-22）得

$$A_{xc} = 1.49\times10^{-5}\times(111.67+184)+$$
$$3.4\times10^{-5}\times(111.67+79.2)$$
$$= 4.4\times10^{-3}+6.5\times10^{-3}\,\mathrm{cm} = 10.9\times10^{-3}\mathrm{cm}$$

由垂直力产生

$$M_{1x} = M_{2x} = 350\times19.43+83\times65.28\,\mathrm{N\cdot cm}$$
$$= 12240\mathrm{N\cdot cm} = 1224000\mathrm{kg\cdot cm^2/s^2}$$

同样可由式（8.6-9）和式（8.6-10）得

$$A_{\varphi x}' = \frac{1224000}{(46231900+4909\times184^2)\times24.1^2}\times0.15\mathrm{rad}$$
$$= 1.49\times10^{-6}\mathrm{rad}$$
$$A_{\varphi x}'' = \frac{1224000}{(46231900+4909\times79.2^2)\times38.2^2}\times0.5\mathrm{rad}$$
$$= 5.4\times10^{-6}\mathrm{rad}$$

$$A_{\varphi x} = A_{\varphi x}' + A_{\varphi x}'' = (1.49+5.4)\times10^{-6}\ \mathrm{rad}$$
$$= 6.89\times10^{-6}\mathrm{rad}$$

$$A_{xc} = [1.49\times(111.67+184)+$$
$$5.4\times(111.67+79.2)]\times10^{-6}\,\mathrm{cm}$$
$$= (4.41+10.3)\times10^{-4}\,\mathrm{cm} = 14.75\times10^{-6}\mathrm{cm}$$

水平力对 z 轴扭转产生

$$A_{yc} = 18.96A_{\varphi x} = 18.96\times0.98\times10^{-5}\,\mathrm{cm}$$
$$= 1.85\times10^{-4}\mathrm{cm}$$

c 点（即转轴处）y 方向总振动（取最大值）

$$A_{yc} = (109+14.75+1.85)\times10^{-4}\mathrm{cm}$$
$$= 125.6\times10^{-4}\mathrm{cm}$$

垂直力对 y 轴的弯矩

$$M_{2y} = M_{1y} = 350\times18.96+83\times81.04\,\mathrm{N\cdot cm}$$
$$= 13387\mathrm{N\cdot cm} = 1338700\mathrm{kg\cdot cm^2/s^2}$$

垂直力对 y 轴的转角

$$A_{\varphi y} = \frac{M_{1y}}{(J_y+m\rho_{1y}^2)\ \omega_{1x}^2}\eta_{1x}+$$
$$\frac{M_{2y}}{(J_y+m\rho_{2y}^2)\ \omega_{2x}^2}\eta_{2x}$$
$$= \frac{1338700\times0.159}{(58473400+4909\times206.6^2)\times24.6^2}+$$
$$\frac{1338700\times0.47}{(58473400+4909\times52.76^2)\times36.8^2}\mathrm{rad}$$
$$= 1.31\times10^{-6}+6.47\times10^{-6}\,\mathrm{rad}$$
$$= 7.78\times10^{-6}\mathrm{rad}$$

c 点 z 向总振动

$$A_{zc} = (27.6+0.489\times56.67+0.0689\times56.67+$$
$$0.0778\times19.43)\times10^{-4}\,\mathrm{cm}$$
$$= 60.7\times10^{-4}\mathrm{cm}$$

c 点的振动速度

$$v_{yc} = 2\pi\times10.5\times0.1256\,\mathrm{mm/s}$$
$$= 8.28\mathrm{mm/s}<15\mathrm{mm/s}，\text{允许}$$
$$v_{zc} = 0.0607\times2\pi\times10.5\,\mathrm{mm/s}$$
$$= 4\mathrm{mm/s}<15\mathrm{mm/s}，\text{允许}$$

隔振体系的结构如图 8.6-5 所示。

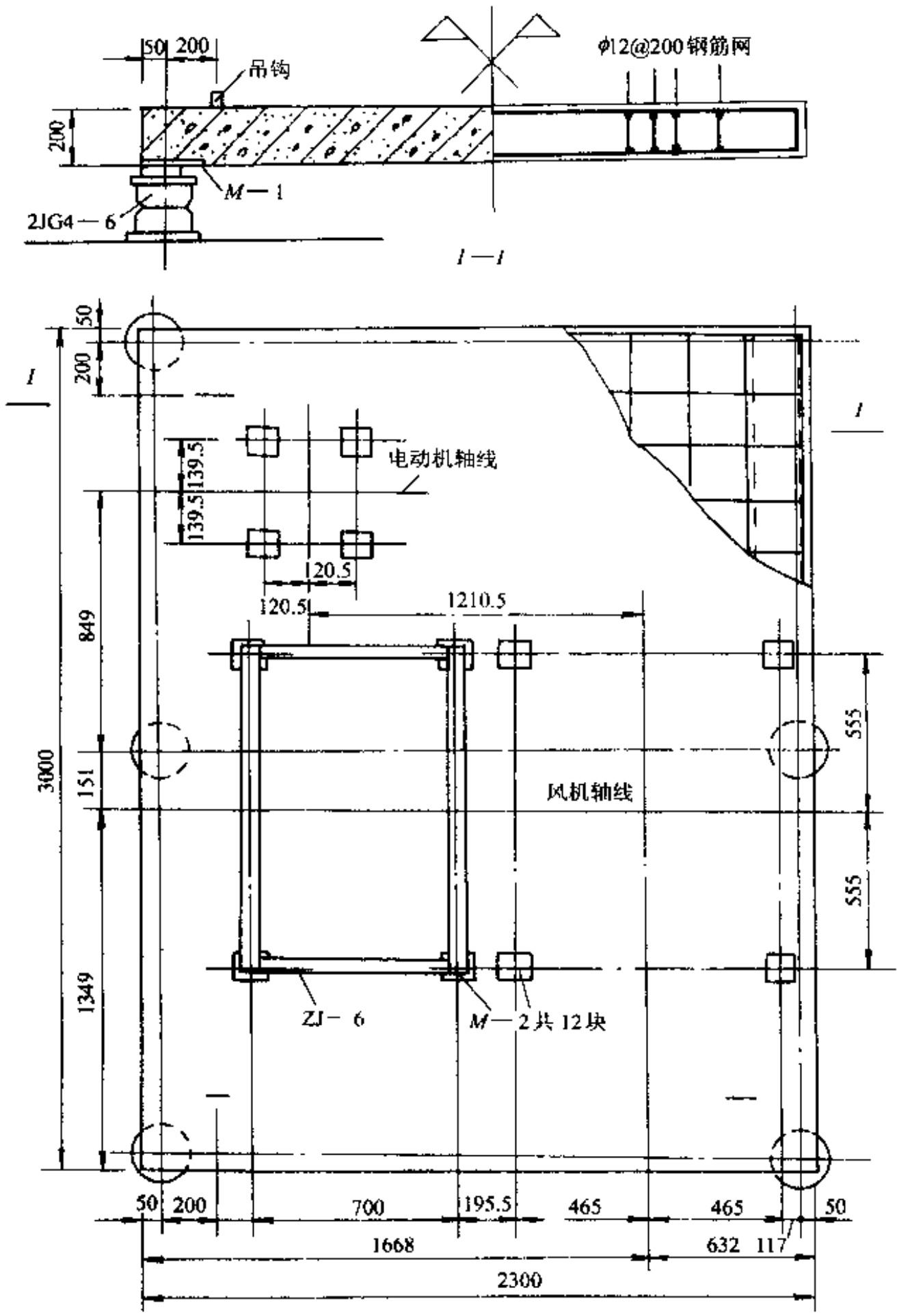
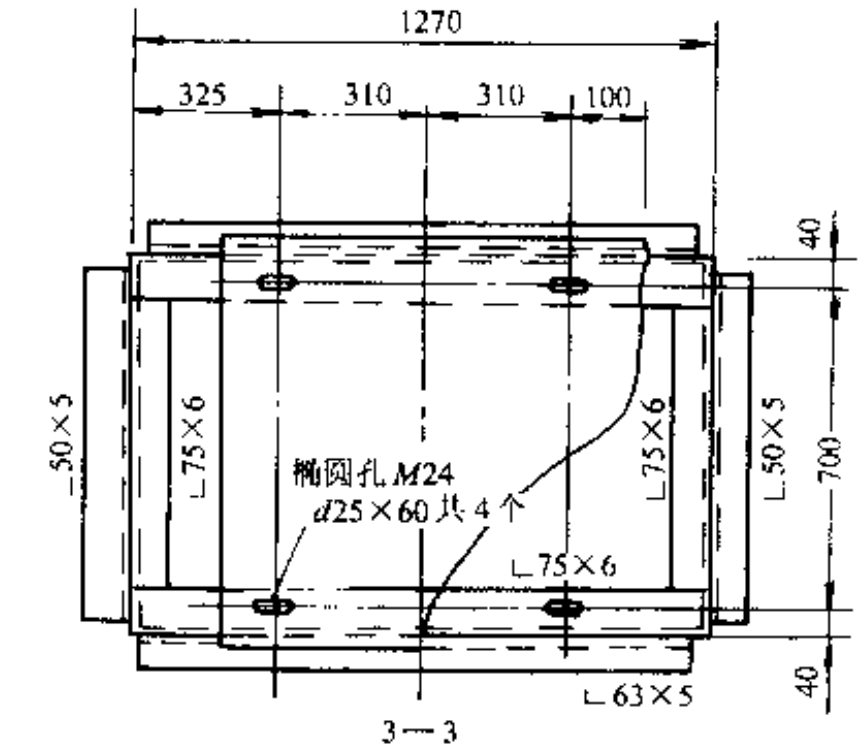
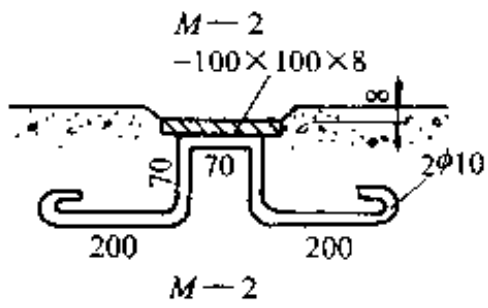
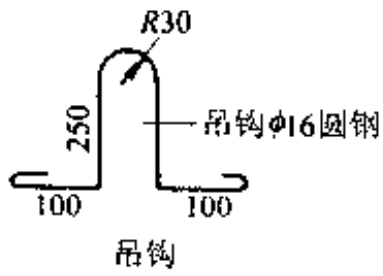
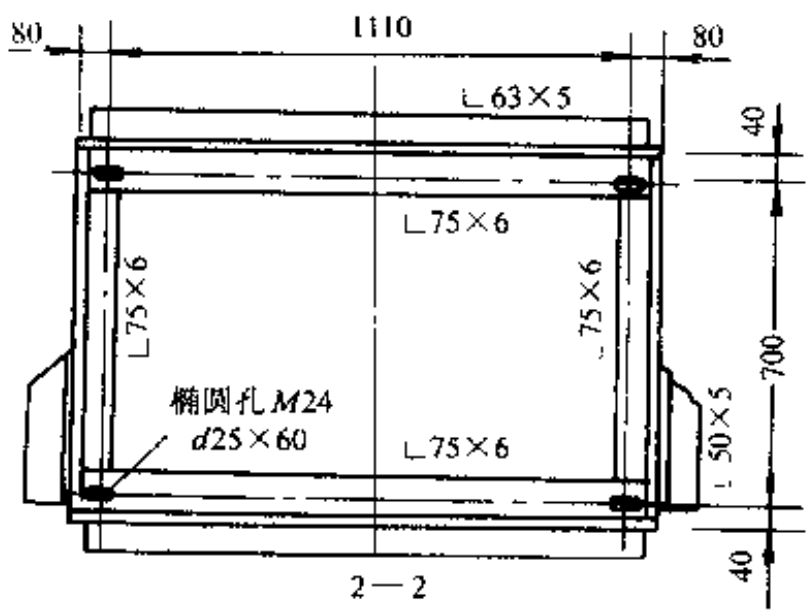


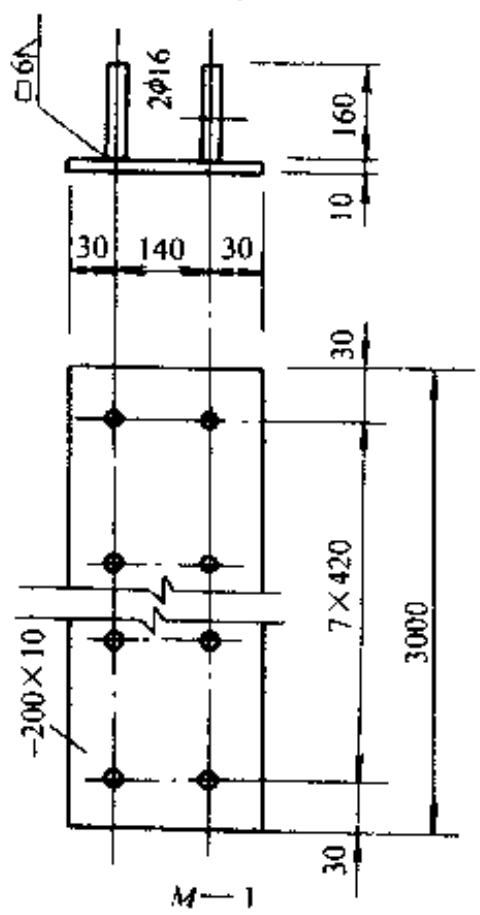
图 8.6-5 通风机隔振体系结构图

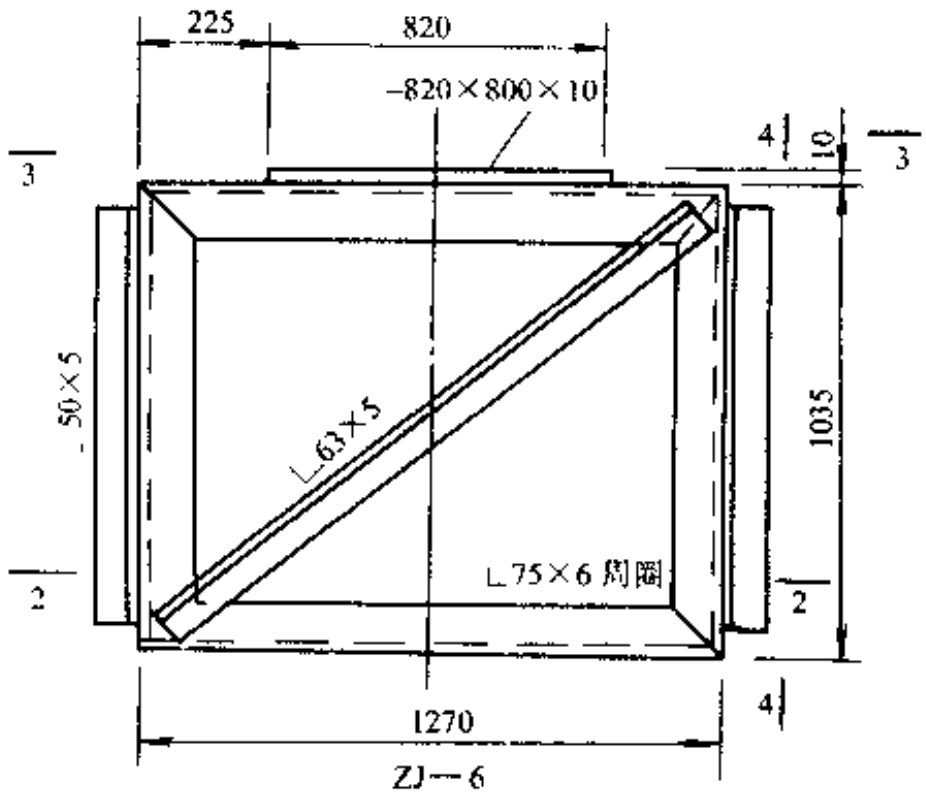












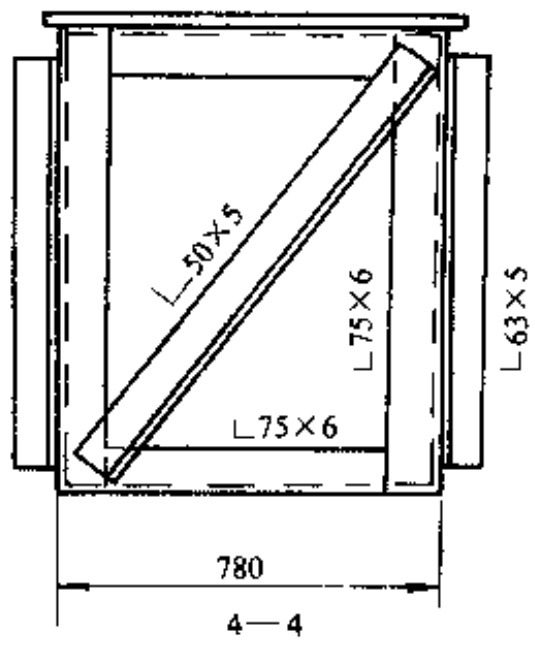


图 8.6-5 通风机隔振体系结构图（续）

再按6.1.3简易设计方法进行计算：

（1）资料搜集，同严格算法

（2）隔振台座设计

已知同类设备隔振原则上可不设台座，仅有设备质量已能满足设备容许振动要求。为了满足安装方便、降低设备质心位置以及台座质心与机组质心重合等要求，隔振台座质量在设备质量2～3倍内选取。现选钢筋混凝土板3000mm×2300mm×200mm为隔振台座，其质量为3m×2.3m×0.2m×2500kg/m^3=3450kg。

（3）隔振器选用

要求隔振效率$\beta>75\%$，则振动传递率$\mu=0.25$，于是，由式

$$k_z=\frac{\omega^2 m}{\frac{1}{\mu}+1}=\frac{65.97^2\times4909}{\frac{1}{0.25}+1}\text{kg/s}^2$$
$$=4272800\text{kg/s}^2$$
$$=42728\text{N/cm}$$

采用六点支承，每个隔振器的刚度和承载力分别为

$$k_{z1}=\frac{427800}{6}\text{kg/s}^2=712100\text{kg/s}^2=7121\text{N/cm}$$
$$W_1=\frac{4909\times9.8}{6}\text{N}=8018\text{N}$$

翻阅JG系列橡胶隔振器说明书，选用12只JG4—6隔振器，每两只串联为一支承点，JG4—6隔振器在W_1=8018N时，f_z=6.4Hz。串联使用，则有

$$f_z=\frac{6.4}{\sqrt{2}}\text{Hz}=4.5\text{Hz}$$

垂直刚度$k_z=(4.5\times2\pi)^2\times4909\text{ kg/s}^2=3920000\text{ kg/s}^2<4272800\text{kg/s}^2$，允许。

于是，每个支点垂直刚度

$$k_{z1}=\frac{3920000}{6}\text{kg/s}^2=653000\text{kg/s}^2$$
$$=6530\text{N/cm}$$

（4）工程实施措施及台座结构同前面严格计算

二者比较，显然简易计算要比严格算法简单得多，一般教科书或手册介绍的也是这种方法。但要注意，只有在满足6.1.3中所述条件情况下，才能采用简易算法。一般来讲，简易算法所得结果在隔振效率上和严格算法出入不大，可能出现的问题为设备上振动控制点的容许振动超过有关规定值。对于水平扰力较大的设备，尤其应加以注意。

例2 冷水机组隔振简易设计。

（1）设计资料

已知JZS--4F10是冷却机组。

压缩机4F10转速960r/min，压缩机质量m_1=290kg，外形尺寸500mm×400mm×600mm。

电机JO$_2$—72—6转速960r/min，电机质量m_2=260kg，外形尺寸ϕ450mm×670mm。

冷凝器质量m_3=650kg，外形尺寸ϕ350mm×2200mm。

要求隔振效率$\beta\geqslant80\%$。

由表8.4-5查得冷冻机4F—10水平二阶扰力p_{x2}=290N，M_{x1}、M_{z1}、M_{x2}值很小，忽略不计，其他扰力、扰力矩均为零。电机扰力已知为p_0=135N，总扰力=290+135N=425N。

（2）台座质量与外形尺寸

由式（8.6-24）确定隔振台座质量m_4

$$m_4\geqslant\frac{\sum P}{[v]\omega}-(m_1+m_2+m_3)$$
$$=\frac{42900}{1.5\times2\pi\times16}-(290+260+650)\text{kg}$$
$$=852-1200\text{kg}$$
$$=-348\text{kg}$$

说明台座质量可根据设备外形选取，综合各方面因素，选台座形状如图8.6-6所示，则台座质量

$$m_4=2.2\times(1.2\times0.18+0.60\times0.18)\times2500\text{kg}$$
$$=1782\text{kg}$$
$$\text{总质量}m=650+650+290+260+1782\text{kg}$$
$$=3632\text{kg}$$