

COMFORT VIBRAZIONALE DI UNA VETTURA PER MASS TRANSIT CON CASSA FLESSIBILE

A. Bracciali, F. Piccioli

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

SOMMARIO

La valutazione del comfort a livello previsionale richiede la conoscenza della difettosità della linea, del comportamento del veicolo in termini di dinamica di marcia e del comportamento vibroelastico del veicolo. Il presente lavoro illustra la definizione di una procedura nel dominio del tempo che, utilizzando i risultati normalmente disponibili a livello di progetto (dinamica di marcia, funzione di risposta in frequenza in campo dinamico), consiste nell'applicare procedure di analisi dei segnali semplificate e particolarmente efficienti per ottenere una stima rapida del comfort di marcia. Le limitazioni dell'approccio proposto sono discusse criticamente.

ABSTRACT

The evaluation of the comfort of a rail vehicle at a design stage requires the knowledge of the line irregularity, of the vehicle behaviour in terms of running dynamics and of the vibroelastic behaviour. In this paper a procedure in the time domain is defined that, using data normally available at a design stage such as vehicle dynamics and frequency response functions in the dynamic domain, uses simplified and particularly efficient signal processing methodologies to rapidly estimate the running comfort. The limitations of the proposed approach are critically discussed.

1. INTRODUZIONE

Il miglioramento del comfort di viaggio per il trasporto su rotaia ha assunto, negli ultimi anni, importanza via via maggiore in virtù soprattutto dell'enorme miglioramento riscontrato in tale campo nei sistemi di trasporto concorrenti, quali il trasporto su gomma ed aereo. Mentre la differenza fra un'auto di dieci anni fa ed una attuale è, a parità di segmento di prezzo, immediatamente avvertibile, altrettanto non può dirsi per quanto riguarda il trasporto su ferro. Questa considerazione, valida per quanto riguarda il rumore, è a maggior ragione valida per quanto riguarda le vibrazioni alle quali il viaggiatore è soggetto durante la marcia. Va da sé che il comportamento di un veicolo nei riguardi del comfort dipende fortemente anche dalle

condizioni della via; in generale si possono distinguere le seguenti categorie con riferimento alle necessità di comfort:

- trasporti urbani, con percorrenze limitate (inferiori a 30 minuti circa), con veicoli nei quali la massima parte dei viaggiatori viaggia in piedi (servizio metropolitano);
- trasporti suburbani, con percorrenze normalmente inferiori ad 1 ora, con veicoli di buona capacità di posti a sedere nei quali, nelle tratte interne alla città, sia normale un notevole affollamento con numerosi passeggeri in piedi;
- trasporti interregionali, con percorrenze superiori ad 1 ora, nei quali il viaggio in piedi, ancorché consentito, rappresenti un'eccezione;
- trasporti a lunga distanza, ad elevata velocità e ad elevato comfort, nei quali il viaggio, di durata anche notevolmente superiore ad 1 ora, non sia consentito in piedi.

Evidentemente criteri diversi dovrebbero essere applicati alle varie categorie di trasporto sopra elencate, considerando che le richieste di comfort dovrebbero essere commisurate al tipo di servizio ed al tipo di clientela.

La valutazione a livello previsionale del comfort in vettura parte dalle seguenti conoscenze fondamentali:

- a) la difettosità della linea, sia in termini di spetto che, soprattutto, di irregolarità puntuali, misurata o ricavata da banche dati disponibili;
- b) il modello dinamico del veicolo, sviluppato comunque dal costruttore, ottenuto normalmente con codici *multi-body* e sviluppato al fine di verificare la dinamica di marcia, evitando l'insorgenza di moti parassiti autoeccitati (serpeggio);
- c) una simulazione della percorrenza su una tratta significativa (punto a) del veicolo modellato al punto b, che dia la *time history* delle vibrazioni nei punti del veicolo che costituiscono l'interfaccia con il viaggiatore;
- d) un modello di accumulo che valuti l'affaticamento del passeggero sottoposto alle vibrazioni stimate al punto c.

Uno dei metodi normalmente utilizzati per valutare l'affaticamento consiste nel calcolare il valore energetico medio (RMS) delle vibrazioni dell'intera *time history* dopo un opportuno filtraggio (pesatura) che tenga conto della risposta umana media alle vibrazioni. Sebbene questo metodo comporti una decisa sottostima degli effetti locali (eventuali picchi o irregolarità locali vengono "perse" nella storia totale e nel suo valore RMS globale), esso è decisamente semplice e consente una prima valutazione del comportamento del veicolo.

Per quanto riguarda i punti di interfaccia citati al punto c, vi sono due possibilità:

- considerare il veicolo perfettamente rigido, e valutare quindi la risposta nei punti di interfaccia come combinazione lineare della risposta dei vari punti modellati del veicolo;
- considerare il veicolo flessibile, quindi caratterizzato dal suo comportamento dinamico globale, ed introdurre questa caratteristica nella simulazione.

Ovviamente il secondo approccio è preferibile, e normalmente il modello strutturale dettagliato del veicolo è, almeno parzialmente, disponibile a livello di progetto in quanto le normative vigenti sul comportamento strutturale del veicolo richiedono una progettazione relativamente avanzata, anche se ormai standard, mediante la messa a punto di modelli agli elementi finiti. Ovviamente questi modelli vengono messi a punto per tale scopo e, normalmente, non vengono ottimizzati per essere concordi con la risposta dinamica (modale) del veicolo. E' quindi evidente come la stima del comportamento modale sia valida in un range di frequenze abbastanza basso, normalmente inferiore ai 100 Hz, che però si rivela

sufficiente per le finalità vibrazionali mentre è assolutamente insufficiente per finalità vibroacustiche.

L'integrazione del comportamento elastico di un veicolo in un codice *multi-body*, ancorché possibile, è una procedura relativamente complessa e, soprattutto, onerosa in termini di tempo di calcolo. Il presente lavoro sviluppa una metodologia semplificata per la stima del comfort vibrazionale di un veicolo con cassa elastica mediante l'opportuna integrazione dei risultati ottenuti dalla simulazione *multi-body* con veicolo rigido ed il comportamento modale della cassa. Ovviamente la procedura non è completamente corretta, nel senso che il comportamento elastico influenza ovviamente le forze trasmesse nei punti di interfaccia cassa-carrello (appoggi sospensione secondaria, trave oscillante, aste di trazione, etc.), ma in prima approssimazione si ritiene che la procedura possa fornire una valutazione di massima sufficiente per valutare a livello di progetto gravi errori nel disegno del veicolo.

Il principale vantaggio della procedura sviluppata è che essa non richiede, tranne qualche inevitabile aggiustamento, lo sviluppo di modelli *ad hoc* utilizzando simulazioni e strumenti che costituiscono patrimonio standard dei costruttori di veicoli. Nella presente memoria la procedura è sviluppata ed applicata ad un veicolo per *mass transit*, ma essa è evidentemente generale e può essere applicata a qualunque veicolo.

2. CONSIDERAZIONI SUL VEICOLO IN OGGETTO

L'analisi preliminare della costituzione del veicolo è fondamentale per avere, prima del calcolo, una valutazione soggettiva dell'importanza dei componenti del veicolo e della loro influenza sulle sue proprietà vibrazionali.

In generale si può dire che le seguenti proprietà siano fondamentali:

- le caratteristiche di serpeggio dei carrelli, influenzate dal passo del carrello, dal suo momento d'inerzia rispetto all'asse verticale, dalla rigidità longitudinale/laterale dell'accoppiamento sale-telaio carrello e dall'accoppiamento dei profili della ruota e della rotaia;
- le frequenze naturali della cassa alle basse frequenze, dove l'effetto dello smorzamento è naturalmente più basso;
- le irregolarità di tracciato, che possono eccitare sia il serpeggio che le risonanze della cassa, e la cui selezione per la simulazione è critica.

Il veicolo utilizzato per mettere a punto la procedura consiste in:

- due carrelli motori, con telaio ad H articolato;
- quattro sale, equipaggiate con cuscinetti interni e frenatura a dischi;
- quattro unità motore-riduttore, direttamente collegate agli assili mediante sospensione tranviaria e sospese sul telaio carrello con sospensione elastica;
- una sospensione primaria con elementi in gomma;
- una sospensione secondaria con due molle ad aria per carrello, collegata al disotto con il telaio carrello ed al di sopra ad una trave oscillante;
- una trave oscillante connessa alla cassa con un perno centrale e due pattini di strisciamento, collegata al disotto al telaio carrello mediante la sospensione secondaria e due aste di trazione;
- la cassa.

E' possibile fare alcune considerazioni generali sul comportamento di questo veicolo rispetto alle vibrazioni indotte dalle irregolarità di tracciato:

- dato che il telaio carrello è interno al binario (sale con cuscinetti interni), forze verticali maggiori saranno richieste per contrastare i momenti esterni lungo l'asse x (longitudinale), richiedendo un telaio carrello più rigido e potenzialmente più trasmissivo;
- il fatto che il motore sia rigidamente accoppiato all'asse attraverso un riduttore dovrebbe farlo lavorare peggio, ma senza particolari conseguenze sulla generazione/trasmissione di vibrazioni;
- le unità moderne con frenatura a ceppi con recupero automatico del gioco non forniscono input vibrazionali significativi;
- le sale sono particolarmente compatte (non vi boccole e quindi fuselli esterni) e quindi i loro modi *free-free* dovrebbero essere a frequenze particolarmente alte (probabilmente oltre i 100 Hz);
- le sospensioni secondarie, ad aria, sono particolarmente morbide ed efficienti in termini di isolamento dalle vibrazioni. Esse infatti agiscono da filtro meccanico passa basso, in grado di ridurre drasticamente le vibrazioni trasmesse al corpo vettura al di sopra della risonanza.

Gli equipaggiamenti ausiliari non saranno considerati per la stima delle vibrazioni. Il loro contributo può essere limitato dalla scelta corretta di montaggi resilienti, specialmente per quelli rotanti a numero di giri costante. La pratica ingegneristica fornirà quindi la soluzione corretta.

3. SIMULAZIONE DELLA DINAMICA DI MARCIA DEL VEICOLO

La simulazione della dinamica di marcia del veicolo, non descritta nel presente lavoro e che ne costituisce un prerequisito, è pratica standard e viene effettuata con codici *multi-body* commerciali. Il veicolo viene modellato come una serie di elementi massa-molla-smorzatore (parametri concentrati), eventualmente con caratteristica non lineare, e l'output viene calcolato mediante integrazione al passo delle equazioni di moto. Questo consente di tener conto della sostanziale non linearità delle condizioni di contatto ruota-rotaila (geometria, *creepage*, etc.) e consente di effettuare simulazioni utilizzando profili di binario reali.

I codici commerciali hanno normalmente, in libreria, numerosi tipi di tracciato con i quali simulare la risposta del veicolo; ad esempio, il codice utilizzato ai fini del presente lavoro ha una libreria con 5 tipi di tracciato, dal meno difettato al più difettato, e le simulazioni sono state condotte con il tracciato numero 3 ("Normal Track", difettosità media) e numero 5 ("Defective Track", difettosità molto elevata). Come è evidente, ai fini della messa a punto della procedura la selezione del tipo di tracciato non è fondamentale.

L'output della simulazione consiste nella *time history* delle forze agenti sul perno di collegamento cassa-carrello (direzioni laterale e longitudinale) e sui supporti delle sospensioni secondarie sulla cassa (direzione verticale), per un totale di 8 *time histories*, quattro per ciascun carrello, con passo di simulazione di 0.005 s (equivalente ad una frequenza di campionamento di 200 Hz), che rappresentano quindi le forzanti applicate alla cassa. In queste simulazioni, evidentemente, il corpo della vettura è stato considerato infinitamente rigido.

4. SUL MODELLO FEM DELLA CASSA DEL VEICOLO

Il comportamento vibrazionale proprio di una vettura ferroviaria può essere stimato ragionevolmente mediante l'uso di codici FEM almeno nel range di frequenza tipica

dell'affaticamento dell'uomo (alcune decine di Hz). In questo campo di frequenza il comportamento vibrazionale della cassa può essere rappresentato dalla sovrapposizione di modi propri, i quali sono facilmente calcolabili con un qualunque codice FEM con capacità dinamiche. Come noto, il problema delle simulazioni FEM è l'introduzione dello smorzamento, con funzione tipica di limitare l'ampiezza alle risonanze, in forma tipicamente proporzionale a massa e rigidezza. Gli autovalori divengono così complessi ma gli autovettori restano reali, tali che i modi possono pertanto essere ritenuti stazionari come forma ma decrescenti come ampiezza.

Dato che il veicolo utilizzato per la messa a punto della procedura è costruito per saldatura a punti di lamiera di acciaio su profilati di acciaio, vi sono notevoli incertezze sia sul tipo che sull'entità dello smorzamento da introdurre nel modello FEM. Dato che il numero di punti di saldatura è estremamente elevato per assicurare la resistenza strutturale, è ipotizzabile assumere che lo smorzamento sia solo leggermente superiore di quello della struttura saldata in continuo. Fenomeni locali di *clang* delle lamiere dovrebbero essere evitati, e l'attrito nel punto di saldatura, un meccanismo che può avere qualche importanza in tali strutture, non dovrebbe essere presente.

La modellazione FEM è stata condotta con un codice commerciale, imponendo uno smorzamento modale pari allo 0.05% di quello critico per tutti i modi nel range di frequenza analizzato. Questo valore discende dall'esperienza del costruttore su veicoli simili.

Sono state calcolate le funzioni di risposta in frequenza complesse (FRF) fra ciascun input ed un set di punti selezionati sul veicolo, ottenute dal modello modale della cassa calcolato fino a 60 Hz con una risoluzione di 0.1 Hz. Le FRF sono calcolate in termini di accelerazione nel punto di uscita / forza nel punto di ingresso, quindi sono espresse in ms^2/N . L'analisi modale è stata condotta in condizioni *free-free*, e le uscite sono state selezionate in 30 punti in corrispondenza dei sedili (passeggeri seduti) e della linea di mezzeria del pavimento (passeggeri in piedi).

5. UNA PROCEDURA SEMPLIFICATA PER IL CALCOLO DEL COMFORT

5.1 Considerazioni preliminari

Dato che il comportamento vibrazionale della cassa è supposto lineare, l'uscita nei punti selezionati può essere ottenuta, classicamente, combinando opportunamente gli ingressi e le funzioni di trasferimento.

Tipicamente questa procedura viene effettuata nel dominio delle frequenze per i seguenti motivi:

- dato che l'ingresso è generalmente distribuito statisticamente (*random-like*), un'osservazione limitata ad una quantità ridotta di dati non è generalmente sufficiente ed analisi lunghe ed estensive risultano necessarie;
- mentre non vi è in principio alcuna limitazione alla lunghezza della sequenza di *input* (un treno può percorrere grandi distanze!), la funzione di trasferimento è calcolata solo per alcune frequenze discrete, definite dall'utente durante il calcolo FEM, e quindi sorgono problemi per il prodotto dello spettro e della funzione di trasferimento per la stima dello spettro dell'uscita;
- il grande vantaggio del dominio della frequenza è la semplicità del calcolo, essendo il risultato ottenibile come semplice prodotto, e la stabilità della stima. Quest'ultima si ottiene mediando opportunamente le proprietà statistiche stimate (auto e cross-spettri,

FRF, coerenze, etc.). Lo svantaggio di tutte le procedure di media è, ovviamente, la perdita del valore istantaneo in ogni *time history*, talché le considerazioni sul fattore di cresta, richieste da alcune normative, non possono essere effettuate.

Nel presente lavoro viene proposta una metodologia per il calcolo dell'uscita utilizzando esclusivamente i dati nel dominio del tempo che, a giudizio degli autori, presenta numerosi vantaggi.

5.2 Preprocessamento dei dati d'ingresso

Come descritto in precedenza, il Δf delle FRF è pari a 0.1 Hz, con un fondo scala di 60 Hz, per un totale di 600 linee, corrispondente ad un periodo di campionamento equivalente nel dominio del tempo di 1/120 di secondo; la frequenza di campionamento, nell'ipotesi di avere un filtro *antialiasing* ideale infinitamente ripido, è quindi di 120 Hz. Un totale di 240 FRF (8 input x 30 output) è stato considerato.

Dato che le *time histories* delle forzanti erano disponibili con campionamento di 0.005 s (pari a 200 Hz), esse sono state ricampionate a 120 Hz utilizzando le routines disponibili in Matlab al fine di essere compatibili con le *time histories* delle forzanti.

5.3 Procedura di calcolo

Il calcolo della risposta, normalmente effettuato nel dominio delle frequenze, viene nel presente lavoro affrontato nel dominio del tempo. Il prodotto delle linee nel dominio delle frequenze viene sostituito dall'integrale di convoluzione nel dominio continuo del tempo o dall'equivalente convoluzione discreta nel dominio del tempo discreto. E' utile ricordare che la convoluzione è equivalente ad un filtraggio digitale di una storia temporale campionata.

Grazie alle risorse di calcolo oggi disponibili, un tale calcolo non è più così oneroso come in passato e fornisce direttamente, alla fine del processo, la storia temporale dell'uscita.

Quale vantaggio ulteriore, quando un sistema ha più ingressi (otto nel nostro caso) e la stima deve essere effettuata singolarmente per ogni uscita (sistemi MISO, Multiple Input Single Output), occorre utilizzare cautele particolari nella stima dell'uscita, in quanto gli ingressi potrebbero essere, e nel caso in oggetto sicuramente sono, non linearmente indipendenti ed occorrerebbe utilizzare le coerenze parziali per rimuovere le componenti coerenti per ottenere una stima corretta dell'uscita del sistema. Lavorando direttamente nel dominio del tempo non vi è necessità di effettuare tali calcoli: l'uscita può essere calcolata direttamente come somma delle uscite date da ciascun ingresso, dato che moduli e fasi sono automaticamente rispettati dall'operatore convoluzione.

I passi della procedura di calcolo dell'uscita sono i seguenti:

1. lettura dei files contenenti i vettori forza;
2. rimozione della media e *smoothing* delle estremità delle *time histories* delle forze con finestra di Hanning al fine di evitare transitori anomali di inizio e fine simulazione;
3. selezione del numero e della direzione dell'output desiderato;
4. per ciascun ingresso:
 - lettura della FRF corrispondente da file;
 - shift a destra di una linea della FRF;
 - introduzione di una linea con ampiezza=0 a $f=0$ Hz (non deve esserci risposta stazionaria per forza statica);
 - completamento della FRF con linee aggiuntive opportune (*flip Re*, *-flip Im*);
 - calcolo della risposta all'impulso mediante FFT inversa della FRF;

- utilizzo della sola componente reale della Impulse Response Function (IRF) ottenuta (eventuali piccole parti immaginarie derivano da errori numerici nell'algoritmo della FFT inversa);
 - calcolo dell'uscita come convoluzione della forza e della risposta all'impulso;
5. somma dei contributi dovuti a ciascun ingresso per ottenere l'accelerazione globale di uscita.

6. RISULTATI OTTENUTI

6.1. Normative utilizzate per la valutazione del comfort

In campo europeo la norma UIC 513 [1] è di uso standard specialmente per le applicazioni ferroviarie; in ogni caso nel presente lavoro la norma utilizzata per il calcolo del comfort è la ISO 2631-1:1997 [2] che fornisce risultati accettabili per l'applicazione nei trasporti pubblici. Nel lavoro non si è fatto uso di normative più recenti, quali la EN 12299, anche se il loro utilizzo è perfettamente compatibile con la procedura sviluppata.

6.2 Filtraggio e valutazione del comfort

Le *time histories* ottenute al paragrafo precedente devono essere trattate per rappresentare correttamente il grado di comfort del passeggero. Senza voler entrare nel merito delle diverse possibilità, la norma [2] filtra le misure nel dominio del tempo o della frequenza per adattare i dati ottenuti da trasduttori perfettamente lineari alla risposta del corpo umano. Forme diverse di filtri, ma con le medesime caratteristiche, vengono definite per posizione in piedi o seduta, le uniche posture utilizzate nel presente lavoro.

Il filtraggio richiesto da tale norma consiste di 3 filtri separati:

- un filtro passa banda, costituito da due filtri Butterworth del secondo ordine (un passa basso ed un passa alto);
- un filtro di transizione accelerazione-velocità, proporzionale all'accelerazione alle basse frequenze ed alla velocità alle frequenze più alte;
- un gradino in salita, con pendenza approssimata di 6 dB/ottava, proporzionale al jerk.

La formulazione fornita nelle standard dà sia la descrizione del filtro analogico che l'ampiezza del filtro del dominio della frequenza. Chiaramente, la via più semplice per combinare ed utilizzare i filtri è calcolare la loro risposta nel dominio della frequenza e quindi moltiplicarli vettorialmente. Dato che la definizione nel dominio della frequenza è esplicita, non vi sono limitazioni in principio alla risoluzione in frequenza.

Per il presente lavoro la descrizione dei filtri in termini di potenze negative decrescenti di p è stata riformulata in termini di potenze positive decrescenti di p . Tale riformulazione si è resa necessaria per poter utilizzare le *routines* di filtraggio disponibili in Matlab che richiedono che i coefficienti polinomiali al numeratore (b) ed al denominatore (a) inizino con la più elevata potenza e terminino con il termine costante. Inoltre, la numerazione degli *array* inizia da 1 e quindi i coefficienti sono stati manipolati al fine di ottenere $a(1)=1$.

La formulazione corretta dei poli e degli zeri è stata calcolata per ciascuno dei filtri citati in precedenza, rendendoli direttamente disponibili nel dominio del tempo per l'utilizzo con il comando *filter* di Matlab. Non si è fatto uso del comando *filtfilt*, che pure ha fase nulla, in quanto nel presente lavoro non vi sono problemi legati alla distorsione data dai filtri, dato che in seguito sono state effettuate soltanto stime energetiche; inoltre il comando *filtfilt* raddoppia l'ordine del filtro per compensare la distorsione, risultando in ampiezze non corrette.

In ogni caso I filtri devono essere combinati per ottenere il filtro finale. Dato che i coefficienti sono noti, il modo più semplice per calcolare il filtro globale è quello di applicare ricorsivamente l'operatore convoluzione a tutti i coefficienti precedentemente determinati. Il filtro finale risulta di ordine 8 ed ha, ovviamente, la somma delle proprietà di ciascun filtro che lo costituisce. Per ottenere la sequenza filtrata è quindi possibile utilizzare direttamente e semplicemente il comando *filter* di Matlab.

A titolo di confronto e di esempio, le funzioni di pesatura W_k e W_d definite nella [2] sono mostrate in Figura 1 ed in Figura 2 sia nel dominio delle frequenze (Mag+Phase) che nel dominio del tempo (Real+Imag). La forma del filtro è esattamente identica a quella descritta in [2].

Una volta che i dati di accelerazione sono stati filtrati tenendo conto della postura e della direzione, il valore efficace (RMS) dell'accelerazione è stato calcolato come richiesto dalla normativa [2]. I valori ottenuti in direzioni mutuamente ortogonali sono stati propriamente combinati usando le relative equazioni; si noti che per la valutazione del comfort nel presente lavoro i fattori di pesatura k_x , k_y e k_z sono tutti uguali ad 1, riconducendo quindi la formula presente nella normativa al calcolo dell'ampiezza del vettore 3D dato dalle accelerazioni RMS mediate nelle tre direzioni ortogonali.

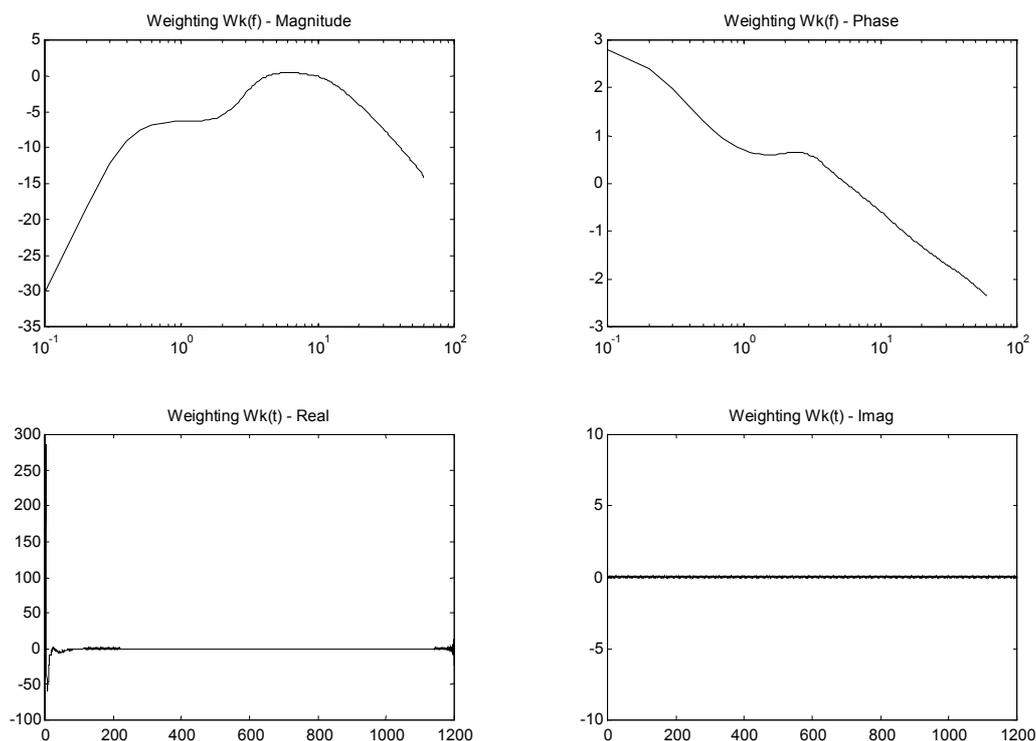


Figura 1. Funzione di pesatura W_k calcolata nel dominio delle frequenze (in alto, ordinate in dB e frequenze in Hz) e nel dominio del tempo (in basso, ampiezze adimensionali e tempo in campioni)

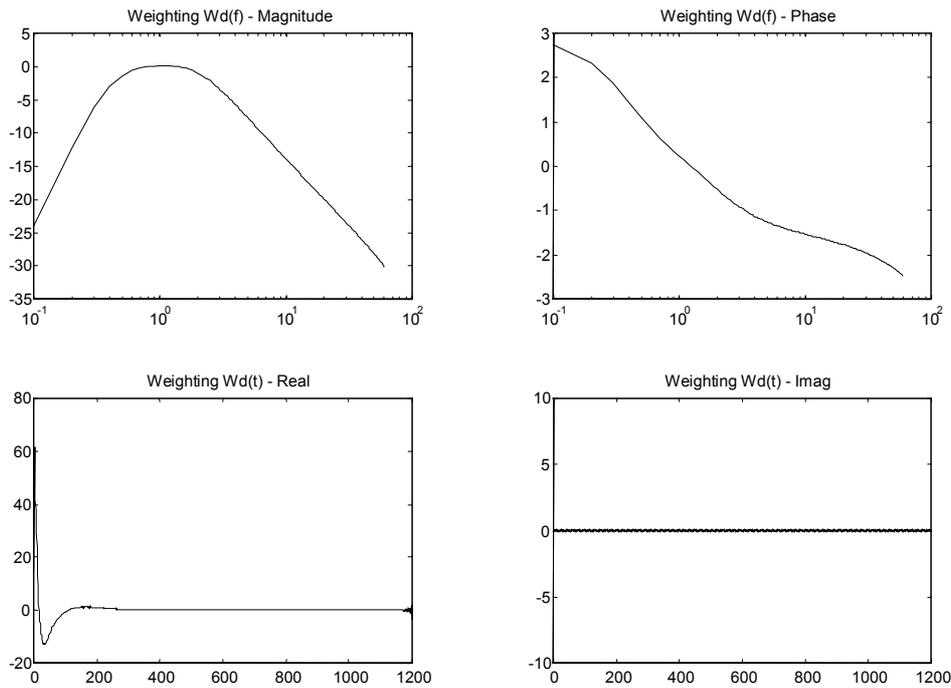


Figura 2. Funzione di pesatura W_d calcolata nel dominio delle frequenze (in alto, ordinate in dB e frequenze in Hz) e nel dominio del tempo (in basso, ampiezze adimensionali e tempo in campioni)

6.3 Esempi di risultati ottenuti

Come esempio dei risultati ottenuti mediante la procedura di calcolo messa a punto, in Figura 3 ed in Figura 4 sono mostrati i risultati parziali del calcolo dell'uscita nel punto 15Z (pavimento veicolo) dovuto alle forze nell'input 02Z (pattino anteriore sinistro) ed all'ingresso nel punto 04Y (perno posteriore, componente trasversale) nel caso del "Normal Track". Si notino le diverse scale delle accelerazioni risultanti.

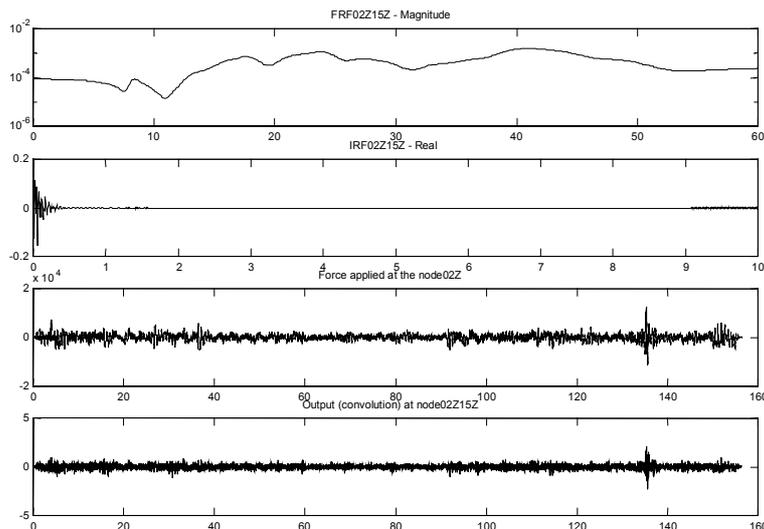


Figura 3. Esempio di accelerazione di uscita nel punto 15Z con eccitazione nel punto 02Z (Normal Track). Forze espresse in N, accelerazioni in m/s^2 , FRF in $(m/s^2)/N$, IRFs in $(m/s^2)/(Ns)$, scala dei tempi in s e scala delle frequenze in Hz.

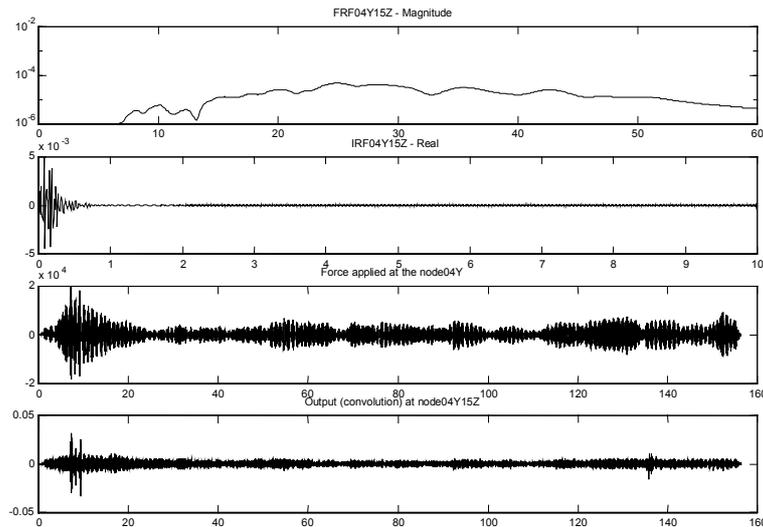


Figura 4. Esempio di accelerazione di uscita nel punto 15Z con eccitazione nel punto 04Y (Normal Track). Forze espresse in N, accelerazioni in m/s^2 , FRF in $(m/s^2)/N$, IRFs in $(m/s^2)/(Ns)$, scala dei tempi in s e scala delle frequenze in Hz.

L'output globale per lo stesso nodo 15Z, ottenuto sommando tutte le componenti parziali, è stato quindi filtrato con la funzione pertinente (W_k o W_d). In Figura 5 vengono mostrati l'uscita 15Z grezza e filtrata mediante uso del filtro W_k . Il valore RMS richiesto dalla [2] è riportato nel titolo della figura.

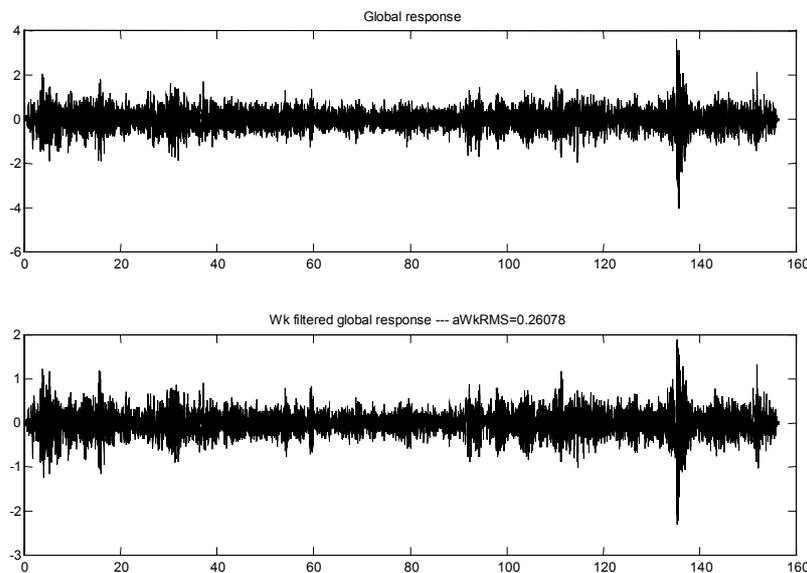


Figura 5. Accelerazione globale nel nodo 15Z, con filtraggio e calcolo del valore RMS (Normal Track)

La procedura è stata ovviamente ripetuta per tutti gli output. Si noti che:

- la componente RMS in direzione Z è stata pesata con W_k , mentre le componenti RMS in direzione X ed Y sono state pesate con W_d ;
- si è calcolato il valore pesato RMS delle singole componenti;
- le tre componenti sono state pesate con fattori di pesatura $k=1$ per ottenere l'indicatore finale a_v .

La tabella 1 indica i valori parziali di a_{wkrms} , a_{wdrms} insieme con i valori finali a_v ; tutti i calcoli sono stati ripetuti per il “Defective Track” come mostrato in tabella 2. I risultati ottenuti, relativamente al veicolo utilizzato per mettere a punto la procedura, possono essere commentati come segue:

- Normal Track: tutti i valori a_v sono inferiori a 0.315 m/s^2 (essendo il massimo intorno a 0.28 m/s^2) e quindi il comportamento del veicolo nei confronti del comfort può essere definito “not uncomfortable” [1];
- Normal Track: quasi tutti i valori a_v sono inferiori a 0.5 m/s^2 (solo il punto 15 ha un valore di 0.55 m/s^2) e tutti i valori a_v sono inferiori a 0.63 m/s^2 quindi il comportamento del veicolo nei confronti del comfort può essere definito “a little uncomfortable” [1].

Tabella 1 – Valori per tutti gli output considerati (Normal Track)

Output	RMS acceleration value (m/s^2) for each direction			Total value aV (m/s^2)
	X	Y	Z	
11	0.0480	0.0928	0.1904	0.2172
12	0.0442	0.0935	0.1954	0.2211
13	0.0401	0.0931	0.1869	0.2126
14	0.0406	0.0931	0.1753	0.2026
15	0.0387	0.0562	0.2608	0.2695
16	0.0371	0.1018	0.1684	0.2002
17	0.0364	0.1326	0.2454	0.2813
18	0.0364	0.1327	0.1924	0.2366
19	0.0369	0.1038	0.2136	0.2403
20	0.0381	0.0571	0.2372	0.2469

Tabella 2 – Valori per tutti gli output considerati (Defective Track)

Output	RMS acceleration value (m/s^2) for each direction			Total value aV (m/s^2)
	X	Y	Z	
11	0.1262	0.1236	0.3913	0.4293
12	0.1190	0.1243	0.3968	0.4325
13	0.1023	0.1272	0.3601	0.3954
14	0.0992	0.1271	0.3229	0.3609
15	0.1011	0.1147	0.5313	0.5529
16	0.0969	0.1314	0.3577	0.3932
17	0.0948	0.1480	0.4712	0.5029
18	0.0946	0.1499	0.3944	0.4324
19	0.0951	0.1328	0.4239	0.4543
20	0.0969	0.1175	0.4723	0.4962

7. CONCLUSIONI

Nel lavoro è stata sviluppata e messa a punto una metodologia per il calcolo semplificato della risposta dinamica, volta alla stima del comfort del passeggero, di un veicolo ferroviario.

La procedura è interamente sviluppata nel dominio del tempo e tiene in considerazione il comportamento elastico della cassa del veicolo oltre, ovviamente, al comportamento dinamico calcolato classicamente con codici *multi-body*.

La procedura è di semplice applicazione, veloce e consente una prima stima di larga massima del comportamento del veicolo utilizzando i dati normalmente disponibili dal costruttore del veicolo. Sono stati riportati i risultati ottenuti per il veicolo per uso suburbano utilizzato per la messa a punto della procedura. Si ritiene che l'approccio sviluppato sia completamente originale e di immediato uso industriale.

BIBLIOGRAFIA

[1] UIC 513: "Guide for the evaluation of the passenger vibratory comfort in the railway vehicles." First edition 1994-07-01.

[2] ISO 2631-1: "Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1:General requirements". Second edition 1997-05-01