

## VIBRAZIONI NELLE APPARECCHIATURE DI SEGNALAMENTO FERROVIARIO COLLEGATE AL BINARIO

*A. Bracciali<sup>a\*</sup>, A. Rossi<sup>b</sup>*

<sup>a</sup> Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali - Università di Firenze - v. Santa Marta, 3 - 50139 Firenze.

<sup>b</sup> Borsista presso il Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali - Università di Firenze.

### Sommario

Le apparecchiature per il segnalamento ferroviario vengono sottoposte a numerose prove ambientali (umidità, temperatura, urti, vibrazioni) secondo le normative nazionali ed internazionali vigenti al fine di garantire la loro funzionalità in piena sicurezza. Nel presente lavoro i valori di urti e vibrazioni presenti in tali normative vengono criticamente discusse nel caso delle casse di manovra per le quali le prove in linea forniscono indicazioni diverse rispetto ad apparecchiature molto più leggere (ad esempio i pedali) anch'esse collegate direttamente alle rotaie.

### Abstract

Rail signalling equipment are tested under severe environmental conditions (humidity, temperature, shocks and vibrations) following the current national and international standards to ensure their functionality and the full respect of safety standards. In this paper the shock and vibration values imposed by the standards are criticised as the tests on point machine in service revealed a behaviour much different compared to lighter equipment (i.e. treadles) directly connected to the rails.

**Parole chiave:** vibrazioni, rotaia, segnalamento ferroviario, cassa di manovra

### 1. INTRODUZIONE

Il segnalamento ferroviario è composto da numerose parti che sono poste in posizioni assai diverse. Se è vero che alcuni componenti operano in condizioni ambientali rigorosamente controllate e costanti, ad esempio gli apparati centrali per il controllo della circolazione nelle stazioni ed in linea, è altrettanto vero che alcuni componenti operano all'aperto e che altri sono addirittura montati in prossimità o direttamente sul binario. Questi ultimi sono soggetti, oltre alle massime escursioni termiche e di umidità, anche a valori di urto e vibrazione notevolmente elevati. In particolare si usa classificare la posizione delle apparecchiature di segnalamento sulla base della "distanza" dalle rotaie, riconoscendo come i vari stadi che compongono il binario si comportino come degli stadi di sospensione meccanica smorzata con evidente funzione di filtro passa-basso.

Normative specifiche individuano gli spettri di carico vibrazionale e di urto ai quali le apparecchiature devono essere assoggettate al fine di garantire la sicurezza in esercizio. L'effettuazione di tali prove, mediante tavole vibranti, risulta particolarmente complessa ed onerosa, ed a volte assolutamente impraticabile, nei casi nei quali la massa delle apparecchiature da testare

superi le possibilità della tavola vibrante, in special modo alle frequenze più elevate. Risulta quindi possibile testare le apparecchiature solo per sottocomponenti, lasciando i dubbi del caso sulla risposta finale effettiva dell'intero complesso.

Nel caso oggetto del presente studio l'apparecchiatura, una cassa di manovra in traversa, ha una massa di oltre 800 kg, il che rende praticamente impossibile effettuare i test sul complesso. D'altronde tale massa risulta essere fra 2 e 3 volte quella delle traverse in c.a.p. a fili aderenti normalmente utilizzate; è ben noto, d'altronde, che traverse leggere, quali quelle in legno, permettono una maggiore mobilità (e, non per niente, risultano in una maggiore rumorosità) del binario, mentre traverse pesanti costituiscono un vincolo alla rotaia, anche se indiretto, e danno luogo a vibrazioni decisamente minori. Resta pertanto il dubbio che l'effettivo campo di urti e vibrazioni al quale il componente risulta assoggettato in esercizio sia effettivamente e correttamente rappresentato dai valori di normativa.

Nel presente studio vengono confrontati i campi vibrazionali ottenuti in numerose campagne prova, realizzate per finalità diverse, con e senza apparecchiature direttamente collegate alle rotaie al fine di identificare una strategia che consenta di ottimizzare le condizioni di prova e di specializzarle per la qualificazione mirata delle apparecchiature stesse.

## 2. LE NORMATIVE VIGENTI

Ai fini del presente lavoro si sono considerate le due classi più severe prese in esame dalle normative nazionali per le prove di tipo e di accettazione per le apparecchiature elettroniche ed elettromeccaniche destinate agli impianti di sicurezza e segnalamento [1], che recepiscono le corrispondenti normative internazionali [2], ossia le apparecchiature montate direttamente sulle rotaie, che quindi non beneficiano di alcuno stadio di sospensione (classe 5V), e sulle traverse, che sono "aiutate" dagli elementi elastici di sottorotaia (*railpads*) e dal sistema di fissaggio elastico rotaia-traversa (classe 4V).

In figura 1 vengono mostrate le curve dei livelli di vibrazioni ambientali per i gruppi 4V e 5V per i tre assi ortogonali. Tali curve rappresentano il livello di severità per le condizioni meccaniche presenti negli impianti ferroviari, tant'è che le prove di fatica con vibrazioni aleatorie devono essere effettuate, per 120 minuti, incrementando di +3 dB i valori di accelerazioni che definiscono le curve stesse. Nel caso di limitate potenzialità del sistema di vibrazioni utilizzate è possibile allungare il tempo di eccitazione riducendo al contempo l'ampiezza, ma mai scendendo sotto i valori limite che definiscono le curve.

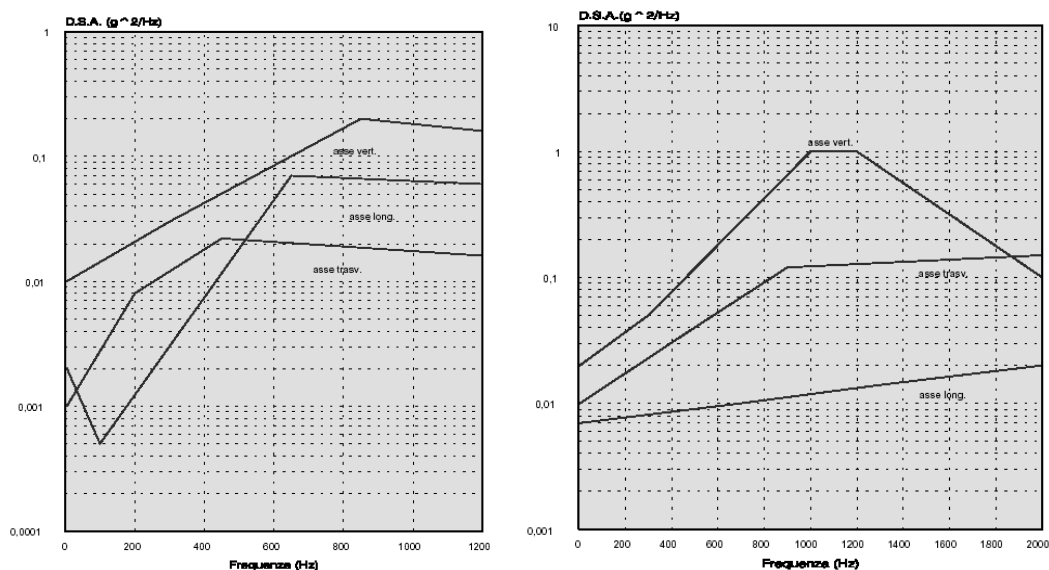


Figura 1: Curve dei livelli di vibrazione ambientale (densità spettrale di potenza) per il gruppo 4V (a sinistra) e per il gruppo 5V (a destra). Si notino i valori in  $g^2/Hz$  ed i diversi fondo scala sia in frequenza che in ampiezza.

Per quanto riguarda gli urti le normative prescrivono 3 urti positivi e 3 urti negativi di forma semisinusoidale con valori, sull'asse verticale, di 10 g (durata 11 ms) e 50 g (durata 6 ms) rispettivamente per i gruppi 4V e 5V.

### 3. DATI SPERIMENTALI DISPONIBILI

L'analisi delle vibrazioni misurate sul binario è possibile grazie alla disponibilità di dati sperimentali ottenuti in diverse attività durante le quali sono state misurate le accelerazioni al transito dei convogli sulla rotaia e su apparecchiature collegate alle rotaie stesse.

#### 3.1 PC Renacci, ottobre 2000 ed Inconronata, dicembre 2001

Nel presente lavoro vengono considerati i rilievi di vibrazioni misurati dall'accelerometro verticale montato sotto testa della rotaia nella sezione 200 (figura 2), confrontabile evidentemente con la classe di apparecchiature 5V, durante la campagna prove svoltesi per conto di Trenitalia UTMR nell'ottobre 2000 presso il PC Renacci sulla Direttissima Firenze-Roma (binario su ballast, traverse da 400 kg, attacchi Pandrol e-clip, rotaia UIC 60). Analoghi dati vengono considerati per la sezione 200 (figura 2) della campagna prove svoltesi nel dicembre 2001 nell'ambito del progetto europeo HIPERTRACK presso la stazione di Inconronata sulla linea Foggia-Bari (binario su ballast, traverse da 270 kg, attacchi K, rotaia UIC 60).

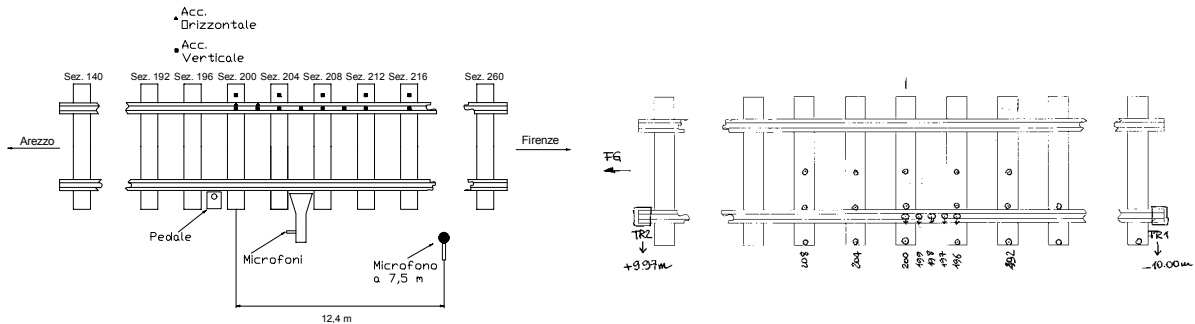


Figura 2: Layout generale prove di Renacci 2000 (a sinistra) ed Inconronata 2001 (a destra)

#### 3.2 Maccarese, maggio 2004

La campagna prove svoltesi nel maggio 2004 presso la stazione ferroviaria di Maccarese sulla linea Grosseto-Roma (binario su ballast, traverse da 270 kg tranne ove indicato, attacchi K, rotaia UIC 60) aveva lo scopo di quantificare le interazioni veicolo-binario in corrispondenza di un deviatoio equipaggiato con una cassa di manovra in traversa. In questa postazione si registra il passaggio di treni regionali, Intercity, ETR e merci con velocità massima intorno a 140 km/h.

La cassa di manovra ha una massa notevole (circa 800 kg), ed è collegata direttamente alle rotaie, lasciando ipotizzare un collegamento strutturalmente rigido fra traversa e rotaia. I valori di accelerazione ai quali la cassa di manovra risulterebbe soggetta e per i quali dovrebbe essere qualificata sono, in questa ipotesi, presumibilmente quelli della classe di apparecchiature 5V (accelerometro 1 di figura 3). I gruppi interni sono anch'essi collegati rigidamente alla traversa metallica che li contiene, realizzando anche in questo caso una continuità strutturale con trasmissibilità non nota a priori.

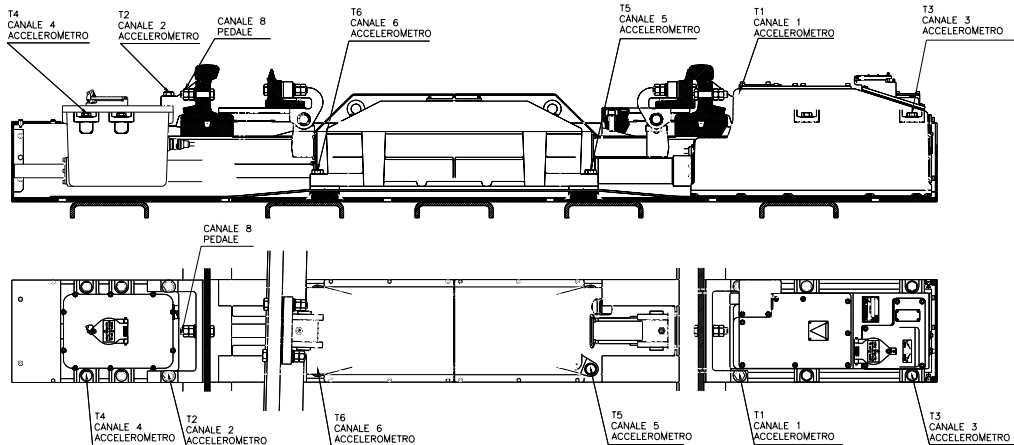


Figura 3: Descrizione sensori e layout generale prove di Maccaresè 2004

#### 4. SEPARAZIONE URTI/VIBRAZIONI E *PERFECT FILTERING* PER L'OTTENIMENTO DELLE PSD

Al fine di separare in maniera univoca le vibrazioni e gli urti e per consentirne un opportuno confronto con le normative indicate al paragrafo 2 si è messo a punto un sistema di elaborazione dati completamente automatizzato in grado di fornire le grandezze richieste da dette normative.

Anzitutto si è cercato di individuare un criterio, non presente in alcuna delle normative, per discernere gli urti dalle vibrazioni. Nel caso ferroviario, infatti, l'eccitazione vibrazionale proviene dal rotolamento della ruota sulla rotaia e dalla rugosità "equivalente" vista da tale accoppiamento. La misura della sola irregolarità circonferenziale delle ruote e longitudinale delle rotaie non è infatti sufficiente a descrivere compiutamente l'interazione in quanto l'area di contatto, avendo dimensioni finite, introduce una rigidità cosiddetta Hertziana che modifica, filtrando, gli spettri di rugosità (*contact patch filter*). Si tenga presente che per rugosità si intendono difetti di non circolarità con ampiezza dell'ordine delle decine di  $\mu\text{m}$ .

La presenza di un'irregolarità puntuale che può provocare un urto è, a meno di un difetto facilmente individuabile sulla rotaia, ascrivibile essenzialmente a difetti di non circolarità puntuali, dovuti tipicamente allo slittamento in frenata delle ruote e denominati sfaccettature (*wheel flats* nella letteratura anglosassone). L'effetto dell'urto risulta quindi essere *sempre* sovrapposto ad un effetto vibrazionale esteso per un tempo notevole prima e dopo il passaggio dell'asse sulla sezione strumentata.

Un criterio largamente usato per la individuazione di picchi in segnali *broadband* è quello basato sull'uso del fattore di cresta, definito come il rapporto fra il picco (in valore assoluto) del segmento di segnale prescelto e il valore efficace (*peak/RMS*). Questo criterio risulta essere valido se il numero di picchi è molto basso all'interno del segmento di segnale considerato, ossia se il valore efficace del segnale con i picchi risulta essere molto simile ad uno analogo senza picchi. Ai fini del presente lavoro è stato utilizzato il seguente criterio, che, se verificato, indica la presenza di un urto:

$$cf = \frac{|peak|}{RMS} > 4 \quad (1)$$

La necessità di compiere questa operazione di preselezione dei segnali genericamente quantificabili come "urto" è necessaria in quanto per gli urti la normativa indica i valori di prova considerando separatamente il contributo delle vibrazioni, come se il danneggiamento introdotto da urti e vibrazioni si cumulasse linearmente ed indipendentemente. I valori indicati dalla normativa per la classe 5V, ossia la più pesante, sono peraltro relativi a test con urti semisinusoidali di 50 g con una durata di 6 ms

(classe 5V), con un contenuto in frequenza quindi assai limitato e certamente inferiore ai 2000 Hz di fondo scala per detta classe.

L'analisi degli oltre 60 treni transitati (oltre 1900 assi) ha mostrato (tabella 1) come la numerosità degli urti sia particolarmente elevata ed importante. Ovviamente i valori massimi dipendono localmente dalle condizioni di vincolo e, soprattutto, dalla posizione dell'urto della sfaccettatura sulla rotaia. In ogni caso, circa un quarto dei segnali è assimilabile ad urto secondo il criterio della (1) e, soprattutto, la numerosità degli urti con valori di picco superiore ai test di normativa è rilevante. A titolo di esempio, circa lo 0.9 % degli assi ha mostrato valori superiori a 50 g sul punto 2, il che implica che la cassa di manovra è soggetta, statisticamente, a circa 5 urti al giorno superiori alla normativa anche nel caso più restrittivo di considerarla come apparecchiatura direttamente collegata alle rotaie e quindi appartenente alla classe 5V.

Alla luce di questi dati, ancorché relativi ad un'unica situazione con velocità massima dei treni di 140 km/h, appare evidente come il rischio di danneggiamento da parte degli urti sia notevolmente superiore a quello identificabile con i sei impulsi di prova richiesti dalla normativa.

**Tabella 1:** Numerosità globale degli urti registrati durante la campagna prova di Maccarese con indicazione dalla percentuale dei valori di accelerazione che superano i limiti dettati dalle normative.

Canali	Ubicazione	Numero di urti	Valore medio	Urti > 10 g (classe 4V)	Urti > 50 g (classe 5V)
1	Attacco traversa-rotaia	581	7 g	17.9%	0.2%
2	Attacco traversa-rotaia	451	6 g	13.3%	0.9%
3	Attacco motore	214	6 g	10.7%	0.0%
4	Attacco elettromagnete	257	7 g	16.3%	0.8%
5	Attacco fermascambio	314	6 g	14.0%	0.0%
6	Attacco fermascambio	255	7 g	18.0%	0.4%
Totale				15.3%	0.4%

## 5. L'ALGORITMO DI *PERFECT FILTERING* PER L'ANALISI PSD DELLE VIBRAZIONI

Una volta identificata la classe delle "vibrazioni" è stato messo a punto un metodo che consentisse di valutare il loro contributo energetico indipendentemente dalla velocità del treno in transito. A tal fine la densità spettrale di potenza è stata calcolata su un tratto di rotaia lungo 1 metro centrato al passaggio delle ruote nelle sezioni strumentate. Questo sistema origina, evidentemente, segmenti di durata diversa a seconda della velocità del treno e, nel caso di transiti particolarmente veloci, un numero di campioni molto limitato. Utilizzando, ad esempio, una frequenza di campionamento di 16384 Hz si ottiene un segmento di 196 campioni per un treno che proceda a 300 km/h. Dato che il calcolo della densità spettrale di potenza per un segnale di così breve durata è afflitto da problemi insanabili sia con gli algoritmi FFT che con quelli classici del periodogramma di Welch, si è fatto uso di un algoritmo di tipo diverso, definito di *perfect filtering*.

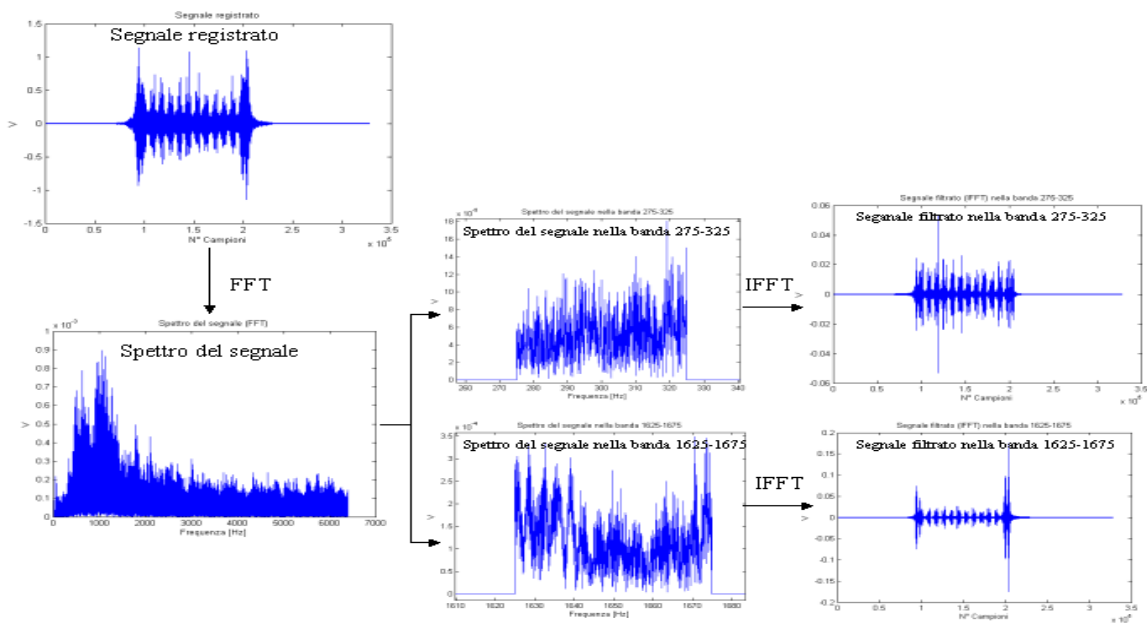
L'intero segnale di ciascun treno, è stato trasformato nel dominio della frequenza con un algoritmo FFT con una finestra Tukey di lunghezza limitata ai primi ed agli ultimi 2.000 campioni. Vista la lunghezza complessiva del segnale si può tranquillamente affermare che questa procedura, necessaria per eliminare problemi di *leakage*, non influisce assolutamente sul contenuto energetico del segnale.

Lo spettro così ottenuto è stato annullato al di fuori della banda di frequenza di interesse ed è stato antitrasformato al fine di ottenere nel dominio del tempo il segnale relativo al solo contenuto energetico della banda voluta. Le bande prescelte sono derivate dalla necessità di determinare i valori

alle frequenze definite dalla normativa, e cioè 0, 50, 100,..., 2000 Hz. Risulta evidente come tutte le bande sono larghe 50 Hz ( $f_c \pm 25$  Hz) ad eccezione della prima che è larga 25 Hz ( $0 \div 25$  Hz).

Da ogni segnale registrato si sono pertanto estratte 41 storie temporali, ciascuna corrispondente ad una banda centrata sul centro banda unificato. Il valore sulla lunghezza di 1 m sopra descritta è stato determinato calcolando semplicemente il valore della potenza dei campioni corrispondenti normalizzato rispetto alla larghezza di banda corrispondente ( $[m^2/s^4/Hz]$ ). In figura 4 è mostrato un esempio dei risultati della procedura applicata al segnale registrato di un treno ETR 500 transitato nella stazione di Inconronata a 173 km/h.

Questa procedura, apparentemente complessa ma in realtà assai semplice e veloce, è indipendente dalla velocità del treno, introduce errori ridotti in quanto le operazioni critiche, cioè la FFT, il filtraggio digitale e la IFFT vengono condotti su segnali di lunghezza molto elevata con opportuna gestione delle finestre ed ha una precisione che non dipende dalla lunghezza del segnale considerato.

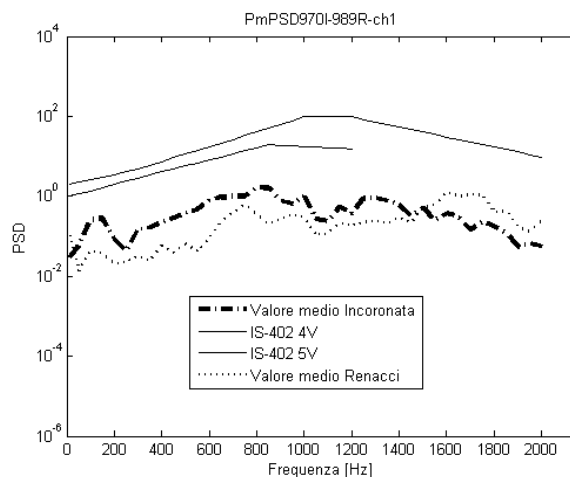


**Figura 4:** *Perfect filtering* applicato al segnale registrato al passaggio di un ETR500 ad Inconronata. A sinistra in alto: segnale originale, a sinistra in basso lo spettro del segnale (FFT), al centro, a titolo di esempio, lo spettro nelle bande 175-225 Hz (in alto) e 1125-1175 Hz (in basso), a destra i rispettivi segnali antitrasformati per le due bande prese in considerazione.

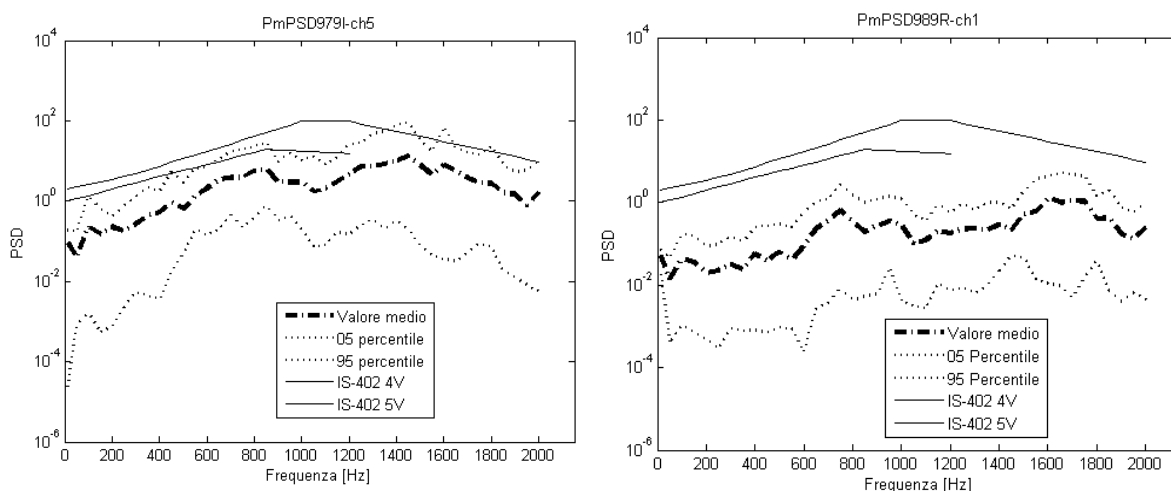
## 6. ANALISI DEI DATI E CONFRONTO CON LE NORMATIVE

Avendo a disposizione campagne prove in condizioni diverse si è anzitutto cercato di confrontare convogli simili a velocità simili. In figura 5 viene mostrato il confronto delle accelerazioni medie per un convoglio ETR480 ad Inconronata ed un ETR500 ad Renacci, a velocità molto simili (rispettivamente 190 km/h e 195 km/h). Come si nota, il valore medio della PSD appare confrontabile, considerando anche che le sale montate portanti sono identiche per i due treni (l'ETR480 ha la metà degli assi motori, con sale montate comunque molto simili e derivate dalle portanti). Nei due casi, nonostante la buona velocità, i livelli di accelerazione medi si mantengono molto al di sotto delle curve limite della normativa.

Purtroppo una simile analogia non si ripete per treni identici (ETR500) transitati nei siti di Renacci ed Inconronata alla medesima velocità (173 km/h), come mostrato in figura 6. In questo caso le vibrazioni delle rotaie sono state analizzate statisticamente identificando il 5 ed il 95 percentile degli spettri di PSD di ciascun asse.



**Figura 5:** PSD media [ $\text{m}^2\text{s}^{-4}/\text{Hz}$ ] per un ETR480 a 190 km/h (Incoronata) ed un ETR500 a 195 km/h (Renacci), con indicazione dei limiti per le categorie di apparecchiature 5V e 4V dalla normativa.



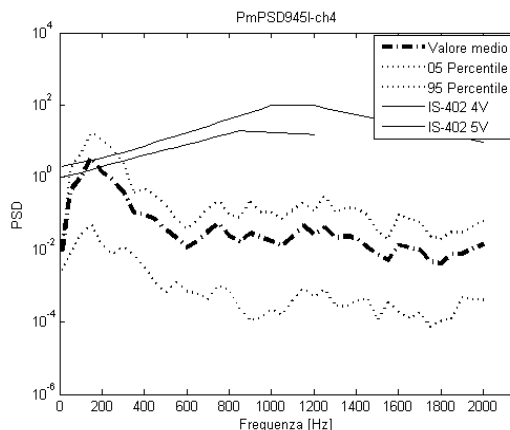
**Figura 6:** Media e intervallo 05-95 percentile della PSD [ $\text{m}^2\text{s}^{-4}/\text{Hz}$ ] per un ETR500 3kV a 173 km/h (Incoronata, a sinistra, 52 assi) ed un ETR500 PLT a 173 km/h (Renacci, a destra, 32 assi).

Ciascuno di questi parametri può, a parità di altri, portare a risposte vibrazionali molto diverse. E' evidente che il normatore, dovendo porsi dal lato della sicurezza, deve imporre, in fase di prove di tipo del prodotto, una curva che rappresenti in qualche modo l'involuppo dei massimi delle curve sperimentali riscontrate sul campo. Come si osserva nella figura 6, i limiti 5V della normativa paiono rappresentare correttamente il livello di vibrazione del 95 percentile del caso ivi rappresentato.

Nel caso di Maccarese ci si trova ad avere una cassa di manovra che ha una massa di circa 800 kg, ossia da 2 a 3 volte la massa quella delle traverse utilizzate sulle linee convenzionali ed AV/AC. Ci si attende che, in qualche modo, questo parametro modifichi i valori di accelerazione, unitamente agli altri parametri che a Maccarese rappresentano una situazione particolare (attacco diretto, senza interposizione di elementi elastici, fra rotaia e traversa metallica, scarsa rinalzata del ballast con abbassamenti del binario dell'ordine dei 3÷4 mm in confronto agli 0.5÷1 mm di un binario correttamente rinalzato).

Purtroppo la composizione e la velocità ( $\leq 140$  km/h) dei treni in transito a Maccarese non è confrontabile con quelle di Renacci. In alcuni casi si è osservato un comportamento particolare, ben esemplificato dalla figura 7 nella quale si mostra la densità spettrale di potenza di un convoglio TAF a

velocità nettamente più bassa (72 km/h). Nonostante questo aspetto apparentemente favorevole, si osserva come il livello di vibrazione sia al di sopra dei limiti di normativa 5V alle frequenze più basse e decisamente più basso alle frequenze più alte.



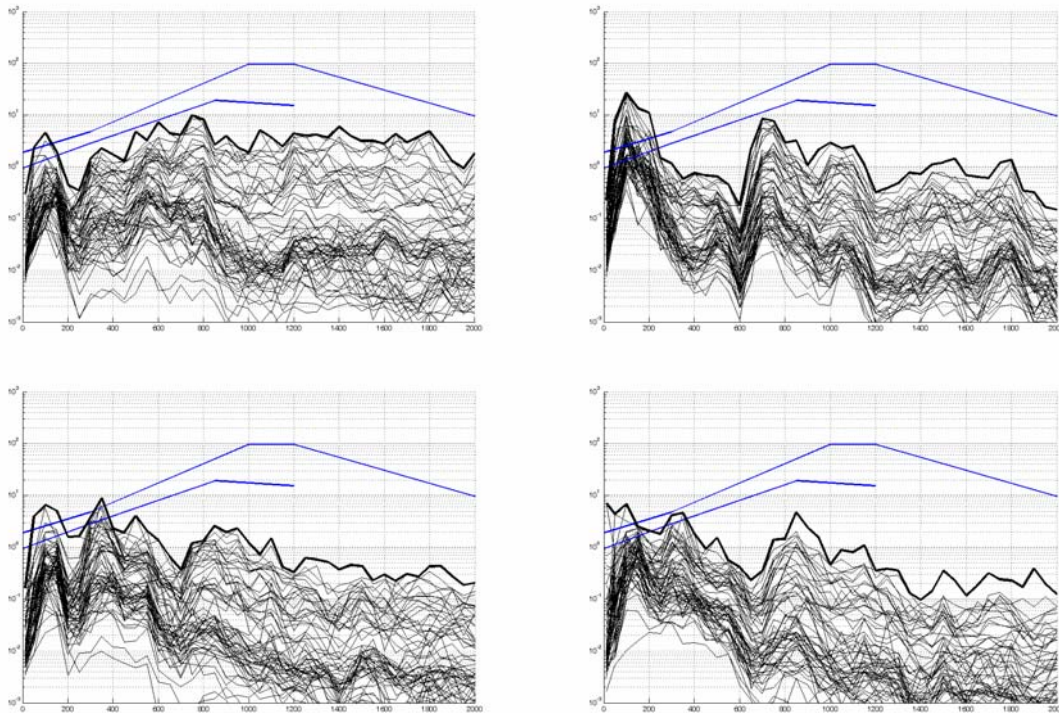
**Figura 7:** Media e intervallo 05-95 percentile della PSD [ $\text{m}^2\text{s}^{-4}/\text{Hz}$ ] delle accelerazioni misurate sul punto 1 per un TAF a 72 km/h (Maccarese).

Ovviamente non è possibile trarre conclusioni dal comportamento registrato per un unico convoglio, per cui sono stati presi in considerazione tutti gli assi di tutti i convogli transitati che rispettassero la condizione della (1), ovvero sia che si trattasse di “vibrazioni” e non di “urti”. Per ciascun convoglio è stata calcolata la curva P95 (95 percentile della PSD) e tali curve sono state sovrapposte per avere, graficamente una indicazione della distribuzione delle curve delle singole P95. E’ stato inoltre calcolato, e mostrato nelle figure seguenti, l’involuppo dei massimi delle P95, che può costituire una buona base di valutazione della specifica situazione nei confronti delle normativa.

In figura 8 vengono mostrate le curve P95 registrate in alcuni punti rivelatisi particolarmente significativi per il caso di Maccarese. Dall’analisi di questi diagrammi è possibile trarre le seguenti conclusioni:

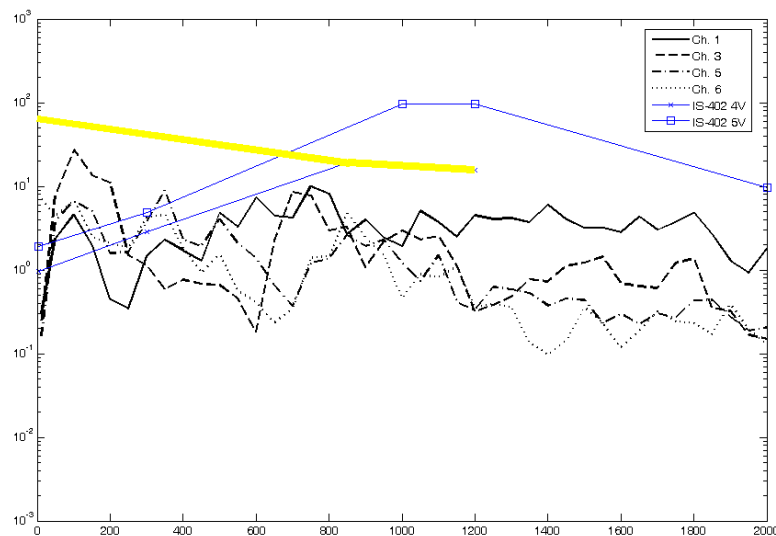
- le vibrazioni registrate nel punto 1 si posizionano, tranne intorno ai 100 Hz, al di sotto della curva 4V, il che lascia ipotizzare che la notevole massa collegata alle rotaie porti ad una effettiva diminuzione del livello di vibrazione (si confronti la figura 7). Sembra quindi che la curva 4V rappresenti la condizione migliore per il test di apparecchiature di notevole massa collegate, pur senza attacco elastico, al binario. Il picco intorno ai 100 Hz, considerato al punto seguente, supera anche la curva 5V;
- le vibrazioni registrate nel punto 3 presentano per qualunque treno un picco estremamente pronunciato nella banda dei 100 Hz, il cui valore per l’involuppo delle P95 è circa 10 volte il valore della curva 5V e ben 20 volte il valore della curva 4V. E’ evidente che questo picco, così come l’antirisonanza a 600 Hz ed il successivo picco assai elevato a 700 Hz sono dovuti al comportamento proprio della combinazione della traversa metallica e degli oggetti (motorizzazione, gruppo di fermascambiatore e controllo, elettromagnete di intallonabilità a comando) che essa contiene. Effettuando le prove sui singoli sottogruppi si perde completamente l’aspetto delle interazioni con la traversa metallica, con le riduzioni e, soprattutto, con le amplificazioni che essa comporta. Si osservi la notevole riduzione delle P95 alle alte frequenze, confermando come la traversa metallica si comporti come un sistema meccanico passa basso con risonanze relativamente poco smorzate;
- le vibrazioni registrate nei punti 5 e 6, nominalmente identiche, sono in realtà abbastanza simili a parte alcuni dettagli. Viene confermata l’importanza del comportamento vibrazionale proprio della traversa (si veda l’amplificazione prossima o addirittura leggermente superiore alla curva 5V per l’involuppo delle P95 nel centro banda a 300 Hz, non presente altrove) e, soprattutto, la notevolissima riduzione delle vibrazioni alle alte frequenze, che conferma quanto visto per il punto 3.





**Figura 8:** Curve P95 (95 percentile della PSD [ $m^2s^{-4}/Hz$ ]) ed involucro dei massimi per le accelerazioni misurate per l'intera campagna prove di Maccarese. Valori relativi ai transiti di assi senza urti per il canale 1 (in alto a sinistra), il canale 3 (in alto a destra), il canale 5 (in basso a sinistra) ed il canale 6 (in basso a destra).

Sovrapponendo le curve di involucro P95 per tutti i punti rilevati si osserva come sarebbe in realtà possibile o opportuno, nel caso in oggetto, specificare per l'intera cassa di manovra la curva 4V (con la notevole eccezione del punto a 100 Hz) mentre per il test delle singole unità una curva, schematicamente indicata in figura 9, che consideri la notevole riduzione alle alte frequenze (quindi limitandosi ai 1200 Hz della categoria 4V e copiandola parzialmente nel *range* di frequenze 850÷1200 Hz) ed aumenti corrispondentemente il livello alle basse frequenze per cautelarsi dalle risonanze della traversa.



**Figura 9:** Involucro dei massimi delle curve P95 [ $m^2s^{-4}/Hz$ ] per punti 1, 3, 5 e 6 e possibile modifica della curva limite, con riferimento ai dati acquisiti a Maccarese.

Per inciso, questa curva è più familiare per i componenti meccanici, nei quali le prime frequenze proprie sono responsabili delle massime ampiezze vibrazionali, fino a qualche centinaio di Hz, per poi decadere notevolmente alle alte frequenze; nel caso delle normative, il campo vibrazionale imposto è quello tipico delle rotaie che, avendo lunghezza virtualmente infinita, non hanno risonanze e si comportano da guida d'onda venendo "attraversate" dalle onde generate dal contatto ruota-rotaia che, per le lunghezze delle irregolarità in contatto e le velocità in gioco, generano eccitazioni prevalenti nel campo delle medie frequenze, intorno ai 1000 Hz.

## 7. CONCLUSIONI

Nel presente lavoro sono stati analizzati i valori di vibrazione rilevati sulle rotaie nel corso di diverse campagne prova. Si è osservato come i campi di vibrazione siano sostanzialmente ben rappresentati dalle curve limite delle normative vigenti che, pertanto, rappresentano validi strumenti per la validazione di apparecchiature leggere montate sulle rotaie stesse.

L'applicazione di apparecchiature di massa notevole e di dimensioni non trascurabili, quali una cassa di manovra in traversa, modifica notevolmente il campo di vibrazione delle rotaie, riconducendolo al disotto di quello delle traverse, il che consiglia di effettuare i test di tipo con la categoria relativa appunto alle traverse.

Il comportamento alle basse frequenze nei vari punti delle apparecchiature può risentire notevolmente delle risonanze degli elementi meccanici di supporto. Nel caso in oggetto, si sono avuti campi vibrazionali elevati, assai superiori a quelli riscontrati sulle rotaie, a 100 Hz ed a 350 Hz in punti diversi.

I risultati ottenuti hanno un impatto notevole sia sulla progettazione che sui test da effettuare sulle apparecchiature. E' evidente il rischio che la progettazione venga effettuata al fine di sopravvivere alle prove di tipo, che non si verificano in pratica; inoltre le limitazioni di combinazione peso/frequenza delle tavole vibranti rendono assai difficili, se non praticamente impossibili, le prove di tipo.

D'altro canto il superamento delle prove di tipo non garantisce una equivalente buona riuscita dell'apparecchiatura in esercizio, dato che i campi vibrazionali alle basse frequenze possono risultare anche molto più gravosi di quelli delle prove.

Un discorso a parte meritano gli urti, che nel caso considerato sono risultati di numerosità e di intensità assai superiore e ben più preoccupante dei test prescritti dalla normativa. Non si è in grado di affermare se la notevole presenza di urti sia specifica del caso in oggetto o se sia una circostanza generalizzata; per certo la progettazione e la sperimentazione dovrebbero tener conto di questi carichi elevatissimi e potenzialmente perfino più rischiosi delle vibrazioni.

Risulta infine chiaro come l'applicazione delle normative non possa avvenire sic et simpliciter, dato che esse possono risultare inutilmente gravose per un verso e lacunose dall'altro. Si auspica la prosecuzione del lavoro al fine di giungere a conclusioni più generali di quelle qui esposte che, ricordiamo, sono relative solo ad alcuni casi specifici.

## BIBLOGRAFIA

- [1] Rete Ferroviaria Italiana: "Prove di Tipo e di Accettazione per le apparecchiature elettroniche ed elettromeccaniche destinate agli Impianti di Sicurezza e Segnalamento – Specifica Tecnica IS 402", revisione 18/07/2000
- [2] IEC 60068-2-64 Environmental testing - Part 2: Tests - Test Fh: Vibration, broadband random (digital control) and guidance