

Sale montate intelligenti per il treno del futuro: il ruolo della misura in esercizio delle forze ruota-rotaria

Intelligent wheelsets for the trains of the future: the role of in-service wheel-rail force measurement

Flavio VELLETRANI^(*)
Riccardo LICCIARDELLO^(*)
Massimiliano BRUNER^(*)

Sommario - Nel settore ferroviario europeo si registra un forte interesse nella ricerca di sistemi innovativi per il monitoraggio delle caratteristiche di marcia dei treni in servizio regolare. Alcuni di questi sistemi utilizzano tecnologia ad elevato livello e sono in via di sviluppo, tanto da far pensare ai futuri sistemi ferroviari come indirizzati all'esercizio di "veicoli intelligenti". Questo documento descrive lo sviluppo concettuale di un sistema di monitoraggio tramite trasduttori montati sulle ruote, basato su calcoli FEM. I segnali vengono elaborati con l'obiettivo principale di aumentare l'efficacia della progettazione e manutenzione di assi e ruote, attraverso una migliore conoscenza dei carichi in servizio, fornendo la possibilità supportare la manutenzione predittiva attraverso l'identificazione precoce dei guasti ed identificando potenziali rischi per la sicurezza.

Introduzione

Nel settore ferroviario europeo da sempre si presta attenzione all'implementazione di sistemi di monitoraggio dello "stato funzionale" del rodiggio e degli organi di trasmissione dei veicoli ferroviari. Tali sistemi potrebbero portare a futuri sistemi ferroviari basati su "veicoli intelligenti". Basati sull'utilizzo di sensori applicati sugli elementi meccanici del rodiggio e delle trasmissioni di potenza, detti sistemi hanno i seguenti scopi principali:

- aumentare l'efficacia della progettazione e della manutenzione;
- supportare la manutenzione predittiva attraverso l'identificazione precoce dei guasti;
- identificare dei pericoli per la sicurezza.

In questo contesto, il progetto RUN2Rail (2017-2019), finanziato da SHIFT2RAIL [1], ha prodotto diversi concept tecnologici, incluso quello sviluppato dagli autori ba-

Summary - The European rail sector has a strong interest in innovations for monitoring the operational condition of a running vehicle. Many high technology systems can lead up to future rail systems relying on "intelligent vehicles". This document describes the conceptual development of a monitoring system based on FEM calculations. The system uses signals from wheel-fitted transducers. The signals are processed with the main aim of increasing design and maintenance effectiveness through a better knowledge of in-service loads, supporting predictive maintenance through the early identification of faults, and identifying safety hazards.

Introduction

The European rail sector has always paid attention to innovations regarding "health monitoring" of trains' running gear, that could lead up to future rail systems relying on highly "intelligent vehicles". Health monitoring systems, based on the analysis of operational data carried by signals from transducers applied on the running gear, have the main aims of:

- increasing design and maintenance effectiveness;
- supporting predictive maintenance through the early identification of faults;
- identifying safety hazards.

In this context, the RUN2Rail project (2017-2019), funded by SHIFT2RAIL [1], has produced several technology concepts, including the one developed by the authors. The starting idea was to simplify the CORAZZA-MALAVASI-LICCIARDELLO Methodology – (below referred to as CML method) developed over the years by SAPIENZA University of Rome. The CML method was originally intended for highly accurate measurements of wheel-rail forces - for example for research and vehicle acceptance purposes. For in-service mon-

^(*) DICEA Dipartimento di Ingegneria Civile, Edile e Ambientale, Sapienza University of Roma (Italia).

^(*) DICEA Civil, Buildings and Environmental Engineering Dpt., Sapienza University of Rome (Italy).

sandosi sull'idea di semplificare la metodologia di misura CORAZZA-MALAVASI-LICCIARDELLO (di seguito denominata metodo CML), al fine di adattarla allo scopo di monitoraggio in servizio delle forze di contatto ruota-rotaria. Sviluppato dall'Università di Roma SAPIENZA allo scopo di ottenere misurazioni accurate delle forze di contatto (ad es. per scopi di ricerca e/o omologazione del veicolo), senza particolari vincoli nel numero di canali di telemetria, il nuovo indirizzo tecnico ha introdotto il requisito di minimizzare il numero dei canali, riducendo entro certi limiti l'accuratezza di misura. Sono state analizzate diverse configurazioni semplificate di posizionamento dei sensori tramite un modello agli elementi finiti di una ruota di un treno ad alta velocità, al fine di selezionare le configurazioni più idonee all'applicazione. L'hardware assunto per il sistema è già in fase di test in servizio da parte di un altro partner di RUN2Rail. L'idea originaria del progetto era esplorare l'idoneità del sistema ai fini di ottenere una maggiore efficacia di progettazione - punto a) sopra citato; in questo documento il sistema è esaminato più in dettaglio anche per i punti b) e c).

1. Stato dell'arte

Il settore ferroviario europeo sta dimostrando un forte interesse per le innovazioni tecnologiche volte alla implementazione di attività automatiche di monitoraggio dello stato funzionale dei treni. L'indirizzo è testimoniato dal piano d'azione pluriennale di SHIFT2RAIL [1] che prevede l'integrazione di sistemi avanzati per il monitoraggio di rodiggio e trasmissione con la prossima generazione di sistemi di comando e controllo dei treni (TCMS). Tali sistemi di monitoraggio si basano su sensori o trasduttori montati sugli organi meccanici in oggetto [27], i cui segnali possono in linea di principio essere elaborati con i seguenti obiettivi:

- a) aumento dell'efficacia della progettazione e della manutenzione;
- b) supporto della manutenzione predittiva attraverso l'identificazione precoce dei guasti;
- c) identificazione dei pericoli per la sicurezza di esercizio.

La conoscenza dei carichi effettivamente rilevati in servizio è un prezioso contributo alla progettazione e alla manutenzione dei componenti dei veicoli ferroviari (punto a), in particolare per le sale montate, i telai dei carrelli e altri componenti del rodiggio, ma anche per la cassa.

In genere, il processo di progettazione delle ruote si concentra sulle azioni trasmesse dal calettamento della ruota e dei dischi freno sugli assi (EN 13260 [2]), nonché sulla fatica da flessione alternata durante la marcia (EN 13103-1 [3]). I valori di progetto delle azioni ruota-rotaria (X, Y, Q) sono scelti come multiplo dei carichi nominali e considerati come costanti durante la progettazione. Peraltro, dovendo essere rappresentativi di una grande varietà di casi possibili di esercizio (linee con molte o poche curve, tipologia del binario, trazione/frenata frequente o

itoring the requirement of a low number of telemetry channels takes priority over accuracy. Therefore, several different simplified gauge configurations were explored by analysing the results of a validated Finite Element Model of a high-speed-train wheel in order to quantify their accuracy and select the best one. The hardware assumed for the system is already being tested in service by another partner of RUN2Rail. The main idea in the project was to explore the suitability of the system for increased design effectiveness - item a) above. In this paper the role of the system is examined more in detail also for items b) and c).

1. State of the art

The European rail sector has a strong interest in innovations for condition monitoring - or "health monitoring" - systems of the trains' running gear, leading up to future rail systems relying on highly intelligent vehicles. This is testified by SHIFT2RAIL's Multi-Annual Action Plan [1] which foresees the integration of advanced sensor-based health monitoring systems in the running gear with the next generation of Train Control and Monitoring Systems (TCMS). Such monitoring systems rely on sensors or transducers on the running gear itself [27], whose signals may in principle be processed with the following aims:

- a) increasing design and maintenance effectiveness;
- b) supporting predictive maintenance through the early identification of faults;
- c) identifying safety hazards.

The knowledge of in-service loads is a valuable contribution to the design and maintenance of railway vehicle components (item a), particularly wheelsets, bogie frames and other running-gear components but also of the carbody. Generally, the design loads are standardised. The wheelset design process in the European standards are focused on the actions given by press-fitting the wheel and brake discs on the axles (EN 13260 [2]), as well as on the fatigue given by alternate bending when running (EN 13103-1 [3]). For the latter aspect, wheel longitudinal, lateral and vertical loads (X, Y, Q) are important. The design wheel-rail contact loads are chosen as a multiple of nominal loads, and the design process considers them as constant values. Standardised load values have to be conservative as they must represent a large variety of possible cases (lines with many or few curves, types of track and track components, frequent or rare traction/braking, etc.).

With the current state-of-the-art, wheel load measurement systems are however quite complex and not well suited to unattended, durable and widespread measurement on a fleet of trains ([22], [23], [24], [25], [26]). The measurements are usually performed by means of strain gauges applied to the wheel and/or the axle. Several methods have been developed through the years, all with the requirement of quite high sensitivity and accuracy, since they are routinely used when placing a vehicle type on the market with the purpose of assessing running safety and track loading

rara, ecc.), tali valori sono scelti in modo conservativo. Di conseguenza la conoscenza dei carichi longitudinali, laterali e verticali (X, Y, Q) realmente riscontrati in esercizio dalle ruote può essere molto utile.

D'altro canto, i sistemi di misura delle forze di contatto ruota-rotaia sono piuttosto complessi e non adatti a misurazioni da remoto, continuative e generalizzate su una flotta di treni ([22], [23], [24], [25], [26]). Le misurazioni vengono generalmente eseguite mediante estensimetri applicati alla ruota e/o sull'assile. Nel corso degli anni sono stati sviluppati diversi metodi allo scopo di valutare la sicurezza di marcia ed i carichi scambiati tra rotabile e binario (nella legislazione europea: standard EN 14363 [4]), tutti con requisiti di sensibilità e accuratezza piuttosto elevate, utilizzati in fase di omologazione del veicolo nuovo. È necessario un sistema di telemetria per trasmettere i segnali da ruota/assile alla parte di bordo della catena di misura. Accurate revisioni sullo stato dell'arte di questi dispositivi sono state fornite da OTTER et al. [5] e, più recentemente, da BRACCIALI et al. [6] esaminando i principali requisiti e facendo riferimento alle norme tecniche.

Un'alternativa promettente ai metodi estensimetrici, che si presta peraltro al monitoraggio in esercizio, è la misura della freccia flessionale del disco ruota (in funzione delle sollecitazioni laterali di contatto ruota-rotaia) tramite sensori di prossimità, come descritto da MATSUMOTO et al. [7]. La metodologia indica inoltre che la misura delle componenti longitudinale e verticale avviene attraverso le deformazioni della sospensione primaria. Lo scopo principale della misura è relativo alla sicurezza (come espresso nel punto c)), e le forze vengono misurate per monitorare il rapporto Y/Q (rapporto di svio) su 2 salme montate di un convoglio in servizio.

L'instabilità causata da elevata conicità equivalente alle alte velocità viene solitamente rilevata tramite accelerometri sul telaio del carrello [8] e tradotta in prescrizioni operative (rallentamento del treno). Guasti delle sospensioni possono modificare i valori di rigidità e smorzamento. In altre parole la dinamica di marcia può cambiare in modo significativo in funzione dell'efficienza degli smorzatori [9], al punto di provocare squilibri di carico tali da compromettere la sicurezza di marcia. Difetti delle ruote come poligonazioni o sfaccettature conferiscono elevati carichi dinamici all'infrastruttura [10], ma gli accelerometri di bordo possono fornire informazioni utili per la loro identificazione.

Guasti ai riduttori possono causare indisponibilità operativa del treno e, se gravi, anche problemi di sicurezza: in tali casi l'attività di controllo viene attualmente eseguita con sistemi diversi, basati ad esempio sulla misurazione della temperatura [11]. In tale casistica ricade, infine, anche la misura della temperatura delle boccole, diretta alla verifica della efficienza meccanica ed al monitoraggio manutentivo ([12], [13]).

(in the European legislation: standard EN 14363 [4]). A telemetry is required to transmit the signals from the rotating wheel/wheelset to the on-board part of the measurement chain. Accurate reviews of the state of the art have been given firstly by OTTER et al. [5] and, more recently, by BRACCIALI et al. [6] looking into the main requirements and referenced to technical regulations.

A promising alternative to strain-gauge methods that lends itself to routine in-service measurement is the measurement of lateral loads through the lateral deflection of the wheel by contactless gap sensors as described by MATSUMOTO et al. [7]. In this application the longitudinal and vertical components are measured through primary suspension strain. The intended purpose is safety-related (item c. above). The loads are measured in order to monitor the derailment ratio (lateral wheel load divided by vertical load) on 2 wheelsets of one of the trainsets in service.

Regarding purpose b), systems exist or are being studied to identify a variety of running-gear faults.

Instability caused by high equivalent conicity/high speeds is usually detected by on-bogie frame accelerometers [8] and translated into operational measures (slowing down the train). Suspension faults may change stiffness/damping values; i.e. dampers' efficiency may significantly change the running dynamics [9], and wheel load unbalances potentially affecting running safety may occur. Wheel defects such as flats and out-of-roundness impart high dynamic loads on the infrastructure [10]. On-board accelerometers may provide useful information for their identification.

Gearbox faults may cause operational unavailability due to the train being withdrawn from service and, if severe, also safety issues. Gearbox monitoring is currently performed with different systems based on e.g. temperature measurement [11]. Axle-box temperatures are also measured for monitoring purposes ([12], [13]).

2. Development of the in-service force monitoring concept

2.1. Objectives of the research work

In the work described here, the main objective is the assessment of the feasibility of simple low-cost wheel-load strain-gauge-based measurement systems with the potential for routine in-service application. The concept is dubbed *Wheel/wheelset In-Service Force Monitoring (WISE-FM)*.

A high-accuracy system developed at SAPIENZA University of Rome for research and vehicle acceptance purposes, the CML method ([14], [15]) was a starting point. It is a wheel-based strain-gauge method providing Distance-Based Sampling – i.e. with a fixed number of samples per metre, rather than per second – of force components. For vehicle acceptance purposes it requires 12 telemetry channels per wheel. Using, and extending, the principles upon which the CML method was developed, the idea was to

2. Definizione del sistema di monitoraggio delle forze in servizio

2.1. Obiettivi del lavoro di ricerca

Il lavoro descritto nella presente memoria ha l'obiettivo principale di valutare la fattibilità di semplici sistemi di misura basati su estensimetri montati sulle ruote, di basso costo ed alimentati con caratteristiche elettriche (tensione e corrente) implementate sul veicolo per le normali applicazioni in servizio. Il concetto è sintetizzato nell'acronimo scelto per descrivere il sistema di misura: Wheel/wheelset In-Service Force Monitoring (WISE-FM).

L'origine tecnica del metodo è un sistema di misura estensimetrico ad alta precisione delle forze di contatto sviluppato presso l'Università Sapienza di Roma, indirizzato per scopi di ricerca ed omologazione del veicolo. Il metodo CML ([14], [15]) è caratterizzato dal campionamento spaziale costante delle componenti della forze di contatto ruota-rotaia da bordo treno. L'utilizzo del metodo ai fini della omologazione di un veicolo necessita di un sistema di telemetria a 12 canali per ruota. Utilizzando e estendendo i principi su cui è stato sviluppato il metodo CML, sono state studiate configurazioni estensimetriche caratterizzate da precisione sufficiente agli scopi, utilizzando un numero ridotto di canali per ruota (idealemente solo uno).

A seguire è descritto il modello agli elementi finiti ed il processo di selezione utilizzato per identificare le configurazioni caratterizzate da una precisione accettabile. I risultati presentati forniscono la una stima dell'accuratezza della misura ottenibile con le diverse configurazioni geometriche degli estensimetri e, attraverso considerazioni dinamiche, la rilevazione dei picchi di sollecitazione. Inoltre, viene discussa l'idoneità di un sistema WISE-FM con l'accuratezza determinata per soddisfare gli scopi accennati. La dissertazione nelle conclusioni espone alcuni indirizzi per ulteriori ricerche.

2.2. Modello FEM

L'accuratezza ottenibile dal metodo di misura viene valutata attraverso simulazioni strutturali, utilizzate per identificare le diverse configurazioni di ponte e posizioni di incollaggio degli estensimetri idonee allo scopo.

Caso di studio è una ruota Lucchini - Alstom, utilizzata per un treno Pendolino ETR460 (Fig. 1), analizzata tramite un modello FEM lineare precedentemente validato [17], [19] ed analizzato sperimentalmente su un banco di prova [15]. Il modello della ruota si basa sull'uso di elementi esaedrici. L'emulazione della presenza e della risposta deformativa degli estensimetri è sviluppata con l'ausilio di elementi guscio, collegati ai nodi della suddivisione in elementi finiti imposta dagli elementi esaedrici. I risultati delle simulazioni (deformazioni radiali) sono stati esportati in forma tabellare, estraendo i valori su 8 tracce nodali radiali distanziate di 45° lungo la circonfe-

screen several strain-gauge configurations to understand if there are configurations that provide a sufficient accuracy for WISE-FM with a much lower number of channels per wheel (ideally only one).

Section 2.2 describes the Finite Element Model and the screening process used to identify strain-gauge configurations with acceptable accuracy. Section 2.3 quantifies the accuracy achievable with the selected configuration. It shows, through dynamic considerations, to what extent impact loads should be detectable. In section 3 the suitability of a WISE-FM system with the determined accuracy in fulfilling the above purposes is discussed. Section 5 provides conclusions and recommendations for further research.

2.2. FEM Procedure

The accuracy achievable with different strain gauge configurations is investigated through several structural simulations, in order to identify suitable bridge configurations and gauge positions.

The case study is a previously validated linear FEM code model [17], [19], applied to a Lucchini - Alstom wheel, belonging to a wheelset of the ETR460 class Pendolino trainset (Fig. 1), at the same time analysed experimentally on a test rig [15]. The model is based on the use of brick elements, covered with shell elements connected to the volume mesh nodes, to simulate the strain gauge behaviour. Radial strains were further exported through 8 (quasi) radial paths applied every 45° at both surfaces (inner - outer) of the wheel disc and analysed in order to find suitable measurement points, below named A-B-C-D. An estimation of strain gauge signal behaviour along the wheel revolution is obtained by means of circular paths.

The complete model linearity reduced the amount of simulations, so several load cases were obtained through linear combination of simulated ones.

Input for load combinations and load distributions has been taken from the WIDEM Project [16], which investigated the running dynamic behaviour of a Pendolino trainset having very similar wheelsets. The contact point for the wheel load (X, longitudinal; Q vertical; Y lateral forces) is identified by the dR parameter, that describes its distance from the wheel reference plane. For this case study, three contact points have been considered on the wheel, related to three usual wheel-rail contact conditions: the first on the flange, the second on the tread centre and the last on the outer zone of the tread. In order to follow the experimental laboratory tests, values for the components Q and Y (Tab. 1) were chosen to obtain a linear increase for the vertical load, while Y values modify their linearity due the combined effects of Q. Finally, X forces were chosen to match the knowledge of longitudinal adhesion ratio (with a average maximum value of 0.5) referring to the ordinary mechanical literature.

Simulation results allowed the optimal position for the strain gauge transducers to be fixed on the wheel web: a

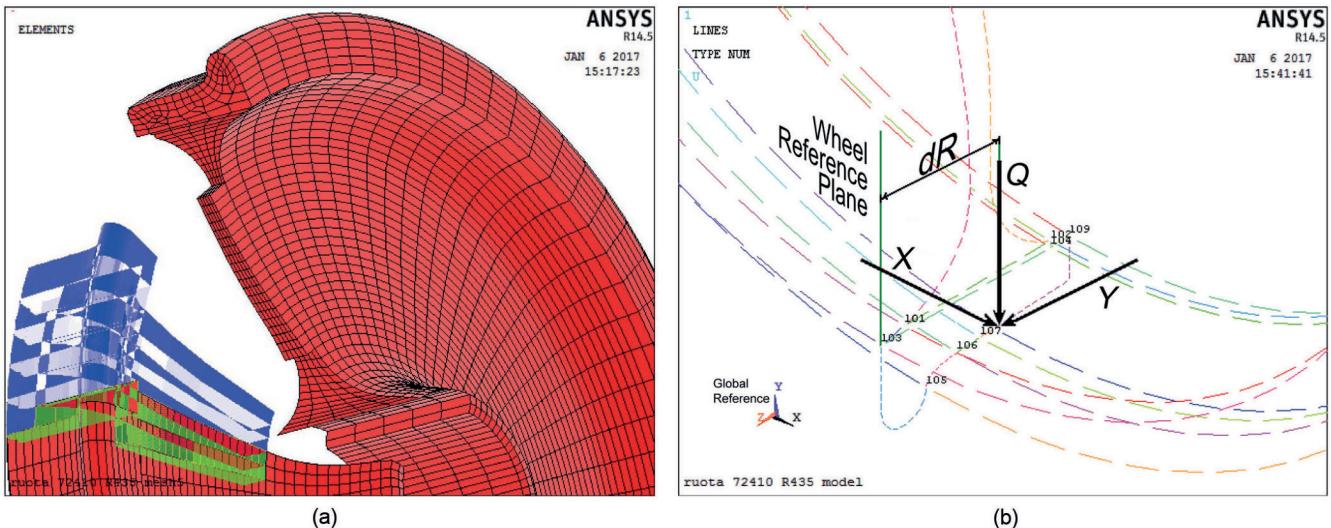


Figura 1 - Modello E.F. della ruota LUCCHINI – Alstom 72410: (a) vista sezionata, evidenziando l’uso di elementi brick nel modello FEM; (b) forze di contatto ruota-rotaia applicate a distanza dR dal piano di riferimento della ruota: X componente longitudinale della forza di contatto, Q carico verticale sulla ruota, Y componente laterale.

Figure 1 - FE model of LUCCHINI – Alstom wheel 72410: (a) wheel section view, use of brick elements in code FEM structure; (b) wheel-rail contact forces (in this case applied on wheel rim) positioned at distance dR from the wheel’s reference plane: X longitudinal force, Q vertical wheel load, Y lateral force.

renza del disco ruota, su entrambe le superfici interna ed esterna. Il processo suggerisce in tale modo le zone di misura ottimali, di seguito denominate A-B-C-D, su cui applicare gli estensimetri. Una stima statica del segnale estensimetrico lungo il giro ruota è ottenuta mediante estrazione dei dati di deformazione su serie nodali circonferenziali.

La verificata linearità nella risposta deformativa del modello ha consentito di ridurre il numero di simulazioni: di fatto molte combinazioni di sollecitazione (valori delle forze logitudinali X, trasversali Y e verticali Q) sono state ottenute mediante combinazione lineare dei casi simulati.

Gli input per le combinazioni di carico e le distribuzioni di carico sono stati desunti dal progetto WIDEM [16], che ha studiato il comportamento dinamico di un convoglio Pendolino con sale montate molto simili a quelle in oggetto. Le componenti della forza di contatto sono X longitudinale, Q verticale, Y laterale: il punto di contatto per il carico della ruota è identificato dal parametro dR , che descrive la sua distanza dal piano di riferimento costruttivo della stessa. Per questo studio, sono stati considerati tre punti di contatto sulla ruota, relativi a tre comuni condizioni di contatto ruota-rotaia: sul bordino, sul centro del piano di rotolamento del cerchione e sulla zona esterna del cerchione stesso. In analogia ai test sperimentali effettuati in laboratorio, i valori per le componenti Q e Y (Tab. 1) sono stati scelti per simulare un incremento lineare per il carico verticale, mentre gli effetti di Y risultano essere meno lineari a causa degli effetti combinati di Q. Infine, le forze X sono state scelte in coe-

web circle-radius can be identified to define maximum radial deformation. Suitable wiring configurations, between strain gauges, have been conceptualised and a corresponding calibration constant K obtained that fits the variability of wheel-rail contact patch position for each vehicle running condition. In order to avoid complex post-processing algorithms, a generic force component is required to be calculated in real-time from the measured strains as:

$$F = \frac{1}{K_{B,P}} \cdot \varepsilon_{R,P}$$

where B represents the generic bridge configuration, applied on the generic radius R . Consequently, $\varepsilon_{R,P}$ is the equivalent (quasi-) radial strain ε at point P and radius R , given by the Wheatstone bridge with gauges applied in the generic set of points P . For a typical 4-strain-gauge (SGi; $i = 1, \dots, 4$) bridge (Fig. 2) the equivalent strain is:

$$\varepsilon_{R,P} = \varepsilon_{SG1} - \varepsilon_{SG2} + \varepsilon_{SG3} - \varepsilon_{SG4}$$

The Wheatstone bridge simply “sums with sign” the strains in the points where the gauges are applied.

The temperature effects are assumed to be compensated by the bridge configurations. This assumption is reasonable for bridges whose gauges are applied all to one side of the wheel (particularly the inner side which is always well shaded from sunlight).

For the sought component of wheel-rail contact force component F , the calibration constant $K_{B,P}$ where B is the specific (full or half) bridge configuration applied in points

renza alla conoscenza del rapporto di aderenza longitudinale (con un valore massimo medio di 0,5) in riferimento a quanto reperibile in letteratura.

I risultati delle simulazioni hanno consentito di fissare la posizione dal generico estensimetro sul disco ruota: è stato possibile identificarne una quota radiale caratterizzata dalla deformazione radiale massima. Sono state valutate opportune configurazioni di cablaggio tra gli estensimetri, ottenendo la corrispondente costante di calibrazione K, adattata alla variabilità della posizione del punto di contatto ruota-rotaia per ogni condizione di marcia del veicolo. Al fine di evitare algoritmi di post-elaborazione complessi, è stato necessario calcolare la generica componente di forza in tempo reale in funzione delle deformazioni misurate secondo la:

$$F = \frac{1}{K_{B,P}} \cdot \varepsilon_{R,P}$$

dove B rappresenta la generica configurazione di ponte (Bridge) applicata al generico punto P, a sua volta localizzato sulla ruota dal raggio R. Di conseguenza, $\varepsilon_{R,P}$ è la deformazione (quasi-) radiale ε_R equivalente fornita dal ponte di Wheatstone con gli estensimetri applicati nel generico punto P sul disco ruota. Per un tipico ponte a 4 estensimetri (SGi; $i = 1 \div 4$) (Fig. 2) la deformazione equivalente è:

$$\varepsilon_{R,P} = \varepsilon_{SG1} - \varepsilon_{SG2} + \varepsilon_{SG3} - \varepsilon_{SG4}$$

Di conseguenza, il ponte di Wheatstone "somma o sottrae" le deformazioni nei punti di applicazione degli estensimetri, in funzione della posizione di applicazione nello schema.

Gli effetti termici sono assunti come totalmente compensati dal ponte: tale assunto è ragionevole per punti applicati integralmente sullo stesso lato della ruota (in particolare sul lato interno della ruota, permanentemente riparato dalla luce solare).

Per la componente F della forza di contatto ruota-rotaia, la costante di calibrazione $K_{B,P}$, dove B è la configurazione di ponte specifica (completa o metà) applicata nei punti P sul disco ruota al raggio R, viene calcolata con la seguente formula:

$$K_{B,P} = \frac{1}{F} \bar{\varepsilon}_R = \frac{1}{F} \frac{1}{n} \sum_j \varepsilon_{R,P,j}(F, \underline{G}, dR_j)$$

Ove $K_{B,P}$ è funzione di:

– F, componente ricercata della forza di contatto (e.g. Q);

Tabella 1 – *Table 1*

Sintesi delle condizioni di test per le analisi FEM: valori di forza e punti di applicazione; in grassetto le simulazioni effettivamente eseguite; le altre sono state usate per estendere e validare la linearità del modello

Review of FEM conditions tests: force values and application points; in bold the simulations performed; the other ones are used to extend and validate model linearity

Punto di applicazione dei carichi <i>Load lateral position</i>	dR	[mm]	54, 70, 81
Carico verticale ruota <i>Wheel load</i>	Q	[kN]	50, 60, 70, 80, 90
Forza di contatto trasversale <i>Lateral contact force</i>	Y	[kN]	0, 3, 7, 14, 30, 50, 80
Forza di contatto longitudinale <i>Longitudinal contact force</i>	X	[kN]	0, 16, 32, 35, 50

P on the wheel web, is calculated through the following formula:

$$K_{B,P} = \frac{1}{F} \bar{\varepsilon}_R = \frac{1}{F} \frac{1}{n} \sum_j \varepsilon_{R,P,j}(F, \underline{G}, dR_j)$$

$K_{B,P}$ is a function of:

- F, component of contact force to be measured (e.g. Q);
- \underline{G} , vector of influence forces (the other 2 components), e.g. (Y, X) when F (e.g. Q) is measured;
- dR_j wheel-rail contact point distance from wheel reference plane (at the gauge-side of the flange).

Therefore, the parasitic effects induced on the measurement of the single contact force components (Q, Y, X) are considered in the evaluation of the calibration coefficient $K_{B,P}$ without managing the variability of each individual signal (i.e. that given by the sample dispersion of the values $\varepsilon_{SG1}, \varepsilon_{SG2}, \varepsilon_{SG3}, \varepsilon_{SG4}$). The corresponding measurement uncertainty is derived using the simulation results, based on the variability of the general relationship: this derivation (i.e. the determination of the calibration constant) represents the core of the procedure.

The procedure yields a calibration constant that minimises errors for a specific contact-point position (in this work for $dR_j=70$ mm). Future experimental results could suggest a better choice of the contact point depending on the application.

The simulations provide the value $F_{\text{meas},j}$ that would be measured by a system on a running wheel, in which the above calibration constant is used according to the actual load conditions:

$$F_{\text{meas},j} = \frac{1}{K_{B,P}} \varepsilon_{R,P,j}(F, \underline{G}, dR_j)$$

The difference $F_{\text{meas},j} - F$ is an estimate for the error of the measurement system in the specific loading conditions.

- \underline{G} , vettore delle grandezze di influenza (le altre 2 componenti di forza), e.g. (Y, X) quando viene misurata Q ;
- dR_j distanza del punto di contatto ruota-rotella dal piano di riferimento della ruota (lato interno del bordino).

Pertanto, gli effetti “parassiti” indotti sulla misurazione dei singoli componenti della forza di contatto (Q, Y, X) sono considerati nella valutazione del coefficiente di calibrazione $K_{B,P}$, senza gestire la variabilità di ogni singolo segnale (cioè quella data dalla dispersione dei valori di $\varepsilon_{SG1}, \varepsilon_{SG2}, \varepsilon_{SG3}, \varepsilon_{SG4}$). L’incertezza di misura corrispondente viene derivata dai risultati della simulazione, in base alla variabilità della relazione generale: questa attività (ovvero la determinazione della costante di calibrazione) rappresenta il nucleo della procedura.

Il risultato di tale procedura è una costante di calibrazione che minimizza gli errori per una specifica posizione del punto di contatto (in questo lavoro per $dR_j=70$ mm); futuri risultati sperimentali potrebbero suggerire miglioramenti nella scelta del punto di contatto di riferimento a seconda del caso di applicazione.

Le simulazioni forniscono il valore della forza $F_{meas,j}$ che verrebbe misurato dal sistema su una ruota in corsa, la cui costante di calibrazione viene determinata in base alle condizioni di carico effettive:

$$F_{meas,j} = \frac{1}{K_{B,P}} \varepsilon_{R,P,j} (F, \underline{G}, dR_j)$$

La differenza $F_{meas,j} - F$ è una stima dell’errore del sistema di misura nelle condizioni di carico specifiche. I seguenti due criteri sono considerati necessari e sufficienti per valutare l’accuratezza della misurazione:

$$E = \left| \frac{1}{n} \sum_j (F_{meas,j} - F) \right| < E_{max}$$

e

$$\sigma = \sqrt{\frac{(F_{meas,j} - F)^2}{n-1}} < \sigma_{max}$$

Entrambe le soglie di accettabilità per E_{max}, σ_{max} sono imposte al 10% del valore nominale in accordo ai risultati sperimentali ([14], [15], [16], [17]). I risultati dei calcoli di cui sopra sono riportati in (Tab. 2), divisi per le diverse configurazioni estensimetriche (Tab. 3).

La scelta dei punti di applicazione degli estensimetri è definita dai punti singolari sulle tracce di deformazione radiale (Fig. 3), evidenziando i punti di misura “ottimali” alla possibile applicazione degli estensimetri. Ad esempio, $\varepsilon_{R,A}$ rappresenta la deformazione radiale (R) valutata nel punto A.

- A: $\varepsilon_{R,A} = \varepsilon_{R,max}$ deformazione massima e massima sensibilità ad Y : una piccola influenza di Q , (effetto a sua volta di dR) è sempre presente.

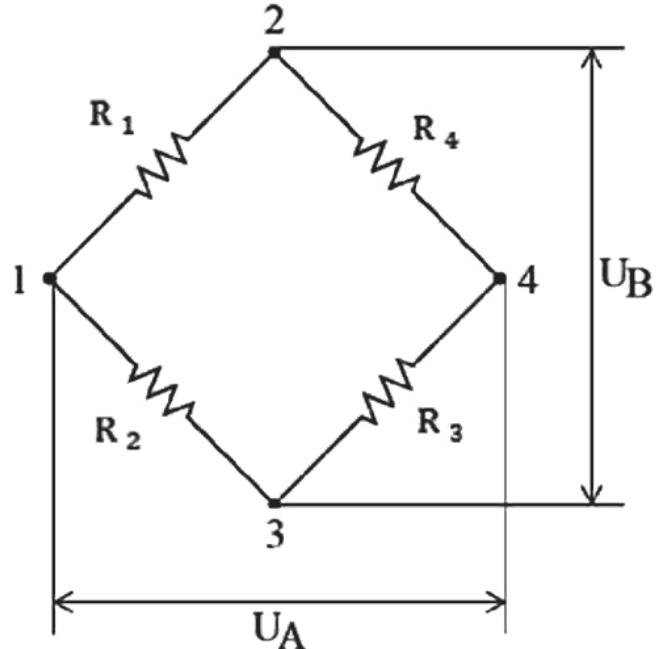


Figura 2 - Schema del ponte di Wheatstone : estensimetri R1...R4 connessi nei nodi 1...4, UB tensione di alimentazione del ponte, UA tensione di uscita (segnali misurati $\varepsilon_{SG1}, \varepsilon_{SG2}, \varepsilon_{SG3}, \varepsilon_{SG4}$).

Figure 2 - Wheatstone classical bridge scheme: R1...R4 strain gauges connected in 1...4 nodal points, UB bridge input voltage, UA bridge output voltage (measurement signals $\varepsilon_{SG1}, \varepsilon_{SG2}, \varepsilon_{SG3}, \varepsilon_{SG4}$).

The following two criteria are considered as necessary and sufficient for the measurement to be assessed as sufficiently accurate:

$$E = \left| \frac{1}{n} \sum_j (F_{meas,j} - F) \right| < E_{max}$$

and

$$\sigma = \sqrt{\frac{(F_{meas,j} - F)^2}{n-1}} < \sigma_{max}$$

Both E_{max}, σ_{max} limit values are set to 10% according to experimental results ([14], [15], [16], [17]). The results of the above calculations are summarised in table form (Tab. 2) below, for the different SG configurations (Tab. 3).

The choice of the points in which the strain gauges are applied are based on key points of the radial strain patterns, as highlighted in Fig. 3 for the “candidate” measurement points. For example, $\varepsilon_{R,A}$ represents the radial (R) strain evaluated at point A.

- A: $\varepsilon_{R,A} = \varepsilon_{R,max}$ maximum strain, and maximum sensitivity to Y . A small effect of Q , (related to dR) is in any case detected.

Tabella 2 – Table 2

Riepilogo dei calcoli per $Q = 70$ kN, errore medio e deviazione Std sono evidenziate in colore per ogni configurazione estensimetrica

Calculation summary table for $Q = 70$ kN, Avg Error and Std Dev highlighted in colour for each configuration

PONTE INTERNO VERTICALE_sezione di misura verticale, lato interno ruota - DIAMETRAL FULL BRIDGE_vertical section, Wheel inner side										
Incertezze di misura per punto di applicazione estensimetro in funzione dei carichi e punto di contatto										
Measurement uncertainties each SG "candidate" point, function of loads and contact point										
Punto A - Point A, $R_A = 174$ mm					Deformazione evidenziata					
Condizioni di carico - Load conditions					Detected strain [$\mu\epsilon$]	Q	Y	X	dR	
Test #	[kN]	[kN]	[kN]	[mm]		Q	Y	X	dR	
1	70	0	50	70	85	79	9	90	-2	-2
2	70	50	50	70	-1676	-1569	-1639	2685995	48	6
3	70	0	50	54	-1	-1	-71	5044	0	0
4	70	50	50	54	-1767	-1654	-1724	2972288	50	0
5	70	0	50	81	141	132	62	3788	-4	-4
6	70	50	50	81	-1620	-1516	-1586	2514889	46	16
Avg Error [$\mu\epsilon$] - Std. Dev [$\mu\epsilon$]						-825	1279		-2	3
N/A										

NB: il calcolo dei parametri relativi alla componente X non è applicabile (N/A), dal momento che l'effetto sulla deformazione radiale sul raggio di misura verticale risulta essere nullo.

NB: the parameters' calculation related to contact force X is not applicable (N/A), since the radial strain effects are nil at the measuring points on the vertical radii of the wheel disk.

Punto B - Point B, $R_B = 307$ mm					Deformazione evidenziata			Y "meas" = $\epsilon / Kb (Y) - (\epsilon / Kb (Y) - \epsilon / Kb (Y))^2$			X "meas" = $\epsilon / Kb (X) - (\epsilon / Kb (X) - \epsilon / Kb (X))^2$		
Condizioni di carico - Load conditions					Detected strain [$\mu\epsilon$]	Q	Y	X	dR	Q	Y	X	dR
Test #	[kN]	[kN]	[kN]	[mm]		Q	Y	X	dR	Q	Y	X	dR
1	70	0	50	70	-261	69	-1	1	-202588	-102588	10524365873	N/A	N/A
2	70	50	50	70	-261	69	-1	1	-102536	-102586	10523889052	N/A	N/A
3	70	0	50	54	-288	76	6	39	-112927	-112927	12752586542	N/A	N/A
4	70	50	50	54	-287	76	6	38	-112878	-112928	12752746270	N/A	N/A
5	70	0	50	81	-243	65	-5	30	-95548	-95548	9129405918	N/A	N/A
6	70	50	50	81	-243	64	-6	31	-95500	-95500	9129714878	N/A	N/A
Avg Error [$\mu\epsilon$] - Std. Dev [$\mu\epsilon$]						0	5		-103688	113853		N/A	
N/A													

Punto C - Point C, $R_C = 351$ mm					Deformazione evidenziata			Y "meas" = $\epsilon / Kb (Y) - (\epsilon / Kb (Y) - \epsilon / Kb (Y))^2$			X "meas" = $\epsilon / Kb (X) - (\epsilon / Kb (X) - \epsilon / Kb (X))^2$		
Condizioni di carico - Load conditions					Detected strain [$\mu\epsilon$]	Q	Y	X	dR	Q	Y	X	dR
Test #	[kN]	[kN]	[kN]	[mm]		Q	Y	X	dR	Q	Y	X	dR
1	70	0	50	70	-244	70	0	0	-12	-12	156	N/A	N/A
2	70	50	50	70	730	-210	-280	78282	37	-13	158	N/A	N/A
3	70	0	50	54	-254	73	3	9	-13	-13	169	N/A	N/A
4	70	50	50	54	725	-208	-278	77447	37	-13	164	N/A	N/A
5	70	0	50	81	-233	67	-3	9	-12	-12	143	N/A	N/A
6	70	50	50	81	739	-212	-282	79682	38	-12	147	N/A	N/A
Avg Error [$\mu\epsilon$] - Std. Dev [$\mu\epsilon$]						-140	217		-12	14		N/A	
N/A													

Punto D - Point D, $R_D = 210 \pm 10$ mm					Deformazione evidenziata			Y "meas" = $\epsilon / Kb (Y) - (\epsilon / Kb (Y) - \epsilon / Kb (Y))^2$			X "meas" = $\epsilon / Kb (X) - (\epsilon / Kb (X) - \epsilon / Kb (X))^2$		
Condizioni di carico - Load conditions					Detected strain [$\mu\epsilon$]	Q	Y	X	dR	Q	Y	X	dR
Test #	[kN]	[kN]	[kN]	[mm]		Q	Y	X	dR	Q	Y	X	dR
1	70	0	50	70	1	5	-65	4249	0	0	0	N/A	N/A
2	70	50	50	70	-1435	-10996	-11066	122466124	48	-2	6	N/A	N/A
3	70	0	50	54	-10	-76	-146	21176	0	0	0	N/A	N/A
4	70	50	50	54	-1703	-13054	-13124	172236059	56	6	42	N/A	N/A
5	70	0	50	81	37	281	211	44396	-1	-1	1	N/A	N/A
6	70	50	50	81	-1360	-10422	-10492	110086054	45	-5	24	N/A	N/A
Avg Error [$\mu\epsilon$] - Std. Dev [$\mu\epsilon$]						-5780	8998		0	4		N/A	
N/A													

Riepilogo - Results summary																					
Condizioni di carico simulate					Q int_Q70Y00dR70_x50				Y int_Q70Y00dR70_x50				X int_Q70Y00dR70_x50								
Load conditions for all tests					Point	[kN]	[kN]	X [kN]	dR [mm]	Avg. Error	Kt (Q)	Q [$\mu\epsilon$]	Std Dev Q [$\mu\epsilon$]	Avg. Error	Kt (Y)	Y [$\mu\epsilon$]	Std Dev Y [$\mu\epsilon$]	Avg. Error	Kt (Y)	Y [$\mu\epsilon$]	Std Dev Y [$\mu\epsilon$]
1; 2; 3; 4; 5; 6	A	70	0; 50	50	54;70;81	1.07	-825	1279		-35.25	-2	3		N/A	0	0		N/A	0	0	
1; 2; 3; 4; 5; 6	B	70	0; 50	50	54;70;81	-3.77	0	5		0.00	-103688	113853		N/A	0	0		N/A	0	0	
1; 2; 3; 4; 5; 6	C	70	0; 50	50	54;70;81	-3.48	-140	217		19.50	-12	14		N/A	0	0		N/A	0	0	
1; 2; 3; 4; 5; 6	D	70	0; 50	50	54;70;81	0.13	-5780	8998		-30.17	0	4		N/A	0	0		N/A	0	0	

Tabella 3 – Table 3

Riepilogo delle configurazioni di ponte estensimetrico
SG Bridge configuration summary

Acceptance Values Summary											
V _s % < E% < V _{amm} %											
Std. Dev. %											
D std % < V _s %											
V _s % < D std % < V _{amm} %											
1. Single Strain Gauge - POINTS A-B-C-D_lower vertical section											
Point	K ₁ (Q)	Q ¹ meas*	Err%	Dev Std %	K ₁ (Y)	Y ¹ meas*	Err%	Dev Std %	K ₁ (X)	X ¹ meas*	Err%
A	0.2744	70	1630%	2527%	-15.2337	50	3%	3%	0.0000	N/A	N/A
B	-1.7712	70	0%	11%	0.0000	50	N/A	N/A	0.0000	N/A	N/A
C	-1.5144	70	142%	221%	6.0314	50	35%	39%	0.0000	N/A	N/A
D	0.0067	70	N/A	N/A	-11.3465	50	0%	3%	0.0000	N/A	N/A
2. DIAMETRAL FULL BRIDGE vertical section											
Point	K ₁ (Q)	Q ¹ meas*	Err%	Dev Std %	K ₁ (Y)	Y ¹ meas*	Err%	Dev Std %	K ₁ (X)	X ¹ meas*	Err%
A	1.0685	70	1178%	1827%	-35.5351	50	4%	6%	0.0000	N/A	N/A
B	-3.7712	70	0%	8%	0.0025	50	N/A	N/A	0.0000	N/A	N/A
C	-3.4807	70	200%	310%	19.5004	50	25%	27%	0.0000	N/A	N/A
D	0.1305	70	8258%	12855%	-30.1732	50	1%	8%	0.0000	N/A	N/A
3. DIAMETRAL FULL BRIDGE vertical section											
Point	K ₁ (Q)	Q ¹ meas*	Err%	Dev Std %	K ₁ (Y)	Y ¹ meas*	Err%	Dev Std %	K ₁ (X)	X ¹ meas*	Err%
A	0.0000	N/A	N/A	N/A	0.9663	50	0%	0%	728%	125%	0%
B	0.0000	N/A	N/A	N/A	-1.4280	50	0%	5%	495%	552%	33%
C	0.0000	N/A	N/A	N/A	-1.3481	50	10%	10%	50	45%	100%
D	0.0000	N/A	N/A	N/A	0.3914	50	0%	0%	0.3177	50	0%
4. "L" FULL BRIDGE_lower vertical - right horizontal radii											
Point	K ₁ (Q)	Q ¹ meas*	Err%	Dev Std %	K ₁ (Y)	Y ¹ meas*	Err%	Dev Std %	K ₁ (X)	X ¹ meas*	Err%
A	0.2925	70	2416%	3748%	-22.2915	50	2%	5%	-0.8861	50	70%
B	-3.6888	70	0%	14%	-0.0336	50	#####	#####	-0.7987	50	1831%
C	-2.9298	70	88%	137%	7.1948	50	57%	63%	-0.7618	50	2212%
D	-0.1332	70	5526%	8578%	-20.6166	50	1%	3%	0.3177	50	3431%
5. CROSS FULL BRIDGE											
Point	K ₁ (Q)	Q ¹ meas*	Err%	Dev Std %	K ₁ (Y)	Y ¹ meas*	Err%	Dev Std %	K ₁ (X)	X ¹ meas*	Err%
A	1.7325	70	96%	150%	-4.6650	50	52%	58%	0.0000	N/A	N/A
B	-0.4831	70	0%	14%	-0.0243	50	27.75%	6776%	0.0143	50	18845%
C	-1.1895	70	51%	84%	0.0638	50	13.36%	21.61%	0.0000	N/A	N/A
D	-0.2830	70	576%	895%	4.5679	50	0%	1%	-0.0012	50	144021%
6. Combination of A and C (to maximize Y and neglect Q)											
Config	K ₁ (Q)	Q ¹ meas*	Err%	Dev Std %	K ₁ (Y)	Y ¹ meas*	Err%	Dev Std %	K ₁ (X)	X ¹ meas*	Err%
A-C	1.7888	70	370%	574%	-18.5551	50	13%	15%	0.0000	N/A	N/A
A+C	-1.2400	70	187%	292%	-6.4924	50	27%	31%	0.0000	N/A	N/A
Al-Cl-Al-As-CS	3.5776	70	370%	574%	-37.1103	50	13%	15%	0.0000	N/A	N/A
Al+Cl+As-CS	-2.4799	70	187%	292%	-12.9847	50	27%	31%	0.0000	N/A	N/A

$\varepsilon_{R,int,0}$ Radial strain pattern, full bridge on inner vertical diameter X=0kN

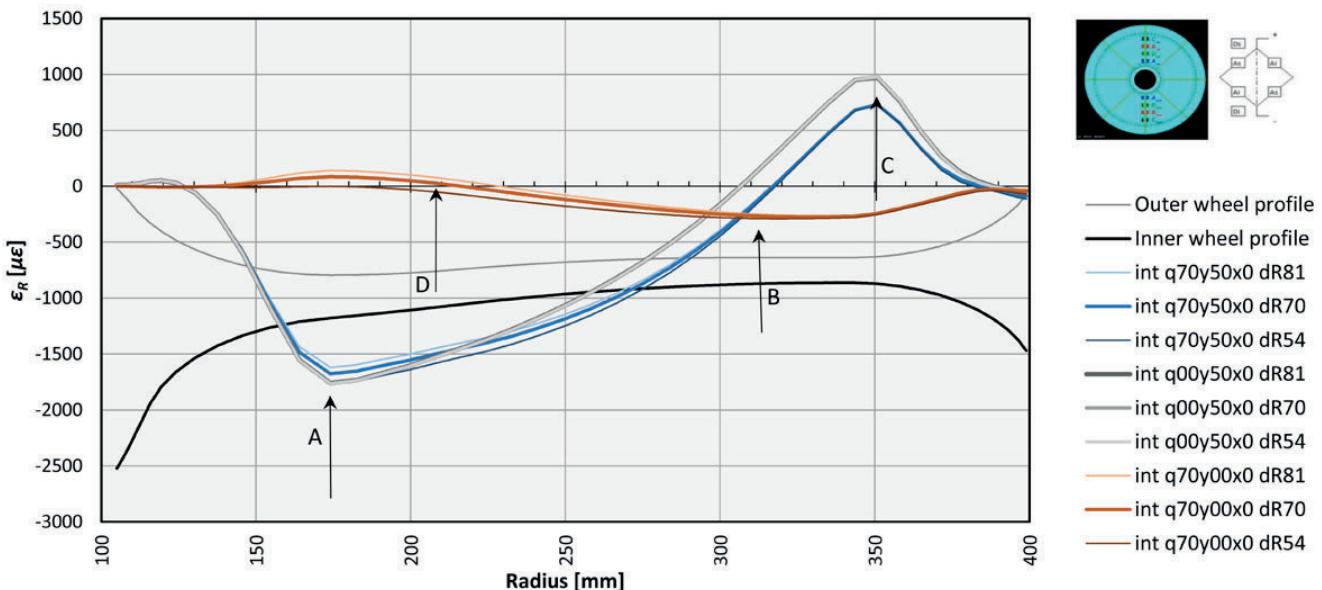


Figura 3 - Deformazione radiale equivalente $\varepsilon_{R,int,0}$ per una simulazione di ponte intero (lato interno del disco ruota - int):Q=80 kN; Y=0 kN,80 kN; X = 0kN; dR=54 mm, 70 mm, 81 mm, posizioni radiali degli estensimetri x0: 0°, 180°. Le posizioni radiali degli estensimetri sono state identificate grazie alle indicazioni derivate dai punti A, B, C, D prima descritti.

Figure 3 - Equivalent radial strain $\varepsilon_{R,int,0}$ for a full bridge simulation (inner side of wheel disc - int):Q=80 kN; Y=0 kN,80 kN; X = 0kN; dR=54 mm, 70 mm, 81 mm, radial position of strain gauges x0: 0°, 180°. The strain gauge radial positions were identified with the help of indications derived from points A, B, C, D as described above.

- b) $B: \varepsilon_{R,B} = \varepsilon_R(Q, dR)$ indipendenza della deformazione da Y, viene rilevata solo Q senza sensibile influenza di dR sulla sua quota radiale;
- c) $C: \varepsilon_{R,C} = \varepsilon_{min}$ minimo locale della curva di deformazione data da Y (segno opposto rispetto alla deformazione in A), nella zona tra la circonferenza passante in B ed il cerchione;
- d) $D: \varepsilon_{R,D} = \varepsilon_R(Y, dR)$ indipendenza della deformazione da Q; dal momento che la sua quota radiale è fortemente influenzata da dR, una condizione di riferimento è necessaria per D, ed imposta come corrispondente alla condizione di ruota centrata (dR=70).
- b) $B: \varepsilon_{R,B} = \varepsilon_R(Q, dR)$ strain independence from Y, only Q is detected with no practical influence of dR on its radial position;
- c) $C: \varepsilon_{R,C} = \varepsilon_{min}$ local minimum of Y strain pattern (strain of opposite sign respect to the one in A), in the area between B-circle and rim;
- d) $D: \varepsilon_{R,D} = \varepsilon_R(Y, dR)$ strain independence from Q; since its radial position is strongly influenced by dR, a reference position for D is needed, so the radius corresponding to the centered axle condition (dR=70) was chosen.

2.3. Accuratezza di misura al variare della configurazione estensimetrica

2.3.1. Risultati della simulazione statica

Le configurazioni estensimetriche proposte hanno portato a stimare che nessuna ad 1 canale/ruota soddisfa i criteri di accettazione per il campionamento basato sulla distanza (DBS) (cfr. n. 1 nella Tab. 3). Le principali cause di incertezza di misura per queste configurazioni derivano dall'accoppiamento di Q ed Y e dall'asimmetria del campo di deformazione dovuta agli effetti della componente longitudinale X. Nessuna delle combinazioni mostrate sopra

2.3. Achievable accuracy for the different strain gauge configurations

2.3.1. Results of the static modelling

The screening described above led to the conclusion that no 1-channel/wheel configuration satisfied the acceptance criteria for Distance Based Sampling (DBS) (n. 1 on Tab. 3). The main uncertainty causes for these configurations were the coupling of Q, Y and the asymmetry of the strain field due to X. None of the combinations shown above led to the identification of a constant calibration factor ($K_{B,p}$) characterised by acceptable error.

Bridges with gauges at different radii alternately measuring different force components were also explored (n. 6

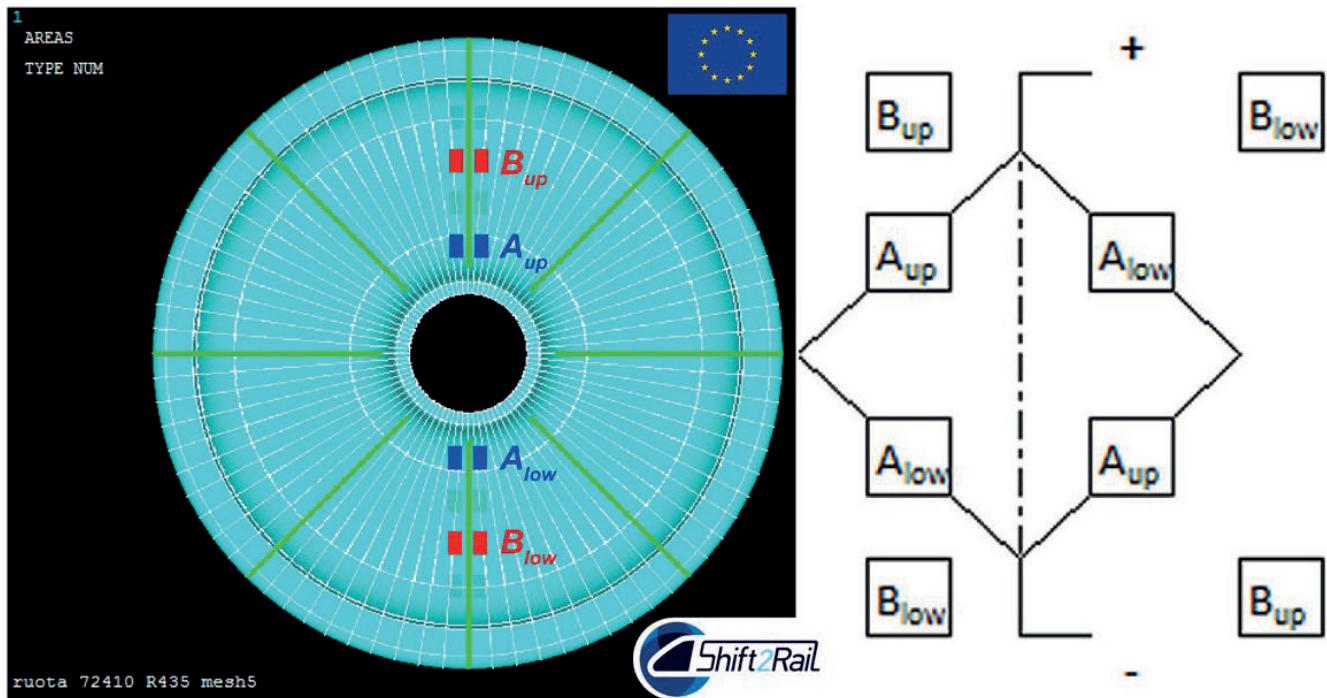


Figura 4 - Configurazione adottata alla misura: ponti interi rispettivamente in A (Y) e B (Q, X), lato interno della ruota.
Figure 4 - Adopted configuration: Full Bridges respectively in A (Y) and B (Q, X) on the inner side of the wheel.

ha portato all'identificazione di un fattore di calibrazione costante ($K_{B,P}$) avente errore accettabile.

Sono state anche verificate configurazioni di ponti con estensimetri applicati a diversi raggi di misura, con derivazione alternata delle componenti di forza (cfr. n. 6 di Tab. 3). Tuttavia, non sono stati raggiunti risultati di interesse applicativo a causa dell'accoppiamento delle componenti delle forze di contatto e dell'influenza della variabilità della distanza dR.

A seguire (Fig. 4 e Tab. 4) nel processo, sono state

of Tab. 3); no relevant results were achieved because of the coupling of the force components and the influence of dR.

As a following step, 2-channel/wheel configurations were explored (n. 2 – 3 – 4 – 5 of Tab. 3), with more significant results. Different configurations achieved the requirements, resulting suitable mainly for the inner side of the wheel, specifically the requirements for Y were achieved by two schemes (n. 2 – 3), whereas only one scheme (n. 2) was appropriate for measuring Q. So, the simplest configuration (n. 2) proves to be the most suitable and flexible: diametric full bridge, connecting strain gauges on opposite

Tabella 4 – Table 4

Disamina delle configurazioni per $Q = 70\text{kN}$, Q, Y vengono campionate sul piano verticale, viceversa X sul piano orizzontale (config. 2, 3 in Fig. 2)

Configuration screening for $Q = 70\text{kN}$, Q, Y sampled on the vertical plane, X sampled on the horizontal one (config. 2, 3 of Fig. 2)

Schema adottato: ponte intero ($P_{\text{low}} - P_{\text{up}}$) sul lato interno del disco ruota Selected scheme: Full bridge ($P_{\text{low}} - P_{\text{up}}$) on the inner side of the wheel												
Punto Point	Q: misura letta sul piano verticale Q: FB on vertical plane				Y: misura letta sul piano verticale Y: FB on vertical plane				X: misura letta sul piano orizzontale X: FB on horizontal plane			
	Kt (Q)	Q mis	Err %	Dev Std %	Kt (Y)	Y mis	Err %	Std dev %	Kt (X)	X mis	Err %	Std dev %
A	1.069	70	1178%	1827%	-35.253	50	4%	6%	0.966	50	0%	76%
B	-3.771	70	0%	8%	0.003	50	>10 ⁵	>10 ⁵	-1.428	50	0%	5%
C	-3.481	70	200%	310%	19.500	50	25%	27%	-1.348	50	10%	45%
D	0.131	70	8258%	12855%	-30.173	50	1%	8%	0.391	50	0%	100%

$\varepsilon_{R,int,50}$ Radial strain pattern, full bridge inner horizontal diameter X=50kN

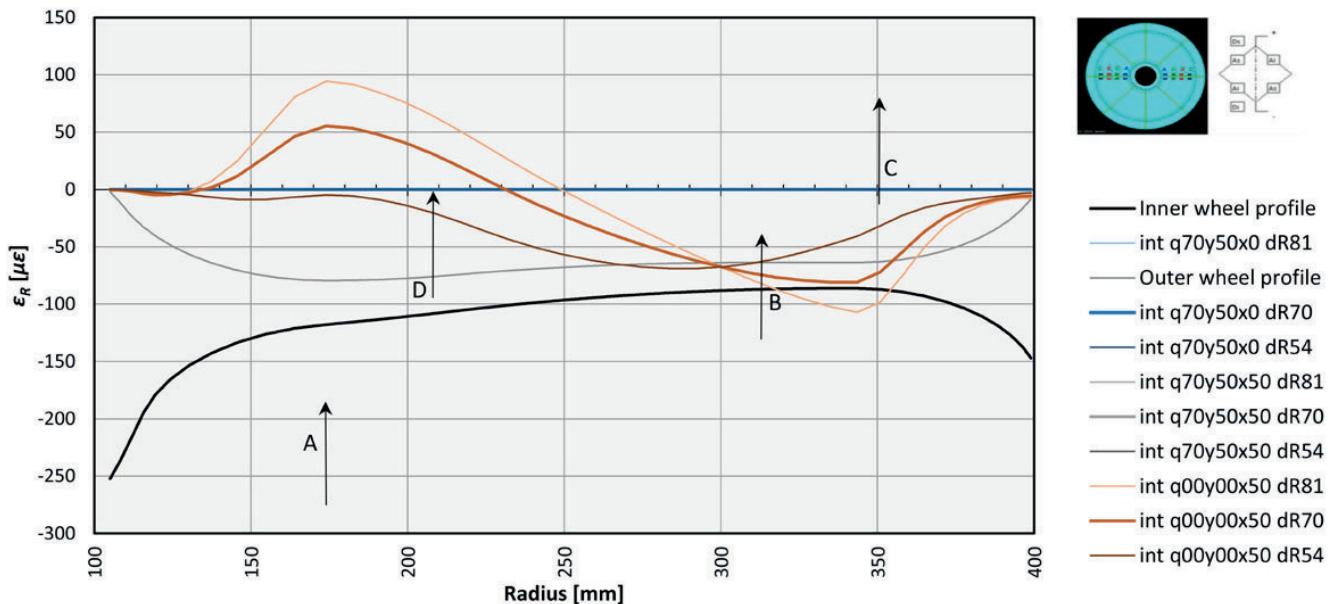


Figura 5 - Deformazione equivalente per un ponte intero (lato interno ruota), X = 50kN.
Figure 5 - Equivalent strain for a full bridge on the horizontal (inner side), X = 50kN.

esplorate configurazioni a 2 canali/ruota (cfr. n. 2 - 3 - 4 - 5 di Tab. 3), con risultati più significativi. Diverse configurazioni hanno soddisfatto i requisiti, specialmente per il lato interno della ruota; in particolar modo quelli per Y sono stati raggiunti per due schemi (n. 2 e n. 3), mentre solo uno (il n. 2) è risultato idoneo a misurare Q. Di conseguenza, la configurazione più semplice (n. 2) si è rivelata la più idonea e adattabile alle necessità di misura: ponte intero diametrale collegante gli estensimetri opposti sui lati adiacenti del ponte, sul lato interno della ruota (Fig. 4). La stessa configurazione sul lato esterno della ruota è risultata meno significativa. Gli errori calcolati per i ponti estensimetrici nelle posizioni verticale e orizzontale sono mostrati in Tab. 4. Per riassumere, la misurazione di Q e Y con una buona precisione è possibile quando lo schema adottato assume la posizione verticale.

Inoltre, nel progetto RUN2Rail è stato rilevato che la configurazione in oggetto riesce a misurare anche la componente X con ragionevole precisione quando il diametro di misura assume posizione orizzontale (Fig. 5). L'influenza degli altri carichi e della posizione del punto di contatto dR risulta essere di minore effetto in B, avendo inoltre un valore ragionevole di sensibilità ad X ($> 1 \mu\epsilon/kN$).

Riassumendo, la configurazione ottimale è giudicata quella a ponte intero a 2 canali/ruota, così come evidenziato dalla individuazione delle zone di misura A e B (cfr. Fig. 4) sulla superficie interna della ruota. Riepilogando:

- il ponte estensimetrico applicato in A misura Y quando è in posizione verticale (due volte per giro);
- il ponte estensimetrico applicato in B misura Q quan-

radii on adjacent sides of the bridge, all on the inner side of the wheel (see Fig. 4). The same configuration on the outer wheel side was less successful. A subset of the calculated errors for the bridges in the vertical and horizontal positions are shown (Tab. 4). To sum up, the measurement of Q and Y with good accuracy is possible when the instrumented diameter is vertical.

It was also discovered during the RUN2Rail work that this configuration could measure the X force with reasonable accuracy when the diameter is horizontal (see Fig. 5). The effect of the other loads and load position dR is small on the gauges at radius B, and the sensitivity to X is reasonable ($> 1 \mu\epsilon/kN$).

To sum up, the best configuration is judged by the authors to be the 2-channel/wheel full-bridge system, in A and B (referring to Fig. 4), on the inner surface of the wheel with:

- the bridge in A measuring Y when it is in the vertical position (twice per revolution);
- the bridge in B measuring Q when it is vertical and X when it is horizontal, both twice per revolution.

With this configuration, the simulated measurement errors in A, B for each load condition are listed in Tab. 5 and Tab. 6.

Even if the standard deviation on Q is quite relevant, 5.28% as in Tab. 5, and not improvable because of the influence of the contact point [14], [17], [15], the measurement accuracy of Y can be easily improved by compensation of effects of Q (Tab. 6). This possibility was explored,

Tabella 5 – Table 5

Errori di misura in B per Q = 70kN, piano verticale
Measurement errors in B for Q = 70kN, vertical

Misura su lato interno ruota, verticale, ponte intero in B <i>Inner side of the wheel, vertical, Full Bridge in B</i>					
Raggio [mm] <i>Radius [mm]</i>			306.8	306.9	306.8
Deformazione simulata [με] <i>Simulated strain [με]</i> Load condition: Q=70 Y=0 X=0 [kN]			-261.19	-287.51	-243.26
Q [mm]	Y [mm]	dR [mm]	Y "Misurata" <i>Measured</i> Y [kN]	Differenza <i>Difference</i> [%]	Differenza quadratica <i>Square Difference</i> [%]
70	00	70	69.26	-0.74	0.55
70	50	70	69.22	-0.74	0.60
70	00	54	76.24	6.24	38.91
70	50	54	76.20	6.20	38.49
70	00	81	64.50	-5.50	30.20
70	50	81	64.47	-5.53	30.56
			Dev. std sul campionamento <i>Sample std dev [%]</i>		5.28

do è verticale e X quando è orizzontale, entrambe due volte per giro.

A questa configurazione è correlabile la stima degli errori di misura teorici nelle zone A e B, al variare della condizione di carico (Tab. 5 e Tab. 6).

Anche se la deviazione standard sulla misura di Q è discretamente elevata (5,28%, cfr. Tab. 5), e non migliora-

by estimation of the equivalent strain given by Q in A, and its subtraction from the strain measured in A.

$$\varepsilon_{A1} = \varepsilon_A - K_{est} \cdot \varepsilon_B$$

The estimated strain in A given by Q is calculated through the strain measured in B (function only of Q) with

Tabella 6 – Table 6

Errori di misura in A per Q = 70kN, piano verticale prima e dopo
Measurement errors in A for Q = 70kN, vertical before and after correction

Misura su lato interno ruota, verticale, ponte intero in A, prima e dopo compensazione <i>Inner side of the wheel, vertical, Full Bridge in A before and after compensation</i>						
Raggio [mm] <i>Radius [mm]</i>			174.0	174.0	174.0	174.0
Deformazione simulata [με] <i>Simulated strain [με]</i> Load condition: Q=70 Y=0 X=0 [kN]			Prima della compensazione <i>Before compensation</i>		Dopo compensazione <i>After compensation</i>	
			-1676.44	-1767.40	-1619.74	-1761.31
Q [kN]	Y [kN]	dR [mm]	Y "Misurata" <i>Measured</i> Y [kN]	Diff. <i>Diff.</i> [%]	Diff. quadratica <i>Square Diff.</i> [%]	Y "Misurata" <i>Measured</i> Y [kN]
70	00	70	-2.41	-2.41	5.80	0.00
70	50	70	47.55	-2.45	5.98	49.96
70	00	54	0.03	0.03	0.00	2.68
70	50	54	50.13	0.13	0.02	52.79
70	00	81	-3.99	-3.99	15.90	-1.74
70	50	81	45.95	-4.05	16.44	48.19
			Dev. std sul campionamento <i>Sample std dev [%]</i>	2.97	Dev. std sul campionamento <i>Sample std dev [%]</i>	2.06

bile a causa dell'influenza del punto di contatto ([14], [17], [15]), l'accuratezza della misurazione di Y può essere facilmente ottimizzata, compensando proprio gli effetti di Q (Tab. 6). Questa possibilità è stata indagata, stimando il valore fornito dalla differenza tra la deformazione equivalente data da Q in A e la deformazione misurata in A. Di fatto la deformazione stimata in A ed indotta da Q viene calcolata attraverso la deformazione misurata in B (funzione solo di Q) con un fattore di compensazione K_{est} , definito come il rapporto tra le deformazioni fornite solo da Q, valutato in A e B sul valore di riferimento $dR = 70\text{mm}$:

$$K_{est} = \frac{\varepsilon_{A,70}}{\varemathbb{B},70}$$

Per quanto descritto:

$$\varepsilon_{A'} = \varepsilon_A - K_{est} \cdot \varepsilon_B$$

Si noti che K_{est} può essere valutato tramite simulazione FEM, anche se è sempre possibile un confronto con i risultati derivanti dalla caratterizzazione sperimentale e dalla calibrazione di altri assili strumentati dello stesso tipo.

2.3.2. Considerazioni dinamiche – Rilevamento dei picchi

Le attività di cui sopra non considerano la rotazione della ruota con carichi variabili e presuppongono che il diametro di misura (zona di applicazione degli estensimetri sulle superfici del disco ruota) sia nella posizione più idonea (verticale per Y e Q, orizzontale per X). Sono pertanto necessarie (Fig. 6) alcune puntualizzazioni per valutare l'idoneità del sistema proposto in termini di campionamento dei valori della forza di contatto e di rilevamento di carichi da impatto (ad es. giunti di rotaia, cuori) al di fuori delle posizioni di riferimento del sistema di misurazione.

L'aspetto più critico per quanto riguarda il campiona-

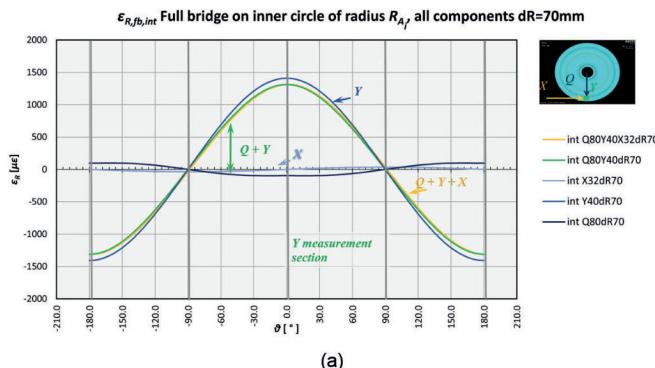


Figura 6 - (a) deformazioni radiali lungo la circonferenza in A (superficie interna della ruota), effetto di Q, Y, X;

Figure 6 - (a) radial strains measured along the inner wheelside circumference in A, effect of Q, Y, X; (b) radial strains measured along the inner wheelside circumference in B, effect of Q, Y, X.

a compensation factor K_{est} , which is the ratio between strains given by Q only, evaluated in A and B, for $dR = 70\text{mm}$.

$$K_{est} = \frac{\varepsilon_{A,70}}{\varepsilon_{B,70}}$$

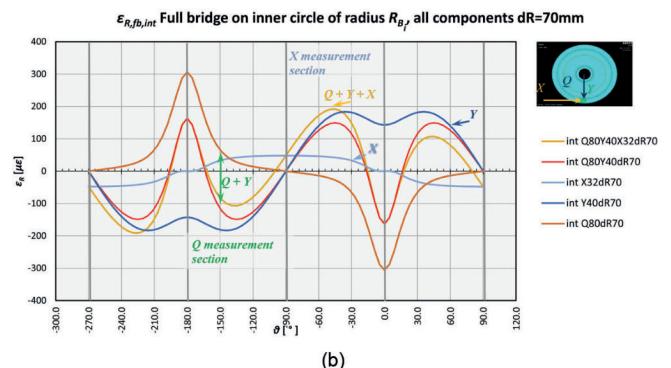
Please note that K_{est} can be evaluated with the help of FEM simulation, even if it is always possible a comparison with related results, derived from characterization and calibration of other instrumented wheelsets of the same type.

2.3.2. Dynamic considerations – Peak Detection

The above considerations do not consider the rotation of the wheel under varying loads, and assume that the instrumented diameter is in the best position for measurement (the vertical position for Y and Q, horizontal for X). Some considerations are needed therefore to assess the suitability of the proposed system in terms of sampling the contact force values and detecting impact loads (e.g. joints, frogs) off the correct position of the measurement system.

The most critical aspect regarding sampling is the signal of the bridge 'B' along one wheel revolution. This bridge is used to estimate force components Q and X. The simulated signal obtained from the bridge in the presence of constant loads is shown in Fig. 6. The signal shows a severe peak for points of the circumference close to the lower vertical inner section, not present in the signal of bridge 'A', which is almost sinusoidal in shape. This feature poses the problem of having a sampling frequency high enough to accurately capture the peak value.

In previous campaigns, Q (and Y, but this is easier as mentioned) have been successfully sampled up to 160 km/h with peak detection algorithms, at 5 kHz sampling rate [16], [20]. The dynamic component of the signals was shown to be quite low even on poor track geometry and did



mento è il segnale del ponte 'B' lungo il giro ruota. Questo ponte estensimetrico viene utilizzato per stimare le componenti di forza Q e X. Il segnale simulato, ottenuto dal ponte in presenza di carichi costanti (Fig. 6), mostra un picco severo per i punti della circonferenza vicino alla sezione interna verticale inferiore, peraltro non presente nel segnale del ponte 'A' caratterizzato da un andamento quasi sinusoidale. Questa particolarità pone il problema di avere una frequenza di campionamento sufficientemente alta tale da "catturare" con precisione il valore di picco.

Nelle precedenti campagne sperimentali, Q e Y (ma quest'ultima è più semplice come detto) sono state campionate con successo fino a 160 km/h con algoritmi di rilevamento dei picchi, con una frequenza di campionamento di 5 kHz ([16], [20]). La componente dinamica dei segnali ha mostrato di essere piuttosto bassa anche su una geometria scadente del binario, senza influenze evidenti sul campionamento [16]. Per l'applicazione WISE-FM, si prevede che il campionamento possa essere eseguito con una tecnica simile e per la ricostruzione degli spettri di carico si potrebbe esplorare la possibilità di utilizzare il conteggio tramite rainflow. Le componenti Y e X appaiono avere (cfr. Fig. 6) un effetto assolutamente trascurabile in prossimità della posizione verticale del ponte, rendendo quindi trascurabile questo contributo all'errore di misura.

Per quanto riguarda la possibilità di rilevare carichi da impatto, una risposta qualitativa è ottenuta tramite una semplice analisi del modello statico sul giro ruota (Figg. 7-8). L'effetto dei picchi di carico sul segnale "A" del ponte viene valutato staticamente per le diverse posizioni angolari assunte dalla ruota. Il picco viene imposto teoricamente come onda quadra di ampiezza doppia del carico ruota, emulando quanto potrebbe verificarsi ad esempio durante il transito sullo spazio nocivo di un deviatoio o di una comunicazione (distanza percorsa ipotizzata pari a 6 cm). La risposta del sistema di misura è stata verificata per tutti i casi di simulazione sviluppati nell'ambito di questa ricerca, con l'ipotesi di nessuna variazione della componente Y. Tale condizione rappresenta una ipotesi conservativa dal punto di vista del processo di misura delle grandezze di interesse, dal momento che la presenza di variazioni di Y renderebbero il rilevamento del picco più evidente. Si presume che l'impatto sia rilevabile se genera un segnale equivalente maggiore di un dato livello di rumore nella catena di misura (ipotizzato pari a 10 $\mu\text{m}/\text{m}$, valore cautelativo e sufficientemente pessimistico).

È importante che almeno uno dei due ponti estensimetrici, A o B, sia in grado di rilevare con elevata probabilità il verificarsi di un impatto, in particolare al momento di utilizzare il sistema per il calcolo dello spettro di carico. Per questa applicazione, al momento è interesse della ricerca assegnare un valore di riferimento alla forza d'impatto, poiché anche i sistemi più complessi e all'avanguardia hanno difficoltà a raggiungere l'ampiezza di banda richiesta ($>>100$ Hz). L'attuale proposta è di assegnare un valore convenzionale in kN per Y e Q per cia-

not affect the sampling [16]. For the WISE-FM application, it is expected that sampling could be performed with a similar technique, and for load spectra reconstruction the possibility of using rainflow counting could be explored. Fig. 6 also shows how the Y and X components really have a negligible effect close to the vertical bridge position, so this potential contribution to the error does not materialise.

Regarding the possibility to detect impact loads, a qualitative answer is given by using the static model in a simple analysis on the wheel revolution (Figs. 7-8). The effect of impact loads on the bridge 'A' signal is assessed statically for different angular positions of the wheel. A square-wave wheel-load-doubling impact occurring within a crossing (traversed distance of 6 cm) is imagined and the response verified for all load cases. Only the variation of Q due to the crossing is considered, i.e. no alteration of the Y force is assumed. This is a cautious assumption since the presence of Y variations would make the impact loading more detectable. The impact is assumed to be detectable if it generates a signal in equivalent strain of more than a given measurement-chain noise level (10 $\mu\text{m}/\text{m}$ is taken, this is a cautious quite pessimistic value).

It is important for at least one of the two bridges A or B to be capable of detecting with a high probability the occurrence of an impact, particularly for the load spectrum application. For this application, at the moment there is no intention to assign a precise force value to the impact, since even the most complex state-of-the-art systems have difficulty in achieving the required bandwidth ($>>100$ Hz). The current proposal is to assign a cautious conventional value in kN for Y and Q to each counted impact. For the early defect detection application, a wheel defect such as a wheel-flat should be identifiable more easily than a track defect due to its repetitive nature (once per wheel revolution).

The 'A' bridge results for one of the tested load cases for 5 different angular positions of the impact with respect to the wheel are shown (Fig. 7). The bridge is generally sensitive but with 2 "blind spots" (in the proximity of the horizontal measurement) of about $2 \times 15^\circ = 30^\circ/\text{rev}$. Assuming the impact may occur with the same probability for each point around the wheel circumference, this means that $30/360 = 1/12$ impacts could go undetected – in other words more than 90% of impacts would be detected. Experimental tests on a rig would be needed to confirm the extent of this blind spot given by the simplifying (but cautious) assumptions used here. Since the nature of the problem leads to a systematic underestimate of the impact count, there is potential to use a statistical correction to compensate for blind spots.

Bridge 'B' is not very sensitive to impacts (Fig. 8) in several angular positions. Therefore, the use of bridge 'A' is suggested for impact load detection.

It is reckoned that these results are indicative of the actual dynamic behaviour. This issue would of course need further verification, for example with a dynamic FE model (not in the scope of this work) or, better still, by means of

scun impatto conteggiato, in modo conservativo. Per l'attività di rilevamento precoce, un difetto della ruota come una sfaccettatura dovrebbe essere identificabile più facilmente di un difetto di rotaia a causa della sua natura ripetitiva (una volta ogni giro ruota).

Vengono mostrati i risultati del ponte "A" per uno dei casi di carico testati per 5 diverse posizioni angolari dell'impatto sul giro ruota (cfr. Fig. 7). Il ponte è generalmente sensibile ad eccezione di 2 "zone cieche" (in prossimità delle posizioni di misura orizzontali) di circa $2 \times 15^\circ = 30^\circ$ giro. Ipotizzando che l'impatto possa avvenire in modo equiprobabile sulla circonferenza di rotolamento, si evince che non sarebbe rilevabile il $30/360 = 1/12$ degli impatti – in altre parole più del 90% degli stessi sarebbe rilevato. Sarebbero comunque necessarie analisi sperimentali al banco per confermare l'estensione delle "zone cieche" ottenute dalle ipotesi semplificative (ma caute) assunte. Dal momento che la natura del problema porta a una sottostima sistematica nel conteggio degli impatti, è possibile utilizzare una correzione statistica come procedura per compensare le "zone cieche".

Il ponte 'B' non risulta essere molto sensibile agli impatti (cfr. Fig. 8) nella maggioranza delle posizioni angolari: di conseguenza il ponte 'A' è suggerito per il rilievo di picchi puntuali.

Si ritiene che questi risultati siano indicativi del comportamento dinamico effettivo. Sono necessarie ulteriori verifiche, ad esempio con un modello FE dinamico (non oggetto di questo lavoro) o, meglio ancora, mediante verifiche sperimentali al banco sulla sala montata reale, al fine di eliminare eventuali incertezze date dalla modellazione ed includere gli effetti della catena di misura, il tutto con valori di sollecitazione comparabili. Combinare le due valutazioni (FE e banco di prova) sarebbe una possibilità ovviamente più costosa ma più solida.

3. Adeguatezza di WISE-FM per le applicazioni previste

Nella sezione precedente sono quantificati alcuni indicatori relativi all'accuratezza del sistema proposto di

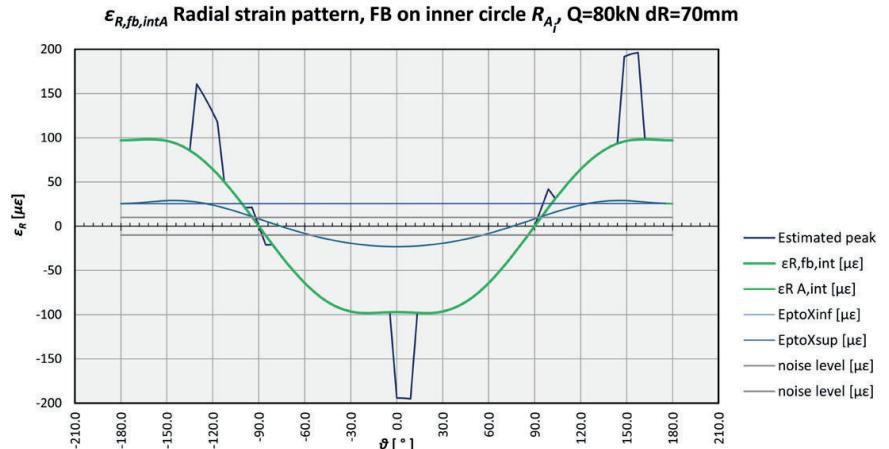


Figura 7 - Ponte intero in A – Q, sensibilità al picco; evidenziate: (verde) deformazioni $\epsilon_{R,fb,int}$ e $\epsilon_{R,fA,int}$ per il lato interno ruota, (grigio) livelli di rumore sulle deformazioni, (blu) stima dei picchi per deformazione.

Figure 7 - Full Bridge in A – Q, peak sensitivity; in evidence: (green colour) strains $\epsilon_{R,fb,int}$ and $\epsilon_{R,fA,int}$ for inner side of the wheel, (grey colour) strain noise levels, (blue colour) estimated peak for measured strains.

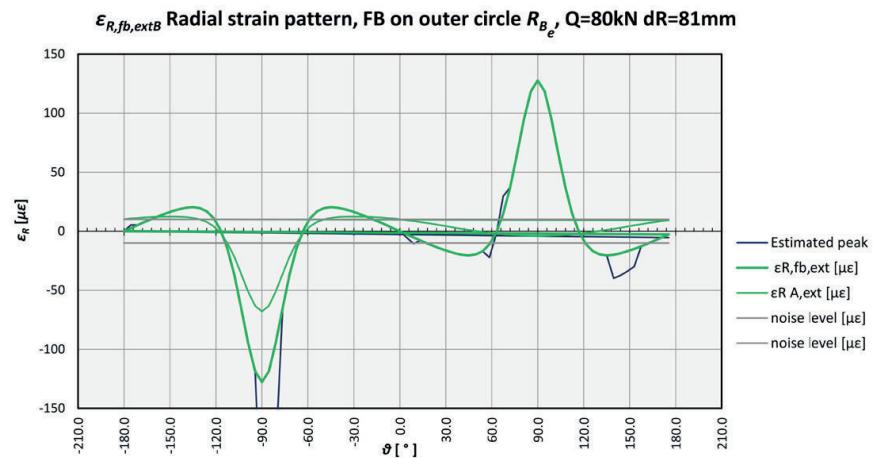


Figura 8 - Ponte intero in A – Q, sensibilità al picco; evidenziate: (verde) deformazioni $\epsilon_{R,fb,int}$ e $\epsilon_{R,fA,int}$ per il lato esterno ruota, (grigio) livelli di rumore sulle deformazioni, (blu) stima dei picchi per deformazione.

Figure 8 - Full Bridge in A – Q, peak sensitivity; in evidence: (green colour) strains $\epsilon_{R,fb,int}$ and $\epsilon_{R,fA,int}$ for outer side of the wheel, (grey colour) strain noise levels, (blue colour) estimated peak for measured strains.

full-scale experiments e.g. on a test rig which would eliminate modelling accuracy concerns and include the measurement chain effects, all at a comparable effort. Combining the two assessments (FE and test rig) would also be a more expensive but more robust possibility.

3. Suitability of the WISE-FM system for the intended applications

In the previous section some indicators related to the accuracy of the proposed force monitoring system are

monitoraggio della forza. In tutti i casi viene quantificato un errore inferiore al 10%, con due canali a ponte intero per ruota.

A seguire è valutato come l'accuratezza ottenibile soddisfi i requisiti minimi nelle applicazioni inizialmente identificate che ripetiamo per immediatezza:

- aumentare l'efficacia della progettazione e della manutenzione attraverso una migliore conoscenza dei carichi in servizio;
- supportare la manutenzione predittiva attraverso l'identificazione precoce dei guasti;
- identificare dei pericoli per la sicurezza di esercizio.

Per eseguire la valutazione a), sono stati utilizzati spettri di carico effettivi misurati nel progetto di ricerca WIDEM (ruota con un design molto simile a quello di questo caso di studio). Gli errori precedentemente calcolati (cfr. Tabb. 5-6) sono stati sovrapposti agli spettri per Q e Y , desunti da BERETTA et al. [18] e ricostruiti in modo approssimato, al fine di ottenere bande di errore, confrontando il loro valore con quello teorizzato in questo studio. Inoltre, è stato possibile valutare l'incertezza sulla stima del numero di cicli di fatica derivati dai risultati approssimati del sistema di misurazione. In particolare, per la forza Q (Fig. 9), l'errore in termini di giri della ruota, ad un dato carico, è piuttosto elevato (pari ad un ordine di grandezza), anche con un errore modesto nella misurazione del carico stesso. L'effetto è dovuto alla forma dello spettro del segnale. L'errore sul numero di giri della ruota per un dato carico è inferiore per Y (Fig. 10) rispetto al caso di Q (minore di un ordine di grandezza). Considerando l'uso degli spettri di carico per i calcoli della durata dell'assile, ipotizzando un cumulo di fatica (come conseguenza la sua vita operativa) più sensibile a Y di Q [17], la differenza di comportamento tra Y che a Q non genera sostanziali errori nella stima della vita. In realtà, questo è inferiore a un ordine di grandezza per i sovraccarichi dinamici più frequenti, (cfr. Fig. 10). Per altre considerazioni sulla vita dei componenti questo problema dovrebbe essere ulteriormente esplorato.

quantified. An error of less than 10% is quantified in all cases, with two full-bridge channels per wheel.

In this subsection we assess how the achievable accuracy meets the minimum requirements in the applications initially identified:

- increasing design and maintenance effectiveness through a better knowledge of in-service loads;*

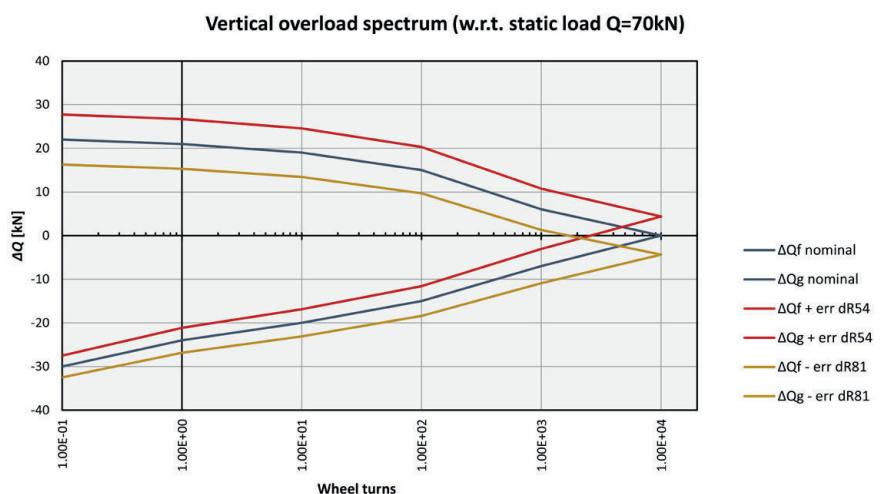


Figura 9 - Bande di errore corrispondenti al sistema WISE-FM proposto sovrapposte ad uno spettro del sovraccarico Q realistico sommariamente riprodotto da BERETTA et al. [18], da sommare al carico statico $Q = 70\text{kN}$.

Figure 9 - Error bands corresponding to the proposed WISE-FM system as superposed on a realistic Q overload spectrum coarsely reproduced from BERETTA et al. [18], to be summed to static load $Q = 70\text{kN}$.

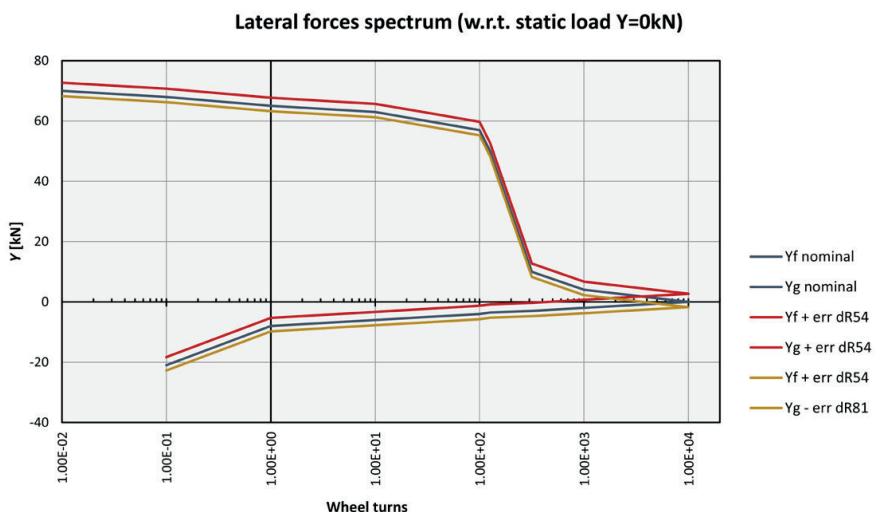


Figura 10 - Bande di errore corrispondenti al sistema WISE-FM proposto sovrapposte ad uno spettro di Y realistico sommariamente riprodotto da BERETTA et al. [18].

Figure 10 - Error bands corresponding to the proposed WISE-FM system as superposed on a realistic Y load spectrum coarsely reproduced from BERETTA et al. [18].

L'errore di misura ha una natura sistematica significativa. Ad esempio, è ipotizzabile che i valori Y più alti (cfr. Fig. 10) si verificheranno molto probabilmente per il contatto sul bordino. In questa condizione il sistema WISE-FM proposto porta a una sovrastima della forza Y (cfr. Tab. 6). Pertanto, si applica il limite di errore superiore. Analisi simili possono essere eseguite per le parti rimanenti dello spettro e per lo spettro Q.

In definitiva, a causa della natura e della forma degli spettri di carico, esiste un'alta sensibilità all'errore di misura del carico. Ciò richiederebbe una precisione estremamente elevata, probabilmente superiore a quanto è attualmente possibile anche con le configurazioni più sofisticate del sistema estensimetrico. In altre parole, gli spettri di carico sono un'applicazione particolarmente impegnativa in termini di precisione richiesta se il focus è su un singolo assile o su un carrello. Tuttavia, questa applicazione non appare costosa poiché solo una piccola parte della flotta può essere strumentata, partendo dal presupposto che gli altri esemplari dello stesso rotabile dovrebbero comportarsi in modo simile in condizioni di manutenzione simili. La conoscenza approssimativa dei carichi corrisponde alle stimate condizioni di sollecitazione utilizzate nella progettazione dei componenti. Eventuali differenze possono essere sfruttate per due strategie con impatti economici potenzialmente consistenti:

- progettare le modifiche ai componenti che raggiungono la fine del loro ciclo di vita prima del treno; un esempio potrebbe essere l'assile, la cui massa in una "seconda serie" potrebbe essere ridotta sulla base dei carichi di servizio effettivi;
- adattare gli intervalli di manutenzione in base ai carichi di servizio effettivi; ad esempio, lo stesso tipo di veicolo in esercizio su linee / reti diverse può essere sottoposto a intervalli di ispezione diversi, ad esempio per i test ad ultrasuoni.

Per quanto riguarda l'aspetto segnalato nel punto b) (manutenzione su condizione), i principali usi possibili per un sistema con una precisione del 10% possono essere così riepilogati.

1. Instabilità causata dall'usura del piano di rotolamento: man mano che l'usura della ruota progredisce, la storia temporale della forza Y durante una corsa su binario rettilineo viene modificata (ad es. un numero maggiore di oscillazioni / picchi di Y potrebbe essere rilevato in un dato tempo). Esiste un potenziale per fissare una soglia superiore per Y su binario rettilineo o per confrontare dati storici con quelli di una ruota nuova (cronologia "di riferimento" per Y). Una precisione del 10% non è ideale per identificare le tendenze dovute ad esempio all'evoluzione dell'usura del profilo delle ruote, ma il sistema dovrebbe essere in grado di rilevare variazioni di forza laterale maggiori dovute all'instabilità ad alta velocità (sicurezza).

- b) supporting predictive maintenance through the early identification of faults;
- c) identifying safety hazards.

In order to perform the assessment for item a), actual load spectra measured in the WIDEM research project were used (wheel of very similar design to that of this case study). The previously calculated errors (Tabs. 5 and 6) were overlapped to the spectra for Q and Y, taken from BERETTA [18] and reconstructed in an approximate way, in order to obtain error bands, comparing the magnitude of them to the wheel-rail forces. In addition to that, it was possible to evaluate the uncertainty on the estimation of the number of fatigue cycles derived by the measurement system approximated results.

Particularly for Q (Fig. 9), the error in terms of wheel revolutions at a given load is quite high (one Order of Magnitude) even with a not-so-high error on the load measurement as previously shown. This is due to the shape of the spectrum. The error on the number of wheel revolutions at a given load is lower for Y (Fig. 10) than in the case of Q (< one Order of Magnitude). Considering the use of the load spectra for axle life calculations, since the axle's damage (and consequently its operational life) is more sensitive to Y than Q (see e.g. [17]), the difference in behaviour between Y and Q does not generate substantial errors in life estimation. In fact, this is less than an Order of Magnitude for the most frequent dynamic overloads, as remarked on Fig. 10. For other component-life considerations this issue would have to be further explored.

The measurement error has a significant systematic nature. For example, the higher Y values (refer to Fig. 10) will most likely occur for flange contact. In this condition the proposed WISE-FM system leads to an over-estimate of the Y force due to the effect (see Tab. 6). Therefore, the upper error limit applies. Similar analyses may be performed for the remaining parts of the spectrum and for the Q spectrum.

In conclusion, due the nature and shape of load spectra, there is a high sensitivity to load measurement error. This would call for extremely high accuracy, probably beyond what is currently possible even with the most sophisticated gauge configurations. In other words, load spectra are a particularly demanding application in terms of required accuracy if the focus is on one single wheel-pair/wheelset. However, this application is not expensive in the sense that only a small fraction of a train fleet may be instrumented under the assumption that the other units of the same type should behave similarly under identical maintenance conditions. The approximate knowledge of the loads matches the approximate load conditions used in component design. If any differences are found, they may be exploited for two strategies with potentially strong economic impacts:

- *design changes to components that reach their end of lifetime before the trainset does; an example could be*

2. Guasti agli smorzatori: possono cambiare in modo significativo la dinamica di marcia [10]. Un guasto allo smorzatore trasversale potrebbe causare aumenti delle oscillazioni sia per Q sia per Y, analogamente alle relative accelerazioni [19], probabilmente rilevabili in breve tempo anche con campionamento delle forze basato sulla distanza.

Entrambi i suddetti difetti possono alterare le lunghezze d'onda cinematiche delle oscillazioni laterali/di serpeggio. Le lunghezze d'onda ridotte sono quelle che devono essere rilevate: con 2 campioni per giro (circa 2 campioni ogni 3 m di binario, con diametri tipici di ruota), una lunghezza d'onda cinematica di 6 m come quella ottenuta con una conicità equivalente di 0,3 per la sala utilizzata in questo studio (formula di Klingel) sarebbe rilevabile con 4 campioni, probabilmente sufficienti per mostrare il movimento sinusoidale.

3. Sbilanciamento del carico dovuto a difetti di sospensione: non dovrebbe essere difficile da identificare a condizione che le variazioni siano misurabili con una precisione del 10%. Il carico della ruota Q è il miglior candidato per questo scopo. Anche la presenza di valori insoliti per le forze laterali su binario rettilineo sarebbe facile da rilevare.
4. Difetti delle ruote: sono di molti tipi diversi. I più frequentemente citati sono le ruote sfaccettate e le ruote poligonate. Il primo tipo dovrebbe essere molto probabilmente rilevabile, con picco ogni giro di ruota in particolare su Q, facilmente distinguibile dagli altri casi (cuori e giunti di rotaia). La precisione della forza misurata non è importante in questo caso. Anche in questo caso il rilevamento avverrebbe se crea variazioni di carico superiori al 10% circa.
5. Problemi ai riduttori: possono anche avere un effetto sulle forze di contatto, da studiare prima di identificare le caratteristiche del potenziale monitoraggio delle forze.

Per riassumere, WISE-FM potrebbe essere utile per la manutenzione su condizione del rodiggio. Alcuni scopi affrontati potrebbero essere i seguenti (Tab. 7).

- Monitoraggio predittivo. Un esempio è lo studio delle tendenze delle forze di contatto dovute all'usura del profilo delle ruote come supporto alle strategie di riprofilatura. Potrebbe non essere necessario strumentare l'intera flotta. Uno studio sull'accuratezza della misurazione (qui valutata nell'ordine del 10%) potrebbe essere preso in considerazione in ulteriori sviluppi.
- Identificazione precoce dei guasti: "precoce" significa abbastanza in anticipo per attuare azioni correttive. Le modalità di guasto risolte dipenderebbero dalla priorità data dall'operatore del veicolo (ad es. quelli più frequenti). Sfaccettature, alcuni guasti agli smorzatori e squilibri di carico possono essere rilevabili con il sistema WISE-FM. Questo tipo di applicazione

the wheelset, whose mass in a "second series" could be reduced on the basis of actual service loads;

- *adaptive maintenance intervals based on the actual service loads; for example, the same vehicle type running on different lines/networks may undergo different inspection intervals such as for ultrasound testing.*

Regarding item b) for condition-based maintenance, the main possible uses for a system with 10% accuracy are listed below:

1. *Instability caused by wheel tread wear: as wheel wear progresses the shape of the time-history of force Y during a run on straight track would be altered, e.g. a greater number of oscillations/peaks of Y could be detected in a given time; there is a potential either for fixing an upper threshold for Y on straight track or for comparing the time-histories with those of a new wheel ("reference" time history for Y). A 10% accuracy is not ideal for identifying trends due for example to wheel profile wear evolution, but the system should be able to detect larger lateral force variations due to high-speed instability (safety).*
2. *Damper faults: they can significantly change the running dynamics [10]. A yaw damper fault could cause oscillation increases for both Q, Y, similarly to the related accelerations [19], probably detectable in a short time also with distance-based sampling of forces.*

Both the above defects can alter the kinematic wavelengths of lateral/yaw oscillations ("hunting"). Shortened wavelengths are the ones that need to be detected. With 2 samples per revolution (about 2 samples every 3 m of track, with typical wheel diameters), a 6 m kinematic wavelength such as the one obtained with an equivalent conicity of 0.3 for the wheelset used in this study (Klingel's formula) would be detected with 4 samples, probably enough to show the sinusoidal motion.

3. *Load unbalance due to suspension defects: should not be difficult to identify provided the variations are measurable with an accuracy of 10%. Wheel load Q is the best force component for this purpose. The presence of unusual lateral forces on straight track would also be easy to detect.*
4. *Wheel defects: they are of many different types. The most frequently cited are wheel flats and out-of-round. The first one should be quite probably detectable, its peak being detected every wheel revolution particularly on component Q, easily distinguishable from other cases (frogs, joints). The accuracy of the measured force is not important in this case. The latter would be detected if it creates load variations of more than about 10%.*
5. *Gearbox problems: may also have an effect on contact forces that has to be studied before concluding on the potential for force monitoring to identify them.*

richiede la strumentazione di tutte le ruote della flotta di rotabili. I potenziali vantaggi sono la migliore gestione degli slot dell'officina e il miglioramento della disponibilità dei convogli, le loro condizioni di marcia e la minore aggressività nei confronti del binario. Inoltre, WISE-FM potrebbe essere un metodo di validazione di nuovi materiali, sistemi attivi e componenti progettati in modo più efficace, indirizzato a un metodo di mitigazione del rischio, per mantenerne un livello accettabile in accordo alla legislazione dell'UE.

In analogia a quanto già espresso, anche le applicazioni di sicurezza potrebbero essere di due tipi.

- Monitoraggio predittivo. Un esempio è quello dell'applicazione di MATSUMOTO et al. [21], in cui il rapporto di svio è monitorato su un convoglio come misura di mitigazione del rischio. Questo tipo di applicazione potrebbe non richiedere un monitoraggio continuativo ma solo in periodi critici. Anche il rapporto di trazione T/N sulla ruota interna potrebbe essere monitorato. Per entrambe le applicazioni di cui sopra è sufficiente una precisione del 10%.
- Individuazione tempestiva di guasti/pericoli. Esempi di questa applicazione sono il rilevamento dell'instabilità e il rilevamento del deragliamento su una flotta di treni. Tuttavia, tali applicazioni possono generare interventi della frenatura di emergenza in servizio regolare. Questi ultimi sono particolarmente impegnativi per il sistema di monitoraggio, poiché qualsiasi guasto, su qualsiasi ruota/assile del treno, indurrebbe false segnalazioni. Gli impatti sulla disponibilità sono tali da richiedere una qualche forma di ridondanza, insieme ad algoritmi che valutano rapidamente quando uno dei canali ridondanti deve essere interdetto perché guasto. Ulteriori studi sono necessari per dimostrare quanto il numero di canali sulla ruota debba essere moltiplicato. Con ridondanza di tipo "triplex", sarebbero necessari 6 canali, con trasduttori indipendenti, telemetria, cablaggio. Ciò complicherebbe il sistema ad un punto che va oltre il livello di semplicità che è stato immaginato quando è stata avviata questa ricerca.

Per tutte le applicazioni di cui sopra, è necessario sviluppare algoritmi. Una possibilità è costituita da un algoritmo di confronto tra i valori effettivi delle forze di contatto e dei segnali di riferimento, ad es. con profili nuovi, parzialmente usurati, completamente usurati. Altrimenti le forze potrebbero essere confrontate con soglie ben definite.

Viene menzionata separatamente la forza longitudinale X. Oltre a creare una stima della distribuzione del carico anche per questa componente e migliorare la progettazione delle sale, è possibile riconoscere diversi sviluppi potenziali, tutti che richiedono ulteriori studi:

- a. il miglioramento del rilevamento dei guasti, l'X reale e la sua variazione potrebbero essere utilizzate come

To sum up, WISE-FM could be useful for running-gear condition-based maintenance. Some purposes addressed could be the following (see Tab. 7).

- *Monitoring of trends. An example is studying the trends of contact forces due to wheel profile wear as a support to reprofiling strategies. It may not be necessary to instrument the whole fleet. A study about the accuracy of the measurement (here evaluated in the order of 10%), could be considered in further developments.*
- *Early identification of faults, "early" meaning enough in advance to implement corrective actions. The fault modes addressed would depend on the priority given by the vehicle operator (e.g. most frequent ones). Wheel flats, some damper faults and load unbalances should be detectable with the WISE-FM system. This type of application requires instrumentation of all wheels of the train fleet. Potential benefits are the better management of workshop slots and availability improvement of the trainsets, their running gear condition and lower aggressiveness towards the track. Moreover, WISE-FM could be a validation method of new materials, active systems and more effectively designed components, addressed to a risk mitigation method, to maintain an acceptable level of risk in the sense of EU legislation.*

Finally, safety applications could also be of two types.

- *Monitoring of trends. An example is that of the application of MATSUMOTO et al. [21], in which the derailment ratio is monitored on one trainset as a risk mitigation measure. This type of application may not require full-time monitoring but only in critical periods. The traction ratio T/N on the inner wheel could also be monitored. For both the above applications a 10% accuracy is sufficient.*
- *Early identification of faults/hazards. Examples of this application are instability detection and derailment detection, on a train fleet. Such applications can generate slow-downs or train-trips in regular service, however. The latter are particularly demanding for the monitoring system, since any fault in the monitoring system, on any wheel/wheelset of the train, would trip the train even in the absence of a hazard. The unavailability requirements are such that some form of redundancy is required, along with algorithms judging rapidly when one of the redundant channels needs to be shut down because it is faulty. Further studies would have to show whether the number of channels on the wheel would have to be multiplied. With triplic redundancy, 6 channels would be required, with independent transducers, telemetry, wiring. This would complicate the system to a point that is beyond the level of simplicity that was imagined when starting this research.*

For all of the above applications, algorithms need to be developed. A possibility is for the algorithm to compare ac-

Tabella 7 – Table 7

Fattibilità di WISE-FM in accordo agli scopi di ricerca
Feasibility according to the purpose of WISE-FM

Applicazione - Purpose			Ruote strumentate Wheels instrumented	Osservazioni sulla fattibilità dell'applicazione sotto ipotesi di errore = 10% Remarks on the feasibility with 10% accuracy
Level 1	Level 2	Level 3		
Carichi in servizio <i>In-service loads</i>	Progettazione migliorata <i>Improved design</i>	Riduzione masse non sospese di progetto <i>Lower unsprung mass in subsequent design</i>	Solo ruote di guida su alcuni treni <i>Only leading wheelset on a few trainsets</i>	Per quanto l'accuratezza nel numero di cicli non è elevata, l'informazione potrebbe essere idonea allo scopo <i>Despite the relatively low accuracy regarding the number of cycles, the information collected would still be valuable for the purpose</i>
	Manutenzione adattativa <i>Adaptive maintenance</i>	Adeguamento degli intervalli di ispezione/manutenzione alle condizioni di servizio/linea <i>Maintenance/inspection intervals adapted to service/line</i>	Solo ruote di guida su alcuni treni <i>Only leading wheelset on a few trainsets</i>	Per quanto l'accuratezza nel numero di cicli non è elevata, l'informazione potrebbe essere idonea allo scopo <i>Despite the relatively low accuracy regarding the number of cycles, the information collected would still be valuable for the purpose</i>
Condition-Based Maintenance	Monitoraggio andamenti <i>Monitoring trends</i>	Dati di supporto per manutenzione/ispezione <i>Support for maintenance/inspection intervals</i>	Campione di ruote <i>Only selected wheels</i>	Possibili difficoltà a rilevare lente variazioni dello stato del veicolo <i>Probably difficult to detect slow variations due to vehicle condition</i>
	Rilevamento precoce dei guasti (migliore gestione in officina, riduzione indisponibilità in servizio, miglioramento condizioni di marcia) <i>Early detection of faults for better workshop management, reduced operational unavailability, improved average running condition</i>	Sfaccettature <i>Wheel flats</i>	Tutte - All	Anche se il sistema è campionato a spazio, dovrebbe essere in grado di identificare picchi di forza a precise posizioni angolari, sfaccettature <i>Even though the system is distance-sampled, it should be able to identify force peaks that occur at precise angular positions due to flats</i>
		Guasto agli smorzatori antiserpeggio <i>Yaw damper faults</i>	Tutte - All	Effetto combinato su forze laterali e verticali dovrebbe permettere il riconoscimento <i>The combined effect on lateral and vertical forces should be able to allow detection</i>
		Guasto ad altri smorzatori <i>Other damper faults</i>	Tutte - All	Non tutti i guasti gli smorzatori causano variazioni alle forze di contatto <i>Not all dampers would necessarily lead to detectable force variations</i>
		Squilibri di carico da guasto (molle, etc.) <i>Faults creating load unbalances (springs, other elements)</i>	Tutte - All	Rilevamento abbastanza semplice <i>It should be quite easily detected</i>
		Polygonazioni <i>Out-of-round</i>	Tutte - All	Campionamento a spazio potenzialmente non idoneo in alcuni casi <i>Distance based sampling may not be adequate for some forms</i>
		Usura ruota <i>Wheel wear</i>	Tutte - All	Non dovrebbe portare a variazioni sensibili delle forze di contatto, dipende dalla severità del problema <i>Might not lead to detectable force variations, depending on the problem severity</i>
Sicurezza di marcia <i>Running safety</i>	Monitoraggio andamenti <i>Monitoring trends</i>	Allerta in condizioni sfavorevoli (e.g. rapporto di Nadal, coeff. di trazione) <i>Alerts in periods when conditions are unfavourable (e.g. derailment ratio, traction ratio)</i>	Solo ruote di guida su alcuni treni <i>Only leading wheelset on a few trainsets</i>	Sistema potenzialmente idoneo per questa tipologia di applicazioni <i>The system should be quite suitable for this type of application</i>
	Rilevamento precoce pericoli <i>Early detection of hazards</i>	Frenatura di emergenza per guasti provocanti forze di contatto anomale, validatore di nuove tecnologie di rodiggio <i>Train-trip/slow for faults creating unusually high contact forces, enabler of novel running-gear technology</i>	Tutte - All	Valori elevati delle forze di contatto sono rilevabili con certezza, anche se l'elevato grado di ridondanza probabilmente richiesto può complicare la calibrazione <i>High contact forces and variations are certainly easy to detect with the system, although the high redundancy probably required would complicate the setup</i>
Segnali di retroazione <i>Feedback signals</i>	Controllo trazione <i>Traction control</i>	Segnale di retroazione - differenza rispetto alla forza richiesta <i>Force feedback signals for difference with desired force</i>	Tutte le ruote motrici <i>All motorised wheels</i>	Sistema potenzialmente idoneo per questa tipologia di applicazioni <i>The system should be quite suitable for this type of application</i>
	Sterzatura attiva <i>Active steering</i>	Segnale di retroazione - differenza rispetto alla forza richiesta <i>Force feedback signals for difference with desired force</i>	Tutte le ruote sterzanti <i>All actively-steered wheels</i>	Sistema potenzialmente idoneo, maggiore ridondanza probabilmente richiesta <i>The system is probably suited, but high redundancy level is probably required</i>

criterio aggiuntivo per il rilevamento o la conferma dei guasti attraverso la ricostruzione del vettore della forza di contatto;

- b. potrebbe contribuire al rilevamento di problemi relativi agli smorzatori antiserpeggio in combinazione con la misura di Y;
- c. la stima del coefficiente di aderenza quasi in tempo reale dovrebbe essere possibile con una precisione del 10%, migliorando così la gestione dello sforzo di trazione e la sostituzione o l'integrazione dei sistemi che sono attualmente utilizzati con lo stesso scopo, generalmente il controllo della velocità della ruota / del rotore.

Tali considerazioni aprono le porte a un'altra applicazione, che è la generazione di segnali di controllo in retroazione per i futuri sistemi di sterzatura attiva delle ruote (cfr. Tab. 7).

4. Conclusioni

La ricerca descritta in questa memoria ha dimostrato che è possibile, almeno per il tipo di ruota considerato come caso di studio, ottenere misurazioni delle sollecitazioni sulle ruote (X, Y e Q) con una precisione dell'ordine del 10% e con un sistema che ha un buon potenziale per un'applicazione generalizzata e duratura sui treni in servizio. Il sistema WISE-FM richiede 2 canali estensimetrici per ruota e può utilizzare hardware permanente che, sebbene non ancora in commercio, ha già visto l'implementazione pratica in servizio. Potrebbe anche essere possibile limitare il sistema a 3 canali per sala montata sviluppando considerazioni di equilibrio strutturale teorico (da esplorare eventualmente nelle ricerche successive). Può essere utilizzato sia con sale convenzionali sia con assili a ruote indipendenti. Per molte potenziali applicazioni, solo alcuni convogli di una flotta potrebbero essere equipaggiati estendendo vantaggi all'intera flotta; per altre l'intera flotta dovrebbe essere equipaggiata. Le considerazioni al riguardo verrebbero sviluppate in uno studio separato, inclusi aspetti quali ridondanze, diagnostica e così via.

L'applicazione iniziale prevista del sistema era quella di generare spettri di carico in servizio utili alla riprogettazione riducendo le masse non sospese e consentendo piani di manutenzione adattati alle condizioni di servizio effettive. L'analisi descritta in questo documento mostra che ciò è possibile per le componenti di forza quasi statica e dinamica (ad es. impatti con cuori, giunti ecc., che sono una parte importante in uno spettro di carico). Anche se le forze non possono essere misurate accuratamente, né possono essere contati gli eventi e assegnato un valore di carico convenzionale (elevato). A causa della natura e della forma delle distribuzioni del carico, esiste un'alta sensibilità all'errore di misurazione del carico. Ciò richiederebbe una precisione estremamente elevata, probabilmente al di là di ciò che è attualmente possibile, anche con le configurazioni più sofisticate utilizzanti la stessa tecnologia.

tual values of contact forces to benchmark time histories, e.g. with new, partially worn, completely worn profiles. Otherwise forces could be compared with well-defined thresholds.

Separate mention is given to the longitudinal force X. In addition to creating a load distribution estimation also for this component and improving wheelset design, several potential developments can be recognised, all requiring further study:

- a. failure detection improvement, the actual X and its variation could be used as additional criterion for failure detection or confirmation through reconstruction of the contact force vector;*
- b. it could contribute to the detection of yaw damper problems in combination with Y;*
- c. quasi real-time adhesion coefficient estimation should be possible with a 10% accuracy, thus improving tractive effort management, and replacing or integrating the systems are currently used with the same purpose, generally wheel/rotor speed control.*

This opens the door to another application, which is the provision of feedback control signals for future active steering systems (Tab. 7).

4. Conclusions

The research described in this paper has shown that it is feasible, at least for the wheel type used as a case study, to obtain measurements of wheel loads X, Y and Q with an accuracy of the order of 10% with a system that has a good potential for widespread and durable application on trains in service. The WISE-FM system requires 2 strain-gauge channels per wheel and may use durable hardware that is not yet Commercial Off-The-Shelf but has seen long-distance practical implementation in-service. It may even be possible to limit the system to 3 channels per wheelset through equilibrium considerations (to be explored eventually in subsequent research). It may be used with both solid-axle wheelsets and Independently Rotating Wheels. For many potential applications only a few train-sets of a fleet could be instrumented with benefits for the whole fleet, for other ones the whole fleet should be equipped. Considerations about it would be developed in a separate study, including e.g. channel redundancy, diagnostics and so on.

The initial intended application of the system was to generate in-service load distributions to inform re-design for the reduction of unsuspended masses and enable maintenance plans that adapt to the actual service conditions. The analysis described in this paper shows that this is possible both for the quasi-static and dynamic force components (e.g. impacts on frogs, joints etc. which are an important part of a load distribution). The forces cannot be measured accurately on these elements, but they can be counted and assigned a conventional (high) load value. Due the

La riduzione della massa non sospesa potrebbe essere sfruttata, ad esempio, alla fine della vita utile delle prime sale montate, che potrebbero essere sostituite da quelle riprogettate probabilmente con massa inferiore, con vantaggi per la manutenzione di veicoli e binari, consumo di energia. Questo potrebbe applicarsi ad altri componenti. La possibilità è particolarmente interessante in questi tempi di rapida innovazione grazie al programma SHIFT2RAIL, in quanto potrebbe consentire un time-to-market più rapido e la risoluzione dei problemi di nuovi progetti, oltre alla più facile introduzione delle modifiche di progettazione durante la vita di un prodotto.

I piani di manutenzione adattiva potrebbero essere avviati già dopo i primi mesi di monitoraggio. Gli intervalli di ispezione e sostituzione potrebbero essere regolati sulla base dei carichi misurati.

Gli altri usi sono la manutenzione su condizione, l'identificazione dei potenziali guasti pericolosi e la fornitura ridondanza di segnali di controllo ridondanti.

Con una precisione del 10%, WISE-FM consente potenzialmente di identificare diversi tipi di difetti sulla sala stessa, ma anche su elementi di sospensione e trasmissione. In linea di principio, qualsiasi guasto che provocasse una variazione di carico superiore al 10% per circa mezzo giro della ruota dovrebbe essere rilevabile: variazioni nella rigidità degli elementi di sospensione e altri difetti delle sospensioni, alcune forme di poligonazione, instabilità, guasti degli smorzatori, ad es. antiserpeggio, guasti ai riduttori. Questo tipo di applicazione richiederebbe la strumentazione di tutte le sale montate e potrebbe trarre vantaggio dall'uso parallelo di sistemi diversi per rendere più robusta l'identificazione (ad es. accelerometri sul telaio del carrello o sui ponti riduttori per identificare i difetti).

Un'altra possibilità è offerta dalla stima frequente del rapporto di trazione T/N e del coefficiente di aderenza che consente di comprendere meglio le sue variazioni giornaliere e stagionali.

Per quanto riguarda le applicazioni legate alla sicurezza, il rapporto di svio e la misurazione del coefficiente di aderenza rappresentano un contributo forse utile che richiederebbe solo la strumentazione di alcune sale montate. Se tutte le sale, oppure quelle valutate critiche, fossero equipaggiate, una misurazione della forza con precisione del 10% sarebbe in grado di rilevare i rischi per la sicurezza di marcia che quasi sicuramente genererebbero grandi variazioni di forza (ad esempio il rilevamento dello svio per applicazioni ad alta velocità). Questo tipo di applicazione è piuttosto impegnativo poiché ha effetti importanti non solo sulla sicurezza ma anche sulla disponibilità operativa (falsi allarmi genererebbero intervento della frenatura di emergenza). Pertanto, i severi requisiti di affidabilità e disponibilità dovrebbero essere soddisfatti tramite ridondanza nei sensori e nella catena di misura che potrebbero rendere il sistema molto più complesso.

Questo studio identifica WISE-FM come potenziale "attivatore" di tre innovazioni tecnologiche che potrebbe-

nature and shape of load distributions, there is a high sensitivity to load measurement error. This would call for extremely high accuracy, probably beyond what is currently possible even with the most sophisticated gauge configurations.

The reduction of unsuspended mass could be exploited for example at the end of the lifetime of the first wheelsets, which could be replaced by lighter redesigned ones, with benefits for vehicle and track maintenance, energy consumption. This might apply to other components. The possibility is particularly attractive in these times of hopefully rapid innovation thanks to the SHIFT2RAIL programme, as it could enable quicker time-to-market and troubleshooting of novel designs, plus the easier introduction of design changes during the lifetime of a product.

Adaptive maintenance plans could be initiated already after the first months of monitoring. Inspection and replacement intervals could be adjusted on the basis of the measured loads.

The other potential uses are for condition-based maintenance and hazard identification, and for provision of control signals.

With a 10% accuracy, WISE-FM potentially allows the identification of several types of defects on the wheelset itself but also on suspension and drive-train elements. Any fault that would cause a load variation of more than 10% for about half a wheel revolution should be detectable in principle: variations in stiffness of suspension elements and other suspension defects, some forms of out-of-round, instability, damper faults e.g. yaw dampers, possibly gearbox faults. This type of application would require all wheelsets to be instrumented, and could benefit from the parallel use of different systems to make identification more robust (e.g. accelerometers on the bogie frame or the gearboxes to identify their defects).

Another possibility is a frequent traction ratio T/N and adhesion coefficient estimation allowing a better understand of its daily and seasonal variations.

Regarding safety-related applications, the derailment ratio and adhesion coefficient measurement is one possibly useful contribution which would only require a few wheelsets to be instrumented. If all, or all critical, wheelsets are instrumented, a 10% accuracy force measurement would of course be capable of detecting running safety hazards which would almost certainly generate large force variations (e.g. derailment detection for high-speed applications). This type of application is quite challenging since it has important effects not only on safety but also on operational availability (false alarms would generate train trips or slow-downs). Therefore, harsh reliability-availability requirements would need to be applied with redundancy in the sensors and the measurement chain that could make the system much more complex.

ro portare grandi benefici al trasporto ferroviario e contribuire così a un passaggio modale favorevole verso questa modalità sicura e sostenibile:

- manutenzione su condizione basata su carichi di servizio effettivi;
- introduzione di nuovi materiali, in particolare nelle parti non sospese e del rodiggio;
- sistemi attivi di sterzatura delle ruote.

Sono necessarie ulteriori ricerche per i seguenti aspetti:

- valutazione degli impatti (ad es. costi e benefici per un operatore specifico o per tipo di operatore) al fine di decidere quali applicazioni sono più promettenti;
- validazione sperimentale del sistema;
- generazione degli algoritmi in base alle applicazioni selezionate.

In conclusione, il sistema WISE-FM potrebbe offrire una vasta gamma di funzioni classificabili come monitoraggio del carico in servizio, rilevamento precoce dei difetti, identificazione dei pericoli e fornitura di segnali di retroazione per varie applicazioni.

This study identifies WISE-FM as potential enabler of three technological breakthroughs that could bring great benefits to railways and thus contribute to a favourable modal shift towards this safe and green mode:

- *adaptive maintenance based on actual service loads;*
- *the introduction of new materials particularly in the unsuspended running-gear parts;*
- *active steering systems.*

Further research is needed for the following aspects:

- *to assess the impacts (e.g. costs and benefits for a specific operator or type of operator) in order to decide which applications are most promising;*
- *to prove the system experimentally;*
- *to generate the algorithms depending on the selected applications.*

All in all, the WISE-FM system could offer a wide variety of functions classifiable as in-service load monitoring, early defect detection, hazard identification and provision of feedback signals.

5. Riconoscimenti

Il progetto RUN2Rail ha ricevuto finanziamenti dal consorzio Shift2Rail nell'ambito del programma di ricerca e innovazione Horizon 2020 Unione Europea, convenzione n. 777564.

5. Acknowledgements

The RUN2Rail project has received funding from the Shift2Rail Joint Undertaking under the European Union's Horizon 2020 research and innovation programme under grant agreement No 777564.

BIBLIOGRAFIA - REFERENCES

- [1] SHIFT2RAIL, «Multi-Annual Action Plan,» 2015.
- [2] UNI, *UNI EN 13260:2011 Applicazioni ferroviarie - Sale montate e carrelli - Sale montate - Requisiti del prodotto*, UNI, 2011.
- [3] UNI, *UNI EN 13103-1:2018 Applicazioni ferroviarie - Sale montate e carrelli - Parte 1: Metodo di progettazione per assi con boccole esterne*, UNI, 2018.
- [4] CEN, *NF EN 14363 - Railway applications - Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles.*, CEN, December 2005.
- [5] D.E. OTTER, M.A. EL-SIBAIE, R.L. HIGGINS, «A design for next generation load measuring wheel sets,» in *Proceedings of the 1991 IEEE/ASME Joint Railroad Conference*, 1991.
- [6] A. BRACCIALI, F. CAVALIERE, M. MACHERELLI, «Review of instrumented wheelset technology and applications,» in *Proc. 2nd Int. Conf. Railway Technol., Res., Develop., Maintenance*, 2014.
- [7] A. MATSUMOTO, Y. SATO, H. OHNO, M. TOMEOKA, K. MATSUMOTO, J. KURIHARA, T. NAKAI, «A new measuring method of wheel-rail contact forces and related considerations,» *Wear*, vol. 265, n. 9-10, pp. 1518-1525, 2008.
- [8] L. GASPERETTO, S. ALFI, S. BRUNI, «Data-driven condition-based monitoring of high-speed railway bogies,» *International Journal of Rail Transportation-*, vol. 1, n. 1-2, pp. 42-56, 2013.
- [9] S. BRUNI, R. GOODALL, T.X. MEI, H. TSUNASHIMA, «Control and monitoring for railway vehicle dynamics,» *Vehicle System Dynamics*, vol. 45, n. 7-8, pp. 743-779, 2007.
- [10] S. e. a. BRUNI, «Road test data procedures for evaluating the hunting instability threshold of a railway vehicle from on board measurements,» *Vehicle System Dynamics*, vol. 33.sup1, pp. 168-179, 1999.
- [11] DH e. a. LEE, «Development of condition monitoring system for reduction unit of high-speed rail,» *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, vol. 30, n. 7, pp. 667-672, 2013.

- [12] CEN, *TSI LOC&PAS - Regolamento (UE) n. 1302/2014*, European Railway Agency, 2014.
- [13] M. ENTEZAMI, ET. AL., «*Perspectives on railway axle bearing condition monitoring*,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, p. 0954409719831822, 2019.
- [14] G.R. CORAZZA, G. MALAVASI, R. LICCIARDELLO, M. MARCONE, «*La ruota come sensore d'interazione ruota rotaia*,» *Ingegneria Ferroviaria*, n. 3, pp. 119-131, 1999.
- [15] M. BRUNER, G. CORAZZA, E. COSCIOTTI, R. LICCIARDELLO, G. MALAVASI, «*Y- und Q- Kräftmessung: Analyse und Feldfahrungen eines neuen Verfahrens*,» *ZEV rail Glasers Annalen*, vol. 128, pp. 272-277, 2004.
- [16] M. ALESSANDRIA, B. DOTTI, R. LICCIARDELLO, «*Long-term contact force measurements with the CML method*,» *Ingegneria Ferroviaria*, vol. 66, pp. 929-948, 2011.
- [17] M. BRUNER, G.B. BROGGIATO, R.V. LICCIARDELLO, in *XXXII Congresso AIAS (Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni)*, 2003.
- [18] S. CANTINI, S. BERETTA, «*Structural reliability assessment of railway axles*», 2011: Lucchini RS.
- [19] T.X. MEI, X.J. DING, «*A model-less technique for the fault detection of rail vehicle suspensions*,» *Vehicle System Dynamics*, vol. 46, n. S1, pp. 277-287, 2008.
- [20] F. SAVIN, F. BRAGHIN, «*Project no. TST-CT-2005-516196 - Wheelset integrated design and effective maintenance - D2.1 Load spectra for two service profiles to be used in new design*,» WIDEM, 2008.
- [21] A. MATSUMOTO, S. YASUHIRO, O. HIROYUKI, «*A new monitoring method of train derailment coefficient*,» *QR*, pp. 136-140, 2002.
- [22] D. CORTIS, M. BRUNER, G. MALAVASI, «*Development of a wayside measurement system for the evaluation of wheel-rail lateral contact force*», *Measurement* 159 (2020) 107786, www.elsevier.com/locate/measurement.
- [23] M. BRUNER, G.R. CORAZZA, «*Note sullo sviluppo di un pensiero scientifico originale nelle ferrovie - La marcia in rettifilo e in curva. Notes on the development of an original scientific thought in the rail system - Running on a straight track and cornering*», INGEGNERIA FERROVIARIA, 09/2018 Edizioni CIFI <http://www.Ingegneriaferroviaria.it/web>.
- [24] M. BRUNER, D. CORTIS, G. MALAVASI, S. ROSSI, «*Estimation of the wheel-rail lateral contact force from wayside measurements*», art. N. 44, *AIIT INTERNATIONAL CONGRESS ON TRANSPORT INFRASTRUCTURE AND SYSTEMS 04/2017 CRC Press/Balkema Taylor & Francis Group* <http://www.balkema.nl>.
- [25] M. BRUNER, M. CATENA, D. CORTIS, G. MALAVASI, S. ROSSI, «*Estimation of the wheel-rail lateral contact force through the analysis of the rail web bending strains*», *MEASUREMENT* 12/2016 Elsevier www.elsevier.com/locate/measurement.
- [26] M. BRUNER, G.R. CORAZZA, M.V. CORAZZA, «*Divagazioni sull'ingegnere ferroviario - Osservazioni e proposte*», INGEGNERIA FERROVIARIA, 08/2016 Edizioni CIFI <http://www.cifi.it>.
- [27] J.M. JARILLO, J. MORENO, S. ALFI, S. BARLET, P. BOUVET, S. BRUNI, R. LICCIARDELLO, «*Novel Technology concepts and architecture for on-board condition-based monitoring of railway running gear: the Run2Rail vision*», *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, p. 0954409720951409, 2020.

Disclaimer

I contenuti della presente memoria riflettono i punti di vista degli autori e la JU non è responsabile dell'utilizzo, di qualsiasi natura, che possa essere fatto delle informazioni.

The contents of this paper reflect only the authors' point of view and the JU is not responsible for any use that may be made of information it contains.