

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.

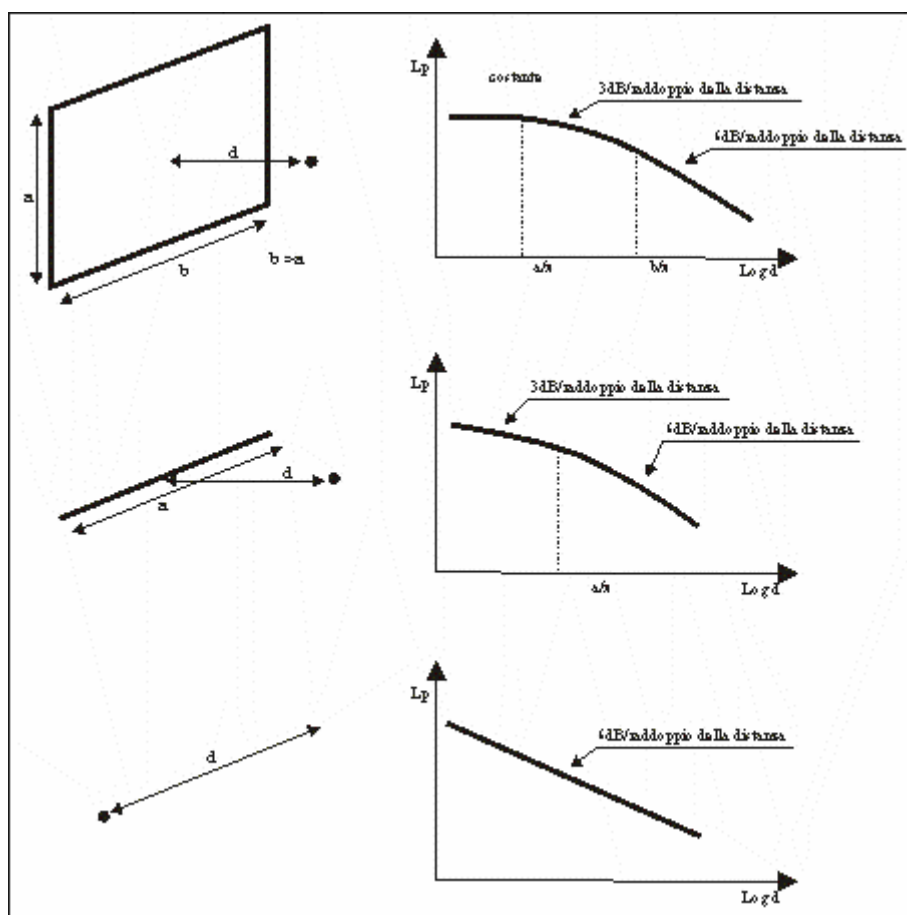


Figura 14.1 – Andamento con la distanza del rumore emesso da varie sorgenti

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:
 - riflessioni sonore contro superfici (pareti, carter, arredi, ecc.);
 - assorbimento sonoro dell'atmosfera, di elementi presenti nell'ambiente (materiali, persone, arredi, ecc.);
 - 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.).

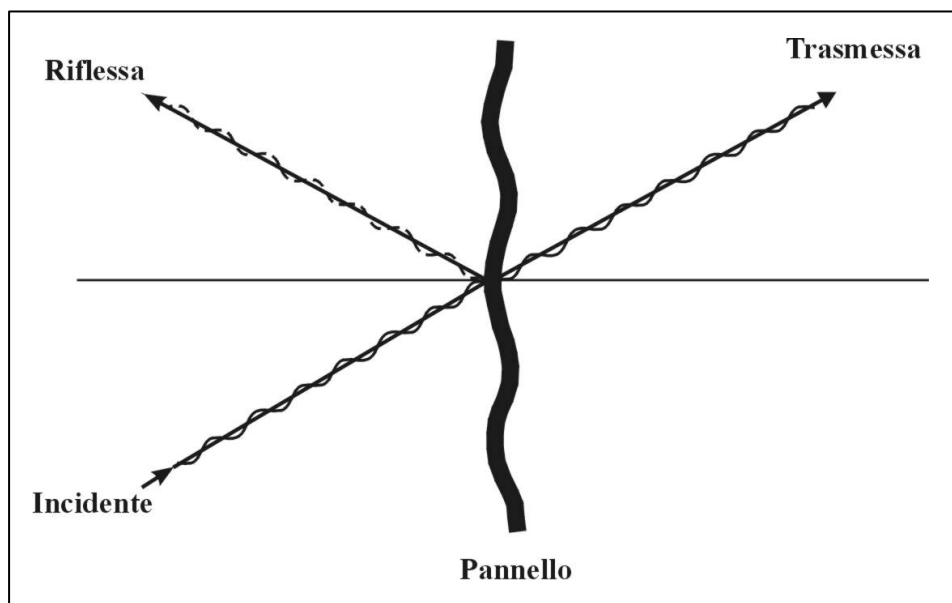


Figura 14.2 - Trasmissione acustica per via aerea di una parete

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.

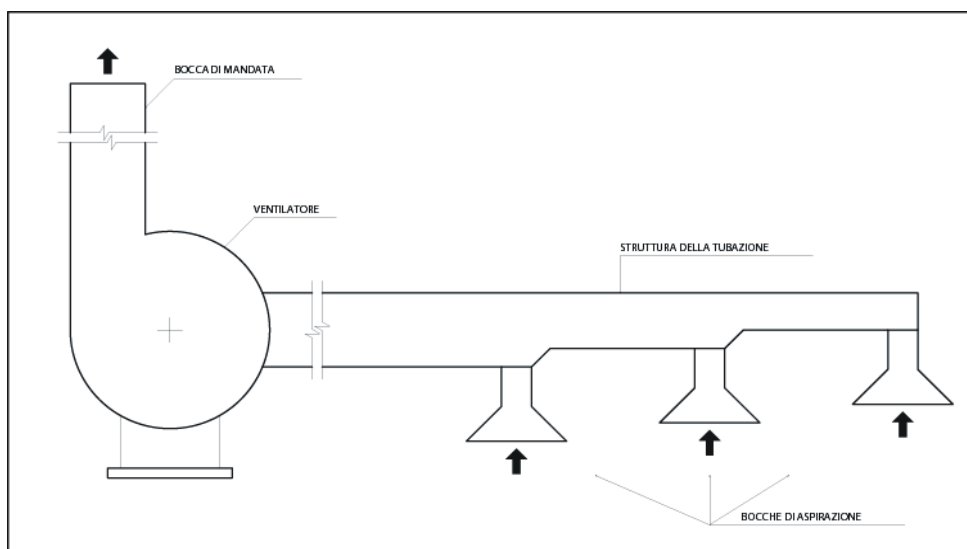


Figura 14.3 - Percorsi di trasmissione del rumore emesso da un ventilatore

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).

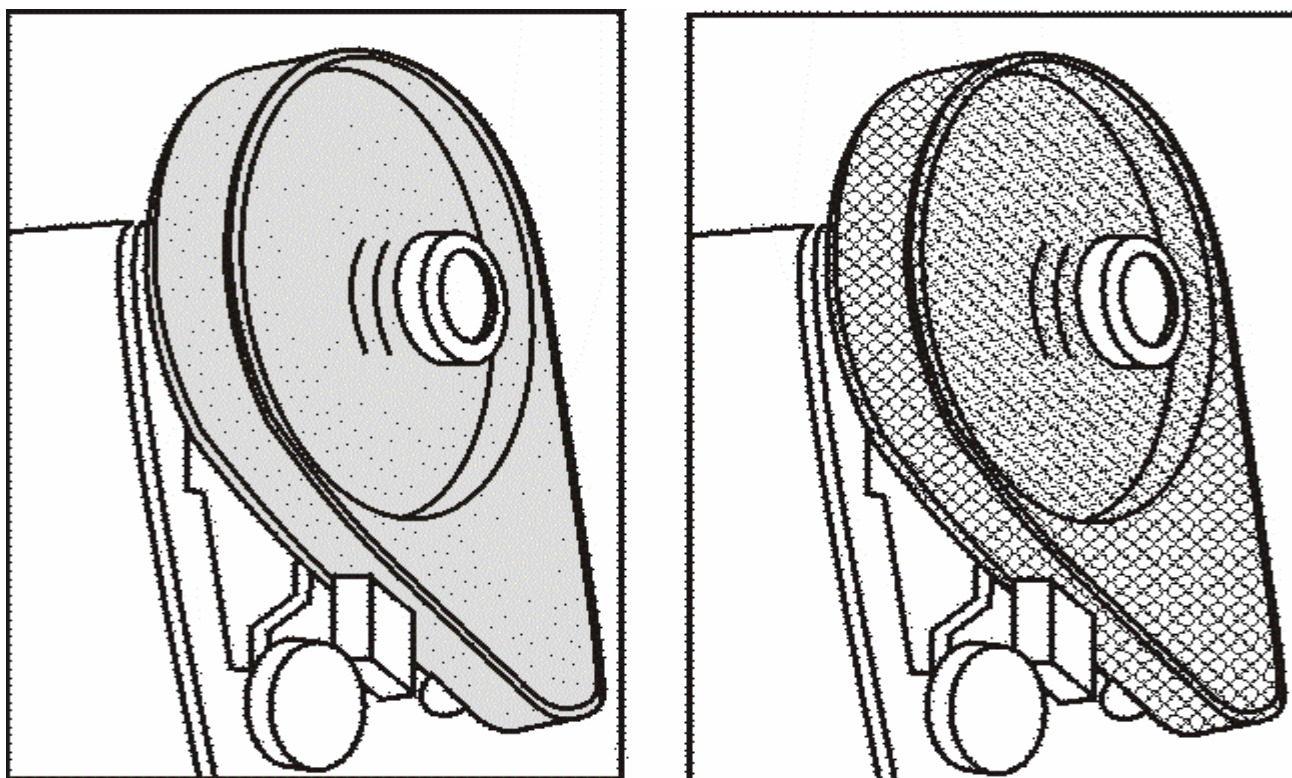


Figura 14.4 - Esempio di bonifica del gruppo freno frizione di una pressa, in cui il carter è la sorgente sonora prevalente a causa della trasmissione per via strutturale

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:

$$W_{\text{rad}} = \rho_0 \cdot c \cdot S \cdot \bar{v}^2 \cdot \sigma_{\text{rad}}$$

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 σ_{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 σ_{rad} variano in un intervallo molto grande (vedere esempi in fig. 15.1).

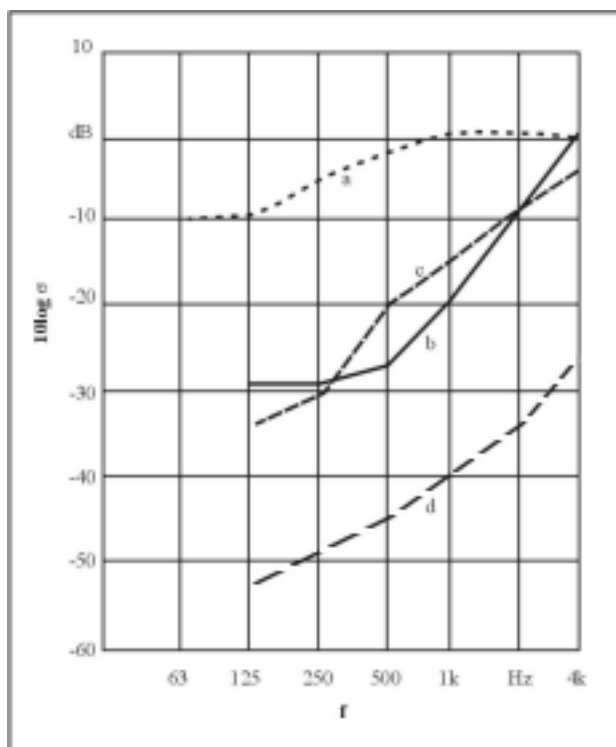


Figura 15.1 - Andamenti sperimentali dell'efficienza radiante effettiva per diverse strutture:

- 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).

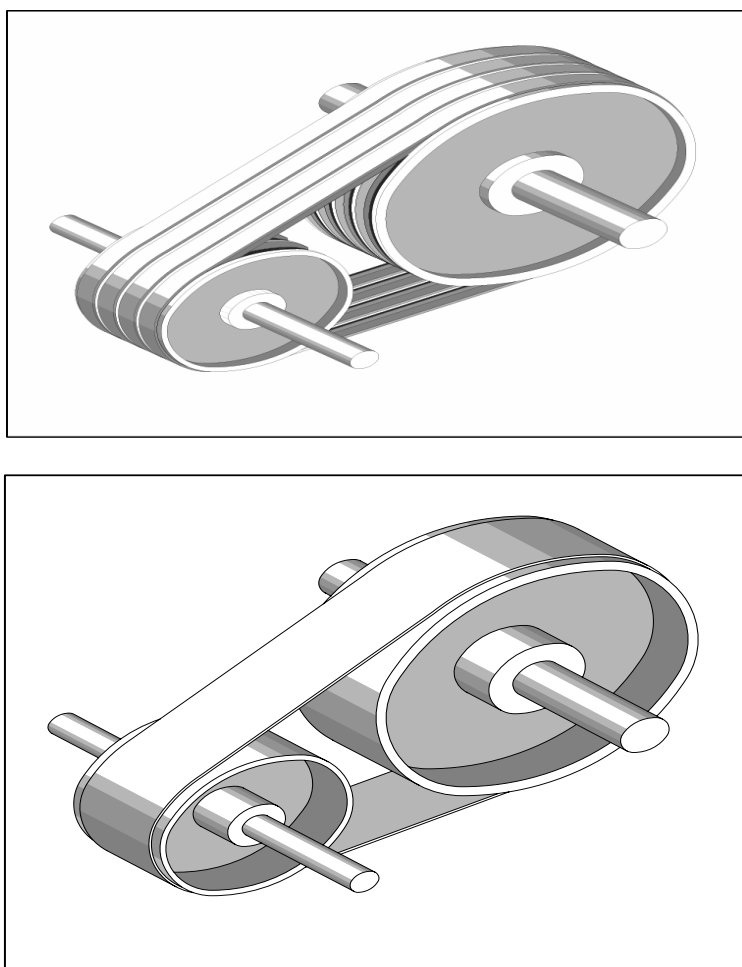


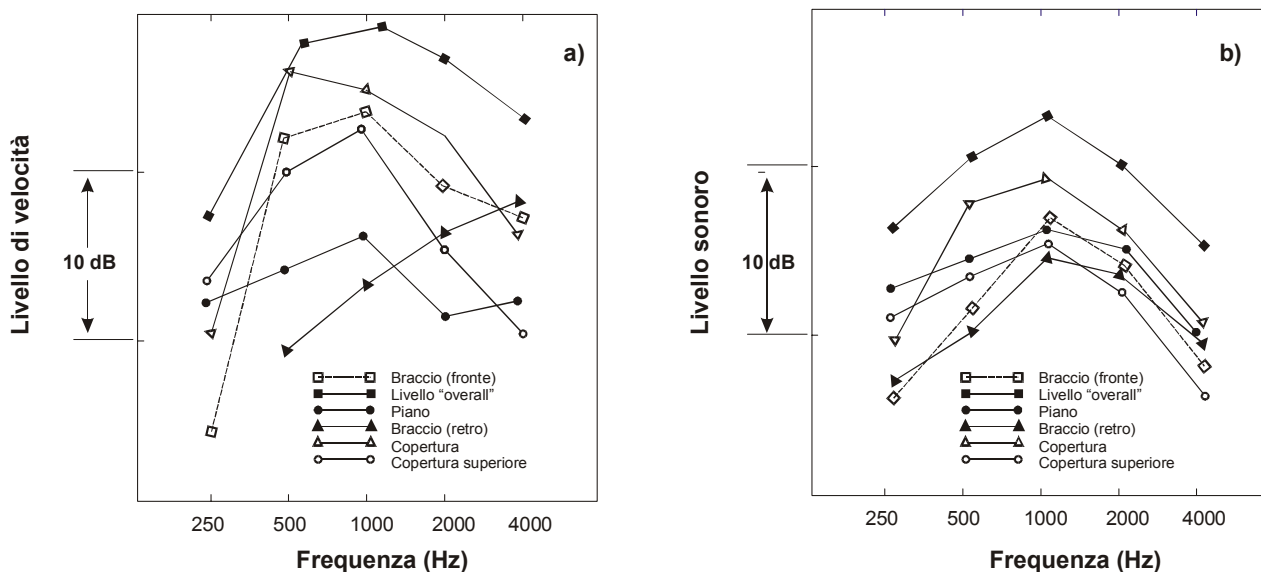
Figura 15.2 - Sostituendo una cinghia di trasmissione di notevole larghezza con più cinghie, ognuna di minor larghezza, si riduce l'emissione sonora alle basse frequenze.

La conoscenza di σ_{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).



Stima ottenuta misurando
le vibrazioni superficiali

Livello di pressione sonora misurato

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.

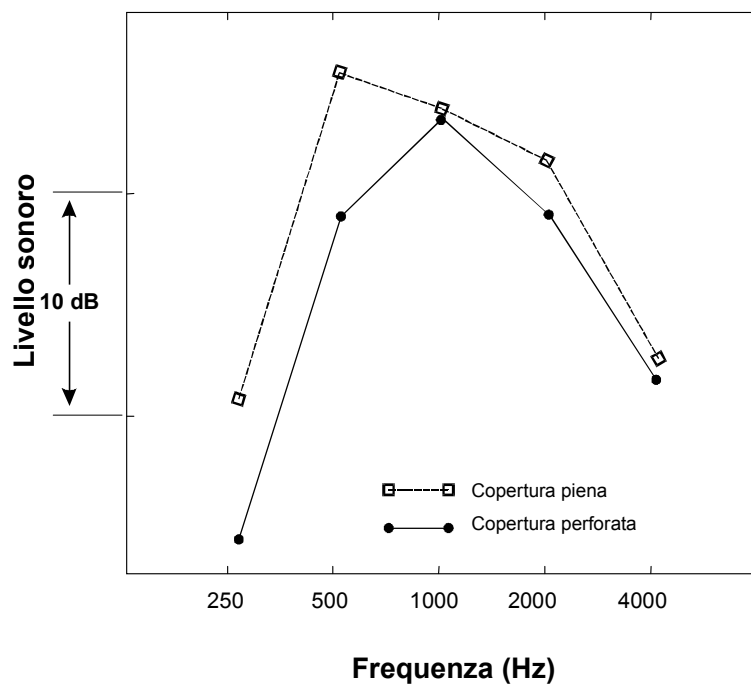


Figura 15.5 – Riduzione della rumorosità della macchina da cucire ottenuta tramite la sostituzione della copertura di serie con una piastra perforata.

SCHEMA 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:

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

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);

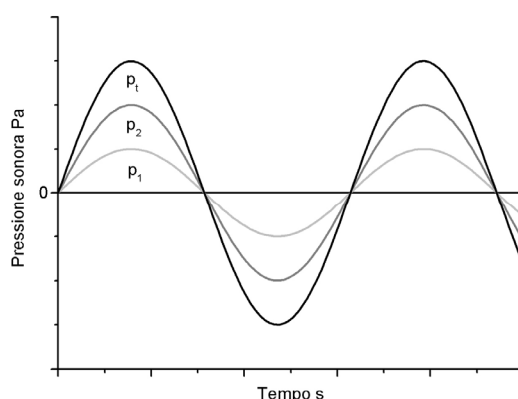


Figura 16.1a – Interferenza costruttiva tra due onde sonore in fase

- 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.

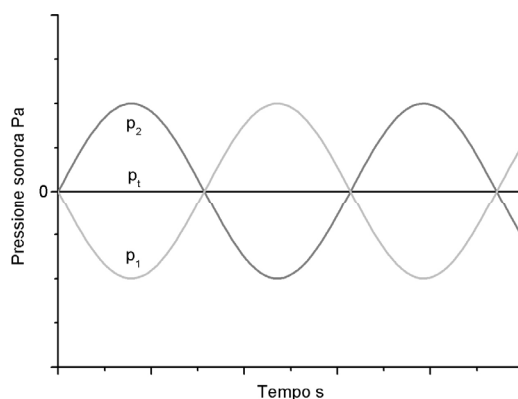
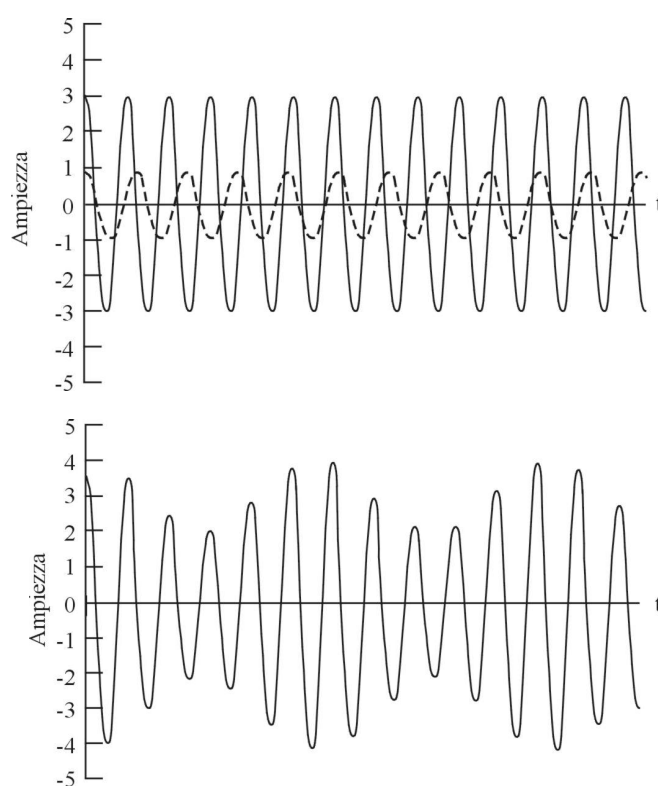


Figura 16.1b – Interferenza distruttiva tra due onde sonore in opposizione di fase

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:

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

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).

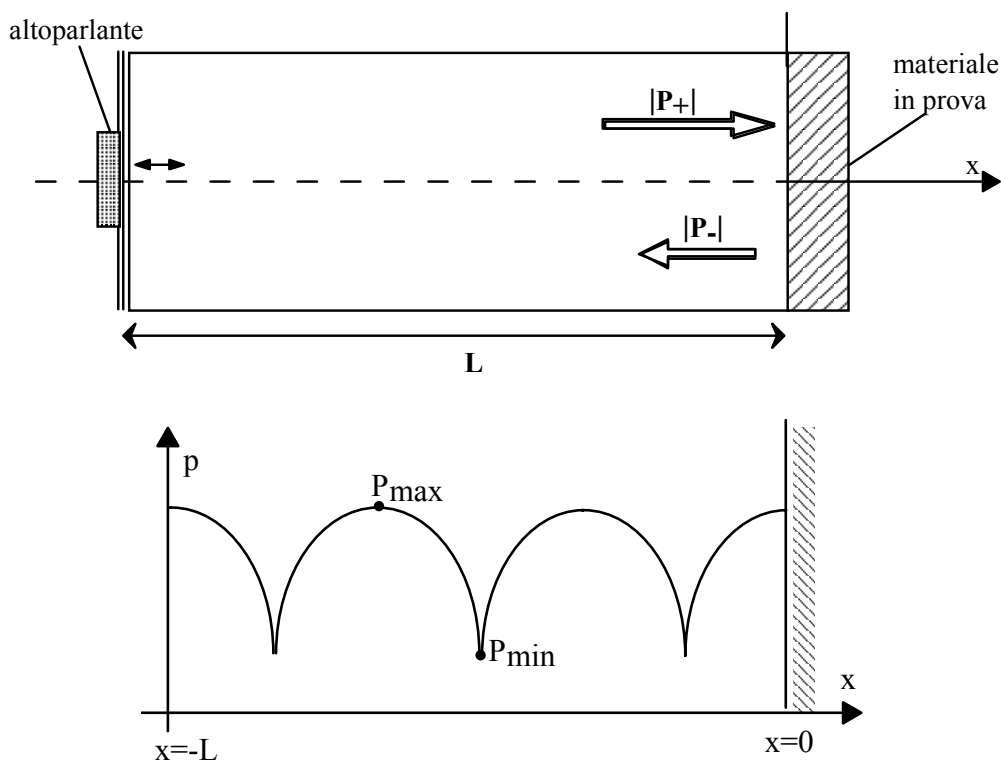


Figura 16.3 – Generazione di onde stazionarie in un tubo avente un'estremità chiusa

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:

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

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).

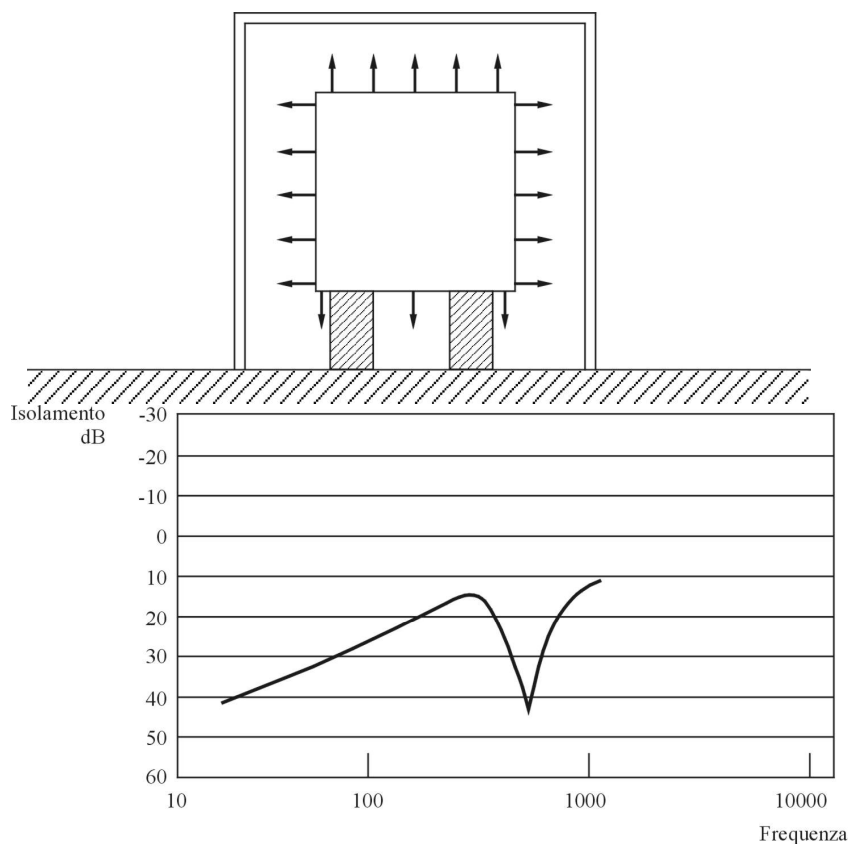


Figura 16.4 – L'isolamento di una copertura fonoisolante le cui pareti distano 0,28 m dalla superficie della sorgente di rumore presenta una perdita di isolamento intorno a 600 Hz

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 (frecce tratteggiate) che abbia la stessa ampiezza dell'onda primaria (frecce 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).

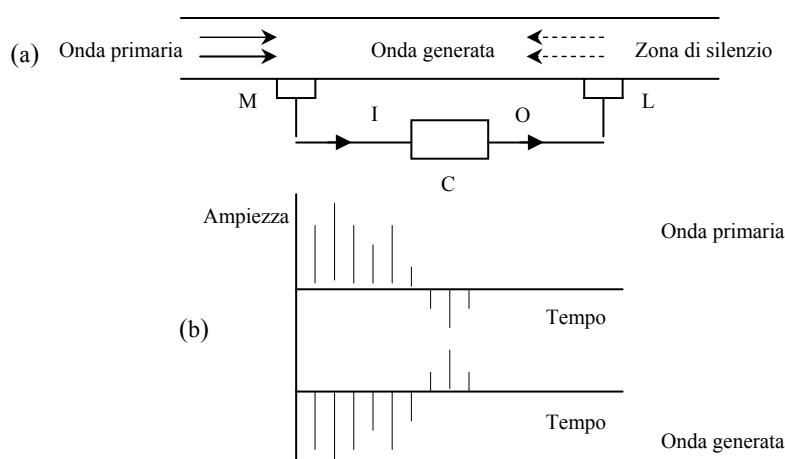


Figura 16.5 - Rappresentazione del concetto di controllo attivo

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).

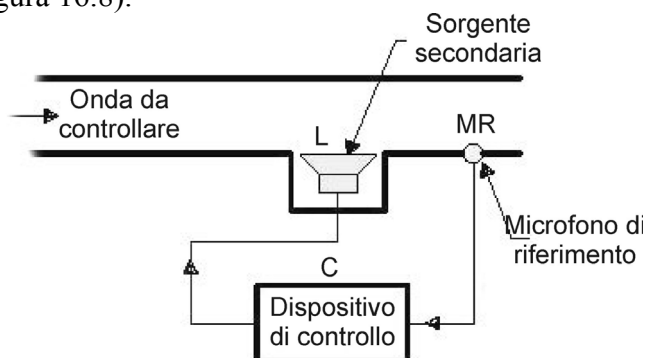


Figura 16.6 – Schema della tecnica *feedback*

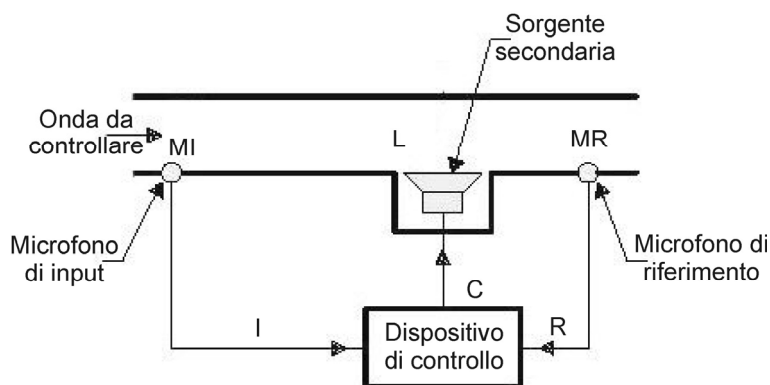
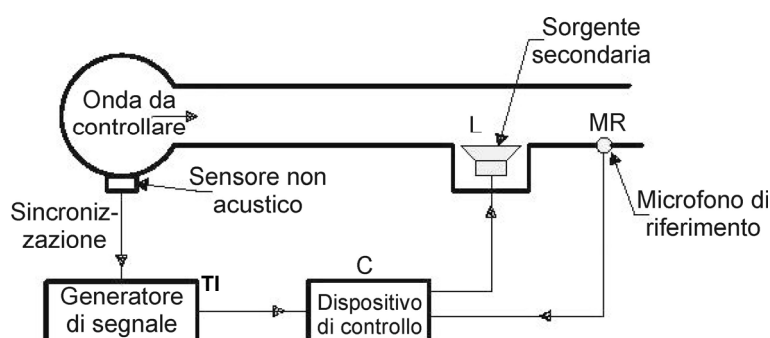
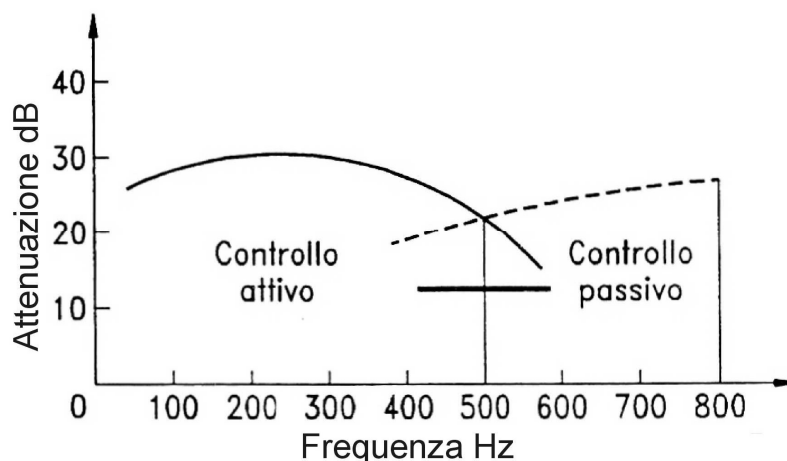
Figura 16.7(a) – Schema della tecnica *feedforward* a banda largaFigura 16.7(b) - Schema della tecnica *feedforward* a banda stretta

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.

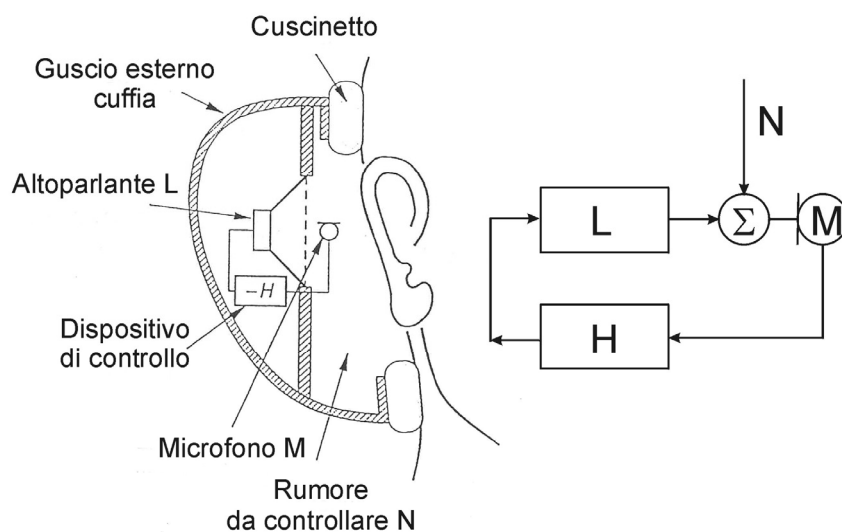


Figura 16.9 – Schema di cuffia con controllo attivo del rumore

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 magnetostrittivi 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.