

## **IL FONOASSORBIMENTO**

L'assorbimento di energia sonora da parte di materiali e strutture può essere utilizzato per controllare le riflessioni delle onde acustiche, e contenere il livello sonoro in un ambiente totalmente o parzialmente confinato. Ma questo è possibile solo per quanto riguarda la parte riverberante del campo sonoro. Il fonoassorbimento da parte delle superfici presenti non ha alcun effetto sull'energia sonora che arriva direttamente dalla sorgente al ricevitore.

Si ricorda che in un ambiente il raggio limite del campo sonoro libero o diretto è dato da:

$$r = 0,14 \cdot \sqrt{R \cdot Q}$$

dove  $Q$  è il fattore di direttività della sorgente ed  $R$  è la costante di ambiente così definita:

$$R = \frac{\alpha \cdot S}{1 - \alpha}$$

con  $\alpha$  coefficiente di assorbimento medio delle superfici interne, ed  $S$  area di tali superfici.

Entro il raggio  $r$  ogni variazione del potere fonoassorbente delle superfici non ha alcun effetto sul campo sonoro, mentre a distanze superiori un aumento di questo potere ne ridurrà il livello agendo sul campo riverberante.

Secondo taluni studi [3] per produrre una variazione apprezzabile del livello sonoro il valore dell'assorbimento totale  $A$  di una sala deve essere, dopo il trattamento, dalle tre alle dieci volte quello che era prima del trattamento

Del resto se si ipotizza che il campo sonoro sia totalmente riverberante il livello sonoro in un punto generico di esso anziché essere

$$L_p = L_w + 10 \log \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad \text{sarà:} \quad L_p = L_w + 10 \log \left( \frac{4}{R} \right)$$

e la differenza fra i livelli sonori relativi a due diversi valori dell'assorbimento totale interno sarà:

$$\begin{aligned} \Delta L_p &= L_w + 10 \log \left( \frac{4}{R_1} \right) - L_w - 10 \log \left( \frac{4}{R_2} \right) = 10 \log \left( \frac{R_2}{R_1} \right) = 10 \log \left( \frac{S\alpha_2}{1 - \alpha_2} \cdot \frac{1 - \alpha_1}{S\alpha_1} \right) \\ \Delta L_p &\cong 10 \log \left( \frac{S\alpha_2}{S\alpha_1} \right) \cong 10 \log \left( \frac{A_2}{A_1} \right) \end{aligned}$$

dove  $A_1$  ed  $A_2$  rappresentano le aree equivalenti di assorbimento acustico delle superfici interne prima e dopo l'intervento. Come si può osservare un raddoppio di  $A$  provoca solo una variazione di 3 dB del livello sonoro, mentre una sensazione di raddoppio o dimezzamento dell'intensità sonora percepita corrisponde ad una variazione di livello di circa 10 dB.

## 1. I meccanismi del fonoassorbimento

Sono individuabili i seguenti meccanismi fisici che provocano l'assorbimento di energia sonora da parte di materiali e strutture:

- dissipazione per attrito su superfici con asperità o all'interno di piccole cavità (materiali porosi),
- vibrazione di strutture/membrane (pannelli vibranti),
- risuonatori (di Helmholtz).

Questi fenomeni fisici nella pratica possono presentarsi combinati tra loro in vario modo, anche se uno di essi può essere dominante, pertanto si possono distinguere ai fini pratici degli elementi:

- porosi rigidi,
- porosi flessibili,
- non porosi flessibili,
- risuonatori,
- misti.

### 1.1 La dissipazione entro materiali porosi

Quando l'aria che oscilla a causa del fenomeno sonoro viene a trovarsi all'interno di piccole cavità, la dissipazione di energia sonora avviene ad opera delle forze di attrito viscoso, che instaurano un gradiente di velocità tra la parte di aria che si muove liberamente (al centro della cavità) e quella quasi immobile in prossimità della superficie. L'energia meccanica dissipata dell'onda sonora si converte in calore.

Per le basse frequenze esistono delle condizioni di isothermicità, mentre per le alte frequenze si assumono condizioni di adiabaticità dal momento che il calore generato dalle compressioni ed espansioni del mezzo-aria non ha tempo di trasmettersi al materiale poroso attraverso la sua superficie.

Oltre all'effetto della viscosità, un altro sostanziale contributo all'attenuazione sonora è dovuto allo smorzamento (del moto oscillatorio delle particelle del mezzo-aria) provocato dalla resistenza al flusso della struttura porosa. Questo effetto è rappresentato dalla diminuzione di pressione che subisce l'onda sonora attraversando il materiale:

$$\Delta L_p = R \cdot v^n$$

dove  $R$  è la resistenza al flusso opposta dal materiale poroso, e  $v$  la velocità di oscillazione delle particelle d'aria.  $R$  è definita sua volta come  $R = \Delta p / (d \cdot u)$  dove  $d$  è lo spessore e  $u$  la velocità di attraversamento dell'aria, valutata rispetto alla sezione totale apparente di deflusso.

L'indice  $n$  assume valori che vanno da 1 per le basse frequenze a 2,5 per le alte.

Se  $R$  è molto maggiore dell'impedenza acustica  $p_c$  del mezzo-aria possono verificarsi riflessioni sulla superficie, mentre all'opposto, se  $R$  è molto minore di  $p_c$  l'attrito non è sufficiente per provocare attenuazione sonora.

Questo tipo di meccanismo dissipativo dipende dalla frequenza del suono incidente, in genere aumenta con essa, dal rapporto tra il volume dei vuoti e quello totale del materiale considerato (porosità) e dallo spessore dello stesso.

Generalmente il coefficiente di assorbimento  $\alpha$ :

- aumenta con il valore della porosità,
- aumenta al diminuire del valore di  $R$ ,
- alle basse frequenze, aumenta con lo spessore del materiale, come si può osservare in Figura 1. Alle alte frequenze in genere bastano spessori minori dal momento che per esse l'effetto dissipativo è maggiore in quanto penetrano di più nel materiale e l'effetto di  $R$  diventa maggiore di quello delle forze di attrito viscoso.

Quando l'onda sonora incide normalmente sulla superficie il valore di  $\alpha$  è comprensibilmente maggiore che nel caso in cui provenga da altre direzioni, normalmente i valori disponibili sono riferiti ad una incidenza da direzione casuale. E nella formula di Sabine si usano questi, dal momento che si ipotizza un campo sonoro perfettamente diffuso con onde provenienti casualmente da tutte le direzioni.

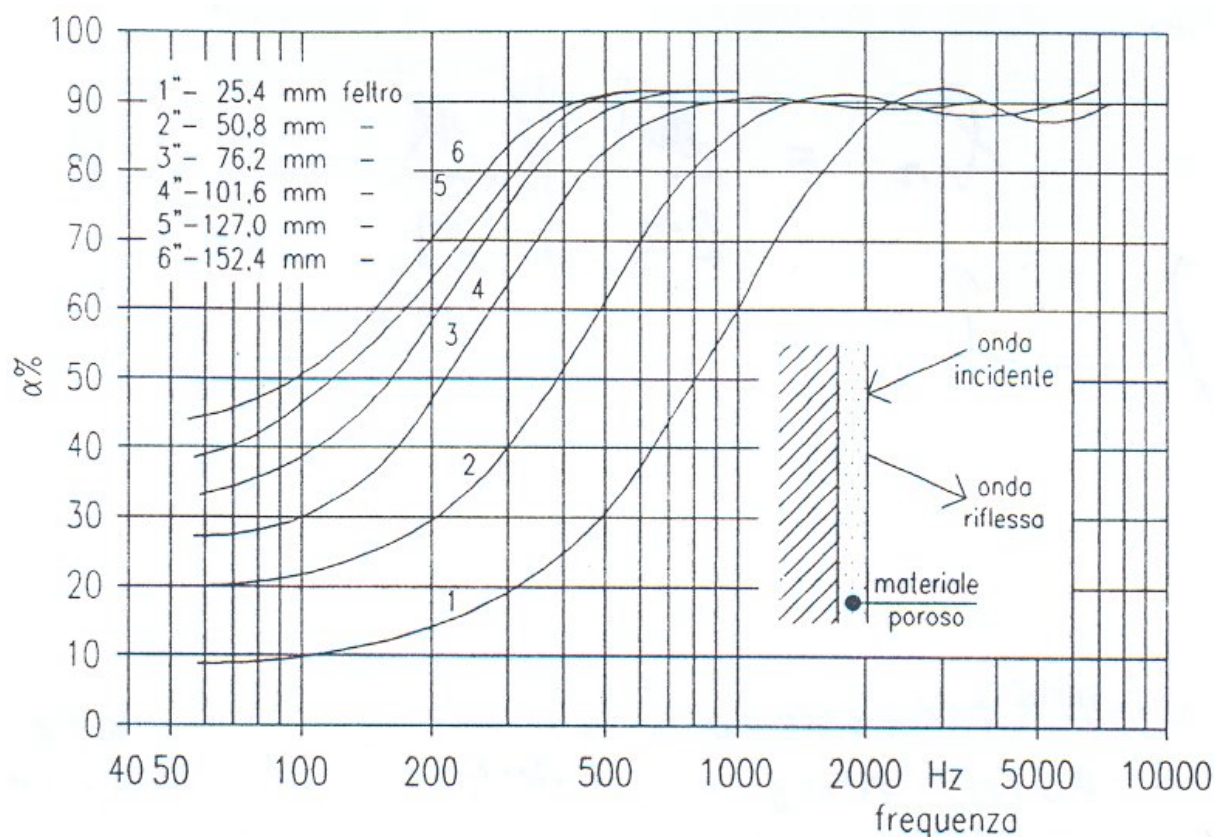


Figura 1 – Andamento del coefficiente di assorbimento  $\alpha$  in funzione della frequenza e dello spessore del materiale (fonte [6])

Ovviamente l'accesso dell'energia sonora ai pori non deve essere ostacolato, pertanto dei trattamenti superficiali quali la verniciatura vanno evitati.

I materiali fonoassorbenti correntemente utilizzati non presentano una grande variazione nella porosità con valori che vanno da 0,3 a 0,5, per essi il valore di  $R$  è dell'ordine di 0,1. Pertanto il potere fonoassorbente dipende in larga misura dallo spessore di materiale utilizzato.

Quando tale spessore è pari a  $\lambda/4$  il coefficiente di assorbimento per quella frequenza può essere circa unitario, se  $R$  è pari a circa  $2\rho c$ . Per frequenze maggiori il valore di  $\alpha$  oscillerà tra 0,9 ed 1.

Indicativamente per uno spessore pari a  $\lambda/16$   $\alpha$  può essere approssimativamente pari a 0,5, mentre per uno spessore pari a  $\lambda/8$   $\alpha$  può essere 0,75 [5].

Con la densità  $\rho$  del materiale aumenta  $R$ , per i materiali fonoassorbenti fibrosi normalmente utilizzati  $\rho$  varia tra 20 e 120 kg/m<sup>3</sup>.

Se uno strato di materiale poroso è collocato in opera ad una certa distanza da una parete rigida, questa distanza gioca un ruolo rilevante. Al momento in cui l'onda sonora si riflette sulla parete rigida si crea in prossimità di essa una sorta di onda stazionaria, l'onda riflessa ha la stessa fase di quella incidente. La velocità di oscillazione delle particelle d'aria  $v$  sarà necessariamente nulla sulla superficie della parete ed anche ad una distanza da essa pari a metà della lunghezza d'onda  $\lambda$ , nonché ad una distanza pari alla lunghezza d'onda ed a multipli di essa e della sua metà (nodi dell'onda stazionaria), ma tale velocità di oscillazione sarà massima ad una distanza pari ad un quarto della lunghezza d'onda, a tre quarti della stessa e così via. Collocando il materiale poroso nei punti in cui è massima la velocità acustica  $v$  si ottiene il massimo effetto dissipativo.

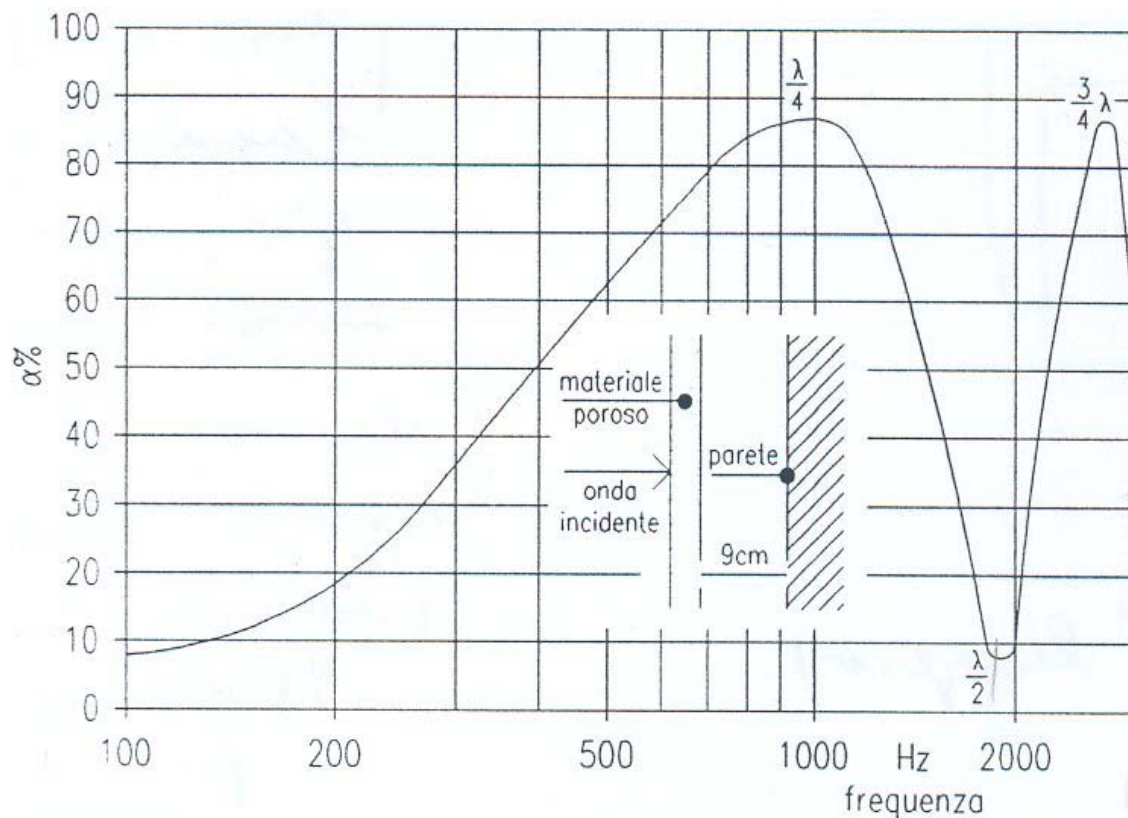


Figura 2 – Andamento del coefficiente di assorbimento  $\alpha$  in funzione della frequenza e della distanza del materiale fonoassorbente dalla parete [6]

La vibrazione della struttura porosa fornisce un contributo aggiuntivo all'assorbimento, ma questo è un altro meccanismo dissipativo, che sarà illustrato nel seguente paragrafo.

## 1.2 I pannelli vibranti

Si tratta di pannelli che vengono messi in oscillazione dall'onda sonora, parte dell'energia sonora viene così convertita in lavoro di deformazione e spostamento del pannello. Le vibrazioni del pannello vanno opportunamente smorzate in modo da aumentare la dissipazione di energia sonora e

limitare la trasmissione del suono sul fronte opposto. Se questi pannelli vengono collocati ad una certa distanza dalla parete rigida e parallelamente ad essa, essi costituiranno una massa oscillante accoppiata ad un elemento elastico: l'aria nell'intercapedine tra pannello e parete. Lo smorzamento dell'oscillazione sarà dovuto agli attriti interni al pannello.

Per questo sistema oscillante esisterà una frequenza di risonanza individuabile, in prima approssimazione, con la relazione:

$$f_0 = \frac{60}{\sqrt{m \cdot d}}$$

dove  $m$  è la massa frontale (o densità superficiale) del pannello [ $\text{kg/m}^2$ ], e  $d$  è la distanza del pannello dalla parete.

Una formula più precisa è la seguente

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{m \cdot d}}$$

dove  $\sigma$  è il modulo (rapporto) di Poisson,  $m$  la massa frontale,  $c$  la velocità del suono nell'aria.

Sono disponibili in letteratura formule più precise e riferite a condizioni specifiche [1,4].

Il massimo effetto fonoassorbente del sistema oscillante si risconterà per le frequenze prossime alla sua frequenza naturale di risonanza, che normalmente si colloca nel campo delle basse frequenze; il fenomeno della risonanza amplificherà le oscillazioni dunque la dissipazione dell'energia sonora.

È il caso di sottolineare che in corrispondenza di questa  $f_0$ , mentre è massimo l'effetto fonoassorbente, sarà minimo l'effetto fonoisolante. Questo perché il pannello, vibrando alla stessa frequenza del suono o della componente tonale di esso che incide su di lui da un lato, lo riprodurrà sul lato opposto mettendo in oscillazione l'aria ad esso confinante.

Una previsione accurata del coefficiente di assorbimento di un pannello vibrante richiede calcoli complessi [4] per cui è consigliabile basarsi su dati sperimentali.

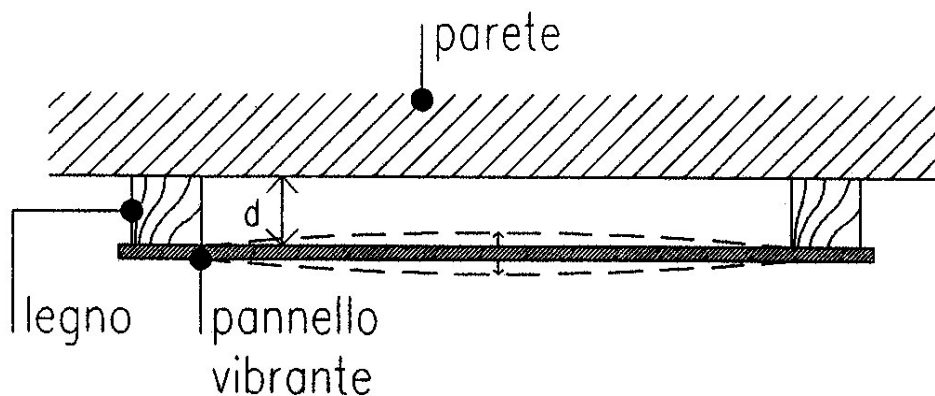


Figura 3 – Schema di un pannello vibrante [6]

### 1.3 I risuonatori acustici

Essi sono costituiti da cavità che comunicano con l'esterno attraverso un foro di una certa lunghezza, detto 'collo del risuonatore'. Quando un'onda sonora va ad incidere sull'ingresso del risuonatore l'aria contenuta nel suo collo viene posta in oscillazione mentre l'aria contenuta nella cavità viene ad essere alternatamente compressa ed espansa, la sua elasticità fa sì che essa si comporti come una molla. Questo sistema, costituito da una massa oscillante (aria nel collo), un

elemento elastico (aria nella cavità) ed un elemento smorzante (l'attrito sulle pareti del collo), avrà una sua frequenza di risonanza in corrispondenza della quale la dissipazione di energia sonora sarà massima.

Tale frequenza di risonanza, che di solito si colloca nel campo delle basse o medio-basse frequenze, è così calcolabile:

$$f_0 = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{r^2}{V \left( l + \frac{\pi}{2r} \right)}}$$

dove  $c_0$  è la velocità di propagazione del suono nel mezzo (m/s),  $l$  la lunghezza del collo del risuonatore,  $r$  il raggio della sua sezione (m),  $V$  il volume della cavità (m<sup>3</sup>).

L'assorbimento dei risuonatori è elevato in corrispondenza della frequenza di risonanza ma molto ridotto per tutte le altre frequenze (Figura 5/b). È possibile così costruire dei dispositivi calibrati per assorbire specifiche frequenze.

L'aggiunta di materiale fonoassorbente poroso nel collo del risuonatore sortisce l'effetto di allargare lo spettro di frequenze assorbibili diminuendo però l'effetto in corrispondenza della frequenza di risonanza.



Figura 4 – Risuonatori acustici in un battistero paleocristiano del Sud della Francia (Venasque).



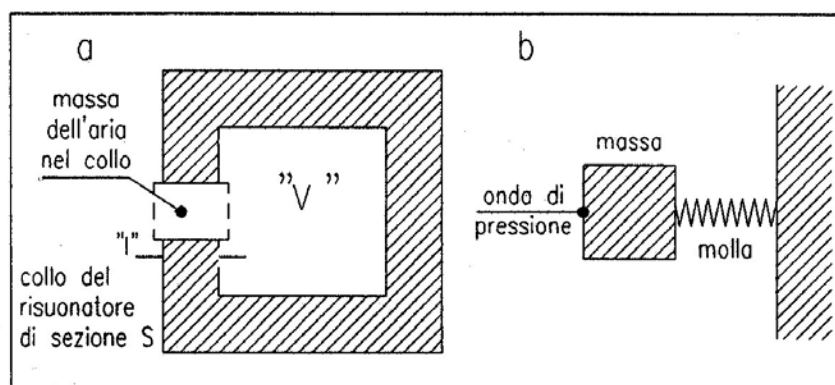


Figura 5/a – Schema e principio di funzionamento di un risonatore [6]

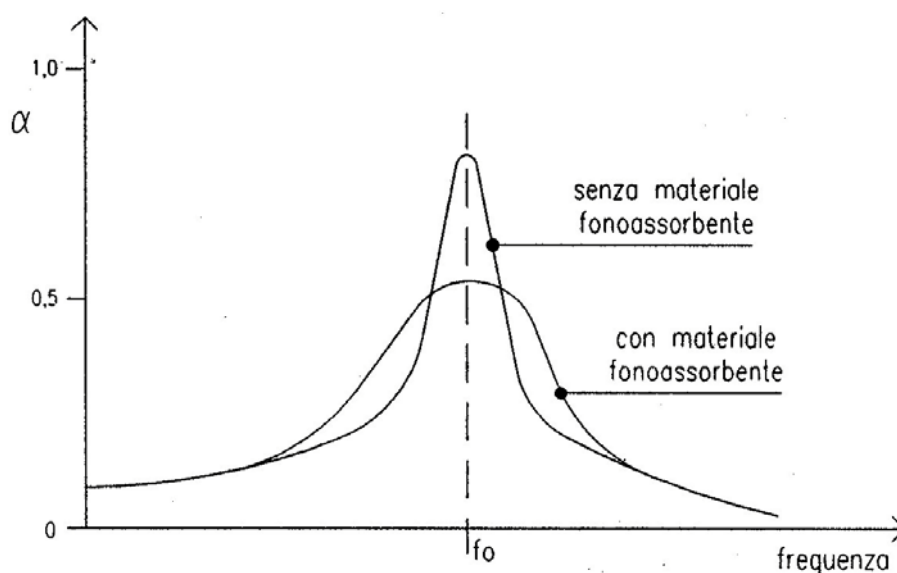


Figura 5/b – Assorbimento di un risonatore in funzione della frequenza [6]

#### 1.4 Sistemi misti

Come si è visto l'assorbimento acustico da parte di materiali porosi è maggiore alle alte frequenze, pertanto, quando si vuole allargare lo spettro di assorbimento, questi materiali vengono utilizzati in combinazione con membrane che funzionano come pannelli vibranti, il cui effetto è maggiore alle basse frequenze, e con intercapedini d'aria. Si ottengono così degli elementi denominati 'pannelli acustici'.

L'abbinamento più semplice tra i due meccanismi può avvenire collocando del materiale poroso nell'intercapedine tra un pannello vibrante e la parete rigida retrostante, in tal caso il pannello deve essere forate per consentire all'energia sonora di raggiungere il materiale poroso.

Va rilevato che dal punto di vista del fonoisolamento il materiale poroso inserito nell'intercapedine non dà in sostanziale contributo a meno che il suo spessore non sia comparabile alla lunghezza d'onda che si vuole ostacolare, il che è difficilmente realizzabile: per fermare un suono della frequenza di 340 Hz lo spessore dovrebbe essere di circa un metro.

Per i pannelli semplicemente forati  $\alpha$  aumenta con la frequenza fino ad un valore limite superiore della stessa, che per pannelli spessi fino a 5 mm è dato da:

$$f_0 = \frac{3500 \cdot d}{n}$$

dove  $d$  è il diametro dei fori ed  $n$  il loro numero per unità di dimensione lineare. In corrispondenza di  $f_0$   $\alpha$  è circa pari a 0,9

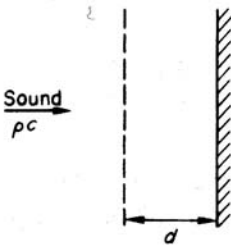
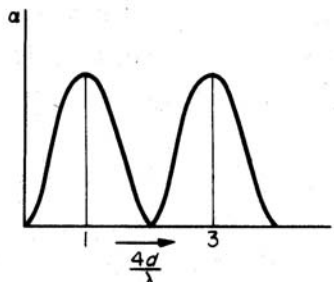
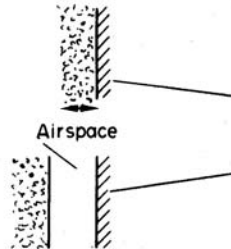
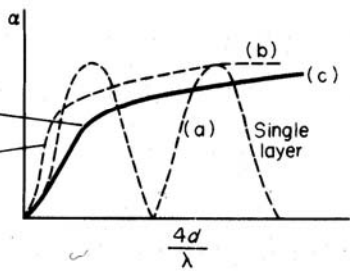
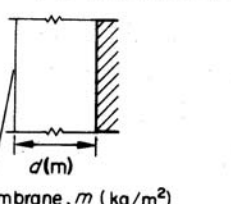
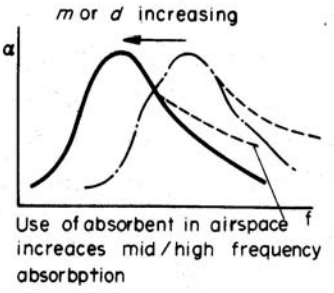
Type	Characteristic	Comments
<p>Single thin porous screen</p> 		<p>(a) Particle velocity and displacement are <math>\frac{\lambda}{4}</math> out of phase, hence maximum absorption occurs where the particle velocity is a maximum i.e. <math>d = n \frac{\lambda}{4}</math> (<math>n=1, 3, 5 \dots</math>)</p> <p>(b) Flow resistance of screen should match that of incident sound  <math>R = \rho c</math>  for diffuse, random incidence  <math>R = 2\rho c</math> to <math>3\rho c</math></p>
<p>Porous absorbers</p> 		<p>(a) To develop a broadband range of absorption use successive layers of porous screens; cut-off occurs at about <math>d \approx \frac{1}{4} \lambda</math></p> <p>(b) Use of airspace increases low frequency response</p> <p>(c) Shape of characteristic is similar for curtains, furniture, carpets, people and acoustic tiles</p>
<p>Membrane (or panel) absorber</p> 		<p>A mass-spring system with a resonant frequency given by</p> $f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{md}}$ <p>where <math>\sigma</math> = Poisson's ratio</p>

Figura 6 – Sistemi misti [1]

Alcuni sistemi funzionano secondo il meccanismo del risuonatore di Helmholtz. Essi sono costituiti da lastre rigide (metallo, legno, gesso ...), dalla superficie forata in vario modo, collocati ad una certa distanza dalla parete. L'intercapedine viene così a costituire la cavità di una serie di risuonatori tra loro comunicanti, essa può essere o meno riempita in toto od in parte di materiale poroso.



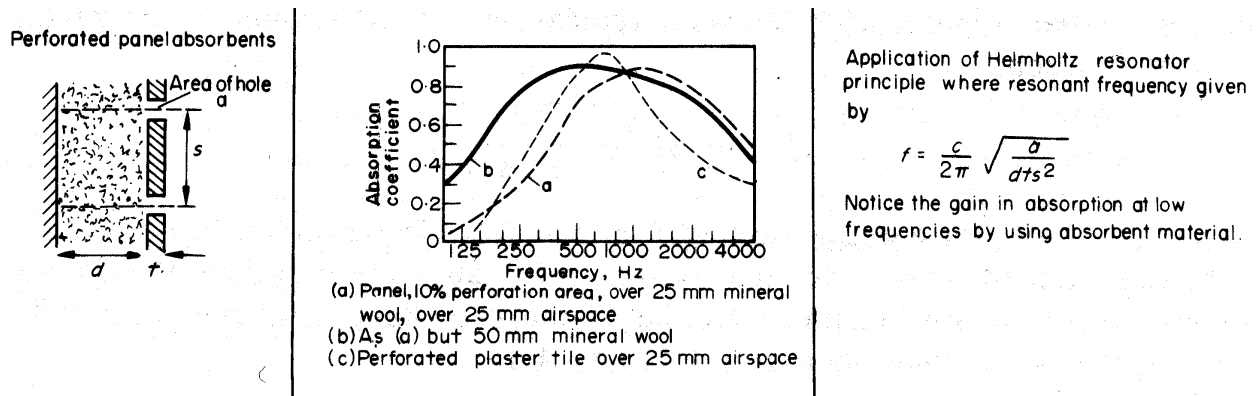


Figura 7 – Sistemi misti [1]

La  $f_0$  di risonanza per un tipico pannello forato risuonatore (rappresentato in Figura 8) è così calcolabile:

$$f_0 = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{A_2}{A_1} \cdot \frac{1}{(t + 2\Delta t) \cdot b}}$$

dove:  $V$  è il volume d'aria contenuto nell'intercapedine,  $t$  lo spessore del pannello, e  $2\Delta t$  è un fattore di correzione pari a  $\pi r/2$  per una foratura di raggio  $r$ . Il significato degli altri simboli è indicato in figura.

L'inserimento di materiale poroso nell'intercapedine anche in tal caso allarga lo spettro di assorbimento.

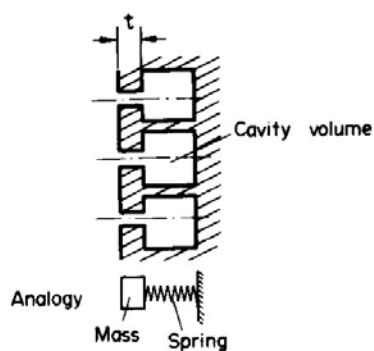
Il grafico riportato in figura 8 evidenzia il ruolo giocato dal grado di foratura della superficie (open area) del pannello esterno, con retrostante materiale poroso. In linea di massima aumentando la superficie forata aumenta l'assorbimento, alle frequenze medie e alte; ma oltre una certa percentuale di foratura viene meno l'effetto del risuonatore di Helmholtz, pertanto decade l'assorbimento alle basse frequenze (sotto i 125 Hz.). In assenza di pannello esterno (no facing) resta solo lo strato di materiale poroso che assorbe alle medie ed alte frequenze.

Sono disponibili pannelli e piastrelle assorbenti perforati o fessurati, che possono essere fissati ad una superficie usando adesivi, viti o chiodi. Il metodo di posa in opera influisce molto sulle loro prestazioni acustiche, così come il modo di dipingerli può ridurne il potere fonoassorbente. Blocchi di calcestruzzo sono stati usati efficacemente come risuonatori perforati.

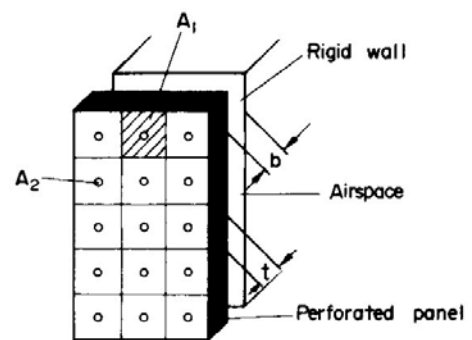
Quando le superfici interne ad una sala e gli occupanti stessi non forniscono un sufficiente fonoassorbimento si può ricorrere ad assorbitori sospesi di varia forma (Figura 8).

Spesso nelle sale di ascolto polivalenti è necessario variare il fonoassorbimento totale, in funzione del tipo di messaggio sonoro (parlato o musica di vario genere) e del grado di riempimento della sala. In tal caso si utilizzano elementi mobili e adattabili quali quelli rappresentati schematicamente in Figura 9.

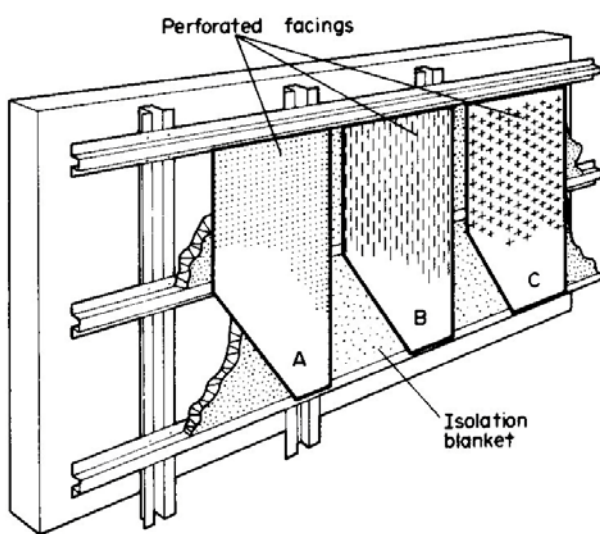
Si tratta di tendine retrattili, pannelli rotanti con diverso coefficiente di assorbimento sulle due facce, elementi rotanti a sezione triangolare o cilindrica, sempre caratterizzati da diverso potere fonoassorbente nelle varie superfici. Questi ultimi elementi hanno anche funzione diffondente.



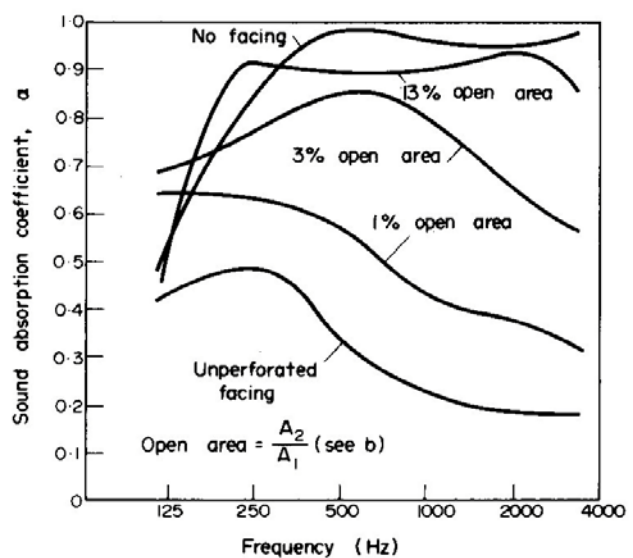
(a) Simple Helmholtz resonator.



(b) Typical perforated panel.



(c)



(d)

(c) Typical installation of a perforated panel resonator using various types of perforated facings and with an isolation blanket in the airspace: A, perforated board; B, slotted hardboard; C, perforated metal or plastic.

(d) Sound absorption of perforated panel resonators with isolation blanket in the airspace. The open area (sound transparency) of the perforated facing has a considerable effect on the absorption.

Figura 8 – Sistema misto basato in parte sul principio del risuonatore di Helmholtz [1]

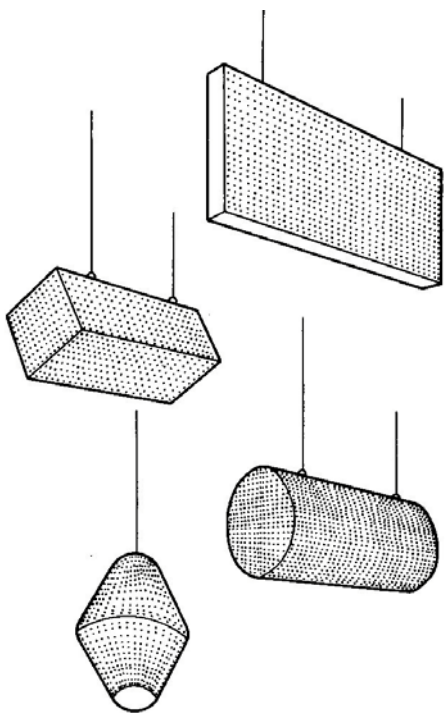


Figura 8 – Assorbitori sospesi [1]

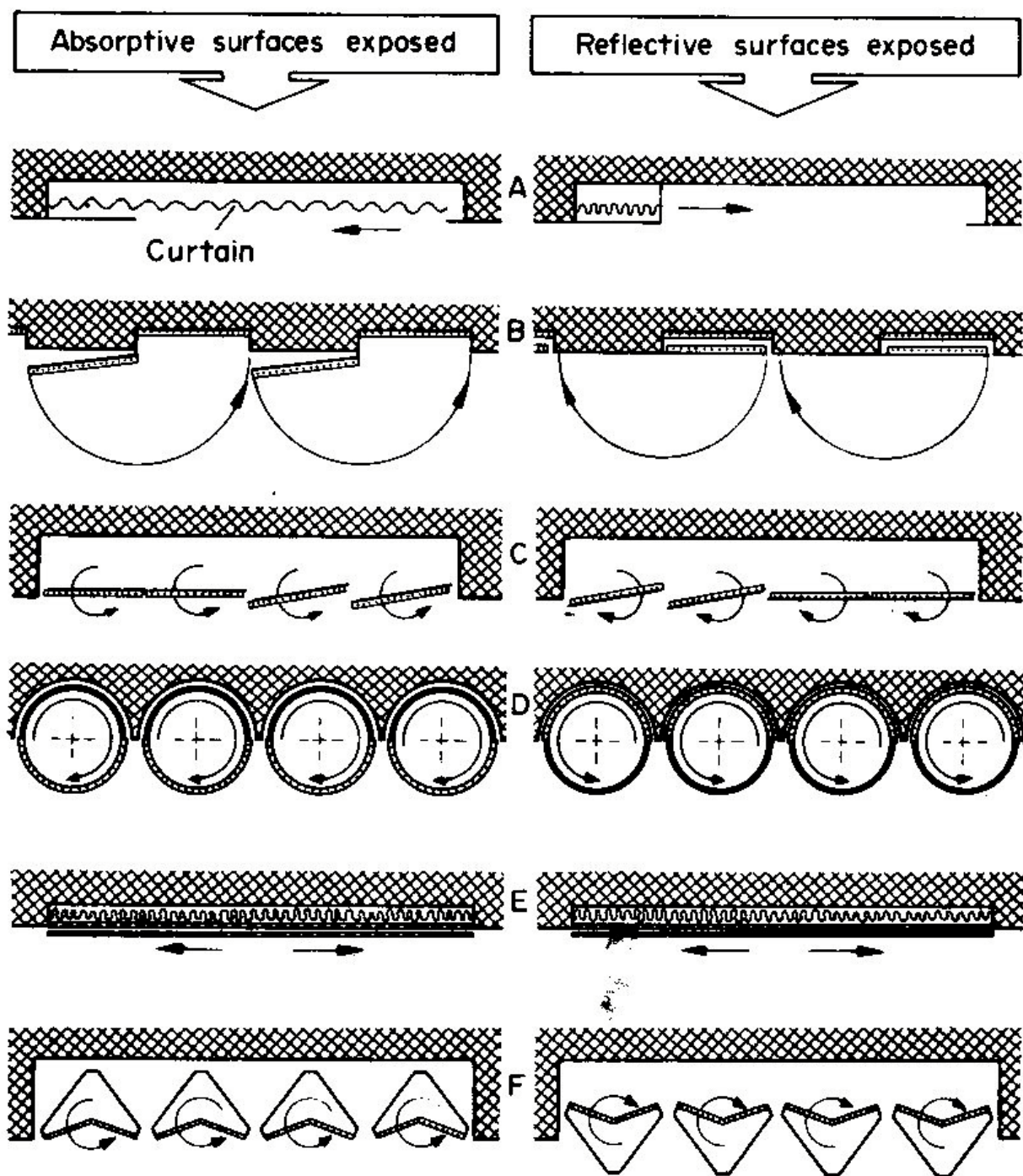


Figura 9. - Elementi mobili e adattabili ad assorbimento acustico variabile

## 2. Valori caratteristici del coefficiente di assorbimento.

Si riportano in allegato A dei tabulati con i valori dei coefficienti di assorbimento sonoro per vari tipi di superficie (di materiali e strutture) utilizzati dal programma di simulazione acustica per interni "Ramsete" [7]. Si può notare il diverso comportamento ...

### 3. La misura del coefficiente di assorbimento.

La norma **ISO 354 - 1985** [UNI EN 20354] riguarda le modalità per la determinazione del coefficiente di assorbimento acustico di materiali e strutture fonoassorbenti in camera riverberante.

Il campione da esaminare deve avere una superficie non inferiore ai 10 m<sup>2</sup>

Nella camera riverberante viene misurato il tempo di riverberazione con e senza il campione da esaminare.

In un supplemento della ISO entrato in vigore nel 1997 vengono anche specificate le modalità di montaggio in laboratorio dei diversi tipi di struttura in prova

Dai valori ottenuti del tempo di riverberazione, utilizzando la formula di Sabine, si ottengono i valori dell'assorbimento totale della sala nei due casi, quindi dalla differenza dei due l'assorbimento dovuto al campione, che, diviso per la sua superficie, fornirà il coefficiente  $\alpha$ . Questo per ogni banda di frequenza.

Della camera riverberante la norma specifica tutti i requisiti fondamentali: dal volume ( $V > 150 \text{ m}^3$ ), alle proporzioni geometriche (la massima lunghezza interna  $l_{\max}$  deve rispettare la condizione  $l_{\max} < 1.9V^{1/3}$ ), ai valori massimi di area di assorbimento equivalente delle superfici interne, alle condizioni di diffusività del campo sonoro (da conseguire, se necessario, anche attraverso l'inserimento di appositi elementi diffondenti). Inoltre va ovviamente rispettato il criterio di isolare quanto + possibile all'interno della camera da rumori e vibrazioni provenienti dall'esterno.

L'area di assorbimento equivalente del materiale in prova viene calcolato con la relazione

$$A = 55,3 \frac{V}{c} \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right)$$

Dove  $T_1$  è il tempo di riverberazione, in secondi della camera vuota,  $T_2$  è il tempo di riverberazione, anch'esso in secondi, della camera contenente il campione in prova,  $V$  è il volume della camera, in metri cubi, e  $c$  è la velocità di propagazione del suono nell'aria, in metri al secondo.

Nella formula è evidenziata la velocità del suono, che nella formula di Sabine è contenuta nel termine 0,161 ( $55,3/341=0,161$ ), questo consente di tener conto della dipendenza di  $c$  dalla temperatura, che, per il campo di temperatura compreso tra 15 e 30 °C, è espressa dalla relazione (suggerita dalla norma)

$$c = 331 + 0.6 \cdot t$$

dove  $t$  è la temperatura dell'aria rilevata in camera riverberante in gradi Celsius

Nel caso di struttura fonoassorbenti piane, come lo sono la grande maggioranza di quelle impiegate in pratica, si può dedurre il coefficiente d'assorbimento acustico direttamente dalla relazione:

$$\alpha = \frac{A}{S}$$

dove  $S$  è la superficie del campione in prova, in metri quadrati.

Per la determinazione dell'assorbimento acustico di un materiale la normativa ISO prevede, oltre alla misura per incidenza diffusa, anche un altro metodo, noto come metodo del tubo ad onde

stazionarie o tubo a impedenza.

Il metodo ha il vantaggio di avere dimensioni contenute, di non richiedere complesse attrezzature di supporto e di utilizzare soltanto un piccolo campione. Viene usato soprattutto per materiali porosi, in quanto non è adatto agli assorbitori il cui effetto dipende dalla superficie, come per esempio quelli a pannelli vibranti.

Il tubo ha solitamente una sezione circolare con pareti rigide. Il campione da esaminare viene tagliato in modo che possa trovare posto all'interno del tubo, ad una sua estremità. Se il materiale deve essere applicato su una superficie solida, il campione viene posto a contatto con la pesante piastra di supporto; se invece non deve essere a contatto, viene montato alla distanza appropriata.

All'altra estremità del tubo è posto un piccolo altoparlante, il cui magnete è stato trapanato per farvi passare un tubo sonda, lungo e sottile, accoppiato con un microfono. Attivando l'altoparlante a una determinata frequenza, si formano onde stazionarie dovute all'interazione fra l'onda emessa e quella riflessa dal campione. L'andamento dell'onda stazionaria (i valori della pressione sonora lungo il tubo) dà importanti informazioni sul coefficiente di assorbimento del materiale che si sta testando.

La pressione sonora è massima sulla superficie del campione. Allontanando il tubo sonda del microfono dal campione, si individua un primo minimo della pressione sonora. Allontanando ulteriormente il tubo sonda, si osservano altri massimi e minimi alternati. Indicando con  $n$  il rapporto fra la massima pressione sonora e la minima immediatamente successiva, il coefficiente di assorbimento per incidenza normale  $a_n$  viene così definito:

$$a_n = \frac{4}{n + \frac{1}{n} + 2}$$

L'equazione è rappresentata graficamente nella figura 10. Il coefficiente di assorbimento così determinato è relativo ad una *incidenza normale*.

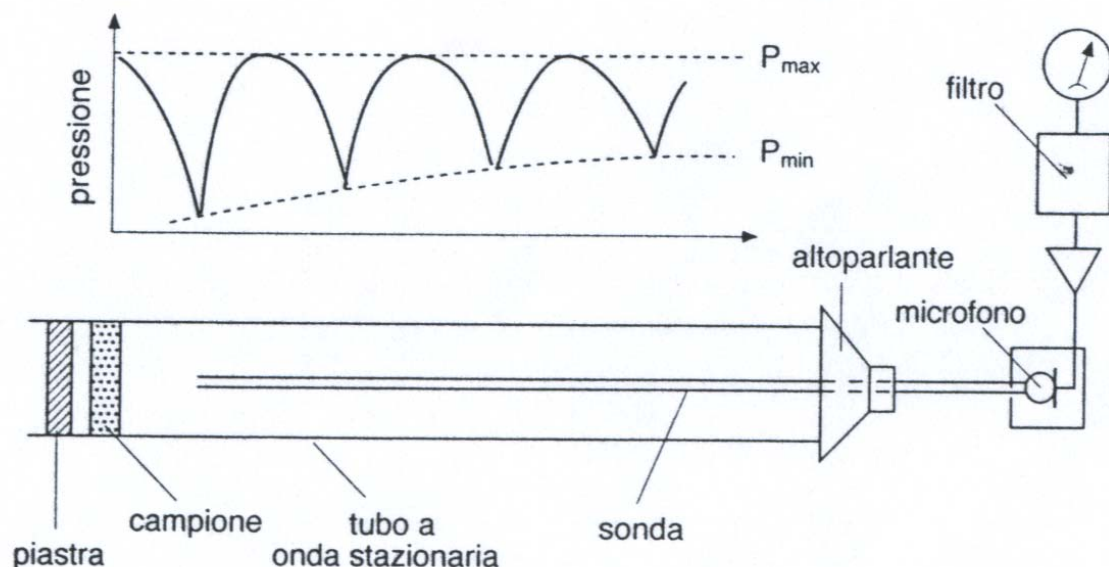


Figura 10.

#### 4. I silenziatori



Si tratta di dispositivi che vengono inseriti lungo il percorso di condotti che trasportano un gas per attenuare il rumore aerodinamico generato o il rumore di macchinari (tra cui i ventilatori che muovono il gas), od all'uscita dei condotti stessi quando la sorgente sonora è costituita dall'espansione rapida del gas in essa.

Questi dispositivi possono essere:

- a) **dissipativi**: sono costruiti secondo il principio dei pannelli acustici prima descritti, ovvero una membrana (di solito metallica) forata con retrostante materiale poroso; come i suddetti pannelli essi sono efficaci su una banda larga di frequenze, tali elementi vengono a costituire una sezione del condotto,
- b) **reattivi**: sfruttano le riflessioni multiple che si creano nelle varie camere e sezioni che li compongono; essi sono più efficaci alle basse frequenze, ed in un range ristretto di esse; pertanto vengono spesso accoppiati ai silenziatori del tipo "a".  
L'attenuazione è ottenuta grazie alla parziale riflessione delle onde sonore all'interno di essi, in genere si cerca di creare delle sovrapposizioni di onde dirette e riflesse in opposizione di fase. Si possono distinguere in:
  - a camera di espansione,
  - a risuonatore di Helmholtz.

Le camere di plenum appartengono al primo tipo: l'energia sonora è dissipata in un ambiente rivestito di materiali fonoassorbenti, ma c'è anche una rapida espansione del flusso di gas che provoca una parziale riflessione dell'energia sonora.

## Riferimenti bibliografi

- [1] Croome, D.J. (1977) *Noise, Building and People*, Pergamon Press.
- [2] Lazzarin, R. and M. Strada (1980) *Elementi di Acustica Tecnica*, CLEUP Padova.
- [3] Harris, C. M. (1957) *Handbook of Noise Control*, chapter 18 by H .J. Sabine.
- [4] Cremer, L. and H.A.Muller (1982) *Principles and Applications of Room Acoustics*, Applied Science Publiscers LTD. London and New York.
- [5] Eck B. (1973) *Fans*, Pergamon Press.
- [6] Pompoli, R. and P. Fausti (1997) *Protezione acustica degli edifici*, Lezione tenuta presso il 3° corso di formazione per Tecnici in Acustica presso la Scuola di Acustica dell'Università di Ferrara Facoltà di Ingegneria, AA 1997-98.
- [7] Ramsete, manuale d'uso

## Allegato A

Coefficienti di assorbimento dei materiali comunemente usati nelle costruzioni.

<b>Elemento Costruttivo</b>	<b>125</b>	<b>250</b>	<b>500</b>	<b>1000</b>	<b>2000</b>	<b>4000</b>
Muratura in mattoni grezza (a vista)	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07
Muratura in calcestruzzo grezzo (a vista)	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03
Parete intonacata	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03
Intonaco in cemento rustico	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04
Intonaco di gesso	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,03
Lastra di vetro o specchio	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Marmo lucidato a parete o a pavimento	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02
Parquet incollato	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,10
Parquet su listelli di legno	0,20	0,15	0,10	0,10	0,09	0,07
Pavimento in ceramica	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03
Pavimento in linoleum	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04
Moquette su cemento	0,05	0,08	0,21	0,26	0,27	0,30
Pavimento in gomma	0,04	0,04	0,06	0,08	0,08	0,06
Vetro piano pesante in grandi pannelli	0,18	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02
Finestre chiuse	0,10	0,04	0,03	0,02	0,02	0,02
Porta in legno tradizionale	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07
Bocchette di ventilazione e simili	0,15	0,20	0,30	0,35	0,30	0,20
Tendaggi in cotone a parete non drappeggiati 300 g/m <sup>2</sup>	0,03	0,05	0,10	0,15	0,25	0,30
Tendaggi in velluto sottile poco drappeggiato	0,08	0,30	0,50	0,50	0,60	0,60
Tendaggi in velluto pesante fortemente drappeggiati	0,50	0,50	0,70	0,90	0,90	0,90
Tappeto pesante	0,10	0,20	0,25	0,30	0,30	0,30
Soffitto sospeso in gesso liscio	0,25	0,20	0,10	0,05	0,05	0,10
Perlinato inchiodato	0,60	0,30	0,10	0,09	0,09	0,09
<b>Materiali fonoassorbenti</b>	<b>125</b>	<b>250</b>	<b>500</b>	<b>1000</b>	<b>2000</b>	<b>4000</b>
Intonaco acustico sp. 12 mm	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
Pannelli in fibra di vetro (fibre 6 µm, 10 Kg/m <sup>3</sup> , 25 mm)	0,09	0,29	0,55	0,68	0,80	0,72
Pannelli in fibra di vetro (fibre 6 µm, 10 Kg/m <sup>3</sup> , 50 mm)	0,19	0,63	0,84	0,82	0,83	0,84
Pannelli in fibra di vetro (fibre 6 µm, 20 Kg/m <sup>3</sup> , 25 mm)	0,09	0,24	0,49	0,72	0,69	0,79
Pannelli in fibra di legno mineralizzate accostate alla parete	0,15	0,25	0,40	0,51	0,51	0,40
Sughero, 80 Kg/m <sup>3</sup> , pannello 20 mm, incollato alla parete	0,06	0,04	0,06	0,19	0,23	0,24
<b>Sedili e persone in m<sup>2</sup> di unità di assorbimento per capo</b>	<b>125</b>	<b>250</b>	<b>500</b>	<b>1000</b>	<b>2000</b>	<b>4000</b>
Sedia in legno o parzialmente imbottita libera	0,03	0,05	0,05	0,10	0,15	0,10
Sedia in legno o parzialmente imbottita occupata	0,15	0,25	0,40	0,40	0,45	0,40
Poltrona imbottita non occupata	0,10	0,20	0,30	0,30	0,30	0,35
Poltrona imbottita occupata	0,20	0,40	0,45	0,45	0,50	0,45
Persona adulta in piedi	0,23	0,32	0,42	0,42	0,46	0,46