

MECCANISMI DI GENERAZIONE E DI CONTROLLO DEL RUMORE FERROVIARIO

Andrea Bracciali

Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali, Università di Firenze

1. Introduzione

La problematica dell'inquinamento da rumore è certamente fra le maggiori conseguenze dell'industrializzazione e dell'accresciuta mobilità. Le sorgenti di rumore più difficili da misurare e da tenere sotto controllo sono certamente quelle non stazionarie, ovverosia quelle che, tipicamente, sono rappresentate dal transito di veicoli terrestri (auto e motoveicoli, treni) e di aeromobili. Le misure di rumore sono infatti effettuate con metodologie che, normalmente, fanno uso di strumenti (fonometri) rispondenti a normative internazionali i quali, per funzionare correttamente e fornire indicazioni quantitative attendibili, richiedono tempi di misura spesso superiori al tempo di passaggio della sorgente.

In campo ingegneristico è di fondamentale importanza poter intervenire sulle sorgenti di rumore anziché sul percorso di trasmissione dalla sorgente al ricettore. Questo approccio, che privilegia i cosiddetti interventi 'attivi' agli interventi 'passivi', è decisivo per le sorgenti mobili, le quali, proprio per la loro delocalizzazione, hanno la sgradevole prerogativa di inquinare acusticamente durante tutto il loro percorso. Trattare passivamente un sito, con barriere antirumore di qualunque tipo, è un intervento che protegge, e non senza costi e sgradevoli effetti 'collaterali', solo il sito stesso, mentre una riduzione di rumore alla fonte porta benefici a tutti i possibili ricettori, presenti e futuri.

Nel settore ferroviario, nonostante vi sia un assoluto accordo di legislatori, costruttori ed esercenti di linee ferroviarie e di *mass transit*, i risultati paiono ancora contraddittori. Se è infatti difficile effettuare una stima della propagazione del rumore in un ambiente tridimensionale qualunque una volta note le sorgenti, non è senz'altro più semplice intervenire efficacemente sulle sorgenti stesse. I principali problemi derivano, sostanzialmente, dal basso contenuto energetico del fenomeno rumore. Se supponiamo, infatti, che un treno di 250 m (una locomotiva con una decina di vetture) in transito a 200 km/h produca a 25 m un livello di pressione sonora di circa 95 dB(A), nell'ipotesi ancorché abbastanza grossolana ma senz'altro cautelativa che la sorgente sia assimilabile a perfettamente cilindrica, si ha che la potenza sonora globale è dell'ordine di 60 W. Le potenze oggi usate nella trazione ferroviaria raggiungono valori fino a 5-6 MW per le

locomotive più potenti (quali ad esempio le E402B ed E412 delle FS), per cui il rumore, oltre ad essere un sottoprodotto indesiderato, è per così dire 'impalpabile', cioè assai poco maneggiabile e gestibile, risultando una frazione pressoché trascurabile della potenza globale utilizzata nella marcia di un treno.

Quanto affermato discende dall'enorme sensibilità dell'orecchio umano, che è in grado, senza distorsioni apprezzabili ed in maniera assolutamente reversibile, di utilizzare una dinamica di oltre 140 dB(A). Questo consente all'uomo di apprezzare fruscii e di non rimanere danneggiato da rumori molto elevati, ma da un punto di vista della tollerabilità e dell'inquinamento acustico, forse avrebbe fatto più comodo un sensore meno sviluppato!

La caratteristica del trasporto ferroviario, a guida vincolata con superfici in contatto in acciaio (e quindi con bassissima deformabilità), è quella di consentire il trasporto di masse enormi a notevole velocità con resistenze al moto assai ridotte. Diversamente dai veicoli su gomma, nei quali il rumore prodotto è attribuibile sia al motopropulsore che al sistema di scarico che agli pneumatici, nel settore ferroviario la rumorosità è prevalentemente attribuibile al contatto ruota-rotaia fino a circa 300 km/h. La rumorosità a bassa velocità (fino a 60-70 km/h) può risentire del rumore dei motoriduttori, dei moto-compressori e dei ventilatori anche se la progettazione ha portato a soluzioni assolutamente valide anche nei confronti del rumore (si pensi all'uso di motoriduttori con lubrificazione forzata che sono decisamente poco rumorosi, all'uso di compressori assiali a vite ed all'uso di ventilatori con geometria e spaziatura delle pale ottimizzate).

Nella presente memoria verranno affrontati alcuni problemi inerenti la progettazione e la misura del rumore ferroviario; in particolare si osserverà come le tecniche 'classiche' per la misura del rumore, che perfettamente si adattano a descrivere il fonoinquinamento, poco dicono al progettista di sistemi ferroviari.

2. La modellistica della generazione del rumore ferroviario

Al di là di modelli empirici basati sull'osservazione del comportamento acustico di un numero elevato di convogli, si può affermare che i primi studi sistematici sulla generazione del rumore ferroviario siano stati compiuti da Remington nella seconda metà degli anni '70 [1]. Il fondamentale apporto è stato quello di un'analisi vibroacustica estensiva dei singoli componenti, resa possibile dai mezzi di misura e di elaborazione che si andavano allora rendendo disponibili, e l'introduzione di una funzione di filtraggio delle rugosità di contatto (contact patch filter) che verrà più oltre discussa.

Agli inizi degli anni '90 Thompson [2] ha sviluppato un precedente modello esistente presso le BR arrivando al software TWINS (Track-Wheel Interaction Noise Software), disponibile commercialmente presso l'ERRI (European Railway Research Institution) che lo ha sviluppato nell'ambito del comitato C163.

Il diagramma a blocchi di TWINS è mostrato in figura 1. I passi nei quali si articola il procedimento sono:

- la misura delle rugosità delle superfici della ruota e della rotaia nel sito prescelto per le rilevazioni fonometriche¹;
- l'applicazione del filtro di contatto (che tiene conto delle deformate Hertziane dei corpi in contatto) per la stima della forza di contatto;

¹ La misura della rugosità della ruota andrebbe compiuta nelle immediate vicinanze della campagna prove, vista la rapida evoluzione della microgeometria del profilo a causa della normale usura o di eventi 'eccezionali' (sfaccettature, vaiolature, ...). Inoltre, il termine rugosità è ambiguo in quanto le lunghezze d'onda in gioco sono decisamente superiori a quelle della rugosità 'classica' (in inglese è stato proposto il termine *waviness*, cioè ondulazione).

- l'applicazione della forza così stimata al comportamento dinamico di ruota e rotaie (devono essere note le risposte in frequenza spostamento/forza (recettanze) del binario e della ruota² per la stima degli spostamenti dinamici);
- l'applicazione degli spostamenti dinamici (o per meglio dire delle velocità) alle funzioni di risposta in frequenza pressione sonora/spostamento per la stima del rumore emesso (devono essere note le caratteristiche di radiazione di ruote e rotaie in termini di efficienza di radiazione e di direttività);
- somma dei contributi di ruote-rotaie-traverse al rumore globale;
- stima del livello di pressione sonora globale a 25 m, a 7.5 m od a qualunque altra distanza utilizzata per le verifiche in linea (il che obbliga ad introdurre modelli di propagazione).

Come si nota, il procedimento richiede numerosi passaggi che sono, ciascuno, affetti da errori ed indeterminazioni. In particolare, il comportamento vincolato durante il rotolamento della ruota è ben distante dal comportamento 'libero', che è la condizione nella quale vengono normalmente testate le varie soluzioni di ruote. A causa dell'area di contatto finita e dei microstrisciamenti (*creep*) associati, il rotolamento introduce infatti uno 'smorzamento di rotolamento' (*rolling damping*) che può, in numerosi casi, risultare preponderante rispetto ad altre misure intraprese. Dato che il meccanismo principe di riduzione di vibrazioni (e quindi di rumore) è appunto lo smorzamento, questo smorzamento 'gratuito' ed 'automatico' rende difficile introdurre meccanismi dissipativi ancor più efficienti.

Non si vuole nella presente memoria descrivere nel dettaglio il procedimento; il lettore è rimandato a [2] e, per riferimenti più recenti, a [3]. Si sottolinea come, in ambito europeo, il modello TWINS sia attualmente estensivamente utilizzato anche per l'ottimizzazione dei componenti del binario (progetto SILENT TRACK) anche se ne vengono riconosciuti alcuni limiti per applicazioni al di fuori di quelle per le quali esso è stato sviluppato (binario su ballast).

Si ritiene importante sottolineare come la rumorosità delle ruote risulti preponderante alle alte velocità (con componenti ad alta frequenza) mentre alle basse velocità è preponderante il rumore emesso dal binario (con componenti a bassa frequenza). Questo comportamento ammette deroghe per particolari situazioni e, comunque, entrambi i contributi della ruota e del binario sono sempre relativamente importanti³.

3. Interventi sui componenti

3.1. Interventi sulle ruote

Ovviamente gli interventi sulle ruote sono da preferire a qualunque altro visto il minor costo e l'efficacia distribuita sul territorio nonché a bordo del veicolo.

Sfortunatamente la ruota, come organo di sicurezza principe, deve sottostare a vincoli molto stringenti sotto altri riguardi, per cui le possibilità di intervento sono assai ridotte.

In generale la tecnologia consente di produrre ruote dalla massa notevolmente inferiore a qualche anno fa, grazie anche all'uso di tecniche di modellazione CAD/FEM che consentono di ottimizzare il campo di tensioni all'interno della ruota garantendo le volute rigidità radiale ed assiale. L'utilizzo generalizzato di ruote monoblocco, assai più

² Il binario su ballast tradizionale presenta variazioni notevoli del comportamento alle alte frequenze anche per siti distanti solo qualche metro. È perciò fondamentale che la caratterizzazione del binario avvenga nel sito di misura.

³ Nel caso di ugual contributo all'emissione globale, l'eliminazione completa di una sorgente (assai ipotetica!) porta ad una riduzione globale di soli 3 dB.

leggere, è stato grandemente favorito dalla diffusione della frenatura a dischi. Come noto, la frenatura a ceppi introduce tensioni termiche notevoli ed usure altrettanto importanti, per cui il cerchione riportato rappresentava l'unica soluzione valida. Il miglior comportamento dinamico alle alte velocità e l'uso di materiali e trattamenti termici opportuni fa sì che la vita di una moderna ruota monoblocco sia sufficientemente lunga da compensare il maggior costo di sostituzione dell'intero centro ruota.

Sfortunatamente, l'alleggerimento delle ruote può, a volte, portare a risposte acustiche peggiori rispetto a ruote cerchiate più pesanti [4]. D'altronde, la scomparsa delle tensioni di origine termica derivanti dal calettamento a caldo del cerchione e dalla frenatura a ceppi fornisce al progettista di ruote un grado di libertà in più, venendo meno la necessità di costruire cartelle (o centri ruota) ondulate.

Nonostante gli sviluppi nella modellazione e le maggiori libertà, a tutt'oggi una ruota tradizionale e silenziosa non esiste. Alcuni tentativi di modifica hanno riguardato l'ottimizzazione della forma della cartella, ma in generale i risultati risultano contraddittori, sia perché i miglioramenti sono modesti sia perché, come mostrato nel seguito, le misure acustiche possono essere affette da elevati errori.

In generale le soluzioni di insonorizzazione delle ruote riguardano l'uso di elementi applicati alla cartella o alle zone immediatamente vicine al cerchione. Queste soluzioni sono l'aggiunta di masse e la modifica di rigidzze (per spostare le frequenze proprie in range di frequenza di minore emissività) o l'aggiunta di materiali smorzanti sotto forma di anelli forzati in scanalature sul cerchione o di dischi incollati sulla superficie della cartella (per aumentare la dissipazione). Quale meccanismo 'indiretto' sono state effettuate applicazioni di schermi che coprono il centro ruota (quindi una soluzione tipicamente passiva) vincolati però al cerchione. In ogni caso i trattamenti smorzanti devono fare i conti con il già citato *rolling damping* per cui la loro efficacia è sicura solo per quel particolare rumore (stridio o *squeal*) che si verifica nelle curve di raggio stretto. Resta comunque singolare il fatto che, dopo che si è fatto di tutto per alleggerire una ruota ed ottimizzarla, occorra appesantirla di nuovo per renderla meno rumorosa!

L'unica alternativa alla ruota tradizionale è la ruota in più elementi, costituita da un cerchione in acciaio montato su una serie di tasselli in 'gomma' (elastomeri sintetici) a loro volta riferiti su una superficie del centro ruota. Questa soluzione ha un duplice vantaggio: interrompe il percorso delle vibrazioni dal punto di contatto al centro ruota (la variazione di impedenza è enorme, per cui le vibrazioni restano confinate al solo cerchione che ha bassa efficienza di radiazione e superficie limitata) e riduce l'impedenza puntuale della ruota in senso radiale (la ruota appare più 'morbida', sia perché la massa da spostare è minore sia perché lo smorzamento introdotto dalla gomma 'ammorbidisce' i picchi delle risonanze che sono elevatissimi nelle ruote tradizionali). Una volta risolti i problemi tecnologici dell'utilizzo della 'gomma', quali deformazioni permanenti a seguito di periodi di sosta prolungati del veicolo, l'efficacia di questa soluzione da un punto di vista acustico è ormai largamente accettata per il trasporto urbano e metropolitano (il cosiddetto *mass transit*).

Il fatto di avere soluzioni con più parti, siano esse oggetti applicati a ruote tradizionali o ruote composte, porta, comunque, a probabili riduzioni di sicurezza. In generale i gestori del materiale rotabile (indipendenti dalla gestione dell'infrastruttura in ottemperanza alla direttiva EC 440/91 e destinati, in tutta Europa, a diventare società private) vorrebbero rotabili *maintenance free* senza deterioramento nel tempo delle condizioni di sicurezza.

L'incidente di Eschede (1998) occorso ad un ICE tedesco con ruote composte, ha fatto sì che esponenti delle SNCF abbiano dichiarato, in occasione del convegno sulle

sale montate (*Wheelset Congress*) svoltosi in Cina nel 1998, che l'uso di ruote composte su convogli ad alta velocità è da considerarsi, almeno in Francia, escluso.

L'attuale tendenza delle reti ferroviarie europee di delegare ad enti terzi indipendenti (*safety assessors*) la valutazione delle condizioni di sicurezza e delle condizioni di verifica e validazione (*V&V*) lascia intuire che lo sviluppo di ruote composte o con soluzioni 'non tradizionali' incontrerà, in futuro, difficoltà ancora superiori a quelle affrontate finora.

3.2. Interventi sul binario

L'altro attore principale è il binario, il quale, in quanto costituito da travi (le rotaie) di lunghezza praticamente infinita (dal punto di visto vibratorio) su supporti discreti (le traverse) comporta difficoltà di modellazione sicuramente superiori.

L'evoluzione del binario è stata certamente più significativa di quelle delle ruote: al di là del profilo delle rotaie (ormai praticamente standardizzate sul profilo UIC60) e del materiale in cui sono costruite (acciaio 900A), la componentistica si è decisamente evoluta. L'uso di traverse in cemento si è generalizzato, gli attacchi rotaia-traversa sono ormai esclusivamente di tipo elastico, tra rotaia e traversa si usano gomme (*pads*) di elasticità e smorzamento studiati accuratamente, le condizioni di posa e di manutenzione si sono evolute notevolmente.

La rivoluzione più significativa è però l'utilizzo di binario posato su piastre in c.a.p., analogamente a quanto fatto in Giappone fin dai primi anni '60. La possibilità di evitare la manutenzione del binario derivante dal degrado del ballast e, conseguentemente, il mantenimento di una geometria corretta anche per le velocità più alte, è stata vista sempre favorevolmente dalle reti ferroviarie, unitamente a caratteristiche solo apparentemente secondarie, quali la possibilità di percorrenza della sede da mezzi gommati di soccorso. Sfortunatamente, la presenza di una superficie quasi perfettamente riflettente al di sotto del treno porta ad aumenti di rumorosità spesso non accettabili. In letteratura si riscontrano aumenti dell'ordine dei 5÷6 dB(A) rispetto alla soluzione tradizionale su massiciata, la quale, essendo irregolare e porosa, assorbe decisamente meglio delle piastre in c.a.p. il rumore generato. Inoltre, anziché le sole traverse, è tutta la superficie delle piastre che genera rumore a causa delle vibrazioni che vengono loro trasmesse attraverso gli attacchi delle rotaie che, normalmente, restano discreti.

Trattamenti estensivi alle rotaie, quali l'annegamento del profilo in elastomeri sintetici o l'applicazione di smorzatori dinamici applicati al fungo, non hanno mai superato la fase di applicazione sperimentale e, nel primo caso, sono largamente utilizzati ma confinati alle applicazioni cittadine o suburbane. In ogni caso il costo è particolarmente elevato nel caso di *retrofitting*, dato che queste misure richiedono adattamenti sostanziali in linea o addirittura sostituzioni di interi tratti di linea.

Per modificare le condizioni di eccitazione e quindi di risposta vibroacustica complessiva è necessario modificare la geometria della rotaia. Esperimenti recenti condotti in Olanda con rotaie dal profilo modificato [5] nell'ambito del progetto STV (traffico ferroviario silenzioso) hanno dato risultati contrastanti nonostante l'autorevolezza dei ricercatori e la profusione di mezzi impiegati. Quale conclusione, piuttosto stupefacente, 'l'effetto dei risultati del progetto STV sui principali progetti infrastrutturali è limitato', nonostante l'uso di rotaie speciali obblighi in pratica a ricostruire una linea di sana pianta.

3.3. Interventi sul percorso di trasmissione

Questi si dividono in interventi a bordo del rotabile e a fianco della linea. Mentre il

secondo caso esula dalla presente trattazione, è utile descrivere sommariamente alcune soluzioni per il primo caso.

Al di là dei pannelli applicati alle ruote cui si è precedentemente accennato, pannelli possono essere applicati sia ai carrelli che alla cassa delle vetture.

Nel primo caso l'efficacia antirumore è massima, in quanto il pannello è posto vicino (qualche cm) alla sorgente e può scendere più vicino al piano del ferro⁴. Particolare attenzione deve essere posta all'utilizzo di pannelli con caratteristiche assorbenti, in quanto un pannello riflettente, che funga cioè solo da schermo, produce riflessioni multiple con la ruota e porta ad una riduzione del rumore senz'altro non ottimale. Normalmente l'assorbimento viene ottenuto con cavità (risuonatori di Helmholtz) riempite con materiale fonoassorbente, il che comporta problemi di sporco e di pulizia dei pannelli stessi. In generale gli esercenti di veicoli ferroviari tollerano assai poco questo tipo di pannello che risulta occultare alla vista gli organi principali (ruote, elementi della sospensione, organi frenanti) e sono senz'altro di impaccio per la manutenzione, dovendo essere smontati per le operazioni periodiche e risultando, comunque, relativamente delicati.

Nel secondo caso si può utilmente combinare alle proprietà acustiche anche una funzione aerodinamica, utile invero solo per i treni a più alta velocità. L'efficacia acustica di tali soluzioni non risulta però essere ottimale in quanto il pannello risulta essere molto distante dalla sorgente (qualche decina di cm) e per di più soggetto ad una saggoma limite assai più alta rispetto al piano del ferro. Il pannello risulta quindi più efficace come carenatura aerodinamica che come schermo antirumore, anche se la sua tollerabilità è senz'altro maggiore.

4. Problemi aperti nella misura del rumore

Se da un punto di vista normativo la misura fonometrica a distanza prefissata fornisce le indicazioni necessarie per la protezione e la salvaguardia delle persone che abitano in prossimità della linea ferroviaria, essa poco dice nei confronti dell'emissione dei singoli componenti e dell'importanza delle varie frequenze che compongono il rumore globale. Il valore $L_p(A)$ è infatti una somma pesata dei contenuti alle varie frequenze.

Per affrontare da un punto di vista progettuale la conoscenza del rumore dei singoli elementi occorre ricordare che il rumore ferroviario è, a grandi linee, un rumore 'a larga banda' che contiene, cioè, significative porzioni di energia in tutte le frequenze fino a 6÷8 kHz e, pertanto, somiglia molto al cosiddetto 'rumore bianco'. Per quest'ultimo è possibile stimare l'errore statistico che si commette osservando (misurando) il rumore per un tempo T quando si utilizzi un filtro con larghezza di banda⁵ B mediante la relazione

$$\frac{\varepsilon}{m} = \frac{1}{\sqrt{BT}} \quad \Rightarrow \quad \sigma = 20 \log_{10} (1 + \varepsilon/m) \text{ [dB]} \quad (1)$$

⁴ In gergo ferroviario il piano del ferro o p.d.f. è il piano tangente alla superficie superiore delle rotaie (in presenza di raccordi di curve, dove tale piano non è definito a causa della variazione di sopraelevazione della rotaia esterna, esso è in realtà la retta tangente alla superficie superiore delle rotaie e normale all'asse locale del binario)

⁵ L'analisi acustica viene condotta classicamente in bande di ottava o di terzi d'ottava. La larghezza di banda è rispettivamente pari al 71% ed al 23% della frequenza di centro banda (tali misure vengono definite CPB - *constant percentage band*).

Occorre evidentemente definire l'intervallo di misura di una sorgente. Per i convogli ferroviari ci si trova nella spiacevole situazione per cui se ci si pone troppo lontano dalle sorgenti (ad esempio i classici 25 m) il livello resta ragionevolmente abbastanza costante ma le sorgenti si 'mescolano' (e quindi si sommano, essendo per definizione incoerenti) rendendo impossibile l'identificazione di una ruota o di un carrello particolari, mentre se ci si pone troppo vicino la variazione di rumore è molto rapida ed il rumore non è considerabile stazionario che per un periodo assai limitato. A titolo di esempio, ponendosi a 2.1 m dall'asse del binario con l'obiettivo di caratterizzare l'emissione a 250 km/h di un carrello nella banda di 1/3 di ottava con centro a 500 Hz, si commette un errore statistico⁶ di circa $\sigma = \pm 2$ dB, probabilmente più alto del valore di riduzione che si sta cercando!

I fonometri, inoltre, rispondono a normative internazionali (IEC 651 e seguenti) che impongono che la lettura venga fornita con costanti di tempo SLOW (1 s) o FAST (1/8 s). Quando ci si ponga vicino alla linea, con il medesimo scopo prima indicato, si incorre in errori che, nei casi estremi, sono decisamente non trascurabili (fig. 2). Per la misura a 25 m dalla linea in modalità FAST il problema appare di minore importanza anche a 300 km/h ma, anche in questo caso, la possibilità di distinguere le singole sorgenti viene persa del tutto.

Per risolvere i problemi di indeterminazione sull'ampiezza e sulla localizzazione delle sorgenti sono state proposte, ormai da oltre un decennio [6], tecniche di misura con *array* di microfoni variamente disposti ad antenna che consentono di aumentare, con opportune tecniche di post-processamento dei segnali acquisiti, il tempo di misura e di suddividere il rumore nelle componenti provenienti dalle varie sorgenti. Queste tecniche sono tuttora in costante affinamento e sono state estensivamente utilizzate anche nell'ambito del progetto europeo METARAIL recentemente conclusosi, il cui scopo era di migliorare ed armonizzare i metodi per la misura del rumore. Non si vuole pertanto, nell'ambito della presente memoria, analizzare nel dettaglio tale tipo di misure i cui risultati peraltro, a conoscenza dello scrivente, non sono stati ancora recepiti a livello di normativa ma costituiscono un ausilio prezioso, se non indispensabile, per i progettisti dei vari componenti.

I vari tipi di misure a terra possono essere visti, mutuando la definizione delle equazioni della fluidodinamica, come una descrizione euleriana del fenomeno rumore. La principale conseguenza è che un'osservazione puntuale di un fenomeno dinamico così variabile risente in maniera determinante delle condizioni locali al punto che passaggi nominalmente uguali (stesso treno, stessa velocità, stesse condizioni meteorologiche, ...) forniscono spesso misure con deviazioni standard dell'ordine di qualche dB. Al di là del senso di frustrazione di chi compie le misure, è evidente che legislazioni nelle quali si impongano condizioni del tipo 'il rumore prodotto dal passaggio dei convogli non dovrà mai oltrepassare X dB...' sono fortemente contraddittorie. In caso dell'omologazione di un veicolo, ove normalmente si applicano penali se le specifiche contrattuali non sono rispettate, sarebbe necessario effettuare un numero di passaggi sufficientemente alto e, comunque, parrebbe più serio fornire il limite aggiungendo, ad esempio, '... per almeno il 90 % dei casi'. Ovviamente, cambiando sito di misura di qualche centinaio di metri è possibile riscontrare, nuovamente e fors'anche in maggior misura, oscillazioni di qualche dB tra una misura e l'altra.

⁶ L'errore statistico indicato è al 68.27%; volendo avere una probabilità del 95.45% (2σ) l'errore è di ± 4 dB.

È evidente che un approccio lagrangiano, cioè ponendosi sull'oggetto in moto, consente di eliminare i principali limiti della misura a terra, consentendo cioè di acquisire per un tempo virtualmente infinito (gli errori statistici sulla misura vengono praticamente eliminati, specialmente alle basse frequenze), in qualunque punto della linea (consentendo l'identificazione, fondamentale anche a scopo diagnostico, delle tratte di linea maggiormente rumorose o difettate), anche in quei siti nei quali è normalmente difficile condurre misure (in galleria, in trincea). Uno strumento di tale tipo, sviluppato dallo scrivente [4,7] e mostrato in fig. 3, consiste in un microfono alloggiato in una struttura aerodinamica che lo protegge dai vortici della zona in cui viene installato. Applicazioni di tale dispositivo si sono rivelate utili per il confronto rapido di soluzioni diverse di ruote, per individuare tratte di linea particolarmente rumorose, per misurare il rumore sotto cassa e, conseguentemente, confrontare le caratteristiche desiderate del rumore interno al veicolo con il comportamento reale [8]. I principali svantaggi consistono nella delicatezza dell'installazione (basata sul veicolo) e nella difficoltà di separazione delle sorgenti a meno di non ricorrere a più attrezzature.

Si vuole qui soltanto citare l'applicazione ad una rotaia UIC 60 di un'attrezzatura per la misura del rumore emesso da una generica superficie vibrante, in grado di misurare il rumore emesso dalle varie porzioni della rotaia. Essa consiste in un collettore di rumore a condotti paralleli e convergenti [9]. La portabilità dell'attrezzatura ha fornito risultati interessanti in vari siti di misura (fig. 4).

A conclusione delle considerazioni sulle misure, si tenga presente che anche le più recenti normative considerano, ai fini della rilevazione dei livelli di fonoinquinamento, esclusivamente misure a terra con fonometri a distanze prefissate dall'asse del binario.

5. Il rumore a bordo dei veicoli

Normalmente, all'atto della stesura delle specifiche di fornitura di un *sistema* ferroviario, si danno limiti non solo per il rumore emesso verso l'esterno ma anche per il rumore al quale sono soggetti i viaggiatori. Il problema della rumorosità a bordo, di interesse non tanto per ragioni ambientali in senso stretto ma fondamentale per i riflessi sul comfort e quindi su tutti gli aspetti psicoacustici del trasporto di massa, richiede tecniche ed approcci completamente diversi da quelli finora visti.

Anzitutto il viaggiatore è esposto con continuità a valori continuamente variabili di rumore: lungo la via si incontrano giunti di rotaia, deviatoi, ponti in ferro, gallerie, trincee. Anche in questo caso, normalmente, le specifiche si limitano a stabilire valori di rumorosità massima (a volte con pesatura C!) su un tratto di linea stabilito. Questo approccio è assolutamente scorretto, soprattutto dal punto di vista contrattuale: non è pensabile valutare il comportamento di una grandezza variabile con l'osservazione in un solo punto spaziale o istante di tempo, specialmente quando poi non si forniscono specifiche quantitative sulle condizioni geometriche (rugosità) della rotaia nel sito di misura. Assai più logico sarebbe, anche in questo caso, far percorrere al veicolo un tratto abbastanza lungo e variegato di rete ferroviaria: la rumorosità più bassa rilevata per un periodo statisticamente rilevante potrebbe fornire la 'rumorosità intrinseca' del veicolo, essendo i valori superiori da imputare chiaramente ed unicamente a condizioni più sfavorevoli della linea. Quale esempio, si riporta in fig. 5 l'andamento del rumore misurato in cabina di una locomotiva E404 a 250 km/h [8]. Di fronte a grafici come questo ci si domanda quale sia in realtà la rumorosità a bordo di un veicolo, quale sia il limite da prescrivere e con quali modalità statistiche. Si comprende facilmente come, in questo caso specifico, vi siano implicazioni non solo a livello di comfort ma anche a livello di medicina del lavoro.

Il livello di rumore a bordo di un veicolo viaggiatori è, come detto, solo uno degli elementi che contribuiscono a determinare il comfort del passeggero. Il microclima, l'illuminazione, le caratteristiche della seduta, sono altri importanti parametri; purtroppo, l'ormai pressoché universale scomparsa dei compartimenti a favore della soluzione a salone ha portato, a giudizio dello scrivente, un deciso peggioramento rispetto al passato. L'assoluta mancanza di *privacy* (i rumori sono udibili da un capo all'altro della vettura), l'impossibilità di regolare localmente l'illuminazione ed, in alcuni casi, il peggior comportamento vibroacustico generale sono fattori che emergono dall'analisi dei moderni veicoli viaggiatori. Questo è il risultato della politica di riduzione dei costi: le vetture sono decisamente più semplici da costruire, specialmente con la tecnologia dei lunghi estrusi d'alluminio saldati, e più economiche, grazie anche all'adozione dei finestrini fissi (gli impianti di climatizzazione sono ormai consolidati anche su veicoli di *mass transit*). Sebbene i costruttori stiano ancora tentando strade diverse all'approccio costruttivo modulare [10], soprattutto per ridurre i costi di assemblaggio, un viaggio su una vettura Gran Comfort di 1° classe resta di gran lunga superiore all'equivalente viaggio su un treno moderno, anche se ridurre la tara di un veicolo di 10 t porta indubbi vantaggi sull'economia di marcia, di frenatura e di manutenzione.

Il costruttore di veicoli ferroviari che debba effettuare una simulazione del rumore in vettura per la scelta dei materiali e dei componenti a livello di progetto è peraltro svantaggiato dalla costruzione a salone. Un unico ambiente 3D, peraltro dalla geometria spesso frastagliata, porta enormi difficoltà di simulazione con codici FEM prevalentemente per il numero enorme di elementi con il quale occorre descrivere il volume se si intende investigare il rumore in vettura fino a qualche kHz. Il ricorso a codici BEM, possibile con notevoli economie di calcolo, si scontra con l'impossibilità di gestire in maniera corretta e completamente BEM il comportamento accoppiato fluido-struttura, obbligando al ricorso a tecniche miste BEM-FEM non banali e comunque di scarso vantaggio. L'uso di tecniche miste progettuali-sperimentali, quali la SEA, obbliga all'effettuazione di misure su prototipi o campioni.

La produzione di veicoli ferroviari non è mai, in pratica, di grande serie e la loro progettazione e costruzione avvengono normalmente in tempi ristrettissimi. È evidente che in una tale situazione manchino i presupposti fondamentali, ben presenti viceversa nel campo automobilistico, per un 'serio' approccio teorico-numerico-sperimentale al comportamento acustico del veicolo. Per confronto, si tenga presente che, ormai, il calcolo strutturale in campo statico è assolutamente affidabile consentendo la costruzione di veicoli 'leggerissimi' rispetto al passato; questa affidabilità discende, da un lato, dalla relativa 'facilità' del calcolo statico (sia in termini di risorse di calcolo che di mancanza della variabile frequenza) e dall'altro dalla semplicità di verifica dei risultati del calcolo mediante misure estensimetriche sotto carichi statici di prova assai ripetibili. Nel campo del rumore, quasi sempre, non è nota la distribuzione di pressione sonora sotto la vettura per cui, mancando i dati di *input*, è virtualmente impossibile condurre calcoli affidabili.

Raramente si ha a disposizione tutta una serie di elementi necessari per condurre analisi realmente complete. A seguito delle misure effettuate in [4,7,8], sono stati seguiti sia un approccio FEM 2D semplificato acustico-strutturale accoppiato [11] sia un approccio puramente BEM acustico [12]. In entrambi i casi si sono ottenute informazioni interessanti, anche se non è stato possibile raggiungere un grado di confidenza sufficiente per poter fornire informazioni quantitative inoppugnabili. Alcuni risultati sono mostrati nelle figure 6 e 7; per ulteriori dettagli si rimanda ai lavori citati.

6. Conclusioni

I meccanismi di generazione del rumore ferroviario sono oggi compresi assai più che in passato, e la loro applicazione dovrebbe portare a notevoli riduzioni del fonoinquinamento.

Numerosi restano però i fronti sui quali occorre intervenire per completare il quadro progettuale, sperimentale e normativo.

La modellistica potrebbe essere migliorata eliminando, per quanto possibile, alcune delle stime necessarie per il calcolo della rumorosità finale emessa da un veicolo, ad esempio misurando la forza di contatto ruota-rotaia alle alte frequenze anziché stimarla partendo dalle rugosità degli elementi ed interponendo il filtro di contatto. I primi risultati di una ricerca in tal senso, basati su un modello locale del binario nel dominio del tempo [13] sono stati particolarmente promettenti [14,15], e consentirebbero di eliminare del tutto la porzione superiore del diagramma di TWINS riportato in fig. 1.

Dal punto di vista sperimentale, i costi di una campagna che riguardi sia il binario che i veicoli sono decisamente molto elevati e coinvolgono una serie di soggetti dagli interessi e dalle capacità sostanzialmente diversi. I costruttori sono interessati unicamente al rispetto dei vincoli contrattuali, mentre i committenti vogliono, prevalentemente, evitare guai con la legislazione sull'inquinamento acustico. È chiaro che questo 'scarico di responsabilità' impedisce, a volte, di indicare tutte le condizioni al contorno necessarie preferendo limitare le condizioni di contratto ai soli livelli di emissione.

I progettisti dell'infrastruttura, infine, vorrebbero disporre del maggior numero di elementi per progettare gli eventuali interventi passivi e conseguentemente effettuare una valutazione di impatto ambientale veritiera, mentre la legislazione dovrebbe consentire agli enti locali margini per la 'negoiazione' di soluzioni particolari, ad esempio nel caso delle periferie che sono cresciute, in periodi di ben minore sensibilità al problema, a volte quasi inglobando la preesistente sede ferroviaria.

La soluzione del problema, se di soluzione si può parlare, rappresenterà comunque un compromesso fra le esigenze della popolazione in termini di vivibilità e le possibilità economico-gestionali dell'infrastruttura e del materiale rotabile. Il mezzo ferroviario, quale mezzo di trasporto collettivo storicamente pubblico, è ancora ritenuto, a ragione, il mezzo meno inquinante in assoluto. Gestire il cambiamento in una fase di profondo mutamento dell'assetto giuridico-economico di tutto il mondo ferroviario, rendendo tale mezzo ancor più appetibile e compatibile con le mutate esigenze, costituisce senza dubbio una sfida entusiasmante per ingegneri, progettisti, gestori di linee e legislatori.

Bibliografia

- [1] P. Remington, "Wheel/Rail Noise – Part IV: Rolling Noise", *Journal of Sound and Vibration*, 46(3), 1976, 419-436.
- [2] D. J. Thompson, "Wheel-rail noise generation, parts 1÷5", *Journal of Sound and Vibration*, 161(3), 1993, 384-482.
- [3] AA. VV., *Proceedings of the 6th IWRN (International Workshop on Railway Noise)*, Île des Embiez, Francia, 1998.
- [4] A. Bracciali, L. Ciuffi, R. Ciuffi, "Calibration of an On-Board Noise Measuring Device by Simultaneous Measurement of Trackside Noise of Three Different Wheelsets for the ETR500 F.S. Train", *Journal of Rail and Rapid Transit* 211, 1997, 41-49.
- [5] AA.VV., *Newsbrief 2*, NS Technisch Onderzoek, summer 1999.
- [6] B. Barsikow, W. F. King III, E. Pfizenmaier, "Wheel-rail noise generated by a high-speed train investigated with a line array of microphones" - *Journal of Sound*

and Vibration 1987, 118(1), 190-196.

- [7] A. Bracciali, L. Ciuffi, R. Ciuffi, "Metodo Innovativo per la Misura della Rumorosità Esterna dei Convogli Ferroviari", *Ingegneria Ferroviaria* 6, 1994, 317-332.
- [8] A. Bracciali, "Misure di rumorosità interna del convoglio ETR500", relazione conclusiva per conto di Breda Costruzioni Ferroviarie, 1996 (documento riservato).
- [9] A. Bracciali, G. Cascini, "Measurement of Lateral Noise Emission of a Rail with a Custom Device", 6th IWRN (International Workshop on Railway Noise), Île des Embiez, France, 1998, 174-183.
- [10] Anon., "Builders Rise to Standard Trains Challenge", *Railway Gazette International*, August 1999, 511-513.
- [11] 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.
- [12] L. Nuti, "Modellazione acustica di una vettura ferroviaria con metodologie BEM", tesi di laurea, Università degli Studi di Firenze, A.A. 1997-98.
- [13] A. Bracciali, G. Cascini, R. Ciuffi, "Time Domain Model Of The Vertical Dynamic Of A Railway Track Up To 5 kHz", *Vehicle System Dynamics*, 30(1), 1998, 1-15.
- [14] A. Bracciali, G. Cascini, "High Frequency Mobile Input Reconstruction Algorithm (HF-MIRA) Applied to Forces Acting on a Damped Linear Mechanical System", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 12(2), 1998, 255-268.
- [15] A. Bracciali, G. Cascini, "An Algorithm for Energy Rolling Contact Force Reconstruction", 6th IWRN (International Workshop on Railway Noise), Île des Embiez, France, 1998, 59-66.

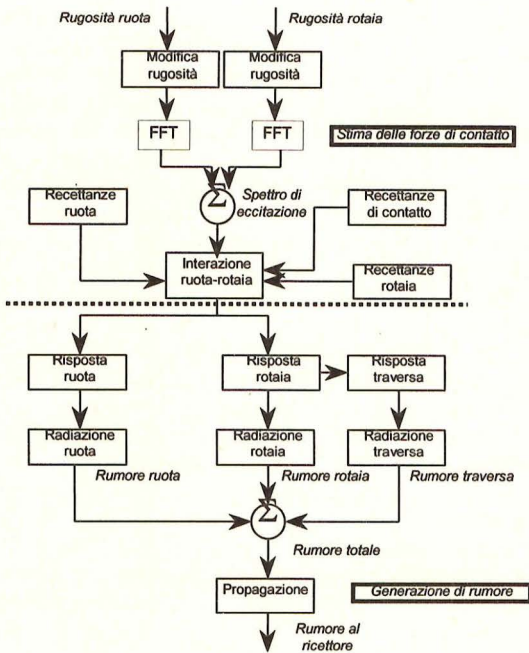


Fig. 1. Schema di generazione del rumore di rotolamento implementato nel programma TWINS (modificato da [2]).

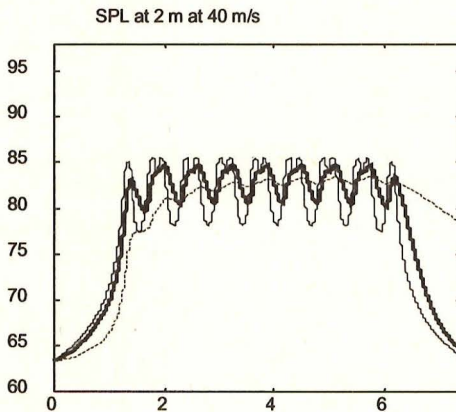


Fig. 2 . Livello di pressione sonora calcolato per fonometri con costante di tempo $\tau=0$ (linea sottile), $\tau=0.125$ s (linea spessa) e $\tau=1$ s (linea tratteggiata) a 2 m dalla linea per un convoglio marciante a 40 m/s.

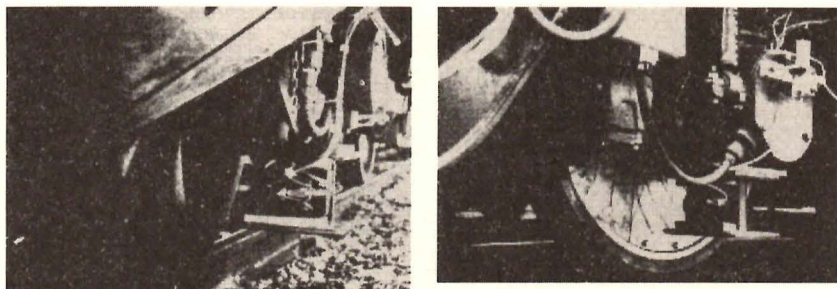


Fig. 3 . Attrezzatura per la misura del rumore in boccola applicata ad una vettura del convoglio ETR Y500 (a sinistra) e ad una vettura del convoglio ETR 500 (con pannello viscoelastico bloccato sulla circonferenza esterna, a destra) .

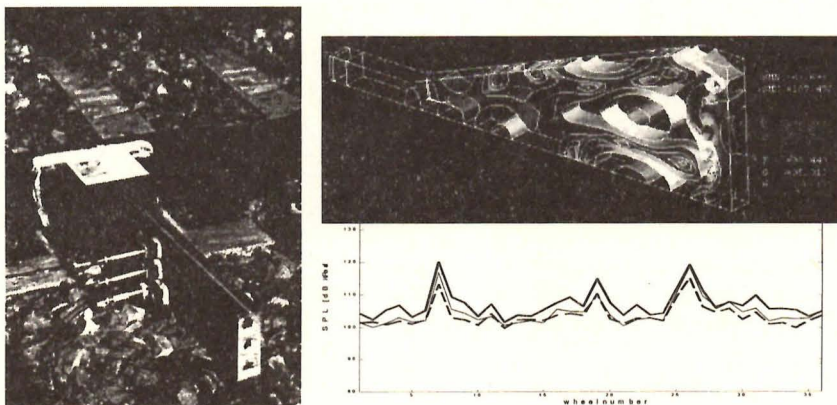


Fig. 4 . Attrezzatura per la misura del rumore emesso da una rotaia UIC 60 montata sulla DD Roma-Firenze (sinistra), simulazione 3D con elementi acustici (in alto a destra) e rumorosità emessa dal piede, dal gambo e dalla testa della rotaia al passaggio di un treno interregionale (in basso a destra).

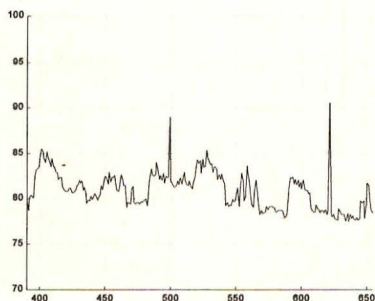


Fig. 5. Livello di pressione sonora $L_p(A)$ in modalità SLOW a bordo di una locomotiva E404 marciante a 250 km/h in Direttissima. Si notano i picchi del fischio e l'estrema variabilità in un arco temporale di soli 4 minuti (linea con viadotti, gallerie e tratti all'aperto).

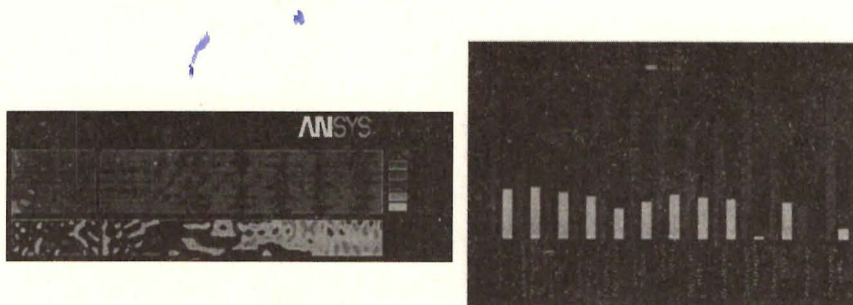


Fig. 6. Simulazione FEM del comportamento acustico di un ETR500 a 250 km/h. Distribuzione del campo di pressione sonora lungo il piano di simmetria della vettura in condizioni nominali (a sinistra) e simulazione dell'effetto di modifiche strutturali ed acustiche (a destra).

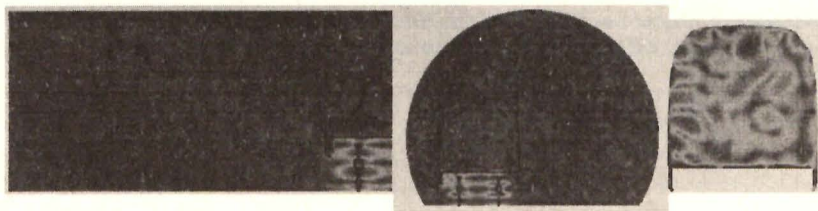


Fig. 7. Simulazione BEM dell'emissione di un ETR500 a 250 km/h a $f=400$ Hz. Campo acustico all'aperto nel caso di simmetria cilindrica (a sinistra), campo acustico in galleria (al centro) e dettaglio della distribuzione interna alla vettura (a destra)