



AIAS '98
XXVII Convegno Nazionale dell'Associazione
Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni
Università di Perugia – Istituto di Energetica



ANALISI STATISTICA DELLE ACCELERAZIONI PROVOCATE NELLE ROTAIE DAL PASSAGGIO DI RUOTE FERROVIARIE DANNEGGIATE

A. Bracciali, G. Cascini

Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali, Università di Firenze, v. Santa Marta, 3, 50139 Firenze

SOMMARIO

Le superfici di rotolamento delle sale ferroviarie sono soggette a diversi tipi di danneggiamento che ne modificano la geometria e determinano sovrasollecitazioni nel rodiggio e nell'armamento ed incrementi del rumore prodotto dalla marcia del treno. Nella presente ricerca vengono sommariamente illustrate le conoscenze reperibili in letteratura sull'argomento e le problematiche relative alla taratura di un'apparecchiatura per la rilevazione dei difetti realizzata dagli autori. Viene mostrata l'analisi statistica, effettuata su un campione significativo di convogli, che correla le vibrazioni del binario alle difettosità riscontrate al passaggio dei treni su una sezione di linea strumentata.

ABSTRACT

Railway wheel rolling surfaces are subjected to several kinds of damage that modify their initial geometry and whose main effects are the abnormally high stresses and strain in the rolling stock and in the permanent way and an unacceptable increase in emitted noise. In this research the literature data and knowledge and the calibration of a custom device for defects detection are briefly described. The statistical analysis conducted on a sufficiently extended number of trains to correlate rail vibrations measured on an instrumented section of the railway line with wheel defects is detailed.

1. INTRODUZIONE

Il contatto ruota-rotaiia coinvolge corpi con rigidità elevatissima che comportano carichi dinamici unitari tali che l'usura, la rottura per fatica ed il rumore sono problemi tuttora parzialmente irrisolti. La limitazione delle forze di contatto mediante torniture e rettifiche frequenti si scontra con criteri di economicità, per cui occorre accettare che veicoli con ruote difettate possano percorrere, entro certi limiti, linee con rotaie usurate. Queste irregolarità geometriche sono responsabili, anche per errori di poche decine di μm , di carichi molto elevati a causa della rigidità sopra accennata.

La definizione dei limiti di usura, che esula dal presente lavoro, deve comunque garantire la sicurezza (si pensi alle conseguenze di rotture di ruote e rotaie) e l'economicità

dell'esercizio. Fondamentale è l'aspetto diagnostico precoce, capace cioè di evitare che un danno anche lieve possa degenerare verso tipologie di difetti diverse con maggiore pericolosità. Si tenga presente che il degrado indotto dalle difettosità "normali" è, per materiale in buono stato, sicuramente decisamente ridotto.

Nel presente lavoro verranno esaminati esclusivamente gli effetti indotti dalle difettosità locali (sfaccettature o *wheelflats*) o globali ("poligonazione") delle ruote al passaggio su di un binario privo di difetti macroscopici. Per una bibliografia dettagliata sull'argomento si vedano [1, 2].

I danneggiamenti superficiali delle ruote ferroviarie più comuni e che portano ai maggiori sovraccarichi dinamici sono i cosiddetti *wheelflats*, che sono dovuti al bloccaggio delle ruote in frenatura (asportazione di materiale dalla porzione della tavola di rotolamento che striscia sulla rotaia fino a renderla piatta).

Col tempo questi difetti, di geometria iniziale ben definita (lunghezza tipica di 25÷75 mm), possono essere attutiti dalle deformazioni plastiche indotte dal passaggio sotto carico delle sezioni modificate, dando luogo a errori di forma più attutiti ma di maggior estensione, ossia i *long wavelength* (250÷750 mm) *wheelflats*, che risultano essere meno rumorosi ma non necessariamente meno pericolosi poiché le variazioni di carico che ne derivano sono di maggior durata e vengono perciò equilibrate in minima parte dall'inerzia della ruota.

L'urto di uno *wheelflat* sulla rotaia è, in condizioni quasi statiche, proporzionale alla velocità del veicolo; all'aumentare della velocità l'inerzia della rotaia e della ruota sono tali da provocare il distacco fra ruota e rotaia, per cui la spianatura viene in qualche modo "saltata". Questo giustifica il fatto che, a parità di altre condizioni, l'intensità dell'urto ed il rumore emesso hanno un massimo fra i 20 e i 40 km/h e si stabilizzano attorno ai 100 km/h. L'urto dura qualche ms e dipende dalla massa della ruota, dalla massa equivalente della rotaia e dalla rigidità Hertziana di contatto. Ruota e rotaia emettono rumore secondo le rispettive proprietà di radiazione acustica, ed il picco di rumore è direttamente proporzionale alla variazione totale della quantità di moto delle sole masse non sospese del veicolo.

I principali problemi derivanti dalla presenza dei difetti citati sono i seguenti:

- rumore estremamente impulsivo ed assai fastidioso per le persone che risiedono nei pressi delle linee ferroviarie e per i viaggiatori. L'uso del $L_{A,eq}$ applicato al caso di rumori fortemente impulsivi è controverso, perché, a parità di $L_{A,eq}$, il rumore impulsivo è più disturbante di circa 3 dB(A) a causa dell'aumento del fattore di cresta ad al particolare andamento temporale del rumore del treno. Questo maggiore disturbo si aggiunge all'aumento di $L_{A,eq}$ di circa 3 dB(A), dovuto alla presenza di *wheelflat*.
- forze di contatto ruota-rotaia elevatissime (dell'ordine di 400÷470 kN con un'incidenza dello 0.02% delle sale), con ampiezze dipendenti dall'entità dei *wheelflats* e dal carico assiale.
- danneggiamenti ai cuscinetti volventi (i carichi hanno sempre la stessa posizione relativa rispetto alle piste) dato che le accelerazioni elevate danneggiano le gabbie e le tenute portando a perdita di grasso. I *long wavelength wheelflats* generano forze a frequenza inferiore che possono raggiungere più facilmente i cuscinetti e la massicciata. Le sale presentano, di norma, solo una ruota severamente danneggiata. I cuscinetti dei veicoli che percorrono linee con traverse in cemento sono soggetti a carichi superiori di circa il 50% a quelli dei medesimi veicoli su linee con traverse in legno.

A. Bracciali, G. Cascini

- degrado prematuro delle caratteristiche geometriche e dinamiche della linea, costringendo a più frequenti intervalli di manutenzione. La rotaia subisce le maggiori accelerazioni che si propagano come onde elastiche poco smorzate; a 3÷4 m dal punto di impatto l'onda di tensione conserva ancora il 50÷60% dell'intensità di picco, e la rotaia può essere sottoposta a tensioni superiori alla tensione di snervamento. I *wheelflat* possono quindi, con rotaie difettose o indebolite da fori o saldature, provocare la rottura della rotaia. Gli urti si propagano oltre la rotaia e raggiungono le traverse (particolarmente in pericolo quelle in c.a.p.) e la massicciata accelerandone il degrado. Sono state misurate accelerazioni sulle rotaie fino a 700÷900 g e fino a 45 g sulla massicciata. Le tensioni nella rotaia superano di oltre 70 MPa il livello statico di riferimento, e sotto marcati carichi di urto il valore può anche raddoppiare.

2. LA RILEVAZIONE DEI DIFETTI GLOBALI E LOCALI

2.1 Introduzione

Il controllo geometrico avviene di solito dopo la rilevazione, da parte del personale o dei viaggiatori, di rumorosità anomale dovute agli *wheelflats*. Le varie amministrazioni ferroviarie misurano con calibri e ritengono inaccettabili *wheelflats* che abbiano dimensione (o profondità equivalente, collegata al diametro della ruota) dell'ordine dei 30÷60 mm, il valore minore essendo per il materiale viaggiatori ad alta velocità. La *Association of American Railroads* prevede un limite massimo di 2" (ca. 51 mm) per i carri merci.

L'individuazione strumentale delle difettosità della tavola di rotolamento viene normalmente effettuata mediante confronto tra il valore di una grandezza fisica misurata al passaggio del treno con un valore di soglia predefinito. Trasduttori di vario tipo sono utilizzati in rilevatori esistenti, quali celle di carico interposte fra rotaia e traversa, estensimetri montati sulla rotaia, accelerometri che misurano le vibrazioni delle rotaie o delle traverse. In ogni caso si utilizzano più trasduttori per assicurare che l'urto di un *wheelflat* avvenga il più possibile in corrispondenza di uno di essi. Questo complica la catena di misura facendo lievitare i costi, dato che i trasduttori di commercio *rugged* sono particolarmente costosi, e diminuendo l'affidabilità complessiva.

Per superare questi limiti gli autori hanno sviluppato una nuova attrezzatura per la misura delle vibrazioni delle rotaie prodotte dal passaggio dei treni, descritta dettagliatamente in [1.2]. Ai fini del presente lavoro si analizzano, per la definizione delle classi di difettosità, i segnali provenienti da un accelerometro monoassiale posto in direzione verticale sotto il fungo della rotaia. Questo trasduttore, per il tipo di fissaggio e per la sua risposta intrinseca, fornisce i migliori dati possibili garantendo una qualità notevole alle elaborazioni qui presentate. I segnali sono stati raccolti durante una campagna prove realizzata nei giorni 9÷11.2.98 al P.L. di v. Vittorio Emanuele fra le stazioni di Firenze SMN e Firenze Campo di Marte. Questo sito presenta caratteristiche decisamente favorevoli: velocità basse e costanti, materiali di ogni tipo (compreso materiale "pregiato" quali ETR460/480 ed ETR500), facile accessibilità, binario in ottimo stato.

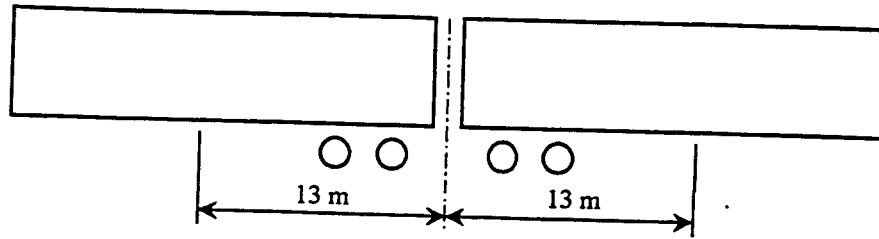


Fig. 1. Definizione degli estremi dei segmenti di segnale associati a ciascun carrello.

2.2 Algoritmi di elaborazione dei segnali registrati

I segnali accelerometrici registrati sono stati analizzati a segmenti di lunghezza equivalente a 13 m di rotolamento, sufficiente per comprendere *almeno* 4 rotazioni complete delle sale standard ($\varnothing \approx 900$ mm), utilizzando il segnale di un pedale conta-assi con semplici regole logiche date dalla tipologia dei convogli circolanti sulle linee italiane (Fig. 1).

Di ciascun segmento sono state valutate alcune proprietà statistiche dei campioni s_i che lo costituiscono, quali valor medio del valore assoluto ($= \sum |s_i|/N$), covarianza ($= \sum s_i^2/N$), skewness ($= \sum s_i^3/N$) e kurtosis ($= \sum s_i^4/N$).

Per l'individuazione degli *wheelflats* si è utilizzata la funzione Power Cepstrum $C_x(\tau)$ [3] che è in grado di evidenziare periodicità nello spettro di potenza del segnale e quindi la presenza di echi nel segnale:

$$C_x(\tau) = |\mathfrak{F}(\log(S_{xx}(f)))|^2 \quad (1)$$

dove $S_{xx}(f)$, Auto Power Spectrum o spettro, è il modulo al quadrato della trasformata di Fourier secondo la $S_{xx}(f) = |\mathfrak{F}(x(t))|^2$. La variabile τ , detta *quefreny*, ha le dimensioni di un tempo e rappresenta la periodicità delle ripetizioni o degli echi. Nel caso in esame si è ristretta l'analisi al campo di *quefreny* che corrisponde ad un rotolamento completo di una ruota delle vetture viaggiatori. Se f_c è la frequenza di campionamento e v la velocità del treno, si calcolano il massimo ed il valor medio del Power Cepstrum nell'intervallo di *quefreny* compreso fra i campioni che corrispondono ad un rotolamento completo di una ruota da 0.8 m e 1 m di diametro rispettivamente, ossia tra $0.8 \pi f_c / v$ e $\pi f_c / v$, per i segmenti di segnale sopra identificati. Un esempio di applicazione del *cepstrum* è mostrato in Fig. 2.

In funzione dei valori di energia e *cepstrum* dei segnali registrati si è cercato di definire un indice di difettosità, che segnali il passaggio di ruote danneggiate, a prescindere dalla velocità e dal tipo di convoglio.

Facendo ricorso, ad esempio, al valore medio del valore assoluto delle accelerazioni ed al relativo valore massimo del *cepstrum*, la difettosità delle ruote di un carrello può essere valutata mediante la

$$D = f\left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |s_i|\right) \cdot g(\max(C_s(l_{min} : l_{max}))) \quad (2)$$

in cui f e g sono funzioni da definire alla luce delle elaborazioni dei dati sperimentali disponibili. È evidente che nella definizione di D è possibile inserire una qualsiasi delle grandezze statistiche precedentemente calcolate nonché il valore medio del *cepstrum*.

Riguardo all'andamento di f e g si osserva che, mentre l'energia derivante dalle interazioni dovute alla rugosità cresce con la velocità, il *cepstrum*, che rappresenta gli effetti degli urti dovuti agli *wheelflats*, dovrebbe raggiungere un valore asintotico intorno ai 100 km/h.

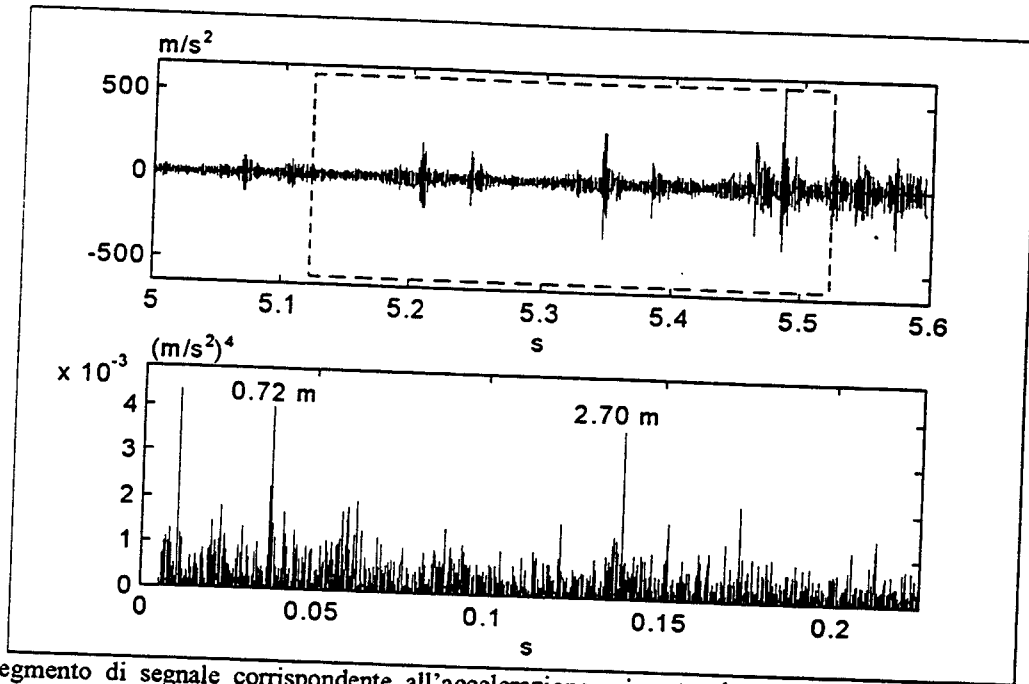


Fig. 2. Segmento di segnale corrispondente all'accelerazione misurata al passaggio di una vettura con sale difettate (in alto, si notino le coppie di picchi). *Cepstrum* di tale segmento nel quale sono indicate le distanze di rotolamento equivalenti alla *quefrequency* dei picchi, dal quale si evidenzia la capacità del *cepstrum* di individuare i picchi ripetitivi all'interno di segnali casuali. (in basso).

Per verificare l'efficacia di questo approccio una prima analisi dei segnali registrati è stata effettuata semplicemente moltiplicando fra loro il termine energetico con il massimo del *cepstrum*. Nonostante la semplicità dell'elaborazione, la tecnica si è mostrata efficace, almeno da un punto di vista qualitativo. Un esempio è riportato in Fig. 3 in cui è riportata l'individuazione di tre carrelli con ruote difettate di un treno regionale con vetture MD.

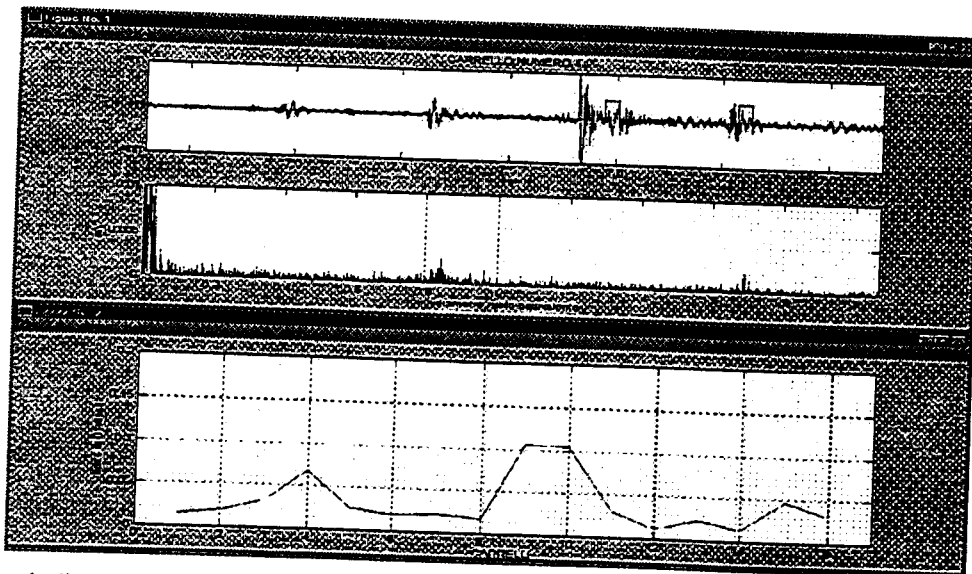


Fig. 3. Sotto: indice di difettosità (definito come prodotto dell'energia del segnale per il massimo del *cepstrum*) per un treno regionale composto da 7 vetture MD ed una motrice D445 (velocità 18.8 m/s). Sono segnalati come difettosi i carrelli 4, 9 e 10. Sopra: segnale relativo al carrello 4 (accelerazione e *cepstrum*). Nonostante l'energia del segnale sia piuttosto bassa, l'indice di difettosità è elevato a causa del *cepstrum*, che presenta un picco corrispondente ad un diametro ruota equivalente di circa 850 mm (diametro ruota delle vetture MD); si può notare un picco anche in corrispondenza del doppio di tale diametro: in questo caso il *cepstrum* segnala anche l'eco a due rotolamenti di distanza.

Il presente lavoro costituisce un primo approccio alla definizione dell'indice D e dei valori di soglia ottimali tali da evitare segnalazioni indebite e, al contempo, da individuare correttamente i difetti. In particolare si è concentrata l'attenzione sulla definizione di f nella (2), in quanto la mancata conoscenza delle dimensioni dei *wheelflats* nei treni osservati non consente alcuna correlazione fra picchi di *cepstrum* ed entità dei difetti.

3. INDIVIDUAZIONE DELLE CORRELAZIONI PER RUOTE NON DIFETTATE E DEFINIZIONE DELL'INDICE DI DIFETTOSITÀ

Per la definizione corretta delle correlazioni occorre effettuare preliminarmente una distinzione fra ruote difettate e non difettate che consenta di verificare la validità delle elaborazioni compiute. Questa distinzione può essere fatta ascoltando i segnali accelerometrici convertiti in files *.wav* di Windows che rispecchiano peraltro la metodologia di individuazione degli *wheelflats*, attraverso la rumorosità. Il "martellamento" dovuto ai difetti di una ruota è, infatti, facilmente individuabile "a orecchio".

La prima analisi consiste nella definizione di una legge che identifica la variazione di energia dei segmenti di segnale con il variare della velocità. È infatti noto che le vibrazioni dovute alle rugosità in contatto aumentano con la velocità senza mostrare limiti particolari. La legge utilizzata per un *fit* ai minimi quadrati dei valori di $\Sigma |s_i|/N$ in funzione della velocità è del tipo

$$y = \Sigma |s_i|/N = Av^B \quad (3)$$

nella quale i valori A e B sono stati ricercati per classi di convogli omogenei purché di numerosità sufficiente. In particolare nel presente lavoro sono mostrati i risultati per i convogli tipo ETR 500, ETR 450/460/480, Intercity (materiale ordinario), ALn 668 (materiale leggero diesel), ALe 642 (materiale leggero elettrico), vetture MD + PR (per treni regionali). Il valore medio dell'accelerazione della rotaia misurata in funzione della velocità è mostrato in Fig. 4, in cui sono riportati tutti i carrelli analizzati a prescindere dal tipo di materiale.

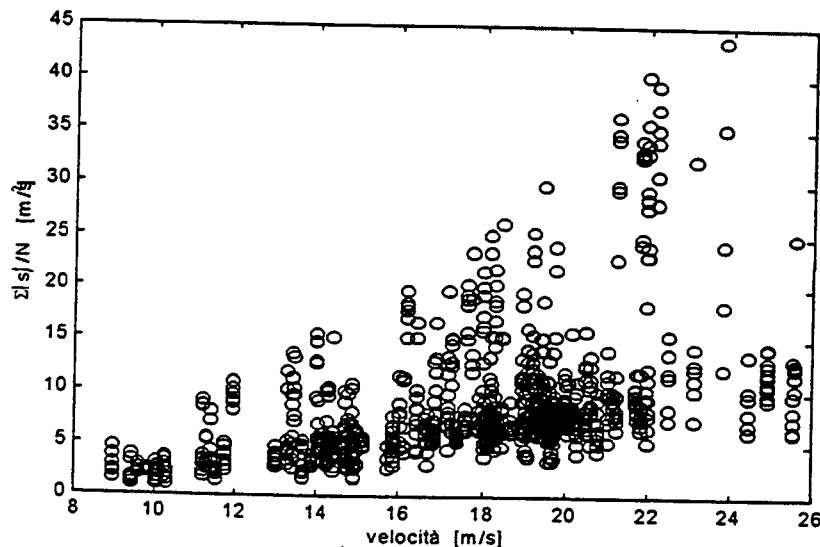
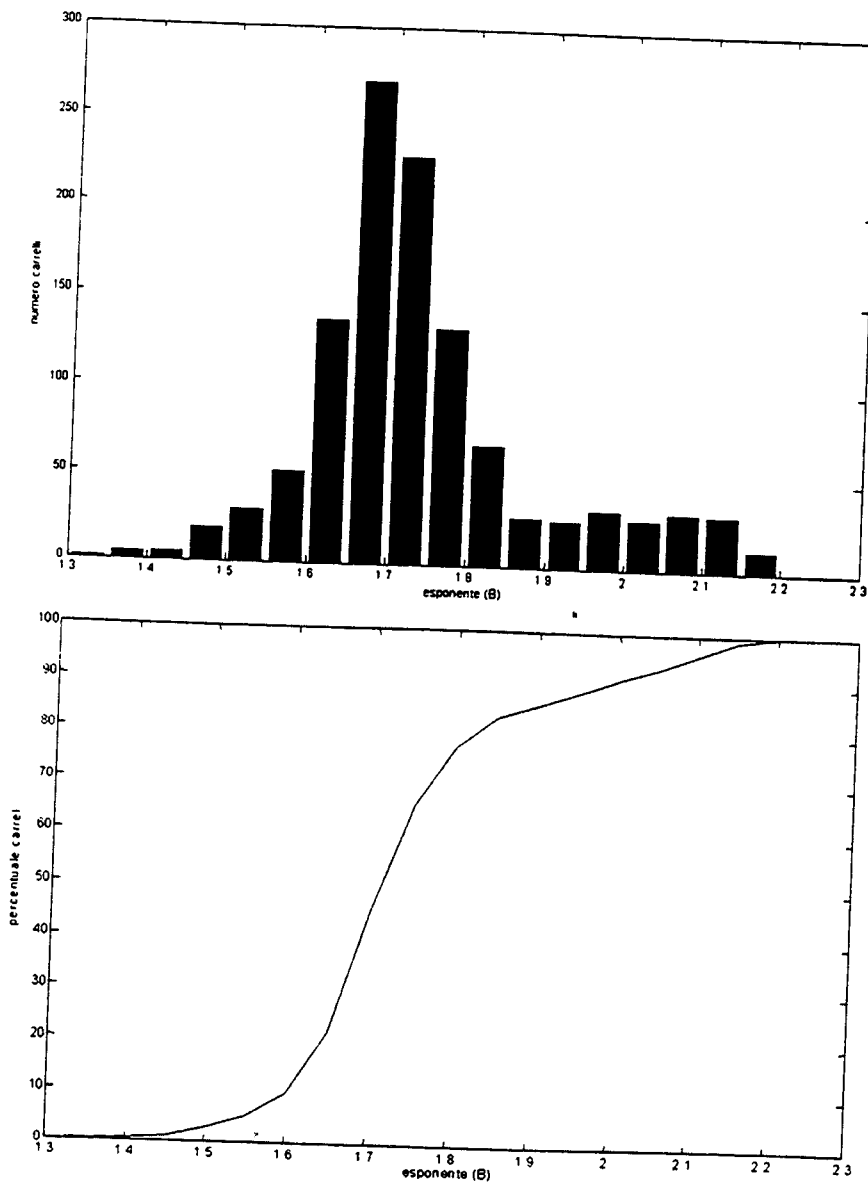


Fig. 4. $\Sigma |s_i|/N$ misurato in un intervallo di tempo equivalente a 13 m di rotolamento in corrispondenza di ciascun carrello transitato.

Un'analisi preliminare ha mostrato che i parametri A e B, relativi a materiale frenato a dischi in buono stato, sono quasi indipendenti dal tipo di convoglio e mediamente si attestano su valori di 0.05 e 1.7 rispettivamente. Si è deciso, pertanto, di fissare $A=0.05$ e di verificare la distribuzione dei carrelli al variare dell'esponente B. Questo tipo di analisi è stata effettuata sia separatamente sulle singole classi di convogli, sia sull'intera serie di dati raccolti. Il risultato è mostrato nelle Figg. 5÷7.

Analizzando insieme tutti i carrelli, si vede che il limite inferiore è abbastanza ben definito, vale a dire che le ruote non danneggiate determinano sollecitazioni piuttosto omogenee. Al contrario, la coda a destra della campana è particolarmente estesa; questa asimmetria della distribuzione è da imputare in parte ai carrelli con frenatura a ceppi, in parte alla presenza di ruote danneggiate. A conferma di quanto appena asserito si vedano le Figg. 6 e 7, in cui i carrelli vengono analizzati separatamente per categoria.



B	C	%
1.30	0	0
1.35	1	0.1
1.40	5	0.4
1.45	10	0.9
1.50	29	2.6
1.55	58	5.1
1.60	109	9.6
1.65	245	21.6
1.70	515	45.4
1.75	743	65.5
1.80	875	77.2
1.85	943	83.2
1.90	971	85.6
1.95	998	88.0
2.00	1031	90.9
2.05	1059	93.4
2.10	1091	96.2
2.15	1122	98.9
2.20	1134	100

Tab. 1. Numero carrelli (C) con energia dell'accelerazione inferiore a $A \cdot v^B$ e relativa percentuale, in funzione dell'esponente B. L'analisi è relativa a tutti i carrelli transitati durante la campagna prove.

Fig. 5. Distribuzione (sopra) e cumulata (sotto) dei carrelli al variare dell'esponente B, relativa all'intera campagna prove.

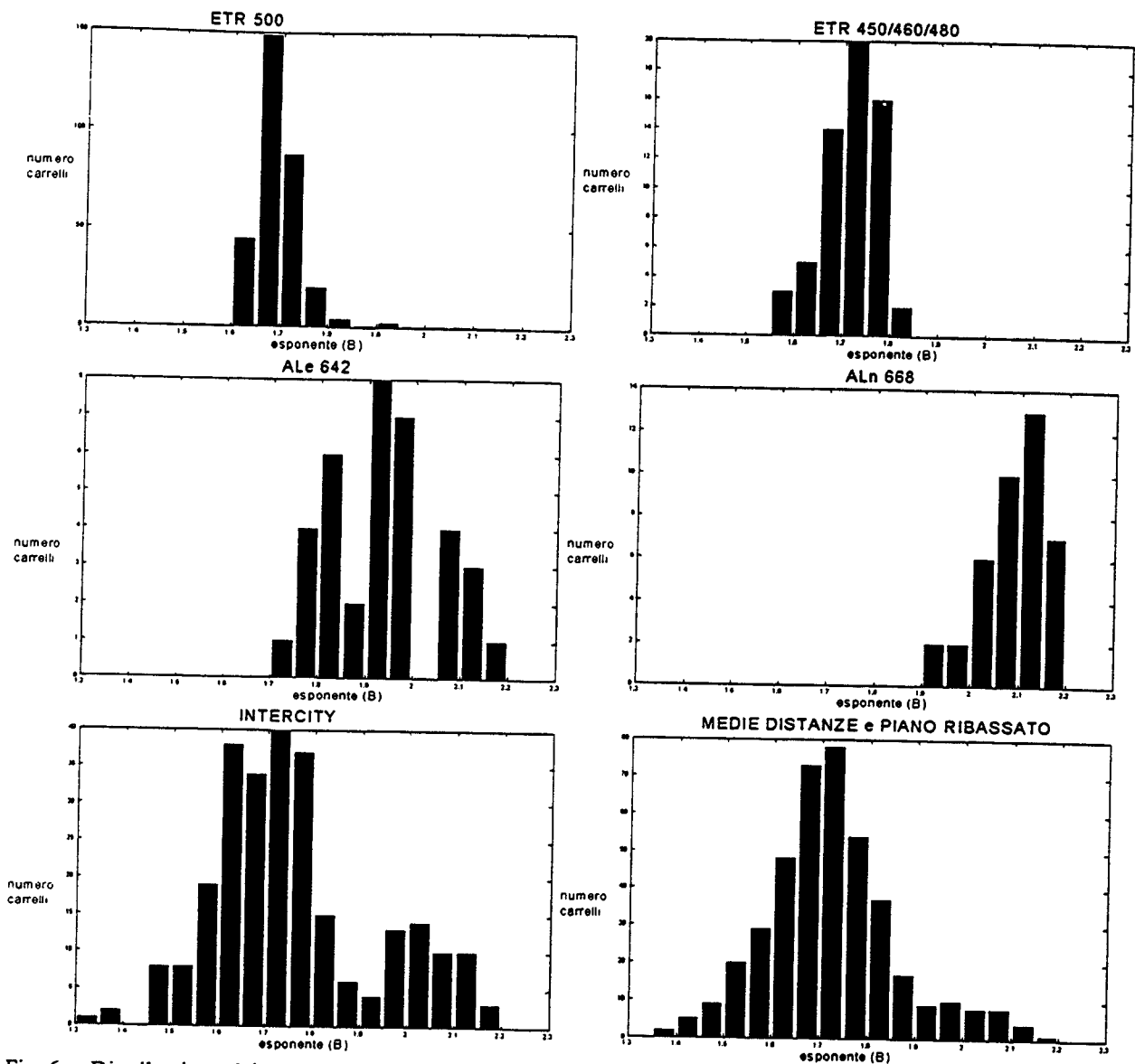


Fig. 6. Distribuzione dei carrelli al variare dell'esponente B per ciascuna categoria di convoglio.

Mentre i carrelli dei treni per Alta Velocità (ETR 450/460/480/500) presentano una distribuzione piuttosto omogenea, il materiale ordinario è caratterizzato da una maggiore dispersione dei risultati. Questa caratteristica è da imputare a composizioni non bloccate (come nel caso dei treni ETR), frenatura di tipo misto, presenza di numerosi carrelli con ruote danneggiate anche severamente. Riguardo alla frenatura è opportuno ricordare che sia in termini di vibrazione, sia in termini di rumore emesso, le ruote frenate a ceppi sono molto più gravose (ca. 6 dB), a causa della maggiore rugosità della tavola di rotolamento.

ALe 642 e Intercity presentano una doppia campana dovuta, oltre che alla presenza di ruote difettate, alla non omogeneità dei convogli, in cui compaiono sia vetture frenate a dischi, sia vetture frenate a ceppi. Per i treni regionali la coda di destra della campana è da imputare in parte ai carrelli delle vetture bagagliaio, le cui ruote sono spesso difettate sia localmente, sia globalmente.

Un caso a parte è quello delle ALn 668 (frenatura a ceppi), la cui distribuzione è interamente concentrata a valori di B più elevati.

I carrelli frenati a dischi con *wheelflats* di notevoli dimensioni possono quindi avere valori inferiori a carrelli non difettati ma frenati a ceppi. Questo mostra una volta di più che

l'utilizzo di soglie energetiche di qualunque tipo è inadeguato per l'identificazione degli *wheelflats* a partire dalle accelerazioni di un'unica sezione di binario.

Esaminando la Fig. 4 si può notare che la nuvola più densa di carrelli, corrispondente alle ruote non difettate, ha una pendenza in funzione della velocità inferiore rispetto ai carrelli che fanno registrare un massimo di energia per ogni velocità. Per la definizione di f è necessario studiare le caratteristiche di questa forbice. Allo scopo si è concentrata l'attenzione sui soli treni Intercity, che hanno vetture con frenatura sia a ceppi, sia a dischi, e per i quali è rilevante la presenza di carrelli con ruote difettate.

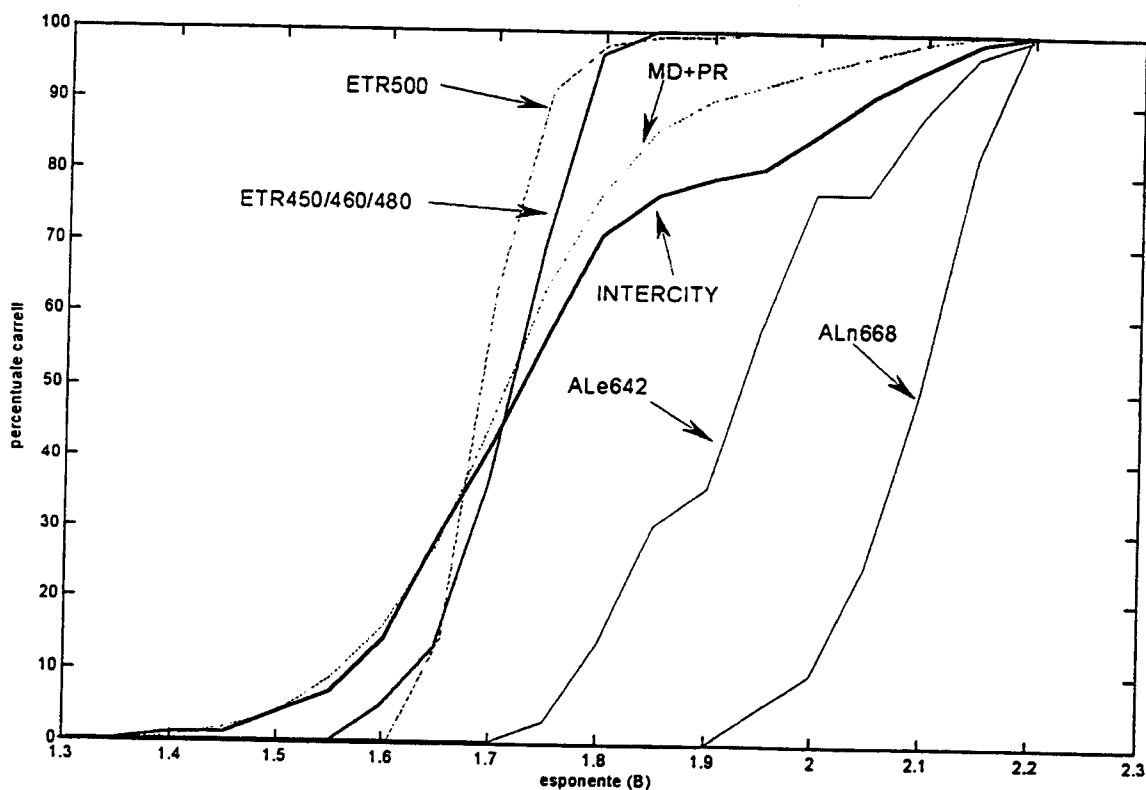


Fig. 7. Funzione cumulata dei carrelli al variare dell'esponente B per ciascuna categoria di convoglio.

B	ETR500		ETR450		ALe642		ALn668		INTERCITY		MD+PR	
	C	%	C	%	C	%	C	%	C	%	C	%
1.30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.35	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0.4	0	0
1.40	0	0	0	0	0	0	0	0	3	1.1	2	0.5
1.45	0	0	0	0	0	0	0	0	3	1.1	7	1.7
1.50	0	0	0	0	0	0	0	0	11	4.2	16	3.9
1.55	0	0	0	0	0	0	0	0	19	7.3	36	8.7
1.60	0	0	3	5.0	0	0	0	0	38	14.5	65	15.8
1.65	45	14.6	8	13.3	0	0	0	0	76	29.0	113	27.4
1.70	194	63.0	22	36.7	0	0	0	0	110	42.0	186	45.1
1.75	282	91.6	42	70.0	1	2.8	0	0	150	57.3	264	64.1
1.80	302	98.1	58	96.7	5	13.9	0	0	187	71.4	318	77.2
1.85	306	99.4	60	100	11	30.6	0	0	202	77.1	355	86.2
1.90	306	99.4	60	100	13	36.1	0	0	208	79.4	372	90.3
1.95	308	100	60	100	21	58.3	2	5.0	212	80.9	381	92.5
2.00	308	100	60	100	28	77.8	4	10.0	225	85.9	391	94.9
2.05	308	100	60	100	28	77.8	10	25.0	239	91.2	399	96.8
2.10	308	100	60	100	32	88.9	20	50.0	249	95.0	407	98.8
2.15	308	100	60	100	35	97.2	33	82.5	259	98.9	411	99.8
2.20	308	100	60	100	36	100	40	100.0	262	100	412	100

Tab. 2. Numero carrelli (C) con energia dell'accelerazione inferiore a $A \cdot v^B$ e relativa percentuale, in funzione dell'esponente B.

In Fig. 8 è mostrato con ordinate in scala logaritmica $\sum |s_i|/N$ misurato al passaggio di treni Intercity normalizzato rispetto a Av^B con $A=0.05$ e $B=1.9$. In questa forma la distribuzione dei carrelli è praticamente indipendente dalla velocità, per cui la larghezza della campana aumenta proporzionalmente con il suo valor medio, o, in altri termini, è costante l'errore relativo che si commette attribuendo un'energia Av^B ad un carrello che viaggia a velocità v . In base a queste considerazioni si è definito un indice di difettosità come:

$$D = \frac{\left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |s_i| \right) - Av^B}{Av^B} \cdot g(\max(C_s(1_{min}:1_{max}))) \quad (4)$$

in cui A e B dovranno essere calibrate anche in funzione della g . I dati raccolti non sono sufficienti per definire la g in quanto l'"ascolto" dei segnali accelerometrici consente di individuare la presenza di *wheelflat*, ma non di quantificarne le dimensioni e quindi non è possibile effettuare alcun tipo di correlazione.

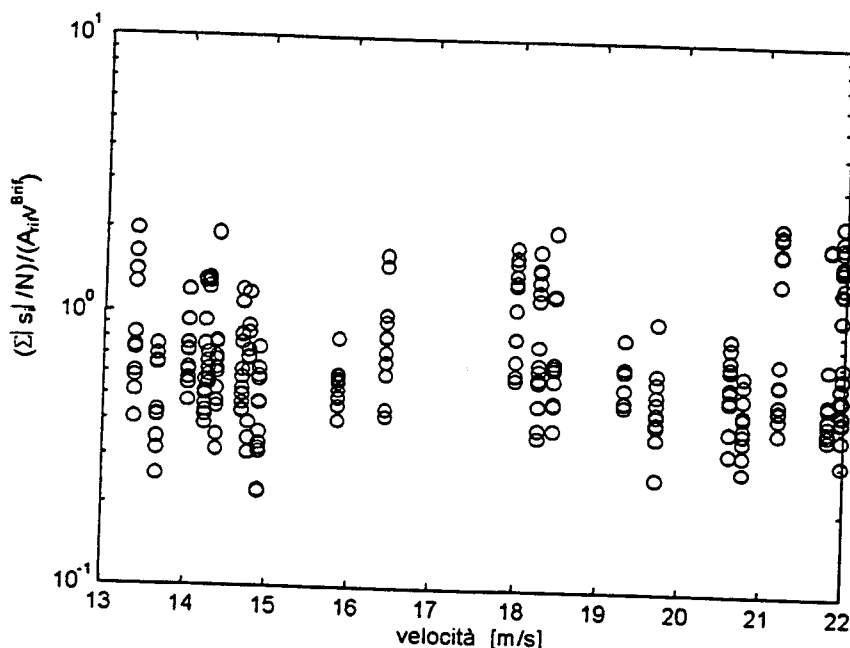


Fig. 8. $\sum |s_i|/N$ al passaggio di treni Intercity, normalizzato rispetto ad Av^B con $A=0.05$ e $B=1.9$.

I risultati ottenuti in questa fase della ricerca costituiscono una base importante per la definizione corretta dell'indice di difettosità. È in fase di pianificazione una campagna di misure che avrà come scopo la definizione delle correlazioni mancanti misurando le vibrazioni del binario al passaggio di ruote con difetti noti.

BIBLIOGRAFIA

- [1] A. Bracciali, G. Cascini, *Detection of corrugation and wheelflats of railway wheels using energy and cepstrum analysis of rail acceleration*. Journal of Rail and Rapid Transit, 1997, 211, 109-116.
- [2] A. Bracciali, G. Cascini, M. Pieralli, *A Wheelflat Detection Device Based on Cepstrum Analysis of Rail Acceleration Measurements*. Proceedings of the World Congress on Railway Research, WCRR '97, Firenze, Italy, vol. D. 513-521.
- [3] B.P. Bogert, M.J.R. Healy, J.W. Tukey, *The Quefrency Alanysis of Time Series for Echoes: Cepstrum, Pseudo-Autocovariance, Cross-Cepstrum and Saphe Cracking*. Proceedings of the Symposium on Time Series Analysis. J. Wiley & Sons, New York, 1963, 209-243.