

ANALISI STATISTICA DELLE VIBRAZIONI MISURATE SULLE BOCCOLE DELLE SALE FERROVIARIE

A. Bracciali, L. Di Benedetto, F. Piccioli

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

Sommario

Le vibrazioni che raggiungono i componenti collegati direttamente agli assi ferroviari (boccole, organi di trasmissione e di sospensione) sono elevatissime. Nelle più recenti normative si accettano valori di accelerazione eccezionali in boccola fino a ± 70 g che comportano, evidentemente, la necessità di sovradimensionare i vari componenti per resistere a queste sollecitazioni che possono diventare anche quelle prevalenti. Il presente lavoro analizza i dati registrati durante diverse campagne prova dalle quali si osserva come i valori delle norme che descrivono le prove al banco siano decisamente sottostimati anche se i valori massimi delle accelerazioni sono ben al di sotto di quelli sopra citati. Viene proposta una metodologia originale di trattamento dei dati che consente di valutare l'energia dell'eccitazione e le sue proprietà statistiche (fattore di cresta, kurtosis) che, come verrà mostrato, la rende statisticamente assai distante dal rumore bianco usato per le prove di tipo.

Abstract

Vibrations affecting components directly attached to railway vehicle axles (axleboxes, transmission and suspension components) are extreme. In the most recent standards, values up to ± 70 g are indicated which require the need of a over sizing of these components to withstand these stresses which may become dominant. This work analyses the data from several measuring campaigns from which the underestimation of the values included in the standards for tests at the bench becomes evident, even if recorded maximum acceleration values are much lower than the aforementioned ones. An original methodology is proposed to allow the evaluation of the energy of excitation and its statistical properties (crest factor, kurtosis). The difference between real life excitation and random excitation used in type testing will be shown.

Parole chiave: rotabili ferroviari, accelerazioni verticali, boccola, qualità del binario

1. INTRODUZIONE

La resistenza a fatica degli organi meccanici è, come noto, funzione del danno accumulato durante l'esercizio. Ovvio conclusione è che se non si è in grado di conoscere l'andamento delle sollecitazioni per un periodo sufficientemente lungo e rappresentativo delle condizioni di lavoro di un qualsiasi macchinario non sarà in generale possibile una qualsiasi ottimizzazione della progettazione di una macchina.

Mentre nel settore aeronautico la riduzione dei pesi è evidentemente un *must* per motivi funzionali, altrettanto non può dirsi nel settore ferroviario. Occorre infatti ricordare come per una locomotiva, ad esempio, lo sforzo di trazione sia direttamente proporzionale al peso della locomotiva direttamente gravante sul binario (ed in questo caso una riduzione del peso degli organi strutturali richiederebbe un successivo zavorramento della locomotiva, situazione oggettivamente assurda), mentre per un veicolo

merci le condizioni di manutenzione e di controllo suggeriscono comunque una progettazione a vita infinita.

L'unica possibilità, quindi, di applicare i moderni approcci di progettazione che accumulino il danno, ad esempio con l'applicazione delle leggi di Palmgren-Miner, sembra essere quello delle carrozze viaggiatori. Non si dimentichi che, a tutt'oggi, il carico pagante di una carrozza è all'incirca il 10% della sua tara, per cui i margini di miglioramento sembrano cospicui. Motivi di compatibilità delle strutture (ad esempio la resistenza longitudinale della cassa) con le condizioni preesistenti risultano però essere estremamente vincolanti, riducendo di fatto i margini suddetti. Si tenga presente che la resistenza all'avanzamento di un treno, in piano ed in rettilineo, è, alle basse velocità, stimabile in circa 10 N/t, consentendo quindi da un lato il *coasting*, ossia la marcia per inerzia, e dall'altro rendendo meno appetibile lo spasmodico tentativo di ridurre le masse in gioco. Discorso diverso è la frenatura, sulla quale però, ovviamente, il parametro più importante è la velocità.

Una categoria particolare di componenti meccanici, quella analizzata nel presente lavoro, è però critica e richiede un approccio ingegneristico raffinato: sono gli organi collegati direttamente alle sale montate. Se si assimila la coppia ruota-rotaia ad un cuscinetto volvente, si comprende benissimo come le elevate rigidità in gioco (al contatto la rigidità Hertziana è circa 1 GN/m) comportino forze impulsive elevatissime quando il "corpo volvente" (la ruota) incontra irregolarità della "pista esterna" (la rotaia). Tutti gli organi non sospesi, quali le ruote, l'assile, le boccole, i componenti della trasmissione e delle sospensioni che sono parzialmente collegati alla sala montata risentono di questi sforzi dinamici notevolissimi.

Esistono diversi modi per stimare gli spettri di distribuzione statistica delle sollecitazioni dinamiche cui le sale montate sono soggette. Sicuramente il più corretto è quello di strumentare le sale con estensimetri e sistemi di telemetria (a questo proposito ricordiamo i risultati del progetto WIDEM [1] finanziato dall'Unione Europea), anche se il modo più pratico per conoscere, almeno approssimativamente, i carichi dinamici agenti sulla sala è quello di analizzare le vibrazioni registrate sul primo corpo non rotante collegato alla sala stessa, ossia la boccola. Anche le normative internazionali, che vedremo nel presente lavoro, usano questo indice per accettare la componentistica durante le prove di tipo; occorre anche dire che l'accelerazione in boccola alle frequenze più elevate risulta essere un ottimo candidato, sia pure con notevoli limitazioni, per controllare in maniera *indiretta* lo stato della qualità superficiale delle rotaie e per tale motivo le carrozze misura dello stato della via includono sempre degli accelerometri in boccola. Ormai le tecnologie di produzione degli accelerometri consentono di disporre di trasduttori in grado di resistere in via permanente alle elevatissime vibrazioni riscontrate in boccola, rendendo questi strumenti dei perfetti candidati per un monitoraggio permanente a costo ridotto.

Sebbene, quindi, il metodo di misura con accelerometri sembri assodato, la condizione di progetto che specifica che un veicolo ferroviario debba resistere *ad ogni modo* alle sollecitazioni alle quali è soggetto spiega il motivo per il quale nelle normative non si parli di spettri ma di valori massimi. Il presente articolo, partendo dall'analisi delle normative delle quali un progettista di rotabili – a qualunque titolo – dispone, descrive un approccio, verificato sulla base di una notevole quantità di dati, che individua una metodologia di analisi degli spettri di carico che non solo sia rappresentativa di circostanze reali ma che consenta anche di descrivere in maniera statisticamente più accurata queste grandezze al fine di consentire una possibile riscrittura delle normative sull'argomento.

2. LE NORMATIVE FERROVIARIE PER LA PROGETTAZIONE IN CAMPO DINAMICO

2.1. Introduzione

Quando si abbiano dei cedimenti in elementi strutturali di veicoli ferroviari occorre investigare quali siano le condizioni che hanno portato a tale situazione. Evidentemente un qualunque oggetto debba essere utilizzato esso sarà sottoposto ad un ciclo di progettazione e verifica che, nel caso in oggetto, sarà composto dalle seguenti fasi:

- a) identificazione delle forzanti, sulla base delle normative che definiscono i livelli di difettosità del binario;
- b) progettazione (a fatica) sulla base di eventuali normative internazionali e/o su pratiche industriali assodate;
- c) verifica del comportamento del componente mediante prove al banco.

Sebbene lo scopo del lavoro sia concentrato sull'analisi delle accelerazioni in boccola, il presente capitolo analizzerà separatamente le tre fasi, indicando le criticità del procedimento, con esplicito riferimento ad un caso, realmente verificatosi, di rotture in esercizio di componenti elettrici di una locomotiva.

2.2. Gli standard sulla qualità geometrica del binario

La qualità del binario è un fattore critico per garantire un servizio ferroviario economico e sicuro e, quindi, non sorprende la grande attenzione che le è sempre stata riservata. Le Norme Europee che sono state sviluppate nell'ambito del Technical Committee "Railway Applications" dell'European Committee for Standardization (CEN/TC256), e più precisamente dal Working Group WG28 "Track Geometry Quality" riguardano la caratterizzazione della geometria del binario [2], l'uso di veicoli registratori per misurare i parametri del binario [3], le macchine per la costruzione e la manutenzione del binario (con ovvio riferimento alla geometria) [4] ed i livelli di qualità geometrica ammessa in piena linea [5]. Una quinta norma [6] è al momento in fase di sviluppo e verrà rilasciata nel maggio del 2012. L'intera serie sviluppata dal WG28 fa riferimento ad un'altra norma, sviluppata dal CEN/TC256 WG10 "Vehicle-Track Interaction", che definisce, almeno parzialmente, la qualità geometrica del binario [7]. Infine, un'altra fonte alla quale si farà riferimento a proposito della qualità del binario è la [8], sviluppata dal CEN/TC256 WG21 "Acceptance of Trackwork".

L'introduzione della [2], il principale documento della serie, indica chiaramente come la norma definisca i requisiti minimi per i parametri geometrici che caratterizzano la geometria del binario, mentre altri parametri, che pure hanno importanza nel determinare la qualità di marcia quali le accelerazioni e le caratteristiche delle rotaie, vengono descritti in appendici informative. La geometria è definita come l'escursione dalla geometria media o di progetto di un binario in direzione verticale e trasversale che abbia attinenza con la sicurezza. I parametri scelti per la definizione della geometria del binario (che, come noto, ha quattro gradi di libertà) sono, classicamente, lo scartamento, il livello longitudinale, la sopraelevazione e l'allineamento. Un quinto parametro, fondamentale per la sicurezza di marcia, è lo sghembo di binario che è, ovviamente, derivato dagli altri (in particolare dall'andamento della sopraelevazione lungo la distanza).

Senza entrare ulteriormente nel dettaglio, la norma definisce tutte le suddette grandezze per lunghezze d'onda superiori a 3 m, in funzione della velocità del veicolo, "filtrando" di fatto tutte irregolarità con frequenza al di sopra di qualche decina di Hz. Nell'allegato A della [2] vengono riportate, in maniera informativa, alcune notizie in merito alle accelerazioni e, pur precisando che la precisione delle misure ottenibili non è considerata "appropriata", tali misure possono essere utilizzate per determinare i difetti della superficie delle rotaie ed i difetti di binario isolati (posizione di misura C1, accelerazione verticale in boccola), i difetti di geometria del binario a corta lunghezza d'onda (posizione di misura C2, accelerazione trasversale del telaio carrello) e i difetti che hanno influenza sul comfort (posizione di misura C3, accelerazioni verticale e trasversale della cassa). In merito alla posizione C1, di interesse in questo lavoro, la norma raccomanda un campo di frequenza 0÷250 Hz, una frequenza di campionamento di almeno 625 Hz ed un fondo scala degli accelerometri in boccola di $\pm 1000 \text{ m/s}^2$.

2.3. Lo standard sulle caratteristiche della dinamica di marcia di un rotabile

La norma [7] regola le prove cosiddette "dinamiche" (ovverosia in linea) alle quali un rotabile deve essere sottoposto per accettarne le caratteristiche di marcia (cosiddetta "dinamica di marcia). E' una norma relativamente lunga e complessa che non verrà analizzata nel presente lavoro, basata prevalentemente sulla Fiche UIC518 e sul rapporto ORE B55 Rp8. Nella norma viene definito un

“binario standard” sul quale le caratteristiche di dinamica di marcia del rotabile vengono valutate al fine di accertarne la possibilità di marciare in sicurezza. L’unica parte rilevante è l’Allegato C (normativo), nel quale i valori delle deviazioni dei parametri geometrici del binario e di livelli di qualità geometrica del binario sono definiti. In ogni caso anche in questa norma, che fa estensivo riferimento alle [2-5], le frequenze di taglio nel dominio delle lunghezze d’onda limitano l’analisi fra 3 m e 25 m.

2.4. Lo standard sull’accettazione dei lavori di molatura delle rotaie

La norma [8] identifica una serie di requisiti tecnici per le misure da effettuare al termine dei lavori di molatura e riprofilatura trasversale e longitudinale della testa delle rotaie. Si ricorda che queste lavorazioni si rendono necessarie o per usura trasversale (consumo della porzione attiva del profilo trasversale della testa della rotaia) o per usura longitudinale (usura non uniforme, che si manifesta con la corrugazione, cioè la cosiddetta *marezzatura*).

Limitando il nostro interesse alle deviazioni del profilo longitudinale, responsabili di rumore elevatissimo e sovrassollecitazioni dinamiche, occorre precisare che la norma, trattando di controlli di qualità da effettuare *ex-post*, non entra (ovviamente) minimamente nel dettaglio di quali possano o debbano essere i livelli massimi consentiti *ex-ante* la molatura/riprofilatura.

2.5. Conclusioni sugli standard ferroviari sulla qualità geometrica del binario

Da quanto evidenziato appare evidente come il quadro normativo non sia in grado di dare al progettista una indicazione delle irregolarità a corta lunghezza d’onda che il veicolo che sta progettando incontrerà durante il servizio. L’unica indicazione di un valore massimo (v. punto 2.2) è limitata ad evitare che un sensore montato in boccola vada in saturazione, ed è quindi presumibilmente molto maggiore dei valori che verranno in pratica incontrati in esercizio.

2.6 Le normative sul calcolo a fatica in campo dinamico applicabili in campo ferroviario

Come noto, le norme attualmente utilizzate per il calcolo delle strutture in campo dinamico sono i cosiddetti Eurocodici, disponibili per le strutture in acciaio [9] e per le strutture in leghe di alluminio [10]. Pur non essendo certamente questo il luogo nel quale descrivere i fenomeni di fatica, è utile riportare le curve tensione-durata per gli acciai per i carichi normali e tangenziali [9] (Figura 1) che, si ricorda, sono definite a partire da una probabilità (tipicamente del 95%) di sopravvivenza del componente. La pendenza delle curve è $m=3$ o $m=5$ a seconda del tipo e del livello di sollecitazione.

Ancora più interessante, per motivi che verranno chiariti in seguito, è l’approccio usato nell’Eurocodice per l’alluminio [10], nel quale la curva è espressa in forma parametrica (Figura 2). I valori degli esponenti di fatica dipendono moltissimo dal tipo di dettaglio, come evidente dalla seguente lista (si veda l’allegato J della [10]):

- | | |
|---|--|
| • <i>plain members:</i> | $m_1 = 7.0, m_2 = 7.0$ |
| • <i>members with welded attachments – transverse weld toe:</i> | $m_1 = 3.4, m_2 = 5.4$ |
| • <i>members with longitudinal welds:</i> | $m_1 = 4.3, m_2 = 6.3$ |
| • <i>butt-welded joints between members:</i> | $m_1 = 7.0/4.3/3.4, m_2 = 9.0/6.3/5.4$ |
| • <i>fillet-welded joints between members:</i> | $m_1 = 3.4, m_2 = 5.4$ |
| • <i>crossing welds on built-up beams:</i> | $m_1 = 3.4, m_2 = 5.4$ |
| • <i>attachments on built-up beams:</i> | $m_1 = 4.3/3.4, m_2 = 6.3/5.4$ |
| • <i>bolted joints:</i> | $m_1 = 4.0, m_2 = 4.0$ |

Per quanto riguarda gli aspetti legati alle implicazioni dell’uso degli Eurocodici nella progettazione delle strutture dei veicoli ferroviari si rimanda ad una memoria presentata al precedente convegno AIAS [11]. Notiamo, per inciso, che non vengono identificati, a livello normativo, criteri per il calcolo di strutture o componenti critici per la sicurezza costruiti in materiali diversi dall’acciaio e dall’alluminio.

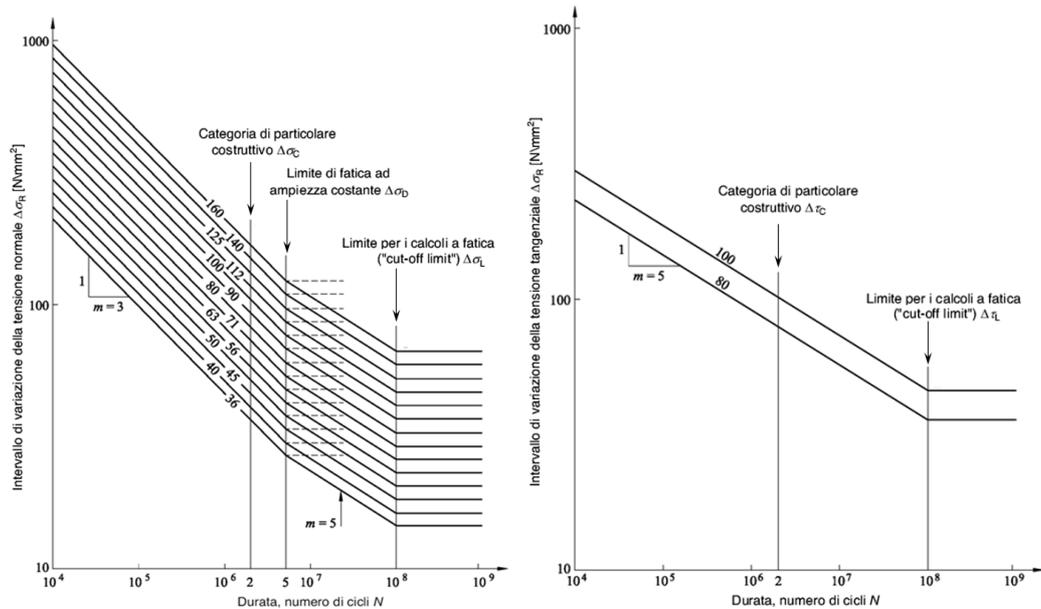


Figura 1: Curve Log-log S-N per elementi strutturali in acciaio soggetti a carichi affaticanti normali (a sinistra) e tangenziali (a destra) [9].

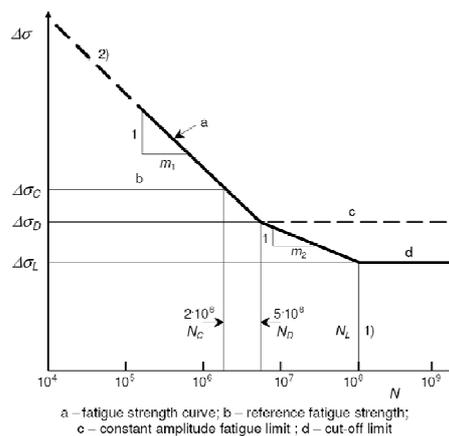


Figura 2: Curva Log-log S-N per elementi strutturali in alluminio soggetti a carichi affaticanti (per i dettagli si vedano [10] ed il testo).

Per quanto concerne l’uso di metodologie di progettazione e di valutazione dei carichi in ingresso al telaio carrello di un rotabile, la normativa principe è certamente la [12]. I telai carrello sono usualmente costruiti in lamiere di acciaio al carbonio debolmente legato (quale l’S355 in accordo alla EN 10025), e la norma “specifies the method to be followed to achieve a satisfactory design of bogie frames and includes design procedures, assessment methods, verification and manufacturing quality requirements. It is limited to the structural requirements of bogie frames including bolsters and axlebox housings”.

L’allegato D della norma, sebbene sia solo informativo, identifica gli “exceptional loads, which do not produce permanent deformation or excessive deflections”) ed i “normal service loads, which do not induce fatigue cracks”. La norma indica, per quanto concerne i carichi inerziali in boccola, accelerazioni verticali “eccezionali” di $\pm 500 \text{ m/s}^2$ ed accelerazioni verticali “normali” di $\pm 250 \text{ m/s}^2$. E’ importante notare che la norma non dice niente in merito alle eventuali periodicità di occorrenza di questi valori (ad esempio al passaggio su un tratto fortemente marezzato) né in merito alla loro impulsività. In generale si può concludere, quindi, che valori di $\pm 25 \text{ g}$ non dovrebbero indurre fenomeni di fatica e che un elemento montato in boccola dovrebbe essere in grado di resistere

indefinitamente a tale livello di accelerazione. Si noti come nel prosieguo del presente lavoro si considereranno solo le accelerazioni verticali dato che la rigidità verticale è massima così come risulta quindi essere la trasmissibilità delle vibrazioni derivanti dalle irregolarità delle rotaie.

Si noti che, ancorché non ancora divenuta norma effettiva, il *final draft* della revisione della [12], ossia la [13] (peraltro basata prevalentemente sul contributo inglese [14]), considera livelli di vibrazione eccezionale ancora più severi, portando il valore di accelerazione verticale eccezionale a ben ± 70 g.

2.7. Prove di vibrazione ed urti su equipaggiamenti di materiale rotabile [15]

Lo standard [15] descrive le procedure per testare i componenti elettrici ed elettronici montati sui veicoli ferroviari. Paradossalmente, è il documento più completo sul quale trovare informazioni in merito ai livelli di vibrazione sui vari elementi di un veicolo. I valori di accelerazione da utilizzare durante le prove di eccitazione casuale (“*random vibration is the only method to be used for equipment/component approval*”) sono determinati a partire dalla posizione sul veicolo. Sono identificate infatti tre classi che comprendono gli equipaggiamenti montati direttamente sulla cassa (Categoria 1 classe A) o in un contenitore (Categoria 1 classe B), gli equipaggiamenti montati sul telaio carrello (Categoria 2) e quelli montati a livello della sala (Categoria 3). Non è ben chiaro come debbano essere classificati gli equipaggiamenti montati, ad esempio, su un gruppo motoriduttore “sospeso per il naso”, ossia che appoggia per metà sulla sala e per metà sul carrello. In ogni caso, ed è bene sottolinearlo, la norma non è utilizzabile per testare quegli equipaggiamenti elettrici che fanno parte della struttura principale, quali motori, pantografi, etc., per i quali può essere necessario effettuare test specifici.

Nel prosieguo del lavoro si analizzano esclusivamente, in quanto pertinenti, i valori delle accelerazioni in boccola (Categoria 3). Nella tabella A.2 della norma (Figura 3) vengono riportati i valori di accelerazione raccolti da 19 amministrazioni ferroviarie in risposta al questionario indicato in tabella A.1. Il valore medio RMS dell’accelerazione verticale in boccola è $\bar{a}=24$ m/s², mentre il valore RMS massimo registrato è 43 m/s².

Non è chiaro come il valore indicato della deviazione standard σ possa essere 14 m/s², dato che questo implicherebbe che la funzione densità di probabilità fosse Gaussiana (o “normale”). Questo infatti contrasta con l’evidenza che se si considerano il 99.73% dei campioni, cioè $\bar{a} \pm 3\sigma$, dove \bar{a} è il valore medio RMS dell’accelerazione verticale, l’intervallo delle possibili accelerazioni RMS divente [-18, 66] m/s², nel quale il limite inferiore è fisicamente impossibile (l’RMS è una funzione definita positiva in quanto contiene i quadrati dei campioni registrati durante la *time history*). L’ipotesi che la distribuzione RMS sia gaussiana è quindi errata, ma in mancanza di ulteriori informazioni (non desumibili dalla tabella riportata sulla norma), non è possibile determinare la funzione densità di probabilità che meglio approssima i dati sperimentali delle 19 amministrazioni.

Nella norma vengono definiti tre tipi di test:

1. *Functional random level tests*, “to demonstrate that the equipment under test is capable of functioning when subjected to conditions which are likely to occur in service on railway vehicles”, but that “are not intended to be a full performance evaluation under simulated service conditions”;
2. *Simulated long life test levels*, “to establish the mechanical integrity of the equipment at increased service loads” (accelerated testing);
3. *Shock testing*, “aimed at simulating rare service events”. “No change of operational state occurs, and no mechanical movement or damage takes place”

Tab. A.2 **Summary of the r.m.s. acceleration levels obtained from the questionnaire** **Riassunto dei livelli di accelerazione efficace ottenuti dal questionario**

Category Categoria	Level max Max Level m/s ² efficace r.m.s.	Level medio Average level m/s ² efficace r.m.s.	Deviazione standard Standard deviation	Numero dei valori Number of values
3 Asse verticale Axle vertical	43	24	14	19
Asse trasversale Axle transverse	39	20	14	17
Asse longitudinale Axle longitudinal	20	11	6	9

Utilizzate il metodo presentato in A.4 per ottenere il livello di prova in A.5
Use method shown in A.4 to obtain the test level in A.5

Figura 3: Estratto della [15] con indicazione dei valori RMS medi, massimi e la deviazione standard.

Dato che le vibrazioni random sono l'unico tipo di eccitazione utilizzabile durante i test funzionali e di durata, il valore RMS viene considerato per le accelerazioni registrate nel *reference point* (si veda il punto 6.2.3 della norma per la definizione di tale punto). La distribuzione statistica del segnale random applicato al componente sotto test viene verificata calcolando la densità spettrale dell'accelerazione (ASD) e verificando che la funzione densità di probabilità (PDF) sia compresa all'interno di una specifica tolleranza intorno a quella di un rumore random Gaussiano. Viene inoltre prescritto un controllo sul fattore di cresta (=max/RMS) che deve risultare > 2.5.

I livelli per i *functional random tests* sono dati nella tabella 1 della [15] (Figura 4). Considerando per le accelerazioni verticali un valore RMS di 38 m/s² ed un fattore di cresta di 2.5, questo porta ad una accelerazione massima impartita durante i test di 95 m/s², che è, approssimativamente, 2.6 volte inferiore a quella definita con *normal service loads* nella EN 13749:2005 [12]. Dato che questi test non intendono comunque essere rappresentativi dell'intera vita dell'apparecchiatura, la durata minima non è prescritta (anche se viene suggerito che i test non dovrebbero durare normalmente meno di 10 minuti).

Tab. 1 **Test severity and frequency range for functional random vibration tests** **Prova di severità e gamma di frequenze per prove funzionali di vibrazione casuale**

Category Categoria	Orientamento Orientation	Valore efficace RMS m/s ²	Gamma di frequenze Frequency range (vedere fig. see figure)
3 Montaggio sull'asse Axle mounted	Verticale_Vertical	38	4
	Trasversale_Transverse	34	
	Longitudinale_Longitudinal	17	

Note/Nota These test values are intended to represent typical service values as highlighted in annex A, and are the minimal test levels to be applied to the equipment under test. Where actual measured data exists the functional vibration test conditions listed below may be increased by using the method shown in annex A. The values quoted are considered as the minimum test levels to be applied to the equipment under test.

Questi valori di prova sono destinati a rappresentare i valori tipici di esercizio come essi sono evidenziati nell'Allegato A e sono i livelli minimi da applicare alle apparecchiature sottoposte alle prove. Nel caso in cui esistano valori misurati reali, le condizioni di prova delle vibrazioni funzionali indicate nel seguito possono essere aumentate utilizzando il metodo dato nell'Allegato A. I valori indicati sono considerati come i livelli minimi di prova applicati alle apparecchiature sottoposte a prova.

Figura 4: Estratto della [15] con indicazione dei valori RMS e la gamma di frequenze per i *functional random vibration tests*.

I livelli per i *simulated long life tests* sono dati nella tabella 2 della [15] (Figura 5). I tests devono durare almeno 5 ore per asse (quindi con una durata totale minima di 15 ore), durante le quali “*it is not necessary for equipment to function during this test*”.

Tab. 2 Test severity and frequency range		Prova di severità e gamma di frequenze	
Categoria Category	Orientamento Orientation	Durata di prova di 5 h Valore efficace RMS 5 h test period m/s ²	Gamma di frequenze Frequency range (vedere fig. _see figure)
3 Axle mounted Montaggio sull'asse	Verticale_Vertical	300	4
	Trasversale_Transverse	270	
	Longitudinale_Longitudinal	135	

Figura 5: Estratto della [15] con indicazione dei valori RMS e la gamma di frequenze per i 2. *simulated long life tests*.

I campi di frequenza di eccitazione sono specificati nella figura 4 della [15], nella quale vengono indicati anche i valori RMS e ASD (Figura 6).

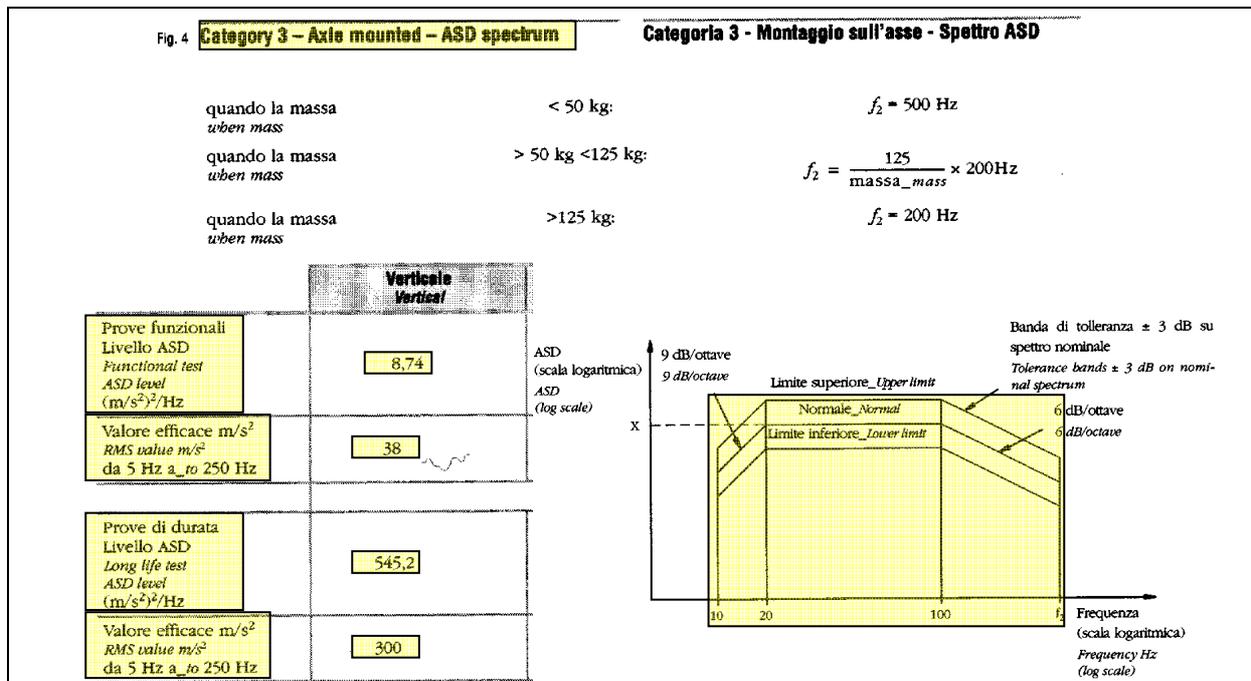


Figura 6: Estratto della [15] con indicazione della distribuzione in frequenza per i *simulated long life tests*.

I livelli per gli *shock tests* sono dati nella tabella 3 della [15] (Figura 7), nella quale valori massimi di 1000 m/s² sono indicati anche se viene dichiarato che anche in questo caso “*is not necessary for equipment to function during this test*”. In totale devono essere impartiti 18 urti (3 positivi e 3 negativi per ciascun asse ortogonale).

Tab. 3 Test severity, pulse shape and direction		Severità delle prove, forma e direzione dell'impulso	
Categoria Category	Orientamento Orientation	Accelerazione di picco Peak acceleration A m/s ²	Durata nominale Nominal duration D ms
3 Montaggio sull'asse Axle mounted	Tutti_All	1.000	6
Vedere la Fig. 6 per i dettagli concernenti la forma dell'impulso. See figure 6 for pulse shape details.			

Figura 7: Estratto della [15] con indicazione dei valori per lo *shock testing*.

Di particolare interesse è quanto descritto al paragrafo A.4 dell'allegato informativo 4 della [15], che spiega come i dati per i test con eccitazione casuale sono ottenuti dai dati acquisiti durante il servizio (Figura 8).

A.4	Method used to obtain random test levels from the acquired service data
	<p>In order to reduce the test time the increased amplification method has been chosen for this standard. To perform a simulated long life random vibration test it has been assumed that the damage is proportional to the number of cycles multiplied by the stress level to a power:</p> $\text{Dommage} = \alpha \cdot \sigma^m N_f$ <p>where:</p> <ul style="list-style-type: none"> N_f is the number of cycles; σ is the stress level; m is the power (typically 3 to 9). <p>This relationship has been related to acceleration levels, and the assumption that the service life and test life both equal a constant. Thus:</p> $T_s A_s^m = T_t A_t^m$ <p>where</p> <ul style="list-style-type: none"> T_s is the service life/time; T_t is the test time; A_s is the service acceleration; A_t is the test acceleration.

Figura 8: Estratto della [15] con indicazione del metodo per l'ottenimento dei dati per le prove random a partire dai dati acquisiti in servizio.

Come è evidente, si tratta di utilizzare delle curve S-N di tipo standard, anche se quello che lascia profondamente sorpresi è che l'esponente della curva S-N è

$$m = 4 \text{ (typical for metals)}$$

Come si è visto nei paragrafi precedenti, l'esponente classico per le curve di fatica è $m=3$ o $m=5$ per gli acciai in funzione del tipo di sollecitazione e del numero di cicli di fatica raggiunti (altri riferimenti bibliografici interessanti sono [16] e [17]), mentre solo i collegamenti bullonati in alluminio hanno $m=4$. Questo caso è troppo particolare per essere considerato come espressione generale di un sistema complesso. L'unica fonte nella quale si è riscontrato l'esponente $m=4$ è la [18], peraltro senza ulteriori indicazioni di provenienza di tale dato (Figura 9).

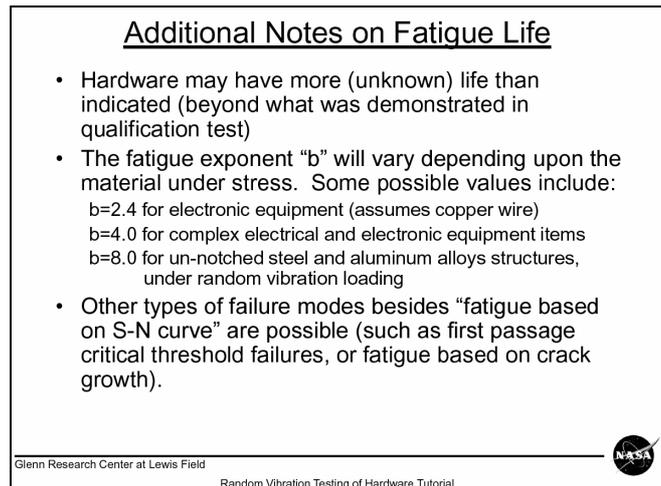


Figura 9: Estratto della [18].

3. ANALISI DEI DATI DISPONIBILI DI ACCELERAZIONE IN BOCCOLA

3.1. Introduzione

Le misure di accelerazione a bordo dei rotabili sono comunemente realizzate per diverse finalità, fra le quali la validazione del comportamento dinamico di marcia. Molto meno frequente è il loro uso per controllare, in via indiretta, lo stato della qualità della via e, ancora meno, quello per la determinazione delle sollecitazioni che agiscono sulla sala montata e sulla boccola.

Nonostante i miglioramenti introdotti nella manutenzione della qualità geometrica del binario, in molti paesi d'Europa si è assistito, negli ultimi anni, ad un sensibile incremento – in alcuni casi alla creazione *tout court* – delle linee ad Alta Velocità, il che ha portato per converso ad una riduzione, in taluni casi, delle risorse disponibili per la manutenzione.

I fenomeni oggetto del presente lavoro, ossia quelli ascrivibili alla corrugazione delle rotaie a lunghezza d'onda corta, non sono mai stati ritenuti pericolosi per l'esercizio, limitando le loro conseguenze ad un incremento di rumore e di vibrazioni tipicamente localizzato nelle curve più strette. Questa stessa corrugazione, purtroppo, porta però ad incrementi di sollecitazione che, in determinate circostanze, possono portare a rotture premature alcuni organi vitali del materiale rotabile che si trova soggetto a vibrazioni elevatissime.

Il presente lavoro prende le mosse dall'analisi dei dati disponibili, raccolti in un grande paese Europeo, a seguito dei malfunzionamenti e delle rotture di un organo collegato al telaio del carrello di un rotabile. I dati sono stati raccolti, in momenti diversi e con veicoli diversi, su circa la metà delle linee ferroviarie del sopramenzionato paese, dando quindi, pur nelle diversità che illustreremo sotto, un quadro *statisticamente* relativamente chiaro della situazione vibrazionale in cui si trovano ad operare le boccole dei veicoli che percorrono tali linee. E' ben noto come veicoli diversi risultino in valori di accelerazioni diversi e come questi ultimi siano fortemente condizionati dalla velocità del rotabile stesso; nondimeno il lavoro intende presentare alcune metodologie che potranno risultare utili nel momento in cui si intenda dare seguito alla presente attività con lo scopo principale di fornire al progettista di rotabili uno spettro di carichi più rappresentativo dell'esercizio rispetto alle scarse informazioni oggi disponibili.

3.2. Dati disponibili

I dati di accelerazione verticale in boccola disponibili provengono, in massima parte, da tre campagne prova distinte sia per periodo di effettuazione (nell'arco di diversi mesi) che per tipologia di rotabile (due diversi rotabili) e per team di acquisizione (due diversi fornitori). Brevemente:

- una campagna prove sul veicolo oggetto principale delle indagini, condotta nel gennaio 2010 relativamente a 4 lunghe acquisizioni, per un totale di 38h09m08s, con una frequenza di campionamento di 1200 Hz e un filtro passa-basso settato a 300 Hz;
- una seconda campagna prove svolta su un veicolo simile condotta su altre linee nel novembre 2007 per un totale di 16 acquisizioni per 28h23m42s, con una frequenza di campionamento di 5000 Hz ed un filtraggio passa-basso a 500 Hz;
- una terza campagna prove, più breve, svolta sul veicolo in oggetto nel periodo settembre/ottobre 2010, su alcune zone ad hoc per un totale di 8 acquisizioni (1h49m49s), metà delle quali con frequenza di campionamento di 1024 Hz e le altre con 2048 Hz.

Come è evidente, l'origine dei dati è molto eterogenea sia come durata delle prove che come caratteristiche del segnale registrato.

3.3. Processamento dei dati

Come indicato in precedenza, i dati sono stati analizzati utilizzando le norme [12], [15] e [2]. In particolare, la [12] indica i valori da considerare "normali" ed "eccezionali" (rispettivamente 250 m/s^2 e 500 m/s^2), la [15] indica i valori RMS medi e massimi (rispettivamente 24 m/s^2 e 43 m/s^2) registrati da 19 amministrazioni ferroviarie e la [2] fornisce informazioni sul processamento delle accelerazioni in termini di contenuto in frequenza e dettagli delle procedure di acquisizione.

I dati sono stati in prima battuta plottati così come sono stati forniti e confrontati direttamente con i limiti della [12]. L'analisi dei plottaggi è stata limitata all'osservazione delle caratteristiche dei segnali stessi.

Si tenga presente che nel presente lavoro la massa dell'oggetto danneggiato era superiore a 125 kg e pertanto la frequenza superiore per i test al banco risultava essere pari a 200 Hz [15]. Tutti i segnali sono stati quindi filtrati passa-basso 200 Hz con un filtro Butterworth non-causale dell'ottavo ordine. Questa procedura ha quindi omogeneizzato i dati provenienti dalle diverse fonti che, essendo campionati a frequenze diverse, avevano sicuramente diverso contenuto energetico.

Infine, in accordo ai suggerimenti della [2], i dati sono considerati con un criterio di base tempi costante, ovvero si vengono analizzati in *frames* di 1 s per i quali vengono calcolati i parametri statistici qui sotto indicati. Al fine di evitare indicazioni errate è stato utilizzato il classico *overlap* del 50 % fra i *frames* senza utilizzare finestre.

Quali parametri statistici molto generali e di uso comune, oltre al valore RMS già citato, si sono utilizzate la funzione *kurtosis* scalata [19] ed il *crest factor*.

3.4. Risultati ottenuti e considerazioni relative

Non è possibile, ovviamente, dare evidenza completa della messe di dati analizzati (nel caso della seconda campagna prove i valori registrati, cioè le accelerazioni sulle due boccole di un asse, la velocità istantanea e la curvatura, assommavano ad oltre $2.05 \cdot 10^9$ valori reali in doppia precisione...), per cui verranno indicati solamente alcuni risultati particolarmente significativi o esplicativi.

La Figura 10 mostra, ad esempio, i *plot* di 1 ora di registrazione relativa alle accelerazioni in boccola rilevate durante la prima campagna prove, con l'indicazione della velocità istantanea e dei limiti di normativa. È evidente come questo tipo di rappresentazione consenta immediatamente di individuare quelle zone nelle quali i limiti di normativa vengono eventualmente superati.

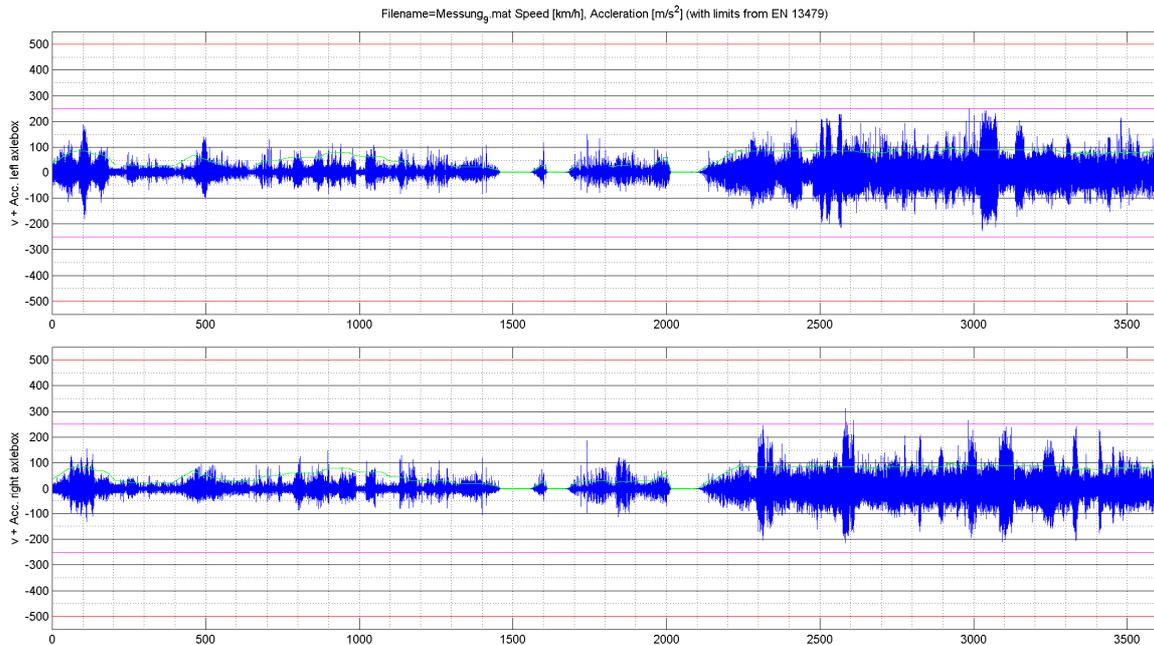


Figura 10: Accelerazioni registrate in boccola (tracce blu) e velocità (tracce verdi). I limiti della [15] sono riportati per le accelerazioni “normali” (± 25 g, magenta) ed “eccezionali” (± 50 g, rosso).

Al fine di valutare opportunamente la distribuzione statistica dei campioni registrati è stato calcolato l’istogramma mostrato in Figura 11 nel quale si osservano dei dati marcatamente errati (inferiori a -500 m/s^2) e la netta preponderanza, considerando la scala logaritmica, dei valori nella classe centrata a 0 m/s^2 (corrispondente quindi ai valori molto bassi tipici del veicolo a bassissima velocità o addirittura fermo). Escludendo questi valori, il numero di campioni totali è pari a 108.889.907 ed il numero di campioni superiore a $\pm 250 \text{ m/s}^2$ è pari a 188, cioè $1.73 \cdot 10^{-6}$. Questo indica che, effettivamente, la probabilità di ottenere valori superiori a quelli considerati come “normali” è molto bassa.

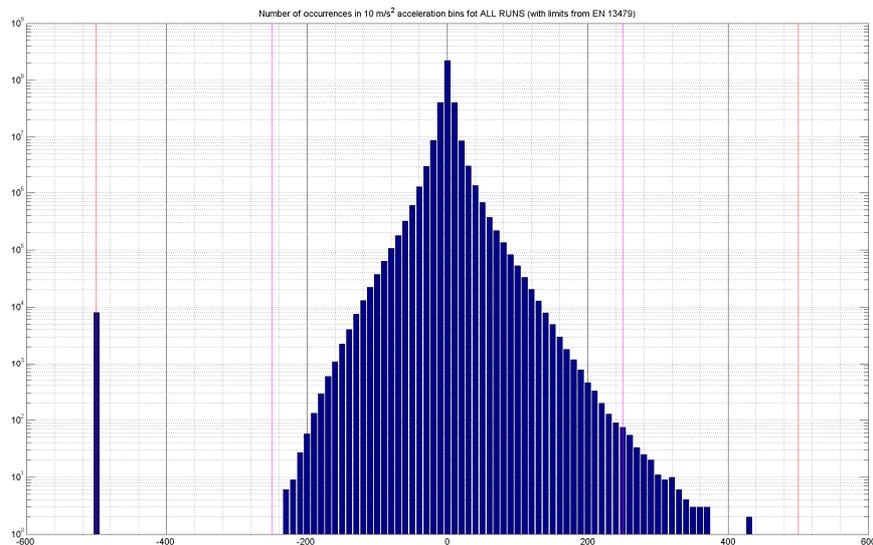


Figura 11: Iistogramma in classi di 10 m/s^2 per le accelerazioni su entrambe le boccole considerando i dati per tutte le corse della prima campagna prove. I limiti della [15] sono riportati per le accelerazioni “normali” (± 25 g, magenta) ed eccezionali (± 50 g, rosso).

L’analisi statistica basata sul calcolo degli RMS, del *crest factor* e della *kurtosis* è esemplificata in Figura 12 per la corsa numero 10 della prima campagna prove, nella quale, come sopra indicato, le

grandezze vengono calcolate ogni secondo (con overlap del 50%). Si può osservare come il *crest factor* sia normalmente abbastanza superiore a 3, indicando che il segnale non è puramente random ma che contiene picchi ed altre irregolarità (ricordiamo che il fattore di cresta per una sinusoidale è pari a 1.4142 e per un rumore random è generalmente inferiore a 3 [20]). La presenza dei picchi è inoltre evidente dai valori assunti dalla funzione *scaled kurtosis*, ai quali la funzione è particolarmente sensibile contenendo la quarta potenza dei segnali. Da questi risultati si può facilmente evincere che le sollecitazioni reali sono molto diverse da un segnale random Gaussiano.

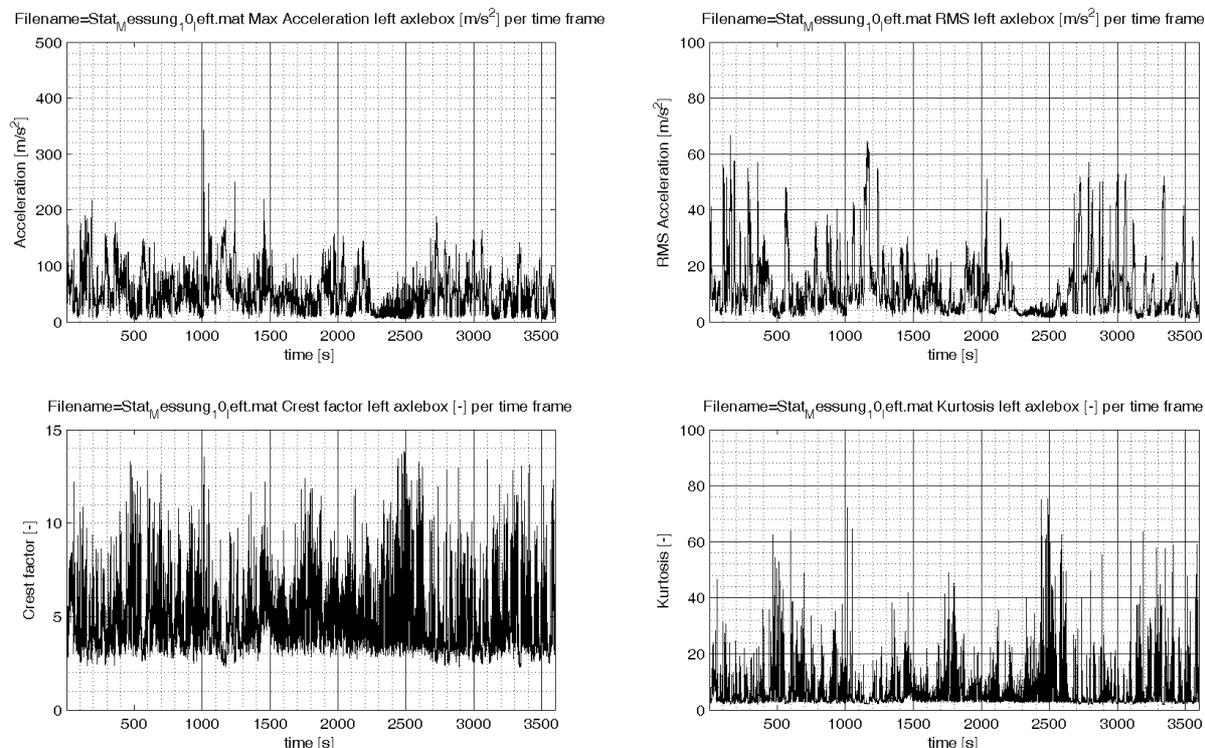


Figura 12: Esempio di processamento dei dati utilizzando l'ampiezza, l'energia (RMS), il fattore di cresta e la *kurtosis*.

Una sintesi dei dati della prima campagna prove può infine essere tentata, come mostrato in Figura 13, confrontando i valori energetici con i valori riportati nella [15]. Il numero di valori RMS è 274592 (approssimativamente doppio del numero di secondi, dato l'overlap del 50% considerato). È interessante osservare come se la distribuzione dei valori di RMS fosse stata "normale" con una deviazione standard di $\sigma = 14 \text{ m/s}^2$, il 99.73% dei campioni avrebbe dovuto essere inferiore a 66 m/s^2 ($=\bar{a} + 3\sigma$). I valori per la boccola sinistra (quelli per la boccola destra sono riportati in corsivo fra parentesi quadre) sono, su un totale di 204378:

- Numero di campioni $<24 \text{ m/s}^2 = 269979$ (98.320 %) [268661 (97.840 %)]
- Numero di campioni $<43 \text{ m/s}^2 = 273742$ (99.690 %) [273380 (99.559 %)]
- Numero di campioni $<66 \text{ m/s}^2 = 274583$ (99.997 %) [274556 (99.987 %)]

Nel secondo caso i numeri sono risultati, su un totale di 178320 campioni, pari a:

- Numero di campioni $<24 \text{ m/s}^2 = 157966$ (88.636 %) [168063 (94.248 %)]
- Numero di campioni $<43 \text{ m/s}^2 = 176703$ (99.150 %) [177487 (99.533 %)]
- Numero di campioni $<66 \text{ m/s}^2 = 177896$ (99.819 %) [178268 (99.971 %)]

Nel terzo caso i numeri sono risultati, su un totale di 13513 campioni per la boccola sinistra e 13544 campioni per la boccola destra, pari a:

- Numero di campioni $<24 \text{ m/s}^2 = 11858$ (87.753 %) [12562 (94.750 %)]
- Numero di campioni $<43 \text{ m/s}^2 = 13478$ (99.741 %) [13462 (99.395 %)]
- Numero di campioni $<66 \text{ m/s}^2 = 13513$ (100 %) [13544 (100 %)]

Si noti come, nel caso della boccola sinistra per la seconda campagna prove lo 0.85 % dei campioni risulta essere superiore al massimo indicato dalla norma. Se questo valore può apparire piccolo, si confronti questa percentuale con una lunghezza: significa che ogni 100 km il veicolo incontra 850 m di binario talmente disastroso da superare qualsiasi limite indicato nelle normative.

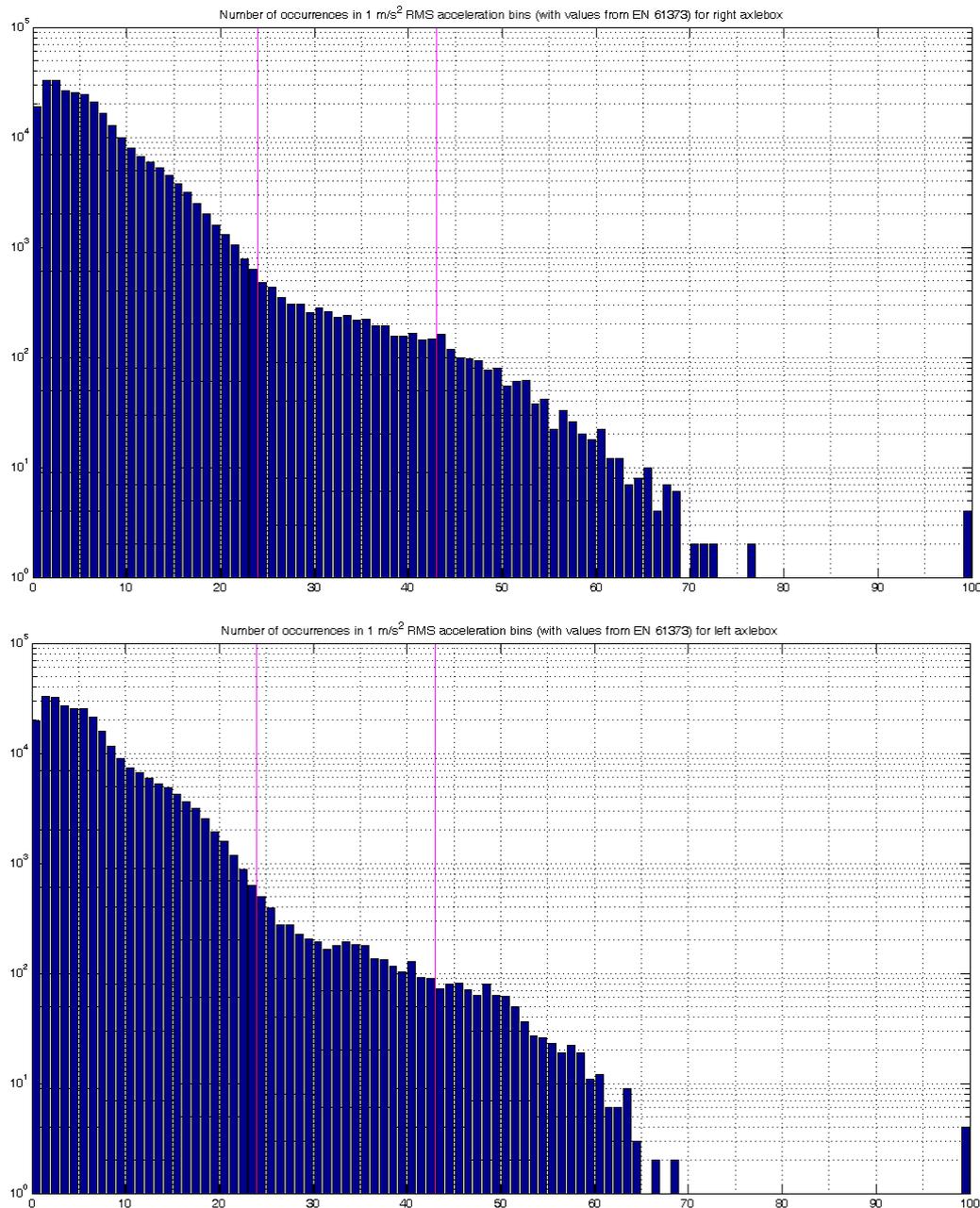


Figura 13: Istogramma di distribuzione dei valori RMS per ciascun *time frame* di 1 s, considerando classi di 1 m/s², per la boccola sinistra (in alto) e la boccola destra (in basso)

4. CONCLUSIONI E SVILUPPI

Nel presente lavoro si sono analizzate le norme riguardanti i difetti del binario e delle rotaie, le norme per il progetto meccanico a fatica di generiche strutture metalliche e dei telai carrello in particolare e le norme per le prove meccaniche da effettuare su apparecchiature elettriche/elettroniche da montare a bordo veicolo. Dato che le forze inerziali causate dalle irregolarità del tracciato possono influenzare

pesantemente la vita dei componenti strutturali e delle attrezzature del materiale rotabile, si sono quindi analizzati i risultati di misure in accelerometriche in boccola di rotabili che hanno percorso le linee di un importante paese europeo.

Le norme europee per la qualità geometrica del binario geometria riguardano esclusivamente parametri geometrici (spostamenti) che possono essere misurati con sistemi inerziali o corda-freccia (*versine*) ma non con sistemi accelerometrici. Questo implica che non si dispone, normalmente, di dati di accelerazione quale output dei veicoli che effettuano la diagnostica dell'infrastruttura. Le norme sulla qualificazione dinamica dei veicoli, parimenti, non forniscono informazioni sufficienti su questo punto, e la norma sulla verifica della qualità della molatura delle rotaie non considera i valori *ex ante* risultando quindi inutilizzabile.

Per quanto concerne la progettazione a fatica, si è visto come l'Eurocodice in vigore per le costruzioni in acciaio prescrive per la verifica a carichi affaticanti condizioni diverse da quelle descritte nell'Eurocodice per l'alluminio, e che abbia influenza per quest'ultimo materiale anche il dettaglio dei giunti. Per le costruzioni in alluminio, infatti, le curve S-N hanno un esponente che è diverso caso per caso. Si ricorda come gli Eurocodici siano relativi alle costruzioni standard nel settore dell'ingegneria civile e, incidentalmente, nessuno di loro ha curve S-N con una pendenza simile a ciò che è descritto nella norma di settore che tratta delle vibrazioni cui sono soggetti i componenti montati a bordo veicolo

La norma sulla progettazione dei telai carrello fornisce come "informativi" i valori di accelerazione in boccola che il progettista deve considerare durante il processo di progettazione e sperimentazione. Vengono indicate genericamente le classi "normale" ed "eccezionale", senza informazioni sul numero di cicli o dei fattori di cresta per tener conto della presenza di picchi.

Infine, la norma sui test delle apparecchiature elettriche/elettroniche prescrive dei test accelerati basati sul presupposto che le curve S-N per tali apparecchiature abbiano una pendenza che non trova alcun riscontro nella normativa di progettazione sopra menzionata. Il maggior limite della norma è il fatto che considera solo le vibrazioni casuali, mentre in servizio è possibile incontrare eccitazioni quasi puramente sinusoidali (nel caso di ondulazione della rotaia, frequenza di passaggio delle traverse) o impulsive (saldature delle rotaie, giunti). La risposta del sistema, in queste condizioni, può essere notevolmente amplificata da risonanze nel sistema meccanico che sono trascurati dalla norma. Nella norma sono anche indicati i valori di energia (RMS) registrati in boccola per un elevato numero di amministrazioni ferroviarie.

I dati di accelerazione in boccola registrati in tre diverse campagne di misura sono stati analizzati, ed in alcuni casi i valori energetici sono risultati sensibilmente superiori ai valori indicati dalle norme, che peraltro utilizzano un modello di distribuzione statistica (Gaussiano) apparentemente errato.

Tutti i dati analizzati soddisfano i requisiti della norma sui telai dei carrelli, vale a dire i livelli "normale" ed "eccezionale" sono risultati realmente tali e sono associati con una probabilità statistica molto bassa. Considerando poi i limiti della futura revisione della norma non vi è alcun valore che superi la soglia "eccezionale"

Si osservi, considerazione della massima importanza, che in assenza di normativa cogente specifica non è possibile in alcun modo obbligare il gestore dell'infrastruttura a tenere traccia ed a correggere le irregolarità determinate mediante i dati di accelerazione in boccola.

L'analisi completa dei dati, condotta utilizzando anche gli usuali indicatori statistici del *condition monitoring*, ha mostrato come i test effettuati in laboratorio abbiano scarsa attinenza con la realtà, indicando l'eccitazione casuale (fattore di cresta prossimo a 2.5) quale l'unica fonte di vibrazioni durante il test mentre la realtà mostra invece che i picchi sono dominanti (fattore di cresta superiore a 5) in numerosissime situazioni. In ogni caso, il fatto che l'eccitazione possa essere a banda stretta (cioè proveniente da una corrugazione pronunciata) non viene neanche preso in considerazione; le norme per la progettazione dei telai carrello parlano infatti in termini di livelli, ma non considerano la distribuzione in frequenza dei dati (spettri).

Sebbene i livelli di accelerazione in boccola non forniscano informazioni sulla qualità della geometria del binario ma solo sulla qualità della superficie delle rotaie, il loro oculato utilizzo potrà senz'altro entrare nel lungo e difficile processo di revisione degli standard internazionali. Questo, sperabilmente porterà ad evitare fenomeni di rottura che ancora si verificano nonostante quasi 200 anni di esistenza del sistema ferroviario.

BIBLIOGRAFIA

- [1] EU STREP Project WIDEM (Wheelset Integrated Design and Effective Maintenance) 2005-2007. www.widem.org, consultato il 10.08.2011.
- [2] EN 13848-1:2003+A1:2008, Railway applications - Track - Track geometry quality - Part 1: Characterisation of track geometry.
- [3] EN 13848-2:2006, Railway applications - Track - Track geometry quality - Part 2: Measuring systems - Track recording vehicles.
- [4] EN 13848-3:2009, Railway applications - Track - Track geometry quality - Part 3: Measuring systems - Track construction and maintenance machines.
- [5] EN 13848-5:2008+A1:2010, Railway applications - Track - Track geometry quality - Part 5: Geometric quality levels - Plain line.
- [6] prEN 13848-4, Railway applications - Track - Track geometry quality - Part 4: Measuring systems - Manual and lightweight devices.
- [7] EN 14363:2005, Railway applications - Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Testing of running behaviour and stationary tests.
- [8] EN 13231-3:2006, Railway applications - Track - Acceptance of works - Part 3: Acceptance of rail grinding, milling and planing work in track.
- [9] EN 1993-1-9:2005 - Eurocode 3 - Design of steel structures - Part 1-9: Fatigue.
- [10] EN 1999-1-3:2007 - Eurocode 9 - Design of aluminium structures - Part 1-3: Structures susceptible to fatigue.
- [11] A. Bracciali, Analisi critica delle procedure di calcolo FEM dei telai carrello e delle casse dei rotabili ferroviari, XXXIX convegno AIAS, Maratea 2010 (su CD).
- [12] EN 13749:2005 - Railway Applications – Wheelsets and Bogies – Methods of specifying structural requirements of bogie frames.
- [13] final draft FprEN 13749 (November 2010, will supersede EN 13749:2005), Railway applications - Wheelsets and bogies - Method of specifying the structural requirements of bogie frames.
- [14] Railway Group Standard GM/RT2100 Issue Four Date December 2010, Requirements for Rail Vehicle Structures (into force 05.03.2011).
- [15] EN 61373:2000 – Railway Applications – Rolling stock equipment – Shock and vibration tests
- [16] “Analytical Stress Assessment”, FKM Guideline, VDMA Verlag, 2003, p. 44.
- [17] N.E. Dowling, Mechanical Behaviour of Materials, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1993, p. 347.
- [18] Fatigue Life Assessment, Random Vibration Testing of Hardware Tutorial, Glenn Research Center at Lewis Field, 2004 (da microgravity.grc.nasa.gov/pmwg/htmls/Fatigue%20Life%20Chart.ppt, consultato il 9.8.2011).
- [19] R.B. Randall, Vibration-based Condition Monitoring, J. Wiley & Sons, Ltd. 2011. ISBN 978-0-470-74785-8.
- [20] M. Norton, D. Karczub, Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers, 2nd Ed., Cambridge University Press, 2003, p. 496. ISBN 0 521 49913 5.