

Progetto e validazione di un sensore estensimetrico multifunzione per il binario ferroviario

A. Bracciali, R. Ciuffi, F. Piccioli

*Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali – Università di Firenz
v. Santa Marta, 3 – 50139 Firenze.
e-mail: bracciali@ing.unifi.it*

Keywords: weighing, train load, sensor, strain gauge, signalling

Sommario

La determinazione sperimentale dei carichi agenti su una linea ferroviaria è divenuta fondamentale con la liberalizzazione dell'accesso all'infrastruttura (direttiva comunitaria EC 440/91). Nel presente lavoro si descrive lo sviluppo teorico e la realizzazione pratica, validazione inclusa, di un nuovo sensore particolarmente semplice per la misura del carico verticale in transito su una linea ferroviaria. Come sarà mostrato, gli usi del trasduttore sono molteplici e coprono anche aspetti di segnalamento e diagnostica della linea.

Abstract

The measurement of loads acting on a railway line has become fundamental since the liberalisation of the access to the railway infrastructure (EC directive 440/91). In this paper the theoretical development, the practical realisation and the experimental validation of a new and particularly simple vertical load transducers are shown. The practical uses of the transducer also cover other non-secondary aspects linked to signalling and diagnostics.

1. INTRODUZIONE

La misura del carico verticale su una linea ferroviaria riveste interesse particolare in quanto ad esso sono legati numerosi parametri relativi all'infrastruttura ed al materiale rotabile. Solo per citarne alcuni:

- il carico verticale (indicato nella letteratura ferroviaria con Q) è parametro fondamentale per permettere o meno la circolabilità di un rotabile su una linea; queste ultime sono suddivise in categorie a seconda del carico per asse, che è funzione prevalentemente del tipo di rotaia e di traverse, e del carico per metro, funzione della capacità di carico delle opere d'arte (ponti e viadotti);
- il rapporto fra il carico laterale Y ed il carico Q , tale che risultino sempre garantite sia la sicurezza contro lo svio che la stabilità laterale del binario; particolare importanza riveste il rapporto Y/Q per *ogni ruota*, dato che il carico interno ad un carro può spostarsi per vari motivi portando a condizioni pericolose inaspettate;
- il degrado della linea è in qualche modo proporzionale al carico Q , per cui la tariffazione di accesso all'infrastruttura andrebbe fatta, almeno per i trasporti merce, rilevando il carico effettivo.

Si tenga presente che, diversamente dai veicoli stradali, i rotabili ferroviari si dividono in veicoli a due sale (i classici carri merce) e a due carrelli (le vetture e molte locomotive) che hanno in comune la particolarità di avere un primo stadio di sospensione, che per i carri è anche l'unico, con molle assai rigide. Un qualunque disallineamento del binario nel piano orizzontale (*sghembo*) porta quindi a marcate variazioni di carico sulle quattro ruote; di particolare interesse è ovviamente, l'entità dello scarico sulle due ruote in diagonale, ed in particolare in quella anteriore senso marcia che si trovi ad affrontare una curva in condizioni "impegnative" (accelerazione non compensata dalla sopraelevazione a_{nc} piuttosto alta).

Nel presente lavoro si affronta lo studio di un trasduttore in grado di effettuare la misura *esclusivamente* del carico verticale e che sia competitivo, in termini di costi e prestazioni, con i sistemi analoghi attualmente disponibili sul mercato. Una prima realizzazione prototipale, testata su una linea ferroviaria ad intenso traffico, ha fornito risultati assai positivi ed ha consentito di individuare altri impieghi del sensore in campi diversi, quali il segnalamento e la diagnostica della lunga rotaia saldata.

2. CARICHI APPLICATI ALLE ROTAIE E RILEVATORI ESISTENTI

2.1 Premessa

In prima approssimazione una rotaia può essere vista come trave rettilinea (o comunque a curvatura molto piccola) alla quale applicare la teoria di De Saint Venant. Secondo lo schema di fig. (1) [1], le sollecitazioni esterne sono schematizzabili come segue:

- una forza verticale Q , supposta centrata per semplicità¹, che genera sforzi di taglio e momenti flettenti sul piano verticale;
- una forza laterale Y , che compare in maniera sostanziale solo in curva o in presenza di marcati moti di *serpeggio* del rotabile, che genera sforzi di taglio e momenti flettenti sul piano orizzontale oltre a torsione lungo l'asse della rotaia;
- una forza longitudinale, di entità spesso molto importante anche se variabile assai lentamente, che deriva dalla *termica del binario*, ossia dalle condizioni di vincolo della rotaia all'infrastruttura che, di fatto, impediscono le dilatazioni termiche longitudinali portando anche, in condizioni estreme, ad instabilità laterale con gravissime ripercussioni sulla sicurezza (slineamenti durante l'estate).

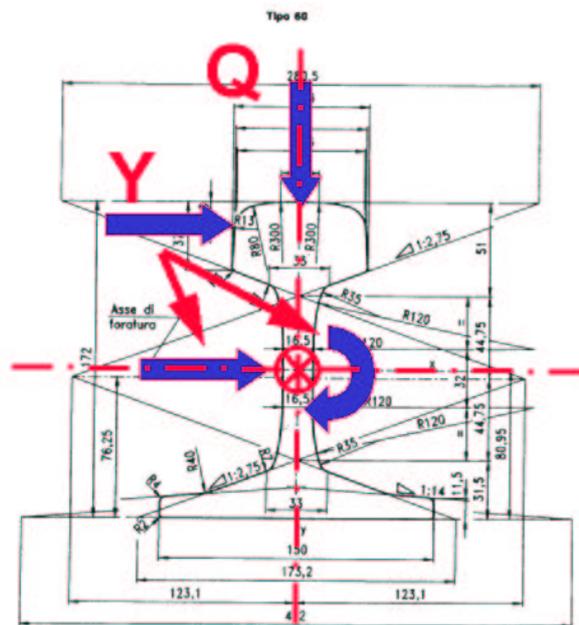


Fig. 1 Sezione della rotaia UIC 60 con i carichi Y e Q applicati e le sollecitazioni risultanti

Come si osserva, sotto l'azione combinata delle forze Y e Q non vi sono punti accessibili sulla superficie della rotaia che siano insensibili alle forze laterali. La flessione nel piano orizzontale, che pure lascerebbe i punti sull'asse verticale della rotaia con σ nulla, ma, soprattutto, la torsione derivante dalla forza laterale, fanno sì che la misura della sola forza Q mediante l'applicazione di estensimetri sulla superficie della rotaia richieda disposizioni particolari per evitare il contributo della torsione. L'unico punto, non accessibile, che non è soggetto a sforzi di flessione nei due piani e non risente della torsione ma solo degli sforzi longitudinali e di taglio è il baricentro della sezione.

Naturalmente numerose sono le condizioni che rendono la rotaia non del tutto approssimabile ad un solido snello:

- i supporti non sono puntiformi (le traverse sono larghe circa 200 mm) ma distribuiscono il carico su una certa area;
- l'altezza del profilo (172 mm per la UIC 60) e la distanza media fra gli assi delle traverse (60 cm) fanno sì che il rapporto fra altezza profilo a campata libera (400 mm) sia tale da rendere la rotaia un solido tridimensionale;
- il vincolo alle forze laterali (momenti ribaltanti) è dato degli elementi di fissaggio delle rotaie alle traverse, realizzato con caviglie e chiavarde o con *clips* elastiche che rendono la modellazione laterale semplificata decisamente irrealistica.

¹ In realtà le rotaie vengono posate con una piccola inclinazione (1:20 in Italia e 1:40 nel resto d'Europa); il punto di contatto inoltre si sposta in funzione della posizione laterale della sala e del profilo del cerchio. Si ritiene in prima approssimazione che ambedue questi elementi siano trascurabili.

Per questi motivi nel presente lavoro è stata effettuata un'analisi preliminare agli elementi finiti per considerare, al meglio, le cause di errore e valutare le possibili soluzioni per lo sviluppo di un sensore dedicato alla misura del *solo* carico verticale Q .

2.2 Alcuni rilevatori esistenti

Benché la pratica di usare estensimetri applicati sulla superficie delle rotaie sia abbastanza diffusa, in letteratura è stato ritrovato un solo schema di tale applicazione [2] in grado di misurare separatamente le forze Y e Q . In tale studio sono state preventivamente determinate le zone di maggior deformazione superficiale sulle quali applicare gli estensimetri. Per separare efficacemente il contributo dei carichi verticale e laterale occorre intervenire direttamente sul binario per applicare otto ER. I trasduttori vengono montati tra due traverse, dove il momento flettente è massimo.

Un'analisi di mercato ha evidenziato come le principali aziende costruttrici siano orientate all'applicazione di estensimetri sul gambo della rotaia o su travi solidalmente collegate alle rotaie allo scopo prevalente di determinare il carico verticale Q . Quali esempi si possono citare (per i dettagli si rimanda ai rispettivi siti *web*):

- l'americana *Salient* e l'inglese *AEA Technology Rail* (gruppo *Alstom*), che utilizzano estensimetri montati in campo sul gambo della rotaia; la *Salient* insiste sul fatto che il binario deve essere posato su una piattaforma in cemento per ridurre la variabilità dei parametri del supporto nel tempo;
- l'australiana *Teknis* e l'inglese *Weighwell*, i cui prodotti non richiedono questo prerequisito in quanto gli estensimetri sono montati, rispettivamente, su supporti e su travi ausiliarie estensimetrati che vengono collegati meccanicamente alle rotaie con ganasce opportune e vincolati a seguirne la deformazione;
- la tedesca *GE Harris Harmon*, il cui prodotto è basato sulla strumentazione in laboratorio con estensimetri di un tratto lungo circa 12 m con la successiva saldatura al binario preesistente;

In generale i rilevatori esistenti presentano alcuni svantaggi:

- i sistemi basati sull'applicazione degli estensimetri in linea richiedono notevole cura nel montaggio e, in caso di rottura di qualche estensimetro, le operazioni di manutenzione sono particolarmente gravose e richiedono personale specializzato;
- i sistemi basati sull'uso di ganasce e travi strumentate variamente ancorate non riescono efficacemente a separare il contributo delle forze Y e Q in quanto i punti di applicazione risultano ancora influenzati da ambedue queste forze;
- i sistemi basati sulla strumentazione in laboratorio di un tratto di rotaia limitano l'occupazione della linea ma sono ugualmente a rischio per quanto riguarda eventuali avarie e, in ogni caso, implicano il taglio delle rotaie ed il loro ripristino geometrico e tensionale tramite saldature alluminotermiche.

3. IL NUOVO RILEVATORE E L'ANALISI DELLE TENSIONI RELATIVA

3.1 Premessa

Per ridurre al minimo gli inconvenienti presentati dagli impianti esistenti si è pensato un nuovo tipo di trasduttore, costituito da una bussola cilindrica, strumentata con estensimetri, da inserire in un foro ricavato nel gambo della rotaia. L'operazione di foratura, da sempre consentita nelle rotaie (che devono essere giuntate meccanicamente a distanze predeterminate per garantire la necessaria dilatazione termica), rende accessibile il piano neutro verticale, che è, evidentemente, insensibile ai carichi laterali. Inoltre, considerando l'intersezione tra tale piano ed il piano neutro orizzontale, si individuano sulla superficie cilindrica ottenuta due punti che sono insensibili anche alla torsione. Ovviamente non è possibile effettuare misure di deformazione a seguito di momento flettente derivante dai carichi verticali (sul piano neutro orizzontale questo è nullo per definizione) ma è possibile effettuare misure di deformazione derivante dal carico verticale applicato sulla sezione in cui è realizzato il foro.

Infatti, supponendo che il foro venga realizzato su una sezione in corrispondenza di una traversa, si ha una concentrazione di tensione nel foro che ne provoca l'ovalizzazione e rende possibile la misura delle deformazioni dovute a tale carico. A questo proposito giova ricordare che la rotaia ha molti supporti (elastici) i quali a loro volta poggiano sul terreno (elastico); è evidente come la ripartizione dei carichi fra i vari supporti dipenda dal rapporto delle rigidità flessionale della rotaia e verticale del ballast sotto le traverse. Grossolanamente si può dire che un carico Q , applicato sopra una traversa, venga supportato per circa il 50% dalla traversa stessa e per il restante 50% dalle traverse adiacenti (in proporzione via via decrescente).

Una semplice stima di larga massima è stata effettuata, quindi, ipotizzando che metà del carico verticale standard di una ruota agente su una sezione in corrispondenza di una traversa ($20 \text{ t/asse} / 2 \text{ ruote} / 2 = 5 \text{ t} = 50 \text{ kN}$) si scarichi sulla traversa stessa ed utilizzando i valori ricavati da [3] per una lastra piana indefinita si è stimata

una deformazione di circa $350 \mu\text{e}$ nel caso di un foro di diametro 30 mm, pari al massimo consentito. Questo valore, decisamente più che sufficiente, ha garantito la fattibilità preliminare dello strumento ed ha quindi consentito di impostare l'attività di modellazione agli elementi finiti più approfondita descritta di seguito.

Occorre infine rilevare come l'asse neutro ed il cosiddetto "asse di foratura", mediano tra i "piani di steccatura" sui quali poggiano le ganasce, non siano in realtà coincidenti. L'analisi qui di seguito descritta è stata compiuta per ambedue le posizioni.

3.2 Il modello FEM ed i risultati relativi

Prima di procedere alla progettazione del sensore si è effettuata con metodologie FEM una stima delle deformazioni disponibili sulla superficie libera del foro di 30 mm. La rotaia è stata discretizzata con elementi 3D ed i carichi sono stati applicati lateralmente e verticalmente in diverse sezioni per valutare la sensibilità della deformazione della superficie del foro ai carichi verticali e verificare la desiderata insensibilità ai carichi laterali.

La modellazione non riveste alcuna particolarità, se non per il fatto che, essendo le sollecitazioni rapidamente decrescenti all'allontanarsi dalla sezione di carico, la *mesh* è stata diradata conseguentemente; i supporti sono stati discretizzati con un 'letto' di molle con rigidità complessiva analoga a quella riscontrata in letteratura, e la *mesh* è stata guidata con comandi manuali per fornire, nella zona lontana dal foro, elementi solidi di geometria regolare (esaedri e non tetraedri). I volumi generati, mostrati in figura 2, sono stati meshati con elementi ad 8 nodi (elementi lontani) ed a 20 nodi (elementi affacciati al foro), dato che quest'ultimo tipo di elemento può tollerare forme irregolari senza perdere in accuratezza. Questa differenziazione è stata necessaria per ottenere un'accurata definizione del modello nella zona di maggiore interesse, limitando, almeno in parte, il numero dei nodi complessivi, dato che è stato modellato un tratto di 20 campate, pari a 12 m di rotaia.

Per la modellazione del *railpad*, ossia il tappetino in gomma posto fra rotaia e traversa, si è fatto ricorso ad una serie di molle con i dovuti valori di rigidità e di smorzamento. Dato che la discretizzazione varia con la distanza dal foro e che il numero di molle varia corrispondentemente, la rigidità delle molle è stata variata in modo da dare sempre la rigidità complessiva corretta. Il valore di rigidità scelto per il *railpad* è $k_{pad}=71 \text{ MN/m}$ e quello del ballast è $k_B=100 \text{ MN/m}$; queste rigidità agiscono in serie per cui la rigidità complessiva sottorotaia è $k=41.5 \text{ MN/m}$.

La scelta di un modello con un numero contenuto di nodi ha permesso di effettuare numerose simulazioni (carico applicato ogni mezza campata per 16 campate); per semplicità, l'analisi è stata focalizzata sulle deformazioni solo di alcuni nodi giacenti sulla superficie interna del foro (fig. 2). La scelta di un sistema di riferimento cilindrico permette di avere immediatamente le deformazioni circonferenziali, radiali e assiali sui nodi presi a riferimento.

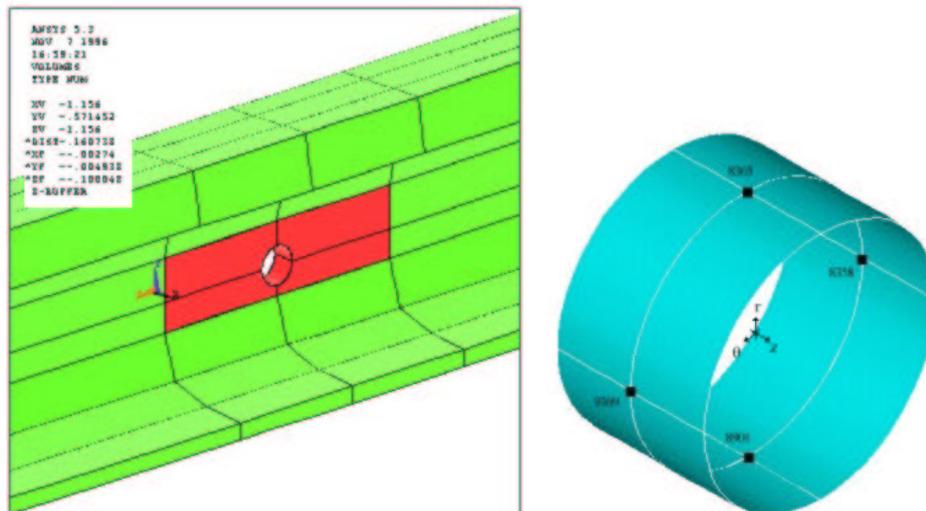


Fig. 2 Volumi del modello solido con indicazione delle aree meshate *mapped* e *free* (queste ultime adiacenti al foro); al di sotto della rotaia vi è il *railpad*, non mostrato (a sinistra). Aree della superficie del foro con indicazione del sistema di riferimento e dei 4 nodi (superiore, inferiore, destra a sinistra) utilizzati per le valutazioni preliminari (a destra)

3.2.1 Deformazioni sotto un carico verticale

Si è applicato un carico pari a $F=10 \text{ kN}$, in considerazione della pratica ferroviaria nella quale si considera il peso derivante dall'unità di massa (1 t). Per quanto riguarda il foro con asse coincidente con l'asse neutro, sono state ripetute analisi con forze verticali applicate sull'asse della rotaia a varie distanze dal foro. La massima deformazione del foro si ha, ovviamente, con il carico applicato in corrispondenza della sezione contenente il

foro (sopra traversa); in questo caso l'abbassamento del punto di applicazione della forza è risultato essere pari a $U_y=0.087$ mm / 10 kN, valore concorde con quello ottenuto sperimentalmente sulla Direttissima Firenze-Roma [4].

Per quanto riguarda la distribuzione delle reazioni vincolari, quella sotto il foro è pari al 34% del carico applicato, la somma dei due appoggi adiacenti è pari al 50% e quella dei restanti appoggi è pari al restante 16%.

I nodi sinistro e destro subiscono una notevole deformazione, ovviamente simmetrica, ed in particolare quella circonferenziale (intorno ai 41 $\mu\epsilon$ per tonnellata) è decisamente significativa. Ancora più importante è che all'allontanarsi dal foro le deformazioni diminuiscono molto rapidamente, permettendo quindi una rilevazione del contributo esclusivamente del carico applicato nei pressi del foro, anche in presenza di altre forze applicate, ad esempio quelle derivanti da ruote adiacenti (fig. 3).

Per quanto riguarda i nodi superiore ed inferiore, le deformazioni hanno andamento meno favorevole, come prevedibile data la loro posizione e pertanto non sono stati ulteriormente presi in considerazione.

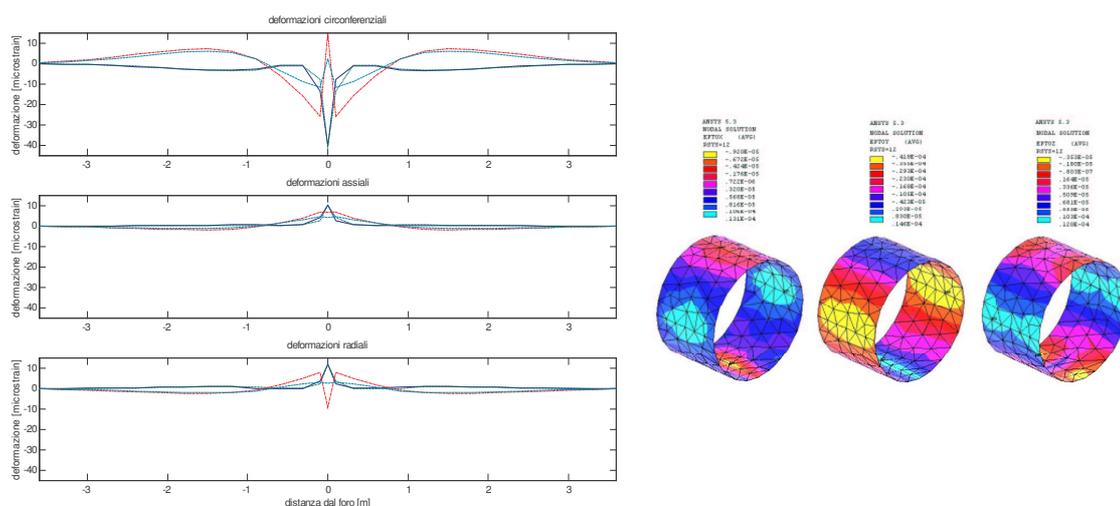


Fig. 3 A sinistra: deformazioni in $\mu\epsilon$ / 10 kN dei nodi considerati al variare della posizione di applicazione della forza verticale; dall'alto, deformazioni circonferenziali, assiali e radiali. A destra, le corrispondenti mappe di deformazione

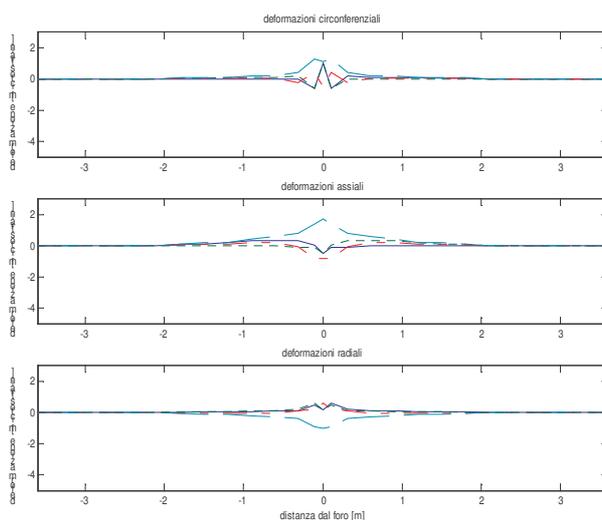


Fig 4 Deformazioni in $\mu\epsilon$ dei nodi considerati, evidentemente simmetrici due a due, al variare della posizione di applicazione della forza verticale di 10 kN; in ogni caso si è abbondantemente al di sotto dei 2 $\mu\epsilon$

L'influenza di un carico laterale sui valori rilevati dal sensore è decisamente limitata, come si può osservare dalla fig. (4). Nel caso di foratura sull'asse di foratura, la sensibilità laterale è aumentata di un 50%,

confermando la validità della soluzione con foro sull'asse neutro, che è l'unica presa in considerazione nel seguito.

3.2.2 Analisi di sensitività

E' noto come la rigidezza del supporto possa, nel caso di binario su ballast, variare nel tempo influenzando la ripartizione tra le varie traverse delle reazioni vincolari. Risulta importante quindi valutare come la sensibilità del sensore resti il più possibile immutata al variare di questo parametro. I risultati mostrati nel seguito sono decisamente soddisfacenti se si parte dal presupposto che tutti gli strumenti di questo tipo prevedono una taratura periodica nel tempo.

Come si può osservare in fig. (5), oltre alla buona sensibilità ai carichi verticali già vista si ha una relativamente buona insensibilità alle variazioni di rigidezza verticali, il che consente di utilizzare i punti selezionati come candidati per l'applicazione degli ER. Si ipotizza, comunque, che le variazioni di rigidezza del ballast siano sufficientemente lente da rientrare nella procedura di calibrazione agli intervalli previsti (da stabilire). Ovviamente, all'aumentare della rigidezza dei supporti diminuisce il numero delle traverse interessate.

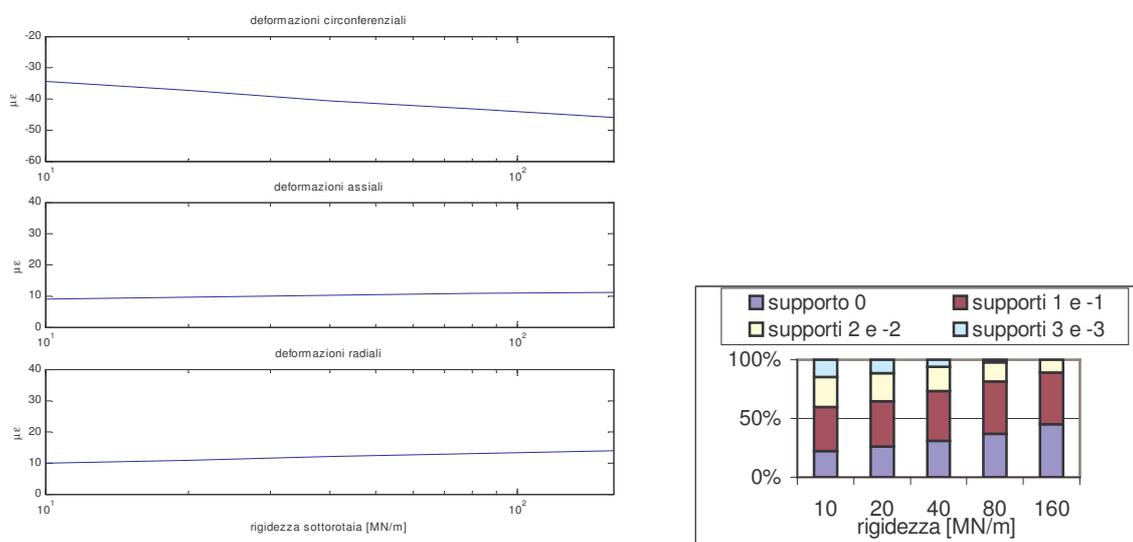


Fig. 5 Deformazioni al variare della rigidezza complessiva del binario da 10 MN/m a 160 MN/m (a sinistra); ripartizione conseguente delle reazioni vincolari sulle varie traverse (a destra)

3.3 L'influenza delle dinamiche verticali del binario

In quanto visto finora si sono effettuate esclusivamente considerazioni di tipo statico anche se è evidente che in condizioni dinamiche le forze vincolari dipendono delle azioni inerziali e viscosse comunque presenti nella rotaia, nei *railpads* e nel ballast.

Per l'analisi di queste condizioni, scartato a priori l'uso di un codice FEM 3D nel dominio del tempo per ovvi motivi di tempo di calcolo, si è utilizzato un modello di calcolo sviluppato internamente e presentato in altra memoria a questo convegno [5], basato sugli studi di Kisilowski [6] ed alla quale si rimanda per ulteriori dettagli, nel quale la rotaia è schematizzata come elemento trave ed i suoi supporti sono puntiformi. Pur con le limitazioni intrinseche a questo tipo di strumento, è stato possibile indagare sulla sensibilità del sensore al variare delle condizioni al contorno che, modificandosi, potrebbero portare ad una diversa ripartizione delle reazioni vincolari causando quindi errori di misura. Da questo discende la necessità di considerare dei valori di rigidezza e smorzamento in un campo piuttosto ampio, con valori tratti da letteratura ed in particolare dal Knothe-Grassie [7].

I dati che sono rimasti invariati per tutte le simulazioni sono stati: rotaia UIC60 ($EJ=6.42 \cdot 10^8 \text{ Nm}^2$), caratteristiche veicolo (smorzamento sospensione primaria $c_v=10 \text{ kNs/m}$, rigidezza sospensione primaria $k_v=10 \text{ MN/m}$), rigidezza contatto ruota-rotaia $k_c=31.5 \text{ MN/m}$, diametro ruota $=0.87 \text{ m}$, intensità della forzante $F=10 \text{ kN}$, numero di campate $= 21$, numero di sottodomini per campata $= 10$. Sono state simulate tutte le combinazioni dei parametri di rigidezza k , smorzamento c e velocità v riportate in tab. 1, dando origine a 125 simulazioni.

La tipologia di *output* è stata modificata leggermente rispetto a quella prevista inizialmente dal codice in modo da ottenere immediatamente i valori delle reazioni vincolari delle varie traverse; inoltre è stato calcolato separatamente il contributo alla forza totale delle componenti elastica e viscosa.

v [km/h]	k [MN/m]	c [kNs/m]
6	10	4
30	20	8
100	40	16
160	80	32
250	160	64

Tab. 1 Valori utilizzati per la simulazione

Come era logico attendersi, la deformazione verticale diminuisce all'aumentare della rigidità, indipendentemente dalla velocità, ma non era chiaro il contributo dello smorzamento poiché questo assume un peso sempre più grande al crescere della velocità. Le simulazioni effettuate hanno evidenziato come lo smorzamento sia influente solo con rigidità più piccole, mentre per valori di k pari a 80 e 160 MN/m le variazioni di c sono del tutto trascurabili per qualunque velocità eccetto $v=250$ km/h.

Anche le forze sulle traverse hanno il medesimo andamento, il che garantisce come la misura sia relativamente indipendente dallo smorzamento, cosa fondamentale dato che i *railpads*, costruiti in materiale elastomerico, hanno caratteristiche viscoso fortemente dipendenti dalla temperatura. Occorre comunque osservare come l'aumento della rigidità, passando ad esempio dal valore $k=40$ MN/m usato nell'analisi FEM a $k=80$ MN/m, migliori ancora l'insensibilità allo smorzamento.

Per quanto riguarda l'influenza della velocità del convoglio, aumentando questo parametro si trova una sostanziale stabilità con una leggera diminuzione della reazione della traversa strumentata, in quanto le forze d'inerzia della rotaia, che dipendono dall'accelerazione verticale, crescono più di quanto non lo facciano le forze viscoso che dipendono dalla velocità verticale. Questo comportamento è stato verificato durante le prove in linea, anche se con *range* di velocità ridotti. Si noti come con l'aumentare della velocità, il contributo delle traverse più lontane si faccia sempre più consistente (fig. 6).

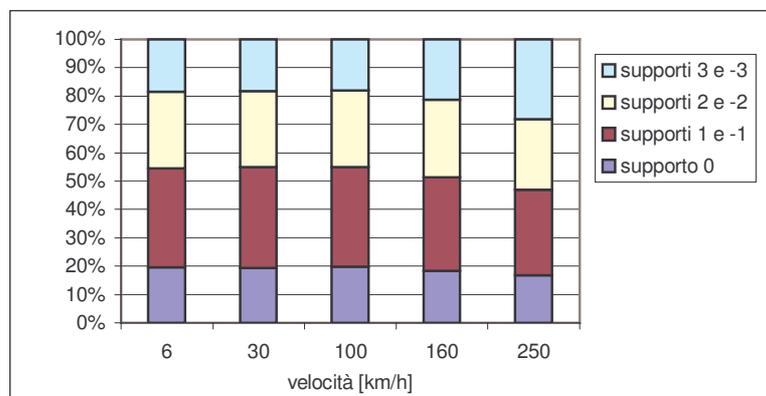


Fig. 6 Distribuzione percentuale delle reazioni vincolari nei supporti al variare della velocità ($k=10$ MN/m, $c=32$ kNs/m)

4. LA COSTRUZIONE DELLO STRUMENTO ED IL SUO MONTAGGIO

Non era, in questa prima fase di studio, evidentemente necessario provvedere ad una industrializzazione spinta dello strumento. Per facilità e velocità di lavorazione, precisione ottenibile, maneggevolezza e facilità di montaggio si è scelto di realizzare alcune bussole cilindriche ($d_{est}=30$ mm, $d_{int}=26$ mm) con superfici rettificata atte ad un montaggio con forzamento nel foro realizzato nella rotaia. A quest'ultimo proposito si noti come il foro è realizzato con un utensile fresa, e quindi dà ottime ripetibilità sul diametro (dell'ordine dei 2 μ m) e sulla rotondità.

Gli estensimetri sono stati montati nella configurazione a ponte intero, con estensimetri compensatori montati su una basetta aggiuntiva annegata nella bussola, ed il tutto è stato bloccato in posizione con silicone. Da un lato, pertanto esce il cavo per il collegamento alla centralina estensimetrica mentre dall'altro vi è la superficie libera per i colpi di mazzuolo necessari per il montaggio forzato.

Dopo aver realizzato e misurato i fori sono state pertanto lavorate le bussole in modo che l'accoppiamento risultasse con interferenza (opportunamente aumentata visto il limitato spessore della bussola stessa) sufficiente per bloccare permanentemente la bussola ma tale da consentire il montaggio previo riscaldamento della rotaia.

Si omettono, per brevità, la descrizione delle fasi di montaggio e le immagini relative, non senza avere sottolineato come il montaggio si effettui (per evidenti motivi termici!) in un tempo brevissimo (inferiore ai 30 secondi) una volta scaldata la rotaia. In figura (7) si mostra il sistema completo insieme ad uno schema del campo prova.

La catena di misura completa comprendeva, oltre ai due trasduttori montati in serie sulla stessa rotaia, una centralina estensimetrica posta in prossimità del binario, un PC equipaggiato con una scheda National Instruments, comandata in ambiente LabVIEW. La frequenza di campionamento, la minima utilizzabile con tale sistema, è stata settata a 4000 Hz.

La campagna prove ha avuto luogo il 14.01.2000 nei pressi del PL di via Vittorio Emanuele (linea Roma-Firenze). Per motivi esterni alla presente attività il tempo di acquisizione è stato estremamente breve, ridotto a qualche ora di acquisizione (dalle 10.00 alle 14.43), durante le quali si sono comunque acquisiti 24 transiti.

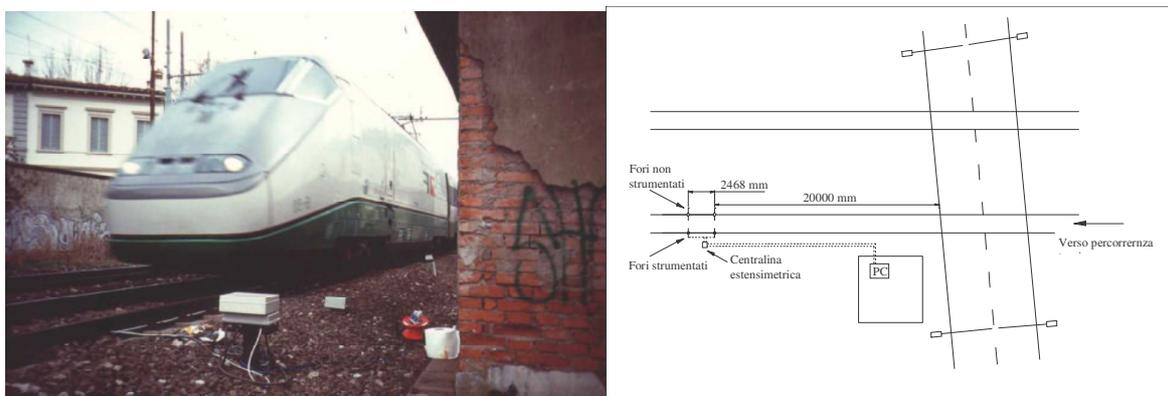


Fig. 7 Il sistema montato al passaggio di un convoglio ETR500 3kV (a sinistra) e schema del campo prova (a destra)

5. ANALISI DEI RISULTATI OTTENUTI

5.1 Rotabili presi in esame

E' possibile suddividere il materiale rotabile in leggero (≤ 14 t/asse) e pesante (vetture e locomotive) con frenatura a ceppi e a dischi. Si indicano le tipologie di mezzi trainanti transitati sul sito di misura durante la campagna prove con la relativa numerosità:

- materiale pesante frenato a ceppi: E646 (4), E656 (4), ETR500 3kV (5), E402A (3), D445 (2), E444R (1);
- materiale leggero frenato a ceppi: ALn642 (2), ALn663 (1) e ALn668 (1)
- materiale leggero frenato a dischi: ETR480 (1);
- materiale pesante frenato a dischi: nessun transito.

Per quanto riguarda il materiale trainato, composto esclusivamente da vetture passeggeri, sono transitati veicoli praticamente di qualunque categoria (ETR500, ETR480, Intercity, vetture Media Distanza), avendo così una panoramica pressoché completa dei convogli circolanti in Italia. Purtroppo sussiste una notevole incertezza sul carico effettivo delle vetture che varia molto più di quello delle locomotive in funzione del numero di viaggiatori e delle scorte di acqua. Nel caso, ad esempio, di una vettura MD, la massa può oscillare da 44 t a tara a 56 t a pieno carico. Non è quindi stato possibile utilizzare i valori misurati dei carichi verticali delle vetture per tarare lo strumento; si è, pertanto, preferito eseguire la taratura del trasduttore utilizzando esclusivamente i segnali forniti dalle locomotive che hanno valori di tara con incertezza decisamente inferiore.

5.2 Analisi dei Risultati

Anzitutto si deve osservare come i segnali acquisiti, per regolarità, ampiezza e rapporto segnale rumore, siano assolutamente validi anche in presenza di locomotive con azionamento elettronico che, notoriamente, introducono notevoli disturbi nelle apparecchiature adiacenti la linea. I segnali sono stati prefiltrati con un filtro passa basso Butterworth del 4° ordine non causale a fase nulla con frequenza di taglio $f_c=100$ Hz.

Come noto, la distanza fra le sale di un carrello è dell'ordine di 2.5 m, cioè pari a circa quattro campate. I supporti 4 e -4, utilizzati nella simulazione FEM ma non in quella dinamica in quanto si è ritenuta quest'ultima

non sufficientemente affidabile, sono risultati praticamente scarichi. Questo consente di affermare, e le misure confermano in pieno questa ipotesi di lavoro, che il carico verticale misurato dal sensore dipende *esclusivamente* dalla sala in transito sopra di esso con un'errore inferiore al 2%. Attraverso tecniche molto semplici sarebbe comunque possibile, evidentemente, depurare tale segnale da questa minima perturbazione dovuta alle ruote adiacenti.

I segnali rilevati dai due trasduttori per la medesima ruota differiscono al massimo del 3%, condizione fisiologica considerando che le ruote in transito possono presentare difettosità periodiche distribuite (poligonazione) o concentrate (sfaccettature).

La differenza tra i due valori è determinata dal fatto che le bussole sono state strumentate con estensimetri dello stesso tipo, ma con un K-factor leggermente differente (1.98 per il primo e 1.89 per il secondo). Prendendo in esame mezzi diversi e con carico ben noto a velocità diverse (E404, E656 ed E402 a circa 50 km/h ed E656, ALn668 e D445 a circa 65 km/h) si sono ottenuti i valori di taratura pari a $36.2 \mu\epsilon/\text{kN}$ per il primo trasduttore e $31.7 \mu\epsilon/\text{kN}$ per il secondo trasduttore. Anche in questo caso, le incertezze sui valori di taratura sono inferiori al 2%, che equivale ad un errore inferiore a 200 kg per una carico su una ruote di 10 t!

In base ai valori registrati è stato possibile determinare una correlazione di tipo lineare con la velocità del tipo $P=P_0-av$, dove il valore P_0 è stato imposto dalle caratteristiche del rotabile e la pendenza è stata ottenuta con un *fit* ai minimi quadrati (tab. 2).

E404	$P= 666 - 0,14 v$
E656	$P= 1176 - 0,11 v$
E402A	$P= 843 - 0,15 v$
E402B	$P= 804 - 0,15 v$

Tab. 2 Retta di regressione ai minimi quadrati in funzione della velocità per quattro diversi tipi di locomotive. P è espresso in kN mentre v è espresso in km/h

La procedura di pesatura delle carrozze contiene una maggiore indeterminazione dato che non è possibile conoscere l'effettiva incidenza del carico trasportato e della sua distribuzione sulle quattro sale; mancando dei valori di taratura è inoltre impossibile stimare l'influenza delle condizioni dinamiche sulla misura.

Ci si deve limitare, pertanto, alla misura del peso stimato della vettura, senza poter in alcun modo verificare la bontà della misura. L'unica verifica possibile consiste nel fatto che il peso globale della vettura debba rimanere all'interno dell'intervallo delimitato, rispettivamente, dalla tara e dal peso globale a pieno carico (fig. 8).

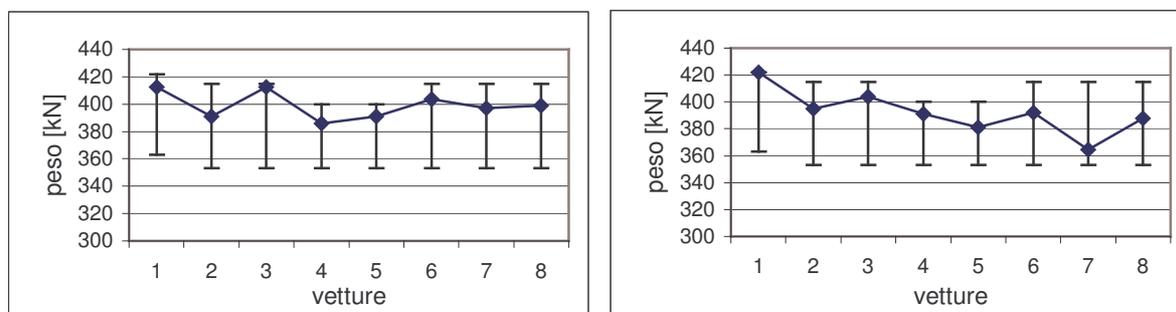


Fig. 8 Peso complessivo delle vetture di due convogli formalmente identici (npBMDVC+2MDVE II+2MDVE I+3MDVE II a 60 e 65 km/h), con indicati gli intervalli di peso a tara ed a pieno carico

Nel caso di ruote con tavola di rotolamento difettata si possono compiere notevoli errori, come mostrato in fig. (9). Il fatto che una ruota abbia un difetto ha comportato nel caso specifico un errore di misurazione del peso di circa 30 % (per ulteriori dettagli si vedano [8,9]). Resta pertanto evidente come per effettuare una stima corretta del carico assiale e delle caratteristiche di non rotondità delle ruote occorra disporre di più sensori, analogamente a quanto fatto in altre installazioni esistenti.

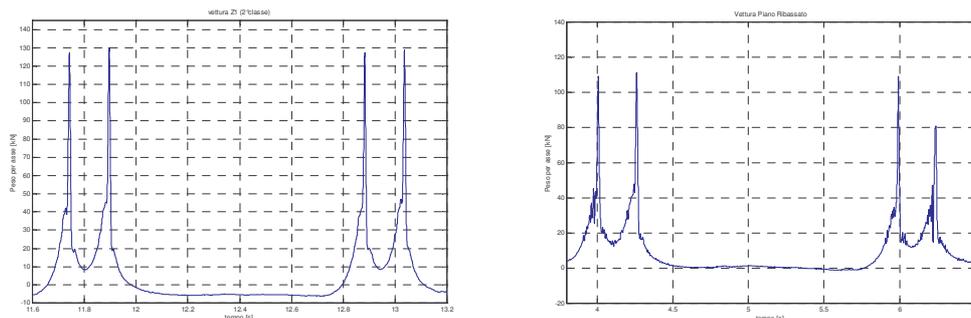


Fig. 9 Andamento del segnale registrato al passaggio di una vettura con sale in buono stato (a sinistra) e con la quarta sala notevolmente difettata (a destra)

5.3 L'utilizzo come misuratore di temperatura rotaie

La realizzazione del circuito estensimetrico, compensata termicamente, non risente delle variazioni di temperatura. Nonostante ciò, durante la campagna misure la temperatura esterna è variata notevolmente (riscaldamento dalle ore 10.30 alle 15) inducendo nella lunga rotaia saldata il ben noto stato di compressione. Il valore di offset del segnale del ponte estensimetrico, normalmente rimosso per condurre le analisi fin qui viste, dà una misura diretta dello stato tensionale nella rotaia (fig. 10). Data comunque la scarsità di dati sperimentali disponibili, si ritiene che per l'utilizzo in questa applicazione sia necessario uno studio più approfondito.

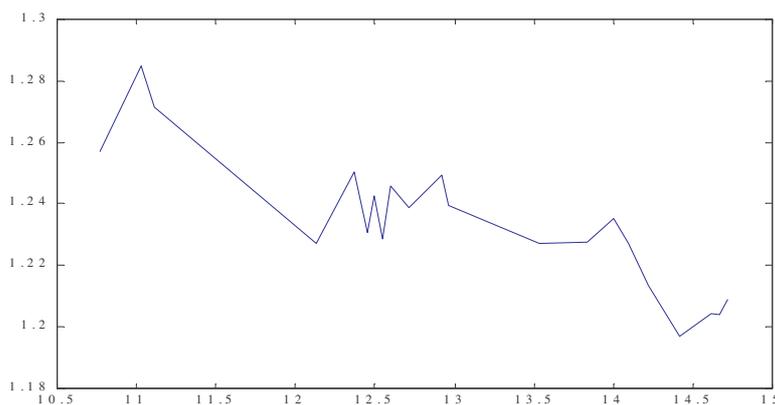


Fig. 10 Andamento dell'offset DC del segnale in funzione dell'ora di misura

5.4 L'utilizzo come apparecchiatura di segnalamento

La capacità del sensore di apprezzare con notevole precisione il passaggio di una sala è testimoniata dal fatto che dalle misure è stato possibile ricavare il passo e l'interperno delle vetture con errore inferiore allo 0.5 % e che, conseguentemente, la stima della velocità è altrettanto precisa.

Questa capacità, unitamente alla scarsa sensibilità ai disturbi ed alla difficile manomissibilità, rendono il trasduttore un valido candidato ad essere utilizzato in applicazioni di segnalamento, quali, ad esempio:

- pedale contaassi, intrinsecamente sicuro con opportuna elettronica dedicata;
- misuratore di velocità, utilizzabile per proteggere punti specifici della linea con l'opportuno collegamento al sistema di segnalamento;
- identificatore del tipo di veicolo transitato, in base alle caratteristiche geometriche reperite in un *data base*, senza necessità di dispositivi a bordo dei rotabili (*transponder*) o ottici (*tag reader*).

Le figure (11) e (12) mostrano due esempi di analisi dei dati registrati

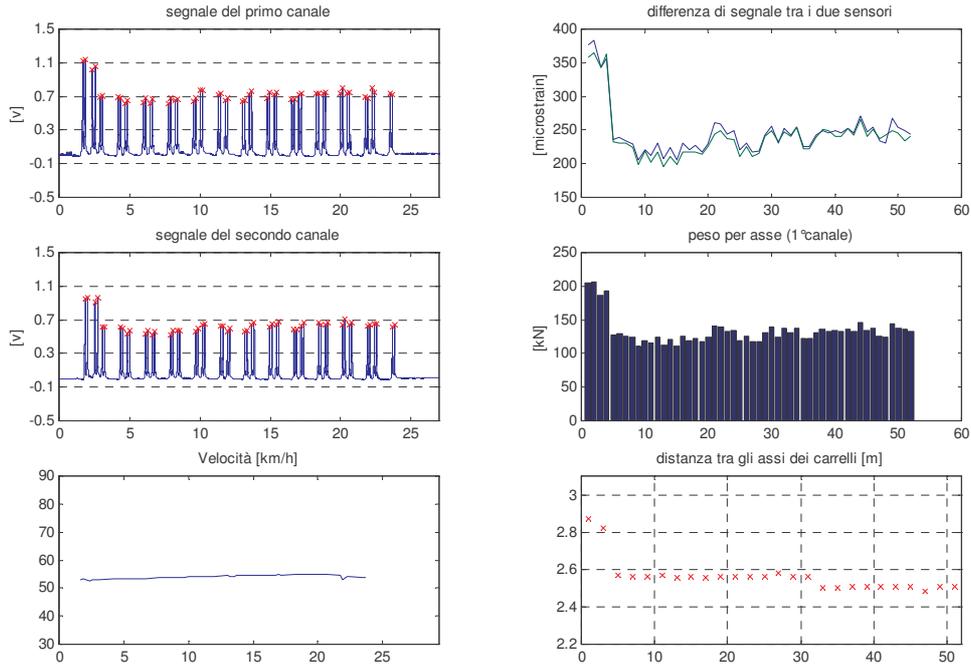


Fig. 11 Segnali registrati ed elaborazione per un convoglio composto da E402 + 7 Z1 I + rist + 4Z1 II

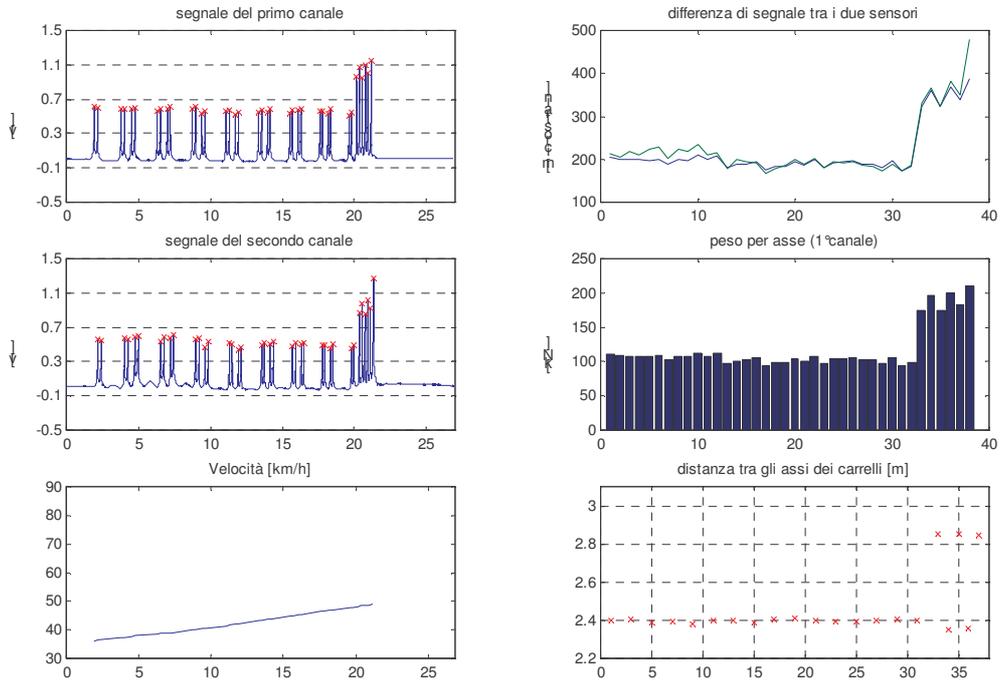


Fig. 12 Segnali registrati ed elaborazione per un convoglio composto da npB + 7MD + E656 II

6. CONCLUSIONI

Attraverso una approfondita simulazione numerica ed un attento studio delle problematiche del settore di utilizzo è stato progettato, realizzato, installato e verificato il funzionamento di un nuovo tipo di trasduttore da

applicare nel settore della diagnostica ferroviaria. Sebbene lo scopo principale sia la misura del carico verticale gravante sulle ruote durante il transito di un convoglio, il trasduttore si è dimostrato particolarmente valido anche per altre applicazioni non direttamente collegate all'analisi delle sollecitazioni ma che hanno notevole validità diagnostica, quali la misura della velocità e della geometria dei convogli in transito. Le applicazioni nel campo del segnalamento sono senz'altro promettenti e degne di nota. Per quanto riguarda la misura delle tensioni termiche longitudinali nella rotaia si ritiene di non disporre al momento di dati sufficienti per esprimere un giudizio.

Il sensore si è dimostrato preciso, affidabile anche in un ambiente particolarmente ostico, di semplice costruzione e, soprattutto, di semplice installazione e manutenzione, e ben si inserisce in un mercato particolarmente agguerrito e concorrenziale avendo caratteristiche innovative e particolarmente promettenti.

Ringraziamenti

Gli autori desiderano ringraziare il Prof. Dario Vangi ed il sig. Carlo Toccafondi del Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali per la preziosa collaborazione fornita nella realizzazione pratica del trasduttore e l'assistenza durante le prove nonché le FS SpA di Firenze per le autorizzazioni per l'accesso al sito di misura.

Bibliografia

- [1] Tabella UNI 3141-1991, *Rotaie per linee ferroviarie*, Ente Nazionale Italiano di Unificazione, Milano.
- [2] A. Moreau, "La verification de la securité contre le déraillement", *Revue Générale des Chemins de Fer*, **4** (1978), 25-32.
- [3] R. E. Peterson, *Stress Concentration Factors Design*, Wiley, New York, 1974.
- [4] F. Natoni, "Gli impianti d'armamento", *Ingegneria Ferroviaria*, **9**(1998), 629-635.
- [5] A. Bracciali, R. Ciuffi, F. Piccioli, "Soluzione numerica del modello PDE della dinamica verticale di un binario", in *Atti del XXX Convegno AIAS*, Alghero, Italia, 2001.
- [6] J. Kisilowski, K.L. Knothe, *Advanced railway vehicle-system dynamics*, Warsaw, 1991.
- [7] K.L. Knothe, S.L. Grassie, "Modeling of railway track and vehicle/track interaction at high frequencies", *Vehicle System Dynamics* **22**(1993), 209-262.
- [8] A. Bracciali, G. Cascini, "Le sfaccettature delle ruote ferroviarie. Parte 1 - Introduzione", *Ingegneria Ferroviaria* **7**(2000), 439-446.
- [9] A. Bracciali, G. Cascini, M. Pieralli, "Le sfaccettature delle ruote ferroviarie. Parte 2 - Sviluppo di un rilevatore", *Ingegneria Ferroviaria* **8**(2000), 511-520.