

CAPITOLO 12

ACUSTICA ARCHITETTONICA

Negli ambienti confinati all'orecchio di un ascoltatore giungono, oltre alle onde sonore provenienti direttamente dalla sorgente, anche numerosissimi contributi sonori riflessi e diffratti dalle pareti e dai corpi presenti. I suoni emessi (parole e musica) sono, poi, di natura fortemente transitoria. Appare, quindi, evidente come l'analisi del comportamento acustico di ambienti sia complessa. In generale, per studiare queste problematiche si possono utilizzare differenti metodologie. L'approccio più semplice (acustica geometrica) si basa sullo studio del cammino dei raggi sonori via via riflessi dalle superfici delimitanti l'ambiente, adottando l'ipotesi semplificativa di riflessione speculare. Metodi più rigorosi analizzano, invece, la propagazione dei suoni dal punto di vista ondulatorio, considerando l'ambiente come un sistema complesso ove possono coesistere un gran numero di onde stazionarie di diverse lunghezze d'onda λ (modi di vibrazione). In genere, quando le dimensioni dell'ambiente sono paragonabili alle λ delle onde sonore non si può prescindere da un'analisi rigorosa.

Si può ricordare che in ambienti di forma parallelepipeda, quando tra i lati dell'ambiente esistono rapporti numerici esatti e semplici (ad esempio **2:1**, **3:2**, ecc.), possono verificarsi effetti di rinforzo di particolari frequenze in conseguenza del fatto che, ad esempio, le onde stazionarie dovute ad una coppia di pareti opposte vengono a coincidere con quelle dovute ad un'altra coppia di pareti. È quindi opportuno far sì che tra le dimensioni, ad esempio, di un ambiente a forma parallelepipeda di lati A, B e C non sussistano rapporti numerici esatti.

Il semplice (e normalmente usato) approccio geometrico potrà risultare in buon accordo con la realtà soltanto quando la frequenza delle onde sonore in esame risulti sufficientemente elevata (e cioè λ sufficientemente ridotta rispetto alle dimensioni della sala e delle superfici ove si verificano le riflessioni).

Quando queste condizioni non saranno verificate, si dovrà tener opportuno conto della natura ondulatoria delle onde sonore e cioè delle onde stazionarie che si formano nell'ambiente e degli effetti di diffrazione.

A giustificazione circa l'utilizzo, molto diffuso, del semplice metodo dell'acustica geometrica, si può osservare che, qualora il comportamento delle onde

sonore in ogni punto di un ambiente e la loro evoluzione temporale fossero noti sulla base delle metodologie di calcolo più rigorose, il giudizio sulle qualità acustiche dell'ambiente presenta sempre e comunque una certa variabilità dipendente dal gusto personale d'ogni ascoltatore.

In seguito si discuterà solo del **principale criterio** per la caratterizzazione delle sale e cioè del *tempo convenzionale di riverberazione*, anche se molte altre caratteristiche fisiche e geometriche della sala intervengono a determinare il complesso comportamento delle onde sonore in un ambiente.

Ad esempio, un oratore parlerà d'intelligibilità della parola, un musicista parlerà di intimità, calore, ecc., rilevando come la qualità di un'esecuzione musicale possa essere esaltata o resa scadente non solo in dipendenza dal tempo convenzionale di riverberazione, ma anche da altre caratteristiche della sala.

Una progettazione che tenga conto delle problematiche acustiche degli ambienti, se risulta già di notevole importanza per locali di piccole e medie dimensioni (aule, sale da spettacolo, conferenze, auditorium, ecc.), diviene, ovviamente, essenziale e necessariamente più complessa e sofisticata nel caso per ambienti di maggiore rilevanza (teatri, sale da concerto ecc.).

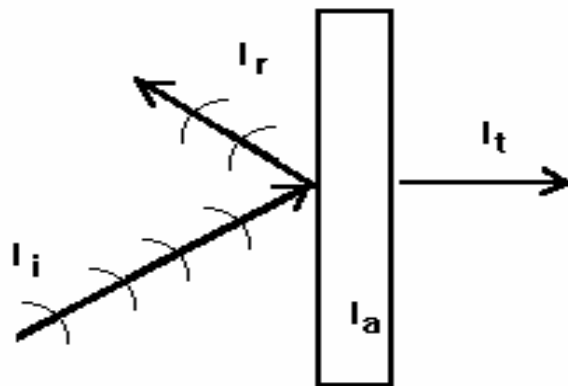
1.1 Fattori di riflessione ed assorbimento

In modo simile a quanto già descritto per le onde elettromagnetiche, anche per un'onda sonora incidente su una lastra si possono definire corrispondenti fattori di riflessione, assorbimento e trasmissione. Questi fattori, in generale variano con:

- angolo di incidenza delle onde sonore;
- frequenza delle onde sonore.

Per le applicazioni più comuni nell'acustica tecnica è in genere sufficiente riferirsi solo a valori medi per le varie bande d'ottava o a terzi d'ottava, specificando talvolta anche le condizioni d'incidenza delle onde sonore.

In questa ipotesi si può porre:



$$r = \frac{I_r}{I_i}; a = \frac{I_a}{I_i}; t = \frac{I_t}{I_i}$$

ove:

I_r, I_a, I_t indicano rispettivamente le intensità dell'onda riflessa, assorbita (nello spessore del materiale) e trasmessa (aldilà della lastra).

Tra i tre fattori esiste, ovviamente, la seguente relazione:

$$a + r + t = 1$$

Ad esempio, se la lastra è perfettamente riflettente ($r = 1$), risulterà anche:

$$a = t = 0$$

È opportuno precisare che, spesso, interessa solo l'energia acustica riflessa verso l'ambiente per cui si definisce fattore di assorbimento apparente a' :

$$a' = a + t$$

per cui si scrive abitualmente:

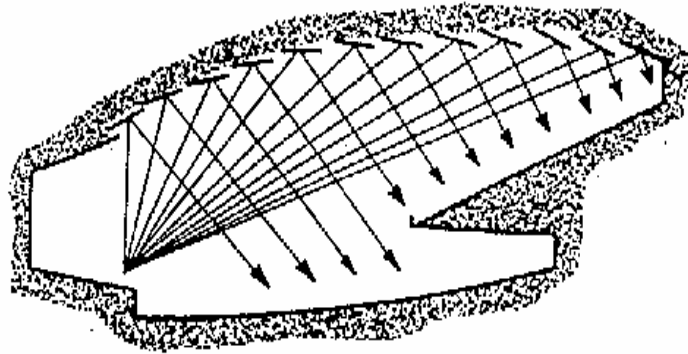
$$a' + r = 1$$

Per semplicità, d'ora in avanti s'indicherà il fattore d'assorbimento apparente a' semplicemente con a , scrivendo quindi:

$$a + r = 1$$

Oltre a ciò, è opportuno ricordare che se le superfici delimitanti l'ambiente sono sufficientemente lisce ed estese (ovviamente rispetto a λ del suono incidente) i raggi sonori incidenti saranno riflessi specularmente mentre nel caso opposto (superfici poco estese, presenza di profili irregolari, ect.) anche a causa dei citati fenomeni di diffrazione la riflessione avverrà in forma più o meno diffusa.

Ad esempio, come rappresentato in figura, la riflessione da parte di superfici lisce (specchi acustici) può essere utilizzata nella progettazione delle sale al fine di meglio distribuire le onde sonore evitando la formazione di zone d'ombra in alcune zone dell'ambiente.

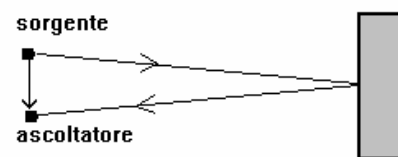


In generale, la riflessione speculare invece su superfici convesse, comporta una dispersione dei raggi sonori mentre, al contrario, su superfici concave si possono verificare fenomeni di concentrazione dei raggi sonori in particolari punti dell'ambiente.

Superfici convesse potranno, quindi, essere utilizzate nella progettazione di sale per indebolire riflessioni indesiderate, disperdendo i relativi raggi sonori, mentre superfici concave devono essere considerate con attenzione dal momento che possono provocare una eccessiva concentrazione di raggi sonori in alcuni punti dell'ambiente

1.2 Fenomeni di eco e near-eco

La riflessione delle onde sonore da parte delle pareti di un ambiente può essere origine di particolari fenomeni detti **eco** e **near-eco**. In riferimento alla figura, si osservi come il cammino percorso dal suono



diretto (tra sorgente ed ascoltatore) risulta sempre inferiore al cammino percorso dal suono riflesso, che giungerà, quindi, in **A** in ritardo rispetto al primo.

In relazione all'entità del ritardo $\Delta\tau$, possono presentarsi casi diversi:

$$\Delta\tau > \frac{1}{10} \text{ [s]} \quad \text{l'ascoltatore distingue chiaramente i due impulsi}$$

$\frac{1}{20}$ [s] < $\Delta\tau$ < $\frac{1}{10}$ [s] l'ascoltatore avverte ancora suono unico, ma prolungato

$\Delta\tau$ < $\frac{1}{20}$ [s] l'ascoltatore avverte un unico impulso rafforzato.

Ovviamente, i due suoni provengono da differenti direzioni e cioè dalla sorgente acustica effettiva e dalla sorgente virtuale per il suono riflesso. Si può precisare che, nei due ultimi casi, la provenienza direzionale del suono stimata dall'orecchio coincide con la direzione effettiva in quanto l'orecchio assegna la direzione di un suono in base alla direzione del primo impulso che giunge all'ascoltatore (**effetto Haas**).

Si può ancora osservare che la condizione $\Delta\tau > 1/10$ [s] (percezione di due suoni distinti o **eco**) si verifica se la differenza di cammino tra i due percorsi è $\Delta l > c\Delta\tau = 340/20 = 17$ [m].

Ovviamente, perché il fenomeno dell'eco si verifichi è necessario che il suono riflesso sia caratterizzato da un'intensità sufficiente ad essere chiaramente percepito. Quanto detto richiede, perché si possa verificare un'eco apprezzabile, che la parete riflettente sia caratterizzata da un elevato fattore di riflessione oppure sia adeguatamente concava così da poter focalizzare le onde riflesse in prossimità del punto d'ascolto.

In particolari situazioni potranno anche verificarsi **echi multipli** dovuti a riflessioni successive tra pareti affacciate, distanti e molto riflettenti (**eco fluttuante**).

2. Acustica degli ambienti confinati

Come già osservato, il campo sonoro che si stabilisce in un ambiente è la sovrapposizione di:

- un campo sonoro **diretto**;
- un campo sonoro **riflesso** o **riverberato**.

L'entità dei contributi riflessi che pervengono all'orecchio di un ascoltatore (ed anche il loro più o meno grande ritardo temporale rispetto al suono diretto) risultano molto importanti, al fine definire il comportamento acustico di un ambiente.

Questi effetti (sovrapposizione tra i contributi diretti e quelli riflessi, permanenza nel tempo di suoni continuamente riflessi tra le superfici delimitanti l'ambiente) dipendono dalle caratteristiche geometriche dell'ambiente e dai fattori di riflessione che caratterizzano le varie superfici affacciate all'ambiente.

Ovviamente, i requisiti richiesti per realizzare in un ambiente un'acustica corretta, e cioè perché in qualunque punto dell'ambiente in esame un ascoltatore sia in grado percepire con sufficiente intensità e chiarezza i suoni prodotti da una sorgente sonora, non sono sempre gli stessi, ad esempio, una sala per conferenze, un auditorium, hanno generalmente esigenze acustiche diverse. In generale, quindi, quando un ambiente deve prestarsi ad diversi utilizzi si dovrà ricorrere a soluzioni di compromesso. Lo studio del comportamento acustico d'ambienti confinati può essere sviluppato, nella sua forma più semplice, sulla base del comportamento medio d'alcune opportune grandezze acustiche.

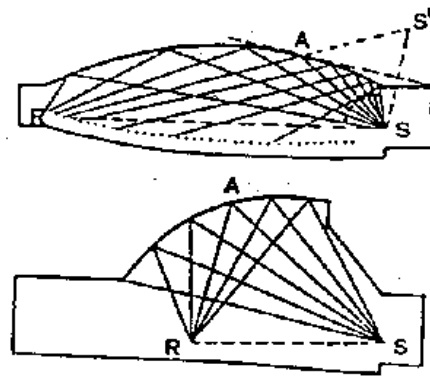
Il problema può semplificarsi sensibilmente se si ipotizza che **l'energia sonora nell'ambiente sia sempre perfettamente diffusa**. In altre parole, il **campo** sonoro che si viene a stabilire è sempre **isotropo**, cioè formato da un gran numero di onde sonore che si propagano in tutte le direzioni, senza che sia possibile individuare una direzione privilegiata di propagazione. In questo caso la **densità energetica** sonora associata alle onde presenti nell'ambiente sarà **uniforme in tutto l'ambiente** e si potrà considerare $\mathbf{D} = \mathbf{D}(\tau)$ funzione solo del tempo τ , anziché come funzione complessa $\mathbf{D} = \mathbf{D}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}, \tau)$.

Ovviamente, i risultati ottenuti sulla base di questa notevole ipotesi semplificativa potranno essere considerati come "sufficientemente" corretti solo se questa ipotesi potrà effettivamente essere anche verificata nella realtà.

Un altro possibile approccio, frequentemente utilizzato, prende in considerazione i raggi sonori che sono emessi dalla sorgente in tutte le direzioni e che sono riflessi specularmente dalle varie superfici delimitanti l'ambiente.

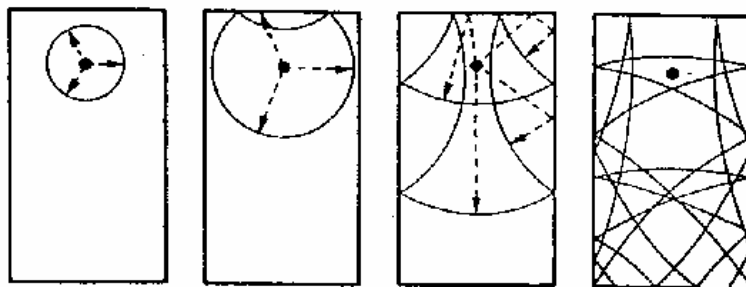
Nella forma più semplice il metodo di tracciamento dei raggi sonori si limita alla costruzione geometrica dei soli raggi di prima riflessione, al fine di verificare la possibilità di eventuali focalizzazioni dell'energia sonora in particolari punti dell'ambiente, oppure la possibilità di formazione di fenomeni di **eco** o **near-eco**.

In figura sono rappresentate le sezioni di due sale, nella prima delle quali si ha un soffitto correttamente disegnato che può pertanto distribuire efficacemente le onde sonore sull'uditorio, mentre nella seconda la forma del soffitto potrà determinare concentrazioni del suono ed anche rilevanti fenomeni di eco.

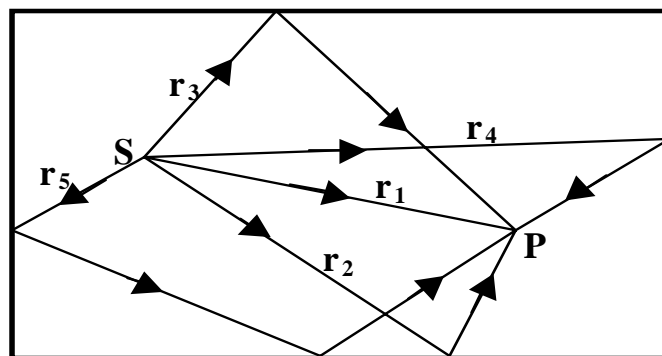


2.1 Fenomeno della riverberazione

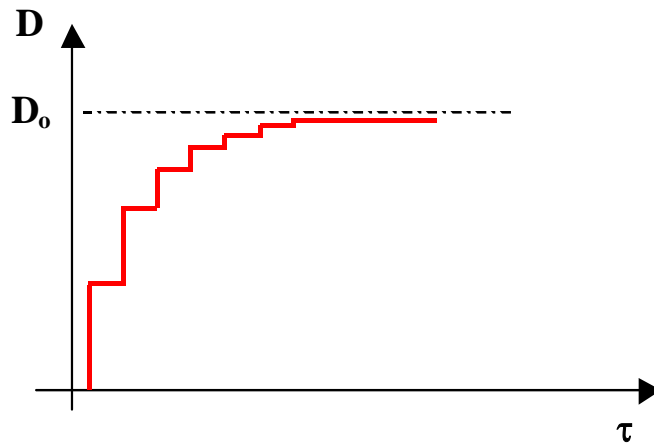
Si consideri un'onda sonora prodotta in un ambiente chiuso da una sorgente acustica isotropa. L'onda acustica (tridimensionale) verrà ripetutamente riflessa dalle pareti che delimitano l'ambiente, come qualitativamente rappresentato (in due dimensioni) in figura.



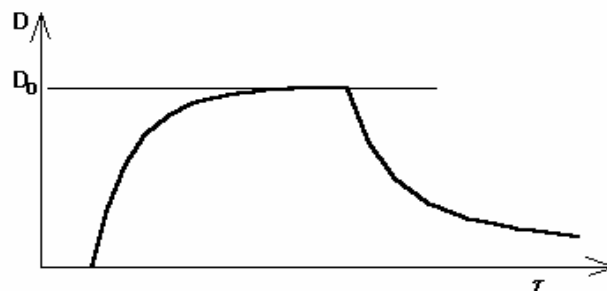
Se si fa uso della rappresentazione mediante raggi sonori (figura successiva), si può osservare che, nel punto **P**, situato ad una distanza r_1 dalla sorgente **S**, il suono diretto giunge dopo intervallo $\Delta\tau_1 = r_1 / c$.



In tale istante si avrà, quindi, nel punto considerato un incremento D_1 della densità sonora D . Dopo un altro intervallo di tempo $\Delta\tau_2$, giunge nel punto P un ulteriore contributo d'energia sonora dovuto all'onda riflessa che ha seguito il percorso r_2 . Considerando successivamente anche i contributi di energia sonora dovuti ad altri percorsi possibili $D_2...D_n$, si può costruire il seguente grafico.



Si può osservare che gli incrementi di densità saranno via via d'entità decrescente a causa della divergenza delle onde sonore e del crescente numero delle riflessioni possibili. Nella realtà, il fenomeno non è di carattere discontinuo, come appena descritto, ma, come illustrato nella seguente figura, si verifica invece un progressivo e continuo incremento di D fino al raggiungimento di un valore asintotico D_0 detto **densità sonora di regime**.



Di grande interesse risulta, poi, il processo opposto e cioè il decadimento progressivo della densità sonora che consegue alla cessazione del funzionamento della sorgente stessa (vedi ancora in figura). Questi incrementi/decadimenti sonori progressivi e non istantanei sono diretta conseguenza del fenomeno della riverberazione acustica e cioè del gran numero di riflessioni che le onde sonore subiscono negli ambienti chiusi prima di estinguersi definitivamente.

La più o meno grande rapidità con cui la densità sonora decade nel tempo dipende dalle caratteristiche della sala ed esercita una notevole influenza sulla comprensibilità delle parole e sulla qualità dei suoni musicali.

Per comprendere quanto detto è sufficiente considerare che una delle caratteristiche comuni al linguaggio e alla musica è rappresentata dal fatto che entrambe queste espressioni consistono in una successione di suoni, sillabe o note musicali che devono risultare sufficientemente distinte.

Una riverberazione del suono troppo lunga non consente una chiara percezione delle singole sillabe del parlato e può portare a confondere i suoni emessi ad un certo istante con le ultime riflessioni dei suoni precedenti. D'altra parte, una riverberazione del suono insufficiente non consente di rinforzare adeguatamente le onde sonore dirette mediante i contributi riflessi.

Nel caso in cui il campo sonoro sia perfettamente diffuso, il comportamento acustico di un ambiente può essere caratterizzato con un **unico parametro** detto **tempo convenzionale di riverberazione** τ_0 o intervallo di tempo perché, al cessare del funzionamento della sorgente, il livello di densità sonora $D(\tau)$ si riduca a **1 milionesimo** del valore iniziale D_0 , e cioè in termini di livello, scenda di **60 [dB]** sotto il valore iniziale.

In genere, una riduzione di quest'entità rende i successivi contributi riflessi non più percepibili da parte dell'orecchio dell'ascoltatore. Nel seguito, adottando l'ipotesi di campo acustico perfettamente diffuso, si ricaveranno alcune semplici espressioni che consentiranno di mettere in relazione il tempo di riverberazione con le caratteristiche fisiche e geometriche dell'ambiente.

2.2 Campo acustico perfettamente diffuso

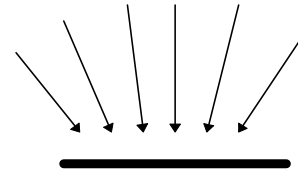
È opportuno fare alcune precisazioni al riguardo del **campo acustico perfettamente diffuso** e cioè di un campo acustico ove, come già ricordato, non esistono direzioni privilegiate di propagazione delle onde sonore. In un qualunque punto di questo campo acustico (ideale) l'intensità sonora I incidente su una superficie di area ΔA , comunque orientata, è **nulla**.

Ciò consegue direttamente dal carattere vettoriale della grandezza intensità. In altre parole, la potenza ΔP che transita attraverso l'area ΔA , proveniente, ad esempio dal

semispazio superiore, sarà compensata esattamente da quella proveniente dal semispazio inferiore. La potenza netta attraverso la detta superficie sarà quindi nulla.

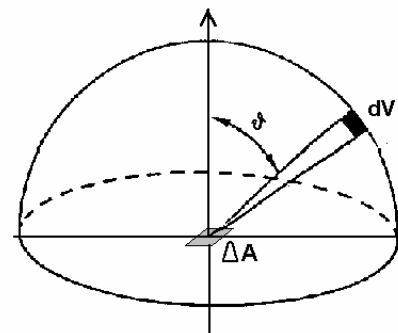
Diverso è il caso in cui la presenza di un corpo solido, ad esempio la testa di un ascoltatore, blocchi tutte le onde provenienti da un semispazio. In questo caso sulla superficie ΔA potranno giungere solo i contributi provenienti dal semispazio sovrastante l'area, e pertanto risulterà in tal caso $I \neq 0$, come rappresentato in figura.

Nel campo diffuso la relazione che lega la densità sonora D all'intensità I è diversa da quella che è stata considerata nel caso di un'onda piana progressiva, per la quale, come si ricorderà, risultava $D = I/c$.



Si prenda in esame una area ΔA in un campo sonoro perfettamente diffuso $D = \text{cost}$; come già osservato su questa incidono le onde sonore dal semispazio sovrastante.

In figura si consideri un elemento di volume $dV = dS dr$ e cioè un elemento di volume avente per base un'area elementare dS posta sulla calotta sferica di raggio r e per altezza dr . L'energia acustica contenuta in questo elemento è pari al prodotto $D dV$ e cioè $D dS dr$ e è dovuta alle onde sonore che si propagano in modo isotropo in tutte le direzioni dello spazio.



Si osservi, ora, che solo le onde sonore che si propagano all'interno dell'angolo solido

$$\Delta\omega = \Delta A \cdot \cos \frac{\vartheta}{r}$$

potranno incidere su ΔA .

La frazione di energia sonora dE relativa a queste sarà pertanto pari al rapporto $D\omega/4\pi$ per cui risulta :

$$dE = D \cdot dS \cdot dr \cdot \frac{\Delta\omega}{4\pi}$$

L'intensità I sulla superficie ΔA è esprimibile nella forma:

$$I = \frac{\Delta E}{\Delta A \cdot \Delta \tau}$$

ove:

$\Delta E = f(\tau)$ rappresenta l'energia che attraversa l'area ΔA nell'intervallo di tempo $\Delta \tau$.

Sommando tutti i possibili contributi a ΔE , al variare di $r = c\Delta\tau$ e della posizione dell'elemento dV sulla calotta sferica, si ottiene:

$$\Delta E = \int_0^{r=c\Delta\tau} \int_S dE = \int_0^{r=c\Delta\tau} \int_S \frac{D\Delta\omega}{4\pi} \cdot dS \cdot dr = \int_0^{r=c\Delta\tau} \int_S \frac{D\Delta A \cos \vartheta}{4\pi r^2} \cdot dS \cdot dr = \frac{Dc}{4} \Delta A \cdot \Delta\tau$$

quindi si ha:

$$I = \frac{\Delta E}{\Delta A \Delta\tau} = \frac{Dc}{4}$$

2.3 Campo riverberante a regime

All'interno di un ambiente ove operi con continuità una sorgente sonora di potenza acustica Π^* la pressione efficace p^2 in un punto può essere considerata come somma di due contributi sonori, uno diretto p_d^2 ed uno riverberato p_r^2 . Si può quindi scrivere:

$$p^2 = p_d^2 + p_r^2$$

In termini di campo sonoro si parla di campo diretto e di campo riverberante. S'indichi con S la totale superficie affacciata all'ambiente e con a il fattore di assorbimento di queste. La potenza Π^* alimenta il campo diretto mentre la potenza che rimane dopo che si è verificata una prima riflessione delle onde sulle pareti delimitanti l'ambiente e cioè la potenza residua $\Pi^* (1-a)$ alimenta il campo riverberante.

In condizioni stazionarie, si può scrivere il seguente bilancio energetico:

$$\Pi^* (1-a) = I_0 a S = I_0 A^*$$

ove:

$$A^* = a S = \text{assorbimento totale dell'ambiente} \quad [m^2]$$

Significato fisico: a regime stazionario, la potenza acustica $\Pi^* (1-a)$ che mantiene costante la densità sonora D_0 del campo riverberante dovrà essere eguale alla potenza sonora Π_{ass} assorbita dalle pareti. Qualora le superfici delimitanti l'ambiente siano di diversa natura, ad esempio siano presenti superfici S_1, S_2, S_3 caratterizzate da fattori di assorbimento a_1, a_2, a_3 , si dovrà considerare un assorbimento totale A^* dell'ambiente pari a:

$$A^* = \sum a_i S_i = a_m S$$

ove, ovviamente, il fattore di assorbimento medio a_m coincide con la media pesata dei singoli fattori di assorbimento:

$$\mathbf{a}_m = \frac{\sum \mathbf{a}_i \cdot \mathbf{S}_i}{\mathbf{S}}$$

Se all'interno dell'ambiente esistono poi arredi (poltrone, persone, ecc..) sarà necessario considerare anche questi ulteriori contributi di assorbimento acustico \mathbf{A}_i ponendo:

$$\mathbf{A}^* = \sum \mathbf{a}_i \mathbf{S}_i + \sum \mathbf{A}_i$$

Queste grandezze $\sum \mathbf{a}_i \mathbf{S}_i$ e $\sum \mathbf{A}_i$ si esprimono in m^2 detti, in questi casi, **Sabine**.

Ricordando che, per il campo acustico perfettamente diffuso, risulta $\mathbf{I} = \mathbf{D}_o \cdot \mathbf{c}/4$, si ottiene:

$$\mathbf{\Pi}^* = \frac{\mathbf{D}_o \cdot \mathbf{R} \cdot \mathbf{c}}{4}$$

ove :

$$\mathbf{R} = \frac{\mathbf{a}_m \cdot \mathbf{S}}{1 - \mathbf{a}_m} = \text{costante d'ambiente.}$$

La densità sonora a regime \mathbf{D}_o del campo riverberante è data da:

$$\mathbf{D}_o = \frac{4\mathbf{\Pi}^*}{\mathbf{c} \cdot \mathbf{R}}$$

La densità sonora a regime \mathbf{D}_o pertanto dipende da:

- potenza emessa dalla sorgente $\mathbf{\Pi}^*$,
- costante d'ambiente \mathbf{R} .

Una relazione più approssimata, ma di largo impiego in acustica tecnica, è la seguente:

$$\mathbf{D}_o = \frac{4\mathbf{\Pi}^*}{\mathbf{c} \cdot \mathbf{A}^*}$$

Quest'ultima relazione può ancora dedursi dal bilancio energetico sopra esposto. È sufficiente considerare uniformemente diffusa nell'ambiente la potenza $\mathbf{\Pi}^*$ della sorgente, anziché la potenza residua dopo la prima riflessione $\mathbf{\Pi}^*(1-\mathbf{a})$.

2.4 Distribuzione nell'ambiente del livello sonoro a regime

Come già osservato, la totale pressione efficace p^2 in un punto è $p^2 = p_d^2 + p_r^2$

I due contributi possono essere espressi nel seguente modo:

$$\rightarrow p_d^2 = \frac{\rho \cdot c \cdot \Pi^* \cdot Q}{4\pi \cdot r^2} \quad \text{contributo diretto}$$

$$p_r^2 = \frac{4\rho \cdot c \cdot \Pi^*}{R} \quad \text{contributo diffuso o riverberato}$$

dove:

Q = fattore di direzionalità

R = costante d'ambiente

Π^* = potenza sonora della sorgente

La pressione sonora complessiva viene quindi ad essere scritta come:

$$p^2 = \frac{4\rho c \Pi^*}{R} + \frac{\rho c \Pi^* Q}{4\pi r^2} = \rho c \Pi^* \left(\frac{4}{R} + \frac{Q}{4\pi r^2} \right)$$

dividendo entrambi i membri per $\Pi_{\text{rif}} = 10^{-12} \text{ W}$, si ottiene:

$$\frac{p^2}{10^{-12}} = \frac{\rho c \Pi^*}{\Pi_{\text{rif}}} \left(\frac{4}{R} + \frac{Q}{4\pi r^2} \right)$$

ed anche:

$$\frac{p^2}{\rho c 10^{-12}} = \frac{\Pi^*}{\Pi_{\text{rif}}} \left(\frac{4}{R} + \frac{Q}{4\pi r^2} \right)$$

ricordando che risulta:

$$I_{\text{rif}} = \frac{p_{\text{rif}}^2}{\rho c} = 10^{-12} \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$$

si può scrivere:

$$\frac{p^2}{p_{\text{rif}}^2} = \frac{\Pi^*}{\Pi_{\text{rif}}} \left(\frac{4}{R} + \frac{Q}{4\pi r^2} \right)$$

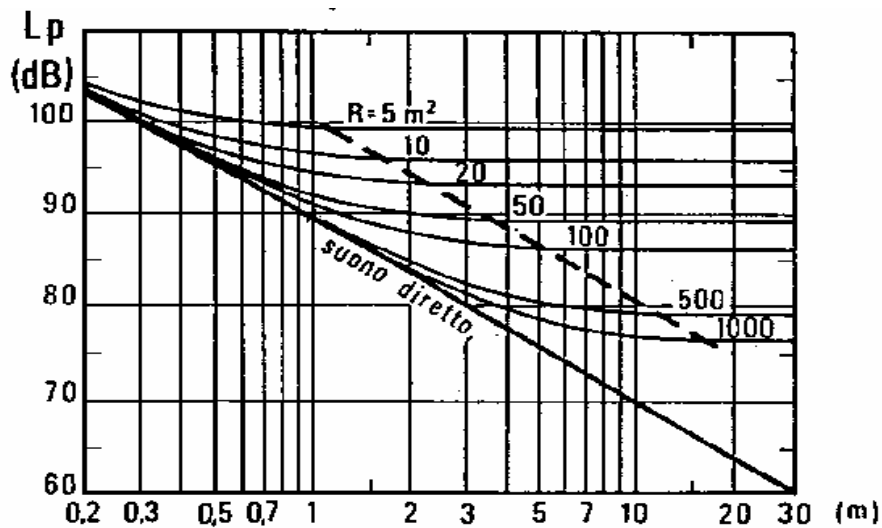
e introducendo il livello di pressione sonora L_p si ottiene:

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

Con tale espressione è possibile, noto il livello di pressione sonora con una semplice misurazione, calcolare il livello di potenza sonora della sorgente, non sempre

conosciuto a priori. Viceversa, note le caratteristiche della sorgente, e quindi il livello di potenza sonora, è possibile prevedere quale potrebbe essere il livello di pressione sonora in un ambiente, prima ancora di collocare la sorgente in tale ambiente.

Osservazione: il contributo diretto prevale a piccola distanza dalla sorgente mentre, all'aumentare di questa, tale componente diventa sempre meno rilevante rispetto alla componente diffusa. Quest'ultima fornisce un contributo costante al variare della distanza dalla sorgente che può risultare di particolare entità al diminuire dell'assorbimento delle pareti come illustrato sul seguente diagramma del **livello sonoro L_p** in funzione del logaritmo della distanza dalla sorgente.



2.5 Campo diffuso non a regime - Tempo convenzionale di riverberazione

Come già accennato, il comportamento acustico di un ambiente può essere caratterizzato da un solo parametro e cioè dal **tempo convenzionale di riverberazione**, nel caso di campo sonoro diffuso ($\mathbf{D} = \mathbf{D}(\tau)$). Questa ipotesi risulta sufficientemente realistica in ambienti di forma regolare, senza una netta prevalenza di una dimensione rispetto alle altre due e con fattori di assorbimento delle diverse superfici non troppo diversi. Si consideri ora un ambiente (volume \mathbf{V}) in cui valga l'ipotesi suddetta e ove esista, a causa di una sorgente sonora, un campo acustico diffuso con densità sonora $\mathbf{D}(\tau) = \mathbf{D}_0 = \text{cost}$. Si supponga che ad un certo istante τ' la sorgente cessi di emettere suoni. Si indichi con $\Delta\tau^*$ l'intervallo di tempo, trascorso il quale, in media, tutte le onde sonore presenti nell'ambiente abbiano subito un processo di riflessione. In altre parole l'intervallo $\Delta\tau^*$ corrisponde al tempo che mediamente intercorre tra due successive riflessioni della totale energia acustica $\mathbf{E}_T = \mathbf{D}_0 \mathbf{V}$ presente nell'ambiente. L'energia acustica, \mathbf{E}_T , può anche essere espressa in termini dell'intensità \mathbf{I}_0 incidente per unità d'area e della superficie \mathbf{S} delimitante il volume \mathbf{V} . Si può scrivere:

$$\mathbf{E}_T = \mathbf{I}_0 \mathbf{S} \Delta\tau^*$$

Eguagliando le due espressioni di \mathbf{E}_T si ottiene:

$$\Delta\tau^* = \frac{\mathbf{D}_0 \cdot \mathbf{V}}{\mathbf{I}_0 \cdot \mathbf{S}}$$

e, ricordando la relazione che lega l'intensità \mathbf{I}_0 alla densità \mathbf{D}_0 per il campo diffuso ($\mathbf{I}_0 = \mathbf{D}_0 c / 4$), anche:

$$\Delta\tau^* = \frac{4\mathbf{V}}{c \cdot \mathbf{S}}$$

Cessato il funzionamento della sorgente all'istante τ' , ad ogni riflessione la densità sonora si riduce ($\mathbf{r} < 1$), come riportato nel seguente prospetto.

numero riflessione	tempo trascorso	densità sonora
1	$\tau' + \Delta\tau$	$\mathbf{D}_1 = \mathbf{D}_0 \mathbf{r}$
2	$\tau' + 2\Delta\tau$	$\mathbf{D}_2 = \mathbf{D}_1 \mathbf{r} = \mathbf{D}_0 \mathbf{r}^2$
3	$\tau' + 3\Delta\tau$	$\mathbf{D}_3 = \mathbf{D}_2 \mathbf{r} = \mathbf{D}_0 \mathbf{r}^3$
n	$\tau' + n\Delta\tau$	$\mathbf{D}_n = \mathbf{D}_{n-1} \mathbf{r} = \mathbf{D}_0 \mathbf{r}^n$

Dopo n riflessioni e cioè dopo un tempo $\tau = n \Delta\tau^*$, il rapporto della densità sonora residua D_n e quella iniziale D_0 sarà pari a:

$$\frac{D_n}{D_0} = r^n$$

e quindi in termini di intensità sonora si potrà scrivere:

$$\frac{I_n}{I_0} = r^n$$

D'altra parte il numero di riflessioni avvenute n dipenderà dal tempo trascorso $\tau = n \Delta\tau^*$ e cioè risulta:

$$n = \frac{\tau}{\Delta\tau^*} = \frac{\tau \cdot c \cdot S}{4V}$$

Il processo descritto (ovviamente discontinuo nel tempo) può essere approssimato dalla **funzione continua** $I = I(\tau)$:

$$I = I(\tau) = I_0 \cdot r^{\frac{\tau \cdot c \cdot S}{4V}}$$

Ricordando ora la definizione del tempo convenzionale di riverberazione τ_c come il tempo necessario perché al cessare del funzionamento della sorgente la densità sonora (o l'intensità, o la pressione, dal momento che sono tra loro proporzionali) si riduca ad un milionesimo del valore iniziale, si può scrivere:

$$I / I_0 = 10^{-6} = r^{\frac{\tau_c \cdot c \cdot S}{4V}}$$

e ricordando la relazione intercorrente tra il fattore di riflessione e quello di assorbimento, anche:

$$I / I_0 = 10^{-6} = (1 - a)^{\frac{\tau_c \cdot c \cdot S}{4V}}$$

Si può scrivere anche:

$$\ln 10^{-6} = \ln (1 - a)^{\frac{\tau_c \cdot c \cdot S}{4V}} = \frac{\tau_c \cdot c \cdot S}{4V} \cdot \ln(1 - a)$$

e ricordando:

$$\ln x = 2.3 \text{ Log } x$$

si può scrivere:

$$\ln 10^{-6} = 2.3 \text{ Log } 10^{-6} = - 2.3 \cdot 6 = - 13.8$$

Si può scrivere infine:

$$\tau = \frac{-13.8 \cdot 4V}{cS \cdot \ln(1-a)} = \frac{-13.8 \cdot 4V}{340 \cdot S \cdot \ln(1-a)} = -0.16 \frac{V}{S \cdot \ln(1-a)}$$

Quest'espressione del tempo convenzionale di riverberazione è nota come **formula di Eyring**. Sviluppando in serie $\ln(1-a)$ si ottiene:

$$\ln(1-a) = - \left(a + \frac{a^2}{2} + \frac{a^3}{3} + \dots \right)$$

e trascurando i termini di ordine superiore al primo si può porre:

$$\ln(1-a) = -a$$

e quindi si ottiene la relazione, detta **formula di Sabine**:

$$\tau_c = 0.16 \cdot \frac{V}{aS} = \frac{0.16V}{A^*}$$

Ovviamente il tempo convenzionale di riverberazione τ_c dipenderà dalla frequenza del suono poiché, in generale, da questa dipendono i fattori di assorbimento delle superfici che delimitano il volume V . Si osservi che la relazione di **Sabine** non fornisce, al contrario di quella di **Eyring**, un risultato corretto nel caso limite di pareti con fattore di assorbimento unitario. In questo caso, il risultato fisicamente corretto sarà $\tau_c = 0$ mentre la relazione di Sabine fornisce un tempo di riverberazione che, se pur molto piccolo, risulta maggiore di zero. La formula di **Eyring** fornisce invece il risultato corretto. Per quanto riguarda lo studio del comportamento degli ambienti dal punto di vista acustico, soprattutto quando il fattore d'assorbimento medio delle pareti risulta dell'ordine di **0.2 - 0.3**, le due formule forniscono risultati molto simili.

2.6 Tempo ottimale di riverberazione

Il **tempo convenzionale di riverberazione** τ_c , come già visto, fornisce un'indicazione essenziale circa l'accettabilità acustica dell'ambiente stesso. Per **tempo ottimale di riverberazione** s'intende il valore del tempo di riverberazione più conveniente in relazione alla destinazione della sala. Il valore del tempo di riverberazione considerato ottimale $\tau_{ott,1000}$ alla frequenza di **1000 Hz** per le varie destinazioni, dedotto dall'esperienza, può essere valutato in funzione del volume V della sala mediante la seguente relazione empirica:

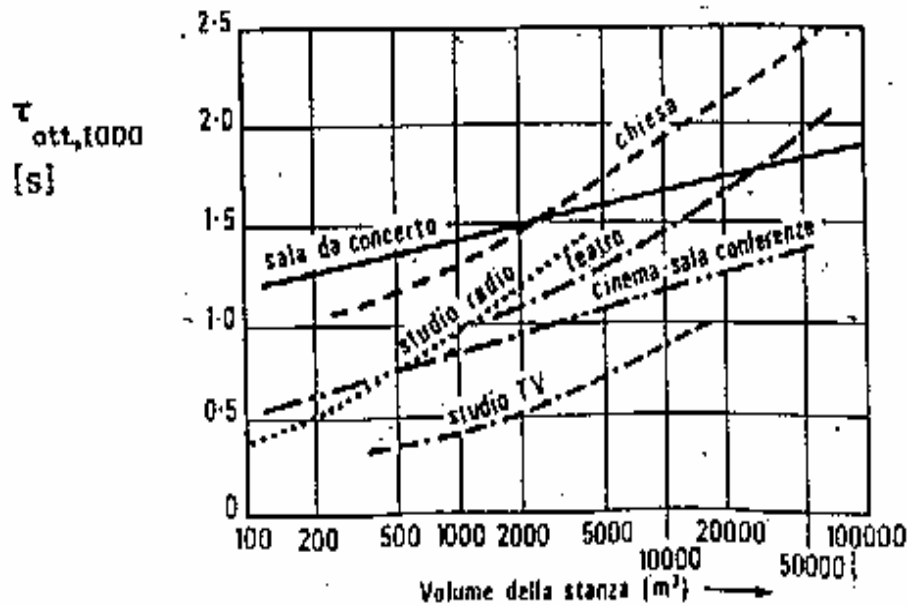
$$\tau_{ott,1000} = K \cdot V^n$$

ove:

le costanti **K** ed **n** da considerarsi nei vari casi sono:

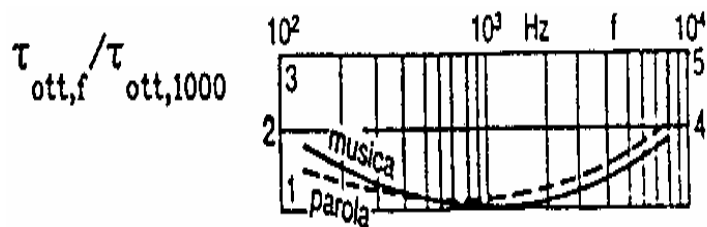
- parola $K = 0.3 - 0.4$ $n = 6 - 9$
- musica leggera $K = 0.5 - 0.6$ $n = 6 - 9$
- musica organistica $K = 0.7 - 0.8$ $n = 6 - 9$

Tempi di riverberazione considerati ottimali per varie destinazioni sono anche riportati nella seguente figura.



I tempi ottimali di riverberazione $\tau_{ott,f}$ a frequenze $f \neq 1000$ [Hz] possono essere indicativamente valutati in relazione al valore ottimale $\tau_{ott,1000}$ a 1000 [Hz] in base alla

seguente figura che fornisce il rapporto $\frac{\tau_{ott,f}}{\tau_{ott,1000}}$.



Si può osservare come risulti difficile progettare ambienti adatti a destinazioni diverse: ad esempio, una sala da conferenza richiede tempi di riverberazione diversi da quelli per una sala da concerto. Anche in quest'ultimo caso vi sono notevoli differenze secondo il genere musicale (concerto, opera italiana, opera Wagneriana, musica da camera, ecc.).

2.7 Pannelli assorbenti

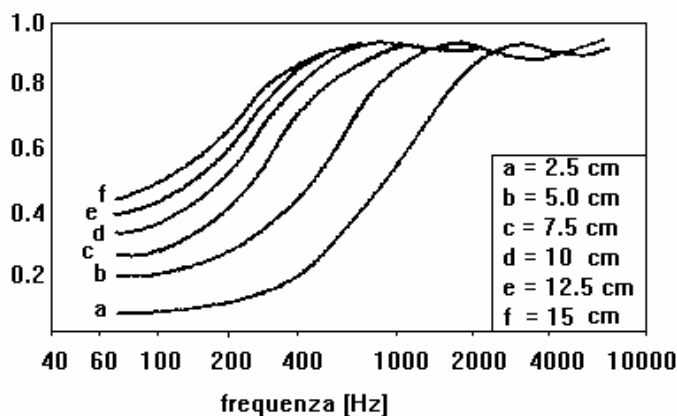
Da quanto discusso appare evidente quanto sia importante per un progettista conoscere i valori corretti dei fattori di assorbimento **a** da assegnare alle varie superfici delimitanti l'ambiente. Si ricorda che col termine **assorbimento** s'intende una trasformazione irreversibile dell'energia meccanica trasportata dall'onda sonora in energia termica, che può verificarsi con diversi meccanismi. A grandi linee i materiali e pannelli utilizzati per assorbire le onde sonore possono essere classificati secondo tre categorie differenti:

- materiali porosi o fibrosi (in genere messi in opera su una superficie rigida);
- materiali con cavità (risuonatori);
- pannelli vibranti.

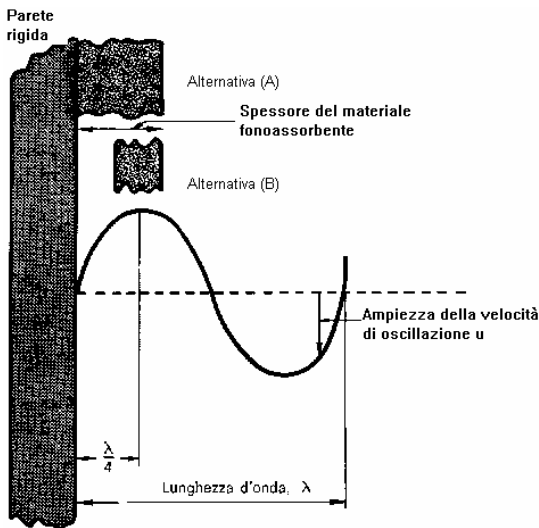
● Materiali porosi o fibrosi

Quando un'onda sonora incide su una superficie porosa a matrice rigida, l'aria presente nei canalicoli e nei pori della struttura viene forzata a muoversi avanti ed indietro. Il processo può essere assimilato al moto alternato di un fluido all'interno di un condotto. Le perdite di carico che di vengono a determinare comportano una conversione di parte dell'energia cinetica in calore. I materiali porosi sono normalmente costituiti da agglomerati di fibre vegetali o minerali o da schiume sintetiche.

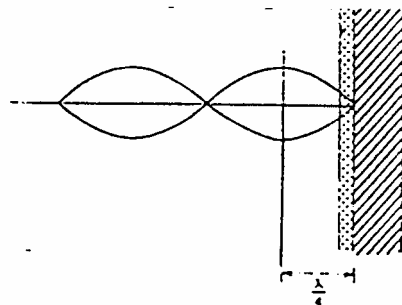
Il fattore di assorbimento **a** di uno strato poroso-fibroso posto su una superficie rigida e non permeabile all'aria dipende pertanto in modo essenziale sia dallo spessore dello strato poroso sia dalla frequenza del suono, come rappresentato in figura.



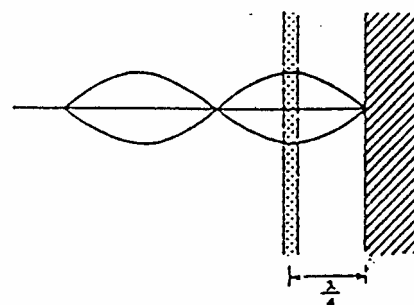
Il comportamento osservato consegue alla formazione di un'onda sonora stazionaria (sovrapposizione tra l'onda incidente e l'onda riflessa dalla parete rigida sottostante lo strato poroso). La velocità di oscillazione u di un elemento d'aria, come già osservato, presenta un massimo ad una distanza dalla parete rigida pari a $\lambda/4$ (o multipli di questo valore). In corrispondenza alla superficie della parete rigida la velocità vale evidentemente $u = 0$.



Pertanto solo se il materiale poroso è sufficientemente spesso, in relazione alla lunghezza d'onda λ del suono, si potranno verificare valori apprezzabili della velocità u all'interno dello strato. In altri termini, uno strato, ancorché di spessore ridotto, potrà efficacemente assorbire solo se posto nei punti ove è notevole la velocità degli elementi d'aria (vedi figure).



BASSO ASSORBIMENTO



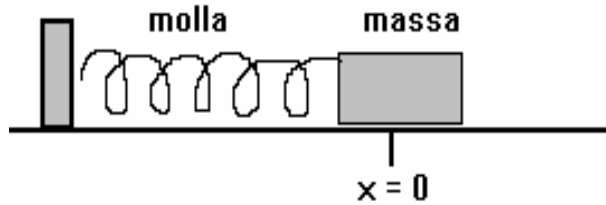
ALTO ASSORBIMENTO

In generale, per riuscire ad ottenere elevati fattori di assorbimento alle medie e basse frequenze sono necessari elevati spessori di questi materiali. Al fine di risparmiare materiale, si può collocare uno spessore ridotto di questo ad una distanza dalla parete pari a $\lambda/4$.

● Materiali con cavità, risonanza meccanica (risuonatore di Helmholtz).

Prima di fornire qualche cenno circa il meccanismo di assorbimento del suono in presenza di cavità, è opportuno presentare un semplice esempio meccanico di un importante fenomeno fisico detto **risonanza**. Si consideri la figura seguente ove una

massa m posta su un piano e collegata ad una molla (costante elastica k) è soggetta all'azione di una forza periodica sinusoidale del tipo $F(\tau) = F_0 \sin \omega \tau$.



Le forze che agiscono sulla massa m nella direzione x sono:

- forza periodica $F(\tau) = F_0 \sin \omega \tau$
- forza di reazione della molla $F_r(\tau) = -k x$ proporzionale allo spostamento x (verso opposto a F)
- forza d'attrito o forza di smorzamento $F_a(\tau)$ proporzionale alla velocità $v = dx / d\tau$ della massa e cioè:

$$F_a = -b v = -b \frac{dx}{d\tau}$$

con b = coefficiente di smorzamento (La forza d'attrito ha ovviamente sempre verso opposto alla forza applicata F).

Sulla base del II° Principio della Dinamica ($\sum F = ma$) si può scrivere la seguente equazione:

$$F_0 \sin \omega \tau - kx - b \frac{dx}{d\tau} = m \frac{d^2 x}{d\tau^2}$$

Se il moto della massa m avviene su un piano privo d'attrito $b = 0$ e si pone :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

l'equazione assume la forma:

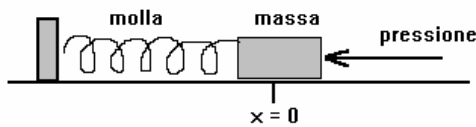
$$F_0 \sin \omega \tau - \omega_0^2 m x = m \frac{d^2 x}{d\tau^2}$$

La soluzione $x(\tau)$ di questa equazione è:

$$x(\tau) = \frac{F}{m(\omega_0^2 - \omega^2) \sin \omega \tau}$$

Si osservi come questa soluzione preveda che l'ampiezza del moto divenga assai grande (al limite infinita) quando la pulsazione ω della forza applicata si approssima al

valore critico ω_0 . In altri termini, quando la frequenza della forza applicata $f = 2\pi/\omega$ approssima il valore $f_0 = 2\pi/\omega_0$ (frequenza di risonanza del sistema) l'ampiezza del moto diviene molto grande e così pure l'energia totale (cinetica + potenziale) del sistema. In realtà, né l'ampiezza del moto, né l'energia del sistema potranno mai divenire infinite perché vi sarà sempre attrito e cioè sempre risulterà $b > 0$ come mostrato dalla soluzione analitica (più complessa) che si ottiene in questo caso.



Un analogo fenomeno di risonanza si incontra anche in acustica quando si viene a considerare un **assorbitore** del suono costituito essenzialmente da un volume d'aria, delimitato da pareti rigide ed impervie, comunicante con l'esterno tramite un'apertura (foro o canale). In questo sistema la massa d'aria presente nel foro d'apertura può essere considerata analoga alla massa m oscillante del sistema meccanico precedentemente illustrato, mentre il volume

d'aria presente nella cavità può operare come una molla elastica.

L'onda sonora incidente ovviamente può essere considerata analoga alla forza esterna eccitante il sistema. Anche in questo caso si parla di un fenomeno di risonanza. Pertanto in corrispondenza alla frequenza di risonanza del sistema le oscillazioni della massa d'aria presente nel collo saranno grandi e ciò comporterà elevata dissipazione dell'energia sonora. La frequenza di risonanza di questo sistema è fornita dalla seguente relazione:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi \left(\frac{S}{V \cdot L} \right)^{\frac{1}{2}}}$$

ove:

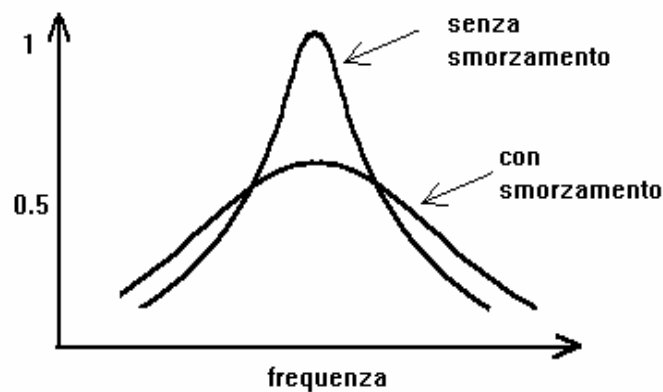
S = area del collo;

L = lunghezza del collo;

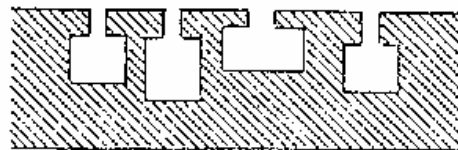
V = volume della cavità;

c = velocità del suono.

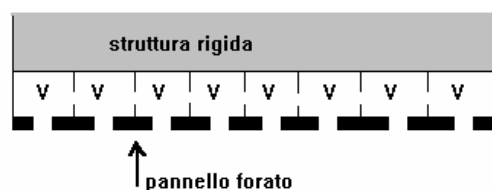
L'assorbimento si dimostra però alquanto selettivo in base alla frequenza, come rappresentato nella seguente figura.



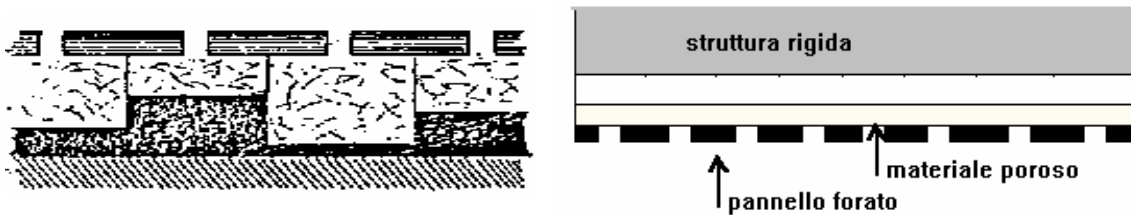
Talvolta, per estendere l'efficienza del risonatore a un più vasto campo di frequenze, è possibile riempire parte della cavità risonante con materiale poroso. Come rappresentato nella precedente figura, un allargamento dello spettro d'assorbimento così ottenuto comporta in genere una diminuita efficacia del risonatore stesso alla frequenza di risonanza. Sulla base di quanto esposto, s'intuisce come l'inserimento in una parete delimitante un ambiente di un certo numero di risonatori di volume e collo di apertura diversi (vedi figura) consente di assorbire suono a frequenze diverse.



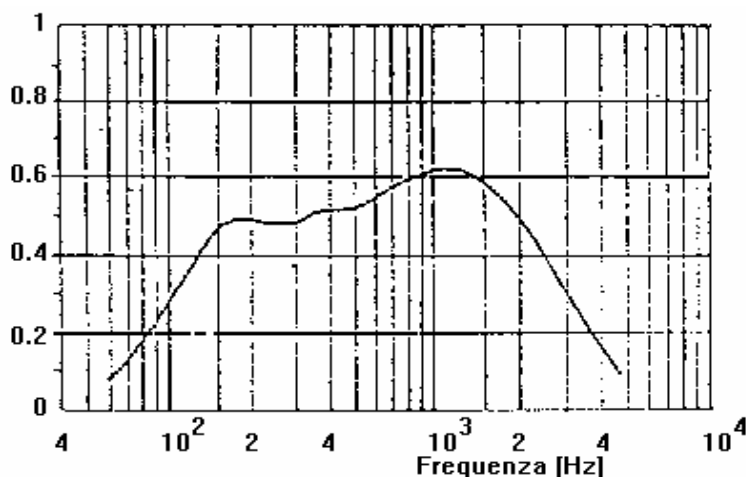
In pratica, non risulta necessario delimitare ogni cavità costituente un singolo risonatore, in quanto l'effetto di risonanza si verifica anche se i vari risonatori risultano tra loro comunicanti, come rappresentato in figura.



In questi casi l'effetto di risonanza ottenuto dipende dalle dimensioni del collo e della cavità. In molti casi le cavità vengono in parte o completamente riempire da materiali porosi, ad esempio lana di vetro. Questi pannelli sono soprattutto utilizzati nel campo delle medie frequenze (**500-1000 [Hz]**). Questi tipi di pannelli forati sono largamente utilizzati, poiché consentono di predeterminare le frequenze cui si desidera ottenere l'assorbimento.

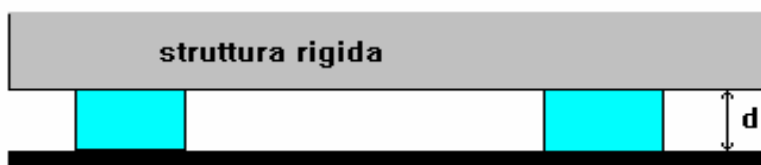


In figura è riportato l'andamento del fattore d'assorbimento α di una struttura a pannelli, con foratura non uniforme, montati con intercapedine d'aria contenente materiale poroso.



● Pannelli vibranti

Una lastra non porosa, posta di fronte ad una parete rigida con una sottile intercapedine d'aria e non incastrata ai bordi, può ancora essere considerata analoga al sistema massa-molla prima discusso. Un sistema siffatto è rappresentato in figura.



La massa è rappresentata dal pannello stesso e la molla dall'aria presente nell'intercapedine. In corrispondenza ad un'opportuna frequenza si avrà, anche in questo caso, il fenomeno della risonanza per il quale l'ampiezza di vibrazione del sistema sarà massima e quindi anche massima l'energia sonora convertita in energia meccanica di vibrazione (parzialmente dissipata in attrito all'interno del pannello).

È opportuno, tuttavia, osservare che vibrando il pannello parte dell'energia viene ad essere nuovamente irraggiata verso l'ambiente, per tramite pannelli vibranti difficilmente si possono realizzare superfici assorbenti con fattori di assorbimento

superiori ad $\alpha = 0.5$. La frequenza di risonanza del sistema può essere calcolata con la seguente espressione empirica:

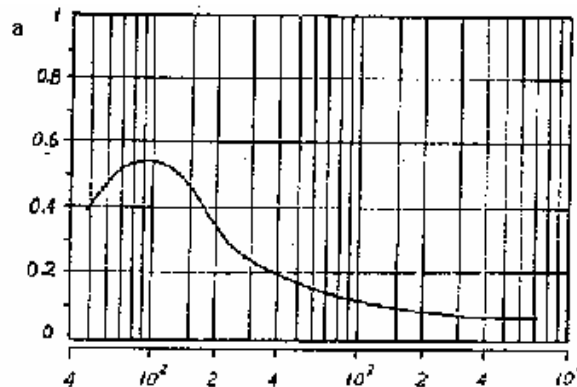
$$f_0 = \frac{60}{\sqrt{md}}$$

dove:

m = massa del pannello riferita all'unità di superficie [kg/m^2];

d = larghezza dell'intercapedine d'aria [cm].

L'assorbimento di tale tipo di struttura risulta molto selettivo ed efficace nel campo delle basse frequenze (**50 - 300 [Hz]**), come rappresentato dall'andamento del fattore d'assorbimento α di una tipica struttura a pannelli riportata in figura.



Si possono esaltare gli effetti di dissipazione ed allargare, pertanto, il campo di frequenze d'utilizzo del pannello introducendo uno strato di materiale poroso nel volume dell'intercapedine. Ovviamente, in questi casi, l'assorbimento sarà meno pronunciato in prossimità della frequenza di risonanza. Nella seguente tabella si riportano i fattori medi d'assorbimento sonoro per alcune superfici edilizie nelle varie bande d'ottava.

Materiale	frequenza centrale di banda f_c					
	125	250	500	1000	2000	4000
Parete intonacata	0.01	0.01	0.02	0.04	0.04	0.04
Marmo	0.01	0.01	0.02	0.03	0.03	0.03
Moquette	0.05	0.13	0.2	0.42	0.48	0.48
Pannello fibre di legno	0.15	0.25	0.45	0.60	0.60	0.50
Pannello compensato con intercapedine	0.40	0.25	0.15	0.10	0.10	0.05

2.8 Requisiti acustici di una sala per audizioni

Per realizzare in una sala condizioni acustiche soddisfacenti occorre soddisfare alcuni fondamentali requisiti:

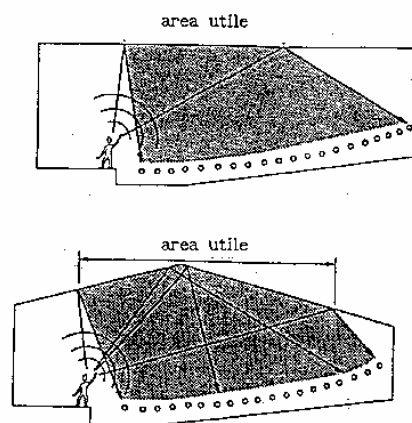
- livello sonoro e sua distribuzione nell'ambiente;
- assenza di difetti acustici (eco, near-eco, distorsioni, ecc.);
- tempo di riverberazione;
- rumore di fondo.

● Livello sonoro e sua distribuzione nell'ambiente

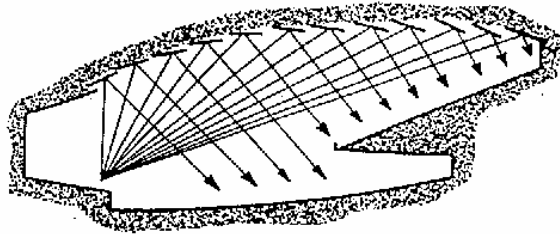
In ogni punto dell'ambiente, il livello sonoro dovrà essere sufficientemente elevato da far sì che ogni ascoltatore possa percepire i suoni in modo adeguato. In linea di massima, in una sala destinata all'audizione della parola o della musica, è necessario che si realizzi un livello sonoro di almeno 45 [dB]. Pertanto, in assenza di sistemi d'amplificazione, esistono limiti alla distanza **ascoltatori-sorgente**. Ad esempio, poiché il livello di potenza sonora del parlato è mediamente dell'ordine di 75 [dB], **in campo libero**, oltre una certa distanza (circa 25 [m]) il **suono diretto** risulta già troppo debole per un'audizione soddisfacente.

La **riverberazione del suono** può quindi essere d'aiuto a rinforzare il suono diretto con i contributi delle prime riflessioni che però non devono giungere con troppo ritardo temporale rispetto al suono diretto. In particolare se il ritardo è < 0.035 [s], l'orecchio, oltre a percepire un unico suono rinforzato, ne attribuisce la provenienza alla sorgente stessa (effetto Haas).

A questo proposito, molto spesso si utilizza il soffitto come elemento riflettente per distribuire ed inviare sugli ascoltatori la prima riflessione. Nella prima figura è riportato il caso di soffitto piatto che, peraltro, contribuisce a distribuire il suono sulla platea in modo meno efficiente (e cioè con un'area utile minore) rispetto al caso (seconda figura) in cui il soffitto viene ad essere spezzato in due piani diversi.



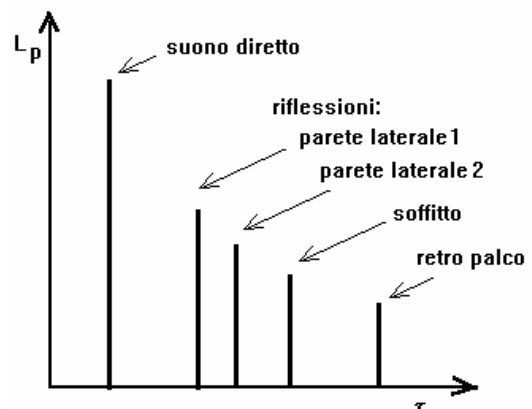
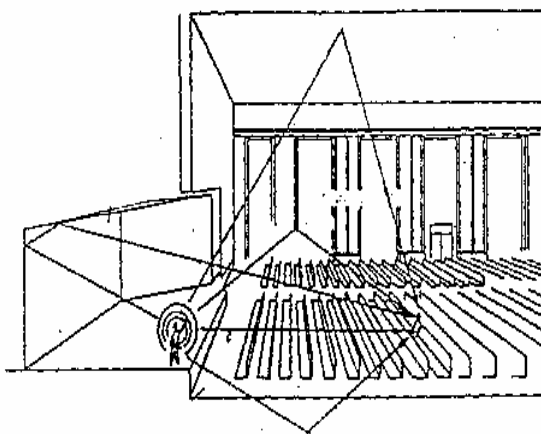
Ovviamente questo procedimento può essere ulteriormente portato avanti al fine di migliorare la distribuzione del suono, fino a giungere a situazioni del tipo rappresentato nella seguente figura.



Ai fini di realizzare effettivamente una buona distribuzione del suono nell'ambiente, occorrerà porre attenzione anche alla presenza di superfici concave, che potrebbero concentrare in alcuni punti i raggi sonori creando contemporaneamente zone “morte”. E' sempre opportuno realizzare una buona diffusione del suono con irregolarità nel profilo e nell'orientazione delle pareti perimetrali oppure anche con l'uso di particolari lavorazioni delle superfici al fine di realizzare effetti di diffrazione. Si noti che nell'ascolto del parlato, l'ascoltatore gradisce ben localizzare la sorgente.

● Difetti acustici

Riflessioni che pervengono all'orecchio con ritardi eccessivi, superiori a 0.1 s, come già precedentemente discusso, vengono percepite come suono distinti (*eco*) e pertanto andranno accuratamente evitati (vedi sezione sala).



Nella figura a fianco della sezione sono rappresentati in funzione del tempo i ritardi crescenti che rispetto al suono diretto caratterizzano le diverse riflessioni.

Anche fenomeni di *near-eco* (indesiderato prolungamento del suono diretto), che corrispondono a riflessioni con ritardi compresi tra 0.05 e 0.10 [s], dovranno essere controllati. In generale è, pertanto, opportuno che in ambienti di grandi dimensioni non vi siano soffitti alti, ad esempio a cupole, o grandi superfici riflettenti che consentano apporti di componenti riflesse con eccessivi ritardi temporali. In pratica, tenuto conto della velocità del suono, occorre evitare che si verifichino differenze di cammino tra il percorso diretto **sorgente-ascoltatore** e il percorso **sorgente-superficie riflettente-ascoltatore** maggiori di 15 [m].

Un ulteriore difetto, di cui si è già detto, è il cosiddetto **flutter**, o eco multipla, che può verificarsi tra due superfici piane a causa di riflessioni successive tra le pareti affacciate, distanti e riflettenti. Un possibile rimedio a questo difetto può essere quello di aumentare l'assorbimento di una delle superfici o inclinarla leggermente onde evitare il parallelismo. La diversa composizione spettrale che caratterizza il suono riflesso rispetto al suono diretto può costituire un altro difetto dal punto di vista acustico, dal momento che le varie superfici delimitanti l'ambiente possono presentare fattore di assorbimento $\mathbf{a} = \mathbf{a}(f)$ sensibilmente variabile con la frequenza.

● **Tempo di riverberazione**

Ai fini del raggiungimento di valori ottimali del tempo di riverberazione, il progettista dovrà verificare la presenza e la distribuzione nell'ambiente di un sufficiente **assorbimento acustico** \mathbf{A}^* da parte delle varie superfici. Un problema è posto dalla più o meno grande presenza del pubblico, e cioè dagli assorbimenti aggiuntivi $\sum \mathbf{A}_i$ che possono esercitare un'influenza spesso decisiva sul tempo di riverberazione di una sala. Tempi di riverberazione accettabili per una sala completamente occupata potrebbero essere eccessivi qualora in essa siano presenti poche persone. In genere, nei calcoli, si verificano i tempi di riverberazione ipotizzando diversi riempimenti della sala (1/3, 2/3, completa): essi risulteranno ovviamente più alti con la sala parzialmente occupata.

Un modo per cercare di contenere le variazioni del tempo di riverberazione, legate alla presenza del pubblico consiste nel ricorrere a sedili imbottiti, che sono caratterizzati da un elevato assorbimento acustico anche quando non occupati.

● Rumore di fondo

Rumori e suoni provenienti dall'esterno o comunque estranei all'ascolto non devono essere di disturbo. A tal fine sarà indispensabile realizzare un adeguato **isolamento acustico** (vedi successivamente) per isolarla adeguatamente da suoni e rumori esterni. Occorrerà, ovviamente, prestare attenzione ai rumori prodotti dagli impianti tecnologici. Anche altri rumori, ad esempio calpestio, potranno essere ridotti all'origine con opportuni rivestimenti di pavimenti tipo: moquette, gomma, ect.

2.9 Riduzione dei rumori aerei all'interno di un ambiente

Spesso, all'interno di un ambiente, si verifica un eccessivo livello di pressione sonora dovuto a una sorgente sonora o più sorgenti (potenza complessiva Π^*). Se non risulta possibile intervenire direttamente sulle sorgenti (ad esempio sostituendo le sorgenti con apparecchi più silenziosi o incapsulandole entro cofani per ridurre all'origine la loro emissione acustica), il livello sonoro del campo riverberato può essere, almeno parzialmente, ridotto intervenendo sull'assorbimento totale dell'ambiente stesso. Se si suppone di trovarsi a sufficiente distanza dalla sorgente, si da poter considerare trascurabile il contributo diretto, come si è visto, la densità del campo sonoro riverberato è data da:

$$D_1 = \frac{4\Pi^*}{c \cdot R_1}$$

ove:

R_1 = costante d'ambiente del locale.

$$R_1 = \frac{a_m \cdot S}{1 - a_m}$$

$$a_m = \frac{\sum a_i \cdot S_i}{S}$$

Se l'assorbimento medio delle superficie affacciate sull'ambiente viene incrementato dal valore iniziale a_1 al valore a_2 (ad esempio con pannelli assorbenti) la costante d'ambiente cambierà da R_1 a R_2 .per cui la densità sonora a regime D_2 sarà:

$$D_2 = \frac{4\Pi^*}{c \cdot R_2}$$

In termini di livello di pressione sonora, il trattamento suddetto avrà determinato una riduzione di livello di pressione sonora $L_{p2} - L_{p1}$ pari a:

$$L_{p2} - L_{p1} = 10 \operatorname{Log} \left(\frac{p_2^2}{p_1^2} \right) = 10 \operatorname{Log} \left(\frac{R_1}{R_2} \right)$$

essendo, come si ricorderà: $p^2 = 4 \rho c \Pi^* / R$

Risulta, quindi, che la riduzione di livello sonoro ottenibile mediante un intervento di correzione che cambi i valori numerici delle costanti d'ambiente da R_1 a R_2 è proporzionale al logaritmo del rapporto tra le costanti d'ambiente prima e dopo l'intervento di correzione. Nel caso d'ambienti industriali si può pensare di variare la **costante d'ambiente** anche mediante un **incremento della superficie assorbente** presente nell'ambiente, ad esempio mediante pannelli assorbenti sospesi.

Esercizi ed esempi

1) Si supponga di dover verificare se il tempo convenzionale di riverberazione τ_c di una sala per conferenze, di forma parallelepipedica con dimensioni **8 x 15 x 4 m**. Le pareti delimitanti l'ambiente sono tutte intonacate ed i pavimenti in marmo. I posti a sedere sono **80**.

Per semplicità ci si limiterà alla sola la banda di ottava con frequenza di centro banda $f_c = 1000$ [Hz]. I calcoli potranno poi essere ripetuti anche per le tutte altre bande d'ottava (o bande a terzi d'ottava) dello spettro sonoro.

a) tempo di riverberazione ottimale $\tau_{ott,1000}$ a 1000 [Hz]

Il tempo di riverberazione ottimale può essere valutato mediante la relazione empirica prima presentata. In relazione alla destinazione della sala (conferenze) si può assumere $K = 0.35$ ed $n = 8$. Risulta:

$$\tau_{ott,1000} = K V^{1/n} = 0.78 \text{ s}$$

b) tempo di riverberazione effettivo della sala

Per valutare il tempo di riverberazione si può utilizzare la relazione di Sabine:

$$\tau_c = 0.16 V / A^*$$

Si supponga che nella sala siano occupati 1/3 dei posti a sedere (questa situazione sarà anche la più critica). L'assorbimento totale dell'ambiente A^* è :

$$A^* = \sum a_i S_i + \sum A_i$$

I fattori di assorbimento medi per la banda d'ottava **1000 [Hz]** possono essere ricavati da manuali tecnici o dalla tabella prima riportata. Si supponga:

- parete intonacata (indice 1) $a_1 = 0.04$ $S_1 = 304$ [m²]
- pavimento in marmo (indice 2) $a_2 = 0.03$ $S_2 = 120$ [m²]

Gli assorbimenti $\sum A_i$ relativi alle persone presenti (si trascurano i contributi di assorbimento dovuti alle sedie) risultano:

$$\sum A_i = 1/3 \cdot 80 \cdot 0.55 = 14 \text{ [m}^2\text{]}$$

L'assorbimento totale A^* risulta quindi pari a:

$$A^* = 30 \text{ [m}^2\text{]}$$

Il tempo convenzionale di riverberazione τ è pertanto:

$$\tau_c = 0.16 V / A^* = 2.56 \text{ [s]}$$

Come si può osservare risulta $\tau_c > \tau_{\text{ott},1000}$ per cui sarà necessario procedere alla correzione della sala aumentando opportunamente l'assorbimento totale A^* .

c) correzione acustica della sala

Si può valutare immediatamente valore dell'assorbimento totale che sarebbe necessario per realizzare la condizione $\tau_c = \tau_{\text{ott},1000}$. In particolare utilizzando ancora la relazione di Sabine si ottiene il valore dell'assorbimento totale che dovrebbe offrire l'ambiente per avere $\tau_c = \tau_{\text{ott},1000} = 0.78 \text{ [s]}$.

Si ottiene immediatamente $A^* = 98 \text{ [m}^2\text{]}$ e quindi si dovrà incrementare l'assorbimento totale dal valore di circa $30 \text{ [m}^2\text{]}$ al valore di circa $98 \text{ [m}^2\text{]}$.

Si può pensare di rivestire la parete di fondo (e con ciò riduciamo il pericolo di near-eco) ed poi, se necessario, anche parte del soffitto (sempre a partire dal fondo dell'ambiente) con pannelli di rivestimento caratterizzati da un fattore di assorbimento più elevato per la banda con $f_c = 1000 \text{ [Hz]}$. Ipotizzando al primo tentativo di ricoprire con pannelli assorbenti di fibre di legno (indice 3) tutta la parete di fondo ed il 75% della parte del soffitto si ottiene:

- parete intonacata (indice 1) $a_1 = 0.04$ $S_1 = 182 \text{ [m}^2\text{]}$
- pavimento in marmo (indice 2) $a_2 = 0.03$ $S_2 = 120 \text{ [m}^2\text{]}$
- pannelli assorbenti (indice 3) $a_3 = 0.6$ $S_3 = 122 \text{ [m}^2\text{]}$

e quindi si ottiene un assorbimento totale A^* pari a circa $98 \text{ [m}^2\text{]}$.

Quanto illustrato può essere ripetuto per le altre bande d'ottava. Talvolta per riuscire a realizzare i tempi ottimali richiesti nelle varie bande può essere necessario ricorrere a numerosi tentativi combinando materiali diversi, alcuni ad esempio caratterizzati da un fattore di assorbimento crescente con la frequenza ed altri decrescente.

2) Un ambiente rettangolare (dim. **7 x 15**, **h = 6 m**) è caratterizzato da un fattore d'assorbimento medio per la banda d'ottava a **1000 [Hz]** pari ad **$a_{m1} = 0.2$** . A distanza sufficiente dalla sorgente (ove il contributo del campo diffuso è predominante) il livello di pressione sonora è **$L_{p1} = 70$ [dB]**. Valutare di quanto si riduce il livello di pressione sonora se le pareti vengono ricoperte di materiale assorbente in modo da portare il valore del fattore di assorbimento medio delle pareti ad **$a_{m2} = 0.6$** .

Sulla base della relazione precedentemente scritta, per determinare la riduzione di livello sonoro ottenibile, bisogna calcolare le costanti d'ambiente, prima e dopo l'intervento (superficie delimitante l'ambiente **$S = 474$ [m²]**):

$$\mathbf{R_1 = a_{m1} S / (1 - a_{m1}) = 118.5 [m^2] \quad R_2 = 711.0 [m^2]}$$

la riduzione di livello sonoro conseguente è:

$$\mathbf{L_{p2} - L_{p1} = 10 \text{ Log } R_1 / R_2 = -7.8 [dB]}$$