

Andrea Bracciali, Gaetano Cascini

Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali, Università di Firenze

SOMMARIO

Nel presente lavoro viene presentata la procedura di progetto e di validazione numerica e sperimentale per una attrezzatura per la misura del rumore emesso da una superficie vibrante. L'attrezzatura consente la misurazione della potenza sonora emessa anche in quei casi nei quali le normative esistenti per tale misura non sono applicabili, ad esempio per sorgenti fortemente variabili, in regime transitorio o con rumore di fondo molto elevato.

1. INTRODUZIONE

La misura della potenza sonora emessa da un macchinario viene effettuata secondo le normative ISO 3740 e successive o, più modernamente, facendo ricorso a misure intensimetriche secondo la ISO 9614-1 e 2. Purtroppo la prima serie di norme non è in grado di operare alcuna distinzione fra le varie sorgenti che compongono il rumore globale, mentre la seconda serie di norme non può essere utilizzata, per motivi di stabilità inerenti la misura dell'intensità acustica, per sorgenti con emissione transitoria o addirittura impulsiva.

Per questi casi, come ad esempio per la misura del rumore emesso dalla sola rotaia al passaggio di un treno, è stata messa a punto un'attrezzatura specifica che consente di raccogliere il rumore emesso da una superficie vibrante in maniera indipendente dalle altre sorgenti eventualmente presenti.

L'attrezzatura è costituita da un condotto convergente e quindi da un tubo diritto con superfici interne altamente riflettenti. Sul tubo diritto è stato montato un microfono di misura a filo con la parete interna, mentre l'estremità è stata resa praticamente anecoica con una stratificazione ottimizzata di materiali fonoassorbenti [1]. L'intera attrezzatura è stata resa insensibile al rumore esterno eventualmente presente per renderla atta ad operare in ambienti molto rumorosi.

Nel presente lavoro viene descritta la procedura di progettazione e di validazione agli elementi finiti in campo acustico della parte convergente dell'attrezzatura, con

particolare riferimento al comportamento in frequenza ed al confronto con le soluzioni analoghe usate per la generazione (anziché la raccolta) di rumore. Viene inoltre descritta l'attività sperimentale svolta per la validazione dello strumento.

2. L'ACUSTICA DEGLI HORN

La propagazione delle onde piane lungo un condotto cilindrico con area variabile gradualmente è descritta dalle equazioni di continuità, di conservazione dell'energia e dal tipo di trasformazione termodinamica scelta (normalmente una isoentropica). L'equazione differenziale risultante può essere risolta solo per alcuni tipi di forma descrivibili da equazioni matematiche particolarmente semplici, quali un condotto conico od un condotto esponenziale [2,3]. Per quest'ultimo, la cui generica sezione in funzione della coordinata assiale z segue la legge $S=S_0e^{mz}$ con S_0 area della sezione di ingresso, può essere determinata l'impedenza in funzione della frequenza:

$$Z = \rho c \left(\sqrt{1 - \frac{m^2}{4k^2}} + j \frac{m}{2k} \right)$$

con $k = \omega/c$, e c velocità del suono nell'aria, da cui risulta definita una frequenza di cut-off $f_c = mc/2\pi$ al di sotto della quale non viene trasmessa potenza lungo l'horn. In questo caso, infatti, l'impedenza acustica per tutte le posizioni lungo l'horn è puramente reattiva per un'onda piana progressiva e quindi un altoparlante posto nella sezione di ingresso non sarebbe in grado di irradiare potenza al termine dell'horn esponenziale.

Relazioni analitiche generali per situazioni nelle quali l'horn si deve comportare da collettore di energia (e non da diffusore) per onda non piana ma con fronte di tipo generico non sono state riscontrate in letteratura per alcun tipo di geometria. L'utilizzo di horn a simmetria non cilindrica è ancora più raro, dato che una sezione circolare variabile esponenzialmente è la forma che consente di massimizzare, ovviamente al di sopra della frequenza di cut-off suddetta, la potenza sonora trasmessa dall'horn stesso. La simmetria cilindrica consente inoltre lo sviluppo di uno studio monodimensionale; al contrario forme che non consentono tale semplificazione conducono a problemi matematici difficilmente risolvibili in forma chiusa.

Per gli scopi del presente lavoro risulta utile un convogliatore a sezione rettangolare ad altezza costante, ossia nel quale la diminuzione di sezione venga ottenuta solamente avvicinando due superfici contrapposte. Per poter applicare, almeno a livello di primo tentativo, la teoria sviluppata per sezioni circolari, è necessario considerare un diametro fittizio imponendo una equivalenza di superfici. In Fig. 1 viene riportata l'impedenza vista da un'onda piana all'ingresso di un convogliatore circolare con aree equivalenti ad un convogliatore rettangolare con larghezza costante di 5 cm, lunghezza di 35 cm ed altezza variabile esponenzialmente da 30 cm a 5 cm. L'impedenza aumenta drasticamente al di sotto dei 100 Hz, frequenza considerata come limite inferiore sufficiente per il presente lavoro, per cui tali dimensioni paiono essere ragionevoli. La scelta di una sezione terminale quadrata di 5 cm per lato fa presupporre lo sviluppo di un'onda piana nel condotto fino a 3400 Hz, frequenza alla quale si possono innescare risonanze trasversali.

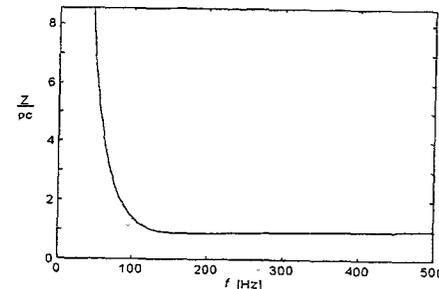


Fig. 1. Impedenza vista da un'onda piana che entra dalla bocca più grande in un convogliatore a sezione circolare variabile con andamento esponenziale ($r_{min}=2.5$ cm, $r_{max}=15$ cm, $l=35$ cm).

3. MODELLAZIONE ACUSTICA AGLI ELEMENTI FINITI

All'atto della progettazione del convogliatore occorre definire la forma da dare alle sue pareti per ottenere la massima efficienza nella raccolta del rumore. A questo scopo, sono state eseguite simulazioni agli elementi finiti in campo acustico, dato che la forma esponenziale ha un ottimo comportamento solo in presenza di onde piane, ipotesi limitativa inaccettabile dato che il fronte d'onda generato da una superficie vibrante ha forma qualsiasi. Le dimensioni iniziali per la valutazione delle varie geometrie sono quelle mostrate al paragrafo precedente; le simulazioni sono state condotte utilizzando il codice ANSYS® rel. 5.3 [4], valutando il comportamento al variare della frequenza di un convogliatore a sezione rettangolare con andamenti convergenti delle pareti esponenziale, lineare e cubico (Fig. 2).

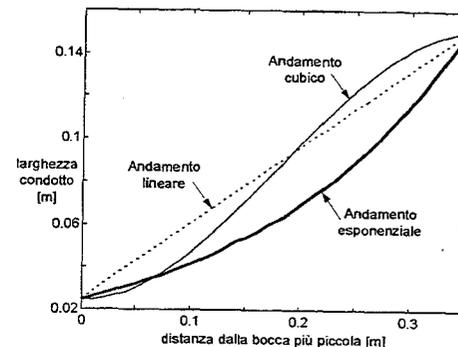


Fig. 2. Forme delle superfici laterali del convogliatore utilizzate per la simulazione numerica.

La geometria complessiva dello strumento nella configurazione con andamento lineare delle superfici laterali è riportata in Fig. 3; al condotto a sezione costante va aggiunta la terminazione anecoica, caratterizzata in [1], che non è stata inclusa nel modello FEM.

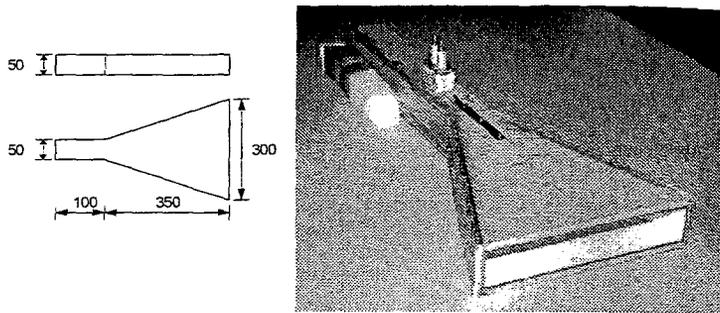


Fig. 3. Volume definito per la modellazione FEM del convogliatore con superfici laterali ad andamento lineare (a sinistra) e prototipo in legno con microfoni e materiali fonoassorbenti per la realizzazione della terminazione (a destra). Dimensioni in mm.

La simulazione è stata eseguita con un modello bidimensionale che rappresenta una sezione del convogliatore (Fig. 4) con le ovvie condizioni di simmetria; questa schematizzazione è accettabile nel campo di frequenze investigato essendo lo spessore (5 cm) piccolo rispetto alle altre dimensioni. Si sono usati elementi fluidi a quattro nodi con comportamento lineare, imponendo densità e velocità del suono nel mezzo. Gli elementi al contorno sono stati opportunamente "attivati" ed è stato loro assegnato un coefficiente di assorbimento ($0 \leq MU \leq 1$); la superficie vibrante e le pareti interne del convogliatore sono state simulate con $MU=0.1$, mentre l'estremità opposta è stata simulata con $MU=0.9$ nell'ipotesi di avere una terminazione sufficientemente anecoica. Il condotto a sezione costante viene simulato solamente per una parte, iniziale di lunghezza pari a due volte le dimensioni laterali (10 cm), sufficiente per formare un fronte d'onda piano.

I valori di impedenza alle pareti ed alla terminazione anecoica sono stati imposti su strisce di elementi ausiliari, esterni alla geometria studiata, al fine di ottenere una modellazione efficace anche sui bordi dello strumento; questo artificio è stato provato con numerose simulazioni di sistemi dal comportamento noto, riscontrando un sensibile miglioramento dei risultati sugli elementi esterni del dominio analizzato.

Le sorgenti di rumore puntiformi, con modulo variabile casualmente in un intervallo di 113 ± 2 dB (rif. $20 \mu\text{Pa}$) e fase casuale, sono state poste a 30 mm dalla superficie di ingresso del convogliatore. Particolare attenzione è stata posta nella scelta delle dimensioni degli elementi acustici usati, dato che i risultati del modello sono stabili solo utilizzando $20 \div 30$ elementi per lunghezza d'onda, condizione particolarmente gravosa alle frequenze più alte.

Il comportamento dei tre diversi profili di convergente è stato simulato per tutte le frequenze pari ai centri banda dei $1/12$ di ottava nel range $125 \text{ Hz} \div 4 \text{ kHz}$; a parità di condizioni al contorno e di valori di ampiezza e fase delle sorgenti, le differenze sono risultate pressoché inesistenti. Questo comportamento, che nega la superiorità del profilo esponenziale, è spiegabile per l'irregolarità del fronte d'onda (non piano) e per la funzione dell'attrezzatura (convogliatore e non diffusore). I risultati, ovvero la pressione sonora valutata nell'area di riferimento, mostrano (Fig. 5) come l'andamento del livello

di rumore raccolto sia decisamente piatto al variare della frequenza ad eccezione delle frequenze superiori a 3.4 kHz per le quali assumono importanza le risonanze trasversali all'interno del condotto terminale.

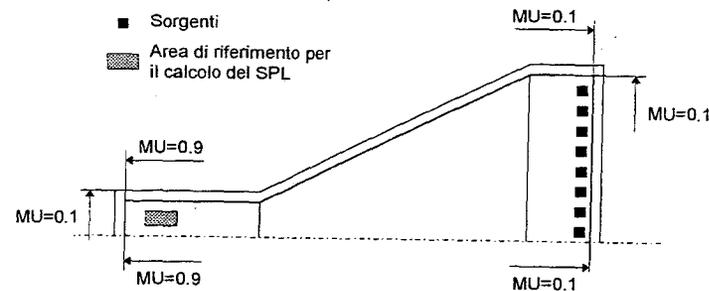


Fig. 4. Modello FEM 2-D e condizioni al contorno per il convogliatore con profilo lineare.

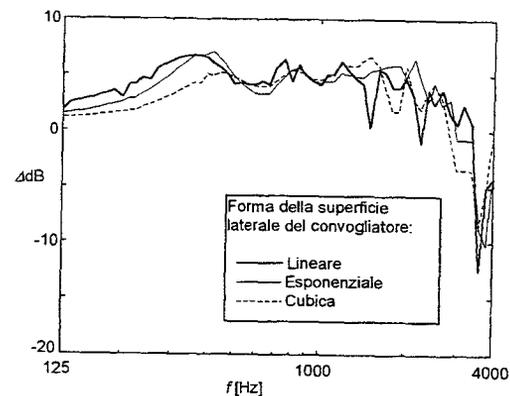


Fig. 5. Livelli di pressione sonora nella zona di riferimento per le diverse forme del convogliatore. I valori sono stati normalizzati rispetto al valore medio di SPL all'ingresso del convergente.

Ulteriori simulazioni sono state condotte per verificare le variazioni di SPL in funzione della lunghezza del convogliatore, ma nessuna soluzione ha dato risultati significativamente migliori della configurazione già illustrata. Si è scelta, per evidenti motivi di realizzazione pratica, la soluzione con andamento lineare delle superfici laterali che è stata simulata nei centri banda di $1/12$ di ottava. Si è infine realizzata una simulazione 3D con analogia modellazione dei bordi e definizione delle sorgenti; essendo questa elaborazione di gran lunga più onerosa in termini di tempi di calcolo, si è limitata l'analisi armonica alle frequenze corrispondenti ai centri banda di ottava. I risultati mostrano una perfetta coincidenza con le simulazioni 2D, per cui si possono ritenere valide le ipotesi di bidimensionalità del problema (Fig. 6).

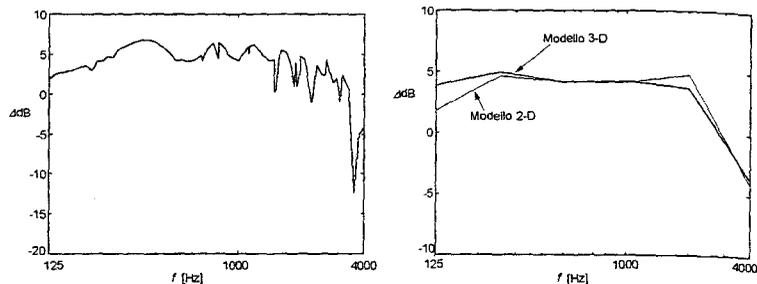


Fig. 6. Livelli di pressione sonora nei centri banda di 1/12 di ottava nella zona di riferimento con il convogliatore conico. I valori sono stati normalizzati rispetto al valore medio di SPL all'ingresso del convergente (sinistra). Differenza fra i livelli di pressione sonora nella zona di riferimento per simulazioni 2D e 3D ed i corrispondenti valori medi di SPL delle sorgenti (destra).

In fig. 7 si riportano alcuni risultati dell'analisi armonica FEM relativi ai modelli 2D e 3D che evidenziano tre diversi tipi di andamento delle isolivello dell'SPL.

4. VALIDAZIONE SPERIMENTALE DELLO STRUMENTO

Per ovvie ragioni di semplicità di lavorazione il prototipo del convogliatore è stato realizzato in truciolare nobilitato per conferire alle pareti interne dello strumento un coefficiente di riflessione molto alto. Per la terminazione anecoica si è fatto ricorso alle tecniche descritte in [1], che hanno permesso la realizzazione di una soluzione di dimensioni particolarmente ridotte.

L'attrezzatura è stata validata misurando anzitutto la funzione di trasferimento fra due microfoni, uno all'interno della terminazione e l'altro lateralmente alla bocca del convogliatore, in posizione tale da non risentire dell'effetto di quest'ultimo, per misurare la pressione sonora all'ingresso. Le misure sono state realizzate in campo libero utilizzando come sorgente un altoparlante pilotato con rumore bianco situato a sufficiente distanza (6 m) dal convogliatore. Il campo di frequenze investigato è stato limitato a 3.2 kHz per i già enunciati limiti di formazione di onda piana nella terminazione. A conferma di quanto ottenuto con l'analisi FEM, il modulo della funzione di trasferimento fra i due microfoni ha una dinamica particolarmente ristretta (5 dB) nel campo di frequenze analizzato (Fig. 8).

Per la valutazione dell'efficienza del convogliatore, occorre premettere alcune considerazioni. Com'è noto nella propagazione di un'onda sonora sferica in campo libero si ha un abbassamento del livello di pressione pari a 6 dB per ogni raddoppio di distanza dalla sorgente, ovvero la pressione sonora decade di $\sqrt{2}$ ogni raddoppio di area. Nel caso del convogliatore presentato in questa sede il rapporto tra i valori della superficie di imbocco e di quella di gola è pari a 6; pertanto si attende un aumento di pressione pari a 9 dB nell'ipotesi di perfetto funzionamento dello strumento. Il confronto fra i livelli di pressione sonora in 1/3 di ottava misurati dai due microfoni tenendo conto del guadagno fornito dal restringimento di sezione mostra (Fig. 8) un'ottima corrispondenza fra il valore effettivamente rilevato dallo strumento e quello determinato per via teorica.

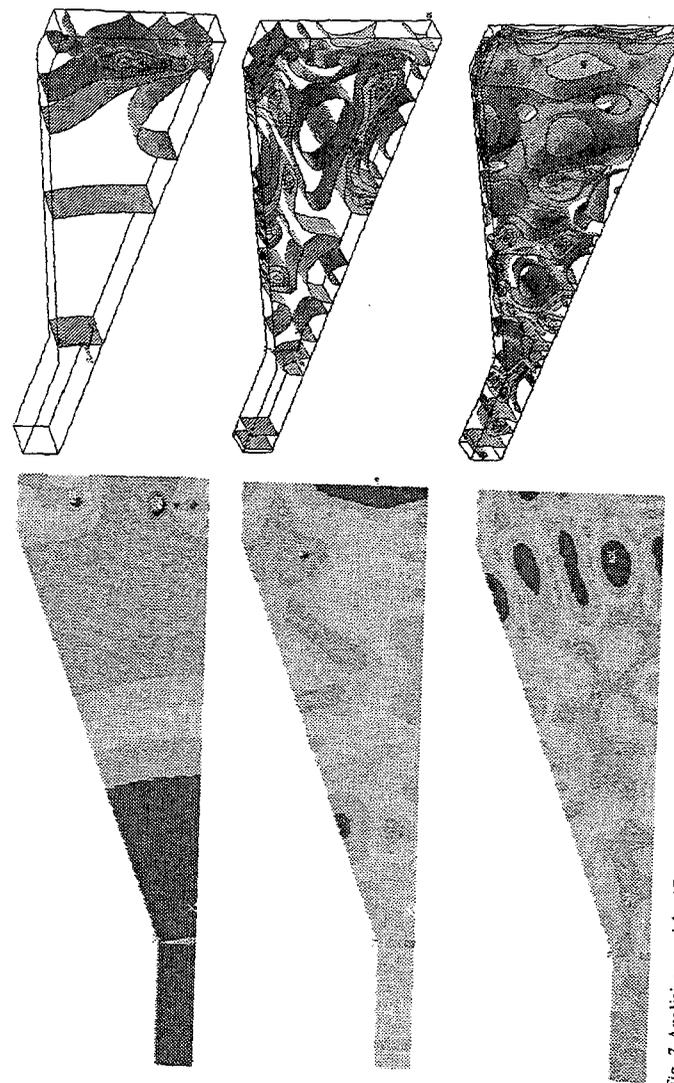


Fig. 7. Analisi armoniche 2D e 3D. Livelli e superfici isolivello di SPL all'interno dello strumento ad $f=500$ Hz (in alto), $f=2920$ Hz (al centro) ed $f=5000$ Hz (in basso). Alle basse frequenze si ha un'onda piana nell'intero convogliatore; all'aumentare della frequenza si ha la formazione di risonanze nel convergente; nel condotto a sezione costante si ristabilisce l'onda piana fino a 3.4 kHz; superato tale limite le risonanze permangono anche in prossimità della sezione di misura.

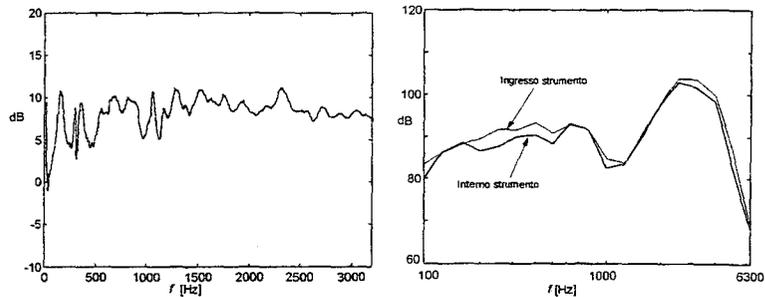


Fig. 8. Modulo della funzione di trasferimento fra un microfono nella terminazione ed uno all'esterno dell'attrezzatura (sinistra). Confronto tra il valore di SPL misurato all'interno dello strumento e quello ottenuto aumentando del guadagno teorico del convergente (+9 dB) la misura realizzata alla bocca dello strumento stesso (destra).

5. CONCLUSIONI

In questo articolo si è descritta la messa a punto e la validazione di un'attrezzatura per la misura dell'emissione sonora di una superficie vibrante, atta a sostituire misure di tipo intensimetrico nei casi in cui la sorgente abbia carattere transitorio. Lo strumento realizzato, infatti, svolge correttamente il compito di convogliare il rumore emesso dalla superficie oggetto della misura, isolandolo da quello emesso da eventuali sorgenti adiacenti. La validazione sperimentale ha mostrato la quasi assoluta neutralità del convogliatore in tutto il campo di frequenze per cui è stato progettato.

Una prima applicazione di questo strumento verrà effettuata al fine di rilevare l'emissione sonora della sola rotaia al passaggio dei treni, isolando così il contributo del binario al rumore ferroviario rispetto a quanto emesso dalle ruote.

BIBLIOGRAFIA

1. Bracciali, A. e Cascini, G., *Ottimizzazione Acustica di una Terminazione Anecoica*, Atti del 25° Convegno AIA 1997, Perugia, Italia.
2. Munjal, M. L., *Acoustics of ducts and Mufflers*, 1987 John Wiley & Sons, New York.
3. Beranek, L. L., *Noise and Vibration Control*, 1971 McGraw-Hill, New York.
4. ANSYS, *Acoustic and Fluid-Structure Interaction Manuals*, 1995 Swanson Analysis System Inc. P.O. Box 65, Johnson Road, Houston, PA.