

Le sfaccettature delle ruote ferroviarie

Parte 1^a - Introduzione

Dott. Ing. Andrea BRACCIALI (*) - Dott. Ing. Gaetano CASCINI (**)

SOMMARIO – Le sfaccettature delle ruote ferroviarie rappresentano il tipo di difettosità puntuale più importante e gravoso, sia per le conseguenze sulla resistenza degli organi sia per il maggior impatto ambientale derivante dall'aumento di rumorosità, e la loro importanza diviene fondamentale nella prospettiva di una sempre maggiore interoperabilità del materiale rotabile. Nel presente lavoro introduttivo vengono passate in rassegna la modellistica del contatto ruota-rotaia in presenza di questa particolare difettosità e gli effetti che ne derivano.

Introduzione

L'interazione rotabile-infrastruttura, studiata in ogni suo aspetto, non può prescindere dall'analisi approfondita del contatto ruota-rotaia. Esso, infatti, coinvolge corpi con rigidità elevatissima che consentono il trasporto, con bassissima resistenza al rotolamento, di carichi impensabili per il trasporto stradale. Purtroppo il peso dei veicoli, e soprattutto le azioni dinamiche conseguenti, comportano carichi unitari tali che l'usura, la rottura per fatica ed il rumore sono problemi tuttora parzialmente irrisolti perché intrinseci in tale tipo di contatto.

Dal punto di vista ingegneristico sarebbe preferibile limitare al massimo la componente dinamica della forza di contatto ruota-rotaia, eliminando del tutto gli errori macrogeometrici e minimizzando la rugosità delle superfici della tavola di rotolamento e della rotaia. Per evidenti motivi di economicità occorre però accettare che veicoli con ruote non perfette possano percorrere, entro certi limiti, linee con rotaie non perfette. Queste irregolarità geometriche, seguite più o meno fedelmente dalla ruota e dalla rotaia in funzione del carico e della velocità, sono responsabili, anche per errori di poche decine di μm , di carichi molto elevati a causa della rigidità sopra accennata.

Le difettosità ed irregolarità nel binario, quali la corrugazione (marezzatura) o i giunti, interessano il gestore dell'infrastruttura che deve, entro limiti fissati, evitare di introdurre sollecitazioni anomale nei veicoli. Le corrispondenti difettosità ed irregolarità nelle ruote, cioè le sfaccettature e la poligonazione, interessano il gestore dei veicoli che deve, entro limiti fissati, evitare di introdurre sollecitazioni anomale nella via. Come si vede il punto di contatto ruota-rotaia rappresenta il punto di unione di due mondi che devono, giocoforza, collaborare per la defi-

nizione reciproca dei valori di rispetto che garantiscano la sicurezza (si pensi alle conseguenze di rotture di ruote e rotaie) e l'economicità dell'esercizio. Riguardo a quest'ultimo punto è chiaro come la diagnosi precoce dei difetti di questo tipo sia fondamentale: anche se è vero che carrozze di misura della geometria del binario percorrono regolarmente le linee ferroviarie, è evidente che la conoscenza dei carichi indotti da carri o vetture "irregolari" consente di isolarli, ripararli precocemente ed evitare un degrado particolarmente veloce.

È noto che il binario rappresenta un sistema 'dinamico' che, interagendo con i veicoli, vede deteriorare nel tempo le qualità geometriche del tracciato. I veicoli, durante la marcia, impongono forze che alterano l'iniziale geometria; i convogli successivi trovano un binario via via meno perfetto aumentando le forze di contatto e quindi peggiorando la situazione. È evidente che materiale rotabile in buono stato riduce al massimo il danneggiamento del binario; per evitare l'innescarsi di un circuito vizioso che evolve in maniera particolarmente rapida, la diagnostica dei rotabili assume importanza fondamentale.

Nel presente lavoro introduttivo verranno esaminati i riferimenti bibliografici [1-10] limitatamente ai danneggiamenti indotti dalle difettosità locali, mentre non si analizzeranno i danneggiamenti di tipo periodico delle ruote e delle rotaie (poligonazione, corrugazione, marezzatura, ...). Questo approccio è funzionale allo sviluppo, descritto in [11], di un'attrezzatura per la diagnostica di tali difetti, e non risulta essere limitante in quanto, alla ricerca, del tutto evidente, delle condizioni meno disturbanti per l'effettuazione delle misure dei difetti, si cercherà di identificare la presenza di ruote difettate in transito su un binario in ottimo stato, così come per la rilevazione di rotaie difettate si utilizzerebbero ruote con ottima superficie.

Anche se il primo documento esaminato, cioè il report ORE Question B110 [1], nel quale sono state elaborate le

(*) Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali – Università di Firenze.

risposte a una inchiesta sul fenomeno in esame fra le Amministrazioni aderenti alla UIC e sono analizzati i risultati di molti studi sull'argomento, risale al 1968, è importante osservare che i lavori fondamentali riscontrati in letteratura risalgono agli anni '70-'80, nei quali la disponibilità di strumentazione affidabile e di elaboratori digitali a basso costo ha favorito gli sviluppi sperimentali e numerici. Negli anni '90 gli studi sono proseguiti principalmente nella direzione della correlazione fra la nascita del difetto ed il suo sviluppo.

Essendo i lavori citati redatti in inglese, si riporterà la terminologia minima per la comprensione delle figure citate nel presente articolo.

1. Irregolarità geometriche localizzate tipiche delle ruote ferroviarie

Le 'non-rotondità' delle ruote ferroviarie sono innumerevoli, e possono essere distinte in due grandi famiglie: le difettosità distribuite che interessano l'intera circonferenza della tavola di rotolamento (quali ad esempio la poligonazione) e le difettosità concentrate (quali le sfaccettature) che interessano porzioni di tavola di rotolamento piuttosto limitate (da qualche decina di mm a circa un quarto dello sviluppo della circonferenza).

Nel presente lavoro verranno analizzate esclusivamente le sfaccettature (indicate nella letteratura anglosassone con il termine *wheelflats*) che, pur essendo uno dei danneggiamenti superficiali localizzati più comuni, portano ai massimi sovraccarichi dinamici. Non si considereranno qui le condizioni di formazione delle sfaccettature né l'influenza che i parametri di progetto di un rotabile hanno sulla eventuale tendenza al bloccaggio delle ruote e, successivamente, all'accrescimento delle sfaccettature con la percorrenza (il lettore è rimandato al lavoro [10]).

Le irregolarità geometriche localizzate sono associate alla frenatura. Le sfaccettature si generano a causa del bloccaggio delle ruote dovute ad eccessiva frenatura, per cui si ha asportazione di materiale dalla porzione della tavola di rotolamento che striscia sulla rotaia fino a renderla piatta.

Un altro tipo di difettosità localizzata piuttosto comune, i *build-up of material* [1] ("accumulazione di materiale" o "riporto di materiale sopra la tavola di rotolamento"), sono una conseguenza delle sfaccettature in quanto tutto o parte del materiale deformato plasticamente per strisciamento ed accumulato ai bordi della sfaccettatura viene nel tempo ridistribuito in zone più ampie situate oltre i margini della sfaccettatura stessa. Questi difetti, che in partenza sono di geometria ben definita e ben localizzati, vengono infatti modificati dalle deformazioni plastiche indotte dal passaggio sotto carico delle sezioni modificate dando luogo a errori di forma più attutiti ma di maggior estensione, ossia di maggior lunghezza d'onda, che risultano essere meno rumorosi delle

sfaccettature appena fatte ma non necessariamente meno pericolosi, poiché le variazioni di carico che ne derivano sono di maggior durata e vengono perciò equilibrate in misura minore dalle inerzie rispetto a quanto avviene per gli urti di breve durata.

I corrispondenti difetti localizzati sul binario, ossia giunti, deviatori e danneggiamenti locali dovuti allo slittamento in partenza delle locomotive, producono conseguenze analoghe a quelle prodotte dalle sfaccettature (carichi impulsivi e picchi di rumore), per cui queste difettosità sono spesso analizzate contemporaneamente in molti lavori sull'argomento. È importante notare come, nel caso del giunto di due rotaie, le due rotaie giuntate possano essere più o meno distanti ed avere rispetto al senso di marcia differenze di livello positive (*step-up joint*) o negative (*step-down joint*), e come gli effetti delle sfaccettature siano del tutto analoghi a quelli provocati dagli *step-down joints*. Ovviamente l'uso estensivo della lunga rotaia saldata ha ridotto l'importanza, almeno numerica, dei giunti; nondimeno nelle reti extraeuropee la presenza di giunti è ancora rilevante e, in ogni caso, l'analogia formale consente di scrivere le medesime equazioni per sfaccettature e giunti.

I principali problemi derivanti dalla presenza dei difetti localizzati sono:

- rumore estremamente impulsivo, e pertanto assai fastidioso per le persone che risiedono nei pressi delle linee ferroviarie e soprattutto per i viaggiatori, che sono soggetti con continuità al rumore in questione;
- forze di contatto ruota-rotaia elevatissime, con ampiezze dipendenti dall'entità delle sfaccettature, che generano rotture nelle ruote e nelle rotaie e danneggiamenti che mettono prematuramente fuori uso i cuscinetti volventi delle boccole;
- degrado prematuro delle caratteristiche geometriche e dinamiche della linea, costringendo a più frequenti intervalli di manutenzione.

2. La dinamica dell'urto delle sfaccettature e dei giunti di rotaia

2.1. Considerazioni preliminari

Normalmente si è portati a pensare che, quando una sfaccettatura perfettamente piana giunge col suo spigolo di ingresso in contatto con la rotaia, la ruota inizi a "cadere", acquistando cioè una velocità verticale che poi si inverte quando lo spigolo di uscita della sfaccettatura entra in contatto con la rotaia. A questa inversione della velocità verticale (variazione della quantità di moto) dovrebbe corrispondere un urto la cui entità dipende dalle masse, dalle elasticità e dalla velocità del veicolo.

In realtà l'ipotesi che viene fatta con tale ragionamento

è che la via rimanga immobile. Questa ipotesi, del tutto corretta nel caso di veicoli su strada nei quali la deformazione del pneumatico è di molto superiore a quella della strada, non è verificata nel caso ferroviario. Se si considera una sfaccettatura di 40 mm (ritenuta ancora accettabile da molte amministrazioni ferroviarie per veicoli non particolarmente pregiati) su una ruota di diametro pari a 900 mm, la 'mancanza' di materiale in direzione radiale è di 0.44 mm, un valore che è dello stesso ordine di grandezza della deformazione elastica verticale di un binario in ottime condizioni. È pertanto evidente che anche la deformazione del binario dovrà essere messa in conto nella modellazione del fenomeno.

Quale considerazione preliminare, si osserva come in condizioni quasi statiche l'entità dell'urto risulti pressoché proporzionale alla velocità del veicolo ma, man mano che la velocità aumenta, l'inerzia della rotaia e della ruota fanno sì che esse tendano a conservare la loro posizione iniziale riducendo l'urto. Ad una certa velocità, dipendente dalle caratteristiche inerziali ed elastiche di veicolo e binario, la ruota si stacca dalla rotaia e la sfaccettatura viene in qualche modo "saltata". Questa considerazione giustifica il fatto che, a parità di altre condizioni, l'intensità dell'urto presenta un massimo fra i 20 e i 40 km/h e si stabilizza attorno ai 100 km/h.

2.2. La modellazione del contatto sfaccettatura-rotaia

Il lavoro fondamentale sulla dinamica delle discontinuità delle ruote e delle rotaie è senz'altro [2]. In questo lavoro viene individuata una velocità critica che risulta essere un parametro fondamentale nell'analisi della rumorosità emessa dai giunti delle rotaie e dalle sfaccettature. A partire dalla geometria, dalla cinematica e dalla dinamica del sistema ruota-rotaia, sono stati messi a punto dei modelli analitici per identificare le variabili più importanti nella generazione del rumore di impatto, la cui validità è stata confermata da prove in scala reale e su modelli in scala ridotta. I risultati principali sono i seguenti:

- nel caso dei giunti di rotaia, è la differenza in altezza e non la distanza fra le rotaie il parametro importante;
- al di sotto della velocità critica il rumore di impatto cresce con la velocità del treno ed è indipendente dalla direzione di marcia;
- al di sopra della velocità critica il rumore di impatto cresce con la velocità per un giunto in salita ma è indipendente dalla velocità per un giunto in discesa;
- nella generazione del rumore di impatto, sfaccettature di determinata profondità si comportano come giunti in discesa di pari altezza;
- sia l'ampiezza che lo spettro di rumore possono essere previsti mediante prove di caduta libera di una ruota sulla rotaia.

La velocità critica per rotaia rigida V_{CR} dipende dal raggio della ruota a , dall'accelerazione di gravità g , dalla massa della ruota m e dalla massa non sospesa relativa alla sospensione primaria M secondo la

$$V_{CR} = \sqrt{ag \left(1 + \frac{M}{m}\right)} \quad (1)$$

ed è, evidentemente, indipendente dall'ampiezza del difetto, essendo funzione solo delle caratteristiche inerziali ed elastiche del veicolo.

La quantità del moto al momento dell'urto $m\Delta V$ è funzione della sola velocità verticale della ruota v_y , essendo la rotaia rigida. Il suo valore, rispettivamente al di sotto ed al di sopra della velocità critica per rotaia rigida V_{CR} , vale

$$m\Delta V = 2mV \sqrt{\frac{2h}{a}} \quad (2)$$

$$m\Delta V = 2mV_{CR} \sqrt{\frac{2h}{a}} \quad (2'')$$

dove h è la profondità della sfaccettatura.

Il rumore emesso dall'urto dipende dall'impulso appena definito, e pertanto rimane costante al di sopra della velocità critica per rotaia rigida V_{CR} , dove il rumore di rotolamento, derivante dalle rugosità della ruota e della rotaia prende il sopravvento.

Inserendo valori tipici per le grandezze che compaiono nella (1) si ottiene una V_{CR} dell'ordine dei 20 km/h, non riscontrata in realtà. Il successivo passo, consistente nell'introduzione dell'elasticità nella rotaia, porta ad una velocità critica per rotaia elastica V_{CE} che, approssimativamente, vale

$$V_{CE} \approx V_{CR} \sqrt{1 + \frac{m}{\rho_1} \frac{\beta}{2}} \quad (3)$$

dove ρ_1 è la massa per unità di lunghezza della rotaia e $\beta = [K/4EI]^{1/4}$, dove K è la rigidità per unità di lunghezza della fondazione, E è il modulo di Young della rotaia e I è il momento di inerzia della sezione della rotaia. Per valori tipici dei parametri in gioco, risulta $V_{CE} \approx 2.2 V_{CR}$.

In questo caso sia la ruota che la rotaia tendono a muoversi l'una verso l'altra, e lo spostamento dipende dall'impedenza relativa.

Fino a circa 1 kHz, l'impedenza della ruota è molto maggiore dell'impedenza della rotaia, per cui lo spostamento della ruota diviene trascurabile.

Sebbene la miglior modellazione della rotaia sia quella di trave su supporto resiliente, al di sopra della frequenza di risonanza libera ω_0 si commette un errore trascurabile utilizzando la massa equivalente della rotaia ai fini dell'impatto m_{eq} che, per valori tipici della rigidità hert-

ziana di contatto K_H e di EI vale

$$m_{eq} \approx 0.4 \rho_l \quad (4)$$

La variazione complessiva della quantità di moto porta alla definizione dell'impulso al di sopra ed al di sotto della V_{CE} , che valgono rispettivamente

$$m_{eq} \Delta V = V m_{eq} \sqrt{\frac{2h}{a}} \quad (5')$$

$$m_{eq} \Delta V = 2 m_{eq} \omega_0 y_0 \sqrt{\left[1 - \left(\frac{h}{y_0}\right)^2\right]} \quad (5'')$$

dove y_0 è la deformazione del binario sotto carico statico. Nel caso in cui sia $h \ll y_0$ la (5'') si semplifica in

$$m_{eq} \Delta V = 2 \sqrt{2 m_{eq} h F_0} \quad (5''')$$

dove F_0 è la forza statica sul binario.

In figura 1 si riporta l'andamento del picco di pressione sonora (*peak SPL*) in funzione della velocità per prove fatte su un modello in scala 1:8.

Per quanto riguarda l'influenza del carico per asse, al

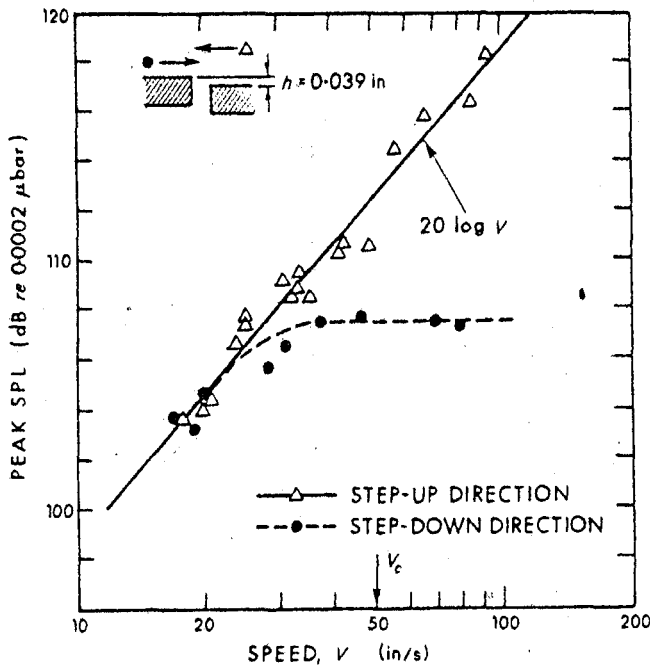


Fig. 1 - Picco di pressione sonora in funzione della velocità del treno per un giunto di rotaia con 1 mm di dislivello su una ruota standard. Sono riportati i risultati per ambedue i sensi di marcia [2].

di sotto della velocità critica V_{CE} esso non ha alcun effetto, mentre al di sopra, in virtù della maggiore accelerazione verticale della ruota dovuta al maggior carico, si ha una maggiorazione teorica del livello di rumore data da $\Delta SPL = 10 \log \left[\frac{(1+M_2/m)}{(1+M_1/m)} \right]$ passando dal carico M_1 al carico M_2 , ossia circa 3 dB per il rapporto $M_2/M_1 = 2.4$ mostrato in figura 2.

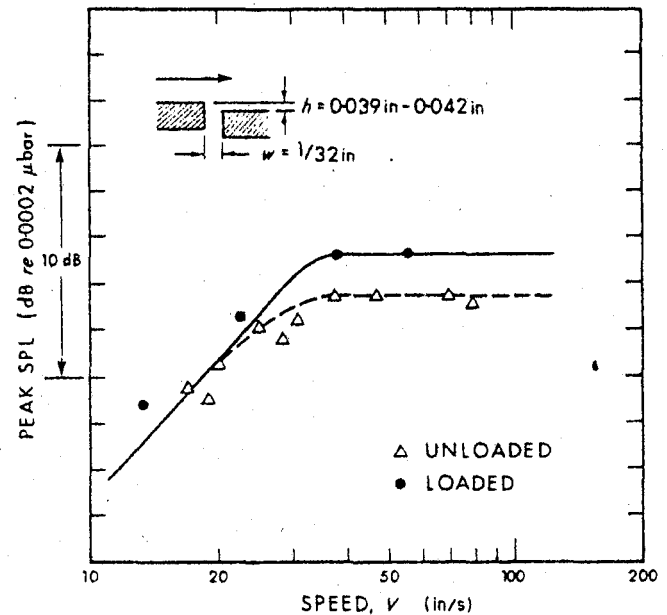


Fig. 2 - Dipendenza del picco di pressione sonora dal carico assiale [2].

Dall'analisi dei segnali raccolti sperimentalmente con microfoni e con accelerometri montati sulla boccola, si osserva come il tempo durante il quale si verifica l'urto sia molto corto. La durata è controllata dalla massa della ruota, dalla massa equivalente della rotaia e dalla rigidità Hertziana di contatto. Durante l'urto la maggior parte delle forze che agiscono sulla rotaia è equilibrata dalla forza d'inerzia dovuta alla massa equivalente della rotaia stessa, e solo le componenti a bassa frequenza che non contribuiscono molto al rumore sono trasmesse alla traversa e quindi al ballast. È difficile caratterizzare la forza impulsiva poiché essa dipende dalla geometria della ruota e della rotaia, dal carico assiale, dalle proprietà dinamiche della rotaia e dalla velocità del treno. Essendo la forza mutua, ruota e rotaia emettono rumore secondo le rispettive proprietà di radiazione acustica.

Un'analisi dettagliata delle forze di contatto viene esposta in [3]. In presenza di un giunto di rotaia esse si dividono in una componente, detta P1, derivante dall'urto con il giunto ed in una componente, detta P2, che nasce perché la rotaia, indebolita localmente dalla presenza del giunto, si flette molto più che in condizioni normali e quindi la ruota è costretta a "risalire" sulla traversa successiva (figura 3).

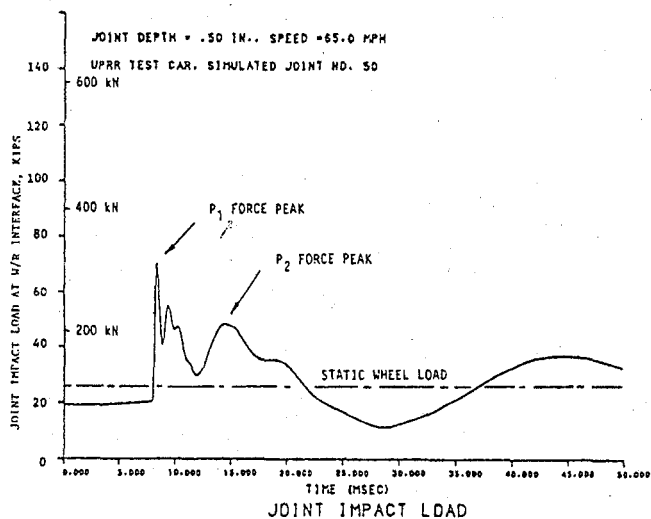


Fig. 3 - Andamento della forza nel tempo per urto contro un giunto (adattato da [3]).

La durata dei segnali indica i *range* di frequenza prevalenti in 1±2 kHz per P1 e 20÷100 Hz per P2. L'impatto P1 eccita notevolmente i modi di vibrare della ruota al di sopra dei 500 Hz, la quale tende a vibrare per un certo numero di cicli con deformazioni che non sono direttamente collegate al carico attuale ruota-rotaia, mascherando quindi l'effetto di P2. D'altronde, filtrando low-pass a 200 Hz, si sacrificano le informazioni su P1 ma si misurano accuratamente gli effetti di P2. Campionando a 4 kHz gli effetti di P1 sono chiaramente visibili, mentre campionando ad 1 kHz si può addirittura mancare del tutto il picco.

Misure analoghe effettuate su ruote con sfaccettature hanno evidenziato come il comportamento sia sostanzialmente simile, per cui una frequenza di campionamento del segnale, durante la fase di acquisizione, di almeno 4 kHz viene fortemente raccomandata. I picchi di durata limitata generano onde flessionali e di taglio che si propagano con poca attenuazione, per cui eventuali difetti locali presenti nelle rotaie vengono raggiunti dalle onde anche se non sono esattamente in corrispondenza dell'urto.

Nel medesimo lavoro [3] vengono accennati numerosi modelli che qui non si riportano per motivi di spazio; numerose simulazioni, condotte con tali modelli, evidenziano il diverso comportamento del binario su traverse in cemento, assai più rigido e pesante, rispetto al binario su traverse in legno, tipico delle costruzioni nordamericane.

Merita infine una menzione la suddivisione, proposta in [8], in sfaccettature a corta lunghezza d'onda (2.5÷7.6 cm) e sfaccettature a lunga lunghezza d'onda (25÷76 cm). Queste ultime sono la naturale evoluzione delle prime quando, con il passare del tempo dallo slittamento iniziale e, soprattutto, con l'azione progressiva della frenatura a ceppi, il difetto iniziale venga a "spalmarsi" su porzioni di

circonferenza relativamente grandi. Come già accennato, essi danno azioni dinamiche più pericolose in quanto che, avendo un maggior contenuto in frequenza alle frequenze più basse, queste sono meno ridotte dalle forze d'inerzia della sala. Inoltre i calibri in dotazione alle amministrazioni ferroviarie non sono in grado di rivelare questi difetti.

3. Conseguenze delle sfaccettature

3.1. Conseguenze sul materiale rotabile

La nascita di sfaccettature sulla tavola di rotolamento comporta notevoli sollecitazioni sul materiale rotabile. Da un punto di vista manutentivo questi difetti sono particolarmente gravosi: da recenti studi metallurgici [12], si evidenzia come la formazione di martensite, derivante dal brusco raffreddamento dopo il notevole riscaldamento a seguito del bloccaggio e dello strisciamento, introduca variazioni di durezza del materiale per molti mm all'interno del cerchione. Questo obbliga ad una ritornitura assai più profonda di quella strettamente necessaria (inferiore ad 1 mm sul raggio) per eliminare del tutto l'errore geometrico della sfaccettatura. Se la profondità di passata è insufficiente, possono permanere zone a durezza differenziata che, dopo breve tempo, portano alla formazione di nuove usure anomale.

L'unica fonte di dati organici disponibile sugli effetti delle sfaccettature è rappresentata dal citato rapporto ORE [1], anche se, purtroppo, tale raccolta di dati non è sufficientemente moderna⁽¹⁾ da poter essere utilizzata compiutamente. A causa infatti della maggiore difficoltà di sperimentazione e probabilmente anche per l'indirizzo del questionario, gli effetti sul materiale rotabile non sono evidenziati in tale rapporto⁽²⁾.

Come considerazione preliminare, è evidentemente assai complesso misurare l'accelerazione della ruota in prossimità della sfaccettatura, e le misure dell'accelerazione della boccola sono filtrate dalla massa e dal comportamento dinamico di quest'ultima. Pare comunque evidente che, anche se la massa dinamica della ruota è molto superiore a quella della rotaia, con accelerazioni di quest'ultima dell'ordine di 700 g non possano non pro-

⁽¹⁾ All'epoca della realizzazione del questionario la frenatura a dischi e, soprattutto, i sistemi antipattinanti erano ancora poco usati ed altrettanto poco affidabili.

⁽²⁾ È curioso rilevare come, all'epoca del questionario ORE, le FS abbiano risposto, in maniera assolutamente opposta ad esempio alle amministrazioni svedese e francese, asserendo che "categoricamente, la formazione di sfaccettature non rappresenta in alcun modo un problema di primaria importanza" [1, pag. 31]. Dall'esperienza degli autori in alcune campagne prova svolte recentemente (1998), una percentuale non trascurabile di convogli FS ha *almeno* una sfaccettatura considerabile come 'grave'.

dursi anche nella sala e nelle boccole sovrassollecitazioni non trascurabili.

Il problema delle rotture delle sale è, negli Stati Uniti, particolarmente sentito per i maggiori carichi assiali e per la minor manutenzione complessiva ai veicoli ed al binario [3]. Occorre sottolineare come, essendo il traffico negli USA quasi esclusivamente merci, la rottura di ruote porta a conseguenze esclusivamente economiche e non ha implicazioni sulla sicurezza degli operatori. Ben diverso è il problema in Europa, per cui le sfaccettature, con i loro micidiali carichi dinamici, devono essere individuate al più presto per ridurre drasticamente i rischi di svio di veicoli viaggiatori ad elevate velocità.

Particolarmente esposti al danneggiamento da sfaccettature sono i cuscinetti [8], sia perché i carichi relativi hanno sempre la stessa posizione rispetto al cuscinetto sia perché, anche in presenza di sovraccarichi non eccezionali, essendo filtrati dall'inerzia della ruota, le accelerazioni comunque elevate possono danneggiare le gabbie e le guarnizioni, con perdita di grasso e conseguente surriscaldamento delle boccole. È possibile inoltre che le accelerazioni della gabbia risultino maggiori in un carro scarico che in uno a pieno carico rendendo ancora più insidioso il fenomeno.

Il calcolo "classico" del cuscinetto della boccola viene effettuato in base al carico statico, alla velocità di esercizio del veicolo e ad un fattore empirico di maggiorazione del carico. Il problema è che, mentre i carichi verticali nel caso dei giunti e deviatori avvengono con le piste orientate casualmente, nel caso delle sfaccettature le piste sono sempre orientate relativamente nello stesso modo, incrementando la possibilità di formazione di *brinelling* (vaioature) degli anelli e delle gabbie.

Da analisi statistiche effettuate su carri statunitensi, le uniche disponibili in letteratura e che vanno trasferite *cum grano salis* alla realtà europea, risulta che circa l'1% delle ruote ha una forza⁽³⁾ d'impatto maggiore di 311 kN, mentre lo 0.5% delle ruote danno un carico di oltre 400 kN [3]. Per analizzare i difetti geometrici della tavola di rotolamento è stata effettuata una statistica su circa 35 carri tolti dal servizio per vari motivi (carichi d'impatto oltre i 334 kN, boccole calde, altri motivi non legati alla problematica in oggetto) nei quali, sorprendentemente, di norma le sale hanno solo una ruota che ha un difetto severo. I carichi misurati hanno una durata di 3÷4 ms, andamento assimilabile ad una mezza senoide e valori di 585 kN, in parte attenuati dalla massa della sala, ma i carichi che arrivano sul cuscinetto sono comunque di 309 kN.

I carichi sui cuscinetti che equipaggiano veicoli che percorrono binari con traverse in cemento sono circa del 50% superiori a quelli dei medesimi veicoli su linee con traverse in legno ed hanno sempre la stessa orientazione, anche se evidentemente i corpi volenti possono variare posizione.

⁽³⁾ I valori numerici riportati in unità SI derivano dalla conversione dei corrispondenti valori in unità anglosassoni riportate nei rispettivi lavori citati.

La stima della vita di un cuscinetto montato su una ruota difettata è assai difficile, in dipendenza soprattutto di come questo difetto viene considerato, integrando le forze su tutta la circonferenza oppure solo sul tratto interessato dal difetto (fig. 4). Si noti che anche se il carro viaggia scarico, e quindi con basso peso assiale, le accelerazioni sulla gabbia sono fortissime e possono danneggiarla ugualmente.

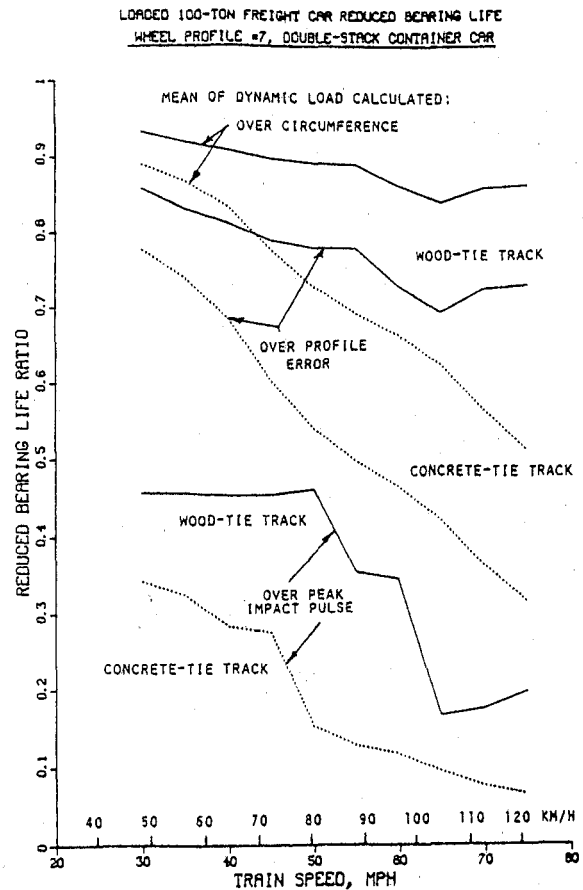


Fig. 4 - Fattore di riduzione della durata nominale di un cuscinetto a rotolamento con diverse ipotesi di valutazione del carico derivante dalla presenza di una sfaccettatura [8].

I carichi derivanti dalle sfaccettature a lunga lunghezza d'onda crescono sempre con la velocità (la velocità critica non viene in pratica mai raggiunta) e, risultando con contenuto maggiore alle frequenze più basse, i loro effetti possono raggiungere più facilmente da un lato la sala ed i cuscinetti e dall'altro la massicciata.

3.2. Conseguenze sull'armamento e sulle opere d'arte

Come visto precedentemente, a determinare l'entità dell'urto concorre, oltre la velocità del veicolo, anche l'i-

nerzia apparente della rotaia e della ruota rispetto al punto di contatto, risultando quest'ultima molto superiore alla prima. È dunque la rotaia che subisce le maggiori accelerazioni flessionali 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 cosicché eventuali difetti nella rotaia vengono comunque raggiunti in qualche misura dalle sovrasolleccitazioni. Queste ultime possono in casi particolari, anche con dimensioni delle sfaccettature abbastanza modeste, sottoporre la rotaia a tensioni superiori alla tensione di snervamento. Le sfaccettature possono quindi, sia in condizioni normali sia ancora di più con rotaie difettose o indebolite da fori o saldature, provocare la rottura della rotaia, e d'altronde la correlazione fra sfaccettature e rotture di rotaie è constatata da molte Amministrazioni [1]. Questa propagazione delle onde di tensione risulta essere un fattore positivo per la diagnostica effettuata da un unico punto, che risulta in grado di misurare anche gli effetti di urti relativamente lontani.

In generale i peggiori effetti sono riscontrati a bassa velocità [3], dove l'effetto benefico dell'inerzia della rotaia che attenua il picco non è in pratica presente: le forze passano, con minima attenuazione, alle traverse ed al ballast.

I valori di accelerazione cui la rotaia è soggetta sono misurabili con buona precisione, a patto che l'urto dovuto alla sfaccettatura avvenga in corrispondenza della posizione dell'accelerometro. Notevole importanza su questa grandezza hanno l'inerzia (e quindi la sezione) della rotaia, la tipologia di attacchi e di gomme di sottorotaia, la tipologia di traverse (in legno o in cemento) e, in misura minore, la tipologia di ballast e sub-ballast.

In generale l'ordine di grandezza è, per difetti relativamente gravi, intorno ai 600 g, con picchi fino a circa 900 g per l'urto in corrispondenza di una traversa in cemento con elevata rigidità complessiva. L'analisi dei dati di letteratura evidenzia infatti come l'entità dell'urto aumenti di circa il 10% se l'impatto avviene in corrispondenza di una traversa. Le accelerazioni sulla massicciata arrivano a 45 g [3], portando ad un degrado molto rapido delle caratteristiche reologiche del ballast.

Le forze ruota-rotaia, ovviamente mutue, sono state descritte al paragrafo precedente; le forze scambiate fra rotaia e traversa, misurate con celle di carico possono arrivare a 250 kN per traverse in cemento [3]. In tali condizioni è facile comprendere come l'effetto delle sfaccettature sulle traverse in cemento sia assolutamente deleterio. La scelta dell'elasticità del fissaggio rotaie-traversa è fondamentale per evitare di introdurre tensioni troppo elevate nella traversa stessa.

Misure estensimetriche effettuate sulle rotaie [3] evidenziano un incremento delle tensioni, prevalentemente longitudinali, di 72.4 MPa rispetto al livello statico di riferimento, e sotto marcati carichi di urto il valore può anche raddoppiare. Ovviamente questi valori devono essere considerati con le dovute cautele, visto che il *range*

di frequenze utile di una catena estensimetrica è ben al di sotto dei 4 kHz precedentemente indicati per le misure accelerometriche.

I carichi sui ponti derivanti dalle sfaccettature sono assai modesti [4], pari a circa l'1.3% delle forze globali, mentre i carichi restanti sono dovuti prevalentemente a difetti di posa e di geometria del binario. L'effetto su questo tipo di opere d'arte può quindi essere tranquillamente trascurato.

I problemi sulle porzioni inferiori della via sono illustrati in [6]. In tale lavoro vengono calcolate le tensioni nel terreno, sia per il caso di traverse in cemento che per il caso di traverse in legno, in funzione del modulo del supporto del binario. Vengono infine affrontati la tipologia di ballast (con le caratteristiche di durezza e granulometria) e di sub-ballast (con le caratteristiche di compattezza, densità e permeabilità) che minimizzano le tensioni massimizzando quindi la durata della sede ferroviaria.

3.3. Conseguenze ambientali

La conseguenza ambientale fondamentale delle sfaccettature è l'incremento del rumore. La letteratura sull'argomento è unanime nell'evidenziare la particolare fastidiosità dei rumori di tipo impulsivo, specialmente in vagoni letto e ristorante. In [1] si sottolinea il fatto che il rumore prodotto dalle sfaccettature risulta, per il viaggiatore, particolarmente amplificato in galleria tantoché alcune Metropolitane ritirano sistematicamente dal servizio le sale con sfaccettature di qualunque entità.

Per quanto riguarda il rumore a bordo, misure effettuate a bordo del treno Shinkansen [7] evidenziano una riduzione di rumore di 10 dB(A) eliminando le sfaccettature. Questo fatto, incidentalmente, rende possibile con una certa facilità l'analisi acustica per l'individuazione dei difetti dato che, osservando lo spettro di potenza dei segnali, si nota che la potenza del segnale è molto più grande rispetto al rumore di rotolamento normale e che l'autospettro contiene un picco relativamente evidente al di sotto dei 100 Hz, rendendo l'indagine acustica a bordo molto promettente.

Per quanto riguarda la polluzione di rumore verso l'esterno, occorre ricordare che, normalmente, per quantificare il rumore emesso da una sorgente si usa il livello equivalente pesato A (L_{Aeq}), anche se non è chiaro come questo parametro, essendo sostanzialmente un valor medio in un predefinito lasso di tempo, possa essere applicato al caso di rumori fortemente impulsivi.

Un interessante lavoro sull'argomento [9] riporta i risultati di prove soggettive compiute su 25 fra uomini e donne tra i 20 ed i 50 anni che sono stati sottoposti, in camera anecoica, al rumore di treni contenenti ruote con difetti o meno. Il tempo su cui calcolare il L_{Aeq} è quello in cui il livello scende di 10 dB(A) rispetto al picco. I risultati ottenuti mostrano come le persone per-

cepiscano il rumore dovuto alla presenza di sfaccettature più disturbante di circa 3 dB(A) a parità di livello equivalente. La presenza di giunti porta a disturbi superiori di 5÷7 dB(A) a parità di livello equivalente. Queste differenze sono imputabili ad un aumento del fattore di cresta ad al particolare andamento temporale del rumore del treno.

Dato che, normalmente, la presenza di difetti aumenta il L_{Aeq} di 2÷4 dB(A), l'effetto globale è pari a circa +6 dB(A) per le sfaccettature, +8 dB(A) per rumore dovuto ai giunti misurato all'aperto e +10 dB(A) per rumore dovuto ai giunti misurato all'interno della tipica abitazione giapponese.

Come conseguenza ambientale collaterale è possibile poi citare la dissipazione, almeno parziale, dell'energia derivante dagli urti. Nessuno dei lavori citati si occupa di tale problema. Con opportune ipotesi semplificative si vede peraltro come, anche se in ciascun urto l'energia connessa andasse totalmente dissipata, questo comporti approssimativamente al massimo un raddoppio della resistenza al rotolamento della singola sala. Se il numero di assi con sfaccettature rimane (sperabilmente!) piccolo, l'effetto è del tutto trascurabile.

4. Conclusioni

L'analisi di letteratura sul fenomeno sfaccettature ha consentito di evidenziare come esso continui a rappresentare un problema di primaria importanza per la sicurezza, la regolarità e l'economicità del servizio ferroviario. La modellazione degli effetti delle sfaccettature, unitamente alle risultanze sperimentali ottenute da vari ricercatori appartenenti alle più svariate amministrazioni appare essere motivo più che sufficiente per lo sviluppo di un rilevatore in grado di identificare al più presto la presenza di ruote con difetti di questo tipo. La rottura delle rotaie e delle ruote, il decadimento della durata dei cuscinetti, la rumorosità spesso inaccettabile, evidenziati nell'analisi bibliografica qui riportata, possono essere evitati quasi totalmente con l'utilizzo estensivo di tali rilevatori.

BIBLIOGRAFIA

- [1] ORE B110/Rp.1/E, *Development of an Acoustic Device for the Detection of Wheel Flats of a Certain Size*, Utrecht, October 1968.
- [2] I.L. VÉR, C.S. VENTRES, M.M. MYLES, *Wheel/rail noise-Part III: Impact noise generation by wheel and rail discontinuities*, Journal of Sound and Vibration 46(3) 1976, 395-417.
- [3] R. AHLBECK, *An Investigation of Impact Loads Due to Wheel Flats and Rail Joints*, ASME Winter Annual Meeting, November 16-21, 1980, Chicago, Illinois.
- [4] A. WIRIYACHAI, K. CHU, V. K. GARG, *Bridge Impact due to Wheel and Track Irregularities*, Journal of Engineering Mechanics Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers, Vol. 108, No. EM4, August, 1982.
- [5] M. KOBAYASHI, T. NAITO, *Vibration and Noise of Model Wheel due to Tread Roughness*, Quarterly Reports, Vol. 24 No. 3, 1983.
- [6] G.P. RAYMOND, *Track Support must be Right if Concrete Sleepers are to Survive*, Railway Gazette International, July 1984.
- [7] H. FUKUDA, H. SASAMA, S. TANABE, *Studies for the Use of Acoustic Diagnosis in the Railways*, Quarterly Reports, Vol. 27 No.4, 1986.
- [8] S. WILLIAMS, D. AHLBECK, H. HARRISON, *Railroad Bearing Performance Under the Wheel Impact Load Environment*, ASME Winter Annual Meeting, Boston, Massachusetts - December 13-18, 1987.
- [9] J. KAKU, M. YAMASHITA, *Impact Noise From Railroads*, Journal of Sound and Vibration (1988) 120(2), 333-337.
- [10] N. KUMAGAI, H. ISHIKAWA, K. HAGA, T. KIGAWA, K. NAGASE, *Factors of wheel flats occurrence and preventive measurements*, Wear, 144 (1991) 277-287.
- [11] A. BRACCIALI, G. CASCINI, *Le sfaccettature delle ruote ferroviarie. Parte 2 - Sviluppo di un rilevatore*, Ingegneria Ferroviaria, n. 7/2000.
- [12] J. JERGÉUS, R. LUNDÉN, *Martensite formation around-railway wheel flats*, 11th International Wheelset Congress, Paris, 1995.

(V. sommari a pag. 459)