

Ispesl

Coordinamento Tecnico Interregionale per la Prevenzione nei Luoghi di Lavoro

SECONDO LIVELLO: SCHEDE DI APPROFONDIMENTO

SCHEDA 1

PROPAGAZIONE DEL RUMORE IN AMBIENTI CHIUSI: ASPETTI FISICI

All'aperto il suono emesso da una sorgente raggiunge il punto di ricezione mediante il solo suono diretto (condizione denominata di "campo libero").

In un ambiente chiuso il suono emesso da una sorgente raggiunge il punto di ricezione non solo mediante il suono diretto ma anche attraverso le innumerevoli riflessioni che le onde sonore compiono sulle pareti dell'ambiente e che raggiungono con ritardi di tempo crescenti il medesimo ricevitore.

Nella posizione di ricezione, come in tutti gli altri punti interni all'ambiente, il suono subisce due modificazioni fondamentali:

- i suoni sono percepiti con una coda riverberante;
- il livello sonoro è maggiore rispetto al campo libero (a parità di distanza dalla sorgente sonora).

Entrambi questi due effetti sono fisicamente descrivibili facendo ricorso alle proprietà acustiche delle superfici delimitanti l'ambiente ed al volume dell'ambiente stesso.

In particolare ad ogni superficie dell'ambiente (o ad ogni porzione di essa) S_i si associa una grandezza denominata "assorbimento acustico" (a_i) che descrive le proprietà fisiche della superficie rispetto al suono su di essa incidente. Un valore pari all'unità, ($a_i = 1$), corrisponde al massimo assorbimento acustico, mentre un valore prossimo a zero ($a_i = 0$) indica scarso assorbimento e, conseguentemente, la proprietà della superficie di riflettere quasi integralmente le onde sonore.

Il tempo di riverberazione nell'ambiente, indicato con T_{60} o anche con RT, espresso in secondi, è calcolabile mediante la formula di Sabine espressa dalla relazione:

$$T_{60} = 0,16 \frac{V}{\sum_i S_i a_i + \sum_j x_j} \quad [s] \quad (1)$$

dove V è il volume dell'ambiente; la sommatoria \sum_i è estesa a tutte le superfici fisse di contorno, pavimento e soffitto inclusi, mentre la sommatoria \sum_j tiene conto dell'assorbimento di tutte le superfici mobili comprese le persone (se presenti).

Dal punto di vista sperimentale T_{60} è definito come il tempo impiegato dall'intensità sonora a ridursi fino ad un milionesimo del suo valore iniziale (ovvero di 60 dB). Questo parametro è misurabile secondo tecniche diverse: rumore interrotto, rumore impulsivo, *sweep* sinusoidale.

In un ambiente di lavoro una maggiore riverberazione determina un rumore di livello più elevato e quindi va considerata in termini negativi.

Per gli ambienti chiusi è stata formulata la seguente relazione:

$$L_p = L_w + 10 \log \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \quad [dB] \quad (2)$$

$$\text{con } R = \frac{\sum S_i a_i}{1} \quad (3)$$

in cui il livello sonoro L_p in una posizione interna all'ambiente è messo in relazione con il livello di potenza sonora che caratterizza la sorgente (L_w), con la sua direttività Q e con le caratteristiche acustiche delle superfici di contorno R .

Nella (2) r è la distanza tra la sorgente ed il ricevitore, nella (3) S_t è la superficie totale interna dell'ambiente e $\bar{\alpha}$ è una media pesata dei coefficienti di assorbimento. La quantità R è denominata costante dell'ambiente.

L'andamento del livello sonoro determinato dalla relazione (2) è riportato per diversi valori della costante dell'ambiente R nella Figura 1.1.

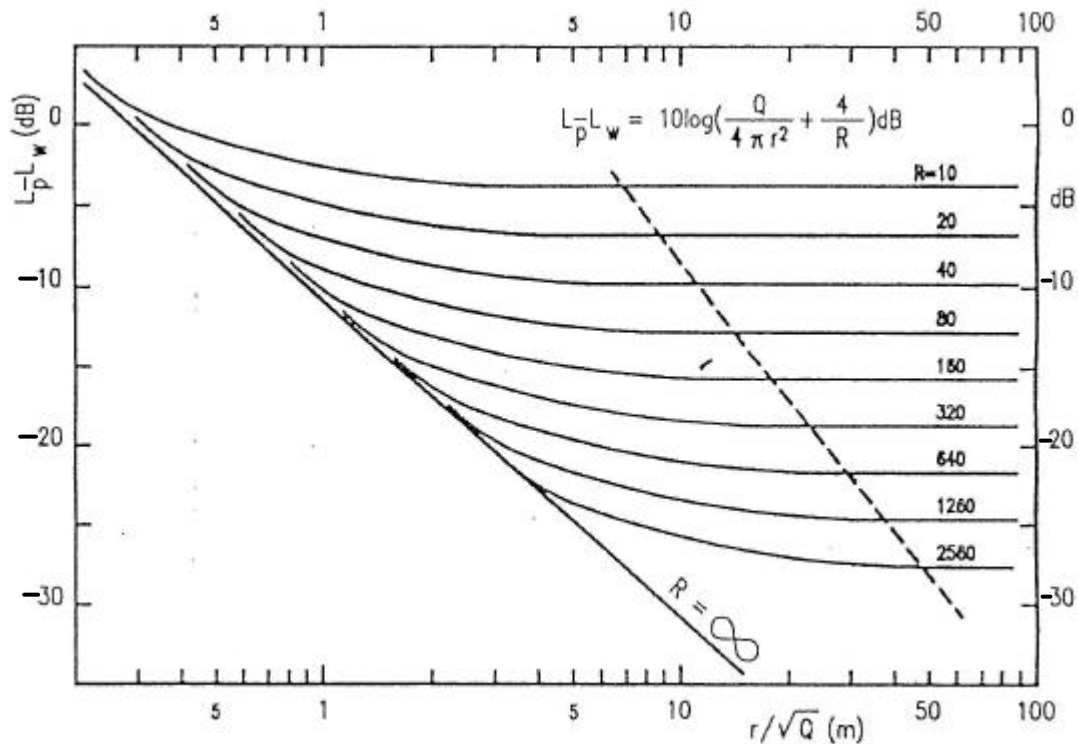


Figura 1.1 - Andamento della differenza tra livello di potenza della sorgente e livello sonoro a distanza r per valori crescenti della costante ambientale

Nella zona vicina alla sorgente sonora (“campo vicino”) prevale il livello del suono diretto dalla sorgente al ricevitore. Questo corrisponde al primo termine in parentesi nell’equazione (2) $\frac{Q}{4\pi r^2}$

che implica un decremento del livello sonoro di 6 dB per un raddoppio di distanza dalla sorgente. Allontanandosi dalla sorgente acquista rilevanza il “campo riverberante”, ovvero il contributo al livello totale dato dall’accumularsi successivo delle riflessioni sonore. Questo contributo, che è descritto nel secondo termine in parentesi dell’equazione (2) $\frac{4}{R}$ non dipende dalla distanza

sicché, oltre una definita distanza (raggio critico), esso è preminente. Il raggio critico separa quindi il campo diretto da quello riverberante e a grandi distanze il campo complessivo risulterà costante.

Le formule previsionali per il tempo di riverberazione (1) e per il livello sonoro (2) sono valide per ambienti le cui dimensioni (altezza, lunghezza, larghezza) non siano troppo dissimili tra loro e nei casi in cui l’assorbimento acustico sia distribuito in maniera uniforme sulle diverse superfici (ambienti sabiniani). Viene inoltre trascurato l’assorbimento dell’aria, che va considerato invece in ambienti di grandi dimensioni.

In realtà, esistono ambienti industriali che differiscono dalle ipotesi sabiniane, ad esempio:

1. ambienti bassi e vasti (ad esempio, stabilimenti tessili): in essi le riflessioni multiple si indirizzano sull'asse ortogonale al pavimento ed al soffitto;
2. ambienti lunghi (tunnel o corridoi): in questi le riflessioni si distribuiscono nel piano ortogonale all'asse maggiore;
3. ambienti con pavimento e soffitto fortemente assorbenti (ad esempio, sale da conferenza): in questo caso le riflessioni provengono principalmente dalle pareti laterali.

Per queste tipologie di ambienti sono state sviluppate diverse metodiche previsionali che si discostano in maniera più o meno marcata da quelle caratteristiche degli ambienti sabiniani. Negli ambienti industriali l'allestimento interno (macchine, impianti, ecc.) può di volta in volta favorire la propagazione del rumore o sfavorirla. Per caratterizzare il livello sonoro sono generalmente riportati due parametri noti come DL_f e DL_2 . Il primo misura l'aumento del livello sonoro rispetto al livello prodotto dalla medesima sorgente in campo libero, mentre il secondo costituisce il decremento del livello sonoro per il raddoppio della distanza. Tramite questi due parametri si riesce a descrivere una curva misurata sperimentalmente nell'ambiente, nota come "curva di propagazione del suono", che riporta il livello sonoro misurato in ragione della distanza dalla sorgente sonora (Figura 1.2).

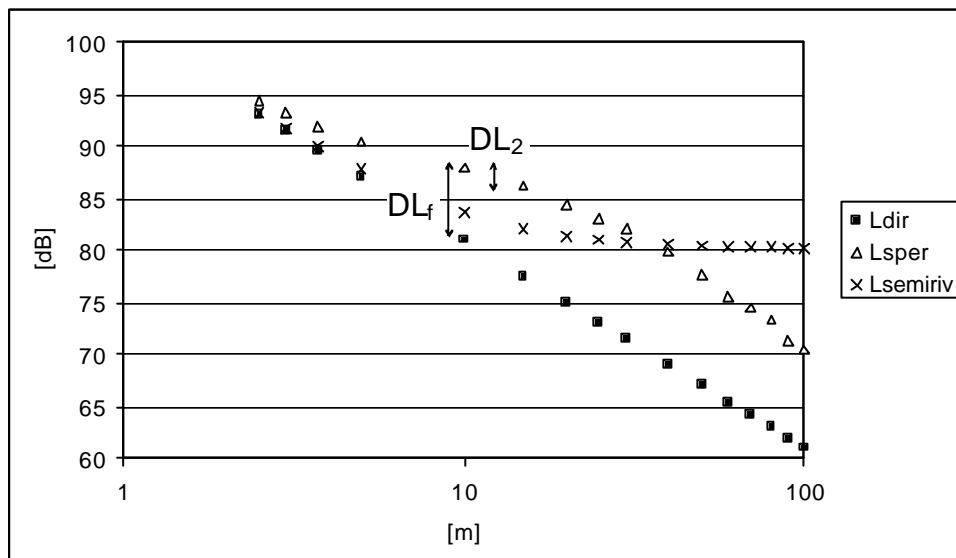


Figura 1.2: Decremento del livello sonoro con la distanza in un ambiente industriale

Nel caso in cui si possa tracciare una curva valida per tutto l'ambiente, i valori dei parametri DL_f e DL_2 rientrano solitamente tra quelli riportati nella Tabella 1.1.

Tabella 1.1: Valori tipici per i parametri DL_f e DL_2 negli ambienti industriali

	Campo vicino	Distanze medie	Campo lontano
DL_f	~ 0 dB	2 ~ 10 dB	< 5 ~ 10 dB
DL_2	5 ~ 6 dB	2 ~ 5 dB	> 6 dB

Inoltre secondo la norma ISO/TR 11690 (1197) a grandi distanze dalla sorgente l'effetto di schermatura, densità e assorbimento degli allestimenti può in alcuni casi produrre un $DL_2 < 0$ dB.

Negli ambienti industriali vi è quindi una zona a distanza intermedia, in cui il livello sonoro è maggiore di quello previsto dalle formula del campo semi-riverberante (formula 2), mentre per grandi distanze tale livello è decisamente inferiore rispetto a quello previsto.

Per prevedere il livello sonoro negli ambienti industriali in vista della loro bonifica acustica sono state sviluppate diverse formule sia analitiche che empiriche o semi-empiriche, più o meno complesse. In particolare è prassi comune considerare che gli elementi interni all'ambiente contribuiscano a rendere le riflessioni sonore "diffuse". Questo vale sia per il pavimento dove sono installati i macchinari e dove permangono i materiali, sia per il soffitto nel caso esso sia di profilo irregolare. Tra le molte formule derivate si ricorda specialmente quella dovuta a Kuttruff:

$$L_p = L_w + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{1}{h^2} \frac{1}{\tau} \left(1 - \frac{r^2}{h^2} \right) \right) + b \quad (4)$$

dove Q è la direttività della sorgente, h è l'altezza dell'ambiente, r è la distanza sorgente-ricevitore, τ è il coefficiente di assorbimento medio tra pavimento e soffitto e b si ricava dai dati seguenti:

Tabella 1.2: Valori sperimentali del parametro b da inserire nella formula (4) al variare di τ (tratto da Kuttruff H., *Sound propagation in working environments*, Proc. 5th FASE Symposium, Thessaloniki 1985)

τ	0.1	0.3	0.5	0.7	0.9
b	3.03	2.165	1.843	1.665	1.551

Questa formula è in grado di prevedere con sufficiente precisione i valori del livello sonoro in un'ampia casistica di ambienti industriali.

SCHEDA 2**PROPAGAZIONE DEL RUMORE IN AMBIENTI INDUSTRIALI: MODELLIZZAZIONE**

La modellizzazione acustica degli ambienti chiusi può essere sviluppata mediante programmi di simulazione acustica. Si tratta di modelli tridimensionali (CAD acustici) che considerano le proprietà acustiche dei materiali di contorno e che consentono di inserire nel modello sorgenti sonore e ricevitori. Un modello di questo tipo è mostrato nella Figura 2.1.

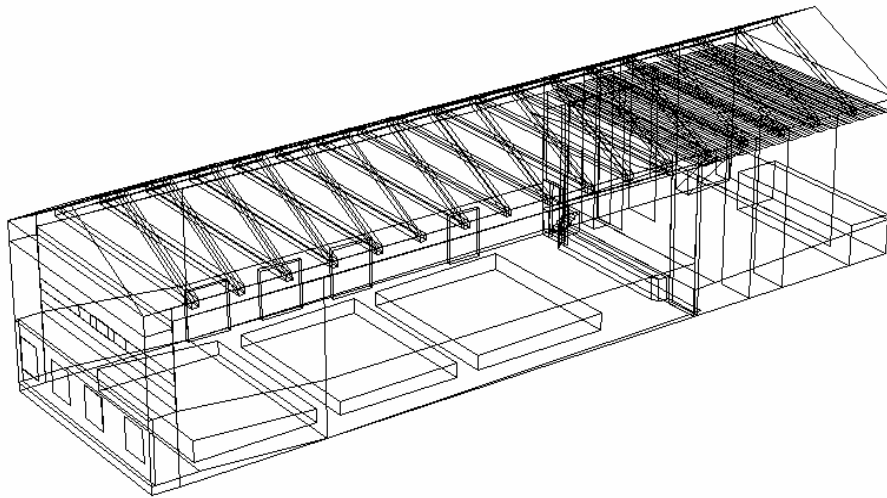


Figura 2.1 - Modello di una sala sviluppato su CAD acustico.

In questi modelli le componenti architettoniche del locale sono descritte con un grado di dettaglio che trascura in genere le parti più minute: questo succede sia per limitare il tempo di calcolo sia per le approssimazioni insite negli algoritmi di calcolo. Questi possono essere di natura geometrica o statistica (o entrambe). Per il loro funzionamento è necessario conoscere (o assegnare) i coefficienti di assorbimento di tutte le superfici che compongono il modello, descrivere fisicamente la sorgente sonora riguardo a potenza emessa e direzionalità e sistemare i ricevitori in punti significativi.

In diversi casi, l'inserimento dei dati acustici relativi ai materiali di contorno delle superfici ed agli equipaggiamenti è spesso arduo poiché è assai difficile disporre di dati attendibili. Anche l'effetto schermante e diffondente delle attrezzature deve essere accuratamente verificato prima dell'immissione dei relativi dati nel modello di calcolo. In mancanza di una verifica si può incorrere in errori grossolani.

In Figura 2.2 è riportato un confronto tra dati di simulazione (ottenuti mediante il software Ramsete) e quelli sperimentali.

Per il motivo sopra indicato i modelli di simulazione sono più affidabili per le modifiche piuttosto che per la progettazione ex-novo. Nel primo caso infatti il modello di calcolo può essere tarato sui dati di misura aggiustando alcuni coefficienti dei materiali o intervenendo su coefficienti ad hoc.

E' bene tenere presente che la predisposizione di un modello per un tipico ambiente industriale risulta onerosa in termini di tempo.

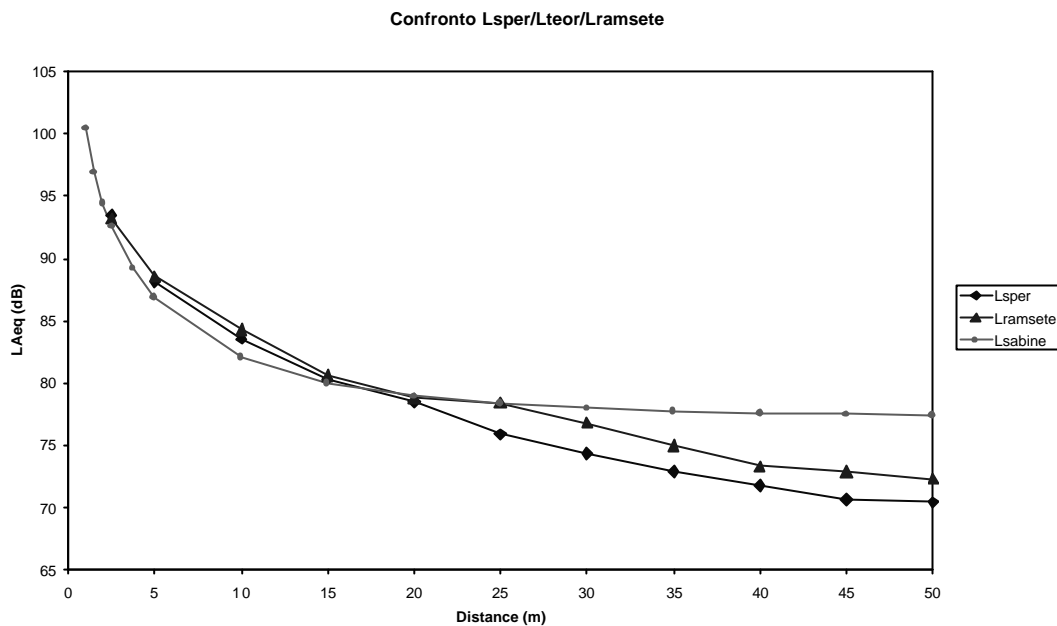


Figura 2.2 - Confronto tra i dati di simulazione e quelli sperimentali

Come prodotto della simulazione, dai modelli di calcolo si ottiene la risposta all'impulso energetica dell'ambiente. Questa funzione, diversa da punto a punto, caratterizza completamente le condizioni acustiche dell'ambiente. Da essa sono poi estratti i parametri quali il tempo di riverberazione, il livello di pressione sonora ed altri che in ciascun punto specificano nei dettagli le diverse condizioni di ricezione.

Nella Figura 2.3 è riportata la risposta energetica all'impulso in una posizione al centro della sala simulata allo stato di fatto e di progetto. Nel secondo caso si vede come la coda sonora sia più distesa con la conseguenza di un più lungo tempo di riverberazione.

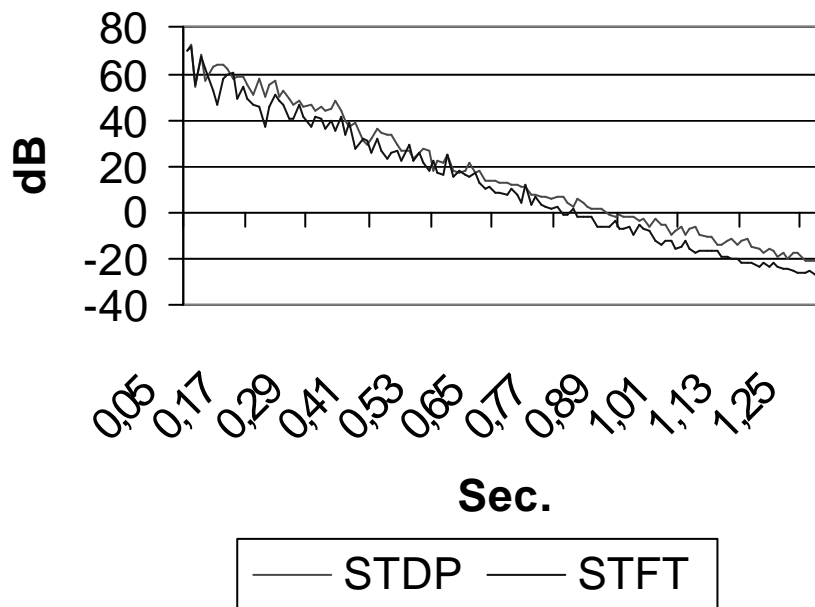


Figura 2.3 - Risposta all'impulso energetica simulata nello stato di fatto (STFT) e nello stato di progetto (STPG).

Programmi di simulazione commerciali

In commercio sono presenti alcuni programmi di simulazione (vedi sezione B 3° Livello).

In genere i software di modellizzazione di ambienti confinati si basano sulla tracciatura di raggi (*ray tracing*) o piramidi (*pyramid tracing*) o sul metodo delle *sorgenti immagine*, oppure su metodi ibridi. In alcuni casi è possibile tener conto dell'effetto di diffrazione sul bordo libero delle schermature o degli ostacoli e considerare la quota di energia che attraversa le superfici.

L'ambiente che si intende simulare può essere definito importando i dati geometrici disponibili in formato dxf (da AutoCAD 3D). In alternativa può essere definito ricostruendo la struttura dell'ambiente mediante CAD interno, lavorando contemporaneamente su più finestre (con vista in pianta, sezioni ed assonometria) ed introducendo i principali elementi geometrici (pavimento, pareti, tetti, porte, finestre, ecc., sorgenti e ricevitori); alle sorgenti direttive può essere assegnato un orientamento. E' possibile inserire anche porte, finestre, aperture per ricambi d'aria, ecc. (Figura 2.4).

Per quanto riguarda le sorgenti (Figura 2.5) possono essere importate direttamente le misure utili per la determinazione della loro potenza sonora. Si può determinare e visualizzare la direttività delle sorgenti.

Per quanto riguarda i materiali di rivestimento e di isolamento vengono fornite librerie contenenti i dati acustici di svariati materiali alle diverse bande di frequenza; tali librerie possono accogliere i dati specifici inseriti dall'utente.

Modificando i materiali di rivestimento è possibile valutare direttamente l'adeguatezza degli interventi di trattamento fonoassorbente delle pareti. Si possono simulare interventi acustici di insonorizzazione delle sorgenti mediante coperture integrali o parziali (sorgenti monopermeabili).

La visualizzazione interattiva mostra la geometria, i materiali e la posizione delle sorgenti in un ambiente tridimensionale (3D). Ad ogni superficie può essere assegnato un colore diverso in base al differente coefficiente di assorbimento.

Per quanto riguarda i risultati, essi possono essere molteplici:

- risposta singola, sorgente – ricevitore;
- risposta multipla, sorgenti – ricevitori;
- tempo di riverberazione basato su ipotesi e formule differenti;
- visualizzazione dinamica e tridimensionale dei raggi di riflessione durante il calcolo;
- livelli sonori in banda larga (Lin o A) o per bande di ottava in qualsiasi punto dell'ambiente;
- mappa dei livelli sonori basata su una griglia di punti (Figura 2.6).

E' possibile calcolare numerosi parametri: Livello di Pressione Sonora lineare (SPL) e ponderato A (SPL(A)), *Rate of Spatial Decay* (DL₂), Tempo di Riverberazione (T₃₀), *Early Decay Time* (EDT), *Speech Transmission Index* (STI), *Centre Time* (CT), Livello riferito a 10 m in campo libero (G).

I risultati possono essere stampati, copiati sulla clipboard di Windows, esportati in molti formati numerici (WMF, EMF, BMP, GIF, JPG). I risultati, inclusi i parametri calcolati, i dati di riflessione, le curve, ecc., possono essere esportati in formato ASCII.

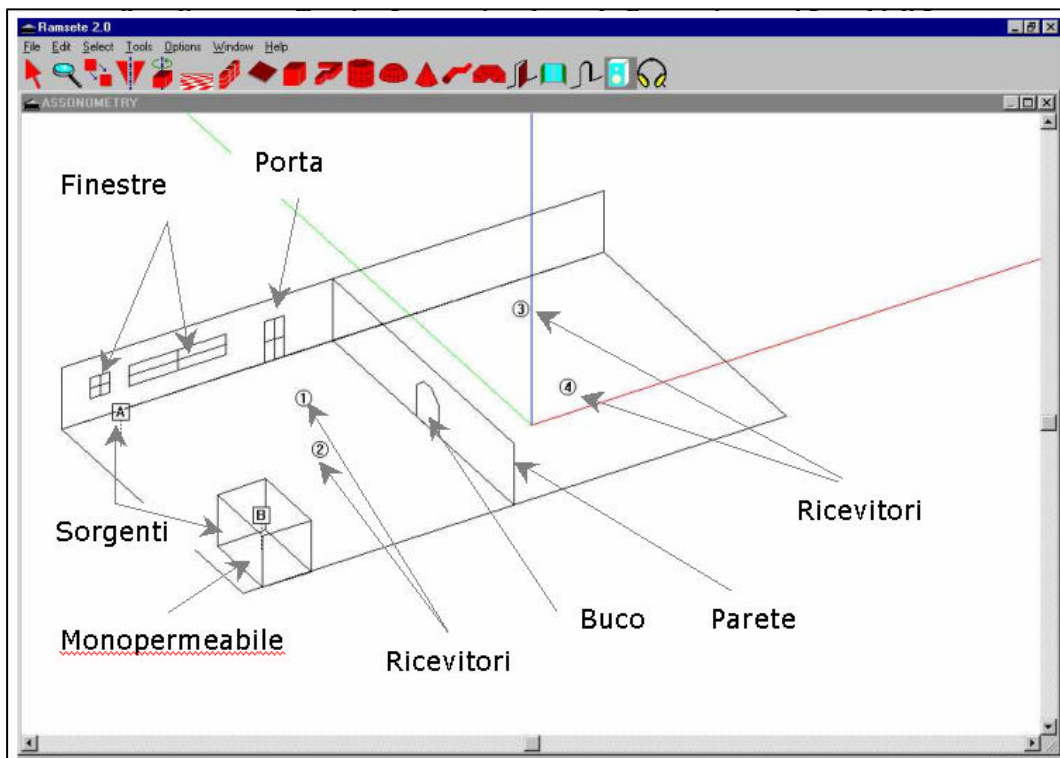


Figura 2.4 : Modellizzazione semplificata di uno stabilimento industriale

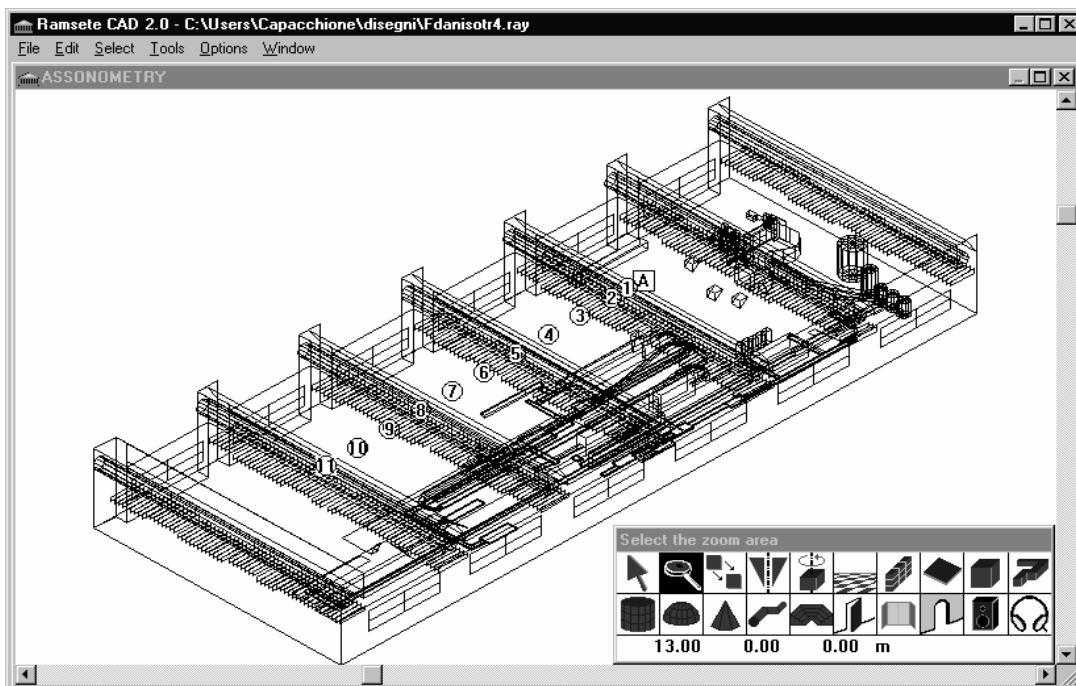


Figura 2.5 : Modello CAD acustico di uno stabilimento industriale con sorgenti e ricevitori

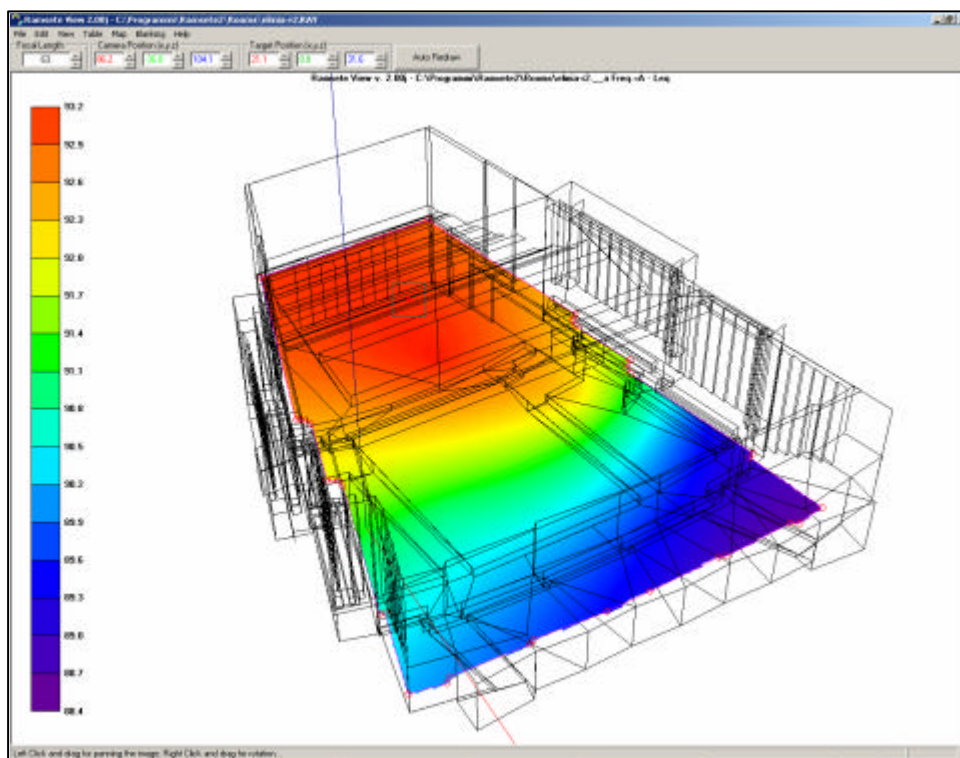


Figura 2.6 : Visualizzazione di una mappatura acustica

SCHEDA 3 ISOLAMENTO ACUSTICO: ASPETTI FISICI

Se si pone una sorgente sonora in un locale (emittente) separato da un altro (ricevente) mediante una parete divisoria, una parte dell'energia sonora emessa dalla sorgente colpisce la parete divisoria.

Dell'energia incidente la parete (W_1), una parte viene riflessa all'indietro verso la sorgente, una parte viene assorbita dalla parete durante il suo attraversamento ed una parte viene trasmessa (W_2) al locale adiacente.

La trasmissione avviene in quanto la parete, investita da onde successive di pressione e depressione, viene da queste posta in vibrazione diventando essa stessa un generatore sonoro, capace di trasmettere energia nel locale ricevente.

Naturalmente la quantità di energia trasmessa sarà tanto minore, quanto maggiore è la resistenza opposta dalla parete ad essere posta in vibrazione, ossia quanto maggiore è la sua capacità isolante

Il rapporto fra energia trasmessa ed energia incidente viene definito *coefficiente o fattore di trasmissione*:

$$1) \quad \tau = \frac{W_2}{W_1}$$

La capacità di isolare acusticamente posseduta dalla parete è invece il *potere fonoisolante* espresso in decibel dalla relazione:

$$2) \quad R = 10 \log \frac{W_1}{W_2} = 10 \log \frac{1}{\tau}$$

La trasmissione quindi dell'energia sonora da un locale all'altro attraverso la parete comune viene definita *trasmissione diretta* (vedi Figura 3.1 linea 1) e dipende sia dal potere fonoisolante della stessa che dalle sue dimensioni; cioè, a parità di potere fonoisolante, una superficie divisoria doppia di un'altra trasmette il doppio dell'energia sonora nel locale ricevente.

Tuttavia nei casi più comuni la trasmissione dell'energia sonora da un locale ad un altro ad esso adiacente non avviene soltanto attraverso la parete di separazione, ma anche attraverso le pareti laterali o le solette dei locali (vedi Figura 3.1 linee 2, 3, 4); si parla allora di *trasmissione laterale o secondaria*.

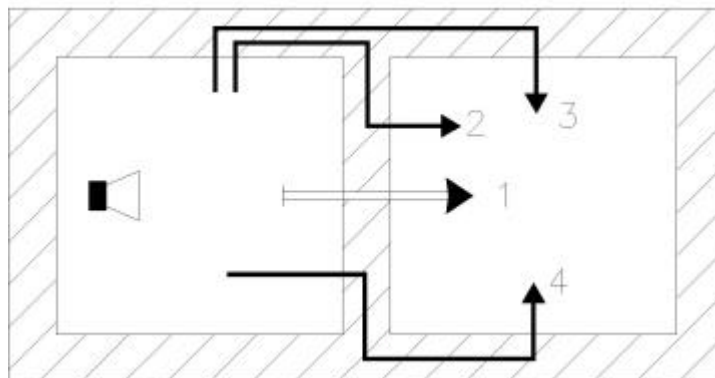


Figura 3.1: Vie di trasmissione diretta e laterale del rumore

Tale tipo di trasmissione dipende dalla natura delle pareti stesse e dai collegamenti fra queste e la parete di separazione.

Pertanto quello che normalmente si misura fra due locali è un *potere fonoisolante apparente* pari a :

$$3) \quad R' \approx 10 \log \frac{W_1}{W_2 + W_3}$$

Essendo

W_1	potenza sonora incidente sulla parete
W_2	potenza sonora trasmessa attraverso il divisorio
W_3	potenza sonora trasmessa attraverso gli elementi laterali.

In entrambi i casi esaminati tuttavia il livello sonoro che si determina nell'ambiente ricevente non dipende soltanto dal potere fonoisolante e dalle dimensioni della parete divisoria, ma anche dalle caratteristiche di assorbimento acustico delle superfici interne del locale stesso.

Il parametro strettamente correlato all'assorbimento acustico interno di un locale è il tempo di riverberazione T_{60} .

Se l'emissione della sorgente è infatti prolungata nel tempo, e la durata della riverberazione nel vano ricevente è elevata, l'energia direttamente trasmessa attraverso il divisorio si somma a quella trasmessa poco prima, e ancora in parte presente per effetto delle riflessioni interne delle pareti del locale ricevente. Quanto minore è quindi il tempo di riverberazione, o analogamente, quanto maggiore è l'assorbimento acustico del locale ricevente tanto minore è l'energia riflessa e di conseguenza minore è il livello sonoro nel locale ricevente.

Si ricorda che il tempo di riverberazione in un ambiente è per definizione, quello necessario perché il livello sonoro in esso esistente, decresca di 60 dB a partire dall'istante in cui cessa la causa che lo determina.

Tale tempo di riverberazione, espresso in secondi, secondo la formula di Sabine è pari a :

$$4) \quad T_{60} \approx 0,16 \frac{V}{A}$$

Essendo:

V	volume dell'ambiente ricevente (m^3)
A	<u>area di assorbimento acustico equivalente</u> dell'ambiente ricevente in (m^2)

A sua volta :

$$5) \quad A \approx \sum \alpha_m S$$

dove:

α_m	coefficiente di assorbimento acustico medio del locale ricevente
S	superficie complessiva delle pareti interne del locale in m^2 .

Nel caso le misure per la determinazione del potere fonoisolante di pareti divisorie o componenti di edifici (finestre o porte) vengano effettuate in laboratorio, qui, mediante particolari accorgimenti (realizzazione di camere acustiche con strutture murarie non rigidamente collegate fra loro), viene reso minimo l'effetto delle trasmissioni secondarie.

In tale caso il potere fonoisolante dell'elemento in prova viene definito dalla quantità R espressa in decibel e normalmente fornita in bande di frequenza di ottava o terzi di ottava:

dove:

$$6) \quad R \approx 10 \log \frac{W_1}{W_2} \approx L_1 - L_2 \approx 10 \log \frac{S}{A}$$

L_1 livello medio di pressione sonora nell'ambiente emittente (dB)

L_2 livello medio di pressione sonora nell'ambiente ricevente (dB)

S superficie della parete o dell'elemento in prova (m^2)

A area di assorbimento acustico equivalente nella camera ricevente (m^2)

Quest'ultima grandezza viene determinata tramite la 4) mediante la misura del tempo di riverberazione.

Nel caso invece che vi siano anche trasmissioni secondarie, si ha, come si è visto, un potere fonoisolante apparente pari a :

$$7) \quad R' \approx 10 \log \frac{W_1}{W_2 + W_3} \approx L_1 - L_2 \approx 10 \log \frac{S}{A}$$

con le stesse notazioni dei simboli.

E' evidente dal confronto della 6) con la 7), che se le trasmissioni secondarie non sono nulle ($W_3 \neq 0$), il livello nell'ambiente ricevente L_2 è più elevato che nel primo caso e quindi il potere fonoisolante apparente è, a parità di tutte le altre condizioni (superficie in prova e assorbimento equivalente), inferiore a quello del caso precedente.

Ciò spiega perché le prestazioni di fonoisolamento misurate in laboratorio sono sempre più elevate di quelle rilevate sul campo.

In proposito si pone in evidenza che il D.P.C.M. del 5/12/1997 "Determinazione dei requisiti acustici passivi degli edifici", stabilisce, insieme ad altri parametri (*isolamento acustico standardizzato di facciata e livello di rumore di calpestio di solai normalizzato*) i valori del potere fonoisolante apparente R' minimo richiesto per le pareti di separazione fra due distinte unità immobiliari, a seconda della categoria di edifici (residenze; uffici; alberghi e pensioni; ospedali e case di cura; attività scolastiche; attività ricreative e di culto; attività commerciali) cui esse appartengono.

In base alle considerazioni sopra riportate si definisce isolamento acustico, la grandezza D espressa in decibel (calcolata in bande di ottava o terzi di ottava):

$$8) \quad D \approx L_1 - L_2$$

dove:

L_1 livello medio di pressione sonora nell'ambiente emittente (dB)

L_2 livello medio di pressione sonora nell'ambiente ricevente (dB)

Si definisce *isolamento acustico normalizzato rispetto all'assorbimento acustico*, la grandezza D_n , espressa in decibel e normalmente fornita in bande da ottava o terzi di ottava:

$$9) \quad D_n \approx D - 10 \log \frac{A}{A_0} \text{ dB}$$

dove:

- D isolamento acustico in dB
 A area equivalente di assorbimento acustico nell'ambiente ricevente in m²
 A₀ area equivalente di assorbimento acustico di riferimento (per ambienti di abitazioni viene assunto A₀ = 10 m²)

Si definisce *isolamento acustico normalizzato rispetto al tempo di riverberazione*, la grandezza D_{nT}, espressa in decibel e normalmente fornita in bande do ottava o terzi di ottava:

$$10) \quad D_{nT} \approx D + 10 \log \frac{T}{T_0} \text{ dB}$$

dove:

- D isolamento acustico in decibel
 T tempo di riverberazione nell'ambiente ricevente in secondi
 T₀ tempo di riverberazione di riferimento (per ambienti di abitazioni viene assunto T₀ = 0,5 s)

Legge di massa e frequenza

Come si già visto in precedenza, quando un'onda sonora colpisce una parete divisoria, una parte dell'energia da essa posseduta viene trasmessa al di là della parete ed essa è tanto minore quanto più grande è la resistenza che la parete oppone ad essere posta in vibrazione. Tale resistenza è proporzionale alla massa per unità di superficie (kg/m²) della parete.

Quindi una parete pesante, a parità di onda sonora incidente, trasmette meno energia, (o in maniera analoga ha un potere fonoisolante superiore), rispetto ad una parete più leggera.

Un'altra caratteristica del potere fonoisolante di una parete è che esso, a parità pressione sonora (livello sonoro in decibel), è tanto maggiore quanto più elevata è la frequenza dell'onda incidente; le frequenze gravi vengono cioè trasmesse più facilmente che non le frequenze acute.

Il potere fonoisolante di una parete è quindi tendenzialmente crescente con la frequenza del suono incidente.

Questa doppia dipendenza dalla massa e dalla frequenza è espressa nella relazione del potere fonoisolante di una parete per incidenza normale (direzione di propagazione dell'onda sonora perpendicolare alla parete):

$$11) \quad R_0 \approx 20 \log \frac{\rho \cdot f \cdot m}{\rho_c} \text{ dB}$$

dove:

- R₀ potere fonoisolante (dB)
 f frequenza del suono (Hz)
 m massa superficiale (kg/m²)
 ρ densità dell'aria (kg/m³)
 c velocità del suono nell'aria (m/s)

La 11) può essere scritta in maniera semplificata assegnando alle costanti il loro valore, sotto la forma :

$$11') \quad R_0 \approx 20 \log \rho \cdot f \cdot m + 42.3 \text{ dB}$$

La relazione 11) indica che a parità di massa, il potere fonoisolante di un pannello cresce di 6 dB per ogni raddoppio di frequenza del suono incidente, ed analogamente, a parità di frequenza del suono incidente, il potere fonoisolante di un pannello cresce di 6 dB per ogni raddoppio della sua massa.

La relazione 11), rappresentata su un diagramma semilogaritmico è una retta avente pendenza di 6 dB/ottava.

Se l'incidenza dell'onda sonora è invece diffusa, e la parete può essere quindi colpita da tutte le possibili angolazioni, si ha invece:

$$12) \quad R \approx R_0 + 10 \log(0,23 R_0) \quad \text{dB}$$

Le relazioni 11) e 12) descrivono tuttavia il comportamento molto semplificato di una parete divisoria quando viene colpita da un suono avente incidenza normale o diffuso.

In realtà a questo tipo di comportamento si sovrappongono altri effetti che modificano in maniera sostanziale l'isolamento acustico.

Il primo fenomeno, che interessa soprattutto le basse frequenze è dovuto all'effetto della rigidità della parete; quest'ultima ad una determinata frequenza, dipendente appunto dalla sua rigidità della parete, dalla massa e dalle condizioni di vincolo, entra in risonanza con il suono incidente e quindi il suo isolamento acustico decade a valori prossimi a zero.

Al di sotto di tale frequenza fondamentale di risonanza l'isolamento è regolato soltanto dalla rigidità ed è addirittura crescente al diminuire della frequenza (vedi Figura 3.2).

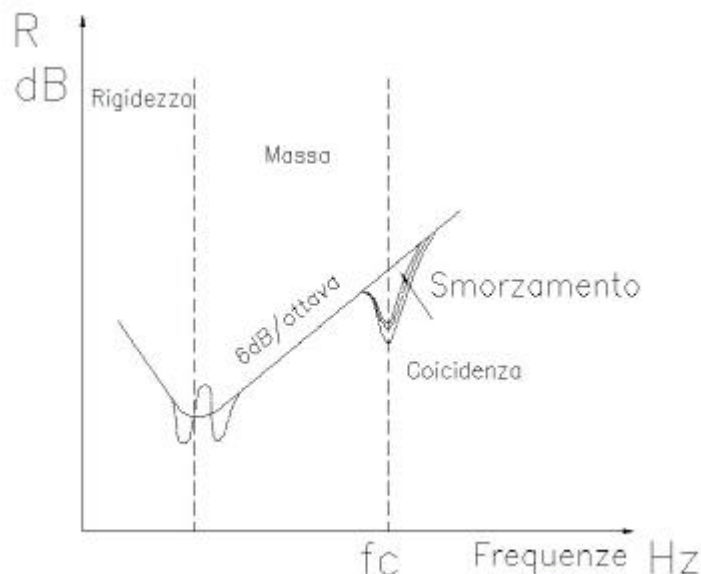


Figura 3.2: Diagramma della legge di massa di una parete singola

Tuttavia nella maggior parte delle costruzioni la frequenza fondamentale di pareti divisorie o di solette è dell'ordine di 5-20 Hz e l'isolamento acustico a tali frequenze assume scarsa importanza pratica essendo fuori o al limite del campo di udibilità.

A tale proposito si ricorda che la gamma acustica considerata nella misura normalizzata del potere fonoisolante è quella dei terzi di ottava compresi fra 100 e 5000 Hz.

A frequenze superiori a quella di risonanza l'andamento dell'isolamento segue essenzialmente la legge di massa.

Un secondo fenomeno che provoca un notevole scostamento dalla legge di massa ed un forte decadimento dell'isolamento di un pannello è l'effetto di *coincidenza*, che in termini semplici può essere così spiegato: l'onda sonora che colpisce la parete con un angolo di incidenza non normale, induce nella parete stessa delle vibrazioni flessionali aventi lunghezza d'onda dipendente dalla velocità di propagazione del suono nel materiale di cui essa è costituita. Se le creste dell'onda di pressione dell'onda incidente coincidono con quelle dell'onda di flessione del pannello, si ha risonanza con conseguente maggiore trasmissione di energia sonora sull'altra faccia del pannello e perdita di isolamento.

La frequenza a cui si verifica questa coincidenza dipende dall'angolo di incidenza dell'onda sonora sulla parete.

Per ogni parete e per ogni rumore vi è una frequenza minima alla quale avviene il fenomeno della coincidenza; al di sotto di tale frequenza non vi può essere coincidenza per qualsiasi angolo di incidenza del suono. Tale frequenza, definita *frequenza critica*, dipende dalla massa e dalla rigidità del materiale di cui la parete è costituita.

Per pannelli di materiale omogeneo la frequenza critica può essere determinata mediante la relazione :

$$13) \quad f_c = \frac{c^2}{1,8 b} \sqrt{\frac{\rho}{E}}$$

Dove:

- c velocità dell'onda sonora nell'aria (m/s)
- b spessore della parete (m)
- ρ densità del materiale costituente la parete (kg/m³)
- E modulo di elasticità del materiale costituente la parete (N/m²)

Per determinare la frequenza critica per altri spessori basta dividere quella relativa ad 1 cm per il lo spessore effettivo del materiale espresso in cm.

Nelle pareti divisorie o solai usati nelle comuni costruzioni, l'effetto di coincidenza riduce l'isolamento in prossimità della frequenza critica, anche di 10-20 dB rispetto alla legge di massa.

L'entità della caduta di isolamento per effetto di coincidenza dipende essenzialmente dal tipo di materiale e precisamente dal fattore di smorzamento (perdite interne), cioè dalla capacità intrinseca del materiale di ridurre per attrito interno, più o meno velocemente, le vibrazioni indotte da una causa esterna..

La gomma, il sughero ed il piombo sono ad esempio materiali a forte perdita interna; il polistirolo, il calcestruzzo il gesso ed il legno hanno perdite interne medie, mentre l'acciaio l'alluminio il vetro ed il mattone pieno hanno delle perdite interne molto ridotte.

In conclusione l'andamento tipico della curva di isolamento di una parete semplice è quello schematizzato in Figura 3.2 in cui sono visibili le varie zone governate rispettivamente dalla rigidità, dalla massa e dalla risonanza per coincidenza.

La profondità delle cadute di isolamento, sia alla frequenza di risonanza che a quella di coincidenza è regolata dall'entità dello smorzamento interno del materiale.

Tabella 3.1: Dati caratteristici di alcuni materiali da costruzione che permettono di calcolare la frequenza critica mediante la formula (13))

Materiale	ρ (kg/m ³)	E x 10 ⁹ N/m ²
Acciaio	7800	180?250
Calcestruzzo	2300	25
Alluminio	2700	70
Rame	8900	110
Vetro	2500	70

Tabella 3.2: Frequenze critiche di alcuni materiali da costruzione più comuni.

Materiale	Massa (kg/m ³)	Frequenza critica per uno spessore di 1 cm (Hz)
Gomma	1000	85000
Sughero	250	18000
Polistirolo espanso	14	14000
Acciaio	7850	1000
Alluminio	2700	1300
Piombo	10600	8000
Vetro	2500	1200
Mattone pieno	2000?2500	2500?2500
Calcestruzzo	2300	1800
Gesso	1000	4000
Legno (abete)	600	6000?18000

Nei casi reali, cioè di pareti divisorie di edifici, la trasmissione del suono da un ambiente ad un altro contiguo, non avviene, come si è visto soltanto per via diretta, ma anche per via indiretta attraverso soffitti e pareti laterali; per tale ragione nelle zone dello spettro governate dalla massa, la pendenza della curva di isolamento di pareti semplici può scendere dai 6 dB/ottava teorici a circa 4-5 dB/ottava.

Se si vuole aumentare l'isolamento della parete divisoria, si è visto che un raddoppio della sua massa sposta verso l'alto la curva di isolamento soltanto di 4-5 dB. Pertanto se si vogliono ottenere isolamenti molto elevati non risulta conveniente agire soltanto sulla massa del divisorio ma è consigliabile l'impiego di pareti multiple o "sandwich", che assicurano isolamenti decisamente superiori a quello fornito da una parete semplice avente uguale peso complessivo.

La parete multipla più semplice è quella costituita da due pareti semplici separate da uno strato d'aria (vedi Figura 3.3a). Il complesso considerato è equivalente ad un sistema meccanico costituito da due masse collegate da una molla (vedi Figura 3.3b). Tale sistema possiede una sua frequenza propria che entra in risonanza se sollecitato da una vibrazione esterna avente frequenza uguale a quella di risonanza.

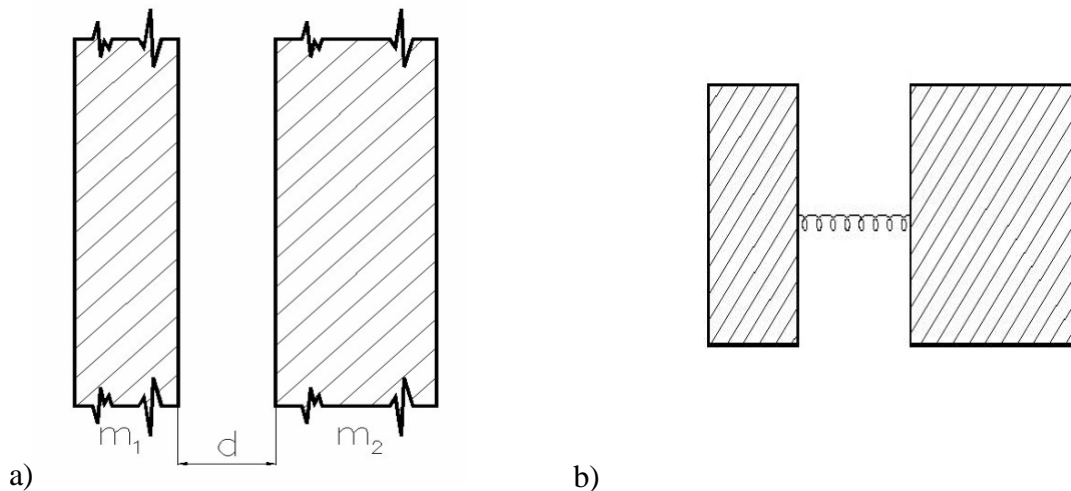


Figura 3.3: Parete doppia a) e sua modellizzazione b)

Tale frequenza di risonanza, nel caso di parete colpita da onde sonore ad incidenza qualsiasi, è pari a :

$$14) \quad f_r = 840 \sqrt{\frac{1}{d} \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}}$$

dove:

d spessore dell'intercapedine d'aria (cm)

m_1, m_2 massa per unità di superficie di ciascuno dei due elementi costituenti la parete (kg/m^2)

Se la frequenza del suono incidente è minore di quella di risonanza della parete, lo strato d'aria, costituente la molla, rimane inattivo e tutto l'insieme si comporta come se i due pannelli fossero rigidamente collegati fra loro; la parete si comporta cioè se fosse semplice avente massa uguale alla somma delle due singole masse; in tal caso quindi l'isolamento segue la legge di massa.

Alla frequenza di risonanza, la vibrazione trasmessa ad uno dei due pannelli da una causa esterna, per effetto della risonanza del sistema viene trasmessa amplificata all'altro pannello; in tal caso il potere fonoisolante fornito dalla parete doppia risulta inferiore a quello fornito da una parete semplice di pari massa complessiva.

Se però il suono incidente ha frequenza superiore a quella di risonanza, l'elasticità della molla fa sì che le vibrazioni di un pannello vengano mal trasmesse all'altro pannello ed in tal caso il potere fonoisolante è decisamente superiore a quello di una parete semplice.

L'efficacia della parete è tanto maggiore quanto più elevato è il rapporto fra la frequenza del suono incidente e quella di risonanza.

Teoricamente l'isolamento aumenta di 12 dB per ogni raddoppio della frequenza (12 dB/ottava; vedi Figura 3.4)).

Nel caso reale di pannelli doppi divisorii delle normali costruzioni edili, vi è sempre, per ragioni costruttive, un certo numero di punti di contatto fra il primo ed il secondo pannello che costituendo dei "ponti acustici" trasmettono l'energia sonora per via solida e quindi limitano la prestazione di isolamento teorico; tale fatto combinato con quello delle trasmissioni indirette di cui si è discusso in precedenza, fa sì che pendenza della curva di isolamento reale sia di 6-10 dB/ottava, in funzione dello spessore dell'intercapedine, del tipo di materiale con cui essa è eventualmente riempita, dalle caratteristiche e dal numero di ponti acustici..

Anche in questo caso si verifica l'effetto di coincidenza nei singoli pannelli che compongono la parete doppia.

Se i due pannelli hanno la stessa frequenza critica, essi vibrano all'unisono e danno risonanza, accentuando il difetto di isolamento dei singoli pannelli.

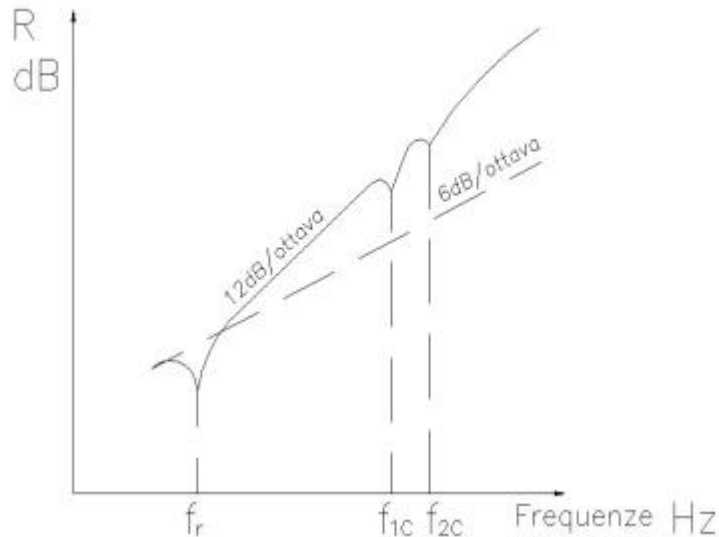


Figura 3.4: Diagramma della legge di massa per una parete doppia

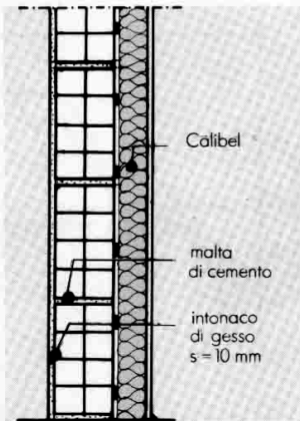
Se invece i due pannelli hanno frequenza critica diversa (agendo sulle masse e le rigidezze dei materiali) la curva di isolamento in funzione della frequenza presenta due difetti, ma ciascuno di questi è minore di quello che si avrebbe nella parete semplice, in quanto quando un pannello non isola, l'altro mantiene la sua efficienza.

Per ottimizzare quindi il campo di impiego di una parete doppia sembra logico mirare ad ottenere una curva di isolamento avente risonanza in bassa frequenza (minore di 80 Hz) alla quale l'orecchio umano è poco sensibile e sfruttare così al massimo la elevata pendenza della curva (12 dB/ottava) oltre la risonanza; si ottengono così i valori di isolamento più elevati nella gamma di frequenze di maggiore sensibilità.

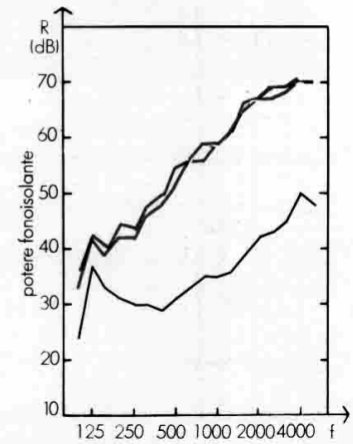
Applicazioni dei principi sopra esposti sono le cosiddette *contropareti*, normalmente costituite da una lastra sottile e leggera, generalmente in cartongesso, accoppiata ad una normale parete in muratura (costituita da mattoni forati intonacati, o da blocchetti di cemento vibrato, o da calcestruzzo, ecc). Per il sostegno della controparete, può venire impiegata una intelaiatura in profili a C in lamiera zincata di tipo leggero ed elastico cui la lastra viene fissata. L'intercapedine fra le due strutture viene riempita totalmente o parzialmente con pannelli di lana di vetro. L'efficacia dell'insieme è tanto maggiore, quanto minore è il numero di contatti rigidi fra la prima e la seconda parete. Un sistema ancora più efficace, è quello che utilizza una lastra di cartongesso preincollata ad un pannello di lana di vetro che a sua volta viene incollato in opera alla parete da doppiare. Naturalmente questo tipo di controparete non permette l'ancoraggio di oggetti molto pesanti sulla lastra esterna (ad esempio mensole portanti, staffe per termosifoni, ecc.); in tali casi l'ancoraggio va fatto direttamente sul muro retrostante, a discapito, come si è già detto, della prestazione acustica a causa della creazione di "ponti acustici", fra i due elementi della controparete.

In Figura 3.5 sono riportati alcuni grafici, tratti da schede tecniche divulgative della ISOVER, che illustrano i risultati di prove di laboratorio effettuate su contropareti realizzate con lastre di cartongesso (nome commerciale Calibel) di spessore 10 mm accoppiate mediante incollaggio di un pannello di lana (spessori 30, 50, 70 mm) a strutture murarie di vario tipo. Come si può notare dall'esame dei grafici, gli incrementi di potere fonoisolante ottenuti rispetto al muro nudo sono piuttosto significativi.

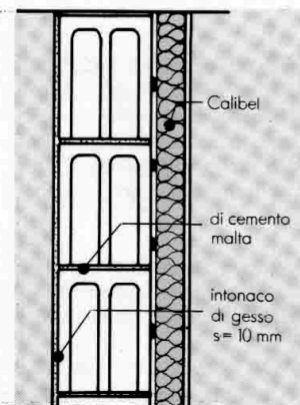
d) Struttura in mattoni-forati di spessore 100 mm doppiata con Calibel



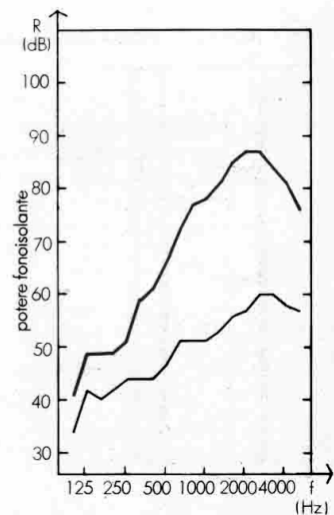
frequenza (Hz)	potere fonoisolante del muro nudo (dB)	potere fonoisolante del muro doppiato con Calibel	
		10 + 50 (dB)	10 + 70 (dB)
125	37	42	43
250	30	42	44
500	31	51	55
1000	35	59	59
2000	42	67	67
4000	50	70	70
indice di valutazione del potere fonoisolante (dB)		55	57



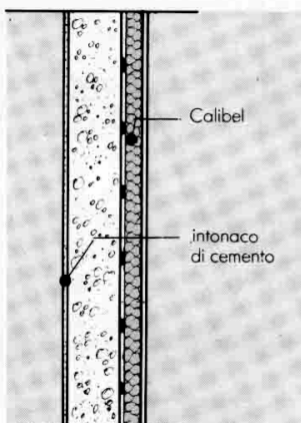
f) Struttura in blocchi di cemento vibrato di spessore 150 mm doppiata con Calibel



frequenza (Hz)	potere fonoisolante del muro nudo (dB)	potere fonoisolante del muro doppiato con Calibel (dB)
125	42	48
250	44	50
500	47	65
1000	51	77
2000	57	86
4000	58	80
indice di valutazione del potere fonoisolante (dB)		65



g) Struttura in calcestruzzo di spessore 90 mm doppiata con Calibel



frequenza (Hz)	potere fonoisolante del muro nudo (dB)	potere fonoisolante del muro doppiato con Calibel	
		10 + 30 (dB)	10 + 50 (dB)
125	37	36	39
250	37	51	52
500	42	61	61
1000	46	65	65
2000	57	73	77
4000	63	77	79
indice di valutazione del potere fonoisolante (dB)		60	63

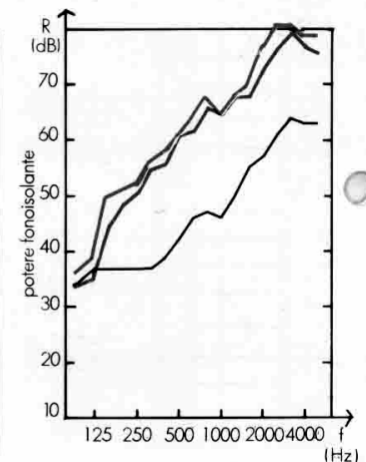


Figura 3.5: Incrementi del potere fonoisolante per apposizione di controparti sul muro nudo

SCHEDA 4

ISOLAMENTO AL CALPESTIO E PAVIMENTI GALLEGGIANTI

Per rumore di calpestio si intende il rumore causato dai passi delle persone o dalla caduta di oggetti sul pavimento o da altri tipi di impatti. Tali rumori sono trasmessi essenzialmente per via strutturale e interessano il complesso pavimento-solaio. Il requisito acustico che caratterizza il comportamento di questo componente edilizio nei confronti dei rumori impattivi è il livello di rumore di calpestio normalizzato rispetto all'assorbimento acustico espresso in dB.

In proposito si pone in evidenza che il D.P.C.M. del 5/12/1997 "Determinazione dei requisiti acustici passivi degli edifici", stabilisce, insieme ad altri parametri (*potere fonoisolante apparente fra ambienti, isolamento acustico standardizzato di facciata*) il livello di rumore di calpestio normalizzato L_n massimo richiesto per solai fra due distinte unità immobiliari, a seconda della categoria di edifici (residenze; uffici; alberghi e pensioni; ospedali e case di cura; attività scolastiche; attività ricreative e di culto; attività commerciali) cui esse appartengono.

Tale parametro viene valutato attraverso la misura del livello di pressione sonora nell'ambiente di ricezione quando sul pavimento-solaio sovrastante agisce una macchina normalizzata generatrice di rumori impattivi.

La valutazione del rumore di calpestio può essere effettuata in laboratorio ed in opera. Le relative metodologie di misura sono riportate nelle norme UNI EN ISO 140-6 per quanto riguarda il laboratorio e UNI EN ISO 140-7 per quanto riguarda i componenti in opera. Nella Figura 4.1 è riportata la disposizione tipica delle apparecchiature di misura.

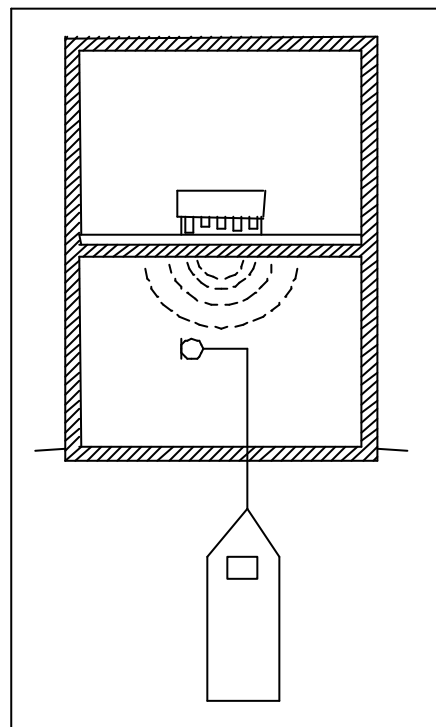


Figura 4.1 - Schema di misura del livello di rumore di calpestio

Le misure in laboratorio prevedono due tipi di prove: una per il solaio completo e l'altra per l'insieme rivestimento superficiale - massetto - materassino antivibrante, da allestire su un solaio standardizzato.

Nel primo caso viene rilevato il valore del livello di rumore di calpestio normalizzato rispetto all'assorbimento acustico (L_n) definito dalla relazione:

$$L_n = L + 10 \log \frac{A_0}{A} \quad [\text{dB}]$$

dove:

- L è il valore medio della pressione sonora misurato nell'ambiente di ricezione quando sul solaio in esame è in funzione il generatore di calpestio;
- A è l'area equivalente di assorbimento acustico dell'ambiente di ricezione rilevata mediante la misura del tempo di riverberazione;
- A_0 è l'area equivalente di assorbimento acustico di riferimento, pari a 10 m^2 .

Le misure in opera vengono eseguite in edifici finiti e riguardano il pavimento-solaio. La procedura di misura è analoga a quella adottata in laboratorio e fornisce il livello di calpestio normalizzato rispetto all'assorbimento acustico (L'_n) o il livello di calpestio normalizzato rispetto al tempo di riverberazione (L'_{nT}) definiti rispettivamente da:

$$L'_n = L + 10 \log \frac{A_0}{A} \quad [\text{dB}]$$

$$L'_{nT} = L + 10 \log \frac{T_{60}}{T_0} \quad [\text{dB}]$$

dove:

- T_{60} rappresenta il tempo di riverberazione dell'ambiente di ricezione;
- T_0 il tempo di riverberazione di riferimento pari a 0,5 s.

La grandezza che descrive, in forma sintetica, il comportamento acustico del complesso pavimento-solaio, è l'indice di valutazione del livello di rumore di calpestio ($L'_{n,w}$ o $L'_{nT,w}$). Tale valore si ottiene sovrapponendo alla curva sperimentale la curva di riferimento tabulata e traslando la stessa a passi di 1 dB, in modo che la somma degli scostamenti sfavorevoli della curva sperimentale rispetto a quella di riferimento (curva sperimentale sopra alla curva di riferimento) divisa per il numero totale di bande considerate sia inferiore o uguale, ma comunque il più vicino possibile, al valore di 2 dB.

Il valore assunto dalla curva di riferimento a 500 Hz rappresenta l'indice di valutazione del livello di calpestio.

Per ridurre il livello di calpestio si può intervenire in due modi.

Il pavimento può essere rivestito superficialmente mediante materiali elastici, quali gomma, linoleum, asfalto, ecc. Tali materiali hanno la capacità di ridurre l'energia trasmessa alla struttura e quindi la potenza sonora trasmessa nell'ambiente sottostante il solaio.

E' inoltre possibile realizzare i cosiddetti "pavimenti galleggianti", ottenuti interponendo tra solaio e pavimento uno strato di materiale elastico smorzante come indicato nella Figura 4.2. La scelta del materiale elastico dovrà tenere conto dei carichi statici e dinamici che possono insistere sul pavimento. E' importante osservare che per una buona riuscita del "galleggiamento" del pavimento è indispensabile che lo strato isolante venga prolungato fino all'altezza del battiscopa.

Qualora le tubazioni degli impianti venissero installate a pavimento è consigliabile inserirle in uno strato di calcestruzzo interposto tra il solaio e il materiale elastico.

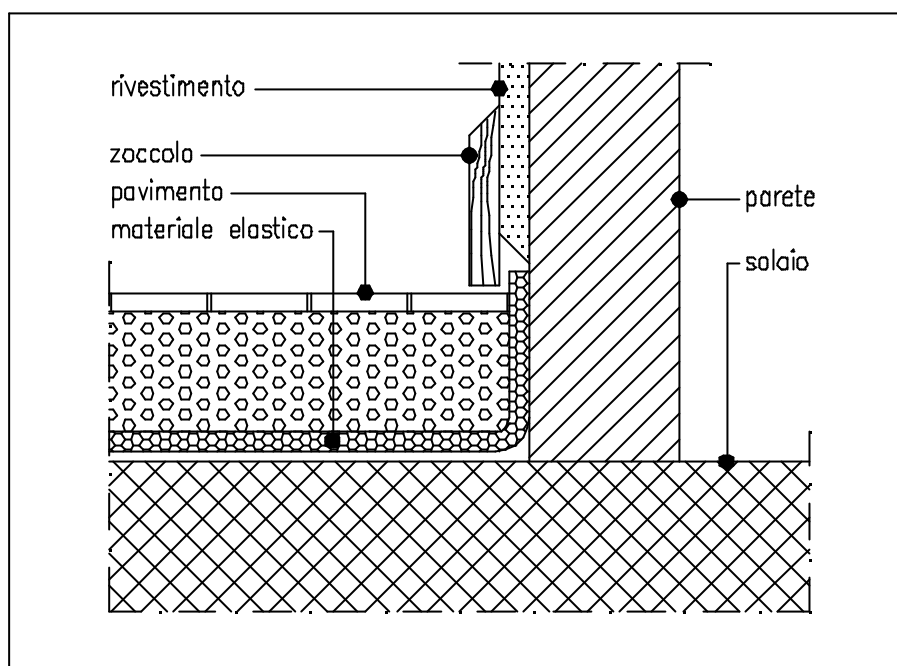


Figura 4.2 - Schema di realizzazione di un pavimento galleggiante

SCHEDA 5

COMPrensIONE DEL MESSAGGIO VERBALE E DEI SEGNALI DI PERICOLO

COMPrensIONE DEL MESSAGGIO VERBALE

Con questo termine, o con il suo sinonimo intelligibilità, si intende la percentuale di parole o frasi correttamente comprese da un ascoltatore normoudente rispetto alla totalità di parole o frasi costituenti il messaggio parlato, sia esso ascoltato direttamente dal parlatore ovvero indirettamente mediante un sistema elettroacustico (telefono, altoparlante).

Assicurare la corretta comprensione del parlato è un'esigenza fondamentale non solo nei luoghi di lavoro, per le sue implicazioni sulla sicurezza (avvisi di rischio e/o di pericolo) e l'efficienza lavorativa, ma anche negli ambienti comunitari (mense, ristoranti, supermercati, bar, sale di attesa, ecc.) ove può risultare sensibilmente deteriorata la fruibilità degli ambienti stessi.

Il fenomeno è assai complesso dipendendo da numerosi fattori di diversa natura: acustici, psicofisiologici, linguistici, culturali, ecc.. Entro certi limiti la conoscenza del linguaggio, ossia la struttura grammaticale della lingua, e della sua semantica, ossia il senso generale del messaggio, consente di compensare il degrado subito dal messaggio parlato a seguito delle caratteristiche acustiche dell'ambiente (riverberazione e rumore) e dell'eventuale sistema elettroacustico di trasmissione. Inoltre, nell'ascolto diretto, la visione dell'ascoltatore e la sua gestualità possono contribuire alla comprensione del significato del messaggio parlato anche se non tutte le parole sono correttamente riconosciute.

Principali fattori influenti la comprensione del parlato

Caratteristiche e modalità di emissione della voce umana

La voce umana presenta fluttuazioni di livello di pressione sonora molto ampie, dell'ordine di 30 dB, escluse le pause di silenzio. I suoni vocalici sono più intensi e di durata maggiore (30÷300 ms) rispetto a quelli prodotti dalle consonanti (10÷100 ms), che possono essere anche mute e assumere caratteristiche impulsive. I livelli più elevati sono attribuibili ai suoni vocalici, mentre quelli più bassi alle consonanti sonore che contribuiscono maggiormente alla comprensione del messaggio verbale. Ai fini dell'intelligibilità è importante che le caratteristiche acustiche dell'ambiente siano tali da non aumentare la durata dei suoni vocalici al punto da mascherare i fonemi consonantici, più brevi. Le frequenze di maggiore interesse ai fini di una buona intelligibilità sono quelle comprese fra 300 e 3000 Hz. La maggior parte dell'energia sonora (circa l'80%) è concentrata a frequenze inferiori a 500 Hz (suoni vocalici). La potenza vocale media a lungo termine (> 10 s) con livello di voce normale è dell'ordine di 20 W, corrispondente ad un livello di pressione sonora, a 1 m di distanza dalla bocca del parlatore in direzione frontale e in campo acustico libero, di circa 62 dB. In genere il parlatore adatta l'intensità della sua voce inversamente a come detta intensità è percepita dal suo stesso udito (effetto Lombard); in presenza di rumore superiore a 50 dB(A) un parlatore normoudente solitamente aumenta l'intensità della sua voce da 3 a 6 dB per ogni incremento di 10 dB del rumore mascherante il messaggio verbale.

È da notare che la voce urlata risulta più difficile da comprendere, a prescindere dal livello di ascolto, a causa di importanti modifiche nella fonazione e nell'intonazione che intervengono a livelli superiori a 75 dB. In considerazione di ciò, il livello di pressione sonora del messaggio verbale, qualora superiore a 75 dB(A) a 1 m dal parlatore in direzione frontale e in campo libero ($L_{S,A,1m}$), viene ridotto della quantità $\Delta L = 0,4 (L_{S,A,1m} - 75)$ dB nel calcolo dei descrittori dell'intelligibilità del parlato. È difficile, inoltre, per il parlatore mantenere elevate intensità della voce per tempi lunghi.

Tabella 5.1 - Valori del livello di pressione sonora a 1 m di distanza dal parlatore (voce maschile) in direzione frontale e in campo acustico libero per diverse intensità di voce [ISO 9921:2003]

Intensità della voce	Livello di pressione sonora $L_{S,A,1m}$ dB(A)
Bassa	54
Normale	60
Sostenuta	66
Forte	72
Urlata	78

Posizione parlatore-ascoltatore

In termini di orientamento è ben noto che la posizione frontale (faccia a faccia) tra parlatore e ascoltatore sia la configurazione geometrica corrispondente alla migliore intelligibilità del messaggio verbale, anche per l'ausilio derivante dalla visione dell'ascoltatore (movimento delle labbra, espressione del volto) e dalla sua gestualità. È a questa configurazione che naturalmente tendono gli interlocutori soprattutto in presenza di rumore interferente con la comunicazione verbale. Orientamenti diversi da detta configurazione, fino alla situazione peggiore di ascoltatore con le spalle rivolte al parlatore, comportano una diminuzione dell'intelligibilità del parlato. Quest'ultima, inoltre, a parità di altri fattori diminuisce all'aumentare della distanza ascoltatore-parlatore. A distanze non superiori a 2 m in ambienti aperti o chiusi il livello del messaggio verbale nella posizione dell'ascoltatore $L_{S,A,L}$ è dato dalla relazione:

$$(1) \quad L_{S,A,L} = L_{S,A,1m} + 20 \log \frac{r}{r_0} \quad \text{dB(A)}$$

ove r (m) è la distanza ascoltatore-parlatore e $r_0 = 1$ m. La relazione (1) è valida per $r \geq 8$ m per ambienti poco riverberanti ($T_{60} < 2$ s a 500 Hz).

Tabella 5.2 - Valori preferibili della distanza minima corrispondente ad una buona intelligibilità di una conversazione a livello di voce normale e parlatore frontale

Livello di rumore nell'ambiente dB(A)	Distanza preferibile Ascoltatore-parlatore (m)
45	0,85
55	0,65
65	0,5
75	0,4

Rumorosità nell'ambiente

Il livello e lo spettro acustico del rumore presente nell'ambiente ove avviene la trasmissione del messaggio verbale contribuiscono a deteriorare la comprensione di quest'ultimo. Per caratterizzare questa influenza si utilizza il rapporto segnale/rumore (S/N), definito come la differenza in dB tra il livello della voce umana e quello del rumore di fondo presenti nella posizione in esame. All'aumentare di quest'ultimo, quindi per valori S/N progressivamente decrescenti, si osserva che ascoltatore e parlatore tendono ad ottimizzare la loro posizione reciproca (riduzione della distanza e

disposizione frontale) e/o il parlatore tende ad aumentare progressivamente il livello della propria voce.

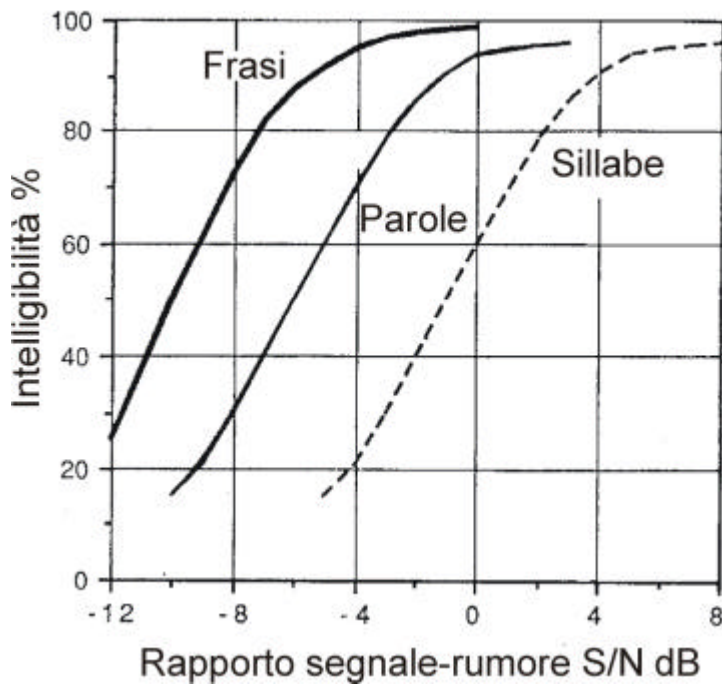


Figura 5.1 - Intelligibilità del messaggio verbale in funzione del rapporto segnale/rumore

Riverberazione dell'ambiente

Un ambiente eccessivamente riverberante influisce negativamente sulla intelligibilità del parlato, come mostrato nel grafico seguente che illustra la percentuale di intelligibilità in funzione del tempo di riverberazione T_{60} in s per diversi rapporti S/N.

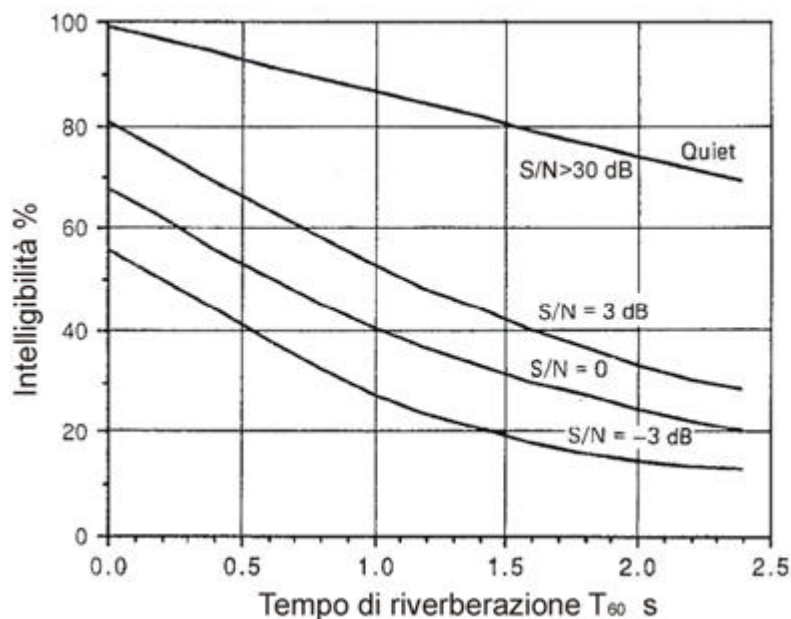


Figura 5.2 - Intelligibilità del messaggio verbale in funzione del tempo di riverberazione e del rapporto segnale/rumore

Descrittori della intelligibilità del parlato

Per valutare l'intelligibilità del parlato in un ambiente occorrerebbe procedere a una serie di test soggettivi di intelligibilità con parlatori ed ascoltatori usando frasi o parole pre-selezionate secondo protocolli sperimentali consolidati, come quelli descritti nella norma ISO 9921:2003. Essendo la procedura laboriosa e richiedente tempi lunghi di esecuzione, più frequentemente si ricorre a descrittori oggettivi agevolmente misurabili o calcolabili, codificati anche in norme specifiche.

Livello di interferenza sul parlato (SIL:norma ISO 9921:2003)

Metodo applicabile in ambienti poco riverberanti ($T_{60} < 2$ s a 500 Hz) e in assenza di sistemi di amplificazione e trasmissione della voce. Il livello di interferenza sul parlato L_{SIL} è definito come la media aritmetica del livello di pressione sonora del rumore di fondo (ossia in assenza del messaggio verbale) nella posizione dell'ascoltatore in corrispondenza delle quattro bande di frequenza di ottava con frequenza centrale a 500, 1000, 2000 e 4000 Hz. Nelle situazioni più frequenti in genere si può ritenere valida la relazione $L_{SIL} = L_A - 8$ dB, essendo L_A il livello di pressione sonora in dB(A). L'indice SIL nella posizione dell'ascoltatore è dato dalla differenza:

$$(2) \quad SIL = L_{S,A,L} - L_{SIL} \quad \text{dB}$$

e deve assumere valori superiori a 10 dB affinché sia garantita una intellegibilità accettabile (vedi Tabella 5.3).

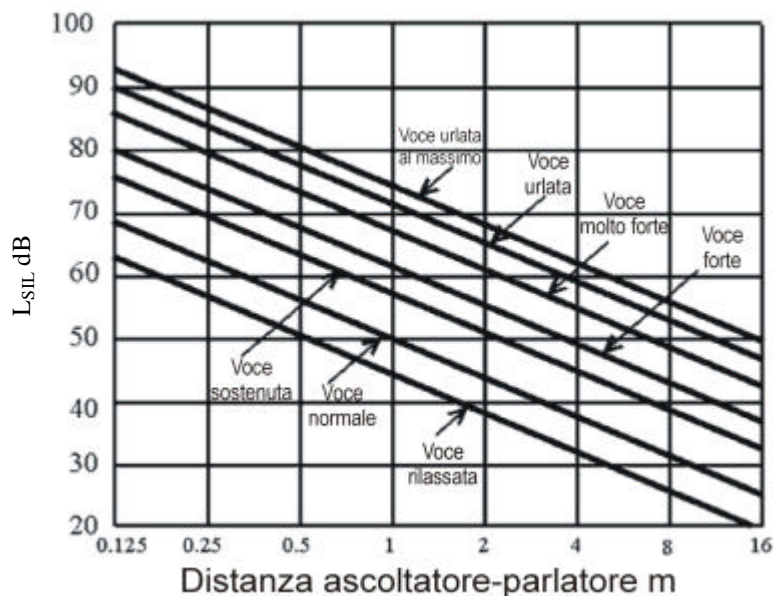


Figura 5.3 - Distanza ascoltatore-parlatore per una buona comprensibilità della comunicazione verbale in funzione di L_{SIL} e per diverse intensità di voce

Indice di trasmissione del parlato (STI: norma IEC 60268-16:1998)

Quantifica l'effetto combinato dell'interferenza del rumore di fondo e della riverberazione sulla intelligibilità del parlato e si basa sulla considerazione che la voce umana, la cui intensità varia nel tempo, può essere considerata un segnale modulato in ampiezza (0,5÷16 Hz). La voce rimane comprensibile se percepita in condizioni tali da mantenere invariate le sue caratteristiche di modulazione, esprimibili con l'indice di modulazione. La misura dell'indice STI, avente valori compresi tra 0 e 1 (vedi Tabella 5.3), consiste, pertanto, nel determinare la riduzione dell'indice di modulazione di un segnale di prova lungo il percorso emissione-ricezione. A tale scopo si impiega

una specifica sorgente sonora collocata nella posizione del parlatore e sono disponibili sistemi automatici di misurazione sia dello STI, sia della sua versione semplificata denominata *RApid Speech Transmission Index* RASTI.

Indice di articolazione (AI: norma ANSI S3.5-1969) e Indice di intelligibilità del parlato (SII: norma ANSI S3.5-1997)

L'indice di articolazione è uno dei primi descrittori dell'intelligibilità del parlato ed è basato sul presupposto che la risposta di un sistema di comunicazione verbale possa essere suddivisa in 20 bande, ciascuna recante uno specifico contributo alla intelligibilità, e che il totale di quest'ultima sia pari alla somma dei contributi parziali delle singole bande. La procedura di calcolo è alquanto laboriosa tenendo conto del diverso contributo del rapporto S/N in funzione della frequenza. I valori di AI sono compresi tra 0 (intelligibilità nulla) e 1 (intelligibilità perfetta). In linea generale ad ogni raddoppio della distanza ascoltatore-parlatore si ha una riduzione di 0,15 per AI; stessa riduzione si registra per una rotazione di 90° dell'ascoltatore rispetto al parlatore; una diminuzione di 5 dB(A) per il rumore di fondo comporta, a parità di altri fattori, un aumento di 0,17 per AI.

Più recentemente è stato introdotto l'indice di intelligibilità del parlato SII, derivato e sostanzialmente identico all'indice STI (vedi Tabella 5.3).

Tabella 5.3 - Confronto tra i descrittori della intelligibilità del parlato

Intelligibilità	Nulla	Cattiva	Scarsa	Accettabile	Buona	Eccellente
SIL dB		< 3	3÷10	10÷15	15÷21	> 21
STI	0	< 0,30	0,30÷0,45	0,45÷0,60	0,60÷0,75	> 0,75
AI	0	0,1	0,2÷0,3	0,4÷0,5	0,6÷0,7	> 0,7
SII			< 0,45		> 0,75	

COMPRESIONE DEI SEGNALI DI PERICOLO (norma UNI EN 457:2003)

I segnali di pericolo sono impiegati per attirare l'attenzione in modo affidabile su un rischio o una situazione pericolosa, senza peraltro causare una reazione di paura, anche in presenza di uso dei mezzi individuali di protezione dell'udito.

In funzione del grado di urgenza e dei potenziali effetti sulle persone si distinguono i segnali acustici di avvertimento (indicanti possibilità o presenza di una situazione di pericolo) da quelli di sfollamento d'emergenza (indicanti l'inizio o la presenza di un'emergenza).

Le caratteristiche del segnale acustico (udibilità, discriminabilità e inequivocabilità) devono essere tali che qualsiasi persona nell'area di ricezione del segnale possa riconoscerlo e reagire nel modo convenuto. A tale scopo il segnale deve essere chiaramente udibile e, quindi, superare la soglia di mascheramento dovuta alla presenza contemporanea del rumore ambientale. Di solito l'udibilità è buona per valori del livello di pressione sonora ponderata A del segnale superiori a 65 dB(A) e maggiori di almeno 15 dB rispetto al livello del rumore ambientale in dB(A). Se quest'ultimo è maggiore di 110 dB è opportuno associare al segnale acustico anche un segnale ottico di pericolo. Per minimizzare le reazioni di paura evitare eccessivi transienti di attacco del segnale di pericolo (ad esempio incrementi superiori a 30 dB in 0,5 s).

Dei tre parametri che influenzano la discriminabilità del segnale (livello di pressione sonora, distribuzione temporale e combinazione delle frequenze), almeno due devono differire nettamente nell'area di ricezione da quelli di altri segnali e dal rumore ambientale. Le frequenze del segnale devono essere comprese nell'intervallo 300÷3000 Hz con un'energia sufficiente a frequenze

inferiori a 1500 Hz per garantire il riconoscimento del segnale anche da parte di persone con perdite uditive o che usano protettori auricolari.

In genere i segnali acustici pulsanti sono da preferire a quelli costanti nel tempo. La frequenza di ripetizione dell'impulso deve essere compresa tra 0,2 e 5 Hz. I profili temporali dei diversi segnali acustici di pericolo deve differire sensibilmente tra loro per assicurare l'inequivocabilità degli stessi.

E' necessario garantire che, al massimo 1 s dopo l'inizio del segnale, questo soddisfi i requisiti sopra esposti per una durata minima di 2 s.

SCHEDA 6

CAPITOLATO DI ACQUISTO DI UNA MACCHINA

Anche se le normative cardine (D.Lgs. 277/91, D.P.R. 459/96) sono in vigore da alcuni anni, parecchi produttori di macchinari omettono di fornire precise indicazioni sui livelli di rischio delle proprie attrezzature, limitando così l'informazione agli acquirenti e rendendo più difficoltosa la tutela della salute degli operatori.

Si rammenta che il legislatore nazionale ha stabilito i seguenti obblighi a carico di produttori ed utilizzatori :

- il produttore ha l'obbligo di progettare e produrre una macchina avente il minor livello possibile di emissione di rumore aereo tenuto conto del progresso tecnico, e della possibilità di limitare il rumore, in particolare alla fonte. Rilevazione di alcune grandezze relative all'emissione acustica del macchinario che devono necessariamente essere contenute nel libretto d'uso e manutenzione associato; al suo interno dovranno figurare indicazioni¹ relative al:
 - a) livello di pressione acustica continuo equivalente ponderato A (L_{Aeq}) nei posti di lavoro se supera i 70 dB(A). In caso contrario è sufficiente che sia dichiarato il non superamento;
 - b) in aggiunta al precedente anche il livello di potenza acustica (L_{WA}) emesso dalla macchina, quando il livello di pressione acustica continuo equivalente ponderato A nei posti di lavoro supera gli 85 dB(A). Nel caso di macchine di grandissime dimensioni è possibile sostituire l'indicazione del L_{WA} con l'indicazione dei livelli di pressione acustica continui equivalenti in appositi punti attorno alla macchina;
 - c) valore massimo di pressione acustica istantanea ponderata C (livello di picco ponderato C, in pratica il picco sonoro nelle macchine che producono rumori impulsivi) nelle postazioni di lavoro, se supera i 130 dB(C);
 - d) eventuali prescrizioni di montaggio volte a ridurre il rumore.

Qualora la rumorosità del macchinario, utilizzato in modo appropriato e continuativo, provochi al lavoratore che lo utilizza un livello di esposizione personale al rumore pari o superiore a 85 dB(A) la legislazione prevede un obbligo informativo da parte del produttore sanzionabile penalmente.
- Il datore di lavoro ha l'obbligo di scegliere, al momento dell'acquisto, l'apparecchio che nelle normali condizioni di funzionamento produce il più basso livello di rumore.

Esistono poi macchinari soggetti a specifica certificazione acustica (D.Lgs. 262/02) per i quali si rinvia al capitolo 5.1.2 del Manuale.

Prima di acquistare un nuovo macchinario o impianto è necessario che venga seguita una procedura ben precisa, idonea al conseguimento degli obiettivi di riduzione dell'esposizione al rumore nei luoghi di lavoro. La procedura comprende necessariamente i passi indicati nel seguito, in accordo con quanto raccomandato dalla norma UNI EN ISO 11690-1:1998.

- a) Analisi delle informazioni disponibili sul rumore ambientale nel luogo di lavoro in cui la macchina andrà in funzione, oppure, se non esistono, in altri luoghi di lavoro di simile tipologia.
- b) Analisi delle informazioni disponibili presso l'azienda sull'emissione di rumore per macchinari simili a quello che verrà installato.

¹ viene raccomandato al produttore di determinare i valori da riportare sulla documentazione utilizzando i metodi descritti dalle norme armonizzate per la determinazione delle grandezze acustiche; in caso contrario i dati acustici dovranno essere misurati utilizzando il codice di misurazione più appropriato adeguato alla macchina; naturalmente è fatto obbligo al fabbricante di indicare le condizioni di funzionamento della macchina durante la misurazione ed i metodi di misurazione seguiti.

- c) Individuazione dei livelli di rumorosità ambientale da rispettare presso l'area di lavoro ove verrà installato il macchinario e presso gli altri ambienti di lavoro potenzialmente interessati dalla emissione acustica del macchinario stesso, anche alla luce di azioni programmate di riduzione del rumore e bonifica acustica che l'azienda intende mettere in atto.
- d) A seguito delle analisi cui ai punti a) - c), individuazione delle informazioni da richiedere ai fornitori in relazione alla rumorosità emessa dal macchinario da acquistare.
- e) Individuazione di particolari requisiti acustici da richiedere ai fini della riduzione della rumorosità emessa dal macchinario da acquistare, in relazione alla fattibilità pratica degli stessi.

Le informazioni fondamentali da richiedere ai potenziali fornitori in fase di acquisto del macchinario comprendono i seguenti dati sull'emissione del rumore.

- a) Livello dichiarato di potenza sonora ponderato A, L_{wA} ;
- b) Livelli dichiarati di pressione sonora nei posti di lavoro, L_{pA} , e il livello massimo di picco ponderato C, $L_{pC,picco}$ se la macchina produce apprezzabili rumori impulsivi;
- c) Riferimento alla norma tecnica della procedura per prove di rumorosità utilizzata nella dichiarazione dei valori cui ai punti a), b), oppure, se non esiste tale norma, descrizione completa del metodo di misurazione adottato per la determinazione dell'emissione di rumore del macchinario.

L'allegata scheda tecnica riporta un esempio di lista di riscontro relativa all'emissione di rumore che può essere utilizzata per richiedere al produttore/distributore del macchinario i dati relativi alla rumorosità da questo prodotta.

Se esiste una procedura per prove di rumorosità per la famiglia di macchine in questione, le suddette grandezze di emissione di rumore devono rispettare quanto prescritto da tale procedura di prova. Se la procedura per prove di rumorosità offre diverse alternative, riguardo alle condizioni di funzionamento, di montaggio, alle posizioni di misura, ecc., la dichiarazione di emissione di rumorosità deve fornire tutte le informazioni necessarie alla definizione di una chiara dichiarazione di rumorosità.

In base ad un accordo privato tra acquirente e potenziale fornitore, quest'ultimo potrà fornire anche dati complementari di emissione di rumore per cicli di lavorazione, montaggio e condizioni di funzionamento diversi da quelli precisati nella relativa procedura per prove di rumorosità, se esistente, in relazione alle condizioni di funzionamento di particolare interesse per l'acquirente.

Qualora il produttore proponesse livelli di rumore della macchina funzionante a vuoto occorre richiederli i dati del rumore nella condizione di lavoro in cui verrà utilizzata la macchina e, se il produttore non fornisse i dati richiesti, è opportuno rivolgersi ad altri.

Scheda tecnica per l'acquisto di apparecchiature (UNI EN ISO 11690-1:1998)

1										Macchina									
1.1		Tipo:			1.6		Parametri riferiti al rumore della macchina:												
1.2		Modello:			Potenza elettrica nominale:														
1.3		Costruttore:			Potenza meccanica nominale:														
1.4		Macchina n°:			Velocità nominale: (esempi)														
1.5		Anno di costruzione:			Velocità massima:														
2										Valori rilevati di emissione di rumore									
Misura di emissione di rumore secondo ISO.... e ISO.....				Condizioni di funzionamento secondo ISO...						Altre condizioni di funzionamento concordate									
				Senza carico			Con carico			Utilizzo previsto									
2.1		Livello di potenza sonora L_{WA} (dB, rif. 1 pW)			dB			dB			dB								
2.2		Incertezza delle misurazioni			dB			dB			dB								
2.3		Livello di pressione sonora ponderato A nel posto di lavoro L_{PA}			dB			dB			dB								
2.3.1		In alternativa, livello di pressione sonora della superficie a 1 m, $L_{PA, 1 m}$, oppure			dB			dB			dB								
2.3.2		Livello di pressione sonora di picco a 1 m dalla superficie della macchina e a 1,60 m sopra il pavimento, $L_{PA, 1 m, max}$			dB			dB			dB								
2.4		Livello di pressione sonora di picco ponderato C nel posto di lavoro, $L_{pC, picco}$			dB			dB			dB								
2.5		In opzione, livello sonoro L_W oppure L_P in bande di ottave per le condizioni di funzionamento secondo ISO....																	
		f in Hz		63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000								
		L_W ? L_P nel posto di lavoro ? in dB																	
2.6		Informazioni sulle condizioni di funzionamento.																	
2.6.1																			
2.6.2																			
2.6.3																			
3										Riduzione del rumore									
3.1		Il progetto della macchina comprende provvedimenti di riduzione del rumore? SI ? NO ? In caso affermativo quali provvedimenti di riduzione del rumore sono stati adottati? _____ _____																	
3.2		Esiste una versione a basso rumore dello stesso modello di macchina? SI ? NO ? In caso affermativo in che misura si riduce il livello sonoro? _____ dB _____ dB																	
				Senza carico			Con carico			Utilizzo previsto									
Riduzioni di L_{WA}				dB			dB			dB									
Riduzioni di L_{PA}				dB			dB			dB									

4	Valori dichiarati In alternativa: valore dichiarato con numero unico ? con doppio numero ?	Senza carico	Con carico	Utilizzo previsto
		4.1	Valore di emissione di rumore dichiarato con singolo numero	
4.1.1	Livello di potenza sonora, L_{WA}	dB	dB	dB
4.1.2	Livello di pressione sonora nel posto di lavoro, L_{pA}	dB	dB	dB
4.2	Valore di emissione di rumore dichiarato con doppio numero			
4.2.1	Livello di potenza sonora, L_{WA} Incertezza, K_{WA}	dB dB	dB dB	dB dB
4.2.2	Livello di pressione sonora nel posto di lavoro, L_{pA} Incertezza, K_{pA}	dB dB	dB dB	dB dB
4.3	Livello di pressione sonora di picco ponderato C nel posto di lavoro $L_{pC,picco}$	dB	dB	DB

SCHEDA 7 CRITERI DI SCELTA DEL CONSULENTE ACUSTICO

In Italia esiste purtroppo un'oggettiva difficoltà nel parametrare conoscenze e capacità operative del consulente acustico, stante anche una variegata offerta sul mercato di capacità professionali e competenze difformi (non è detto che un eccellente esperto in monitoraggio del rumore ambientale sia parimenti valido come progettista di insonorizzazioni, pur rientrando entrambe le attività nella generica pertinenza dell'*acustico*).

Il legislatore italiano non ha affrontato il problema; l'istituzione degli elenchi dei tecnici competenti (regionali o provinciali) riguarda esclusivamente l'acustica ambientale².

Gli elementi più ovvi da valutare per la scelta del consulente acustico sono:

- ✍ appartenenza ad albo professionale (per attività professionali generiche tipo ingegnere, architetto, perito, geometra, altro, in quanto non esiste alcun albo dei consulenti in acustica;
- ✍ referenze sui lavori analoghi svolti;
- ✍ curriculum formativo e professionale.

In realtà, molto spesso la verifica non va oltre il primo elemento, ma se nel passato ordini e collegi professionali hanno rappresentato un livello di garanzia (perlomeno un livello minimo garantito), il proliferare di professioni storicamente non regolamentate e gli indirizzi dell'Unione Europea (che si basa sulla figura dell'associazione professionale più che non dell'ordine/collegio) comporta un accertamento della professionalità con criteri differenti che considerino:

- ✍ titolo di studio di livello minimo congruo rispetto all'attività svolta;
- ✍ specifica esperienza, maturata attraverso un tirocinio professionale predeterminato;
- ✍ specifica cultura accertata attraverso esami, a conclusione di un ciclo didattico di qualificazione professionale.

Occorre pertanto definire in termini squisitamente pratici i criteri di scelta, tenendo conto che il datore di lavoro deve decidere a priori se un consulente potrà risolvere in maniera soddisfacente il proprio problema.

Per quanto riguarda la formazione a livello universitario non si può non evidenziare che solo in pochissimi atenei l'acustica è inserita a pieno titolo nei piani di studio per il conseguimento delle lauree in Ingegneria, Architettura o Fisica. Tali contributi, sicuramente meritori, non riescono comunque a soddisfare alle diverse richieste dell'acustica applicata (insonorizzazione delle macchine, valutazione degli effetti del rumore sull'uomo, riduzione del rumore prodotto dal traffico veicolare, progettazione degli spazi destinati all'ascolto della parola e della musica, ecc.).

Tra le iniziative più qualificate si segnalano le seguenti:

- la Scuola di Acustica, istituita presso il Dipartimento di Ingegneria dell'Università di Ferrara e che dal 1995 organizza un Corso per Tecnici di Acustica strutturato in 30 giornate di lezioni (corrispondenti a 180 ore) effettuate da settembre a marzo ed articolate in 5 moduli (2 di base, 3 applicativi), ciascuno con esame finale e corrispondenti a 18 crediti formativi;
- il Master di primo livello in Acustica e Controllo del Rumore attivato presso la Facoltà di Architettura della Seconda Università degli Studi di Napoli, avente l'obiettivo di fornire conoscenze di base e nozioni tecniche necessarie ad affrontare i compiti di analisi, valutazione,

² Attualmente in vigore è la legge n. 447 "Legge quadro sull'inquinamento acustico" del 26 ottobre 1995, pubblicata nella G.U. n 125 del 30-10-1995, la quale all'art. 2 commi 6 e 7 definisce il "tecnico competente" in materia di acustica ambientale.

progettazione e controllo nei settori dell'inquinamento acustico industriale ed ambientale, nonché dell'acustica architettonica; il master ha la durata di un anno e una valenza corrispondente a 60 crediti formativi.

Per quanto concerne il riconoscimento delle capacità scientifiche o professionali questo può avvenire all'interno di Associazioni. Nel seguito si segnalano nel seguito alcune Associazioni con procedure di valutazione, non tutte specificamente relative al solo settore acustico:

- ? Assoacustici (Associazione degli specialisti di acustica – rumore, suono, vibrazioni) riconosce come “specialisti” i soci con una conoscenza avanzata nei suddetti settori e che svolgono in tali campi attività professionale, con almeno due anni di esperienza continuativa e documentabile in campo dell'acustica, del suono e delle vibrazioni e come “acustico” i soci che hanno superato la procedura di certificazione per titoli o per esami.
- ? Euroacustici (associazione tra gli Acustici specialisti, i tecnici e le persone interessate alle conoscenze ed alle problematiche connesse con il suono, il rumore e le vibrazioni) ha istituito 9 divisioni di specialisti riservate ai soci e comprendenti, tra gli altri, i tecnici competenti in acustica, gli specialisti in acustica e in vibrazioni.
- ? AIDII (Associazione Italiana degli Igienisti Industriali): certificazione dell'Igienista Industriale per titoli (prima fase) e per esami (II fase) delle capacità di assumere le responsabilità di individuazione, valutazione e controllo, ai fini della prevenzione e della eventuale bonifica, dei fattori ambientali di natura chimica, fisica e biologica derivanti dall'attività industriale, presenti all'interno e all'esterno degli ambienti di lavoro che possono alterare lo stato di salute e di benessere dei lavoratori e della popolazione", così come ha stabilito l'organizzazione mondiale della sanità e tenendo sempre in primo piano la necessità di rispettare pienamente i canoni dell'etica professionale.
- ? AIAS (Associazione Italiana tra Addetti alla Sicurezza) nel 1995 indisse un bando di certificazione per titoli riservato ai soci con competenze nel ruolo di Coordinatore e Specialista delle attività di Prevenzione in ambiente di lavoro; successivamente tale certificazione interna si è tramutata nella certificazione in schema SINCERT (con un organismo di certificazione denominato IC PREV) del responsabile e dell'Addetto al Servizio di Prevenzione e Protezione.

Altre Associazioni scientifiche o tecniche a carattere acustico (AIA, Associazione Italiana di Acustica) non hanno attivato procedure di certificazione o riconoscimento delle capacità professionali o delle competenze dei propri associati.

Un passo in avanti rispetto alla certificazione interna alle Associazioni è quello di incaricare personale le cui competenze siano certificate da un organismo indipendente, secondo le regole del “sistema qualità”.

La continua evoluzione della normativa tecnica e la crescente richiesta di nuove tipologie professionali d'elevata qualificazione (insieme alla logica per la quale una struttura certificata ha il diritto di richiedere ai propri fornitori analoga certificazione) hanno visto un aumento delle certificazioni del personale.

In estrema sintesi la certificazione del personale è eseguita da un organismo di certificazione indipendente, pubblico o privato, che è a sua volta accreditato dal SINCERT (l'Organismo d'accreditamento degli enti di certificazione che, insieme al SINAL e al SNT costituisce il sistema di certificazione nazionale) per tale attività e per la specifica figura professionale; l'organismo di certificazione controlla le caratteristiche (grado d'istruzione, esperienza, addestramento specifico) del personale che richiede la certificazione e rilascia i relativi certificati che ne attestano la competenza (generalmente previo superamento d'esame).

In seguito l'organismo iscrive tale personale in un apposito registro e verifica il mantenimento nel tempo dei requisiti necessari alla certificazione.

Una nota doverosa concerne l'appartenenza della certificazione del personale al campo della volontarietà; in nessun modo la certificazione del professionista vuole o può essere un'autorizzazione all'esercizio di una professione. Tale compito è assegnato dal legislatore a strutture all'uopo create (Ordini e Albi professionali, elenchi ministeriali o regionali di abilitati, ecc.); la certificazione professionale è però uno strumento che garantisce delle alte capacità professionali ed organizzative nel settore specifico e che impegna il singolo al rispetto di un codice deontologico.

In Italia, la certificazione professionale del personale esperto in acustica, suono e vibrazioni è attualmente rilasciata da un unico organismo : CICIPND (*Centro Italiano di Coordinamento per le Prove Non Distruttive, Organismo Nazionale di Certificazione del Personale accreditato dal SINCERT*) in conformità alla norma UNI CEI EN 45013 e al Regolamento n° 79 su tre settori d'attività e per tre differenti livelli di competenza.

I settori d'applicazione sono i seguenti:

A - Acustica (3 sottosectori : A1 metrologia; **A2** valutazione acustica; **A3** bonifica acustica).

V - Vibrazioni (3 sottosectori : V1 metrologia ; **V2** valutazione di vibrazioni ; **V3** bonifica da vibrazioni).

E - Elettroacustica: alta fedeltà, strumentazione, sonorizzazione (3 sottosectori : E1 metrologia ; **E2** valutazioni d'elettroacustica ; **E3** progettazione).

Per ciascuno dei tre settori, a seguito della verifica del possesso di requisiti di base, di un'esperienza professionale, della frequenza di un corso specifico riconosciuto dall'organismo e del superamento di un esame scritto, pratico ed orale, si può accedere alla certificazione per uno dei tre livelli (in ordine crescente di valenza).

Personale di Livello 1 (esegue attività metrologiche nel settore specifico d'applicazione in piena e completa autonomia operativa, ma sotto il coordinamento di un livello 2).

Personale di Livello 2 (Personale che, oltre alle competenze del livello 1, ha le competenze necessarie ad interpretare le norme e le specifiche e tradurle in istruzioni pratiche, stabilire e convalidare le tecniche e le procedure di prova, effettuare e sorvegliare le prove organizzando i risultati, redigendo il relativo rapporto ed eseguendo progettazioni, Al livello 2 è altresì demandato il compito di addestrare e guidare il personale di livello 1).

Personale di Livello 3 (Personale che, oltre alle competenze del livello è in grado di assumere la responsabilità di un laboratorio e del relativo personale, di condurre e gestire attività di ricerca e di procedere alla formazione e qualificazione del personale assicurandone l'aggiornamento tecnico e normativo).

In conclusione, le caratteristiche che si intende suggerire in questo Manuale per scegliere il consulente acustico sono le seguenti.

- ? Esperienza specifica dimostrata in attività analoga per tipologia ed entità di lavoro.
- ? Partecipazione a corsi specifici di formazione professionale.
- ? Conformità della strumentazione utilizzata ai requisiti normativi.
- ? Iscrizione ad associazioni di categoria.

SCHEDA 8

URTI E IMPATTI: EMISSIONE SONORA E BONIFICA ACUSTICA

La potenza sonora che viene generata dall'urto è proporzionale all'energia cinetica che possiede il corpo in movimento al momento dell'urto; di conseguenza essa è proporzionale :

- alla massa del corpo;
- al quadrato della sua velocità di impatto (e quindi, per un corpo che cade per gravità, all'altezza di caduta).

Quindi, dimezzando la massa del corpo o la sua altezza di caduta, si può orientativamente ritenere che diminuisca di 3 dB il livello di potenza sonora (a parità di altre condizioni).

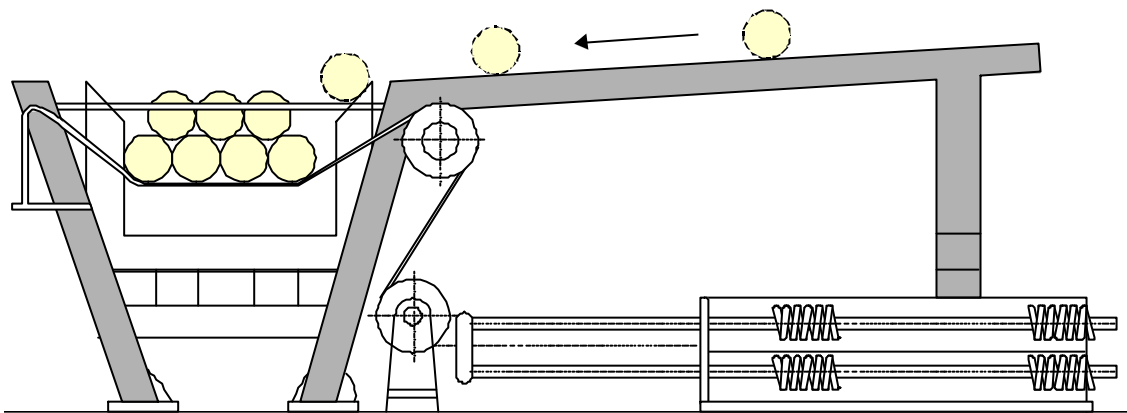


Figura 8.1: Dispositivo per la riduzione dell'altezza di caduta di tubazioni metalliche

Nell'esempio in Figura 8.1, il sistema elastico bilancia, tramite la reazione delle molle, il progressivo incremento del peso dei tubi che si accumulano; l'altezza di caduta dei tubi risulta sempre molto contenuta.

La potenza sonora è poi inversamente proporzionale al tempo che il corpo impiega a fermarsi dal momento in cui è iniziato l'impatto.

Pertanto, corpi costituiti da materiale elastico (almeno nel punto di contatto) producono, a seguito di un impatto, una minore rumorosità rispetto a corpi di materiale aventi maggior rigidità.

Analogamente, se un'operazione che avviene repentinamente, viene sostituita da una analoga, ma che si distribuisce su un periodo temporale più esteso, si consegue una minore emissione acustica.

In un'altro esempio riportato in Figura 8.2, un nastro di lamiera, sfilandosi da un aspo, viene avviato ad una pressa per la tranciatura in pannelli. Essendo l'operazione intermittente, si ha la formazione di un'onda di vibrazione lungo la lamiera prima della tranciatura. Dopo l'operazione, avviene un rapido avanzamento della lamiera, e l'onda si abbassa di colpo, producendo un rumore impulsivo. Il sistema realizzato sostituisce la caduta violenta con un movimento graduale regolato da un braccio oscillante.

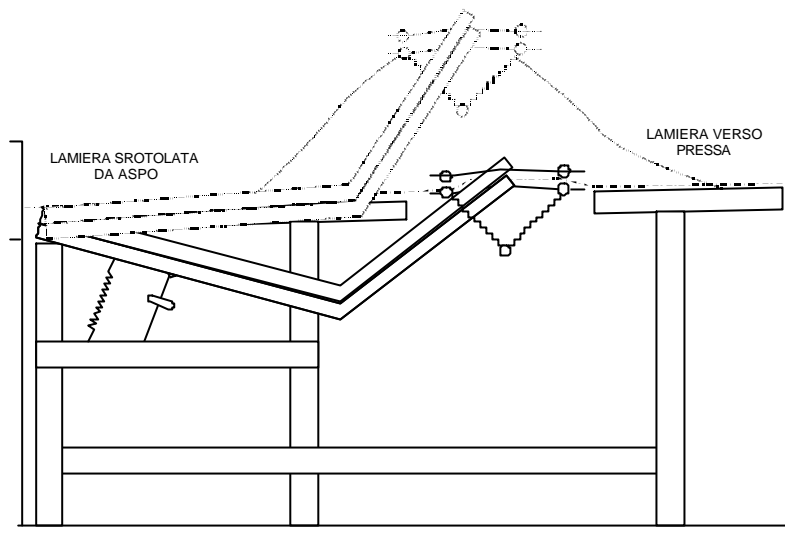


Figura 8.2: Dispositivo di attenuazione del rumore prodotto dalla linea di alimentazione di una tranciatrice

Il rumore emesso in conseguenza di un impatto dipende poi da una serie di altri fattori:

- la massa del corpo che subisce l'impatto: tanto più essa è grande, tanto minore è l'emissione acustica che si determina;
- le caratteristiche meccaniche dei due corpi, a cui sono associati fenomeni di risonanza meccanica (Scheda 12). Particolare interesse ha, fra tali caratteristiche, lo smorzamento, che dipende sia dai materiali, sia da aspetti costruttivi: aumentando lo smorzamento si possono generalmente conseguire importanti attenuazioni sonore (vedi Schede 9, 10 e 13).

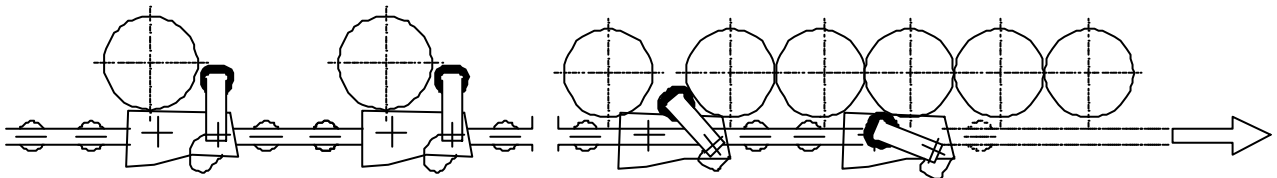


Figura 8.3: dispositivo di riduzione della rumorosità causata dalla movimentazione di tubi

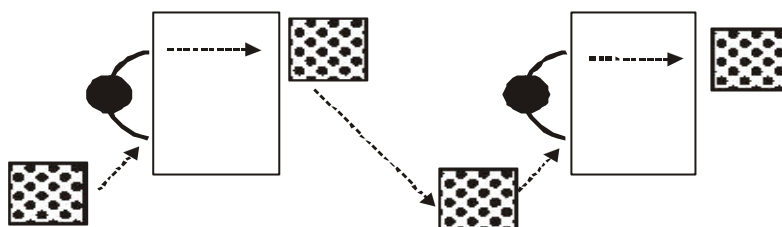
In questo ulteriore esempio riportato in Figura 8.3, per ridurre la rumorosità causata dall'urto dei tubi in discesa libera lungo un piano inclinato, il sistema, costituito da alcuni elementi mobili, ricoperti di materiale viscoelastico nella zona di contatto, raccoglie singolarmente i tubi e li accompagna alla zona di accumulo.

Alcune operazioni, caratterizzata da accentuata impulsività, possono essere eliminate applicando una differente tecnologia: ad esempio l'utilizzazione del taglio laser in sostituzione della trancitura meccanica o l'adozione, nelle lavorazioni in cascata, di movimentazione su nastri di trasporto in alternativa all'uso di cassoni trasferiti da una macchina alla successiva (vedi Figura 8.4).

La composizione in frequenza del rumore dovuto ad impatto rivela generalmente uno spettro a larga banda, amplificato o attenuato a determinate frequenze dai citati fenomeni di risonanza.

La distribuzione delle forze di impatto su un tempo più lungo produce anche uno spostamento dell'emissione verso le basse frequenze.

movimentazione tramite cassoni



movimentazione tramite nastri trasportatori

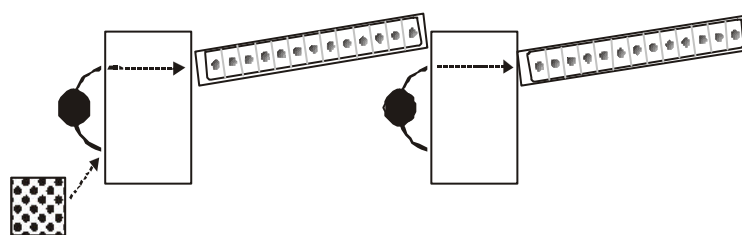


Figura 8.4 - Esempio di riduzione del rumore tramite utilizzo della movimentazione con nastri trasportatori

SCHEDA 9

MICROURTI: EMISSIONE SONORA E CRITERI DI BONIFICA

Alcune sorgenti di rumore sono caratterizzate da una serie di urti fra loro ravvicinati, tanto da percepire il rumore come stazionario nel tempo.

Un tipico caso è rappresentato dagli ingranaggi a ruote dentate. Con ruote dentate a denti diritti l'ingranamento fra i denti delle ruote avviene repentinamente e altrettanto rapidamente avviene il rilascio. Quindi nell'unità di tempo (1 sec) si succede un numero di impulsi pari a:

$$f = N_1 \cdot n_1 = N_2 \cdot n_2$$

in cui N_1 (N_2) è il numero di denti della ruota 1 (2) e n_1 (n_2) è la velocità angolare (giri / sec) della ruota 1 (2).

Per ridurre l'emissione acustica si può operare:

- a) distribuendo l'impatto su un tempo più ampio, ad esempio ricorrendo a ruote a denti elicoidali, anziché a denti diritti;
- b) smorzando la vibrazione determinata dai microurti attraverso l'uso di materiali ad elevato smorzamento interno (oltre che ovviamente ad elevata resistenza all'usura); l'utilizzazione di ingranaggi in materiale plastico garantisce quindi una emissione sonora molto più contenuta, anche a spese di una rilevante diminuzione della coppia meccanica ammissibile.

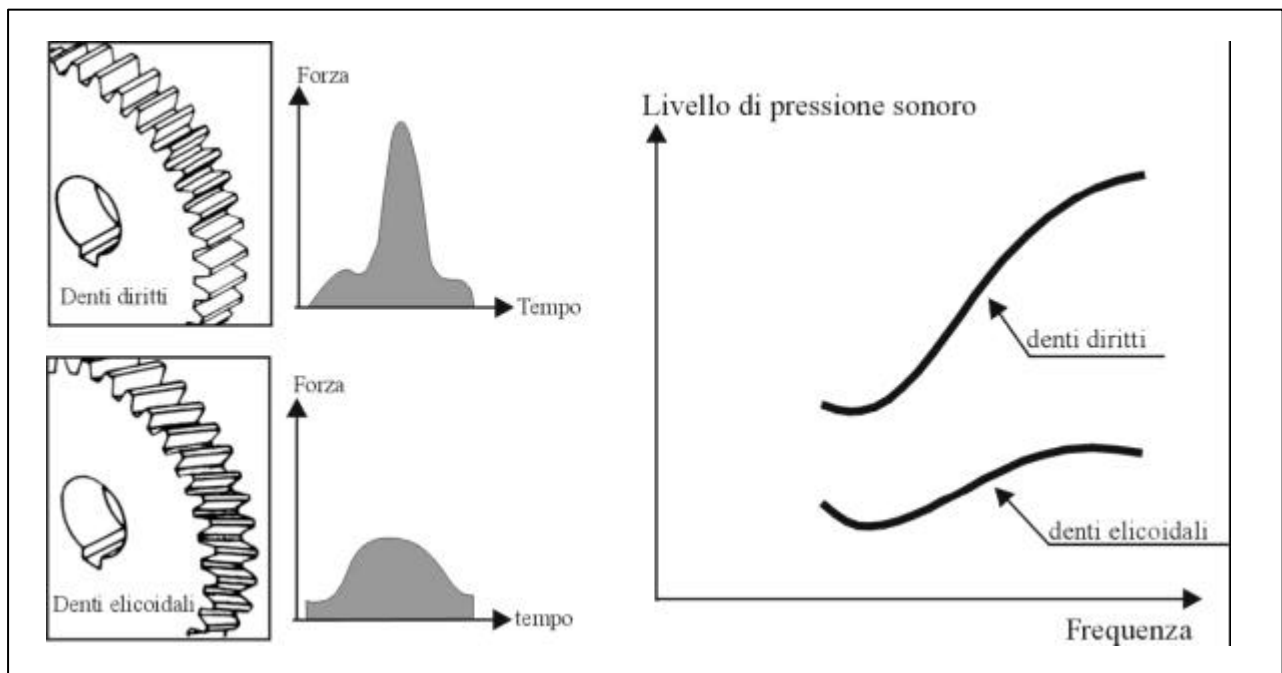


Figura 9.1 - Distribuzione temporale e spettro del livello di pressione sonora durante l'ingranamento di due denti

Il numero di microurti al secondo determina la frequenza fondamentale di eccitazione dell'intero sistema. Pertanto, se si intende ad esempio aumentare tale frequenza senza cambiare la velocità di rotazione, si deve aumentare proporzionalmente il numero di denti.

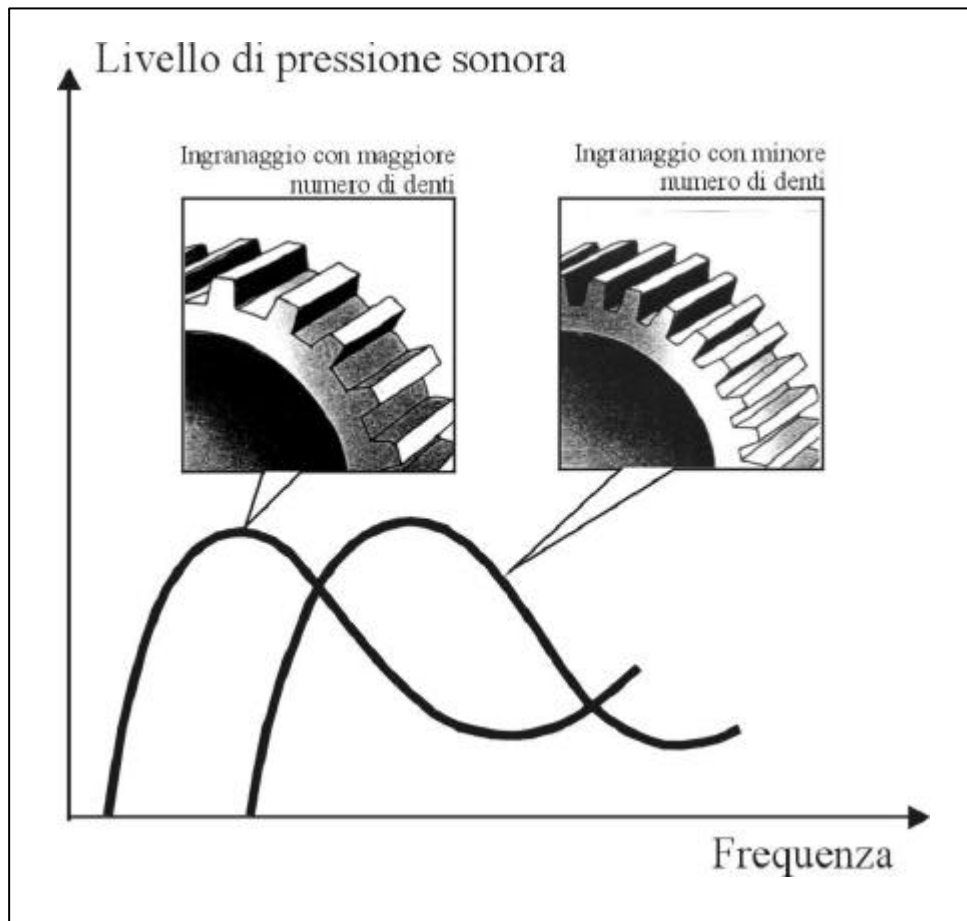


Figura 9.2 - Effetto del cambiamento del numero di denti sulla frequenza di eccitazione delle ruote dentate

L'uso di ingranaggi può essere sostituito dall'impiego di altri sistemi di trasmissione che evitano o riducono la presenza di microurti, anche se possono introdurre nuove cause di emissione acustica:

- **trasmissioni a frizione**, in cui il contatto fra i due dischi è continuo e quindi non si manifestano urti fra organi in movimento;
- **trasmissioni a cinghie**; nel caso di cinghie piate (di sezione rettangolare o trapezoidale) gli urti sono esclusi, mentre permangono se le cinghie sono dentate: in ogni caso il materiale smorzante di cui è costituita la cinghia garantisce una minore emissione sonora rispetto a ruote dentate metalliche.

Nel caso in cui si voglia considerare la possibilità di una **trasmissione a catena**, la rumorosità generata dipende da numerosi parametri, e non è comunque detto, neppure in termini generali, che essa si riveli più silenziosa di un ingranaggio.

Anche taluni utensili (ad es. nel caso delle pialle a spessore) debbono la loro rumorosità in considerevole parte all'urto netto e periodico dei coltelli contro il pezzo in lavorazione. Per dilatare nel tempo tale contatto possono essere utilizzati utensili aventi i coltelli disposti, anziché longitudinalmente rispetto al cilindro portautensili, secondo uno sviluppo elicoidale.

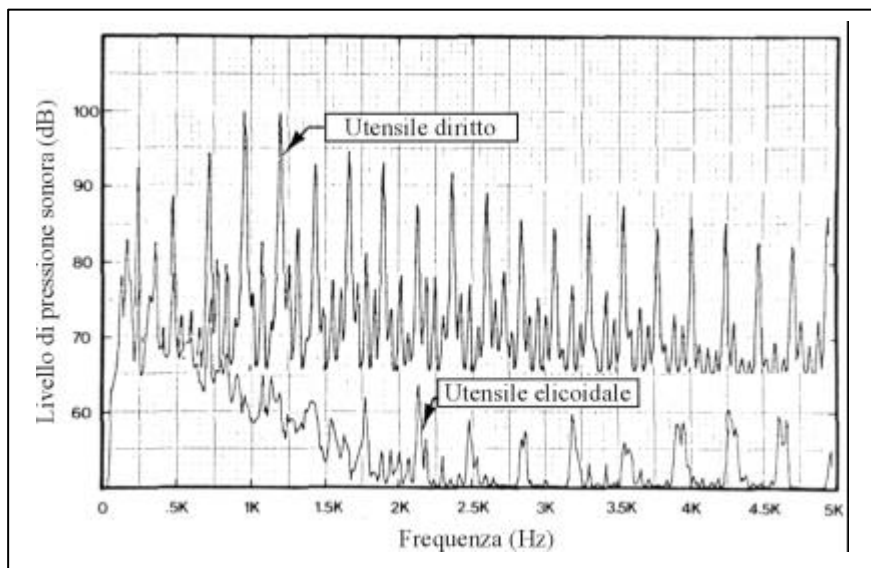
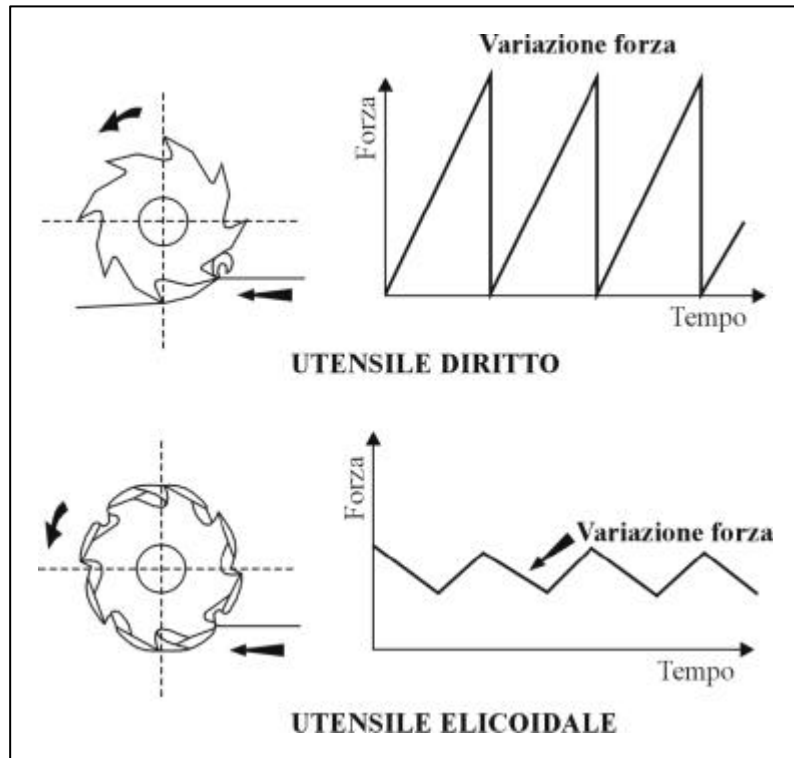


Figura 9.3 - Utensili a coltelli longitudinali e a coltelli con sviluppo elicoidale: variazione della forza nel tempo e spettro in frequenza

SCHEDA 10 ATTRITO E INERZIA

Il movimento relativo fra due componenti meccanici a contatto determina fenomeni di attrito cui è associata un'emissione acustica. Fra gli esempi più significativi di organi in cui l'attrito presenta grande rilievo citiamo ad esempio i cuscinetti, gli ingranaggi, le cerniere. In generale i sistemi di trasmissione sono accompagnati da questo fenomeno, anche se esso non pare sempre molto evidente.

Se consideriamo ad esempio un cuscinetto a strisciamento, vi sono cause di rumorosità strettamente correlate con l'attrito; in particolare:

- i materiali costituenti il perno e il cuscinetto;
- la rugosità superficiale;
- lo stato della lubrificazione;
- il carico cui è sottoposto;
- le tolleranze costruttive.

Nel caso in cui vi sia un difetto di lubrificazione, o un sovraccarico, è possibile che si determini un assottigliamento del film d'olio tale da determinare un contatto diretto fra perno e cuscinetto, e conseguentemente un incremento della vibrazione e della radiazione sonora.

Anche l'eccentricità di rotazione può causare sovraccarico di parti del cuscinetto, da cui deriva un incremento dell'attrito e l'eccitazione di vibrazioni.

In generale l'attrito determina la generazione di rumorosità ad alta frequenza, ma l'eccitazione induce un'emissione sonora che dipende dalle caratteristiche fisiche e geometriche del componente: per cui se esso possiede frequenze proprie di risonanza a bassa o media frequenza, l'emissione sonora può essere consistente anche a tali frequenze.

La rumorosità dovuta all'attrito può essere controllata anzitutto attraverso una corretta progettazione dei componenti meccanici, ma anche per mezzo di una loro costruzione accurata.

Di particolare importanza è poi l'installazione; nel caso dei cuscinetti molti problemi di rumorosità sono dovuti ad un montaggio inadeguato (sono da evitare in particolare sistemi di montaggio impattivi, preferendo invece metodi a pressione).

Infine risulta essenziale, al fine di evitare un progressivo degrado degli organi meccanici che porti ad un incremento dell'attrito, una corretta utilizzazione degli stessi (seguendo le indicazioni fornite dal costruttore) e in particolare:

- verificando che la lubrificazione sia sempre efficiente;
- verificando lo stato di usura (ad esempio, per gli organi rotanti, attraverso analisi delle vibrazioni o altri metodi di manutenzione su condizione; lo stesso fonometro può essere utile per tale verifica, anche se generalmente non evidenzia i fenomeni di degrado in modo molto precoce).

Come evidenziato nella Scheda 9 a proposito del rumore dovuto ai microurti, in taluni casi l'emissione acustica può essere contenuta scegliendo materiali aventi elevato smorzamento interno: lo stesso principio può essere applicato nel caso del rumore dovuto all'attrito.

Anche le forze e i momenti di inerzia possono essere all'origine di vibrazioni e rumorosità di entità consistente. In particolare questo aspetto è evidente nelle macchine rotanti in cui le masse in rotazione non sono ben bilanciate.

È esperienza comune che un autoveicolo, in cui le ruote non siano adeguatamente equilibrate, è sede, in particolare a determinati regimi di giri, di vibrazioni che si percepiscono in modo considerevole sul volante ed anche, come ulteriore effetto, di una maggior emissione sonora.

Tali vibrazioni dipendono dalle forze (di tipo centrifugo) che si generano quando l'asse principale di inerzia dell'organo rotante non coincide con l'asse di rotazione.

La tecnica più semplice che consente di controllare tale fenomeno consiste nel contrastare le forze e le coppie di forze, applicando delle masse in posizione opportuna per equilibrare le cause dello sbilanciamento.

Come si può osservare dalla Figura 10.1, l'aggiunta di una sola massa su un albero sbilanciato comporta in generale la compensazione della forza centrifuga (bilanciamento statico), ma può determinare la generazione di una coppia di forze (sbilanciamento dinamico).

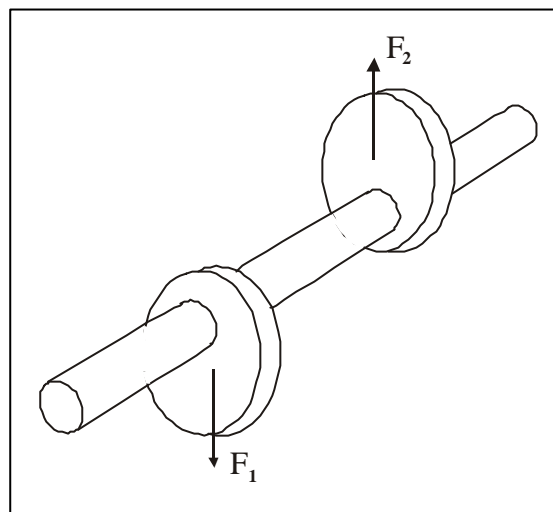


Figura 10.1 - L'aggiunta del disco 2 equilibra le forze ma non i momenti (bilanciamento statico ma non dinamico)

Il problema può essere superato aggiungendo due masse tali da determinare l'equilibrio delle forze e dei momenti.

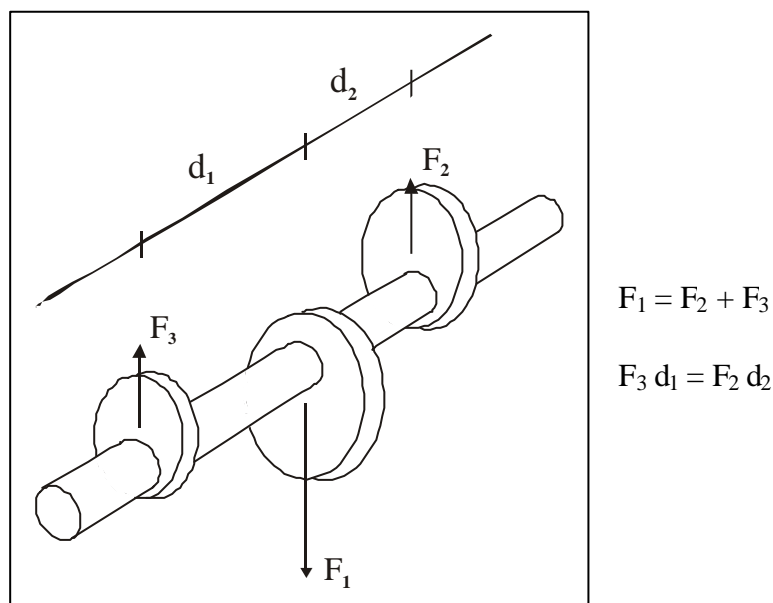


Figura 10.2 - L'aggiunta dei due dischi a opportune distanze determina anche l'equilibrio dinamico

Sistemi più complessi (organi rotanti connessi a organi alternativi) richiedono criteri di equilibratura più complessi.

Una seconda tecnica, indubbiamente meno risolutiva, consiste nell'isolare gli elementi vibranti a causa dello sbilanciamento, attraverso connessioni o supporti dotati di buone caratteristiche elastiche e smorzanti.

Una terza modalità consiste nel bilanciare le forze e le coppie eccitanti la vibrazione incrementando lo smorzamento dell'organo rotante o compensandole attraverso un assorbitore di vibrazione accordato sulla principale frequenza di vibrazione: si tratta cioè di inserire un elemento meccanico avente una frequenza propria di risonanza coincidente con la frequenza della vibrazione, in modo da assorbirne parte dell'energia.

In ogni caso l'equilibratura delle masse rotanti è un aspetto di grande importanza nell'ambito della manutenzione (e non solo per gli aspetti connessi al rumore e alle vibrazioni) e da cui spesso dipende anche il mantenimento nel tempo delle caratteristiche di emissione sonora di una macchina.

SCHEDA 11
MOTO DI LIQUIDI: TURBOLENZA, CAVITAZIONE, COLPO D'ARIETE.
EMISSIONE SONORA E CRITERI DI BONIFICA

Il flusso di liquidi in tubazioni può produrre rumorosità. Le cause principali sono la turbolenza del moto nelle tubazioni, la cavitazione e il colpo d'ariete.

Il regime di moto del flusso nei tubi dritti dipende dal numero di Reynolds

$$Re = v \cdot D \cdot \rho / \eta$$

con v = velocità del flusso
 D = diametro della tubazione
 ρ = densità del liquido
 η = viscosità assoluta

Se il valore di $Re > 5000$ il moto è turbolento. Nei normali tubi di impiego con velocità dell'acqua tra 0,4 e 0,5 m/s il regime di moto è già turbolento. La turbolenza è, inoltre, aumentata dalla presenza di giunti, variazioni di sezione, valvole, gomiti, diramazioni, ecc. Le forze fluttuanti connesse alla turbolenza eccitano la vibrazione dei tubi che irradiano direttamente, e/o indirettamente, rumore nell'aria.

Il fenomeno della cavitazione insorge in quelle regioni del liquido dove la velocità aumenta e la pressione diminuisce, come accade – ad esempio- a valle di una valvola non completamente chiusa che strozza la corrente.

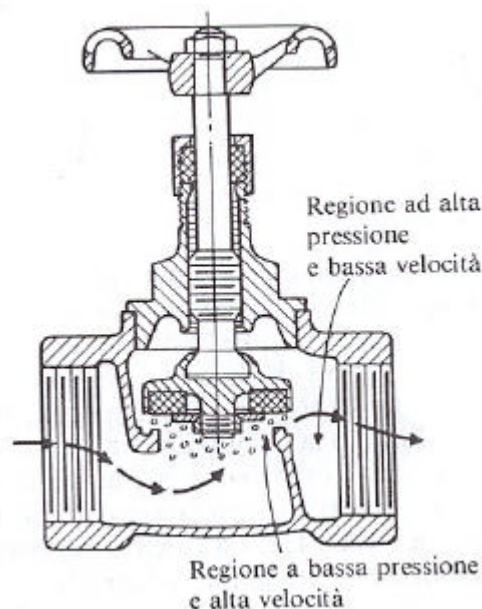


Figura 11.1 - Cavitazione generata da una valvola

Se la pressione si riduce al di sotto di quella di saturazione alla temperatura dell'acqua nei tubi, parte del liquido diventa aeriforme (per l'acqua a 16°C la pressione di saturazione è circa 18 kPa). Le bolle di vapore, trasportate a valle dalla corrente, raggiungono una zona in cui la pressione è più alta ed implodono determinando delle intense fluttuazioni della pressione locale. Queste, eccitando la vibrazione dei tubi, sono causa di rumorosità nell'aria intorno.

L'innescò del fenomeno della cavitazione è di difficile previsione in quanto dipende dalla velocità di efflusso del liquido, dalla pressione statica, dalla temperatura e dalla configurazione geometrica del sistema.

Il colpo d'ariete è quel fenomeno a cui è associato quel rumore intenso, piuttosto impulsivo, che si percepisce quando un flusso continuo in un impianto viene interrotto bruscamente. Se la chiusura rapida di una valvola blocca il flusso che interessa una parte non piccola dell'impianto, la variazione della quantità di moto dell'acqua in corsa dà luogo ad un impulso di pressione molto intenso che si propaga dalla valvola verso monte. Questa onda di pressione, spazialmente concentrata, si estingue riflettendosi numerose volte durante la propagazione nell'impianto.

Soluzioni:

Molta della rumorosità di un impianto per il trasporto di liquidi è causata dalla pressione dell'impianto che, compatibilmente con le esigenze imposte, dovrebbe essere ridotta.

Per limitare la turbolenza e la cavitazione è richiesta una cura del *lay-out* che minimizzi il numero di gomiti, di cambiamenti bruschi di sezione, di giunti a T e a Y.

E' conveniente distribuire le portate necessarie a velocità più bassa aumentando il diametro dei tubi. Passando da tubazioni da ½ pollice a tubazioni da ¾ di pollice è possibile conseguire riduzioni di livello della pressione sonora da 3 a 5 dB.

E' molto importante che i tubi non siano connessi rigidamente a strutture che risultano essere efficienti radiatori di suono. Il moto della superficie del tubo, trasferito nel punto di attacco ad una parete o ad un pannello, sostiene in queste strutture un campo di vibrazione che è ben accoppiato all'aria circostante. L'isolamento dei tubi dalle strutture dell'edificio permette di conseguire apprezzabili riduzioni del rumore. Se i tubi, invece che rigidamente, sono collegati alle strutture mediante sospensioni con neoprene, gomma spugnosa o coppelle in fibra minerale interposti, la risoluzione dei livelli di rumore può raggiungere una dozzina di dB.

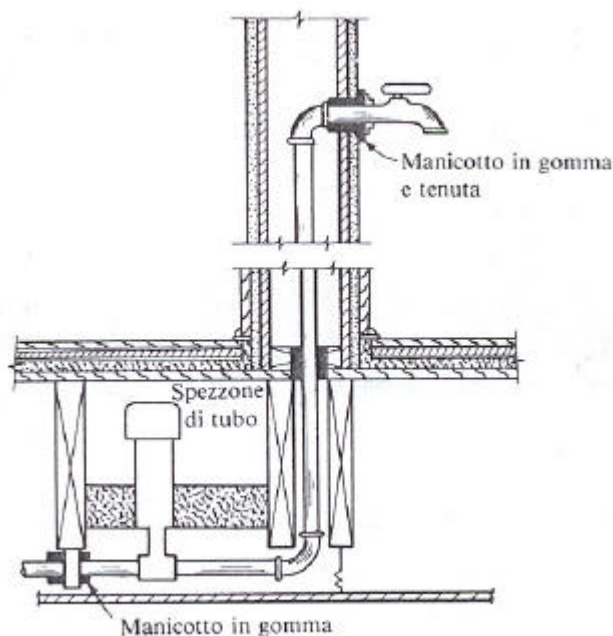


Figura 11.2 - Esempio di schema di principio di isolamento delle tubazioni dalle strutture dell'edificio.

Le valvole vanno scelte in relazione alla funzione che devono svolgere. Ad esempio le valvole a saracinesca non sono idonee per la regolazione della portata ma possono essere utilizzate per il

sezionamento, tutto aperto o tutto chiuso. Infatti, nella posizione tutto aperto non contribuiscono alcuna resistenza concentrata.

Il colpo d'ariete va limitato non solo per la rumorosità che comporta, ma anche perché può provocare danni alle tubazioni, alle valvole e ad altri componenti dell'impianto. E' possibile realizzare dispositivi che "assorbono" l'impulso di pressione conseguente alla interruzione brusca del flusso. Si tratta di una forma di elasticità posta in derivazione alla tubazione. Usualmente questa è realizzata con un recipiente contenente aria, eventualmente separata dall'acqua con una membrana elastica.

SCHEMA 12 RISONANZA MECCANICA

La risposta di un sistema meccanico ad un'eccitazione costituisce un argomento generalmente molto complesso, affrontabile solo con idonei strumenti matematici. Tuttavia è possibile e necessario, per chi si occupa di bonifica acustica, conoscere alcuni aspetti di base, utili almeno ad evitare alcuni inconvenienti, assai frequenti nella pratica corrente.

Un qualunque sistema meccanico è schematizzabile con un insieme più o meno complesso di masse (che ne determinano l'inerzia), molle (rappresentative della sua elasticità) e smorzatori (significativi della sua capacità dissipativa).

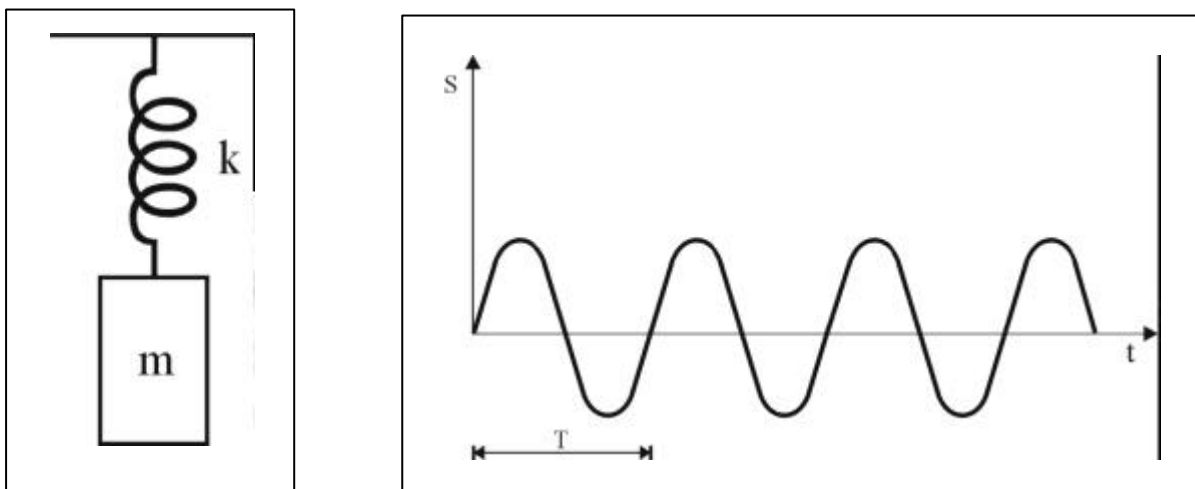


Figura 12.1 - Risposta all'impulso di un sistema meccanico elementare senza smorzamento

Considerando inizialmente il caso più elementare rappresentato nella Figura 12.1 possiamo osservare (anche solo intuitivamente) che, se la massa m viene sollecitata con un impulso, oscilla con moto periodico intorno alla sua posizione statica. Nello studio del moto si perviene a definire la frequenza naturale di oscillazione in base alla formula seguente:

$$f_0 = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$$

dove K è la rigidità della molla (kg/m).

Nella realtà nessun sistema può avere le caratteristiche del modello precedente, poiché l'oscillazione, più o meno lentamente, tende a smorzarsi (per le caratteristiche intrinseche del sistema e del mezzo in cui si muove); questo fatto è schematizzato inserendo un elemento smorzante; la frequenza di oscillazione rimane sostanzialmente la stessa.

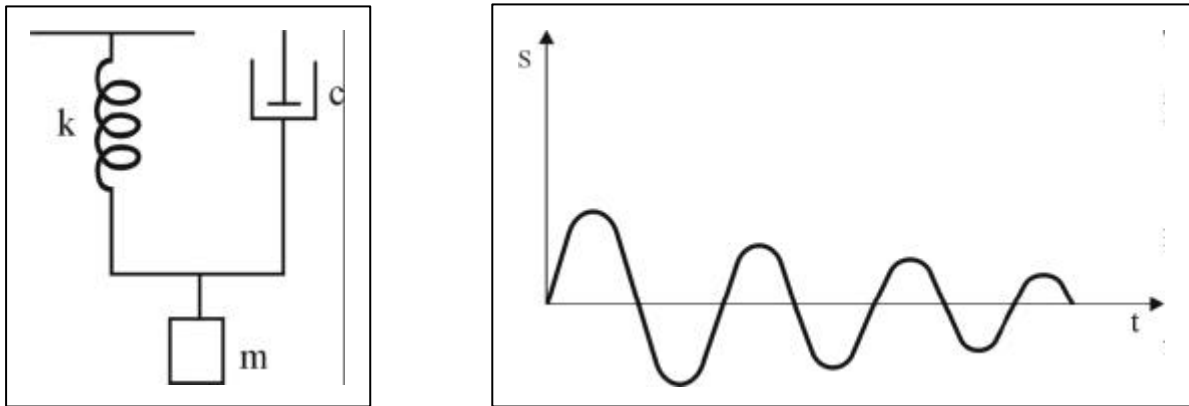


Figura 12.2 - Risposta all'impulso di un sistema meccanico elementare con smorzatore

Applicando al sistema, anziché un semplice impulso, una forza sinusoidale stazionaria nel tempo:

$$F = F_0 \sin(2\pi f t)$$

si può dimostrare che il sistema oscilla alla stessa frequenza f_e della forza eccitante e con un'ampiezza che dipende sia dalla forza sia dal rapporto fra la frequenza eccitante e la frequenza naturale del sistema. Infatti:

- a frequenze di eccitazione $\ll f_n$ il sistema oscilla con un'ampiezza prossima al rapporto F/K ;
- a frequenze di eccitazione $\gg f_n$ il sistema oscilla con ampiezze decrescenti al crescere della frequenza;
- a frequenze prossime a f_n il sistema oscilla con un'ampiezza molto grande, limitata unicamente dallo smorzamento del sistema stesso (fenomeno della risonanza meccanica).

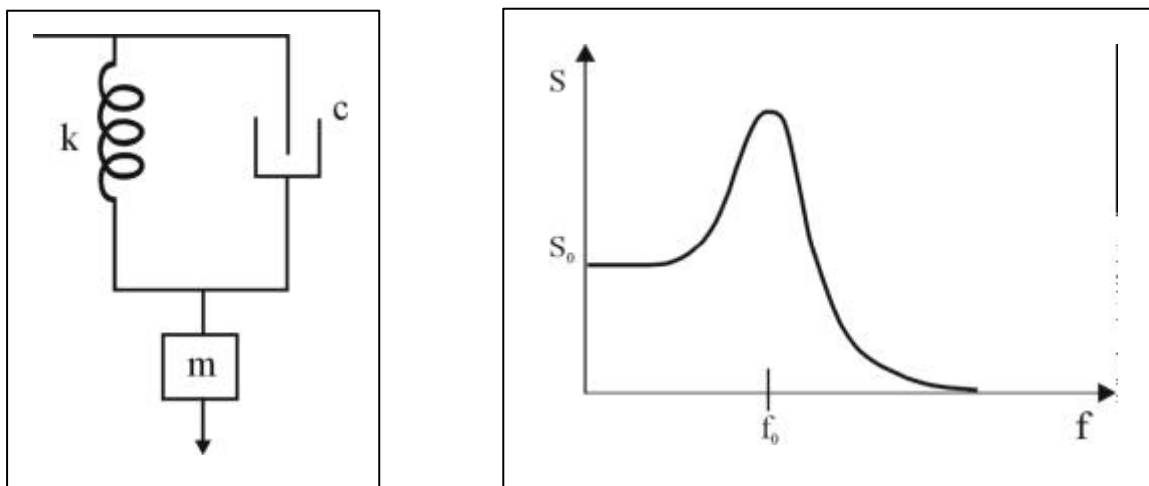


Figura 12.3 - Risposta ad un'eccitazione sinusoidale di un sistema meccanico elementare con smorzatore

Il valore S_0 in Figura 12.3 è dato dalla relazione:

$$S_0 = \frac{F_0}{K}$$

Nella realtà:

- le strutture meccaniche sono costituite da un insieme molto esteso di sistemi elementari massa – molla- smorzatore, per cui esse presentano più frequenze di risonanza (modi di risonanza) oggetto di una specifica attività di studio (analisi modale);
- in generale le strutture non oscillano solo lungo una direzione (differentemente dall'esempio considerato) ma in più direzioni; inoltre, oltre a movimenti traslatori si manifestano anche moti rotatori; i sistemi reali presentano quindi numerosi gradi di libertà;
- l'eccitazione di una struttura può avvenire per via solida, liquida o gassosa e con caratteristiche di variabilità temporale molto differenti (es. impulsive, continue, aleatorie, deterministiche); anche lo spettro acustico può essere di differenti tipologie (a larga banda, con componenti tonali, ecc.).

Ovviamente l'emissione acustica di una struttura meccanica, dipendendo dalla vibrazione della stessa, è strettamente correlata ai fenomeni precedentemente descritti. In particolare sistemi meccanici passivi possono irradiare più o meno rumore in virtù, non solo dell'eccitazione cui sono sottoposti, ma anche dell'interazione di questa con le caratteristiche del sistema.

Applicazioni

Un elemento meccanico (ad esempio un pannello imbullonato sui quattro vertici) o un sistema più complesso (ad esempio il carter di una macchina) possono essere sottoposti alle vibrazioni della struttura cui sono connessi, diventando essi stessi sorgenti di rumore. La risoluzione di questo problema, prescindendo da analisi più raffinate, può essere ottenuta attraverso molte vie:

- scegliendo punti di ancoraggio non vibranti (ad esempio fissando la protezione di copertura di un organo rotante al terreno anziché al corpo della macchina);
- interponendo fra l'elemento e la struttura vibrante degli elementi viscoelastici (in modo da isolare l'elemento smorzandone nel contempo le vibrazioni residue);
- realizzando l'elemento con materiali aventi elevato smorzamento interno o accoppiando a determinati materiali base (es. acciaio) materiali smorzanti (es. antirombo);
- modificando le caratteristiche della struttura (massa o elasticità) al fine di modificare una o più frequenze di risonanza.

Quest'ultimo criterio, per quanto talvolta comporti semplici interventi (ad esempio la realizzazione di una nervatura), richiede però uno studio preliminare che si può descrivere come segue.

- a) Si valutano le principali frequenze di risonanza correlate con l'emissione sonora che si vuol attenuare. Ciò può essere effettuato, colpendo con un impulso (es. colpo di martello) l'elemento e misurando la vibrazione risultante per mezzo di un accelerometro e di un analizzatore in frequenza (talvolta può essere sufficiente rilevare lo spettro del rumore emesso);
- b) si determinano le caratteristiche in frequenza delle vibrazioni eccitanti, misurandole in corrispondenza della sorgente o attraverso il calcolo;
- c) nel caso vi sia coincidenza (o notevole prossimità) fra le frequenze proprie dell'elemento (fase a) e le frequenze dell'eccitazione (fase b) si può pensare, ad esempio, di aumentare la rigidità (in questo caso aumenta la frequenza di risonanza).

Con questa tecnica occorre prestare attenzione a due aspetti:

- modificando uno dei due parametri, si modifica anche l'altro, in misura più o meno consistente (ad esempio incrementando lo spessore di un pannello, si aumenta la massa, ma, in quantità ancora più cospicua, anche la rigidità);

- spostando una frequenza di risonanza, per sottrarla alla coincidenza con una frequenza di eccitazione, si rischia di renderla molto prossima ad un'altra frequenza di eccitazione (talvolta quindi occorre procedere per successive approssimazioni).

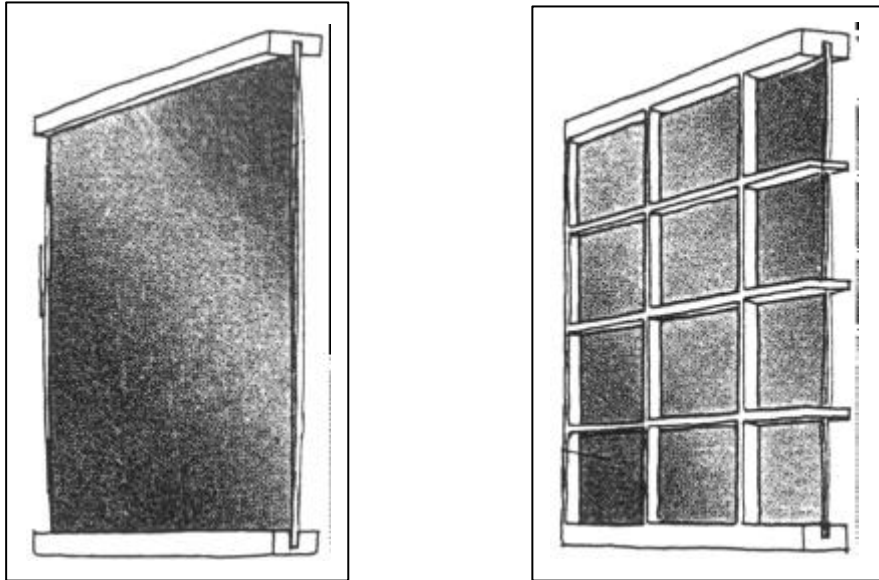


Figura 12.4 - Inserendo delle nervature su un pannello aumenta la sua rigidezza in misura molto maggiore dell'incremento di massa determinando un incremento nel valore delle frequenze di risonanza.

SCHEDA 13
MATERIALI E TECNOLOGIE
PER L'ISOLAMENTO E LO SMORZAMENTO DELLE VIBRAZIONI

Le macchine trasmettono vibrazioni alle strutture cui sono collegate (pavimenti, pareti, elementi di montaggio, tubazioni) e parte dell'energia vibratoria è irradiata come suono.

In determinate condizioni i fenomeni acustici generati dalle vibrazioni meccaniche possono essere rilevanti, si delinea quindi importante affrontare il problema della riduzione del rumore emesso da una macchina (o da una qualsiasi struttura) analizzandone il comportamento anche sotto l'aspetto delle vibrazioni in essa presenti.

Nello studio delle vibrazioni è basilare identificare tutte le frequenze proprie che caratterizzano un sistema vibrante, ciascuna frequenza è dotata del relativo smorzamento e forma modale. Tale identificazione permette, infatti, di capire quando, in una struttura soggetta all'effetto di una forza interna o esterna, si produce un'oscillazione non controllata, detta risonanza (vedi scheda 12), che può provocare effetti indesiderati e danni alla struttura stessa.

Le frequenze proprie di una struttura vibrante sono funzione del materiale, delle dimensioni e della forma, si può perciò eliminare la possibilità di avere condizioni di risonanza agendo su tali parametri e sulle "condizioni al contorno" (forze di eccitazioni, condizioni di funzionamento della macchina, velocità, temperature).

L'analisi in frequenza, ma anche la conoscenza della tipologia delle forze di eccitazione, è necessaria quindi per definire gli interventi, le metodologie ed i materiali da utilizzare per limitare le vibrazioni e gli effetti conseguenti.

Per ridurre il rumore prodotto dalle strutture vibranti (rumore che si trasmette per via aerea e per via solida) i metodi applicabili sono due:

- 1) Isolamento delle vibrazioni**
- 2) Smorzamento delle strutture irradianti**

ISOLAMENTO DELLE VIBRAZIONI

L'isolamento delle vibrazioni è un procedimento con il quale:

- si può ridurre notevolmente la trasmissione delle forze periodiche, casuali o di urto da una macchina (sorgente vibrante) all'ambiente circostante,
- oppure, viceversa, si può attuare la protezione di persone, macchine e strumentazioni sensibili dalle vibrazioni trasmesse dall'ambiente.

In tale sede prenderemo in considerazione solo gli aspetti relativi al primo caso. In generale, comunque, gli isolatori vibrazionali (cioè i sistemi di controllo delle vibrazioni) sono costituiti da un sistema massa-molla, la cui risposta dinamica è considerevolmente influenzata dalle caratteristiche della sorgente delle vibrazioni, dalle caratteristiche dinamiche della macchina, dal posizionamento della macchina, dalle caratteristiche degli elementi elastici e smorzanti.

La conoscenza dei dati relativi a tali parametri è perciò fondamentale per la scelta e l'efficace applicazione di un isolamento vibrazionale, applicazione che, sia in fase di progettazione e sia in fase d'installazione, deve essere sempre accompagnata da una progettazione volta alla riduzione delle vibrazioni prodotte.

L'isolamento antivibrante è l'unica misura efficace in caso di eccitazione nel campo delle basse frequenze, ma è anche efficace in quelli delle medie ed alte frequenze. Esso equivale all'introduzione locale di una rigidità relativamente bassa, ciò si può ottenere, appunto, sia mediante isolatori quali: elementi elastici in gomma, soffiotti d'aria, molle elicoidali in acciaio ed altro, e sia mediante strati di materiali elastici costituiti di gomma, sughero o qualsiasi altro materiale aventi le caratteristiche dei precedenti.

Un “isolatore” delle vibrazioni funziona come un filtro meccanico, ma non lavora come uno switch on-off; la sua efficacia varia con la frequenza d’eccitazione e dipende dalla sua frequenza propria che è funzione a sua volta della rigidità e della massa. Ciascun sistema isolante è caratterizzato da una propria curva di trasmissibilità che è il rapporto dell’output di vibrazioni diviso l’input in funzione della frequenza (Fig.13.1).

Se tale rapporto è maggiore di **1** la vibrazione è amplificata, se è minore di **1** la vibrazione è attenuata.

La trasmissibilità massima si ha alla frequenza propria dell’isolatore e quindi l’abilità è nello scegliere un sistema isolatore tale che, nelle condizioni di utilizzo, la sua frequenza propria non sia mai raggiunta.

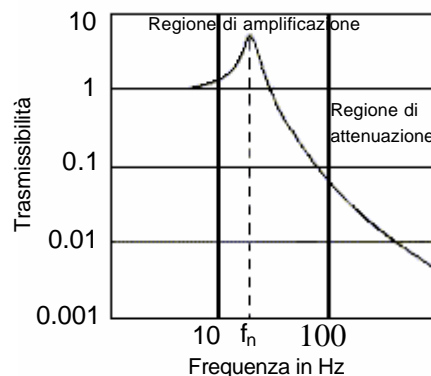


Figura 13.1 – Trasmissibilità di un sistema con una frequenza propria (f_n) di 20 Hertz.

Importante è anche conoscere la distribuzione del peso della struttura di supporto e la tipologia del carico, poiché in caso di carico molto irregolare (come ad esempio nelle applicazioni dinamiche) gli isolatori devono avere differenti rigidità per fornire approssimativamente uguale deviazione (flessione) in ogni direzione. Utilizzando gli isolatori elastomerici, questo può essere ottenuto selezionando incrementi a differenti rigidità con blocchi di elastomeri di lunghezza e larghezza variabili. Con le molle elicoidali, invece, si possono ottenere differenti rigidità selezionando molle di diverso diametro.

Altro elemento da prendere in considerazione è, quindi, la rigidità della struttura di supporto dell’elemento isolatore e della struttura supportata, poiché se tali strutture sono relativamente “tenere” flettono più degli isolatori che non riescono perciò a svolgere la loro funzione. Oltre ad avere un isolamento inadeguato, ciò può comportare un affaticamento della struttura. La regola generale è di avere delle strutture con una rigidità 10 volte quella degli isolatori in modo da avere una deflessione per il 90% attuata dagli isolatori e per il 10% dalle strutture.

SMORZAMENTO DELLE STRUTTURE IRRADIANTI

Tale metodo consiste nel dissipare l’energia vibratoria intrinseca della struttura sotto forma di calore ed è particolarmente efficace se utilizzato in prossimità della sorgente e quando lo smorzamento originale della struttura è relativamente basso, nel campo delle risposte risonanti. In realtà le macchine, specie quelle più complesse, molte volte hanno già elevate caratteristiche di smorzamento per la presenza di molti meccanismi diversi.

La capacità di smorzamento di una struttura può essere aumentata in diversi modi:

- utilizzando uno speciale strato smorzante;
- servendosi dei pannelli a sandwich invece dei pannelli singoli;
- impiegando un pannello supplementare con un numero limitato di punti di collegamento (lo smorzamento si ottiene mediante circolazione di un sottile strato d’aria fra i due pannelli);

- adoperando un materiale con uno smorzamento interno superiore (teflon, materiali plastici, ecc);
 - usando ammortizzatori sintonizzati in forma di sistemi smorzati con massa ed elasticità.
- Questo ultimo tipo di ammortizzatori è utile solo quando lo scopo è di sopprimere un numero limitato di risonanze.

ELEMENTI PER REALIZZARE L'ISOLAMENTO E LO SMORZAMENTO VIBRAZIONALE

Pads

Sono realizzati con diversi tipi di elastomeri, ed anche in sughero e feltro; sono disponibili in diversi spessori e lunghezze e sono molto convenienti poiché, potendo generalmente essere tagliati, hanno la possibilità di assumere praticamente qualsiasi forma.

Per ottenere una frequenza propria molto bassa, molti di questi prodotti hanno la capacità di legarsi (unirsi) in strati multipli arrivando ad avere così la rigidità voluta per l'applicazione. Utilizzando quest'ultimo approccio si riescono a realizzare sistemi pad con frequenze naturali molto basse (fino a 6 Hz).

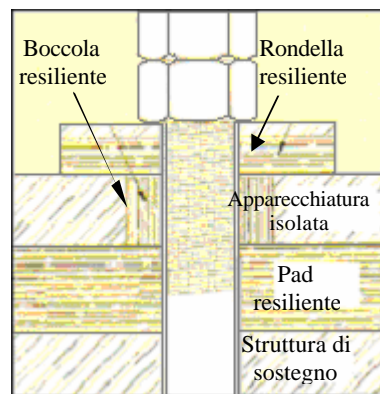


Figura 13.2 – Esempio di metodo raccomandato per l'installazione di un sistema pad.

Sistemi elastomerici

Essi hanno molte caratteristiche desiderabili che derivano dal fatto che la gomma è essenzialmente un materiale incomprimibile. Mediante le varie possibili configurazioni del prodotto formato (stampato) e collocando opportunamente i componenti rigidi d'acciaio, si può ottenere quasi un "range" infinito di rigidità in ogni direzione. Si hanno perciò numerose famiglie d'elastomeri, ognuna adatta per un determinato uso e per un determinato ambiente.

I due parametri critici che influenzano le caratteristiche di deformazione (rigidità e smorzamento) e la durata dell'elastomero e che devono essere considerati nella scelta per una data applicazione sono:

- la temperatura d'esercizio,
- l'esposizione a fluidi.

La Figura 13.3 mostra un comune sistema elastomero che consiste di un elastomero in neoprene unito a componenti d'acciaio. Questo sistema ha una rigidità che è approssimativamente uguale in tutte le direzioni ed installando una rondella d'acciaio (di adatte dimensioni) al di sotto del supporto con un dado ed un bullone, il sistema diventa prigioniero. Questo significa che i componenti metallici interbloccati sostengono l'attrezzatura anche se cede l'elastomero o il legame elastomero-elemento d'acciaio. Questa è una caratteristica appropriata specie per gli isolatori utilizzati nelle applicazioni dinamiche.

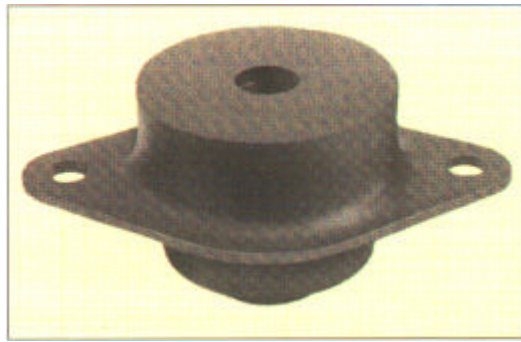


Figura 13.3 – Esempio di isolatore elastomerico.

Gli isolatori elastomerici sono ideali per applicazioni dinamiche anche per la loro flessibilità di progetto, e sono molto efficaci nell'isolamento di macchine, motori, compressori, cabine, radiatori e relative attrezzature. Essi possono, ad ogni modo, essere usati anche per applicazioni statiche (fisse).

Molle

Nei sistemi elastomerici rientrano le molle nelle loro varie possibili configurazioni; esse sono elementi costruttivi a deformazione essenzialmente elastica e sono utilizzate come supporto elastico di macchine per l'isolamento da vibrazioni e da urti. Grazie all'ampia flessibilità di progetto, alla facile connessione a parti metalliche, alle numerose combinazioni di materiali possibili, le molle elastomeriche possono adattarsi ad un'ampia gamma di applicazioni. Ogni molla possiede, comunque, una certa massa e un certo smorzamento.

I parametri che influenzano le caratteristiche di deformazione (rigidezza e smorzamento) e la durata della molla, come pure il suo cedimento anelastico (creep), sono:

- il materiale della molla e quello dei componenti della miscela,
- la forma della molla.

Per ottenere lo smorzamento delle vibrazioni nella gamma di frequenze d'interesse è perciò importante scegliere i materiali adeguati, la massa, invece, può essere trascurata.

Nella scelta del tipo di molla importante è anche conoscere l'eventuale esposizione ad agenti esterni quali, principalmente, temperatura e fluidi di varia natura, fattori che influenzano la durata nel tempo della molla.

Le frequenze caratteristiche del sistema isolato dovrebbero essere calcolate sulla base della rigidezza dinamica essendo questa, in genere, più elevata di quella statica. Usando molle elastomeriche si possono ottenere frequenze verticali caratteristiche da 6 Hz a 20 Hz. A causa della loro deformabilità elastica e del piccolo modulo di Young, le molle elastomeriche hanno uno smorzamento superiore, rispetto alle molle metalliche.

Altri fattori da considerare per la capacità di carico e per la durata delle molle di elastomero sono:

- il carico statico e il carico dinamico;
- l'ampiezza delle vibrazioni e la frequenza del sistema vibrante.

In base al tipo di carico agente (forze di compressione, sforzi di taglio, momenti torcenti, momenti flettenti, combinazione di essi) si individua l'utilizzo o meno di molle singole, oppure costituite in placche e cuscini multipli (è il caso questo di forti carichi di compressione distribuiti).

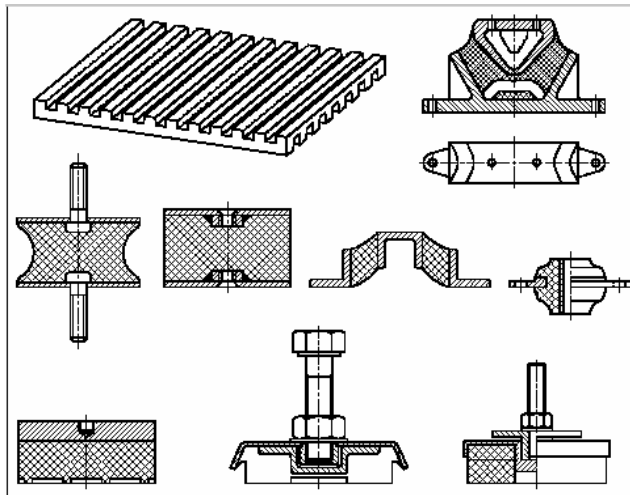


Figura 13.4 - Alcuni esempi di diverse conformazioni di molle elastomeriche.

Molle metalliche

Per applicazioni che richiedono una più bassa frequenza naturale di quella che si può ottenere con gli elastomeri, spesso come sistema d'isolamento si sceglie una molla metallica a spirale. Utilizzando molle metalliche, si possono ottenere frequenze caratteristiche verticali da 1,4 Hz a 8 Hz. Le molle metalliche sono poco sensibili ai gravosi salti di temperatura, resistono alla maggior parte delle sostanze organiche, hanno rigidità statica e rigidità dinamica pressoché uguali e le loro caratteristiche elastiche non cambiano con il tempo.

Per l'isolamento vibrazionale delle macchine si usano molle metalliche preferibilmente d'acciaio in forma di fili, di lamine e di barre fabbricate per questo scopo. La molla elicoidale di compressione è la molla metallica generalmente usata per l'isolamento vibrazionale delle macchine, poiché le sue caratteristiche di deformazione (curve deformazione/carico) sono quasi completamente lineari e poiché permette di realizzare un'ampia scelta di rigidità secondo tutti gli assi.

Le molle metalliche d'acciaio hanno, inoltre, la capacità di immagazzinare molta energia di deformazione elastica in corrispondenza di elevate deformazioni. In Figura 13.5 è mostrato un esempio tipico di sospensione che ha la capacità di sopportare carichi che vanno da pochi newton a circa 1500 kN.

Altre applicazioni sono quelle che ne prevedono l'utilizzo per isolare, nelle torri di raffreddamento, le ventole che vanno a velocità molto basse (300 rpm). La combinazione di una molla metallica con un isolatore elastomerico permette, invece, di variare lo smorzamento realizzabile. Infatti, agendo sui bulloni laterali (Figura 13.6) si applica un carico di compressione ad un blocco di elastomero interno al sistema isolatore.

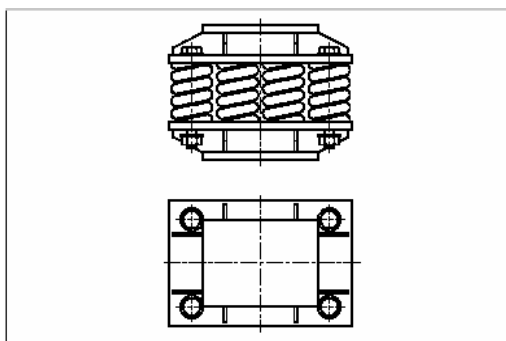


Figura 13.5 – Sospensione tipica costituita da molle elicoidali di compressione.



Figura 13.6 – Esempio di combinazione di molla metallica e elastomero.

Isolatori pneumatici

Quando si ha l'esigenza di isolare un'attrezzatura sensibile ad una frequenza molto bassa, si ricorre ad un isolamento pneumatico per mezzo di molle pneumatiche o isolatori pneumatici che permettono di gestire frequenze intorno ai 0,5 Hertz. Un isolatore pneumatico (vedere Figura 13.7) è costituito essenzialmente da:

- una camera sigillata in pressione riempita di gas (aria),
- un impianto idraulico per il carico e lo scarico del gas,
- un diaframma flessibile per il movimento relativo.

Al variare del carico, il sistema si deforma in corrispondenza delle pareti, provocando un cambiamento di volume che produce un cambiamento di pressione. Su questo principio si basa il funzionamento sia dei sistemi a stantuffo mobile dentro un cilindro e sia di quelli a soffietto. La deformazione tipica delle molle pneumatiche dipende dall'equilibrio fra il carico esterno e la differenza di pressione fra l'interno della molla e l'esterno (per esempio la pressione atmosferica), moltiplicata per la superficie utile.

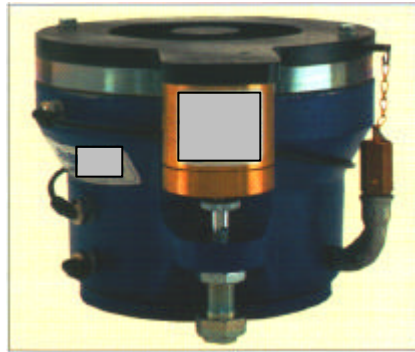


Figura 13.7 - Esempio di isolatore pneumatico.

Per consentire la regolazione del livello di smorzamento esistono anche molle pneumatiche in versione regolabile.

Ammortizzatori

Quando si hanno condizioni di risonanza, nel caso di eccitazione periodica, di urti o di eccitazioni aleatorie, per limitare i movimenti dei sistemi supportati elasticamente si utilizzano gli ammortizzatori che trasformano l'energia meccanica in calore.

Si hanno essenzialmente due diverse tipologie di sistemi ammortizzanti:

- 1) gli ammortizzatori ad attrito che realizzano lo smorzamento servendosi dell'attrito fra corpi rigidi (vedere Figura 13.8),
- 2) gli ammortizzatori a liquido che sfruttano gli scambi energetici che avvengono in un mezzo liquido (vedere Figura 13.8) o in un mezzo gassoso.

Nell'utilizzo degli ammortizzatori ad attrito possono insorgere problemi di emissione acustica della struttura legati proprio alle modalità di funzionamento dell'ammortizzatore stesso.

Per tale motivo per l'isolamento vibrazionale delle macchine sono utilizzati, insieme alle unità a molla, gli ammortizzatori a liquido viscoso. Questi sono costituiti principalmente da:

- un involucro,
- un mezzo smorzatore,
- uno stantuffo.

Lo stantuffo si trova immerso nel mezzo smorzatore (liquido viscoso) ed ha la possibilità di muoversi nelle direzioni permesse dalla forma dell'involucro che lo avvolge. Con tale sistema si riesce anche ad ottenere uno smorzamento vibrazionale nei sei gradi di libertà. Tali ammortizzatori sono impiegati in particolar modo per attenuare grandi ampiezze di vibrazione alle basse e medie frequenze.

Legenda

- 1) Materiale d'attrito
- 2) Vite di regolazione
- 3) Molla di pressione
- 4) Stantuffo
- 5) Involucro
- 6) Liquido (mezzo smorzatore)

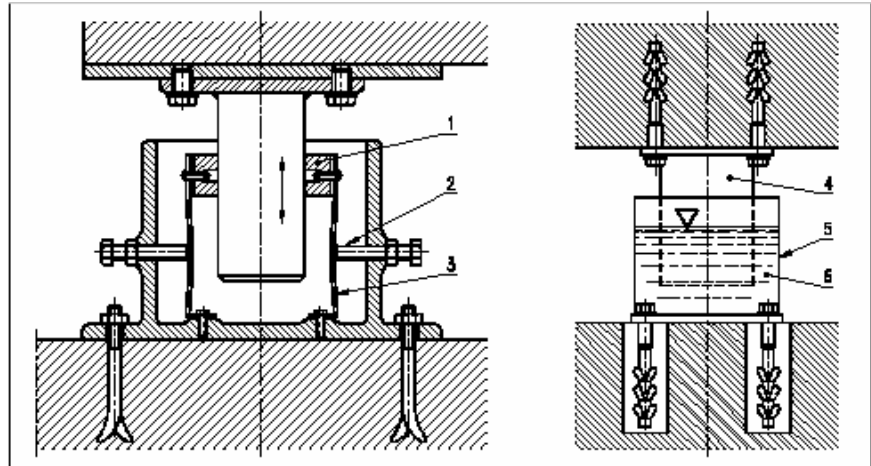


Figura 13.8 - Schema di un ammortizzatore ad attrito e di un ammortizzatore a liquido viscoso.

Antirombo

Tale vocabolo definisce una tipologia di prodotti (composti chimici) il cui utilizzo è volto ad insonorizzare parti metalliche che, entrando in vibrazione, producono fastidiosi rumori. Da qui il nome del prodotto.

Le applicazioni principali sono per il rivestimento a spessore su parti della carrozzeria delle automobili come il cofano, i parafranghi ecc. soggetti a rumorose vibrazioni. Usato anche per insonorizzare macchine utensili, cabine di ascensore ed in genere per il rivestimento di manufatti per i quali è richiesta l'insonorizzazione. Generalmente si applica a spruzzo usando una pistola particolare chiamata "antirombo" e dotata di un ugello di grandi dimensioni onde far defluire il prodotto ricco di sostanze isolanti a granulometria elevata. Il prodotto così applicato è lasciato essiccare all'aria.

Più che di una vernice, si tratta di un composto di consistenza pastosa da applicarsi appunto a spessore ed è di colore nero bituminoso.

Occorre ricordare che il prodotto antirombo, essendo un composto chimico, deve essere accompagnato dalla relativa scheda di sicurezza che permette la giusta valutazione dei rischi per la salute e per la sicurezza derivante dalla presenza e dall'uso del prodotto stesso.

Basamenti galleggianti

Per ridurre la trasmissione di rumore da impatto, o per incrementare la perdita di trasmissione sonora attraverso le strutture, ma soprattutto per isolare le vibrazioni prodotte da un'attrezzatura (in genere macchinari di grandi dimensioni quali ad esempio banchi prova, ma anche macchinari con elementi rotanti o comunque con superfici vibranti) si utilizzano i cosiddetti "basamenti (o anche pavimenti) galleggianti".

Si hanno a disposizione diverse tipologie di realizzazione a seconda delle applicazioni e si va dai più semplici, costituiti da piani rialzati rispetto il livello precedente di calpestio con l'applicazione superficiale di rivestimenti fonoisolanti, a quelli più complessi dove si realizza una vera e propria

sospensione del basamento con l'interposizione tra il basamento stesso e la struttura di sistemi ammortizzanti.

Nelle figure seguenti sono rappresentati alcuni esempi di basamenti galleggianti.

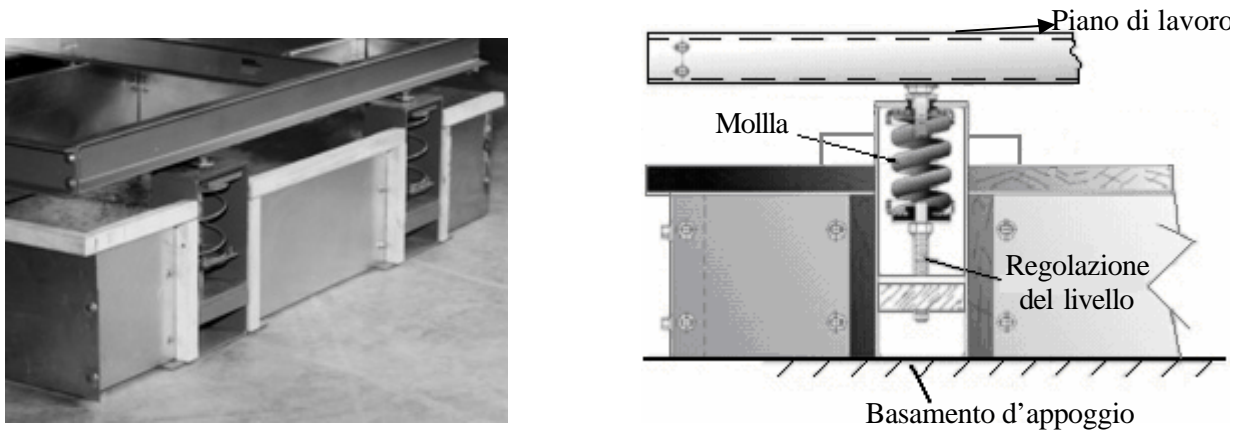


Figura 13.9 – Esempio d'isolamento delle vibrazioni per “piattaforme” di lavoro.

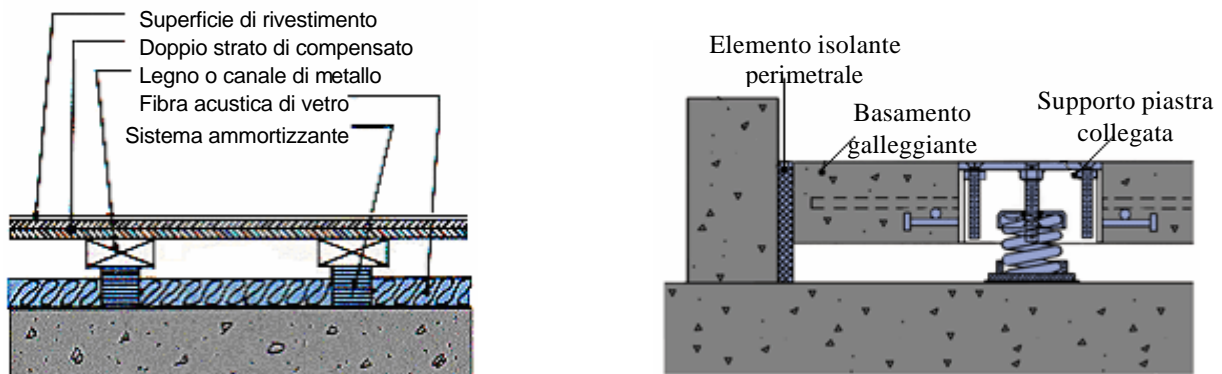


Figura 13.10 – Esempi di basamenti galleggianti

SCHEDA 14

TRASMISSIONE DEL RUMORE PER VIA AEREA E PER VIA STRUTTURALE

Ogni suono, generato da una sorgente primaria, si propaga da questa agli ambienti che la circondano, siano questi gas, liquidi o solidi.

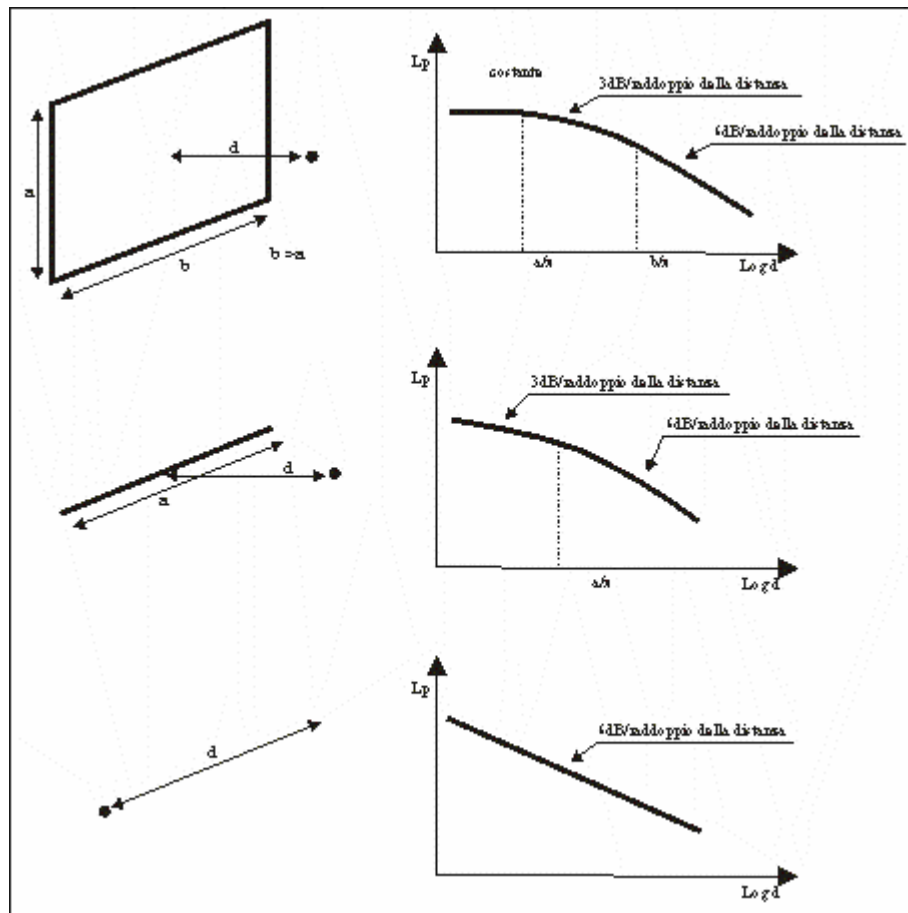


Figura 14.1 – Andamento con la distanza del rumore emesso da varie sorgenti

La propagazione del rumore dipende dal tipo di sorgente sonora; in un ambiente aperto (senza riflessioni) valgono i seguenti criteri:

- ? **sorgenti piane:** il livello sonoro non decresce a breve distanza, poi progressivamente diminuisce fino a 6 dB per ogni raddoppiamento della distanza sorgente-ricettore;
- ? **sorgenti lineari:** il livello sonoro decresce inizialmente di 3 dB per ogni raddoppiamento della distanza sorgente-ricettore, poi progressivamente fino a 6 dB per ogni raddoppiamento;
- ? **sorgenti omnidirezionali:** il livello sonoro diminuisce di 6 dB per ogni raddoppiamento della distanza sorgente-ricettore.

Nelle situazioni più ordinarie il rumore generato da una sorgente (ad esempio una macchina) si propaga nell'ambiente aereo che la circonda con modalità riconducibili a queste tipologie fondamentali:

- ? **propagazione secondo onde piane** (ad esempio, in prossimità di superfici piane irradianti rumore, o, in prima approssimazione, all'interno di un canale di sezione costante);

- ? **propagazione secondo onde cilindriche** (determinata da sorgenti sonore lineari, ad es. tubazioni);
- ? **propagazione secondo onde sferiche** (causata ad es. da sorgenti omnidirezionali in un ambiente omogeneo).

La propagazione nella realtà assume modalità più complesse in relazione a:

- ? caratteristiche di direttività della sorgente sonora (da cui dipende la maggiore o minore emissione sonora lungo talune direttrici, ad es. nel caso di macchine aventi componenti particolarmente rumorosi disposti su un lato della macchina stessa);
- ? caratteristiche ambientali:
 - o riflessioni sonore contro superfici (pareti, carter, arredi, ecc.);
 - o assorbimento sonoro dell'atmosfera, di elementi presenti nell'ambiente (materiali, persone, arredi, ecc.);
 - o diffusione sonora di particolari elementi presenti nell'ambiente (spigoli di macchine, arredi, pannelli, ecc.).

In ambiente aperto altri parametri influenzano considerevolmente la propagazione acustica (condizioni meteorologiche, morfologia del terreno, vegetazione, terreno, schermi naturali e artificiali, ecc.).

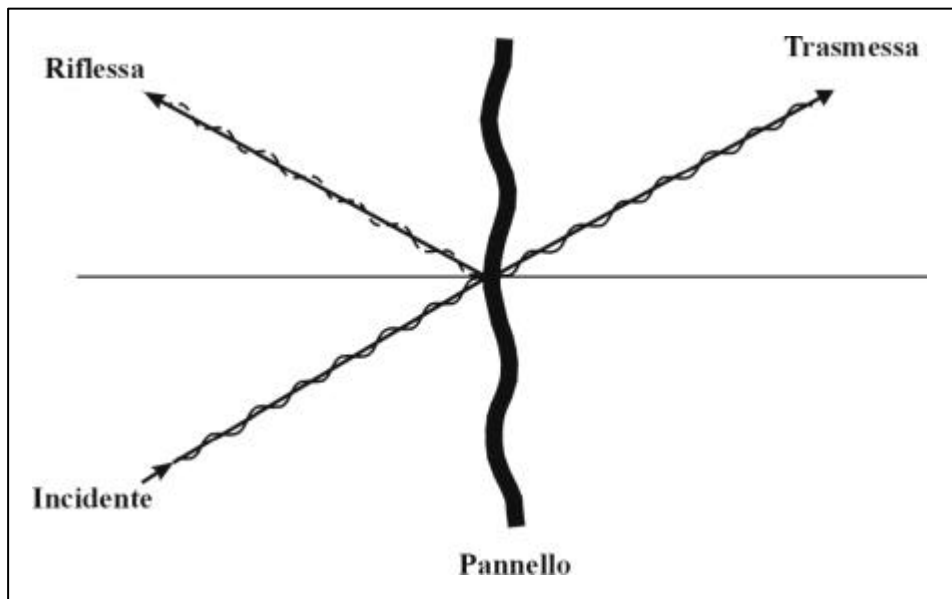


Figura 14.2 - Trasmissione acustica per via aerea di una parete

Il rumore che si propaga per via aerea, quando intercetta un elemento solido (es. un pannello) ne determina la sua vibrazione e, conseguentemente, la radiazione sonora nell'ambiente adiacente (trasmissione per via aerea).

In generale una repentina variazione nelle condizioni di propagazione di un suono (ad esempio cambiamento del mezzo di propagazione, brusca variazione della sezione di passaggio di un canale) determina un'attenuazione dell'energia sonora che si propaga al di là del punto di discontinuità.

Parte dell'energia sonora che viene generata da una sorgente sonora può propagarsi attraverso una struttura solida (trasmissione per via strutturale); ad esempio:

- il rumore delle pompe di un impianto di riscaldamento può propagarsi anche tramite le tubazioni e reirradiarsi a grande distanza dalla sorgente per mezzo dei termosifoni;
- il rumore di un organo di trasmissione di una macchina si può anche trasmettere attraverso le strutture della macchina, mettere in vibrazione i carter di protezione, generando rumore attraverso essi.

Nel definire i criteri di bonifica acustica, eccezion fatta nel caso in cui si intervenga sulle cause di generazione del rumore, è fondamentale discriminare il contributo dovuto alle differenti vie di propagazione. Lo vediamo attraverso due esempi.

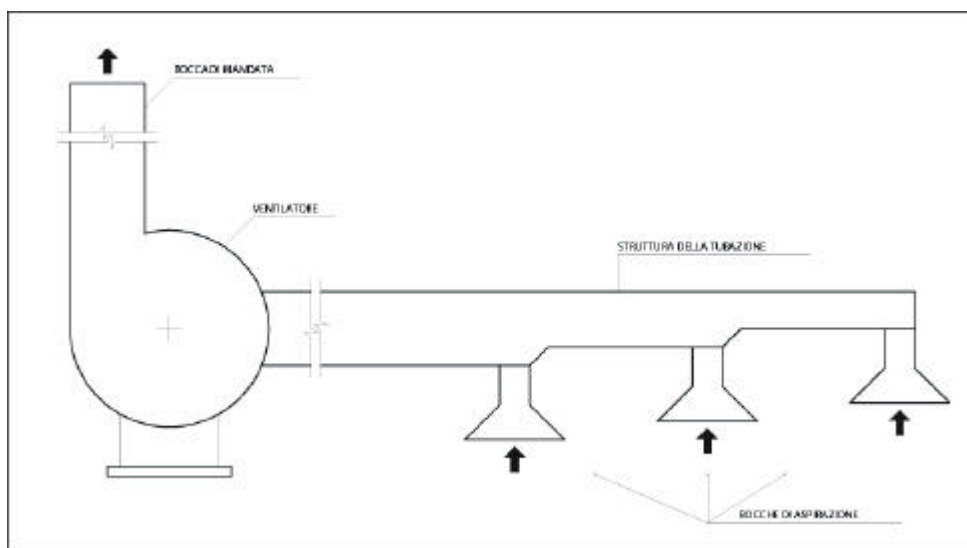


Figura 14.3 - Percorsi di trasmissione del rumore emesso da un ventilatore

Esempio A :

Un ventilatore (vedi Figura 14.3) è collegato, attraverso un sistema di tubazioni, a delle cappe di aspirazione. Il rumore generato dal ventilatore viene irradiato attraverso 4 percorsi:

Sorgente emettente	Via di propagazione/trasmissione	Ambiente influenzato
<i>bocca di mandata</i>	<i>propagazione per via aerea</i>	<i>esterno</i>
<i>carcassa del ventilatore</i>	<i>trasmissione per via aerea e per via strutturale</i>	<i>locale del ventilatore</i>
<i>struttura della tubazione</i>	<i>trasmissione per via aerea e per via strutturale</i>	<i>ambiente di lavoro</i>
<i>cappe di aspirazione</i>	<i>propagazione per via aerea</i>	<i>ambiente di lavoro</i>

Se la bonifica acustica ha come obiettivo il solo ambiente di lavoro, occorre verificare l'entità dell'immissione sonora dovuta alla via strutturale e alla via aerea.

Se essa è ad esempio dovuta, in modo dominante, alle cappe di aspirazione, può essere idoneo un silenziatore (o un sistema di silenziatori), se invece la vibrazione della tubazione non può essere trascurata, si può prevedere l'adozione di un manicotto elastico nel punto di connessione con il

ventilatore e/o la modifica delle caratteristiche della tubazione (cambiandone la massa o la rigidità o lo smorzamento).

Ovviamente se il problema fosse rappresentato anche:

- dall'immissione sonora verso dovuta alla mandata, è possibile aggiungere un silenziatore sulla bocca di mandata;
- dall'immissione sonora del corpo del ventilatore, è suggeribile un incremento del potere fonoisolante della carcassa del ventilatore stesso.

Esempio B:

Il rumore del gruppo freno frizione di una pressa (Figura 14.4) viene irradiato nell'ambiente attraverso il carter di protezione.

Se tale immissione è causata prevalentemente dalla trasmissione per via aerea, è opportuno aumentare il fonoisolamento del carter (ad es. incrementandone la massa, tamponando meglio le aperture).

Se al contrario essa è causata dalla trasmissione per via strutturale, occorre rendere più elastiche le connessioni del carter con la struttura della pressa, e anche rendere meno efficiente la radiazione del carter (ad esempio sostituendo il carter in lamiera con una rete metallica).

Nel caso in cui entrambe le vie di trasmissione fossero rilevanti occorre da una parte aumentare il fonoisolamento (e quindi l'uso della rete metallica è in questo caso da evitare), dall'altra ridurre l'entità della vibrazione (ad esempio con l'uso di materiali smorzanti) o modificare la radiazione sonora (ad esempio attraverso delle nervature).

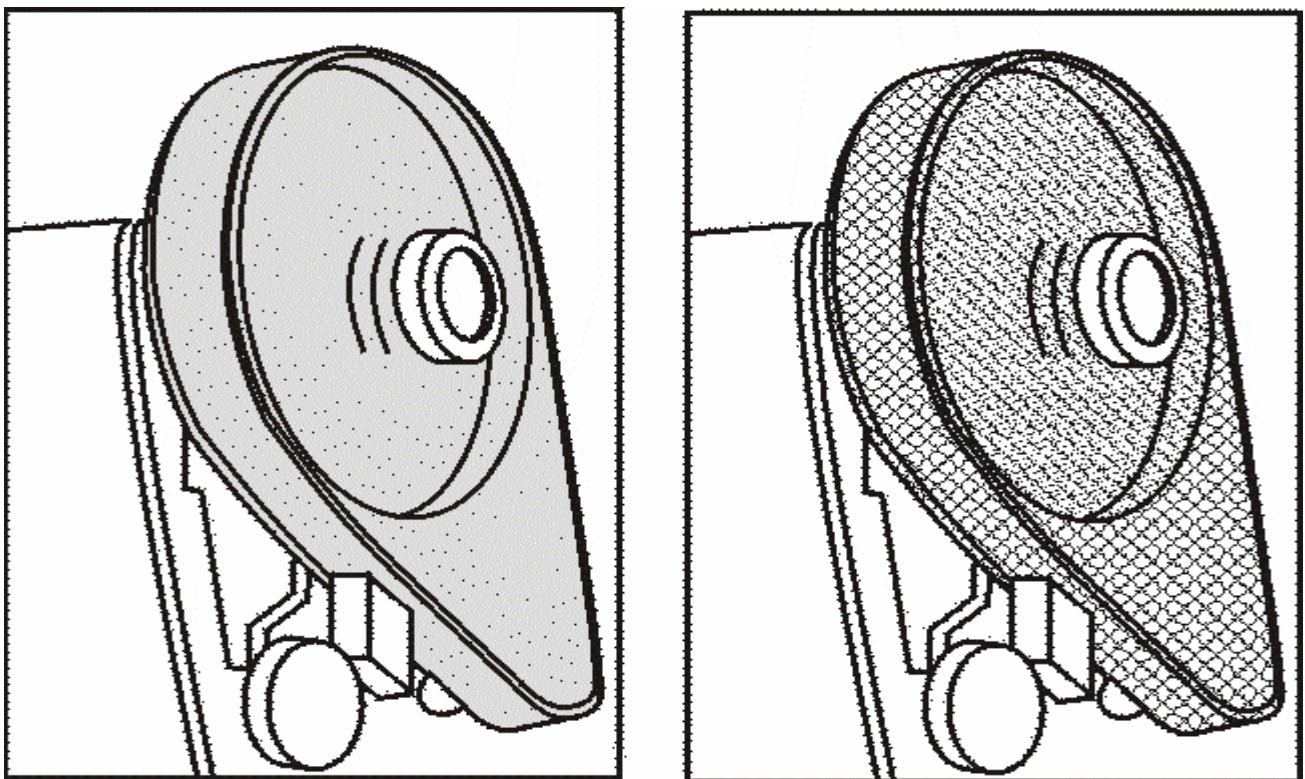


Figura 14.4 - Esempio di bonifica del gruppo freno frizione di una pressa, in cui il carter è la sorgente sonora prevalente a causa della trasmissione per via strutturale

SCHEDA 15

RADIAZIONE ACUSTICA DI SUPERFICI VIBRANTI

La radiazione acustica da parte della superficie di una struttura è il risultato della conversione di una vibrazione di una struttura eccitata in una compressione pulsante dell'aria circostante.

La potenza sonora irradiata può essere espressa analiticamente come:

$$W_{\text{rad}} = \rho_0 c S \overline{v^2} \eta_{\text{rad}}$$

in cui:

ρ_0 è la densità dell'aria (kg/m^3)

c è la velocità del suono nell'aria (m/sec)

S è l'area della superficie del corpo (m^2)

v il valore efficace della velocità di vibrazione della superficie (m/sec).

Si definisce η_{rad} efficienza radiante effettiva, un parametro fondamentale che caratterizza la capacità di un corpo vibrante di irradiare potenza sonora. Dipendendo dal tipo di superficie radiante e dal campo di frequenze, i valori di η_{rad} variano in un intervallo molto grande (vedere esempi in fig. 15.1).

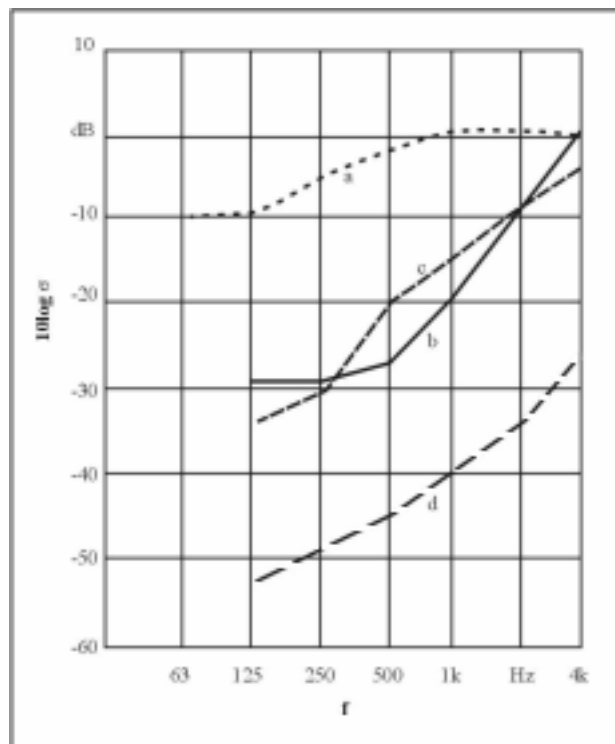


Figura 15.1 - Andamenti sperimentali dell'efficienza radiante effettiva per diverse strutture:

- a) blocco cilindro di un motore diesel
- b) condotto in acciaio, diametro 0,7 m, spessore parete 1,3 mm
- c) piastra in acciaio 0,5x0,5 m², spessore 1,5 mm
- d) piastra in acciaio come (c), forata al 30%

In generale alle alte frequenze si hanno valori elevati, che possono approssimarsi all'unità. Normalmente si individua poi una frequenza critica f_c che può essere calcolata mediante un

approccio teorico, per sorgenti di tipo elementare. In corrispondenza di tale frequenza la radiazione è massima, e può, per pannelli aventi un debole smorzamento, superare il valore 1.

In linea generale pannelli di pari superficie irradiano energia sonora tanto minore quanto è maggiore il loro perimetro: un pannello rettangolare emette meno rumore di un pannello quadrato o circolare avente la stessa superficie e lo stesso livello di vibrazione. Questo fatto deriva da un fenomeno di cancellazione delle onde sonore (interferenza distruttiva) emesse dai due lati del bordo di una superficie ed è particolarmente rilevante alle basse frequenze.

Per ragioni sostanzialmente analoghe pannelli vibranti aventi i bordi liberi emettono minor rumorosità alle basse frequenze (a parità di vibrazione eccitante) rispetto agli stessi i cui bordi siano invece racchiusi (ad esempio, è ciò che avviene ponendo un altoparlante in una cassa acustica).

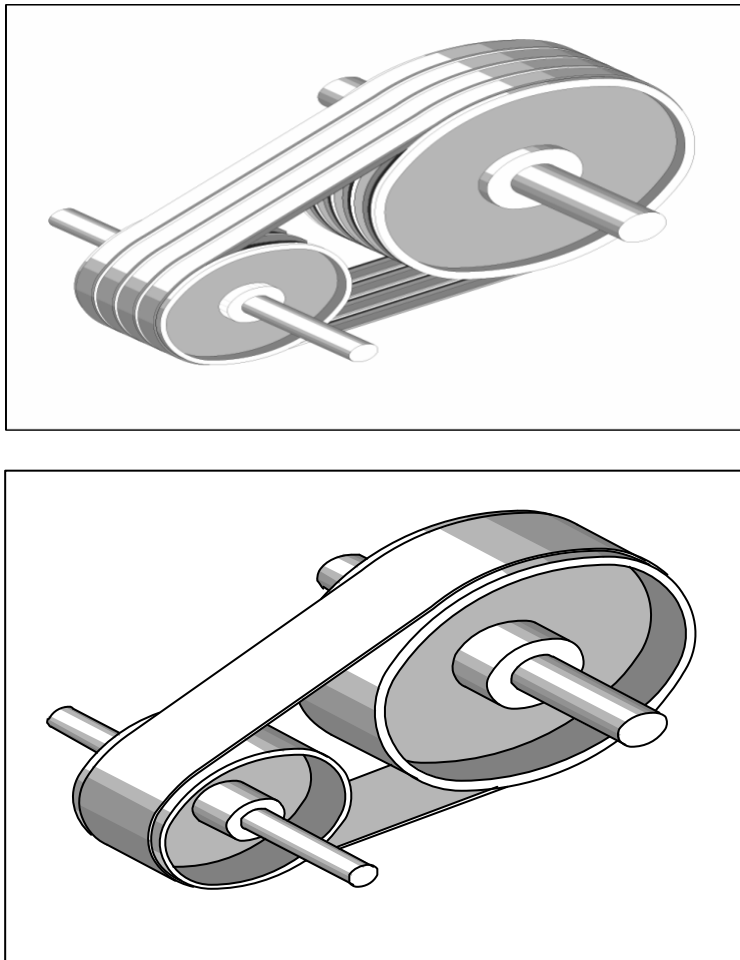


Figura 15.2 - Sostituendo una cinghia di trasmissione di notevole larghezza con più cinghie, ognuna di minor larghezza, si riduce l'emissione sonora alle basse frequenze.

La conoscenza di γ_{rad} può essere molto preziosa nei casi in cui conosciamo v , e questa tecnica di previsione del rumore dalla misura delle vibrazioni sta entrando sempre più nell'uso comune di molte aree di studio. Inutile dire che non sempre è agevole misurare v , però, se questo è possibile, permette di prevedere la quantità di rumore emesso, quando non è determinabile attraverso la tecnica fonometrica.

Solitamente, anziché la velocità v di vibrazione, si preferisce misurare l'accelerazione a ; poiché, fisicamente, l'accelerazione è la derivata di una velocità, quest'ultima è deducibile dalla prima, attraverso l'espressione :

$$v = a / 2\pi f .$$

In linea teorica quindi misurando una qualunque grandezza associata alla vibrazione (accelerazione o velocità o anche spostamento) è calcolabile ognuna delle altre, purché se ne conosca lo spettro acustico; le uniche limitazioni sono di natura metrologica (legate ai trasduttori e agli analizzatori).

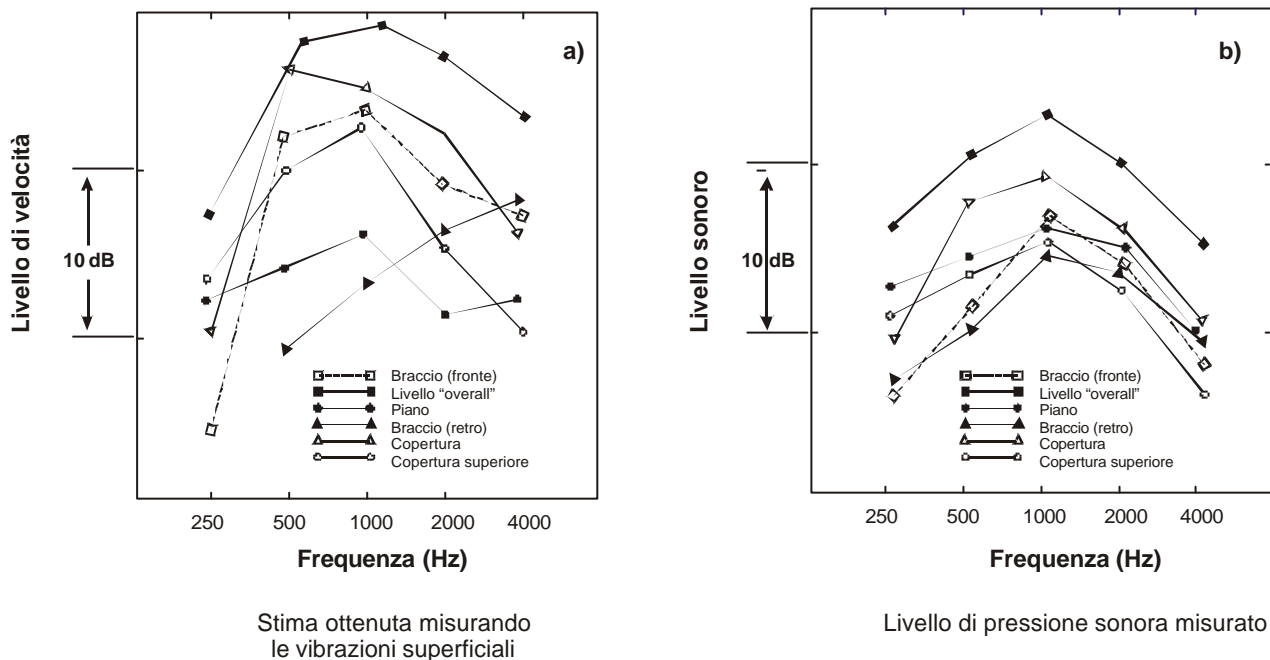


Figura 15.4 - Livello di vibrazioni (velocità) e di pressione sonora irradiato da varie parti di una macchina da cucire

In Figura 15.4 è riportato il livello di pressione sonora irradiato da varie parti di una macchina da cucire. In questo caso sono stati misurati direttamente, sia i livelli di vibrazione dei vari pannelli costituenti la macchina, sia i livelli di pressione sonora in prossimità alla superficie.

Si può notare che, in base ad entrambi i metodi, il rumore dominante proviene dal carter della macchina che predomina rispetto a quello proveniente da qualsiasi altra componente. Questo contributo può essere ridotto isolando la parte dalla sorgente di eccitazione (il motore) o riducendo la sua attitudine a irradiare sostituendolo con una piastra perforata, come si osserva dalla Figura 15.5.

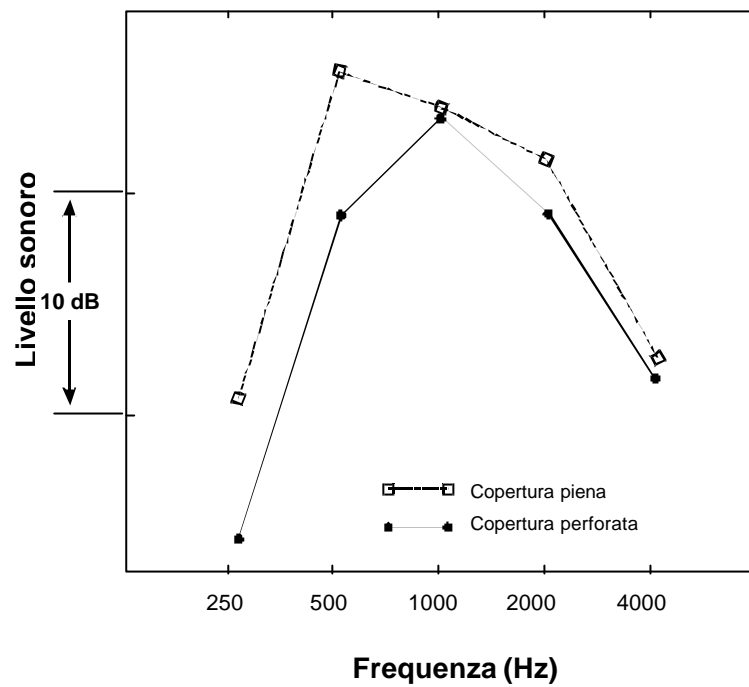


Figura 15.5 – Riduzione della rumorosità della macchina da cucire ottenuta tramite la sostituzione della copertura di serie con una piastra perforata.

SCHEDA 16

CONTROLLO ATTIVO DEL RUMORE E DELLE VIBRAZIONI

INTERFERENZA DELLE ONDE SONORE

Per le onde acustiche di ampiezza non elevata vale il principio di sovrapposizione lineare degli effetti in base al quale due onde, che si propagano contemporaneamente in una stessa porzione di spazio, producono un effetto pari alla somma degli effetti che ciascuna onda produce singolarmente. Si considerino, per esempio, due toni puri aventi pressione sonora (valore efficace) p_1 e p_2 ed uguale frequenza $f = f_1 = f_2$. L'onda risultante ha la stessa frequenza f e pressione sonora (valore efficace) p_t pari a:

$$(1) \quad p_t^2 = p_1^2 + p_2^2 + 2p_1 p_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) \quad (\text{Pa})$$

Se i due toni puri hanno la stessa pressione sonora $p = p_1 = p_2$ i casi limite verificabili corrispondono alle due seguenti situazioni:

- a) le due onde sono in fase tra loro, cioè $\varphi_1 - \varphi_2 = 0$ (Figura 16.1a) e quindi $p_t = 2p$ che in termini di livello di pressione sonora si traduce in $L_t = L_p + 6 \text{ dB}$ (interferenza costruttiva);

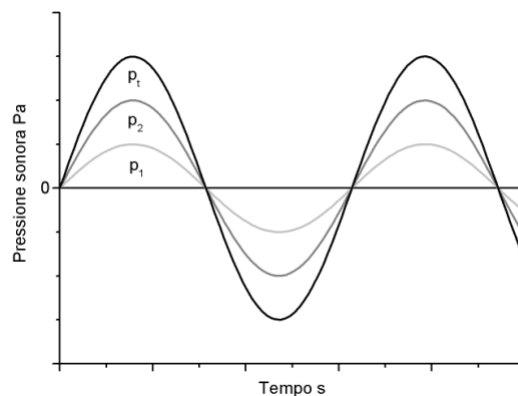


Figura 16.1a – Interferenza costruttiva tra due onde sonore in fase

- b) le due onde sono in opposizione di fase tra loro, cioè $\varphi_1 - \varphi_2 = 180^\circ$ (Figura 16.1b) e quindi $p_t = 0$ (interferenza distruttiva); questa situazione costituisce il principio di funzionamento dei sistemi di controllo attivo del rumore descritti più avanti.

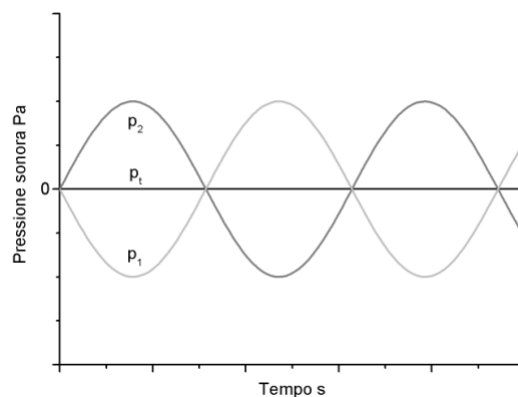


Figura 16.1b – Interferenza distruttiva tra due onde sonore in opposizione di fase

Qualora le sorgenti sonore siano scorrelate tra loro (incoerenti), ossia non esista alcuna relazione di fase tra le onde, il livello di pressione sonora risultante è pari a:

$$(2) \quad L_t \approx 10 \log \left(10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} + \dots + 10^{L_n/10} \right) \quad \text{dB}$$

Quando due toni puri aventi frequenze fra loro molto prossime si sovrappongono la pressione sonora risultante subisce delle fluttuazioni periodiche con una frequenza pari alla differenza fra le frequenze dei due toni puri e di entità tanto più cospicua quanto più prossime fra loro sono le pressioni sonore dei toni stessi (battimenti). Ad esempio due ventilatori emettenti un rumore avente una componente tonale alla frequenza fondamentale di rotazione, se ruotano uno a 2940 giri/min (49 Hz) e l'altro a 2970 giri/min (49,5 Hz), determineranno una pressione sonora fluttuante con una frequenza di 0,5 Hz (quindi con un periodo di 2 s): di conseguenza si percepisce un suono il cui livello oscilla, ogni secondo, tra un valore massimo e uno minimo (Figura 16.2).

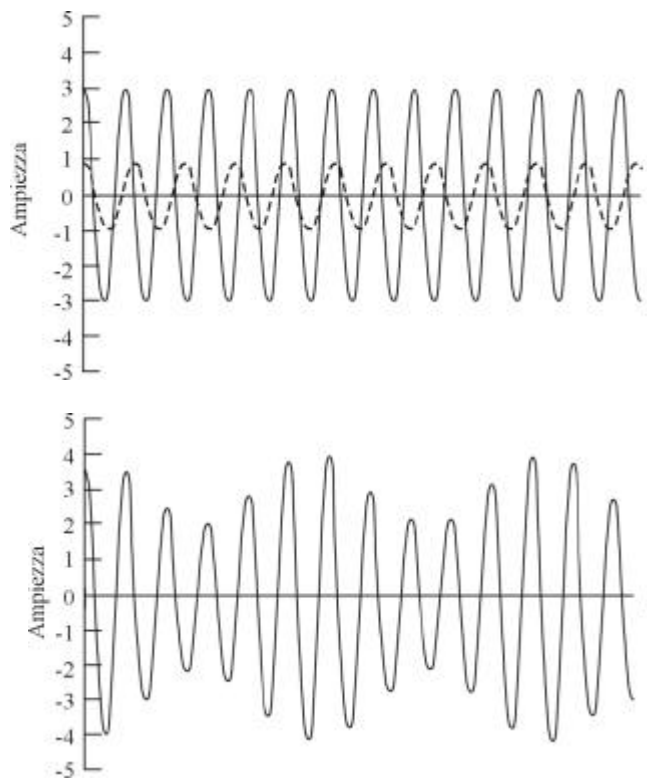


Figura 16.2 – Sovrapposizione di due onde sonore aventi frequenze poco diverse tra loro (battimenti)

La sovrapposizione di onde aventi la stessa frequenza e che si propagano lungo la stessa direzione ma in verso opposto può determinare un fenomeno curioso, che però ha importanti (e spesso non gradite) conseguenze nella pratica, anche della bonifica acustica. Si crea cioè una situazione in cui le onde sonore, a causa della loro interferenza, non si propagano, ma oscillano nella posizione in cui si trovano (onde stazionarie). Questo fenomeno fisico è generabile in modo molto evidente emettendo un rumore costante all'estremità di un tubo chiuso e osservando che lungo il tubo il livello sonoro può assumere dei valori molto differenti nelle varie sezioni dello stesso, ma rigorosamente costanti nel tempo. Questo principio è impiegato, ad esempio, per determinare il coefficiente di assorbimento acustico di materiali in condizioni di incidenza normale del suono (tubo di Kundt, Figura 16.3).

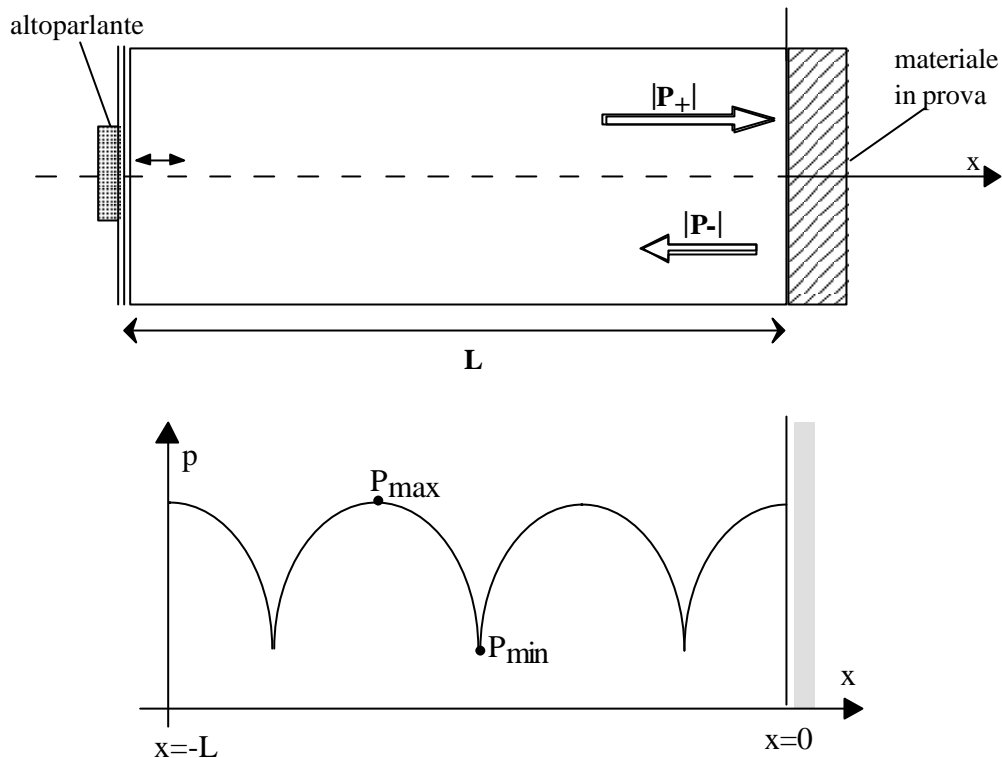


Figura 16.3 – Generazione di onde stazionarie in un tubo avente un'estremità chiusa

Le onde stazionarie sono presenti in ogni ambiente di forma regolare (ad esempio coperture di macchine o camere di forma parallelepipedica). Le frequenze a cui esse possono manifestarsi dipendono dalla distanza fra le superfici affacciate. Ogni onda stazionaria in un ambiente chiuso è chiamata modo normale di vibrazione o, più semplicemente, risonanza. Le onde stazionarie che si formano tra due pareti parallele di una struttura doppia ne limitano le caratteristiche fonoisolanti alla frequenza:

$$(3) \quad f \approx \frac{c}{2d} \quad \text{Hz}$$

dove c è la velocità del suono (m/sec) e d (m) è la distanza fra le due superfici affacciate. La limitazione del fonoisolamento può, eventualmente, interessare anche le prime frequenze multiple. Analoga criticità si presenta nelle coperture delle macchine le cui pareti siano affacciate a superfici piane della sorgente sonora (Figura 16.4).

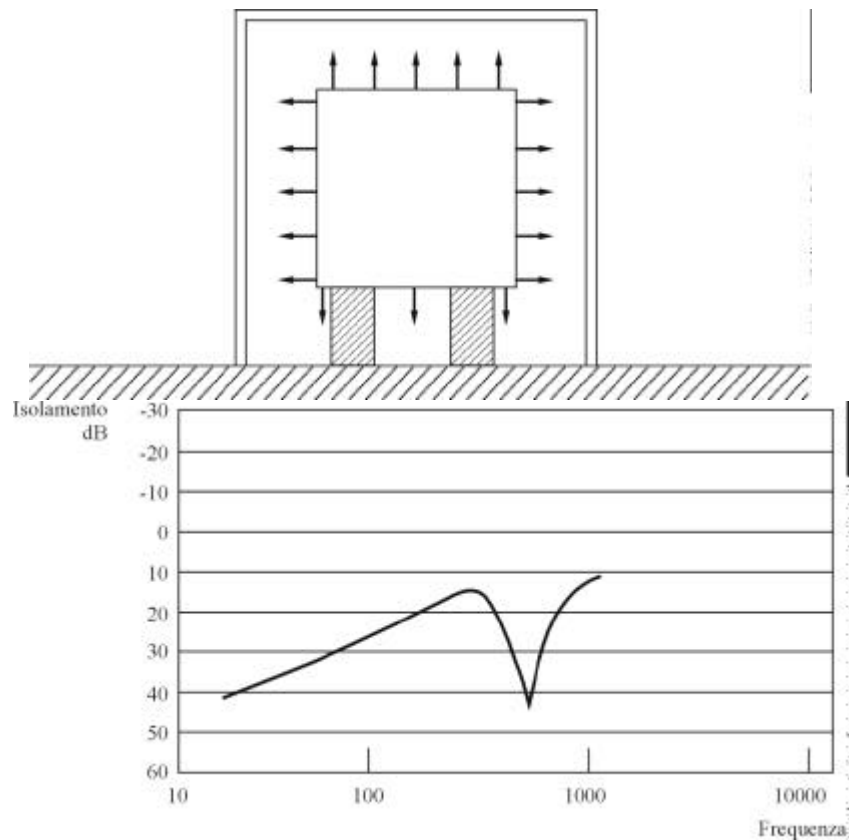


Figura 16.4 – L'isolamento di una copertura fonoisolante le cui pareti distano 0,28 m dalla superficie della sorgente di rumore presenta una perdita di isolamento intorno a 600 Hz

CONTROLLO ATTIVO DEL RUMORE E DELLE VIBRAZIONI

Questa tecnologia è stata sviluppata in epoca relativamente recente, anche se il principio è noto da tempo, essendo basato sul fenomeno già descritto dell'interferenza distruttiva tra due segnali aventi la stessa ampiezza ma in opposizione di fase tra loro.

L'implementazione della tecnica consiste, essenzialmente, nel misurare, mediante un trasduttore, il *campo sonoro primario* da controllare, elaborare elettricamente il segnale acquisito con un apposito dispositivo (controllore), alimentare con il segnale così elaborato una sorgente che, generando un *campo sonoro secondario*, per sovrapposizione annulla il campo primario a seguito dell'interferenza distruttiva tra i due campi. Questo schema è illustrato nella Figura 16.5(a), ove il microfono (M) rileva l'onda sonora primaria da controllare e fornisce l'input I al dispositivo di controllo elettronico (C), il quale pilota l'altoparlante (L) con il segnale elaborato O. L'obiettivo consiste nel generare, mediante l'altoparlante, un'onda acustica (freccette tratteggiate) che abbia la stessa ampiezza dell'onda primaria (freccette intere) e che sia esattamente in opposizione di fase con quest'ultima. In questo modo, teoricamente, a valle (a destra) della sorgente secondaria (L) non esistono più entrambi i campi sonori (zona di silenzio). Una forma d'onda ad immagine speculare, per un segnale acustico di tipo non sinusoidale, è mostrata in Figura 16.5(b).

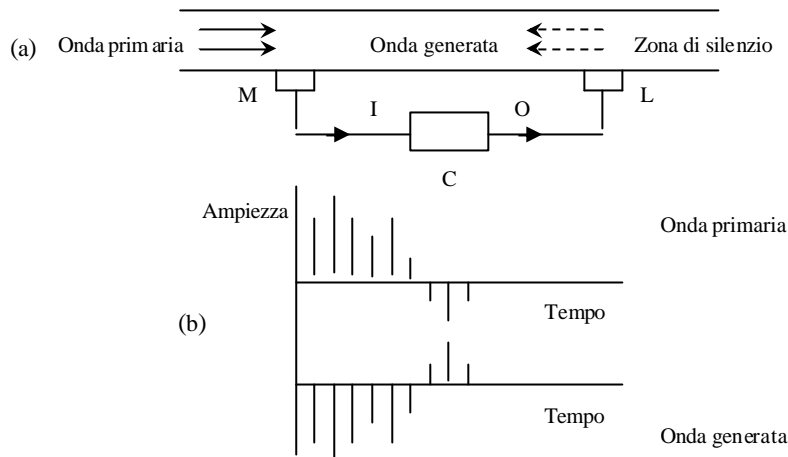


Figura 16.5 - Rappresentazione del concetto di controllo attivo

I vari dispositivi di controllo attivo realizzabili sono riconducibili a due tecniche:

- feedback*, nella quale l'input del dispositivo di controllo C proviene da un microfono di riferimento MR posto a valle della sorgente secondaria L (Figura 16.6); in questo caso il dispositivo C opera in modo tale da minimizzare l'ampiezza del segnale proveniente dal microfono MR;
- feedforward*, nella quale il dispositivo di controllo C riceve, oltre al segnale del microfono di riferimento MR, un altro segnale I correlato con il campo primario da controllare (Figura 16.7); questo segnale I può provenire da un microfono MI posto immediatamente a valle della sorgente da controllare (*feedforward* a banda larga), come illustrato in Figura 16.7(a), oppure da un segnale anche non acustico TI, qualora il campo acustico da controllare sia periodico (*feedforward* a banda stretta), come schematizzato in Figura 16.7(b).

L'ampio e crescente interesse attualmente rivolto alle tecniche di controllo attivo deriva prevalentemente dal fatto che queste sono in grado, ove applicabili, di superare gli inconvenienti tipici degli interventi tradizionali "passivi". Questi ultimi, infatti, presentano le migliori prestazioni di riduzione del rumore nei campi di frequenza medio-alti e comportano spessori e masse progressivamente crescenti con il diminuire della frequenza da controllare. Al contrario, i dispositivi di controllo attivo possono fornire risultati soddisfacenti proprio nel campo delle basse frequenze, inferiori a 300÷400 Hz, senza le limitazioni sopra indicate degli interventi passivi. Si sottolinea che le due tecniche, quella "passiva" e quella "attiva", non sono incompatibili ed alternative tra loro; non è raro, infatti, il ricorso ad entrambe per la gestione ottimale di fenomeni sonori a largo spettro (Figura 16.8).

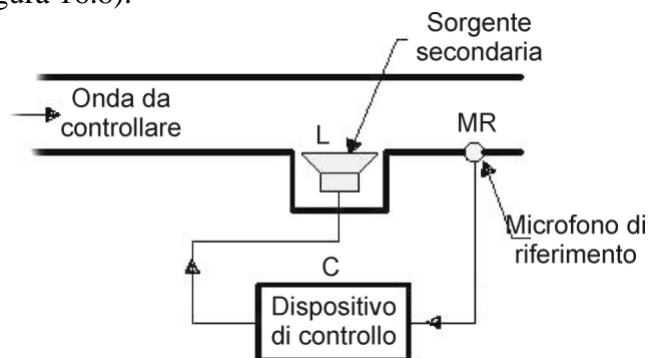


Figura 16.6 – Schema della tecnica *feedback*

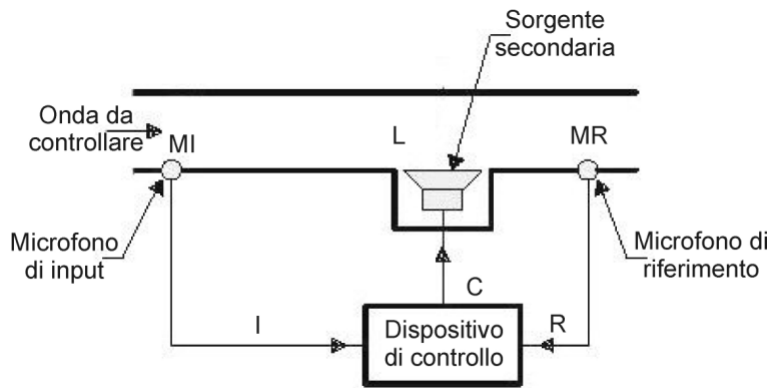


Figura 16.7(a) – Schema della tecnica *feedforward* a banda larga

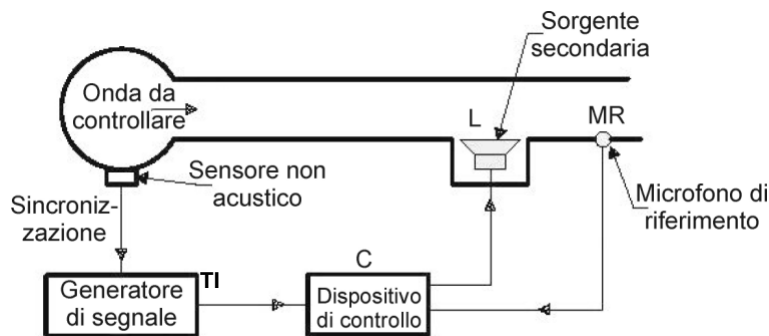


Figura 16.7(b) - Schema della tecnica *feedforward* a banda stretta

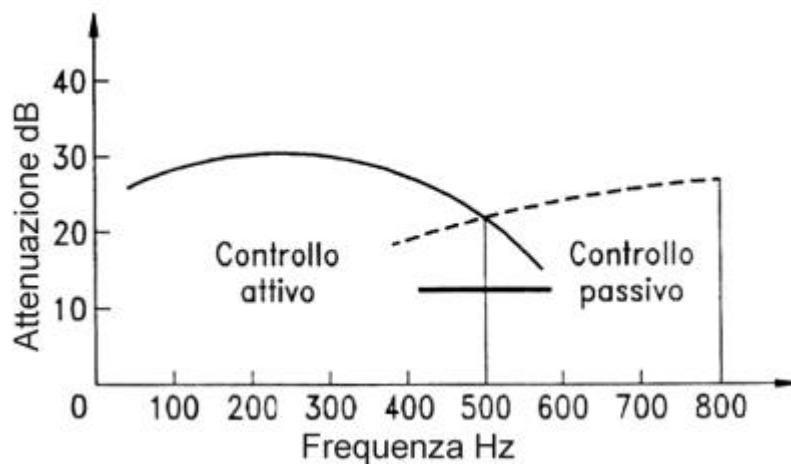


Figura 16.8 – Campo di applicazione degli interventi di controllo attivo e passivo [norma UNI EN ISO 11690-2:1999]

Applicazioni con risultati positivi si registrano laddove sia necessario ridurre il rumore prodotto dal flusso d'aria, sia esso all'interno di condotti di ventilazione e di condizionamento dell'aria oppure generato da ventilatori assiali. Silenziatori attivi sono installati sullo scarico di motori e sempre più diffuse sono le applicazioni del controllo attivo del rumore nei settori aeronautico ed automobilistico per migliorare il comfort degli utenti. Risultati interessanti sono stati ottenuti anche nel settore tessile, suscettibili di una più ampia ricaduta nelle macchine utensili, particolarmente quelle con emissione sonora quasi-stazionaria e predominanza delle basse frequenze.

A fronte dei consistenti vantaggi sopra indicati, allo stato attuale di evoluzione delle applicazioni le tecniche di controllo attivo presentano le seguenti limitazioni:

- il campo sonoro da controllare deve presentare caratteristiche spaziali non complesse (tipico esempio è la propagazione del suono in un condotto) e andamento stazionario nel tempo;
- l'intervento presenta buone efficacia se la lunghezza d'onda del suono è elevata rispetto alle dimensioni del campo sonoro da controllare; risultano efficaci, pertanto, gli interventi su frequenze di poche centinaia di Hz;
- le difficoltà nella generazione del segnale antagonista sono ovviamente tanto più grandi quanto più estesa è la distribuzione in frequenza del rumore da controllare; i migliori risultati possono essere ottenuti nel caso di toni puri o segnali a banda stretta con eventuali armoniche;
- l'esistenza di ritardi di fase, che aumentano all'aumentare della frequenza, fra le risposte, spesso non lineari, dei trasduttori e delle sorgenti secondarie, possono portare il controllore *feedback* in condizioni di instabilità;
- nei sistemi con controllo *feedforward*, il segnale di riferimento deve essere ben correlato con quello della sorgente primaria;
- l'intervento, pur presentando buona efficacia nella posizione di interesse, può dar luogo ad effetti collaterali di aumento del livello di pressione sonora in altri punti dello spazio; per evitare questi effetti il numero di sorgenti secondarie necessarie diventa considerevole e, se il campo da controllare è complesso (con presenza anche di frequenze elevate), il problema non è a tutt'oggi risolvibile.

Nelle applicazioni sono distinguibili, normalmente, due diverse "filosofie" per il controllo attivo del rumore e delle vibrazioni. La prima è finalizzata a controllare un campo già esistente, come schematizzato in Figura 16.5, mentre la seconda è orientata a prevenire la formazione di detto campo come, ad esempio, l'applicazione di trasduttori piezoceramici su una parete in vibrazione per ridurre quest'ultima e, quindi, prevenire la formazione del campo acustico da questa generato.

Tra i sistemi commerciali per il controllo attivo già da tempo disponibili si citano, ad esempio, le cuffie acustiche attive (vedi schema in Figura 16.9), i dispositivi per la soppressione di onde sonore piane in condotti e quelli per la riduzione del campo sonoro in ambienti chiusi (cabine di aerei e abitacolo di autovetture). Le cuffie acustiche attive non vanno confuse con quelle commercializzate con la denominazione di "cuffie elettroniche". Queste ultime, infatti, sono dispositivi di protezione individuali tradizionali dotati di un sistema elettroacustico che all'interno della coppa auricolare riproduce il rumore presente all'esterno, limitandone il livello di riproduzione per impedire l'interferenza con segnali utili e i danni all'udito. Questo dispositivo di limitazione (controllo automatico del volume) è spesso presente anche nelle cuffie degli operatori telefonici e radio per evitare l'esposizione ad eccessivi transienti di attacco del segnale ricevuto in cuffia.

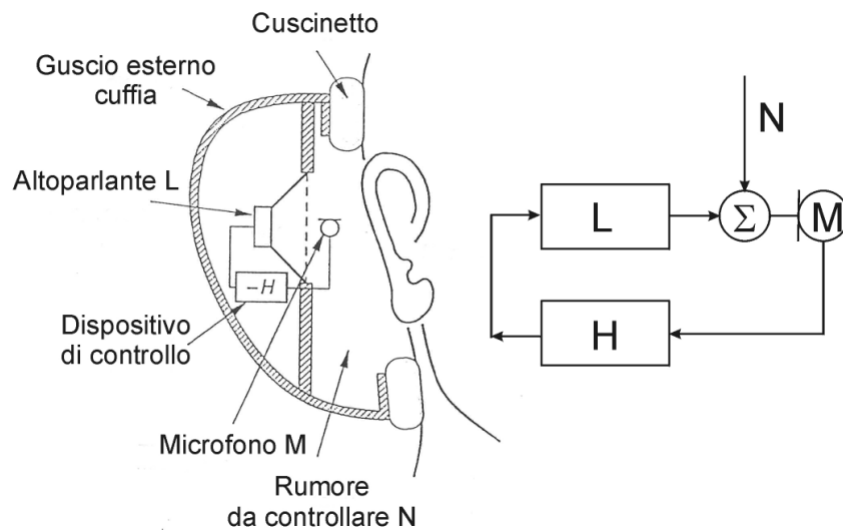


Figura 16.9 – Schema di cuffia con controllo attivo del rumore

Per il controllo attivo della vibrazione strutturale ed, eventualmente, del rumore da questa trasmesso, si impiega attualmente un'ampia varietà di trasduttori, tra cui ceramiche piezoelettriche e film, attuatori magnetostriativi e sensori a fibre ottiche, strutture *smart* con trasduttori incorporati. Applicazioni realizzate con successo comprendono il controllo del campo acustico interno su mezzi di trasporto (aerei ed auto) ed il contenimento delle vibrazioni strutturali su vari tipi di macchine e/o componenti.

SCHEDA 17

COPERTURE INTEGRALI E PARZIALI DI SORGENTI SONORE

I modi di trasmissione di un segnale, soprattutto se generato da un macchinario di grandi dimensioni (e quindi di massa molto maggiore al cabinato da progettare per contenerne l'emissione), sono numerosi.

Un calcolo previsionale in merito al tipo di struttura da utilizzare è possibile, anche se le tolleranze che i modelli teorici costringono ad adottare sono molto ampie. Per questo motivo, fino a valori di isolamento dell'ordine di 15-20 dB, si tende ad adottare pannelli prefabbricati modulari esistenti sul mercato. Si suggerisce sempre in tal caso l'uso di pannelli certificati, caratterizzati dall'indice di valutazione " R_w " che ne rappresenta il potere fonoisolante. È opportuno evidenziare però che questo numero non rappresenta il reale valore del fonisolamento che ci possiamo attendere dall'utilizzo dei pannelli scelti; per avere indicazioni in merito è necessario conoscere i valori sperimentali frequenza per frequenza, tenendo anche conto che le condizioni di misura in laboratorio sono ideali e che quindi, proprio per questo motivo, sono probabili perdite di efficienza sia sulle basse frequenze (dovute ai modi di vibrazione che nel campione sono ottimali) che sulle alte (dovute alla cura con cui è sigillata ogni possibile apertura).

Di diverso spessore e con diversi riempimenti in funzione delle caratteristiche acustiche richieste, i pannelli possono essere autoportanti (Figura 17.1) oppure necessitare di strutture di sostegno (Figura 17.2). Sono generalmente formati da un guscio metallico, la cui composizione (acciaio, alluminio, inox, ecc.) dipende essenzialmente dalle caratteristiche microclimatiche dell'ambiente ospite, e contengono materiale impedente di massa elevata e materiale assorbente lasciato a vista e contenuto da un lamierino forato. La presenza di un lato fonoassorbente è dovuta all'esigenza di ridurre al minimo l'aumento del livello di pressione sonora interna al cabinato: in caso contrario tale aumento andrebbe a ridurre l'abbattimento reale dell'intervento.

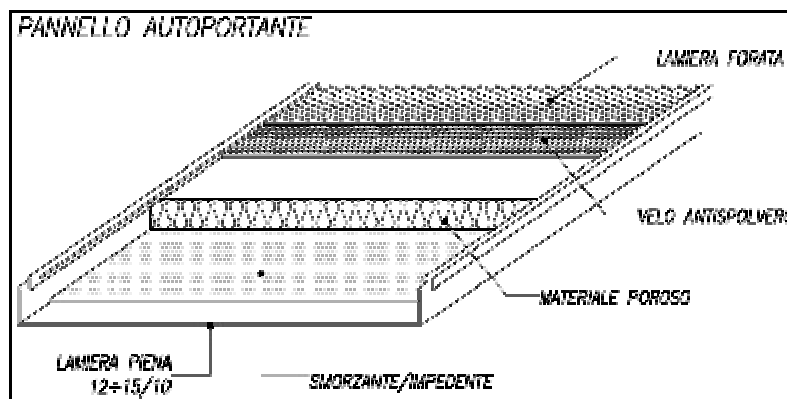


Figura 17.1 – Esempio di schema costruttivo di un pannello autoportante

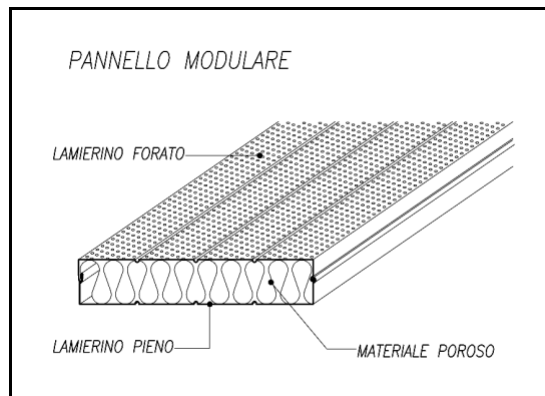


Figura 17.2 – Esempio di pannello modulare

Massima cura deve essere prestata al collegamento tra i singoli pannelli, essendo questa discontinuità uno dei punti più deboli della catena fonoisolante.

Per valori di isolamento acustico maggiori di 15-20 dB, il pannello prefabbricato potrebbe essere insufficiente a meno di non realizzare, con grande dispendio di spazio, un doppio cabinato: in tal caso, l'efficienza del singolo pannello non si raddoppia, ma consente comunque il raggiungimento di più alti valori.



Figura 17.3 – Esempio di copertura ad elevato potere fonoisolante

Nel caso di progettazione ex novo di una copertura ad elevato potere fonoisolante (Figura 17.3), la struttura dovrà rispettare, nei limiti dati dalla funzionalità operativa, la legge della massa; anche in questo caso, dato che l'isolamento diminuisce, a parità di massa, al diminuire della frequenza, sarà importante considerare lo spettro acustico del segnale da abbattere.

Una volta stabilito l'obiettivo acustico da raggiungere, e cioè il valore dell'isolamento che dovrà essere realmente goduto dal personale, è indispensabile che tutte le componenti del cabinato, soprattutto quelle non acustiche, abbiano un'efficienza acustica paragonabile. Ci si riferisce ad ogni tipo di apertura, ma in particolare alle prese d'aria per la ventilazione e agli eventuali passaggi della materia prima e del materiale trasformato che, soprattutto se coincidenti con la zona di permanenza del personale, costituiscono l'anello più debole della catena isolante (Figura 17.4).

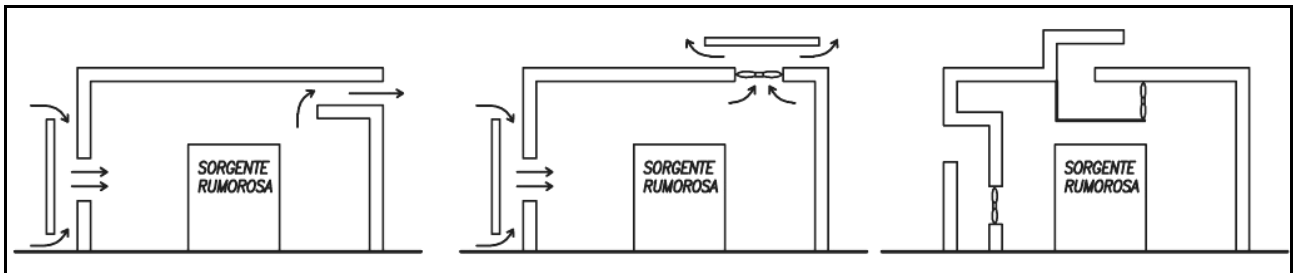


Figura 17.4 – Esempi di aperture (prese d'aria) che possono ridurre il potere fonoisolante delle coperture.

La tabella sottostante indica alcuni valori sperimentali di perdita dell'isolamento in funzione sia della percentuale di aperture che dell'efficienza acustica teorica.

Isolamento teorico dB	Superficie apertura %	Perdita dB	Isolamento reale dB
20	5	8	12
30	1	10	20
40	0,01	11	29

Notevole importanza hanno anche le porte, in cui le guarnizioni, e più in generale i sistemi di chiusura e tenuta, sono spesso determinanti (vedi esempio in Figura 17.5); molti Costruttori prescrivono precisi tempi di sostituzione per le prime e di manutenzione per i secondi.

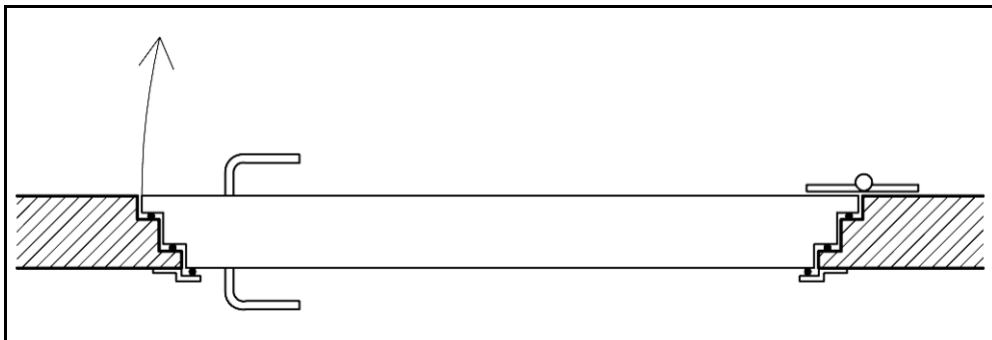


Figura 17.5 – Esempio di sistema di chiusura ad alta efficienza di una porta fonoisolante

Nella progettazione va considerata, ed eventualmente annullata, la possibilità della presenza di onde stazionarie (vedi Scheda 16), a causa del parallelismo e della riflessione delle pareti componenti il cabinato; in caso contrario la risonanza così generata produrrebbe un “buco” di isolamento proprio nella frequenza interessata (e probabilmente anche nelle prime armoniche).

È sempre utile prevedere un idoneo appoggio elastico del cabinato, meglio se in aggiunta, ma disaccoppiato, al basamento antivibrante del macchinario insonorizzato; è sempre necessario tenere conto della frequenza di risonanza del sistema, per evitare che il cabinato diventi trasparente a frequenze udibili e disturbanti.

Nel caso di cappottature integrali questo problema è ancora più determinante ai fini del risultato, in quanto la massa del macchinario è generalmente molto maggiore di quella della copertura: anche

per questo motivo, oltre che a causa dei maggiori costi dei manufatti su misura, nella maggioranza dei casi si tende ad utilizzare il cabinato realizzato con pannelli prefabbricati.

Da un punto di vista generale è consigliabile utilizzare le cabine o le cappottature acustiche quando:

- ? non si prevedono evoluzioni rapide dell'impianto da isolare. Se i macchinari fossero in rapida evoluzione tecnologica le modifiche alla *shilouette* del macchinario stesso costringerebbero ad adattamenti del cabinato alla sorgente, cosa questa non sempre facilmente realizzabile. Se poi la modifica riguardasse anche l'emissione acustica si rischierebbe di dover ri-progettare ex novo tutto l'intervento.
- ? Si può abbinare alla soluzione dei problemi acustici la riduzione di altri rischi per la salute e la sicurezza. In macchinari o impianti che producono, ad esempio, gas o vapori tossici, oppure polveri o calore, è consigliabile un intervento che risolva insieme il problema acustico e quello igienico. Lo stesso discorso vale anche, e soprattutto, nei confronti della sicurezza antinfortunistica dai rischi di tipo meccanico.

Dal punto di vista degli obiettivi acustici è consigliabile utilizzare le cabine o le cappottature acustiche quando:

- ? la sorgente o le sorgenti da isolare costituiscono la fonte di disturbo principale e si trovano a livelli molto maggiori delle sorgenti vicine e del livello di rumore di fondo;
- ? l'abbattimento richiesto è dell'ordine dei 10 o più dB. Per abbattimenti inferiori possono essere valutati i trattamenti ambientali con o senza l'aggiunta di schermature che potrebbero risolvere il problema con minori interferenze sulla operatività degli impianti.
- ? l'oggetto dell'intervento può essere isolato dall'ambiente circostante senza perdere in funzionalità; ogni collegamento esterno-interno può infatti ridurre la capacità fonoisolante se non si realizzano efficienti passaggi silenziati;
- ? non sono necessari frequenti interventi per la gestione ordinaria o per la manutenzione. Infatti la necessità di continui interventi, sia per la gestione ordinaria (come lo sblocco manuale di una parte inceppata o il riavvio dell'impianto) che per altri casi straordinari impongono una serie di aperture, manuali o automatiche, che possono ridurre l'efficacia dell'intervento anche perché a lungo andare perdono di efficienza acustica per usura rendendo indispensabile prevedere un programma periodico di manutenzione.

Per cappottatura o copertura parziale si intende generalmente un carter che copre una determinata zona di un macchinario, diventandone parte integrante. Una copertura parziale ha senso quando è facilmente individuabile una sorgente principale all'interno di un macchinario esteso. Prima di fare questa scelta tecnica è anche opportuno verificare l'influenza dei trasferimenti di energia per via solida e, se il caso e se possibile, abbinare gli interventi di tipo antivibrante.

Circa i criteri per scegliere i materiali, se già in commercio oppure da progettare, è da rilevare che mentre la natura stessa dell'intervento (parziale e quindi, per definizione, limitato nei risultati attesi) potrebbe far propendere verso un pannello prefabbricato, il fatto di dover adattare ad una *shilouette* esistente un manufatto metallico orienta generalmente la scelta verso strutture costruite su misura e non su quelle da adattare sul posto.

SCHEDA 18 CABINE PER OPERATORI

Vengono utilizzate quando il personale addetto a lavorazioni particolarmente rumorose staziona prevalentemente in un'area ben definita.

Dal punto di vista acustico, è questo l'intervento di più facile progettazione in quanto è poco soggetto a molti di quei problemi che, per rendere pratico ed utilizzabile il cabinato per le macchine, ne limitano l'efficienza acustica (passaggi per i materiali o altre aperture, parziale e/o totale smontabilità, prese d'aria, ecc.).

Per questo motivo esistono in commercio Cabine prefabbricate, già caratterizzate acusticamente e garantite dal Costruttore; in caso contrario, la loro progettazione ex novo segue i criteri già esposti nella Scheda 17.

Per valutare l'isolamento necessario di una cabina per operatore è normalmente sufficiente confrontare il L_{Aeq} ambientale con l'efficacia acustica attesa (al massimo pari, ma quasi sempre apprezzabilmente inferiore al potere fonoisolante della stessa) puntando ad ottenere una esposizione residua normalmente inferiore ai 70 dB(A) e, comunque, mai superiore agli 80 dB(A). Per controllare il L_{EP} degli addetti, solitamente è poi indispensabile integrare la protezione dovuta alla cabina nei periodi di tempo in cui l'operatore può permanervi con quella garantita dai mezzi di protezione individuale, che saranno quindi da utilizzare solo all'esterno e per limitati periodi di tempo.

Nella progettazione è anche indispensabile tenere conto della reale abitabilità della cabina di riposo acustico in modo da favorirne un corretto utilizzo. In particolare, vanno curate:

- ? le dimensioni, che devono essere sufficienti a garantire una buona vivibilità e vanno stimate in funzione del numero degli addetti da ospitare
- ? la climatizzazione (controllo dei parametri termoigrometrici e di purezza dell'aria), che deve essere equilibrata sia come temperatura che come ventilazione
- ? la scelta dei materiali di finitura, che devono rispettare le esigenze igieniche (evitare materiali porosi che, se in vista o non protetti, possono rilasciare fibre (vedi a tale proposito la Scheda 20))
- ? il clima acustico interno, che non deve essere troppo sordo
- ? le superfici trasparenti, che devono consentire una comoda visione degli impianti sotto controllo; in caso di grandi superfici vetrate contrapposte, si ricorda il rischio della presenza di onde stazionarie che viene generalmente ovviato evitandone il parallelismo

È evidente che l'isolamento si ha solo a porta chiusa; per questo motivo, nel caso in cui l'apertura della porta fosse molto frequente, si possono realizzare cabine a doppia porta oppure cabine senza porta con ingresso a labirinto ed ambiente intermedio molto assorbente. In questo ultimo caso l'isolamento sarà certamente inferiore alla soluzione a doppia porta, ma comunque apprezzabile.

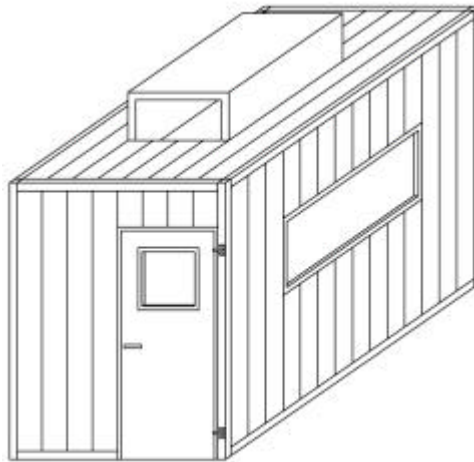


Figura 18.1 – Esempio di cabina per operatori

Dal punto di vista generale è consigliabile utilizzare le cabine silenziose quando:

- ? la rumorosità nell'area interessata è a livelli elevati per l'effetto di molteplici sorgenti e con una minima presenza di personale adibito essenzialmente ad una funzione di controllo di una impiantistica, di per sé, fortemente automatizzata;
- ? il personale addetto al controllo staziona (o può essere messo in grado di stazionare) nella cabina operatore per la maggior parte o per una parte importante del tempo di permanenza in azienda.

A tale proposito, si ricorda che l'efficacia di una cabina di riposo acustico è determinata essenzialmente dalla percentuale di tempo che gli operatori vi possono trascorrere all'interno rispetto al tempo di esposizione giornaliero al rumore. Infatti, come si può vedere in Figura 18.2, quando la percentuale di tempo fuori dalla cabina sia superiore al 35-40 %, la riduzione del L_{EP} si riduce a 4-5 dB(A).

efficacia delle cabine

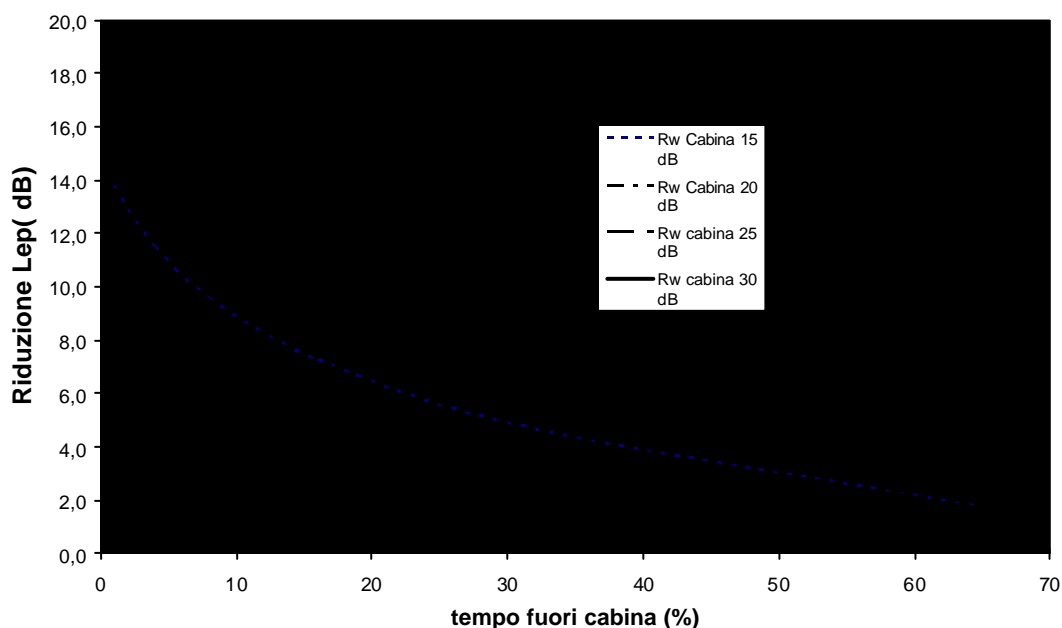


Figura 18.2: Efficacia acustica delle cabine per operatore in funzione del tempo di permanenza

Dal punto di vista economico, la scelta di una Cabina per Operatore è senza dubbio uno degli interventi più convenienti anche se a volte, per ottenerne un utilizzo efficiente, occorre considerare le spese per le modifiche degli impianti da controllare, come il trasferimento dei comandi all'interno della Cabina oppure l'installazione di un sistema di controllo con telecamere.

Un caso a parte è quello delle cabine insonorizzate su mezzi mobili.

In queste situazioni l'uso di masse elevate non è giustificato sia per ovvi motivi di peso globale sia per la presenza di aperture obbligate tra Cabina di guida e veicolo.

Dato che è prevalente la trasmissione del suono per via solida, le curve caratteristiche di isolamento sono penalizzate sulle basse frequenze, mentre per le frequenze più alte, di natura prevalentemente aerodinamica, le guarnizioni di portiere e finestrini hanno una buona efficienza.

Si rammenta che per queste ultime è necessario un programma di manutenzione e/o di sostituzione periodica, la perdita di isolamento acustico della cabina e quindi la conseguente inefficacia a fini protettivi per il lavoratore.

SCHEDE 19 SCHEMATURE DI SORGENTI SONORE E DI AREE RUMOROSE

Per schermatura si intende comunemente una barriera finita il cui scopo è normalmente quello di separare acusticamente zone caratterizzate da livelli di rumore sensibilmente diversi e ridurre quindi il livello di rumorosità in una data direzione o area delle sorgenti di rumore.

Si ricorre alla schermatura sia in caso di singoli macchinari, sia in caso di zone produttive ben individuabili (Figura 19.1).

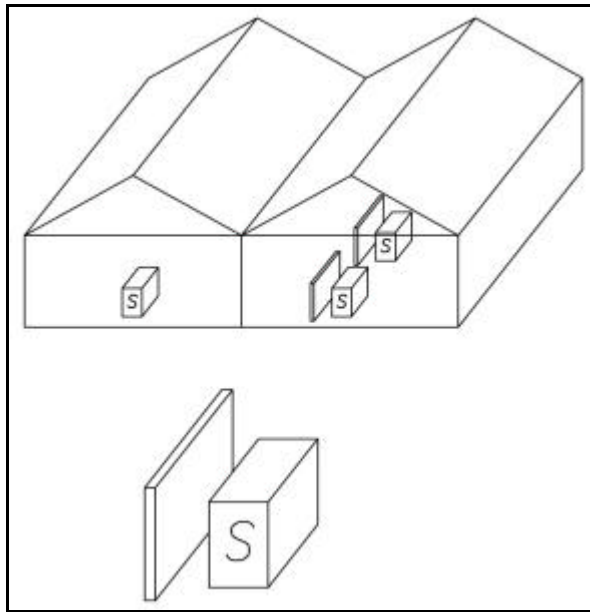


Figura 19.1 – Esempi di utilizzo di schermature

L'adozione di soluzioni flessibili ne permette l'uso temporaneo in punti diversi dell'azienda, ad esempio per proteggere le squadre di manutenzione che operano, a macchina ferma, in ambiente rumoroso; in questo caso la mobilità, che deve caratterizzare questo tipo di scelta tecnica, è meglio assicurata dotando la schermatura di ruote (Figura 19.2).

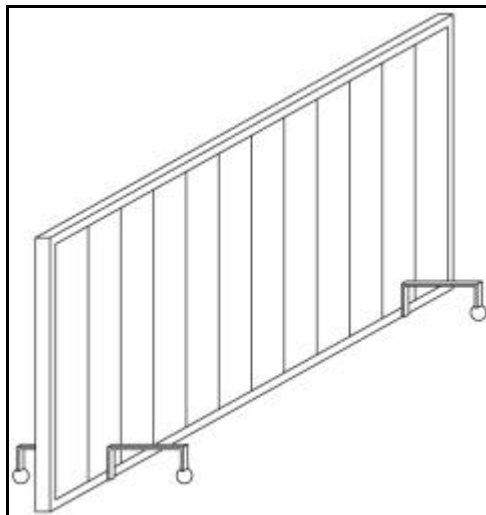


Figura 19.2 – Esempio di applicazione di ruote per la movimentazione di schermi

Poiché, come si diceva, lo scopo più frequente delle schermature è quello di separare acusticamente due zone a diversa rumorosità, sarà necessario rendere fonoassorbente almeno il lato orientato verso le sorgenti di rumore.

In caso di schermature tra macchinari è invece consigliabile adottare schermature biassorbenti, in modo da limitare da tutte e due i lati la riflessione.

La maggioranza delle schermature è realizzata con gli stessi materiali utilizzati per i cabinati, con grande preferenza per i pannelli prefabbricati: infatti, a causa dei limiti acustici dati sia dalla diffrazione al contorno dello schermo che dal suo scavalco da parte dell'onda riflessa, il potere fonoisolante di tali pannelli è generalmente più che sufficiente ad ottenere valori significativi.

L'efficienza acustica dello schermo è tanto maggiore quanto più assorbente è l'ambiente ospite: per ridurre lo scavalco per effetto delle riflessioni occorre quindi trattare l'ambiente, o la parte di esso in cui è posizionato lo schermo.

Da un punto di vista generale è consigliabile utilizzare gli schermi quando:

- ? il guadagno acustico richiesto è al massimo di 10 dB. Come si è detto, il potere fonoisolante delle schermature dipende dalla loro composizione e pertanto può raggiungere teoricamente valori anche molto elevati. In realtà il limite alla loro efficacia è dato dal fatto di essere dimensionalmente finiti, e quindi consentire il passaggio, per diffrazione al contorno e per scavalco, di parte del segnale. Date queste limitazioni, che contengono normalmente entro i 10 dB il valore del fonoisolamento reale, ha poco senso realizzare questi interventi con strutture troppo pesanti;
- ? la sorgenti (macchine o attività) sono concentrate in zone limitate e non è possibile cabinarle per la loro stretta interdipendenza dalle aree vicine che si vogliono comunque proteggere. Quando le sorgenti sono costituite da attività (smerigliatura, martellatura, saldatura...) occorre spesso agire preliminarmente sul ciclo produttivo per riuscire a localizzare la realizzazione di significative quote di attività
- ? gli impianti sono automatici o semiautomatici, ma solo in punti predeterminati;
- ? esistono esigenze di sicurezza per le quali non possono esistere ostacoli o ritardi alla manutenzione. Il fatto che lo schermo sia spesso installato solo da un lato dell'impianto permette l'intervento immediato e la quasi totale accessibilità per i manutentori;
- ? per lavorazioni che non sempre possono essere contenute in spazi predefiniti o, in altre parole, che di volta in volta possono avere bisogno di spazi più o meno ampi. Per questi casi si possono adottare soluzioni con schermi mobili o racchiudibili a soffietto, così definendo aree di lavoro con dimensioni variabili e funzionali ai pezzi in lavorazione. In questi casi la protezione è ovviamente offerta non tanto agli operatori della lavorazione segregata, quanto per gli addetti ad altre lavorazioni nelle immediate vicinanze;
- ? ci si trova in presenza di un ambiente già oggetto di trattamento di fonoassorbimento ambientale.

Nelle Tabelle 19.1 e 19.2 seguenti si riportano i dati sperimentali delle attenuazioni acustiche ottenibili tramite schermi acustici in ambienti chiusi (uffici open space e ambienti industriali) ricavati dal lavoro di un ricercatore tedesco Kurze.

Tabella 19.1. Attenuazione di barriere in uffici *open space* (*), dB

Altezza barriera M	Distanza tra sorgente e ricevitore, m		
	da 2 a 3	da 4 a 6	da 7 a 9
Rumore continuo			
da 1,3 a 1,5	6,4	5,4	4,1
da 1,5 a 2,2	8,3	6,5	6,0
Rumore impulsivo			
da 1,5 a 2,2	8,8	8,1	6,4

* Valori medi in bande d'ottava a 100 0 Hz, soffitti fonoassorbenti di altezza tra 2,7 ?3,5 m.

Tabella 19.2. Attenuazione di barriere in ambienti industriali (*), dB

Altezza barriera / Altezza locale	Distanza tra sorgente-ricevitore/altezza locale		
	0,3	da 0,3 a 1	da 1 a 3
0,3	7,4	3,6	
da 0,3 a 0,5	10	7,1	4,5
0,5		8,6	6,3

* Valori medi in bande d'ottava a 1000 Hz, soffitti non trattati di altezza tra 3 ?13 m.

Schermature all'aperto (Barriere acustiche)

Hanno caratteristiche costruttive simili alle schermature per interno, salvo utilizzare materiali idonei protetti meccanicamente e/o chimicamente dagli agenti atmosferici.

Sono utilizzate per schermare impianti all'aperto, come gruppi frigo, o per proteggere zone rumorose, come piazzali di carico e scarico (Figura 19.3).

Dal punto di vista dell'efficienza degli impianti, l'adozione di questa soluzione non presenta solitamente inconvenienti.

È importante valutare preventivamente le corrette dimensioni delle barriere: allo scopo generalmente si adottano sistemi previsionali che utilizzano i principi dell'ottica.

L'assenza di riflessioni, dovuta al campo libero, fa sì che l'ombra acustica sia la massima possibile ovvero che, a parità di ombra acustica, le dimensioni siano più contenute, con conseguente economia di acquisto.

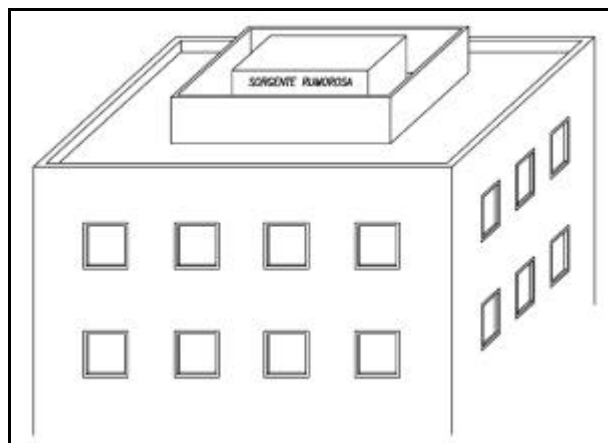


Figura 19.3 – Esempio di utilizzo di barriere acustiche sul tetto di un edificio

Da un punto di vista generale sono consigliabili le barriere acustiche quando:

? il disturbo proviene da un'area ben definita. Un ottimo esempio è dato dal piazzale di carico di un'azienda a ciclo continuo: il disturbo prodotto dal traffico di veicoli e dal loro stazionamento a motore acceso può essere ridotto con questo sistema in presenza di ricettori vicini senza necessariamente isolare tutta l'area.

È necessario accertarsi che il disturbo provenga effettivamente da macchinari e/o attività esterne e non dal corpo dell'edificio nel qual caso è ovviamente preferibile intervenire prima all'interno così risolvendo anche il problema dell'esposizione dei lavoratori.

SCHEDA 20 TRATTAMENTI FONOASSORBENTI

Riprendendo quanto già discusso al 1° Livello del Manuale, da un punto di vista generale, i trattamenti fonoassorbenti sono da consigliare nel caso:

- 1) siano sufficienti riduzioni del rumore di 5-6 dB (o fin anche di 10 dB se il trattamento può essere integrato con schermi aperti);
- 2) di numerose sorgenti distribuite nell'ambiente che emettono livelli di potenza sonora analoghi tra di loro: in questo caso il rumore non dipende tanto dalle singole emissioni, quanto dalla loro somma; il trattamento fonoassorbente riduce il contributo delle molteplici sorgenti lontane, anche se non quello della sorgente vicina (a cui il lavoratore è addetto);
- 3) di ambienti molto riverberanti con sorgenti concentrate: in questo caso i trattamenti sono più vantaggiosi per i lavoratori che operano lontano dalle sorgenti e che non svolgono mansioni rumorose (carrellisti, montatori, magazzinieri, ecc.);
- 4) di sorgenti che necessitano del continuo intervento dell'operatore; infatti, se gli interventi diretti sulla macchina sono dell'ordine dei 30 ogni ora o più, probabilmente qualunque tipo di copertura fonoisolante (cabina o cappottatura), anche se dotata di aperture automatiche, si rivelerebbe non idonea e sarebbe dismessa dopo poco;
- 5) di lavorazioni manuali con forti interdipendenze (carico/scarico pezzi, alimentazioni di materiali di supporto, forniture ...) dalle aree vicine

Sul mercato sono presenti materiali e sistemi fonoassorbenti di vario tipo e di diversa efficacia. Dato che, come si è visto, l'assorbimento dipende dalla frequenza del rumore, in primo luogo è necessario conoscere le caratteristiche spettrali del rumore che si vuole ridurre e sulla base di queste individuare le soluzioni più adeguate (vedi Figura 20.1).

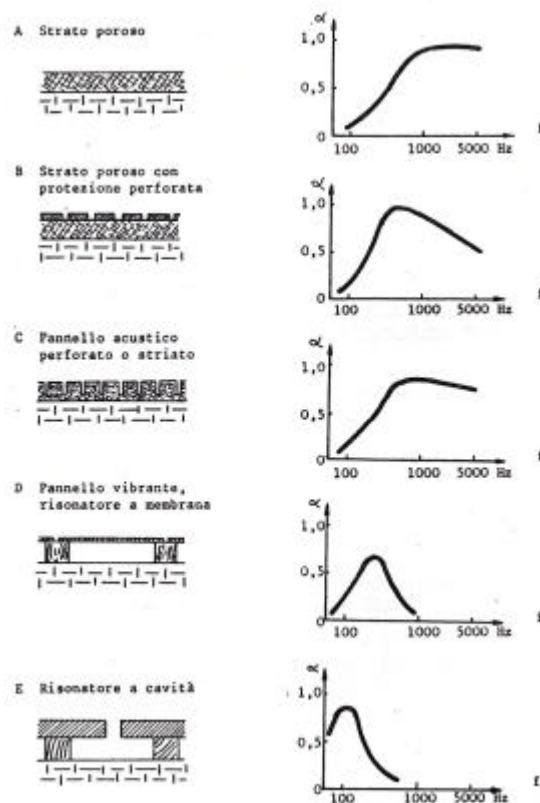


Figura 20.1 - Sistemi fonoassorbenti e andamento dei relativi coefficienti di assorbimento

MECCANISMI DI FONOASSORBIMENTO

Diverse sono le tipologie di materiali e di sistemi in grado di assorbire le onde sonore; essi operano comunque secondo tre meccanismi fisici fondamentali.

I) Assorbimento per porosità.

In questo caso l'energia sonora delle particelle d'aria è dissipata per viscosità all'interno del materiale poroso. I materiali assorbenti porosi, la cui capacità di fonoassorbimento può variare in funzione dello spessore, della porosità e della densità, possono essere (vedi Fig.20.2):

- ? di tipo *fibroso* a base di lana minerale o di roccia, o di fibre di vetro, o di poliestere, legno, sughero, gesso;
- ? di tipo *cellulare* quali le schiume a cellule aperte melaminiche e poliuretaniche;
- ? di tipo *tessile* come moquettes, tappeti, tende.

A queste tipologie si possono aggiungere gli *intonaci fonoassorbenti*, ricavati da un particolare impasto di cellulosa, entro le cui microstrutture l'aria può vibrare.

L'assorbimento per porosità ha solitamente valori elevati alle frequenze medio-alte (vedi Fig.20.3), mentre è necessario un grande spessore di materiale per ottenere valori elevati alle frequenze medio-basse. Rispetto ad una parete piana ed impervia, gli assorbitori per porosità hanno la maggiore efficienza quando sono posti discosti da essa, tipicamente ad una distanza compresa tra 5 e 20 cm o più (nei controsoffitti). Questa modalità di installazione consente infatti di intercettare il movimento delle particelle d'aria dove esso presenta velocità più elevata, aumentando la dissipazione per viscosità.

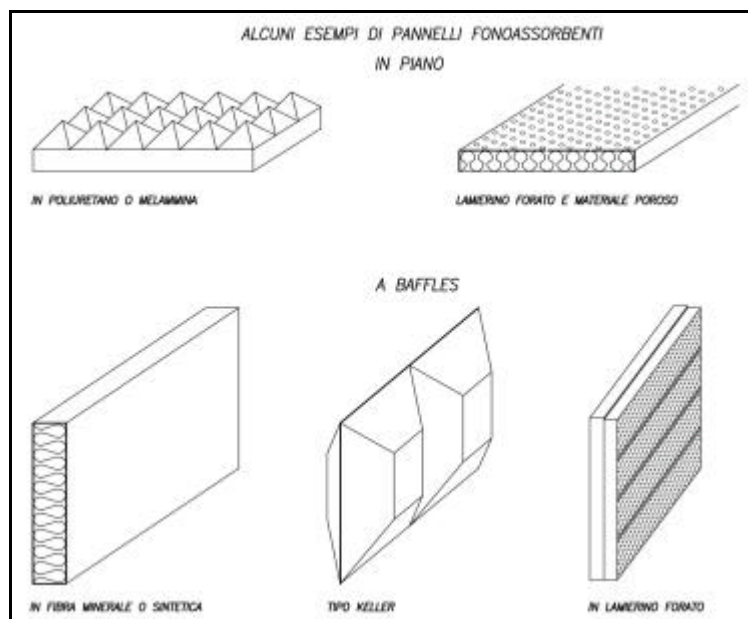


Figura 20.2 – Esempi di pannelli fonoassorbenti porosi

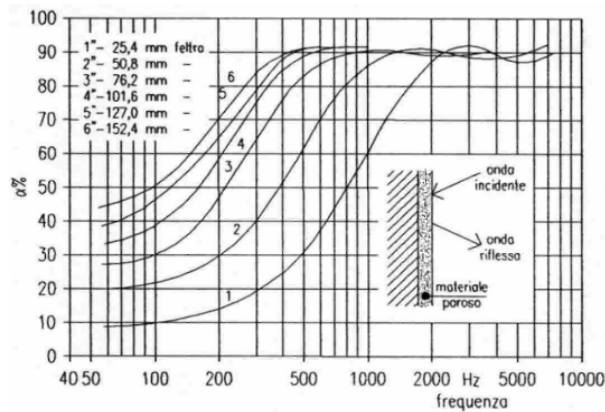


Figura 20.3 - Assorbimento di pannelli fonoassorbenti porosi in funzione della frequenza

II) Assorbimento per risonanza di membrana.

Si tratta di risonatori costituiti da un pannello piano disposto parallelamente e ad una certa distanza dalla parete (vedi Fig.20.4); il sistema è assimilabile ad una massa oscillante (il pannello vibrante) accoppiata ad un elemento elastico dotato di un certo smorzamento (l'aria racchiusa nell'intercapedine). L'energia meccanica viene dissipata per smorzamento. L'assorbimento per risonanza di membrana può essere realizzato con diversi materiali: legno, fibra di vetro ad alta densità, lamina metallica, ecc. Il fonoassorbimento di queste strutture è più selettivo rispetto a quello degli assorbitori porosi e solitamente è più marcato nell'intervallo delle frequenze medio-basse ove tali strutture presentano la loro risonanza (vedi Fig.20.5). Per questo motivo si è soliti associare ad un risonatore anche un materiale che assorba per porosità. Quest'ultimo va posto posteriormente rispetto al risonatore, ossia va collocato nella zona dell'intercapedine (che può essere o meno riempita dal materiale poroso). La stratigrafia risultante rende più uniforme la curva di assorbimento dell'intera struttura. Per meglio combinare tra loro le diverse prestazioni fonoassorbenti, è possibile praticare sul pannello fori o fenditure.

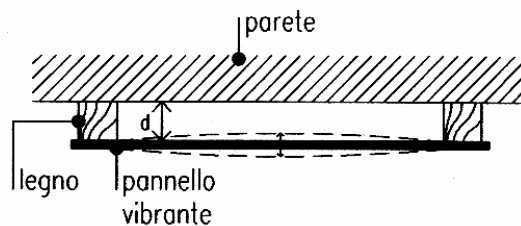


Figura 20.4 - Pannello assorbente per risonanza di membrana

Nel caso del pannello assorbente per risonanza di membrana, la frequenza di risonanza f_0 , espressa in Hz, è data da:

$$f_0 = \frac{60}{\sqrt{\rho d}}$$

dove:

ρ è la densità superficiale del pannello [kg/m^2]

d è la distanza del pannello dalla parete [m].

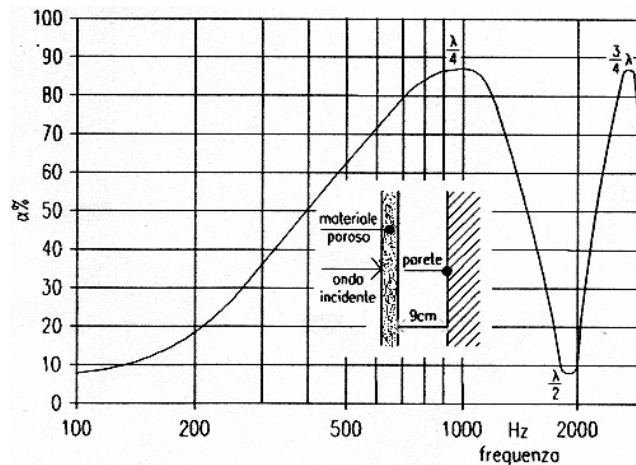


Figura 20.5 – Esempio di assorbimento di un risonatore a membrana

III) Assorbimento per risonanza di cavità.

Un assorbitore di questo tipo è costituito da una piccola cavità che è messa in comunicazione con l'ambiente da un foro posto alla sommità di un canale di comunicazione denominato “collo” (vedi Fig.20.6). L'energia viene dissipata per viscosità nel collo del risonatore. Questo meccanismo viene sfruttato soprattutto per la sua alta selettività, in quanto permette di risolvere problemi di fonoassorbimento in un intervallo ristretto di frequenze.

Risonatore di Helmholtz

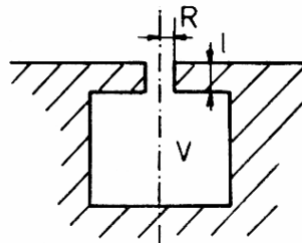


Figura 20.6 - Assorbitore per risonanza di cavità

Nel caso di un assorbitore per risonanza di cavità, la frequenza di risonanza f_0 , espressa in Hz, è data da:

$$f_0 = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{R^2}{Vl + 1,6R}}$$

dove:

c_0 è la velocità di propagazione del suono nel mezzo [m/s];

R è il raggio del collo del risonatore [m];

l è la lunghezza del collo del risonatore [m];

V è il volume della cavità [m³].

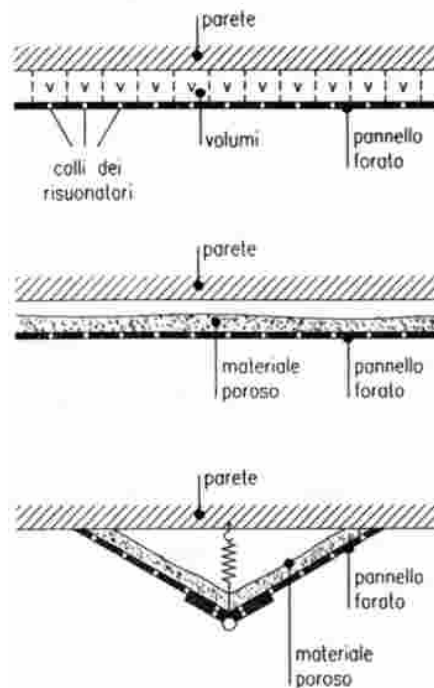


Figura 20.7 - Sistemi fonoassorbenti misti

La combinazione fra materiali porosi, pannelli vibranti e risonatori costituiscono i cosiddetti sistemi misti (vedi Fig.20.7), reperibili sul mercato, che possono soddisfare contemporaneamente esigenze di correzione acustica in diversi campi di frequenza. Essi possono inoltre risolvere problemi di isolamento termico e di condensa.

TRATTAMENTI PER AMBIENTI SPECIFICI

Ogni tipo di ambiente richiede specifiche prestazioni acustiche che necessariamente condizionano la fase realizzativa degli interventi. Per un corretto dimensionamento di un trattamento ambientale occorre quindi tener presente alcuni fattori che dipendono essenzialmente dalla destinazione dell'ambiente.

In ambienti quali le aule, i ristoranti, ecc., le possibilità di intervento sono limitate anche da esigenze di tipo estetico. In questi casi si suggeriscono materiali specifici a base di fibre di poliestere, resine melamminiche, fibre di cellulosa spruzzata, che consentono di realizzare trattamenti fonoassorbenti quasi invisibili.

Nel caso di ambienti industriali si tengono spesso in conto un numero maggiore di variabili. L'uso delle controsoffittature piane è generalmente motivato da contestuali esigenze di risparmio energetico. Qualora si debba realizzare un controsoffitto piano, a parte le considerazioni fatte sulla scelta del materiale, è necessario calcolare sia la giusta altezza di applicazione, sia il dimensionamento dell'intercapedine retrostante che contribuisce in maniera determinante nell'assorbire le frequenze più basse.

Nel caso non sussistano problemi di tipo termico, è senza dubbio preferibile l'uso dei *baffles*: pannelli appesi al soffitto che operano come assorbitori porosi o a risonanza di membrana (vedi Fig.20.8). In questo caso occorre considerare attentamente:

? l'altezza di applicazione: più è bassa, più è acusticamente efficace l'intervento;

- ? l'interasse di applicazione: esso dipende dall'altezza del pannello e dalla sua efficienza. Ideale è mantenere un rapporto 1 : 0,7-1 tra altezza ed interasse: per interassi minori (ma solo per pannelli efficienti) si può raggiungere la saturazione del sistema (ossia l'incremento del numero di pannelli non porta ad un incremento della riduzione del rumore); per interassi molto maggiori l'intervento è praticamente inutile;
- ? il rapporto tra volume trattato e volume libero da ogni trattamento: in caso di interventi di tipo parziale, in cui si bonifica solo una parte di un locale, il ritorno di energia dalla zona riflettente riduce sensibilmente l'abbattimento al confine con la zona trattata; in questi casi è opportuno prevedere una barriera, anche di tipo aperto, che limiti questo effetto;
- ? il verso di applicazione: conviene individuare il verso preferenziale di propagazione delle onde sonore e orientare le file di pannelli in senso ad esso ortogonale.

Si rammenti infine che i *baffles* hanno il vantaggio di salvaguardare l'apporto dell'illuminazione e dell'aerazione naturale in caso di finestre presenti sulla copertura.

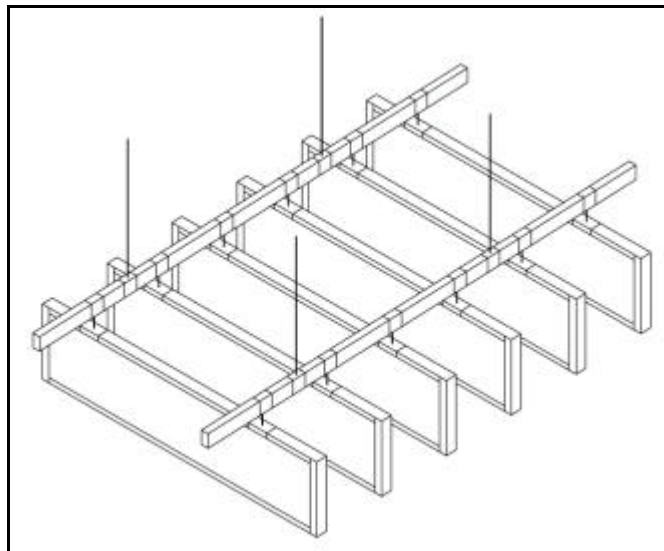


Figura 20.8 – Schema di applicazione dei *baffles*

REQUISITI IGIENICI E DI SICUREZZA DEI MATERIALI FONOASSORBENTI

Alcuni materiali fonoassorbenti presentano problemi specifici che richiedono altrettanta specifica attenzione in fase progettuale e/o al momento dell'acquisto.

Per esempio la lana minerale, quando esposta direttamente all'ambiente, deve essere rivestita o inserita in apposite buste per evitare il rilascio di fibre. Ciò non succede se il medesimo materiale è pressato, tanto da essere utilizzato con successo nelle applicazioni con elevati requisiti di igiene e lavabilità. Altri materiali di tipo plastico o gommoso possono presentare problemi per quanto riguarda la loro infiammabilità o la loro tossicità se esposti alle fiamme.

In genere per risolvere questi problemi vengono applicati sui materiali assorbenti rivestimenti protettivi (film) metallici o plastici, oppure lamierini perforati, che svolgono una funzione anti agenti climatici, chimici e/o fisici, ma che introducono perdite di efficacia. Solo finiture molto sottili, morbide e poco dense o lamierini con concentrazione di fori maggiore del 20%, alterano scarsamente il potere fonoassorbente dei materiali.

Dal punto di vista acustico, quindi, sarà sempre necessario considerare l'assorbimento di un trattamento nella sua realizzazione definitiva che include il supporto e il modo di posa, l'eventuale para-vapore e il rivestimento protettivo (vedi Fig.20.9).

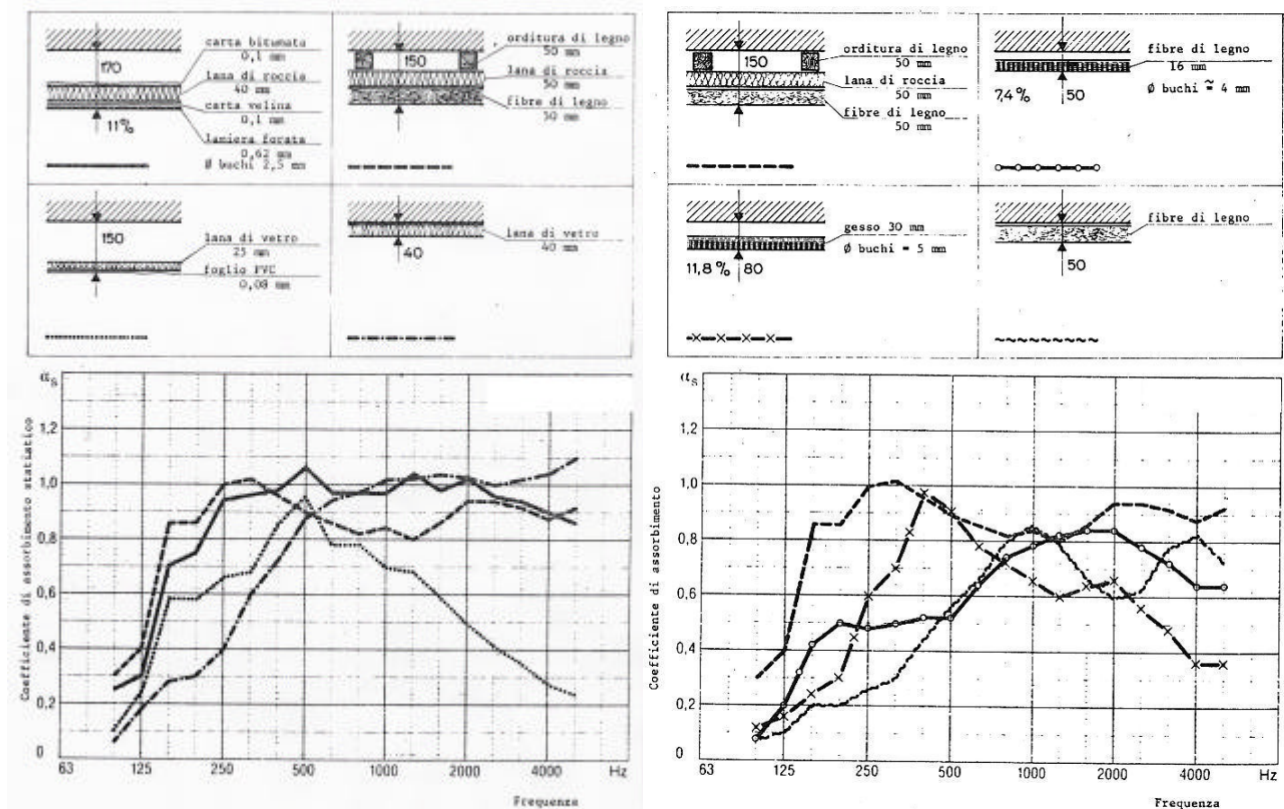


Figura 20.9 - Sistemi fonoassorbenti e coefficienti di assorbimento

Un altro aspetto con cui ci si confronta di frequente è la reazione al fuoco dei materiali, classificata sulla base di prove che assegnano ai prodotti migliori la Classe 0 (vedi Tabella 20.1).

Tabella 20.1 – Classi di reazione al fuoco dei materiali.

Comportamento	Classificazione
Prodotto non combustibile	Classe 0
Prodotto combustibile	Classe 1
	Classe 2
	Classe 3
	Classe 4
	Classe 5

I materiali in Classe 0 sono quindi quelli che rendono più difficile la propagazione dell'incendio e il rilascio di calore. Ciò favorisce l'evacuazione tempestiva dell'edificio e le operazioni di spegnimento.

SCHEDA 21 PROPAGAZIONE DEL RUMORE NELLE CONDOTTE D'ARIA

Nella Figura 21.1 sono illustrate schematicamente le possibili fonti di rumore ed i possibili cammini di propagazione del rumore tra la centrale di un impianto RCV (riscaldamento, condizionamento e ventilazione) e gli ambienti riceventi.

Sono evidenziate:

Sorgenti di rumore

- A. Ventilatore;
- B. Sorgenti puntuali di rumore aerodinamico (serrande, curve, giunzioni, variazioni di sezione, griglie, ecc.) lungo i condotti;
- C. Vibrazione dei condotti rettilinei.

Cammini di propagazione

1. Cammini di propagazione del rumore per via aerea attraverso pareti e solai che delimitano la centrale;
2. Cammini di propagazione del rumore per via strutturale attraverso i solai e le strutture murarie direttamente collegate ai componenti dell'impianto;
3. Cammini di propagazione per via aerea attraverso le pareti dei condotti (*break-out*);
4. Cammini di propagazione del rumore lungo i canali e rumorosità immessa nell'ambiente direttamente attraverso le bocchette di mandata e ripresa dell'aria.

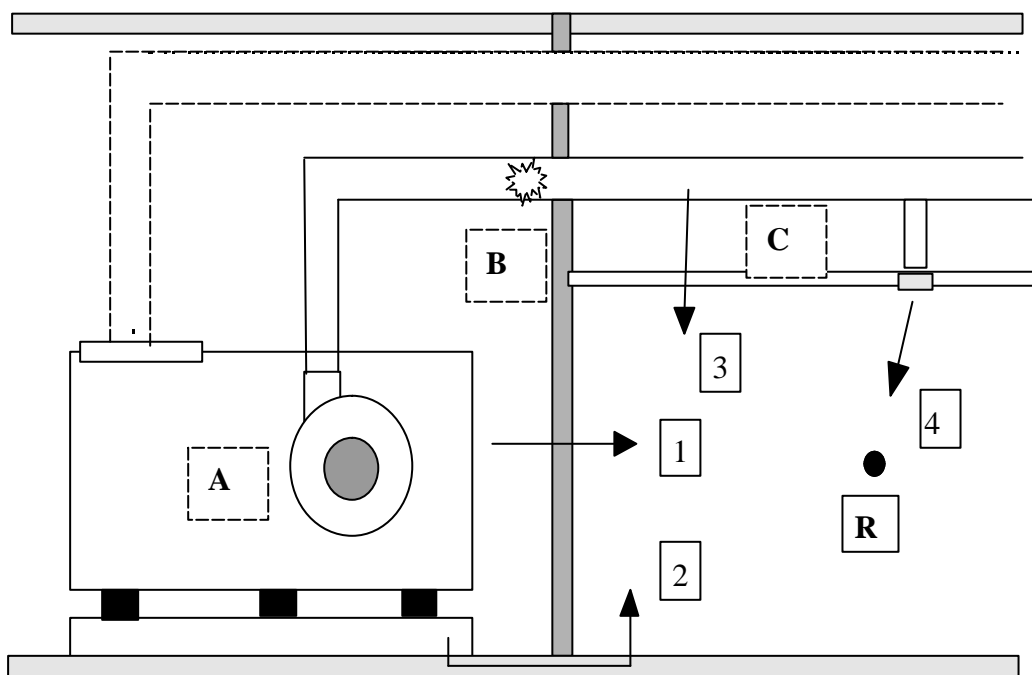


Figura 21.1- Impianto di condizionamento e termoventilazione tipico con possibili sorgenti e cammini di propagazione del rumore.

Non tutte le fonti ed i "cammini" riportati nella figura sono comunque presenti in ogni sistema. Un adeguato fonoisolamento delle strutture murarie, l'uso di materiali resilienti che smorzano le vibrazioni di strutture direttamente sollecitate, il fonoisolamento dei condotti e/o l'uso di adeguate controsoffittature, sono provvedimenti che tendono a controllare la rumorosità indotta negli ambienti riceventi dai primi tre cammini di propagazione possibili. In ogni caso, gli ambienti

riceventi sono interessati direttamente dalla rumorosità che si propaga attraverso i condotti dove sono presenti sia fenomeni causa di attenuazione della potenza sonora sia fenomeni causa di rigenerazione di rumore legate ad aspetti aerodinamici.

La generazione del rumore

Le cause della rumorosità negli ambienti influenzati da un impianto RCV sono sostanzialmente di origine meccanica e di origine aerodinamica.

La fonte di rumore più importante è costituita dal o dai ventilatori (oltre il ventilatore di mandata, possono essere presenti ventilatori di ripresa, di unità terminali, di motocondensanti, ecc.).

Altre sorgenti di rumore aerodinamico sono costituite dalla presenza, lungo i cammini di propagazione, di serrande di sezionamento e regolazione (singole e multiple), curve e gomiti (con e senza alette aerodinamiche), giunzioni e stacchi, variazioni di sezione, brusche e graduali, elementi strutturali all'interno dei condotti, attenuatori, griglie e diffusori (con e senza serrande di regolazione).

Ventilatori

Il rumore di un ventilatore ha un'origine meccanica ed un'origine aerodinamica. Quello meccanico è causato dalla radiazione strutturale della cassa, e di altre parti connesse, conseguente alla sollecitazione di forze fluttuanti legate sia alle parti rotanti sia alla turbolenza del flusso dell'aria.

Il rumore aerodinamico è determinato dagli impulsi periodici che ciascuna pala della girante conferisce all'aria in prossimità e da contributi che traggono origine dai vortici nella scia turbolenta delle pale.

I contributi del primo tipo si manifestano come un tono preminente alla frequenza di passaggio di paletta:

$$f_p = n_g N_p / 60 \quad \text{in Hz}$$

con armoniche e subarmoniche di ampiezza minore; n_g è il numero di giri al minuto e N_p è il numero di pale. Quelli del secondo tipo corrispondono a rumore a banda larga e sono prevalenti in ogni tipo di ventilatore centrifugo.

Il rumore generato dai ventilatori, indipendentemente dal tipo, aumenta con il quadrato della pressione statica di targa ed iniettato nel sistema di condotti attraverso il tronco principale di mandata, da un lato, e nel sistema di aspirazione, dall'altro, si propaga poco attenuato nel sistema di condotti. È importante che il ventilatore lavori in prossimità del punto di massima efficienza con il carico esterno previsto. Questa condizione è quella più corretta sia rispetto al risparmio energetico sia rispetto al rumore generato.

È altresì importante evitare condizioni di stallo, possibili nei ventilatori centrifughi a pale curvate in avanti ed in quelli assiali, in quanto il rumore può aumentare di 8 - 10 dB rispetto alla condizione di funzionamento nel punto ottimale. Quello che può risultare più fastidioso è un rumore di livello fluttuante associato all'effetto di "pompaggio". Questo rumore insorge anche quando due ventilatori in parallelo operano nella zona di stallo ed il "carico" oscilla tra l'uno e l'altro ventilatore.

È indispensabile curare gli aspetti aerodinamici del sistema sin dal ventilatore. Il flusso in prossimità delle sezioni di ingresso e di uscita, in particolare per i ventilatori assiali, deve essere il più regolare possibile in modo che sia minimizzata la generazione della turbolenza. Questa è causa di rumorosità sia locale sia più a valle per l'interazione della turbolenza primaria con parti successive dell'impianto.

Come è noto, la turbolenza produce un aumento della caduta di pressione statica nel sistema e a ciò corrisponde un degrado della prestazione energetica del complesso.

Per limitare la turbolenza iniziale, filtri, curve e transizioni di sezione importanti non dovrebbero essere collocate a distanze minori di 3 - 6 diametri equivalenti di condotto dalla sezione di mandata

del ventilatore. Le bocche non intubate di ingresso e/o uscita delle macchine non devono essere posizionate in prossimità di pareti. I condotti devono essere collegati alle macchine mediante raccordi flessibili (minore trasmissione strutturale). Non rispettare tali prescrizioni può significare aumenti di livello del rumore da 10 a 30 dB.

Per i sistemi RCV a portata costante è possibile una condizione di funzionamento continuo in prossimità dell'efficienza massima del ventilatore. Per quelli a portata variabile tradizionali (strozzamento della corrente), spesso per eccesso di sicurezza, il ventilatore viene sovradimensionato anche di 2 o 3 volte rispetto al carico massimo di condizionamento previsto. Pertanto, accade che il sistema ventilante di questi sistemi RCV a portata variabile si trova a lavorare per la quasi totalità del tempo al 60 - 65% della richiesta d'aria massima in quanto non per tutta l'utenza la domanda è contemporaneamente massima. È noto che, sia nel caso che il ventilatore risulti sovradimensionato sia nel caso che esso risulti sottodimensionato, i problemi potenziali di rumorosità e in particolare di rumorosità a bassa frequenza (rombo) si aggravano.

Livelli di potenza sonora significativamente più bassi si ottengono con sistemi a velocità variabile (per una rapporto di velocità del ventilatore 0,6 sono prevedibili 11 dB di riduzione). Il ventilatore può essere, inoltre, scelto in modo da garantire un funzionamento ottimale in tutto il campo di modulazione del flusso.

La quantificazione del rumore irradiato dalla cassa di un ventilatore e di quello iniettato nel sistema di condotti attraverso le sezioni di ingresso e di uscita è usualmente disponibile in termini di livello della potenza sonora in bande di frequenza di ottava. Il costruttore della macchina dovrebbe fornire questi dati di rumore, per le condizioni operative previste, dati ricavati da prove di laboratorio eseguite secondo le normative di settore. I dati di laboratorio sono comunque affetti da incertezze alle basse frequenze (al di sotto di 63 Hz) dell'ordine di +/- 8 dB e di +/- 3 dB alle medie frequenze. Il costruttore dovrebbe indicare, con attenzione, le modalità con le quali sono state effettuate le prove di laboratorio. Un ventilatore installato in una unità di trattamento aria (U.T.A.), per gli inevitabili problemi di ingombro dei condotti di ingresso ed uscita dell'aria, si comporta in modo diverso rispetto alla condizione di misura in laboratorio dello stesso ventilatore a sé stante.

Altre sorgenti di rumore aerodinamico

Il flusso d'aria all'interno dei condotti di un sistema RCV non segue un moto "ordinato" del tipo laminare.

I filetti fluidi, invece che scivolare l'uno contro l'altro formano vortici. L'interazione di una corrente con superfici e corpi solidi produce una turbolenza più o meno concentrata in regioni del fluido prossime all'elemento di disturbo.

La Figura 21.2 mostra la generazione di vortici lungo una curva a 90°. L'aria prima della curva tende a viaggiare con velocità uniforme nella sezione del condotto lungo la direzione assiale finché non intervengono forze esterne.

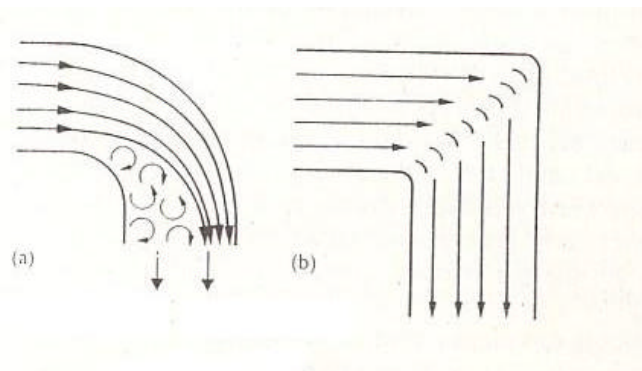


Figura 21.2 - Andamento qualitativo del flusso dell'aria in corrispondenza di una curva a 90°

Una diramazione o un oggetto intubato immediatamente a valle della curva sul lato esterno sarà investito da un flusso molto veloce e turbolento. L'effetto è ancora più intenso se la variazione di direzione del flusso avviene bruscamente ad angolo retto. Il posizionamento nella curva di alette deflettrici, relativamente corte, guida con gradualità il cambiamento di direzione ed il flusso all'uscita è più ordinato che nel caso precedente. La dissipazione si manifesta con la formazione di vortici di dimensioni più piccole a valle di ciascuna aletta piuttosto che con vortici di grandi dimensioni dal lato interno della curva. Come apparirà più chiaro qui di seguito, il problema del rumore si è spostato dalla regione delle frequenze basse a quello delle frequenze alte e, pertanto, di più facile soluzione. Un vantaggio complementare è rappresentato dal fatto che il raccordo diretto a 90° con le alette deviatrici è meno ingombrante del raccordo curvato e offre una maggiore attenuazione del rumore del ventilatore.

Il fenomeno conseguente all'interazione di una corrente con un corpo tozzo, illustrato semplicemente nella Figura 21.3, è noto come "Karman vortex street". Teoricamente, la potenza sonora generata da questo meccanismo cresce con la velocità della corrente elevata alla sesta potenza.

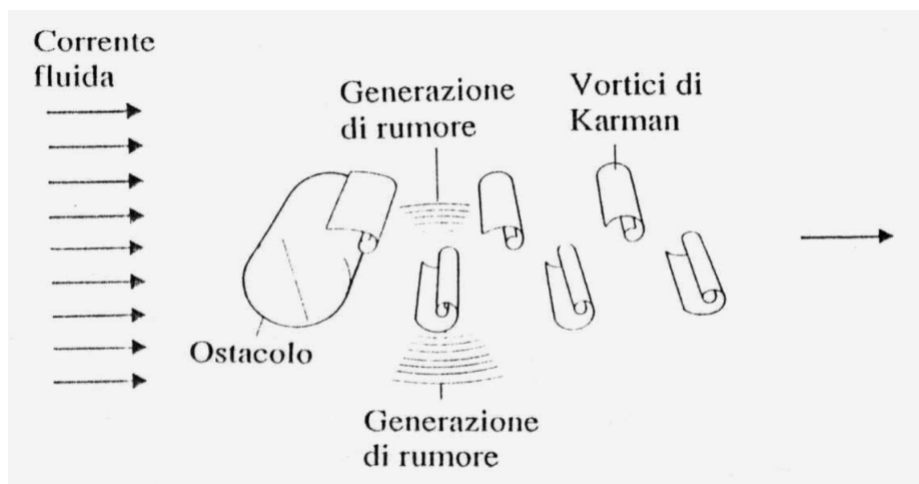


Figura 21.3 - Generazione dei vortici nell'interazione di un corpo tozzo con una corrente.

Lo spettro del rumore, a banda larga, presenta un massimo ad una frequenza che dipende dalla dimensione tipica dell'ostacolo, o della discontinuità, e dalla velocità massima. La Figura 21.4 mostra qualitativamente il tipo di turbolenza intorno ad una serranda a farfalla e ad un'asta di collegamento all'interno di un condotto d'aria. L'oggetto più grande produce una turbolenza di dimensioni geometriche maggiori, mentre quello più piccolo produce turbolenza di dimensioni minori. Nel primo caso il picco spettrale è spostato a frequenze più basse rispetto al secondo caso.

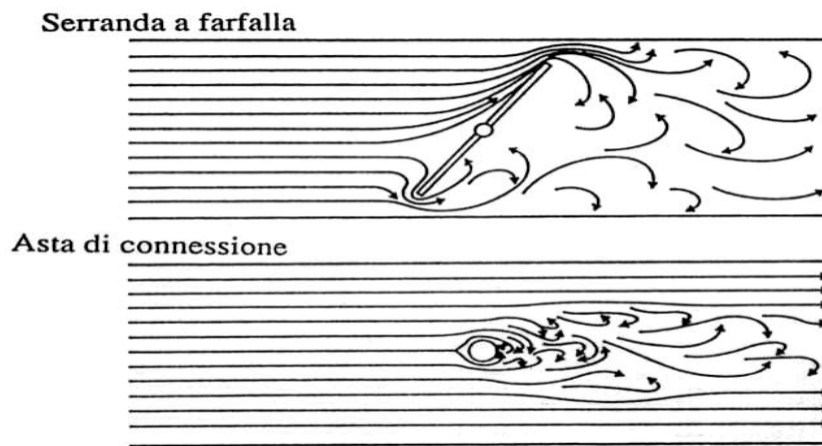


Figura 21.4 - Generazione della turbolenza a valle di un oggetto in un condotto d'aria.

In realtà, i vortici in sé non sono radiatori di rumore efficienti alle velocità di interesse per il trasferimento dell'aria nei condotti degli impianti RCV. Una corrente che fuoriesce liberamente da un condotto nell'aria stagnante, pur trasportando vortici, non risulta rumorosa, anche se la velocità di efflusso raggiunge il valore di 20 m/s. Un ostacolo solido nella corrente, come una griglia o una serranda (Figura 21.5), è causa di un forte incremento del rumore irradiato. Sia che i vortici siano generati dal disturbo introdotto dal solido nella corrente, sia che, trasportati dalla corrente, impattino sul solido ne risulta una conversione di velocità fluttuante in pressione fluttuante. Un effetto di reazione all'indietro sul corpo solido comporta un legame tra la dimensione del corpo e la distribuzione spettrale delle fluttuazioni di pressione.

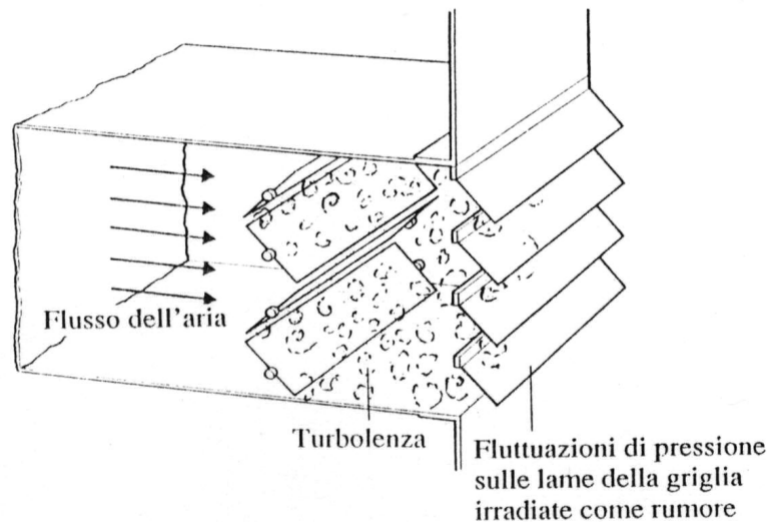


Figura 21.5 - Generazione del rumore dalla combinazione di una serranda e di una griglia.

Talvolta, se il corpo può vibrare, il meccanismo di retroazione diventa rigenerativo ad una frequenza di risonanza del corpo ed il rumore irradiato acquista uno spiccato carattere tonale. Le sorgenti di rumore aerodinamico che è necessario considerare per l'analisi acustica del rumore che si propaga nel sistema di distribuzione dell'aria di un impianto RCV sono elencate qui di seguito.

- a.- Serrande di sezionamento e regolazione, singole e multiple.
- b.- Curve e gomiti, con e senza alette aerodinamiche.
- c.- Giunzioni e stacchi.

- d.- Variazioni di sezione, brusche e graduali.
- e.- Elementi strutturali all'interno dei condotti.
- f.- Attenuatori.
- g.- Griglie e diffusori, con e senza serrande di regolazione.
- h.- Condotti nudi rettilinei.

Ovviamente, la potenza sonora generata dagli elementi elencati sopra non è di pari importanza. I livelli della potenza sonora generati dagli elementi più importanti, che sono disponibili sul mercato (griglie, diffusori, serrande, ecc.), devono essere richiesti al costruttore per le condizioni operative previste.

Fenomeno del break-out dei condotti

Il sistema di condotti visto dall'esterno è una sorgente distribuita di rumore. A questa radiazione sonora si fa riferimento come rumore di *break-out* dei condotti.

Il rumore di *break-out*, quando si manifesta, è uno dei problemi più gravi da fronteggiare. La sua origine può essere individuata nelle tre cause che seguono.

- Rumore interno di livello elevato (più di frequente, il rumore immesso dal ventilatore) che si trasmette all'esterno attraverso le pareti dei condotti.
- Rumore aerodinamico generato da corpi interagenti con la corrente all'interno che si trasmette all'esterno attraverso le pareti dei condotti.
- Vibrazioni delle pareti dei condotti forzate dalla turbolenza del flusso. Le superfici esterne, bene accoppiate all'aria, irradiano rumore.

Una forma di *break-out* particolarmente importante è quella legata a strutture vorticose di dimensioni paragonabili alla dimensione lineare trasversale di un condotto rettangolare. Si considerino i vortici controrotanti trasportati per convezione all'interno di un condotto rappresentati nella Figura 21.6. Essi invadono tutta la sezione. Lungo le generatrici A, B e C dei cilindri rotanti, che costituiscono una rappresentazione semplificata dei macrovortici, la velocità locale diventa massima. Di contro, la pressione diventa minima negli stessi luoghi, come è rappresentato nella parte centrale della Figura 6 per la pressione lungo l'asse del condotto.

Lungo le generatrici X, Y e Z, in corrispondenza di una faccia interna della parete del condotto, il flusso rotante decelera (in X e Z) ed accelera (in Y) dando luogo all'alternanza di massimi e minimi di pressione rappresentata nella parte bassa della figura citata. Il trasporto convettivo di queste distribuzioni di pressione "rulla" la lamiera del condotto producendo una vibrazione a frequenza molto bassa ed, eventualmente, a frequenze armoniche di questa (*duct buffeting*). Questa situazione si aggrava in corrispondenza di variazioni di direzione del condotto, di gomiti e di stacchi in quanto le velocità tangenziali dei vortici acquisiscono, ad esempio nel gomito, forti componenti normali alle pareti del condotto.

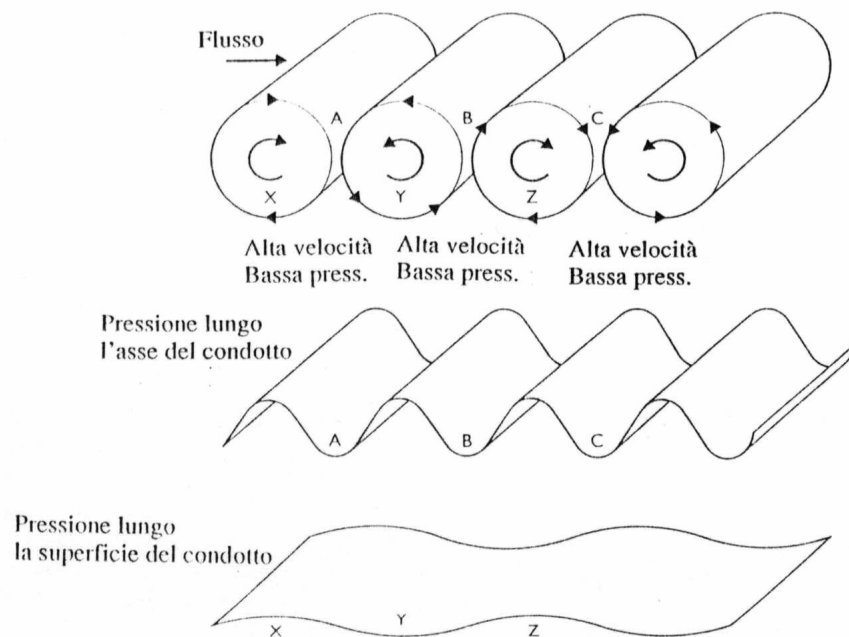


Figura 21.6 - Meccanismo di generazione della vibrazione dei canali a frequenza molto bassa

Per un condotto quadrato di mezzo metro di lato un vortice completamente sviluppato assume un diametro di mezzo metro. Il periodo spaziale della distribuzione di pressione lungo l'asse del condotto (distanza A-B o B-C) ha lo stesso valore. Ad una velocità del flusso di 20 m/s corrisponderebbe una frequenza di 40 Hz lungo l'asse ed una frequenza di 20 Hz ($X-Y = 2 A-B = 1$ m) per la vibrazione della parete del condotto. Quando la velocità del flusso è più bassa la frequenza è più bassa, ma anche i macrovortici sono più deboli. Queste vibrazioni, accoppiate all'aria nell'ambiente esterno, producono fluttuazioni della pressione che non sono udibili direttamente ma che sono in grado di eccitare la vibrazione di strutture leggere, come vetrate senza guarnizioni perimetrali, controsoffittature leggere o altri elementi laschi, dando luogo a tintinnii e ronzii udibili che risultano estremamente fastidiosi.

Nei casi in cui il rumore di break-out è un problema, è possibile migliorare il fonoisolamento del canale realizzando una fodera esterna che viene a configurare una parete doppia. La parete lato rumore è costituita dalla parete del canale preesistente. Il condotto viene fasciato con lana di vetro o poliuretano espanso a celle aperte per uno spessore di 5 - 10 cm. L'involucro esterno finale, cioè la seconda parete, è realizzato in lamiera, con lastre di gesso o con telo flessibile di vinile appesantito al piombo. È importante l'accurata sigillazione dell'involucro esterno. Provvedimenti di questo tipo fanno registrare un aumento dell'attenuazione, in particolare alle frequenze basse, per la propagazione nel canale in quanto il trattamento, da un lato smorza la vibrazione radiativa della lamiera del canale, dall'altro dell'energia sonora rimane dissipata nel materiale poroso nell'intercapedine.

Considerazioni per una progettazione finalizzata al controllo del rumore.

Sulla scorta di quanto già discusso, nel seguito è fatto cenno ad alcune linee guida essenziali per una corretta impostazione del progetto dell'impianto RCV tenendo presenti i problemi di rumorosità.

Ventilatori ed Unità di trattamento dell'aria (UTA)

? Progettare il sistema di distribuzione dell'aria in modo da contenere il più possibile la caduta di pressione e la velocità. Infatti per i ventilatori, indipendentemente dal tipo, il rumore generato aumenta con il quadrato della pressione statica di targa.

- ? Scegliere il tipo di ventilatore che presenta un valore di livello della potenza sonora di riferimento più basso.
- ? Evitare ventilatori con basso numero di pale in quanto diventa critica la generazione di rumore tonale.
- ? Verificare che il ventilatore operi intorno al punto di efficienza massima.
- ? Posizionare le macchine a distanza dalle pareti della centrale.
- ? Evitare che le bocche non intubate di ingresso e/o uscita delle macchine siano posizionate in prossimità di pareti
- ? Prevedere l'uso di sospensioni elastiche appropriate per isolare la macchina e ridurre la propagazione di vibrazioni.
- ? I condotti devono essere collegati alle macchine mediante raccordi flessibili (minore trasmissione strutturale) possibilmente non corrugati.?
- ? I raccordi tra i condotti di ingresso e di uscita con le macchine devono essere gradualmente (minore turbolenza).
- ? Filtri, curve, raccordi non devono essere posizionati nel sistema ad una distanza inferiore a 3 diametri equivalenti dal ventilatore/UTA.

Condotti

- ? Se possibile prevedere condotti trattati internamente con materiali o sistemi fonoassorbenti (vedi Scheda 20).
- ? E' preferibile, a parità di portata, prevedere più canali in parallelo (maggiore area interna fonoassorbente).
- ? Limitare le cause di turbolenza per limitare la conseguente generazione di rumore aerodinamico (variazioni brusche di sezione, curve e diramazioni a 90°, assenza di alette deviatrici, velocità dell'aria eccessive, serrande ed altro).
- ? Controllare i fenomeni del *break-out* e del *break-in* rivestendo i canali con sistemi fonoisolanti.
- ? Evitare collegamenti rigidi dei canali alle strutture portanti.

Plenum (vedi Scheda n.22)

- ? Trattare il plenum di derivazione internamente con idonei materiali o sistemi fonoassorbenti.
- ? Non posizionare le bocche di ingresso e di uscita del plenum contrapposte in linea.

Silenziatori (vedi Scheda n.22)

- ? Posizionare i filtri lungo le canalizzazioni in modo da ottenere la massima attenuazione ed evitando fenomeni di *break-in* a valle.
- ? Evitare filtri con forti perdite di carico (richiedono ventilatori più rumorosi).
- ? Posizionare i filtri a distanza da curve, diramazioni (minore area libera del filtro risulterebbe interessata dal passaggio dell'aria e la velocità aumenterebbe).
- ? Evitare che in prossimità del filtro aumenti la velocità dell'aria (maggiore generazione di rumore).

Diffusori

- ? Scegliere diffusori compatibili che presentano bassi valori di generazione del rumore.
- ? Evitare che il tratto di collegamento tra il canale principale ed il diffusore non sia in asse con il diffusore stesso.

SCHEDA 22

SILENZIATORI DISSIPATIVI E REATTIVI

Per gli impianti RCV (riscaldamento, condizionamento e ventilazione) e per gli impianti in genere per la movimentazione dell'aria, allorché occorre attenuare la rumorosità immessa nei canali dal ventilatore e da altre sorgenti aerodinamiche interne (vedi scheda 21), è possibile ricorrere a silenziatori o filtri acustici che in base al loro principio di funzionamento possono essere distinti in silenziatori di tipo dissipativo (che sfruttano il principio dell'assorbimento acustico per incidenza radente), di tipo reattivo (basati sul principio di assorbimento acustico per risonanza ed efficienti in uno specifico campo di frequenza) e di tipo misto (integrando sistemi dissipativi e risonanti).

In funzione degli spazi disponibili e dello spettro di potenza sonora che occorre attenuare si possono adottare:

Silenziatori dissipativi

I canali rettangolari costruiti con lamiera metallica presentano una bassa attenuazione sonora dell'ordine di 0,1 dB/m. I canali circolari risultano molto più rigidi di quelli rettangolari. Ciò determina una ancora minore capacità di assorbire energia e quindi valori di attenuazione più bassi. Un primo provvedimento per aumentare l'attenuazione della potenza sonora lungo i condotti è quello di rivestire internamente i canali con uno strato di materiale poroso, spesso da 2 a 5 cm, con facciavista di protezione (sistema dissipativo). Il trattamento, oltre alla funzione acustica di attenuazione del rumore che si propaga nel condotto, assolve anche alla funzione di isolante termico. L'attenuazione per metro di canale, variabile con la frequenza, è tanto più alta quanto è maggiore il rapporto tra il perimetro ricoperto e l'area della sezione del canale. Inoltre, essa dipende dallo spessore e dal tipo di materiale usato.

Per spessori realistici l'attenuazione è comunque molto carente alle basse frequenze. Inoltre le recenti problematiche legate al controllo qualità dell'aria (contaminazione batterica e presenza di fibre) sconsigliano l'uso di materiale poroso con fibre naturali specie negli ambienti dove sono richieste condizioni particolari di purezza dell'aria (ospedali, industrie alimentari, farmaceutiche, elettroniche).

Nell'ambito della protezione del materiale fibroso, si è ampiamente indagato sugli effetti di pannelli microforati o fogli plastici impervi di spessore trascurabile sull'attenuazione di filtri acustici.

Il rivestimento con lamiera perforata di porosità superiore al 35% non altera le prestazioni dei dispositivi mentre con una porosità del 5-10% sono evidenti riduzioni dell'ordine del 10-20% del valore della perdita d'inserzione (in dB) alle alte frequenze dove tali sistemi risultano comunque più efficienti.

Silenziatori reattivi

Ulteriore attenuazione può essere realizzata sfruttando la presenza di plenum. I plenum di distribuzione (Figura 22.1), quando provvisti di un buon sistema fonoassorbente sulle superfici interne che è anche un isolante termico, permettono di realizzare elevati valori di attenuazione.

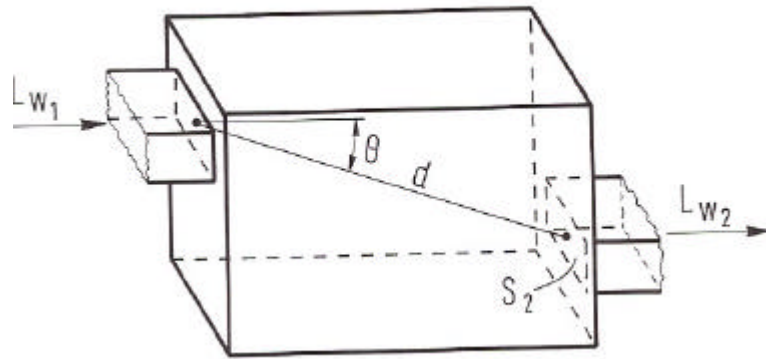


Figura 22.1 – Plenum di distribuzione.

Per il calcolo dell'attenuazione ATTN (livello di potenza sonora in ingresso L_{w1} – livello di potenza sonora in uscita L_{w2}) di un plenum può essere utilizzata l'espressione seguente:

$$ATTN = 10 \log \frac{\alpha S_2 \cos^2 \theta}{S_t d^2} \frac{(1 - \alpha)}{\alpha}$$

con:

- α = coefficiente di assorbimento del rivestimento interno
- S_2 = area della bocca di uscita del plenum (m^2)
- S_t = area totale delle superfici del plenum (m^2)
- d = distanza tra la bocca di ingresso e la bocca di uscita (m)
- θ = angolo tra la direzione congiungente le bocche d'ingresso e d'uscita e la normale alla bocca d'uscita (gradi)

Silenziatori concentrati

Essi sono in genere realizzati con setti di materiale fonoassorbente protetti superficialmente con lamiera metallica forata o altro sistema.

I parametri che caratterizzano le prestazioni acustiche di questi dispositivi sono:

- ? l'attenuazione: riduzione del livello della potenza sonora conseguente all'inserimento del filtro;
- ? il rumore aerodinamico generato: il livello della potenza sonora generato dal flusso di aria che attraversa il filtro (crescente con la velocità di attraversamento del filtro);
- ? la perdita di pressione statica che dipende dalla geometria del filtro e dalla velocità frontale dell'aria il flusso diretto ed inverso: i filtri hanno differenti caratteristiche acustiche ed aerodinamiche a seconda della direzione del flusso.

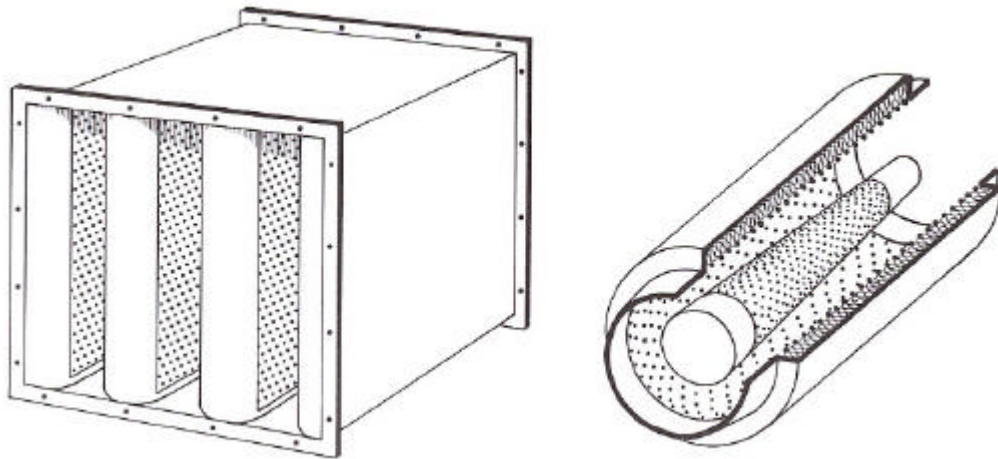


Figura 22.2 - Filtri acustici concentrati di tipo dissipativo

Le case costruttrici di tali dispositivi forniscono i valori di attenuazione raggiungibili nelle diverse condizioni operative.

L'attenuazione raggiungibile con i filtri in commercio dipende dalla velocità dell'aria in attraversamento, dalla lunghezza del filtro, dalla distanza tra i setti e dal coefficiente di assorbimento del setto. In ogni caso l'attenuazione è carente alle basse frequenze se non prevedendo ingombri poco pratici.

Recentemente, per la costruzione di filtri acustici d'aria sono stati utilizzati pannelli microforati (pannelli di lamiera con fori di diametro inferiore ad un millimetro) su intercapedine d'aria.

E' ampiamente dimostrato che se i fori del pannello sono molto piccoli (cosa peraltro oggi tecnologicamente realizzabile entro certi limiti) la resistenza acustica aumenta considerevolmente realizzando un elevato rapporto tra resistenza acustica e massa acustica. Questi sistemi possono diventare degli efficienti assorbitori, senza l'uso di materiale fibroso, se utilizzati sia lungo i canali di distribuzione sia in sistemi concentrati.

Per sopperire alla carenza di attenuazione alle basse frequenze, di recente sono stati sperimentati silenziatori cosiddetti attivi.

I sistemi di controllo attivo del rumore trovano applicazione pratica nella propagazione intubata. Di fatto il campo sonoro a bassa frequenza ha una struttura abbastanza semplice rispetto a quello in un ambiente tridimensionale. Nella regione delle basse frequenze è modesta l'eccitazione dei modi superiori per cui l'aspetto acustico del problema può essere schematizzato in termini di campo piano. Si tratta quindi di generare nella sezione in cui è posta la sorgente ausiliaria un campo pressoché piano in cui la pressione sonora istante per istante è uguale ed opposta a quella del rumore primari che si propaga verso valle. I filtri attivi sono, di principio, costituiti da un microprocessore, da due microfoni posti a una determinata distanza all'interno del canale e da un altoparlante posizionato tra i microfoni e posto all'esterno del canale ma che irradia suono all'interno di questo. Il microfono più vicino alla sorgente rileva il rumore, il segnale viene elaborato dal microprocessore il quale genera un segnale in controfase che viene irradiato dall'altoparlante. Il secondo microfono, a valle dell'altoparlante, registra l'avvenuta attenuazione e invia il segnale di "feedback" al microprocessore per eventuali ulteriori correzioni. (vedi Scheda n.16).

Silenziatori sono utilizzati anche per lo scarico di gas di motori (in genere silenziatori reattivi in serie) e per gli scarichi di aria compressa in cui l'elevata turbolenza causa di rumorosità è ridotta mediante il passaggio dell'aria direttamente attraverso materiale poroso (sistema dissipativo).

SCHEDA 23

SILENZIATORI PER GETTI D'ARIA

SILENZIATORI A STROZZAMENTO

I silenziatori a strozzamento funzionano attraverso il principio fisico di trasformazione dell'energia sonora in energia termica (calore) e ciò avviene per effetto dell'attrito tra il fluido in movimento e le pareti del condotto di materiale poroso in cui parte dell'energia sonora viene intrappolata. Come effetto secondario, dovuto all'attraversamento, si ha la riduzione della velocità di uscita del fluido e quindi del suono per la perdita di carico con ulteriore perdita di energia sonora.

Per cui maggiore è lo spessore dello strato poroso attraversato e della sua resistenza al flusso, maggiore sarà la perdita di carico e quindi maggiore sarà l'attenuazione dell'energia sonora. Quindi l'efficacia di tali silenziatori dipenderà appunto dallo spessore e dalla resistenza dello strato poroso.

I silenziatori a strozzamento vengono utilizzati per moto di fluidi in cui l'aumento delle perdite di carico dovuto ad essi non hanno influenza sul loro flusso e quando si ha necessità di avere una attenuazione con ingombri ridotti, come ad esempio per flussi in aspirazione e/o mandata in condotti di aria, gas o vapore.

Il limite di tali silenziatori è che non possono essere installati lì dove si hanno flussi di fluido con presenze di particelle di impurità, che finirebbero per intasare i pori del materiale con un notevole incremento dell'attrito, ovvero dove la presenza di acqua, anche allo stato di vapore, possa dar luogo alla formazione di ghiaccio.

Per quanto riguarda le caratteristiche meccaniche del materiale costituente lo strato poroso, questi dovrà essere resistente alle sollecitazioni dovute alla contropressione esercitata senza che si compatti diminuendo così la porosità ed inoltre dovrà rendere minimi i fenomeni di corrosione nel tempo che finirebbero per occludere i passaggi del fluido.

Solitamente lo strato poroso utilizzato è composto da paglietta in acciaio inossidabile con densità calcolata a secondo del tipo di fluido e della contropressione da esercitare.

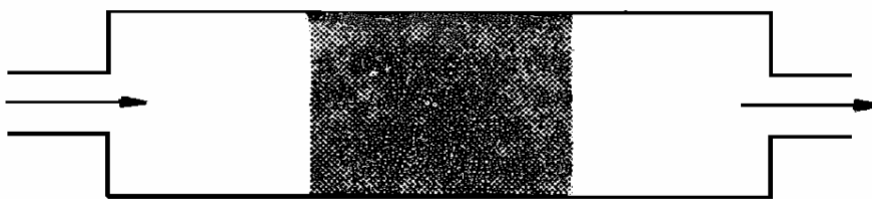


Figura 23.1 - Silenziatore a strozzamento.

SILENZIATORI A RIFLESSIONE

I silenziatori a riflessione funzionano sul principio fisico della riflessione del suono verso la sorgente sonora riducendo così l'energia sonora del fluido che si muove nel condotto.

Per tali silenziatori è importante, nell'installazione, verificarne la posizione in quanto è estremamente importante la geometria ed in particolare il dimensionamento della lunghezza del tratto di condotta a monte del silenziatore che dovrà essere in controfase alla frequenza più disturbante.

L'attenuazione del silenziatore è tanto maggiore quanto maggiori sono le riflessioni presenti.

Infatti l'insieme di condotte e risuonatori in serie sono sfalsati tra di loro proprio per aumentare le riflessioni.

L'utilizzazione di tali silenziatori si ha preferibilmente in condotte di scarico di macchine a combustione in quanto si hanno frequenze medio-basse e, non essendovi materiale poroso, mantengono inalterate nel tempo la loro efficacia. Ciò li rende particolarmente adatti per fluidi quali ossigeno o altri gas che non debbono essere a contatto con materiale organico o con materiale che possa favorire la formazione di ghiaccio.

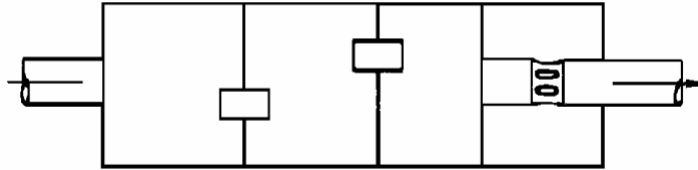


Figura 23.2 - Silenziatore a riflessione e risonatore.

SILENZIATORI A STROZZAMENTO E ESPANSIONE

Vi sono inoltre i silenziatori a strozzamento ad espansione multipla in cui l'energia sonora viene ridotta per riflessione del suono verso la sorgente ed inoltre riducono il livello di rumore generato attraverso una espansione graduale (a salti) del flusso in pressione. Naturalmente maggiore è il numero di salti, minore sarà il salto di pressione relativo al singolo passaggio, per cui il limite di utilizzo di tali silenziatori è dato dalla capacità del sistema di consentire la massima contropressione. Si ricorda infatti che il minore differenziale di pressione tra monte e valle d'ogni salto (espansione) equivale ad una minore energia sonora generata (riflessione).

Questi silenziatori trovano impiego a valle di valvole di scarico di vapori o gas a pressione e sono formati da una serie di setti con percentuale di foratura differenziata e calcolata in modo da garantire salti di pressione e velocità di flusso relativi ad ogni espansore più bassi possibili. Solitamente tali silenziatori sono abbinati in serie a silenziatori ad assorbimento per ridurre il numero d'espansori.

Per tali silenziatori è importante il tipo di materiale utilizzato e gli spessori degli espansori che devono essere in grado di resistere al colpo d'ariete dovuto alla rapida apertura della valvola, alle temperature di esercizio e soprattutto alla velocità d'attraversamento degli espansori che può raggiungere quella del suono.

I silenziatori a strozzamento causano una riduzione di velocità del fluido, a causa della contropressione generata, nella tubazione a monte e quindi una diminuzione del rumore nella tubazione stessa che è funzione proprio della velocità del fluido.

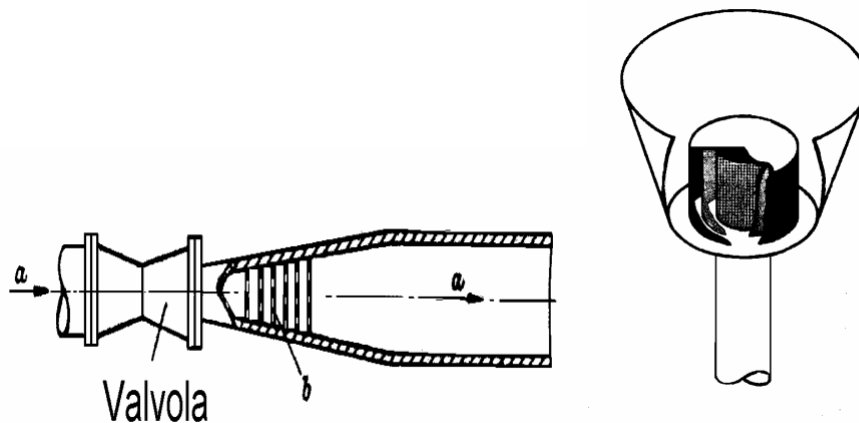


Figura 23.3 - Silenzianti a strozzamento ed espansione.



Figura 23.4 - Particolare di un espansore per scarico vapore.

SILENZIATORI RISONANTI

I silenzianti risonanti funzionano sul principio fisico del risuonatore e quindi dell'effetto risonante prodotto da un risonatore incorporato nella parte lunga del silenziatore. Per ampliare l'attenuazione si possono disporre più silenzianti con bande di frequenze diverse ovvero spesso sono accompagnati da una corona circolare di materiale fonoassorbente quali lane minerali supportato da lamiera metallica forata che sfruttando l'effetto assorbente prodotto dal passaggio del fluido in tale corona ne attenuano il livello di pressione sonora.

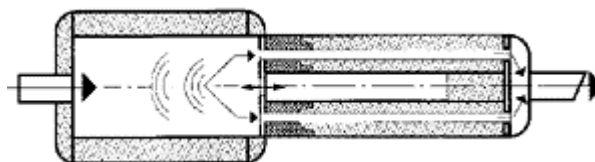


Figura 23.5 - Sezione di un silenziatore risonante.

I fori sono in comunicazione con una camera di espansione, l'onda sonora incidente tali fori viene in parte assorbita dal materiale fonoassorbente ed in parte riflessa attenuando così l'energia sonora che si propaga con il fluido. Sono molto selettivi nell'attenuazione ed hanno perdite di carico contenute.

In generale tali silenziatori hanno un tratto corto a sezione maggiore ed uno più lungo a sezione minore con una sezione di gola di restringimento. La variazione di sezione (restringimento) tra la parte corta e quella lunga, ne aumentano le prestazioni acustiche.

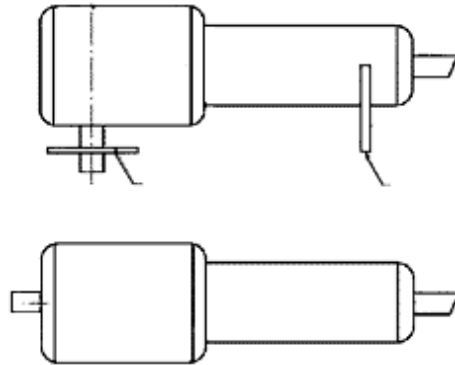


Figura 23.6 - Viste di un silenziatore risonante.

È importante per tali silenziatori, il dimensionamento della geometria per garantire la massima insonorizzazione soprattutto nella banda di frequenze medio-basse lì dove si hanno elevati livelli di pressione sonora.

L'utilizzazione di questi silenziatori è particolarmente indicata per i motori diesel e ad accensione comandata come ad esempio nei gruppi di generazione e cogenerazione.

Possono essere con immissione del fluido assiale o radiale.

Il limite di tali silenziatori sta nel dimensionamento della geometria e meccanico e nella costruzione del silenziatore (involucro esterno e parti interne) in quanto il flusso del fluido, se non correttamente dimensionato il silenziatore, può innescare fenomeni vibratori che a loro volta diventano potenziali sorgenti sonore. Infine altrettanto importante è la scelta dei materiali a seconda del tipo di fluido che vi passa in quanto il contatto fra i due deve essere compatibile con le caratteristiche chimico-fisiche del materiale scelto e del fluido che vi passa, da ciò dipenderà l'efficienza nel tempo del silenziatore.

SCHEDA 24
MISURA E VALUTAZIONE DEL LIVELLO DI POTENZA SONORA (DI SORGENTI INDUSTRIALI IN AMBIENTE DI LAVORO)

Nel campo delle misure di rumorosità negli ambienti di lavoro, la grandezza più direttamente correlata alla sollecitazione indotta sulle persone dalle onde sonore che si propagano per via aerea è, come ben noto, il livello di pressione sonora. Tuttavia non sempre questa grandezza è il descrittore più conveniente a cui fare riferimento; in particolare, nel campo specifico della bonifica acustica, in tutti quei casi dove occorre valutare le emissioni acustiche derivanti dall'installazione, o il trasferimento, di nuove macchine o impianti in un dato ambiente industriale. Quando infatti si misura un livello di pressione sonora, il valore che si ottiene dipende, oltre che dall'energia irradiata dalla sorgente, dalla distanza e dal tipo di propagazione sonora che si determina tra la sorgente e il punto di ricezione.

Ecco allora che la grandezza acustica a cui si ricorre, quando si tratta di definire l'emissione sonora di una sorgente indipendentemente dalla distanza e dai fattori di variabilità ambientale precedentemente elencati, è la potenza acustica, ovvero l'energia sonora irradiata, nel mezzo circostante, dalla sorgente nell'unità di tempo.

Un'importante, anche se circoscritta, eccezione a ciò è costituita dalle sorgenti di grandissime dimensioni quali linee di assemblaggio, ricottura in continuo, filatoi, rotative, impianti di generazione termica, torcitoi, ecc. In questi casi, gli operatori addetti al controllo di tali macchine si trovano ad operare quasi esclusivamente all'interno del cosiddetto campo sonoro vicino, dove la propagazione del rumore è governata più dalle particolari caratteristiche di frequenza, direttività ed intensità dell'emissione sonora che dalle caratteristiche acustiche dell'ambiente circostante. Ciò fa sì che nella pratica il metodo più diffuso e conveniente per caratterizzare acusticamente tali sorgenti sia l'effettuazione di una serie di misure del livello di pressione sonora in punti esattamente prestabiliti, come d'altra parte prescritto anche a livello legislativo. Il D.P.R. 459/96, stabilisce infatti che nel caso di macchinari industriali di grandissime dimensioni – non meglio specificate - l'indicazione di potenza acustica è sostituita dai livelli di pressione sonora rilevati in corrispondenza delle postazioni di lavoro proprie della macchina e/o in punti di misura prescelti tutt'intorno ad essa, ognuno situato a 100 cm di distanza dal suo perimetro di riferimento e ad 1,60 m. di altezza dal suolo o dalla piattaforma di accesso.

Mediante la potenza acustica è possibile:

- ☞ ricavare il livello di pressione sonora che, in uno specifico ambiente industriale e ad una specifica distanza, interesserà l'operatore preposto al controllo della macchina in questione e/o i posti di lavoro circostanti;
- ☞ effettuare un confronto comparativo diretto della rumorosità emessa da macchine dello stesso tipo presenti sul mercato, come pure tra macchine differenti come tipo e/o dimensioni;
- ☞ ottimizzare in fase progettuale, sotto il profilo acustico, la collocazione e la distribuzione delle macchine in un nuovo insediamento.

La potenza acustica di una sorgente è spesso accompagnata dall'indicazione della direttività della sua emissione sonora.

Il livello di potenza sonora è definito dalla seguente relazione:

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad \text{dB}$$

dove: W è la potenza sonora (in watt) della sorgente in esame e W_0 è la potenza sonora di riferimento assunta convenzionalmente pari a 10^{-12} W, ovvero 1 pW .

Come si determinano i livelli di potenza acustica emessi da una sorgente di qualsiasi tipo? La normativa nazionale ed internazionale, ed in particolare le normative ISO CEN e UNI forniscono a questo proposito un'intera "famiglia" di norme in base alle quali è possibile effettuare tale misura secondo modalità grado di soddisfare una vasta gamma di esigenze, come si può desumere dalle due tabelle riportate nel terzo livello di queste Linee Guida nelle sezioni A3 e A4.

A tali norme di carattere generale, che costituiscono la base metodologica di questo tipo di misura, vanno poi aggiunte tutta una serie di altre norme e procedure riguardanti la misura della potenza acustica emessa da specifici tipi di macchine: p.e. le macchine tessili (ISO 9902), le macchine per la lavorazione del legno (ISO 7960), le macchine per ufficio (ISO 7779), gli elettrodomestici (IEC 704), le macchine per la movimentazione dell'aria (ISO 5135), ed altre ancora. Scopo di queste norme integrative è soprattutto fornire tutte le indicazioni di installazione, di regolazione e di funzionamento delle macchine in esame in modo da assicurare la riproducibilità ed il confronto delle misure di potenza acustica.

L'insieme delle norme di riferimento ISO 374x si articola, come si evince dalla sottostante Tabella 24.1, sulla base della precisione e del tipo di campo sonoro in cui avviene la misura: libero totale (camera anecoica), libero su piano riflettente (camera semianecoica, spazio aperto, capannoni industriali di estese dimensioni), diffuso (camera riverberante), o semidiffuso (camere semi-riverberanti, locali industriali).

Come risulta dalla tabella, sono previsti tre gradi di precisione delle misure: metodo di laboratorio, metodo progettuale, metodo di controllo (terminologia UNI). Il metodo di laboratorio è quello che assicura l'incertezza minore in termini di ripetibilità e riproducibilità delle misure, segue il metodo progettuale, ed infine il metodo di controllo.

A determinare il grado di precisione contribuisce in modo determinante il tipo di campo sonoro in cui avviene la misura e, sotto questo aspetto, le metodologie di misura della potenza acustica si possono considerare divise in due sottogruppi principali:

- misure in campo libero o semilibero, oppure in ambienti in cui si cerca di apportare correzioni per riportarsi alla misura in campo libero;
- misure in ambienti riverberanti, sia di laboratorio sia di tipo speciale, in cui si cerca di realizzare condizioni di campo diffuso con caratteristiche controllate.

Tabella 24.1 – Quadro di sintesi delle norme ISO 374x per la misura della potenza sonora con il metodo della pressione.

<i>Ambiente di misura</i>	<i>Camere riverberanti</i>	<i>Camere semiriverberanti</i>	<i>Camere anecoiche e semianecoiche</i>	<i>Spazi aperti, capannoni industriali</i>	
<i>Grado di precisione</i>	Metodo di laboratorio	Metodo progettuale	Metodo di laboratorio	Metodo progettuale	Metodo di controllo
<i>Normativa di riferimento</i>	ISO 3741	UNI EN ISO 3743-1 ISO 3743-2	ISO 3745	Uni EN ISO 3744	UNI EN ISO 3746 ISO 3747
<i>Volume della sorgente in prova</i>	Preferibilmente inferiore al 2% del volume complessivo dell'ambiente di misura	Preferibilmente inferiore al 0,5% del volume complessivo dell'ambiente di misura	Preferibilmente inferiore al 0,5% del volume complessivo dell'ambiente di misura	Nessuna restrizione	Nessuna restrizione
<i>Strumentazione</i>					
fonometri	Classe 1 secondo IEC 61672		Classe 1 secondo IEC 61672		Classe 2 secondo IEC 61672
fonointegratori	Classe 1 secondo IEC 61672		Classe 1 secondo IEC 61672		Classe 2 secondo IEC 61672
filtri	Classe 1 secondo IEC 61260		Classe 1 secondo IEC 61260		----- -----
calibratori	Classe 1 secondo IEC 60942		Classe 1 secondo IEC 60942		Classe 2 secondo IEC 60942

I principali vantaggi della misura in campo sonoro libero/semilibero sono:

- possibilità di definire la direttività della sorgente;
- possibilità di misurare la potenza sonora di sorgenti con componenti sonore impulsive;
- possibilità di misurare macchine di grandi dimensioni all'aperto o all'interno di capannoni industriali di estese dimensioni in pianta.

I vantaggi della misura in camera riverberante si possono riassumere come:

- possibilità di misurare la potenza acustica totale integrata nello spazio con un'unica postazione microfónica, nel caso ad esempio di macchine che hanno un ciclo molto lungo, di cui occorre caratterizzare le condizioni di funzionamento più significative;
- possibilità di misurare la potenza di macchine che richiedono di essere montate in uno spazio delimitato da due pareti riflettenti.

In linea generale infine, tra tutte le norme ISO 374x quella che maggiormente si presta ad una misura di relativamente agevole esecuzione, sia per le caratteristiche di campo sonoro richieste che per l'apparecchiatura di misura necessaria è indubbiamente la ISO 3746. Tuttavia anche in questo caso occorre effettuare una preventiva qualificazione dell'ambiente di misura, sia pure con requisiti assai meno stringenti di quelli richiesti dagli altri due metodi di precisione, e stabilire la superficie di misura, un'emisfera o un parallelepipedo, su cui su cui situare il ristretto numero di punti di rilevazione previsti da tale norma. Occorre però anche non trascurare che a causa di questa procedura semplificata, i valori d'incertezza di misura che ne risultano sono piuttosto ampi – lo

scarto tipo è pari a 3 per rumori a spettro relativamente “piatto” e pari a 4 per rumori con componenti tonali rilevanti – e di conseguenza l'utilizzazione, per la valutazione acustica, dei dati di potenza sonora così ottenuti richiede grande cautela ed attenzione.

Un ulteriore elenco di norme armonizzate che forniscono utile supporto nella determinazione dei valori di emissione acustica di alcuni macchinari è reperibile nella Sezione A4 del terzo livello.

Una volta noto il livello di potenza acustica emesso da una macchina, il problema più frequente che si pone è come determinare il livello di pressione sonora in uno o più punti prestabiliti dello spazio, aperto o chiuso, in cui essa verrà sistemata e dovrà operare. L'aspetto è stato considerato anche dal legislatore, che con l'art. 46 del D.Lgs. 277/91, prevede che già il progetto di un insediamento di attività lavorativa contenga una previsione dei livelli di esposizione personale degli addetti e gli accorgimenti necessari a ridurre l'eventuale rischio di danno da rumore. Si concorda nel non esigere una previsione accurata dei livelli di esposizione di ogni singolo addetto, ma si ritengono opportune specifiche valutazioni progettuali che a partire dai livelli di rumorosità delle singole macchine, valutino i rischi da rumore derivanti dalla loro dislocazione rispetto alle aree di stazionamento degli addetti.

In una attività esistente il caso più frequente è invece quello di dover valutare, sotto il profilo acustico, gli effetti positivi, o negativi, derivanti dall'inserimento di una nuova macchina o impianto. Disponendo dei valori di potenza acustica indicati dal costruttore è possibile prevedere i nuovi livelli di pressione sonora che si vengono a determinare, sia per il posto di lavoro della macchina in questione sia per le postazioni limitrofe, e di conseguenza sapere se l'inserimento della nuova macchina è, rispetto al rischio di danno da rumore, accettabile; se è accettabile con opportuni interventi di bonifica acustica, oppure se non è accettabile del tutto.

Per soddisfare queste esigenze si può ricorrere a diversi metodi di calcolo, di cui se ne indicano alcuni; per situazioni che richiedono un maggiore dettaglio si rimanda ai contenuti delle Schede 1 e 2.

Nel caso di una sorgente omnidirezionale collocata in condizioni di campo sonoro libero, ovvero all'aperto, la relazione di riferimento è la seguente:

$$L_p \approx L_w - 20 \log_{10} r - 11 \quad \text{dB} \quad (1)$$

dove r è la distanza, in metri, dalla sorgente e L_w il livello di potenza acustica espresso in dB riferiti a 1 pW.

Tale relazione vale però nel caso, piuttosto raro, di una sorgente sospesa ad oltre 2 metri da ogni superficie riflettente. Nel caso invece che tale sorgente sia situata in prossimità di una o più superfici rigide, occorrerà introdurre nella relazione un fattore correttivo Q , espresso in termini logaritmici dall'Indice di direttività ID [$ID = 10 \log_{10}(Q)$] legato all'angolo solido in cui la sorgente emette. La relazione 1 diventa pertanto:

$$L_p \approx L_w - 20 \log_{10} r - Q - 11 \quad \text{dB} \quad (2)$$

dove i valori di Q , e i corrispondenti valori di ID , sono riportati nella sottostante Tabella 24.2.

Nel caso opposto di una sorgente omnidirezionale collocata in condizioni di campo sonoro diffuso, ovvero nello spazio chiuso costituito da una camera riverberante, la relazione da impiegare sarà la seguente:

$$L_p \approx L_w + 10 \log_{10} A + 6 \quad \text{dB} \quad (3)$$

dove:

$$A \approx \frac{0,16V}{T_{60}} \quad (4)$$

e dove V è il volume, in m^3 , del locale in cui è sistemata la sorgente e T_{60} è il tempo di riverberazione, in secondi.

Tabella 24.2 – Classificazione dei possibili valori del fattore di direttività Q e dell'indice di direttività ID di una sorgente sonora omnidirezionale

Posizione della sorgente	Fattore di direttività Q	Indice di direttività ID (dB)
Sospesa ad oltre 2 m da ogni superficie riflettente	1	0
Appoggiata su pavimento all'aperto o al centro del pavimento, della parete, o del soffitto di un grande ambiente industriale	2	3
Al centro di uno spigolo formato da due superfici rigide	4	6
All'intersezione di tre superfici rigide	8	9

Nel caso infine di collocazione di una sorgente omnidirezionale in condizioni di campo semiriverberante o semidiffuso, ovvero la grande maggioranza degli ambienti industriali, la relazione da impiegare sarà la seguente:

$$L_p \approx L_w + 10 \log_{10} \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \quad \text{dB} \quad (5)$$

dove r è la distanza, in metri, Q è il fattore di direttività dovuto alla collocazione della sorgente ed R è la costante d'ambiente definita dalla relazione:

$$R \approx \frac{V}{\frac{T}{0,16} + S} \quad (6)$$

dove S è la superficie complessiva, in m^2 , dell'ambiente in questione.

E' importante sottolineare ancora che quanto detto finora vale per le sorgenti omnidirezionali. Nel caso di sorgenti direzionali, ovvero di sorgenti che non irradiano uniformemente in tutte le direzioni, ma presentano sensibili variazioni di livello di pressione sonora con il variare della posizione intorno ad esse, tutte le relazioni indicate dovranno tenere conto di questa direttività specifica della sorgente che è in generale in funzione della frequenza. Ciò significa che la descrizione completa degli effetti della direttività di una sorgente collocata in uno specifico ambiente è da ritenersi in generale un procedimento alquanto laborioso. Tuttavia in molti casi, il calcolo di previsione del livello di pressione sonora in corrispondenza di una posizione prescelta può limitarsi a considerare unicamente la direzione di massima emissione della sorgente e l'influenza che su di essa possono avere le superfici riflettenti più prossime.

SCHEDA 25

CRITERI GENERALI DI COLLAUDO DI UNA BONIFICA ACUSTICA

Scopo della presente Scheda è quello di fornire criteri generali a tutti gli operatori del settore per la verifica dei risultati ottenuti dagli interventi di controllo del rumore. Le procedure tecniche per la valutazione tecnica sul campo dell'effettiva efficacia di tutta una serie di interventi di bonifica sono riportate nelle seguenti Schede:

- 25.1 Coperture fonoisolanti**
- 25.2 Schermi e barriere fonoisolanti**
- 25.3 Silenziatori**
- 25.4 Trattamenti fonoassorbenti ambientali**
- 25.5 Cabine per operatore**
- 25.6 Requisiti acustici passivi degli edifici**
- 25.7 Impianti di climatizzazione e ventilazione**

La presentazione dei risultati di un intervento di controllo del rumore è formalizzata in un "Rapporto di prova" nel quale vanno schematicamente riportati i seguenti elementi ed informazioni essenziali.

- ? Oggetto del collaudo, dati identificativi del Cliente e dell'Ordine di acquisto.
- ? Breve descrizione generale dell'intervento.
- ? Garanzia acustica contrattuale (obiettivo acustico preventivamente dichiarato dal fornitore).
- ? Condizioni di prova (desunte da normative specifiche o concordate tra fornitore e acquirente).
- ? Pianta schematica con indicazione delle posizioni di verifica.
- ? Risultati della verifica con specificazione dei livelli misurati prima e dopo l'intervento, delle eventuali correzioni apportate per il rumore di fondo e dell'incertezza dei risultati.
- ? Confronto con l'attenuazione offerta in garanzia e conclusioni.
- ? Firma e dati identificativi dei tecnici che hanno eseguito le misure e redatto il rapporto.

Come si evince dall'analisi dei contenuti del Rapporto di prova, in ciascuna procedura di collaudo è previsto che si adotti una correzione dovuta al rumore di fondo e tale correzione va effettuata secondo quanto indicato nella norma EN ISO 3746/1995, par. 8.2 e riportato nella nota a seguito.

Ai livelli equivalenti misurati con sorgente in funzione (prima e dopo l'installazione della barriera) si sottrae il coefficiente correttivo K_1 determinato (in dB o dB(A)) secondo l'espressione seguente:

$$K_1 = 10 \log (1 - 10^{-0,1 ?L})$$

in cui:

$$?L = L_{amb} - L_{fondo}$$

dove:

L_{amb} = Livello sonoro misurato con sorgente in funzione

L_{fondo} = Livello sonoro del rumore di fondo

Se $?L > 10$ dB non si applica nessuna correzione.

Se $?L < 3$ dB la precisione dei risultati risulta significativamente ridotta.

Infine, in ciascuna procedura di collaudo è previsto che nel Rapporto di Prova si segnali l'incertezza dei risultati e tale indicazione va effettuata secondo quanto indicato nella norma UNI EN 23741 la quale prevede che le misurazioni in sito effettuate con il metodo del rumore reale producano scarti tipo in genere pari o minori di quelli indicati nel seguente prospetto. Tali scarti tipo prendono in considerazione gli effetti cumulativi di tutte le cause di incertezza.

Frequenze centrali bande di ottava Hz	Frequenze centrali bande di un terzo di ottava Hz	Scarto tipo dB
125	Da 100 a 160	3
250	Da 200 a 316	2
da 500 a 4000	Da 400 a 5000	1,5
8000	Da 8300 a 10000	3

Nel caso di misure in ponderazione A, si adotta uno scarto tipo pari a 1,5 dB(A).

DEFINIZIONI

Si riportano di seguito le definizioni dei parametri acustici utilizzati nella serie di schede 25 non ricompresi nel Capitolo 9 (Glossario) del 1° Livello.

Ambiente chiuso: Ambiente destinato alla presenza continua o saltuaria di persone o comunità, racchiuso da 6 superfici.

Attenuazione del livello di pressione sonora di calpestio, ?L'?: Differenza in decibel, tra il livello medio di pressione sonora nell'ambiente ricevente prima e dopo la posa in opera del rivestimento.

Isolamento acustico normalizzato rispetto al tempo di riverberazione, D_{nT} : Isolamento acustico, in decibel, corrispondente al valore di riferimento del tempo di riverberazione nell'ambiente ricevente:

$$D_{nT} = D + 10 \lg \frac{T}{T_0} \quad [dB]$$

dove:

D è l'isolamento acustico in decibel;

T è il tempo di riverberazione nell'ambiente ricevente;

T_0 è il tempo di riverberazione di riferimento; per le abitazioni $T_0 = 0,5$ s

Isolamento acustico normalizzato rispetto all'assorbimento acustico, D_n : Isolamento acustico, in decibel, corrispondente all'area equivalente di assorbimento acustico di riferimento nell'ambiente ricevente:

$$D_n = D - 10 \lg \frac{A}{A_0} \quad [dB]$$

dove:

D è l'isolamento acustico in decibel;

A è l'area equivalente di assorbimento acustico nell'ambiente ricevente, espressa in metri quadri;

A_0 è l'area equivalente di assorbimento acustico in metri quadri (per ambienti in abitazioni o di dimensioni confrontabili $A_0 = 10 \text{ m}^2$)

Livello medio di pressione sonora $\overline{L_p}$

$$\overline{L_p} = 10 \lg \frac{10^{0.1L_{p1}} + 10^{0.1L_{p2}} + \dots + 10^{0.1L_{pn}}}{n} \text{ dB}$$

dove $L_{p1}, L_{p2}, \dots, L_{pn}$ sono i livelli di pressione sonora, in dB, dei quali si deve calcolare la media.

Livello di pressione sonora di calpestio, L_i : Livello medio di pressione sonora misurato in terzi di ottava nell'ambiente ricevente quando il solaio sottoposto a prova è eccitato dal generatore di calpestio normalizzato.

Livello di pressione sonora di calpestio normalizzato rispetto all'assorbimento acustico, L'_n : Livello di pressione sonora di calpestio L_i , aumentato di un termine correttivo espresso in decibel:

$$L'_n = L_i + 10 \lg \frac{A}{A_0} \text{ dB}$$

Dove:

L_i è il livello di pressione sonora di calpestio

A è l'area equivalente di assorbimento acustico dell'ambiente ricevente, espressa in metri quadri;

A_0 è l'area equivalente di assorbimento acustico in metri quadri, $A_0 = 10 \text{ m}^2$

Livello di pressione sonora di calpestio normalizzato rispetto al tempo di riverberazione, L'_{nT} : Livello di pressione sonora di calpestio L_i , diminuito di un termine correttivo espresso in decibel:

$$L'_{nT} = L_i - 10 \lg \frac{T}{T_0} \text{ dB}$$

Dove:

L_i è il livello di pressione sonora di calpestio

T è il tempo di riverberazione nell'ambiente ricevente;

T_0 è il tempo di riverberazione di riferimento; per le abitazioni $T_0 = 0,5 \text{ s}$

Locale di prova: Spazio chiuso, esterno alla cabina, in cui viene generato il suono. ossia l'ambiente rumoroso nel quale la cabina è inserita

L_{Aimax} ; L_{Asmax} : Livello di pressione sonora misurato con dinamica Impulse ovvero Slow e con ponderazione A.

Potere fonoisolante apparente, R' : Dieci volte il logaritmo in base dieci del rapporto tra la potenza sonora W_1 , incidente su una parete sottoposta a prova, e la potenza sonora totale trasmessa nell'ambiente ricevente se, in aggiunta alla potenza sonora W_2 trasmessa attraverso il divisorio, la potenza sonora W_3 , trasmessa dagli elementi laterali o da altri componenti è significativa; è espresso in decibel:

$$R' = D + 10 \lg \frac{S}{A} \text{ [dB]}$$

dove:

D è l'isolamento acustico;

S è la superficie del divisorio [m²];

A è l'area equivalente di assorbimento acustico dell'ambiente ricevente [m²]

Posizione del ricevente: Punto in cui deve essere determinata l'attenuazione della pressione sonora.

Rumore rosa: rumore con valori uguali di energia per frequenze a larghezza percentuale di banda costante.

Sorgente sonora impulsiva: sorgente che possa emettere energia sonora concentrata in un breve intervallo di tempo (< 1 s, ad esempio uno sparo).

SCHEDA 25.1 COPERTURE TOTALI O PARZIALI

Scopo della presente procedura è quello di fornire a tutti gli operatori del settore un metodo pratico semplificato per la verifica dei risultati ottenuti a seguito di un intervento di cabinatura fonoisolante, totale o parziale, effettuato su una o più sorgenti di rumore, generalmente rappresentate da macchine o da componenti di impianto.

La procedura che segue è stata elaborata in coerenza con le normative tecniche di riferimento più aggiornate.

Questa procedura si applica ad interventi di cabinatura totale o parziale (cappottature) di macchine, parti di macchine, componenti di impianto in genere, purché siano verificabili le condizioni di prova specificate nei paragrafi successivi.

Non si applica alle cabine specificamente riservate ad ospitare operatori.

Condizioni di prova

Le condizioni di funzionamento della sorgente sonora oggetto dell'intervento dovranno essere rappresentative di un uso normale, e comunque dovranno essere le stesse per le misurazioni effettuate con e senza il cabinato.

L'ambiente di prova dovrà essere lo stesso (o comunque avere caratteristiche del tutto simili) per le misurazioni effettuate con e senza il cabinato.

Il livello del rumore di fondo non dovrà essere influente sul livello della sorgente prima e soprattutto dopo la prova. Affinché questa condizione sia rispettata la differenza tra il livello misurato con sorgente attiva e sorgente spenta dovrà essere superiore a 10 dB (in banda e/o in ponderazione A secondo il tipo di prova).

Nel caso in cui la suddetta condizione non fosse pienamente rispettata, se ne terrà conto nel calcolo dell'attenuazione finale secondo la procedura indicata nella norma EN ISO 3746/1995, par. 8.2 e riportata nella nota in premessa.

Posizioni di misura

Le posizioni microfoniche utilizzate per le misurazioni con il cabinato installato dovranno essere possibilmente le stesse di quelle utilizzate per le prove senza la cabina, eventualmente concordate con il committente, e possibilmente collocate ad una distanza $d \geq 1$ m dalle pareti del cabinato.

Salvo diverse indicazioni, il microfono verrà posto a 1,5 m dal pavimento lungo il perimetro del cabinato, non in prossimità di aperture non protette sulle pareti dello stesso.

Laddove risulti individuabile presso la sorgente o nelle immediate vicinanze una posizione specifica interessata dalla presenza più o meno stabile di operatori, tale posizione sarà senz'altro da considerarsi prioritaria ai fini della verifica.

Grandezze da determinare

Ai fini della presente procedura, la grandezza prioritaria da determinare in ciascuna posizione è costituita dal Livello equivalente di pressione sonora ponderata A (L_{pA}), prima e dopo l'installazione della cabina.

In dipendenza da eventuali particolari caratteristiche di emissione (componenti tonali, componenti impulsive) ed in accordo con il Committente, potranno essere determinate le seguenti altre grandezze.

- ? Livello equivalente di pressione sonora in bande di frequenza di 1 ottava o di 1/3 d'ottava (L_p)

- ? Livello sonoro impulsivo misurato come $L_{pAS \text{ Max}}$ (per interventi utili alla riduzione dell'inquinamento verso l'esterno)
- ? Livello sonoro impulsivo misurato come L_{pPeak} (per interventi atti alla riduzione dei livelli di esposizione dei lavoratori)

In tutti i casi il valore di L dovrà essere riferito esclusivamente al rumore prodotto dalla sorgente oggetto della verifica, quindi, se del caso, dovrà essere debitamente corretto per l'influenza del rumore di fondo secondo l'apposita procedura.

Determinazione dell'Attenuazione della Pressione Sonora

1 Determinazione dell'attenuazione in una posizione specificata

L'attenuazione nella posizione specificata (ad esempio la posizione operatore) sarà determinata come:

$$D_p = L_p \text{ (senza cappottatura)} - L_p \text{ (con cappottatura)} \quad \text{dB}$$

se misurata nelle singole bande di frequenza, oppure come:

$$D_{pA} = L_{pA} \text{ (senza cappottatura)} - L_{pA} \text{ (con cappottatura)} \quad \text{dB(A)}$$

se misurata in ponderazione A.

Allo stesso modo potrà essere determinata l'attenuazione sui livelli impulsivi come:

$$D_{pAS \text{ Max}} = L_{pAS \text{ max}} \text{ (senza cappottatura)} - L_{pAS \text{ max}} \text{ (con cappottatura)} \quad \text{dB(A)}$$

oppure:

$$D_{pPeak} = L_{pPeak} \text{ (senza cappottatura)} - L_{pPeak} \text{ (con cappottatura)} \quad \text{dB(A)}$$

2 Determinazione dell'attenuazione media tra più posizioni specificate

Nel caso in cui le posizioni di misura risultino più di una, e si desideri calcolare l'attenuazione media prodotta dal cabinato, il metodo sopra illustrato sarà ripetuto per ciascuna delle suddette posizioni e l'attenuazione media sarà calcolata come

$$\overline{D_p} = L_p \text{ medio senza cappottatura} - L_p \text{ medio con cappottatura}$$

in cui D_p assume di volta in volta il significato riferito al parametro desiderato.

SCHEDA 25.2 SCHERMI E BARRIERE

Scopo della presente procedura è quello di fornire a tutti gli operatori del settore un metodo pratico semplificato per la verifica dei risultati ottenuti a seguito dell'installazione di una barriera acustica (o schermo fonoisolante / fonoassorbente) posta tra una o più sorgenti di rumore (interne od esterne) e uno o più ricevitori.

La procedura che segue è stata elaborata in coerenza con le normative tecniche di riferimento più aggiornate.

Questa procedura si applica ad interventi di installazione di barriere acustiche o schermi fonoisolanti / fonoassorbenti, purchè siano verificabili le condizioni di prova specificate nei paragrafi successivi. Gli schermi possono essere sia fissi che mobili.

Condizioni di prova

L'ambiente di prova dovrà essere lo stesso (o comunque avere caratteristiche del tutto simili) per le misurazioni effettuate con e senza la barriera. In particolare dovranno essere equivalenti, prima e dopo l'intervento:

- ? la sorgente di rumore (vedere paragrafo successivo);
- ? nel caso di barriere il profilo ed il tipo di terreno, eventuali ostacoli interferenti e/o superfici riflettenti in un settore avente apertura 60° da entrambe le parti della linea che unisce la posizione del ricevente con la posizione della sorgente;
- ? nel caso di barriere le condizioni del vento e la temperatura (variazione massima consentita 10° C).

Si raccomanda che le misure vengano effettuate nelle medesime posizioni prima e dopo l'installazione della barriera (*metodo diretto*). Se ciò non è possibile (ad es. se la barriera è già stata installata) si applica il *metodo indiretto*, con il quale si fa una stima del livello di pressione sonora che si aveva "prima" mediante misure effettuate in un sito equivalente a quello in esame. In tal caso, un sito può essere considerato equivalente a quello in esame se valgono le equivalenze già citate anche tra i due siti.

Il livello del rumore di fondo non dovrà essere influente sul livello della sorgente prima e soprattutto dopo la prova. Affinché questa condizione sia rispettata la differenza tra il livello misurato con sorgente attiva e sorgente spenta dovrà essere superiore a 10 dB (in banda e/o in ponderazione A secondo il tipo di prova).

Nel caso in cui la suddetta condizione non fosse pienamente rispettata, se ne terrà conto nel calcolo dell'attenuazione finale secondo la procedura indicata nella norma EN ISO 3746/1995, par. 8.2 e riportata nella nota in premessa.

Equivalenza delle sorgenti

Possono essere utilizzati tre tipi di sorgente di rumore:

- I) Sorgente naturale
- II) Sorgente naturale controllata
- III) Sorgente artificiale controllata

I Sorgente naturale

E' la preferibile. Deve essere continuamente monitorata durante le misure, a meno che non sia chiaramente stabilita e documentata la sua stabilità.

Le caratteristiche della sorgente che devono essere equivalenti prima e dopo l'intervento sono: il contenuto dello spettro, la direttività, le distribuzioni spaziali e temporali, le condizioni operative come il numero e tipo di sorgenti individuali nel caso di sorgenti composite. Ad esempio se la sorgente è una strada, il flusso veicolare ed il rapporto tra veicoli pesanti e leggeri deve essere più o meno lo stesso prima e dopo l'intervento.

2 Sorgente naturale controllata

E' meglio utilizzarla se le condizioni della sorgente 1 sono cambiate in maniera significativa tra prima e dopo l'intervento: ad esempio, nel caso di sorgente rappresentata da traffico veicolare, se il flusso dei veicoli varia in misura determinante, è meglio selezionare uno o più veicoli di test come sorgenti tipiche.

Da utilizzare nel caso che la sorgente sia distribuita su una grande area, come un industria o il traffico autostradale.

3 Sorgente artificiale controllata

Da utilizzare quando non può essere stabilita con certezza l'equivalenza della sorgente 1 prima e dopo l'intervento.

Consigliata se le sorgenti 1 e 2, in presenza di lunghe distanze tra sorgente e ricevente, alti livelli di rumore di fondo o alte barriere, non hanno un livello di potenza sonora sufficiente per completare le misure dopo l'intervento.

La simulazione deve riprodurre fedelmente le bande in frequenza più significative dello spettro emesso dalla sorgente naturale.

Posizioni di misura

Ricevente ben definito

Se la barriera / schermo è destinata a proteggere un ricevente la cui posizione è nota, le misurazioni saranno effettuate prima e dopo l'intervento nella stessa posizione del ricevente.

Salvo diverse indicazioni, il microfono verrà posto a 1,55 m dal pavimento, conformemente a quanto previsto dalla ISO 11200.

Intervento a protezione di un'area

Se la posizione del ricevente non è ben definita e la barriera / schermo è destinata a proteggere acusticamente un'area più o meno vasta, le posizioni microfoniche devono essere ubicate lungo una linea perpendicolare alla barriera. La distanza tra le posizioni microfoniche e la barriera deve essere uguale a un quarto dell'altezza della barriera, metà dell'altezza, una volta l'altezza e due volte l'altezza della barriera, sempre che la configurazione dell'installazione lo consenta, e purché le posizioni indicate siano all'interno dell'area da proteggere e la distanza minima sia 1 metro. Il microfono verrà posto a 1,55 m dal pavimento.

Nel caso di uno schermo di grandi dimensioni e nel caso di schermi di forma complessa, la posizione delle linee di misurazione deve essere concordata tra le parti interessate. Se viene usata una sola linea, si deve scegliere una linea situata nelle vicinanze del centro geometrico dello schermo.

Grandezze da determinare

Ai fini della presente procedura, la grandezza prioritaria da determinare in ciascuna posizione è costituita dal Livello equivalente di pressione sonora ponderata A (L_{pA}), prima e dopo l'installazione della barriera.

In dipendenza da eventuali particolari caratteristiche di emissione (componenti tonali, componenti impulsive) ed in accordo con il Committente, potrà essere determinato il Livello equivalente di pressione sonora in bande di frequenza di 1 ottava o di 1/3 d'ottava (L_p).

L'intervallo delle frequenze da considerare è da 63 Hz a 4000 Hz in banda d'ottava e da 50 Hz a 5000 Hz in terzi di banda d'ottava. Le misure in frequenza sono raccomandate quando si utilizza una sorgente artificiale controllata.

La durata della misura deve essere sufficientemente lunga da risultare rappresentativa del rumore reale.

In tutti i casi il valore di L dovrà essere riferito esclusivamente al rumore prodotto dalla sorgente oggetto della verifica, quindi, se del caso, dovrà essere debitamente corretto per l'influenza del rumore di fondo secondo l'apposita procedura.

Determinazione dell'Attenuazione della Pressione Sonora

Determinazione dell'attenuazione nella posizione del ricevente

L'attenuazione nella posizione del ricevente sarà determinata come:

$$D_{IL} = L_p \text{ (senza barriera)} - L_p \text{ (con barriera)} \text{ dB}$$

se misurata nelle singole bande di frequenza, oppure come

$$D_{IL A} = L_{pA} \text{ (senza barriera)} - L_{pA} \text{ (con barriera)} \quad \text{dB(A)}$$

se misurata in ponderazione A.

Determinazione dell'attenuazione media tra più posizioni specificate

Nel caso in cui le posizioni di verifica (scelte in base a quanto indicato al paragrafo Posizioni di misura) risultino più di una e si desideri calcolare l'attenuazione media prodotta dalla barriera, questa sarà calcolata come

$$\overline{D_{IL}} = L_p \text{ medio senza barriera} - L_p \text{ medio con barriera}$$

in cui D_{IL} assume di volta in volta il significato riferito al parametro desiderato.

SCHEDA 25.3 SILENZIATORI

Scopo della presente procedura è quello di fornire a tutti gli operatori del settore un metodo pratico semplificato per la verifica, nelle condizioni di effettiva installazione, dei risultati ottenuti a seguito della applicazione di un silenziatore.

La procedura che segue è stata elaborata in coerenza con le normative tecniche di riferimento più aggiornate.

Questa procedura si applica ad interventi in cui sia prevista l'installazione di un silenziatore qualsiasi (silenziatore di ventilazione, di scarico motori, di sfiato fluidi in pressione, ecc.), purché siano verificabili le condizioni di prova specificate nei paragrafi successivi.

Ne risultano quindi esclusi i silenziatori che, risultando inseriti in linea nel circuito, presenteranno entrambe le bocche di ingresso e di uscita collegate al circuito.

Condizioni di prova

Le condizioni di funzionamento della apparecchiatura, sia essa un macchinario oppure una valvola di sfiato, dovranno essere rappresentative dell'uso normale previsto e che sono alla base del dimensionamento di qualsiasi silenziatore.

Ovviamente queste dovranno essere le stesse sia prima che dopo l'installazione del silenziatore.

Poiché i silenziatori possono essere installati sia su bocche che danno su ambienti chiusi sia su bocche che danno direttamente all'atmosfera l'ambiente di prova potrà essere sia chiuso che aperto.

Per ambienti chiusi sarà necessario che il silenziatore, con la sua presenza, non ne modifichi sostanzialmente le caratteristiche quale in particolare il tempo di riverbero.

Il livello del rumore di fondo non dovrà essere influente sul livello da misurare prima e soprattutto dopo l'installazione del silenziatore. Affinché questa condizione sia rispettata la differenza tra il livello misurato con sorgente attiva e sorgente spenta dovrà essere superiore a 10 dB (in banda e/o in attenuazione A secondo il tipo di prova).

Nel caso in cui la suddetta condizione non fosse pienamente rispettata, se ne terrà conto nel calcolo dell'attenuazione finale secondo la procedura indicata nella norma EN ISO 3746/1995, par. 8.2 e riportata nella nota in premessa.

Posizioni di misura

Le posizioni microfoniche utilizzate per le misurazioni con il silenziatore installato dovranno essere possibilmente le stesse di quelle utilizzate per le prove senza silenziatore.

Data la specificità delle possibili condizioni è sempre preferibile che la o le posizioni di misura siano concordate con il committente in modo chiaro, eventualmente anche mediante l'utilizzo di uno schema grafico che mostri chiaramente le posizioni reciproche di bocca di aspirazione/scarico e punto di misura, prima ancora dell'ordine.

In mancanza di maggiori precisazioni ci si riferirà ad una posizione ad una distanza non inferiore a 1 m e possibilmente di fianco rispetto alla bocca, cioè a 90° dall'asse della bocca stessa.

Laddove risulti individuabile presso la sorgente o nelle immediate vicinanze una posizione specifica interessata dalla presenza più o meno stabile di operatori, tale posizione sarà senz'altro da considerarsi prioritaria ai fini della verifica.

Particolare attenzione dovrà poi essere messa nell'evitare che, nella/nelle posizioni di misura, possa essere misurato un livello di pressione sonora dipendente non da quanto emesso dal silenziatore quanto da tubazioni a monte dello stesso.

Grandezze da determinare

Ai fini della presente procedura, la grandezza prioritaria da determinare in ciascuna posizione è costituita dal Livello equivalente di pressione sonora ponderata A (L_{pA}), prima e dopo l'installazione della cabina.

In tutti i casi il valore di L dovrà essere riferito esclusivamente al rumore prodotto dalla sorgente oggetto della verifica, quindi, se del caso, dovrà essere debitamente corretto per l'influenza del rumore di fondo secondo l'apposita procedura.

Determinazione dell'Attenuazione della Pressione Sonora*Determinazione dell'attenuazione in una posizione specificata*

L'attenuazione nella posizione specificata sarà determinata come:

$$D_p = L_p \text{ (senza silenziatore)} - L_p \text{ (con silenziatore)} \text{ dB}$$

se misurata nelle singole bande di frequenza, oppure come:

$$D_{pA} = L_{pA} \text{ (senza silenziatore)} - L_{pA} \text{ (con silenziatore)} \quad \text{dB(A)}$$

se misurata in ponderazione A.

Determinazione dell'attenuazione media tra più posizioni specificate

Nel caso in cui le posizioni di verifica (scelte in base a quanto indicato al paragrafo Posizioni di misura) siano più di una, e si desideri calcolare l'attenuazione media prodotta dal silenziatore, questa sarà calcolata come:

$$\overline{D_p} = L_p \text{ medio senza silenziatore} - L_p \text{ medio con silenziatore}$$

in cui D_p assume di volta in volta il significato riferito al parametro desiderato.

SCHEDA 25.4 TRATTAMENTI FONOASSORBENTI AMBIENTALI

Scopo della presente procedura è quello di fornire a tutti gli operatori del settore un metodo pratico semplificato per la verifica dei risultati ottenuti dai trattamenti fonoassorbenti ambientali; essa è stata elaborata in coerenza con le normative di riferimento più aggiornate.

Questa procedura stabilisce due diversi metodi per la determinazione della capacità di fonoassorbimento degli ambienti chiusi nel campo di frequenze da 100 Hz a 5000 Hz (ovvero 125-4000 Hz), a seconda che si voglia determinare il valore del decadimento temporale del campo sonoro o la legge di decadimento dell'energia all'aumento della distanza dalla sorgente.

Il confronto dei dati ottenuti con la ripetizione delle misure fornisce l'indicazione dell'efficienza acustica dell'intervento di fonoassorbimento ambientale realizzato.

Il presente metodo è valido per ambienti chiusi di qualsiasi forma e dimensione, mentre non si applica alle camere riverberanti per le quali si rimanda alla UNI EN 20354.

I due metodi forniscono informazioni relative a due coefficienti diversi tra loro e quindi non direttamente confrontabili.

PROCEDIMENTI DI PROVA

1. METODO DEL DECADIMENTO TEMPORALE DEL CAMPO SONORO

Si applica in ambienti chiusi di forma compatta, in cui il rapporto tra la dimensione massima e quella minima non sia maggiore di 3.

Per ambienti di forma non regolare si dovranno considerare i valori medi delle tre dimensioni.

Si possono seguire due procedimenti:

- interruzione del segnale generato da una sorgente stazionaria
- eccitazione dell'ambiente con una sorgente impulsiva

1.a) Interruzione del segnale generato da una sorgente stazionaria

Apparecchiatura di prova e misurazione

Deve essere costituita da:

Sorgente sonora campione di rumore rosa formata da un generatore associato ad un amplificatore di potenza idonea e da uno o più altoparlanti. L'intervallo utile alla lettura del decadimento, per ogni frequenza, va dal valore massimo sino al valore che supera di 6 dB il livello residuo.

Fonometro o *fonometro integratore* (possibilmente di classe 1) dotato di filtri per bande di ottava o terzo di ottava associato ad un *registratore* su carta o su memoria oppure, preferibilmente, ad un *analizzatore di spettro* in tempo reale, il tutto conforme alle CEI EN 60651, 60652 e 60260.

Per la successiva analisi di tali parametri è anche possibile utilizzare un sistema di registrazione, come DAT o computer con scheda audio, purché detto sistema abbia una dinamica di almeno 50 dB

Esecuzione della prova

Le misurazioni saranno effettuate in scala lineare negli intervalli di banda 125 – 4.000 Hz (se in banda di 1 ottava), o 100 – 5.000 Hz (se in banda di 1/3 di ottava).

Il sistema di altoparlanti dovrà essere disposto in modo da assicurare in tutto l'ambiente una condizione di campo sonoro sufficientemente uniforme (differenza tollerata non superiore a 5 dB tra un punto di verifica ed un altro posti a distanza minima dalla sorgente maggiore dell'altezza del locale).

Le misurazioni dovranno essere effettuate in almeno tre punti diversi, avendo cura di posizionare il microfono in modo tale da rispettare tutte le seguenti condizioni:

- ? Altezza da terra pari a 1,5 m
- ? Distanza dalla sorgente ? 3 m
- ? Distanza da ogni superficie riflettente ? 1,5 m
- ? Distanza tra una postazione microfonica e l'altra ? 2 m

Elaborazione dei dati e grandezze misurate

In ogni punto di misura sarà quindi valutata la pendenza della curva di decadimento temporale, (e quindi del tempo di riverberazione corrispondente), o direttamente dall'apparecchiatura di misura, oppure utilizzando l'apposito goniometro (in questo caso si dovranno indicare i valori minimo e massimo derivanti dalla lettura).

Ogni serie di rilievi relativi allo stesso punto di misura deve essere mediata aritmeticamente ed il risultato di tale media, con la relativa tolleranza, rappresenta il valore del tempo di riverberazione nella relativa banda di frequenza.

1.b) Interruzione del segnale generato da una sorgente impulsiva

Apparecchiatura di prova e misurazione

Deve essere costituita da:

Sorgente sonora campione di rumore rosa formata da un generatore associato ad un amplificatore di potenza idonea e da un altoparlante o da un sistema di altoparlanti (ad es. a dodecaedro). L'intervallo utile alla lettura del decadimento, per ogni frequenza, va dal valore massimo sino al valore che supera di 10 dB il livello residuo.

Fonometro (possibilmente in classe 1) dotato di filtri in banda di 1/3 e/o di 1 ottava, associato ad un *registratore* su carta o su memoria, oppure, in alternativa, da un *analizzatore di spettro* in tempo reale, il tutto conforme alle CEI EN 60651, 60652 e 60260.

In alternativa potrà essere utilizzato un sistema di registrazione, come DAT o computer con scheda audio, purché detto sistema abbia una dinamica di almeno 50 dB.

Esecuzione della prova

Le misurazioni saranno effettuate in scala lineare negli intervalli di banda 125 – 4.000 Hz (se in banda di 1 ottava), o 100 – 5.000 Hz (se in banda di 1/3 di ottava), ed in almeno tre punti diversi, avendo cura di posizionare il microfono in modo tale da rispettare tutte le seguenti condizioni:

- ? Altezza da terra pari a 1,5 m
- ? Distanza dalla sorgente ? 3 m
- ? Distanza da ogni superficie riflettente ? 1,5 m
- ? Distanza tra una postazione microfonica e l'altra ? 2 m

Elaborazione dei dati e grandezze misurate

In ogni punto di misura sarà quindi valutata la pendenza della curva di decadimento temporale, (e quindi del tempo di riverberazione corrispondente), o direttamente dall'apparecchiatura di misura, oppure utilizzando l'apposito goniometro (in questo caso si dovranno indicare i valori minimo e massimo derivanti dalla lettura).

Ogni serie di rilievi relativi allo stesso punto di misura deve essere mediata aritmeticamente ed il risultato di tale media, con la relativa tolleranza, rappresenta il valore del tempo di riverberazione nella relativa banda di frequenza.

2. METODO DEL DECADIMENTO SPAZIALE DEL CAMPO SONORO

La seguente procedura si applica negli ambienti chiusi in cui una dimensione risulti molto minore delle altre due, eccitando l'ambiente con un segnale generato da una sorgente stazionaria.

Apparecchiatura di prova

Deve essere costituita da:

Sorgente sonora campione di rumore rosa formata da un generatore associato ad un amplificatore di potenza idonea e da un altoparlante o da un sistema di altoparlanti (ad es. a dodecaedro). Tale generatore dovrà fornire, per ogni frequenza, un segnale di potenza tale da superare di almeno 10 dB il livello residuo misurato nel punto finale della curva di decadimento.

Uno o, meglio, *due fonometri* (possibilmente in classe 1) dotati di filtri in banda di 1/3 e/o di 1 ottava; oppure, in alternativa, da uno o, meglio *due analizzatori* di spettro in tempo reale; oppure ancora da un *analizzatore bicanale* di spettro in tempo reale, il tutto conforme alle CEI EN 60651, 60652 e 60260.

Esecuzione della prova

Le misurazioni saranno effettuate in scala lineare negli intervalli di banda 125 – 4.000 Hz (se in banda di 1 ottava), o 100 – 5.000 Hz (se in banda di 1/3 di ottava).

Si dovrà procedere secondo la seguente metodologia:

- ? Predisporre la sorgente a terra, ad una distanza dalla superficie più vicina non inferiore all'altezza del soffitto o dell'intradosso del trattamento fonoassorbente (se presente). Gli altoparlanti, se in unità separate, dovranno essere collocati vicini l'uno all'altro a formare una sorgente quanto più possibile di tipo omnidirezionale e puntiforme.
- ? Individuare una o più linee libere in funzione delle dimensioni e della forma fisica del locale, lungo le quali posizionare un microfono a distanze crescenti dalla sorgente sonora possibilmente secondo una scansione del tipo:
1m-2m-3m....-10m-12m-14m....-20m-24m-28m....-40m-48m-56m....
sino ad un punto finale posto ad una distanza da una parete riflettente non inferiore all'altezza media libera del soffitto (o dell'intradosso del trattamento fonoassorbente, se presente).
L'altezza del microfono sarà mantenuta sempre pari a 1,5 m da terra.
- ? Rilevare il livello di pressione sonora in ciascuna posizione avendo cura di verificare di tanto in tanto (eventualmente utilizzando il secondo apparecchio di misura) la costanza del segnale di emissione in un raggio non inferiore a 0,5 m dall'unità di altoparlanti.

Elaborazione dei dati e grandezze misurate

Dopo aver effettuate le prove si procederà a:

- ? Riportare su grafico, uno per ogni frequenza, i valori dei livelli di pressione sonora misurati alle varie distanze dalla sorgente; sull'asse y saranno riportati i valori in dB, mentre sull'asse x saranno riportati i logaritmi in base 10 delle distanze in metri, in modo da realizzare un grafico semilogaritmico;
- ? Determinare per ogni curva (corrispondente ad una data banda di frequenza) la retta di regressione lineare dei punti sperimentali che esprimono il livello di pressione sonora in funzione del logaritmo della distanza dalla sorgente *, avendo cura di partire dal livello di pressione sonora misurato ad una distanza dalla sorgente pari all'altezza media libera del soffitto (o dell'intradosso del trattamento fonoassorbente, se presente);
- ? Verificare che il coefficiente di correlazione lineare ** di ciascuna curva non risulti maggiore di -0,97, altrimenti la prova non è da considerarsi significativa;
- ? Determinare infine, per ogni banda di frequenza, il valore dello Scostamento

$$? L_2 = L_{(2a)} - L_a \quad \text{dB}$$

in cui L_a ed $L_{(2a)}$ rappresentano i livelli di pressione sonora sulla retta di regressione corrispondenti a distanze una doppia dell'altra.

* Retta che approssima il più possibile la curva spezzata ottenuta dall'unione dei punti sperimentali. Viene normalmente determinata con l'ausilio di comuni calcolatrici scientifiche programmabili.

** Anch'esso fornito dalla calcolatrice contestualmente alla determinazione della retta di regressione

SCHEDA 25.5 CABINE PER OPERATORI

Scopo della presente procedura è quello di fornire a tutti gli operatori del settore un metodo pratico semplificato per la verifica dei risultati ottenuti da una cabina fonoisolante per operatori allo scopo di proteggere gli stessi da un ambiente rumoroso.

Si precisa che la procedura qui descritta è stata elaborata in coerenza con le normative di riferimento più aggiornate.

La presente procedura si applica esclusivamente a una cabina di protezione acustica per gli operatori che stazionano al suo interno.

Non si applica a cabinati fonoisolanti destinati esclusivamente a macchine o componenti di impianto.

Condizioni di prova

La prova viene condotta in sito e il locale di prova non deve soddisfare alcun requisito specifico. Per determinare l'isolamento della pressione sonora della cabina si utilizza il campo sonoro esterno reale generato nel locale di prova.

Il rumore reale dovrebbe essere possibilmente diffuso e stabile nel tempo e nello spazio. Se il rumore varia nel tempo, si deve effettuare la misurazione all'esterno e all'interno della cabina contemporaneamente.

E' opportuno spegnere qualsiasi sorgente di rumore interna della cabina che possa influenzare le misure.

Posizioni di misura

Posizione dei microfoni nel locale di prova (esterno alla cabina)

Si deve usare un numero di posizioni microfono almeno pari al numero di pareti verticali costituenti la cabina.

Il microfono sarà posizionato a non meno di 1 m dalle pareti della cabina.

Posizione dei microfoni in cabina

Nel caso sia possibile identificare una postazione operatore sarà sufficiente effettuare la misura in quel punto. In mancanza di una postazione operatore ben definita si procederà nel definire quella ritenuta predominante e lì si effettuerà la misura.

Nel caso di cabine di notevoli dimensioni il numero di posizioni di misura verrà aumentato in proporzione (indicativamente si assuma un punto di misura ogni 15 mq di pavimento).

La distanza tra la posizione del microfono e le superfici interne della cabina non dovrà essere minore di 0,2 d , dove d è la dimensione minore all'interno della cabina. Tutte le posizioni dovranno trovarsi ad almeno un metro dal livello del pavimento, o comunque all'altezza dell'orecchio dell'operatore

Grandezze da determinare

Si assume come grandezza prioritaria da determinare il livello di pressione sonora equivalente ponderato A: $L_{eq}(A)$.

In dipendenza da eventuali particolari caratteristiche di emissione (componenti tonali, componenti impulsive, ecc.) ed in accordo con la committenza, potranno essere determinate, in aggiunta o in alternativa, le seguenti grandezze:

- ? Livello equivalente di pressione sonora in bande di frequenza di ottava o 1/3 d'ottava
- ? Livello sonoro impulsivo misurato come L_{peak} (per cabine atte alla riduzione dei livelli di esposizione di picco dei lavoratori ai sensi del D.L. 277/91)

L'intervallo di frequenze per bande di 1/3 di ottava deve essere compreso almeno tra 100 Hz e 5000 Hz e per le bande di ottava almeno tra 125 Hz e 4000 Hz.

Determinazione del grado di isolamento della pressione sonora

L'“Isolamento della pressione sonora” ottenuto dalla cabina è determinato come:

$$D_p = (L_p)_{camera} - (L_p)_{cabina} \text{ dB}$$

dove:

- ? $(L_p)_{camera}$ è il livello medio di pressione sonora in bande di terzo di ottava o bande di ottava nel locale di prova;
- ? $(L_p)_{cabina}$ è il livello medio di pressione sonora in bande di terzo di ottava o bande di ottava all'interno della cabina.

L'“Isolamento della pressione sonora ponderato A” è dato da:

$$D_{PA} = (L_{PA})_{camera} - (L_{PA})_{cabina} \quad \text{dB(A)}$$

dove:

- ? $(L_{PA})_{camera}$ è il livello medio di pressione sonora ponderato A del rumore ambientale reale nel locale di prova;
- ? $(L_{PA})_{cabina}$ è il livello medio di pressione sonora ponderato A all'interno della cabina

SCHEDA 25.6 REQUISITI ACUSTICI PASSIVI DEGLI EDIFICI

Scopo della presente procedura è quello di fornire a tutti gli operatori del settore dei metodi pratici semplificati per la misurazione in opera dei requisiti acustici passivi degli edifici. Si precisa che la procedura qui descritta è stata elaborata in coerenza con le normative di riferimento più aggiornate.

Questa procedura stabilisce, a seconda degli elementi dell'edificio da esaminare, diversi metodi per la determinazione della capacità di isolamento acustico.

Possiamo dividere l'analisi delle proprietà isolanti come segue:

- ? Pareti interne, pavimenti e porte il metodo è usato per stabilire l'isolamento tra pareti interne e la protezione fornita agli occupanti dell'edificio.
- ? Rumori da calpestio di solai, si utilizza un generatore normalizzato di calpestio, il metodo è applicabile sia a solai nudi, sia a pavimentazioni con rivestimenti.
- ? Elementi di facciata e di intere facciate - metodi degli elementi e metodi globali, con il metodo degli elementi si riesce a stimare il potere fonoisolante di un elemento di facciata mentre il metodo globale ha lo scopo di stimare la differenza tra esterno-interno, per tutti e due i metodi si può utilizzare come sorgente di rumore sia un altoparlante, sia il rumore da traffico disponibile in loco.

PROCEDIMENTI DI PROVA

1. PARETI INTERNE, PAVIMENTI E PORTE

Condizioni di prova

Se gli ambienti sono di volumi differenti, si dovrebbe scegliere il più ampio come ambiente emittente se nessuna procedura è stata concordata prima.

Le misurazioni devono essere fatte in bande di terzi di ottava e tra ambienti con forma identica e di uguali dimensioni e dovrebbero avvenire con oggetti diffondenti il suono in ogni ambiente, di norma sono sufficienti a garantire la giusta diffusione tre o quattro oggetti nella stanza.

Apparecchiatura di prova e misurazione

Deve essere costituita da:

Sorgente sonora campione: il suono generato nell'ambiente emittente deve essere costante e avere uno spettro continuo nella gamma di frequenza considerata, se vengono impiegati dei filtri o rumore a larga banda lo spettro del suono nell'ambiente emittente non deve presentare differenze di livello maggiori di 6 dB tra bande adiacenti di terzo di ottava, inoltre la potenza sonora dovrebbe essere tale da ottenere nell'ambiente ricevente un livello di pressione sonora maggiore di almeno 10 dB rispetto al rumore di fondo in qualsiasi banda di frequenza.

Sorgente sonora campione di rumore rosa formata da un generatore associato ad un amplificatore di potenza idonea e da un altoparlante o da un sistema di altoparlanti (ad es. a dodecaedro).

La norma vieta espressamente l'utilizzo di sorgenti multiple emittenti il medesimo segnale in fase, in modo da evitare che i differenti tempi di arrivo del segnale creino esaltazioni o attenuazioni di determinate bande di frequenza.

Fonometro o *fonometro integratore* (possibilmente di classe 0 o 1) dotato di filtri per bande di ottava o terzo di ottava associato ad un *registratore* su carta o su memoria oppure, preferibilmente, ad un *analizzatore di spettro* in tempo reale, il tutto conforme alle CEI EN 60651, 60652 e 60260,

la precisione delle apparecchiature di misurazione deve soddisfare i requisiti definite nella CEI EN 60651 e nella CEI EN 60804.

Per la successiva analisi di tali parametri è anche possibile utilizzare un sistema di registrazione, come DAT o computer con scheda audio, purché detto sistema abbia una dinamica di almeno 50 dB

Esecuzione della prova

Posizionamento della sorgente.

La sorgente andrà collocata in modo tale da generare un suono più diffuso possibile e ad un distanza opportuna, dalla parete di separazione e dagli elementi dell'ambiente che possono influenzare la prova, affinché la radiazione proveniente dalla sorgente non sia dominante sulla superficie delle pareti, del pavimento o del soffitto che contribuiscono alla trasmissione sonora.

Assicurarsi che le posizioni dei microfoni siano fuori dal campo sonoro della sorgente con un distanza minima (usando una sorgente tipo dodecaedro) di 1m tra microfono e sorgente.

La sorgente andrà posizionata tenendo conto delle indicazioni di seguito riportate:

- ? La distanza tra le diverse posizioni occupate dalla sorgente non deve essere minore di 0,7m.
- ? Almeno due posizioni devono essere a una distanza non minore di 1,4 m.
- ? La distanza tra le pareti dell'ambiente e il centro della sorgente non deve essere minore di 0,5m.

Per controllare che la radiazione della sorgente sia omnidirezionale, misurare i livelli di pressione sonora intorno alla sorgente in condizioni di campo libero ad una distanza di 1,5 m.

Posizionamento del microfono.

Il livello medio di pressione sonora andrà determinato utilizzando un microfono singolo spostato da una posizione alla successiva oppure una serie di microfoni, si può anche utilizzare il metodo basato su un microfono a movimento continuo, i livelli di pressione sonora nelle diverse posizioni andranno mediati su base energetica.

Il microfono andrà posizionato rispettando dei valori minimi di separazione (se possibile usare valori di separazione maggiori):

- ? 0,7 m tra le posizioni dei microfoni;
- ? 0,5 m tra ciascuna posizione di microfono e le pareti dell'ambiente o i diffusori (per esempio tavole,mobili);
- ? 1,0 m tra ciascuna posizione di microfono e la sorgente sonora.

Se si utilizzano posizioni fisse del microfono, esse devono essere almeno nel numero di cinque in ciascun ambiente e uniformemente distribuite, se invece viene utilizzato il metodo del microfono mobile, la traiettoria del microfono deve, avere un raggio di almeno 0,7 m, essere inclinata in modo da coprire una vasta area dello spazio risultando allo stesso tempo lontana da possibili disturbi derivanti da diffusori, e avere un periodo di durata non inferiore a 15 s.

Sempre nel caso di posizioni del microfono fisse, utilizzando una singola sorgente sonora, il numero minimo di misure è dieci, mentre utilizzando una sorgente sonora multipla il numero minimo di misure è cinque, laddove si utilizzi microfono mobile e sorgente multipla il numero minimo delle misure è uno.

Le misurazioni saranno effettuate impiegando filtri di banda di terzo di ottava almeno negli intervalli di banda 125 – 4.000 Hz (se in banda di 1 ottava), o 100 – 5.000 Hz (se in banda di 1/3 di ottava) laddove servano informazioni nelle gamme di basse frequenze impiegare filtri di 1/3 ottava negli intervalli di banda 50 – 5000 Hz.

Devono essere inoltre effettuate misurazioni del rumore di fondo per assicurare che le rilevazioni nell'ambiente ricevente non siano influenzate da rumori esterni, il livello del rumore di fondo deve essere minore di almeno 6 dB rispetto al livello combinato del segnale e del rumore di fondo.

Grandezze da determinare

Ai fini della presente procedura, la grandezza prioritaria da determinare che descrive il comportamento acustico di una parete divisoria con tutte le modalità realizzative e i materiali presenti è l'isolamento acustico D , di seguito verranno determinati l'isolamento acustico normalizzato rispetto all'assorbimento acustico, $D_{n,}$, l'isolamento acustico normalizzato rispetto al tempo di riverberazione, D_{nT} e il potere fonoisolante apparente R' .

? Determinazione dell'isolamento acustico, D

L'isolamento acustico è la differenza, in decibel, tra i le medie dei livelli di pressione sonora prodotti nei due ambienti da una o più sorgenti poste in essi e sarà definito come:

$$D = L_1 - L_2 \quad [dB]$$

L_1 è il livello medio di pressione sonora nell'ambiente emittente

L_2 è il livello medio di pressione sonora nell'ambiente ricevente.

? Determinazione del potere fonoisolante apparente R'

Per il calcolo del *Potere fonoisolante apparente R'* è necessaria la valutazione dell'*area equivalente di assorbimento acustico* determinata attraverso il tempo di riverberazione misurato in conformità con la UNI EN 20354, utilizzando la formula di Sabine:

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

dove:

A è l'area equivalente di assorbimento acustico, in m^2 ;

V è il volume dell'ambiente, in m^3 ;

T_{60} è il tempo di riverberazione nell'ambiente ricevente, in secondi

Di seguito il *potere fonoisolante apparente R'* sarà determinato come:

$$R' = D + 10 \log \frac{S}{A} \quad [dB]$$

dove:

S è la superficie del divisorio [m^2];

A è l'area equivalente di assorbimento acustico dell'ambiente ricevente [m^2]

In generale, la potenza sonora trasmessa nell'ambiente ricevente è la somma di diverse componenti, il calcolo di R' sopra esposto è attuabile se si è in presenza di campi sonori sufficientemente diffusi nei due ambienti e prende in considerazione tutta la potenza sonora che arriva nell'ambiente ricevente e non solo quella che attraversa l'elemento che si sta valutando.sopra esposto.

- ? **Determinazione dell'isolamento acustico normalizzato rispetto all'assorbimento acustico, D_n ,**

$$D_n = D - 10 \lg \frac{A}{A_0} \quad [dB]$$

dove:

D è l'isolamento acustico in decibel;

A è l'area equivalente di assorbimento acustico nell'ambiente ricevente, espressa in metri quadri;

A_0 è l'area equivalente di assorbimento acustico in metri quadri (per ambienti in abitazioni o di dimensioni confrontabili $A_0 = 10 \text{ m}^2$)

- ? **Determinazione dell'isolamento acustico normalizzato rispetto al tempo di riverberazione, D_{nT} :**

$$D_{nT} = D + 10 \lg \frac{T}{T_0} \quad [dB]$$

dove:

D è l'isolamento acustico in decibel;

T è il tempo di riverberazione nell'ambiente ricevente;

T_0 è il tempo di riverberazione di riferimento; per le abitazioni $T_0 = 0,5 \text{ s}$

Le grandezze individuate sopra sono necessarie per la stima dell'indice di valutazione $D_n(f)$ o $D_{nT}(f)$, determinato seguendo la ISO 717-2.

2. RUMORI DA CALPESTIO DI SOLAI

Condizioni di prova

Per rumori impattivi si intendono quelli causati dalla caduta di oggetti sul pavimento, dai passi delle persone, si tratta cioè di rumori trasmessi per via strutturale e che interessano il complesso pavimento-solaio. Il requisito acustico che caratterizza il comportamento di questi componenti edilizi nei confronti dei rumori impattivi è il *livello di rumore di calpestio* (L_n), la prestazione viene valutata attraverso la misura del livello di pressione sonora nell'ambiente sottostante quando sul pavimento sottostante agisce una macchina normalizzata generatrice di rumori impattivi.

La misurazione dell'isolamento acustico da calpestio di solai deve essere eseguita in bande di terzo di ottava a meno che non venga concordato di eseguirla in bande di ottava.

Apparecchiatura di prova e misurazione

Deve essere costituita da:

Sorgente sonora campione: Il rumore di calpestio generato nell'ambiente emittente deve essere prodotto dal generatore di calpestio normalizzato per i requisiti del generatore fare riferimento all'appendice A della UNI EN ISO 140-4: 2000 Pag. 9 di 20.

Il generatore di calpestio deve essere posto in almeno quattro posizioni diverse scelte a caso sul pavimento sottoposto a prova e se si è in presenza di una superficie di prova ricoperta con rivestimento soffice o altamente disuniforme, si possono usare dei distanziatori sotto i supporti per assicurare un'altezza di caduta di 40 mm.

Fonometro o *fonometro integratore* (possibilmente di classe 0 o 1) dotato di filtri per bande di ottava o terzo di ottava associato ad un *registratore* su carta o su memoria oppure, preferibilmente, ad un *analizzatore di spettro* in tempo reale, il tutto conforme alle CEI EN 60651, 60652 e 60260, la precisione delle apparecchiature di misurazione deve soddisfare i requisiti definite nella IEC 60651 e nella 60804.

Per la successiva analisi di tali parametri è anche possibile utilizzare un sistema di registrazione, come DAT o computer con scheda audio, purché detto sistema abbia una dinamica di almeno 50 dB.

Esecuzione della prova

Posizionamento della sorgente.

Il generatore andrà collocato tenendo presente che la distanza minima fra la macchina e il bordo del pavimento deve essere di 0,5 m, e nel caso di strutture portanti non omogenee (solai nervati, misti, ecc.) possono rendersi necessarie più posizioni.

La linea congiungente i martelli dovrebbe essere orientata a 45° rispetto all'asse delle travi.

Posizionamento del microfono.

Il livello medio di pressione sonora andrà determinato utilizzando un microfono singolo spostato da una posizione alla successiva oppure una serie di microfoni in posizioni fisse, si può anche utilizzare il metodo basato su un microfono a movimento continuo, i livelli di pressione sonora nelle diverse posizioni andranno mediati su base energetica.

Il microfono andrà posizionato rispettando dei valori minimi di separazione (se possibile usare valori di separazione maggiori):

- ? 0,7 m tra le posizioni dei microfoni;
- ? 0,5 m tra ciascuna posizione di microfono e le pareti dell'ambiente o i diffusori (per esempio tavole,mobili)
- ? 1,0 m tra ciascuna posizione di microfono e il solaio superiore eccitato dal generatore di calpestio.

Se si utilizzano posizioni fisse del microfono, esse devono essere almeno nel numero di quattro in ciascun ambiente e uniformemente distribuite, se invece viene utilizzato il metodo del microfono mobile, la traiettoria del microfono deve, avere un raggio di almeno 0,7 m, essere inclinata in modo da coprire una vasta area dello spazio risultando allo stesso tempo lontana da possibili disturbi derivanti da diffusori, e avere un periodo di durata non inferiore a 15 s.

Qualora si utilizzino posizioni del microfono fisse, il numero minimo di misurazioni è sei, rispettando una combinazione di almeno quattro posizioni del microfono e almeno quattro posizioni del generatore di calpestio, laddove si utilizzi microfono mobile il numero minimo di misurazioni è quattro. Anche se la norma non specifica alcunché a riguardo si consiglia di variare l'altezza del microfono di misura tra 1m e 2 m dal suolo, evitando l'altezza standard di 1,5m poiché a tale quota è possibile che si vengano a trovare nodi e ventri di tutte le onde stazionarie.

Le misurazioni saranno effettuate impiegando filtri di banda di terzo di ottava almeno negli intervalli di banda 125 – 4.000 Hz (se in banda di 1 ottava), o 100 – 5.000 Hz (se in banda di 1/3 di ottava) allorché servano informazioni nelle gamme di basse frequenze impiegare filtri di 1/3 ottava negli intervalli di banda 50 – 5000 Hz.

Grandezze da determinare

Ai fini della presente procedura, la grandezza prioritaria da determinare è il Livello di pressione sonora di calpestio, L_i , al fine di stimare il comportamento di un pavimento vanno determinati il livello di pressione sonora di calpestio normalizzato rispetto all'assorbimento acustico, L'_n , il livello di pressione sonora di calpestio normalizzato rispetto al tempo di riverberazione, L'_{nT} e

l'attenuazione del livello di pressione sonora di calpestio, L' , la grandezza che descrive il comportamento acustico di rivestimenti di pavimento.

? **Determinazione del livello di pressione sonora di calpestio normalizzato rispetto all'assorbimento acustico, L'_n**

$$L'_n = L_i + 10 \lg \frac{A}{A_0} \quad [dB]$$

dove:

L_i è il livello di pressione sonora di calpestio;

A è l'area equivalente di assorbimento acustico nell'ambiente ricevente in m^2 ;

A_0 è l'area equivalente di assorbimento acustico in metri quadri m^2 , per ambienti in abitazioni o di dimensioni confrontabili $A_0 = 10 m^2$;

? **Determinazione del livello di pressione sonora di calpestio normalizzato rispetto al tempo di riverberazione, L'_{nT}**

$$L'_{nT} = L_i - 10 \lg \frac{T}{T_0} \quad [dB]$$

dove:

L_i è il livello di pressione sonora di calpestio

T è il tempo di riverberazione nell'ambiente ricevente;

T_0 è il tempo di riverberazione di riferimento; per le abitazioni $T_0 = 0,5 s$

Le grandezze individuate sopra sono necessarie per la stima dell'indice di valutazione $L'_n(f)$ o $L'_{nT}(f)$, determinato seguendo la ISO 717-2.

3. ELEMENTI DI FACCIATA E INTERE FACCIATE

Condizioni di prova

Il procedimento specifica che per tutti e due i metodi è possibile usare sia un altoparlante come sorgente sonora esterna, sia il rumore da traffico disponibile in loco, le differenze di scelta tra l'uso del metodo degli elementi e l'uso del metodo globale è nella grandezza finale che si andrà a determinare, con il metodo degli elementi si stima, ed è più accurato, il *potere fonoisolante* (grandezza finale) di un elemento di facciata, per esempio una finestra, mentre con i metodi globali si stima l'*attenuazione* (grandezza finale) sonora di una facciata.

Apparecchiatura di prova e misurazione

Sorgente: il suono generato dall'altoparlante deve essere costante e avere uno spettro continuo nella gamma di frequenza considerata, se le misure sono effettuate in bande di terzi di ottava, devono essere usate almeno le bande con frequenza centrale da 100 Hz a 3150 Hz, preferibilmente da 50 Hz a 5000 Hz, se invece si misura in bande di ottava devono essere usate almeno le bande con frequenza centrale da 125 Hz a 2000 Hz, preferibilmente da 63 a 4000 Hz, inoltre la potenza sonora dovrebbe essere tale da ottenere nell'ambiente ricevente un livello di pressione sonora maggiore di almeno 6 dB rispetto al rumore di fondo in qualsiasi banda di frequenza.

Rumore da traffico: La durata della misurazione deve contenere almeno 50 passaggi di veicoli e durante le misurazioni il rumore di fondo nell'ambiente ricevente deve essere almeno di 10 dB minore del livello equivalente di pressione sonora misurato.

Fonometro di classe 0 o 1 dotato di filtri per bande di ottava o terzo di ottava associato ad un *registratore* su carta o su memoria oppure ad un *analizzatore di spettro* in tempo reale, il tutto conforme alle CEI EN 60651, 60652 e 60260, la precisione delle apparecchiature di misurazione deve soddisfare i requisiti definite nella IEC 60651 e nella 60804.

Per la successiva analisi di tali parametri è anche possibile utilizzare un sistema di registrazione, come DAT o computer con scheda audio, purché detto sistema abbia una dinamica di almeno 50 dB

Esecuzione della prova

Posizionamento della sorgente: (altoparlante).

La sorgente andrà collocata in una o più posizioni fuori dall'edificio a terra e ad una distanza d dalla facciata con un angolo di incidenza del suono di $45^\circ \pm 5^\circ$ la distanza r tra la sorgente sonora e il centro del provino deve essere almeno 5 m per il metodo degli elementi e almeno 7 m per il metodo globale (vedere figura 1 della UNI EN ISO 140-5: 2000 Pagina 7 di 28).

Posizionamento del microfono nell'ambiente ricevente.

Il livello medio di pressione sonora andrà determinato utilizzando un microfono singolo spostato da una posizione alla successiva oppure una serie di microfoni, si può anche utilizzare il metodo basato su un microfono a movimento continuo, i livelli di pressione sonora nelle diverse posizioni andranno mediati su base energetica, in aggiunta, determinare il livello del rumore di fondo.

Il microfono andrà posizionato rispettando dei valori minimi di separazione (se possibile usare valori di separazione maggiori)

- ? 0,7 m tra le posizioni dei microfoni;
- ? 0,5 m tra ciascuna posizione di microfono e le pareti dell'ambiente o i diffusori (per esempio tavole,mobili)
- ? 1,0 m tra ciascuna posizione di microfono e la sorgente sonora.

Se si utilizzano posizioni fisse del microfono, esse devono essere almeno nel numero di cinque in ciascun ambiente e uniformemente distribuite,

se invece viene utilizzato il metodo del microfono mobile, la traiettoria del microfono deve, avere un raggio di almeno 0,7 m, essere inclinata in modo da coprire una vasta area dello spazio risultando allo stesso tempo lontana da possibili disturbi derivanti da diffusori, e avere un periodo di durata non inferiore a 15 s.

Le misurazioni saranno effettuate impiegando filtri di banda di terzo di ottava che devono rispettare i requisiti della IEC 60942

Grandezze da determinare

Ai fini della presente procedura, la grandezze che si andranno a determinare sono il livello medio di pressione sonora su una superficie di prova $L_{1,s}$, e il livello medio di pressione sonora all'esterno a 2m dalla facciata $L_{1,2m}$.

In base poi alla scelta del metodo e della tipologia di sorgente di rumore che si intende usare verranno determinati, il potere fonoisolante apparente R'_{45° , il potere fonoisolante apparente $R'_{tr,s}$, l'Isolamento acustico, D_{2m} , l'isolamento acustico normalizzato rispetto al tempo di riverberazione, $D_{2m,nT}$ e l'Isolamento acustico normalizzato rispetto all'assorbimento acustico, $D_{2m,n}$.

? **Determinazione del livello medio di pressione sonora su una superficie di prova $L_{1,s}$**

Effettuare le misure con il microfono fissato direttamente sul provino con l'asse parallelo al piano della facciata e rivolto verso l'alto o il basso, la distanza dal provino al centro della membrana del microfono deve essere di 10 mm o minore, in base al diametro del microfono, se l'asse del microfono è parallelo alla superficie di prova, e 3mm o minore se l'asse è normale alla superficie del provino, il microfono deve essere equipaggiato con uno schermo antivento emisferico. Si sceglieranno tra 3 e 10 posizioni di misura che andranno distribuite sulla

superficie da misurare asimmetricamente, è opportuno cominciare da 3 posizioni di misura ($n=3$), se la differenza di livello di pressione sonora tra due posizioni in una banda di frequenza è maggiore di n , aumentare il numero di posizioni di misurazioni fino a 10, allo stesso modo usare sempre 10 posizioni se il provino è montato in una rientranza della facciata, inoltre se la differenza dei livelli di pressione tra le posizioni di misura è maggiore di 10 dB, deve essere riportato nel resoconto della prova.

Il livello $L_{1,s}$ si determina come la media delle n posizioni:

$$L_{1,s}: 10 \lg (10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} + \dots + 10^{L_n/10}) - 10 \lg (n) \quad [\text{dB}]$$

Dove L_1, L_2, \dots, L_n , sono i livelli nelle posizioni 1, 2, ..., n .

? **Determinazione del livello medio di pressione sonora all'esterno a 2m dalla facciata $L_{1,2m}$.**

Posizionare il microfono all'esterno a metà della larghezza della facciata a $2,0 \pm 0,2$ m dal piano della facciata o 1,0 m da un'eventuale balaustra o altre simili sporgenze, l'altezza del microfono deve essere 1,5 m al di sopra del pavimento dell'ambiente ricevente, se la stanza è molto grande o se ha più di un muro esterno, usare diverse posizioni della sorgente.

? **Determinazione del potere fonoisolante apparente R'_{45°**

$$R'_{45^\circ} = L_{1,s} - L_2 + 10 \lg \frac{S}{A} - 1,5 \quad [\text{dB}]$$

dove:

$L_{1,s}$ è il livello medio di pressione sonora sulla intera superficie di misura;

L_2 è il livello medio di pressione sonora nell'ambiente ricevente;

S è la superficie del provino;

A è l'area equivalente di assorbimento acustico nell'ambiente ricevente

? **Determinazione del potere fonoisolante apparente $R'_{tr,s}$,**

$$R'_{tr,s} = L_{1,s} - L_2 + 10 \lg \frac{S}{A} - 3 \quad [\text{dB}]$$

dove:

$L_{1,s}$ è il livello medio di pressione sonora sulla intera superficie di misura;

L_2 è il livello medio di pressione sonora nell'ambiente ricevente;

S è la superficie del provino;

A è l'area equivalente di assorbimento acustico nell'ambiente ricevente.

? **Determinazione dell'isolamento acustico, D_{2m} ,**

$$D_{2m} = L_{1,2m} - L_2 \quad [\text{dB}]$$

dove:

$L_{1,2m}$ è il livello medio di pressione sonora all'esterno, 2 m davanti alla facciata;

L_2 è il livello medio di pressione sonora nell'ambiente ricevente.

- ? **Determinazione dell'isolamento acustico normalizzato rispetto al tempo di riverberazione, $D_{2m,nT}$**

$$D_{2m,nT} = L_{1,2m} - L_2 + 10 \lg \frac{T}{T_0} \quad [\text{dB}]$$

Dove:

$L_{1,2m}$ è il livello medio di pressione sonora all'esterno, 2 m davanti alla facciata;

L_2 è il livello medio di pressione sonora nell'ambiente ricevente.

$T_0 = 0.5$ s

- ? **Determinazione dell'isolamento acustico normalizzato rispetto all'assorbimento acustico, $D_{2m,n}$**

$$D_{2m,n} = D_{2m} - 10 \lg \frac{A}{A_0} \quad [\text{dB}]$$

Dove:

D_{2m} è il livello medio di pressione sonora all'esterno, 2 m davanti alla facciata;

$A_0 = 10 \text{ m}^2$;

Le grandezze individuate sopra sono necessarie per la stima dell'indice di valutazione $D_n(f)$ o $D_{nT}(f)$, determinato seguendo la ISO 717-2.

- 3.8 Sono concretamente attuabili dall'azienda misure TOP non realizzate né programmate?
- 3.8.1 Alla sorgente (modifiche ciclo produttivo / sostituzione di macchinari / silenziatori / smorzanti ..) Sì ? No ? specificare _____
- 3.8.2 Sulla propagazione (Separazione attività rumorose / cabine / schermi / trattamenti ambientali ..) Sì ? No ? specificare _____
- 3.8.3 Sull'operatore (cabine di riposo acustico / turni / procedure ..)
Sì ? No ? specificare _____

4) **Usa dei DPI per la protezione dell'udito** (da compilare se vi sono esposti con $L_{EP,d} > 85$ dB(A) o comunque in presenza di DPI uditivi)

- 4.1 Il DdL ha fornito DPI a tutti i lavoratori (compresi gli "altri") il cui $L_{EP,d}$ supera gli 85 dB(A)? Sì ? No ?
- 4.2 I DPI sono forniti in dotazione individuale o monouso? Sì ? No ?
- 4.3 Per la scelta dei DPI sono stati consultati i lavoratori? Sì ? No ?
- 4.4 Per la scelta dei DPI sono stati considerati il L_{EP} dei lavoratori, l'attenuazione prodotta ed il loro comfort rispetto alla lavorazione svolta? Sì ? No ?
- 4.5 Tutti i lavoratori indossano correttamente i DPI ? Sì ? No ?
- 4.6 Esiste una comunicazione scritta che individui le fasi / lavorazioni in cui è obbligatorio l'uso dei DPI? Sì ? No ?
- 4.7 L'azienda controlla l'obbligo di impiego dei DPI per chi ha esposizioni superiori ai 90 dBA di $L_{EP,d}$ o specifica prescrizione del medico competente? Sì ? No ?
- 4.8 Tra i lavoratori soggetti all'obbligo dell'uso dei DPI, quanti effettivamente li impiegano?
La maggior parte ? Circa la metà ? Minima parte ?
- 4.9 I lavoratori hanno un luogo idoneo dove riporre i DPI in caso di utilizzo non continuato? Sì ? No ?

5) **Informazione / Formazione**

- 5.1 I lavoratori a tempo indeterminato sono stati informati (mediante materiale informativo cartaceo o altro) sui rischi da esposizione a rumore e sulle modalità di prevenzione?
Sì ? ? No ? Non necessario ?

5.2 I lavoratori a tempo indeterminato sono stati formati (in un incontro o in un altro modo appropriato) sui mezzi (collettivi e individuali) e le modalità di prevenzione e protezione dal rumore aziendale?

Sì ?? No ? ? Non necessario ?

5.3. I lavoratori a tempo indeterminato sono stati formati e addestrati circa l'uso corretto e l'utilizzo pratico del DPI per la protezione dell'udito?

Sì ?? No ? Non necessario ?

5.4 L'informazione e la formazione sono effettuate anche per tutti i lavoratori "altri"?

Sì ?? No ? Non pertinente ?

6) Sorveglianza sanitaria

6.1 I lavoratori a tempo indeterminato sono sottoposti al controllo sanitario preventivo e periodico con i tempi previsti dall'art. 44? Sì ?? No ? Non pertinente ?

6.2 Il controllo sanitario preventivo e periodico è effettuato anche per i lavoratori "altri" che ne hanno diritto? Sì ?? No ? Non pertinente ?

6.3 I lavoratori con L_{EP} compreso tra 80 e 85 dB(A) sono stati informati del loro diritto a poter richiedere il controllo audiometrico? Sì ?? No ? Non pertinente ?

6.4 L'azienda dispone di un resoconto anonimo e collettivo dei risultati degli ultimi controlli audiometrici ("Relazione Sanitaria")? Sì ?? No ?

7) Esito del controllo (o Attività di vigilanza dell'ASL)

7.1 Prescrizioni ex D.Lgs. 758/96 (che richiamano il Capo IV del D.Lgs.277/91); quante e su che temi:

Valutazione: n° ___ Misure TOP: n° ___ DPI uditivi: n° ___ Sorv. San.: n° ___

Informazione - Formazione: n° ___ Altre (specificare)

7.2 Disposizioni (che richiamano il Capo IV° del D.Lgs.277/91); quante e su che temi:

Valutazione: n° ___ Misure TOP: n° ___ DPI uditivi: n° ___ Sorv. San.: n° ___

Inf.-Formaz.: n° ___ Altre (specificare) _____

7.3 Segnalazioni al Ministero della Attività produttive, al Ministero del Lavoro e alla propria Regione delle inadempienze in tema di rumore riscontrate sulle macchine marcate CE a carico di produttori:

Sì ?? quante ___ No ?

SCHEDA 27
MODULISTICA PER LA RACCOLTA DI INFORMAZIONI ACUSTICHE SUI NUOVI
INSEDIAMENTI PRODUTTIVI O SULLA LORO RISTRUTTURAZIONE

In questa Scheda è esposto un modello per la raccolta informazioni in vista di un nuovo insediamento o una ristrutturazione di un luogo di lavoro con problemi di rumorosità. A livello indicativo si suggerisce di limitare l'utilizzo della Scheda ai progetti che coinvolgono luoghi di lavoro in cui operano lavoratori con L_{EP} superiore ad 80 dB(A) o con L_{picco} superiore a 135 dB.

La Scheda, affidata alla compilazione del Datore di Lavoro e del personale competente da lui incaricato, può essere utilizzata dagli Sportelli Unici o direttamente dai Servizi delle ASL. Indirettamente vengono delineate le attenzioni al problema acustico che devono essere presenti nelle aziende in fase di progettazione dei posti di lavoro.

REQUISITI ACUSTICI PER LA PROGETTAZIONE E RISTRUTTURAZIONE DEGLI
AMBIENTI DI LAVORO AI FINI DELLA RIDUZIONE DEL RISCHIO RUMORE
(D.Lgs.277/91)

da compilare per i reparti/locali con lavoratori che presentano livelli di esposizione a rumore (L_{EP}) superiori ad 80 dBA

1) Anagrafica del richiedente (se non già presente nella pratica) e del personale competente
 (consulente per le valutazioni acustiche richieste in questa Scheda)

Il sottoscritto Cognome _____ Nome _____
 Tel. _____ cell. _____ Fax _____
 E-mail _____
 denominazione o ragione sociale _____
 con sede legale _____
 Tel. _____ Fax _____ E-mail _____

Il sottoscritto comunica di essersi avvalso in qualità di personale competente per le valutazioni acustiche di questa Scheda:

Cognome _____ Nome _____
 Data di nascita ____/____/____ Luogo di nascita _____ Prov. ____
 Nr. Iscrizione _____ all'Ordine Professionale degli _____
 della Provincia di _____;eventuale ed ulteriore abilitazione
 specifica:

 Ditta/Studio:

 Tel. _____ Fax _____ Cell. _____
 E-mail _____ @ _____

**DICHIARA I SEGUENTI DATI RELATIVI AI REQUISITI ACUSTICI
DEGLI AMBIENTI DI LAVORO**

2) L'Azienda

Impianto sito in _____ Via _____ n. _____
Superficie totale dell'area m² _____ Superficie coperta m² _____ Cubatura m³

Riportare la planimetria complessiva dell'azienda con il layout.

3) Reparti/Locali con esposti a più di 80 dB(A)

? **Reparto/Locale 1**

Denominazione _____ riferimento planimetria edificio _____
Volumetria _____ m³ Caratteristiche fonoassorbenti del locale _____ ? T₆₀ ? DL₂

Indicare:

- per tutte le macchine con LAeq > 70 dB(A): LpA e, se pertinenti LwA e LpiccoC
- per tutte le lavorazioni con LAeq > 80 dB(A): LAeq, durata max giornaliera e settimanale

Indicare le misure tecniche, organizzative e procedurali adottate e che si intendono adottare prima di avviare l'attività produttiva:

- ? procedura (scritta) per l'acquisto di macchine meno rumorose (allegare)
- ? cabine acustiche: indicare le macchine cabinate _____
- ? schermi acustici (riportare in pianta la collocazione)
- ? silenziatori (indicare quanti e riportare in pianta la collocazione)
- ? trattamenti fonoassorbenti ambientali (indicare in pianta le aree trattate)
- ? cabine di riposo acustico: indicare quante, le loro dimensioni e dove sono collocate
- ? altre (descrivere) _____

Indicare i L_{EP} in dB(A) previsti per le diverse mansioni

Riportare la mappa del rumore previsto nel Reparto/Locale

? **Reparto/Locale 2**

... (ripetere lo Schema del Reparto 1)

? **Reparto/Locale n**

...

_____ lì _____ (data)

FIRMA del legale rappresentante

Informazioni

Specifiche di acquisto ed accettazione di macchine, attrezzature ed impianti

Prima di acquistare un nuovo macchinario o impianto è necessario richiedere ai potenziali fornitori i seguenti dati sull'emissione del rumore:

- a) Livelli dichiarati di pressione sonora nei posti di lavoro L_{pA} , e livello massimo di picco ponderato C, $L_{pC,picco}$
- b) Livello dichiarato di potenza sonora ponderato A L_{wA} (se $L_{pA} > 85$ dB)
- c) Riferimento alla norma tecnica oppure, se non esiste tale norma, descrizione completa del metodo di misurazione adottato per la determinazione dei dati dell'emissione di rumore dichiarati

Se il produttore propone livelli di rumore della macchina funzionante a vuoto occorre richiederli i dati del rumore nella condizione di lavoro in cui voi utilizzerete la macchina.

Se il produttore non vi fornisce i dati richiesti, rivolgetevi ad altri.

Se il produttore propone una versione silenziata ed una non silenziata della stessa macchina egli commette un reato e, se vi vende quella non silenziata, vi induce a commettere un secondo reato.

Confrontate i valori della rumorosità delle macchine di diversi produttori scegliendo quella a minore emissione sonora nelle stesse condizioni operative (in primo luogo scegliete sulla base del L_{wA} ; se la potenza acustica non è indicata confrontate il L_{pA}).

Nel Capitolato d'acquisto precisate la possibilità della restituzione della macchina che non rispettasse i valori dichiarati (e le relative penali) ed eseguite sempre il collaudo acustico della macchina.