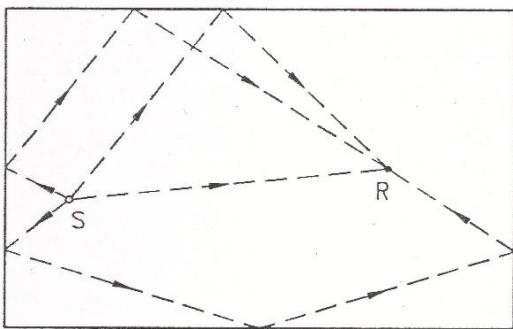


APPUNTI DI TEORIA

6. ACUSTICA DEGLI AMBIENTI CHIUSI

6.1 Descrizione modale dell'acustica di una sala

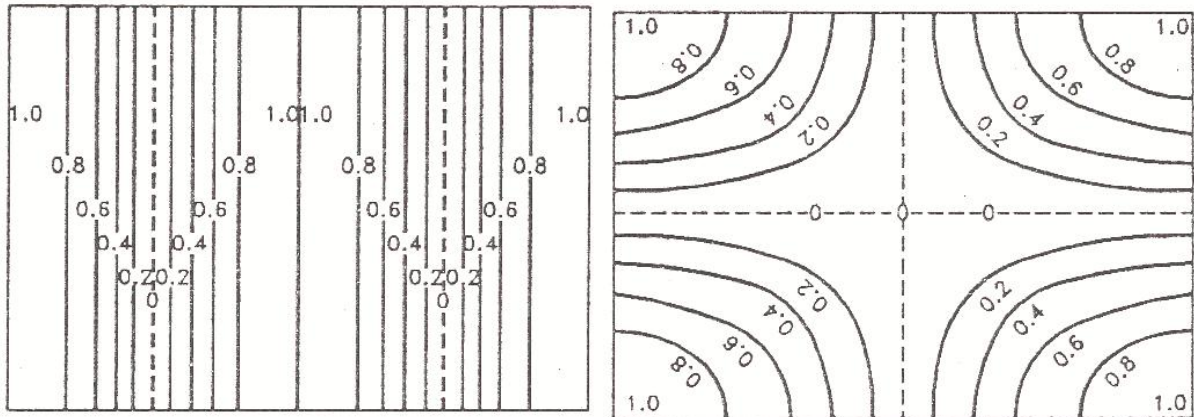
La percezione del suono in uno spazio chiuso è notevolmente influenzata dal contributo delle onde sonore che raggiungono l'ascoltatore dopo avere subito una o più riflessioni da parte delle superfici che delimitano l'ambiente, apporto che si somma a quello dell'onda diretta. Poiché la distanza percorsa dalle onde riflesse è sempre maggiore di quella percorsa dall'onda diretta, si verifica un ritardo tra la ricezione dell'onda diretta, delle onde derivanti dalle prime riflessioni e delle onde associate alle riflessioni successive: come verrà meglio chiarito nel seguito, è proprio l'entità di tali ritardi a determinare la qualità acustica dell'ambiente.



Il campo sonoro che si instaura in un ambiente chiuso è dunque notevolmente più complesso di quello che si verifica negli spazi aperti, poiché è dato dalla sovrapposizione di un campo *diretto* e di un campo *riverberante* (aggettivo derivato dal termine *riverberazione* che identifica le multiple riflessioni delle onde acustiche nell'ambiente chiuso).

Nel caso di geometrie semplici (ad esempio in una stanza parallelepipedica) e di sorgente armonica di ampiezza costante, è possibile ricavare una soluzione analitica chiusa del campo sonoro. Tale soluzione evidenzia che la pressione sonora in un punto è data dalla somma dei contributi di ciascun *modo acustico proprio* dell'ambiente, ovvero delle onde stazionarie che, analogamente a quanto accade in un tubo chiuso ad un'estremità (v. par. 1.6.2), si instaurano nell'ambiente.

E' importante precisare che, in qualsiasi ambiente reale, le direzioni di propagazione delle onde acustiche sono molteplici per cui è opportuno classificare i modi acustici in tre categorie dipendenti da come le onde si propagano rispetto all'orientamento delle pareti: i *modi assiali* si instaurano quando le onde viaggiano in direzione parallela a uno degli assi coordinati e incidono perpendicolarmente a una coppia di pareti contrapposte; i *modi tangenziali* quando le onde si propagano su piani paralleli a piani coordinati e incidono su due coppie di pareti contrapposte; i *modi obliqui* quando le direzioni di propagazione sono oblique rispetto agli assi coordinati e le onde interagiscono con tutte le pareti. Sono rappresentate in figura, a titolo di esempio, le linee a pressione acustica relativa costante in un ambiente parallelepipedo nel caso di un modo assiale (a) e di un modo tangenziale (b).



a) Modo assiale.

b) Modo tangenziale.

Quando la frequenza della sorgente è prossima alla frequenza naturale di un modo, tale modo viene eccitato in risonanza e si verifica un'amplificazione della forma modale e quindi un incremento della pressione sonora. Il numero di modi N che possono essere eccitati in risonanza all'interno di una banda di ampiezza unitaria attorno alla frequenza f è dato dalla *densità modale*:

$$\frac{dN}{df} = \frac{4\pi f^2 V}{c^3} \quad [\text{Hz}^{-1}]$$

dove V è il volume dell'ambiente.

Per un ambiente parallelepipedo di dimensioni 10 x 5 x 3 m ($V = 150 \text{ m}^3$), assumendo $c = 343 \text{ m/s}$, la densità modale alle varie frequenze risulta:

| | | | | |
|------------------------------|------|------|------|------|
| f (Hz) | 31,5 | 63 | 125 | 250 |
| dN/df (Hz^{-1}) | 0,05 | 0,19 | 0,73 | 2,92 |

Alle frequenze basse ($f < 100 \text{ Hz}$ circa) la densità modale è piccola e quindi pochi modi contribuiscono efficacemente al campo acustico, per cui si verificano ampie fluttuazioni spaziotemporali della pressione sonora. Alle alte frequenze, invece, poiché il numero di modi eccitati in risonanza è elevato, si verifica una distribuzione più omogenea della pressione sonora (e quindi dell'energia sonora) all'interno dell'ambiente.

Questo risultato suggerisce che lo studio della risposta acustica di un ambiente deve essere affrontato, a seconda dei casi, con approcci differenti:

- alle basse frequenze, *l'approccio modale* è essenziale per ottenere una descrizione accurata del campo sonoro;



- alle alte frequenze, poiché il grado di sovrapposizione dei modi acustici è elevato, è adeguato studiare il problema con un *approccio statistico*.

La frequenza al di sopra della quale è corretto applicare l'approccio statistico, detta *frequenza di Schroeder*, è stimabile con l'espressione:

$$f_{lim} \approx 2000 \sqrt{\frac{T}{V}}$$

dove T è il tempo di riverberazione dell'ambiente (per la definizione v. par. 6.6).

Nell'esempio precedente, assumendo $T = 0,7$ s, si ha:

$$f_{lim} \approx 137 \text{ Hz}$$

Considerando invece un ambiente da 2000 m^3 con $T = 1$ s si trova:

$$f_{lim} \approx 22 \text{ Hz}$$

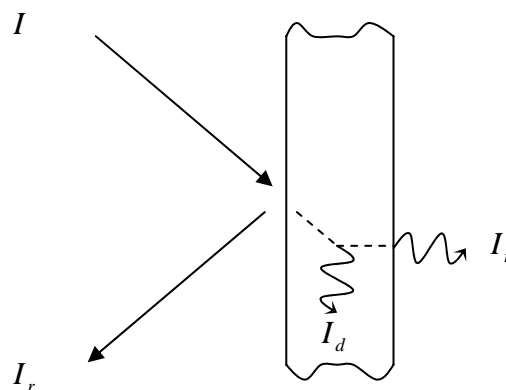
Pertanto si può concludere che per i grandi ambienti l'approccio statistico è, in linea generale, applicabile su tutta la gamma delle frequenze udibili.

Più precisamente, l'approccio statistico implica assumere valida l'ipotesi di *campo sonoro diffuso*, ovvero di una situazione in cui, in media, tutti gli apporti di energia sonora dei numerosissimi modi acustici eccitati in risonanza giungono nel punto ricevitore con *direzioni di incidenza casuali*.

In pratica il campo sonoro in un ambiente chiuso verrà descritto ed analizzato come frutto della sovrapposizione di un *campo diretto* e di un *campo riverberante*, quest'ultimo rappresentato come *campo diffuso*: tale situazione è generalmente definita come *campo sonoro semiriverberante*.

6.2 Interazione onda sonora - parete

Prima di affrontare lo studio del campo sonoro in un ambiente chiuso occorre richiamare i fenomeni che avvengono quando un'onda sonora incide su una parete di estensione indefinita (tale quindi da non determinare fenomeni di diffrazione ai bordi). Si indichi con I l'intensità dell'onda sonora incidente, con I_r l'intensità dell'onda riflessa, con I_t l'intensità dell'onda trasmessa attraverso la parete all'ambiente confinante e con I_d la potenza sonora per unità di area dissipata per attrito interno nella parete (per una discussione dettagliata sui meccanismi di dissipazione e trasmissione nelle pareti si veda il cap.7).





Il bilancio energetico del sistema indica:

$$I = I_r + I_t + I_d$$

da cui:

$$r + t + d = 1$$

dove:

$$r = \frac{I_r}{I} = \text{coefficiente di riflessione}$$

$$t = \frac{I_t}{I} = \text{coefficiente di trasmissione}$$

$$d = \frac{I_d}{I} = \text{coefficiente di dissipazione}$$

Dal punto di vista della risposta acustica dell'ambiente in cui è collocata la sorgente, determinante è la quota di energia riflessa, mentre non ha interesse discriminare tra energia dissipata ed energia trasmessa all'ambiente adiacenti, che è invece fattore determinante nei problemi di *isolamento acustico* tra locali confinanti (v. par. 7.4).

Si definisce allora *coefficiente di assorbimento acustico apparente* (nel seguito, per brevità, indicato semplicemente come coefficiente di assorbimento):

$$a = d + t = 1 - r$$

I materiali più utilizzati nelle costruzioni in campo civile e industriale (laterizi, intonaci, calcestruzzo, rivestimenti lapidei e ceramici, metalli, ecc.) presentano valori di coefficiente di assorbimento piuttosto bassi (in genere $a < 0,1$) su tutto il campo delle frequenze di interesse (tipicamente $f = 125 \div 4000$ Hz). Più elevato è invece l'assorbimento acustico determinato dai rivestimenti e dagli arredi in tessuto (tende, moquette, ecc.) nonché dalle stesse persone. Infine, si definiscono *materiali fonoassorbenti* quei materiali che hanno la specifica funzione di dissipare energia sonora in specifici intervalli di frequenza (v. par. 7.2).

6.3 Campo sonoro semiriverberante in regime permanente

Un elemento di volume V , immerso in un campo sonoro semiriverberante, contiene un'energia sonora volumica D che è somma dei contributi del campo diretto, D_d , e del campo riverberante (diffuso), D_r . Analogamente si può osservare che una superficie di area ΔS , interna all'elemento di volume V , è attraversata da flussi di energia sonora associati sia all'onda diretta, sia alle onde riflesse che incidono sulla superficie con direzioni casuali (ipotesi del campo diffuso).

Il contributo del campo diretto si calcola con le note equazioni di campo libero (v. par. 5.5):

$$I_d = \frac{QW}{4\pi r^2}$$

$$D_d = \frac{I_d}{c}$$



dove Q e W sono rispettivamente il fattore di direttività e la potenza della sorgente, r la distanza tra sorgente ed elemento/superficie ricevente.

Il contributo del campo riverberante si determina da un bilancio di potenza acustica che, in regime stazionario, assume la forma:

$$W(1 - a_m) = I_r a_m S$$

dove a_m è il valor medio del coefficiente di assorbimento acustico delle superfici che delimitano l'ambiente. Tale parametro si calcola, note l'area S_i e il coefficiente di assorbimento a_i di tutte le superfici (arredi e persone incluse), con l'equazione:

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

Il primo membro dell'equazione di bilancio rappresenta la potenza sonora che "alimenta" il campo riverberante, pari alla potenza immessa in ambiente dalla prima riflessione delle onde sonore che incidono sulle pareti. A regime essa è uguale alla potenza che viene sottratta al campo sonoro dall'assorbimento delle pareti stesse.

L'intensità del campo riverberante risulta dunque:

$$I_r = \frac{W}{R}$$

dove R rappresenta la costante acustica della sala:

$$R = \frac{a_m S}{(1 - a_m)}$$

Nel caso della componente riverberante, il legame fra densità di energia e intensità è del tipo:

$$I_r = \frac{cD_r}{4}$$

Ovvero, l'intensità di campo riverberante è un quarto di quella di campo diretto, caso in cui la superficie ricevente è investita esclusivamente da onde provenienti da un'unica direzione e con incidenza perpendicolare. L'introduzione del fattore 4 al denominatore si giustifica sulla base delle due seguenti considerazioni:

- una superficie ricevente viene colpita dalle onde sonore solamente su uno dei suoi lati, il che determina un primo dimezzamento del flusso di energia incidente;
- il contributo energetico di un'onda incidente con angolo θ rispetto alla normale alla superficie è proporzionale a $\cos \theta$; poiché in un campo diffuso l'angolo θ varia casualmente tra $+90^\circ$ e -90° , si deve globalmente considerare un ulteriore dimezzamento.



La densità di energia sonora complessiva è dunque:

$$D = D_d + D_r$$
$$D = \frac{QW}{4\pi r^2 c} + \frac{4W}{Rc} = \frac{W}{c} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right)$$

Poiché:

$$D = \frac{\hat{p}^2}{\rho_o c^2}$$

si ha:

$$\hat{p}^2 = \rho_o c W \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right)$$

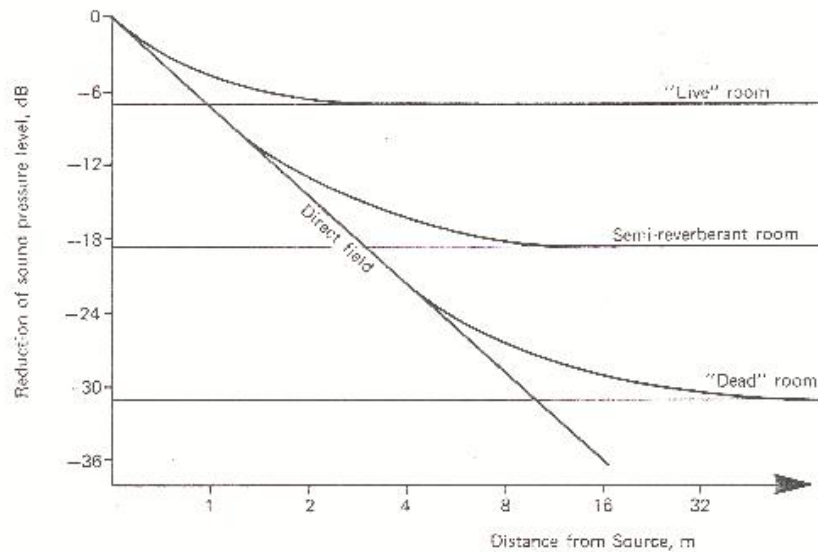
e passando ai logaritmi:

$$10 \log \left(\frac{\hat{p}}{p_{ref}} \right)^2 = 10 \log \left(\frac{\rho_o c}{400} \right) + 10 \log \frac{W}{W_{ref}} + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right)$$

Ricordando inoltre che nell'aria in condizioni ambiente $\rho_o c \approx 400$ si ricava infine l'equazione:

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

che fornisce la distribuzione del livello di pressione sonora a regime, in funzione della distanza dalla sorgente, all'interno di un ambiente chiuso in cui si stabilisce un campo sonoro semiriverberante, dato dalla sovrapposizione di un campo diretto e di un campo riverberante diffuso. Viene rappresentato di seguito l'andamento grafico dell'equazione per tre casi, a cui corrispondono valori diversi della costante acustica R: valore basso (dell'ordine di 10 m^2) per un ambiente molto riflettente (*Live room*), valore intermedio (dell'ordine di 100 m^2) per un ambiente mediamente riverberante (*Semireverberant room*), valore elevato per un ambiente "sordo" (dell'ordine di 1000 m^2).



Il grafico evidenzia che in prossimità della sorgente prevale il contributo del campo diretto, mentre a distanze maggiori si risente della sola componente diffusa che, per ipotesi, è indipendente dalla distanza; la distanza d_c (distanza critica) alla quale i due contributi si uguagliano è data dalla condizione:

$$\frac{D_d}{D_r} = 1 \quad \frac{QW}{4\pi d_c^2 c} \frac{cR}{4W} = \frac{QR}{16\pi d_c^2} = 1$$

da cui:

$$d_c = \sqrt{\frac{QR}{16\pi}}$$

La distanza critica è quindi tanto più piccola quanto più l'ambiente è riverberante, ovvero è caratterizzato da un basso valore della costante acustica.

6.4 Camera anecoica e camera riverberante

In metrologia acustica rivestono particolare importanza due camere di prova che, dal punto di vista delle proprietà di fonoassorbimento e quindi del valore della costante acustica R , si situano agli estremi della realizzabilità tecnica:

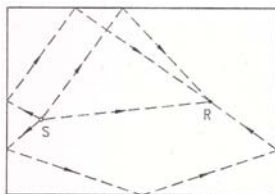
- Si definisce *Camera Anecoica* un ambiente caratterizzato da un valore di R estremamente grande e quindi da pareti virtualmente fonoassorbenti (realizzate in genere rivestendo le pareti con elementi fonoassorbenti di forma troncopiramidale): in una camera anecoica si riproducono, in uno spazio chiuso, le condizioni di propagazione tipiche del campo libero ideale, in cui si ha solamente il contributo dell'onda diretta. Tali camere vengono utilizzate per misurare la potenza acustica irradiata da una sorgente: misurando con una serie di microfoni, opportunamente situati su una superficie (sferica o parallelepipedica) che racchiude la sorgente, la distribuzione del livello di pressione sonora è possibile calcolare con elevato grado di precisione, attraverso le

relazioni analitiche che legano potenza e intensità sonora in campo libero, la potenza irradiata dalla sorgente. Una variante semplificata della camera anecoica è la *camera semianecoica*, in cui le pareti verticali ed il soffitto hanno elevato potere fonoassorbente, mentre il pavimento è riflettente: in tale situazione si riproduce la condizione di propagazione in campo libero con sorgente posta su un piano riflettente.

- Si definisce *Camera Riverberante* un ambiente caratterizzato da un basso valore di R e quindi da pareti fortemente fonoriflettenti (tipicamente in calcestruzzo); la camera deve avere volume non troppo piccolo ($V > 200 \text{ m}^3$) e forma irregolare, evitando in particolare il parallelismo delle pareti contrapposte, affinché non vengano eccitati a risonanza modi acustici significativi e si realizzi quindi un campo riverberante il più possibile diffuso. Le camere riverberanti trovano largo impiego nella misura sperimentale delle proprietà acustiche dei materiali (fonoassorbimento e fonoisolamento), come verrà meglio illustrato nel cap. 7.

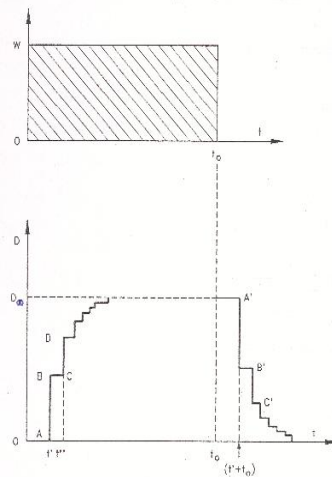
6.5 Transitori acustici in ambienti chiusi: fenomeno della riverberazione

L'influenza delle riflessioni sulla qualità dell'ascolto in un ambiente chiuso è particolarmente significativa quando se ne analizza il comportamento in transitorio. Consideriamo l'evoluzione temporale della densità di energia acustica in un punto ricettore R determinato da una sorgente posta nel punto S che emette una potenza sonora W costante nell'intervallo di tempo $t = 0 \div t_0$ e nulla al di fuori di tale intervallo.



S=sorgente
R=ricettore

riflessioni speculari



$0 \div t' =$ ritardo dell'onda riflessa

$t' \div t'' =$ ritardo della prima riflessione

AB = contributo dell'onda diretta

CD = contributo della prima riflessione

DE = contributo delle successive riflessioni

$D_\infty =$ densità di energia a regime

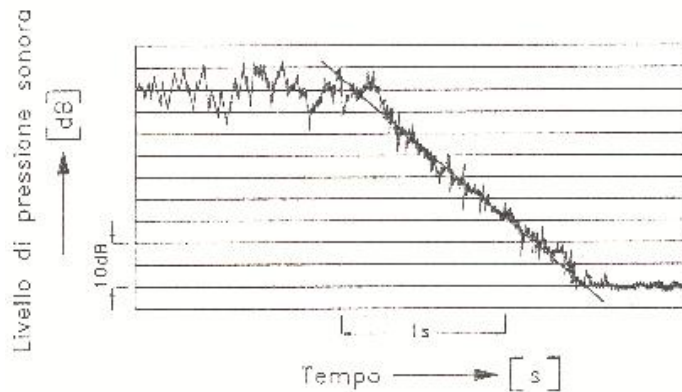
L'andamento temporale della densità di energia evidenzia la presenza di due transitori:

- il *transitorio di attacco*, in cui D passa dal valore iniziale nullo al valore a regime D_∞ ;
- il *transitorio di estinzione* (detto *coda sonora*) che inizia successivamente allo spegnimento della sorgente e in cui D decresce per la progressiva attenuazione del contenuto energetico delle onde che subiscono un numero via via crescente di riflessioni.

Il fenomeno è nella realtà assai più complesso di quanto emerge dalla rappresentazione semplificata sopra riportata: i singoli modi acustici della sala, infatti, decadono con leggi diverse in funzione



delle proprie frequenze naturali e costanti di smorzamento. Peraltro, negli ambienti per i quali si può ritenere valida l'ipotesi di campo acustico semiriverberante, è possibile studiare la coda sonora con riferimento al contenuto globale di energia acustica, prescindendo quindi da uno studio modale dettagliato. Sarà allora sufficiente analizzare il decadimento nel tempo del livello di pressione sonora, che tipicamente assume un andamento che approssima in modo accettabile un semplice decadimento lineare:



6.6 Teoria della riverberazione

Fin dai primi studi sistematici sull'acustica degli ambienti chiusi, condotti circa un secolo fa dal fisico Americano W.C. Sabine, è apparso evidente che l'entità della riverberazione (ovvero la durata della coda sonora) rappresenta l'indicatore fondamentale della qualità acustica di una sala. La riverberazione è infatti una condizione naturale della fruizione acustica di un ambiente chiuso, ma essa va, per così dire, opportunamente "dosata" per evitare effetti indesiderati.

E' consuetudine esprimere la durata della coda sonora attraverso il *tempo di riverberazione* T_{60} , definito come il tempo che intercorre tra l'istante di spegnimento della sorgente e l'istante in cui il livello di pressione sonora risulta di 60 dB inferiore rispetto al valore iniziale a regime. Attraverso una serie di misure sperimentali Sabine arrivò a determinare l'espressione (universalmente nota come *formula di Sabine*):

$$T_{60} = 0,16 \frac{V}{A}$$

Dove V è il volume dell'ambiente (m^3) e A l'area di assorbimento equivalente (m^2) della sala definita come:

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

La formula di Sabine fornisce risultati accurati in ambienti che soddisfano le ipotesi del campo semiriverberante ed in particolare:

- ambienti relativamente grandi (comunque non tanto da rendere significativo l'assorbimento dell'aria) e di forma regolare, così da non presentare modi acustici predominanti;



- pareti che realizzano riflessioni diffuse (prive quindi di cavità o di superfici focalizzanti) e non troppo fonoassorbenti ($a_m \leq 0,4$ circa).

E' interessante notare che è possibile giungere ad un risultato del tutto equivalente alla formula di Sabine attraverso la soluzione analitica del bilancio in transitorio dell'energia sonora di un ambiente che soddisfi le ipotesi sopra citate. In tali condizioni, si può dimostrare che il *cammino libero medio* di un raggio sonoro tra due successive riflessioni vale:

$$L_m = \frac{4V}{S}$$

a cui corrisponde un tempo medio tra due riflessioni:

$$t_m = \frac{L_m}{c} = \frac{4V}{cS}$$

Il bilancio energetico, riferito a un intervallo di tempo dt e nell'ipotesi di assorbimento continuo, risulta:

$$Wdt = a_m DV \frac{dt}{t_m} + V \frac{dD}{dt} dt$$

In esso il primo membro rappresenta l'energia emessa dalla sorgente nel tempo dt , il secondo è pari alla somma dell'energia assorbita dalle pareti più l'energia accumulata nel volume V .

Pertanto si ha:

$$Wdt = \frac{cA}{4} Ddt + V \frac{dD}{dt} dt$$

che fornisce quale soluzione a regime ($dD/dt = 0$):

$$D_\infty = \frac{4W}{cA}$$

e nel transitorio di estinzione ($W = 0$):

$$\frac{dD}{D} = -\frac{cA}{4V} dt$$
$$D(t) = D_\infty e^{-\frac{cA}{4V}t}$$

Imponendo la condizione di Sabine:

$$t = T_{60} \quad \text{per} \quad D_\infty/D = 10^6$$

si ottiene:

$$\ln 10^6 = \frac{cA}{4V} T_{60}$$



da cui:

$$T_{60} = \frac{4 \cdot \ln 10^6}{c} \frac{V}{A} \cong \frac{4 \cdot 13,8}{344} \frac{V}{A} = 0,16 \frac{V}{A}$$

che coincide con la formula di Sabine.

La scarsa attendibilità della formula quando a_m assume valori elevati appare evidente considerando il caso limite di una camera perfettamente anecoica ($a_m \rightarrow 1$) per la quale deve risultare $T_{60} \rightarrow 0$, mentre la formula di Sabine indica il valore fisicamente errato:

$$T_{60} \rightarrow 0,16 \text{ V/S} > 0$$

Risultati migliori si ottengono adottando l'ipotesi di assorbimento discontinuo; si considera cioè che, ad ogni successiva riflessione, la densità di energia volumica diminuisca di un fattore $(1 - a_m)$ per cui:

$$D(t) = D_{\infty} (1 - a_m)^{t/t_m}$$

Da cui si può facilmente ottenere la formula di Eyring:

$$T_{60} = \frac{0,16V}{S |\ln(1 - a_m)|}$$

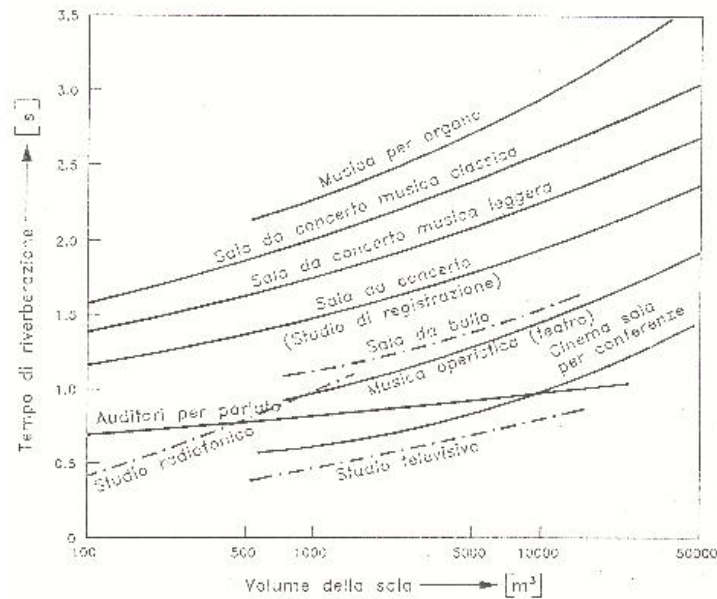
che fornisce la previsione, fisicamente corretta, $T_{60} \rightarrow 0$ per $a_m \rightarrow 1$.

6.7 Qualità acustica delle sale

Il tempo di riverberazione T_{60} rappresenta senza dubbio l'indicatore di qualità acustica di una sala più conosciuto ed utilizzato. L'esperienza dimostra che, affinché di verificchino in una sala condizioni di ascolto soddisfacenti, il tempo di riverberazione deve assumere valori il più possibile prossimi a valori ottimali che dipendono dal volume e dalla tipologia di impiego della sala distinguendo, in prima istanza, tra sale destinate all'ascolto della parola (aula scolastica, sala per conferenze, teatro di prosa, cinema, ecc.) e sale destinate all'ascolto della musica (sala per concerti, teatro d'opera, ecc.).

Valori di T_{60} eccessivamente bassi rispetto al valore ottimale sono indice di sala "sorda", ovvero di una sala in cui i singoli suoni vengono percepiti in modo staccato e in cui, essendo limitato l'apporto del campo riverberante, si verificano notevoli disuniformità del livello di pressione sonora da punto a punto. Valori eccessivamente alti determinano invece condizioni di ascolto poco "nitide": il nostro sistema uditivo è infatti in grado di ricondurre ad un medesimo evento emissivo (e quindi ad un medesimo "significato") due segnali acustici percepiti in tempi diversi, a patto che il ritardo tra essi non sia maggiore di alcune decine di millisecondi.

Sono disponibili in letteratura numerosi risultati, frutto di studi sperimentali, che forniscono i valori ottimali del tempo di riverberazione per le tipiche categorie di sale destinate all'ascolto della parola o della musica; il valore $T_{60,ott}$ è generalmente indicato per una frequenza di riferimento (tipicamente pari a 500 Hz o 1kHz) e ad esso viene associata una curva di correzione che permette di ottenere i valori alle altre frequenze di interesse. Si riportano alcuni esempi di tali risultati:



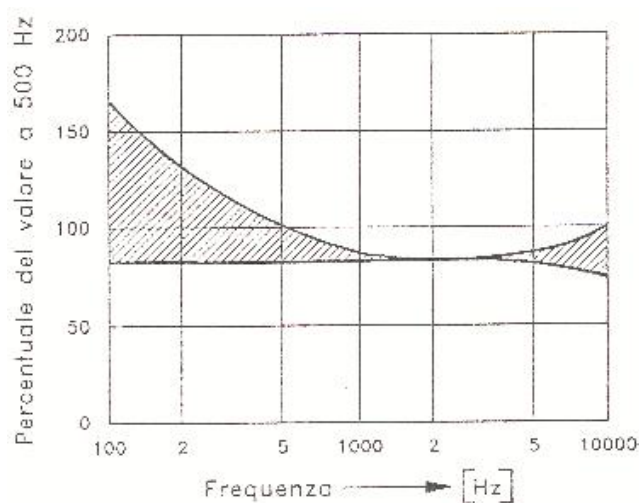
Ascolto di musica

$$T_{60,ott} \cong 0,1\sqrt[3]{V}$$

Ascolto di parola

$$T_{60,ott} \cong 0,5 + 10^{-4}V$$

I valori di $T_{60,ott}$ sopra indicati si riferiscono alla frequenza di 500 Hz. Poiché il coefficiente di assorbimento varia con la frequenza, è praticamente impossibile ottenere lo stesso valore di T_{60} a tutte le frequenze. Si riporta in figura una “maschera” che indica l’intervallo di valori che si possono ritenere accettabili.

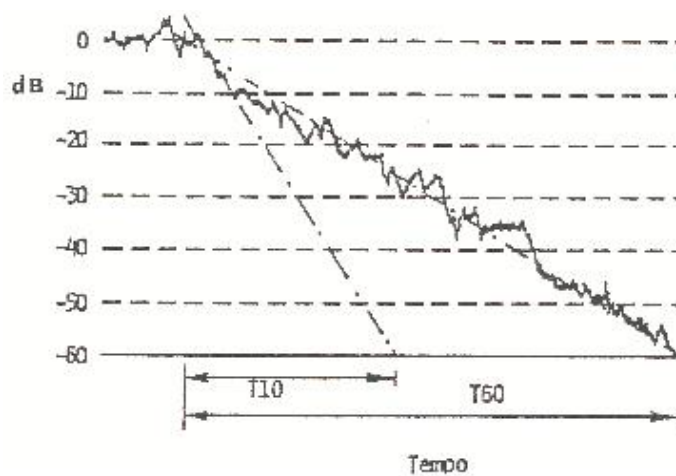




Il procedimento di progetto consiste dunque nei seguenti passi:

- Noto il volume e la destinazione d'uso della sala si calcolano i valori di T_{ott} per le frequenze nominali delle bande di ottava comprese, generalmente, nell'intervallo 125 ÷ 4000 Hz.
- Si formula una prima ipotesi sui materiali da costruzione impiegati nella sala, al fine di ottenere i valori del coefficiente di assorbimento alle varie frequenze dei rivestimenti e degli arredi; nel calcolo delle superfici di assorbimento equivalenti si deve tenere conto del contributo delle persone, in genere ipotizzando almeno due livelli di occupazione della sala.
- Si calcolano, generalmente con la formula di Sabine, i valori di T_{60} alle varie frequenze e si determinano gli scarti rispetto ai valori ottimali.
- Si opera una "correzione acustica" della sala, intervenendo sia sui coefficienti di assorbimento che sulle aree delle superfici per le quali vi sono margini di intervento, fino a ottenere una distribuzione dei T_{60} soddisfacente su tutto il campo delle frequenze.

Merita infine segnalare che studi recenti hanno evidenziato l'importanza predominante che ha, per la qualità dell'ascolto, il tratto iniziale della coda sonora; si è proposto allora di utilizzare, in alternativa al T_{60} un tempo di riverberazione ottenuto estrapolando a 60 dB la pendenza del tratto iniziale del transitorio, corrispondente ai primi 10, 15 o 20 dB di decadimento. La figura mostra il diverso significato tra tempo di riverberazione T_{60} e *tempo di decadimento iniziale* T_{10} .



Sebbene la verifica del tempo di riverberazione costituisca tuttora il passo fondamentale della progettazione acustica di una sala, essa non esaurisce certamente il compito del progettista, per lo meno nei casi una certa complessità. Numerosi indicatori di qualità, oggi correntemente utilizzati nella valutazione e progettazione acustica delle sale, sono stati recentemente proposti da numerosi Autori; fra questi ricordiamo:

- descrittori della qualità di ascolto della parola: quantificano l'intelligibilità del messaggio verbale in funzione della risposta acustica della sala e dell'influenza del rumore di fondo
- rapporti energetici: rappresentano il rapporto fra energia del segnale utile all'ascolto ed energia totale (o energia residua) e quantificano la "nitidezza" dell'ascolto della musica o della parola



- indici spaziali: quantificano la direzionalità della percezione del suono (ad esempio attraverso il rapporto fra energia diretta ed energia diffusa) e quantificano l'impressione di spazialità che l'ascoltatore percepisce in un dato ambiente
- parametri relativi al transitorio di attacco: interessano soprattutto il campo musicale ed in particolare l'ascolto reciproco fra musicisti.