

# **UNA PROCEDURA SEMPLIFICATA PER LA STIMA DELLA RUMOROSITÀ INTERNA ED ESTERNA DI UN ROTABILE FERROVIARIO**

A. Bracciali, F. Piccioli

*Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali, Università degli Studi di Firenze  
Via Santa Marta, 3 - 50139 Firenze - e-mail: bracciali@ing.unifi.it*

## **SOMMARIO**

Nella pratica industriale corrente è sempre più usuale, per la fornitura di materiale rotabile convenzionale e per uso metropolitano, richiedere al fornitore una stima di larga massima delle prestazioni acustiche dei veicoli. Nel presente lavoro viene descritta una procedura semiempirica semplificata, basata su risultati sperimentali preesistenti e su calcoli rigorosi, in grado di fornire le grandezze richieste con un sufficiente grado di approssimazione.

## **ABSTRACT**

In the actual industrial practice is always more usual, for the supply of conventional and mass transit rolling stock, to require to the supplier an estimation of the acoustical performances of the vehicles. In this work a hemiempirical procedure, based on available experimental data and on rigorous computations, is presented that proved to be able to supply the required data with a sufficient degree of approximation.

## **1. INTRODUZIONE**

La modellazione acustica di un veicolo ferroviario a livello di progetto è decisamente un compito ostico. Alcuni degli ostacoli, praticamente insormontabili, che si frappongono al raggiungimento di una procedura codificata e stabile sono, a livello di sistema, i seguenti:

- raramente i veicoli ferroviari sono ripetizioni di ordini precedenti, configurandosi normalmente la situazione di ordini singoli di numerosità limitata se confrontata con i numeri tipici dell'industria automobilistica;
- le dimensioni dei veicoli ferroviari sono tali che qualunque studio preliminare coinvolge strutture e mezzi decisamente poco gestibili (la configurazione a salone non ha più il modulo classicamente identificabile nello scompartimento);
- i mezzi e le risorse a disposizione sono normalmente limitati e non comparabili, ad esempio, con quelli a disposizione dell'industria aeronautica che, pure, ha problemi in

questo campo simili;

- la predisposizione e la prova di prototipi è quasi sempre impossibile per i ridotti tempi di consegna dall'ordine al primo esemplare della serie, con il risultato che se qualcosa "va storto" l'unico rimedio consiste nel retrofit dei veicoli già consegnati.

Nondimeno, richieste sul comfort acustico vengono normalmente inserite nei capitolati di fornitura di rotabili nuovi, e spesso occorre dimostrare al cliente, anche al fine di sbloccare pagamenti intermedi a stato di avanzamento della progettazione, la bontà di certe soluzioni progettuali che hanno impatto sul rumore sia interno che esterno.

Ovviamente in fase di progetto numerosi dati sono del tutto mancanti e persino alcuni componenti sono solamente abbozzati; nel presente lavoro viene proposta una procedura semiempirica che consente di fornire una valutazione di progetto di larga massima dei valori di rumorosità interna ed esterna di un rotabile per mass transit.

## 2. CONSIDERAZIONI PRELIMINARI

### 2.1 Sugli strumenti disponibili per la previsione del rumore

La modellazione acustica del campo sonoro all'interno di una vettura per *mass transit* o per uso ferroviario non è sufficientemente stabilita specialmente nel *range* delle medie ed alte frequenze.

Tipicamente, il calcolo del rumore interno richiede una descrizione molto dettagliata del comparto passeggeri, ed il calcolo è grandemente complicato dalla geometria e dalla composizione dei materiali (legno, acciaio, alluminio, materiale termo-fonosolante, vetro,...) delle varie porzioni della vettura.

In questo paragrafo si discutono gli strumenti di calcolo disponibili per giustificare le assunzioni sugli schemi di calcolo previsionale adottati e descritti nel seguito.

Quando si descrive il rumore interno ad una vettura per mezzo di simulazioni al computer, si possono applicare diverse metodologie:

- l'approccio agli Elementi Finiti Acustici (FEA) fornisce soluzioni estremamente precise in tutto l'ambiente simulato ma richiede la discretizzazione di un volume piuttosto grande con elementi fluidi tridimensionali. La dimensione maggiore di ogni elemento non dovrebbe essere maggiore di un decimo della lunghezza d'onda alla frequenza considerata. Quando si voglia descrivere il comportamento del campo sonoro alle alte frequenze il numero di elementi diviene presto impraticabile. Ad esempio, un volume vuoto di  $56 \text{ m}^3$  ( $2\text{m} * 2\text{m} * 14 \text{ m}$ ) il cui comportamento vada studiato ad 1 kHz (lunghezza d'onda  $\lambda=0.34 \text{ m}$ ), richiederebbe circa 1.4 milioni di elementi ciascuno con un volume di  $3.93\text{e-}5 \text{ m}^3$ . I modelli FEM possono tenere in conto abbastanza facilmente l'accoppiamento fluido - struttura, tenendo quindi in conto le proprietà di TL (*Transmission Loss*) effettive di una struttura o di un pannello; al contrario, la modellazione dell'esterno (ambiente) richiede condizioni al contorno fittizie che possono alterare la precisione dei risultati e che, ad ogni modo, richiedono un numero impraticabile di elementi da modellare. Solo porzioni estremamente schematiche di una vettura possono essere modellate [1] per tarare alcuni parametri di simulazione. D'altro canto, i codici FEM sono ben noti ed i loro risultati sono tipicamente stabili e veritieri;
- il Metodo degli Elementi di Contorno (BEM, *Boundary Element Method*) descrive solo il contorno del problema e risolve l'integrale di Helmholtz usando le condizioni di pressione

e velocità definite al contorno stesso. Solo a livello di post-processamento i risultati vengono calcolati ovunque come semplice sovrapposizione del contributo dovuto all'effetto di ogni elemento di contorno. I modelli BEM sono tipicamente più leggeri dei modelli FEM ma i tempi di calcolo possono essere ugualmente grandi (le matrici di sistema sono sparse e non simmetriche); gli effetti di accoppiamento fluido - struttura possono essere tenuti in conto solamente utilizzando un modello misto BEM-FEM e la modellazione, la soluzione e l'interpretazione dei risultati diviene estremamente complessa. I solutori BEM diretti ed indiretti devono essere utilizzati con grande cautela e possono portare a risultati apparentemente validi ma estremamente instabili [2]. Le applicazioni tipiche dei solutori BEM sono per spazi infiniti (dove competono con gli algoritmi di tracing) e per volumi chiusi (dove competono con i FEM acustici, almeno per volumi piccoli);

- la *Statistical Energy Analysis* (SEA) supera una delle più importanti limitazioni delle tecniche di calcolo BEM e FEM, ossia il calcolo del campo sonoro globale come sovrapposizione della soluzione alle singole frequenze. Via via che le dimensioni del volume crescono, come più sopra accennato, il numero delle frequenze proprie cresce enormemente, dando origine ad una densità modale talmente alta che il contributo di ciascun modo non può essere chiaramente identificato. Le tecniche SEA sono più vicine alle tecniche acustiche tipiche (misure di tempo di riverbero, filtri di bande d'ottava, *transmission loss*,...) dato che l'energia viene tenuta in conto in un intervallo di frequenze e non alle singole frequenze dei modi propri. Sfortunatamente le tecniche SEA sono realmente utili al progettista quando tutti i dettagli o il comportamento reale di qualche provino sono completamente noti; questo spiega anche perché queste tecniche sono utilizzate ancora prevalentemente a livello di ricerca [3] applicata a modelli in vera grandezza di vetture ferroviarie.

Da queste considerazioni appare chiaro come nessuna delle metodologie numeriche commercialmente disponibili a tutt'oggi sia applicabile con successo alla predizione del comportamento acustico dell'interno di un veicolo ferroviario, specialmente a livello di progetto, nel quale molti dettagli devono ancora essere definiti. Nonostante questo, è comunque possibile effettuare qualche calcolo, largamente basato sull'esperienza del produttore di veicoli e sui valori presenti nel suo data base.

I metodi che verranno utilizzati sono pertanto classici e possono essere reperiti in numerosi testi di base sull'acustica.

## **2.2. Considerazioni preliminari sulle peculiarità del veicolo**

Il veicolo oggetto del presente lavoro è un veicolo per uso metropolitano con cassa realizzata in acciaio da costruzioni rivestita di lamiera di acciaio inossidabile saldate a punti. Il numero e la posizione dei punti di saldatura è calcolato in base ad esigenze di resistenza e rigidità strutturale.

Come noto, la saldatura a punti ha due effetti opposti sul rumore:

- l'attrito che nasce nell'area attorno al punto di saldatura aumenta la perdita di energia, il cui effetto globale è un incremento assai marcato dello smorzamento globale;
- l'esistenza di larghe aree con pochi punti può viceversa portare alla possibilità di urti fra le lamiere (*clang*) riducendo il beneficio apportato dall'aumento di attrito.

Ai fini del presente lavoro, il secondo effetto è stato trascurato data la densità estremamente alta dei giunti di saldatura. L'incremento di attrito ha soltanto effetti limitati sulle proprietà di TL della struttura (solo la parte a frequenze più basse della TL sperimentale, ottenuta da test

su provini di dimensioni limitate, dipende direttamente dai modi propri e quindi dalle proprietà globali di smorzamento), mentre ha un'importanza enorme sul rumore generato dalla struttura.

Il carrello del veicolo in oggetto è tipico per questo tipo di veicoli. Dall'osservazione della sua geometria si ha che alcune conseguenze possibili sul rumore sono:

- dato che il telaio carrello è interno alle rotaie (sale con cuscinetti all'interno), il rumore generato dalle ruote è emesso direttamente nell'ambiente senza alcun ostacolo;
- dato che il motore è rigidamente accoppiato alla sala (sospensione tranviaria), può nascere un effetto combinato di accoppiamento rumore/vibrazioni, rendendo il motore montato assai più rumoroso del rumore montato al banco;
- il sistema di frenatura a ceppi agente sulle ruote è responsabile di un'emissione sonora assai maggiore di quella di veicoli frenati a dischi;
- il rumore generato dalle ruote, dal binario e dai motori non incontra alcun ostacolo verso il fondo della vettura, che può quindi essere considerata come sottoposto a tutto il rumore generato;
- la sospensione secondaria, costituita da molle ad aria, è particolarmente morbida ed efficiente in termini di isolamento vibrazionale. Questo dovrebbe ridurre il rumore generato per vibrazione dalle superfici della vettura.

### **2.3. Fonti dei dati**

Ovviamente è necessario conoscere tutti i dati disponibili presso il costruttore al momento di impostare il calcolo. Nella fattispecie, il costruttore aveva effettuato misure di rumore assai estese su un veicolo simile, e sono stati utilizzati estensivamente anche dati disponibili da precedenti attività simili svolte da uno degli autori nell'ambito di altre attività di ricerca [4].

### **2.4. Fonti di errore ed affidabilità dei risultati**

I calcoli effettuati con semplici metodologie sono affetti da approssimazioni numeriche dovute prevalentemente alla mancata conoscenza del comportamento reale delle strutture e del campo sonoro. Al contrario, risultati numerici dettagliati risentono delle ipotesi effettuate per il calcolo. A livello di progetto, infatti, non è noto il comportamento finale di componenti e sistemi; la precisione che può essere raggiunta attraverso simulazioni al calcolatore, ammesso di avere potenza di calcolo sufficiente (e spesso non è così), può quindi essere illusoria: i numeri sono giusti ma le ipotesi sono troppo grossolane.

I dati dei parametri fondamentali quali lo smorzamento strutturale della cassa, le proprietà di TL effettive e l'assorbimento acustico non sono normalmente note a livello di *design review*, ed il ricorso a dati da costruzioni simili è fondamentale per avere comunque un qualche risultato. I risultati ottenuti qui, utilizzando dati da campagne prova precedenti e obiettivi di specifica come input, possono essere affetti da errori di qualche dB.

### **2.5. Sorgenti di rumore e parametri che influenzano il rumore interno**

Le sorgenti di rumore dovute ai componenti principali del veicolo sono il rumore dovuto al contatto ruota-rotaia (emissione della ruota e del binario), i motori di trazione e gli ingranaggi riduttori. Il corpo della vettura può essere una sorgente di rumore significativa se le vibrazioni che arrivano dal carrello e dai sistemi ausiliari montati sotto cassa non sono ridotte opportunamente dalle condizioni di montaggio e dallo smorzamento strutturale.

Alcuni dei sistemi ausiliari fonte di rumore degni di menzione sono i ventilatori dei motori di trazione, il sistema di trattamento aria (riscaldamento, ventilazione, condizionamento), il

convertitore elettronico di trazione, il sistema di frenatura, i gruppi statici per l'alimentazione degli ausiliari, i compressori dell'aria, i carica batterie.

Le proprietà di isolamento acustico delle varie porzioni della cassa sono integrate dalle proprietà acustiche delle superfici interne del comparto viaggiatori. Valori medi stimati dell'assorbimento acustico sono stati dedotti sia dalla letteratura che dalle fonti citate al par. 2.3.

### **3. TRANSMISSION LOSS DELLE VARIE PARTI DEL VEICOLO**

L'unica *transmission loss* importante ai fini del calcolo del rumore interno su binario all'aperto è quella del pavimento del corpo vettura. Dall'esperienza del costruttore su pavimenti simili, la TL ottenuta con la configurazione di progetto è sicuramente sufficiente per raggiungere i valori suggeriti dalle specifiche di capitolato in oggetto.

Non erano disponibili, al momento dell'effettuazione del presente lavoro, strumenti in grado di effettuare stime affidabili di TL con incidenza casuale (campo diffuso). Alcuni softwares commerciali consentivano il calcolo ad una singola frequenza sotto ben precise condizioni al contorno. Questi strumenti erano pertanto inutili ai fini del presente lavoro.

## **4. STIMA DELLA POTENZA SONORA DELLE SORGENTI PRINCIPALI ED AUSILIARIE**

### **4.1. Identificazione delle sorgenti sonore**

Tutte le sorgenti sonore considerate sono poste al di sotto del corpo vettura. Queste possono essere raggruppate come segue:

- ① Wheel-rail contact
- ② Traction motor
- ③ Gear box
- ④ Traction motor fan
- ⑤ Compressor-condenser unit
- ⑥ Auxiliary power unit
- ⑦ Dual propulsion inverter
- ⑧ Propulsion blower
- ⑨ Line reactor

### **4.2. Calcolo della potenza sonora**

Non vi sono dati disponibili per ciascuna delle sorgenti elencate al punto precedente, mentre si possono utilizzare, ai fini di una stima preliminare della potenza sonora, alcune misure di rumore globale su veicoli esistenti ed alcuni limiti di specifica.

La relazione fra la pressione sonora  $p_i$  e la potenza sonora  $W_i$  per una sorgente puntiforme situata su un *baffle* semi - infinito è, per una emissione in campo libero:

$$p_i^2 = \frac{W_i \rho c}{2\pi d_i^2} g(\vartheta_i) \quad (1)$$

dove  $\rho c$  è l'impedenza acustica dell'aria (=400 mks rayls),  $d_i$  è la distanza dalla sorgente e la funzione di direttività  $g$  è tale che  $g(\vartheta_i)=1$  per una sorgente monopolare e  $g(\vartheta_i)=\cos^2 \vartheta_i$  per

una sorgente dipolare.

Sebbene le sorgenti seguenti:

- ① Wheel-rail contact
- ② Traction motor
- ③ Gear box
- ④ Traction motor fan

dovrebbero essere considerate separatamente, non vi sono dati effettivi disponibili per esse. Un calcolo semplificato può essere effettuato usando dati provenienti da misure effettuate su veicoli simili.

Il livello globale di pressione sonora misurato ad una certa distanza ha un picco davanti alle ruote (dove  $\vartheta=0$  e quindi  $g(\vartheta)=1$  indipendentemente dalla figura di emissione ipotizzata) e la potenza sonora può essere stimata invertendo l'eq. (1):

$$W_i = \frac{2\pi d_i^2 p_i^2}{\rho c} \quad (2)$$

La potenza sonora di tutte queste sorgenti è indicata genericamente con 'contatto ruota-rotaia', mentre bisognerebbe enfatizzare che essa rappresenta il contributo di tutte le sorgenti. La figura di emissione inoltre cambia con la velocità: mentre a bassa velocità il motore di trazione e gli ingranaggi sono le sorgenti più importanti, alle velocità più alte il rumore di rotolamento assume importanza via via crescente. Nel primo caso occorrerebbe utilizzare una figura di emissione uniforme (monopolare), mentre nel secondo caso una figura dipolare dovrebbe essere considerata. Ai fini del calcolo della potenza sonora e per il valore massimo della pressione sonora misurata a fianco della linea questo non rappresenta un problema, dato che il picco di SPL è indipendente dalla figura di emissione.

Per le sorgenti seguenti:

- ⑤ Compressor-condenser unit
- ⑥ Auxiliary power unit
- ⑦ Dual propulsion inverter
- ⑧ Propulsion blower
- ⑨ Line reactor

una stima della potenza sonora può essere effettuata per ciascun componente nell'ipotesi che il valore massimo del livello di pressione sonora ad una determinata distanza sia quello massimo stabilito dal capitolato nelle condizioni nominali di funzionamento.

Per ogni sorgente la potenza sonora verrà pertanto stimata usando l'eq. 2 con le seguenti ipotesi:

- ogni sorgente opera separatamente ai fini del calcolo della potenza sonora;
- la distanza è misurata dal centro della sorgente;
- dato che le sorgenti sono mutuamente scorrelate, il loro effetto si somma direttamente;
- dato che alcune sorgenti sono parzialmente nascoste (essendo poste sotto il pavimento del veicolo e circondate da altre apparecchiature), un fattore di correzione può essere inserito per modificare la loro reale potenza sonora.

## 5. PRESSIONE SONORA SOTTO VETTURA

### 5.1. Calcolo del valore globale SPL sotto vettura

La pressione sonora agisce al di sotto del pavimento della vettura ed entra nel comparto viaggiatori attenuata dalla *transmission loss* del pavimento. Si assume che all'aperto questo sia l'unico meccanismo di trasmissione del rumore.

Il calcolo effettivo del campo di pressione è impossibile, dato che le considerazioni di campo lontano non possono essere ripetute. La distanza delle sorgenti dalla superficie inferiore del pavimento è molto piccola, e le apparecchiature ausiliarie sono addirittura fissate ad esso. L'ipotesi di sorgente puntiforme non è più valida ed andrebbe considerata la geometria tridimensionale reale.

Per effettuare comunque un calcolo di tentativo, è necessario quindi effettuare le seguenti assunzioni:

- l'analisi in campo vicino è possibile solo quando esistano le apparecchiature reali ed è impossibile a livello di progetto;
- la misura di campi vicini altamente reattivi con sonde intensimetriche (necessarie per identificare le sorgenti e la loro direttività) è raccomandata ma richiederebbe una cura estrema;
- il campo sotto la vettura può essere assunto, almeno alle frequenze più basse, come vicino e riverberante (diffuso), dato che le distanze dal binario e dagli altri ostacoli possono portare a forti riverberazioni;
- si ipotizza che tutte le sorgenti operino su uno spazio semi - infinito, nel quale l'eq. 1 è valida per sorgenti puntiformi;
- un valore medio del livello di pressione sonora a distanza stabilita verrà assunto per la stima della pressione sonora agente sotto la superficie inferiore del pavimento;
- si assumerà che l'ipotesi di incidenza casuale possa essere ritenuta valida per l'applicazione immediata dei dati di *transmission loss* disponibili;
- il differente contributo al rumore nelle diverse posizioni sotto il corpo vettura sarà tenuto opportunamente in considerazione, tenendo in conto la distribuzione di rumore all'interno del comparto viaggiatori dovuta all'assorbimento delle pareti del comparto stesso;
- si ipotizza che il rumore nella cabina di guida sia uguale al minimo all'interno della zona passeggeri;
- per il calcolo della potenza sonora d'ingresso, la pressione verrà considerata come applicata ad una superficie con un'area uguale alla proiezione verticale dell'apparecchiatura sul piano orizzontale;
- due sorgenti addizionali, denominate 10 e 11, che sono rispettivamente il *second compressor-condenser unit* e la *second truck area*, sono state considerate per questo scopo.

La potenza sonora  $W$  è legata all'intensità sonora  $I$  attraverso la

$$W = \int_S \bar{I} \cdot \bar{n} dS \quad (3)$$

dove  $\bar{n}$  è la normale ad ogni area elementare  $dS$  considerata per valutare l'integrale di superficie. Sfortunatamente non esiste una relazione fra l'intensità sonora e la pressione sonora per una propagazione acustica complicata in campo vicino (mentre  $I = p_{rms}^2 / \rho c$  è valida per un'onda progressiva in campo libero, piana, cilindrica o sferica). Questo giustifica l'ipotesi che per un calcolo preliminare una distanza media (ed abbastanza piccola) con l'ipotesi di sorgente puntiforme possa essere ritenuta come sufficientemente significativa per la distribuzione di

input del campo di pressione sonora.

## **5.2. Distribuzione di frequenza della pressione sonora sotto la vettura**

Le sorgenti poste sotto il corpo vettura variano da larga banda (come il contatto ruota-rotaia) a estremamente tonali (quali i ventilatori, i convertitori ausiliari e di trazione).

Dato che il capitolato in oggetto richiede solo la distribuzione in bande di ottava per il confronto delle TL e per la stima del rumore interno, si possono fare le seguenti ipotesi:

- tutte le distribuzioni calcolate nel seguito rispettano la potenza (energia) totale delle sorgenti, e quindi la pesatura A è appropriatamente aggiunta o sottratta come necessario;
- la distribuzione del livello di rumore per le sorgenti montate sul carrello è considerata essere distribuita uniformemente da 250 Hz e 2 kHz (il contatto ruota-rotaia è prevalentemente sopra 500 Hz – 1 kHz per veicoli frenati a ceppi mentre i motori di trazione, i riduttori ed i ventilatori di trazione hanno pronunciate componenti tonali a frequenze inferiori);
- la distribuzione delle altre sorgenti è considerata essere applicata solo alla banda di ottava in accordo con la loro frequenza di funzionamento;
- il livello lineare (non pesato A) ottenuto sarà considerato in tutte le successive stime di rumore interno.

## **6. DISTRIBUZIONE DELL'SPL NEL COMPARTO VIAGGIATORI**

### **6.1. Considerazioni preliminari**

I campi di pressione sonora individuati al paragrafo precedente devono essere sovrapposti per calcolare la distribuzione di rumore all'interno del comparto viaggiatori.

Finora non sono state effettuate distinzioni fra le varie aree del comparto viaggiatori, ma adesso è necessario fare alcune considerazioni:

- i dettagli del montaggio e le particolarità della costruzione sono fondamentali per ottenere un buon isolamento al rumore ma, purtroppo, sono impossibili da modellare o da calcolare;
- occorre, comunque, effettuare alcune ipotesi su questi parametri non modellati;
- dato che il comparto viaggiatori può essere assimilato ad un tubo a sezione quadrata con le estremità chiuse, numerosi modi normali (longitudinali, laterali, verticali ed obliqui) saranno presenti, rendendo le considerazioni alle singole frequenze assolutamente inutili;
- il coefficiente di assorbimento dell'interno del comparto viaggiatori è estremamente limitato, dato che non vi è moquette o materiali assorbenti direttamente soggetti al campo sonoro né sulle pareti laterali/terminali né su tetto/pavimento
- dato che si suppone che le sorgenti siano presenti simultaneamente e non correlate fra loro, è necessario calcolare una matrice dei coefficienti di influenza che stimi l'effetto di ogni sorgente in ogni posizione del ricevitore, per poi sommare tutti i contributi ed ottenere pertanto il valore globale desiderato del rumore interno.

### **6.2. Sulla propagazione del rumore all'interno del comparto viaggiatori**

La propagazione del rumore all'interno della cabina passeggeri è limitata prevalentemente dall'assorbimento delle superfici e dalla 'tortuosità' dell'interno, cioè dalla complessità geometrica e dalla presenza di corpi 'estranei' che riducono la propagazione delle onde piane e dei fronti d'onda complessi (divisori in vetro o plastica, bagagliere, sedili, ecc.). Come tutti i veicoli per *mass transit*, anche quello in oggetto è estremamente 'vuoto' e senza alcun



accorgimento di insonorizzazione, tale che quasi tutti i passeggeri, che siano vicini alle porte, agli intercomunicanti o a centro vettura, sono soggetti al medesimo livello di pressione sonora.

La lunghezza complessiva del veicolo e la ovviamente minore lunghezza del comparto viaggiatori sono tali che l'effetto della lunghezza del veicolo non può essere in pratica apprezzato. Sulla base dei risultati di esperienze precedenti, un coefficiente di assorbimento di primo tentativo può essere attribuito alle frequenze di interesse.

Dal coefficiente di assorbimento è possibile risalire alla costante dell'ambiente  $R$  definita come

$$R = S \alpha_{avg} / (1 - \alpha_{avg}) \quad (4)$$

dove  $S$  è la superficie dell'ambiente [ $m^2$ ] e  $\alpha_{avg}$  è il coefficiente di assorbimento presunto. E' noto che per una cavità nella quale una sorgente puntiforme interna irradia rumore, il livello di pressione sonora globale (diretto + riverberante) è dato da

$$L_p = L_w + 10 \log_{10} (1/2\pi r^2 + 4/R) \quad (\text{per sorgenti su un piano riflettente}) \quad (5)$$

dove  $L_p$  è il livello di pressione sonora,  $L_w$  è il livello di potenza sonora della sorgente e  $r$  è la distanza dalla sorgente.

E' importante notare che il rumore alle frequenze più alte, tipico dei veicoli con frenatura a ceppi, non rappresenta un problema per la trasmissione di rumore, dato che usualmente i valori di TL alle alte frequenze sono particolarmente elevati. Considerazioni opposte valgono alle basse frequenze, ma, dato che nel caso specifico la prima banda di ottava d'interesse è quella con centro banda a 250 Hz che inizia a 175 Hz, solo una piccola porzione dello spettro in frequenza viene ad essere trascurata. Si ricordi che la rete di pesatura A a 125 Hz vale -16.1 dB, e quindi tale approssimazione può essere effettuata senza particolari problemi.

### 6.3. Valori di ingresso dell'SPL

I valori di rumore calcolati al punto precedente possono essere considerati come valori di ingresso per i calcoli di rumore interno. Il valore locale della pressione sonora al di sotto del pavimento del comparto viaggiatori può essere trasferito all'interno del comparto stesso usando i valori di TL menzionati al paragrafo 2.3.

Dato che le sorgenti agiscono su aree diverse, la loro potenza sonora di ingresso è calcolata come una sorgente sonora equivalente corrispondente alla potenza che fluisce attraverso un'area appropriata soggetta alla pressione sonora media.

### 6.4. Calcolo dell'SPL ai ricevitori

Un ricevitore è stato posto al di sopra di ogni sorgente, ad un'altezza di 1.5 m dal pavimento. Le apparecchiature sotto cassa sono state considerate sul piano verticale della cassa.

Una matrice di distanze è stata pertanto calcolata per identificare l'influenza di ogni sorgente su ogni ricevitore.

L'effetto sorgente/ricevitore è stato analizzato per ogni frequenza, e tutti i contributi sono stati sommati. Al termine, la pesatura A è stata applicata ai valori di pressione sonora in lineare così ottenuti.

## 7. VARIABILITA' DELL'SPL CON LA VELOCITA' DEL VEICOLO

### 7.1. Considerazioni preliminari

Come risulta dalla letteratura riguardante la rumorosità misurata all'esterno dei convogli ferroviario, si è assunta una legge logaritmica per investigare la dipendenza del rumore dalla velocità del treno  $v$ . Alcuni autori propongono la legge:

$$L_p = a + b \log_{10}(v/v_0) \quad (6)$$

dove  $a$  e  $b$  sono costanti e  $v_0$  è la velocità alla quale  $L_p = a$ . La costante  $b$  varia da 20 a 30, e nel presente lavoro è stata assunta pari a 25; in questo modo  $L_p$  aumenta di 7.5 dB a raddoppio di velocità. Chiaramente solo il rumore dipendente dalla velocità è regolato da questa legge; al di sotto di una certa velocità assume importanza l'influenza delle sorgenti fisse (equipaggiamenti ausiliari, tipicamente).

Da calcoli preliminari, dato che la potenza sonora emessa dagli equipaggiamenti ausiliari è estremamente limitata, il suo contributo al livello globale di rumore a basse velocità è assolutamente trascurabile. Come noto, il rumore entra nel comparto viaggiatori attraverso i condotti dell'impianto di ventilazione, per i quali un calcolo preliminare è privo di significato senza alcuna misura preliminare *sull'impianto completo*. Se l'impianto fosse perfettamente silenzioso (o se il veicolo ne fosse addirittura privo) non vi sarebbe difficoltà a raggiungere livelli di rumore estremamente bassi nel comparto viaggiatori.

### 7.2. Casi studiati

I calcoli sono stati effettuati a 70 mph (velocità di riferimento), 35 mph e 10 mph. Per queste ultime velocità si sono applicati, sul rumore dovuto alle sorgenti di rotolamento, i coefficienti di correzione -7.5 dB e -21 dB rispettivamente. Il caso per  $v=0$  è privo di significato per le ragioni sopra esposte. Se si fissa a 65.0 dB(A) il rumore di fondo dovuto all'impianto di ventilazione, i valori ottenuti si modificano corrispondentemente. Si ricordi che due sorgenti sonore di uguale  $p^2$  aumentano il valore di  $L_p$  di 3 dB.

## 8. RUMORE IN GALLERIA

### 8.1. Considerazioni preliminari

Per calcolare il campo di pressione sonora in galleria occorre considerare i seguenti fattori:

- il livello di rumore è più uniforme che all'aperto a causa dell'effetto di omogeneizzazione del campo sonoro esterno dovuto allo spazio limitato per la propagazione;
- spesso non vi sono differenze fra centro e fine vettura, per la stessa ragione;
- il maggior ingresso dalle pareti laterali e dal tetto è dovuto prevalentemente al contributo del rumore di rotolamento, tale che l'effetto degli ausiliari può essere trascurato tranquillamente;
- il campo sonoro al di fuori del veicolo dipende largamente dalla sezione retta della galleria, dai materiali usati per la costruzione e dai dettagli locali (corridoi di emergenza, marciapiedi rialzati, ecc.)
- la potenza sonora della sorgente (contatto ruota-rotai) rimane ovviamente inalterata, ma la distribuzione del suo campo sonoro cambia *solamente* al di fuori del pavimento della vettura;
- dato che non è possibile alcuna distinzione, si è fatto riferimento ad una sezione di

- lunghezza unitaria;
- solo un ricevitore, ad altezza 1.5 m dal pavimento, viene considerato.

## **8.2. Ipotesi di lavoro**

Alcune ipotesi sono state dunque effettuate sul comportamento del campo sonoro. Si suppone che il campo sonoro esterno sia di soli 5 dB(A) inferiore del rumore al di sotto della vettura, mentre solo alle frequenze maggiori o uguali a 2 kHz si ipotizza una riduzione maggiore dovuta al maggior assorbimento ad alla limitata propagazione di queste frequenze.

Non sono stati effettuati calcoli per le basse velocità, dato che la dipendenza del rumore dalla velocità è tale che le pressioni sonore calcolate risulterebbero essere sempre inferiori alla curva limite di capitolato.

## **9. CONCLUSIONI**

Pur con le notevoli, evidenti ed ovvie limitazioni più volte rimarcate e le notevoli ipotesi assunte, la metodologia sviluppata e qui esposta è l'unico mezzo per arrivare a previsioni che abbiano, almeno, un fondamento logico. Sebbene ogni passo sia congruente, all'interno del suo ambito, solamente una verifica sperimentale potrà validare il modello proposto. In attesa di strumenti di calcolo realmente efficienti per questo tipo di problemi, non esiste altra possibilità per effettuare calcoli di progetto giustificabili. L'acquirente del veicolo, peraltro, ha accettato sia le argomentazioni che i passi intermedi, autorizzando la prosecuzione della progettazione di dettaglio.

Si ritiene, vista la totale carenza di riferimenti bibliografici sull'argomento, che il lavoro sia del tutto originale.

## **BIBLIOGRAFIA**

- [1] A. Bracciali, C. Pellegrini: FEM Analysis Of The Acoustics Of A Railway Vehicle And Its Improvements, Proceedings of the World Congress on Railway Research, WCRR '97, vol. E, 221-229, Firenze, Italy, 1997.
- [2] Leonardo Nuti: Modellazione acustica di una vettura ferroviaria con metodologie BEM, Tesi di Laurea, Università di Firenze, Anno Accademico 1997-98.
- [3] Atti del 6th International Workshop on Railway Noise (IWRN), Île des Embiez, Francia, 1998.
- [4] Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali, Università di Firenze: Misure di rumorosità interna del convoglio ETR500, 1995/1998.