

Una procedura numerico-sperimentale per la valutazione dell'efficacia acustica di silenziatori per autoveicoli

A. BRACCIALI (*), P. RISSONE (*)

Sommario

Una delle principali fonti di emissione acustica verso l'ambiente negli autoveicoli è il rumore prodotto allo scarico. Per rispettare i limiti normativi, il progettista deve ottimizzare il sistema di scarico tenendo conto di vincoli stringenti per cui assume importanza fondamentale il poter stimare il comportamento acustico di molte varianti prima di accettare la soluzione definitiva. Il presente lavoro illustra un programma di calcolo numerico che permette l'approccio completo ed organico al problema della stima, della verifica sperimentale e dell'ottimizzazione dei componenti di un sistema di scarico.

Viene descritto il programma di calcolo sviluppato, espandibile, veloce e di semplice uso, che permette di simulare numerose configurazioni geometriche usando gli elementi più comuni; nel caso degli elementi forati si è elaborata una soluzione numerica, rivelatasi affidabile, che evita il ricorso a soluzioni in forma chiusa. Viene descritto anche l'apparato sperimentale progettato appositamente che ha permesso di validare il modello di calcolo. Numerosi risultati sperimentali confermano la bontà delle simulazioni effettuate.

È possibile inserire nel modello numerico elementi complessi, non simulabili numericamente, partendo dalle caratteristiche acustiche rilevate sperimentalmente.

Impostazione del lavoro. Definizioni acustiche di base

La simulazione del comportamento acustico di silenziatori per autoveicoli riveste enorme interesse per il progettista. I vincoli cui tale sistema deve sottostare sono di tipo acustico, tecnologico, fluidodinamico, economico e sono talmente stringenti che errori nel progetto posso-

no essere pagati a caro prezzo. Lo studio analitico e la simulazione numerica dei vari elementi tipici costituenti un silenziatore risalgono quindi a vari decenni fa, anche se per quanto riguarda gli elementi con condotti forati i primi lavori si hanno verso la fine degli anni '70. Il presente lavoro affronta in maniera unitaria lo sviluppo e la messa a punto di un codice di calcolo per la simulazione dei principali elementi usati nei silenziatori, aperto all'introduzione di nuovi tipi di elementi caratterizzati in via numerica o sperimentale. Occorre rilevare che la letteratura sull'argomento, piuttosto vasta come accennato in precedenza, manca appunto di unitarietà avendo i vari ricercatori usato approcci e terminologie diverse per descrivere gli stessi fenomeni fisici. I passi compiuti sono riassumibili in quanto segue:

- analisi bibliografica ed esame dello stato dell'arte;
- sviluppo di una procedura originale per la simulazione dei silenziatori con elementi forati;
- codifica dei silenziatori con elementi non forati;
- stesura del programma, strutturato e particolarmente semplice;
- confronti con i casi reperiti in letteratura delle simulazioni numeriche;
- affinamento del modello con l'incorporazione delle cosiddette "correzioni di estremità" e delle condizioni di sbocco in aria anziché anecoico;
- progetto e realizzazione di un sistema sperimentale ad hoc;
- confronti con i risultati sperimentali.

I limiti del presente modello sono l'ipotesi di onda piana, valevole fino a determinate frequenze, di pareti rigide e di linearità del comportamento, valide per pressioni acustiche limitate. Il codice di calcolo implementa i casi senza e con flusso medio derivante dalla combustione; la verifica sperimentale è stata limitata al caso di assenza di flusso, mentre il caso con flusso verrà affrontato nel prosieguo della ricerca.

Gli elementi acustici componenti un silenziatore sono inseriti fra una sorgente (motopropulsore) ed una terminazione (atmosfera). Il mezzo viene assunto non visco-

(*) A. Bracciali, P. Rissone - Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali - Università degli Studi di Firenze - 50139 Firenze - Italy.

so e la propagazione dell'onda monodimensionale (onda piana) viene descritta in termini di pressione $p(t)$ e di velocità della particella $u(t)$. La direzione di propagazione della particella è indicata con z ed a_0 è la velocità del suono nel mezzo. La soluzione conduce all'equazione delle onde in cui compaiono, fra l'altro, la densità ρ_0 ed il numero d'onda $k=2\pi f/a_0$, in cui f è la frequenza. Il rapporto p/u viene detto impedenza caratteristica del mezzo e vale $Z_0=p/u=\rho_0 a_0$. Per un'onda piana che si muove in un tubo di sezione retta S , conviene usare la velocità acustica di massa $v=\rho_0 S u$, per cui il valore dell'impedenza caratteristica è $Y_0=p/v=a_0/S$. In letteratura vengono usate sia v che u , ingenerando non poca confusione nell'utilizzo di termini adimensionali o meno; nel presente lavoro si è optato per l'uso di v , ad eccezione del caso degli elementi forati, in quanto l'uso di u semplifica notevolmente l'approccio.

Per valutare l'efficienza di un sistema di scarico alle varie frequenze si è usata la perdita di trasmissione (Transmission Loss - TL), cioè la differenza tra i livelli di potenza entrante nel sistema di scarico e quella uscente, che dipende dalla sola impedenza di radiazione; la sua determinazione sperimentale con la tecnica dei due microfoni è relativamente semplice e non necessita di una terminazione anecoica. Per ciò che riguarda l'impedenza della sorgente, è stato accertato sperimentalmente che è ragionevole ritenerla anecoica [2, 4].

È possibile simulare il comportamento del sistema nei casi di terminazione anecoica, principalmente per motivi di confronto con i dati reperiti in letteratura, e di sbocco in aria, cioè il caso normale per i sistemi di scarico degli autoveicoli. L'impedenza di radiazione $Y_0=p/v$ è stata inserita nel programma di calcolo con le relazioni

$$\begin{aligned} \text{-- Anechoic Termination: } & Y_{an}=Y_0=a_0/S \\ \text{-- Open End Termination: } & Y_{an}=Y_{an} \left(\frac{k_0^2 r_0^2}{4} + j0.6k_0 r_0 \right) \end{aligned} \quad (1)$$

Quest'ultima equazione è un troncamento di quella generale per frequenze con $k_0 r_0 < 0.5$. Per i normali tubi di uscita delle marmitte, con diametro interno ≈ 50 mm, questa condizione implica $f < 1$ kHz ed è più che accettabile.

La parte reale dell'impedenza di radiazione, detta resistenza di radiazione, è responsabile dell'energia trasmessa all'ambiente, mentre la parte immaginaria, detta reattanza di radiazione, è responsabile della differenza di fase fra p_0 e v_0 . Il coefficiente di riflessione, definito come rapporto fra la pressione dell'onda riflessa e quella incidente, verrà usato nella formula per la determinazione della TL.

Il metodo delle matrici di trasferimento

Il metodo utilizzato è quello delle matrici di trasferimento, che descrive la relazione fra pressione acustica p

e velocità di massa v nelle sezioni a monte (u ="upstream") ed a valle (d ="downstream") del singolo elemento mediante la cosiddetta matrice a quattro poli

$$\begin{Bmatrix} P_u \\ v_u \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11r} & T_{12r} \\ T_{21r} & T_{22r} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_d \\ v_d \end{Bmatrix} \quad (2)$$

in cui r rappresenta il generico elemento; i vari elementi possono essere connessi in serie ed in parallelo ed essere concentrati e distribuiti. Le matrici dei casi fondamentali, cioè elemento concentrato in serie, elemento concentrato in parallelo ed elemento distribuito in serie (tubo di lunghezza 1), sono descritte in [1]. Il programma sviluppato permette di simulare gli elementi fondamentali, alcuni dei quali sono riportati in Fig. 1.

È importante considerare il caso dei bruschi cambiamenti di sezione nel caso di assenza di flusso, nel quale la matrice di trasferimento si riduce all'identità in quanto non variano né p né v ; le variazioni di impedenza che si creano sono fondamentali in quanto la potenza sonora viene riflessa in buona parte in funzione delle variazioni di sezione, per cui questi elementi vengono detti reattivi in quanto non assorbono energia acustica ma la riflettono.

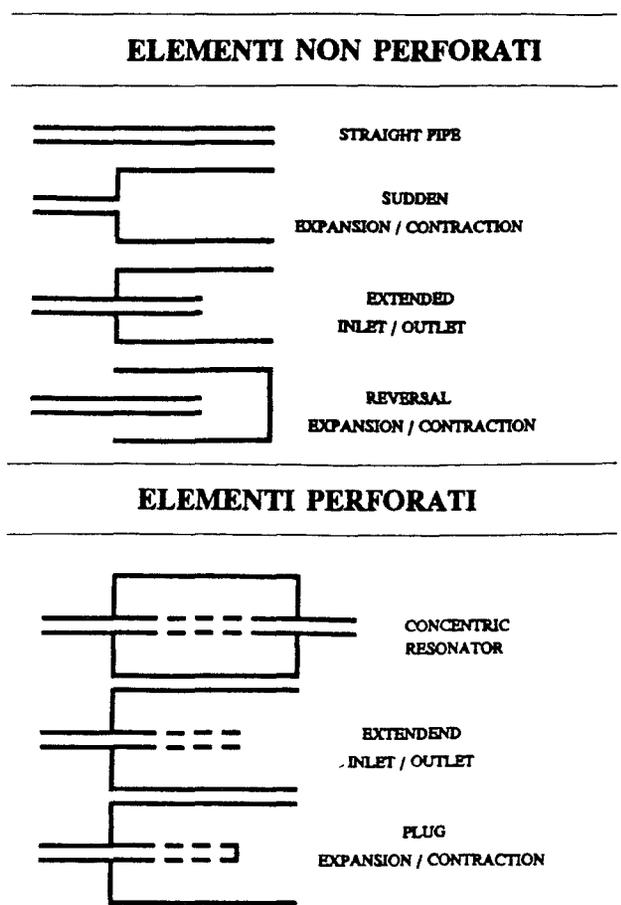


Fig. 1 - Elementi fondamentali per la modellazione di silenziatori per autoveicoli.

Moltiplicando in sequenza le matrici $[T_r]$ degli elementi si ottiene la matrice di trasferimento del sistema globale $[T]$; usando questa e la definizione di coefficiente di riflessione si può, dopo alcuni passaggi, giungere alla formula per il calcolo della TL tenendo conto che l'impedenza dello sbocco Y_0 può assumere i valori dati dalle due espressioni (1):

$$TL=20\log_{10}\left[\left(\frac{S_u}{S_d}\right)^2\frac{1}{Y_0+Y_d}\left|Y_0 T_{11}+Y_0 Y_u T_{21}+T_{12}+Y_u T_{22}\right|\right] \quad (3)$$

Questa formula, non riscontrata in letteratura, si riduce a quella in [1] per $Y_0 = Y_d$ (sbocco anecoico).

Modellazione degli elementi forati

Il tipo più semplice di marmitta consta di elementi non forati di piccolo diametro (tubi lisci) che vengono più o meno introdotti in un corpo generalmente a sezione cilindrica o ellittica detto camera d'espansione. Le matrici di trasmissione per questi elementi sono semplici e già presenti in letteratura [1], alla quale si rimanda; esse sono state implementate nel modello di calcolo e verificate con numerosi test, alcuni dei quali sono riportati in seguito. La modellazione degli elementi forati viceversa presenta difficoltà matematiche non indifferenti per cui è stato sviluppato un approccio diverso da quelli riscontrati in letteratura e dei quali si fa brevemente cenno.

Gli elementi tubolari forati sono stati sviluppati per ottenere una attenuazione maggiore rispetto ai corrispondenti elementi non forati accoppiandosi acusticamente con la cavità esterna attraverso le perforazioni. Essi includono tubi risuonatori concentrici forati ("concentric tube resonators") ed elementi a flusso incrociato ("cross-flow elements"), consistenti di un tubo forato chiuso in una camera cilindrica concentrica che abbattano il rumore sfruttando l'impedenza delle perforazioni al passaggio delle fluttuazioni di pressione acustica attraverso di esse. Le configurazioni possono essere di tipo a flusso diretto ("straight through type") e a flusso invertito ("reversed flow type"), ciascuna con i propri vantaggi acustici e fluidodinamici.

L'analisi di questi elementi fu presentata per la prima volta da Sullivan e Crocker [6] nel 1978. Essi elaborarono un approccio analitico per predire la perdita di trasmissione dei "concentric tube resonators" e ricavarono le equazioni differenziali accoppiate, che risolsero descrivendo il campo acustico nella cavità anulare cilindrica con una serie di autofunzioni soddisfacenti le condizioni al contorno alle due estremità. Questo metodo non è stato implementato poiché praticamente inutilizzabile dato che occorre selezionare un appropriato numero di modi per ogni caso in studio, i modi non possono essere descritti in termini di semplici funzioni circolari per condizioni al contorno non-rigide ed il metodo non può essere applicato ai "cross-flow elements".

Lo stesso Sullivan [7,8] propose nel 1979 un metodo basato sull'analisi di elementi concentrati, cioè di volumi di controllo che rappresentano il fluido in corrispondenza della generica perforazione. Questo metodo permette di modellare anche i "cross-flow elements" ma ha come svantaggio proprio la complessità della formulazione.

I successivi lavori sull'argomento, quali quello di Jayaraman e Yam [9], rielaborarono il modello iniziale di Sullivan e Crocker introducendo un approccio analitico mediante la tecnica del disaccoppiamento delle equazioni differenziali e trovarono delle soluzioni in forma chiusa partendo dall'ipotesi, non valida in generale, di uguaglianza dei numeri di Mach nel tubo forato e nella camera. Successivamente Thawani e Jayaraman [4] estesero la tecnica di disaccoppiamento ai silenziatori modellati come dei "concentric resonators", limitando però l'analisi al caso di assenza di flusso.

In questo lavoro si è seguita, come impostazione del problema, quella data dal Munjal [1], che ha elaborato un approccio generalizzato di disaccoppiamento delle equazioni relative al campo acustico nel tubo forato e nella camera nell'ipotesi più generale di valori del numero di Mach nel tubo e nella camera. È stata elaborata una tecnica di soluzione numerica utilizzando algoritmi tipici dell'analisi modale.

Si espongono i risultati della modellazione degli elementi forati a due condotti essendo il caso a tre condotti un'estensione di questo. Partendo dalle equazioni di continuità e della conservazione della quantità di moto, scritte in funzione di u , ρ e p per il tubo forato interno (pedice 1) e per la camera esterna (pedice 2), ed usando il legame tra pressione e velocità radiale u della particella dato dall'impedenza della perforazione, si giunge al sistema di equazioni differenziali che descrivono il comportamento acustico dell'elemento forato comune alle varie configurazioni studiate, rappresentato in Fig. 2. L'impedenza della zona perforata di tubo si assume costante e pari a $\rho_0 a_0 \zeta$ nella quale i valori sperimentali per ζ sono stati ripresi da [7].

Supponendo che tutte le variabili dipendano dal tempo in modo armonico, le equazioni accoppiate, sviluppate per esteso in [1], possono essere scritte in forma matriciale

$$\begin{bmatrix} D^2+\alpha_1 D+\alpha_2 & \alpha_3 D+\alpha_4 \\ \alpha_5 D+\alpha_6 & D^2+\alpha_7 D+\alpha_8 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

dove $D = d/dz$ ed i coefficienti numerici α_i dipendono dai diametri d_1 e d_2 , dai numeri di Mach M_1 e M_2 , dalla velocità del suono, dall'impedenza della perforazione e dalla percentuale di area forata σ . I coefficienti dispari si annullano in assenza di flusso.

La risoluzione di questo sistema di equazioni è stata effettuata, da Sullivan e Crocker, utilizzando un'espansione in serie di autofunzioni dei modi della cavità soddi-

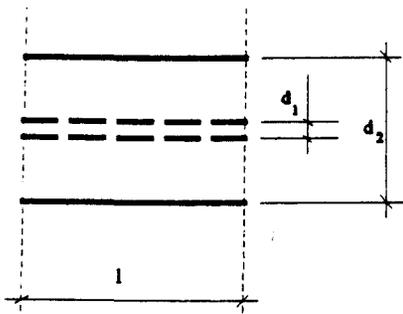


Fig. 2 – Tratto comune agli elementi perforati.

sfacenti alla condizione di pareti rigide della stessa; Jayaraman e Yam hanno diagonalizzato la suddetta matrice assumendola simile ad una matrice diagonale, uguagliando i polinomi caratteristici, svolgendo un'analisi formale degli autovettori ed introducendo le condizioni al contorno in maniera esplicita; Munjal ha elaborato la procedura di disaccoppiamento delle equazioni riconducendosi ad un sistema di quattro equazioni del primo ordine e compiendo di queste un'analisi formale analoga a quanto fatto da Jayaraman e Yam.

Tutti questi approcci sono piuttosto pesanti in termini di sviluppi matematici e d'altronde, essendo i risultati funzioni piuttosto complesse delle varie grandezze acustiche, i vantaggi della soluzione in forma chiusa vengono persi, non potendosi eseguire alcun tipo di analisi di sensibilità sull'influenza dei vari parametri, obbligando quindi ad eseguire ripetute simulazioni numeriche. Anche l'implementazione sull'elaboratore è resa complessa o dalla procedura numerica o dal numero di istruzioni necessarie a giungere al risultato; inoltre ciascuna delle numerose configurazioni di silenziatori con elementi forati normalmente usate obbliga in pratica a riscrivere tutte le relative istruzioni.

Il primo passo del procedimento qui proposto consiste nel disaccoppiamento delle equazioni, con tecniche proprie, ad esempio, dell'analisi dinamica strutturale di sistemi smorzati non classicamente, analogamente a quanto descritto in [1]:

$$\begin{aligned} p''_1 + \alpha_1 p'_1 + \alpha_2 p_1 + \alpha_3 p'_2 + \alpha_4 p_2 &= 0 \\ \alpha_5 p'_1 + \alpha_6 p_1 + p''_2 + \alpha_7 p'_2 + \alpha_8 p_2 &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

Ponendo

$$p_1 = y_1; \quad p_2 = y_2; \quad p'_1 = y_3; \quad p'_2 = y_4 \quad (6)$$

si arriva alla seguente forma matriciale:

$$\begin{bmatrix} y'_1 \\ y'_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ \alpha_2 & \alpha_4 & \alpha_1 & \alpha_3 \\ \alpha_6 & \alpha_8 & \alpha_5 & \alpha_7 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

supponendo che le soluzioni siano nella forma

$$y_i = Y_i e^{\beta z} \Rightarrow y'_i = \beta Y_i e^{\beta z} = \beta y_i \quad (8)$$

il sistema si scrive nella forma classica del problema di autovalori, le cui soluzioni sono gli autovalori $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ e la matrice degli autovettori $[\Psi]$:

$$(\beta [I] + [B]) [y] = [0] \quad (9)$$

Nel programma di calcolo autovalori e autovettori della matrice $[B]$ sono stati valutati numericamente con la libreria di "subroutines" EISPACK, usando gli algoritmi per matrici complesse generali.

La trasformazione nelle coordinate modali $[\Gamma]$ conduce alle

$$(y) = [\Psi] \{\Gamma\}; \quad (r') = [\Psi^{-1}] [B] [\Psi] \{\Gamma\} = [D] \{\Gamma\} \quad (11)$$

$$[D] \equiv \begin{bmatrix} \beta_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \beta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \beta_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \beta_4 \end{bmatrix} \quad (10)$$

e le coordinate modali soddisfano quindi a

$$\Gamma_i = \beta_i \Gamma_i \quad i = 1, 2, 3, 4, \Rightarrow \begin{bmatrix} \Gamma_1 \\ \Gamma_2 \\ \Gamma_3 \\ \Gamma_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e^{\beta_1 z} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & e^{\beta_2 z} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & e^{\beta_3 z} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e^{\beta_4 z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{bmatrix} \Rightarrow \Rightarrow \{\Gamma\} = [E] \{C\} \quad (12)$$

dove le C_i sono le ampiezze delle Γ_i . Infine si ottiene la relazione fra le coordinate fisiche e C_i

$$\begin{bmatrix} p_1(z) \\ p_2(z) \\ p'_1(z) \\ p'_2(z) \end{bmatrix} = [\Psi][E] \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{bmatrix} \quad (13)$$

Per determinare la matrice di trasferimento dell'elemento forato occorrono minime operazioni algebriche:

- inserimento delle condizioni al contorno a ciascuna estremità del tubo forato o della camera, variabili a seconda delle variabili che si vogliono determinare; questo procedimento permette di eliminare due delle C_i ;
- uso della relazione che lega la derivata della pressione e la velocità della particella; si eliminano così le altre due C_i legando le variabili incognite indesiderate fra le sezioni di ingresso e di uscita della parte forata del silenziatore.

Ad esempio, per un "concentric resonator" le condizioni di parete rigida ad una certa distanza l all'uscita della parte forata portano, nella camera esterna, ad un'equazione del tipo

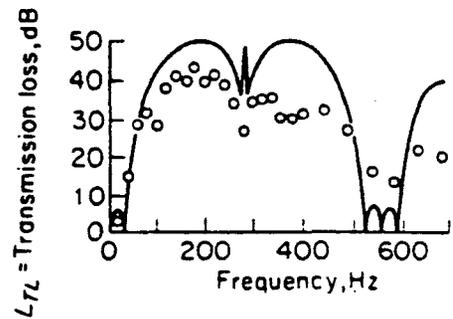
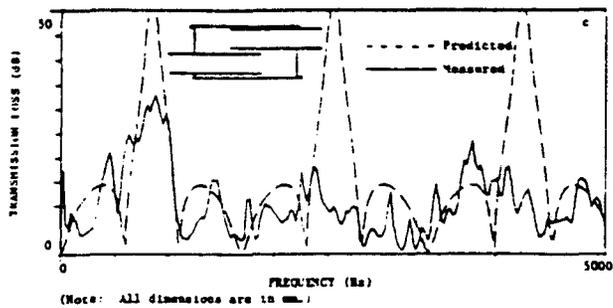
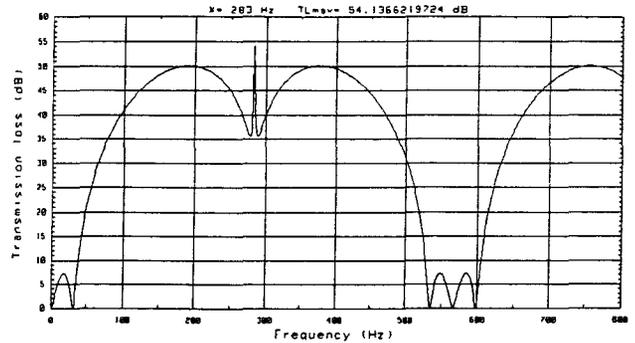
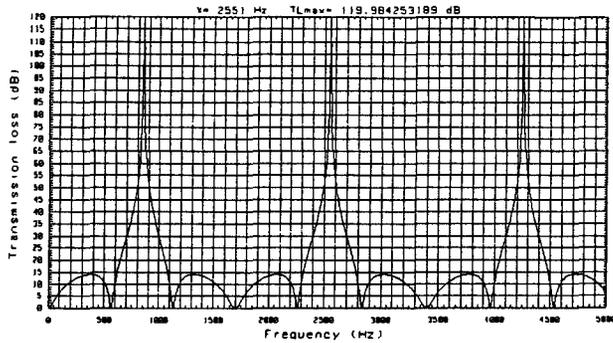
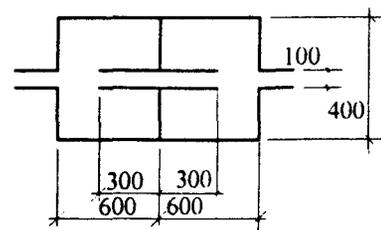
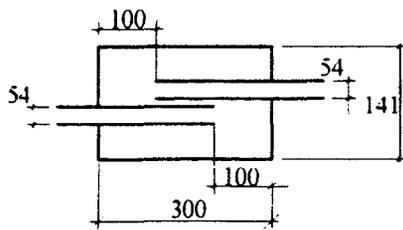


Fig. 3 – Silenziatore con “extended inlet” e “extended outlet”.

Fig. 4 – Silenziatore con “extended inlet/outlet” e “sudden contraction/expansion”.

$$\frac{P_2(l)}{\rho_0 a_0 u_2(l)} = -j \cot(kl_b) \quad (14)$$

dove l_b è la lunghezza della parte non forata di tubo all’uscita della camera; la relazione che lega la pressione e la velocità $u_2(z)$ della particella è

$$\rho_0 a_0 u_2(z)(jk + M_2 \beta_2) = -p_2'(z) \quad (15)$$

L’opportuno inserimento di queste equazioni consente, con tecniche matriciali semplici consistenti nella scelta opportuna degli elementi della matrice $[\Psi][E]$ necessari a costruire sottomatrici caratteristiche del caso specifico, di risolvere tutti i casi normalmente usati nei silenziatori senza richiedere sostanziali riscritture del codice.

Confronto con i dati in letteratura

Il programma di calcolo sviluppato è stato verificato confrontando i risultati con la numerosa casistica reperibile in bibliografia. I parametri in essa riscontrati sono i seguenti:

- il “range” di frequenze è tipicamente 0+3000 Hz oppure 0+5000 Hz, quindi oltre il campo di interesse pratico ed oltre il campo di validità dell’ipotesi di onda piana. Come noto in letteratura, la frequenza di risonanza del primo modo, corrispondente alla formazione della più semplice distribuzione di pressione trasversale, è pari, in un condotto di diametro $d=150$ mm, a $f_c \approx 1300$ Hz e quindi i risultati al di sopra di tale frequenza non sono completamente affidabili, anche se in [2] viene compiuta un’analisi molto interessante relativamente all’ottimizzazione di una marmitta tenendo conto dei modi superiori;
- la terminazione usata è sempre quella anecoica, mentre lo sbocco normale per un impianto di scarico è quello libero in aria; d’altronde la terminazione anecoica ha impedenza costante e la relativa formula per il calcolo della TL si ritrova in letteratura [1];
- in nessuno dei lavori citati si fa cenno alle cosiddette correzioni di estremità della lunghezza dei tubi derivanti dalle condizioni di impedenza (effetto pistone [3]). L’influenza di queste correzioni verrà descritta in seguito.

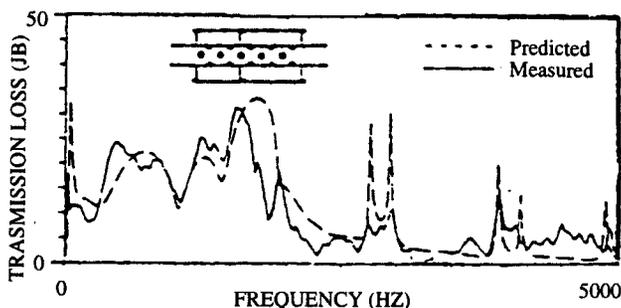
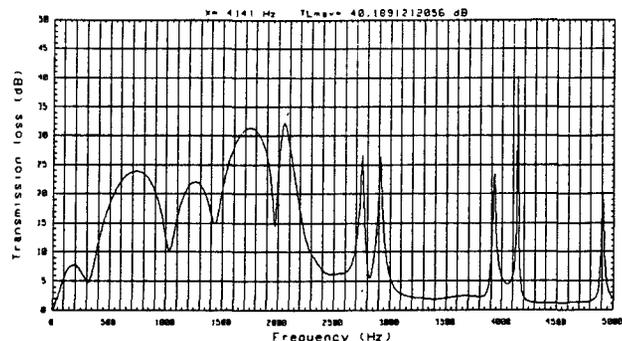
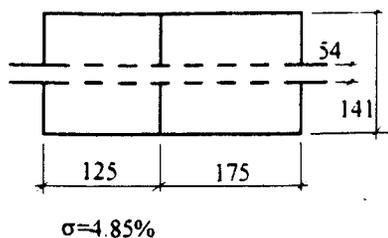


Fig. 5 – Silenziatore con due “concentric resonator” in serie.

Sono stati provati numerosi casi elementari riscontrati ad esempio in [2]; riportiamo nelle seguenti figure alcuni casi ricavati in bibliografia e modellati secondo le modalità appena enunciate, precisando che altri casi non mostrati qui verranno esposti nel paragrafo relativo al confronto con i dati sperimentali.

Caratterizzazione sperimentale di silenziatori e validazione del programma di calcolo

Per la determinazione sperimentale delle caratteristiche acustiche di numerose configurazioni di silenziatori si è fatto ricorso ad un apparato di misura appositamente progettato. La tecnica utilizzata è quella dei due microfoni di Seybert e Ross [10] che verrà sinteticamente descritta nel seguito.

L'apparato di misura, mostrato nella Fig. 6, consiste in una sorgente acustica ottimizzata per queste misure alla quale si collega il tubo di ingresso del silenziatore da misurare. Affinché si verifichi l'ipotesi di onda piana, occorre che sia $0 \leq D/d \leq 0,5$, in cui D è la distanza fra i

due microfoni e d è la distanza dalla sorgente; per avere un errore inferiore ad 1,5 dB deve risultare $0,1 \leq kD \leq 1,3$, in cui k è il numero d'onda [11]. Ponendo $D=0,1$ m si ottiene $d \geq 0,2$ m e $54,1 \leq f \leq 703$ Hz, valori senz'altro accettabili in quanto sono quelli di comune interesse nell'industria automobilistica.

La cassa acustica riceve un segnale “random” amplificato nel “range” 0+800 Hz; due microfoni tarati in fase inseriti “a filo” nei vari elementi tubolari, con particolare attenzione per evitare il cosiddetto “effetto flauto”, misurano le pressioni sonore a monte che vengono elaborate dall'analizzatore ottenendo le densità autospettrali ed il relativo cross-spettro; da questi è possibile ricavare [10] gli autospettri delle componenti incidenti S_{AA} e riflesse S_{BB} dell'onda sonora, il coefficiente di riflessione e l'impedenza acustica nella sezione. Ripetendo la misura nella sezione a valle si ricavano S_{CC} e S_{DD} ;

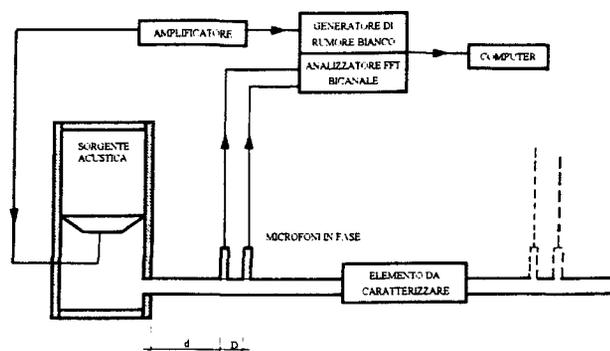


Fig. 6 – Apparato per la misura della “transmission loss”.

facendo il rapporto fra gli autospettri incidenti si ha

$$TL = 10 \log_{10} \frac{S_{AA}(f)}{S_{CC}(f)} \quad (16)$$

Nelle seguenti Figg. 7, 8 e 9 vengono mostrate alcune configurazioni sperimentate e le corrispondenti stime numeriche della TL. La lunghezza dei tubi in ingresso è stata corretta in accordo alle seguenti regole:

- se il tubo è inserito “a filo marmitta”, cioè non entra nella marmitta stessa, si è aggiunta una lunghezza pari a $0,85 r$, dove r è il raggio del tubo, come se si fosse in presenza di un “baffle” infinito;
- se il tubo entra nel silenziatore la correzione si è assunta pari a $0,6 r$, come se lo sbocco fosse in aria libera.

In entrambi i casi le lunghezze delle camere sono state opportunamente ridotte per rispettare le dimensioni geometriche riportate nelle figure.

Evidentemente queste ipotesi sono solo parzialmente verificate, dipendendo dal volume della camera e dalla

time. L'accordo fra previsione numerica e sperimentazione è assai soddisfacente, facendo quindi ritenere valide queste assunzioni.

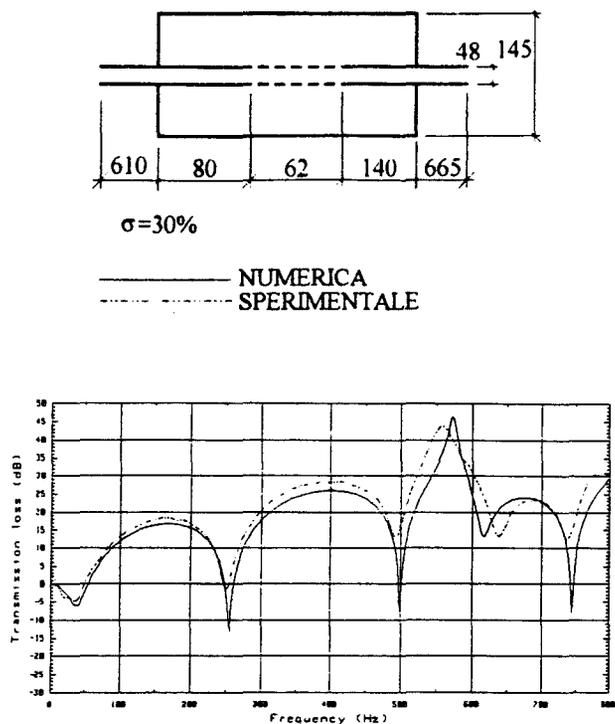


Fig. 7 – Silenziatore a “concentric resonator”.

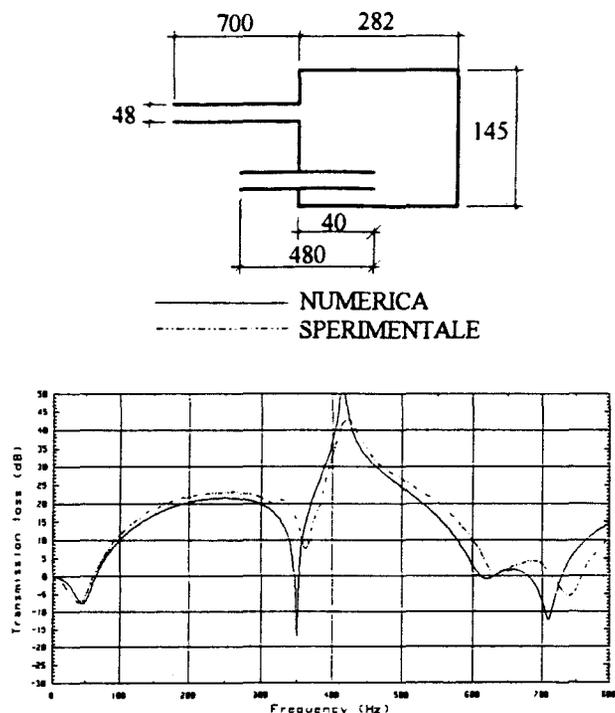
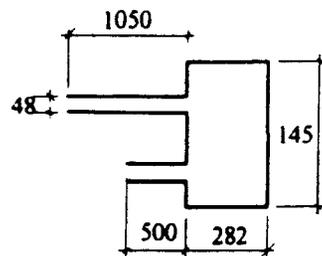


Fig. 8 – Silenziatore a flusso invertito con “extended inlet”.

lunghezza di ingresso dei tubi nel silenziatore; la Fig. 9 mostra un caso in cui sono sovrapposte le curve per un silenziatore a flusso invertito nel caso di terminazione anecoica e in aria con evidenziato l'effetto di queste ul-



— ANECOICO, senza correzioni
 — OPEN END, con correzioni
 - - - OPEN END, sperimentali

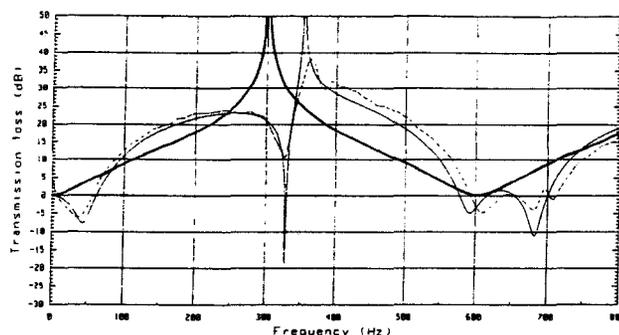


Fig. 9 – Silenziatore a flusso invertito con tubi a filo parete.

Conclusioni

È stato presentato un programma di calcolo che permette di simulare il comportamento di una grande varietà di elementi tipici costituenti silenziatori per autoveicoli. Per quanto riguarda gli elementi forati si è proposta una tecnica di soluzione numerica agli autovalori ed autovettori basata su algoritmi di disaccoppiamento modale. In particolare; si è inoltre tenuto conto delle correzioni di estremità e dello sbocco in aria, condizioni non riscontrate in letteratura. Le simulazioni in assenza di flusso sono state confrontate con misure di TL effettuate con un apparato di misura progettato ad hoc, ed hanno mostrato che i risultati ottenuti sono ampiamente soddisfacenti. Le matrici di trasferimento implementate comprendono già i termini derivanti dal flusso medio non nullo, e quindi si prevede di mettere a punto una metodologia sperimentale adatta a questi casi. Il programma di calcolo, particolarmente semplice e veloce, è stato strutturato per poter essere espanso con facilità. Si prevede di inserire nel codice attuale anche elementi dissipativi, oltretutto quelli riflessivi ora mostrati, che so-

no utilizzati estensivamente, oltre che negli autoveicoli, anche negli impianti di condizionamento dell'aria.

Bibliografia

- [1] M.L. Munjal - *Acoustic of Ducts and Mufflers*, John Wiley & Sons, 1987.
- [2] L.J. Eriksson, P.T. Tawani - *Theory And Practice in Exhaust system Design*.
- [3] L.E. Kinsler, A.R. Frey - *Fundamentals of Acoustics*, John Wiley & Sons, 1962.
- [4] P.T. Thawani, K. Jayaraman - *Modeling and Applications of Straight-through Resonator*, Journal of Acoustic. Soc. Am., 73(4), 1387-1389 (19483).
- [5] L.L. Beranek - *Noise and Vibration Control*, McGraw Hill Book Company, 1971.
- [6] J.W. Sullivan, M.J. Crocker - *Analysis of Concentric-tube Resonators having Unpartitioned Cavities*, Journal of Acoustic. Soc. Am., 64, 207-215 (1978).
- [7] J.W. Sullivan - *A Method for Modeling Perforated Tube Muffler Components. I. Theory*, Journal of Acoustic. Soc. Am., 66, 772-778 (1979).
- [8] J.W. Sullivan - *A Method for Modeling Perforated Tube Muffler Components. I. Applications*, Journal of Acoustic. Soc. Am., 66, 779-88 (1979).
- [9] K. Jayaraman, K. Yam - *Decoupling Approach to Modeling Perforated Tube Muffler Components*, Journal of Acoustic. Soc. Am., 69, 390-396 (1981).
- [10] A.F. Seybert, D.F. Ross - *Experimental Determination of Acoustic Properties Using a Two-Microphones Random-Excitation Technique*, Journal Acoustic. Soc. Am., 61, 1362-1369 (1977).
- [11] Brüel & Kjaer - *Sound Intensity*, Technical Revue, no. 3-4 (1982).
- [12] G. Graziani, M. Righeschi - *Modello Matematico per lo Studio delle Prestazioni Acustiche di un Silenziatore per Autoveicoli composto da una Camera di Espansione con Travaso da Fori*, Tesi di Laurea, Università di Firenze (1991).

QUOTE ASSOCIATIVE 1994

Il Consiglio direttivo ha deliberato di mantenere invariate per il terzo anno consecutivo, le quote associative che per l'anno 1994 risultano così confermate:

JUNIORES	L.	25.000
ORDINARI	L.	70.000
SOSTENITORI	L.	150.000
COLLETTIVI		
1ª categoria	L.	300.000
scuole ed istituti, enti culturali, associazioni professionali e tecniche, enti pubblici e militari, piccole aziende (sino a 100 dipendenti)		
2ª categoria	L.	550.000
medie aziende (da oltre 100 a 600 dipendenti)		
3ª categoria	L.	2.000.000
grandi aziende (oltre 600 dipendenti)		

I signori soci sono pregati di regolarizzare la propria posizione associativa.

Il versamento potrà essere fatto in alternativa:

- sul c/c postale n. **00208108** intestato all'ATA;
- accreditando il c/c bancario n. **1000 - ABI 5608 CAB 30689 - Banca Popolare di Novara - Sportello n. 126 - Orbassano (TO)**;
- inviando assegno circolare non trasferibile;
- in contanti presso gli uffici associativi.

I soci individuali residenti all'estero potranno effettuare il versamento con bonifico bancario o con assegno bancario, maggiorando l'importo di **L. 22.000** a titolo di concorso spese per l'invio della rivista.